

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Транспортне машинобудування

№ 32 (1005) 2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2013

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.
Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 32 (1005). – 124 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; С. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.;
В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.;
О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.;
П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.;
Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: В. В. Спіфанов, канд. техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: С. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; І. В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;

В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Транспортне машинобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

3 номеру 42'2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 6 від 05 липня 2013 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2013

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 621.436

О. І. АБЛЯСКІН, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
Є. В. КУРИЛО, студент НТУ «ХПІ»

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ АВТОМОБІЛІВ З ДИЗЕЛЬНИМИ ДВИГУНАМИ

В процесі виконання роботи було обрано комплекс шляхів удосконалення робочих процесів для покращення екологічних показників і підвищення паливної економічності автомобільних дизелів.

Ключові слова: робочий процес, дизель, паливна економічність, викиди шкідливих речовин, рециркуляція.

Вступ. Автомобільний транспорт є одним з основних джерел забруднення атмосферного повітря в містах. Велику роль у забрудненні від транспорту відіграють і автомобілі з дизельними двигунами. Основними шкідливими компонентами відпрацьованих газів являються оксиди азоту (NO_x), дисперсні частинки (ДЧ), оксид вуглецю (СО), та вуглеводні (СН), причому найбільш токсичні NO_x і ДЧ.

Постійне зростання цін на нафтопродукти зумовлює стабільний попит на автомобілі з дизельними двигунами у Європі, бо вони мають, порівняно з бензиновими, кращу паливну економічність і при цьому коштує дизельне паливо дешевше. Важливим фактором також є екологічність дизельних двигунів. Сучасні дизелі завдяки фільтрам і багатоступінчастим каталізаторам, очищаючим відпрацьовані гази від сажі, з'єднань сірки і азоту, демонструють мінімальні показники викидів шкідливих речовин в атмосферу. Не дивлячись на зростаючу популярність дизельних автомобілів в Україні, їх загальна доля від всієї кількості автомобілів складає близько 12%. Головним стримуючим чинником зростання кількості дизелів є якість палива, що продається на вітчизняних заправках.

Аналіз основних досягнень. Основний вплив на паливну економічність автомобіля здійснюють наступні фактори: економічність двигуна, маса автомобіля, витрата енергії на подолання сил тертя в трансмісії, сила опору кочення коліс автомобіля, сила опору інерції, умови руху, стиль водіння та технічний стан автомобіля. В даній роботі було розглянуто шляхи удосконалення першого фактора – економічність двигуна.

Епоха дизельних двигунів розпочалася порівняно недавно завдяки технічній розробці компанії Bosch під назвою Common Rail – системі подачі

палива в дизельних двигунах з безпосереднім вприскуванням. Саме з початком її застосування сучасні дизелі стали більш економічними, динамічними і менш шумними. Подальше удосконалення екологічних і техніко-економічних показників автомобільних дизелів може бути здійснене наступними шляхами: вплив на робочий процес, застосування альтернативних палив та систем нейтралізації шкідливих речовин відпрацьованих газів.

Мета дослідження, постановка задачі. Комплексний підхід до цієї проблеми дозволяє з урахуванням експлуатаційних характеристик обґрунтувати і реалізувати на практиці компромісні щодо рівнів паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів рішення відносно конструкції і регулювальних параметрів дизелів. В основу проведеного дослідження покладені розрахунково-аналітичні методи математичного моделювання робочого процесу дизеля. Результатами дослідження є обґрунтування заходів по покращенню показників паливної економічності та екологічної безпеки. Організація малотоксичного процесу згорання в дизелі забезпечується параметрами повітряного заряду в циліндрі (температура, тиск, швидкість руху в камері згорання) і параметрами процесів вприскування палива в напрямку зниження вмісту шкідливих викидів в відпрацьованих газах при максимально можливому покращенні економічних та екологічних показників.

Матеріали досліджень. Для аналізу впливу кожного з факторів, що можуть вплинути на сумішоутворення і процес згорання палива було використано програмний комплекс «Дизель-РК» розроблений А.С. Кулішовим, в основу якого покладені роботи Н.Ф. Разлейцева. В роботі досліджено вплив таких факторів, як форма камери згорання, зміна кута вприскування струї розпилювача, зміна кількості струй розпилювання, зміщення розпилювача відносно осі камери згорання, вплив ступеню рециркуляції відпрацьованих газів, а також застосування альтернативних палив.

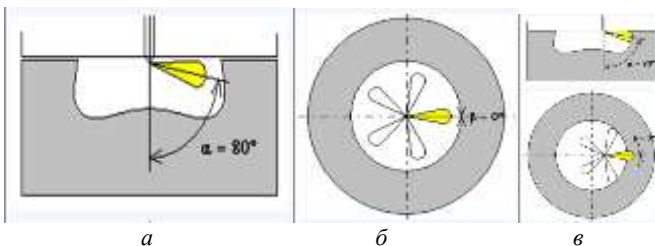


Рис. 1 – Досліджувані фактори: *a* – зміна кута вприскування струї розпилювача; *б* – зміна кількості струй розпилювання; *в* – зміщення розпилювача відносно осі камери згорання.

Результати досліджень. Як помітно з одержаних графіків на рис. 2, при зміні кута впрыскування питома витрата палива зменшується з ростом кута відносно осі розпилювача. Величина зниження витрат складає до 2,5%. Також зменшується емісія твердих частинок до 30%. Але необхідно враховувати, що викиди NO_x при збільшенні кута більше 80° суттєво збільшуються і досягають 20%. Тому для досліджуваної камери згорання небажано збільшувати кут вище вказаного значення.

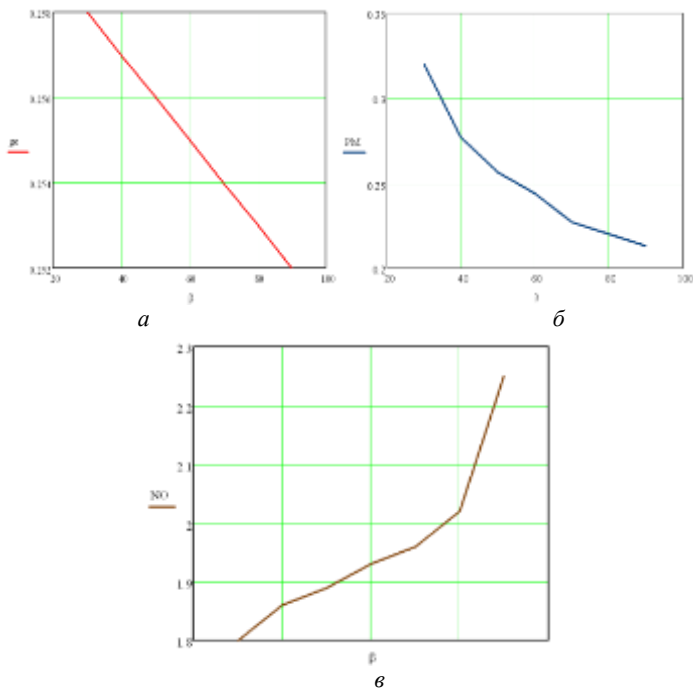


Рис. 2 – Графіки залежності від кута впрыскування палива: *a* – питомої витрати палива, *б* – твердих частин, *в* – оксиду азоту.

З графіків, представлених на рис. 3 помітно, що при зростанні кількості факелів покращується паливна економічність, зменшуються викиди твердих частинок та діоксиду вуглецю, але через підвищення температури згорання також збільшуються викиди оксиду азоту. Аналізуючи одержані графіки, можна зробити висновок, що оптимальна кількість струй розпилювача для досліджуваного двигуна $n_s=4\dots5$. Подальше збільшення їх кількості не дає значного позитивного результату, а технологічна складність виготовлення

розпилювача форсунки значно підвищується і подальше зменшення діаметру соплових отворів буде сприяти їх закоксуванню.

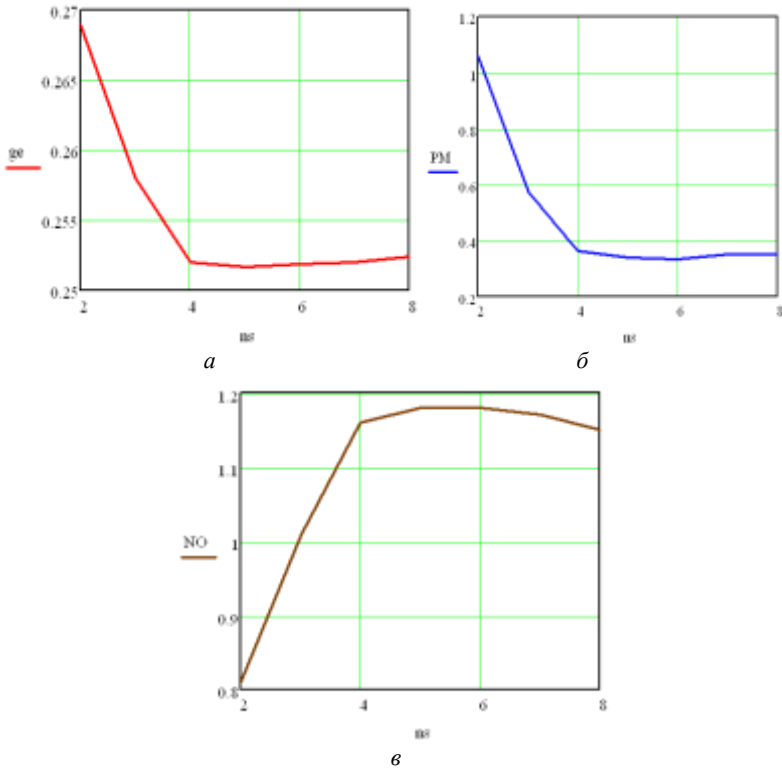


Рис. 3 – Графіки залежності від кількості струй розпилювача: а – питомої витрати палива; б – твердих частин; в – оксиду азоту.

З аналізу графіків на рис.4 помітно, що зміщення розпилювача може знизити викиди NO_x до 10%, але значне зміщення негативно впливає на інші аналізовані параметри. Для даного випадку доцільно зміщення близько 10 мм, це дозволить дещо знизити викиди оксиду азоту, майже не погіршуючи економічність та інші екологічні параметри.

Рециркуляція відпрацьованих газів знижує максимальну температуру згорання і в той же час підтримує на достатньо високому рівні температуру газів і вміст кисню, що забезпечує окислення дисперсних частинок в кінці згорання. Це сприяє зменшенню утворення оксидів азоту і знижує їх концентрацію в відпрацьованих газах на 40-50%(дивись рис.5). Досліди

показують, що для такого зниження концентрації NO_x у впускну систему необхідно подавати відпрацьовані гази в кількості близько 20% від кількості повітря. Але необхідно також враховувати, що при зміні витрати відпрацьованих газів і їх температури збільшуються викиди частинок і погіршується паливна економічність, тому необхідно гнучко регулювати подачу рециркульованих газів в залежності від режиму роботи двигуна.

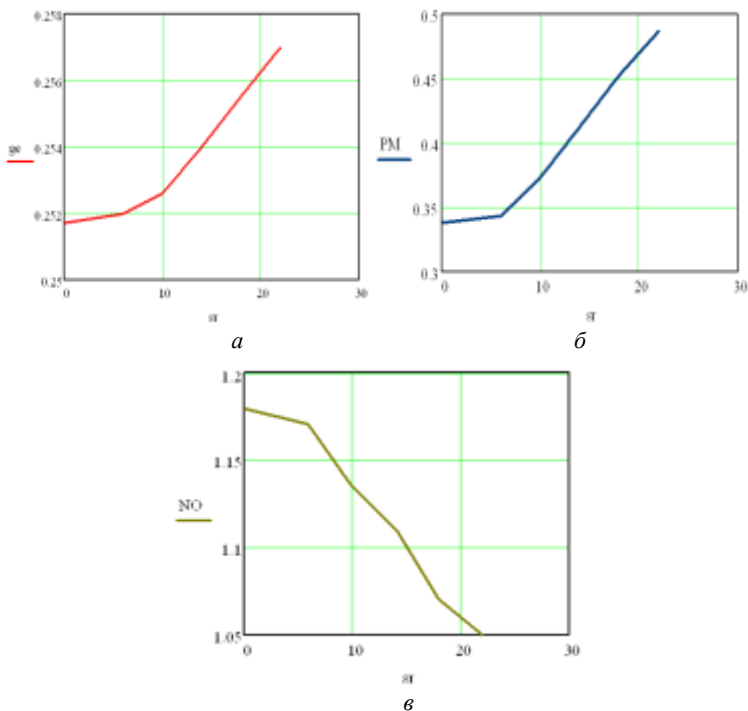


Рис. 4 – Графіки залежності від зміщення розпилювача: *a* – питомої витрати палива; *б* – твердих частин; *в* – оксиду азоту.

Досліджуючи комплексний вплив від декількох факторів, можна зазначити, що застосування цих факторів дає можливість значно покращити екологічність двигуна, не втрачаючи при цьому в економічності, і навіть дозволяє знизити питому витрату палива. Приклад застосування комплексного підходу представлений на рис. 6. Рециркуляція відпрацьованих газів дозволила значно скоротити викиди оксиду азоту, а регулювання кута впорскування дозволило залишити витрату палива на тому ж рівні. Порівняння результатів цих двох графіків дозволяє обрати

максимально вигідний варіант застосування кожного з досліджуваних факторів.

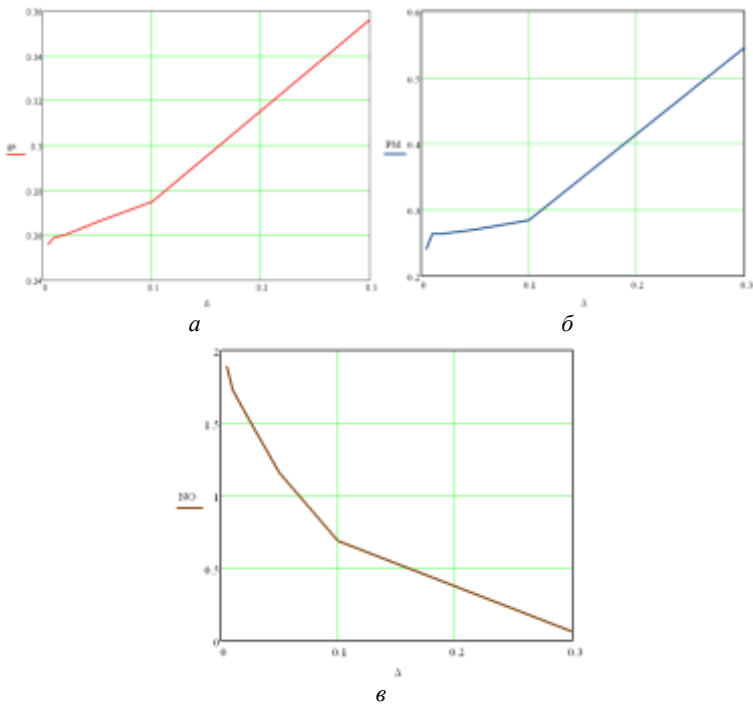


Рис. 5 – Графіки залежності від зміни ступеня рециркуляції: *a* – питомої витрати палива; *б* – твердих частин; *в* – оксиду азоту.

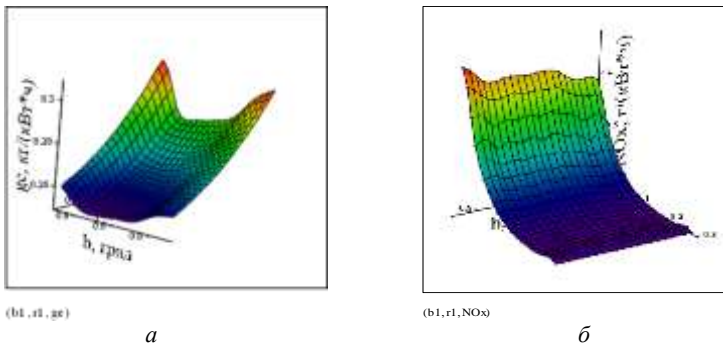


Рис. 6 – Вплив зміни ступеня рециркуляції та кута впорскування палива на паливну економічність (*a*) та викиди NO_x (*б*)

Результати роботи показали, що максимальна температура згоряння палива контролює процес виникнення NO_x , а температура згоряння в кінці процесу контролює окислення дисперсних частинок. Тому для зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами необхідно застосовувати їх рециркуляцію та охолодження.

Висновки. Роблячи висновок з дослідження розглянутих факторів, можна зазначити, що існує певна межа зниження токсичності відпрацьованих газів, при досягненні якої подальше одночасне зменшення викидів NO_x і ДЧ шляхом впливання на робочий процес дизеля можливе тільки при підвищенні тиску вприскування палива. Можна також зазначити, що найперспективнішими напрямками удосконалення робочого процесу є:

- удосконалення системи подачі палива (підвищення тиску вприскування, підвищення якості розпилювання, оптимізація форми камери згоряння і вибір оптимальних законів подачі палива, в першу чергу перехід на багатофазний вприск);
- застосування рециркуляції відпрацьованих газів;
- застосування каталітичних поверхонь і локальної турбулізації заряду в камері згоряння дизеля.

Список літератури: 1. *Парсаданов И. В.* Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. - Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003.- 244с. 2. *Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности.* Под ред. *А. Ф. Шеховцова / Ф. И. Абрамчук, А. П. Марченко, Н. Ф. Разлейцев, Е. И. Третьяк, Н. К. Шокотов.* -К.: Техника, 1992.-272с. 3. *Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование» / Хачиян А. С., Морозов К. А., Луканин В. Н. и др.; Под ред. В. Н. Луканина.* – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 311 с. 4. *Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник / В. Г. Дьяченко* – Перевод с украинского языка. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.

Надійшла до редколегії 14.05.2013

УДК 621.436

Методи підвищення паливної економічності та екологічної безпеки автомобілів з дизельними двигунами / О. І. Абляскін, Є. В. Курило // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 3–9. – Бібліогр.: 4 назв.

В процессе выполнения работы был избран комплекс путей совершенствования рабочих процессов для улучшения экологических показателей и повышения топливной экономичности автомобильных дизелей.

Ключевые слова: рабочий процесс, дизель, топливная экономичность, выбросы вредных веществ, рециркуляция.

During the performance was chosen complex ways to improve work process and determined the impact of alternative fuels for improving environment all performance and increase fuel efficiency of automobile engines.

Keywords: workflow, diesel, fueleconomy, emissions, recycling.

Г. А. АВРУНИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
В. В. ФАДЄЄВ, студент НТУ «ХПИ»

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГІДРОПРИВОДУ КОМУНАЛЬНОЇ ВСЕСЕЗОННОЇ МАШИНИ З РОЗРОБКОЮ ПРИВОДА ПИЛОСОСУ

В процесі виконання роботи було обрано комплекс шляхів удосконалення робочих процесів гідроприводу для покращення роботи гідронасосу з використанням системи фільтрації.

Ключові слова: робочий процес, гідробак, гідравлічна принципова схема, об'ємний гідропривод.

Вступ. В сучасному світі основну частину всіх робіт виконують спеціалізовані автомобілі, або інші технічні обладнання. Зв'язано це, в першу чергу, з тим, що попит у людства постійно зростає, та розвиваються нові технології, які потребують великих можливостей. А темп такого життя неможливо зберігати, якщо не використовувати спеціалізовані машини.

Ринок комунальної техніки почав формуватися в СРСР примірно в середині 1960-х р. У другій половині 1990-х р. цей сегмент галузі машинобудування (як і уся державна промисловість) пережив серйозний кризис. З початку 2000-х р. пішло відновлення галузі. В даний час державний ринок комунальних машин зберігає тенденцію до повільного, але стабільного розвитку. Починаючи з 2003 р. об'єм ринку щорічно збільшується на 5-7%.

Аналіз основних досягнень. Використання теорії фільтрації та новітніх нетипових гідравлічних схем розташування фільтруючих елементів в системі гідроприводу в данній роботі дозволяє, незалежно від переданої потужності та об'єкта використання зрозуміти, що його надійність визначається рівнем очищення РР, як найважливішим чинником підтримки стабільних зазорів у поршневих і золотникових парах і зниження ризику аварійного виходу з ладу гідроустаткування внаслідок утворення задирів або заклинювання прецизійних вузлів .

Мета дослідження, постановка задачі. Завдання фільтрування РР в об'ємному гідроприводі полягає в її очищенні до рівня, що виключає поломки, відмови в роботі або інтенсивне зношування частин гідроприсроїв протягом усього терміну експлуатації. Для її вирішення послідовно визначається необхідний рівень чистоти РР в кожному конкретному гідроприводі, вибирається фільтр, місце його встановлення і контролюються досягнуті результати при максимально можливому покращенні економічних та екологічних показників.

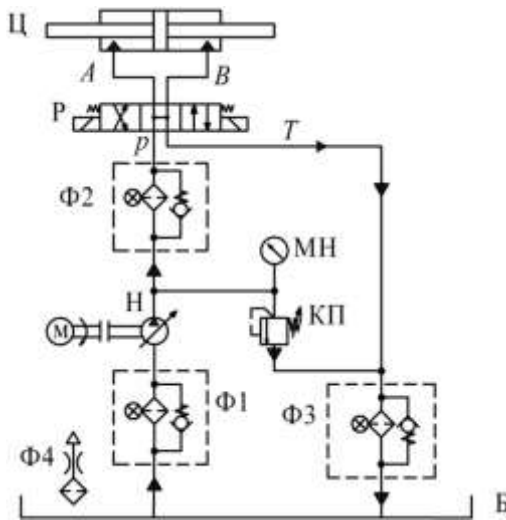


Рис. 1 – Типові місця встановлення фільтрів в об'ємному гідроприводі: Н – насос з регульованим робочим об'ємом; «М» – електродвигун; Ц – гідроциліндр; Р – гідророзподільник; КП – клапан запобіжний; Б – гідробак; МН – манометр; Ф1; Ф2 і Ф3 – фільтри для очищення РР; Ф4 – повторний фільтр (сапун).

На рис.1 представлена гідравлічна принципова схема об'ємного гідроприводу з гідроциліндром Ц з двостороннім штоком і можливі місця встановлення фільтрів: Ф1 і Ф2 - в лініях всмоктування та нагнітання насоса, відповідно; Ф3 - слива РР з робочого обладнання в гідробак Б, причому, як правило, фільтри встановлюють в одній з ліній гідросистеми.

Для об'ємних гідроприводів мобільних машин, що поєднують гідропередачі, що працюють по замкнутому ланцюгу циркуляції РР, наприклад, в приводі пересування машини, і гідравлічні приводи забезпечення функціонування робочих органів для реалізації необхідного технологічного процесу, набули поширення комбіновані фільтри для фільтрації зливного потоку РР і на всмоктуванні насоса підживлення.

Перевага комбінованого фільтра Ф полягає в тому, що очищена в зливному потоці РР (на виході з гідроприводів робочих органів) подається до насоса підживлення Нп під надлишковим тиском порядку 0,05 МПа, запобігаючи кавітацію і забезпечуючи функціонування гідроприводу при низьких температурах навколишнього повітря. При відмові насоса НРО гідропривід ходу продовжує функціонувати за рахунок подачі РР з гідробака Б через додатково встановлений зворотний клапан КОЗ в лінії всмоктування насоса підживлення Нп.

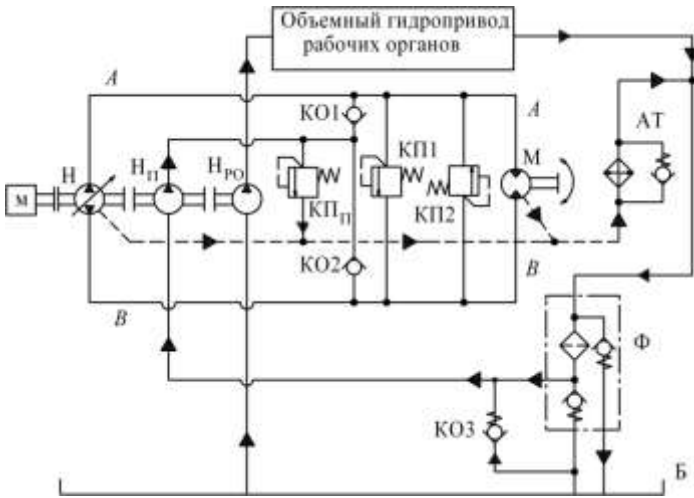


Рис.2 – Гідравлічна принципова схема об'ємного гідроприводу з комбінованим фільтром

Матеріали досліджень. Для аналізу впливу кожного з факторів, що мають місце у процесі очищення РР (робочої рідини) використовувались різні нетипові гідравлічні схеми з різними видами встановлення фільтрів в лініях всмоктування та нагнітання насоса, відповідно.

Результати досліджень. При вирішенні питання про призначення тонкощів фільтрації, запобігаючи засмічення зазорів прецизійних пар, виходять з того, що небезпека засмічення зазору для золотникових пар з малими переміщеннями (до цієї групи відносять дроселюючі гідророзподільники і пропорційні гідроапарати) має місце в тому випадку, коли частки забруднень перевищують 33% найменшого значення зазору, а для пар з великими переміщеннями (гідророзподільники і поршні гідромашин) - 75% найменшого значення зазору. Зв'язок між розмірами частинок і зазорами між контргілами носить лінійний характер і може бути представлена у вигляді

$$I_a = 0,75 \cdot \alpha_{\min}, \text{ мкм};$$

$$I_b = 0,33 \cdot \alpha_{\min}, \text{ мкм};$$

де I_a – допустимий розмір часток забруднень для гідророзподільників і поршнів гідромашин, мкм,

I_b – допустимий розмір часток для дроселюючих гідророзподільників і пропорційних гідроапаратів, мкм,

α_{\min} – значення мінімального зазору між конртілами різних гідропристроїв, мкм.

Таким чином, при мінімальних зазорах в сучасних гідропристроїв $\alpha_{\min} = 5 \dots 20$ мкм, а розмір часток забруднень у РР об'ємного гідроприводу не повинен перевищувати 1,65...15 мкм.

Список літератури: 1. *Альтиуль А. Д., Калицун В. И., Майрановский Ф. Г.* и др. Примеры расчетов по гидравлике: Учебное пособие. - М.: Стройиздат, 1976. 256 с. 2. *Андреев А. Ф., Барташевич Л. В., Богдан Н. В.* и др. Гидро- пневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи. - Минск: Высшая школа, 1987. 310 с. 3. *Баица Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б.* и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с. 4. *Осипов П. Е.* Гидравлика, гидравлические машины и и гидропривод: уч. Пособие. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Лесная промышленность. 1981. - 424 с. 5. *Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов* и др.; под. ред. Б. Б. Некрасова. - 2-е изд., перераб. и дополн. - Минск: Высшая школа, 1985. - 382 с.

Надійшла до редколегії 22.05.2013

УДК 621.225.5

Модернізація гідроприводу комунальної всесезонної машини з розробкою привода пилососу / Г.А. Аврунін, В. В. Фадєєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 10–13. – Бібліогр.: 5 назв.

В процессе выполнения работы был избран комплекс путей усовершенствования рабочих процессов гидропривода для улучшения работы гидронасоса с использованием системы фильтрации.

Ключевые слова: рабочий процесс, гидробак, гидравлическая принципиальная схема, объемный гидропривод.

In the process of implementation of work the complex of ways of improvement of workings processes of drivegear was select for the improvement of work of pump with the use of the system of filtration.

Keywords: working process, hydraulic of principle chart, by volume drivegear.

Г. А. АВРУНІН, канд.техн.наук., доц. НТУ «ХП»;
В. М. ШЕВЦОВ, асп. НТУ «ХП»

МОДЕРНІЗАЦІЯ П'ЯТИМАШИННОЇ СХЕМИ ПРИВОДУ РУХУ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ВСЕСЕЗОННОЇ КОМУНАЛЬНОЇ МАШИНИ

У статті описаний спосіб модернізації приводу ходу універсальної всесезонної комунальної машини. В основі методу лежить модернізація існуючої компоновки приводу за допомогою заміни встановлених на базовій моделі героторних моторів на аксіальнопоршневі.

Ключові слова: гідравлічний привід, модернізація, аксіально-поршневі гідромашини.

Вступ. Завдання комплексного забезпечення безперебійної роботи комунальних служб була завжди однією з головних турбот адміністрації будь-якого населеного пункту.

Роботи з прибирання території здійснюються в будь-яких погодних умовах і при будь-якому первинному стані території. Ці моделі легко і швидко приводять в порядок тротуари, доріжки, площі. Дані моделі створювалися спеціально для підтримання чистоти міських дорожніх покриттів круглий рік. Вони всесезонно здійснюють роботу з прибирання паркових зон, місць відпочинку, промислових територій. Універсальність цієї техніки досягається завдяки широкому вибору навісного обладнання, а також використання гідравлічного приводу. За рахунок цього представляється можливим спеціалізувати під виконання саме тих видів робіт, в яких ви зацікавлені. Висока вартість цих моделей обумовлена високою вартістю виробництва гідромашин, обробка яких здійснюється з великою точністю. Тому є доцільним пошук шляхів загального здешевлення конструкції, з метою встановлення її на вітчизняні аналоги.

Аналіз останніх публікацій і досягнень. Досить розвиненим напрямом вдосконалення трансмісії є збільшення кількості передач і зниження габаритів, і матеріалоемкості шляхом модифікації трансмісії і науковим обґрунтуванням багатьох конструктивних параметрів [1-5].

Мета та постановка задачі. Метою дослідження є розробка альтернативної схеми приводу ведучих коліс універсальних всесезонних комунальних машин. Для чого пропонується розробити конструкцію з можливістю встановлення гідромашин вітчизняного виробництва.

Модернізація п'ятимашинної схеми приводу руху. В якості прикладу беремо гідравлічний привід ведучих коліс універсальної всесезонної комунальної машини Nilfisk MV 4500.

На рис. 1 наведена гідравлічна принципова схема об'ємного гідроприводу обертального руху, використовуваного в універсальній всесезонній комунальній машині.

При створенні тиску клапаном КР1 у полості А1 поршень гідроциліндру Ц1 переміщується вправо, витісняючи РР із правої порості В1 через клапан КР2 на злиття у гідробак Б. При створенні тиску клапаном КР2 поршень гідроциліндру Ц1 переміщується вліво. При мінімальному тиску на обох клапанах КР1 та КР2 поршень за допомогою пружин встановлюється автоматично у середнє положення, яке відповідає мінімальному робочому об'єму, тобто «нульовій» подачі РР до лінії нагнітання. Редукційні клапани КР1 та КР2 дозволяють створювати у поростях гідроциліндру Ц1 різні за значенням та напрямком зусилля з боку штоку на регулює мий орган насосу, тобто на наклонний диск аксіально-поршневого насосу Н1, таким чином забезпечуючи безступінчасту реверсивну зміну подач РР і, відповідно, частоти обертання гідромоторів М1, М2, М3 та М4.

Для приводу в дію колес встановлені героторні гідромотори серії OMP фірми «Sauer-Danfoss». Робоча рідина від гідронасосу Н1 по магістралі А-А або В-В подається до ділителя суматора ДСП1 потоку, де потік РР розділяється на два моста. Робоча рідина, відведена на передній міст, потрапляє у колектор К1, де РР розділяється і потрапляє на гідромотори М1 та М2 коліс. Робоча рідина, яка йде на задній міст, проходить через цілитель-суматор ДСП2 потоку та розподіляється між гідромоторами М3 та М4 коліс заднього моста. Зайва рідина зтікає в гідробак Б. Блок А2 також виконує роль диференціалу машини. У разі ковзання коліс по льоду або багнюці необхідно використовувати гідравлічний диференціал. Нижче на рисунку представлена модернізована схема приводу ходу універсальної всесезонної комунальної машини.

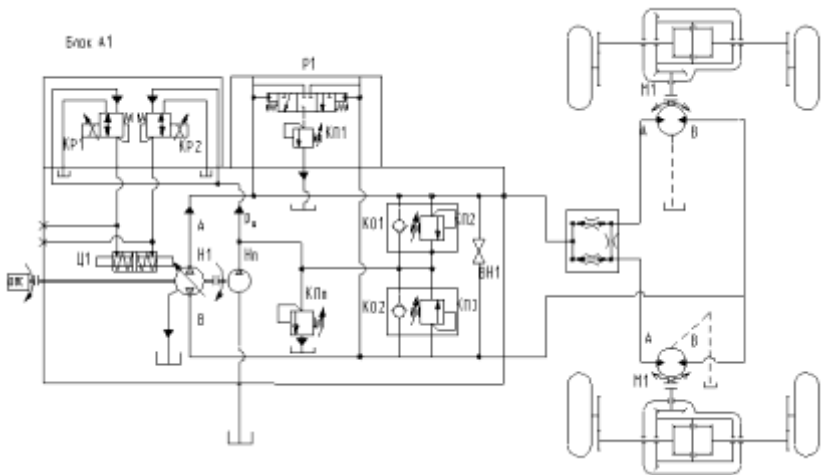


Рис. 2 – Гідравлічна принципова схема модернізованої машини

Як видно з рис. 2, замість п'ятимашинної схеми пропонується застосувати трьохмашинну схему. На відміну від п'ятимашинної, в трьохмашинній схемі привід коліс здійснюється за допомогою механічного ведучого моста, з головною і кінцевою передачами.

За допомогою тягового розрахунку визначимо основні технічні характеристики модернізованої трансмісії [6,7]. Визначаємо максимальний крутний момент по зчепленню на всіх ведучих колесах:

$$M_{kmax} = \varphi_{max} \times G_a \times R_k, \quad (1)$$

Максимальний крутний момент, який повинен розвивати один гідромотор:

$$M_{mmax} = \frac{M_{kmax}}{z \times id}, \quad (2)$$

де z – число ведучих гідромоторів, $z = 2$;
 id – передаточне число трансмісії.

$$id = i_{kn} \times i_{zn}, \quad (3)$$

де i_{kn} – передаточне число кінцевої передачі, $i_{kn} = 3$;
 i_{zn} – передаточне число головної передачі, $i_{zn} = 5$.

Обрана величина передаточного співвідношення повинна враховувати також забезпечення максимальної швидкості руху при допустимих обертах гідромотора.

Необхідна швидкість двигуна визначається за формулою:

$$n_{mmax} = \frac{id \times V}{0,377 \times R_k}, \quad (4)$$

де V – максимальна швидкість автомобіля, $V = 8,89$ м/с;

R_k – радіус колеса, $R_k = 0,343$;

id – передаточне число трансмісії, прийнято $id = 15$.

З цієї формули видно, що максимально необхідні оберти двигуна, потрібні для реалізації заданої максимальної швидкості автомобіля, повинні бути не менші, ніж 1030 об/хв.

Визначаємо робочий об'єм гідромотора:

$$q_m = \frac{M_{mmax}}{0,159 \times p_{max} \times \eta_{mm}}, \quad (5)$$

де p_{max} – максимальний робочий тиск, МПа;
 η_{mm} – механічний ККД гідромотора, який враховує також ККД механічних редукторів.

Розраховуємо η_{mm} за формулою:

$$\eta_{mm} = \eta_m \times \eta_{zn} \times \eta_{kn}, \quad (6)$$

де η_m – гідромеханічний ККД мотора, приймаємо $\eta_m = 0,94$;

η_{zn} – механічний ККД головної передачі, $\eta_{zn} = 0,97$;

η_{kn} – механічний ККД кінцевої передачі, $\eta_{kn} = 0,98$.

Максимальний робочий тиск приймаємо з урахуванням типу гідроагрегатів, які будуть використані.

Визначаємо максимальну витрату гідромотора:

$$Q_{mmax} = \frac{q_m \times n_{mmax}}{\eta_{om}}, \quad (7)$$

де η_{om} – об'ємний ККД гідромотора, $\eta_{om} = 0,92$.

n_{mmax} – максимальні оберти гідромотора при максимальній швидкості.

Визначаємо тиск в гідромоторі при максимальній швидкості:

$$p_{min} = \frac{G \times \psi \times R_k}{0,159 \times q_m \times z \times i_{ke} \times \eta_{mm}}. \quad (8)$$

Визначаємо діапазон зміни тиску в гідромашині:

$$d_p = \frac{p_{max}}{p_{min}}. \quad (9)$$

Визначаємо продуктивність насоса, необхідну для забезпечення максимальної швидкості з урахуванням об'ємного ККД насоса:

$$Q_{kmax} = \frac{z' \times Q_{mmax}}{\eta_{ok}}, \quad (10)$$

де z' – кількість працюючих моторів, при русі по дорозі в задовільному стані, $z' = 2$.

η_{ok} – об'ємний ККД насоса, $\eta_{ok} = 0,92$.

Визначаємо робочий об'єм насосу:

$$q_{н\max} = \frac{Q_{н\max}}{n_n \times \eta_{гк}}, \quad (11)$$

де n_n – максимальна частота обертання насосу, яке обирається в залежності від типу насоса.

Отримані данні зведемо в табл.

Таблиця – Технічні характеристики трансмісії

Назва параметру	Значення
Максимальний крутний момент по зчепленню на всіх ведучих колесах, Н·м	11310
Максимальний крутний момент, який повинен розвивати один гідромотор, Н·м	377
Передаточне число трансмісії	15
Необхідна швидкість двигуна, хв ⁻¹	1030
Робочий об'єм гідромотора, м ³	77·10 ⁶
Механічний ККД гідромотора	0,899
Максимальна витрата гідромотора, л/хв	86
Тиск в гідромоторі при максимальній швидкості, МПа	0,74
Діапазон зміни тиску в гідромашині	48,362
Продуктивність насоса, необхідну для забезпечення максимальної швидкості з урахуванням об'ємного ККД насоса, л/хв	188
Робочий об'єм насосу, м ³	78,6·10 ⁶

Висновки. Рух робочої рідини по контуру в цілому здійснюється також, як і в базовому автомобілі, за винятком відсутності пристрою гідравлічного диференціала. Привід навісного обладнання здійснюється в ізолюваному контурі. Так як для роботи даної схеми був обраний двигун тієї ж потужності, що і в базовому автомобілі, всі показники роботи додаткового обладнання опинилися на колишньому рівні.

При проведенні тягового розрахунку, були визначені оптимальні значення робочих обсягів, тисків і швидкісних характеристик, і на їх основі були обрані гідромашини даної марки. Установка додатково двох мостів з диференціалами збільшило загальну вагу машини на 220 кг, а також збільшила витрати на обслуговування цих агрегатів, але в цілому собівартість проєктованого автомобіля зменшилась майже на 40 тис. грн.

Модернізація проводилася для загального здешевлення конструкції, а також з метою встановлення її на вітчизняні аналоги універсальних всесезонних комунальних машин. Як видно із розрахунків, заміна базових

машин на запропоновані ніяк не впливає на загальні характеристики комунальної машини, у той час як конструкція стає більш дешевою по собівартості виробництва. Модернізована схема рекомендується для використання при проектуванні вітчизняних універсальних всесезонних машин.

Список літератури: 1. Аврун Г. А., Грицай И. В., Кириченко И. Г., Мороз И. И., Щербак О. В. Объемный гидропривод и гидropневмоавтоматика: Учебное пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с. 2. Докунин А. В., Rogov А. Я., Фейфец Л. С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия: Конструкция, теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1980. – 288с. 3. Дьячков Б. И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия. – М.: Машиностроение, 1979.-120 с. 4. Бондарь В. А. Новые решения в гидроприводе тракторов // Промислова гідравліка пневматика.-2003. №2.- с. 81-84. 5. Методические указания по технике – экономическому обоснованию сельскохозяйственных тракторов при дипломном проектировании для студентов специальности “Колесные и гусеничные транспортные средства” / Сост. Тимофеев В. Н. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007 г. 6. Ипатов М. И. Техника – экономический анализ проектируемых автомобилей М: Машиностроение, 1982. 7. Комисарик С. Ф. , Ивановский Н. А. Гидравлические объемные трансмиссии: Учебное пособие.- МАШГИЗ, 1963. – 153 с.

Надійшла до редколегії 22.05.2013

УДК 621.22.01

Модернізація п'ятимашинної схеми приводу руху універсальної всесезонної комунальної машини / Г. А. Аврун, В. М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 14–20. – Бібліогр.: 6 назв.

В статье описан способ модернизации привода хода универсальной всесезонной коммунальной машины. В основе метода лежит модернизация существующей компоновки привода посредством замены установленных на базовой модели героторных моторов на аксиально - поршневые.

Ключевые слова: гидравлический привод, модернизация, аксиально-поршневые гидромашини.

The article describes how to upgrade the drive of the all-season unyversalnoy Communal car. The method is based modernization of the existing layout of the drive by replacing the currently installed on the base model gyrotory motors for axial - piston.

Keywords: hydraulic, modernization, axial-piston hydraulic machine.

А. Д. АРТЮШЕНКО, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХП»;
О. Е. ХАУСТОВ, студент НТУ «ХП»

АНАЛІЗ РИНКУ ПОСЛУГ НА СТОА ТА ПОТРЕБИ ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ

Проведено ретроспективний огляд розвитку СТО в нашій країні. Зроблено висновки що до спеціалізації автосервісів під конкретну марку автомобілю. Виявлено переваги спеціалізації, при яких забезпечується ефективність їх механізації і автоматизації, зниження собівартості продукції.

Ключові слова: спеціалізація, ефективність, концентрація, обслуговування автомобілів.

Вступ. Сучасний етап економічного розвитку країни характеризується зростанням автопарку і стрімким розвитком мережі автосервісу. Виникаюча в таких умовах конкурентна боротьба виводить на передній план для підприємств автосервісу проблему економічного виживання, яка з економічних позицій зводиться до раціонального управління потенціалом виробничої потужності.

Аналіз. У 1972 році у СРСР нараховувалося 1768 підприємств автосервісу загальною потужністю 160045 робочих постів, у 1986 році було 3100 автообслуговуючих підприємств загальною потужністю 19500 постів, на початку 1988 р. в нашій країні налічувалося 554 СТО загальною потужністю близько 4 тис. постів, а у 2008 році тільки у місті Харкові нараховувалось приблизно 460 підприємств автосервісу з кількістю постів приблизно 1540. Кількість автомобілів в м. Харкові становить приблизно 450000 автомобілів.

Але всі сучасні автосервіси більш універсальні, тобто обслуговують всі марки автомобілів. Що суттєво позначається на якості роботи.

Тому було б доцільно проектувати СТОА тільки для обслуговування однієї марки автомобіля.

Мета, постановка задачі. Метою даної роботи є дослідження існуючих автосервісів та мотивація доцільності спеціалізації станцій по обслуговуванню тільки однієї марки автомобілів.

Вважаємо для нашого міста потрібно будувати СТОА для автомобілів марки “Volkswagen”. Тому що ця марка дуже популярна у Харкові. Тому що Харків місто торгове, компанія Фольксваген пропонує дуже гарні варіанти напівкомерційних авто які підходять як для сімейного відпочинку так і для роботи.

Основною передумовою доцільності спеціалізації комплексної універсальної станції по обслуговуванню автомобілів тільки однієї марки є достатня їх кількість, щоб забезпечити повне завантаження станції і

ефективно використати високопродуктивне спеціалізоване обладнання. Для визначення доцільності спеціалізації СТОА виконують наступне:

- на підставі перспективних даних про парк легкових автомобілів, чисельності населення і структури парку визначають кількість автомобілів по марках в окремому населеному пункті або районі;

- виходячи з прийнятого нормативу про кількість обслуговуваних автомобілів, що доводяться на один пост, розраховують потрібну кількість постів для обслуговування автомобілів кожної марки.

Обмежуючи мінімальний розмір СТОА, наприклад, десятьма постами, ухвалюють рішення про будівництво універсальної комплексної СТОА, якщо потрібна кількість постів для обслуговування автомобілів однієї марки менше десяти, або спеціалізованих комплексних СТОА, якщо число постів дорівнює або більше десяти.

Якщо ж необхідна кількість постів для обслуговування автомобілів однієї марки у декілька разів перевищує встановлений мінімальний розмір СТОА, то необхідно розглянути велике число варіантів можливих рішень. В цьому випадку воно визначається раціональним техніко-економічним обґрунтуванням радіусу дії СТОА.

Аналіз існуючого рівня розвитку мережі СТОА показав, що в даний час вже намічаються тенденції до їх спеціалізації, проведення самих трудомістких робіт на крупних станціях, а менш трудомістких - на невеликих. Раціональні концентрація і спеціалізація виробництва створюють необхідні умови для вдосконалення технологічних процесів, поліпшення використання основних виробничих фондів, зниження собівартості і підвищення якості обслуговування автомобілів.

В сучасних умовах переважне значення набуває концентрація робіт в поєднанні з їх спеціалізацією. Так, багато СТОА, маючи в розпорядженні малі виробничі площі, не можуть підвищити ефективність виробництва, виконуючи повнокомплектне обслуговування автомобілів. Проте, розчленувавши комплекс робіт по ТО і ремонту автомобілів на окремі самостійні процеси по агрегатах, вузлах і деталях, можна значно підвищити ефективність виробництва за допомогою концентрації спеціалізованих робіт.

Для СТОА за одиницю продукції приймається обслуговування одного автомобіля; витрати по обслуговуванню виражаються в грошовому еквіваленті. Для визначення ефективності спеціалізації і концентрації виробництва собівартість всього комплексу робіт по обслуговуванню автомобіля була диференційована на окремі складові - собівартість кожного виду послуг .

У теперішній час комерційний успіх може бути забезпечений при використанні нестандартного підходу, при розробці кожного структурного підрозділу виробництва та при впровадженні науковомістких технологій. Але при цьому окремі структурні та технологічні частини повинні бути

взаємопов'язані і уявляти собою єдину систему, що є однією з багатьох задач менеджменту.

До складових частин створення конкурентноспроможного підприємства можна віднести:

- планування переліку виконуваних робіт - визначення потреб користувачів, обґрунтування характеристик тих послуг, які будуть користуватися попитом на ринку і забезпечать отримання комерційного прибутку;

- відпрацювання процесу послуг - забезпечення рівня якості, витрат ресурсів і виробничих потужностей;

- облік вимог потенційних споживачів - специфічних ринкових потреб шляхом коректування складу запропонованих послуг і демонстрації їх якостей;

- сервісне обслуговування - організація систематичних зв'язків з постійною клієнтурою, навчання власників автомобілів необхідним навикам користування простими пристроями, інструментом і т.д.

Висновки. Економічне значення спеціалізації СТОА полягає в тому, щоб сконцентрувати виконання однорідних видів робіт на окремих кооперовано взаємозв'язаних підприємствах. Тільки при цій умові виявляються переваги спеціалізації, які дозволяють максимально використовувати її для концентрації однотипних виробничих процесів, при яких забезпечується ефективність їх механізації і автоматизації, зниження собівартості продукції, що є одним з основних показників роботи підприємства.

Список літератури: 1. Марков О. Д. Станции технического обслуживания автомобилей, Киев «Кондор», 2008, 53бс. 2. Клейнер Б. С., Тарасов В. В. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Организация и управление. М.: Транспорт, 1986. – 237 с. 3. Канарчук В. Е., Лудченко А. А. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств, книга 2. – Киев: Высшая школа, 1991.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 629.4

Аналіз ринку послуг на СТОА та потреби їх вдосконалення / А. Д. Артюшенко, О. Е. Хаустов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 21–23. – Бібліогр.: 3 назв.

Проведен ретроспективний обзор развития СТО в нашей стране. Сделаны выводы что к специализации автосервисов под конкретную марку автомобиля. Выявлены преимущества специализации, при которых обеспечивается эффективность их механизации и автоматизации, снижение себестоимости продукции.

Ключевые слова: специализация, эффективность, концентрация, обслуживание автомобилей

A retrospective review of stations in the country. It is concluded that the specialization of service stations under a particular brand of car. Discovered the benefits of specialization, which provide the efficiency of mechanization and automation, lower production costs.

Keywords: specialization, efficiency, concentration, vehicle servicing.

Д. М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ ЗАНОСА НА ОСНОВЕ НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ В МАТЛАВ

Разработана электронная система повышения устойчивости автомобиля против заноса, которая работает на основе нечеткой логики с учетом параметров автомобиля, управляющих воздействий водителя и изменяющихся дорожных условий.

Ключевые слова: интеллектуальный автомобиль, устойчивость, занос, нечеткая логика.

Введение. За последние годы в Украине значительно расширился автомобильный парк, достигая 9 млн. единиц. Следствием этого стал рост аварийности на дорогах. В среднем ежегодно регистрируется 40-45 тыс. дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в которых погибают почти 7 тыс. и получают травмы различной степени тяжести до 50 тыс. человек [5].

Электронные системы курсовой устойчивости устанавливаются на автомобилях известных зарубежных производителей. По данным Национального Управления Безопасности Дорожного Движения США [1], внедрение средств автоматизации позволяет значительно сократить количество ДТП. Оборудование автомобиля системой управления курсовой устойчивостью позволяет уменьшить общее количество ДТП, с участием этого автомобиля, на 8%. Оборудование всех автомобилей системой адаптивного круиз-контроля позволит уменьшить число жертв ДТП на 59,6%. В автомобильной промышленности Украины системы управления на основе нечеткой логики до сих пор не получили широкого распространения.

Анализ последних достижений и публикаций. Нечеткая логика зарекомендовала себя, как относительно простой, надежный и быстрый теоретический механизм, позволяющий повысить степень автоматизации управления автомобилем за счет реализации принципов, не поддающихся обработке классической двузначной логикой [4]. Особенностями нечеткого управления является возможность представления техники и знаний о вождении, которыми обладает водитель, с помощью лингвистических правил управления, что позволяет обойтись без количественной модели объекта управления [3].

Автор работы [2] приводит следующие требования к электронной автоматике автомобилей, оснащенных системой курсовой устойчивости:

– при нарушении штатных (обычных) условий движения, когда сцепление колес автомобиля с дорогой приближается к своему физическому пределу, автомобиль не должен вести себя непредсказуемо, динамика его

движения не должна изменяться резко, не должны иметь место заносы, резкие развороты, съезды с дороги или опрокидывание;

- на скользких или обледенелых дорогах отклонения от заданного водителем направления движения должны оставаться минимальными (в пределах обеспечения безопасности);

- степень загруженности автомобиля в пределах предписанной нормы не должна оказывать влияния на устойчивость его движения;

- боковой ветер, неубранное от незначительных песчаных или снежных наносов состояние автомагистрали не должны сильно влиять на движение автомобиля;

- параметры и характеристики автомобиля, ответственные за безопасность движения, должны оставаться в оптимальных нормах для субъективного восприятия водителем.

Тэрано [8] предложена система управления скоростью автомобиля на базе нечеткого контроллера, аппаратная часть которого содержит микрокомпьютер (см. рис. 1).

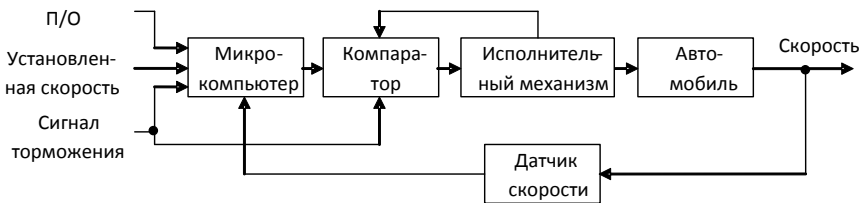


Рис. 1 – Система управления скоростью автомобиля [8]

В работе [7] предложен метод оценки устойчивости автомобилей против заноса, основанный на построении зон устойчивости. Однако, в известных исследованиях отсутствует моделирование работы системы обеспечения устойчивости автомобиля против заноса на основе нечеткой логики, поэтому данный вопрос требует дополнительных исследований.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение устойчивости автомобиля против заноса при помощи электронной системы, которая работает на основе нечеткой логики с учетом изменяющихся дорожных условий и управляющих воздействий водителя.

Для достижения указанной цели необходимо выполнить моделирование разработанной системы в среде MATLAB.

Моделирование работы системы в MATLAB. Для реализации процесса нечеткого моделирования в среде MATLAB предназначен специальный пакет Fuzzy Logic Toolbox, в который входит редактор систем

нечеткого вывода. Разработка нечетких моделей возможна в одном из двух режимов:

- в интерактивном режиме с помощью графических средств редактирования и визуализации всех компонентов систем нечеткого вывода;
- в режиме команд с помощью ввода имен соответствующих функций с необходимыми аргументами непосредственно в окно команд системы MATLAB.

Процесс разработки системы управления с нечеткой логикой функционирования включает [6]:

- определение лингвистических переменных, нечетких правил, метода дефазификации;
- отладку и анализ программной модели;
- оптимизацию системы управления на базе персональной ЭВМ с реальным объектом;
- генерацию кода для микроконтроллера реальной системы управления.

На рис. 2 отображена схема работы электронных систем управления на основе нечеткой логики.

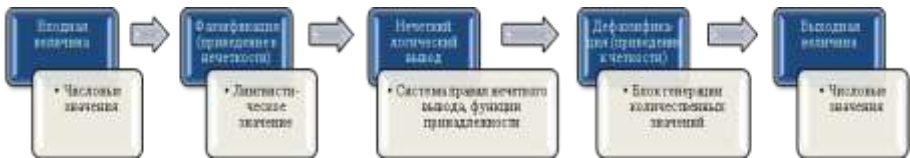


Рис. 2 – Схема работы системы управления на основе нечеткой логики

Разработаем нечеткий контроллер (НК) в качестве устройства управления с функциями адаптации к изменениям динамических характеристик автомобиля и окружающей среды, который построен на основе качественных соотношений между коэффициентом сцепления колес с дорогой, скоростью и ускорениями автомобиля, т.е. правил и знаний управления. В НК выполняются нечеткие выводы, следуя правилам управления и вычисляются выходная величина (количество впрыскиваемого топлива или топливо-воздушной смеси), причем в качестве входной информации для НК используются коэффициент сцепления колес с дорогой, скорость и ускорение автомобиля.

На рис. 3 приведена структура проектируемой системы в окне MATLAB. Экспертные данные о соотношениях между тягово-скоростными характеристиками и параметрами взаимодействия колес с опорной поверхностью по условию обеспечения устойчивости против заноса в

тяговом режиме движения возьмем из работы [7] для BMW-318. Описания лингвистических переменных V_a , φ , V_a^{ycm} приведены на рис. 4-6.

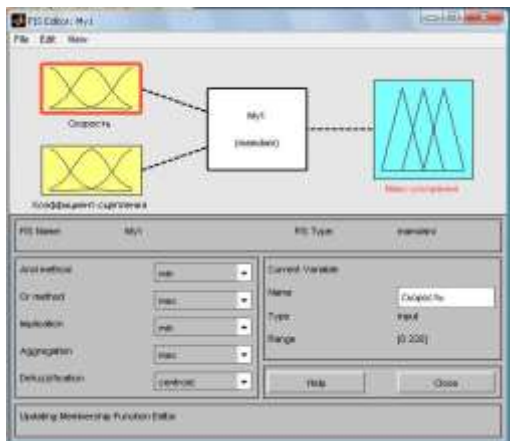


Рис. 3 – Структура проектируемой системы в окне проекта

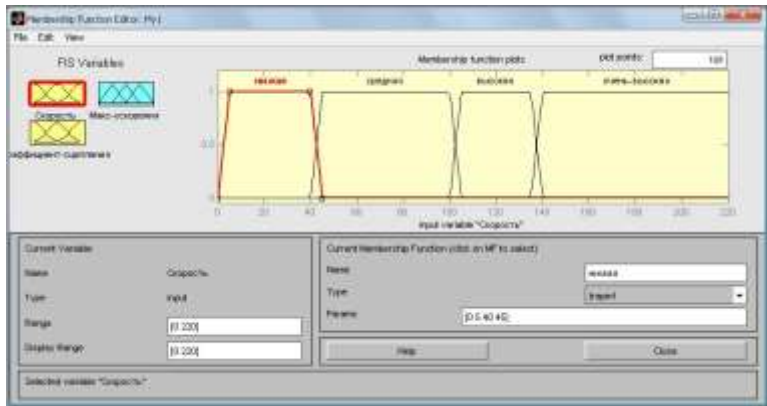


Рис. 4 – Описание выходной лингвистической переменной V_a

На основе полученных лингвистических термов для входных переменных, запишем нечеткие правила вида «IF X, AND Y THEN Z». Первая часть правил является входным сигналом, а вторая часть является результатом и соответствует управляющему действию. На рис. 7 с помощью

табличного представления продукционных правил описана стратегия нечеткой логики управления, отвечающая структуре проектируемой системы.

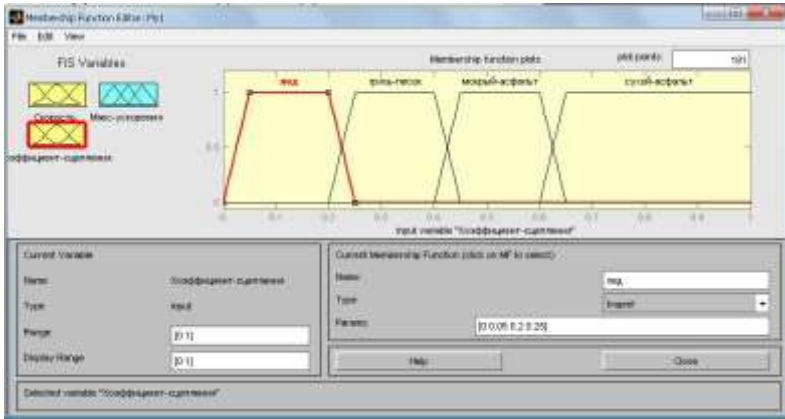


Рис. 5 – Описание входной лингвистической переменной φ



Рис. 6 – Описание выходной лингвистической переменной $\dot{V}_{a \max}^{ycm}$

На рис. 8 приведен внешний вид 3D поверхности, образованной лингвистическими переменными $\dot{V}_{a \max}^{ycm}$, φ и V_a в окне программы MATLAB. Программный пакет MATLAB позволяет моделировать поведение проектируемой системы. Изменяя значения входных переменных, можно наблюдать соответствующие значения выходных переменных.

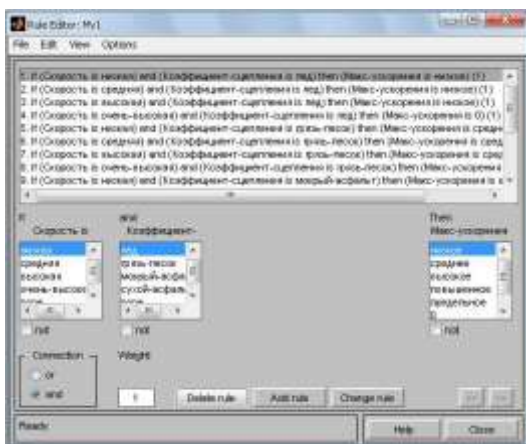


Рис. 7 – Табличное задание продукционных правил

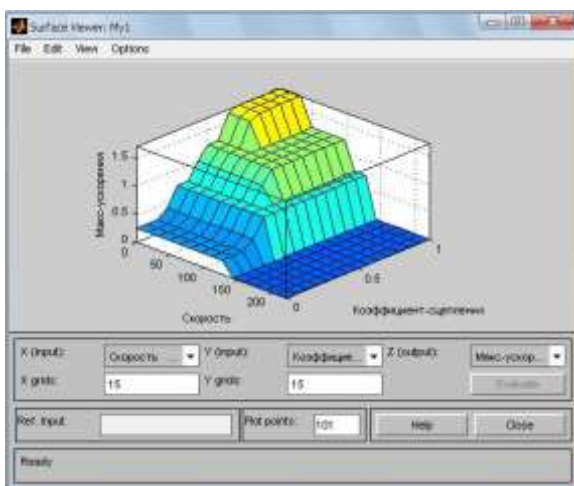


Рис. 8 – Внешний вид 3D поверхности, образованной лингвистическими переменными $\dot{V}_{a \max}^{ycm}$, φ и V_a в окне программы MATLAB

При соединении физической линией связи компьютера с разрабатываемой системой управления и реальным объектом управления получаем единый отладочный комплекс. Такой вид отладки позволяет наблюдать поведение системы в реальных условиях и при необходимости

вносить изменения в проект. На последнем этапе получаем окончательный вариант программного кода для конкретного микроконтроллера или бортового компьютера автомобиля.

Выводы. 1. Предложенная система обеспечения устойчивости автомобиля против заноса на основе нечеткой логики позволяет повысить его активную безопасность в тяговом режиме движения.

2. Разработанный проект в пакете MATLAB позволяет моделировать поведение системы в зависимости от тягово-скоростных характеристик автомобиля и параметров взаимодействия колес с опорной поверхностью, а также работать в составе единого отладочного комплекса.

Список литературы: 1. *Eric R. Teoh*. Effectiveness of antilock braking systems in reducing fatal motorcycle crashes / *Eric R. Teoh* // Insurance Institute for Highway Safety, 2009. – 11 с. 2. *Fuchs L.* Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt / *L. Fuchs* // VDI - Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 184, 1993. 3. *Андреев С.В.* Исследование и разработка человеко-машинных систем управления автомобилем с использованием аппарата нечеткой логики : Автореф. дис... канд. техн. наук : 05.11.16 / ИПМАШ РАН. – СПб., 2005 – 134 с. 4. *Антипов С.И., Дементьев Ю.В., Калинин А.Е.* Нечеткая логика и возможности ее применения в системах управления современного автомобиля / *С.И. Антипов, Ю.В. Дементьев, А.Е. Калинин* // Материалы международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». – М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – С. 11-20. 5. Департамент ДАІ МВС України. Історія ДАІ – Режим доступу: <http://www.sai.gov.ua/ua/history.htm>. 6. *Леоненков А.В.* Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH / *А.В. Леоненков* // БХВ-Петербург - СПб. : 2005. – 736 с. 7. *Подригало М. А.* Определение устойчивости автомобиля против заноса при движении в тяговом режиме / *М. А. Подригало, Д. М. Клец* // Вісник НТУ «ХП». Автомобіле- та тракторобудування. –2007. – Вип. 12. - С. 127-136. 8. *Тэрано Т., Асаи К., Сугэно М.* Прикладные нечеткие системы: Пер. с япон. / *К. Асаи, Д. Ватада, С. Иваи* и др.; под редакцией *Т. Тэрано, К. Асаи, М. Сугэно*. – М.: Мир, 1993. – 368 с.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

УДК 629.017

Моделирование работы системы повышения устойчивости автомобиля против заноса на основе нечеткой логики в MATLAB / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 24–30. – Бібліогр.: 8 назв.

Розроблена електронна система підвищення стійкості автомобіля проти заносу, яка працює на основі нечіткої логіки з урахуванням параметрів автомобіля, керуючих впливів водія і дорожніх умов, що змінюються.

Ключові слова: інтелектуальний автомобіль, стійкість, занос, нечітка логіка.

It is developed an electronic system to stabilize the vehicle against skidding, which works on the basis of fuzzy logic within the vehicle parameters, driver control actions and changing road conditions.

Key words: intelligent vehicle, stability, drift, fuzzy logic.

В. Р. МАНДРИКА, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
Д. І. СЕМИРЕНКО, студент НТУ «ХПІ»

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ЗРІДЖЕНОМУ ГАЗІ ТА НА БЕНЗИНІ

Пропонується тяговий розрахунок двигуна автомобіля Chevrolet Niva з використанням зрідженого газу в порівнянні з роботою двигуна на бензиновому паливі. В результаті виконаної роботи зроблені висновки про використання зрідженого газу - як альтернативного палива для двигунів.

Ключові слова: тяговий розрахунок, характеристика, зріджений газ, ефективна потужність.

Вступ. Автомобільний транспорт розвивається якісно і кількісно бурхливими темпами. В даний час щорічний приріст світового парку автомобілів дорівнює 10-12 млн. одиниць, а його чисельність - понад 400 млн. одиниць. Ціна на бензин в Україні неухильно підіймається вгору, тому бензину давно шукають гідну заміну, використовуючи в якості автомобільного палива та природний газ, і синтезовані гази і рідини. Всі ці види палива набагато безпечніше для навколишнього середовища, ніж бензин. Газове паливо згоряє повніше, тому концентрація окису вуглецю у вихлопі газового двигуна в кілька разів менше. У природному газі сірки, як правило, немає, а тому у вихлопах газового двигуна немає ні сірчастого газу, ні сполук свинцю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження процесу роботи двигуна автомобіля з використанням бензинового палива з порівняльними характеристиками роботи двигуна на зрідженому газі з використанням «плоскої» моделі представлені в [1 – 4].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є дослідження процесу роботи двигуна автомобіля Chevrolet Niva з роботою на бензині в порівнянні з роботою на зрідженому газі.

Для досягнення поставленої мети необхідно зробити порівняльні характеристики роботи двигуна з урахуванням характеристик палив які будуть використані у розрахунку.

Дослідження роботи двигуна. Отримання тягово-швидкісних властивостей. Тягово-швидкісними властивостями називають сукупність властивостей, що визначають можливі, за характеристиками двигуна або зчеплення ведучих коліс з дорогою, діапазони зміни швидкостей руху і граничні інтенсивності розгону автомобіля при його роботі на тяговому режимі в різних дорожніх умовах.

Методи оцінки тягово-швидкісних властивостей використані для вирішення аналізу прискорень, моментів та потужності з заданими конструктивними параметрами. Для оцінки та порівняльних характеристик розраховуємо характерні обсяги циліндра:

Робочий об'єм [1]:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}, \quad (1)$$

де D – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м.

Об'єм камери згоряння [2]:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (2)$$

де ε – ступінь стиснення.

Повний об'єм циліндра [3]:

$$V_a = V_h + V_c, \quad (3)$$

Літраж двигуна [4]:

$$V_l = z \cdot V_h, \quad (4)$$

де z – кількість циліндрів.

Індикаторні та ефективні показники двигуна

Середній індикаторний тиск [5]:

$$P_i = \frac{\mu \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{1 + \lambda}{2} \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_p - 1}} \right) \right], \quad (5)$$

де P_c – тиск газів в кінці такту стиснення, МПа;

μ – молекулярна маса палива кг/кмоль;

λ – ступінь підвищення тиску при згорянні;

n_p – тиск газів в кінці розширення МПа;

δ – ступінь подальшого розширення;

ρ – ступінь попереднього розширення.

Індикаторна потужність двигуна [6]:

$$N_i = \frac{10^3 \cdot P_i \cdot V_i \cdot n}{30 \cdot z} \quad (6)$$

де n - частота обертання 1/хв.
Індикаторний ККД двигуна [7]:

$$\eta_{i1} = \frac{8.314}{Q_n} \cdot \frac{P_i \cdot T_o \cdot M_1}{\eta_{vi} \cdot P_o}, \quad (7)$$

де Q_n - теплота згоряння палива, нижча, кДж / кг;
 T_o - температура навколишнього середовища, К;
 M_1 - кількість горючої суміші на 1 кг палива, кмоль;
 η_{vi} - коефіцієнт наповнення для двигунів без наддуву;
 P_o - тиск навколишнього середовища, МПа.
Механический КПД двигателя [8]:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i}, \quad (8)$$

де P_m - середній тиск механічних втрат, МПа.
Ефективна потужність [9]:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m, \quad (9)$$

Після знаходження ефективної потужності двигуна який працював на зрідженому газі порівняємо характеристиками двигуна, який працює на бензині, та побудуємо їх порівняльні зовнішні характеристики (рис.)

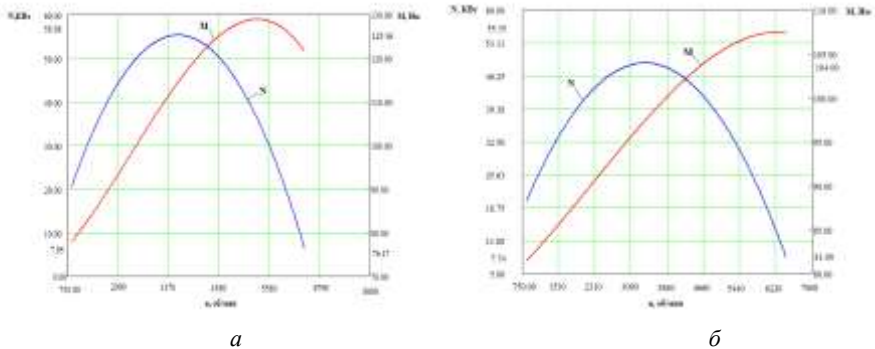


Рис. – Графік зовнішніх характеристик двигуна: а – зовнішня характеристика двигуна на бензині КВт, б – зовнішня характеристика двигуна на зрідженому газі.

Висновки. З аналізу зовнішніх швидкісних характеристик слідує, що показники роботи двигуна на зрідженому газі Chevrolet Niva, такі як потужність і момент зменшуються приблизно на 5%. При використанні встановленого газобалонного обладнання та роботі на газовому паливі автомобіль отримує ряд переваг, таких як:

1. Газ володіє всіма якостями повноцінного палива для двигунів внутрішнього згоряння. Його використання не вимагає зміни конструкції автомобіля, залишаючи можливість використовувати як бензин, так і газ.

2. Газ - це високоякісне паливо з октановим числом близько 105, тому ні в одному режимі роботи двигуна не виникає детонація. Отже, знижується навантаження на деталі циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму.

3. Газ практично нешкідливий для навколишнього середовища. Застосування газового палива помітно знижує сумарну токсичність відпрацьованих газів.

Список літератури: 1. *Афонин С.* Газовое оборудование автомобилей. Легковые, грузовые. Устройство, установка, обслуживание. Практическое руководство. 2001 г., 52с. 2. *Золотницкий В. А.* Новые газотопливные системы автомобилей / Под научн. ред. С. Н. Погребного. – М.: «Издательский Дом Третий Рим», 2005. – 64с. 3. *Колчин А. И., Демидов В. П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с. 4. *Великодный В. М., Лиходей А. М., Артюшенко А. Д.* Методические указания к дипломному и курсовому проектированию по разделу «Тяговый расчет автомобиля» - Харьков: ХПИ, 1987. – 32с. 5. http://www.elitegas.com.ua/pages/view/5_pokolenie_gbo Газобаллонное оборудование пятого поколения. 6. http://nothects.ucoz.ru/news/pokolenija_gbo/2012-08-24-37 – Поколения газобаллонного оборудования.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 629.4.063.2

Порівняльні дослідження двигуна автомобіля під час роботи на зрідженому газі та на бензині/ В. Р. Мандрика, Д. І Семиренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 31–34. – Бібліогр.: 6 назв.

Сделанный тяговый расчет двигателя автомобиля Chevrolet Niva с использованием сжиженного газа в сравнении с работой двигателя на бензиновом топливе. В результате проделанной работы сделаны выводы о использовании сжиженный газ как альтернативное топливо для двигателей.

Ключевые слова: динамика, процесс торможения, тормозная эффективность, управляемость, устойчивость.

It is proposed settlement traction motor car Chevrolet Niva using liquefied gas in comparison to the engine gasoline fuel. As a result of this work conclusions about the use of LPG as an alternative fuel for avtomobley

Keywords: pulling the rozrahunok, characterization, zridzheny gas efektivna potuzhnist.

О. Ю. РЕБРОВ, канд. тех. наук, доц. НТУ «ХПІ»;

О. В. МІРОШНІЧЕНКО, студент НТУ «ХПІ»

АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ БЕНЗИНОВОГО АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ З НЕСТАЛИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Визначено оптимальний режим роботи двигуна при несталих навантаженнях, складено математичну модель автомобільного бензинового двигуна, проведено аналіз витрати палива при роботі двигуна на перехідних режимах.

Ключові слова: крутний момент, потужність, витрата палива, аналіз, багатопараметрова характеристика двигуна, лінія найбільшої економічності (ЛНЕ).

Вступ. У зв'язку з безперервним зростанням кількості транспортних засобів, які є основним споживачем енергії, в даний час одним з головних завдань у автомобільній промисловості є пошук шляхів підвищення паливної економічності двигунів внутрішнього згорання.

Рух автомобіля в міських умовах характеризуються постійною зміною швидкості у зв'язку з високою інтенсивністю транспортних потоків. При такому русі автомобільний двигун працює з несталим навантаженням при якому постійно змінюється питома витрата палива. Робота двигуна з несталим навантаженням характеризується частою зміною положення органа керування подачею палива і, як наслідок, частоти обертання колінчатого вала та крутного моменту, який передається. Аналіз питомої витрати палива при постійній зміні частоти обертання колінчатого вала дозволить знайти оптимальний режим роботи двигуна та визначити лінію найбільшої економічності.

Аналіз основних досягнень та літератури. У сучасних бензинових двигунах область найменшої питомої витрати палива знаходиться в зоні частоти обертання колінчастого вала, рівної 50 % від максимальної і при майже повністю відкритій дросельній заслінці.

Характеристика потужності двигуна N_e залежно від його частоти обертання n приведена на рис. 1.

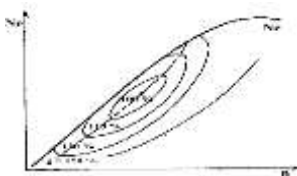


Рис. 1 – Области питомої витрати палива двигуна

Із загального поля питомих витрат палива g можна виділити пунктирну криву залежності мінімальних питомих витрат палива від потужності двигуна. Для досягнення мінімальної витрати палива необхідно, щоб при русі автомобіля двигун постійно працював в режимі, близькому до того, який позначений пунктирною кривою [1].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою цієї роботи є визначення оптимальних режимів роботи автомобільного бензинового двигуна з несталим навантаженням, яке дозволить знизити витрату палива при завантаженні двигуна від нуля до максимальної потужності.

Визначення лінії найбільшої економічності. Для визначення лінії найбільшої економічності необхідно знати числові значення потужності, крутного моменту та питомої витрати палива на зовнішній (при повністю відкритій дросельній заслінці) та часткових (при не повністю відкритій дросельній заслінці) швидкісних характеристиках двигуна.

Для різних значень відносного кута відкриття дросельної заслінки α , потужність двигуна можна знайти з виразу [2]:

$$\frac{N_e}{N_N} = N_0 + N_1 \cdot \frac{n_e}{n_N} + N_2 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2, \quad (1)$$

де N_e – поточна ефективна потужність;

N_N – максимальна потужність;

n_e – поточна частота обертання колінчастого валу яка відповідає потужності N_e ;

n_N – частота обертання колінчастого валу, відповідна максимальній потужності;

N_0, N_1, N_2 – коефіцієнти отримані за допомогою апроксимації поліномом емпіричних даних представлених в табл. 1.

Таблиця 1 – Коефіцієнти виразу (1) для різних значень α

$\alpha, \%$	$N_0(\alpha)$	$N_1(\alpha)$	$N_2(\alpha)$
1	-0,176	2,044	-0,867
0,8	-0,159	1,95	-0,83
0,7	-0,169	1,94	-0,86
0,6	-0,15	1,94	-0,91
0,5	-0,169	1,93	-1,06
0,4	-0,14	1,77	-1,13
0,3	-0,087	1,51	-1,23
0,2	-0,134	1,86	-2,18
0,1	-0,1	1,53	-2,67

Оскільки крутний момент та потужність двигуна є взаємозалежними, то для визначення крутного моменту в залежності від відносного відкриття дросельної заслінки можна використати вираз:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (2)$$

де M_e – поточний ефективний крутний момент;

ω_e – поточна кутова швидкість колінчатого вала двигуна.

Питому витрату палива для бензинового двигуна можна знайти за виразом [3]:

$$g_e = g_{ном} \cdot K_\omega \cdot K_N, \quad (3)$$

де g_e – ефективна питома витрата палива;

$g_{ном}$ – питома витрата палива у номінальному режимі;

K_ω, K_N – коефіцієнти, що розраховуються за наступними виразами:

$$K_\omega = 1,26 - 0,85 \cdot \frac{\omega_e}{\omega_{ном}} + 0,59 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{ном}} \right)^2, \quad (4)$$

$$K_N = 1,7 - 2,63 \cdot \frac{N_e}{N_{3ШХ}} + 1,92 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{3ШХ}} \right)^2, \quad (5)$$

де $\omega_{ном}$ – номінальна кутова швидкість колінчатого вала двигуна;

$N_{3ШХ}$ – потужність двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою, що відповідає швидкісному режиму поточної потужності N_e .

За розрахованими даними крутного моменту, потужності і питомої витрати палива можна побудувати багатопараметричну характеристику і вивести теоретичну лінію найбільшої економічності. Геометрично лінія найбільшої економічності сполучає точки дотику ліній $N_e = \text{const}$ до ліній рівної питомої витрати палива багатопараметричної характеристики двигуна.

Для оцінки ефективності роботи двигуна по лінії найбільшої економічності складено математичну модель автомобільного бензинового двигуна. Розроблена модель враховує завантаження двигуна по крутному моменту та по частоті обертання колінчатого валу, а також кут відкриття дросельної заслінки.

Для визначення параметрів роботи двигуна в математичній моделі використовується вираз:

$$J \cdot \varepsilon'_\omega \cdot \omega_{ном} = \left(M_{норм} - \frac{M_c}{M_N} \right) \cdot M_N, \quad (6)$$

де J – приведений до валу двигуна момент інерції;

ε'_ω – коефіцієнт завантаження двигуна по частоті обертання колінчатого валу двигуна;

$M_{норм}$ – нормований крутний момент;

M_N – номінальний крутний момент;

M_c – момент опору руху.

Нормований крутний момент є функцією від відносного кута відкриття дросельної заслінки та коефіцієнта завантаження двигуна по частоті обертання колінчатого валу двигуна та знаходиться за виразом:

$$M_{норм} = \frac{N_e}{N_N} \cdot \frac{N_N}{\omega_e} \cdot \frac{1}{M_N} = \frac{M_e}{M_N} = f(\alpha, \varepsilon_\omega). \quad (7)$$

Розрахунок миттєвої витрати палива в математичній моделі бензинового двигуна виконується за виразом:

$$G_M = \frac{g_e \cdot N_e}{3,6 \cdot 10^6}. \quad (8)$$

Розрахунок витрати палива за певний проміжок часу $t \in [t_n, t_k]$ роботи двигуна виконується за виразом:

$$G_{tM} = \int_{t_n}^{t_k} G_M dt. \quad (9)$$

Для визначення об'ємної витрати палива використовується вираз:

$$G_{tV} = G_{tM} \cdot \rho_n, \quad (10)$$

де ρ_n – густина бензинового палива.

Аналіз результатів. Багатопараметрична характеристика бензинового двигуна та робота математичної моделі по лінії найбільшої економічності показані на рис. 2.

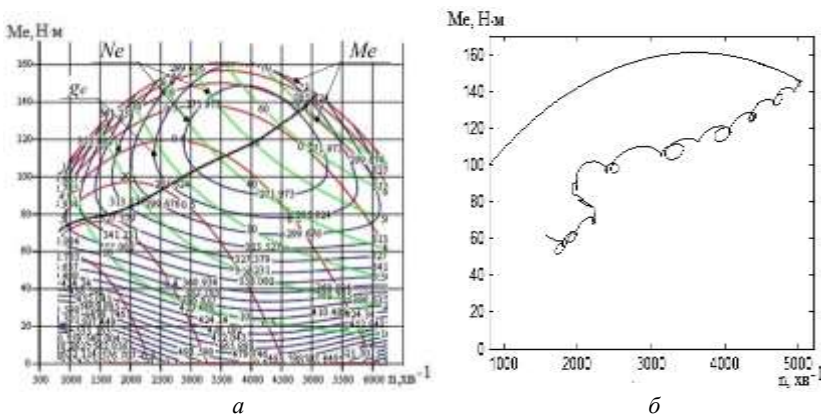


Рис. 2 – Характеристики бензинового двигуна та робота математичної моделі по лінії найбільшої економічності: *а* – багатопараметрична характеристика бензинового двигуна; *б* – робота математичної моделі бензинового двигуна по лінії найбільшої економічності.

В табл. 2 наведено результати роботи математичної моделі двигуна при різних кутах відкриття дросельної заслонки та по лінії найбільшої економічності.

Таблиця 2 – Результати моделювання роботи двигуна

Кут відкриття дросельної заслінки, %	Час роботи двигуна, с	Витрата палива, г	Виконана робота, Дж	КПД двигуна
0,3	15,3	10,61	107,3	22,99
0,4	120	153,2	1724	25,69
0,5	120	229	2792	28,98
0,6	120	319,6	3967	31,26
0,7	120	404,6	4928	31,2
0,8	120	475,7	5465	29,34
0,9	120	528,5	5698	27,7
1	120	547,2	5762	26,83
ЛНЕ	120	142,8	1596	30,91

Висновки. В даній роботі визначено оптимальний режим роботи автомобільного бензинового двигуна, який дозволяє знизити витрату палива і забезпечує економічну роботу в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів. Результати математичного моделювання підтверджують ефективність роботи двигуна за ЛНЕ.

Список літератури: 1. *Мацкерле Ю.* – Современный экономичный автомобиль / Пер. с чешск. В. Б. Иванова; Под ред. А. Р. Бенедиктова. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.: ил. 2. *Безбородова Г. Б., Галушко В. Г.* Моделирование движения автомобиля / *Безбородова Г. Б., Галушко В. Г.* – Вища школа, 1978. – 168с. 3. *Шапко В. Ф., Шапко С. В.* Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згорання // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Випуск 1. - 2009. (54). Частина 1. –С. 93-96.

Надійшла до редколегії 14.05.2013

УДК 629.016

Аналіз паливної економічності автомобільного бензинового двигуна при роботі з несталим навантаженням / О. Ю. Ребров, О. В. Мірошніченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 35–39. – Бібліогр.: 3 назв.

Определено оптимальный режим работы двигателя при неустановившихся нагрузках, составлено математическую модель автомобильного бензинового двигателя, проведено анализ расхода топлива при работе двигателя на переходных режимах.

Ключевые слова: крутящий момент, мощность, расход топлива, анализ, многопараметрическая характеристика двигателя, линия наибольшей экономичности.

Determined the optimal mode of operation of the engine under transient loads, made up of a mathematical model of automobile gasoline engine, the analysis of fuel consumption during engine transients.

Keywords: torque, power, fuel consumption, analysis, multi-parameter characteristics of the engine, the most economical line.

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
И. В. УДОД, асп. НТУ «ХПИ»

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗВЕНЬЕВ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ДВОХПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

В статье была описана методика расчета на прочность деталей и узлов бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий

Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, расчет на прочность.

Введение. В профессиональной практике встречается немало примеров отказа изделий, когда происходит поломка деталей, не определяющих собственно функциональность [1]. Технические причины в том, что доскональному прочностному проектированию и расчету подвергается только незначительная доля деталей и агрегатов. Можно заметить, что большинство конструкторов редко занимается какой-то проблемой достаточно долго, чтобы оценить насколько пригодны для нетиповых проблем эмпирические зависимости, используемые в апробированных методиках. Еще одним следствием поверхностного отношения к прочностному анализу могут стать многократные запасы прочности и избыточная материалоемкость, что в конечном счете перекладывается на покупателя.

Анализ последних достижений и публикаций. В работе [2] описан комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий. Суть подхода заключается в объединении восьми крупных расчетно-теоретических и проектировочных этапов. Пятым этапов является прочностной расчет с помощью современных профессионально-ориентированных модулей программных продуктов. В результате реализации этапа 5 получают геометрические и массовые характеристики основных входящих в ГОМТ элементов (зубчатых зацеплений, валов, подшипников и пр.).

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является описание методики расчета деталей и узлов бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий

Описание методики. Процесс прочностного анализа элементов ГОМТ упрощенно можно разбить на несколько этапов:

1. Построение схемы трансмиссии, ее обоснование и расчет с помощью метода математического матричного моделирования [3-4], определение моментов и угловых скоростей элементов трансмиссии. Определяются

наиболее нагруженные детали, требующие более тщательного исследования, поскольку от их долговечности зависит долговечность узла, в который они входят и трансмиссии в целом.

2. Построение предварительной трехмерной модели выбранной трансмиссии (при этом определяется расположение, размеры, места крепления и соединения деталей).

3. Проведение прочностного расчета методом конечных элементов деталей, на которые действует наибольший крутящий момент по результатам расчета на основе трансмиссионного матричного моделирования. После уточнения конструктивных особенностей наиболее ответственных деталей – проводится расчет на прочность остальных деталей по мере их значимости, для снижения массово-стоимостных характеристик. При этом необходимо учитывать технологический процесс производства и механической обработки деталей, тип производства и закупочные цены на материалы.

Таким образом мы получаем ГОМТ оптимизированную по массово-стоимостным характеристикам.

Апробация методики. Применим описанную выше методику на представленной на рис. 1 схеме гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничного трактора.

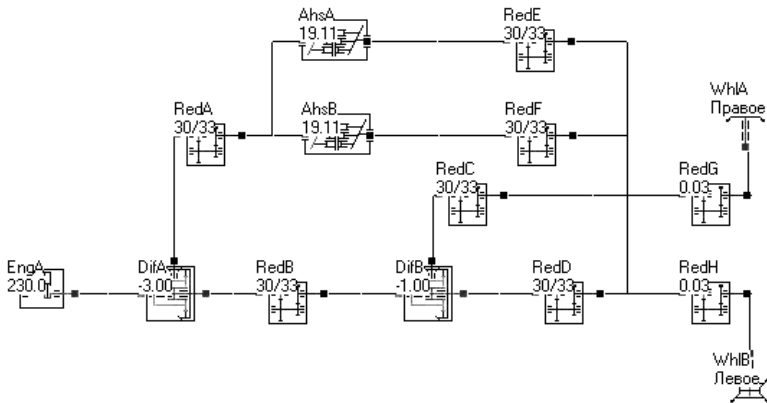


Рис. 1 – Структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничного трактора

На схеме указаны передаточные отношения редукторов Red, конструктивные параметры дифференциалов Dif, угловая скорость коленчатого вала двигателя в об/мин. Ведущие звездочки обозначены Whl. Не обозначены на схеме мощность двигателя $N_{de}=250$ кВт, вес трактора $G=19$ т.; рабочие объемы, входящих в состав гидрообъемных передач (ГОП) Ahs,

гидронасосов $q_1=140 \text{ см}^3$ и гидромоторов $q_2=250 \text{ см}^3$; коэффициент сопротивления движению $f=0,5$. Расчет моментов и угловых скоростей проводим с помощью программного продукта Trans 2003, результаты которого приведены на рис. 2 и 3 соответственно.

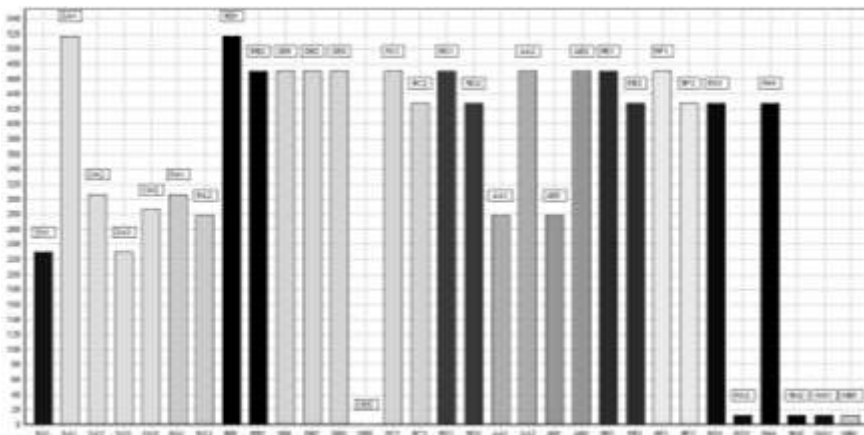
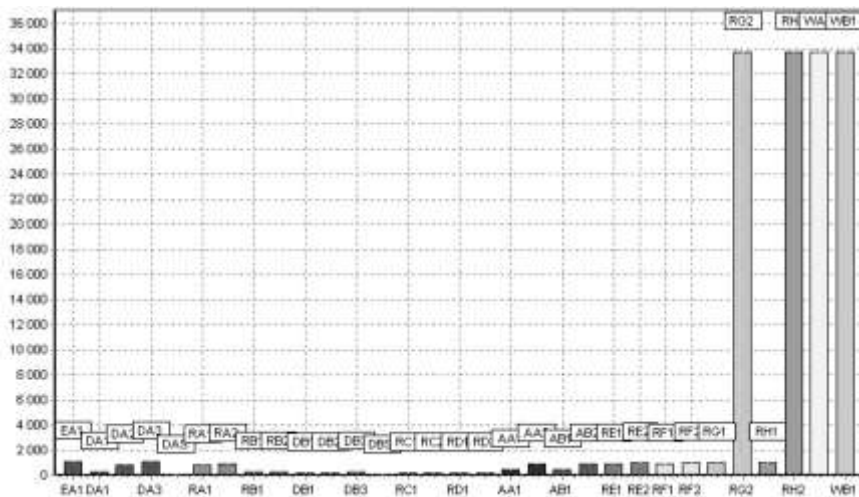


Рис. 2 – Результаты расчета угловых скоростей всех звеньев ГОМТ



передачи, входящей в состав бортового редуктора. Соответственно именно оно является самым ответственным в приведенной на рис.1 схеме трансмиссии и будет рассчитано в первую очередь.

Но перед этим была построена трехмерная модель, которая приведена без корпусных деталей для лучшей наглядности на рис. 4.



Рис. 4 – Трехмерная модель рассматриваемой трансмиссии

Таким образом, все данные, необходимые для проведения прочностного анализа найдены. На выходном звене (водиле) возникает максимальная нагрузка в момент трогания трактора с места или в момент наезда на препятствие, когда с одной стороны выходное звено кратковременно фиксируется, с другой испытывает переданный трансмиссией от двигателя момент. Такая ситуация и была смоделирована с помощью прочностного расчета методом конечных элементов. На рис. 5 приведена 3D-модель водила с приложенными к нему нагрузками и креплениями.

Задав нагрузку из диаграммы на рис. 3, крепление по шлицевому соединению, а также материал детали – Сталь 40ХН2МА, разбиваем ее на конечные элементы – тетраэдры и проводим прочностной расчет. На рис. 6 и 7 представлены результаты расчета – эпюры напряжений и перемещений соответственно.



Рис. 5 – 3D-модель рассчитываемого звена ГОМТ с обозначением нагрузок и закреплений

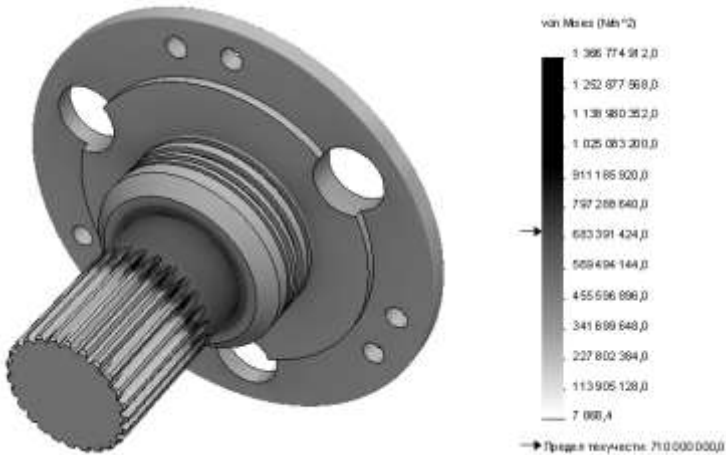


Рис. 6 – Эпюра напряжений по Мизесу детали

Как видно с рис. 6 самым нагруженным местом является вал, на котором нарезаны шлицы. В то же время на рис. 7 показано перемещение точек в этом месте – 0,07 мм, а максимальное перемещение точек детали равно 0,8 мм. При анализе полученного результата следует учесть кратковременность действия такой нагрузки и демпфирующие свойства гидропривода. Изменение размеров водила приводит к значительному ухудшению прочностных характеристик, поэтому таким образом можно считать данную конструкцию самой ответственной детали приемлемой, отвечающей требованиям по ресурсу и не являющейся переразмеренной. По этой методике рассчитываются и анализируются остальные звенья трансмиссии, для достижения оптимальных массово-стоимостных характеристик трансмиссии в целом.



Рис. 7 – Эпюра перемещений точек детали

Выводы. 1. Приведена упрощенная методика расчета звеньев гидрообъемно-механических трансмиссий. 2. Работа методики была продемонстрирована на примере ГОМТ гусеничного трактора. 3. Приведен результат расчета самой ответственной детали.

Список литературы: 1. Алямовский А. А. / Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. – М., ДМК Пресс, 2010. – 464с. 2. Самородов В. Б., Rogov A. B., Науменко А. В., Постный В. А. и др. / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2002. – №10. – Т.1. – с. 3-16. 3. Самородов В. Б. / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. – №1, 1998. – с.109-115. 4. Самородов В. Б., Rogov A. B. / Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: ХГТУСХ, 2001. – с. 109-117.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 621.81.062.1

Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двохпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, И. В. Удод // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 40–45. – Бібліогр.: 4 назв.

У статті була описана методика розрахунку на міцність деталей і вузлів безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій.

Ключові слова: гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, розрахунок на міцність.

This article described method of calculating the strength of parts and components continuously variable hydrovolumetric mechanical transmissions.

Key words: hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, calculation on durability.

С. Г. СЕЛЕВИЧ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

Є. В. ЛИМАРЕНКО, студент НТУ «ХПІ»

РОЗРАХУНОК ЧАСОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРИЧНОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДУ

Наведені результати розрахунку часових характеристик на математичній моделі електромеханічного виконавчого елемента гальмівної системи. Зроблені висновки про відповідність моделі експериментальним дослідженням.

Ключові слова: електричні гальма, електромеханічний виконавчий елемент.

Постановка проблеми. Гальмівна система призначена для керованої зміни швидкості автомобіля, його зупинки, а також утримання на місці тривалий час за рахунок використання гальмівної сили між колесом і дорогою. Гальмівна сила може створюватися колісним гальмівним механізмом, двигуном автомобіля гідравлічним або електричним гальмом-сповільнювачем в трансмісії. Гальмівний привід забезпечує управління гальмівними механізмами. У гальмівних системах автомобілів застосовуються такі типи гальмівних приводів: механічний; гідравлічний; пневматичний; електричний; комбінований. Переважно в робочій гальмівній системі застосовується гідравлічний привід.

Наступним етапом розвитку гальмівних систем є впровадження електромеханічної гальмівної системи [1]. Застосування такої системи передбачає заміну гідравлічних та механічних систем електричними. Гальмівні властивості автомобіля регламентовані Правилами №13 Комітету по внутрішньому транспорту Європейської Економічної Комісії Організації Об'єднаних Націй [2], а також національним стандартом ДСТУ UN/ECE R 1309:20042 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і O стосовно гальмування»[3]. Головною особливістю електромеханічних і електрогідравлічних гальм з електромагнітним клапаном у порівнянні зі звичайними гальмами полягає у тому, що вони дозволяють точно і безперервно регулювати гальмівну силу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження ефективності гальмування та розміщення конструктивних елементів моделі автомобіля представлені в роботі [1]. Електромеханічний гальмівний механізм є виконавчим механізмом, що перетворює електричну енергію в поступальний рух гальмівної колодки. Такі механізми включають до свого складу декілька елементів: фрикційну пару (колодку та диск), електричний двигун, перетворювач обертального руху в поступальний. Структурна схема електромеханічного гальмівного приводу наведена на рис. 1.



Рис. 1 – Структурна схема електроmechanічної системи гальмування

Найбільш повний структурний аналіз електричного гальмівного приводу та його порівняння із гідравлічними аналогами наведені в роботі [4]. При цьому, аналізу виконавчого елемента не приділено достатньо уваги.

Аналіз часових характеристик електроmechanічного гальмівного приводу. Математична модель електроmechanічного виконавчого елемента, конструкція якого наведена на рис. 2, складається з моделі електродвигуна і редуктора, що перетворює обертальний рух в поступальний. Характеристикою для перетворення руху в силу, є нелінійна модель.

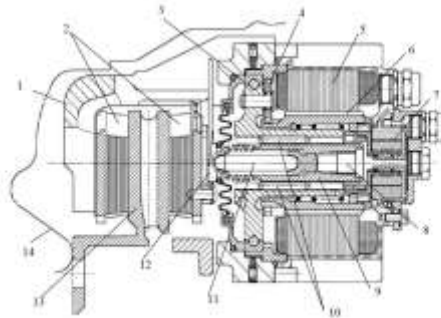


Рис. 2 – Конструкція виконавчого елемента; 1 – супорт; 2 – гальмівні колодки; 3 – центральний підшипник; 4 – планетарний механізм; 5 – статор; 6 – ротор/гайка; 7 – вирішальний пристрій; 8 – датчик сили; 9 – шпиндель; 10 – планетарні ролики; 11 – натискний шток; 12 – підтримка колодки; 13 – гальмівний диск; 14 – корпус.

Висновки. Модель, що наведена в даній роботі, достатньо достовірно відтворює фізичні процеси, що мають місце в електромеханічному гальмівному приводі та може бути застосована в складі загальної моделі під час налаштування системи автоматичного керування зчепленням коліс.

Список літератури: 1. *Petersen I.* Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled optimal control with constraints: 2003. 2. Правила ЕЭК ООН № 13 (09) / Пересмотр 5. Едиобразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения. Дата вступления в силу 11.05.98. 3. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N та О стосовно гальмування (UN/ECE R13-09:2004, IDT) 4. *Дударенко О. В.* Гальмівний механізм з електромеханічним типом приводу та системою само підсилення Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 120/2011. Серія Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2011. 5. *Дударенко О. В.* Вплив параметрів конструкції та параметрів приводу на тривалість спрацювання гальмівного механізму з електромеханічним приводом. Вісник СХУ ім. Володимира Даля – 2012 – № 9 (180)

Надійшла до редакції 13.05.2013

УДК 62-597.5

Розрахунок часових характеристик електричного гальмівного приводу / С. Г. Селевич, Є. В. Лимаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 46–49. – Бібліогр.: 5 назв.

Приведены результаты расчета временных характеристик на математической модели электромеханического исполнительного элемента тормозной системы. Сделаны выводы о соответствии модели экспериментальным исследованиям.

Ключевые слова: электрические тормоза, электромеханический исполнительный элемент.

The results of mathematical modeling of electromechanical brake system actuator were presented. Conclusions about matching the model and experimental research were made.

Keywords: electric brake, electromechanical actuator

Н. Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
В. С. БРАГИН, студент НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ МАЛОГО КЛАССА

В статье представлен анализ результатов исследований, направленных на улучшение динамических качеств автомобиля малого класса путем рационального использования мощности двигателя и изменения чувствительности электронной педали газа. Полученные рекомендации дают улучшение динамики автомобиля.

Ключевые слова: динамика, топливо, экономия, открытие дроссельной заслонки.

Введение. Автомобильный транспорт является основным потребителем энергоносителей. Из-за высокой стоимости и ограниченных запасов энергоресурсов требуется совершенствование конструкции и повышение эффективности использования энергии автомобилей.

Новые экологические нормы требуют совершенствования системы управления автомобилем, выбора рациональных параметров элементов конструкции. Большинство используемых систем управления подачей топлива снижают реакцию на нажатие педали акселератора, тем самым ухудшают динамические показатели автомобиля, заставляя водителя чувствовать дискомфорт при обгонах и маневрах в городе. Решение данной проблемы возможно за счет внедрения в конструкцию автомобиля устройства, которое изменяет характеристику "реостата" педали газа на более активную. К примеру, повышая чувствительность системы, улучшается динамика автомобиля, а расход топлива увеличивается незначительно.

Анализ последних исследований и публикаций. Исследованием динамических и технико-эксплуатационных показателей автомобиля посвящен ряд работ [1 – 7].

Определение расхода топлива при различных условиях эксплуатации, повышение реакции автомобиля за счёт внедрения дополнительного реостата в электронную систему привода педали газа позволяет внести необходимые коррективы в показатели автомобиля и сделать его более динамичным и экономичным.

Цель работы – исследование динамических показателей легкового автомобиля при различных загрузке и шинах, а также определение момента ДВС при изменении положения дроссельной заслонки

Основная часть. Исследования выполнены на примере легкового автомобиля малого класса Skoda Fabia. Параметры приведены в таблице. Расчеты выполнены с загрузкой автомобиля 25%,50%,100% при установке шин 165/70 R14,185/65 R14,185/60 R14.

Таблица – Технические характеристики Skoda Fabia

Масса, снаряженная/полная, кг	1075/1590
Двигатель	бензиновый, с распределенным впрыском топлива
Рабочий объем, см ³	1390
Мощность, кВт/л.с	63/86
Крутящий момент, Н*м	132 при 3800 об/мин
Трансмиссия	
Тип	переднеприводная
Коробка передач	M5
Передаточные числа: I/II/III/IV/V//з.х.	3,46/1,96/1,31/0,98/0,76//2,92
Главная передача	4,12
Время разгона 0–100 км/ч, с	12,3
Максимальная скорость, км/ч	174
Топливо/запас топлива, л	A95/45
Расход топлива, л/100 км на циклах: загородный/городской/смешанный	5,3/8,6/6,5
Размерность шин	185/60 R14

Результаты тягового расчета выполнены при работе ДВС на внешней характеристике рис. 1 и представлены на рис. 2-4.

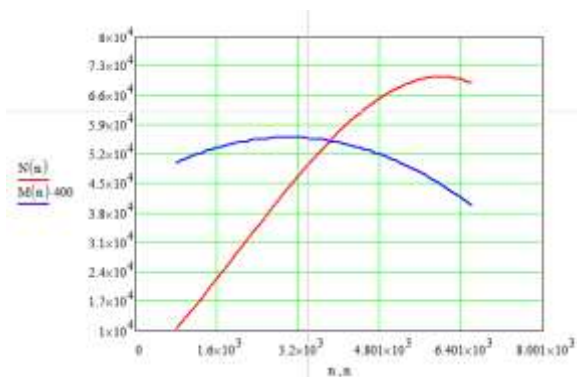


Рис. 1 – Внешняя характеристика ДВС

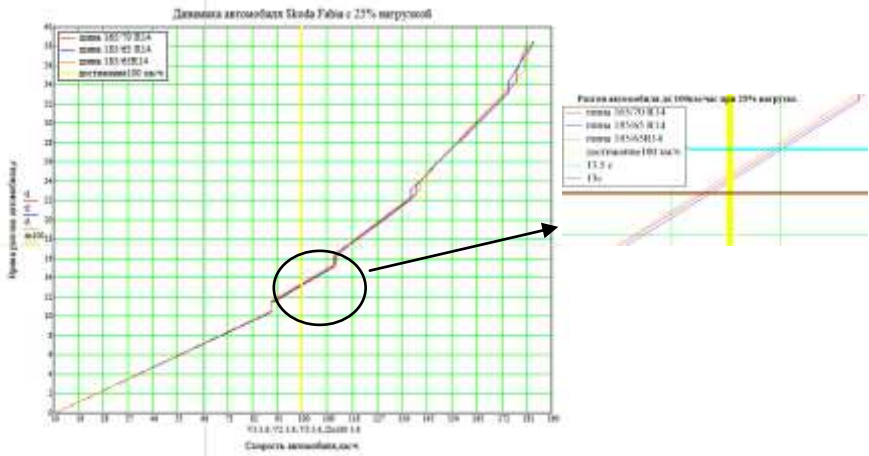


Рис. 2 – Динамическая характеристика автомобиля с 25% загрузкой

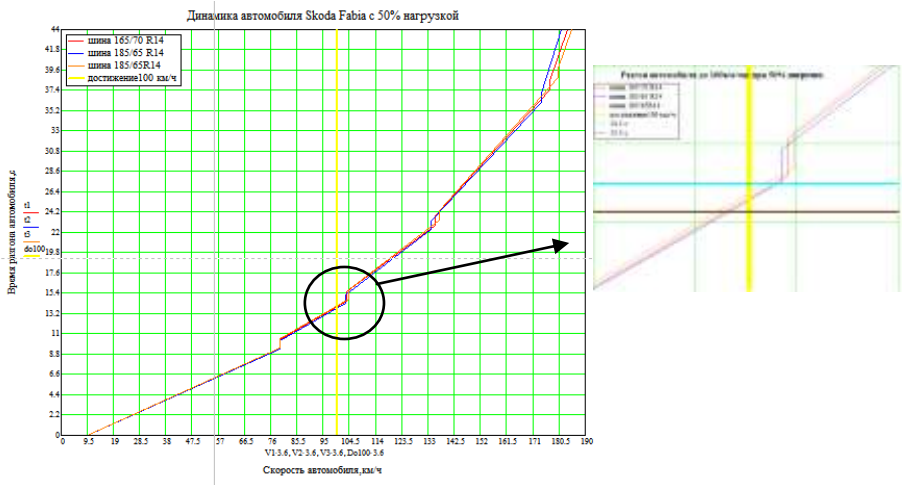


Рис. 3 – Динамическая характеристика автомобиля с 50% загрузкой

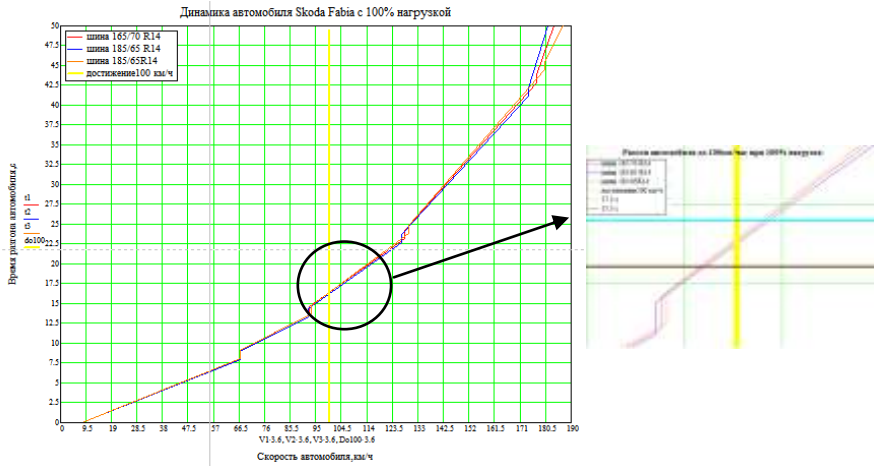


Рис. 4 – Динамическая характеристика автомобиля со 100% нагрузкой

Показатели автомобиля при варьировании указанных параметров изменяются в узких пределах. На малых скоростях параметры отличаются минимально.

Темп открытия дроссельной заслонки существенно влияет на динамику автомобиля и расход топлива. В настоящее время широко применяют электронные педали газа. Закон управления открытия дроссельной заслонки возможно изменить, применяя дополнительный реостат, установленный в электрическую цепь управления педалью газа и дроссельной заслонкой базового автомобиля. Реостат преобразует сигнал нажатия на педаль газа по принципу удвоения, т.е. педаль газа нажата на половину, а дроссельная заслонка открыта на 98%. На рис. 5 представлено изменение угла открытия заслонки от положения педали газа с одним и двумя реостатами.

При изменении угла открытия дроссельной заслонки момент ДВС зависит от оборотов и момента сопротивления рис. 6. ДВС исследуемого автомобиля большую часть времени работает на частичных режимах загрузки. Для определения динамических показателей автомобиля на этих режимах необходимо получить характеристики ДВС: изменение момента сопротивления от оборотов ДВС при различной подаче топлива. Указанные зависимости (см. рис.6) определены расчетно-экспериментальным методом. Используя полученные данные, возможно вычислить динамические и другие показатели автомобиля при движении с неполной загрузкой ДВС.

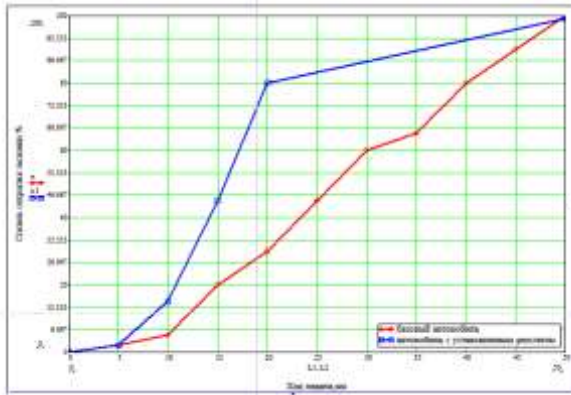


Рис. 5 – Зависимость степени открытия дроссельной заслонки от хода педали

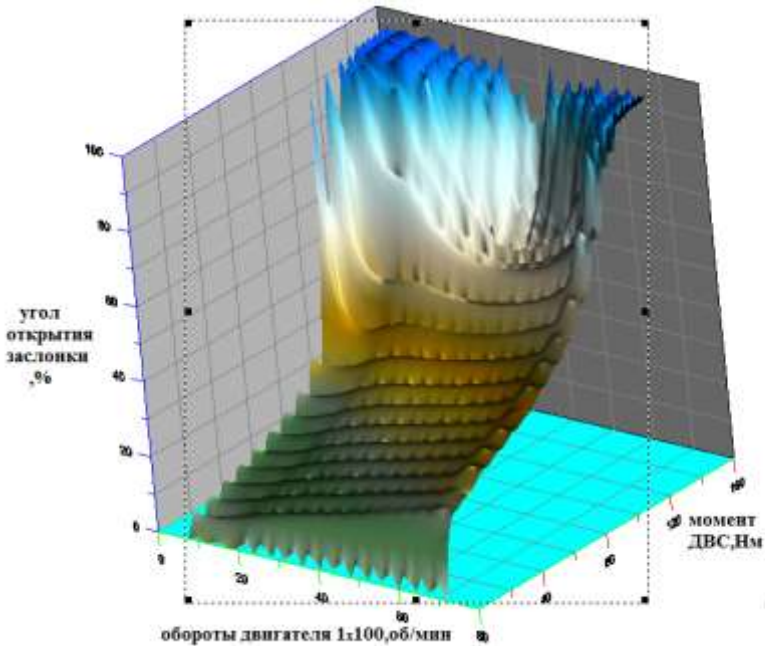


Рис. 6 – Зависимость открытия дроссельной заслонки от оборотов ДВС и момента сопротивления

Вывод. В результате проведенных исследований установлено, что улучшение динамических показателей автомобиля возможно за счет выбора шин, установки дополнительного реостата в цепь управления дроссельной заслонкой систем подачи топлива. Динамические показатели автомобиля Skoda Fabia улучшаются при использовании шин 185/65 R14.

При установке дополнительного реостата в цепь управления дроссельной заслонкой динамика автомобиля возрастает до 19%.

Список литературы: 1. Безбородова Г. Б. Моделирование движения автомобиля / Г. Б. Безбородова, В. Г. Галушко. – К.: Высшая школа, 1978. – 168 с. 2. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: Учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д. А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с. 3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М. А., Волков В. П., Кирчатый В. И., Бобошко А. А.] – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2002. – 403 с. 3. Цитович И. С. Динамика автомобиля / И. С. Цитович, В. Б. Альгин. – Мн: Наука и техника, 1981. – 191 с. 4. За Рулём // М.: Изд. «За Рулём», 2010-2012. 5. Авторевю // М.: Изд. «Авторевю», 2012-2013. 6. Сайт фирмы Skoda www.skoda.com.ua. 7. Автомобили: тягово-скоростные свойства и топливная экономичность / Безбородова Г. Б., Сахно В. П., Маяк М. М., Шарай С. М. – К.: Высшая школа, 2004. – 174 с.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 629.113

Исследование динамических и технико-экономических показателей автомобиля малого класса / Н. Е. Сергиенко, В. С. Брагин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 50–55. – Бібліогр.: 7 назв.

У статті представлений аналіз результатів досліджень, спрямованих на зниження витрати палива й поліпшення динамічних якостей автомобіля малого класу шляхом раціонального використання потужності двигуна й зміни чутливості електронної педалі газу. Отримані рекомендації дають можливість зниження витрати палива й поліпшення динаміки автомобіля.

Ключові слова: динаміка, паливо, економія, відкриття дросельної заслінки.

The article analyzes the results of research aimed at reducing fuel consumption and improve the dynamic characteristics of small car class through the rational use of engine power and change chuttevosti electronic gas pedal. These recommendations provide an opportunity to reduce fuel consumption and improve vehicle dynamics.

Keywords: dynamics, fuel, economy, opening of choke.

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 621.924

Г. В. КРИВЯКИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

Е. С. РЕДЧЕНКО, ассистент НТУ «ХПИ»;

В. Л. БЕДНАРСКИЙ, студент НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЯКОРЬ ЛИНЕЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Получены величины и распределение влияния сил, которые составляют суммарную электромагнитную силу, на разные поверхности якоря линейного двигателя.

Ключевые слова: электромагнитная сила, якорь, линейный двигатель.

Введение. Величины составляющих электромагнитной силы, действующих на различные поверхности якоря, существенно различаются, что обусловлено текущей координатой якоря и особенностями распределения МДС в коаксиальном линейном двигателе. Для создания линейного двигателя с тяговой характеристикой, удовлетворяющей условиям работы в составе системы наклона кузова, необходимо знать количественные соотношения составляющих электромагнитной силы, действующих на якорь. Определению этих соотношений и посвящена данная статья.

Математическая модель и метод расчета. Процессы электромеханического преобразования энергии, происходящие в линейном двигателе [1], описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} di/dt = (U - i \cdot R - K_3 \cdot V_T)/L; \\ dx/dt = V_T(t); \\ m \cdot dV_T/dt = F_{ЭМ} - F_H. \end{cases}$$

где $L = F_{ЭМ}(i, x, V_T)$, $K_3 = F_{ЭМ}(i, x, V_T)$, m – масса элементов привода и кузова вагона, приведенная к якорю двигателя, F_H – суммарная нагрузка, приведенная к якорю двигателя, $F_{ЭМ}$ – электромагнитная сила, развиваемая линейным двигателем.

Энергетические и силовые показатели линейного двигателя определяются с помощью программного комплекса *FEMM* [2], предназначенного для расчета двухмерных магнитных полей методом конечных элементов.

Анализ полученных результатов. В качестве базовой модели двигателя принят коаксиальный линейный двигатель электромагнитного типа [3], устройство которого показано на рис. 1.

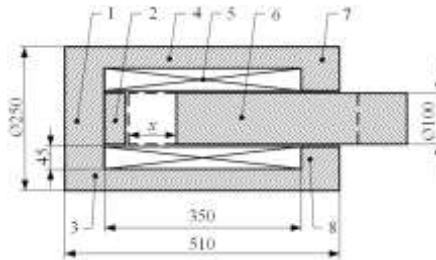


Рис. 1 – Схема базовой модели линейного двигателя: 1 – торцевой упор нижнего ярма статора; 2 – торцевой упор; 3 – нижнее ярмо статора; 4 – корпус статора; 5 – катушка; 6 – якорь; 7 – верхнее ярмо статора; 8 – торцевой элемент верхнего ярма статора.

В процессе моделирования якорь перемещается между двумя крайними положениями. Исходному положению соответствует нулевой угол наклона кузова; при этом расстояние от нижнего торца якоря до торцевого упора двигателя составляет 100 мм. Конечному положению соответствует максимальный угол наклона кузова 8° , при котором нижний торец якоря притянут к упору статора двигателя.

При расчетах были приняты следующие допущения: магнитная система является аксиально-симметричной; корпус и якорь линейного двигателя выполнены из стали Ст3, обмотка – из меди; вихревые токи и гистерезис в магнитопроводе не учитываются; источник питания обладает свойствами идеального источника напряжения. Плотность тока в обмотке двигателя принята 7 А/мм^2 .

На рис. 2 представлены результаты расчета тяговой характеристики $F_{ЭМ}(x)$ и составляющих электромагнитной силы на нижнем торце якоря $F_{низ}(x)$, на боковой поверхности якоря $F_{бок}(x)$ и на верхнем торце якоря $F_{верх}(x)$.

Как видно на рис 2, а, тяговая характеристика имеет гиперболическую форму. В исходном положении сила тяги $F_{ЭМ}$ составляет 12,6 кН. В конечном положении максимальное значение силы тяги $F_{ЭМ}$ составляет 63,8 кН. Такие величина усилия и форма тяговой характеристики определяются, в основном, составляющей силы тяги, действующей на нижнем торце якоря $F_{низ}$ (рис. 2, б). Резкое возрастание этой силы и линеаризация характеристики в конце хода якоря связано с увеличением проводимости магнитной цепи, обусловленного уменьшением воздушного зазора между якорем и торцевым упором 2.

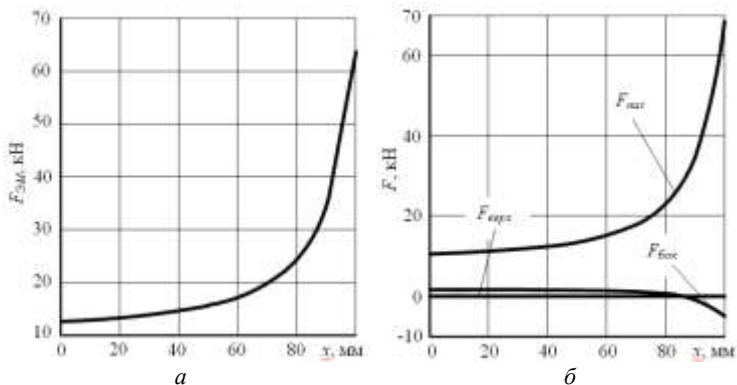


Рис. 2 – Тяговая характеристика (а) и составляющие силы тяги (б)

Сила на боковой поверхности якоря $F_{бок}$ на протяжении хода изменяет величину и направление своего действия (рис. 2, б). Так, в начале хода ее величина составит 1,48 кН; в конце хода – 4,9 кН. Сравнительно небольшая величина силы $F_{бок}$ объясняется малым значением суммарного потока тангенциальной составляющей вектора магнитной индукции, замыкающегося через боковую поверхность якоря. Отрицательное значение силы $F_{бок}$ в конечном положении якоря связано с её притяжением к торцевому элементу верхнего яра статора 8. Сила меняет знак при прохождении якорем положения, в котором суммарный поток тангенциальной составляющей вектора магнитной индукции через боковую поверхность становится равным нулю.

Как видно на рис. 2, б, сила на верхнем торце якоря $F_{верх}$ изменяется от -1,5 до -4 Н, то есть практически отсутствует. Это связано с тем, что магнитный поток замыкается в основном через торцевой элемент верхнего яра 8.

На рис. 3 представлены диаграммы количественных соотношений составляющих электромагнитной силы. Как видно, в исходном положении якоря основной вклад вносит сила, действующая на нижний торец якоря $F_{низ}$, которая составила 82,5 % от суммарной электромагнитной силы. Вклад силы, действующей на боковую поверхность якоря $F_{бок}$, составил 11,8 %. Сила, действующая на верхний торец якоря $F_{верх}$, практически равна нулю. В конечном положении якоря составляющие электромагнитной силы распределяются так: сила, действующая на нижний торец якоря $F_{низ}$, составила 107,5 %, сила, действующая на боковую поверхность якоря $F_{бок}$, составила -7,68 % и сила, действующей на верхний торец якоря $F_{верх}$, близка к нулю.

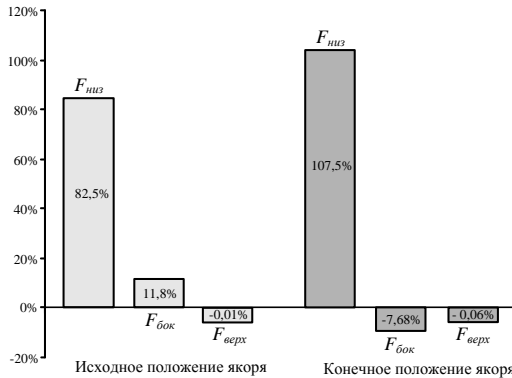


Рис. 3 – Количественные соотношения составляющих электромагнитной силы

Выводы. Основной вклад в создание тягового усилия в линейном двигателе рассмотренной конструкции вносит составляющая электромагнитной силы, действующая на нижний торец якоря $F_{низ}$, форма зависимости которой в конце хода якоря имеет практически линейный характер.

Для создания линейного двигателя, который имел бы необходимую величину тягового усилия и линейную форму тяговой характеристики необходимо проводить исследования в направлении увеличения площади нижнего торца якоря с одновременным уменьшением величины его хода.

Список литературы: 1. Кривякин Г. В., Редченко Е. С. Влияние элементов конструкции линейного двигателя на тяговую характеристику привода механизма наклона кузовов скоростных поездов. 2. <http://www.femm.info/wiki/HomePage>. 3. Омеляненко В. И., Якунин Д. И., Редченко Е. С. Привод наклона кузовов на базе линейного двигателя. //Залізничний транспорт України. – 2010. - №6. – С.23-25.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 621.924

Определение величины составляющих электромагнитной силы, действующих на якорь линейного двигателя / Г. В. Кривякин, Е. С. Редченко, В. Л. Беднарский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – X. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 56–59. – Бібліогр.: 3 назв.

Отримано величини та розподіл впливу сил, що складають сумарну електромагнітну силу, на різні поверхні якоря лінійного двигуна.

Ключові слова: електромагнітна сила, якор, лінійний двигун.

The value and distribution influence electromagnetic force rectangular components on the keeper different surface of linear motor is received.

Keywords: electromagnetic force, anchor, linear motor.

В. Г. МАСЛИЕВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»

К 50-ЛЕТИЮ СОЗДАНИЯ ПЕРВОГО ОТЕЧЕСТВЕННОГО ТЕПЛОВОЗА НА ПНЕВМАТИЧЕСКОМ РЕССОРНОМ ПОДВЕШИВАНИИ

Приведены основные этапы научно-исследовательских, проектно-конструкторских работ, практической реализации пневматического рессорного подвешивания на тепловозах, а также некоторые результаты динамических и эксплуатационных испытаний

Ключевые слова: тепловоз, пневматическая рессора, статический прогиб, динамические показатели

Вступление. Исполнилось 50 лет с того времени, когда на заседании кафедры «Локомотивостроение» (ныне кафедра «Электрического транспорта и тепловозостроения») НТУ «ХПИ» было заслушано сообщение заведующего кафедрой, профессора С. М. Куценко о проблемах, связанных с не удовлетворительными динамическими качествами выпускаемых тепловозов. Это отрицательно влияет на безопасное функционирование подвижного состава и снижает работоспособность локомотивных бригад.

Как наиболее реальный путь решения проблемы профессор С.М. Куценко предложил открыть на кафедре новую тему, которая основывалась на результатах практического применения пневматического рессорного подвешивания на железнодорожном и автомобильном транспорте за рубежом. В частности, пневматическое рессорное подвешивание на ж.д. транспорте в Японии показало существенные преимущества перед металлическим рессорным подвешиванием.

Кафедра решила создать творческую группу из молодых инженеров во главе со старшим инженером В. А. Закорецким для выполнения работ по этой перспективной теме.

Так начиналась эта работа, которая продолжается на кафедре и в настоящее время.

Анализ основных достижений и литературы. К этому времени были достигнуты значительные успехи в деле применения пневматического рессорного подвешивания отечественным и зарубежным вагоностроением, а также автомобильной промышленностью. Однако механически перенести пневматические рессоры на тепловозы не удавалось, поскольку пространство в пределах их тележек чрезвычайно заполнено тяговыми приводами и другим оборудованием.

Впервые в СССР системой пневматического рессорного подвешивания был оборудован тепловоз, серии ТЭ7 - 001, постройки Харьковского завода

транспортного машиностроения им. Малышева. Это был первый отечественный пассажирский тепловоз, который в это время находился во Всесоюзном научно-исследовательском тепловозном институте (ВНИТИ, г. Коломна Московской обл.) на комплексных путевых, динамических, прочностных и пр. испытаниях.

Конструктивная скорость тепловоза составляла 140 км/ч, но на испытательном полигоне его скорость доводилась до 160 км/ч при металлическом рессорном подвешивании.

Испытания тепловоза выявили проблему: при основной эксплуатационной и конструкционной скоростях движения коэффициенты плавности хода и динамики, а также максимальные вертикальные ускорения в кабине машиниста - не соответствуют санитарным нормам для локомотивных бригад машинистов. Утомляемость локомотивных бригад увеличивается, а их состояние обеспечивает безопасность движения. Это обстоятельство и послужило поводом к решительным действиям, предпринятым рядом научных организаций и, в том числе, нашей кафедрой, по решению этой проблемы.

Однако, исследования показали, что радикально решить эту проблему с помощью металлических систем рессорного подвешивания не удастся, поскольку им органически присущ ряд недостатков: трудности конструктивного и технологического характера при обеспечении необходимой величины статического прогиба, от которого напрямую зависят показатели динамики транспортных средств и комфортности для локомотивных бригад и пассажиров, обязательное применение гасителей колебаний, надежность в эксплуатации которых оставляет желать большего, слабая фильтрация вибраций и шума и др. Реальные возможности совершенствования таких систем практически исчерпаны.

Мировой опыт показывает, что одним из перспективных направлений решения проблемы повышения комфортности для машинистов и пассажиров транспортных средств является применение пневматического рессорного подвешивания, которое обладает существенными преимуществами перед металлическим т.к. обладает значительно большей энергоемкостью. Это позволяет реализовать в одинаковых габаритах необходимую величину статического прогиба. Тем самым обеспечивается снижение собственной частоты колебаний наддресорного строения до величин меньших, чем 1 Гц.

При такой, наиболее комфортной для человека частоте колебаний, возрастает производительность труда, внимание, снижается утомляемость, а также повышается надежность работы механизмов и устройств, т.к. уменьшаются инерционные силы, действующие на них.

К достоинствам пневматического рессорного подвешивания относится также возможность полностью или частично избавиться от гасителей

колебаний, высокие шумо-виброизолирующие свойства, обеспечение стабилизации уровня пола вагона и автосцепки при изменении загрузки вагона и снижение динамического воздействия на путь.

Опыт эксплуатации транспортных средств, оборудованных системами пневматического рессорного подвешивания за рубежом (Япония, Франция, Англия, Италия и др.), как на автомобильном, так и на железнодорожном транспорте показывает экономическую целесообразность его применения.

На пути практической реализации теоретических и конструкторских работ творческой группы кафедры встала задача отыскания гибких оболочек для пневморессор, без которых их реализовать невозможно.

Предложения по применению в качестве гибких оболочек покрышек от колес автомобилей или даже самолетов не прошли - из-за большой жесткости и недостаточной величины их допустимых деформаций в осевом и поперечном направлениях.

Решение пришло случайно, после получения «секретной» информации о применении пневморессор в военном промышленном комплексе, для которого гибкие оболочки необходимых типоразмеров производились в НИКТИ шинной промышленности (г.Омск).

После оформления множества разрешительных документов туда был откомандирован А. Н. Рубан – ст. инженер Отраслевой лаборатории на каф. «Локомотивостроения». Благодаря его умению убеждать людей, уже через пару недель на кафедру пришел контейнер с гибкими оболочками, имевшими клеймо военной приемки, что подтверждало их высокое качество.

Это было время, когда все работали с большим энтузиазмом. Поэтому, творческая группа смогла сократить до минимума процесс разработки техдокументации и период изготовления опытного образца пневморессоры.

Цель исследования, постановка задачи Целью статьи является освещение основных этапов создания пневматического рессорного подвешивания для тепловозов и дизель-электропоездов, а также эволюции технических решений его элементов. Задачи, которые были решены в тот период, были связаны с разработкой конструкции пневморессоры в части ее арматуры, воздушных трубопроводов и резервуаров, дросселей, а также регулятора положения кузова (РПК). Он должен был обеспечивать устойчивую работу системы пневмоподвешивания (отсутствие автоколебаний) и приемлемый расход сжатого воздуха, который черпался из тормозной магистрали тепловоза. Над созданием оригинального РПК трудились ст.преподаватель А.И. Грабовский, ст. инженер Е.Н. Дмитриев, вед. инженер И. Карпов. Они не только разработали техдокументацию, но и построили опытный образец «аналогового» РПК с гидравлическим демпфером, который впоследствии применялся на многих тепловозах.

Материалы и результаты исследований. По результатам успешно проведенных стендовых испытаний системы пневматического рессорного подвешивания, был составлен Отчет по НИР, доработана техническая документация и все эти материалы отправлены во ВНИТИ.

К чести коллектива ВНИТИ, оборудование тепловоза ТЕ7-001 пневматическим рессорным подвешиванием прошло успешно и без лишних проволочек (!) получено разрешение Министерства путей сообщения на его выезд на магистральные пути испытательного полигона Голутвин - Озеры и на магистральный участок ж.д. пути большой протяженности Рязань- Рязск Московской ж.д.

Для выявления оптимального варианта параметров пневматического рессорного подвешивания испытаниям подвергались четыре варианта, у которых варьировались параметры элементов системы пневмоподвешивания так, что статический прогиб составлял 65, 100, 140 и 180мм. Скорости движения в прямых участках пути и в кривых радиуса 1000м достигали 140км/ч, а в кривых радиуса 600 и 300м – 120 и 70 км/ч –соответственно.

Наилучшие результаты получены при статическом прогибе 180мм. Максимальные ускорения при этом и скорости движения 140 км/ч не превышали $1,2 \text{ м/с}^2$ при частоте вынужденных колебаний в основном совпадающей с частотой собственных вертикальных колебаний кузова на пневморессорах, которая равнялась 1,4-1,5 Гц. Оценка качества демпфирования по логарифмическому декременту затухания колебаний показала, что он составляет 2,4 – 2,5, т. е. находится в рекомендуемых пределах, а коэффициент вертикальной динамики не превышал 0,09 при всех режимах движения.

Для того, чтобы наглядно оценить полученные результаты, приведем значения упомянутых показателей динамики этого же тепловоза, но при металлическом рессорном подвешивании:

- максимальные ускорения при скорости движения 140 км/ч равны $3,6 \text{ м/с}^2$, т.е. в три раза выше;
- коэффициент вертикальной динамики 0,32 , т.е. в 3,5 выше.

Испытаний полностью подтвердили результаты теоретических исследований динамики тепловоза, оборудованного пневморессорами, на математических моделях и показали их адекватность, что позволило уверенно их применять в дальнейшем для прогнозирования динамических качеств перспективных тепловозов.

Получен также неоценимый опыт и по ряду других вопросов, таких как особенности горизонтальной динамики тепловоза, по материалоемкости конструкции, по обеспечению равномерного распределения нагрузок от колес на рельсы, по устойчивости гибких оболочек при поперечных деформациях и т.д.

Весомые результаты испытаний дали основание кафедре, Луганскому тепловозостроительному заводу и ВНИТИ выйти с предложениями относительно оборудования пневматическим рессорным подвешиванием

тепловозов и других серий. Следствием этого явилась постройка целой группы тепловозов, у которых металлическое рессорное подвешивание было заменено на пневматическое. К 1977 году на железные дороги страны были переданы для проведения длительных эксплуатационных испытаний 11 тепловозов следующих серий: ТЭ7 (рук. работ В. Загорейский), 2ТЭ10Л (Луганский тепловозостроительный завод, рук. работ А. Алексеев), 2ТЭ116 (Луганский тепловозостроительный завод, рук. работ В. Маслиев), ТГМЗ и ТГ16 (Людиновский тепловозостроительный завод, рук. работ Е. Дмитриев), ТЭМ7 - 10 секций для Ю. Сахалина (Людиновский тепловозостроительный завод, рук. работ А. Кудин), ТУ7 (Камбарский тепловозостроительный завод, рук. работ В. Адашевский).

На первых конструкциях пневморессор применялись гибкие оболочки «баллонного» типа, производство которых уже было налажено, но которые имели ряд недостатков. В частности, они не обеспечивали необходимых поперечных и угловых деформаций при боковых отбоях и поворотах тележек относительно рамы кузова тепловоза.

Когда промышленность освоила производство «диафрагменных» оболочек, появилась возможность с их помощью решить не только проблемы вертикальных колебаний кузовов тепловозов, но и горизонтальных колебаний.

Диафрагменная пневморессора вместе с оригинальной шариковой опорой была разработана совместными усилиями ученых и конструкторов ВНИТИ, Луганского тепловозостроительного завода и кафедры «Локомотивостроения». В работах по проектированию, оборудованию и испытаниям опытного тепловоза 2ТЭ116–118 с диафрагменными пневморессорами, установленными во второй (центральной ступени) рессорного подвешивания принимали участие С. М. Голубятников, Н. А. Лобачев, В. В. Науменко, Ю. В. Аведиков, Е. Н. Дмитриев, А. Н. Рубан и др. специалисты (всего более 30 чел.).

Научное обоснование и сопровождение всей работы осуществляла творческая группа кафедры с участием и под руководством проф. С.М. Куценко, которая разработала и исследовала с помощью ЭВМ (доц. Э. Елбаев, аспиранты Н. Лобачев, В. Кирпичников, Г. Чернобай, В. Адашевский и др.) обширные математические модели с охватом не только динамических, но и газо – термо - динамических, массо - обменных и дроссельных физических процессов, которые происходят в системе пневмоподвешивания при деформациях пневморессор, возникающих при движении тепловоза по рельсовому пути с неровностями.

По результатам путевых динамических испытаний этого тепловоза отмечено, что при конструкционной скорости движения разработанная система вторичного рессорного подвешивания обеспечила снижение ускорений в кузове и коэффициентов вертикальной динамики почти в два раза по сравнению с серийным тепловозом 2ТЭ116 и тепловозом ТЭП75-

0001. Горизонтальные ускорения в кузове тепловоза также были меньше на 15-20%.

У специалистов нет единого мнения о том, в какой степени рессорного подвешивания лучше устанавливать пневморессоры: в буксовой (первичной) или в центральной (вторичной)?

Это связано с тем, что при установке относительно «мягких» пневморессор во вторичной ступени вместо металлических пружин уменьшается коэффициент использования сцепной массы тепловоза. Специальные конструктивные мероприятия, которые могут ликвидировать этот серьезный недостаток, усложняют и удорожают тепловоз.

Если же установить в буксовую ступень пневморессоры, то коэффициент использования сцепной массы тепловозом не только не уменьшается, а наоборот, значительно возрастает. Это связано с тем, что пневморессоры одной стороны тележки, объединенные воздушным трубопроводом, образуют сбалансированную по воздуху, практически безинерционную рессору, которая обеспечивает равенство нагрузок, передаваемых от всех колес этой стороны тележки на рельсы. Это существенно улучшает тяговые качества тепловоза, что особенно важно для грузовых тепловозов.

Для поиска истины в этом научном споре системой пневматического рессорного подвешивания в буксовой ступени были оборудованы тепловозы 2ТЭ10Л №635 и 2ТЭ116 № 184. При этом пришлось решить ряд технических задач. Первая из них связана с обеспечением безопасного движения тепловозов (по вползанию гребней на рельсы в кривых участках пути) тогда, когда в пневморессорах по какой либо причине отсутствует сжатый воздух. Эта задача была решена путем установки под пневморессоры винтовых пружин, рассчитанный статический прогиб которых обеспечивал бы безопасность движения тепловоза. После этого возникла задача обеспечения сохранности геометрии гибкой оболочки при деформациях, т.к. опора ее на пружину создавала предпосылки для потери устойчивости и геометрии.

Усилиями доц. В. Маслиева и ст. инженера А. Алексева эти задачи удалось оперативно решить

Сравнение тепловозов с этими двумя типами пневматического рессорного подвешивания подтвердило теоретические прогнозы. У тепловозов с пневморессорами в буксовой ступени отмечен меньшая склонность к буксованию колес при трогании с места и реализации предельных значений силы тяги по сцеплению колес с рельсами. Отсюда получается логичное объяснение заметное (почти в два раза) снижение износа колес тепловозов по кругу катания.

В газете «ГУДОК» №194 за 20 августа 1974г. опубликована статья, где сообщается об оценке локомотивными бригадами работы тепловоза 2ТЭ10Л № 635, оборудованного пневматическим рессорным подвешиванием, который проходил эксплуатационные испытания и был приписан в локомотивном депо «Основа». Отмечается, что резко снизилась вибрация

кузова, уменьшились частоты его колебаний, исчезли резкие толчки, возникающие при взаимодействии экипажа и пути. «Ход тепловоза стал плавным, почти бесшумным. В процессе эксплуатации замечено, что трогание тепловоза с места осуществляется легче, повысилось ускорение, буксования нет, а коэффициент сцепления как бы улучшился и сила тяги увеличилась». Опыт эксплуатации показывает, что на таком тепловозе расход песка сократился на 50-80% и за 12ч. Работы можно сэкономить 40-50 кг. дизельного топлива.

Выводы. Несмотря на значительные успехи практического применения пневматического рессорного подвешивания, оно не получило дальнейшего применения на отечественных тепловозах. Причин здесь много, но они носят в основном узковедомственный характер.

В настоящее время на кафедре проведены научно - исследовательские и опытно- конструкторские работы с ОАО ХК «Лугансктепловоз» по созданию пневматического рессорного подвешивания для дизель-электровозов. Создана оригинальная пневморессора, у которой гибкая диафрагменная оболочка изготовлена из прочных современных полимерных материалов, создан «дискретный» регулятор положения кузова на основе микропроцессоров. Эти важнейшие элементы системы пневмоподвешивания прошли всесторонние стендовые испытания и ожидают своего часа, когда они будут востребованы для установки на перспективные тепловозы и дизель-электровоза.

Список литературы: 1. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Куценко С. М., Елбаев Э. П., Кирпичников В. Г., Маслиев В. Г., Рубан А. Н. / Под ред. С. М. Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 625.282

К 50-летию создания первого отечественного тепловоза на пневматическом рессорном подвешивании / В. Г. Маслиев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 60–66. – Бібліогр.: 1 назв.

У статті наведено основні етапи науково-дослідних, проектно-конструкторських робіт, практичної реалізації пневматичного рессорного підвішування на тепловозах, а також деякі результати динамічних і експлуатаційних випробувань.

Ключові слова: тепловоз, пневматична ресора, статичний прогин, динамічні показники.

Presents the main stages of scientific-research, design works, the practical realization of pneumatic hanging on diesel locomotives, as well as some results of dynamic testing and performance testing

Key words: diesel locomotive, air spring, static compression and dynamic indicator

В. И. ОМЕЛЬЯНЕНКО, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
Б. Г. ЛЮБАРСКИЙ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
С. Ю. ЧЕРВЯКОВ, асп. НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

Приведен критерий оценки эффективности тягового электропривода электропоездов различной составности при заданном графике их движения на участке пути. Предложен относительный критерий оценки эффективности тягового электропривода

Ключевые слова: электропоезд, критерий эффективности, моделирование движения поезда, составность

Развитие транспортной инфраструктуры Украины в области пассажирских перевозок в настоящее время диктует создание скоростных транспортных коридоров обеспечивающих скоростное движение между крупнейшими промышленными и культурными центрами страны. Для обеспечения скоростного движения в Украине принята «Концепция Государственной целевой программы внедрения на железных дорогах скоростного движения пассажирских поездов на 2005-2015 годы».[1] В рамках этой программы создаются электрифицированные участки железных дорог, на которых возможно движение поездов на скорости до 160 км/ч.

Одними из основных технических требований к подвижному составу, обеспечивающему скоростное и ускоренное сообщение между городами, является его составность и допустимая скорость движения.

Нами разработан программно-алгоритмический комплекс, позволяющий моделировать движение поездов с тяговыми двигателями переменного тока различной составности при заданных графиках их движения

В работе поставлена цель: на примере моделирования движения электропоездов различной составности при разных графиках движения определить эффективность работы их тягового привода.

Критерий оценки эффективности тягового привода

В качестве критерия эффективности предлагается ввести следующую величину[3]:

$$K_{эф} = \frac{W_e}{W_T} = \frac{\int_0^T U_{ks}(t) I_{el}(t) \cos \varphi_{el}(t) dt}{\sum_{i=1}^{N-1} F_{k_i} (V_{pr_i}) V_{pr_i} (t_{i+1} - t_i)}, \quad (1)$$

где W_e - электрическая энергия, которую реализует тяговый электропривод электроподвижного состава (ЭПС) за время движения поезда, W_T - механическая энергия которую способен реализовать ЭПС в контакте колесо-рельс при заданной скорости движения, T - время движения поезда, N - число участков, i - номер участка, t_i, t_{i+1} - время начала и окончания движения на i -том участке, U_{ks} - напряжение контактной сети, $I_{el}(t)$ - ток ЭПС, $\cos \varphi_{el}(t)$ - коэффициент мощности ЭПС., $F_{k_i}(V_{pr_i})$ - предельная сила тяги для i -го участка пути, V_{pr_i} - заданная скорость движения этого участка.

Для контактной сети постоянного тока $\cos \varphi_{el}(t) = 1$, а для сети переменного тока в предварительных расчетах можно полагать его постоянным, так как в современных ЭПС переменного тока он определяется режимами работы и возможностями входного преобразователя и трансформатора

Режимы работы и параметры тягового привода электропоезда

Цифровое моделирование проводилось для следующих режимов работы электроподвижного состава: тяги, с различными значениями ускорений, выбега, а также рекуперативного и механического торможения.

В качестве пути принят 81-ти километровый участок, электрифицированный переменным током 25кВ, 50 Гц, с типичным профилем и планом, где могут быть реализованы все указанные выше режимы работы.

В качестве подвижного состава рассмотрен электропоезд с параметрами, приведенными в табл. 1. Характеристики его тягового двигателя приведены на рис. 1. Число моторных вагонов варьировалось от 1 до 10, при общем числе вагонов 10.

Таблица 1 – Основные характеристики рассмотренного поезда

Параметр	Величина
Общее число вагонов поезда	10
Масса моторного вагона, кг	40000
Масса прицепного вагона, кг	60000
Мощность тягового двигателя	405
Номинальная частота вращения тягового двигателя, об/мин	960
Передаточное отношение тягового редуктора	2,61
Диаметр колес по кругу катания, м	0,95
Номинальное линейное напряжение тягового двигателя при номинальной частоте питания, В	510
Номинальный фазный ток, А	521

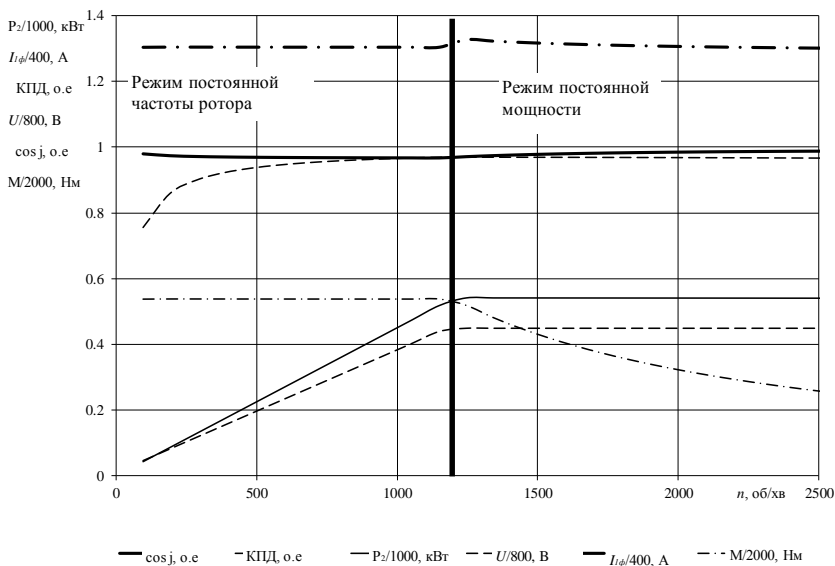


Рис. 1 – Характеристики тягового двигателя

Результаты цифрового моделирования. Результаты решения тяговой задачи для двух вариантов поездов составностью 3М+7П и 7М+3П, каждый из которых имеет два графика движения, отличающихся ограничениями по скорости, приведены на рис. 2...рис. 5.

Результаты расчетов показали, что при принятых графиках движения тяговый привод в основном работает в режимах разгона и электродинамического рекуперативного торможения, что обусловлено стремлением, исходя из имеющейся мощности тягового привода, выйти на предел по ограничению скорости движения. Участки движения с максимальной заданной скоростью и предельной мощностью тягового привода, относительно невелики (например, участок с 41139м до 42448м на рис. 2, или участок с 68733м до 73283м рис. 2). Их протяженность можно увеличить двумя способами: либо повысить допустимую скорость движения электропоезда (например, на участке с 40065м до 44238м на рис. 4, или на участке с 67812м до 74118м рис. 4), либо поднять суммарную мощность подвижного состава (например, на участке с 40549м до 44563м на рис. 3, или на участке с 68165м до 73979м рис. 3), увеличив количество моторных вагонов. Максимальный эффект получается при одновременном увеличении предельно допустимых скоростей движения подвижного состава по участкам пути и мощности тягового привода, как показано на рис. 5.

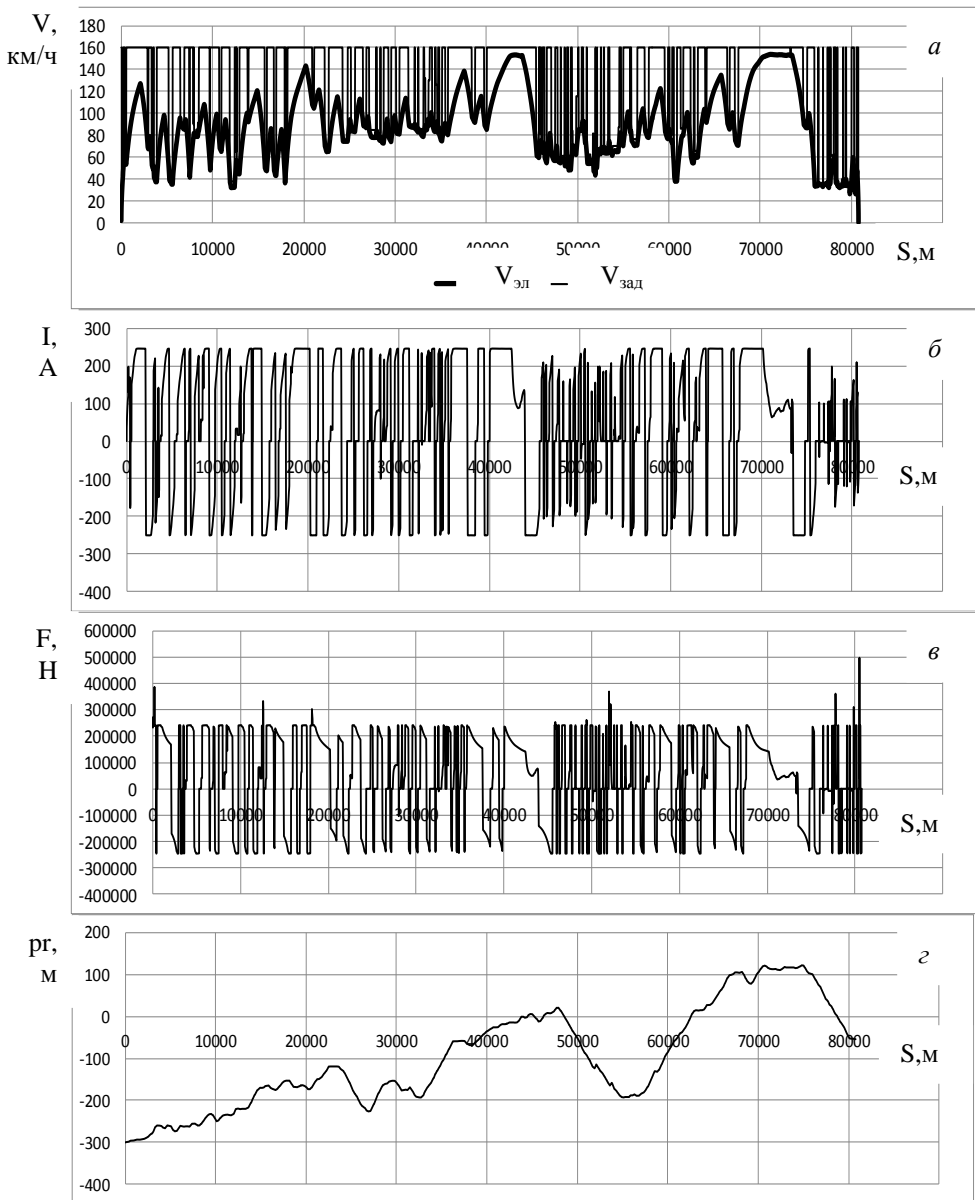


Рис. 2 – Результаты решения тяговой задачи для поезда с составностью 3М+7П при исходном графике движения: а – скорость и заданная скорость движения; б – ток электропоезда; в – сила тяги; г – профиль пути.

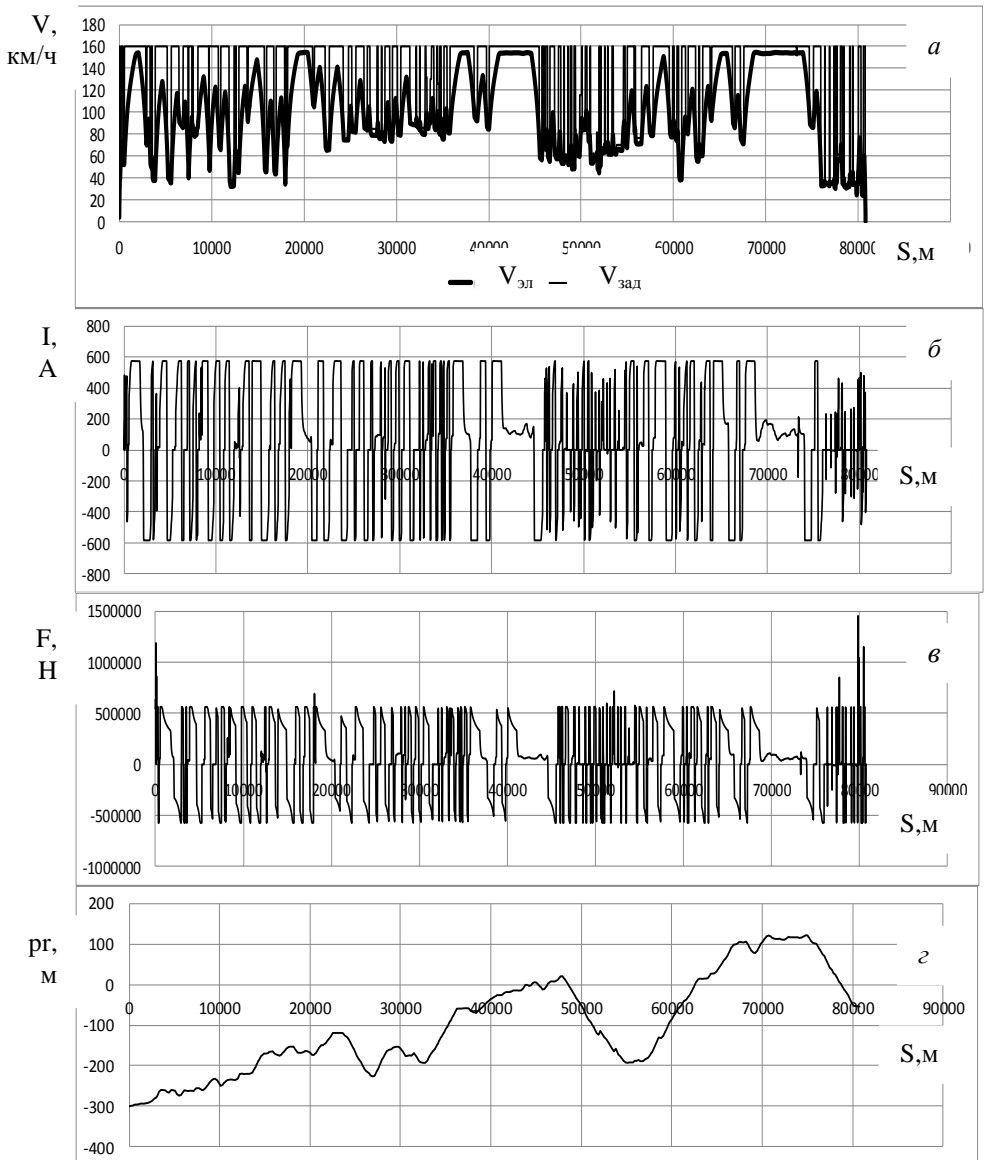


Рис. 3 – Результаты решения тяговой задачи для поезда с составностью 7М+3П при исходном графике движения: *a* – скорость и заданная скорость движения; *б* – ток электропоезда; *в* – сила тяги; *г* – профиль пути.

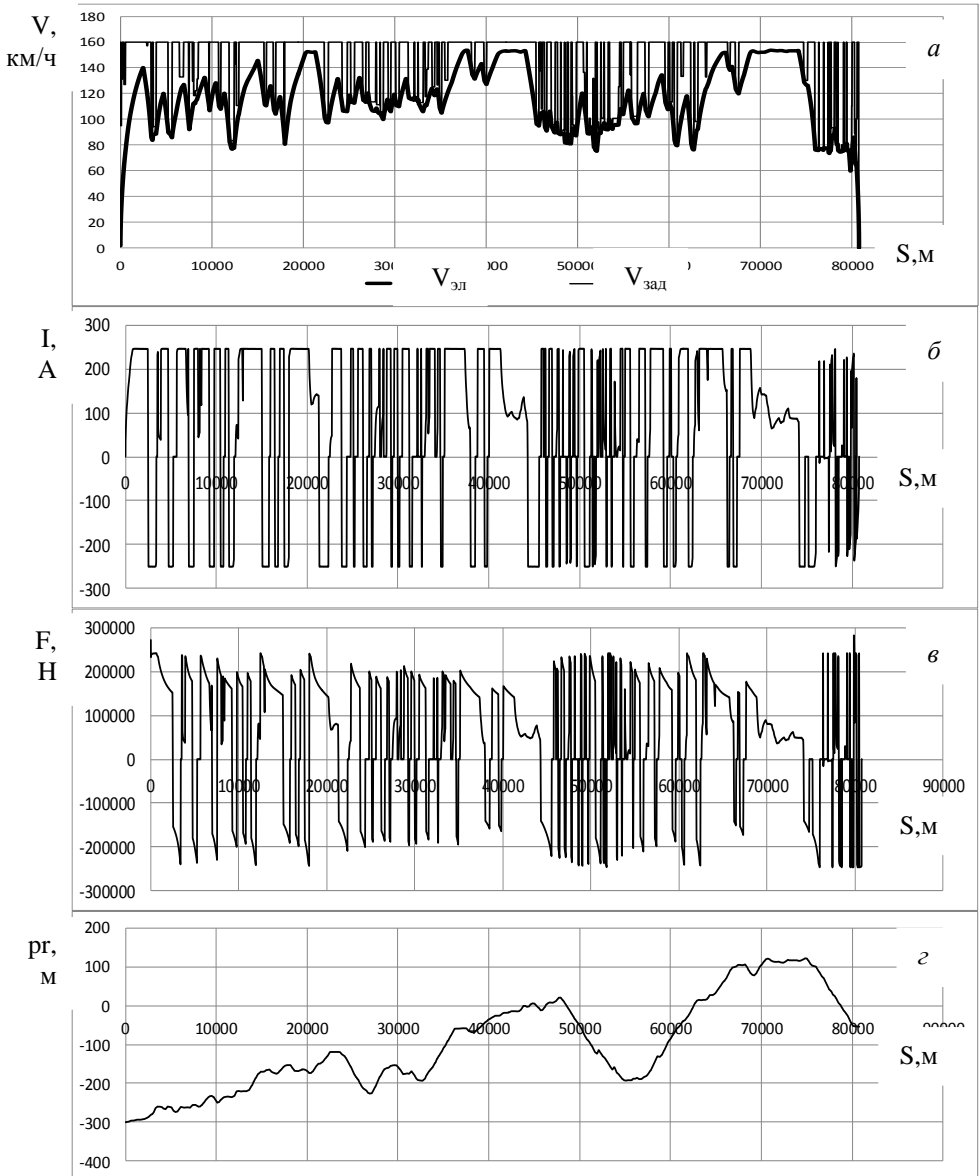


Рис. 4 – Результаты решения тяговой задачи для поезда с составностью 3М+7П при ускоренном графике движения: а – скорость и заданная скорость движения; б – ток электропоезда; в – сила тяги; г – профиль пути.

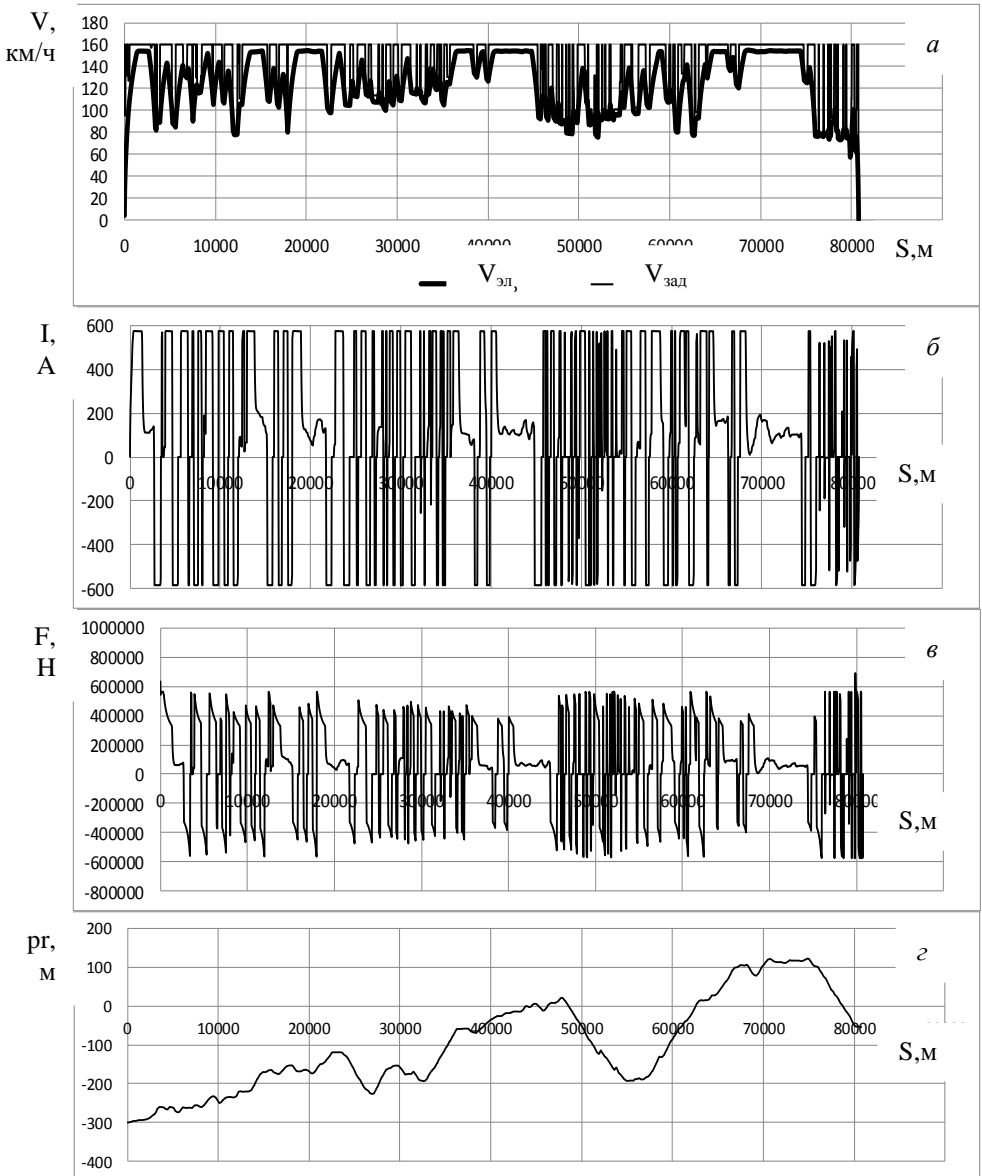


Рис. 5 – Результаты решения тяговой задачи для поезда с составностью 7М+3П при ускоренном графике движения: *a* – скорость и заданная скорость движения; *б* – ток электропоезда; *в* – сила тяги; *г* – профиль пути.

Оценка эффективности тягового привода электропоезда. Решение тяговых задач определило для электропоездов рассмотренной составности и различных графиков движения:

- время движения на участке пути;
- расход энергии на тягу электропоезда;
- эффективность тягового привода.

Значения этих показателей сведены в таблицы 2 и 3.

Таблица 2 – Основные результаты моделирования движения электропоезда по участку пути при исходном графике движения

Число моторных вагонов	Число прицепных вагонов	Время движения по участку пути, с	Расход энергии при движении на участке пути, кВт·ч	Критерий эффективности тягового привода
1	9	4535	904	0,088
2	8	4000	963	0,1095
3	7	3799	1009	0,1226
4	6	3677	1050	0,1326
5	5	3617	1090	0,1415
6	4	3553	1127	0,1498
7	3	3509	1161	0,1569
8	2	3478	1198	0,1639
9	1	3453	1234	0,1705
10	0	3419	1239	0,1739

Таблица 3 – Основные результаты моделирования движения электропоезда по участку пути при ускоренном графике движения

Число моторных вагонов	Число прицепных вагонов	Время движения по участку пути, с	Расход энергии при движении на участке пути, кВт·ч	Критерий эффективности тягового привода
1	9	3110	966	0,1372
2	8	2754	1033	0,1462
3	7	2640	1084	0,1606
4	6	2577	1129	0,1719
5	5	2543	1175	0,1816
6	4	2511	1215	0,1904
7	3	2489	1256	0,1988
8	2	2472	1300	0,2073
9	1	2456	1341	0,2154
10	0	2445	1352	0,2184

Очевидно, что рост мощности подвижного состава и увеличение допустимой скорости движения приводит к снижению времени прохождения поездом определенного участка пути и росту расхода энергии. Эти

показатели абсолютны и по их значениям нельзя судить об эффективности тягового привода. Нам представляется, что именно введенный выше критерий эффективности позволяет это сделать. Так, например, тяговый привод при составности 9М+1П при исходном графике имеет критерий эффективности 0,1705. Приблизительно такое же значение (0,1719) имеет электропоезд составности 4М+6П при ускоренном графике движения. Следовательно, добавление приблизительно 5-ти моторных вагонов эквивалентно для тягового привода повышению предельных значений скорости поезда составности 4М+6П. Аналогичные сравнения можно провести и для других вариантов. Изменение предельных значений скоростей движения можно производить, например, либо путем изменения профиля и плана пути, либо применением наклона кузовов в кривых.

Выводы. 1. Предложен критерий эффективности тягового электропривода электроподвижного состава в виде отношения электрической энергии, реализуемой тяговым электроприводом во время движения поезда к механической энергии, которую способен реализовать ЭПС в контакте колесо-рельс при заданной скорости движения.

2. Результаты цифрового моделирования для тестовой задачи показали, что рост мощности подвижного состава по критерию эффективности эквивалентен увеличению предельных значений скоростей его движения.

3. Изменение предельных значений скоростей движения можно производить, например, либо путем изменения профиля и плана пути, либо применением наклона кузовов в кривых.

Список литературы 1. Корниенко В. В., Омеляненко В. И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. <http://www.kvsz.com>. 3. Любарский Б. Г. Концепция выбора типа тягового электропривода современного скоростного подвижного состава // Вісник НТУ «ХПІ» - Харків: НТУ «ХПІ», 2010. № 39 - С.102- 107.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 629.423.1:621.332.6

Определение эффективности тягового привода электропоездов / В. И. Омеляненко, Б. Г. Любарский, С. Ю. Червяков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 67–75. – Бібліогр.: 3 назв.

Наведено алгоритм оцінки ефективності тягового електроприводу електропоїздів різної складовості при заданому графіку їх руху на ділянці колій. Запропоновано відносний критерій оцінки ефективності тягового електроприводу.

Ключові слова: електропоїзд, критерій ефективності, моделювання руху поїзда, поставність

An algorithm for evaluating the effectiveness of traction electric drive trains of different composition at different chart their movements in the area tracks. A criterion for assessing the relative efficiency of electric traction.

Keywords: electric train, criterion of efficiency, design of motion of train, composition.

Д. И. ЯКУНИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
Е. Ю. ЗВЕРЕВ, студент НТУ «ХПИ»;
А. Н. СРИБНИК, студент НТУ «ХПИ»

ПРЕДПОСЫЛКИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ ЭКИПАЖА, ОБОРУДОВАННОГО УСТРОЙСТВАМИ ДЛЯ НАКЛОНА КУЗОВА

В статье предложено с помощью оценки минимального времени движения экипажа участком рельсовой колеи выявить целесообразность максимального угла наклона кузова. Рассчитано ограничение скорости движения. Получена зависимость минимального времени движения от угла наклона кузова.

Ключевые слова: минимальное время движения, угол наклона кузова.

Строительство высокоскоростных магистралей представляет собой весьма затратный способ повышения пропускной способности пассажирских перевозок. Менее затратной технологией является использование подвижного состава с наклоняемыми кузовами. Применение этой технологии на железнодорожном подвижном составе имеет уже 40-летнюю историю [1]. В настоящее время поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами эксплуатируются во многих странах мира. Численность их парка измеряется сотнями единиц. Постройка таких поездов освоена многими крупнейшими компаниями – поставщиками подвижного состава, использующими при этом разные технические решения.

Вместе с тем, недостаточно материалов, касающихся теоретического обоснования того или иного технического решения, что затрудняет выбор и разработку таких систем для железных дорог Украины. В связи с этим, формулировка предпосылок для компьютерного моделирования динамики движения по рельсовому пути скоростного пассажирского экипажа, оборудованного устройствами для наклона кузова, представляется актуальной задачей.

В частности, одним из путей определения рациональности применения поездов с наклоняемыми кузовами является решение тяговой задачи по определению времени движения подвижного состава на участке пути и расходу энергии на это движение. При постановке этой задачи с позиций подвижного состава в первую очередь необходимо определиться как с ограничениями по скорости на всем протяжении пути, так и с ограничениями по скорости наклона кузова. Здесь остановимся лишь на определении ограничений по скорости движения.

На экипаж, движущийся по кривой, действуют ускорение силы

тяжести g и центробежной силы $a_{ц}$.

Наибольший дискомфорт у пассажиров вызывают ускорения *боковых сил*, т.е. такие, плоскость действия которых параллельна плоскости пола экипажа, а вертикальные составляющие воспринимаются лишь как некоторое изменение веса [2]. Чтобы уменьшить влияние бокового ускорения, в кривых участках пути внешний рельс укладывают выше внутреннего на величину h , называемую *возвышением наружного рельса*. Это возвышение приводит к тому, что железнодорожный путь оказывается наклонен относительно горизонта на угол α . Благодаря этому, часть ускорения центробежной силы оказывается скомпенсирована ускорением силы тяжести, поскольку в плоскости, параллельной плоскости пола экипажа, теперь действуют проекции ускорений центробежной $a_{ц1}$ и силы тяжести $a_{г1}$, направленные диаметрально противоположно. Результатом сложения этих сил будет некоторое *непогашенное боковое ускорение* $a_{н}$, максимальное допустимое значение которого составляет $0,7 \text{ м/с}^2$ [3].

Из условия обеспечения наибольшего комфорта для пассажиров, непогашенное боковое ускорение должно быть скомпенсировано не менее чем на 75%, поэтому в дальнейших расчетах принимаем его равным $a_{н75\%} = 0,175 \text{ м/с}^2$.

Дополнительный наклон кузова на угол θ увеличивает степень компенсации центробежного ускорения ускорением силы тяжести (рис. 4)

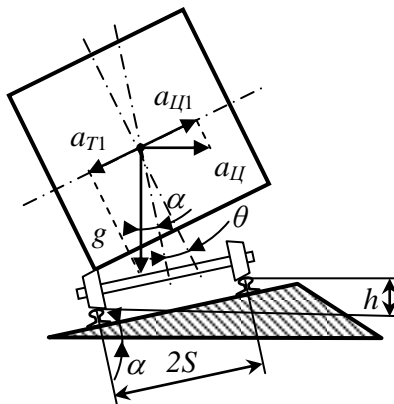


Рис. 1 – Движение экипажа с наклоном кузова:

h – возвышение наружного рельса, ограничено величиной $0,15 \text{ м}$;

$2S$ – ширина рельсовой колеи по пятнам контакта колес с рельсами, в расчетах принимается равной $1,6 \text{ м}$.

В этом случае выражение для определения непогашенного бокового ускорения имеет вид:

$$a_H = \frac{V^2}{R} \cdot \cos(\alpha + \theta) - g \cdot \sin(\alpha + \theta)$$

Отсюда, предельная скорость движения по кривой с учетом 75% компенсации непогашенного бокового ускорения:

$$V = \sqrt{\frac{R \cdot (a_{H75\%} + g \cdot \sin(\alpha + \theta))}{\cos(\alpha + \theta)}}$$

В силу малости $\alpha + \theta$, $\cos(\alpha + \theta) \approx 1$. Тогда выражение примет вид:

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{R \cdot \left\{ a_{H75\%} + g \cdot \sin \left[\arcsin \left(\frac{h}{2S} \right) + \theta \right] \right\}} = \\ &= \sqrt{R \cdot \left\{ 0,175 + 9,81 \cdot \sin \left[\arcsin \left(\frac{h}{1,6} \right) + \theta \right] \right\}} \end{aligned}$$

Используя данную формулу, можно составить график ограничений скорости по участкам железнодорожного пути заданного профиля. Например, для исследуемого участка длиной 80755 м, включающего 89 кривых радиусом от 322 до 2249 м, с возвышением наружного рельса в них от 10 до 140 мм, в случае движения по нему поезда с конструкционной скоростью 160 км/ч, такой график будет иметь вид, показанный на рис. 2 – 4.

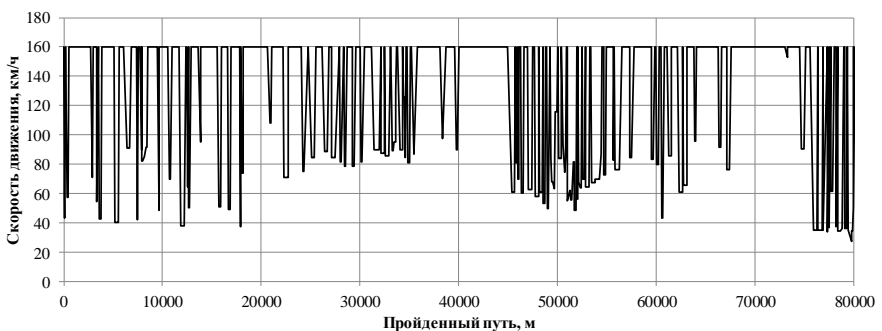


Рис. 2 – Предельные ограничения скорости по участкам при отсутствии наклона кузова

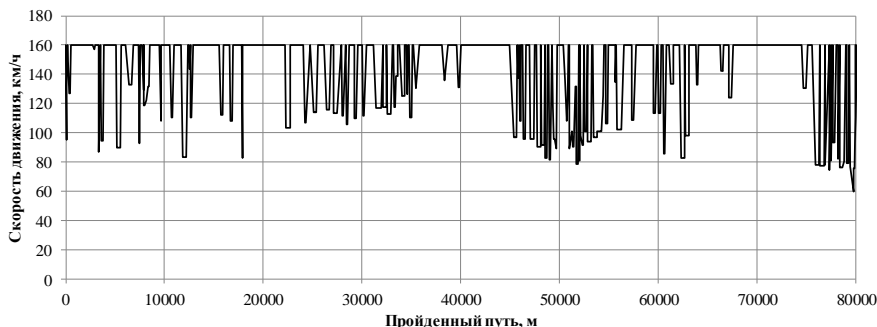


Рис. 3 – Предельные ограничения скорости по участкам при наклоне кузова до 4°

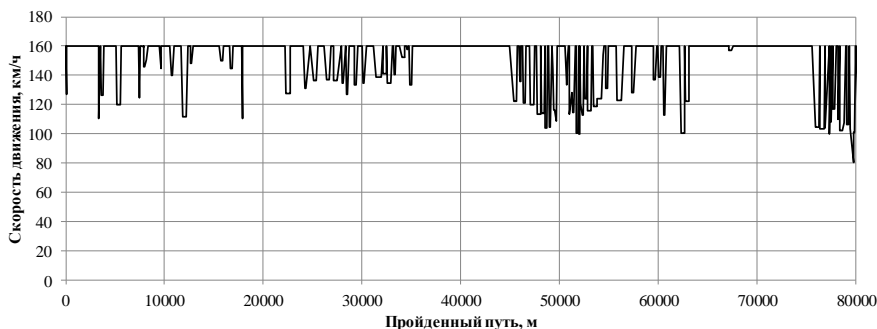


Рис. 4 – Предельные ограничения скорости по участкам при наклоне кузова до 8°

Проанализировав полученные зависимости, можно оценить влияние угла наклона на время прохождения поездом указанного участка пути (рис. 5)

Предельно минимальное (без учета динамики поезда) время прохождения составляет 2825 сек. Как видно, наклон кузова на угол до 4 градусов приводит к снижению минимального времени движения на 357 сек. и составляет 2170 сек., тогда как наклон кузова на угол до 8 градусов приводит к снижению минимального времени движения до 1977 сек. Таким образом, наклон с 4 до 8 градусов обеспечивает снижение времени движения лишь на 193 сек., что в 1,85 раза меньше, чем при наклоне от 0 до 4°.

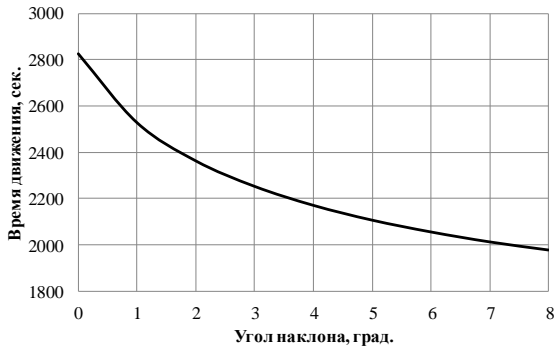


Рис. 5 – Зависимость минимального времени движения от предельного угла наклона кузова

Проведенные исследования могут быть использованы в процессе принятия решения о целесообразной величине угла наклона кузова экипажа и, как следствие повлиять на выбор конструкции привода наклона [4].

Список литературы: 1. Корниенко В. В., Омеляненко В. И. Высокоскоростной электрической транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Förstberg J. Ride comfort and motion sickness in tilting trains / J.Förstberg.– Department of Vehicle Engineering.– Royal Institute of Technology.– KTH Högskoletrycket, Stockholm, 2000. – 234 p. 3. Profillidis V. A. Railway management and engineering / V. A. Profillidis.– Farnham; Burlington: Ashgate, 2009.– 202 p. 4. Влияние параметров исполнительного механизма на показатели работы линейного двигателя в системе привода наклона вагонов скоростных поездов / В. И. Омеляненко, Б. Г. Любарський, Д. І. Якунін // Електротехніка і електромеханіка.– Харків: НТУ «ХПИ», 2011.– №4.– С.47-52.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 625.282:625.032.07

Предпосылки для моделирования движения по рельсовому пути экипажа, оборудованного устройствами для наклона кузова / Д. И. Якунин, Е. Ю. Зверев, А. Н. Срибник // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПИ», 2013. – № 32 (1005). – С. 76–80. – Бібліогр.: 4 назв.

У статті запропоновано за допомогою оцінки мінімального часу руху екіпажу ділянкою рейкової колії виявити доцільність максимального куту нахилу кузова. Розраховано обмеження швидкості руху. Отримано залежність мінімального часу руху від кута нахилу кузова.

Ключові слова: мінімальний час руху, кут нахилу кузова.

In the article suggests using estimates of minimum time motion crew plot of rail track to discover the feasibility of maximum tilt of the body. Calculated speed limit. The dependence of the minimum time of motion on the angle of the body.

Keywords: minimum time motion, the angle of the body.

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 623.438.3.093

В. В. ГЛЕБОВ, канд. техн. наук, ст. научн. сотр. ГП «ХКБМ», Харьков

МЕТОДОЛОГИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАЩИТЫ БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМ ОБНАРУЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Проведен анализ работ по проблеме методологии экспериментальных исследований. Сформулированы основные положения методологии исследования основных характеристик защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения. Для получения объективных результатов при проведении исследований необходимо использовать различные независимые, но в то же время комплексные критерии оценки.

Ключевые слова: защита, излучение, эксперимент, методология, критерий.

Введение. Применение традиционных подходов и методов повышения характеристик защиты, основанных на количественном и качественном усилении броневых конструкций корпуса и башни боевых бронированных машин (ББМ), не позволяет в полной мере обеспечить решение проблемы исключения поражения огневými средствами противника [1]. В связи с этим, боевые возможности ББМ зависят от обеспечения уровня их защищенности. Это направление имеет потенциальную возможность и достаточные резервы для построения эффективной защиты.

Проблема защищенности боевых машин может быть решена путем развития и совершенствования комплексов защиты с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения (КЗ СОЭМИ) [2] с учётом разработки теории и методов синтеза указанных комплексов и применения методологии их экспериментальных исследований. Основным направлением в этом является создание высокоэффективного комплекса защиты от оружия противника на основе методологии, разработанной в результате теоретических и опытно-экспериментальных исследований функционирования составляющих систем обнаружения электромагнитного излучения и постановки помех.

Анализ последних достижений и литературы. Успехи, достигнутые во второй половине XX века в области практического использования электромагнитного излучения в инфракрасном диапазоне длин волн, привели к развитию новой отрасли – инфракрасной (ИК) техники. При создании

образцов вооружения и военной техники (ВВТ) получило широкое распространение тепловидение, обнаружение морских, воздушных и наземных объектов, лазерная техника, самонаведение ракет и т.д. По мере развития технологий диапазон, используемый в военных целях, расширился - как в сторону уменьшения длин волн – ультрафиолетовое (УФ) излучение, так и в сторону увеличения – радиолокационное (РЛ) излучение.

Важнейшие характеристики систем обнаружения электромагнитного излучения – дальность обнаружения, точность, разрешающая способность, определяются в первую очередь качеством и параметрами датчиков/приёмников излучения и преобразователей. Разработаны теоретические обоснования проведения расчётных и экспериментальных исследований этих характеристик.

Основы теоретических исследований ИК систем заложены Крискуновым Л. З. и Усольцевым И. Ф. Ими разработаны методики расчёта дальности действия инфракрасных систем активного и пассивного типов [3], дальности действия инфракрасных сканирующих систем пассивного типа. Разработаны методы экспериментальных исследований характеристик фотоэлектрических приёмников и электронно-оптических преобразователей [4]. Дальнейшее развитие это направление получило благодаря работам Тарасова В. В. и Якушенкова Ю. Г. В [5] излагаются не только современное видение физических основ и принципов построения инфракрасных систем, базирующихся на фотоприёмных устройствах, но и тенденции и перспективы развития таких систем. Разработаны методики расчётов инфракрасных систем - как их энергетических характеристик, так и оптических параметров. Большое внимание уделено методам и средствам оптических испытаний ИК систем. Предложены варианты математических моделей оптико-электронных систем, использующих ИК диапазон.

В области лазерной техники апробированы методики теоретических и экспериментальных исследований распространения ограниченных пучков света в атмосфере, результаты рассмотрены в работе Зуева В. Е. [6].

Многие публикации посвящены методическим подходам к проектированию, контролю и применению тепловизионных систем. Методы и средства измерения характеристик тепловизионных систем наблюдения рассматриваются в работах Ллойда Дж. М. [7]. Предложены методы расчёта и измерения обобщённых характеристик тепловизоров [8].

В работах Гаврилова В.А., в частности [9], приведено теоретическое обоснование различных методов измерения прозрачности атмосферы, методы определения расчётным путём дальности видения реальных объектов в оптическом диапазоне, аппаратное обеспечение для выполнения измерений. Опубликованы материалы по методам расчёта оптических систем [10]. Результаты указанных исследований могут быть использованы для исследования характеристик создаваемых помех (дымовых, аэрозольных,

световых завес и т.п.), которые влияют на качество наблюдения и наведения орудия противником в видимом и ИК диапазонах длин волн.

Теоретически обособлены способы постановки активных и пассивных помех систем обнаружения, целеуказания, автосопровождения в радиолокационном диапазоне. Предложены методы расчёта эффективности таких помех исходя из различных критериев оценки [11].

Опубликованы результаты исследований по разработке методического аппарата многоуровневой оценки эффективности [12]. Описан методический подход, предложены показатели эффективности и разработаны математические модели для их расчета. Представлены результаты сравнительной оценки систем. Однако в большей степени это относится к системам активной защиты боевых бронированных машин, имеющих свою специфику.

Для решения частных задач повышения уровня защиты ББМ с использованием СОЭМИ могут быть использованы некоторые положения, разработанные при создании методологии экспериментального исследования основных характеристик защитных устройств динамического типа (ЗУДТ) [13].

Для проведения комплексных исследований с учетом воздействия на защищаемый объект различных средств поражения (систем управления оружием) и анализа основных взаимосвязей между ними многие методы недостаточно эффективны из-за разнообразия физических принципов и тактики применения, положенных в основу функционирования ПТС. Вопрос методологии теоретических и экспериментальных исследований функционирования составляющих комплекса защиты с СОЭМИ, как единого механизма решения проблемы обнаружения угрозы со стороны противника и противодействия ей, остаётся открытым.

Цель исследования. Разработка методологии экспериментального исследования основных характеристик защиты ББМ с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения на основе анализа существующего методического аппарата.

Постановка задачи. Сущность проблемы заключается в необходимости разрешения ряда существующих противоречий.

На практике - между обеспечением характеристик защиты ББМ от воздействия всей номенклатуры ПТС (кинетических боеприпасов, самонаводящихся ракет, ракет с различными системами управления и т.д.) с помощью существующих защитных устройств и острой необходимостью качественного повышения уровня защиты. Применение комплексов защиты с СОЭМИ обеспечивает обнаружение опасности и последующее адекватное угрозе противодействие до момента возможного поражения.

В теории - между возможностями, определяемыми известными опытно-теоретическими положениями, как по обнаружению электромагнитного излучения и источников опасности, так и противодействию возникшей угрозе, и задачами, стоящими при создании комплексов защиты ББМ с

использованием СОЭМИ, эффективных от многообразной номенклатуры ПТС.

Анализ существующих методических подходов, которые могут быть применимы для расчётного и экспериментального исследования основных характеристик защиты с использованием СОЭМИ, говорит о том, что проведен широкий круг фундаментальных теоретических работ, обоснованы и практически апробированы методы и средства исследований систем обнаружения электромагнитного излучения и постановки помех. Это касается устройств, работающих в широком диапазоне длин волн – видимом, инфракрасном, радиолокационном. Однако речь идет об исследованиях разрозненных элементов, не связанных в общую систему, направленную на решение единой проблемы – повышение защищённости ББМ.

Материал исследования. Для решения проблемы развития теории защиты от поражения ПТС, основанной на обнаружении электромагнитного излучения, и постановки соответствующих помех, необходимо обоснование методов оценки взаимодействия комплекса защиты ББМ с использованием СОЭМИ и систем наблюдения, прицеливания и наведения ПТС на цель. В основе методологии должны лежать методы экспериментальных исследований возможностей по обнаружению излучения таких систем и обеспечению постановки помех, направленных на срыв атаки. Оценка составляющих защиты СОЭМИ, проводимая в настоящее время на основе экспериментальных исследований с помощью методик, перечень которых представлен в табл. 1, позволяет измерять и регистрировать их основные характеристики.

Таблица 1 – Экспериментальные методы исследования

Режимы работы	Составная часть	Измеряемые параметры	Методика
1	2	3	4
Обнаружение лазерного излучения	Индикатор лазерного облучения	Сектор обзора по вертикали и горизонту	Регистрация параметров выходного сигнала при облучении с различных углов по вертикали и горизонту
		Уровни воспринимаемого излучения	Регистрация параметров выходного сигнала при изменении облучённости
		Диапазон воспринимаемого излучения	Регистрация параметров выходного сигнала при изменении длины волны излучения
		Тип излучения	Регистрация изменения параметров выходного сигнала при изменении типа излучения

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
		Отсутствие ложных срабатываний	Визуальное наблюдение
		Время срабатывания	Регистрация временного интервала
Постановка световой помехи	Прожектор излучения	Мощность излучения	Измерение непосредственно измерительным инструментом
Постановка завесы	Система постановки завесы	Дальность постановки завесы	Измерение непосредственно измерительным инструментом
		Размеры маскирующего облака	Визуальное наблюдение с записью на видеоноситель последующей расшифровкой
		Время образования завесы	Визуальное наблюдение с измерением времени измерительным инструментом
		Время существования завесы	Визуальное наблюдение с измерением времени измерительным инструментом
		Эффективность ослабления излучений различных длин волн	Измерение ослабления излучений маскирующим облаком, наблюдение процесса визуальное и с помощью опико-электронных приборов

Результаты изучения физических процессов, протекающих при взаимодействии систем наблюдения, прицеливания и наведения ПТС с составляющими комплекса защиты, показывают, что вся последовательность (алгоритм) действий по исключению возможного поражения защищаемого объекта проявляется зримо. При включении станции постановки ИК помех и воздействии электромагнитного излучения системы управления огнём противника на индикаторы лазерного облучения комплекса защиты происходит:

- постановка световой помехи оператору ПТС посредством излучения ИК прожектора;
- определение факта и направления на источник облучения;
- поворот башни (при необходимости) для ориентации заряженной пусковой установки в сторону источника излучения;
- пуск гранаты (залп несколькими гранатами) системы постановки завесы;
- разрыв гранаты (гранат) над поверхностью земли (рис. 1 а);
- образование маскирующего облака (рис. 1 б);
- крытие объекта защиты за маскирующим облаком;

- смещение (выполнение манёвра) защищаемого объекта от точки обнаружения облучения;
- рассеивание завесы.



а



б

Рис. 1 – Постановка завесы: а – разрыв гранат,
б – образование маскирующего облака.

В настоящее время исследования характеристик составных частей ведутся в стационарных условиях – на стендах и в лабораториях.

В стационарных условиях испытывают образцы индикаторов излучения, постановщиков помех и соответствующей аппаратуры управления.

Специальные полигоны с соответствующей аппаратурой для полномасштабных исследований комплексов защиты с СОЭМИ пока в Украине отсутствуют. Оценка обеспечения заданных характеристик выполняется в составе объекта защиты на войсковых полигонах. При проведении работ по оценке эффективности защиты возможности существенно ограничены, особенно если речь идёт о баллистическом эксперименте с использованием ПТС.

Применяемые в настоящее время украинскими специалистами экспериментальные методы не позволяют провести натурные эксперименты для получения информации о характере и степени воздействия элементов комплекса защиты на процесс атаки ПТС.

Эту проблему можно решить с помощью моделирования процесса функционирования системы наблюдения, прицеливания и наведения ПТС и комплекса защиты объекта. При этом на физических моделях могут быть проведены исследования и оценка собственных характеристик систем, а с помощью моделирования процесса атаки исследована эффективность защиты ББМ с использованием СОЭМИ.

Получить информацию о характеристиках защиты в реальных условиях с использованием моделирования атаки противника можно с помощью представленных на рис. 2 методов.

Представленная классификация методов исследований и классификация методов контроля и оценки характеристик защиты с СОЭМИ, за основу которой может быть принята классификация методов контроля и оценки

характеристик ЗУДТ ББМ (рис. 3), [13] показывают сложность решения проблемы по оценке боевых и технических возможностей комплекса защиты с СОЭМИ. И в тоже время методология исследования такой составляющей защиты должна обеспечить возможность оценки эффективности предлагаемого комплекса.

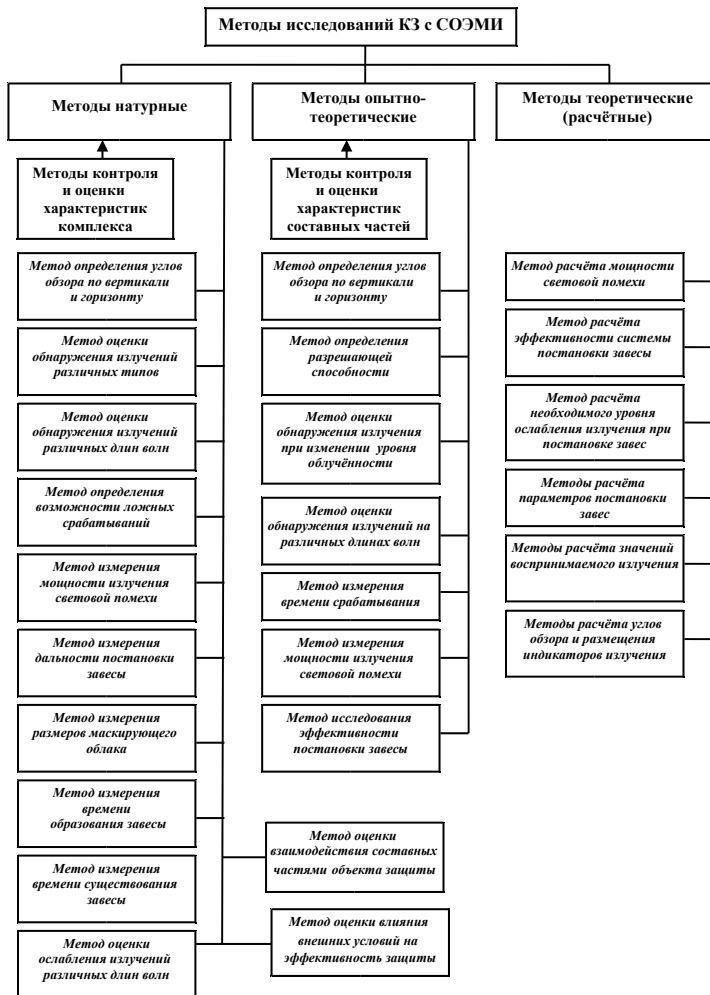


Рис. 2 – Схема классификации методов исследований

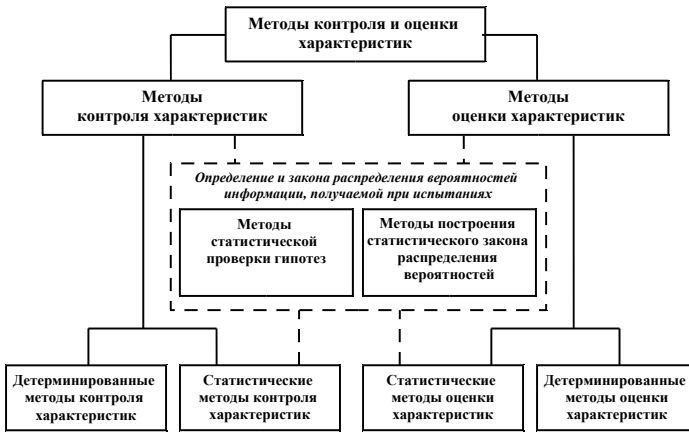


Рис. 3 – Схема классификации методов контроля и оценки характеристик

Очевидно, что одним из наиболее важных аспектов создаваемой методологии экспериментального исследования защиты ББМ с использованием СОЭМИ является выбор таких методов контроля и оценки характеристик, которые бы максимально учитывали механизм взаимодействия - как между её составными частями, так и системой управления оружием противника. Для этого при разработке методологии экспериментального исследования защиты с СОЭМИ должен быть обеспечен системный подход к проблеме и максимальное использование математических методов исследования. Эффективность результатов будет определяться качеством исходной информации, её обширностью, комплексностью, сопоставимостью и достоверностью.

Сопоставительный анализ методов исследований защиты с СОЭМИ представлен в табл. 2.

Таблица 2 – Сопоставительный анализ методов исследований

Признаки	Методы натурные	Методы опытно-теоретические	Методы теоретические (расчётные)
1	2	3	4
Назначение	Оценка возможностей комплекса защиты по исключению поражения от ПТС, проверка соответствия предъявляемым требованиям		Оценка возможностей составных частей комплекса и их элементов по обнаружению атаки и противодействию.

Продолжение табл. 2.

1	2	3	4
Задачи	Оценка технических характеристик комплекса защиты с СОЭМИ и его составных частей, оценка боевых возможностей ББМ, имеющих защиту с использованием СОЭМИ.		Расчёт и оценка технических характеристик составных частей и их элементов
Условия применения	Испытания на специальных комплексных стендах. Испытания в составе объекта. Создание (имитация) условий боевой обстановки. Обеспечение необходимой точности и достоверности при использовании статистических методов. Непосредственное измерение контролируемых и оцениваемых параметров.	Моделирование комплекса защиты с СОЭМИ и его составных частей (математическое, физико-математическое, имитационное). Моделирование взаимодействия систем наведения оружия и защиты. Испытания на комплексном стенде, имитирующем работу в составе объекта	Проведение математических расчётов. Моделирование составных частей.
Осуществимость	Обеспечение повторяемости условий при проведении опытов одного типа испытаний. Контроль параметров условий. Регистрация каждого измерения. Обработка и анализ полученной информации. Выполнение расчётов по контролю и оценке технических характеристик.	Определение исходных данных для построения моделей. Проверка правильности функционирования моделей. Калибровка моделей. Выполнение расчётов/моделирования, в т.ч. с варьируемыми параметрами. Оценка сходимости математического моделирования и натурных испытаний. Оценки правильности технических решений	Определение исходных данных для проведения расчётов и построения моделей. Проверка правильности функционирования моделей. Калибровка моделей. Выполнение математических расчётов/моделирования, в т.ч. с варьируемыми параметрами. Выбор оптимальных решений для решения проектных задач комплекса

Продолжение табл. 2.

1	2	3	4
Достоверность	Обеспечение идентичности условий натурных испытаний условиям боевого применения ББМ. Проведение необходимого объёма испытаний и количества опытов каждого типа испытаний. Проведение расчётов по контролю и оценке по апробированным методикам.	Обеспечение функционирования комплекса защиты и его составных частей в соответствии с принятой концепцией при проведении испытаний в объёме, обусловленном условиями стенда/лаборатории	Использование апробированных методик расчётов и математических моделей
Точность определения характеристик	Обеспечение точности исходных данных, точности моделирования условий, точности измерения характеристик.	Обеспечение точности исходных данных, точности моделирования - математического, физико-математического, имитационного.	Обеспечение точности исходных данных, точности математического аппарата

Проведенный анализ подтверждает, что при контроле и оценке характеристик защиты ББМ остаётся основополагающим системный подход к организации и планированию испытаний. При этом решение о необходимости проведения баллистического эксперимента по оценке эффективности защиты может быть составляющим процедур определения количества опытов и условий их проведения, необходимых для решения задач исследований с требуемой точностью.

В соответствии с классификацией методов контроля и оценки характеристик (рис. 3) и анализом методов исследований (табл. 2) может быть выбран метод оценки характеристик, который бы обеспечил достижение заданного уровня защищенности ББМ. Обеспечивается преобладание конструктивных задач, направленных на разработку положительных рекомендаций, и соблюдение правил построения защиты ББМ, основанных на нормативном методологическом анализе. Использование такого подхода позволит использовать разносторонний методический аппарат - методов оценки, методов количественного анализа влияния средств обнаружения и постановки помех на уровень защищенности, методов синтеза и выбора параметров защиты. Кроме того, будет обеспечено

решение одной из задач данного этапа - формирование основных тактико-технических требований к защите БМ с использованием СОЭМИ.

Опыт разработки новых способов и средств защиты, показывает, что исследования составных частей комплекса защиты БМ с использованием СОЭМИ необходимо начинать уже на начальных стадиях проектирования. Затем, по мере накопления результатов, на последующих этапах расширять объем и спектр решаемых задач по оценке и контролю получаемых характеристик. Таким образом, наиболее рациональной представляется нижеследующая методология проведения экспериментальных исследований основных характеристик защиты БМ с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения (рис. 4, 5).

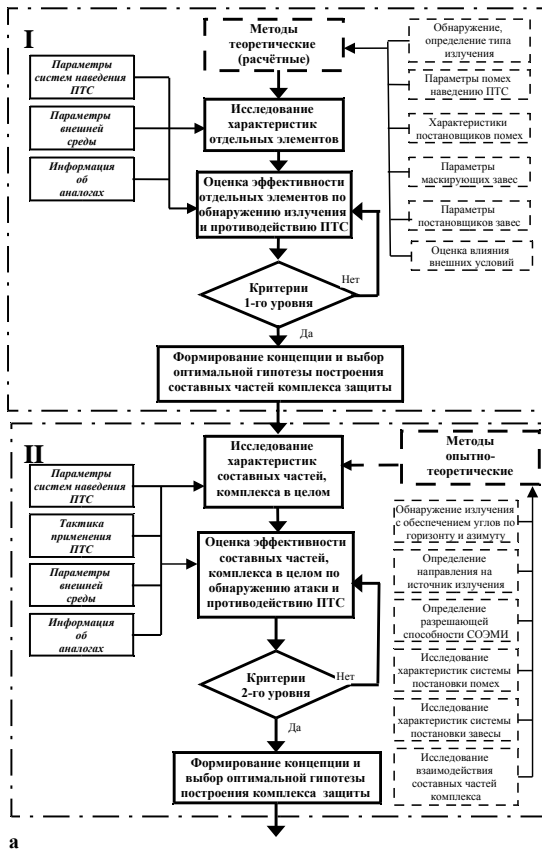
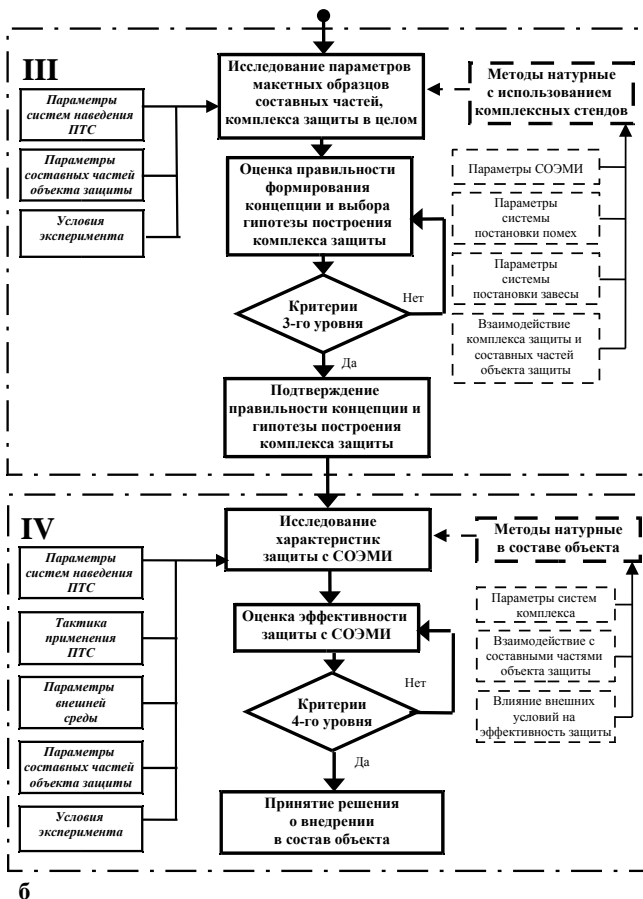


Рис. 4 – Структурная схема экспериментального исследования основных характеристик защиты БМ с СОЭМИ (этапы I и II)



6

Рис. 5 – Структурная схема экспериментального исследования основных характеристик защиты БМ с СОЭМИ (этапы III и IV)

Первый этап. Анализ различных систем управления оружием, тактики применения и т.п. с целью определения параметров, которые должна обеспечить защита БМ с использованием СОЭМИ. Изучение возможностей отдельных элементов по обнаружению атаки и противодействию ПТС с обеспечением необходимых характеристик составных частей и интеграцией их в общий комплекс защиты с использованием СОЭМИ:

- проведение теоретических исследований и расчётно-аналитических обоснований;
- моделирование отдельных составных частей;

- расчёт и оценка технических характеристик отдельных элементов и составных частей в целом;
- оценка эффективности обнаружения излучения и обеспечения противодействия.

Определение концепции и выбор оптимальной гипотезы построения составных частей защиты с использованием СОЭМИ.

Второй этап. Опытно-теоретических методы испытаний, при которых изучаются параметры составных частей и комплекса защиты в целом, сформулированные на первом этапе. Проведение поисковых исследований и параметрических испытаний, позволяющих оценить возможности составных частей во взаимосвязи, влияние различных факторов на обеспечение характеристик, сформировать концепцию решения проектных задач комплекса защиты с СОЭМИ.

На этом этапе возможно широкое использование качественных методов, которые достаточно информативны - математического моделирования и оптико-электронных систем, и систем постановки помех.

Третий этап. Эксперименты на макетных образцах, в ходе которого тщательно отрабатываются конструктивные компоновки составных частей и комплекса защиты ББМ с использованием СОЭМИ. В лабораторных условиях, в т.ч. и на специальных комплексных стендах, оцениваются реальные параметры систем, подтверждается правильность концепции и гипотезы построения защиты, принятых на начальном этапе.

Четвёртый этап. Моделирование защиты ББМ с использованием СОЭМИ путём натурного эксперимента. Функционирование предлагаемой защиты исследуется в составе объекта при реальном воздействии систем наблюдения, прицеливания и наведения ПТС в различных типовых ситуациях. Оценивается влияние на эффективность защиты остальных систем объекта. Проведение работ в полигонных условиях имеет определенные преимущества перед исследованиями макетных образцов и опытнотеоретическими испытаниями, поскольку позволяет детально изучить сложные явления, требующие оценки характеристик комплекса защиты, измеренных непосредственно либо по результатам усреднения регистрируемых в процессе испытаний случайных величин в ситуации, соответствующей боевому применению ББМ.

В этом случае информативность и объективность результатов будет зависеть от того, насколько близко возможно смоделировать реальную ситуацию и осуществить активное изменение контролируемых и управляемых условий при многократном повторении экспериментальных исследований.

Предложенный методический подход к экспериментальному исследованию основных характеристик защиты ББМ с использованием

систем обнаружения электромагнитного излучения позволяет достаточно оценить процесс её функционирования.

В то же время, особое внимание необходимо уделить выбору показателей оценки эффективности исследуемого процесса. Учитывая объём и сложность проблемы, одного критерия, пусть такого комплексного и весомого, как вероятность поражения, явно недостаточно. Это важный, но слишком обобщённый показатель, не учитывающий всё многообразие решений построения защиты с СОЭМИ и взаимодействия её составных частей с системы наблюдения, прицеливания и наведения ПТС. Попытки применения методов оценки с использованием аналогичных комплексных показателей к решению сложных задач во многих случаях сопровождаются введением различных упрощений и поставленных целей пока не достигли.

Выводы. В результате исследования:

1. Проведен анализ теоретических основ, результатов разработки и апробации различных методов и средств исследований систем обнаружения электромагнитного излучения и постановки помех.
2. Сформирован перечень экспериментальных методов исследования составных частей комплекса защиты, с помощью которых можно изучать их основные характеристики.
3. Выполнена классификация методов исследований составных частей и комплекса защиты в целом.
4. Сопоставлены методы исследований защиты с СОЭМИ. В результате подтверждено то, что при контроле и оценке характеристик защиты БМ основополагающим остаётся системный подход к организации и планированию работ.
5. Разработаны положения методологии исследования основных характеристик защиты БМ с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения.

Использование предложенной методологии позволит достаточно точно оценить процесс функционирования и изучить возможные тенденции и формы построения технического облика защиты с СОЭМИ не только как замкнутой системы, но и выполнить анализ влияния внешних воздействий. Объективные результаты могут быть получены при проведении исследований с использованием нескольких критериев, которые, с одной стороны, должны быть независимы друг от друга, с другой - комплексно охватывать все факторы, действующие в процессе атаки и противодействия.

Список литературы: 1. Бронированные боевые машины: их развитие и перспективы // Иностранная печать об экономическом, научно-техническом и военном потенциале государств – участников СНГ и технических средствах его выявления. Серия: "Вооруженные силы и военно-промышленный потенциал". – 2007. - №12. - С.36-39. 2. Средства активной обороны

бронированных машин // Иностранная печать об экономическом, научно-техническом и военном потенциале государств – участников СНГ и технических средствах его выявления. Серия: "Вооруженные силы и военно-промышленный потенциал". - 2006. - № 3 - С.18-28. **3.** Крискунов Л. З. Инфракрасные системы обнаружения, пеленгации и автоматического сопровождения движущихся объектов / Л. З. Крискунов, И. Ф. Усольцев. - М.: «Сов. радио», 1968. - 320 с. **4.** Козелкин В. В. Основы инфракрасной техники / В. В. Козелкин, И. Ф. Усольцев. - М.: Машиностроение, 1985. - 264 с. **5.** Тарасов В. В. Инфракрасные системы "смотрящего" типа / В. В. Тарасов, Ю. Г. Якушиенков. - М.: Логос, 2044. - 444 с. **6.** Зуев В. Е. Распространение видимых и инфракрасных волн в атмосфере / В.Е. Зуев. - М.: Сов. радио, 1970. - 496 с. **7.** Ллойд Дж. Системы тепловидения / Дж. Ллойд [пер. с англ. Н. В. Васильченко]. - М.: Мир, 1978. - 416 с. **8.** Колобородов В. Г. Теловізі́йні системи (фізичні основи, методи проектування і контролю, застосування: Підручник / В. Г. Колобородов, Н. Шустер. - К.: 1999. - 340 с. **9.** Гаврилов В. А. Видимость в атмосфере / В. А. Гаврилов. - Л.: Гидрометеорологическое издательство, 1966. - 324 с. **10.** Слюсарев Г. Г. Методы расчёта оптических систем / Г. Г. Слюсарев. - Л.: Машиностроение, 1969. - 672 с. **11.** Вакин С. А. Основы радиопротиводействия и радиотехнической разведки / С. А Вакин, Л. Н. Шустов. - М.: "Сов. Радио", 1968. - 418 с. **12.** Васьковский М. И. Методический аппарат оценки систем активной защиты боевых бронированных машин / М. И. Васьковский, И. Б. Чепков, И. Л. Капитоненко // Артиллерийское и стрелковое вооружение. - 2007. - № 2. - С.9-18. **13.** Чепков И. Б. Обоснование и выбор методологии экспериментального исследования основных характеристик защиты защитных устройств динамического типа боевых бронированных машин / И. Б. Чепков // Артиллерийское и стрелковое вооружение. - 2006. - № 2. - С.3-9.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 623.438.3.093

Методология экспериментальных исследований основных характеристик защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения / В. В. Глебов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 81–95. – Бібліогр.: 13 назв.

Проведено аналіз робіт по проблемі методології експериментальних досліджень. Сформульовано основні положення методології дослідження основних характеристик захисту бойових броньованих машин з використанням систем виявлення електромагнітного випромінювання. Для одержання об'єктивних результатів при проведенні досліджень необхідно використовувати різні незалежні, але в той же час комплексні критерії оцінки.

Ключові слова: захист, випромінювання, експеримент, методологія, критерій.

An analysis of the work devoted to the problem of methodology of experimental research has been conducted. The main points of the methodology of studying the main characteristics of protection of armoured fighting vehicles by using electromagnetic irradiation detection systems have been stated. A conclusion has been made that, in order to obtain objective results when conducting the research, it is necessary to use different and independent, but simultaneously comprehensive criteria of evaluation.

Key words: protection, irradiation, experiment, methodology, criterion.

В. В. ДУЩЕНКО, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. М. АГАПОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
Ю. В. ГОРБЕНКО, студент НТУ «ХПІ»

ВИБІР КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ ТА ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНИХ БРОНЕТРАНСПОРТЕРІВ

Проведено аналіз та вибрано кінематичну схему гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів, що задовільняє сформульованим вимогам. Проведено попередній розрахунок одноступінчастої пневмогідравлічної ресори, вибрано заправний тиск і об'єм пневмокамери та побудовано пружну характеристику підвіски для двох крайніх значень показника політропи. Одержано початковий вектор проектних параметрів для проведення подальшої параметричної оптимізації.

Ключові слова: колісний бронетранспортер, гідропневматична підвіска, кінематична схема, пружна характеристика.

Вступ. Є відомими наступні два класичні напрямки підвищення плавності ходу військових гусеничних і колісних машин. Це збільшення динамічного ходу підвіски, що підвищує її енергоємність, та збільшення роботи демпфіруючих пристроїв (амортизаторів). Для повнопривідних колісних машин подальше збільшення динамічного ходу зустрічає певні труднощі. Вони обумовлені необхідністю підведення до колеса крутного моменту, тобто наявністю коротких карданних валів з обмеженими кутами роботи, а також вимогами по забезпеченню певного положення коліс відносно профілю дороги з метою отримання необхідної керованості і стійкості руху машини та зменшення зносу шин. Ці два чинники важко поєднуються з реальною величиною необхідного динамічного ходу підвіски та її енергоємності. Одним з можливих шляхів подолання даного протиріччя є застосування гідропневматичної підвіски (ГПП) з нелінійною пружною характеристикою. Однак у цьому випадку виникає проблема вибору кінематичної схеми підвіски та компоновки її вузлів у ходовій частині.

Аналіз останніх досліджень. В роботі [1] представлено розрахункові та експериментальні дослідження параметрів плавності ходу та динамічної навантаженості вузлів ходової частини бронетранспортера БТР-70М, які показали їх невідповідність сучасним вимогам. Аналогічну підвіску мають і наступні машини, що створені за останній час в Україні та Росії. В роботі [2] представлено результати оптимізації пружної характеристики з ділянкою «нульовою» жорсткості пневмогідравлічної ресори (ПГР), що була розроблена для підвіски українських бронетранспортерів БТР-3 та «Дозор». Вони

показали суттєвий позитивний вплив нелінійної характеристики ПГР, особливо на дорезонансному та зарезонансному режимах руху. В роботі [3] представлено різноманітні кінематичні схеми підвісок, що використовуються на автомобілях, приклади їх застосування, переваги та недоліки.

Мета досліджень – на прикладі бронетранспортера БТР-4 провести аналіз та вибрати кінематичну схему підвіски, яка дозволить застосувати одноступінчасту ПГР, що буде задовольняти висунутим вимогам, та провести її попередній розрахунок з метою отримання початкового вектора проектних параметрів для проведення подальшої параметричної оптимізації.

Колісні бронетранспортери виробництва України (БТР-3, БТР-4, Дозор та їх модифікації) мають незалежну торсіонну підвіску коліс на двох поперечних важелях, з телескопічними гідроамортизаторами (ГА), яка використовувалася на бронетранспортерах БТР-60...БТР-80 радянського виробництва. Дана підвіска зображена на рис. 1.

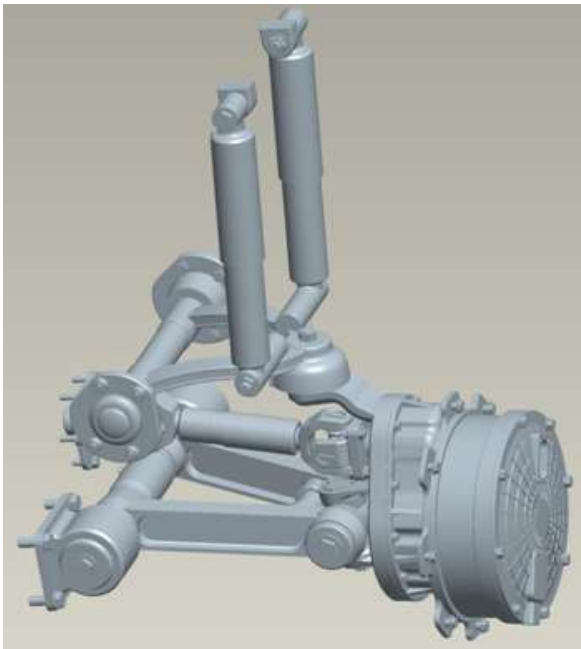


Рис. 1 – Кінематична схема торсіонної підвіски бронетранспортерів БТР-60...БТР-80

Нижній важіль пов'язаний з торсіоном, розташованим поздовж борту машини, верхній важіль пов'язаний з телескопічними ГА (встановлюється по два ГА на крайніх підвісках та по одному на внутрішніх). Хід підвіски обмежується буферами стиску та відбою, що взаємодіють з верхнім важелем. Таким чином, навантаженість напрямних пристроїв та їх гумових шарнірів розподілено: нижній важіль сприймає зусилля пружного елемента – торсіону, а верхній важіль сприймає зусилля опору ГА та згаданих вище буферів.

Недоліками даної підвіски є її недостатні динамічний хід, лінійна пружна характеристика та недостатня енергоємність ГА, що призводять до незадовільної плавності ходу та зниженню середніх швидкостей руху [1]. Це зводить нанівець зусилля по модернізації силової установки та трансмісії і не дозволяє використовувати їх можливості, що зросли, при пересуванні по ґрунтових дорогах та пересіченій місцевості з високими швидкостями.

При розробці нової кінематичної схеми були враховані наступні обмеження та вимоги:

- необхідність максимальної уніфікації деталей підвіски з попереднім варіантом торсіонної підвіски;
- неможливість зміни форми корпусу машини в місцях розташування підвіски та зміни карданного приводу коліс;
- забезпечення симетричного рівномірного навантаження важелів та гумових шарнірів підвіски з врахуванням того, що частина коліс є керованими;
- можливість виконання ремонту у польових умовах без демонтажу інших вузлів підвіски, трансмісії та ін., що розташовані зовні або всередині корпусу машини;
- збереження існуючого, а при можливості і збільшення величини повного ходу підвіски.

Для усунення, згаданих вище, недоліків та підвищення загальних тактико-технічних характеристик машин, що розглядаються, було запропоновано застосувати одноступінчасту телескопічну ПГР з сферичною пневмокамерою та мембранним роздільником. Телескопічна конструкція дозволить поєднати в одному вузлі пружний елемент та демпфіруючий пристрій, що забезпечить його компактність і невелику вагу. У свою чергу, сферична пневмокамера може бути розташована збоку, під необхідним кутом, що забезпечить відсутність її контакту з іншими вузлами підвіски при реалізації повного ходу стиску та відбою. Мембранний роздільник забезпечить відсутність застійної зони на пружній характеристиці, що дозволить знизити приведену жорсткість підвіски в районі статичного ходу та позитивно позначиться на плавності ходу.

Після проведення відповідного аналізу можливих схем компоновки даної ПГР у ходовій частині, з врахуванням висунутих обмежень та вимог,

було відхилено варіанти направляючої стойки та підвіски на поздовжніх важелях і залишено кінематичну схему на двох поперечних важелях. Враховуючи, що пружний елемент та демпфіруючий пристрій поєднані в один вузол, його нижню опору поєднали з нижнім важелем підвіски, який може витримати великі навантаження. Для забезпечення підведення крутного моменту до колеса, нижня опора була виконана у вигляді важеля з вилкою, через яку пропущено карданний вал приводу коліс. Верхній важіль залишається навантаженим зусиллями від буферів стиску та відбою. Запропонована кінематична схема показана на рис. 2.

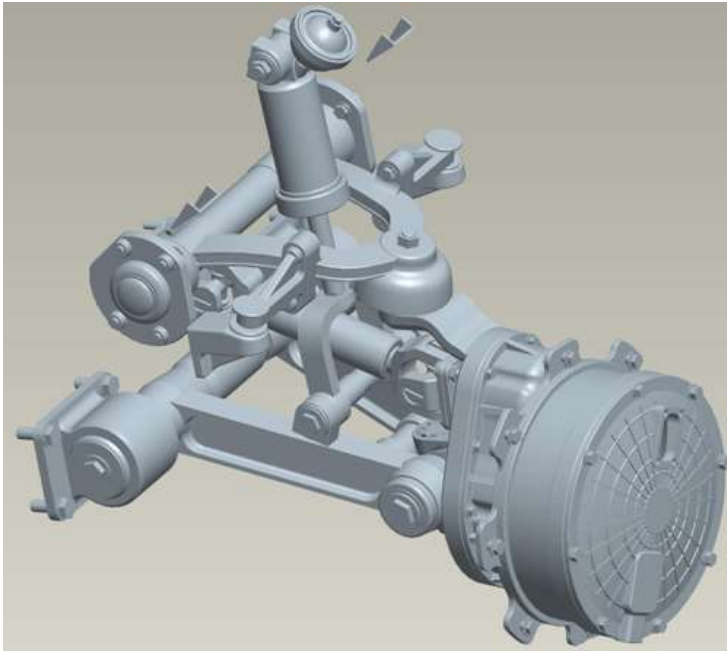


Рис. 2 – Кінематична схема запропонованої підвіски з пневмогідравлічною ресорою

Міра досконалості та якості підвіски військових машин визначається оптимальним поєднанням її енергоємності, жорсткості, демпфування, величинами динамічного та статичного ходів підвіски, а також характером їх взаємозалежності один від одного. Це поєднання дозволяє забезпечити машині високі тактико-технічні характеристики і є предметом науково-дослідницьких та дослідно-конструкторських робіт.

Проведемо попередній розрахунок характеристик підвіски з одноступінчастою ПГР для БТР-4.

1. Визначимо межі, в яких може перебувати приведена жорсткість підвіски C_{II} в статичному положенні за умови, що власні частоти поздовжньо-кутових та вертикальних коливань підресореного корпусу $n_{z\varphi}$ не вийдуть за допустимі межі $0,8 \div 2,0 Гц$.

$$\omega_{z\varphi} = 2\pi \cdot n_{z\varphi} = 5,024 \dots 12,56 c^{-1}.$$

Для вертикальних коливань:
$$C_{II} = \frac{\omega_z^2 \cdot m_n}{2 \cdot N_K}.$$

Для поздовжньо-кутових коливань:
$$C_{II} = \frac{\omega_\varphi^2 \cdot I_y}{2 \cdot \sum_{i=1}^{N_K} I_{Ni}^2},$$

де m_n – підресорена маса машини, N_K – кількість підвісок одного борту, I_y – момент інерції підресореного корпусу машини відносно поперечної вісі, що проходить через ц.м., I_{Ni} – відстань по горизонталі між ц.м. та віссю i -ї підвіски.

Тоді діапазон можливої приведеної жорсткості підвіски буде:

$$85,9 \text{ кН/м} \leq C_{II} < 370,7 \text{ кН/м}.$$

У межах отриманого діапазону, для подальших розрахунків оберемо значення $C_{II} = 110,0 \text{ кН/м}$. Даний вибір обумовлено тим, що одноступінчаста ПГР має нелінійну пружну характеристику, яка забезпечить підвищену енергоємність підвіски в кінці динамічного ходу. Тому в статичному положенні, для забезпечення кращої плавності ходу та зниження роботи демпфіруючих пристроїв, підвіску можна зробити більш «м'якою».

2. Проведемо розрахунок кінематики підвіски (див. рис. 3).

Статичний хід підвіски будемо вважати рівним $h_{cm} = 0,09 \text{ м}$. Визначимо величину переміщення поршня гідроциліндра ПГР відповідно ходу підвіски, для чого визначимо наступні величини:

$$O_1O = \sqrt{L_{II}^2 + H_{II}^2} = 0,5507 \text{ м}; \quad CO = \sqrt{L_p^2 + H_p^2} = 0,2404 \text{ м},$$

де: CO – відстань між віссю кріплення нижнього важеля підвіски та нижньою віссю кріплення ПГР (L_p, H_p – відповідно, горизонтальна та вертикальна відстань між віссю кріплення важеля та нижньою віссю кріплення ПГР).

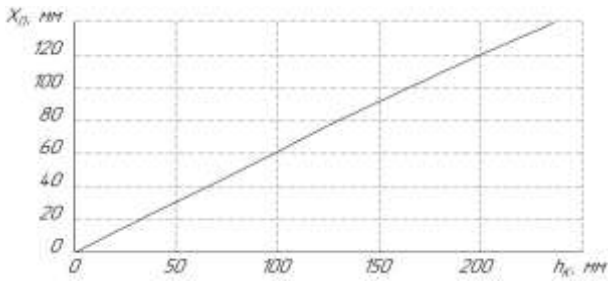


Рис. 4 – Залежність ходу поршня ПГР від ходу підвіски

3. Визначимо кінематичне i_k та силове i_c передаточні відношення підвіски та побудуємо графіки їх залежності від ходу підвіски (див. рис. 5).

$$i_k = \frac{h_k}{X_{II}} ; \quad i_c = \frac{R \cdot \cos(\angle\beta)}{OC \cdot \sin(\angle O_1OC)}$$

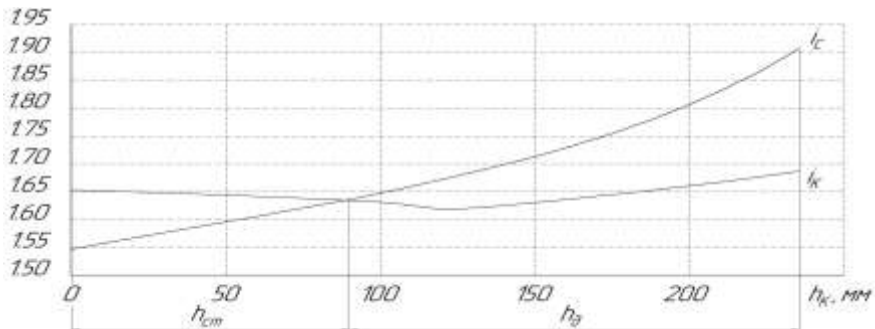


Рис. 5 – Кінематичне та силове передаточні відношення підвіски

4. Розрахунок пружної характеристики ПГР.

Визначимо площу F та діаметр D_{II} поршня гідроциліндра, виходячи з заданого коефіцієнта динамічності підвіски $K_d = 4$ та допустимого тиску в пневмокамері $[p_{\max}] = 35 \text{ МПа}$.

Навантаження підвіски в статичному положенні:

$$N_{cm} = \frac{m_n}{2 \cdot N_K} = 23,05 \text{ кН}$$

Максимальне навантаження на колеса: $N_{\max} = N_{cm} \cdot K_d = 92,21 \text{ кН}$.

Максимальне навантаження на штоці ПГР:

$$T_{\max} = N_{\max} \cdot i_{C_{\max}} = 175,97 \text{ кН}.$$

Площа поршня: $F = \frac{T_{\max}}{[P_{\max}]} = 0,005 \text{ м}^2.$

Тоді діаметр поршня: $D_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = 0,08 \text{ м}.$

Для визначення заправних об'єму пневмокамери V_0 та тиску у ній P_0 скористаємося рівнянням політропної зміни стану газу $P \cdot V^n = \text{const}$, яке справедливо для незмінної кількості газу.

При повільному процесі стискування-розширення газу відбувається практично повний теплообмін з навколишнім середовищем. В результаті температуру газу можна вважати постійною, а процес ізотермічним. В цьому випадку показник політропи $n = 1$. При дуже швидкому процесі стискування-розширення газу теплообмін практично відсутній. При цьому процес є адиабатичним, а показник політропи $n = 1,4$.

Визначимо тиск P_{cm} та об'єм V_{cm} в пневмокамері в статичному положенні:

$$P_{cm} = \frac{N_{cm} \cdot i_{C_{cm}}}{F} = 7,502 \text{ МПа}.$$

Для визначення об'єму газу в пневмокамері в статичному положенні запишемо рівняння у прирощеннях для заданої приведеної жорсткості підвіски в районі статичного ходу:

$$\Delta N = C_{II} \cdot \Delta h = 110 \cdot 0,01 = 1,1 \text{ кН}.$$

Запишемо для даного випадку закон політропної зміни стану газу, прийнявши $n = 1,0$:

$$P_{cm} \cdot V_{cm} = P^* \cdot V^*; \quad P^* = \left(\frac{N_{cm} + \Delta N}{F} \right) \cdot i_{C_{cm}} = 7,86 \text{ МПа};$$

$$V^* = V_{cm} - \Delta V^*; \quad \Delta V^* = \left(\frac{\Delta h}{i_{K_{cm}}} \right) \cdot F = 30,749 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тоді: $V_{cm} = \frac{P^* \cdot \Delta V^*}{P^* - P_{cm}} = 675,189 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$

З іншого боку :

$$V_{cm} = V_{01} - \Delta V; \quad \Delta V = F \cdot X_{II_{cm}} = 275,551 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

Тоді: $V_0 = V_{cm} + \Delta V = 950,741 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $P_0 = \frac{P_{cm} \cdot V_{cm}}{V_{01}} = 5,328 \text{ МПа}$.

Таким чином, розраховано основні кінематичні параметри підвіски з ПГР, можливі межі зміни її жорсткості у статичному стані та заправні тиск і об'єм пневмокамери, що складають початковий вектор проектних параметрів при проведенні подальшої параметричної оптимізації.

Побудуємо пружну характеристику підвіски (див. рис. 6), яка представляє собою залежність вертикального навантаження на колесі від вертикального ходу колеса, для двох показників політропи $n = 1,0$ та $n = 1,4$. Основними розрахунковими виразами є:

$$X_{II} = \frac{h_K}{i_K}; \quad P = P_{01} \cdot \left(\frac{V_{01}}{V_{01} - X_{II} \cdot F} \right)^n; \quad N = \frac{P \cdot F}{i_C}.$$

Передаточні відношення i_C та i_K беруться з наведеного вище графіка, в залежності від ходу підвіски.

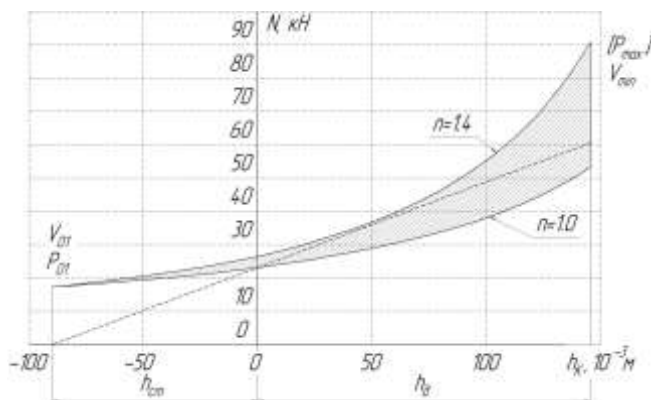


Рис. 6 – Пружна характеристика гідропневматичної підвіски

Як витікає з рис. 6, пружна характеристика гідропневматичної підвіски представляє собою область, обмежену двома кривими, яка відображає нестабільність характеристики, в залежності від швидкості переміщення колеса по вертикалі в процесі руху машини по нерівностях. У той же час, енергоємність даної ГПП у порівнянні з торсіонною підвіскою (її пружна характеристика показана пунктирною лінією) в середньому є вищою,

незважаючи на те, що ГПП має значно меншу приведену жорсткість в статичному положенні (110 кН/м проти 261 кН/м). Після проведення параметричної оптимізації, енергоємність ГПП, у порівнянні з торсіонною підвіскою, може вирости у півтора рази при тому самому динамічному ході.

Висновки. 1. На прикладі бронетранспортера БТР-4, відповідно до висунутих вимог, проведено аналіз та вибрано кінематичну схему підвіски, що дозволяє застосувати одноступінчасту ПГР, підвищити енергоємність підвіски та збільшити її повний хід на 4.5% (з 0,22 мм до 0,23 мм).

2. Проведено розрахунок обраної кінематичної схеми та кінематичного і силового передаточних відношень підвіски.

3. Проведено розрахунок заправних тиску та об'єму пневмокамери ПГР та побудовано пружну характеристику підвіски.

4. Отримано початковий вектор проектних параметрів ПГР для проведення її подальшої параметричної оптимізації.

Список літератури: 1. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / [Александров Е. Е., Волонцевич Д. О., Дуценко В. В. и др.] – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 354 с. 2. Якименко И. И., Исследование и оптимизация упругой характеристики пневмогидравлической рессоры колесной машины с участком “нулевой” жесткости / Якименко И. И. // Механіка та машинобудування. –2006. – №1. – С. 25–29. 3. Раймтель Й. Шасси автомобиля. Конструкции подвесок / Раймтель Й.; [пер. с нем. В.П. Агапова]. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 629.1.032

Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В. В. Дуценко, О. М. Агапов, Ю. В. Горбенко // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПИ», 2013. – № 32 (1005). – С. 96–105. – Бібліогр.: 3 назв.

Проведен анализ и выбрана кинематическая схема гидропневматической подвески колесных бронетранспортеров, которая удовлетворяет сформулированным требованиям. Проведен предварительный расчет одноступенчатой пневмогидравлической рессоры, выбраны заправочные давление и объем пневмокамеры и построена упругая характеристика подвески для двух крайних значений показателя политропы. Получен исходный вектор проектных параметров для проведения дальнейшей параметрической оптимизации.

Ключевые слова: колесный бронетранспортер, гидропневматическая подвеска, кинематическая схема, упругая характеристика.

The analysis is carried out and the kinematic scheme of a hydropneumatic suspender of wheel armoured carriers which meets the formulated demands is chosen. Predesign of a single-stage pneumaticallyhydraulic spring is conducted, priming pressure and volume of the pneumatic cell are chosen and the elastic performance of a suspender for two extreme values of a polytropic exponent is built. The initial vector of design parameters for conducting of the further parametre optimisation is gained.

Keywords: a wheel armoured carrier, a hydropneumatic suspender, the kinematic scheme, elastic performance.

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.43.016.4: 536.434

А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХП»;
В. В. ШПАКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, ст. наук. співр. НТУ «ХП»;
В. В. ПИЛЬОВ, аспірант НТУ «ХП»

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ЧАСТКОВО-ДИНАМІЧНОЇ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ ПОРШНІВ

В статті проаналізовано результати випробувань бензинового двигуна з поршнями, поверхні яких було модифіковано за гальвано-плазменною технологією. Встановлено посилення позитивного впливу частково-динамічної теплоізоляції на питому витрату палива зі зменшенням частоти обертання колінчастого валу та підвищенням навантаження.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, низькотеплопровідне покриття, ефект частково-динамічної теплоізоляції, режими роботи, експериментальні дослідження, економічність

Постановка проблеми. Одним з перспективних способів покращення робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння є застосування на деталях їх камер згоряння (КЗ) низькотеплопровідних покриттів, що викликають ефект частково-динамічної теплоізоляції (ЧДТ) [1]. Проте, на сьогодні, це явище вивчено ще в недостатній мірі, – моделі його опису є недосконалими, а дані випробувань, подеколи, суперечливими.

Аналіз публікацій. Розглянемо результати ряду експериментів щодо економічності двигунів з теплозахисними покриттями на поршнях, які проводилися різними дослідниками.

Для швидкохідного дизеля Д20 з емалевим покриттям товщиною 0,35 мм на алюмінієвому поршні, що наносилося плазменним способом, встановлено покращення питомої ефективної витрати палива на 3-5 г/(кВт·год) [2]. При нанесенні шару ZrO_2 товщиною 1 мм на поршень та 2 мм на головку блоку циліндрів двигуна 1ДН200/300 було зафіксовано зменшення витрати палива і максимального тиску згоряння [3].

Але покращення економічності при введенні покриття спостерігається не завжди. Так випробування двигуна 1С12,5/14 засвідчують погіршення питомої ефективної витрати палива в переважній частині навантажувальної характеристики [4]. Також можливе зниження коефіцієнту наповнення через підвищення температури теплоізолюваної стінки та підвищення втрат теплоти з відпрацьованими газами [5]. Негативний вплив кераміки на показники двигунів було зафіксовано у сумісному дослідженні, проведеним фірмами Opel, VolksWagen, Steyr-Daimler-Puch, Daimler-Benz, Porsche, Audi, BMW та MAN [6].

Спираючись на дослідження відсіку дизельного двигуна 1С125/140, проф. Г. Вошні було висунуто гіпотезу щодо підвищення коефіцієнту теплообміну між теплоізолюваною поверхнею і робочим тілом через наближення полум'я при згорянні до стінки камери. Отже, тепловий потік в деталі не зменшується, а, навпаки, збільшується [4, 7]. На цій підставі ним у [8] робиться висновок щодо безперспективності напрямку розвитку ДВЗ, пов'язаного з теплоізоляцією КЗ. Але про некоректність такого узагальнення свідчать вже роботи самого Г. Вошні [4, 9], в яких з приведених графіків видно, що економічність двигуна з теплоізолюваними поршнями є нижчою за економічність традиційного не в усьому діапазоні товщин шару покриття та навантажень двигуна.

Додатково це підтверджується наведеними вище та іншими численним випадками покращення показників двигунів через теплоізоляцію, наприклад, зафіксованими у публікаціях [10-12]. Більш того, відомими є технології нанесення покриття на деталі КЗ, що випускаються серійно і з безсумнівним позитивним ефектом. Так, електродугова наплавка заліза на чавунні гільзи двигунів BMW товщиною 0,3 мм підвищує їх економічність [13]. Плазменне напилення на поверхню гільзи за технологією фірми Sulzer Metco комплексно поліпшує витрати масла та палива двигунами [14].

Відмінність ефекту від застосування теплоізоляції на різних режимах роботи одного двигуна зафіксована не лише у [9]. Так, для середньообертового дизеля ЧН24/36 з чавунними поршнями, на поверхні КЗ яких плазменним методом було нанесено покриття оксиду алюмінію товщиною 0,3 мм, було отримано покращення питомої ефективної витрати палива до 15 г/(кВт·год) на режимі холостого ходу та 3 г/(кВт·год) – при номінальному навантаженні. При високих частотах обертання КВ було зафіксовано негативний ефект [15, с. 119-124].

Дослідниками також відзначається зміна впливу покриття на економічність від негативного до позитивного при зменшенні кута випередження вприскування палива [15, с. 123]. Звичайно, аналогічне явище можна встановити і при зміні теплофізичних властивостей теплоізоляції [16].

Таким чином, можна стверджувати, що покращення чи погіршення показників ДВЗ при застосуванні теплоізолюючого покриття зумовлюється конструктивними відмінностями деталей із покриттями, особливостями, що пов'язані із складом теплоізоляції, організацією робочого процесу та режимними факторами.

Додатково розуміння присутніх ефектів ускладнюються можливістю фізико-хімічного впливу матеріалу покриття на згоряння [15, с.119; 17-19] та залежністю теплопровідності пористої кераміки від тиску газового середовища [15, с.116]. Ці фактори можуть викликати відмінності результатів для різних двигунів та режимів навіть при досягненні збігу теплових граничних умов.

Сам термічний вплив на робочий процес дизелів з об'ємно-плівковим та плівковим сумішоутворенням з боку ЧДТ базується на двох процесах, відносно незалежних один від одного. Першим є теплообмін деталей із

робочим тілом, що впливає на наповнення, процеси передполум'яної підготовки, якість пристінного згоряння та теплові втрати [20]. Другим – теплообмін із паливною плівкою, що утворюється на теплоізолюваних поверхнях, закон випаровування якої може істотно відрізнятись від відповідного у традиційній конструкції [21]. Звідси, опосередковано через два вказані процеси, вплив режимних факторів на витрату палива має описуватись різними залежностями, що ускладнює виявлення загальних тенденцій.

Існує методика математичного моделювання робочого процесу дизеля з ЧДТ [22], яка дозволяє враховувати тільки теплові втрати, зміну наповнення та швидкості згоряння. Моделювання тут здійснювалось для номінального ($N_e = 100$ кВт; $n = 2000$ хв⁻¹) та часткового ($N_e = 40$ кВт; $n = 1000$ хв⁻¹) режимів роботи двигуна 4ЧН12/14. Для часткового режиму зниження питомої витрати палива складало 3 г/(кВт·год), для номінального воно не зафіксовано. Відмінність пояснюється підвищенням коливання температури теплоізолюваної стінки, викликаним повільнішою зміною параметрів робочого тіла на частковому режимі.

Суттєве спрощення аналізу є можливим для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням. Оскільки паливна плівка на стінці їх КЗ відсутня, то ефект, викликаний теплоізоляцією у них зведеться до впливу на першу групу явищ.

На цій основі **метою роботи** виступає встановлення якісних залежностей впливу ЧДТ на економічність двигуна з зовнішнім сумішоутворенням від режиму його роботи.

Дослідження та його результати. Для проведення аналізу було використано результати випробовувань бензинового двигуна 4Ч7,2/6,7 (МеМЗ-245).

До програми випробовувань входила робота двигуна на двох навантажувальних характеристиках при частоті 1500 і 3000 хв⁻¹ та на зовнішній швидкісній при варіюванні частоти обертання колінчастого вала (КВ) в діапазоні від 1500 до 5500 хв⁻¹. При цьому, застосовувались комплекти поршнів штатної конструкції та поршнів, модифікованих за допомогою технології гальваноплазмової обробки, розробленої в НТУ «ХПІ». Утворений на вогняній поверхні поршнів шар корунду (Al_2O_3) становив 0,2 мм.

Залежність різниці між питомими витратами палива Δg_e за наявності та відсутності покриття від годинної витрати палива при незмінній частоті обертання КВ побудована на рис., а. Тут годинна витрата палива виступає критерієм навантаження двигуна. Видно, що для двох наведених характеристик підвищення впливу ЧДТ на економічність відбувається при підвищенні вказаної витрати палива.

Рис., б, засвідчує, що незважаючи на підвищення витрати палива при збільшенні частоти обертання КВ n , ефект від застосування покриття зменшується. З цього можна заключити, що при варіюванні лише частотою обертання КВ, ефект також буде меншим при більших значеннях останньої.

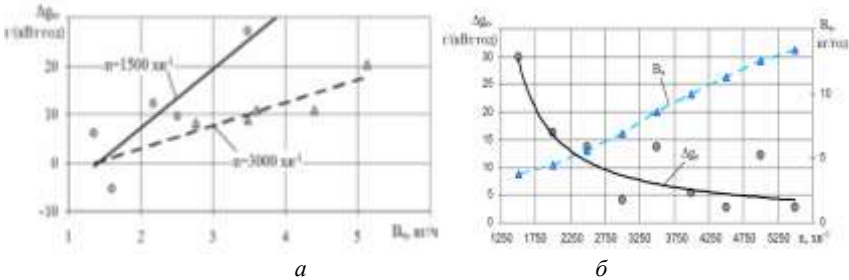


Рис. – Зменшення питомої ефективної витрати палива D_{ge} двигуна 4C7,2/6,7 при введенні корундового покриття донця поршня за навантажувальними *a* та зовнішньою швидкісною *б* характеристиками

Висновки. Таким чином на основі експериментальних даних для бензинового двигуна 4C7,2/6,7 нами встановлено, що зменшення питомої витрати палива від впливу частково-динамічної теплоізоляції відбувається зі зменшенням частоти обертання КВ та підвищенням навантаження.

Відповідно максимальний ефект для розглянутого двигуна було досягнуто на зовнішній швидкісній характеристиці при мінімальній частоті обертання КВ

Подальший напрямок робіт пов'язаний із дослідженням впливу частково-динамічної теплоізоляції на випаровування паливної плівки зі стінки камери згоряння дизелів, впливу на цей процес режимних та інших факторів, а також розробкою математичної моделі, що дозволить прогнозувати витрату палива двигуном з теплоізоляцією поршнів.

Список літератури: 1. *Шпаковський В. В.* Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром : автореф. дис. докт. техн. наук. : спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / *Шпаковський Володимир Васильович.* – Харків, 2010. – 37 с. 2. *Чепиль В. С.* Исследование влияния термоизолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 / *В. С. Чепиль, Я. И. Гордиенко* // Двигатели внутреннего сгорания. – 1970. – Вып. 10. – С. 46-52. 3. *Smavik Magnus B.* Thermal barrier influence on performance and heat transfer of a medium speed two-stroke diesel engine / *B. Smavik Magnus* // SAE Technical Paper Series. – 1988. – №880435. – P. 153-162. 4. *Woschni G.* Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls / *G. Woschni* // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines. – 1987. – 13 pp. 5. *Sperling F.* Der Keramikmotor – Utopie Oder Wirklichkeit? / *F. Sperling* // Keramische Zeitschrift. – 1988. – 40, №4. – S. 248-250. 6. *Linke H.* Keramik im Motorenbau – falscher Weg? / *H. Linke* // Automobile Revue. – 1988. – 83, №27. – 29 s. 7. *Woschni G.* Heat insulation of combustion chamber walls – a measure to decrease the fuel consumption of I.C. engines / *Woschni G., Spidler W., Kolesa K.* // SAE Technical Paper Series. – 1987. – №870339. – 11 pp. 8. *Woschni G.* Are ceramics really the answer to tomorrow's engines? / *G. Woschni* // Foundrytrade Journal International. – 1988. – 11, №1. – 5 pp. 9. Einfluss von brennraumisolierungen auf den kraftstoff verbauch und die wärmestobei oilselmotoren / *Gerhard Woschni, Konrad Kolesa, Franz Bergbauer, Karl Huber* // MTZ: Motortechn. – 1988. – 49, №7-8. – S. 281-285. 10. A structural ceramic diesel engine – the critical

elements / W. R. Wade, P. H. Hanstad, V. D. Rao et al. // SAE Technical Paper Series. – 1987. – №870651. – P. 251-264. **11.** Kolesa K. Einfluss hoher Wandtemperaturen auf den Wärmeübergang dirintenspizender Dieselmotoren / Konrad Kolesa. Diss. Dr. Ing. – Fakultät für Maschinenwesen der Technische Universität München. – München, 1987. – 723 s. **12.** Morel T. Heat transfer experiments in a insulated diesel / Morel T., Wahiduz Z. S., Fort E. F. // SAE Technical Paper Series. – 1988. – №880186. – P. 61-81. **13.** Ernst P. Покрытие SUMEBore снижает вредные выбросы двигателей. Emissionsreduktion / P. Ernst // Sulzer Technical Review. – 2009. – 91, №4. – S. 11-13. **14.** Kleine Vierzylinderflott, sparsam und leistungsstark // VDI-Nachrichten. – 2011. – №44. – S. 11. **15.** Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / Костин А. К., Ларионов В. В., Михайлов В.И.. – Л. : Машиностроение, 1979. – 222 с. **16.** Влияние керамической теплоизоляции поршня на размах температурной волны / В. В. Шпаковский, А. П. Марченко, О. Ю. Линьков, В. В. Пильев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 8(65). – С. 111-114. **17.** Теплоизоляционное и каталитическое воздействие керамических материалов на рабочий процесс дизеля / И. П. Васильев, В. А. Звонов, П. Н. Гавриленко, А. И. Шалай // Двигателестроение. – 1990. – №9. – С. 3-5. **18.** Васильев И. П. Улучшение показателей дизеля применением турбулизаторов в камере сгорания с каталитическим слоем / Васильев И. П., Звонов В. А., Гавриленко П. Н. // Двигателестроение. – 1990. – №11. – С. 47-49. **19.** Марченко А. П. Влияние корундового слоя на рабочих поверхностях поршней на процесс сгорания в ДВС / А. П. Марченко, В. В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 24-28. **20.** Марченко А. П. Экспериментальные исследования рабочего процесса в камере сгорания ДВС с теплоизолированным поршнем / А. П. Марченко, В. В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 49-53. **21.** Марченко А. П. Удосконалення математичної моделі випаровування паливної плівки зі стінки камери згоряння дизеля / Марченко А. П., Пильов В. В., Сукачев І. І. // Вісник НТУ «ХПІ»: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – № 42. – 2011. – С. 133-143. **22.** Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / Марченко А. П., Шпаковский В. В., Сукачев И. И. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69.

Надійшла до редколегії 26.02.2013

УДК 621.43.016.4: 536.434

Підвищення економічності бензинового двигуна на різних режимах роботи при застосуванні частково-динамічної теплоізоляції поршнів / А. П. Марченко, В. В. Шпаковский, В. В. Пильов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 106–110. – Бібліогр.: 22 назв.

В статті проаналізовані результати испытаний бензинового двигателя с поршнями, поверхності которых были модифіцированы с помощью гальвано-плазменной технологии. Установлено усиление позитивного влияния частично-динамической теплоизоляции на удельный расход топлива при уменьшении частоты вращения коленчатого вала и повышении нагрузки.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, низкотеплопроводное покрытие, эффект частично-динамической теплоизоляции, режимы работы, экспериментальное исследование, экономичность

Results of gasoline engine test are analyzed in a paper. The cases of conventional pistons and ones with electrodeposited coatings are compared. Amplification of positive effect of partially-dynamic heat insulation on specific fuel consumption at engine speed reducing and at its load raising is ascertained.

Keywords: internal combustion engine, coating with low heat conductivity, partially-dynamic heat insulation effect, operating points, experimental investigation, fuel consumption

В. О. ПИЛЬОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. В. БІЛОГУБ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
А. Ю. ФЕДОРОВ, студент НТУ «ХПІ»

ВИБІР ГРАНИЧНИХ УМОВ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ В САПР

Наведено результати досліджень температурного стану поршня середньообертового дизеля при завданні граничних умов теплообміну третього роду за різними методиками. Встановлена несуттєва різниця в отриманих результатах. Показано, що найбільш економічною є методика НТУ "ХПІ". Рекомендовано її використання при розробці нових та удосконаленні існуючих конструкцій поршнів.

Ключові слова: дизель, поршень, граничні умови, камера згоряння, температурний стан.

Постановка проблеми. Величинами, що найчастіше задають для задач, пов'язаних з розрахунком теплових полів деталей ДВЗ та подальшого аналізу їх температурного і теплонапруженого стану, є коефіцієнт тепловіддачі α і температура оточуючого середовища T_2 . Ці граничні умови (ГУ) 3-го роду для поршнів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) суттєво, на порядки, відрізняються щодо окремих ділянок деталі. Традиційно ці ділянки підрозділяють на чотири зони (див. рис.), для яких приймають певні методики прогнозування коефіцієнту тепловіддачі і температури оточуючого середовища.

Для поверхонь окрім камери згоряння (КЗ) – це зони II, III та IV, вказані граничні умови є добре відомими та знайшли свого практичного поширення. Для визначення параметрів по поверхні КЗ – зона I, є декілька методик, що відрізняються об'єктом аналізу, кількістю факторів, що враховуються, підходами до їх урахування та, відповідно, економічністю отримання результату. При цьому основну проблему складає прогнозування коефіцієнту тепловіддачі.

Відповідно до сучасних концепцій гарантованого забезпечення ресурсної міцності деталей ДВЗ та їх проектування за показниками не гіршими, ніж у аналогів [1,2], для поршнів автомобільних бензинових двигунів ГУ 3-го роду щодо зони I розроблено, наприклад, в [3], для поршнів автотракторних дизелів – в [1]. Щодо середньообертових транспортних дизелів перспективних рівнів форсування завдання ГУ 3-го роду для зони КЗ поршня потребує свого обґрунтування. При цьому на початкових стадіях проектування поршнів в САПР достатнім є моделювання стаціонарного температурного стану деталі на певних характерних режимах експлуатації двигуна.

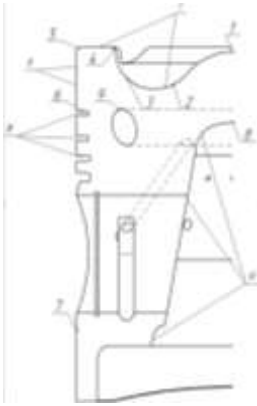


Рис. – Геометрична модель поршня середньообертового ДВЗ: I-IV – основні зони завдання ГУ; 1-8 – основні зони контролю температурного стану.

Аналіз публікацій. Середні за тривалість робочого циклу ДВЗ та середні по поверхні КЗ величини коефіцієнту тепловіддачі та температури оточуючого поверхню КЗ середовища встановлюють за відомими формулами:

$$\alpha_z = \frac{1}{\tau_u} \int_0^{\tau_u} \alpha(\tau) d\tau; \quad (1)$$

$$T_z = \int_0^{\tau_u} T_z(\tau) \alpha(\tau) d\tau / \int_0^{\tau_u} \alpha(\tau) d\tau, \quad (2)$$

де τ_u – тривалість робочого циклу ДВЗ;

$\alpha(\tau), T_z(\tau)$ – функції миттєвих коефіцієнту тепловіддачі та температури робочого тіла в циліндрі ДВЗ, визначені на основі даних робочого процесу.

Для прогнозування миттєвого в часі усередненого по поверхні КЗ коефіцієнту тепловіддачі найчастіше застосовують різноманітні полуемпіричні α -формули [4,5]. На цій основі з урахуванням, наприклад, робіт [3,6] можна встановити локальні по поверхні КЗ середньоциклові значення ГУ. Відомою також є методика визначення локальних по поверхні КЗ поршня середньоциклових значень ГУ 3-го роду, яка не потребує моделювання робочого процесу двигуна [1]. Таким чином, результат моделювання температурного стану поршня залежатиме від прийнятої моделі завдання ГУ.

Мета та завдання дослідження. Відповідно до виконаного аналізу проблеми метою дослідження є вибір найбільш ефективної методики прогнозування ГУ 3-го роду по поверхні КЗ поршня середньообертового дизеля для її застосування в САПР. Завданням дослідження є порівняння результатів моделювання температурного стану поршня при застосуванні відмінних поширених методик. За об'єкт моделювання прийнято поршень тепловозного дизеля 6ЧН21/21.

Моделювання температурного стану поршня середньообертового дизеля. В роботі розглянуто чотири варіанти моделювання температурного стану поршня, заснованих на використанні найбільш поширених методик отримання ГУ по поверхні КЗ. Для виконання роботи з використанням програмного комплексу «Дизель-РК» [7] було ідентифіковано робочий процес двигуна при чотирьох рівнях його форсування – 717 кВт, 750 кВт, 896 кВт та 916 кВт.

Варіант 1. Моделювання коефіцієнту тепловіддачі за формулою Вошні. Значення $\alpha(\tau)$ узято безпосередньо з результатів обчислень робочого процесу.

Варіант 2. Визначення коефіцієнту тепловіддачі за формулою Ейхельберга [4, 5]:

$$\alpha(\tau) = 2,44(pT)^{1/2} C_m^{1/3}, \quad (3)$$

де p , T – відповідно поточні значення тиску і температури газу в циліндрі двигуна;

C_m – середня швидкість поршня.

Варіант 3. Визначення коефіцієнту тепловіддачі за формулою Хохенберга [8]:

$$\alpha(\tau) = 130 \cdot V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.3996} (C_m + 1.4)^{0.8}, \quad (4)$$

де V – поточне значення об'єму циліндра.

Зрозуміло, що відмінність застосованих формул за варіантами обчислень 1-3 відповідно до (1),(2) приведе до відмінностей у середньоцикловому значенні температури оточуючого середовища T_z .

Варіант 4. Моделювання ГУ за методикою НТУ "ХПІ" [1]:

$$\alpha = (a + bl + cl^2)(0,5 + 0,027N_l), \quad (5)$$

$$T_z = 760 + 9,756N_l, \quad (6)$$

де l – поточна координата похідної вогневої поверхні донця поршня, що враховується від осі КЗ, мм;

N_l – літрова потужність двигуна, кВт/л.

Видно, що методика (5),(6) не потребує моделювання робочого процесу та застосування виразів (1),(2). Однак, до сьогодні її достовірність перевірена щодо поршнів автотракторних дизелів при діаметрі циліндру до 150 мм.

В табл. 1 приведено значення середніх по поверхні КЗ поршня дизеля 6ЧН21/21 середньоциклових значень ГУ 3-го роду, що розраховані за вище переліченими модельними варіантами. В табл.2 відповідно до рис. надані значення температур в точках поршня 1, 2 і 4, що розраховані методом МКЕ при потужності дизеля 750 кВт. ГУ по зонам II-IV прийняті ідентичними. Тут параметр δ характеризує відхилення температури в характерних точках КЗ від середнього значення, розрахованого по чотирьох методиках. Аналогічні дані отримано для усіх контрольних точок поршня та усіх розглянутих рівнів форсування двигуна.

Отримані результати свідчать, що знайдені ГУ мало відрізняються. Найбільше відхилення мають результати, отримані за формулою Хохенберга. Найменші відхилення результатів та енергоємність надає методика НТУ "ХПІ", що визначає її переваги при проектуванні поршня середньообертового дизеля за концепцією "не гірше, ніж за аналоги".

Висновок. Застосування методики НТУ «ХПІ» є найменш ресурсоємним підходом, що визначає її найбільш ефективне використання в САПР.

Таблиця 1 – Значення ГУ 3-го роду поверхні КЗ поршня середньообертового дизеля, розрахованих за різними методиками

Методика	Потужність двигуна, кВт							
	717		750		896		916	
	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К	$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2\text{К})$	T, К
Дизель-РК	0,509	992	0,526	995	0,596	981	0,629	1053
Эхейльберг	0,444	1090	0,454	1093	0,496	1083	0,510	1136
Хохенберг	0,577	1049	0,596	1052	0,683	1040	0,696	1102
НТУ "ХПІ"	0,482	1054	0,493	1060	0,538	1087	0,545	1091

Таблиця 2 – Температури поверхні КЗ в характерних точках, що розраховані за різними методиками

№ точки	Дизель-РК		Эхейльберг		Хохенберг		НТУ «ХПІ»	
	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\delta, \%$	$t, ^\circ\text{C}$	$\delta, \%$
1	292,5	3,9	299,2	1,6	323,6	6,4	301,6	0,9
2	248,0	3,1	252,3	1,4	269,6	5,3	254,1	0,8
4	320,7	3,0	327,2	1,1	346,3	4,7	328,7	0,6

Список літератури: 1. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 2. Белогуб А. В. Підтримка життєвого циклу тонкостінних поршней ДВС на основі технології інтегрованого проектування і виробництва / А. В. Белогуб // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3. – С. 27-40. 3. Білогуб О. В. Исследование температурного поля поршня / О. В. Білогуб, Ю. О. Гусев, О. О. Зотов, А. Г. Щербина // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Харків: Нац. аерокосміч. ун-т «ХАІ». – 2002. – Вип. 31. – С. 120-123. 4. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія / В. Г. Дяченко. За ред. А.П. Марченка. – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с. 5. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р. З. Кавтарадзе – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э Баумана, 2007. – 472 с. 6. Дяченко Н. Х. К определению граничных условий при моделировании температурных полей в поршнях ДВС / Н. Х. Дяченко, А. К. Костин, М. М. Бурин // Энергомашиностроение. – 1968. – №4. – С. 18-21. 7. Програмний комплекс «Дизель-РК». Режим доступу: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru>. 8. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p., P. 208-210.

Надійшла до редколегії 26.02.2013

УДК 621.436

Вибір граничних умов для розрахунку температурного стану поршня дизеля в САПР / В. О. Пильов, О. В. Білогуб, А. Ю. Федоров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 32 (1005). – С. 111–114. – Бібліогр.: 8 назв.

Приведены результаты исследований температурного состояния поршня среднее оборотного дизеля при задании граничных условий теплообмена третьего рода по разным методикам. Установлена незначительная разница в полученных результатах. Показано, что наиболее экономичной является методика НТУ "ХПІ". Рекомендуется ее использование при разработке новых и совершенствовании существующих конструкций поршней.

Ключевые слова: дизель, поршень, граничные условия, камера сгорания, температурное состояние.

The results of studies of the temperature of piston secondary rotating diesel when the task of boundary conditions of the third kind by different methods. Fixed minor difference in the obtained results. It is shown that the most economical is the technique of NTU "KHPI". We recommend that you use it when developing new and improving existing constructions of pistons.

Keywords: diesel, piston, boundary conditions, combustion chamber temperature condition.

И. В. РЫКОВА, канд. техн. наук, ст. науч. сотр. НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАГРУЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Разработана нестационарная теоретическая модель нагружения деталей камеры сгорания тепловозного дизеля. Выявлены ее особенности по сравнению с моделями для автотракторных дизелей.

Ключевые слова: тепловозный дизель, нестационарная модель нагружения, ресурсная прочность.

Для тепловозных двигателей имеется общая тенденция повышения мощности. В связи с этим возникает задача повышения надежной работы деталей камеры сгорания (КС), обеспечения заданного ресурса, его оценки на начальной стадии проектирования. Для выполнения оценок ресурса деталей КС необходимо иметь нестационарную модель эксплуатации, учитывающую представительные переходные процессы.

Традиционно в литературе представляют стационарные модели эксплуатации [1, 2, 3]. При этом всегда возникают трудности при моделировании переходных процессов.

Наиболее тяжелым режимом нагружения с точки зрения обеспечения ресурсной прочности деталей является переходной процесс: холостой ход – наиболее тяжелый режим работы двигателя. Исходя из этого и придерживаясь концепции гарантированного обеспечения ресурса на стадии проектирования, т.е. если при расчете ресурс будет обеспечен, то в эксплуатации он будет гарантирован, для быстроходных транспортных двигателей разработан ряд нестационарных моделей эксплуатации [4,5]. Для тепловозных двигателей такие модели отсутствуют. При этом известно, что с увеличением диаметра поршня и уровня форсирования двигателя трудности с обеспечением ресурсной прочности возрастают. Этим определяется *актуальность* работы, связанная с разработкой нестационарных теоретических моделей нагружения тепловозных дизелей.

Исходя из концепции гарантированного обеспечения ресурса получение нестационарной модели эксплуатации тепловозного двигателя ни чем не будет отличаться от получения модели для другого типа двигателя. Оно основано на соответствующих стационарных моделях с использованием методики, разработанной в [5]. Сама же модель окажется другой. Это определяется набором эксплуатационных режимов. Например, для транспортных быстроходных двигателей такие режимы, как холостой ход составляют 3-5%, а для тепловозных двигателей достигают 50% и более.

Методика получения нестационарной модели эксплуатации двигателя

Общее относительное время работы двигателя определяется

$$\sum_i \bar{P}_i = \sum_j \tilde{P}_j + \sum_m \bar{P}_{уст_m}, \quad \sum_i \bar{P}_i = 1 \quad (1)$$

где $\sum_j \tilde{P}_j$ – относительное время эксплуатации двигателя при условиях

циклического нагружения при переходных процессах; $\sum_m \bar{P}_{уст_m} = \frac{\tau_{уст}}{P}$ – относительное время установившихся режимов эксплуатации; $\tau_{уст}$ – время установившихся режимов эксплуатации; P – срок эксплуатации машины.

Расчет наработки \tilde{P}_j для каждого из установившихся j переходных процессов проводится по следующему алгоритму:

$$\tilde{P}_j = 2\bar{P}_l|_{\tilde{P}_j}, \quad \bar{P}_l|_{\tilde{P}_j} \leq \bar{P}_n|_{\tilde{P}_j}; \quad (2)$$

$$\bar{P}_n|_{\tilde{P}_{j+1}} = \bar{P}_n|_{\tilde{P}_j} - \bar{P}_l|_{\tilde{P}_j}, \quad (3)$$

где \bar{P}_l и \bar{P}_n – части работы двигателя на режимах l и n , которые составляют процесс j , но не учтены в предыдущих переходных процессах.

Согласно этой методике на основании стационарных моделей эксплуатации дизелей 6KS310DR и 4Д80Д (табл. 1-3) в работе получены модели эксплуатации с учетом особенностей работы, связанных с положением контроллера (табл. 4-6).

Таблица 1 – Стационарная модель эксплуатации тепловозного дизеля 6KS310DR тепловоза ЧМЭЗ при вывозной работе

№ режима экпл. i	Положение контроллера	\bar{P}_i
1	0	0,6
2	1	0,1
3	2	0,1
4	3	0,045
5	4	0,065
6	5	0,05
7	6	0,02
8	7	0,015
9	8	0,005

Таблица 2 – Стационарная модель эксплуатации тепловозного дизеля 4Д80Д магистрального тепловоза

№ режима экпл. i	Положение контроллера	\bar{P}_i
1	0	0,52
2	1	0,02
3	2	0,03
4	3	0,032
5	4	0,03
6	5	0,02
7	6	0,032
8	7	0,03
9	8	0,043
10	9	0,05
11	10	0,064
12	11	0,051
13	12	0,025
14	13	0,02
15	14	0,013
16	15	0,02

Таблица 3 – Стационарная модель эксплуатации тепловозного дизеля 6KS310DR тепловоза ЧМЭЗ при маневровой работе

№ режима экпл. i	Положение контроллера	\bar{P}_i
1	0	0,67
2	1	0,055
3	2	0,055
4	3	0,09
5	4	0,11
6	5	0,02
		$\sum_j \bar{P}_j = 0,66$

Таблица 4 – Нестационарная теоретическая модель эксплуатации дизеля 6KS310DR тепловоза ЧМЭЗ при маневровой работе

№	Чередование режимов экпл.	\tilde{P}_j
1	0→8	0,04
2	0→7	0,22
3	0→6	0,18
4	0→5	0,11
5	0→4	0,11
		$\sum_j \tilde{P}_j = 0,66$

Таблица 5 – Нестационарная теоретическая модель эксплуатации дизеля 6KS310DR тепловоза ЧМЭЗ при вывозной работе

№	Чередование режимов экпл.	\tilde{P}_j
1	0→8	0,01
2	0→7	0,03
3	0→6	0,04
4	0→5	0,1
5	0→4	0,13
6	0→3	0,09
7	0→2	0,2
8	0→1	0,2
		$\sum_j \tilde{P}_j = 0,8$

Таблица 6 – Нестационарная модель эксплуатации тепловозного дизеля 4Д80Д магистрального тепловоза

№	Чередование режимов экпл.	\tilde{P}_j
1	0→15	0,04
2	0→14	0,026
3	0→13	0,04
4	0→12	0,05
5	0→11	0,102
6	0→10	0,128
7	0→9	0,1
8	0→8	0,086
9	0→7	0,06
10	0→6	20,064
11	0→5	0,04
12	0→4	0,06
13	0→3	0,064
14	0→2	0,06
15	0→1	0,04
		$\sum_j \tilde{P}_j = 0,96$

Исходя из представленных таблиц видно, что полученные модели существенно отличаются от нестационарных моделей быстроходных двигателей. Это связано с тем, что все переходные процессы идут от первого, т.е. это будут более тяжелые теоретические процессы, заложенные в модель, чем для быстроходных двигателей.

В разработанных моделях установлено общее время эксплуатации двигателя при условиях циклического нагружения при переходных условиях для дизеля 6KS310DR при маневровой работе $\sum_j \tilde{P}_j = 0,66$, при вывозной работе $\sum_j \tilde{P}_j = 0,8$ и дизеля 4Д80Д магистрального тепловоза $\sum_j \tilde{P}_j = 0,96$. Исходя из баланса времени всего срока эксплуатационных режимов (1), появляется время установившихся режимов эксплуатации $\sum_m \bar{P}_{уст,m}$ соответственно 0,44; 0,2; 0,04, а для автотракторных дизелей это время составляет около 0,22.

Также в нестационарных теоретических моделях нагружения тепловозных дизелей время переходного процесса прогрева детали увеличится в отличие от быстроходных дизелей, поскольку диаметр поршня будет больше.

Дальнейшее направление работ связано с моделированием нестационарного переходного процесса и определением времени цикла нагружения двигателя для разработки концепции гарантированного обеспечения ресурса.

Список литературы: 1. *Парсаданов И. В.* Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244с. 2. *Єроценков С. А.* Підвищення паливної економічності тепловозного дизеля 4Д80Б / С. А. Єроценков, О. Г. Крушедольський, В. М. Зайончковський, М. І. Сергієнко // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2002. – Вип. 51. – С. 3-15. 3. *Єроценков С. А.* Вибір конструктивних параметрів дизеля Д80 та його системи випуску при модернізації тепловозів М62 / С. А. Єроценков, О. Г. Крушедольський, В. М. Зайончковський, М. І. Сергієнко // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2000. – Вип. 43. – С. 3-10. 4. *Пылева Т. К.* Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения / Т. К. Пылева, В. Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 125-132. 5. *Пильов В. О.* Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В. О. Пильов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2001. – 332 с.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

УДК 621.436

Разработка нестационарной теоретической модели нагружения деталей камеры сгорания тепловозного дизеля / И. В. Рыкова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 115–118. – Бібліогр.: 5 назв.

Розроблена нестационарна теоретична модель навантаження деталей камери згоряння тепловозного дизеля. Виявлені її особливості в порівнянні з моделями для автотракторних дизелів.

Ключові слова: тепловозний дизель, нестационарна модель навантаження, ресурсна міцність.

The non-stationary theoretical model of details loading in the combustion chamber of diesel locomotive engine is developed. Its features in comparison with the models used for tractor diesel engines are studied.

Keywords: locomotive diesel engine, non-stationary model of the loading, resource durability.

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

УДК 629.4-592

І. О. ХАРЧЕНКО, студент НТУ «ХП»;

О. В. МЕЛЬНИК, студент НТУ «ХП»

ПЕРСПЕКТИВНІ АВТОМОБІЛІ ГАЗ 3310 «ВАЛДАЙ» З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ЗАДНЬОЇ ОСІ

В роботі розглянута можливість на базі автомобіля ГАЗ 3310 «Валдай» розробити гібрид з використанням електротяги.

Ключові слова: електродвигун, гібрид, транспортний засіб, система електроприводу, ДВЗ, електротяга.

Вступ. Збільшення кількості автомобілів на дорогах нашої країни призводить до забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами, а зниження токсичності відпрацьованих газів значною мірою забезпечується справністю систем двигуна та рівнем технічного обслуговування, засобів і методів діагностування цих систем.

У зв'язку зі збільшенням автомобільного парку України, стало економічно обґрунтованим введення інноваційних шляхів модернізації транспортних засобів з метою економії палива та зменшення екологічної забрудненості навколишнього середовища. Цього результату можливо досягти шляхом використання альтернативних джерел енергії, переходу на біопаливо або зміни існуючих конструкцій на інші з використанням елементів електротехніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Гібридизація транспортних засобів в наш час стала актуальною темою багатьох досліджень та наукових статей [3 – 5].

Довгий час електротехніка та машинобудування були незалежними одне від одного галузями, але зараз електротехніка набула значного рівня у машинобудуванні.

Мета дослідження, постановка задачі. На базі автомобіля ГАЗ 3310 [1] «Валдай» розробити гібрид з використанням електротяги, а саме встановлення на транспортний засіб допоміжної системи електроприводу задньої осі автомобіля, яка складається з електромуфти, електродвигуна та допоміжної акумуляторної батареї [2].

Метою дослідження було поліпшення динамічних характеристик, ергономічних показників, та виведення цієї марки автомобіля на більш вищій рівень у своєму сегменті.

Перспективні автомобілі ГАЗ 3310 «Валдай» з електроприводом задньої осі. Використання електроприводу задньої осі підвищить ресурс вузлів та агрегатів авто, зменшить об'єм викиду шкідливих речовин в атмосферу, а також зменшення гігієнічних показників впливу на людину.

У зв'язку з тим, що енергетичний ресурс допоміжної акумуляторної батареї обмежений, то привід системи електротяги рекомендовано використовувати лише при старті транспортного засобу з місця, при маневруванні на не високій швидкості або при їзді на низьких передачах протягом тривалого часу наприклад в автомобільних пробках.

В режимі рекуперації електродвигун дозволяє використовувати енергію транспортного засобу. Тобто, перетворювати енергію при гальмуванні електродвигуном на заряд батареї. Таке гальмування повинне відбуватися при досягненні автомобілем певної швидкості, тоді, за допомогою електромумфти, від'єднується привід від ДВС та вмикається електродвигун. Теж саме відбувається і при розгоні: до певної швидкості автомобіль працює на електротязі, а далі вмикається ДВС. Керування цими режимами має бути автоматичне.

Автомобіль ГАЗ 3310 «Валдай» це транспортний засіб для перевезення вантажу, тому, при виборі електродвигуна необхідно приділяти увагу таким параметрам, як потужність та габаритні розміри. Найбільш сприятливим варіантом є вентильний електродвигун, який при заданій потужності володіє найбільшим КПД та найменшими габаритними розмірами, а також вже зарекомендував себе у світі гібридів.

Струм, який споживає такий тип електродвигунів визначається за формулою:

$$I = \frac{U - E}{R}, \quad (1)$$

де U – напруга живлення статора;
 E – ЕДС обергання;
 R – сумарний активний опір якоря.

Електромагнітний момент визначається:

$$M = k \cdot \Phi \cdot I, \quad (2)$$

де k – конструктивний параметр двигуна;
 Φ – магнітний потік збудження.

Сила супротиву кочення автомобіля визначається:

$$P_f = f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (3)$$

де m – маса автомобіля;
 f – коефіцієнт тертя кочення;
 α – кут нахилу дороги.

Сила аеродинамічного супротиву визначається:

$$P_v = \frac{S \cdot v^2 \cdot c_x \cdot \rho}{2}, \quad (4)$$

де S – площа фронтальної проекції автомобіля, м²;
 v – швидкість руху автомобіля, м/с;
 ρ – щільність повітря, кг/м³;
 c_x – коефіцієнт аеродинамічного супротиву.

За допомогою побудови математичної моделі у програмі MatLab, моделюючої роботу автомобіля з використанням даної системи, визначаються числові дані та графічні залежності основних параметрів, які можливо порівняти з параметрами базової моделі транспортного засобу.

Висновки. Встановлення елемента електротяги на транспортний засіб поліпшить його стан на вітчизняному та світовому ринках у своєму сегменті.

Список літератури: 1. Посібник «ГАЗ 3310 «Валдай». Техобслуживание, эксплуатация и ремонт», Третий Рим, 2006. 2. Алиев И. И. Справочник по электротехнике и электрооборудованию. Высшая школа, 2000, - 255с. 3. Бажинев А. В. Электропривод для конверсионного гибридного автомобиля, 2012г. 4. Бербиренков И. А. Тяговые двигатели на постоянных магнитах в электроприводе электромобиля, 2012г. 5. Паникарский А. С. Методика определения основных параметров электросилового установок гибридного автомобиля. 2009г.

Надійшла до редколегії 24.04. 2013

УДК 629.4-592

Перспективні автомобілі ГАЗ 3310 «Валдай» з електроприводом задньої осі / І. О. Харченко, О. В. Мельник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – X. : НТУ «ХП», 2013. – № 32 (1005). – С. 119–121. – Бібліогр.: 5 назв.

В работе рассмотрена возможность на базе автомобиля ГАЗ 3310 «Валдай» разработать гибрид с использованием электротяги.

Ключевые слова: электродвигатель, гибрид, транспортное средство, система электропривода, ДВС, электротяга.

Possibility is in-process considered on the base of car GAS 3310 «Valday» to develop a hybrid with the use of electrictraction.

Keywords: electricmotor, hybrid, transport vehicle, system of electromechanic, engine, electrictraction.

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

<i>Абляскін О. І., Курило Є. В.</i> Методи підвищення паливної економічності та екологічної безпеки автомобілів з дизельними двигунами.....	3
<i>Аврунин Г. А., Фадєєв В. В.</i> Модернізація гідроприводу комунальної всесезонної машини з розробкою привода пилососу.....	10
<i>Аврунін Г. А., Шевцов В. М.</i> Модернізація п'ятимашинної схеми приводу руху універсальної всесезонної комунальної машини.....	14
<i>Артюшенко А. Д., Хаустов О. Е.</i> Аналіз ринку послуг на СТОА та потреби їх вдосконалення.....	21
<i>Клец Д. М.</i> Моделирование работы системы повышения устойчивости автомобиля против заноса на основе нечеткой логики в MATLAB.....	24
<i>Мандрика В. Р., Семиренко Д. І.</i> Порівняльні дослідження двигуна автомобіля під час роботи на зрідженому газі та на бензині.....	31
<i>Ребров О. Ю., Мірошніченко О. В.</i> Аналіз паливної економічності бензинового автомобільного двигуна при роботі з несталим навантаженням.....	35
<i>Самородов В. Б., Удод І. В.</i> Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий.....	40
<i>Селевич С. Г., Лимаренко Є. В.</i> Розрахунок часових характеристик електричного гальмівного приводу.....	46
<i>Сергиенко Н. Е., Брагин В. С.</i> Исследование динамических и технико-эксплуатационных показателей автомобиля малого класса.....	50

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

<i>Кривякин Г. В., Редченко Е. С., Беднарский В. Л.</i> Определение величины составляющих электромагнитной силы, действующих на якорь линейного двигателя.....	56
<i>Маслиев В. Г.</i> К 50-летию создания первого отечественного тепловоза на пневматическом рессорном подвешивании.....	60
<i>Омельяненко В. И., Любарский Б. Г., Червяков С. Ю.</i> Определение эффективности тягового привода электропоездов.....	67
<i>Якунин Д. И., Зверев Е. Ю., Срибник А. Н.</i> Предпосылки для моделирования движения по рельсовому пути экипажа, оборудованного устройствами для наклона кузова.....	76

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

- Глебов В. В.* Методология экспериментальных исследований основных характеристик защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения..... 81
- Дуценко В. В., Агапов О. М., Горбенко Ю. В.* Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів..... 96

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

- Марченко А. П., Шпаковський В. В., Пильов В. В.* Підвищення економічності бензинового двигуна на різних режимах роботи при застосуванні частково-динамічної теплоізоляції поршнів..... 106
- Пильов В. О., Білогуб О. В., Федоров А. Ю.* Вибір граничних умов для розрахунку температурного стану поршня дизеля в САПР..... 111
- Рыкова И. В.* Разработка нестационарной теоретической модели нагружения деталей камеры сгорания тепловозного дизеля..... 115

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

- Харченко І. О., Мельник О. В.* Перспективні автомобілі ГАЗ 3310 «Валдай» з електроприводом задньої осі..... 119

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 32 (1005)

Науковий редактор канд. техн. наук, проф. В. В. Єпіфанов
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. А. І. Бондаренко
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057)-707-63-81, (057)-707-67-62; e-mail: anatoliybon@ Rambler.ru

Обл.-вид № 173-13.

Підп. до друку 02.07.2013 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,2.
Наклад 300 пр. Зам. № 34. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Віддруковано у видавництві «Федорко».
Харків, вул. Сумська, 4, оф.135,
тел.: (057)-758-19-46, 050-323-55-86, e-mail: print@mail.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ХК №164 від 20.12.2005 р.