

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 30 (1003) 2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2013

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 30 (1003). – 162 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.; Є. 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. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепиков, 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. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

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

Відповідальний секретар: С. Г. Селевич, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; В. П. Волков, д-р техн.

наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.; О. В. Григоров, д-р техн. наук,

проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.; А. Т. Лебедєв, д-р техн. наук, проф.;

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

М. А. Подригало, д-р техн. наук, проф.; А. М. Пойда, д-р техн. наук, проф.;

В. П. Сахно, д-р техн. наук, проф.; А. П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

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

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 6 від 5 липня 2013 р.

УДК 629.113

В. П. САХНО, д-р техн. наук, проф. НТУ, Київ;
В. Г. ВЕРБИЦЬКИЙ, д-р фіз.-мат. наук, проф. ДААТ, Донецьк;
В. В. КОНДРАТЬЄВ, ст. викл. ДААТ

ВПЛИВ ПОЗДОВЖНЬОЇ СИЛИ У ПЛЯМІ КОНТАКТУ ВЕДУЧИХ КОЛІС НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛІВ

Встановлено, що поздовжні сили у плямі контакту ведучих коліс з опорною поверхнею суттєво змінюють показники курсової стійкості руху автомобіля. У той же час перерозподіл навантаження по колесам автомобіля у поздовжній площині майже не впливає на показники стійкості руху автомобіля.

Ключові слова: автомобіль, сила, стійкість, фазовий портрет, біфуркаційна множина, схема, математична модель.

Вступ. Успішне розв'язання питання про курсову стійкість руху автомобіля залежить від правильного вибору розрахункової схеми, яка б найбільш повно відображала найважливіші фактори, що впливають на цю експлуатаційну властивість, і від точності оцінки сил взаємодії пневматичної шини з дорогою.

Теоретично модель автомобіля повинна якнайбільш повно відображати реальний автомобіль. Дослідження автомобіля як системи кількох тіл, що з'єднані голономними і неголономними в'язями, приводить до вивчення складної механічної системи з великою кількістю ступенів свободи, яка описується системою диференціальних рівнянь високого порядку, наприклад, у роботах [1], [2] автомобіль поданий у вигляді складної, багатомасової просторової математичної моделі, в якій враховані всі ступені свободи кузова і руху непідресорених мас щодо нього. В розрахункову схему були включені також кінематичні характеристики передньої і задньої підвісок, що визначають геометричні зв'язки, які накладаються на рух непідресорених мас відносно кузова; рульове керування розглядалося у вигляді трьохмасової системи (два керованих колеса і рульове колесо), з'єднаних між собою пружними зв'язками. Враховано також сухе тертя і зазори і рульовому приводі, а також вплив кутів установки коліс і нелінійності підвіски (обмежувачі ходу ресор, несиметричність характеристик амортизаторів, сухе тертя тощо). В результаті система була описана дуже складною системою диференціальних рівнянь сімнадцятого порядку.

В роботі [1] відзначається, що ускладнення математичної моделі не завжди дає позитивний ефект, оскільки при визначенні масових розмірів (маси, моменти інерції) і характеристик зв'язків неминучі похибки, сполучення яких призводить до неточностей при визначенні кінцевих результатів. Крім того, практичне використання подібних розрахункових схем потребує попереднього аналітичного і, особливо, експериментального визначення великої кількості конструктивних параметрів автомобіля і шин. Отже, при розробці математичної моделі автомобіля постає питання про можливість використання тих чи інших припущень, які з одного боку дозволили б понизити ступінь диференціальних рівнянь, а з другого – дозволили б описати рух автомобіля з достатнім ступенем точності.

Одним із підходів в рішенні цієї задачі може бути метод послідовного ускладнення розрахункової моделі [3]. Для кожного з варіантів цієї моделі будуть отримані основні кількісні характеристики, що визначають її стійкість: критична

© В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, В. В. Кондратьєв, 2013

швидкість стаціонарних режимів руху, оцінки їх областей тяжіння, біфуркаційна множина як узагальнена характеристика стійкості всієї множини стаціонарних режимів моделі [3-7].

Метою роботи є аналіз стійкості руху автомобіля з урахуванням взаємовпливу подовжніх і поперечних сил у плямі контакту ведучих коліс з опорною поверхнею та перерозподілу вертикального навантаження по колесам автомобіля.

Основний розділ. Для визначення параметрів стаціонарних режимів руху і аналізу їх стійкості приймемо математичну модель плоскопаралельного руху автомобіля, що враховує перерозподіл вертикальних реакцій і взаємовплив подовжніх і поперечних сил у плямі контакту. При застосуванні такої моделі (велосипедна схема, рис.1), до кожної осі прикладені бічні сили Y , вертикальні реакції Z , а також подовжні (тягові або гальмівні) сили X , що діють на передній або задній осі автомобіля. Центр мас знаходиться у точці C . Позначимо далі: v - подовжня складова швидкості центру мас (ЦМ), яка підтримується постійною; u - поперечна складова проекції швидкості ЦМ; ω - кутова швидкість автомобіля щодо вертикальної осі; a, b - відстані від центру мас автомобіля до передньої керованої осі і задньої осі.

Для порівняльного аналізу розглядаються 3 варіанти математичної моделі з урахуванням певних чинників:

- без перерозподілу вертикальних реакцій і без впливу подовжніх сил;
- з перерозподілом вертикальних реакцій, але без впливу подовжніх сил;
- з перерозподілом вертикальних реакцій і з урахуванням впливу подовжніх сил.

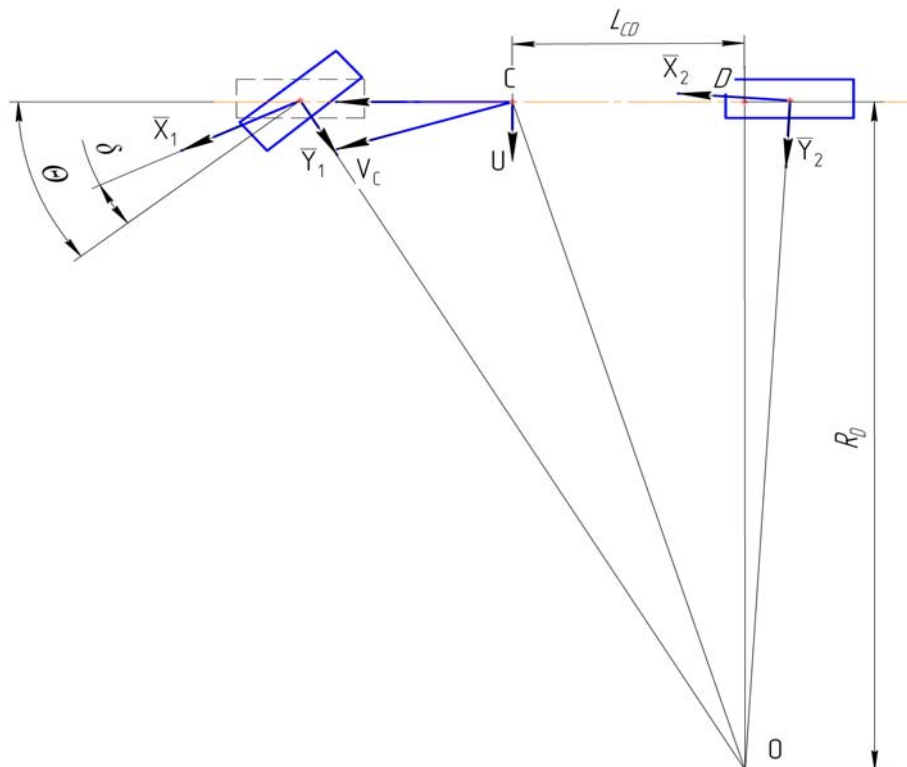


Рисунок 1- Розрахункова схема моделі легкового автомобіля

Розглянемо випадок руху, коли $X_1 \neq 0, X_2 = 0$. Отримаємо наступну систему кінцевих рівнянь, що визначає параметри кругових режимів руху при фіксованих значеннях (u^*, ω^*) керованих параметрів $V = const; \theta = const$

$$\begin{aligned} -u \cdot \omega \cdot m &= -Y_1 \cdot \sin \Theta + X_1 - X_{cd}; \\ \omega \cdot V \cdot m &= Y_1 \cdot \cos \Theta + Y_2 + X_1 \cdot \sin \Theta; \\ a \cdot Y_1 \cdot \cos \Theta - b \cdot Y_2 &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

З першого рівняння системи маємо:

$$X_1 = -m \cdot u \cdot \omega + Y_1 \cdot \sin \Theta + X_{cd}; \quad (2)$$

Сумарну силу опору руху знаходимо за формулою:

$$X_{cd} = f(Z_1 + Z_2) + 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_v \cdot F \cdot v^2, \quad (3)$$

де f - коефіцієнт опору кочення;

C_x - безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили;

ρ_v - густина повітря;

F - площа проекції автомобіля на площину, що перпендикулярна його подовжній осі.

Приведені сили відведення на осях автомобіля Y_i визначаються відповідно до гіпотези І. Рокара. При цьому залежність сили відведення від кута відведення має характер функції насичення і може бути описана різними способами, один з яких приведений нижче (як функція кута відведення, вертикальної реакції опорної поверхні і коефіцієнта зчеплення в поперечному напрямку):

$$Y_i = \frac{k_i(Z_i) \times \delta_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_i(Z_i) \times \delta_i}{\varphi_i \times Z_i} \right)^2}}, \quad (4)$$

де k_i - коефіцієнт опору бічному відведенню; Z_i - вертикальні реакції опорної поверхні на осі автомобіля [3]:

$$Z_1 = \frac{mgb}{l} - \frac{mu\omega h}{l}, \quad (5)$$

$$Z_2 = \frac{mga}{l} + \frac{mu\omega h}{l}, \quad (6)$$

де h - висота центру мас автомобіля.

Рівняння руху в рухомій системі координат (осі Кеніга) мають той же вигляд, що і в нерухомій (абсолютна похідною вектора швидкості є сумою «місцевої» похідної

вектора швидкості і прискорення, пов'язаного з обертанням рухомої системи координат):

$$\frac{d\bar{V}_c}{dt} = \frac{d\tilde{V}_c}{dt} + \bar{\omega} \times \bar{V}_c. \quad (7)$$

Рівняння руху автомобіля в рухомій системі координат :

$$\begin{aligned} m v \omega &= X_1 \sin \Theta + Y_1 \cos \Theta + Y_2; \\ a(X_1 \sin \Theta + Y_1 \cos \Theta) - Y_2 \cdot b &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Наведемо приклад розрахунку за таких параметрів системи:
 $a = 1,5$ м; $b = 1,175$ м; $l = 2,675$ м; $h = 0,5$ м; $m = 1675$ кг; $f = 0,01$; $C_x = 0,33$; $\rho_B = 1,2041$ кг/м³; $F = 2,316$ м².

На рис. 2 наведена біфуркаційна множина, а на рис. 3 – фазові портрети (перший варіант математичної моделі) за швидкості 20 м/с і кутах повороту керованих коліс $\Theta = 0,01$ рад і $\Theta = 0,03$ рад.

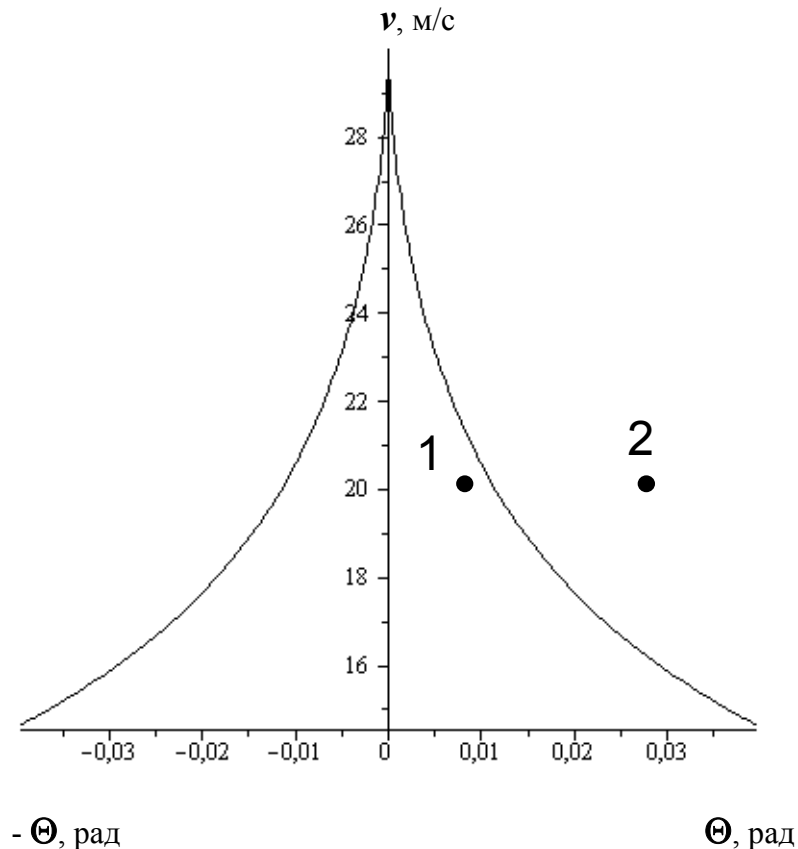


Рисунок 2 – Біфуркаційна множина для першого варіанту моделі

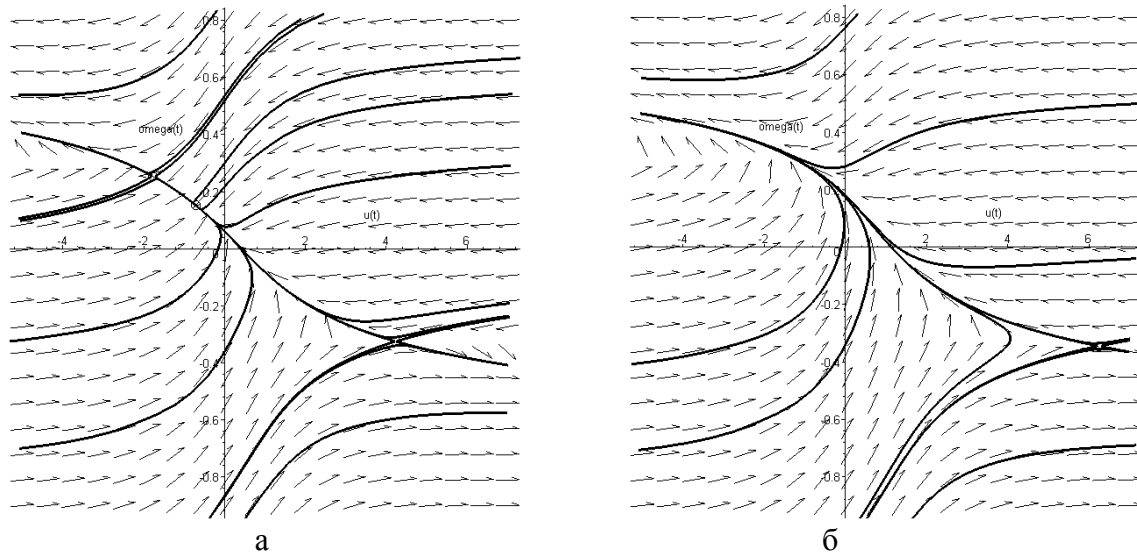


Рисунок 3 – Фазові портрети для першого варіанту моделі:
 а – швидкість 20м/с $\Theta=0.01$ рад; б – швидкість 20м/с $\Theta=0.03$ рад

Множина точок в області під графіком відповідає значенням кута повороту Θ і швидкості v руху автомобіля, за яких реалізуються три стаціонарні режими руху: один стійкий і два нестійких. В області над графіком може бути лише один нестійкий режим руху автомобіля, що видно з біфуркаційної множини в довільних точках «1» і «2» (рис. 2), які відповідають швидкості 20 м/с і кутам повороту 0,01 рад і 0,03 рад. Аналіз фазового портрета (рис.3, а) вказує стійкість центрального режиму ($u=-0,7172604787$, $\omega=0,1523912954$) і дає можливість оцінити область його тяжіння, обмежену нестійкими режимами ($u=-1,767106763$, $\omega=0,2535805500$) і ($u=4,233903013$, $\omega=-0,3247000938$).

Рис. 3,б ілюструє характер поведінки автомобіля при різних початкових збуреннях в області з одним нестійким стаціонарним режимом (відповідає точці «2» на рис. 2). У цьому випадку спостерігається інтенсивне наростання бічної складової швидкості центру мас.

На рис. 4 наведена біфуркаційна множина для другого і третього варіантів математичної моделі, а на рис. 5 – фазові портрети моделі 2 за швидкості 30м/с і кутах повороту керованих коліс $\Theta=0.004$ рад; $\Theta=-0.004$ рад; $\Theta=0.001$ рад.

Як сліду з рис. 4, біфуркаційна множина при урахуванні додаткових параметрів в математичній моделі змінює свій вигляд, залишаючись симетричною. На діаграмі з'являються області, де можливі три і п'ять стаціонарних режиму руху, що ускладнює фазовий портрет і структуру області тяжіння стійких стаціонарних режимів руху. Так в області, що містить точку «3» (рис.4), можуть реалізовуватися три стаціонарні режими (два стійких і один нестійкий); в області, що включає точки «1» і «2», тільки один нестійкий режим.

Для пояснення появи нових стаціонарних режимів побудуємо фазові портрети для другого варіанту моделі в довільно вибраних точках 1-3 (рис.4) за швидкості 30м/с і кутах повороту керованих коліс автомобіля $\Theta=0.004$ рад; $\Theta=-0.004$ рад; $\Theta=0.001$ рад

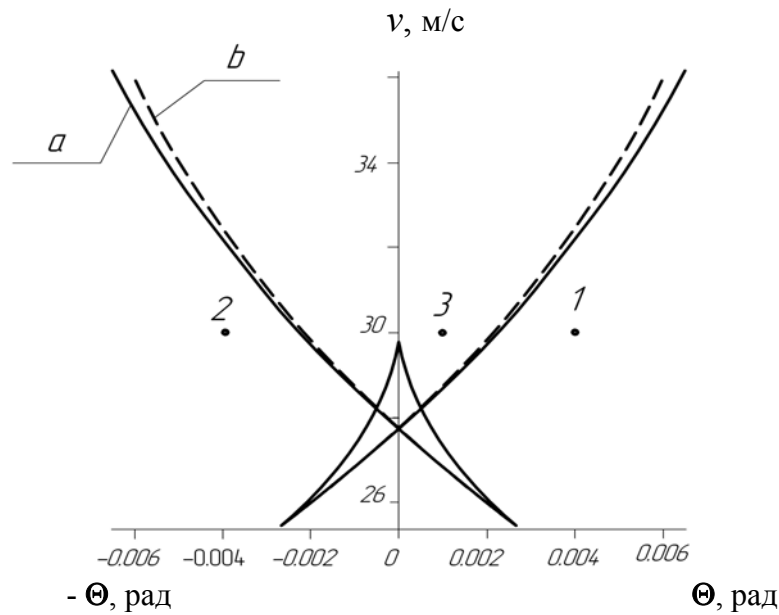


Рисунок 4 – Біфуркаційна множина:
 а - для другого варіанту моделі; б - для третього варіанту моделі

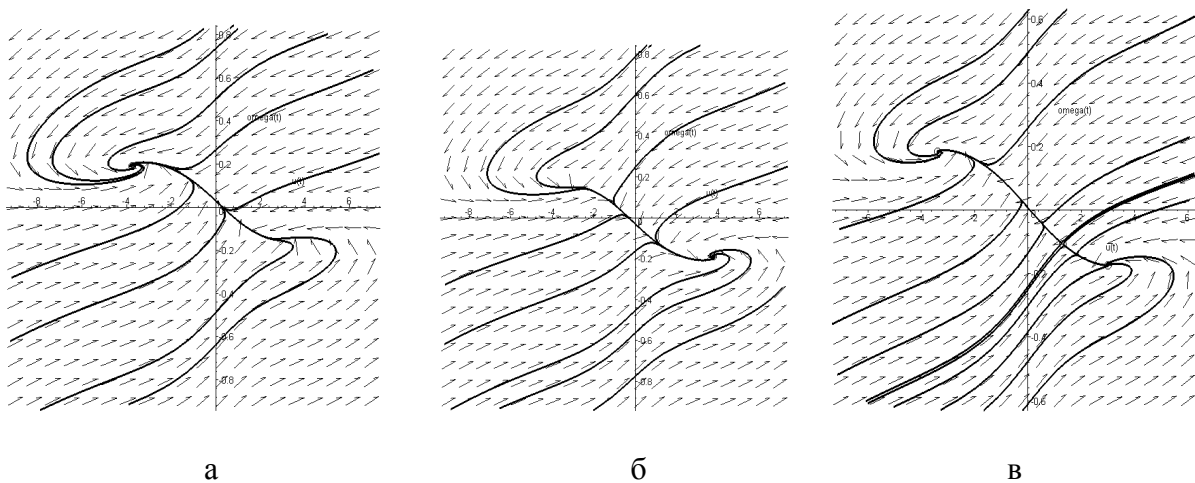


Рисунок 5 – Фазові портрети для другого варіанту моделі за швидкості 30м/с :
 а – $\Theta=0.004$ рад; б – $\Theta=-0.004$ рад; в – $\Theta=0.001$ рад.

Точкам «1» і «2» (рис.4) відповідають симетричні повороти – стаціонарні режими відрізняються лише знаками ($u=-3,758484253$, $\omega=0,1905054101$ і $u=3,758484253$, $\omega=-0,1905054101$, рис. 5 а, б). Точці «3» відповідають три режими: два стійких ($u=2,993623084$, $\omega=-0,1738936963$; $u=-3,389855631$, $\omega=0,1831364330$) і один нестійкий ($u=-0,7172604787$, $\omega=-0,106746196$), реалізація одного з них залежить від початкових умов (u_0, ω_0), які можуть бути оцінені на основі фазового портрета. Область з п'ятьма стаціонарними режимами не розглядалася із-за її малості (практична реалізація параметрів управління з цієї області проблематична).

Висновки. Аналіз отриманих результатів вказує на те, що вплив подовжніх сил значно змінює параметри курсової стійкості автомобіля. Вплив перерозподілу навантаження по осям автомобіля не призводить до істотної зміни характеристик стійкості.

Список літератури: 1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили /П.В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1989. – 279 с. 2. Добрин А.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории /А.С. Добрин, В.С. Дульцев // Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. – М.: НАМИ, 1968. – Вып. 2. – С. 27 – 39. 3. Сравнительный анализ математических моделей плоско-параллельного движения с учетом и без учета продольных и поперечных сил / В.П.Сахно, В.Г.Вербицкий, В.В.Кондратьев //Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, №3, 2011.- С. 57-65. 4. К вопросу об оценке курсовой устойчивости легкового автомобиля при помощи фазовых портретов / В.А.Макаров , А.В.Костенко , А.В.Петров // Вісник Східноукраїнського нац. університету ім. В.Даля, № 11, 2009. – С. 152 – 156. 5. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с. 6. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с. 7. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей / Л.Г. Лобас. – К. : Наук. Думка, 1986. – 232 с.

Надійшла до редколегії 20.04.2013

УДК 629.113

Вплив подовжньої сили у плямі контакту ведучих коліс на курсову стійкість автомобіля /В. П. Сахно, В. Г. Вербицкий, В. В. Кондратьев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 3–9. – Бібліогр.: 7 назв.

Установлено, що продольные силы в пятне контакта ведущих колес с опорной поверхностью существенно изменяют показатели курсовой устойчивости движения автомобиля. В то же время перераспределение нагрузки по колесам автомобиля в продольной плоскости почти не влияет на показатели устойчивости движения автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, сила, устойчивость, фазовый портрет, бифуркационное множество, схема, математическая модель.

It is set that longitudinal forces in the spot of contact of driving-wheels with an underlayment substantially change the indexes of course stability of motion of car. At the same time the redistribution of loading on the wheels of car in a longitudinal plane does not almost influence on the indexes of stability of motion of car.

Keywords: car, force, stability, phase portrait, bifurcation great number, chart, mathematical model.

УДК 629.3.017.5

О. П. СІТОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. Луцького НТУ;
В. М. ДЕМБІЦЬКИЙ, аспірант Луцького НТУ

**ОБГРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ПРОЦЕСУ
ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ ПІД ЧАС РУХУ ГІБРИДНОГО
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ЗАТЯЖНИХ СПУСКАХ**

В результаті проведених досліджень отримано рівняння руху транспортного засобу під час здійснення електричного гальмування на зтяжному спуску, досліджено вплив конструктивних показників транспортного засобу з гібридною силовою установкою на процес електродинамічного гальмування, визначено та обгрунтовано критерії попередньої оцінки відповідності автомобілів з гібридною силовою установкою, вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 в частині випробувань тип "ПА".

Ключові слова: електродинамічне гальмування, потужність, зтяжний спуск, енергія, сила струму.

Вступ. На сучасному етапі розвитку автомобільної галузі значні зусилля докладаються в напрямку підвищення економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів та переходу до альтернативних видів палив. В результаті з'являються нові конструкції автомобілів, модернізуються існуючі. Тому питання безпеки, експлуатаційних показників завжди є актуальними, оскільки будь-яке внесення змін в конструкцію транспортного засобу в певній мірі відображається на його експлуатаційних властивостях.

Дана робота є продовженням серії досліджень [1, 2] пов'язаних з гальмівними властивостями гібридного автомобіля обладнаного системою рекуперації енергії.

Аналіз попередніх досліджень. Аналіз джерел свідчить про те, що основна маса досліджень останніх двох десятиліть спрямована:

- щодо теорії гальмування на вдосконалення, оптимізацію процесів гальмування та покращення конструкції гальмівних систем автомобілів;
- щодо гібридних транспортних засобів на розробку, вдосконалення систем управління, дослідження їх роботи, підвищення ефективності, а також підвищення їх економічності за рахунок застосування електричних рушіїв.

Однак питання дослідження гальмівних властивостей транспортних засобів під час рекуперації енергії досить активно розглядається та вивчається у сфері міського електричного транспорту, залізничного транспорту та у різноманітних як стаціонарних так і пересувних машинах, механізмах. Питання ж застосування системи електродинамічного гальмування в якості допоміжної гальмівної системи поведінки транспортного не розглядалося, оскільки установка допоміжної гальмівної системи на легкових автомобіля не є обов'язковою та не практикується. Однак в гібридних транспортних засобах це питання є досить актуальним, адже з'являється можливість суттєво поповнити запас енергії. Крім того в даному питанні також наявні аспекти безпеки транспортного засобу.

Метою даної роботи є математичне моделювання процесу електричного гальмування макету колісного транспортного засобу з гібридною силовою установкою на зтяжних спусках.

Рух автомобіля під час гальмування описується рівнянням тягового балансу автомобіля [3], з врахуванням режимів руху на спуску значення сили опору підйому P_h враховано зі знаком "мінус":

© О. П. Сітовський, В. М. Дембіцький, 2013

$$P_w + P_f + P_\tau - P_h - P_j = 0, \quad (1)$$

де P_j – сила інерції автомобіля;

P_w – сила опору повітря;

$P_\tau = P_{\tau 1} + P_{\tau 2} + P_{\tau e}$ – гальмівна сила автомобіля;

$P_{\tau 1}, P_{\tau 2}, P_{\tau e}$ – гальмівна сила відповідно передньої, задньої осей та електричного складника гальмівної системи;

P_h – сила опору підйому;

$P_f = P_{f1} + P_{f2}$ – сила опору кочення;

P_{f1}, P_{f2} – сила опору кочення відповідно передньої та задньої осей.

Після визначення сил, рівняння (1) прийме вигляд:

$$k \cdot F \cdot (V \pm V_\theta)^2 + G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + \frac{M_{\tau e} \cdot u_{mp}}{r_k \cdot \eta_{mp}} - G_a \cdot \sin \alpha - \frac{G_a \cdot j \cdot \delta_{об}}{g} + P_\tau = 0, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт обтічності транспортного засобу;

F – площа лобового опору транспортного засобу;

V – швидкість транспортного засобу;

V_θ – швидкість вітру, при чому, знак “+” ставиться при зустрічному вітрі, “-” – при попутному;

$G_a = \text{const}$ – вага автомобіля;

f – коефіцієнт опору кочення автомобіля;

α – кут підйому (спуску);

j – сповільнення автомобіля;

$M_{\tau e}$ – гальмівний момент електричного двигуна в режимі генератора;

u_t, η_t – передатне число і коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_k – радіус кочення колеса;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування обертових мас.

Згідно вимог Правил ЄЕК ООН № 13 для допоміжної гальмівної системи, під час випробувань тип “ПА” – “Випробування навантажених транспортних засобів повинне проводитися таким чином, щоб енергія, що поглинається, була еквівалентна енергії, яка вивільнюється за той самий проміжок часу під час руху навантаженого транспортного засобу з середньою швидкістю 30 км/год по спуску з ухилом 7% на відстані 6 кілометрів.”

Враховуючи вищевикладені вимоги можна зробити певні припущення та спрощення:

- оскільки гальмування здійснюється лише за допомогою електричного двигуна, гальмівні сили механічного складника рівні $P_\tau=0$;
- транспортний засіб рухається з відносно невеликою швидкістю, тому опором повітря можна знехтувати, тобто $P_w=0$;
- так як рух автомобіля здійснюється з постійною швидкістю, сповільнення j та відповідно сила інерції P_j транспортного засобу рівні нулю.

З врахуванням припущень та спрощень рівняння (2) прийме вигляд:

$$G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + \frac{M_{\tau e} \cdot u_{mp}}{r_k \cdot \eta_{mp}} - G_a \cdot \sin \alpha = 0, \quad (3)$$

Звідси можна отримати значення гальмівного моменту електродвигуна:

$$M_{\tau e} = \frac{G_a \cdot r_k \cdot \eta_{mp}}{u_{mp}} \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha), \quad (4)$$

Оскільки в даному випадку розглядаються гальмівні випробування типу “ПА”, то рівняння (4) можна записати більш спрощено, підставивши відомі величини:

$$M_{\tau e} = 0.05 \frac{G_a \cdot r_k}{u_t}, \quad (5)$$

Під час здійснення гальмування на затяжному спуску з урахуванням (3), необхідна потужність, яку мають сприйняти накопичувачі енергії:

$$N_{\tau e} = G_a \cdot v \cdot \eta_t \cdot \eta_e \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha), \quad (6)$$

де η_e – коефіцієнт корисної дії електродвигуна.

З іншої сторони потужність електродвигуна визначається його технічними характеристиками:

$$N_{\tau e} = U \cdot I \cdot \eta_e \quad (7)$$

де U – робоча напруга електросистеми;

I – сила струму;

З рівнянь (6) та (7) можна визначити значення сили струму, яка виникатиме в системі під час електричного гальмування на спуску:

$$I = \frac{G_a \cdot V \cdot \eta_t \cdot \eta_e}{U} \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha), \quad (8)$$

Після спрощень, прийнятих у рівнянні (3), з врахуванням вимог Правил ЄКЕ ООН № 13 можна записати наступну залежність:

$$I = 3.2 \frac{m_a}{U} \text{ А}, \quad (9)$$

де m_a – маса автомобіля, кг.

Рівнянні (9) описує процес електродинамічного гальмування гібридного автомобіля під час випробувань тип “ПА”, згідно вимог Правил ЄКЕ ООН № 13.

Кількість енергії, яка буде вивільнена під час електродинамічного гальмування та, відповідно, яка повинна бути поглинута накопичувачами енергії:

$$A_{\tau} = N \cdot t, \quad (10)$$

де t – час здійснення гальмування.

Враховуючи вимоги Правил ЄКЕ ООН № 13

$$t = \frac{S}{V} = \frac{6000 \cdot 3.6}{30} = 720 \text{ с.}$$

Для гальмівних випробувань тип “ПА”:

$$A_{\tau} = N \cdot 720$$

Кількість енергії, яку можуть сприйняти накопичувачі енергії буде рівна:

$$A_n = U \cdot I \cdot C, \quad (11)$$

де C – ємність накопичувачів енергії.

Таким чином для можливості застосування електричного складника гальмівної системи в якості допоміжної системи (системи сповільнення без гальм) необхідно, щоб:

$$A_n > A_t \quad (12)$$

За наведеними залежностями (6)...(11) проведено розрахунки для макету легкового автомобіля з гібридною силовою установкою, виготовленого в Луцькому НТУ. Результати розрахунків наведено у табл.

Таблиця – Встановлення відповідності характеристик автомобіля вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 (випробування тип “ІА”) під час електродинамічного гальмування

Найменування параметру	Позначення	Одиниці вимірювання	Фактичні дані ²	Результати розрахунків	Відповідність вимогам Правил ЄЕК ООН № 13
Маса автомобіля	m_a	кг	550	-	Н/Р
Кут ухилу	α	° (%)	4 (7)	-	Відповідає ¹
Довжина спуску	s	м	6000	-	Відповідає ¹
Робоча напруга	U	В	48	-	Н/Р ³
Швидкість руху	v	км/год	30	-	Відповідає ¹
ККД трансмісії	η_t	-	0,9	-	Н/Р ³
ККД ел.двигуна	η_e	-	0,8	-	Н/Р ³
Потужність електродвигуна	$N_{те}$	Вт	4800	1780	Відповідає за рівнянням (6)
Сила струму під час гальмування	I	А	90	37	Відповідає за рівнянням (8)
Енергія, яку повинні прийняти накопичувачі	A_t	Дж	-	$1,28 \cdot 10^6$	Відповідає за рівнянням (12)
Енергія, яку можуть прийняти накопичувачі	A_n	Дж	-	$5,18 \cdot 10^6$	Відповідає за рівнянням (12)
Примітки: ¹ – відповідає вимогам нормативного документу щодо вихідних даних, прийнятих для розрахунку; ² – дані встановлені та/або допустимі конструкцією транспортного засобу або прийняті значення для розрахунків; ³ – не регламентовано.					

Таким чином за результатами проведених розрахунків можна констатувати, що конструкція макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою за своїми характеристиками може задовольняти вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 (випробування тип “ІА”). Конструктивний запас по силі струму становить 2, а запас по ємності акумуляторних батарей – 4. Електричний складник гальмівної системи може розглядатися в якості допоміжної гальмівної системи (системи сповільнення без гальм) під час проведення натурних випробувань.

За рівняннями, наведеними вище, можна визначити характер залежності показників, які характеризують процес електродинамічного гальмування на зтяжному спуску.

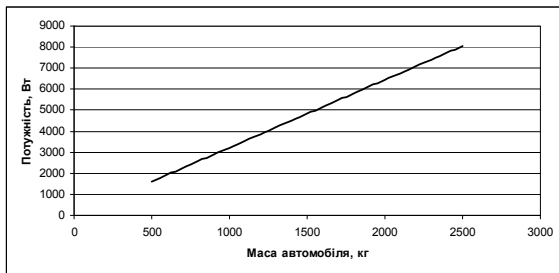


Рисунок 1 – Характер зміни потужності залежно від маси транспортного засобу під час електричного гальмування на зтяжному спуску

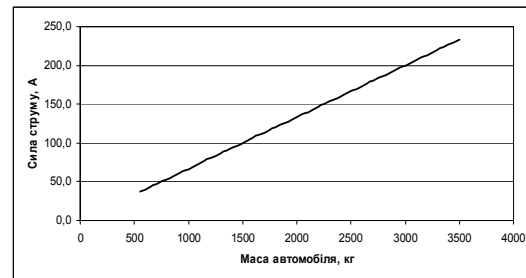


Рисунок 2 – Характер зміни сили струму залежно від маси транспортного засобу під час електричного гальмування на зтяжному спуску

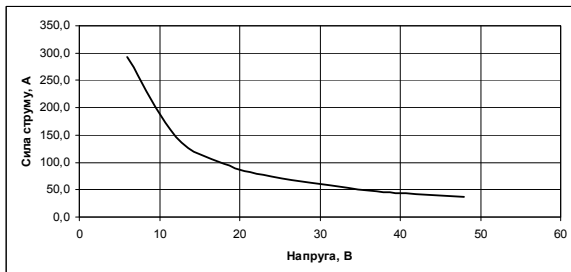


Рисунок 3 – Залежність сили струму від величини робочої напруги накопичувачів енергії під час електродинамічного гальмування на зтяжному спуску

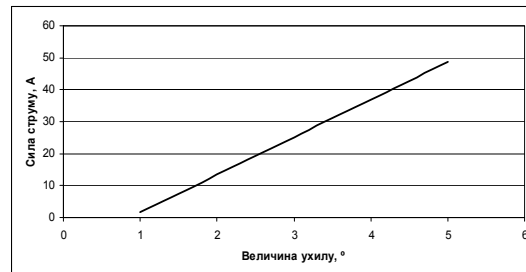


Рисунок 4 – Залежність сили струму від величини ухилу під час електродинамічного гальмування на зтяжному спуску

Як видно з рисунків 1 та 2 характер залежностей сили струму та потужності від маси транспортного засобу є ідентичним. Однак зважаючи на те, що під час електродинамічного гальмування, крім електродвигуна, який працює в режимі генератора, приймають участь накопичувачі енергії, електричні кабелі та інше устаткування, з точки зору електробезпеки, необхідно щоб параметри усіх зазначених систем перебували вище ліній графіків 1 та 2.

На рисунку 3 наведено зміну сили струму при різних величинах ухилів. З даного графіка видно, що для оцінювання гальмівних властивостей гібридного автомобіля на відповідність вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 достатнім є оцінювання за силою струму, однак з огляду на те, що у реальних умовах експлуатації ухил дороги може перевищувати 7%, і, відповідно сила струму буде збільшуватися на цих спусках, необхідно провести додаткові дослідження щодо встановлення величини запасу або коефіцієнту запасу по силі струму.

Оскільки сила струму напряму залежить від величини робочої напруги силової установки та накопичувачів енергії, на стадії проектування та конструювання, можна скористатися залежністю, наведеною на рисунку 4 для визначення та підбору оптимальних показників.

Таким чином за результатами дослідження можна встановити критерії для попередньої оцінки системи електродинамічного гальмування транспортного засобу стосовно її відповідності вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 в частині випробувань тип "ПА".

Під час попередньої оцінки, повинна бути встановлена відповідність наступних конструктивних показників транспортного засобу:

- потужність електродвигуна в режимі генератора;
- виконання електричних кабелів для роботи при розрахованій силі струму;
- виконання накопичувачів енергії для роботи при розрахованій силі струму;
- достатність ємності накопичувачів енергії.

Висновки. В результаті теоретичних досліджень:

- отримано рівняння руху транспортного засобу під час здійснення електричного гальмування на зтяжному спуску;
- досліджено вплив конструктивних показників транспортного засобу з гібридною силовою установкою на процес електродинамічного гальмування;
- проведено попередню оцінку відповідності макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою, виготовленого в Луцькому НТУ, вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 в частині випробувань тип “ІА”;
- визначено та обґрунтовано критерії попередньої оцінки відповідності автомобілів з гібридною силовою установкою, вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 в частині випробувань тип “ІА”.

Отримані результати можуть бути застосовані:

- для подальшого дослідження процесів електродинамічного гальмування транспортних засобів;
- для попередньої оцінки автомобілів вимогам Правил ЄЕК ООН № 13 в частині випробувань тип “ІА”, з метою встановлення можливості застосування електродинамічного гальмування в якості допоміжної гальмівної системи.

З метою оцінювання відповідності математичної моделі в подальшому необхідно провести гальмівні випробування тип “ІА” або “І” системи електродинамічного гальмування автомобіля на відповідність вимогам Правил ЄЕК ООН № 13.

Список літератури: 1. *Сітовський О.П., Дембіцький В.М.* Математичне моделювання процесу електричного гальмування макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою // Вісник СевНТУ. Вип. 135. – Севастополь: СевНТУ, 2012. С. 73 – 75. 2. *Дембіцький В.М.* Вибір компоновальної схеми гібридного автомобіля та визначення режимів його руху // Наукові нотатки. Вип. 37. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. С. 75 – 81. 3. *Іванов В.В.* Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие для механических специальностей вузов / [В. В. Иванов, В. А. Иларионов, М. М. Морин]. — М. : «Высшая школа», 1970. — 224 с. 4. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та O стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. - [Чинні від 14.01.2008]. – Женева.: Європейська Економічна Комісія Організації Об’єднаних націй, 2008. – 276 с.

Надійшла до редколегії 10.05.2013

УДК 629.3.017.5

Обґрунтування та вибір критеріїв оцінки процесу електродинамічного гальмування під час руху гібридного транспортного засобу на зтяжних спусках / Сітовський О. П., Дембіцький В. М. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 10–15. – Бібліогр.: 4 назв.

В результате проведенных исследований получено уравнение движения транспортного средства во время осуществления электрического торможения на зтяжном спуске, исследовано влияние конструктивных параметров транспортного средства с гибридной силовой установкой на процесс электродинамического торможения, определены и обоснованы критерии предварительной оценки соответствия автомобилей с гибридной силовой установкой, требованиям Правил ЕЭК ООН № 13 в части испытаний тип "ІА".

Ключевые слова: электродинамическое торможение, мощность, зтяжной спуск, энергия, сила тока.

The research resulted in an equation of motion of the vehicle at the time of the electric braking on a long downhill, investigated the influence of of design parameters of the vehicle with a hybrid propulsion system for electrodynamic braking process, identified and justified criteria for the preliminary assessment of conformity with the hybrid vehicle propulsion system, the requirements of Regulation number 13 in the type of test "ІА".
Keywords: electrodynamic braking, power, downhill, the energy, the power supply.

Keywords: electrodynamic braking, power, protracted lowering, energy, strength of current.

УДК 629.33:004.8

О. Я. НИКОНОВ, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;
А. И. СЕРЕДИНА, аспирант ХНАДУ

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА В АВТОМОБИЛЕ

В статье рассмотрены перспективы использования электрического привода в автомобиле. Описан комплексный подход к созданию информационно-коммуникационно-управляющей системы автомобиля на примере подсистемы парковочного автопилота.

Ключевые слова: электропривод, парковочный автопилот, блок управления, информационно-коммуникационно-управляющая система, автомобиль.

Введение. В настоящее время наблюдается интенсивное развитие и практическое использование электрического привода в системах и агрегатах автомобиля. Это стеклоочистители, электрозамки, электростеклоподъемники, вентиляторы системы кондиционирования и отопления салона (климат-контроль), электроусилитель рулевого механизма, а так же силовая установка (для электромобиля или гибридных автомобилей, где в качестве одной из силовых установок используется электродвигатель) и т.д. Актуальной является задача повышение энергоэффективности автомобильного электрического привода и объединение таких узлов и агрегатов как подсистем в рамках информационно-коммуникационно-управляющей системы всего автомобиля. Это позволит повысить надёжность, быстродействие, долговечность узлов и агрегатов автомобиля и самого автомобиля в целом.

Анализ основных достижений и литературы. Решению вышеописанной задачи посвящены работы многих исследователей [1-4]. Однако в этих источниках рассматриваются отдельные узлы и агрегаты автомобиля с электроприводом, т.е. отсутствует комплексный подход к созданию информационно-коммуникационно-управляющей системы автомобиля.

Цель исследования, постановка задачи. Целью работы является создание комплексного подхода к построению энергоэффективных автомобильных электрических приводов в рамках единой информационно-коммуникационно-управляющей системы на основе новейших информационных технологий, включающих в себя аппарат многослойных искусственных нейронных сетей, нечёткой логики и методов эволюционного моделирования. Использование информационно-коммуникационно-управляющей системы с единым информационным каналом позволит повысить эффективность создания, хранения, управления и обработки информации, уменьшить количество вспомогательных микроконтроллеров, датчиков, что в свою очередь позволит повысить надёжность, быстродействие, долговечность узлов и агрегатов автомобиля в целом.

Материалы и результаты исследований. Работу информационно-коммуникационно-управляющей системы рассмотрим на примере подсистемы парковочного автопилота фирмы Volkswagen. Парковочный автопилот фирмы Volkswagen оказывает активную помощь водителю при парковке автомобиля. Он разработан на базе парковочного ассистента, который помогает водителю оценить расстояние до других припаркованных автомобилей или до препятствий, используя ультразвуковые датчики и акустический предупредительный индикатор. Дальнейшим шагом в развитии ассистентов стало применение камеры заднего вида и Optical Parking

© О. Я. Никонов, А. И. Середина, 2013

System, которая не просто фиксирует, находится ли препятствие перед автомобилем или за ним, но и определяет его положение в зоне распознавания. Но при использовании всех этих систем процесс рулевого управления при парковке всё же осуществляется водителем. Они лишь помогают водителю в обзоре пространства вокруг автомобиля и оценке расстояния до препятствий. Парковочный автопилот осуществляет не только осмотр пространства вокруг автомобиля, но и самостоятельно поворачивает руль при парковке автомобиля задним ходом. Водителю остаётся только управление педалями акселератора, сцепления или тормоза. Однако в любой момент времени водитель может взять на себя контроль рулевого управления и прервать процесс автоматической парковки.

Оснащение автомобиля парковочным автопилотом требует наличия следующих технических предпосылок:

- 1) электромеханического усилителя рулевого управления;
- 2) тормозной системы с ESP.

Парковочный автопилот выполняет следующие функции:

1) функцию парковочного ассистента, называемую также системой контроля дистанции при парковке (PDC), который имеется и в автомобилях без парковочного автопилота;

2) функцию руления для активного процесса парковки.

При помощи ультразвуковых датчиков в передней и задней части автомобиля (по 4 датчика) система оценивает расстояние до объекта, находящегося перед автомобилем или за ним. Если автомобиль приближается к объекту на определённое расстояние, то раздаётся предупредительный акустический сигнал. Если установлен только парковочный ассистент, то регулирование функции PDC осуществляет блок управления парковочного ассистента J446. Как правило, он расположен в багажнике.

Для того чтобы при поиске свободного места для стоянки охватывать пространство сбоку автомобиля, парковочный автопилот, наряду с датчиками PDC, имеет дополнительно по одному ультразвуковому датчику в передней части кузова на каждой стороне автомобиля.

Рассмотрим компоненты системы и места их установки. Впервые парковочный автопилот был применён на автомобиле Touran 2007. Блок управления парковочного автопилота J791 находится в передней панели с левой стороны от рулевой колонки. Он обеспечивает работу системы контроля дистанции при парковке, а также выполнение функции руления при парковке; блок подключён к шине CAN-Привод. Если автомобиль оснащён парковочным автопилотом, то блок управления парковочного ассистента не устанавливается. Из-за разных компоновочных условий на различных типах автомобилей места установки компонентов системы, особенно блоков управления, могут быть различными.

Парковочный автопилот является примером взаимодействия различных систем автомобиля с использованием коммуникаций по шине CAN для выполнения комплексной функции, как, например, активного руления при парковке.

Наряду с парковочным автопилотом задействованы следующие подсистемы:

- 1) электромеханический усилитель рулевого управления;
- 2) тормозная система с ABS и ESP;
- 3) управление двигателем и коробкой передач;
- 4) электроника приборной панели и рулевой колонки;
- 5) система распознавания прицепа (при наличии);

Приведённый ниже рисунок (рис. 1) на примере этого автомобиля даёт представление о расположении деталей, которые необходимы для реализации парковочным автопилотом функций парковочного ассистента и активного руления при парковке.



Рисунок 1 – Схема расположения элементов парковочного автопилота

Наличие электромеханического усилителя рулевого управления является основным условием для установки парковочного автопилота, т.к. его электродвигатель является одним из основных исполнительных органов автопилота.

Эта система позволяет блоку управления парковочного автопилота производить активное и самостоятельное руление, используя для этого электрический привод усилителя рулевого управления.

Электромеханический усилитель рулевого управления является альтернативой гидравлическому усилителю рулевого управления. Он состоит из рулевого механизма с электродвигателем электрического усилителя рулевого управления, датчика момента поворота рулевого колеса и блока управления усилителя рулевого управления.

Отличительным признаком этого усилителя рулевого управления является наличие в механическом приводе рулевого механизма двух ведущих шестерён.

Блок управления электромеханического усилителя рулевого управления расположен непосредственно на электродвигателе, что позволяет избежать затрат на прокладку дополнительных проводов. Блок управления получает от датчика угла поворота рулевого колеса информацию о положении рулевого колеса и скорости, с которой водитель его поворачивает. Датчик передаёт данные непосредственно по шине CAN-Привод; этот сигнал также используется блоком управления ESP.

Усилитель рулевого управления начинает работать, когда водитель поворачивает рулевое колесо. Крутящий момент, развиваемый водителем, скручивает торсион в электромеханическом усилителе рулевого управления. При этом датчик момента рулевого управления подаёт сигнал на блок управления усилителя рулевого управления.

Параллельно с этим процессом и используя данные, поступающие от датчика угла поворота рулевого колеса, блок управления рассчитывает фактическое положение рулевого колеса и скорость, с которой водитель его поворачивает. На основании анализа всех поступивших данных блок управления определяет необходимый вспомогательный крутящий момент. На основании заданных характеристик блок управления подаёт управляющий сигнал на электродвигатель, который передаёт необходимый дополнительный момент через рулевой механизм на рулевые тяги.

Рассмотрим принцип работы парковочного автопилота.

Процесс парковки с использованием парковочного автопилота можно разделить на четыре этапа:

- 1) активирование парковочного автопилота;
- 2) поиск подходящего свободного места на стоянке;
- 3) парковка с использованием функции руления;
- 4) завершение процесса парковки.

Рассмотрим подробно каждый этап парковки с использованием парковочного автопилота.

1. Парковочный автопилот имеет функции парковочного ассистента и руления при парковке. Включение и выключение этих функций осуществляется двумя разными кнопками. Активная функция отображается на многофункциональном дисплее комбинации приборов, также загорается контрольная лампа в кнопке. Сначала водитель должен решить, будет ли он самостоятельно парковать автомобиль, пользуясь при этом системой контроля дистанции при парковке, или это сделает парковочный автопилот задним ходом, предоставив водителю управление только педалями акселератора, сцепления и тормоза. Далее водитель должен выбрать, будет ли он парковаться задним ходом к правой стороне дороги или же парковка будет произведена к левой

стороне дороги (например, при движении по улице с односторонним движением). Также имеется возможность самостоятельно припарковать автомобиль, а парковочный автопилот использовать лишь для поиска подходящего свободного места на парковке. В этом случае следует отключить систему по окончании цикла измерения.

2. Измерение размеров подходящего свободного места на парковке осуществляется при помощи ультразвуковых датчиков, расположенных по обеим сторонам автомобиля. Измерение проводит передний правый датчик парковочного автопилота (правая сторона автомобиля). Для проведения измерения свободного места на парковке скорость автомобиля не должна превышать 30 км/ч. На скорости от 30 до 45 км/ч датчики парковочного автопилота отключаются. В этом случае система переходит в режим Standdbu, поскольку считает, что процесс поиска прерван и будет продолжен в другом месте. При скорости движения выше 45 км/ч парковочный автопилот отключается полностью, при необходимости его следует активировать заново. Когда скорость движения становится ниже 30 км/ч, а расстояние до припаркованных автомобилей составляет от 0,5 до 1,5 м, парковочный автопилот начинает поиск подходящего места для парковки на правой стороне дороги. Результат измерения отображается на дисплее, в комбинации приборов появляется стилизованное изображение автомобиля и края дороги.

3. Водитель запускает процесс автоматической парковки следующим образом: на стоящем автомобиле он включает передачу заднего хода, нажимает на педаль акселератора и отпускает педаль тормоза. При этом водитель не должен поворачивать рулевое колесо. Соответствующая индикация на дисплее комбинации приборов указывает лишь на то, что включён режим автоматического руления, и водитель должен следить за обстановкой вокруг автомобиля, чтобы в случае опасности прервать процесс парковки или завершить его вручную.

Процесс парковки автомобиля задним ходом распределен блоком управления парковочного автопилота на пять этапов. Это необходимо потому, что система не имеет возможности непосредственного визуального контроля для реагирования на индивидуальное развитие процесса. Сначала колёса приводятся в положение прямолинейного движения, и автомобиль немного проезжает назад, как только водитель нажимает на педаль акселератора и отпускает педаль тормоза. Затем от блока управления парковочного автопилота на блок управления усилителя рулевого управления поступает сигнал о том, что колёса необходимо повернуть вправо. При этом автомобиль задним ходом въезжает в свободное место на парковке под углом к линии припаркованных автомобилей. Водитель должен следить за тем, чтобы скорость движения не превышала 7 км/ч. При превышении этого значения система автоматически прерывает процесс парковки. Используя данные о дистанции от ультразвуковых датчиков и сигналы, поступающие от датчика угла поворота рулевого колеса, парковочный автопилот контролирует положение автомобиля в свободном пространстве между припаркованными автомобилями и, руководствуясь записанными в память блока управления сегментами движения, определяет, с какого момента колёса необходимо вновь привести в положение прямолинейного движения, чтобы продолжить въезд на место для парковки. По окончании этого третьего этапа движения колёса поворачиваются влево (четвёртый этап) для того, чтобы автомобиль мог въехать на парковочное место. Автомобиль заезжает в свободное пространство и встаёт параллельно к проезжей части. При уменьшении расстояния до объекта за автомобилем до минимального безопасного значения раздаётся звуковой сигнал, как и при работе парковочного ассистента.

4. Если автомобиль припаркован не параллельно бордюру или стене, то парковочный автопилот распознаёт эту ситуацию. Теперь, при стоящем автомобиле, водитель должен выключить передачу заднего хода, подождать до тех пор, пока колёса установятся в положение прямо, и включить первую передачу. Теперь автомобиль должен проехать немного вперёд до тех пор, пока индикатор на дисплее не укажет на завершение процесса парковки.

Авторами разработана оригинальная структурная схема парковочного автопилота в рамках единой информационно-коммуникационно-управляющей системы автомобиля, позволяющая повысить эффективность создания, хранения, управления и обработки информации, уменьшить количество вспомогательных микроконтроллеров и датчиков. Проведено моделирование в среде Matlab и получены соответствующие результаты. На рис. 2 приведена структурная схема электродвигателя независимого возбуждения, представленного в виде реального интегрирующего звена с внутренней обратной связью. На рис. 3 представлены переходные процессы разработанной замкнутой системы с переменной структурой (законом управления) для оптимальных параметров регулятора. Величина перерегулирования $\varphi_{\sigma}(t)$ составила 0.4%.

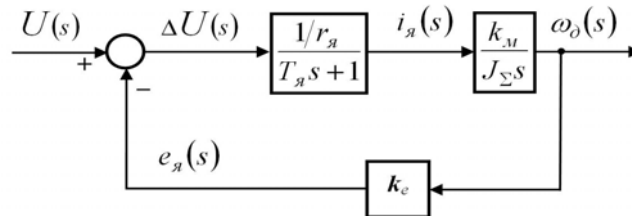


Рисунок 2 – Структурная схема электродвигателя независимого возбуждения

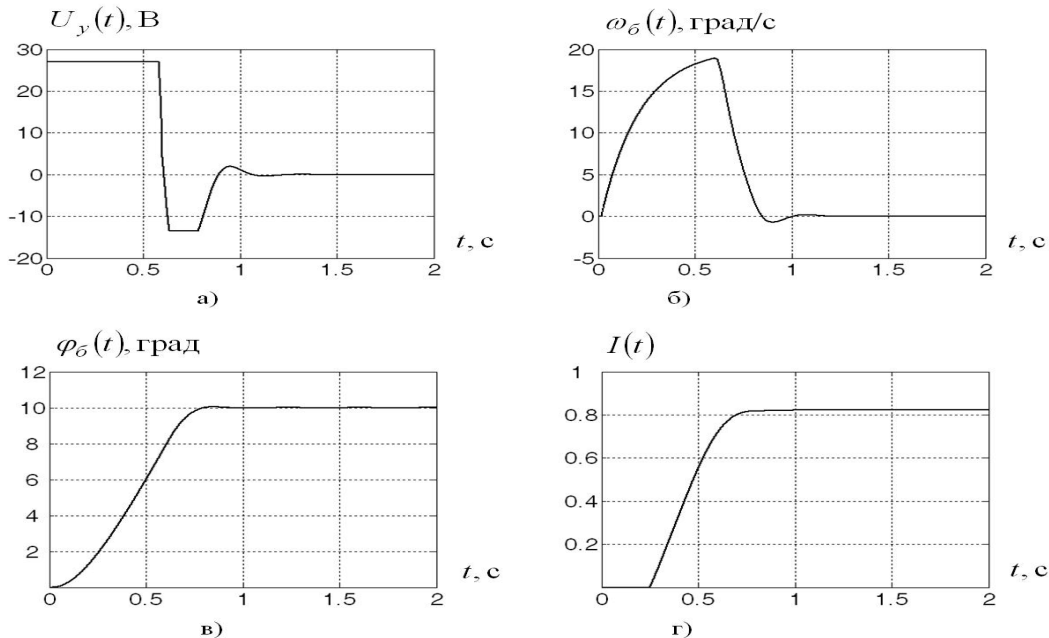


Рисунок 3 – Переходные процессы замкнутой системы с переменной структурой (законом управления) для оптимальных параметров регулятора: по напряжению управления $U_y(t)$ (а), угловой скорости $\omega_{\sigma}(t)$ (б), угла поворота $\varphi_{\sigma}(t)$ (в), целевой функции $I(t)$ (г)

Выводы. В работе исследованы перспективы использования электрического привода на автомобиле на примере подсистемы парковочного автопилота. Предварительные результаты исследований позволяют судить об эффективности использования электрического привода на автомобиле интегрированного в единую информационно-коммуникационно-управляющую систему. В перспективе планируется создание экспериментального стенда автомобильных электрических приводов и изучение особенностей их интеллектуального управления.

Список литературы: 1. Информационные технологии на автомобильном транспорте / [Власов В. М., Николаев В. Б., Постолит А. В. и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с. 2. Говорущенко Н. Я., Туренко А. Н. Системотехника транспорта. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 255 с. 3. Телематика на транспорте / П. Пржибыл, М. Свитек; под ред. В. В. Сильянова. – М.: МАДИ(ГТУ), 2003. – 540 с. 4. Алексієв В. О. Управління розвитком транспортних систем. Автоматика, телематика та мехатроніки на автомобільному транспорті. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 268 с.

Поступила в редколлегию 13.05.2013

УДК 629.33:004.8

Перспективы использования электрического привода в автомобиле / О. Я. Никонов, А. И. Середина // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 16–22. – Бібліогр.: 4 назв.

У статті розглянуто перспективи застосування електричного приводу в автомобілі. Описано комплексний підхід до створення інформаційно- комунікаційно-керуючої системи автомобіля на прикладі підсистеми паркувального автопілоту.

Ключові слова: електропривід, паркувальний автопілот, блок керування, інформаційно-комунікаційно-керуюча система, автомобіль.

The prospects for the use of electric drive in the car is considered. Integrated approach to the development of information-communication-control system on the example of the car parking autopilot subsystem is described.

Keywords: electric drive, parking autopilot, control unit, information-communication-operating system, car.

УДК 629.114.026

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

А. О. ОСТРОВЕРХ, ассистент НТУ «ХПИ»;

А. П. КОЖУШКО, магистр НТУ «ХПИ»

**АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА РАБОТЫ
БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ
ГИДРОАГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА
НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН**

Предложена структурная, кинематическая схема и математическая модель бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля на базе шасси КрАЗ-63221-02, при выполнении технологического режима работы подъема и опускания колонны труб.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, структурная, кинематическая, бесступенчатая.

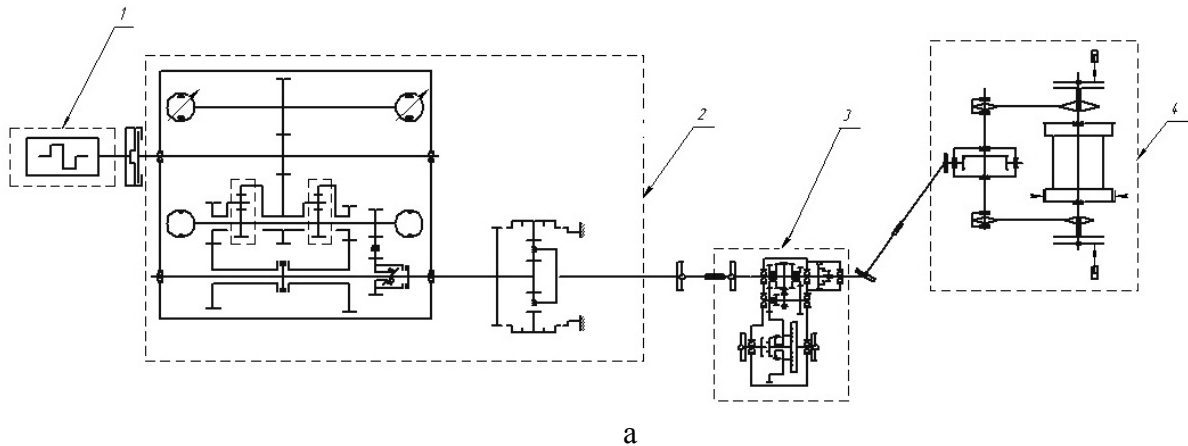
Введение. Тенденция увеличения стоимости нефти и газа в мире, ведет к разработкам новых месторождений на территории Украины, о чем свидетельствует энергетическая стратегия страны [1], что в свою очередь требует модернизации парка специализированных технических средств, для добычи, и ремонта нефтегазовых скважин.

Анализ последних достижений и публикаций. Наиболее трудоемкий процесс работы на устье скважины является спускоподъемная операция, выполняемая мобильными передвижными установками, которые также предназначены для освоения текущего и капитального ремонта нефтегазовых скважин [2]. На территории Украины машины такого типа выпускаются Харьковским заводом транспортного оборудования (ХЗТО) [3,4].

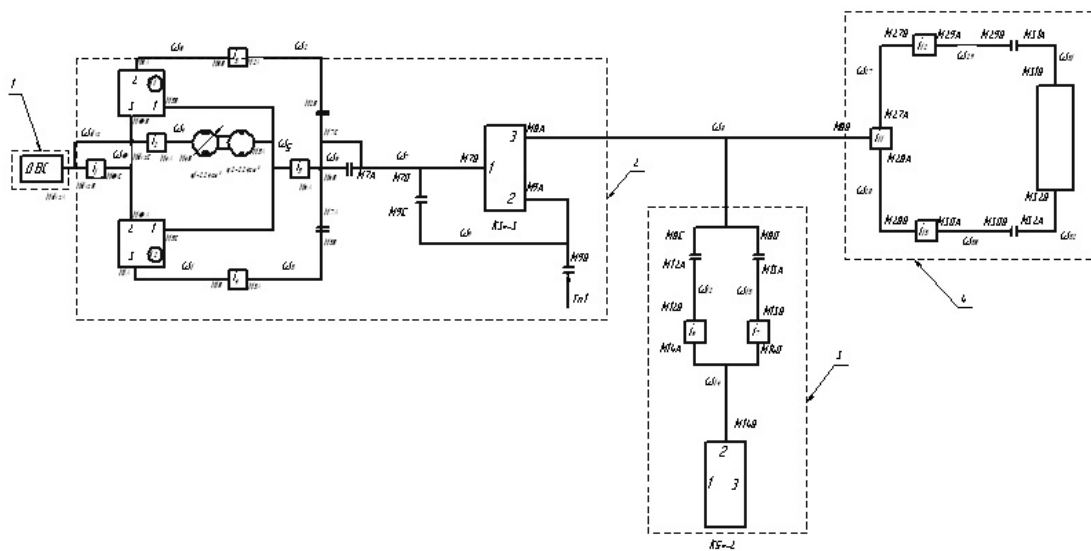
Цель и постановка задачи. Анализ технологического режима работы предлагаемой бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ) с использованием отечественных гидроагрегатов на машинах типа УПА.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Анализ механической трансмиссии мобильной установки типа УПА, показал, что установка в технологическом режиме работы имеет четыре диапазона, которые обеспечиваются ступенчатой механической трансмиссией. Авторами предлагается заменить механическую коробку передач автомобиля КрАЗ-63221-02, промежуточную опору и цилиндрический редуктор на бесступенчатую гидрообъемно-механическую коробку передач (ГОМКП) [5]. Преимущества гидрообъемно-механических коробок передач, это бесступенчатое регулирование скорости движения и силы тяги; повышение проходимости в результате непрерывного потока мощности.

Схема предлагаемой ГОМТ показана на рис.1.



а



б

Рисунок 1 – ГОМТ с использованием отечественной гидроаппаратуры:
 а – кинематическая схема; б – структурная схема;
 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМПК;
 3 – раздаточная коробка автомобиля КраЗ; 4 – лебедка;

При анализе предлагаемой ГОМТ была использована математическая модель двигателя ЯМЗ-238ДЕ с учетом его загруженности и подачи топлива [6], и математическая модель, двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий [7-10]. Математическая модель технологического режима подъема колонны труб описана уравнениями (1,2).

Система уравнений, угловых ускорений предлагаемой ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \dot{w}_{\Delta v_5} \cdot i_2 - \dot{w}_5 = 0; \quad \dot{w}_{\Delta v_5} \cdot i_1 - \dot{w}_0 = 0; \\
 \dot{w}_6 \cdot i_5 - \dot{w}_7 = 0; \quad \dot{w}_{\Delta v_5} \cdot i_2 - \dot{w}_5 = 0; \\
 \dot{w}_7 - \dot{w}_8 = 0; \quad \dot{w}_6 - k_1 \cdot \dot{w}_0 + (k_1 - 1) \cdot \dot{w}_1 = 0; \\
 \dot{w}_1 \cdot i_3 - \dot{w}_3 = 0; \\
 \dot{w}_3 - \dot{w}_8 = 0; \\
 \frac{d(-e_1 q_1 w_5 + e_2 q_2 w_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 w_5 - \frac{de_1}{dt} q_1 w_6 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\
 \dot{w}_8 - k_3 \cdot \dot{w}_9 + (k_3 - 1) \cdot \dot{w}_{10} = 0; \\
 \dot{w}_{10} \cdot i_{11} - \dot{w}_{27} = 0; \\
 \dot{w}_{10} \cdot i_{11} - \dot{w}_{28} = 0; \\
 \dot{w}_{27} \cdot i_{12} - \dot{w}_{29} = 0; \\
 \dot{w}_{28} \cdot i_{13} - \dot{w}_{30} = 0; \\
 \dot{w}_{29} - \dot{w}_{31} = 0; \\
 \dot{w}_{30} - \dot{w}_{32} = 0.
 \end{array} \right. \quad (1)$$

где \dot{w}_i – угловое ускорение звена, рад/с²;

ω_i – угловая скорость звена, рад/с;

i_j – передаточное отношение редуктора;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда

$$\left(\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = k = \pm \frac{Z_{\text{ср1}} \cdot Z_2}{Z_{\text{ср2}} \cdot Z_1} \right);$$

e_1, e_2 – относительные параметры регулирования гидронасоса и гидромотора;

q_1, q_2 – максимальная производительность гидромашин, м³/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно)

de/dt – закона управления параметром регулирования

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – угловые ускорения валов гидромашин;

ΔQ – потери рабочей жидкости [м³/с] в гидромашинах, вычисляются с учетом

знака перепада давления в ГОП $\left(\Delta Q = \Delta p \cdot \frac{k_y}{\nu} [2 + C_y (|\omega_1| + |\omega_2|)] \right)$

где Δp – перепад давления в рабочей жидкости между магистралями высокого и низкого давления [Па];

k_y, C_y – коэффициенты утечек ;

ν – динамическая вязкость рабочей жидкости [Па·с].

Соотношение силовых параметров ГОМТ:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{двzC}} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{5A} \cdot \omega_5)} &= 0; \\
 M_{6D} \cdot i_5 + M_{7A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{7A} \cdot \omega_7)} &= 0; \\
 M_{7B} + M_{8A} = 0; \quad M_{3B} + M_{8E} = 0; \\
 M_{\text{двzB}} \cdot i_1 + M_{0C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{0C} \cdot \omega_0)} &= 0; \\
 M_{\text{двzC}} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{5A} \cdot \omega_5)} &= 0; \\
 M_{6B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{6C} \cdot \omega_6)} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{2A} \cdot \omega_2)} + M_{0B} &= 0; \\
 M_{6B} \cdot k_1 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{6C} \cdot \omega_6)} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{2A} \cdot \omega_2)} &= 0; \\
 M_{1B} \cdot i_3 + M_{3A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{3A} \cdot \omega_3)} &= 0; \\
 M_{2B} \cdot i_4 + M_{4A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{4A} \cdot \omega_4)} &= 0; \\
 M_{4B} + M_{8C} = 0; \\
 M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sig}(\omega_{10}); \\
 M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sig}(\omega_{20}); \\
 M_{8B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{8B} \cdot \omega_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{9A} \cdot \omega_9)} + M_{10A} &= 0; \\
 M_{8B} \cdot k_3 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{8B} \cdot \omega_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{9A} \cdot \omega_9)} &= 0; \\
 M_{10D} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{10D} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} &= 0; \\
 M_{10D} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{10D} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} &= 0; \\
 M_{27B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{27B} \cdot \omega_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} &= 0; \\
 M_{28B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sig}(M_{28B} \cdot \omega_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} &= 0; \\
 M_{29B} + M_{31A} = 0; \\
 M_{30B} + M_{32A} = 0; \\
 M_{31B} + M_{8P} = 0; \\
 M_{32B} + M_{8P} = 0; \\
 M_{\text{двzA}} + M_{\text{двzB}} + M_{\text{двzC}} &= 0; \\
 M_{0B} + M_{0C} = 0; \\
 M_{3A} + M_{3B} = 0; \\
 M_{4A} + M_{4B} = 0; \\
 M_{5A} + M_{5B} = 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} + M_{6D} = 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} = 0; \\
 M_{8A} + M_{8C} + M_{8D} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \\
 M_{10A} + M_{10D} = 0; \\
 M_{27A} + M_{27B} = 0; \\
 M_{28A} + M_{28B} = 0; \\
 M_{29A} + M_{29B} = 0; \\
 M_{30A} + M_{30B} = 0; \\
 M_{31A} + M_{31B} = 0; \\
 M_{32A} + M_{32B} = 0;
 \end{aligned} \tag{2}$$

где M_d – момент двигателя Н·м;

M_i – моменты на входе и выходе редукторов, Н·м;

η_i – КПД редуктора;

η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце - сателлит и эпицикл - сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

Θ – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ($\Theta = 0$ – без учета потерь, $\Theta = -1$ с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – моменты потерь в гидромашинах, вычисляемые как функции параметров регулирования e , угловой скорости вала гидромашин ω , рабочего объема q и перепада давления Δp ;

T_{n1}, T_{n2} – параметр описывающий тормоз ($T=1$ – тормоз включен, $T=0$ – тормоз выключен).

Математическая модель лебедки описана следующим выражением:

$$I \cdot \varepsilon = M_{BP} - M_{сопр}, \quad (3)$$

где I – приведенный к валу барабана лебедки момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс;

ε – угловое замедление вала барабана лебедки;

M_{BP} – крутящий момент вала барабана лебедки;

$M_{сопр}$ – момент сопротивления при подъеме груза.

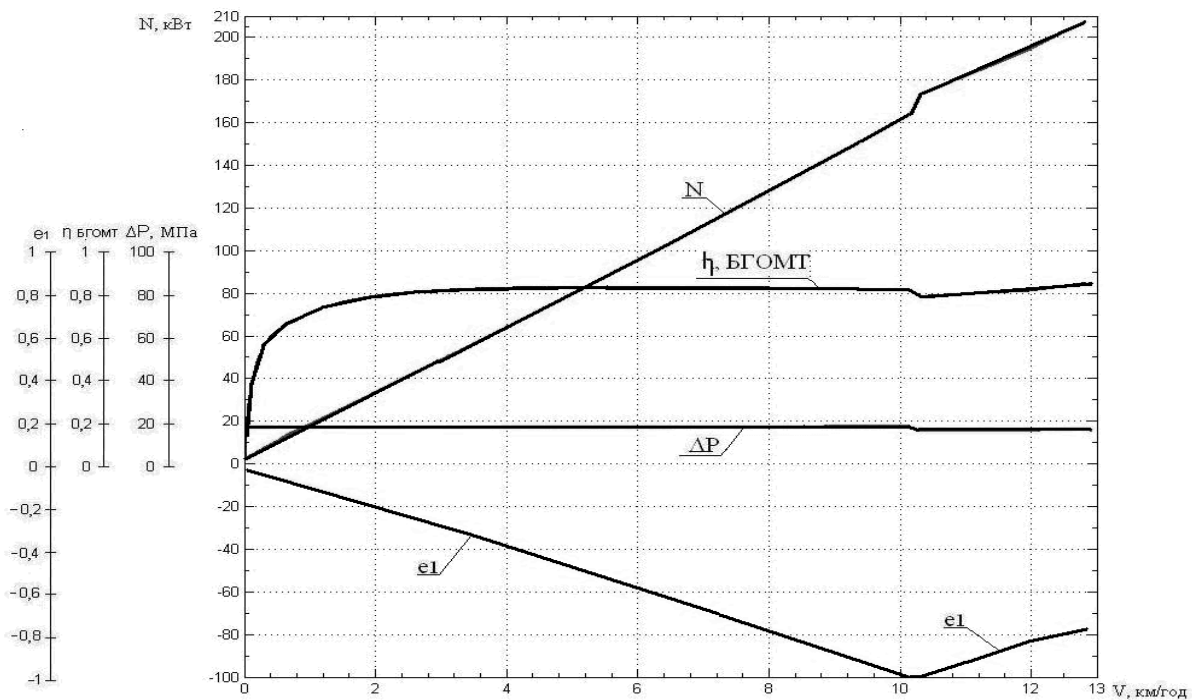
Результаты расчета системы уравнений (1-3) реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на рис.2, для технологического режима подъема колонны труб массой 20 и 100т.

В ходе анализа трансмиссии была составлена математическая модель технологического режима опускания колонны труб (4-5).

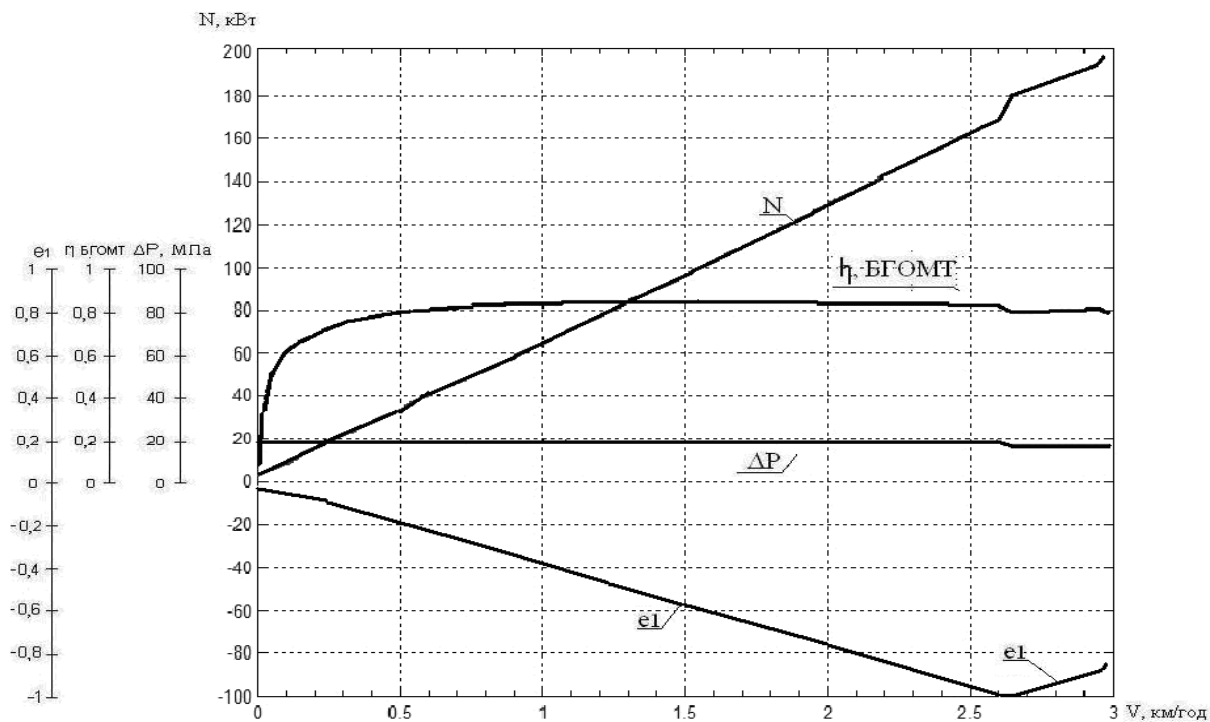
Результаты расчета системы уравнений (3-5) реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования Matlab/Simulink и показаны на рис.3, для технологического режима опускания колонны труб массой 20 и 100т.

Система уравнений, угловых ускорений предлагаемой ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{w}_{25} \cdot i_2 - \dot{w}_5 = 0; \\ \dot{w}_6 \cdot i_5 - \dot{w}_7 = 0; \\ \dot{w}_7 - \dot{w}_8 = 0; \\ \frac{d(-e_1 q_1 w_5 + e_2 q_2 w_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 w_5 - \frac{de_1}{dt} q_1 w_6 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\ \dot{w}_8 - k_3 \cdot \dot{w}_9 + (k_3 - 1) \cdot \dot{w}_{10} = 0; \\ \dot{w}_{10} \cdot i_{11} - \dot{w}_{27} = 0; \\ \dot{w}_{10} \cdot i_{11} - \dot{w}_{28} = 0; \\ \dot{w}_{27} \cdot i_{12} - \dot{w}_{29} = 0; \\ \dot{w}_{28} \cdot i_{13} - \dot{w}_{30} = 0; \\ \dot{w}_{29} - \dot{w}_{31} = 0; \\ \dot{w}_{30} - \dot{w}_{32} = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$

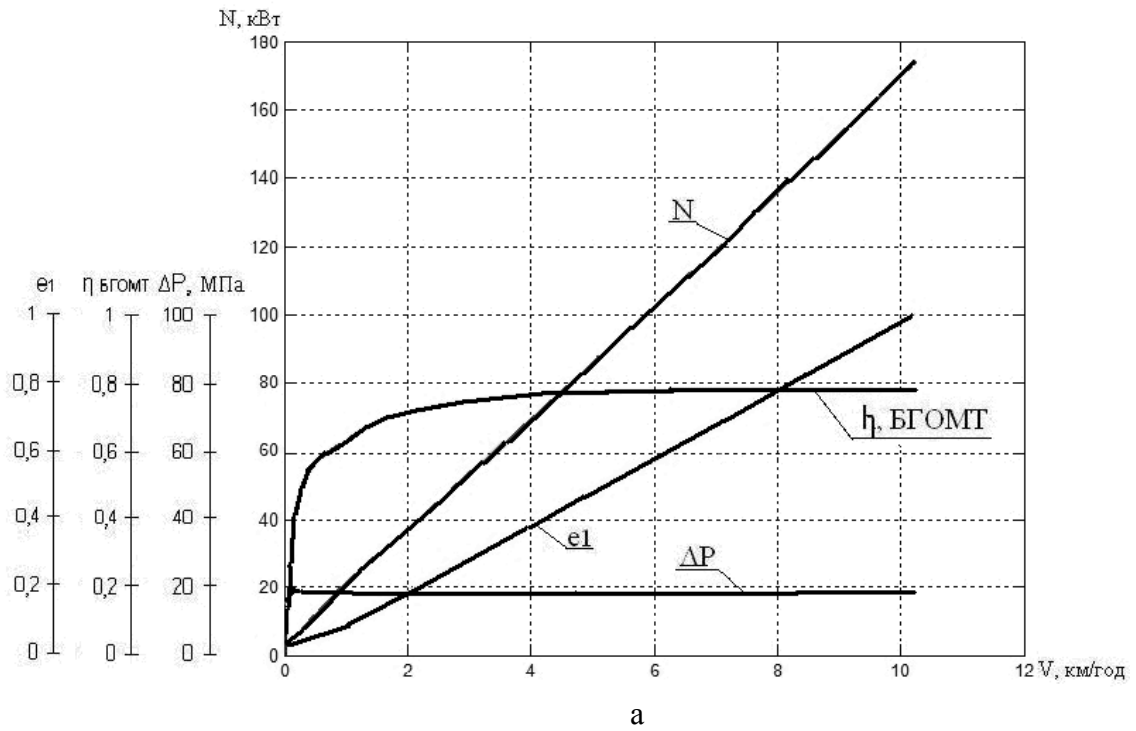


а

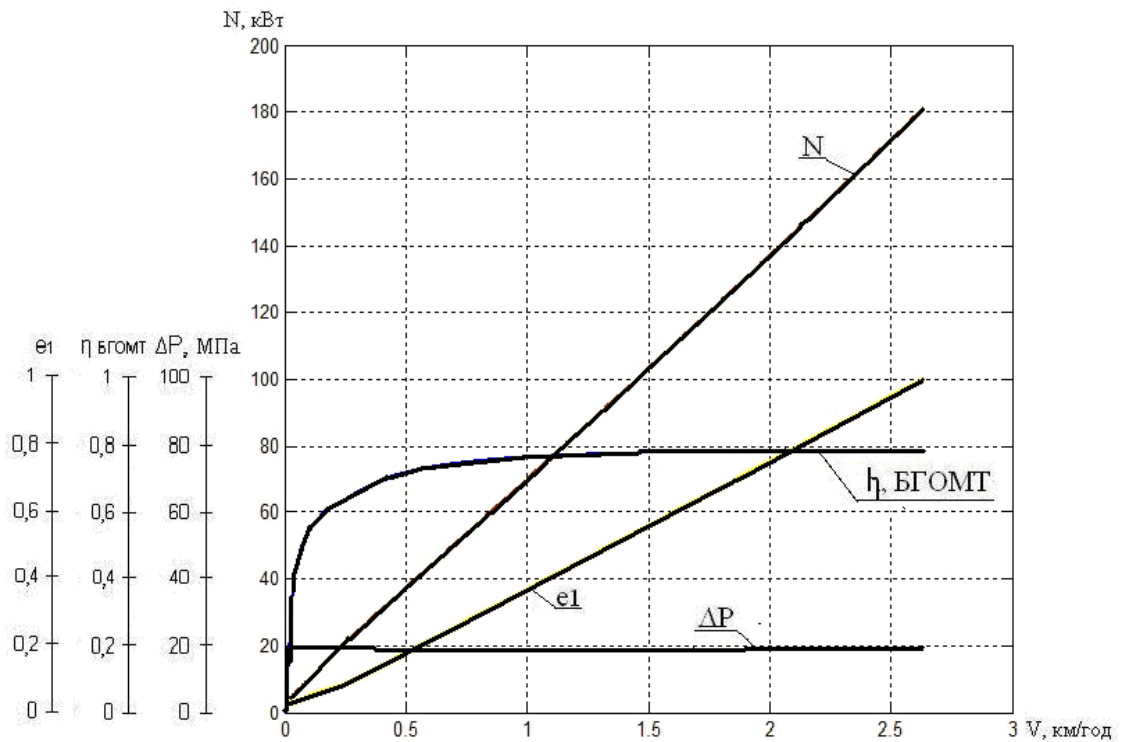


б

Рисунок 2 – Основные характеристики ГОМТ при технологическом режиме работы подъема труб:
 а – технологический режим подъема $m=20\text{т}$; б – технологический режим подъема $m=100\text{т}$; e_1, e_2 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии, N – мощность ДВС, dP – давление в гидросистеме



а



б

Рисунок 3 – Основные характеристики ГОМТ при технологическом режиме опускания труб:

а – технологический режим опускания $m=20$ т; б – технологический режим опускания $m=100$ т; e_1, e_2 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии, N – мощность ДВС, dP – давление в гидросистеме

Соотношение силовых параметров ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 M_{divC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{5A} \cdot w_5)} = 0; \\
 M_{6D} \cdot i_5 + M_{7A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7A} \cdot w_7)} = 0; \\
 M_{7B} + M_{8A} = 0; \\
 M_{6D} \cdot i_5 + M_{7A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7A} \cdot w_7)} = 0; \\
 M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(w_{10}); \\
 M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(w_{20}); \\
 M_{8B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8B} \cdot w_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot w_9)} + M_{10A} = 0; \\
 M_{8B} \cdot k_3 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8B} \cdot w_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot w_9)} = 0; \\
 M_{10D} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{10D} \cdot w_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} = 0; \\
 M_{10D} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{10D} \cdot w_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} = 0; \\
 M_{27B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{27B} \cdot w_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} = 0; \\
 M_{28B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{28B} \cdot w_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\
 M_{29B} + M_{31A} = 0; \\
 M_{30B} + M_{32A} = 0; \\
 M_{31B} + M_{BP} = 0; \\
 M_{32B} + M_{BP} = 0.
 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l}
 M_{divA} + M_{divC} = 0; \\
 M_{5A} + M_{5B} = 0; \\
 M_{6A} + M_{6D} = 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} = 0; \\
 M_{8A} + M_{8C} + M_{8D} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \\
 M_{10A} + M_{10D} = 0; \\
 M_{27A} + M_{27B} = 0; \\
 M_{28A} + M_{28B} = 0; \\
 M_{29A} + M_{29B} = 0; \\
 M_{30A} + M_{30B} = 0; \\
 M_{31A} + M_{31B} = 0; \\
 M_{32A} + M_{32B} = 0.
 \end{array} \right. \quad (5)$$

Выводы

1. Предложена принципиальная структурная и кинематическая схемы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля на базе шасси КраЗ-63221-02, которая обеспечивает бесступенчатое управление подъемом и опусканием труб на нефтегазовых скважинах
2. Разработана математическая модель бесступенчатой ГОМТ, которая реализована в пакете MATLAB/SIMULINK для технологического режима подъема и опускания труб массой 100т.
3. Предложенная бесступенчатая ГОМТ рекомендуется для использования на установках подъемных автомобильных типа УПА-80, УПА-100.

Список литературы: 1. Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. КМ Украины Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р. 2. Баграмов Р.А. / Буровые машины и комплексы – М.:”НЕДРА”,1988. – 501 с. 3. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 4. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 5. Самородов В.Б., Островерх А.О., Кожушко А.П. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вісник НТУ «ХПІ» «Автомобіле- та тракторобудування». – 2012. – № 60(966). – 105-111 с. 6. Ребров А.Ю., Коробка Т.А., Лахман С.В. Математическая

модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива // Вестник НТУ "ХПИ" "Транспортное машиностроение". – 2012. – № 19. – 31-36 с.

7. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. – 2000. – №47. – С.33-37.

8. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. – С.109-115.

9. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ.-185 с.

10. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с.

Поступила в редколлегию 13.05.2013

УДК 629.114.026

Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В. Б. Самородов, А. О. Островерх, А. П. Кожушко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 23–31. – Бібліогр.: 10 назв.

Запропонована структурна, кінематична схема і математична модель безступінчатої двохпотокової гидрообъемно-механічної трансмісії з використанням вітчизняних гідроагрегатів автомобіля на базі шасі КрАЗ-63221-02, при виконанні технологічного режиму роботи підйому і опускання колони труб.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, структурна, кінематична, безступінчата.

A flow, kinematics diagram and mathematical model of bezstupinchatoy double-flux is offered gidroob"emno-mechanical transmissions with the use of domestic hydroelectric generators of car on the base of undercarriage of KrAZ-63221-02, at implementation of the technological mode of operations of getting up and lowering of column of pipes.

Keywords: car, transmission, structural, kinematics, bezstupinchata

УДК 629.3+504

Ю. А. НЕЧИТАЙЛО, асистент ХНАДУ, Харьков

Т. О. БАЖИНОВА, студент ХНАДУ

ОЦІНКА РЕЖИМІВ РОБОТИ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

Запропоновано оцінку режимів роботи гібридної силової установки на прикладах реалізації гібридної трансмісії паралельного, послідовного та розподіленого типів.

Ключові слова: гібридний автомобіль, трансмісія, гібридна силова установка.

Введення. Наприкінці минулого сторіччя відродився інтерес до розвитку гібридних автомобілів, що стимулювало розвиток науково-дослідних робіт з вивчення трансмісій, здатних передавати крутний момент до ведучих коліс автомобіля від двох джерел енергії (так званих гібридних трансмісій). Були розроблені і виготовлені кілька дослідних зразків нових варіантів таких транспортних засобів, але тільки три з них отримали серійне виробництво.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Для поліпшення екології на вулицях міста у наш час використовуються автомобілі, що знижують викиди шкідливих речовин в атмосферу в порівнянні з існуючими автомобілями в 10...15 раз. Для цих автомобілів важливо мати крім двигуна внутрішнього згорання, також альтернативні силові установки. Використовуються такі силові установки: електродвигуни (вентилі двигуни), маховичні двигуни, пневмодвигуни та ін.. В якості джерел енергії використовують акумуляторні батареї, паливні елементи, суперконденсатори, високопровідні електромагніти і маховики [1 - 3].

Мета та постановка задачі. Метою цієї роботи є оцінка роботи гібридних силових установок за найбільш поширеними варіантами гібридних трансмісій – послідовною, паралельною та з розподілом потужності двигуна внутрішнього згорання.

Оцінка роботи основних видів гібридних трансмісій. Незважаючи на велику кількість варіантів побудови кінематичних схем гібридних трансмісій, всі вони повинні відповідати таким вимогам [1]:

- забезпечувати підсумовування крутного моменту від двох джерел енергії і передавати його на колеса транспортного засобу;
- забезпечувати розподіл потужності ДВС, частина якої передається передається через електричну гілку трансмісії, а інша через механічну гілку;
- забезпечувати рух транспортного засобу тільки на одному з двох джерел енергії;
- забезпечувати незалежне управління двома джерелами енергії;
- забезпечувати безступінчаста зміна передавального відношення трансмісії;
- забезпечувати регенерацію енергії гальмування транспортного засобу;
- мати відносно невеликі механічні та електричні втрати;
- забезпечувати надійність конструкції;
- мати просту конструкцію.

© Ю. А. Нечитайло, Т. О. Бажинова, 2013

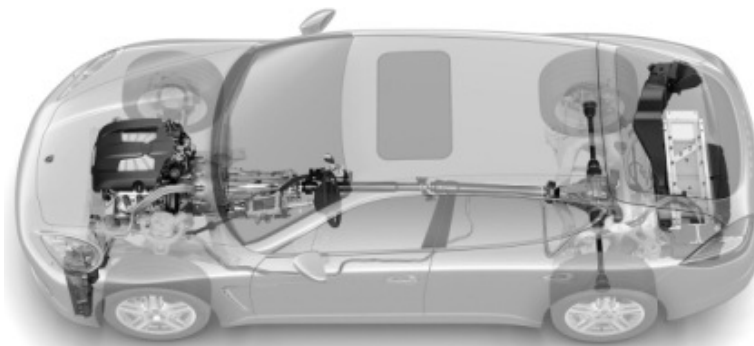


Рисунок 1 – Схема гібридної силової установки

Самим масовим гібридним автомобілем є Toyota Prius ('pri:əs, від лат. Prius означає «йде попереду»), який входить до десятку автомобілів, що змінили світ, за версією журналу Forbes. У 2012 р. у США почались продажі останньої модифікації моделі Prius Plug-in Hybrid, яка заряджається від стаціонарної електричної мережі. Підзарядка тягових високовольтних акумуляторних батарей відбувається від звичайної мережі (у США це 120 В) та займає 2,5...3 год., а від 240 В – всього 1,5 год.

Під підлогою багажного відділення гібридного автомобіля Prius Plug-in Hybrid розташована літій-іонна акумуляторна батарея ємністю 4,4 кВт·год. вагою 80 кг. Повного заряду акумуляторної батареї вистачає для подолання 25 км при швидкості до 100 км/год.

За розрахунками фахівців корпорації Toyota, витрата палива при належному заряді акумуляторної батареї буде еквівалентний 2,7 л на 100 км шляху. У попереднього Prius він складає близько 4,8 л на 100 км.

Базова вартість Prius Plug-in Hybrid у США складає \$ 32 000. В порівнянні, звичайний Prius оцінюється в \$ 23 520, а головний конкурент гібридний Chevrolet Volt – в \$ 32 780 [4].

У гібридних автомобілях завдяки підтримці електричної машини, характеристики двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) перебувають в області оптимальної роботи. Яка характеризується мінімальними викидами забруднюючих речовин та мінімальною питомою витратою палива. Цей ефект називається "зсув точки навантаження" [5].

Гібридна трансмісія (рис. 2) включає потужну електричну машину скомбіновану із ДВЗ, автоматичну коробку переключення передач (АКПП) та інші розподільники потужності [1].



Рисунок 2 – Гібридна трансмісія

Завдяки зчепленню між двигуном внутрішнього згоряння й електричною машиною можливе їх комбіноване використання за рахунок роз'єднання двох силових установок. ДВЗ запускається тільки при необхідності: або для руху, або для заряду акумуляторної батареї.

Система керування гібридною силовою установкою працює приблизно за таким алгоритмом:

- на початку руху діє тільки електричний двигун, який отримує живлення від накопичувачів електричної енергії (рис. 3);

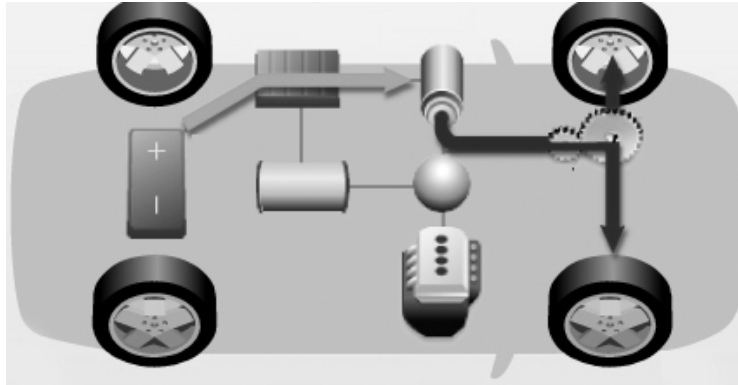


Рисунок 3 – Схема роботи гібридної силової установки на початку руху

- під час звичайного руху – бензиновий двигун;
- під час розгону – разом ДВЗ і електричний двигун;
- при зниженні швидкості – акумуляторна батарея заряджається за рахунок ДВЗ;
- при гальмуванні – акумуляторна батарея заряджається за рахунок рекуперації.

Існує безліч варіантів побудови гібридних трансмісій. Найбільш часто зустрічаються у відкритій літературі послідовні (рис. 4, а) і паралельні (рис. 4, б) варіанти. В даний час все більшого поширення набувають гібридні трансмісії з поділом потужності двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) (рис. 4, в). Головна перевага автомобілів з гібридною силовою установкою – зниження витрати пального та шкідливих вихлопів завдяки автоматичному управлінню (за допомогою бортового комп'ютера) режимом роботи двигунів: електричного та бензинового [6].

В автомобілі з послідовною гібридною трансмісією (рис. 4, а) потужність передається від ДВЗ на генератор далі до електродвигуна, який з'єднаний з провідними колесами. Між ДВЗ і провідними колесами відсутня пряма механічна зв'язок (ДВЗ і ведучі колеса - незалежні один від одного). Пара електродвигун-генератор, спільно з акумуляторами, являють собою електричну трансмісію, яка забезпечує безступінчатий зміна передавального відношення і регулювання потужності між ДВЗ і провідними колесами. У цьому випадку відбувається подвійне перетворення енергії ДВЗ: механічної в електричну і назад. Кожне перетворення призводить до втрати в середньому 10%; потужності [7]. Таким чином, ККД трансмісії в цьому випадку може бути не більше 81%. Крім того, максимальна потужність, принаймні, однієї електричної машини повинна відповідати максимальній потужності ДВЗ. Ця умова приводить до збільшення габаритів і ваги трансмісії. З цих причин послідовні варіанти побудови гібридної трансмісії використовуються головним чином для комерційних транспортних засобів, що працюють в режимі "stop-and-go".

В автомобілі з паралельною гібридною трансмісією (рис. 4, б) електродвигун розташовується паралельно звичайною механічною трансмісії. Електрична машина може бути об'єднана з ДВЗ, трансмісією або просто бути сполучена з відомим валом. У цьому випадку існує два незалежних потоку потужності. Регулювання передавального відношення здійснюється за допомогою механічної коробки передач, а регулювання потужності за допомогою електромотора. Оскільки є прямий механічний зв'язок між ДВЗ і провідними колесами, то частоти їх обертання є залежними один від одного. Паралельні гібридні трансмісії добре себе зарекомендували при русі по магістралі, але виявилися непридатними з економічних міркувань для міських умов руху. Жорстка зв'язок частот обертання ДВЗ і ведучих коліс вимагає в цьому випадку використання в складі трансмісії варіатора [7].

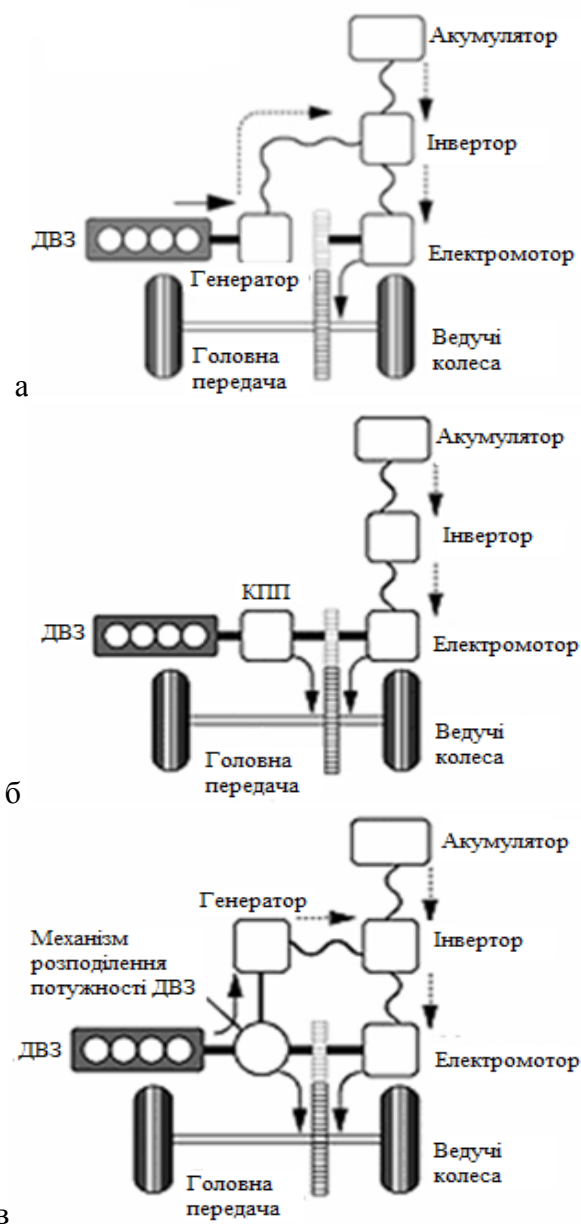


Рисунок 4 – Схеми концепцій створення гібридних автомобілів:
а – послідовна; б - паралельна; в – з розподілом потужності

Крім того, паралельна гібридна трансмісія вносить додатковий внесок у вартість транспортного засобу, що може значно перекрыти прибуток від економії палива, отриманої в процесі всього життєвого циклу транспортного засобу. Прості варіанти паралельного побудови гібридної трансмісії використовуються, головним чином, для систем, в яких потужність, що проходить через електричну частину трансмісії, не перевищує 15% потужності ДВЗ [7].

Гібридна трансмісія з розподілом потужності (рис. 4, в) є іншим найбільш перспективним варіантом побудови гібридної трансмісії, яка з недавнього часу користується підвищеною увагою з боку розробників трансмісій. Слід зазначити, що в цьому випадку для поділу потоку потужності ДВЗ в даний час використовуються як прості планетарні ряди, так і складні планетарні механізми.

Головна перевага гібридних силових установок – їх економна експлуатація – баланс між технічними показниками автомобіля і потужністю силової установки. Основний недолік гібридних автомобілів – це складність та вартість силової установки, яка об'єднує два джерела механічної енергії: ДВЗ та електричний двигун, для живлення якого використовуються високовольтні акумуляторні батареї або суперконденсатори.

Висновки

1. Визначена концепція створення екологічно чистих дорожніх транспортних засобів з урахуванням вартості серійного автомобіля.
2. Проведено дослідження сучасних та перспективних рішень побудови екологічно чистих дорожніх транспортних засобів.

Список літератури: 1. *Бажинов О.В.* Гібридні автомобілі / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, А.В. Гнатов, А.В. Колесніков. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с. 2. *Бажинов А.В.* Концепция создания экологически чистого автомобиля / А.В. Бажинов, О.П. Смирнов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2006. – №7. – С. 15–19. 3. *Смирнов О.П.* Характерні режими роботи гібридної силової установки автомобіля / О.П. Смирнов, В.І. Калмиков // Автомобільний транспорт : сб. научн. тр. – Харьков: РИО ХНАДУ. – 2006. – Вип.18. – С. 13–15. 4. *Смирнов О.П.* Шляхи вдосконалення гібридних силових установок автомобілів / О.П. Смирнов, О.І. Репницький // Вестник ХНАДУ. – 2010. – № 49. – С. 26–28 5. *Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г.* Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: К "Арістей", 2006. – 292 с. 6. *Gregory A. Schultz, Lung-Wen Tsai, Naritomo Higuchi, Ivan C. Tong,* "Development of a Novel Parallel Hybrid Transmission", SAE International, 2001. Paper Number:2001-01-0875.. 7. *Xiaolan Ai, Scott Anderson* "An Electro-Mechanical Infinitely Variable Transmission for Hybrid Electric Vehicles", SAE International, 2005. Paper Number: 2005-01-0281.

Поступила в редколлегию 29.04.2013

УДК 629.3+504

Оцінка режимів роботи гібридних силових установок / Ю. А. Нечитайло, Т. О. Бажинова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 32–36. – Бібліогр.: 7 назв.

Предложена оценка режимов работы гибридной силовой установки на примерах реализации гибридной трансмиссии параллельного, последовательного и распределенного типов.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, трансмиссия, гибридная силовая установка

The assessment of operating modes of the hybrid power plant on examples of realization of hybrid transmission of the parallel, consecutive and distributed types is offered.

Key words: hybrid car, transmission, hybrid power plant

УДК 621.187

Ю. А. КУЛИКОВ, докт. техн. наук, проф. ВНУ им. В. Даля, Луганск;
А. Г. АЖИППО, с.н.с. ВНУ им. В. Даля;
Т. А. ОРОБЦОВ, асп. ВНУ им. В. Даля

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОРЕБРЕНИЯ ТРУБ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Приводятся результаты исследований, направленных на определение рациональных параметров оребрения труб малого диаметра теплообменных аппаратов для вязких жидкостей. Выбраны значения параметров трапециевидного оребрения, изготовленного методом накатки, при которых эффективность теплоотдачи достигает значений $E_p=0,96...0,98$.

Ключевые слова: оребренная труба, диаметр оребрения, шаг оребрения, средняя толщина ребра, эффективность, критерий, интервал варьирования.

Вступление. Процесс течения вязкой жидкости при поперечном омывании пучка оребренных труб сопровождается конвективным теплообменом различной степени эффективности, поскольку теплоотдача от ребер и неоребренной поверхности различна. Ожидаемая эффективность теплоотдачи оребренной поверхности, изготовленной по технологии ВНИИМетМаша (метод накатки трапециевидных ребер на гладкой трубчатой заготовке) находится в диапазоне $0,96...0,98$ [1, 2]. Известные методики расчета [3, 4] не дают возможности достаточно точно определить теплоотдачу данного вида поверхности и, таким образом, расчетным путем оптимизировать ее параметры. Указанные обстоятельства обуславливают необходимость применения для этой цели метода математического планирования.

Основные достижения предшествующих исследований. Важнейшими факторами, определяющими эффективность теплоотдачи оребренной поверхности с низкими ребрами, являются диаметр оребрения d_{op} , толщина основания ребра δ_1 и шаг оребрения t_p . Предшествующие исследования показали, что для создания компактных теплообменных аппаратов для вязких жидкостей (топливоподогревателей и маслоохладителей) указанные параметры должны находится в следующих диапазонах: $d_{op}=10,22...13,8$ мм; $\delta_1=0,5...0,6$ мм; $t_p=1,6...2$ мм [5].

В литературе [6] указывается на влияние средней толщины ребра δ_{cp} на эффективность теплоотдачи и, следовательно, средняя толщина ребра приобретает важное значение.

На рис.1 приведены расчетные зависимости, оценивающие влияние высоты ребра и средней толщины ребра на эффективность теплоотдачи.

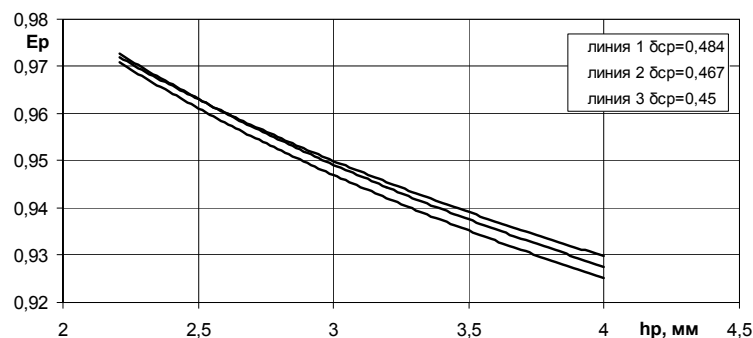


Рисунок 1 – Эффективность теплоотдачи оребренной поверхности в зависимости от параметров оребрения

© Ю. А. Куликов, А. Г. Ажиппо, Т. А. Оробцов, 2013

Как видно из рис.1 что при уменьшении высоты ребра h_p от 4 мм до 2,2 мм эффективность теплоотдачи E_p возрастает то 0,93 до 0,97. Известно [7] что с увеличением толщины ребра увеличивается коэффициент теплоотдачи что подтверждается характером зависимостей представленных выше.

Задача исследования. Определение на основе экспериментальных данных рациональных значений выше указанных геометрических параметров оребрения трубы при которых эффективность теплоотдачи оребренной поверхности достигает максимальных значений.

Материалы исследования. Вычислительная работа по определению рациональных геометрических параметров оребрения существенно упрощается [8], если применить математическое планирование эксперимента, т.е. нормировать факторы Φ планирования. При этом исследуемая область изменения параметра разбивается на k участков (принимая $k=2$, т.е. будем осуществлять трехфакторное трехуровневое планирование) и введем относительные безразмерные факторы влияния x , равные

$$x_i = \frac{\Phi_i - \Phi_n}{\Delta\Phi_i},$$

где $\Delta\Phi_i = (\Phi_{i_{max}} - \Phi_{i_{min}})/2$ – интервал варьирования;

$\Phi_{i_{max}}, \Phi_{i_{min}}$ - соответственно максимальное и минимальное значения фактора.

При этом начальным (нулевым) значением варьируемого параметра, как обычно, выбираем его среднюю величину

$$\Phi_n = (\Phi_{i_{max}} + \Phi_{i_{min}})/2.$$

Для аппроксимации неизвестных зависимостей удобно пользоваться полиномами. В данном случае неизвестную зависимость принимаем в виде уравнения регрессии - многочлена второй степени

$$E_p = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{33} \cdot x_3^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{23} \cdot x_2 \cdot x_3,$$

где x_1 - диаметр оребрения d_{op} ;

x_2 - шаг оребрения t_p ;

x_3 - средняя толщина ребра δ_{cp} .

При этом выбор опытных точек основан на ортогональном планировании равноотстоящих узлов. Данная особенность планирования позволяет заранее вычислить векторы, состоящие из целых чисел, при помощи которых можно легко найти коэффициенты регрессии.

Согласно планам, приведенным в табл. 1 фиксировались три уровня каждого из факторов:

- $x_{imin}=-1$, соответствующий нижнему пределу варьирования i -того независимого параметра;
- $x_{in}=0$ – середине интервала варьирования;
- $x_{imax}=+1$ – верхнему пределу.

Таблица 1 - Матрица планирования эксперимента и его результаты для пучков оребренных труб

Факторы влияния (независимые параметры)				Экспериментальная функция отклика	Результаты расчета
Уровни варьирования	d _{оп} , мм	t _р , мм	δ _{ср} , мм	Y _n	F _n
Нулевой уровень	12	1,8	0,467		
Интервал варьирования	1,8	0,2	0,017		
Верхний уровень	13,8	2	0,484		
Нижний уровень	10,2	1,6	0,45		
№ опыта	x ₁	x ₂	x ₃		
1	+1	+1	+1	0,942	0,939267
2	+1	+1	-1	0,939	0,943367
3	+1	-1	+1	0,931	0,933367
4	+1	-1	-1	0,935	0,935467
5	-1	+1	+1	0,978	0,977667
6	-1	+1	-1	0,983	0,980767
7	-1	-1	+1	0,979	0,974767
8	-1	-1	-1	0,973	0,975867
9	0	0	0	0,959	0,960067
10	+1	0	0	0,941	0,936533
11	-1	0	0	0,972	0,975933
12	0	+1	0	0,964	0,964933
13	0	-1	0	0,961	0,959533
14	0	0	+1	0,953	0,957933
15	0	0	-1	0,966	0,960533

Значения неизвестных коэффициентов уравнения регрессии a_{ij} получены по формуле [8]

$$a_{ij} = \frac{\sum_{n=1}^{15} F_n b_{ijn}}{C_{ij}},$$

где значения F_n приведены в табл. 1, а b_{ijn} и C_{ij} приведены в табл. 2.

Кроме плана экспериментов представленного ниже в табл. 2 приведены также результаты испытаний по определению эффективности ребра.

Таблица 2 - Данные для вычисления коэффициентов уравнения регрессии

№ опыта	a ₀	a ₁	a ₂	a ₃	a ₁₁	a ₂₂	a ₃₃	a ₁₂	a ₁₃	a ₂₃
	c _{ij}									
	45	10	10	10	18	18	18	8	8	8
	b _{ijn}									
1	-2	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
2	-2	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1
3	-2	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1
4	-2	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	+1
5	-2	-1	-	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+1
6	-2	-1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1
7	-2	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1
8	-2	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1
9	13	0	-1	0	-2	-2	-2	0	0	0
10	8	1	0	0	+5	-4	-4	0	0	0
11	8	-1	0	0	+5	-4	-4	0	0	0
12	8	0	0	0	-4	5	-4	0	0	0
13	8	0	+1	0	-4	5	-4	0	0	0
14	8	0	-1	+1	-4	-4	5	0	0	0
15	8	0	0	-1	-4	-4	5	0	0	0

Проверка коэффициентов регрессии на статистическую значимость проводилась сравнением их абсолютных величин с соответствующими доверительными интервалами, при этом коэффициент a_{ij} является статистически значимым с заданной доверительной вероятностью P при выполнении условия [8, 9,10]

$$|a_{ij}| \geq \Delta a_{ij}.$$

Для определения доверительного интервала использовалось известное соотношение

$$\Delta a_{ij} = \pm t_{\alpha N} \cdot S\{a_{ij}\},$$

где $t_{\alpha N}$ - критерий Стьюдента, табулированный в зависимости от степени риска α и числа проведенных опытов N ;

$$S\{a_{ij}\} = S\{y\} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N \sum_{u=1}^n (y_{ku} - \bar{y}_k)^2}{N \cdot (n-1)}} \quad - \text{ середнеквадратическая ошибка при}$$

определении коэффициента регрессии a_{ij} (ошибка опытов);

u – текущий индекс эксперимента в k -ом опыте при числе экспериментов $n \geq 2$ и числе опытов N ;

y_{ku} – значение определяемого параметра в u -ом эксперименте k -го опыта;

\bar{y}_k – среднее значение определяемого параметра в k -ом опыте.

Результаты исследований. Анализ зависимости, оценивающей эффективность теплоотдачи оребренной поверхности представленной в виде уравнения регрессии (1) показал, что при изменении диаметра оребрения в наибольшей степени эффективность теплоотдачи оребренной поверхности зависит от шага оребрения (рис. 2, 3 и 4).

$$\begin{aligned} E_p = & 0,96007 - 0,0197 \cdot x_1 + 0,0027 \cdot x_2 - 0,0013 \cdot x_3 - \\ & - 0,00383 \cdot x_1^2 + 0,00217 \cdot x_2^2 - 0,00087 \cdot x_3^2 + \\ & + 0,00075 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,00025 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,0005 \cdot x_2 \cdot x_3. \end{aligned} \quad (1)$$

После проверки коэффициентов уравнения регрессии на значимость [9, 10] окончательно получено следующее уравнение

$$\begin{aligned} E_p = & 0,96007 - 0,0197 \cdot x_1 + 0,0027 \cdot x_2 - 0,0013 \cdot x_3 - \\ & - 0,00383 \cdot x_1^2 + 0,00217 \cdot x_2^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Установлено также, что уменьшение диаметра оребрения, увеличение толщины ребра и увеличения шага оребрения приводит к увеличению эффективности теплоотдачи оребренной поверхности.

Величина эффективности теплоотдачи оребренной поверхности при изменении указанных выше факторов влияния в исследованных диапазонах возрастала от 0,9334 до 0,9807 (см. рис. 2, 3 и 4).

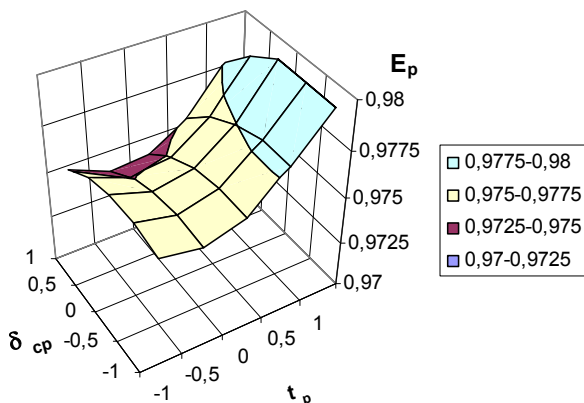


Рисунок 2 - Зависимость эффективности теплоотдачи оребренной поверхности для диаметра $d_{op}=10,22$ мм от шага оребрения и средней толщины ребра

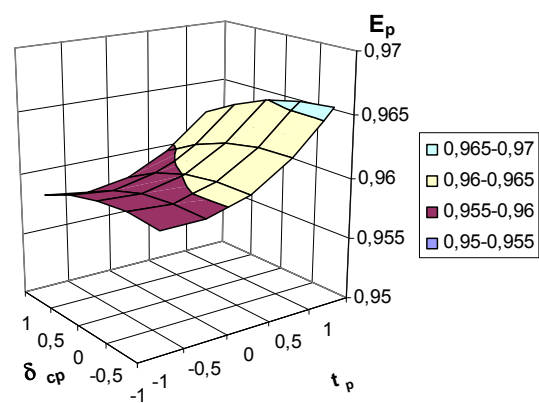


Рисунок 3 - Зависимость эффективности теплоотдачи оребренной поверхности для диаметра $d_{op}=12$ мм от шага оребрения и средней толщины ребра

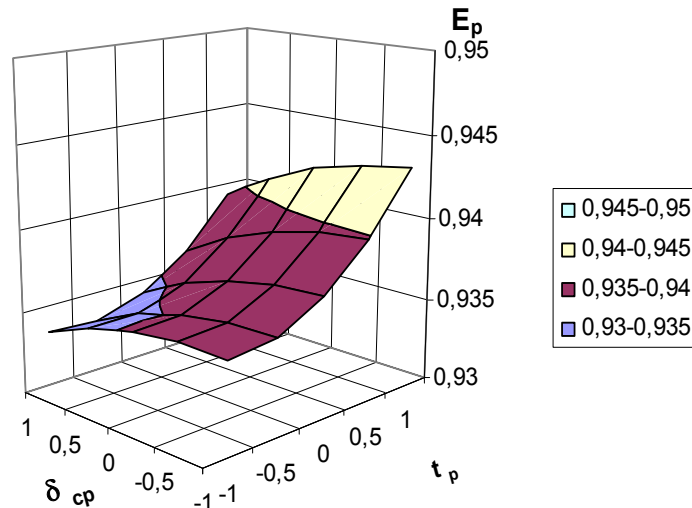


Рисунок 4 - Зависимость эффективности теплоотдачи оребренной поверхности для диаметра $d_{op}=13,8$ мм от шага оребрения и средней толщины ребра

Значение эффективности теплоотдачи оребренной поверхности $E_p=0,9807$ достигается при следующих значениях факторов влияния: $d_{op}=10,22$ мм, $t_p=2$ мм и $\delta_{cp}=0,467$ мм.

Максимальная погрешность определения эффективности оребренной поверхности не превышала $\pm 0,6\%$ при доверительной вероятности $P=0,95$.

Таким образом, полученное уравнение регрессии адекватно опытными данным.

Выводы: Анализ проведенных исследований позволил выбрать рациональные геометрические параметры оребрения: высоту ребра (диаметр оребрения); среднюю толщину ребра и шаг оребрения. Получена зависимость в виде уравнения регрессии для численной оценки влияния параметров оребрения на эффективность теплоотдачи.

Список литературы: 1. Куликов Ю.А., Ажиппо А.В., Гончаров А.В., Быкадоров В.В., Оробцов Т.А. (под ред. проф., д.т.н. Куликова Ю.А.). Компактные теплообменники из пучков труб с винтовым оребрением для транспортных машин. – Луганск: Издательство «Елтон - 2», 2011. – 201с. иллюстр. 2. Трубы ребристые, изготовленные методом накатки. – М.: ВНИИМетМаш, 1962. 3. Кузнецов Е. Ф. Маслоохладители из труб с низкими спиральными ребрами / Е. Ф. Кузнецов, Р. И. Мин, И. Е. Шахнович // Энергомашиностроение. – 1965. – № 11. 4. Охладители водомасляные. Методы расчета: [Проект руководящего технического материала]. – Л.: ЦНИДИ, 1981. – 102 с. 5. Куликов Ю. А. Выбор рациональных параметров оребренной трубы для теплообменных аппаратов вязких жидкостей ДВС транспортных машин / Куликов Ю. А., Гончаров А. В., Ажиппо А. Г., Оробцов Т. А. // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 99 – 102. 6. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – [изд. 2-е, стереотип]. – М.: Энергия, 1977. – 342 с. 7. Куликов Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Куликов Ю. А. –

М.: Машиностроение, 1988. – 280 с. **8.** Рафалес – Ламарка Э.Э Инструкция по планированию эксперимента. - Луганск: УКРНИИУглеобогащение, 1969. – 120 с. **9.** Основы научных исследований / Крутов В.И., Грушко И.М., Попов В.В., Савельев А.Я., Сумароков Л.Н./ Ред. В.И. Крутова. – М.: "Высшая школа", 1989. – 400 с. **10.** Завадский Ю.В. Планирование эксперимента в задачах автомобильного транспорта. Учебное пособие. М., МАДИ, 1978. 156с.

Поступила в редколлегию 10.05.2013

УДК 621.187

Выбор рациональных параметров оребрения труб теплообменных аппаратов для вязких жидкостей / Ю. А. Куликов, А. Г. Ажиппо, Т. А. Оробцов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 37–43. – Бібліогр.: 9 назв.

Наведено результати досліджень, скерованих на визначення раціональних параметрів оребрення труб малого діаметру теплообмінних апаратів для в'язких рідин. Вибрані значення параметрів трапецеїдного оребрення, виготовленого методом накатки, при яких ефективність тепловіддачі досягає значень $Er=0,96\dots0,98$.

Ключові слова: оребрена труба, діаметр оребрення, крок оребрення, середня товщина ребра, ефективність, критерій, інтервал варіювання.

Happen to the results of the studies directed on determination rational parameter rib tubes of the small diameter heat exchanger device for viscous liquids. They Are Chose importances parameter trapezoid rib made by wear down method, under which efficiency heatexchanger reaches importance $Er=0,96\dots0,98$.

Keywords: rib tube, rib diameter, step rib, average thickness rib, efficiency, criterion, interval of variation.

УДК 629.017

М. В. ДЯЧУК, к.т.н., доцент кафедри ЕРМ ДВНЗ "ПДАБА", Дніпропетровськ.

РОЗРОБКА ІМІТАЦІЙНО-ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ МОДУЛЯТОРУ ABS ПНЕВМАТИЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Розглядаються питання побудови динамічної моделі пневматичного модулятора засобами середовищ імітаційного моделювання Simulink/Simscape. Запропоновано моделі мембранного та електромагнітного клапанів, виконано тестування функціональності модулятора та його робочого процесу.

Ключові слова: модулятор ABS, електромагнітний клапан.

Актуальність. Інтенсивний розвиток графічних мов програмування на основі структурного принципу створив умови та засоби реалізації ідей вчених та інженерів з мінімальними витратами часу на, власне, програмування та вивчення мови. Привабливість такого підходу полягає як у якісному структурно-ієрархічному візуальному сприйнятті, так і можливості подальших уніфікації, параметризації, компіляції програмних кодів блок-функцій, а головне - використання у SIL та HL рівнях моделювання, що дозволяє мінімізувати час та похибки розробки вузла або системи. Таким чином, складання бібліотек з прикладних задач на основі базових блоків є важливою стратегією розвитку інжинірингу.

Вочевидь, сучасні тенденції розвитку конструкції транспортних засобів (ТЗ) - кібернетизація та інтелектуалізація. Науковий інтерес у сьогоденні зміщується у напрямку розробки алгоритмів функціонування та контролю систем ТЗ, що дозволяє створювати мехатронні системи. Таким чином, задля точного опису та побудови законів керування необхідні високоточні моделі складових елементів конструкції, що разом із системами імітаційного моделювання встановлять інструмент дослідження. Отже, актуальність полягає, насамперед, у розвитку системного методу розробки сучасних мехатронних систем.

Постановка задачі. Системи ABS/ESP становлять найважливішу складову активної безпеки сучасних вантажних ТЗ, [1], де основним елементом є модулятор з електромагнітними клапанами. Задачами дослідження є розробка механічної, пневматичної, магнітної та електричної складових модулятора, інтеграція їх в один функціональний вузол та подальше тестування у середовищі Simulink/Simscape, [2].

Припущення. Основні припущення стосуються механічної частини, де використовуються лінійні пружно-дисипативні елементи, та пневматичної частини, в якій термальні порти блоків законсервовано адіабатною системою. Останнє не обов'язкове, але дозволяє скоротити теплову задачу там, де це не призводить до суттєвого погіршення якості розрахунків.

Основна частина. Розглянемо формування основної моделі. На рис. 1 надано структурно-ієрархічну імітаційно-фізичну модель системи з пневматичних та електричних контурів, до якої інтегровано модулятор ABS. Блоки 1 (лінійне зростання) та 2 (обмежувач) забезпечують форму вхідного сигналу, який після конвертору 3 стає фізичним керуючим сигналом. Блок 4 генерує пневматичний надлишковий тиск відносно атмосферного (блок 5); через пневмопровід 7 стисле повітря подається до входу I (Inlet) маскованого блоку пневматичного модулятора 8. Відведення модульованого сигналу здійснюється з порту O (Outlet) через блок 9 імітації гнучкого пневмопроводу до пневматичної камери постійного об'єму 10, що ідеалізовано

© М. В. Дячук, 2013

адиабатним резервуаром через блок 11. Пневматичний сенсор 12 дозволяє вимірювати надлишковий тиск та через блок 14 конвертувати його як безрозмірний сигнал на осцилоскоп 15.

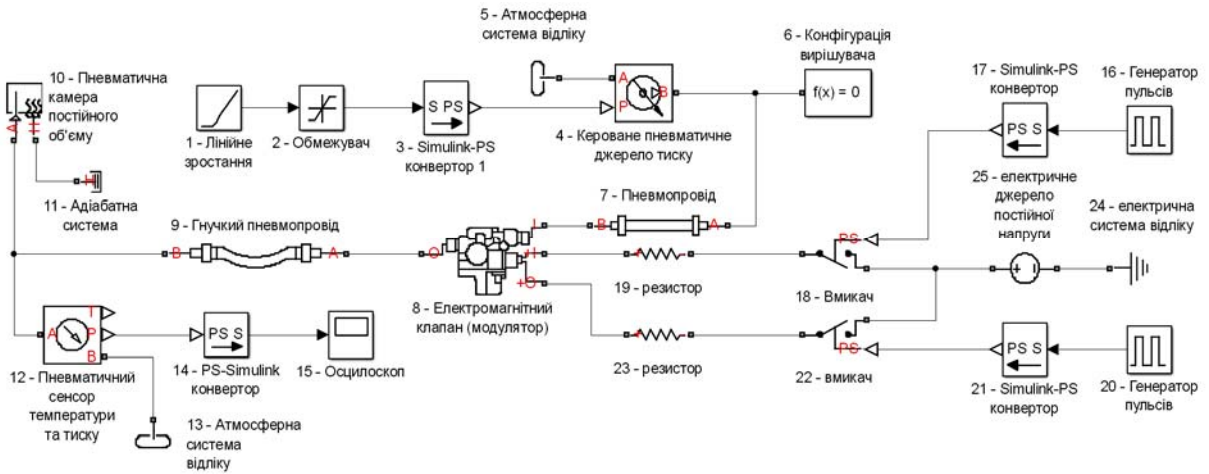


Рисунок 1 - Simulink/Simscape модель функціонування модулятора

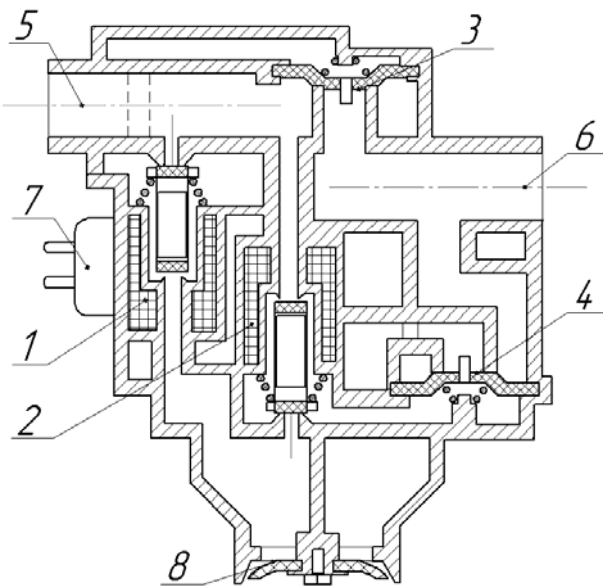


Рисунок 2 – Загальний вид модулятора ABS WABCO [1]: 1, 2 - електромагнітний клапан; 3, 4 - мембранний клапан; 5 - впускний отвір; 6 - випускний отвір (до камери); 7 - електричний конектор; 8 - випуск в атмосферу

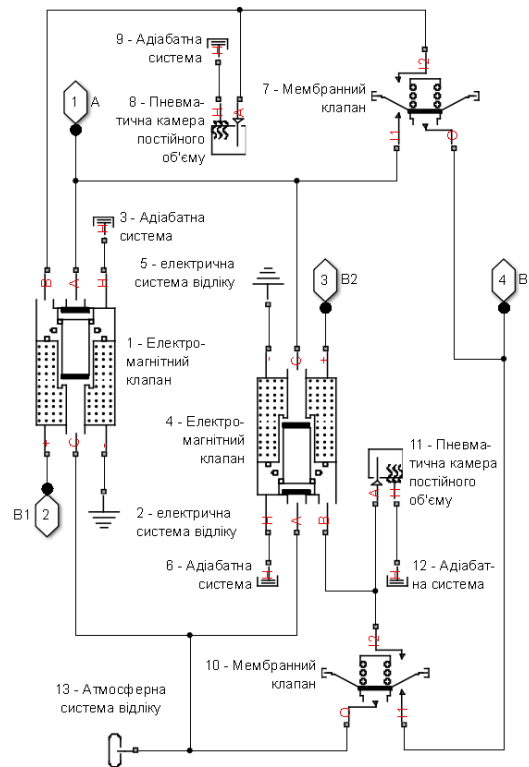


Рисунок 3 – Simscape модель модулятора під маскою (поз. 8, рис. 1)

Активація модулятора у режимі модуляції здійснюється двома електромагнітними клапанами. Відповідні електричні порти на блоці 8 модулятора: +I (input) - впускного та +O (output) - випускного клапанів. Замість інтелектуальної

частини задля формування керуючих сигналів використовуються генератори пульсів 16 та 20, які після конверторів 17 та 21 видають фізичний сигнал значенням 0 або 1. Ідеальні вмикачі 18 та 22 замикають та розмикають електричні кола відповідно до логічного значення керуючого сигналу. Живлення здійснюється через джерело постійної напруги 25, а обмеження струму забезпечується резисторами 19 та 23. Блок 24 дозволяє організувати передачу струму через "масу".

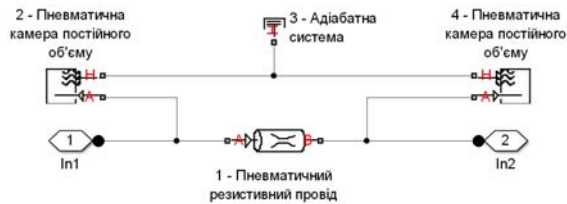


Рисунок 4 – Simscape модель пневмопроводів під маскою (поз. 7, 9, рис. 2)

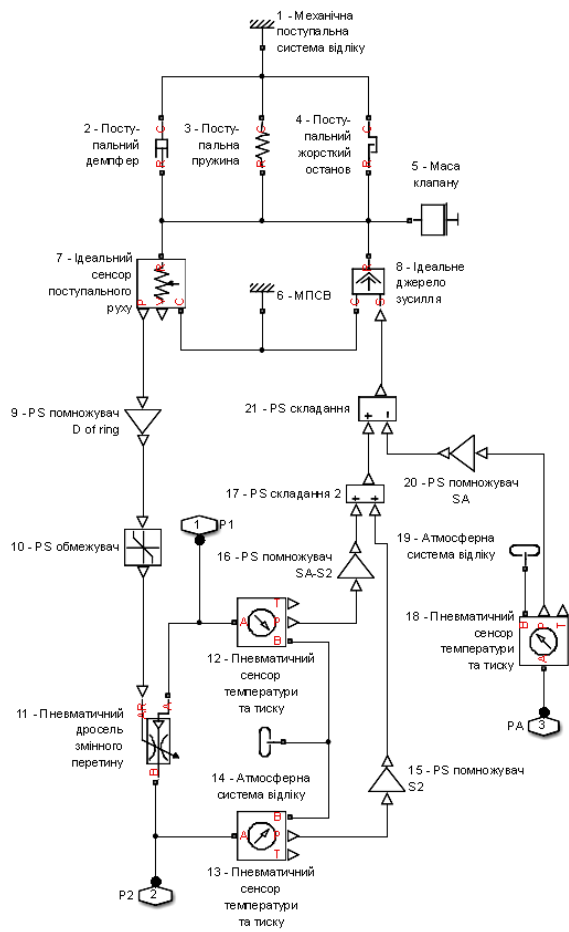


Рисунок 5 – Simscape модель мембранного клапану під маскою (поз. 7, 10, рис. 3)

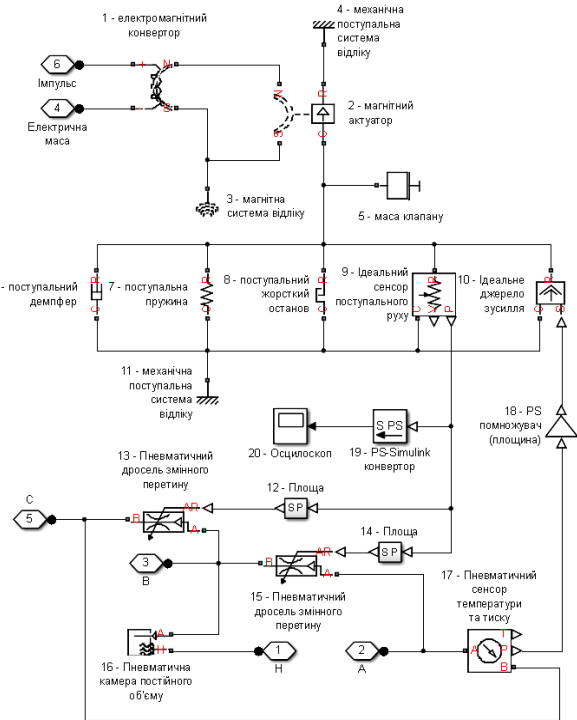


Рисунок 6 – Simscape модель електромагнітного пневматичного клапану під маскою (поз. 1, 4, рис. 3)

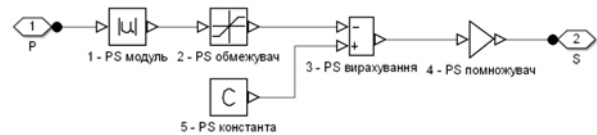


Рисунок 7 – Simscape модель змінної площини перетину дроселю під маскою (поз. 12, рис. 5)



Рисунок 8 – Simscape модель змінної площини перетину дроселю під маскою (поз. 14, рис. 5)

Далі розглянемо формування модулятора 8 (рис. 1) під маскою як підсистему

(рис. 3). У якості об'єкту моделювання обрано модулятор ABS WABCO (рис. 2) як найбільш поширений на закордонних вантажних ТЗ, [1]. Власне, модулятор (рис. 3) складається з двох електромагнітних клапанів 1 та 4, двох мембранних клапанів 7 та 10, пневматичних каналів, об'єми яких компенсуються пневматичними камерами 8 та 11, з'єднаними тепловими портами з адіабатними системами 9 та 12. Випускання повітря здійснюється через блок атмосферної системи 13. Конектори підсистеми **A** та **B** - пневматичні, **B1** та **B2** - електричні "+". Елементи 1, 4, 7, 10 є складними і також виконані підсистемами.

На рис. 5 детально розвернуто модель мембранного клапану (поз. 7, 10, рис. 3). Механічну частину клапану утворюють пружно-дисипативні елементи 2-3, жорсткий останок 4 обмеження руху клапану, маса 5, та бази механічної поступальної системи 1 і 6. Переміщення клапану фіксується сенсором поступального руху 7 та помножується на довжину кільцевого каналу 9. Таким чином утворюється змінна величина перетину пневматичного дроселя 11, яка обмежується елементом 10. Сенсори 12 та 13 видають значення тиску до (конектор **P1**) та після (конектор **P2**) дроселю, що діють на відповідні площини 16 та 15 мембрани клапану та в виді сил сумуються у елементі складання 17; ці сили діють у напрямку відкривання клапану. З іншого боку мембрани також діє тиск, керований електромагнітним клапаном. Сенсор 18 фіксує тиск з конектору **PA**, який на площині 20 породжує силу, що намагається притиснути клапан до сідла. Різні за знаком сили сумуються у елементі 21, який задає значення на генератор 8 зусилля.

Розглянемо блок 1 - електромагнітний клапан на рис. 3. Розвернутий вид під його маскою надано на рис. 6. Магнітні компоненти представлені блоками 2 - магнітного виконавчого пристрою, 3 - магнітного середовища та електромагнітного конвертору 1, на полюси якого подається модульована напруга (конектори "імпульс" та "електрична маса"). Механічна частина складається з поступальних систем відліку 4 та 10, маси 5 клапану, пружно-дисипативних елементів 7 та 6, поступального жорсткого останку 8, сенсору поступального руху 9 та генератору сили 10. Пневматична частина складається з двох дроселів змінного перетину: 15 - впускний, 13 - випускний, - керовані площинами перетенів 14 та 12 відповідно. Пневматична камера 16 компенсує об'єм каналів. Сенсор 17 визначає диференціальний тиск на рухливий клапан та передає сигнал до помножувача 18 - активну площину клапану. Подальше значення сили передається на джерело 10.

Розрахунки змінних площин дроселів (рис. 6) представлені на рис. 7, 8.

Результати моделювання. Виконаємо приклади роботи модулятора у режимі модуляції. Для відображення широкого спектру можливостей модуляції застосуємо різні рівні значення тиску та частоти пульсів (рис. 9). Перший режим: надлишковий тиск на вході в пневматичну систему - 7 атм, період пульсів - 0,2 с, ширина пульсу - 20 % від періоду; другий режим: надлишковий тиск на вході в пневматичну систему - 4,5 атм, період пульсів - 0,1 с, ширина пульсу - 30 % від періоду; другий режим: надлишковий тиск на вході в пневматичну систему - 3 атм, період пульсів - 0,05 с, ширина пульсу - 40 % від періоду; затримка спрацювання модулятора для всіх випадків - 0,5 с.

Висновки. Завданням цієї частини дослідження було встановлення працеспроможності моделі модулятора у широкому спектрі початкових умов, стійкості режиму та відтворення характеру зміни тиску відповідно законам пневматики. Деталізація моделі модулятора дозволяє налаштувати її за багатьма параметрами, узгоджено з конкретними конструктивними особливостями.

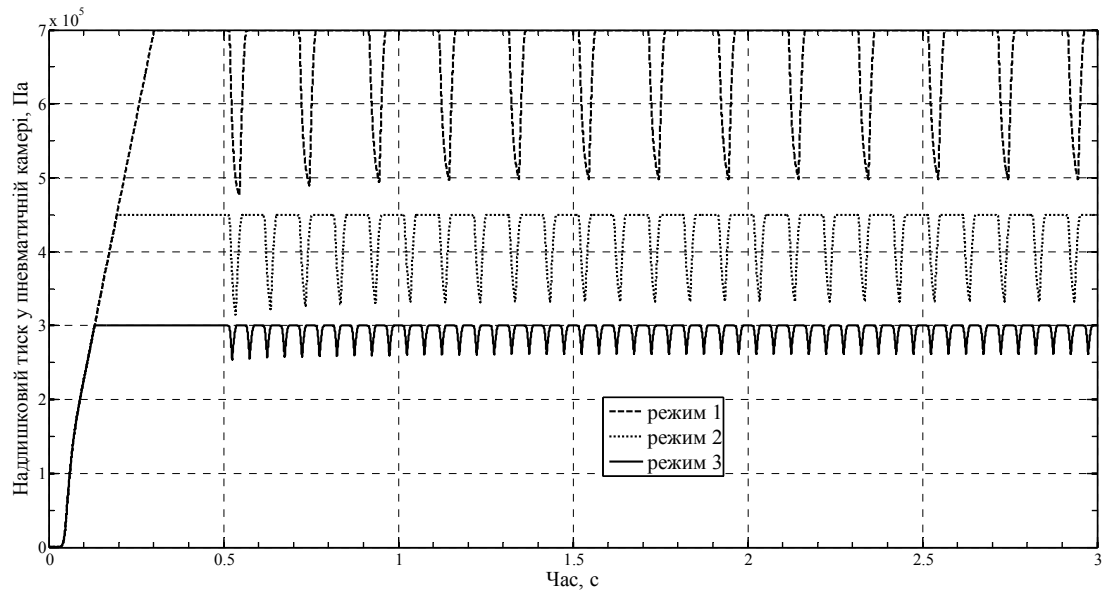


Рисунок 9 – Результат моделювання робочого процесу моделі модулятора

Численність вихідних параметрів не дозволяє відобразити їх у статті, тому представлено лише один вихідний параметр (тиск) функціонування моделі модулятора. Загалом, результат даного етапу дослідження - якісна оцінка складеної моделі. Основна мета розробки - перспектива інтеграції моделей гальмівних апаратів EBS з логічними контролерами, що дасть можливість створювати алгоритми керування та прототипи мехатронних систем ТЗ.

Список літератури: 1. Продукция компании WABCO. [Електронний ресурс]. – 2012. - Режим доступу: <http://wabco-auto.com>. 2. Simscape examples. [Електронний ресурс]. – 2013. - Режим доступу: <http://www.mathworks.com/help/physmod/simscape/examples/index.html>.

Надійшла до редколегії 14.05.2013

УДК 629.017

Розробка імітаційно-фізичної моделі модулятора ABS пневматичної гальмівної системи вантажних автомобілів / М. В. Дячук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 44–48. – Бібліогр.: 2 назв.

Рассматриваются вопросы построения динамической модели пневматического модулятора средствами среды имитационного моделирования Simulink/Simscape. Предложены модели мембранного и электромагнитного клапанов, выполнено тестирование функциональности модулятора и его рабочего процесса.

Ключевые слова: модулятор ABS, электромагнитный клапан.

The questions of dynamics model creation of pneumatic modulator by means of Simulink/Simscape simulation environment are considered. Models of membrane and electromagnetic valves are offered, testing of functionality of the modulator and its working process is executed.

Keywords: ABS modulator, electromagnetic valve.

УДК 629.113.014.5

О. С. ЛИХОДІЙ, асистент кафедри ЕРМ ДВНЗ «ПДАБА», Дніпропетровськ**ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КЕРМОВИХ ТРАПЕЦІЙ КЕРОВАНИХ ОСЕЙ НАПІВПРИЧЕПА**

В статті розглянуті питання вибору оптимальних конструктивних параметрів кермових трапецій для керованих осей напівпричепа. Представлені геометричні залежності кінематики кермової трапеції, цільові функції оптимізації, результати розрахунків.

Ключові слова: напівпричіп з керованими осями, кермова трапеція, оптимізація.

Вступ. Використання керованих коліс напівпричепа у порівнянні з класичним варіантом має значні переваги, [1], та приводить до покращення безпеки руху, зменшення енергетичних втрат. Привод до керованих коліс для здійснення їх повороту організується через кермову трапецію або через безпосередню дію на кожне колесо гідроциліндрами. Параметри кермового приводу (кермової трапеції) впливають на керованість автопоїзда, а відповідно, на безпеку руху. Труднощі при проектуванні кермового приводу керованих осей виникають при визначенні кутів нахилу бокових важелів кермової трапеції, їх довжини, оскільки ці параметри повинні забезпечувати кочення коліс керованої осі без проковзування у поперечному напрямі при рухові автопоїзда на повороті. Кермова трапеція за своєю природою не в змозі повністю забезпечити теоретичне співвідношення між кутами повороту керованих коліс, тому для визначення розмірів елементів кермової трапеції, які забезпечуватимуть кути повороту керованої осі близькими до теоретичних, застосовується оптимізація.

Аналіз основних досягнень і літератури. Дослідженням динаміки руху автопоїздів з керованими колесами напівпричепів займалися такі вчені як Я.Є. Фаробін, А.І. Гришкевич, М.І. Лисов, D. Sebon, C. Cheng, B.A. Lujnovich, B.П. Сахно та ін. Такі автори, як М.І. Лисов та А.І. Гришкевич у своїх роботах [2], [3] не представили методику проектування кермових трапецій, а інформація обмежується тільки аналізом кінематики кермових трапецій з існуючими конструктивними розмірами.

Постановка задачі. Знайти оптимальні геометричні параметри кермових трапецій для керованих осей напівпричепа як компроміс між кінематикою повороту автопоїзда і кінематичними можливостями шарнірно-важільного механізму кермового приводу. Розробити методику визначення геометричних параметрів кермової трапеції керованої осі напівпричепа.

Основний матеріал. Очевидно, що забезпечити механічною трапецією ідеальне співвідношення кутів повороту внутрішнього і зовнішнього коліс у широкому діапазоні зміни кута повороту внутрішнього колеса не представляється можливим. Тому, доцільно розглядати завдання оптимізації у вужчому діапазоні, обумовленому експлуатаційними режимами криволінійного руху. Так, для напівпричепів середньостатистичним кутом повороту є $3...12^\circ$ у залежності від відстані керованої осі до центра нейтральної поворотності. Можна вважати, що рух з використанням максимальних кутів повороту керованих коліс - подія відносно рідкісна, з малими швидкостями, і, як наслідок, меншими додатковими силами, що породжуються кінематичною неузгодженістю.

Процес повороту автопоїзда достатньо складний. Крен кузова і бічне відведення шин приводять до зсуву центра повороту і спотворення траєкторії руху коліс у порівнянні з транспортним засобом із нейтральною поворотністю. Спочатку складена

розрахункова схема напівпричепа з керованими осями (рис. 1) та отримані залежності теоретичного співвідношення кутів повороту коліс керованих осей напівпричепа в залежності від кута складування автопоїзда, [1]:

$$\Theta_{nR} = \text{arccctg} \left(\text{Ctg}(\Theta_{nL}) + K_n/s_n \right), \quad (1)$$

де $n = 3, 4, 5$ – номери осей автопоїзда;

Θ_{nL}, Θ_{nR} – кути повороту коліс осі n відповідно лівий та правий;

$s_n = [efg]$ – відстань між перпендикуляром радіуса та віссю напівпричепа;

K – колія коліс.

$$\Theta_{nL} = \text{arccctg} \left((d \cdot \text{Ctg}(\psi) - m/\sin(\psi) - K_n/2)/s_n \right). \quad (2)$$

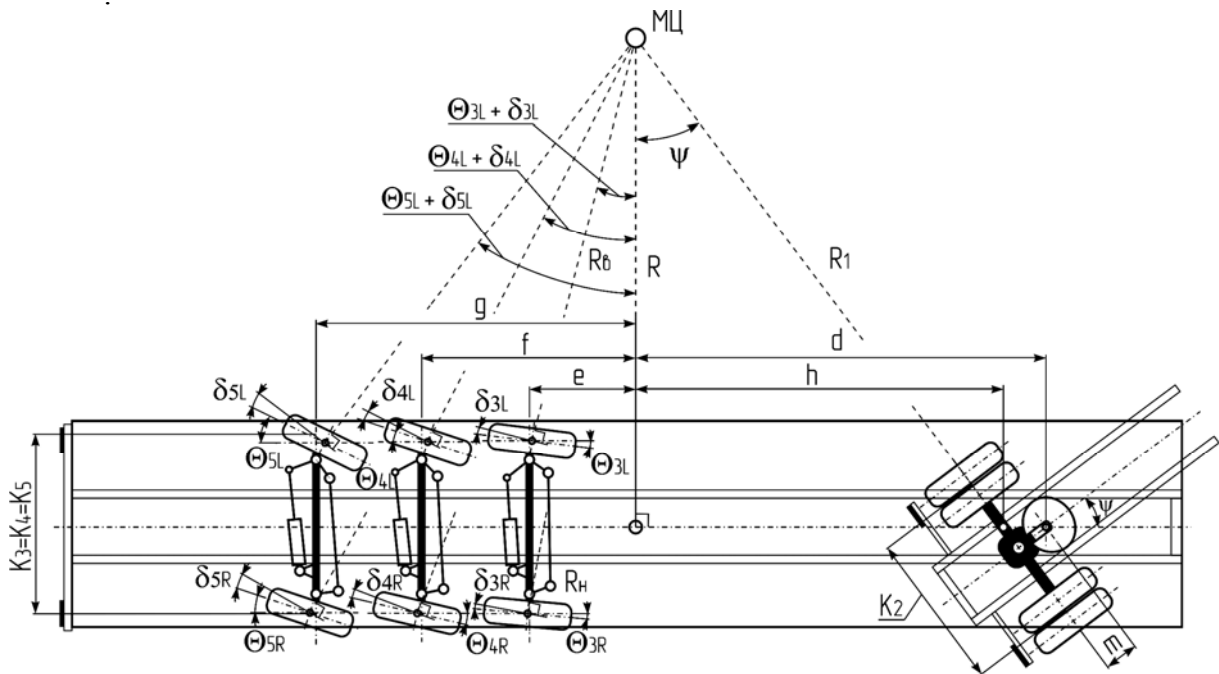


Рисунок 1 – Розрахункова схема напівпричепа

Наступним етапом розглянемо механізм визначення геометричних параметрів кермової трапеції та оцінимо похибку між фактичними і теоретичними кутами повороту керованих коліс. Розглянемо трапецію кермового керування на рис. 2 і виведемо для неї основні геометричні залежності. Враховуючи подібність геометричних фігур, зручно виражати деякі параметри у відносних одиницях міжшворневої відстані B .

Важелі поворотних цапф довжиною L_1 знаходяться під кутом φ до лінії, що утворює міжшворневу відстань B (замикаюча основа L_4). Поточний кут повороту внутрішнього колеса θ_L (рис. 1) відповідає куту положення важеля φ_6 ; аналогічно зовнішньому θ_R відповідає φ_n . Поперечна кермова тяга довжиною L_2 паралельна основі AD .

Використовуючи рис. 2 заздалегідь отримана аналітична залежність $\varphi_n = f(\varphi_6)$, [4]. Якщо відняти початковий кут установки поворотного важеля φ_0 , то отримаємо залежність між кутами повороту керованих коліс, виражену через можливості

механічної трапеції – $\varphi_n - \varphi_0 = f(\varphi_\epsilon) - \varphi_0$. Позначимо фактичний кут повороту зовнішнього колеса:

$$\begin{aligned} \phi_{\Phi_n} &= \varphi_n - \varphi_0 = f(\varphi_\epsilon) - \varphi_0 = \phi_{\Phi_n}(m, \varphi_0, \varphi_\epsilon) = \\ &= \phi_{\Phi_n}(p, \varphi_\epsilon) = \phi_{\Phi_n}(p, \phi_\epsilon) \end{aligned} \quad (3)$$

де $p = [m \ \varphi_0]$ – параметри.

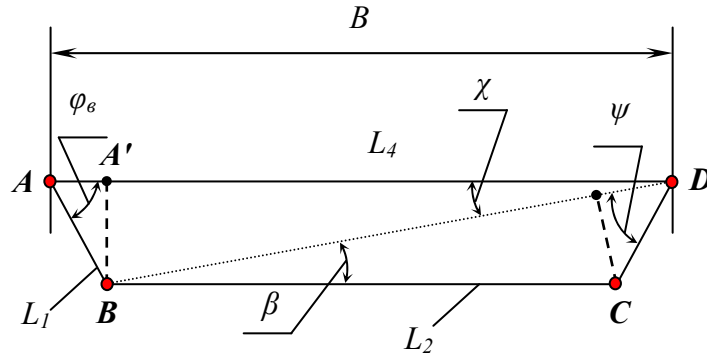


Рисунок 2 – Геометрія кермової трапеції

Позначимо теоретичний кут повороту зовнішнього колеса:

$$\phi_{T_n} = \phi_{T_n}(\phi_\epsilon) = \theta_n(b, \theta_\epsilon) = \theta_n(b, \Delta\varphi_\epsilon). \quad (4)$$

Таким чином, задача оптимізації направлена на знаходження таких параметрів m і φ_0 за яких мінімізується функціонал:

$$\|\phi_{\Phi_n}(p, \phi_\epsilon) - \phi_{T_n}(\phi_\epsilon)\| \rightarrow \min. \quad (5)$$

Для чисельного аналізу після відповідних перетворювань будемо використовувати наступний вираз:

$$\min_p \frac{1}{2} \cdot \|\phi_{\Phi_n}(p, \phi_\epsilon) - \phi_{T_n}(\phi_\epsilon)\|_{L^2}^2 = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n [\phi_{\Phi_n}(p, \phi_{\epsilon_i}) - \phi_{T_n}(\phi_{\epsilon_i})]^2. \quad (6)$$

де ϕ_{ϵ_i} – значення кутів повороту внутрішнього колеса.

Позначимо $F(p) = \sum_{i=1}^n [\phi_{\Phi_n}(p, \phi_{\epsilon_i}) - \phi_{T_n}(\phi_{\epsilon_i})]^2$, тоді система рівнянь для визначення оптимальних параметрів буде мати вигляд, [5]:

$$\begin{cases} \frac{\partial F(p)}{\partial p_1} = \frac{\partial F(m, \varphi_0)}{\partial \varphi_0} = 0; \\ \frac{\partial F(p)}{\partial p_2} = \frac{\partial F(m, \varphi_0)}{\partial m} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Математичне обчислювання виконується числено у середовищі математичного програмування MATLAB з використанням методів сполучених градієнтів та модифікованого методу Ньютона, [5].

Для чисельної апробації визначимо геометричні параметри кермових трапецій для керованих осей напівпричепи Fliegl Favorite, у базу комплектацію якого входять некеровані вісі. Для цього виконаємо креслення напівпричепи з керованими осями (як аналог візьмемо креслення осі ADR). Графічним методом знайдемо максимальний кут повороту правого колеса третьої осі напівпричепи, який конструктивно обмежений. Далі приймемо розташування осі нейтральної поворотності на відстані від шворня напівпричепи 0,7 від його бази та графічно визначимо максимальні кути повороту внутрішніх коліс керованих осей і максимальний кут складання автопоїзда за величиною якого буде здійснюватись підкерування коліс. Конструктивно необхідно зменшити відстань між лонжеронами рами в зоні роботи коліс напівпричепи на 457 мм (рис. 5).

З вище сказаного в якості параметрів оптимізації нерозрізної трапеції використовують дві величини: кут розташування бокових важелів та їх довжина. При цьому приймаємо величину міжшворневої відстані однаковою для усіх осей – 1456 мм, колію коліс залишаємо без змін – 2020 мм. З конструктивних міркувань довжину бокових важелів для трапецій трьох осей напівпричепи приймаємо однаковою – 204 мм. Після відповідних розрахунків знайшли наступні оптимальні значення кутів розташування бокових важелів: для передньої осі – 41°, для середньої осі – 63°, для задньої осі – 73°. Початковий кут повороту бокового важеля трапеції приймали відповідно 35°, 80°, 85°.

На рис. 3, 4 представлені графіки залежностей кутів повороту зовнішнього колеса від внутрішнього для трьох осей напівпричепи та похибки при визначенні кутів повороту зовнішнього колеса, які забезпечує оптимізована конструкція трапеції та за теоретичною залежністю від кута повороту внутрішнього колеса.

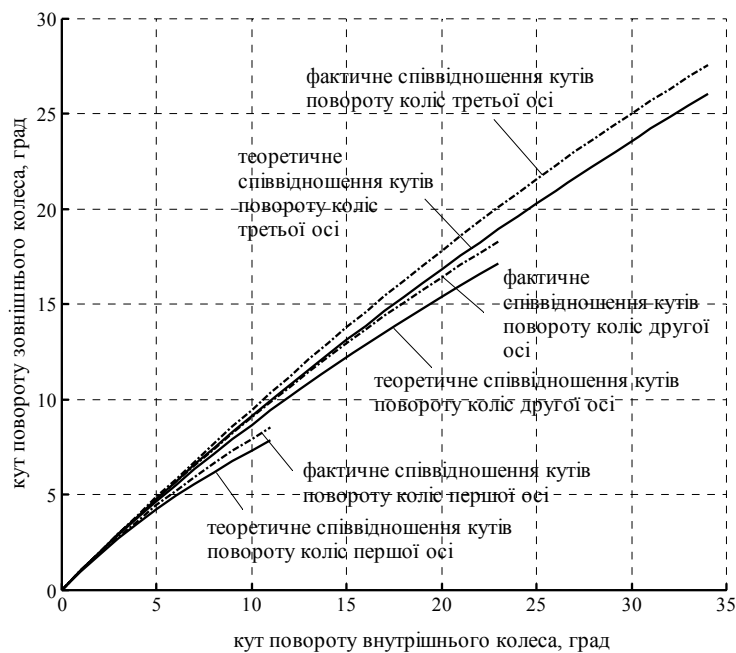


Рисунок 3 – Теоретичне та фактичне співвідношення кутів повороту коліс напівпричепи

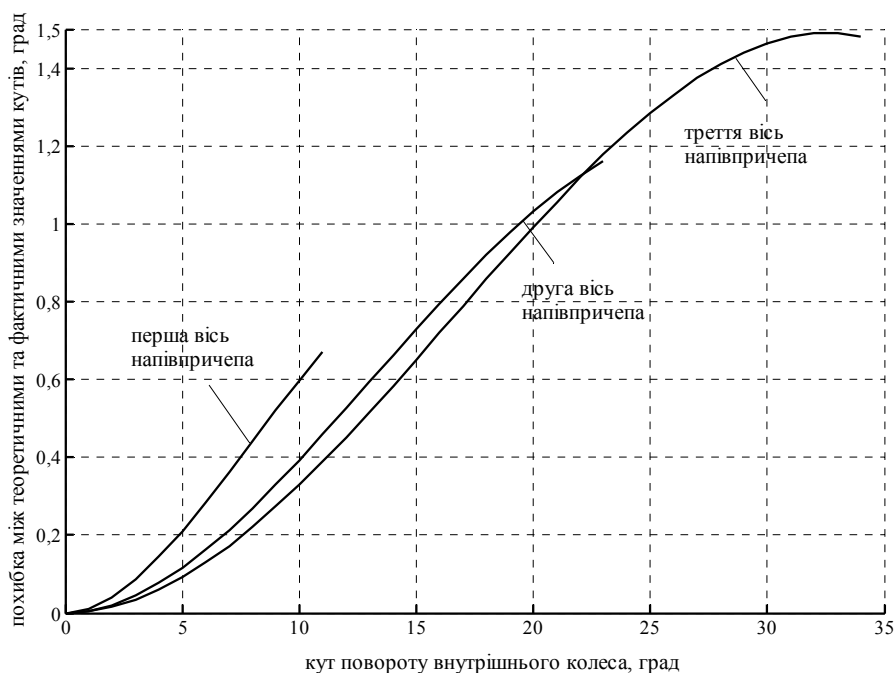


Рисунок 4 – Похибка при визначенні кутів повороту зовнішнього колеса за теоретичною та фактичною залежностями

На рис. 5 представлена графічна реалізація отриманих геометричних параметрів кермових трапецій для осей напівпричепа Fliegl Favorite.

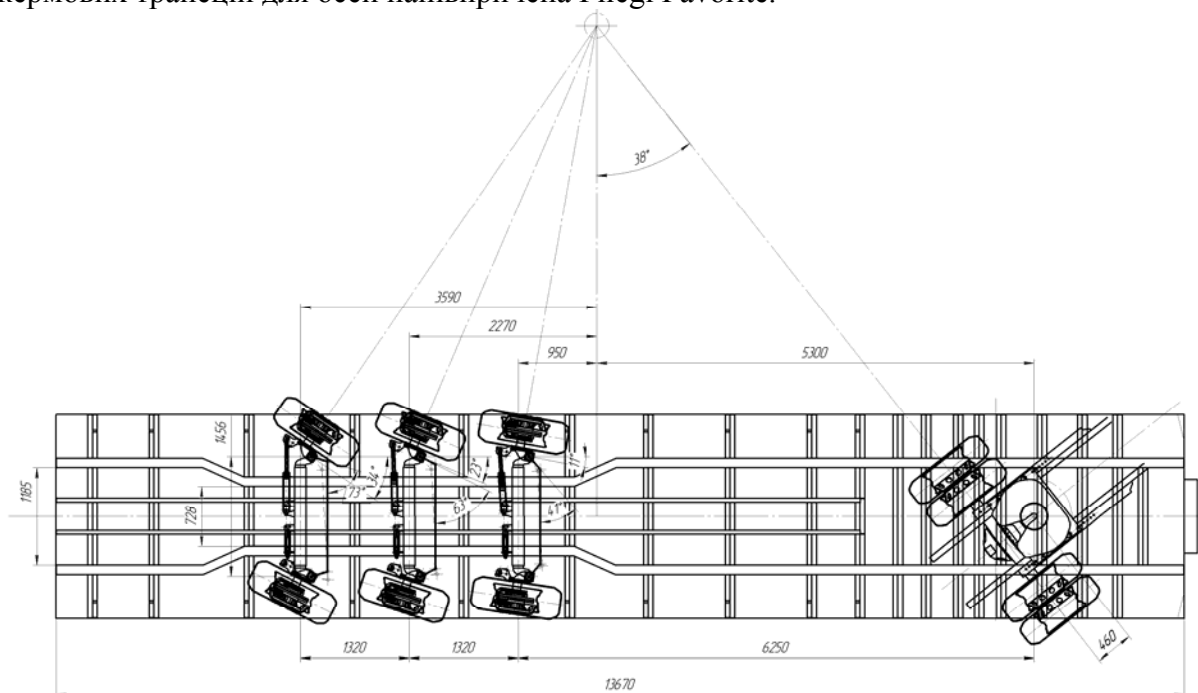


Рисунок 5 – Розроблені конструкції кермових трапецій для осей напівпричепа Fliegl Favorite

Висновки. Розроблена методика визначення геометричних параметрів кермових трапецій для нерозрізних керованих осей напівпричепів реалізована у програмному модулі MATLAB значно полегшить процес конструювання кермових трапецій.

Складений функціонал (6, 7) забезпечує умовний мінімум за параметром m , який обмежується мінімальним конструктивним розміром поворотного важеля. У зв'язку з цим, основним параметром оптимізації є φ_0 . Таким чином, задавшись параметрами b і $\varphi_{\text{втах}}$ можна визначити найкращу комбінацію m і φ_0 для кермової трапеції, що проектується.

Виконані розрахунки підтверджують працездатність запропонованої методики, на що вказує допустиме значення похибки теоретичного та фактичного розподілу кутів повороту коліс ($1,5^\circ$).

Список літератури: 1. *Лиходій О. С.* Оцінка маневреності дволанкових автопоїздів з системами керування коліс напівпричепа «STEER-BY-WIRE» / *О. С. Лиходій, М. В. Дячук* // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – №121. – С. 143-145. 2. *Лысов М. И.* Рулевые управления автомобилей. М., «Машиностроение», 1972, 344 с. 3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / *А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако, В. П. Автушко и др.* Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 200с.: ил. 4. *Дячук М. В.* Оптимизация конструктивных параметров неразрезной рулевой трапеции автомобиля / *М. В. Дячук, А. С. Лиходей* // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ : ПДАБтаА, 2007. – №12. – С. 42-49. 5. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. – М.: Наука, 1987, – 320 с.

Надійшла до редколегії 14.05.2013

УДК 629.113.014.5

Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа / О. С. Лиходій // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 49–54. – Бібліогр.: 5 назв.

В статье рассмотрены вопросы выбора оптимальных конструктивных параметров рулевых трапеций для управляемых осей полуприцепа. Приведены геометрические зависимости кинематики рулевой трапеции, целевые функции оптимизации, результаты расчетов.

Ключевые слова: полуприцеп с управляемыми осями, рулевая трапеция, оптимизация.

The questions of optimal design factors selection of steering trapezes for semitrailer steering axles are considered in the article. Geometrical characteristics of steering trapeze kinematics, optimization target functions, and calculation results are presented.

Keywords: the semitrailer with operated axes, a steering trapeze, optimization

УДК 629.017

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

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ ЗАНОСА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

Предложен метод определения нормальных реакций на передних и задних колесах автомобиля при наезде и съезде с неровностей, позволяющий уточнить оценку его устойчивости против заноса.

Ключевые слова: автомобиль, нормальные реакции, дорожные неровности, устойчивость.

Введение. В современном мире очень остро стоит проблема дорожно-транспортных происшествий, возникающих по причине неровностей автомобильных дорог [6]. Неровности автомобильных дорог являются одной из главных причин ухудшения функциональной стабильности эксплуатационных показателей колесных машин. Движение автомобиля по неровностям дороги сопровождается непрерывными ударами колес и колебаниями осей и кузова. В результате происходит дополнительное рассеивание энергии в шине и деталях подвески, достигающее иногда значительных величин [7]. Попадание колеса, движущегося с большим линейным ускорением на неровность, может привести к возникновению дорожно-транспортных происшествий.

Устойчивость против заноса влияет на безопасность движения и производительность колесных машин. Таким образом, представляет интерес оценка устойчивости автомобиля при движении его по неровной дороге.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам исследования устойчивости колесных машин посвящены работы значительного числа отечественных и зарубежных авторов [2, 8, 9, 11]. Движение автомобиля по неровной дороге рассматривается в работах [3, 5, 6, 7, 9, 12, 13]. Из практической эксплуатации известно, что движение автомобиля по неровной дороге сопровождается колебаниями, которые приводят к ухудшению его эксплуатационных свойств, что, в свою очередь, выражается в увеличении расхода топлива, ухудшении устойчивости и управляемости и вынуждает уменьшать скорость движения [9]. По данным служб автомобильных дорог областей Украины в 2008 году произошло 1151 ДТП из-за неудовлетворительного состояния автомобильных дорог, что составляет 2,9 % от общего количества ДТП [10]. В работе [12] предложена математическая модель вертикальных колебаний автомобиля, возникающих при преодолении искусственных дорожных неровностей, и проведен анализ результатов моделирования. В работе [3] указывается, что от 13 до 18 % ДТП, вызванных неблагоприятными дорожными условиями, объясняются неровным покрытием. Безопасность движения по неровным дорожным покрытиям ухудшается вследствие периодической разгрузки колес автомобиля из-за его колебаний, что приводит к снижению условий сцепления колеса с покрытием, а иногда и к отрыву колеса от дороги [13]. Известно, что величины нормальных реакций дороги на колеса автомобилей оказывают определяющее влияние на их тягово-скоростные свойства, управляемость, устойчивость и проходимость [11]. В работе [11] предложен метод определения нормальных реакций на передних и задних колесах автомобиля при ускоренном движении на подъеме при наезде на неровность передними колесами

© Д. М. Клец, 2013

$$R_{N1} = \frac{(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot h - G \cdot b \cdot \cos \alpha - P_K \cdot r_\delta + f \cdot r_\delta \cdot R_{N2}}{L + e - ((L + e) \cdot \sin \beta - q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta - \varphi \cdot \cos \beta) + f \cdot r_\delta} \cdot \cos \beta; \quad (1)$$

$$R_{N2} = \frac{(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w)(h - q) + G(a + e) \cos \alpha - P_K r_\delta - \frac{f \cdot r_\delta [(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot h - G \cdot b \cdot \cos \alpha - P_K r_\delta]}{L + e - ((L + e) \sin \beta - q \cos \beta) (\sin \beta - \varphi \cos \beta) + f r_\delta}}{L + e - \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta + \frac{f^2 \cdot r_\delta^2}{L + e - ((L + e) \cdot \sin \beta - q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta - \varphi \cdot \cos \beta) + f \cdot r_\delta}}, \quad (2)$$

при съезде с неровности передними колесами

$$R_{N1} = \frac{-(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot h + G \cdot b \cdot \cos \alpha + P_K \cdot r_\delta - f \cdot r_\delta \cdot R_{N2}}{L - e - ((L - e) \cdot \sin \beta + q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta + \varphi \cdot \cos \beta) + f \cdot r_\delta} \cdot \cos \beta; \quad (3)$$

$$R_{N2} = \frac{(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot (h - q) + G \cdot (a - e) \cdot \cos \alpha - P_K \cdot r_\delta - \frac{f \cdot r_\delta \cdot [(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot h - G \cdot b \cdot \cos \alpha - P_K \cdot r_\delta]}{L - e - ((L - e) \cdot \sin \beta + q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta + \varphi \cdot \cos \beta) + f \cdot r_\delta}}{(L - e) - \varphi \cdot q - f \cdot r_\delta + \frac{f^2 \cdot r_\delta^2}{L - e - ((L - e) \cdot \sin \beta + q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta + \varphi \cdot \cos \beta) + f \cdot r_\delta}}, \quad (4)$$

при наезде на неровность задними колесами

$$R_{N1} = \frac{-(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot (h - q) + G \cdot (b - e) \cdot \cos \alpha + P_K \cdot r_\delta + f \cdot r_\delta \cdot R_{N2}}{L - e + \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta}; \quad (5)$$

$$R_{N2} = \frac{(G \sin \alpha + P_{jx} + P_w) h + G a \cos \alpha - P_K r_\delta - \frac{f \cdot r_\delta [(G \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot (h - q) - G(b - e) \cos \alpha - P_K r_\delta]}{L - e + \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta}}{- (L - e) + ((L - r_\delta) \cdot \sin^2 \beta + q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta - \varphi \cdot \cos \beta) + f \cdot r_\delta - \frac{f^2 \cdot r_\delta^2}{L - e + \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta}} \cdot \cos \beta, \quad (6)$$

при съезде с неровности задними колесами

$$R_{N1} = \frac{-(G \cdot \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot (h - q) + G \cdot (b - e) \cdot \cos \alpha + P_K \cdot r_\delta - f \cdot r_\delta \cdot R_{N2}}{L + e + \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta}; \quad (7)$$

$$R_{N2} = \frac{(G \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot h + G a \cos \alpha - P_K r_\delta - \frac{f \cdot r_\delta [(G \sin \alpha + P_{jx} + P_w) \cdot (h - q) - G(b + e) \cdot \cos \alpha - P_K r_\delta]}{L + e + \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta}}{L + e + (- (L + r_\delta) \cdot \sin^2 \beta + q \cdot \cos \beta) \cdot (\sin \beta + \varphi \cdot \cos \beta) - f \cdot r_\delta + \frac{f^2 \cdot r_\delta^2}{L + e + \varphi \cdot q + f \cdot r_\delta}} \cdot \cos \beta, \quad (8)$$

где G, P_K – общий вес и суммарная тяговая сила автомобиля;

a, b – расстояние от проекции центра масс на опорную плоскость до осей колес;

L, α – продольная колесная база автомобиля и угол продольного уклона дороги;

f, h – коэффициент сопротивления качению и высота центра масс автомобиля;

r_δ и P_w – динамический радиус колес и сила сопротивления воздуха;

P_{jx} – сила инерции поступательного движения автомобиля;

β – угол наклона касательной к поверхности профиля неровности;

q, e – высота неровности и смещение пятна контакта в продольной плоскости.

Как правило, дополнительное сопротивление, вызываемое неровностями дороги, учитывают, условно увеличивая коэффициент сопротивления качению [11]. Однако данная методика не позволяет определить изменение нормальных реакций дороги на колесах автомобилей с различными типами привода. Также в известной литературе не приведено влияние неровностей дорожного покрытия на показатели устойчивости против заноса. Таким образом, данные вопросы требуют дополнительного исследования.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка метода оценки устойчивости автомобиля против заноса при движении по дорожным неровностям. Для достижения указанной цели необходимо определить коэффициент устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге.

Определение коэффициента устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге. Рассмотрим переезд автомобиля через неровность синусоидального профиля. Профиль указанной неровности имеет следующий вид (см. рис. 1) и определяется ее высотой q , а также углом β – углом наклона касательной к поверхности профиля, который можно определить с помощью зависимости

$$\beta = \arctg\left(\frac{dq}{dt}\right). \quad (9)$$

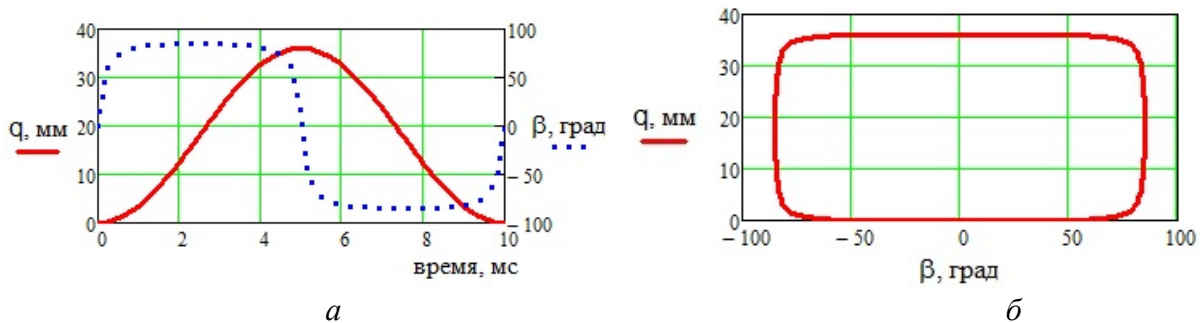


Рисунок 1 – Профиль единичной неровности: a – зависимость высоты неровности q и угла наклона касательной к поверхности профиля β от времени переезда через неровность; b – зависимость высоты неровности q от угла β

Используя зависимости (1) и (6), определим нормальные реакции на передних и задних колесах автомобиля при движении его по ровной поверхности и при наезде на неровность колесами соответственно переднего и заднего моста (см. рис. 2). Параметры автомобиля Audi A6, принятые при расчете, приведены в табл.

Таблица – Параметры автомобиля, принятые при расчете нормальных реакций дороги на его колесах

Параметр	Значение	Параметр	Значение
a , м	1,35	m , кг	2060
b , м	1,4	$k \cdot F$, Н·с ² /м ²	0,58
\dot{V}_{x1} , м/с ²	0,1	K_R	0,5
L , м	2,75	r_d	0,292
f_0	0,013	φ	0,8
h , м	0,55	q_0	0,018

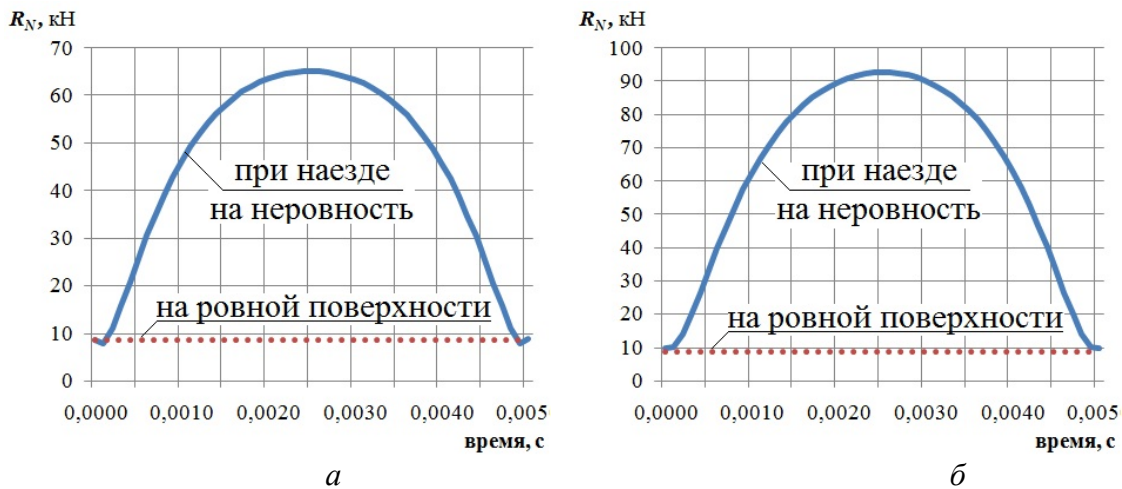


Рисунок 2 – Зависимость нормальной реакции дороги от времени движения при наезде на неровность и на ровной поверхности: *a* – движение переднего моста; *б* – движение заднего моста

Анализ рис. 2 показывает, что при наезде на неровности возникают кратковременные импульсы – увеличение нормальных реакций. Например, для автомобиля Audi A6 – в 6,5-9 раз по сравнению с движением на ровной поверхности. На рис. 3 приведена зависимость нормальных реакций от времени наезда на неровность при различных значениях массы автомобиля, а также при различных значениях высоты неровностей. При увеличении массы автомобиля, а также высоты неровностей, нормальные реакции возрастают.

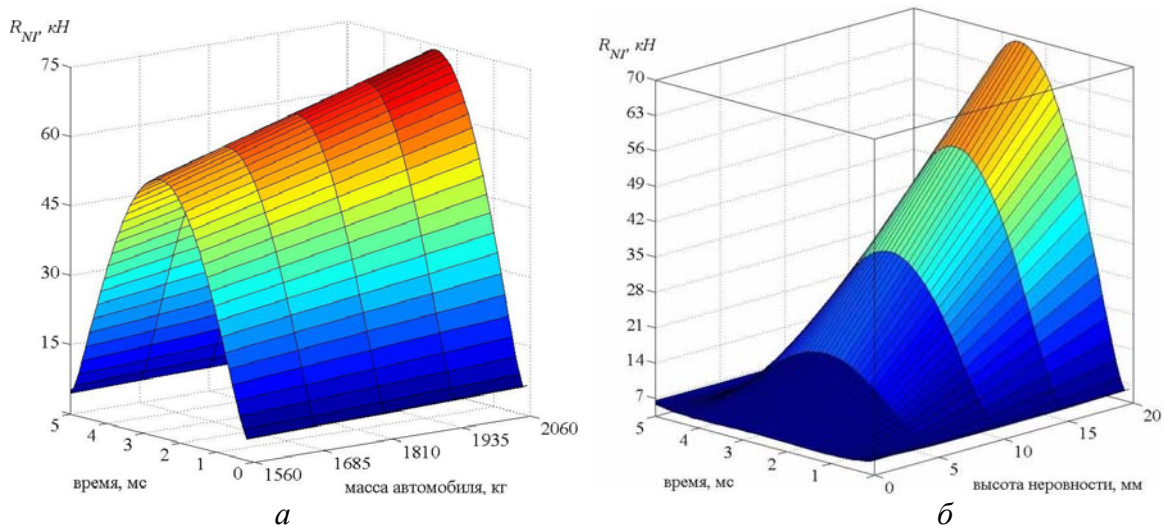


Рисунок 3 – Зависимость нормальных реакций от времени наезда на неровность: *a* – при различных значениях массы автомобиля; *б* – при различных значениях высоты неровностей

В работе [11] в качестве критерия устойчивости движения колесной машины предложен коэффициент устойчивости. Указанный коэффициент равен отношению момента стабилизирующего к возмущающему моменту и определяется из следующего соотношения

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta_2}}{R_{\delta_1}}, \quad (10)$$

где $R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – боковые реакции дороги на осях;

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{N_1}^2 - R_{k_1}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{N_1}^2 - K_R^2 \cdot R_k^2}; \quad (11)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{N_2}^2 - R_{k_2}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{N_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_k^2}, \quad (12)$$

R_{k_1}, R_{k_2} – касательные реакции (суммарные) на колесах передней и задней осей,

$$R_k = m \cdot \dot{V}_{x_1} + P_w = m_a \cdot \dot{V}_{x_1} + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2. \quad (13)$$

Определим с помощью зависимостей (1) – (8), подставляя их в выражения (11), (12) и (10), коэффициент устойчивости автомобиля Audi A6 при движении его по неровности. Зависимость $K_{уст}$ от времени наезда на неровности при различных значениях их высот q и $\varphi = 0,4$ приведена на рис. 4. Зависимость $K_{уст}$ автомобиля от угла β наклона касательной к поверхности профиля при различных значениях линейной скорости и продольного ускорения приведена на рис. 5. Зависимость $K_{уст}$ автомобиля от времени наезда на неровность при различных значениях коэффициента сцепления колес с дорогой, а также вид поверхности, образованной функцией $K_{уст} = f(t, \varphi)$, приведены на рис. 6.

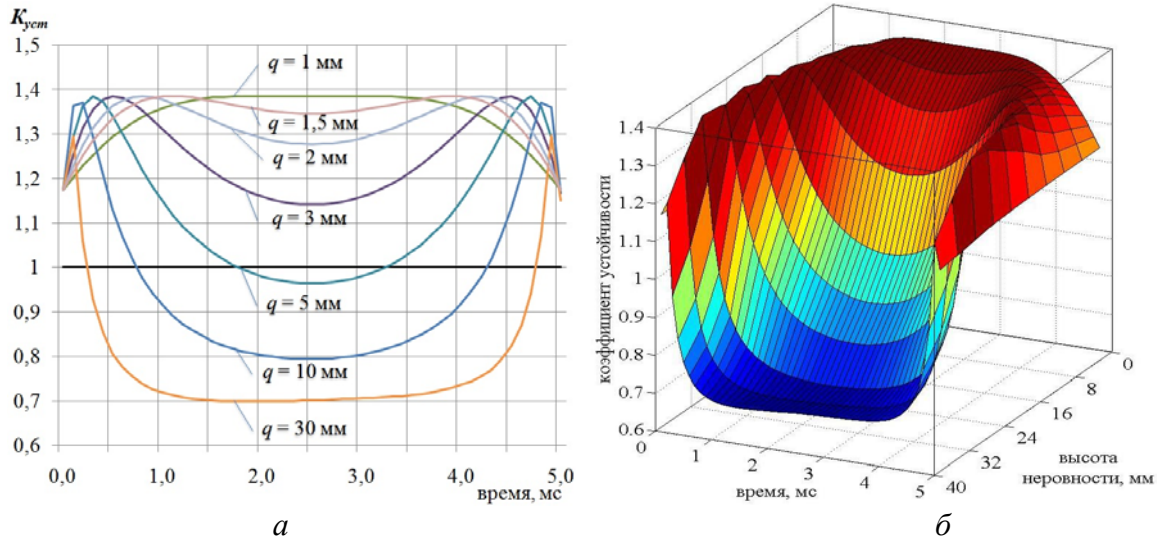


Рисунок 4 – Зависимость $K_{уст}$ от времени наезда на неровности при различных значениях высоты q и коэффициенте сцепления колес с дорогой $\varphi = 0,4$:
 а – двухмерный вид; б – трехмерный вид

Анализ рис. 4 показывает, что при значениях высоты неровности менее 4 мм, коэффициент устойчивости исследуемого автомобиля в заданных условиях движения принимает значения выше минимально допустимой величины ($K_{уст} \geq 1$). При $q > 4$, $K_{уст} < 1$. Анализ рис. 5 показывает, что при увеличении угла β наклона касательной к поверхности профиля коэффициент устойчивости снижается. Анализ рис. 6 показывает, что движение через неровность с рассматриваемыми параметрами не приведет к снижению коэффициента устойчивости ниже допустимой величины ($K_{уст} < 1$) при условии $\varphi \geq 0,6$, что соответствует поверхности «сухой асфальт» [1].

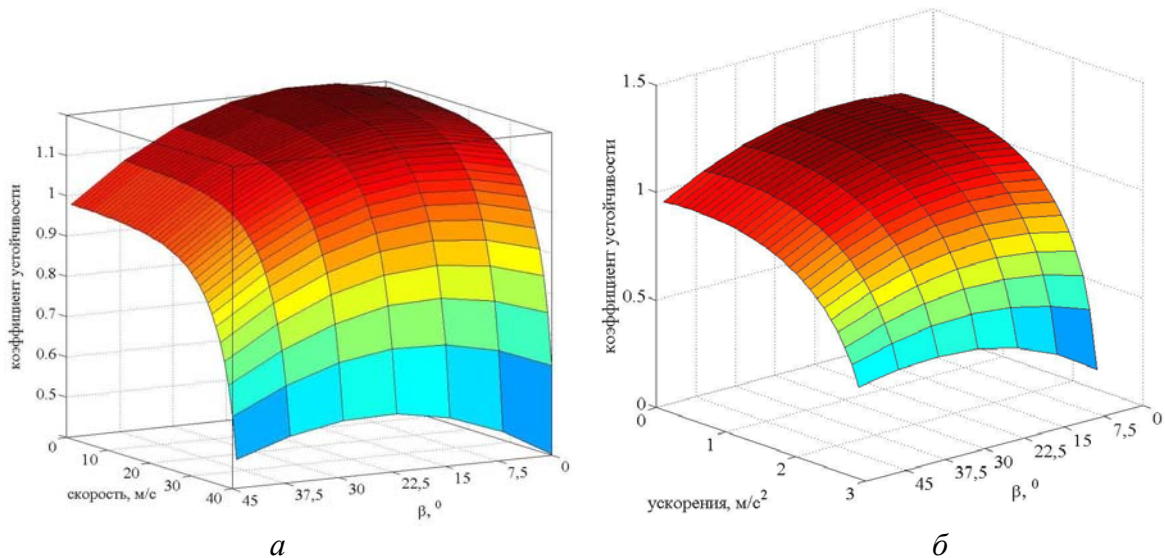


Рисунок 5 – Зависимость $K_{уст}$ автомобиля от угла β наклона касательной к поверхности профиля: *а* – при различных значениях линейной скорости; *б* – при различных значениях продольного ускорения

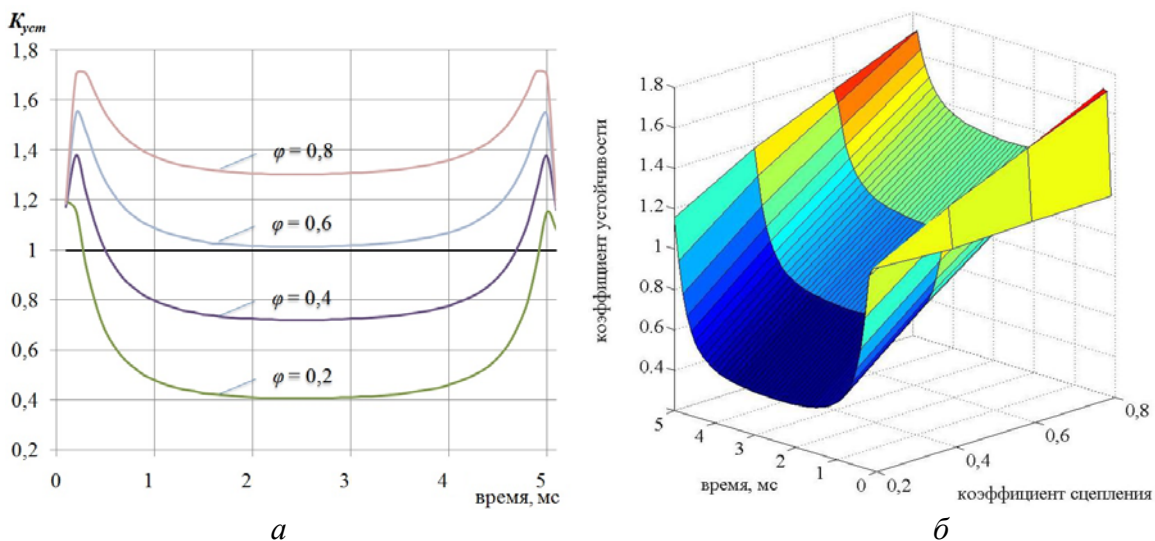


Рисунок 6 – Зависимость $K_{уст}$ автомобиля от времени наезда на неровность: *а* – при значениях $\varphi = 0,2$; $\varphi = 0,4$; $\varphi = 0,6$; $\varphi = 0,8$; *б* – вид поверхности, образованной функцией $K_{уст} = f(t, \varphi)$

Выводы. Предложенный метод определения нормальных реакций на передних и задних колесах автомобиля при наезде и съезде с неровности позволяет уточнить оценку его устойчивости против заноса. При наезде автомобиля Audi A6 на неровности возникают кратковременные импульсы – увеличение нормальных реакций в 6,5-9 раз по сравнению с движением на ровной поверхности. При увеличении массы автомобиля, а также высоты неровностей, нормальные реакции возрастают. При увеличении угла β наклона касательной к поверхности профиля коэффициент устойчивости автомобиля против заноса снижается.

Список литературы: 1. Автомобильный справочник Bosch / [пер. с англ. Г.С. Дугин]. – Москва: За рулем, 1999. – 895 с. – (Первое издание на русском языке). 2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / Аксенов П. В. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с. 3. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения. – М.: Транспорт, 1993. – 271 с. 4. ГОСТ Р 52605 – 2006 Технические средства организации дорожного движения. Искусственные неровности. Общие технические требования. Правила применения / Национальный стандарт РФ – М.: Стандартинформ, 2007. – 10 с. 5. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория / А.И. Гришкевич // Учебник для вузов – Мн., Выssh. шк., 1986. – 208 с. 6. Долгилевич Ю.П., Костелев М.П., Хаккерт Я. Влияние некоторых составляющих асфальтобетонной технологии на долговременную ровность дорожных покрытий [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://library.stroit.ru>. 7. Коноплянко В.И. Основы безопасности дорожного движения / В.И. Коноплянко – М.: ДОСААФ, 1978. – 128 с. 8. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М: Машиностроение, 1971. – 416 с. 9. Мазур В.В. Определение параметров эксплуатационных свойств автотранспортного средства при движении по неровной дороге / В.В. Мазур // Научный журнал БрГУ "Системы. Методы. Технологии" – Вып. 2 – Братск, изд. БрГУ, 2009. – с. 39-41. 10. Моніторинг ДТП на автомобільних дорогах загального користування України за 2008 рік. – К. : ДерждорНДІ, 2009. – 48 с. 11. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с. 12. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. - М.: Машиностроение, 1972. – 392 с. 13. Филиппов В.В., Смирнова Н.В., Кияшко Д.И. Оценка влияния неровностей дорожных покрытий на безопасность движения // Вестник ХНАДУ, 2009 – №47. – с. 112-126.

Надійшла до редколегії 20.05.2013

УДК 629.017

Оценка устойчивости автомобиля против заноса при движении по неровной дороге / Д. М. Клец // Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 55–61. – Бібліогр.: 13 назв.

Запропоновано метод визначення нормальних реакцій на передніх і задніх колесах автомобіля при наїзді та з'їзді з нерівностей, що дозволяє уточнити оцінку його стійкості проти заносу.

Ключові слова: автомобіль, нормальні реакції, дорожні нерівності, стійкість.

A method of determining the normal reactions on the front and rear vehicle wheels when approaching with irregularities, allowing to refine the estimate of its resistance to skidding.

Key words: vehicle, normal reactions, road unevenness, stability.

УДК 656.11.021.2

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

ВЗВЕШЕННАЯ МЕДИАННАЯ ФИЛЬТРАЦИЯ ДЛЯ КРАТКОСРОЧНОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

В статье предложена модель краткосрочного прогнозирования скоростей транспортных потоков регрессионного типа, а также выполнена перекрестная проверка результатов прогнозирования.

Ключевые слова: скорость, прогнозирование, поток.

Введение

В настоящее время одной из основных проблем крупных городов является проблема организации дорожного движения с целью компенсации роста автомобилизации и повышения эффективности использования исторически сложившейся улично-дорожной сети. Частичного улучшения ситуации можно достичь внедрением АСУДД [1], логика работы которых, как правило, сводится к поддержанию в рамках заранее заданных ограничений одной или нескольких характеристик транспортного потока на основании краткосрочного прогноза. При этом адекватность и необходимая полнота исходных данных для решения задач прогнозирования, может быть обеспечена лишь централизованными системами GPS-мониторинга [2,3], а построенные на их основе прогнозные модели, как следствие, способны обеспечить приемлемую достоверность.

Анализ публикаций

Преимущественно в работах по прогнозированию транспортных потоков рассмотрены следующие подходы: построение линейных регрессионных моделей по предыстории наблюдений [4], использование нейронных сетей [5], фильтрации по Калману [6], теории равновесия [7], сравнение различных подходов и альтернативные предложения на основании их комбинации [8]. Стоит отметить, что для задач, решаемых АСУДД, применяются модели краткосрочного прогнозирования, позволяющие сделать «предсказание» на 15-ти минутный и/или получасовой интервал, а основными критериями выбора в пользу той или иной модели, служат: величина ошибки прогнозирования и трудоёмкость получения прогноза.

Цель работы и постановка задачи

Целью данной работы является построение относительно простой, требующей минимума вычислений, прогнозной модели скорости транспортных потоков регрессионного типа на основании имеющихся данных автомобильных GPS-навигаторов, а также оценка погрешности результатов.

Методика построения регрессионной модели

Как уже отмечалось в работе [2] одной из основных проблем, возникающей в ходе предварительной обработки является неоднородность данных. Для снижения влияния неоднородности все участки улично-дорожной сети были приведены к 15-ти минутным временным интервалам и разбиты на 9 кластеров в зависимости от величины среднеквадратического отклонения скорости, признака дня недели (выходной/рабочий) и временного интервала.

© С. Г. Селевич, 2013

Средняя величина скорости движения V_{am} на d -ом участке в день с порядковым номером d на протяжении t -го временного интервала вычисляется с помощью медианой фильтрации имеющихся измерений скорости на этом же участке в предыдущие моменты времени в день прогноза и в предыдущие дни в интервале времени, охватывающем время прогноза:

$$V_{am}_{d,t}^r = AvgWeightMed_{i=0..n_d, j=0..2*n_t} (V_{d-i,t+n_t-j}^r), \quad (1)$$

где: V – скорость движения; n_d – глубина обработки по дням; n_t – глубина обработки по времени; $AvgWeightMed$ – операция вычисления взвешенной медианы [9].

В качестве весов в функции $AvgWeightMed$ используется коэффициент «похожести» прогнозного дня на $d - i$ день, вычисляемый по формуле:

$$W_{d1,d2} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_t+n_r-1} \sum_{i=1..n_t, j=1..n_r} (V_{d1,i}^j - V_{d2,i}^j)^2}}, \quad (2)$$

где: $V_{d,i}^j$ – средняя скорость движения на d -ом участке улично-дорожной сети в день с порядковым номером $d1$ на протяжении i -го временного интервала; n_t – общее количество временных интервалов, для которых имеются одновременно скорости движения на одних и тех же участках в день $d1$ и день $d2$; n_r – общее количество участков, для которых имеются одновременно скорости движения на одних и тех же временных интервалах в день $d1$ и день $d2$.

Модель, основанная на использовании взвешенной медианы достаточно проста в реализации, в то время как вычисление матрицы весовых коэффициентов W может быть выполнено заблаговременно.

На участках с относительно малым числом имеющихся измерений выполнялась корректировка прогноза с целью учета средней скорости внутри соответствующего кластера:

$$V_{pr}_{d,t}^r = \frac{V_{am}_{d,t}^r * Nam + Vcl * K}{Nam + K}, \quad (3)$$

где: $V_{pr}_{d,t}^r$ – прогнозная скорость движения на d -ом участке улично-дорожной сети в день d на протяжении t -го временного интервала; Nam – количество измерений, принимающих участия в вычислении взвешенной медианы по формуле (1); Vcl – средняя скорость по всем имеющимся измерениям внутри кластера; K – коэффициент, используемый для настройки модели.

Настройка параметров и проверка регрессионной модели

Для получения числовых значений параметров регрессионной модели и оценки её точности была использована одна из модификаций методов перекрестной проверки – «holdout-validation» [10]. В ходе которой, имеющиеся данные были разделены на две части: расчетную и контрольную выборки. В расчетную выборку вошли 60% данных

общей выборки. С использованием данных расчетной выборки были определены варьируемые коэффициенты для 15-ти минутного прогноза:

Таблица 1 – Коэффициенты регрессии

Номер кластера	I	II	III
Глубина обработки по дням в формуле (1), n_d	3	6	3
Глубина обработки по времени в формуле (1), n_t	2	3	1
Диапазон применения формулы (3)		для $N_{am} \leq 5$	для $N_{am} \leq 5$

Полученные коэффициенты регрессии были проверены внутри соответствующих кластеров с использованием данных полной выборки. Результаты проверки приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Оценка параметров прогнозной модели

Номер кластера	I	II	III
Средняя ошибка прогноза, км/ч	-0,5	-1,5	-4
Среднеквадратическое отклонение ошибки прогноза, км/ч	11	13	15
Среднее число измерений, участвовавших в прогнозе	12	3	9

Наименьшая величина средней ошибки была получена для I-го кластера, где среднеквадратическое отклонение скорости движения минимально. При этом ошибка прогноза, в некоторых случаях, особенно для дорог с малым числом измерений, составляет до 40% от значения скорости на участке. Также следует отметить, что для всех кластеров средняя ошибка отрицательна.

Вывод

Краткосрочное прогнозирование скорости движения с использованием взвешенного медианного фильтра дает достаточно достоверные результаты и не требует большого объема вычислений. Указанные свойства создают предпосылки к использованию предложенного подхода в составе АСУДД.

Список литературы: 1. *Абрамова Л.С.* Модели управления дорожным движением для АСУДД // Автомобильный транспорт : сб. научн. тр. – Харьков : ХНАДУ. – 2010. – Вып. 50. – С. 57–63. 2. *Селевич С.Г.* Методика предварительной обработки данных автомобильных GPS-навигаторов для решения задач прогнозирования транспортных потоков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64 (970). – С. 92-97. 3. *J. C. Herrera, et al.*, “Evaluation of Traffic Data Obtained via GPS-Enabled Mobile Phones: The Mobile Century Field Experiment,” *Transportation Research Part C*, Vol. 18, No. 4, 2010, pp. 568-583. 4. *Sun, H., Liu, H., Xiao, H., He, R., and Ran, B.*

Short Term Traffic Forecasting Using the Local Linear Regression Model. Journal of Transportation Research Board, 1836, pp. 143–150, 2003. **5.** *Yasdi, R.*, Prediction of road traffic using a neural network approach. Neural Computation and Application, Volume 8, Issue 2, pp 135-142, 1999. **6.** *Guo, J. and B. M. Williams.* Real-time short-term traffic speed level forecasting and uncertainty quantification using layered kalman filters. Transportation Research Record, vol. 2175, 2010, pp. 28–37. **7.** *Min, W. and L. Wynter.* Real-time road traffic prediction with spatio-temporal correlations. Transportation Research Part C, vol. 19, 2011, pp. 606–616. **8.** *Пупырев, С.* Прогнозирование загруженности автомобильных дорог / *С. Пупырев, А. Пронченков* // IV Российская летняя школа по информационному поиску RuSSIR'2010, 13-18 сентября 2010 г.: труды Четвертой Российской конференции молодых ученых по информационному поиску. — Воронеж : Издательско-полиграфический центр Воронежского государственного университета, 2010. — С. 64-78. **9.** *Yin L., Yang R., Neuvo Y.* Weighted median filters: a tutorial // IEEE transactions on circuits and systems. – 1996. – Vol. 43, No. 3. – P. 157-191. **10.** Traffic Flow Dynamics: Data, Models and Simulation. *Treiber M., Kesting A.* // 2013, VIII, 503p. 194 illus., 54 in color., Hardcover, ISBN 978-3-642-32459-8. – pages 333 – 337.

Надійшла до редколегії 20.05.2013

УДК 656.11.021.2

Взвешенная медианная фильтрация для краткосрочного прогнозирования скоростей транспортных потоков / С. Г. Селевич // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 62–65. – Бібліогр.: 10 назв.

У статті запропоновано модель короткострокового прогнозування швидкостей транспортних потоків регресійного типу, а також виконана перехресна перевірка результатів прогнозування.

Ключевые слова: швидкість, прогнозування, потік.

Regression-type model of short-term traffic flows forecasting was proposed and holdout-validation of the results was made.

Keywords: velocity, forecasting, flow.

УДК 629.113

В. А. БАННИКОВ, канд. техн. наук, доц. ДААТ, Донецк

ВЛИЯНИЕ ОДНОНАПРАВЛЕННОГО РАЗВАЛА КОЛЕС ОДНООСНОГО ПРИЦЕПА НА ЕГО СТЕПЕНЬ БОКОВОГО СМЕЩЕНИЯ

Предлагается оценка влияния однонаправленного развала колес одноосного прицепа, на его степень бокового смещения, вследствие вынужденного использования правой и левой шин различного диаметра. Сделан вывод о допустимом уровне разности радиусов шин оси прицепа и боковом смещении продольной оси прицепа относительно продольной оси тягача.

Ключевые слова: одноосный прицеп, однонаправленный развал колес, универсальная ступица, угол увода, боковое смещение.

Введение. При эксплуатации одноосного прицепа возможна ситуация, при которой, на оси вынужденно используются шины различного диаметра. Несколько похожее явление наблюдается, когда в правой и левой шинах существенно отличается давление воздуха. В результате возникает однонаправленный развал колес, а значит – боковой однонаправленный увод обоих колес. Как следствие, возможно ухудшение устойчивости, управляемости автопоезда и увеличение его статического и динамического «коридора».

Анализ основных достижений и литературы. Кафедрой «Автомобили и двигатели» Донецкой академии автомобильного транспорта (ДААТ), на основе анализа существующих нестандартных решений [1], разработана универсальная ступица для прицепа, применение которой позволяет использовать запасное колесо автомобиля, независимо от расположения и количества крепежных отверстий на диске.



Рисунок 1 – Экспериментальный образец универсальных ступиц для одноосного прицепа

Анализ возможных вариантов сочетания различных колес на одной оси прицепа показывает, что они могут существенно отличаться друг от друга по своим геометрическим, конструктивным и массовым параметрам. Если рассматривать одноосный «легкий» прицеп, не снабженный тормозной системой, то не трудно заметить, что значительная разница радиусов колес вызывает крен прицепа и наклон

© В. А. Банников, 2013

колес (развал) в одну сторону. Такое обстоятельство, вероятно, вызовет изменения в «поведении» движущегося автопоезда. В имеющейся литературе, посвященной устойчивости и управляемости автопоездов не рассматривался вопрос влияния асимметрии [2,3], в частности, случая различных типоразмеров колес на одной оси прицепа.

Цель исследования, постановка задачи. В данной работе сделан анализ значимости негативного влияния однонаправленного «развала» колес одноосного прицепа.

Материалы исследований.

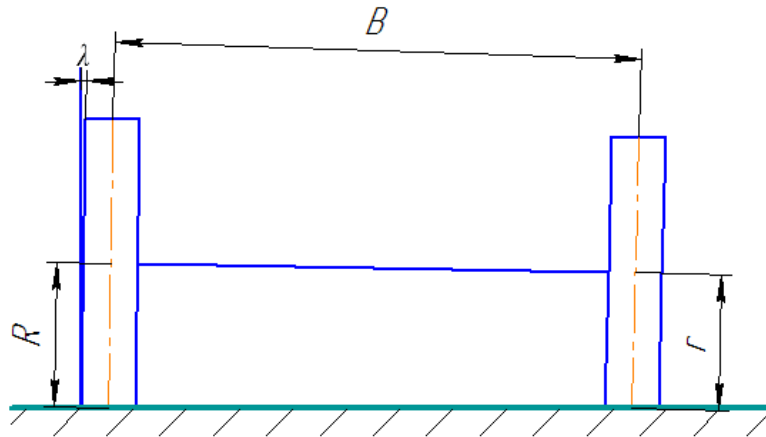


Рисунок 2 – Геометрическая схема возникновения однонаправленного развала колес на оси прицепа

В дальнейшем (на рисунках и в аналитических выводах) колеса оси прицепа условно представлены одним сведенным колесом.

- Где λ – угол развала;
- B – колея;
- R – радиус «большого» колеса;
- r – радиус «меньшего» колеса;
- O – точка сцепки.

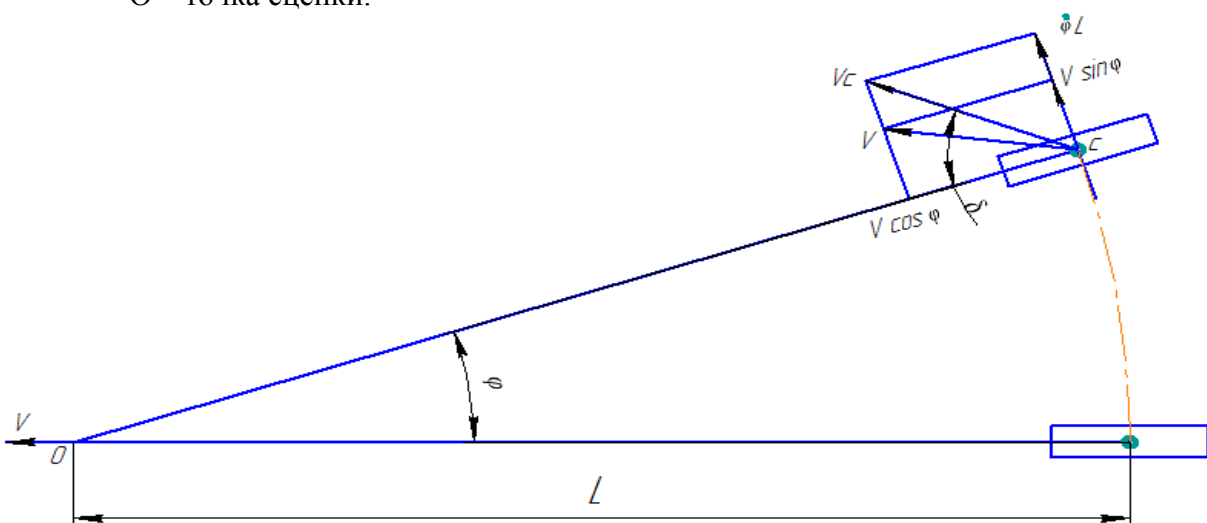


Рисунок 3 – Схема сил действующих на прицеп в случае разного типоразмера колес левого правого борта (колеса условно сведены)

Продольная V_{cx} и поперечная V_{cy} проекции скорости точки контакта С соответственно:

$$V_{cx} = V \cdot \cos \varphi \approx V;$$

$$V_{cy} = V \cdot \sin \varphi + \dot{\varphi} \cdot L \approx V \cdot \varphi + \dot{\varphi} \cdot L;$$

где L – расстояние от точки сцепки до оси прицепа;

δ – угол увода;

φ – угол складывания.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{V_{cy}}{V_{cx}} = \frac{V \cdot \sin \varphi + \dot{\varphi} \cdot L}{V \cdot \cos \varphi} \approx \varphi + \frac{\dot{\varphi} \cdot L}{V}.$$

Уравнение моментов относительно точки сцепки О без силы инерции в окрестности прямолинейного движения:

$$J \cdot \ddot{\varphi} = Y \cdot L,$$

где Y – суммарная боковая сила на оси прицепа;

J – момент инерции прицепа относительно вертикальной оси;

$$Y = \kappa \cdot \delta - \chi \cdot \lambda,$$

здесь λ – угол развала;

$$\lambda \approx \frac{R-r}{B} = \operatorname{tg} \lambda.$$

В случае установившегося движения $\dot{\varphi} = 0$, тогда значение угла складывания определяется соотношением

$$\varphi = \delta = \frac{\chi \cdot \lambda}{\kappa},$$

здесь χ – безразмерный коэффициент сопротивления развалу;

κ – безразмерный коэффициент сопротивления уводу.

Результаты исследований. Поскольку, величина κ в среднем на порядок больше величины χ , приблизительно в 10 раз [4], поэтому угол складывания φ , равный углу увода эластичного колеса δ , составляет 0,1 часть от угла развала, а значит влияние развала будет незначительно. Так, при развале 10° , увод составит лишь 1° , что соответствует смещению прицепа на 0,2 м при гипотетической длине

$L=10$ м ($10 \times 0,02=0,2$ м). Реальная длина прицепа значительно меньше. Максимальный угол развала может быть около 5° , если радиус «большой» шины одного борта равен, например, $R = 380$ мм, а радиус «меньшей» шины другого борта – $r = 230$ мм, тогда максимальное смещение прицепа не превысит 0,03 м. Здесь, как и в примере с длиной прицепа ($L=10$ м), взято маловероятное сочетание величин радиусов шин.

Выводы. Полученные результаты свидетельствуют о том, что в диапазоне реальных конструктивных параметров легковых автопоездов, их колес, ТСУ (тягово-цепных устройств) и т.д., использование на одной оси прицепа шин различного диаметра, в пределах расхождения до 60%, не может привести к заметному смещению прицепа, и таким образом – к негативному влиянию на безопасность движения.

Список литературы: 1. Раймпель Й. Шасси автомобиля / сокр. пер. I тома 4 нем. изд. В.А. Агапова; под ред. И.Н.Зверева. М.: Машиностроение, 1983. -356 с., ил.
2. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1975. – 216с.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Nijmeijer H. Development and validation of the MC-Swift concept tire model / H. Nijmeijer, J.M. Besselink, T.H. Jansen, C.M. Luijten. Eindhoven University of Technology, Department Mechanical Engineering, Dynamics and Control Group/ Eindhoven. May, 2007, – 97 P.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 629.113

Влияние однонаправленного развала колес одноосного прицепа на степень его бокового смещения / В. А. Банников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 66–69. – Бібліогр.: 4 назв.

Пропонується оцінка впливу однонаправленого розвалу коліс одноосного причепа, на його ступінь бічного зсуву, внаслідок вимушеного використання правої і лівої шин різного діаметра. Зроблено висновок про допустимий рівень різниці радіусів шин осі причепа і бічному зміщенні поздовжньої осі причепа відносно поздовжньої осі тягача.

Ключові слова: одноосний причіп, односпрямований розвал коліс, універсальна маточина, кут відведення, бічний зсув.

The estimation of one-way the vertical divergance wheels for the single axle trailer on the displacement degree clue to forced using right or left tires of different diameters is proposed. It is concluded about acceptable level difference of radii

Keywords: single axle trailer, unidirectional the vertical divergance of the wheel, universal hub, slip angle, lateral displacement.

УДК 621.83.062

В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
М. Б. БУРЛЫГА, асс. КГПУ, Кременчуг;
С. А. ШУБА, ст. преп. НТУ «ХПИ»

РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ И СРАВНЕНИЕ ИХ С РАСЧЕТОМ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ

Проведены полевые испытания и выполнено сравнение экспериментальных и расчетных значений основных технико-экономических показателей колесных тракторов, оснащенных штатными ступенчатыми механическими трансмиссиями. В результате численного эксперимента подтверждена эффективность бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, буксование, эффективность.

Введение. Известно, что в настоящее время в Украине нет серийно выпускаемых тракторов с бесступенчатыми двухпоточными гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ) или их опытных образцов отечественного производства. Наряду с этим идет активная работа по их созданию. В связи с этим становится вопрос об адекватности математических моделей, применяемых в процессе обоснования схемных решений ГОМТ и при их проектировании в целом.

Анализ последних достижений и публикаций. Математические модели для тракторов со ступенчатыми механическими трансмиссиями (СМТ) проверялись на основании данных полевых испытаний, результаты которых зафиксированы в техническом протоколе испытаний [1]. Результаты моделирования сравнивались с экспериментальными данными, что позволяет судить об адекватности такой математической модели.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является:

1. Сравнение эффективности работы сельскохозяйственных тракторов на тяговых технологиях (конкретно на вспашке) для тракторов, которые оснащены штатными СМТ, и подтверждение адекватности математической модели [2], учитывающей только механические потери в СМТ.

2. Включение в математическую модель объемных и механических потерь в предложенной бесступенчатой двухпоточной ГОМТ и сравнение эффективности СМТ и ГОМТ на тяговых технологиях в результате численного эксперимента ввиду отсутствия тракторов, оснащенных предложенной ГОМТ.

Описание проведения полевых испытаний и моделирование технико-экономических показателей испытуемых тракторов, теоретически оснащенных бесступенчатой двухпоточной ГОМТ. В полевых испытаниях [1] участвовали трактор Т-150К-09 с плугами ПЛН-5-35 и ПН-6-35, оснащенный двигателем ЯМЗ-236Д-3; трактор Т-17021-03 с плугом ПРУН-5-45, оснащенный лицензионным двигателем «Дойц – ТВД226В6» производства Китай; трактор МТЗ-1221 с плугом ПЛН-5-35, оснащенный двигателем Д260.2.

Полигонные испытания проводились в сухую ясную погоду на горизонтальном поле опытного полигона ОАО «ХТЗ» 28.10.2006. Экспериментальные работы

© В. Б. Самородов, М. Б. Бурлыга, С. А. Шуба, 2013

проводились силами опытно-экспериментального цеха и управления Главного конструктора ОАО «ХТЗ» под непосредственным руководством д.т.н., проф. Самородова В.Б. (в то время занимавшего должность заместителя генерального директора ОАО «ХТЗ» по перспективным разработкам и модернизации) и сотрудников кафедры автомобиле- и тракторостроения НТУ «ХПИ».

В процессе полигонных испытаний влажность почвы составляла 16-18%. Фоном испытания была стерня после уборки сои. Вспашка проводилась плугами ПЛН-5-35 и ПРУН-5-45 на глубину $0,25 \div 0,27$ м, а плугом ПН-6-35 – на 0,22 м. Предварительно каждый из МТА прошел наладку плуга на глубину $0,25 \div 0,27$ м (плуг ПН-6-35 – на глубину 0,22 м), припашку и контрольную проверку регулировки навесного оборудования для пахоты на заданную глубину. Контроль глубины пахоты осуществлялся при помощи стандартного бороздомера [1].

Перед началом пахоты в местах трогания в своей загонке топливные баки всех тракторов заправлялись полностью под горловину. По сигналу руководителя испытаний производился одновременный старт всех МТА. В кабине каждого из тракторов находился хронометражист с секундомером, который фиксировал время прохода каждого гона длиной в 1 км и суммарное время пахоты своего участка.

После окончания испытаний (вспашки) трактора останавливались на ровном участке поля возле своего зачетного участка, где методом долива топлива до горловины топливного бака предварительно протарированными мерными емкостями определялся расход топлива.

Средняя скорость и средний коэффициент буксования рассчитывались для каждого МТА следующим образом:

$$V = \frac{L}{n_K} \sum_{i=1}^{n_K} \frac{1}{t_i}; \quad (1)$$

$$\delta = \frac{1}{n_K} \sum_{i=1}^{n_K} \left(1 - \frac{L^*}{2\pi r n_{i,K \text{ ЭКСП}}} \right) \quad (2)$$

где n_K – количество проходов k-м трактором гона; L – длина гона, м; t_i – время прохода k-м трактором гона, ч; r – реальный радиус ведущего колеса k-ого трактора; $n_{i,K \text{ ЭКСП}}$ – обороты меловой метки на колесе k-ого трактора при прохождении участка длиной L^* (внутри гона).

При расчетах принимались следующие исходные данные для математической модели: сопротивление перекачиванию трактора $f^* = 0,08$; для определения буксования по формуле $\varphi = \alpha - \beta \cdot e^{-\lambda \cdot \delta}$ использовались эмпирические коэффициенты $\alpha = 0,7$, $\beta = 0,708$, $\lambda = 7,4$ [3] для тракторов производства ХТЗ и $\alpha = 0,64$, $\beta = 0,64$, $\lambda = 6,82$, которые рекомендованы НАТИ (г. Москва) для определения буксования конкретно тракторов МТЗ. Массы тракторов Т-150К-09, ХТЗ-17021 и МТЗ-1221 – 8200 кг, 8600 кг и 5000 кг соответственно; величина коэффициента k удельного сопротивления почвы – 60000 Н; величина коэффициента трения $f_{\text{пл}}$ почвы по лемешной стали – 0,35 [3]; длина гона L – 1 км; реальный радиус r ведущего

колеса k -ого трактора – 0,72 м (для тракторов ХТЗ) и 0,65 м (для трактора МТЗ); L^* – 200 м.

В таблице представлены – конструктивная ширина захвата плугов, мощность и удельный расход топлива указанных тракторных двигателей и окончательно обработанные результаты эксперимента [1].

Из таблицы следует, что для тракторов класса 3, 4 – то есть для Т-150К-09 и ХТЗ-17021 результаты эксперимента достаточно близко совпадают с расчетными – максимальная ошибка (при моделировании тракторов, оснащенных СМТ) в этом случае не превосходит 8,8% в отдельном единичном случае для погектарного расхода топлива трактором Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35, оснащенного двигателем ЯМЗ-236Д-3. Для других показателей ошибки не превосходят 5,4%. Средняя ошибка между расчетом и экспериментом для тракторов с штатными СМТ по производительности – 3,9%, по буксованию – 3,8%.

Для трактора МТЗ-1221 с плугом ПЛН-5-35, оснащенного двигателем Д260.2 ошибки не превосходят 4,5% (четвертая строка табл.), что говорит о важности правильного описания взаимодействия колесного движителя с грунтом, то есть процесса буксования.

Результаты по моделированию технико-экономических показателей испытуемых тракторов, теоретически оснащенных бесступенчатой двухпоточной ГОМТ (рис.), показывают, что производительность на вспашке в случае всех четырех тракторов снижается в интервале от 1,8%-2,0% (табл.) из-за меньшей рабочей скорости МТА, оснащенного бесступенчатой ГОМТ. Прежде всего это объясняется наличием утечек в объемных гидромашинах и некоторой потерей угловой скорости ведущих колес, то есть и теоретической скорости трактора V_T , а следовательно и рабочей скорости с учетом буксования. Поскольку физико-механические свойства почвы одинаковы, то для одинаковой крюковой нагрузки буксование для трактора с СМТ будет большим, чем для трактора с ГОМТ. То есть использование ГОМТ способствует улучшению экологии грунта. В тоже время погектарный расход топлива увеличивается, но не более чем на 2,0%.

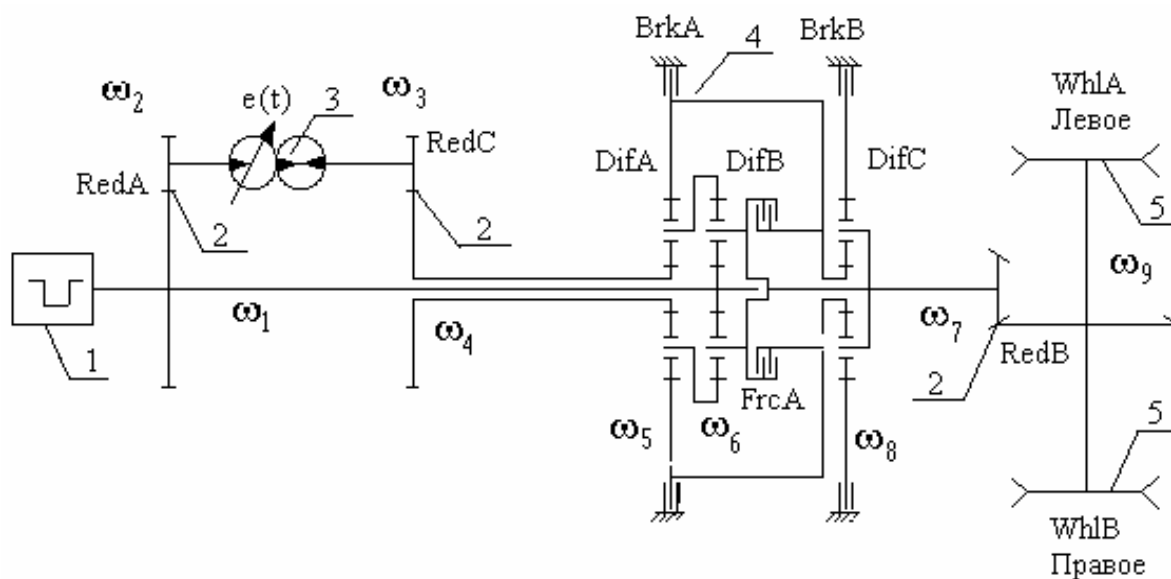


Рисунок – Кинематическая схема двухпоточной ГОМТ колесного трактора: 1 – ДВС; 2 – редуктора; 3 – ГОП; 4 – планетарный механизм передач; 5 – ведущие колеса

Таблица – Результаты сравнительных полевых испытаний тракторов и данных математической модели

Состав МТА (трактор + двигатель + плуг)	Ширина плуга В, м	Мощь-ть дв-ля N _д , кВт	Удельны й расход фн; г/кВт/ч	Произв-ть S _{жсп} (S), га/час		Погектарный расход Q _{жсп} (Q), кг/га		Скорость МТА V _{жсп} (V), км/ч		Буксование δ _{жсп} (δ), %	
				ГОМТ /отклоне ние ΔS, %	СМТ /ошибка ΔS, %	ГОМТ /отклоне ние ΔQ, %	СМТ /ошибка ΔQ, %	ГОМТ	СМТ /ошибка ΔV, %	ГОМТ	СМТ /ошибка Δδ, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Т-150К-09 + ЯМЗ-236Д-3 + ПЛН-5-35	1,75	128,7	220	(1,25) ΔS= -1,9%	1,33 (1,28) /	(25,09) ΔQ=2,0%	26,98 (24,6) /	(7,14)	7,6 (7,35) /	(14,9)	17,1 (16,5) /
ХТЗ-17021 + ТВД226В6 (Китай) + ПРУН 5-45	2,25	132,4 (103*)	217 (200*)	(1,15) ΔS= -1,8%	1,25 (1,18) /	(17,75) ΔQ= 1,95%	16,60 (17,42) /	(5,11)	5,56 (5,25) /	(15,1)	18,5 (17,3) /
Т-150К09 + ЯМЗ-236Д-3 + ПЛН 6-35	2,10	128,7	220	(1,58) ΔS=-2%	1,70 (1,62) /	(20,93) ΔQ=2,0%	20,75 (20,52) /	(7,52)	8,1 (7,7) /	(15,8)	17,1 (17,7) /
МТЗ-1221 + Д260.2 + ПЛН-5-35	1,75	96	226	(0,95) ΔS= -1,9%	0,99 (0,97) /	(26,31) ΔQ=2,0%	26,56 (25,8) /	(5,42)	5,66 (5,55) /	(21,8)	22,0 (23,0) /

* - реальные значения, используемые в эксперименте, соответствующие оборотам двигателя 1750 об/мин [1]

Выводы

1. Объемные и механические потери в ГОМТ на 5-7% превышают «чисто» механические потери в СМТ. В связи с этим, тем не менее, производительность на вспашке падает теоретически до 2%, а погектарный расход примерно настолько же увеличивается.
2. Проведенный анализ подтвердил численно практически одинаковую эффективность ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий. По крайней мере, теоретически показано, что ни производительность МТА, ни погектарный расход топлива, а следовательно и затраты на обработку 1 га (грн/га) при использовании рационально выбранных кинематических схем бесступенчатых двухпоточных ГОМТ не приведет к заметному (до 5-10%) ухудшению основных технико-экономических показателей, в то же время бесспорно будет эффективным с точки зрения эргономики и экологии.

Список литературы: 1. Сравнительные испытания тракторов производства ОАО „ХТЗ” и трактора МТЗ-1221 производства „Беларусь” на пахоте. Протокол №10477. – ОАО „ХТЗ”. – 2006. – 7с. 2. Самородов В.В. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // Збірник наукових праць Національної гірничої академії. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174. // Вісник НТУ «ХП» “Автомобіле- і тракторобудування”. – 2004. – №16, – с. 63-70. 3. Самородов В.В., Лебедев А.Т. Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Рациональное агрегатирование тракторов на вспашке // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – №11, – с. 43-55.

Поступила в редколлегию 15.04.2013

УДК 621.83.062

Результаты полевых испытаний и сравнение их с расчетом для основных технико-экономических показателей тракторов / В.В. Самородов, М. Б. Бурлыга, С.А. Шуба // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 70–74. – Бібліогр.: 3 назв.

Проведено польові випробування й виконано порівняння експериментальних і розрахункових значень основних техніко-економічних показників колісних тракторів, що мають штатні ступінчасті механічні трансмісії. В результаті чисельного експерименту підтверджена ефективність безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, буксування, ефективність.

They are organized field test and it is executed comparison experimental and design values of the main technical-economic factors wheel tractor, which are equipped staff mechanical gearbox. As a result of the numerical experiment is confirmed efficiency CVT.

Key words: tractor, continuously variable transmission, skidding, efficiency.

УДК 631.372

А. Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

В. В. КУЧКОВ, аспирант НТУ «ХПИ»;

И. С. КРАСНОЯРУЖСКИЙ, магистр НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРНЫХ ШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИХ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В статье рассмотрена возможность улучшения тягово-сцепных свойств тракторных шин при выборе оптимальных параметров: вертикальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине, с использованием известных методик, которые применяются при расчете взаимодействия ведущего колеса с опорной поверхностью.

Ключевые слова: трактор, буксование, сила тяги, нагрузка на колесо, деформация шины.

Введение. Колесные сельскохозяйственные тракторы являются основным тяговым агрегатом в сельском хозяйстве и широко используются во всем мире. Но, несмотря на преимущества колесных тракторов, они имеют недостатки, связанные с ограниченным использованием на ранних весенне-полевых работах при повышенной влажности почвы, что объясняется увеличенным буксованием колес и повышенным уплотняющим воздействием на почву.

Увеличение сцепного веса трактора, а также вертикальной нагрузки на колесо, способствует улучшению тяговых свойств колеса и сцепления с почвой. Но вертикальная нагрузка на колесо не должна превышать максимально допустимое значение при соответствующем давлении воздуха, которое указано в технической характеристике шины.

Поэтому возникает вопрос, при какой радиальной нагрузке и каком давлении будет получена максимальная касательная сила тяги, КПД ходовой системы и коэффициент использования сцепного веса и как будут меняться эти параметры, при варьировании давлением воздуха.

Анализ последних достижений и публикаций. Математические модели тягово-сцепных характеристик для колесного сельскохозяйственного трактора рассматривались в работе [1], где были получены статистический прогиб шины, площадь пятна контакта, деформация грунта и другие параметры колеса.

Зависимость касательной силы тяги колеса от коэффициента буксования по различным методикам, которые широко применяются при расчете тягово-энергетических показателей рассматривались в работах [2-4]. Сравнение этих методик на совмещенной топологии приведено в работе [5]. В работе [6] анализировались типоразмеры шин для трактора ХТЗ-17221 и построены универсальные характеристики шин по методике [4].

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является исследование тягово-сцепных свойств одиночного колеса при варьировании внутришинным давлением воздуха и радиальной нагрузкой, решение задачи по определению оптимальной нагрузки на колесо.

Математическая модель. Математическая модель основана на исследовании взаимодействия ведущего колеса с деформируемой опорной поверхностью, в которой учитывается радиальная нагрузка на колесо, коэффициент буксования, давление воздуха в шине, типоразмер шины, физико-механическими свойствами почвы. Модель дает возможность получить собственную универсальную характеристику любой шины

по методикам, которые используются в расчетах трактора. Зависимости касательной силы тяги колеса от коэффициента буксования приведены в работе [5].

Универсальную характеристику шины рационально оценивать по КПД ходовой системы, который, в случае одиночного колеса, равен КПД колеса:

$$\eta_{\text{хс}} = \frac{F_{\text{к}} - P_{\text{ф}}}{F_{\text{к}}} \cdot (1 - \delta) \quad (1)$$

где $F_{\text{к}}$ – касательная сила тяги колеса, определенная с учетом радиальной нагрузки на колесо, внутришинного давления [1], коэффициента буксования [5];

$P_{\text{ф}}$ – сила сопротивления качению;

δ – коэффициент буксования колеса.

Коэффициент использования сцепного веса:

$$\varphi_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{к}} - P_{\text{ф}}}{G_{\text{к}}} \quad (2)$$

где $G_{\text{к}}$ – радиальная нагрузка на колесо.

Полезная крюковая сила одиночного колеса:

$$F_{\text{кр}} = F_{\text{к}} - P_{\text{ф}} \quad (3)$$

Анализ результатов исследования. В качестве примера приведены результаты исследования и универсальная характеристика шины 21,3 R24 при различном давлении воздуха (табл. 1). В табл. 1, представлены значения крюковой силы колеса, коэффициента использования сцепного веса и вертикальной нагрузки в точках **А-Г** (рис. 1-2), которые соответствуют максимальному КПД колеса. Однако максимум КПД, определенный по методикам [2-4] имеет численное расхождение значений, связанное, в том числе и с характеристиками связных и несвязных почв.

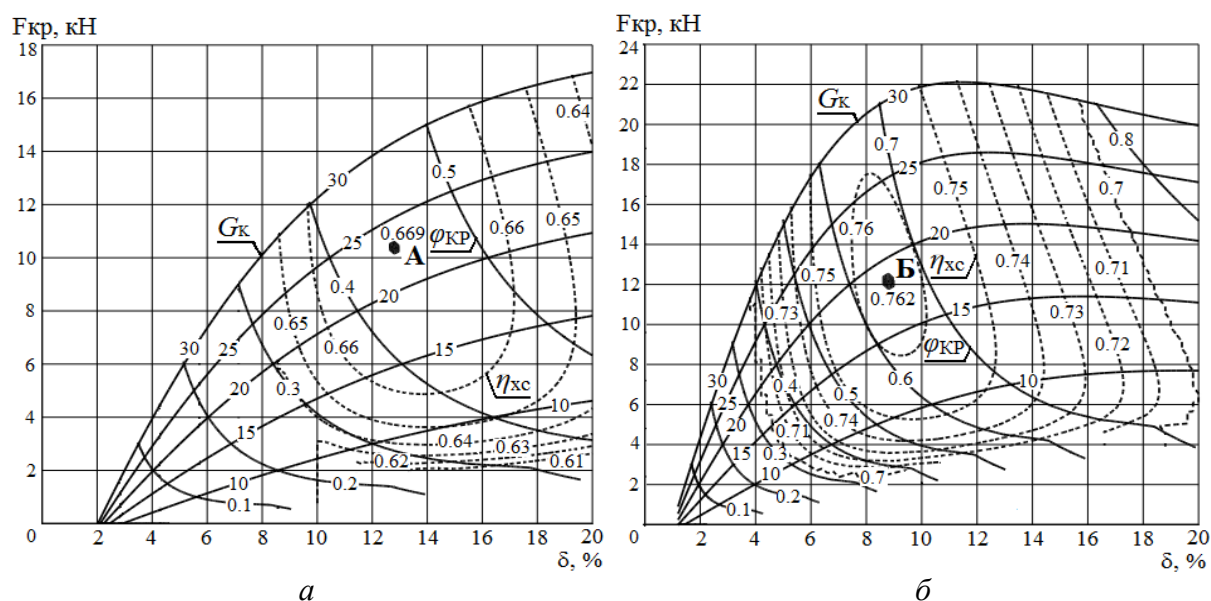


Рисунок 1 – Универсальная характеристика шины 21,3 R24 при давлении в воздухе в шине 0,1 МПа: *а* – методика [2]; *б* – методика [3].

Исследования показали, что для каждой шины существует свой максимальный КПД при определенной радиальной нагрузке. На рис. 1-2 приведены универсальные характеристики шины 21,3 R24 при давлении в шине 0,1 МПа для несвязных и связных почв. В табл. показаны основные параметры колеса при максимально возможном КПД при разном давлении по рассмотренным методикам [2-4].

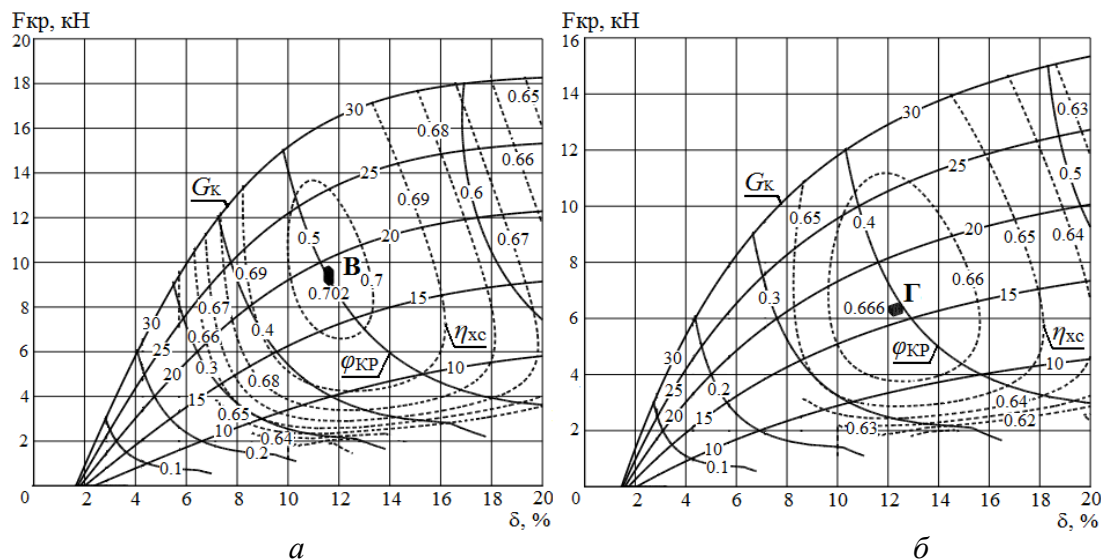


Рисунок 2 – Универсальная характеристика шины 21,3 R24 при давлении в воздухе в шине 0,1 МПа: а – методика [3]; б – методика [4].

Таблица – Параметры колеса с шиной 21,3 R24

Параметры колеса	Мет. [2]	Мет. [3]	Мет. [3]	Мет. [4]
Давление воздуха в шине 0,1 МПа				
Коэффициент буксования колеса δ , %	12,9	8,8	11,5	12,2
Полезная тяговая сила колеса $F_{кр}$, кН	10,4	12	9,5	6,3
Вертикальная нагрузка на колесо G_k , кН	23,1	18,4	18,5	16
Максимум КПД ходовой системы $\eta_{хс}$	0,669	0,762	0,702	0,666
Коэффициент использования сцепного веса $\phi_{кр}$	0,452	0,657	0,5	0,394
Давление воздуха в шине 0,12 МПа				
Коэффициент буксования колеса δ , %	13,2	8,9	11,8	12,6
Полезная тяговая сила колеса $F_{кр}$, кН	11,3	13,5	10,5	7,1
Вертикальная нагрузка на колесо G_k , кН	25	20,5	20,5	18
Максимум КПД ходовой системы $\eta_{хс}$	0,66	0,754	0,693	0,654
Коэффициент использования сцепного веса $\phi_{кр}$	0,451	0,653	0,499	0,393
Давление воздуха в шине 0,14 МПа				
Коэффициент буксования колеса δ , %	13,3	9	12,6	12,9
Полезная тяговая сила колеса $F_{кр}$, кН	12,3	14,5	11,5	7,9
Вертикальная нагрузка на колесо G_k , кН	27,6	22,7	23,2	20
Максимум КПД ходовой системы $\eta_{хс}$	0,65	0,747	0,684	0,644
Коэффициент использования сцепного веса $\phi_{кр}$	0,451	0,653	0,499	0,393
Давление воздуха в шине 0,16 МПа				
Коэффициент буксования колеса δ , %	13,6	9,2	12,2	13,1
Полезная тяговая сила колеса $F_{кр}$, кН	13,5	16	12,5	8,9
Вертикальная нагрузка на колесо G_k , кН	30,1	24,3	25	22,5
Максимум КПД ходовой системы $\eta_{хс}$	0,641	0,74	0,676	0,634
Коэффициент использования сцепного веса $\phi_{кр}$	0,449	0,651	0,499	0,394

Для шини 21,3 R24 по методикі [3] для зв'язних ґрунтів при тиску повітря 0,1-0,16 МПа, радіальна навантаження повинна бути в діапазоні 18,4-24,3 кН, щоб отримати максимум КПД ходової системи який знаходиться в межах 0,762-0,74, ковзання колеса становить 8,8-9,2%.

Для незв'язних ґрунтів при тиску повітря 0,1-0,16 МПа, радіальна навантаження повинна бути в діапазоні 16,0-30,1 кН, щоб отримати максимум КПД ходової системи який знаходиться в межах 0,67-0,70, ковзання колеса становить 11,5-13,6%.

Висновки

1. Збільшення тиску в шині призводить до зменшення максимуму КПД одиночного колеса, зростанню коефіцієнта ковзання і необхідності збільшення вертикальної навантаження.
2. Розглянуті методики визначення касательної сили тяги колеса мають чисельний розброс значень між собою в межах 3%.
3. Для кожної шини існує свій максимум КПД ходової системи, який можна отримати при певній навантаженні і внутрішньому тиску.

Список літератури: 1. Самородов В. Б. Розвиток класических методів тягового розрахунку трактора з урахуванням основних техніко-економічних показників МТА / В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХП». – 2008. – № 58. – С. 11–20. 2. Гуськов А. В. Оптимізація тягово-цепних якостей тракторних шин / А. В. Гуськов // Трактори і сільхозмашини. – 2007. – № 7. – С. 19–21. 3. Гуськов В. В. Трактори: Теорія / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов [и др.]. – М.: Машинобудування, 1988. – 376 с. 4. Шепеленко Г. Н. Основи теорії самоходних машин / Г. Н. Шепеленко. – Х. : Основа, 1993. – 216 с. 5. Ребров А. Ю. Аналіз аналітичних залежностей для визначення коефіцієнта ковзання тракторних шин / А. Ю. Ребров, В. В. Кучков // Вісник НТУ «ХП». – 2012. – № 64. – С. 22–25. 6. Кучков В. В. Аналіз різних типорозмірів шин з точки зору підвищення тягово-зчепних властивостей трактора ХТЗ-17221 / В. В. Кучков // Вісник ХНТУСХ ім. Петра Василенка. – 2013. – №135. – С. 185 – 192 .

Поступила в редколлегию 15.05.2013

УДК 631.372

Исследование тягово-цепных свойств тракторных шин с использованием их универсальных характеристик / А. Ю. Ребров, В. В. Кучков, И. С. Краснояружский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 75–78. – Бібліогр.: 6 назв.

У статті розглянута можливість поліпшення тягово-зчепних властивостей тракторних шин при виборі оптимальних параметрів: вертикального навантаження і внутрішнього тиску повітря в шині, з використанням відомих методик, які застосовуються при розрахунку взаємодії ведучого колеса з опорною поверхнею.

Ключові слова: трактор, ковзування, сила тяги, навантаження на колесо, деформація шини.

The article considers the possibility of improving the traction characteristics of tractor tires when selecting the optimal parameters: the vertical load and internal air pressure in the tire, using known techniques, which are used in the calculation of the interaction of the drive wheel with the ground.

Keywords: tractor, slip, traction soil, wheel load, the deformation of the tire.

УДК 629.3.07

В. І. ЗАХАРЧУК, канд. техн. наук, доц. Луцький НТУ

ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА З ТЕХНІЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ПОЗИЦІЙ

Наведено результати розрахункових досліджень перспективності застосування альтернативних моторних палив в засобах технологічного транспорту методом інтегральної оцінки рівня екологічної безпеки та технічної досконалості транспортних засобів.

Ключові слова: альтернативне паливо, транспортний засіб, екологічні показники

Вступ. Нафта є основною сировиною для виробництва моторних палив (на потреби автомобільного транспорту тратиться більше 50% від загальної кількості її видобутку). Прогнозована у зв'язку зі скороченням запасів нафти нестача палива нафтового походження може бути компенсована застосуванням його альтернативних видів. Переведення дизелів, які знаходяться в експлуатації, на альтернативні палива призводить до зміни ряду їх експлуатаційних якостей [1], в тому числі екологічних характеристик відпрацьованих газів (ВГ). В цьому випадку підбір палива на основі екологічних характеристик ВГ дозволяє вирішити зразу дві задачі: знизити екологічну небезпеку транспортних засобів (ТЗ) та скоротити використання нафти на потреби транспорту.

Аналіз основних досягнень і літератури. Численними дослідженнями, проведеними в останні роки різними авторами, виявлені такі особливості роботи двигунів та транспортних засобів на альтернативних паливах: зменшення потужності двигунів у порівнянні з базовими, зменшення вантажопідйомності та запасу ходу, збільшення витрати палива та ін.[1, 2, 3]. Не дивлячись на накопичений численний матеріал по застосуванню альтернативних палив на автомобільному та інших видах транспорту, використання цього матеріалу для порівняльної оцінки ефективності транспортного процесу утруднено. Це обумовлено неоднаковими умовами проведення експериментів і практичної експлуатації транспортних засобів, а часто і суперечними результатами. Тому комплексне та системне вирішення питань, пов'язаних з покращенням експлуатаційних показників транспортних засобів, дозволить виявити раціональні шляхи розширення використання альтернативних моторних палив.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є дослідження зміни екологічних характеристик такого виду технологічного транспорту, як колісний трактор МТЗ-80, при його роботі на альтернативних моторних паливах: природному газі та новому біодизельному паливі – ізопропіловому ефірі ріпакової олії.

Матеріали досліджень. Аналіз кількісних характеристик відпрацьованих газів ТЗ, які оцінюються пробіговими викидами шкідливих речовин (ШР), дозволяє встановити їх склад, вміст окремих речовин та пріоритетність речовин за масою викиду. Але речовини, які входять до складу ВГ, чинять різний вплив на організм людини. Тому за кількісними характеристиками неможливо скласти уявлення про екологічну небезпеку ВГ.

Комплексним показником екологічної небезпеки ВГ є категорія небезпеки

© В. І. Захарчук, 2013

ТЗ [4]:

$$KHT = \sum_{i=1}^n KHD_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{ГДК_i} \right)^{\alpha_i}, \quad (1)$$

де KHD_i – категорія небезпеки i -ої речовини, m^3/c ;

M_i – кількість викидів i -ої речовини, $г/с$;

$ГДК_i$ – середньодобова гранично-допустима концентрація i -ої речовини, $г/м^3$;

α_i – безрозмірна константа, яка дозволяє співставити класи небезпеки i -ої речовини і діоксиду сірки (III клас небезпеки);

n – кількість шкідливих речовин у ВГ.

КНТ включає кількості викидів всіх нормованих шкідливих речовин, які містяться у відпрацьованих газах, та характеристики їх токсичності, тому виражає абсолютну екологічність ВГ.

Важливою перевагою такого підходу до інтегральної оцінки ВГ є той факт, що КНТ дозволяє порівнювати між собою небезпеку транспортного засобу і промислового підприємства (стаціонарного джерела забруднення атмосфери).

При розрахунку категорії небезпеки на основі даних виконаних випробувань виникає необхідність в обчисленні кількостей викидів окремих речовин M_i . Вказаний розрахунок виконується за виразом (2):

$$M_i = \frac{M_i^L \cdot L}{t} = \frac{M_i^I}{t}, \quad (2)$$

де M_i^L – питомий викид i -ї речовини, $г/км$;

M_i^I – питомий викид i -ї речовини, $г/випробування$;

L – протяжність їздового циклу, $км$;

t – час циклу, $с$.

Аналіз отриманих інтегральних характеристик ВГ дозволяє визначити кількісні вирази їх абсолютної екологічної небезпеки, визначити найбільш небезпечні речовини в них, оцінити вплив виду палива на екологічну небезпеку ВГ. Але КНТ не дає уявлення про ступінь екологічної небезпеки ВГ і ступінь технічної досконалості ТЗ, працюючого на альтернативних паливах, з позиції екологічної небезпеки.

Технічна готовність двигуна до роботи на альтернативних паливах оцінюється за критерієм T , який дозволяє визначити рівень пристосованості двигуна до альтернативних палив за екологічними характеристиками ВГ:

$$T = \frac{KHT}{KHT_0}, \quad (3)$$

де KHT - категорія небезпеки ТЗ, який працює на альтернативному виді палива, $\text{м}^3/\text{с}$;
 KHT_0 - категорія небезпеки ТЗ, що працює на базовому виді палива, $\text{м}^3/\text{с}$.

За виразом (3) з використанням розрахованих значень КНТ, знаходяться числові значення критерію T , за якими робиться висновок про рівень технічної пристосованості двигуна до даного альтернативного палива, тобто про те наскільки розглядана сумісність виду палива и конструкції двигуна відрізняється від базового варіанту з позиції екологічної безпеки.

Але розглянуті критерії не дозволяють судити про відповідність ВГ даного транспортного засобу діючим нормам на викиди ШР.

Критерій K_e , який визначається за виразом (4), дозволяє оцінити рівень екологічної небезпеки та технічної досконалості ТЗ з позиції екологічної безпеки. Даними для розрахунку значень K_e є результати визначення КНТ.

$$K_e = \frac{KHT}{KHT_{\text{евро}}}, \quad (4)$$

де КНТ – категорія небезпеки досліджуваного транспортного засобу, $\text{м}^3/\text{с}$;

$KHT_{\text{евро}}$ – категорія небезпеки транспортного засобу, що задовольняє найжорсткіші діючі норми на викиди (на сьогодні це Євро-V), $\text{м}^3/\text{с}$.

З формули (4) видно, що якщо виконується умова $K_e < 1$, то транспортний засіб можна допускати до подальшої експлуатації, а якщо ж $K_e > 1$, то технічний стан такого засобу з позиції екологічної безпеки варто вважати незадовільним і виникає потреба в прийнятті певних заходів для виправлення такого стану.

Аналіз наявних запасів та експлуатаційних властивостей різних видів палив, які можуть застосовуватись в дизелях, показав, що найбільш перспективними альтернативними паливами для нашої держави є біодизельне паливо та природний газ. Проведемо оцінку перспективності їх використання на прикладі колісного трактора МТЗ-80, який є найпоширенішим засобом технологічного транспорту в сільському господарстві та промисловості.

Технічна пристосованість трактора до різних видів палива оцінювалась за зміною його експлуатаційних параметрів. Необхідні для оцінки дані були отримані нами в ході експериментальних та теоретичних досліджень [5] трактора за їздовим циклом.

Так, перехід з нафтового дизельного палива на біодизельне паливо супроводжується зростанням питомої ефективної витрати палива, зменшенням

ефективної потужності та крутного моменту. Перехід з дизельного палива на природний газ супроводжується зростанням ефективної витрати палива та деяким збільшенням потужності та крутного моменту. Таким чином, двигун Д-240 з позиції тягової динамічності та паливної економічності пристосований до природного газу та мало пристосований до біодизельного палива.

Результати досліджень. Результати досліджень трактора на токсичність ВГ показані в табл. 1. Відпрацьовані гази трактора, працюючого на природному газі, містять в 1,03 рази менше оксидів азоту NO_x, в 1,75 рази більше оксиду вуглецю CO, в 9,3 рази більше вуглеводнів CH, зовсім не містять твердих частинок ТЧ у порівнянні з відпрацьованими газами трактора, працюючого на дизельному паливі. Перехід з дизельного палива на біодизель дає менше зниження викидів ШПР.

За сумарним показником кількості шкідливих викидів (табл. 1) лідирує природний газ. Друге місце займає нафтове дизельне паливо. Третє місце визначено за біодизелем.

Аналіз отриманих даних показав, що ШПР у відпрацьованих газах трактора МТЗ-80 в середньому на 46% складаються з CO, на 36% складаються з NO_x, та на 39% з вуглеводнів. Тобто за кількістю шкідливих викидів найбільш значимим компонентом є оксид вуглецю CO.

Кількісний аналіз складу відпрацьованих газів дає уявлення про кількість викидів окремих шкідливих речовин, сумарній їх кількості та дозволяє виявити найбільш значимі за масою компоненти. Але дати оцінку екологічній безпеці на основі такого аналізу неможливо, так як не враховуються токсичність та клас небезпеки шкідливих речовин. Тому нами проведена комплексна оцінка екологічної небезпеки ВГ трактора МТЗ-80 на основі категорії небезпеки транспортного засобу (табл. 2). Фактично КНТ являє собою кількість повітря в м³/с, яке необхідне для того, щоб токсичну речовину розбавити до безпечної концентрації.

Найбільш екологічно небезпечними є відпрацьовані гази трактора МТЗ-80, працюючого на дизельному паливі. Категорія небезпеки трактора, працюючого на біодизелі в 1,05 рази менша, а на природному газі в 1,16 рази менша, ніж на дизельному паливі. Причому екологічна небезпека відпрацьованих газів для всіх видів палива в середньому на 92% визначається небезпекою оксидів азоту NO_x, масовий вміст яких не самий великий. Значить, оксиди азоту є найбільш небезпечною речовиною ВГ. На частку інших шкідливих речовин приходить не більше 8% категорії небезпеки транспортного засобу.

За екологічними характеристиками ВГ нами проведена оцінка технічної пристосованості двигуна Д-240 до альтернативних палив. Даний двигун пристосований як до природного газу (Т_г=0,798), так і до біодизельного палива (Т_{бд}=0,91). Рівень технічної пристосованості двигуна Д-240 до природного газу (ПГ) вищий, ніж до біодизельного палива.

Таблиця 1 - Викиди ШР (г/км і %) колісним трактором МТЗ-80 при роботі двигуна з різними видами паливами

Вид палива	Кількість викидів ШР колісним трактором									
	NO _x		CO		CH		ТЧ		Всього	
	г/км	г/с	г/км	г/с	г/км	г/с	г/км	г/с	г/км	г/с
Дизельне паливо	6,1	0,038	5,6	0,035	0,6	0,003	0,77	0,0048	13,0	0,081
Природн. газ	5,9	0,036	9,8	0,064	5,6	0,036	-	-	21,3	0,136
Біодизель	5,8	0,037	8	0,051	1,3	0,008	0,62	0,0039	15,7	0,1

Таблиця 2 - Категорія небезпеки ВГ колісного трактора при роботі його двигуна на різних паливах

Вид палива	Категорія небезпеки різних речовин ВГ								Категорія небезпеки трактора (КНТ)	
	NO _x		CO		CH		ТЧ			
	м ³ /с	%	м ³ /с	%	м ³ /с	%	м ³ /с	%	м ³ /с	%
дизельне паливо	2789,1	87,8	9,1	0,29	1,9	0,06	377,5	11,9	3177,6	100
природний газ	2599,8	98,7	15,1	0,57	17,4	0,66	-	-	2632,9	100
біодизель	2694,1	89,8	12,8	0,42	4,5	0,15	288,2	9,6	2999,6	100

Наступним етапом було визначення рівня екологічної небезпеки та технічної досконалості трактора МТЗ-80 при роботі на різних паливах за критерієм Ка(таблиця 3). Значення КНТ_{євро} розраховані за виразом (1) та нормами Євро-5 пробігових викидів ШР дизельних транспортних засобів.

Таблиця 3 – Оцінка екологічної небезпеки трактора МТЗ-80 при роботі на різних паливах

Вид палива	Ke	Рівень екологічної небезпеки
дизельне паливо	2,98	Помірно небезпечний
природний газ	2,38	
біодизель	2,7	

Не дивлячись на те, що рівень екологічної небезпеки трактора МТЗ-80 при переході з дизельного палива на альтернативні палива зменшується, він залишається небезпечним джерелом забруднення атмосфери. Цей факт пояснюється недосконалістю

конструкції дизеля Д-240, транспортний засіб з яким за європейськими екологічними нормами не може бути допущений до експлуатації.

Висновки. Узагальнивши вищевикладене, можна стверджувати, що саме критерій екологічної безпеки ТЗ дозволяє не тільки об'єктивно оцінювати як ТЗ в цілому діє на навколишнє середовище, але і вирішувати багато екологічних та технічних задач, пов'язаних з експлуатацією ТЗ. Найбільш небезпечною речовиною ВГ автотракторного двигуна при його роботі на різних паливах є оксиди азоту. Тому для двигунів технологічного транспорту, який певний час працює в приміщеннях з обмеженим повітрообміном важливим є застосування нейтралізаторів ВГ, які зменшують викиди саме цієї речовини.

Список літератури: 1.Марков В.А., Ефанов А.А., Девянин С.Н. Альтернативные топлива и методика оценки их экологических качеств//Грузовик. - 2007. - №6. - с. 27-34. 2.Патрахальцев Н.Н. Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив. – М.: РУДН, 2008. – 248 с. 3. Использование альтернативных топлив в самоходной технике. Научно-информационный материал//М., Московский государственный агроинженерный университет им. В.П.Горячкина, 2010. - 95 с. 4. Цыцюра А.А., Дворников Г.П., Бондаренко Е.В. Оценка влияния автомобильного транспорта на качество воздушной среды Оренбуржья//Вестник ОГУ. – 2000. - №1, с. 47-49. 5.V.Zaharchuk, V.Tkachuk, O.Zaharchuk. Estimation of biodiesel fuel on the basis of rape oil and isopropyl alcohol// Polish academy of sciences, branch in Lublin, volume XI, Lublin, 2011, p. 450-456.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 629.3.07

Оцінка доцільності переведення транспортних засобів на альтернативні палива з технічної та екологічної позицій / В. І. Захарчук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 79–84. – Бібліогр.: 5 назв.

Приведены результаты расчетных исследований перспективности применения альтернативных моторных топлив в средствах технологического транспорта методом интегральной оценки уровня экологической безопасности и технического совершенства транспортных средств.

Ключевые слова: альтернативное топливо, транспортное средство, экологические показатели.

Suggested the results of rated investigations of perspectiveness of use of alternative motor fuels in means of technological transport by method of integral estimate of level of ecological safety and technical ideality of vehicles.

Key words: alternative fuel, vehicle, ecological indices.

УДК 629.3.018.7

В. П. САХНО, д-р тех. наук, проф., НТУ, Київ;
Р. М. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук, доц., Луцький НТУ;
В. І. ПАВЛЮК, асистент Луцький НТУ;
П. П. КОСТЮК, магістр Луцький НТУ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВОРОТКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ МАЛОГО КЛАСУ

Розроблено методику проведення експериментальних досліджень статичної повороткості. Підбрано комплекс вимірювальної апаратури. Створена дорожня лабораторія. Наведено висновки і рекомендації щодо подальших досліджень.

Ключові слова: повороткість, характеристики шин, методика, обладнання, експеримент.

Вступ. Дослідження стійкості і керованості автомобіля, як і повороткості, неможливе без врахування явища відведення пневматичних шин. Властивості повороткості визначаються жорсткісними характеристиками шин за боковим відведенням осей автомобіля. В свою чергу на характеристики автомобільних шин впливають багато чинників. За умови технічної справності шин найбільш вагомими з них: особливості конструктивного виконання, тиск повітря в шинах, величина нормального навантаження на колеса, режим кочення коліс автомобіля.

Шини зі сталевим поясом корду мають хороші характеристики опору відведенню. Тиск в шинах одночасно з перерозподілом навантаження між колесами однієї осі суттєво впливає на характеристики її відведення.

Аналіз основних результатів досліджень і літератури. Незважаючи на існуючі математичні моделі кочення пневматичної шини, основними методами визначення жорсткісних характеристик шин є експериментальні дослідження. Повороткість автомобіля визначається різницею кутів відведення $\Delta\delta$ передньої δ_{12} та задньої δ_{34} осей автомобіля. Статична повороткість характеризується здатністю чинити опір відведенню осей автомобіля під час усталеного криволінійного руху. Характеристики, що визначають властивість повороткості транспортного засобу, виражаються функціями відцентрового прискорення: $\delta_{12} = f(a_y)$, $\delta_{34} = f(a_y)$, $\Delta\delta = f(a_y)$ [1,2].

Використовують різні методики визначення характеристик статичної повороткості автомобіля. В роботі [2] наводиться перелік основних видів випробувань та особливості визначення характеристик повороткості в усталених умовах криволінійного руху: випробування при постійному радіусі траєкторії, при постійній швидкості руху та при постійному куті повороту керованих коліс. У нормативному документі [1] наведена методика визначення даних характеристик способом, в основі якого є умова сталості кута повороту керованих коліс при русі автомобіля коловими траєкторіями з різними швидкостями. Також вказані рекомендації щодо вибору необхідного обладнання для проведення експерименту.

Для дослідження керованості криволінійного руху автомобіля [3] необхідно, на основі існуючих, розробити методику визначення характеристик повороткості за відведенням $\delta_{12}, \delta_{34} = f(a_y)$ та підібрати необхідну вимірювально-реєструючу апаратуру.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є розробка методики експериментального визначення характеристик осей за відведенням $\delta_{12}, \delta_{34} = f(a_y)$ та

комплексу вимірювально-реєструючої апаратури, необхідної для проведення експериментальних досліджень.

Матеріали досліджень. На основі аналізу існуючих методів визначення характеристик керованості і повороткості в умовах усталеного криволінійного руху розроблено методу, що дозволяє визначати поворотність транспортного засобу через характеристики, виражені функціями відцентрового прискорення. При цьому незалежними факторами в експерименті є швидкість автомобіля V_a , радіус колової траєкторії руху його центра мас R_a , маса автомобіля M_a та розподіл її на передню m_{12} та задню m_{34} осі: $\delta_{12} = f(m_{12}, V_a, R_a)$, $\delta_{34} = f(m_{34}, V_a, R_a)$, $\Delta\delta = f(a_y) = f(M_a, V_a, R_a)$. З урахуванням наведених факторів сформульовані основні положення методики проведення дослідження.

1. Дорожні дослідження проводяться відповідно загальним умовам на проведення випробувань [1, 4, 5]. Агрегати і елементи ходової частини автомобіля перед проведенням досліджень прогриваються пробігом не менше 15 км зі швидкістю $0,75V_{amax}$.

2. Розмічається за допомогою конусів коло необхідного радіусу R (рис.1) з можливістю руху центра мас автомобіля коловою траєкторією радіуса $R_a=20\text{м}$ (рис. 2) з урахуванням безпечного інтервалу. Радіус кола вибирається за рекомендаціями [1] і його значення на порядок перевищує базу автомобіля, тому в роботі прийнято $R_a=OD$.



Рисунок 1 – Рух автомобіля колом заданого радіусу

3. Перед проведенням експериментів водій здійснює декілька заїздів мірною ділянкою, щоб звикнути до маршруту. Оператор налаштовує вимірювально-реєструючу апаратуру.

4. Водій намагається вести автомобіль заданою коловою траєкторією, якомога ближче до фішок розмітки, підтримуючи сталу швидкість руху. Швидкість руху контролюється за спідометром, в привод якого вмонтовано пристрій для збільшення показів спідометра в 3 рази.

5. Оператор слідкує за процесом запису параметрів на моніторі ЕОМ, а також здійснює керування роботою відео камери.

6. Кількість дослідів для визначення характеристик кутів відведення осей, відцентрового прискорення та вибір факторів визначаються плануванням експерименту. Згідно планування експерименту автомобіль з певним завантаженням та заданим тиском повітря в шинах рухається коловою траєкторією визначеного радіуса з встановленою постійною швидкістю руху. В процесі кожного заїзду ведеться відеозйомка дорожнього полотна.

7. Заїзди, в яких отримані результати надто відрізняються від очікуваних, а також в яких зафіксовано відхилення від траєкторії руху чи занесення осей автомобіля, вибраковуюються. При цьому фіксується швидкість виникнення заносу і уточнюється радіус за осцилограмою запису курсового кута для визначення граничного прискорення, за якого відбувається занесення;

8. Безпосередньо за напрямком смуг на кадрі визначається вектор швидкості руху середини осі. Цей спосіб визначення відображає суть визначення поняття кута відведення точки автомобіля в місці закріплення камери. За необхідності збільшення чіткості відеозапису на дорожнє покриття наноситься розбризкуванням вапняний розчин.

Значення радіусу колової траєкторії, що описує центр мас автомобіля, уточнюється за осцилограмою запису курсового кута.

9. За визначеним кутом відведення задньої осі $\delta_{34} = \delta_K$ та уточненим радіусом кривизни траєкторії аналітично визначається кут відведення передньої осі автомобіля δ_{12} .

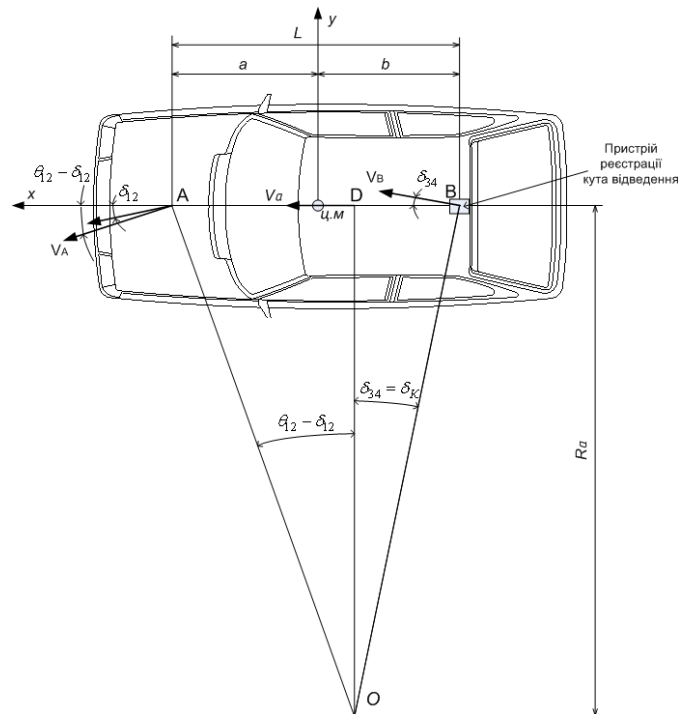


Рисунок 2 – Схема до визначення кутів відведення осей автомобіля

Для визначення кута відведення передньої осі, рис.2, необхідно знати значення кута повороту керованих коліс автомобіля θ_{12} . Кут повороту керованих коліс θ_{12} визначається як середнє значення кутів повороту окремих коліс передньої осі θ_1, θ_2 отриманих експериментально за допомогою потенціометричних датчиків.

$$\delta_{12} = \theta_{12} - \arctan\left(\frac{AD}{OD}\right) = \theta_{12} - \arctan\left(\frac{AD}{R_a}\right) = \theta_{12} - \arctan\left(\frac{L}{R_a} - \tan \delta_{34}\right), \text{ рад} \quad (1)$$

де

$$AD = L - OD \times \tan \delta_{34} = L - R_a \times \tan \delta_{34}, \text{ м} \quad (2)$$

L – база автомобіля, м.

Відцентрове прискорення руху автомобіля

$$a_y = \frac{V_a^2}{R_a}, \text{ м/с}^2 \quad (3)$$

Для експериментального визначення характеристик повороткості необхідно розробити комплекс вимірювального обладнання і апаратури для дорожньої лабораторії, що монтуватиметься на легковому автомобілі малого класу, фіксуватиме необхідні параметри та забезпечуватиме необхідну точність вимірювання [4, 5].

Визначення кутів відведення задньої осі здійснюється шляхом відео зйомки дорожнього полотна в місці горизонтальної проекції на дорогу середини задньої осі автомобіля. Щоб уникнути похибки під час розрахунків при графічному визначенні кута відведення задньої осі через кут відведення точки автомобіля в місці закріплення камери, запропоновано закріпити камеру на днищі кузова в районі середини задньої осі (рис. 3). Для відео зйомки дорожнього полотна використовується вебкамера Logitech Webcam C100, та програмне забезпечення для відеозапису.



Рисунок 3 – Розміщення відеокамери на автомобілі та фрагмент запису кута відведення осі автомобіля

Для фіксації кутів повороту керованих коліс використовуються кільцеві потенціометри (рис. 4). Для кута повороту керованого колеса даного автомобіля необхідний діапазон вимірювання $\pm 36^\circ$ похибка забезпечена потенціометром $\pm 0,3^\circ$ ($0,0052 \text{ рад}$). Електричне увімкнення датчиків здійснене за мостовою схемою.



Рисунок 4 – Розміщення на автомобілі датчиків повороту керованих коліс та зразок осцилограми кута повороту керованих коліс

Розвиток схемотехніки і супутникової навігації дає можливість використовувати сучасне компактне обладнання і датчики з можливістю комплексної фіксації параметрів руху, що забезпечують необхідну точність вимірювання. Проте обмеження у використанні таких датчиків, пристроїв чи відповідних комплексів зумовлене поки що високою вартістю обладнання. Для даного дослідження при визначенні кутів курсу

використовувався гіроагрегат автопілота авіаційної техніки – гіронапівкомпас ГПК-52 (рис.5.). Прилад забезпечує необхідний діапазон та похибку вимірювання. Для курсового кута діапазон вимірювання більше 360° похибка $\pm 0,3^{\circ}$ [1]. Датчиком курсового кута є кільцевий потенціометр гіронапівкомпаса.

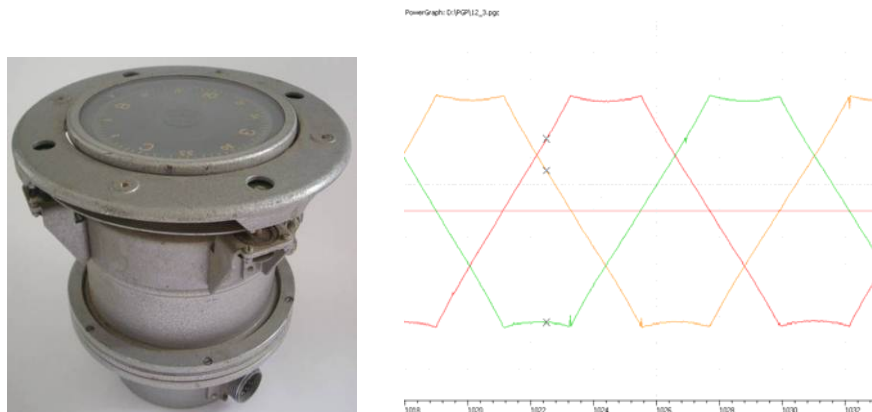


Рисунок 5 – Гіронапівкомпас ГПК-52 та осцилограма запису кута курсу

Результати досліджень. Крім розподілу маси автомобіля додатково факторами в експерименті можуть бути прийняті інші експлуатаційні чи конструктивні параметри автомобіля. Таким чином, можливо здійснювати дослідження впливу окремих факторів на характеристики повороткості. Врахування факторів та їх кількості відображається в плануванні експерименту.

Вибране обладнання сформовано в комплекс вимірювально-реєструючої апаратури і встановлено на автомобілі малого класу ЗАЗ-11022 (рис. 3,4,6).

Камера закріплюється на кузові транспортного засобу (кронштейн кріплення паливного баку) над задньою віссю автомобіля (рис. 3) і вмикається оператором дистанційно. Фрагмент відеозапису для визначення кута відведення задньої осі наведено на рисунку 3.

Корпус датчика закріплений на кузові автомобіля в місці кріплення верхньої опори передньої амортизаційної стійки (рис. 4) Шток амортизаційної стійки паралелограмним важільним механізмом з'єднаний з рухомих контактом резистора.

Таке розміщення дозволяє зменшити вплив кінематики елементів підвіски на значення вимірюваного параметра, що особливо проявляється під час крену автомобіля. Також пружний елемент підвіски гасить частину коливань, що передаються на датчик від колеса під час руху автомобіля. Необхідною умовою монтажу вимірювального обладнання є забезпечення нерухомого зв'язку чашки опорної пружини та обмежувача ходу за рахунок гвинтового з'єднання кріплення штока амортизаційної стійки. Для візуального контролю на дисках обмежувача ходу закріплено кутові лімби (рис. 4).

Прилад ГПК-52 розміщений на автомобілі максимально наближено до центру його маси. Агрегат ГПК-52 змонтовано на основі рамної конструкції. Конструкція стійок і кронштейнів рами основи передбачає зміну положення агрегату відносно кузова дослідного автомобіля, що дає можливість налаштування обладнання на транспортному засобі (рис 6).

Електричний сигнал з датчиків надходять в зовнішній модуль – аналогово-цифровий перетворювач Е14-140, а після перетворення реєструються на ЕОМ за допомогою праграмного забезпечення PowerGraf. Програмне забезпечення дозволяє проводити математичну обробку каналів запису. Так, за сигналами окремих датчиків повороту керованих коліс отримується сигнал, що відображає середнє значення кута повороту керованих коліс.

Приклад запису осцилограми вимірювання кута повороту керованих коліс під час кругового руху з закріпленим рульовим колесом наведено на рис. 4, а осцилограми кута повороту центральної поздовжньої осі автомобіля (курсового кута) наведено на рис. 5.

Керування сигналами датчиків здійснюється оператором з пульта керування.



Рисунок 6 – Розміщення обладнання на автомобілі

Живлення двигунів гіроагрегату здійснюється від трифазного перетворювача ПТ-125Ц. Комплекс апаратури живиться струмом від блоку акумуляторних батарей, бортової мережі автомобіля, та перетворювача напруги 12-220В – IPS-1000С (600Вт).

Висновки. Запропонована методика дозволяє досліджувати вплив окремих конструктивних та експлуатаційних параметрів на поворотність легкового автомобіля. Розроблений комплекс апаратури забезпечує вимірювання та запис параметрів з необхідною точністю і може доукомплектовуватися додатковим обладнанням визначеним відповідною метою експериментальних досліджень.

Список літератури: 1. Автомобили грузовые, легковые и автобусы. Методы определения и оценки параметров управляемости. Проект отраслевой нормы ОН 025–68 (Первая редакция). 2. *Вонг Дж.* Теория наземных транспортных средств / *Д. Вонг.* – М.: Машиностроение, 1982. – 189 с. 3. *Павлюк В.І.* Керування автомобілем в умовах неусталеного криволінійного руху / *В.І.Павлюк* // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. №6 [160] – Луганськ. – 2011. – С.162-165. 4. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. – Введено вперше. 01.01.1997. – К.: Держстандарт України, 1996. – 11 с. 5. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – Введено 01.01.2006. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. – 28 с.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 629.3.018.7

Експериментальне дослідження поворотності легкового автомобіля малого класу / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, В. І. Павлюк, П. П. Костюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 85–90. – Бібліогр.: 5 назв.

Вибрана методика експериментальних досліджень статической поворачиваемости. Подбран комплекс измерительной аппаратуры. Сосдана дорожная лаборатория. Приведены выводы и рекомендации по поводу дальнейших исследований.

Ключевые слова: поворачиваемость, характеристики шин, методы, аппаратура, эксперимент.

The method chosen experimental studies of static understeer. Picked a set of equipment. Was created Road Laboratory. The conclusions and recommendations for further research.

Keywords: understeer, tire characteristics, methods, equipment, experiment.

УДК 629.113.004

О. В. ГАРАЧУК, ст. викл. АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», Донецьк;
В. С. КУЗЬМІН, ас. АДІ ДВНЗ «ДонНТУ»;
В. П. АКІМОВА, студентка АДІ ДВНЗ «ДонНТУ»

ФОРМУВАННЯ ОБСЯГІВ ВИРОБНИЦТВА ПОСЛУГ АВТОСЕРВІСУ

На основі теоретичних досліджень розроблена модель формування обсягів виробництва послуг на підприємстві автосервісу. Модель містить три складові функції: функції негативного і позитивного впливу на збільшення обсягів послуг та функцію планового розвитку обсягів послуг. Розроблено рекомендації по використанню моделі, представлена загальна методика формування обсягів послуг. Модель базується на забезпеченні сталого розвитку виробництва.

Ключові слова: обсяги виробництва, модель формування, методика формування обсягів.

Вступ. Виробничі процеси автосервісних підприємств потребують досліджень і вирішення ряду серйозних проблем і насамперед проблеми підвищення якості і ефективності функціонування виробничого потенціалу в умовах інтенсифікації виробництва. Перед працівниками підприємств стоїть задача обґрунтування напрямків і можливостей стабілізації та розвитку потенціалу виробничого процесу.

За сучасних умов однією з основних задач підприємств стає якість процесів управління і адаптації виробничого потенціалу, в тому числі ефективне управління процесом формування обсягів виробництва. Забезпечення якості управління процесом формування обсягів виробництва зумовлює досягнення необхідного рівня показників роботи підприємства. На виробничий процес, його планування і протікання впливає значна кількість чинників і обставин. Необхідно розробити такий механізм, який би реагував адекватно на виклики і забезпечував би ефективність функціонування виробничого процесу. Проблема управління завантаженістю виробництва послуг набуває особливої актуальності.

Аналіз основних досягнень і літератури. Слід зазначити, що сучасні наукові дослідження проблем оптимізації та раціоналізації рівня використання виробничого потенціалу не дають повної відповіді на порядок забезпечення потенціалу виробничого процесу.

У спеціальній літературі з управління виробничим потенціалом підприємств автосервісу не приділяється достатньо уваги. Проблеми розглядаються більше в площині забезпечення якості функціонування [1, 2] підвищення продуктивності праці в межах оцінки ефективності системи управління виробничим процесом [3].

Застосування існуючих розробок до вирішення завдань по забезпеченню ефективного розвитку і використання виробничого потенціалу потребує певного доопрацювання. Основним напрямком подальших досліджень повинні бути механізми узгодження впливу негативних і позитивних чинників на розвиток виробничого процесу, який на пряму залежить від існуючих обсягів виробництва. Механізм повинен забезпечувати узгодження своєчасних управлінських дій керівництва підприємства по запобіганню негативних викликів, які постійно супроводжують функціонування виробництва.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є обґрунтування основних положень та розробка моделі управління виробничим потенціалом

підприємства автосервісу з урахуванням особливостей його функціонування в умовах змін на ринку сервісних послуг.

Вирішення задачі. Обсяги виробництва сервісних послуг, за розміром і номенклатурою, не залишаються незмінними в процесі функціонування підприємства. Це обумовлено зміною ситуації на ринку послуг (сезонні зміни ринку за видами послуг, зміни в структурі автомобільного парку за місцем розташування підприємства, зміни ринку послуг в зв'язку з проведенням в регіоні якихось суспільних заходів, зміни технологій виробництва тощо). Причому ці зміни впливають на виробничий процес підприємства як негативно (при зруженні ринку послуг, наприклад), так і позитивно (при його розширенні).

Службі управління підприємством необхідно постійно відслідковувати ці зміни для того, щоб згладжувати небажані коливання в використанні свого потенціалу, наявних ресурсів. Крім того необхідно планово розвивати сервісну сферу і, відповідно, нарощувати обсяги виробництва послуг на підприємстві.

Якщо розглядати механізм формування обсягів виробництва і його коливання протягом часу, то оптимальний обсяг є функцією обставин і чинників, які впливають на ринок послуг і, відповідно, на виробничий процес, а також плану розвитку підприємства. Причому така функція є змінною в часі. Практика управління виробництвом послуг завжди передбачає реакцію підприємства на зовнішні виклики з метою помякшення впливів негативних чинників на формування обсягів виробництва. Підприємства, як правило, в таких ситуаціях ведуть пошук нових видів послуг, завантажують виробничий потенціал додатковими, навіть тимчасовими роботами, виконують роботи на умовах кооперації, надають послуги з виїздом за межі підприємства (на лінії) тощо.

Функція обсягів виробництва $Q(t)$, з урахуванням наведеного, може бути представлена у вигляді суми трьох функцій, які характеризують негативний вплив, заходи здійснювані по його нейтралізації і позитивні чинники на ринку послуг, а також функції планового розвитку виробничого процесу:

$$Q(t) = Q_n(t) + Q_p(t) + Q_{pi}(t), \quad (1)$$

де $Q_n(t)$ – функція, що характеризує негативний вплив на використання виробничого потенціалу (зменшення попиту на окремі послуги, необхідного для завантаження потенціалу виробничого процесу) в часі;

$Q_p(t)$ – функція, що характеризує заходи підприємства по забезпеченню обсягів виробництва і позитивний вплив на розвиток виробничого потенціалу (збільшення попиту на окремі сервісні послуги в регіоні) в часі;

$Q_{pi}(t)$ – функція планового розвитку виробничого процесу. Це складна функція, яка в свою чергу включає функції розширення сфери послуг, розвитку виробничої бази, розвитку технологій, методів і способів виробництва, модернізації устаткування тощо.

Якщо проаналізувати негативні явища, які впливають на зміну потреби в виробничому потенціалі, то можна констатувати, що причинами цього є сукупність чинників і обставин, значення яких різне за наслідками. Причому, кількісний вплив на виробничий процес (втрачені обсяги робіт) буде змінюватись в широкому діапазоні значень. Оскільки на формування попиту на сервісні послуги впливає ціла гамма випадкових чинників технічного, економічного, соціального характеру, то втрачені обсяги робіт, обумовлені негативними явищами, і, відповідно, зміни потреби в використанні потенціалу виробничого процесу для надання послуг, можуть бути описані

експоненціальним законом розподілу випадкової величини [4, 5]:

$$Q_n(t) = Q_m e^{-nt^2}, \quad (2)$$

де Q_m – досягнутий, початковий обсяг виробництва послуг;
 n – коефіцієнт впливу на формування обсягів виробництва негативних обставин і чинників;
 t – час функціонування виробничого процесу.

Для забезпечення сталого функціонування виробничого потенціалу підприємства протягом терміну t рівень збільшення обсягів виробництва повинен компенсувати втрати обсягів виробництва під впливом негативних обставин і чинників. Рівень такого збільшення можна описати функцією, що характеризує позитивний вплив обставин і чинників на розвиток виробничого потенціалу:

$$Q_p(t) = Q_r(1 - e^{-pt^2}), \quad (3)$$

де p – коефіцієнт позитивних змін на ринку послуг і у виробничому процесі підприємства, що впливають на формування виробничого потенціалу.

Коефіцієнти n і p можна знайти за умови відсутності коливань виробничої програми, тобто необхідності забезпечення визначених постійних обсягів виробництва послуг Q_T^{CONST} (без врахувань запланованого розвитку виробничого процесу підприємства) протягом всього періоду роботи. Причому при визначенні коефіцієнта p необхідно закладати перевищення Q_T^{CONST} на 10-15% для гарантованого завантаження виробничого потенціалу при коливаннях обсягів виробництва під впливом негативних чинників. Іншими словами, на падіння обсягів виробництва на 100 люд. г. необхідно планувати і знаходити послуги обсягом 110-115 люд. г.

Коефіцієнт n в визначений момент часу T складе:

$$n = - \frac{\ln\left(\frac{Q_T^{CONST}}{Q_m}\right)}{T^2}, \quad (4)$$

Коефіцієнт p в момент часу T з урахуванням вище зазначеного

$$p = 1,1 * \frac{\ln\left(\frac{Q_T - Q_T^{CONST}}{Q_m}\right)}{T^2}. \quad (5)$$

$$Q(t) = Q_m e^{-\frac{\ln\left(\frac{Q_T - Q_T^{CONST}}{Q_m}\right)}{T^2} t^2} + Q_m \left(1 - e^{1,1 * \frac{\ln\left(\frac{Q_T - Q_T^{CONST}}{Q_m}\right)}{T^2} t^2}\right) + Q_{pi}(t). \quad (6)$$

Запропонована модель сталого розвитку обсягів виробництва сервісних послуг може бути використана для гарантованого забезпечення завантаження виробничого потенціалу, формування ієрархії цілей системи управління підприємством, а також для прогнозування оптимального потенціалу виробничого процесу на заздалегідь визначений період його функціонування.

Аналіз залежності показує, що небажані коливання рівня обсягів виробництва відносно лінії сталого розвитку будуть тим меншими, чим краще буде працювати система управління підприємства в плані вивчення і розширення ринків послуг, в освоєнні нових видів робіт, розширенні сфери підприємницької діяльності, в організації кооперації, тощо.

Висновки. Таким чином формування і підтримання на плановому рівні обсягів виробництва і забезпечення та підвищення рівня використання виробничого потенціалу є задачею складною. Для успішного функціонування підприємства необхідна обґрунтована політика пошуку і забезпечення обсягів виробництва послуг при коливанні ринку послуг і, відповідно, обсягів робіт та планомірний розвиток виробничого процесу.

Список літератури: 1. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Барилевич Л. П. и др. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах.-К.: Логос, 1996.- 348 с. 2. Техническая кибернетика транспорта: Учебное пособие / Н. Я. Говорущенко, В. Н. Варфоломеев. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 271 с. 3. Экономика труда: (социально-трудовые отношения) / Под ред. Н. А. Волгина, Ю. Г. Одегова. – М.: ЭКЗАМЕН, 2003. – 736 с. 4. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е. С. Кузнецов, В. П. Воронов, А. П. Болдин и др.; Под ред. Е. С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413с. 5. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств: Учебник: В 3 кн. / В.Е. Канарчук, А. А. Лудченко, И. П. Курников, И. А. Луйк. – К.: Вища школа, 1991. – Кн. 1. – 359 с., Кн. 2. – 406 с.

Надійшла до редколегії 09.04.2013

УДК 629.113.004

Формування обсягів виробництва послуг автосервісу / О. В. Гарачук, В. С. Кузьмін, В. П. Акімова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 91–94. – Бібліогр.: 5 назв.

На основании теоретических исследований разработана модель формирования объёмов производства услуг на предприятии автосервиса. Модель содержит три составные функции: функции негативного и позитивного влияния на увеличение объёмов услуг и функцию планового развития объёмов услуг. Разработаны рекомендации по использованию модели, представлена общая методика формирования объёмов услуг. Модель базируется на обеспечении постоянного развития производства.

Ключевые слова: объёмы производства, модель формирования, методика формирования объёмов.

On the basis of theoretical researches the model of formation of volumes of manufacture of services at the car-care centre enterprise is developed. The model contains three compound functions: functions of negative and positive influence on increase in volumes of services and function of planned development of volumes of services. Recommendations about model use are developed, the general technique of formation of volumes of services is presented. The model is based on maintenance of constant development of manufacture.

Keywords: manufacture volumes, formation model, a technique of formation of volumes.

УДК 629.113

Ю. А. МОНАСТИРСЬКИЙ, д-р. техн. наук., проф. ДВНЗ «КНУ», Кривий Ріг;
А. В. ГАЛЬЧЕНКО, асистент ДВНЗ «КНУ»;

**СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИХОДІВ З ЛАДУ
ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ КАР'ЄРНИХ САМОСКІДІВ
ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 30-45 Т**

На основі статистичних даних встановлені числові показники основних причин виходу з ладу карданних валів, гідромеханічної передачі та заднього ведучого мосту гідромеханічних трансмісій кар'єрних автосамоскидів вантажопідйомністю 30 та 40-45 т виробництва «БелАЗ» на українських підприємствах. Встановлено середнє напрацювання на відмову агрегатів трансмісії і питома вага кожної з причин у загальній кількості причин виходу з ладу, у тому числі 15 причин - гідромеханічної передачі, 9 причин - карданних валів, 6 причин - заднього мосту.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, гідромеханічна передача, надійність роботи, причини виходу з ладу.

Вступ. Гірничо-металургійна галузь є одним з основних постачальником валютних надходжень держави, тому питання підвищення ефективності роботи її структур завжди актуальні. На кар'єрах та гірничо-металургійних підприємствах України (загалом близько 200 підприємств) основним транспортним засобом на сьогодні є кар'єрні автосамоскиди виробництва холдингу «Білоруський автомобільний завод». Кар'єрні автосамоскиди використовуються в дуже різних умовах експлуатації: для перевезень руди и порід в кар'єрах з максимальними ухілами шляхів, на горизонтальних асфальтобетонних дорогах на території металургійних підприємств для перевезення гарячих шлаків та при будівництві доріг для перевезення технологічних сипучих вантажів. Від надійності роботи кар'єрних самоскидів в першу чергу залежать показники продуктивності та обсягів роботи підприємств і їх вартісні показники. Підвищення надійності роботи машин на сьогодні є одним з пріоритетних завдань, як заводу-виробника, так і автогосподарств [1].

Аналіз основних досягнень і літератури. Загалом публікацій з питання надійності роботи кар'єрних самоскидів в Україні практично немає, це обумовлено, в першу чергу відносно малою кількістю таких машин, близько 2,5 тисяч, на фоні кількох мільйонів автомобілів загального користування. Близько третини загальної чисельності кар'єрних самоскидів сконцентровано в Криворізькому регіоні. Тому тут і проводяться окремі дослідження, але в першу чергу по кар'єрним самоскидам вантажопідйомністю 120-130 т, які мають достатньо велику вартість одиниці (від 0,9 до 1, млн.\$) і їхній вплив на показники роботи гірничо-збагачувальних комбінатів іноді є визначальним [2, 3]. Але кар'єрні самоскиди вантажопідйомністю 30-45 т є найбільш розповсюдженими, їх питома вага в загальній чисельності кар'єрних самоскидів держави складає близько 90 %, тому дослідження показників їх роботи є конче необхідним. Існуючі публікації по таким машинам, які або мають локальний характер для певних вузлів [4], або які вже дуже застарілі [5, 6].

Мета досліджень, постановка задачі. Метою роботи є встановлення числових показників основних причин виходу з ладу гідромеханічних трансмісій кар'єрних самоскидів. Для досягнення поставленої мети необхідно виконати статистичний аналіз надійності роботи основних вузлів та агрегатів гідромеханічної трансмісії кар'єрних самоскидів БелАЗ серій 7540, 7547, 7548.

© Ю. А. Монастирський, А. В. Гальченко, 2013

Матеріали досліджень. Вихідними даними для досліджень були дані гірничо-збагачувальних комбінатів міста Кривий Ріг та сервісних підприємств, які поставляють вузли та агрегати до кар'єрних автосамоскидів на території центру, заходу та півдня України, а саме ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП» та ТОВ «Росдизельсервіс». На комбінатах дані взяті з карток виконання ремонту кар'єрних самоскидів і карток виходу з ладу вузлів та агрегатів, а на сервісних підприємствах - по статистичним даним кількості поставлених на підприємства запасних частин.

Гідромеханічна трансмісія кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 30-45 т складається з двох карданних валів, гідромеханічної передачі та заднього мосту. Карданні вали з'єднують двигун, гідромеханічну передачу та задній ведучий міст. Гідромеханічна передача має за себе загальний роз'ємний корпус до складу якого входить гідротрансформатор, чотирьох вальна гідромеханічна коробка з фрикційними муфтами, гідродинамічне гальмо-сповільнювач та елементи гідравлічної системи. Задній міст складається з центрального конічного редуктора з диференціалом, двох колісних передач планетарного типу розташованих в приводі кожного колеса, картера мосту та напіввісів.

Результати досліджень. Середні значення напрацювань на відмову складових гідромеханічної трансмісії складають від 43 до 141 тис.км і залежать, як від агрегату, так і від вантажопідйомності самоскидів. Надійність роботи агрегатів самоскидів вантажопідйомністю 40-45 т практично на третину менше надійності по машинам вантажопідйомністю 30 т (див. табл.).

Таблиця – Середнє напрацювання на відмову агрегатів трансмісії

АГРЕГАТИ	ВАНТАЖО-ПІДЙОМНІСТЬ 30Т	ВАНТАЖО-ПІДЙОМНІСТЬ 45Т
гідромеханічна передача, тис.км	57,26	43,95
карданний вал заднього мосту, тис.км	89,74	62,23
карданний вал гідромеханічної передачі, тис.км	102,35	71,14
задній міст, тис.км	141,47	95,46

Аналіз відмов гідромеханічної передачі показує, що загалом спостерігається 15 причин (див. рис. 1): 1 - Не включається ступінь коробки передач; 2 - Не включається гальмо-сповільнювач; 3 - Різко збільшується температура масла при русі самоскида на горизонтальній ділянці; 4 - Стуки при ввімкненні ступенів передач; 5 - Відсутній тиск масла в головній гідролінії при нейтральному положенні важеля пульта управління; 6 - Тиск масла в головній гідролінії при мінімальній частоті обертання двигуна менше необхідного на 0,2 МПа і більше; 7 - Горить лампа аварійного тиску масла в системі змащення при частоті обертання двигуна понад 1000 об/хв.; 8 - Викидання масла через сапун; 9 - Швидкість самоскида не відповідає включеній ступені; 10 - Самоскид рухається при нейтральному положенні важеля пульта управління; 11 - Не вимикається гальмо-сповільнювач; 12 - Різко зменшується тиск масла в головній гідролінії при включенні ступені; 13 - Гідротрансформатор не блокується при максимальній швидкості самоскида; 14 - Гідротрансформатор не розблокується при перемиканні ступенів; 15 - Гідротрансформатор не розблокується при частоті обертання двигуна 1500 об/хв.

Класифікація причин за окремими вузлами та системами показує, що, найбільш надійним є гідротрансформатор, на долю якого приходить близько 6 % відмов та

гальмо-сповільнювач - близько 18 % відмов. Найбільш ненадійними є системи мащення (40,92 %) та включення передач (35,95 %), які забезпечують загалом близько трьох чвертей відмов.

Аналіз розподілу причин відмов показує, що можна виділити кілька окремих груп: перші чотири причини – це основні причини виходу з ладу кожного з вузлів та систем загалом на долю яких приходить близько 50 % всіх відмов. Далі група з чотирьох причин системи мащення, на кожен з яких приходить 6-7 % відмов та група з двох причин системи включення передач з питомою вагою кожної близько 5 %. Завершує розподіл група з п'яти причин питомою вагою близько 2 % кожна, три з яких приходить на гідротрансформатор і по одній на гальмо-сповільнювач та систему мащення.

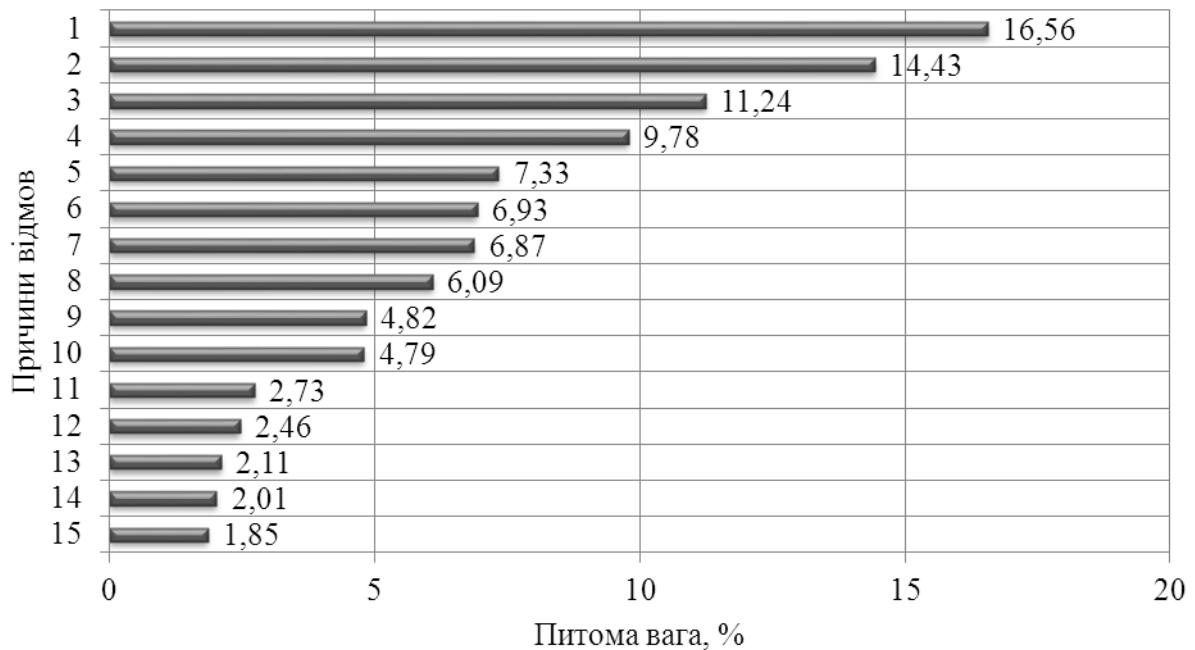


Рисунок 1 – Питома вага різних причин виходу з ладу гідромеханічної передачі, 1, 2, 3, ...15 – причини згідно переліку

Загалом виявлено 9 причин несправностей карданних валів: 1 - Деформовані деталі карданного валу або втрачені балансувальні пластини; 2 - Зношені деталі карданних шарнірів; 3 - Зношене шліцьове з'єднання карданного валу; 4 - Порушена співвісність і паралельність осей ведучого вала гідромеханічної передачі і колінчастого валу двигуна більше припустимих значень; 5 - Ослаблені болти кріплення кришок карданного валу; 6 - Зруйновано голчасті підшипники, зношені деталі шліцьового з'єднання карданного валу або гумові втулки пружної муфти; 7 - Ослаблено кріплення болтів карданного валу до фланців гідромеханічної передачі або головної передачі ведучого моста; 8 - Зношені гумові втулки; 9 - Зношені деталі пружної муфти (див. рис. 2).

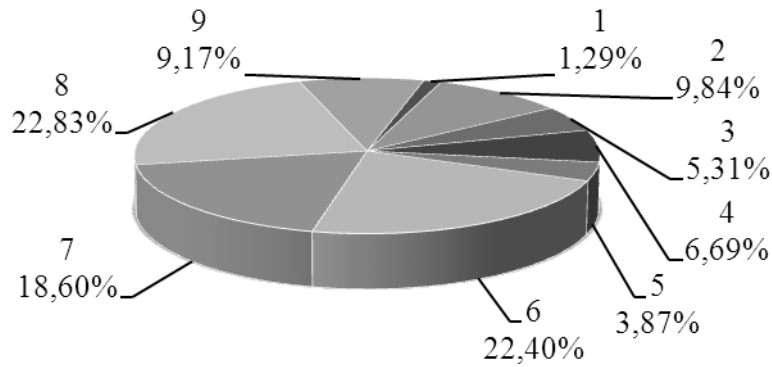


Рисунок 2 – Питома вага різних причин виходу з ладу карданних валів, 1, 2, 3, ...9 – причини згідно переліку

Перші п'ять причин (разом 41 %) обумовлюють вібрацію карданного валу, наступні дві (32 %) - вібрацію пружної муфти, останні дві (27 %) - стук в трансмісії при рушанні з місця.

Задній міст є самим надійним агрегатом трансмісії і виходить з ладу не частіше одного разу за три-чотири роки експлуатації. Найбільша кількість відмов (59,09 %) обумовлює безперервний специфічний шум при русі самоскиду, який трапляється в наслідок чотирьох причин (див. рис.3).

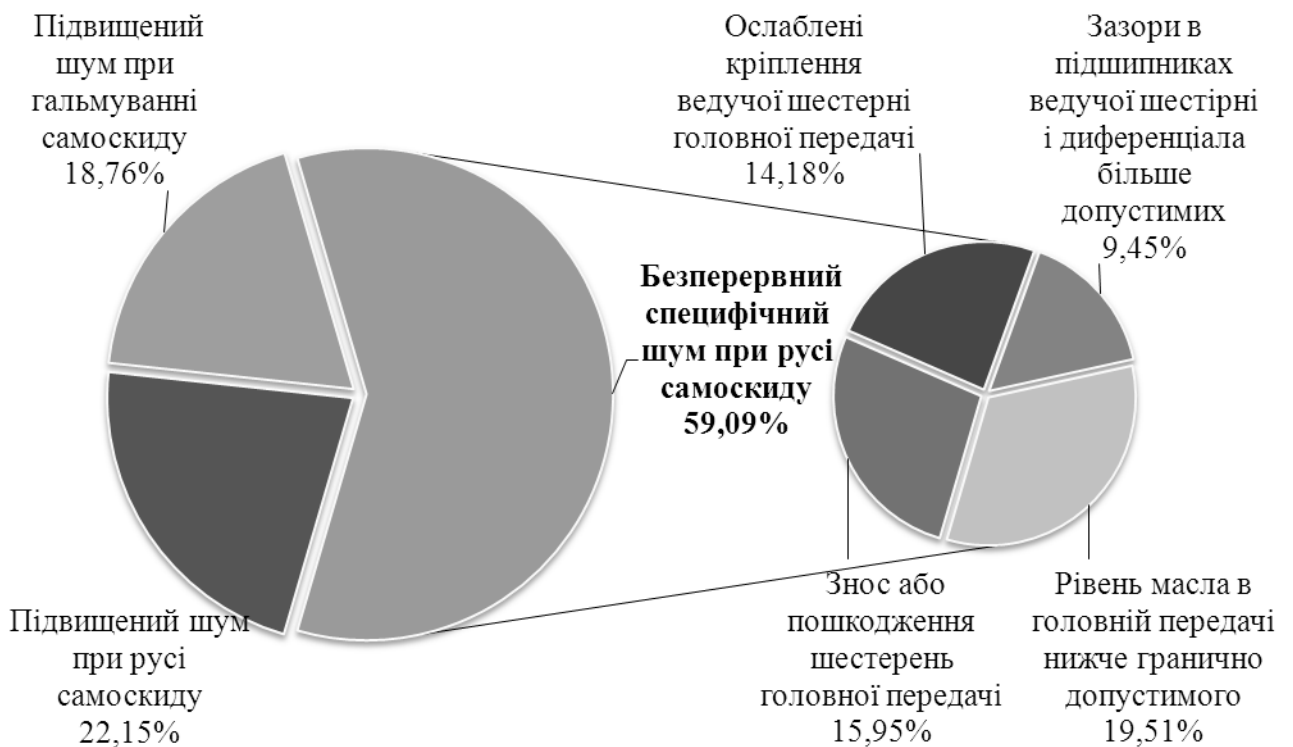


Рисунок 3 – Питома вага різних причин виходу з ладу заднього мосту

Підвищений шум при русі самоскида на долю якого приходить 22,15 % обумовлюється зміщенням плями контакту в головній передачі у бік широкій частини зубів веденої шестерні, а підвищений шум при гальмуванні самоскида (18,76 %) – тим,

що пляма контакту в головній передачі зміщується у бік вузької частини зубів веденої шестірні.

Висновки. Виконані дослідження по подальшому розвитку наукових знань з числових показників основних причин виходу з ладу гідромеханічних трансмісій кар'єрних самоскидів дозволили оцінити та виявити найменш надійні елементи конструкції трансмісії для яких заводу-виготовлювачу необхідно розробити технологію виготовлення з підвищенням рівня надійності роботи та сервісним підприємствам і автосамосвалом для розробки заходів з обслуговування найменш надійних вузлів та систем.

Список літератури: 1. *Пархомчик П. А.* Техника БЕЛАЗ для горнодобывающих предприятий Украины / *П. А. Пархомчик, И. В. Бондарь, Ю. А. Монастырский* // Горная промышленность. М. – 2011. – Специальный выпуск. – С. 84-87. 2. *Монастырский Ю. А.* Статистический анализ показателей работы карьерных автосамосвалов, как ресурс повышения эффективности их эксплуатации / *Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин, И. А. Таран* // Науковий вісник Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ, 2010. – № 11-12. – С. 66-70. 3. *Монастырский Ю. А.* Анализ замен тягового генератора ГПА-600 на автосамосвалах БелАЗ-7512 / *Ю. А. Монастырский* // Системні технології: регіональний міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ, 2002. – № 3 (20). – С. 73-77. 4. *Монастирський Ю. А.* Дослідження надійності роботи агрегатів підвіски кар'єрних автосамоскидів / *Ю. А. Монастирський, В. М. Денис* // Вісник Криворізького технічного університету. – Кривий Ріг, 2010. – Вип. 26. – С. 132-134. 5. *Сироткин З.Л., Альтишулер В.М., Казарез А.Н.* Надежность карьерных автосамосвалов. — М.: Цветметинформация, 1974. — 73 с. 6. *Циперфин И. М.* Эксплуатация карьерных автосамосвалов: учебн. / *И. М. Циперфин, В. Д. Штейн.* – М.: Высшая школа, 1987. – 320 с.

Надійшла до редколегії 15.05.2013

УДК 629.113

Статистичний аналіз причин виходів з ладу гідромеханічних трансмісій кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 30-45 т / Ю. А. Монастирський, А. В. Гальченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 95–99. – Бібліогр.: 6 назв.

На основе статистических данных установлены числовые показатели основных причин поломок карданных валов, гидромеханической передачи и заднего ведущего моста гидромеханических трансмиссий карьерных автосамосвалов грузоподъемностью 30 и 40-45 т производства «БелАЗ» на украинских предприятиях. Установлены средние наработки на отказ агрегатов трансмиссии и удельный вес каждой причины в общем количестве поломок, в том числе 15 причин - гидромеханической передачи, 9 причин - карданных валов, 6 причин - заднего моста.

Ключевые слова: карьерный самосвал, гидромеханическая передача, надежность работы, причины поломок.

Numeric values major cause of failure of hydromechanical transmissions mining truck production holding «BelAZ» in Ukrainian quarries and metallurgical industry, which based on statistical data are set. Mean time between failures transmission units and the proportion of each cause to the total number of failures are established, including the 15 reasons - hydromechanical transmission, 9 reasons - driveshafts, 6 reasons - the rear axle.

Key words: open-pit dump-trucks, hydromechanical transmission, reliability, causes of failure.

УДК 621.318

Щ. В. АРГУН, асп., ХНАДУ, Харків**МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНІ УСТАНОВКИ – ДЖЕРЕЛА ПОТУЖНОСТІ У ТЕХНОЛОГІЯХ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕНЕРГІЇ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПОЛІВ**

Проведено дослідження магнітно-імпульсних установок в комплексі зовнішнього усунення вм'ятин на кузовних панелях автомобілів. Наведено докладний аналіз історичних аспектів застосування магнітно-імпульсних установок в промисловості. Представлено опис магнітно-імпульсних установок лабораторії електромагнітних технологій ХНАДУ та концерну «Beulentechnik AG».

Ключові слова: магнітно-імпульсна установка, зовнішнє рихтування, джерело потужності, ємнісний нагромаджувач, імпульсне магнітне поле.

Вступ. Для практичної реалізації магнітно-імпульсних технологій зовнішнього рихтування необхідно джерело електромагнітної потужності, яке є універсальною частиною магнітно-імпульсної установки (МІУ).

Джерело потужності може використовуватися в багатьох виробничих процесах, де досить його номінального рівня енергії, що запасається. Саме тому, як раніше так і зараз, приділяється величезна увага його розробкам та удосконаленню. Для безпечної роботи всієї МІУ необхідно, щоб джерело потужності задовольняло високим вимогам щодо захисту, надійності, класу точності складових його елементів. Також важливим фактором при його розробці є габаритні розміри і вага комплексу. Не останнє місце займає і питання вартості готового виробу. Всі ці завдання, в тій чи іншій мірі, намагалися вирішити розробники МІУ, починаючи з п'ятдесятих років двадцятого сторіччя [1]. У цей період рівень розвитку джерел струму на основі імпульсних конденсаторів вже дозволяв використовувати їх в широких масштабах.

Аналіз основних досягнень і літератури. Можливості магнітно-імпульсної обробки металів були вперше продемонстровані фахівцями США в 1958 році за допомогою експериментальної МІУ типу «Magneform» на другій міжнародній конференції з мирного використання атомної енергії (м. Женева, Швейцарія) [2]. Перший в світі промисловий МІУ типу «Magneform-1» був виготовлений у 1962 році відомою американською фірмою General Dynamics Corporation [3].

В середині шістдесятих років ХХ сторіччя фірми Німеччини (Siemens, Hahn and Kolb), лабораторії Великобританії (Wickmen, Machine Tools), Франції (General D'Electricity), Швейцарський науковий центр (General Atomic Europe) і японські компанії (Mitsubishi Danku, Dzankusu Cabusiky Kise) почали розробки магнітно-імпульсних установок для вирішення виробничих завдань [1].

У СРСР роботи з дослідження та розробки технологічного обладнання для обробки металів тиском сильних імпульсних магнітних полів (ІМП) були розпочаті в 1962 році в Науково-дослідній лабораторії техніки високих напруг та перетворювачів струму Харківського політехнічного інституту під науковим керівництвом відомих електротехніків І.В. Білого та С.М. Фертика. Перша вітчизняна дослідно-промислова установка типу МІУ-20/1 була виготовлена в 1963 році в НДІ ТВН і ПТ ХПІ і введена в дослідно-промислову експлуатацію в 1964 році. По теперішній час в ХПІ було розроблено та введено в промисловість понад двадцять типів МІУ у кількості сто п'ятдесят одиниць [1].

Всього в СРСР зафіксована експлуатація понад шістсот МІУ, розроблених і

© Щ. В. Аргун, 2013

впроваджених у промисловість провідними науково-дослідними та навчальними організаціями Москви, Ленінграда, Харкова, Куйбишева, Мінська, Смоленська, Чебоксар, Риги і інших [4...6].

Так у виданнях [1, 7] наведені технічні дані МІУ виготовлених в Харкові, а в [8] – в Мінську; в дисертації [5] досліджується МІУ для формування металів енергією ІМП; в статті [6] описується малогабаритна дослідно-промислова МІУ; в [9] представлено комплекс з низькою електропровідністю; в [10] описується установка для експериментальних досліджень вибуху провідників в різних середовищах; у статті [11] наводяться відомості про існуючі МІУ, розроблені у ЕНІКМАШ і ХПІ; у публікації [12] описується установка для отримання сильного ІМП до 350 ке і 400 ке відповідно і т.д.

Найбільш важливим енергетичним вузлом джерела потужності МІУ є ємнісний нагромаджувач, який представляє собою батарею конденсаторів до яких пред'являється ряд вимог, що забезпечують, в першу чергу, достатню величину коефіцієнта корисної дії установки в цілому. Тому ємнісним нагромаджувачам енергії та їх зарядним пристроям, як складовим елементам МІУ присвячено досить велику кількість робіт. Наприклад, стаття [13] присвячена методиці розрахунку деяких основних схем зарядних пристроїв ємнісних нагромаджувачів для магнітно-імпульсної обробки металів. У публікації [14] вивчено вплив параметрів розрядного контуру МІУ на ресурс імпульсного конденсатора, а робота [15] присвячена опису розробленої авторами установки для магнітно-імпульсного деформування попередньо нагрітих металів. Наведено розрахунки і дані аналітичні вирази, що дозволяють визначити оптимальні фазові кути відкриття тиристорів зарядної ланцюга.

Також до найбільш важливих параметрів МІУ відноситься власна частота розрядного імпульсу. У роботі [16] авторами отримана формула для визначення оптимальної частоти магнітно-імпульсної установки.

Серед закордонних держав, де найбільш широко розгорнуті роботи щодо створення і використання ІМП для технологічних цілей, слід виділити США [1].

Треба зазначити, що починаючи з середини шістдесятих років ХХ сторіччя, розробкою МІУ і впровадженням їх у промисловість почали займатися фірми ФРН, Великобританії, Франції, Японії, Швейцарії, Бельгії та інші [1].

Необхідно відзначити, що окрім традиційного використання МІУ в технологічних процесах з обробки металів, активно розвиваються й інші, альтернативні, напрями в застосуванні ІМП: прискорення твердих тіл до гіперзвукових швидкостей, очищення лиття, бункерів, поверхонь літальних апаратів і електрофільтрів, нарізка листових і кутових профілів на мірні заготовки, деформування деталей ударом твердого тіла. Нарешті, особливо слід виділити роботи по деформуванню металів в умовах істотного проникнення полів [1].

Також створені спеціальні МІУ для деформування магнієвих сплавів. Вони поєднують попередній високочастотний нагрів заготовок з подальшим їх деформуванням силами ІМП [17], а також спеціальні установки для зварювання різнорідних матеріалів у твердій фазі [18].

Мета дослідження, постановка задачі. Таким чином, стає ясно, що удосконалення джерела потужності установки, яка використовується у технологіях з використанням енергії електромагнітних полів – одне з найважливіших завдань для отримання висококласного магнітно-імпульсного комплексу, що задовольняє всім вимогам для його продуктивної, безпечної і надійної роботи.

Мета роботи – дослідження магнітно-імпульсних установок в комплексі зовнішнього усунення вм'ятин на кузовних панелях автомобілів.

Матеріали досліджень та результати досліджень.

Магнітно-імпульсна установка МІУС-2. Магнітно-імпульсна установка МІУС-2, яка генерує серії струмових імпульсів була розроблена і створена в Лабораторії електромагнітних технологій Харківського національного автомобільно-дорожнього університету [1, 19].

Магнітно-імпульсна установка МІУС-2 (рис. 1) є джерелом електромагнітної потужності для виконання виробничих операцій по рихтуванню і правці тонкостінних металевих елементів транспортних засобів, а також для операцій збірки і формовки.

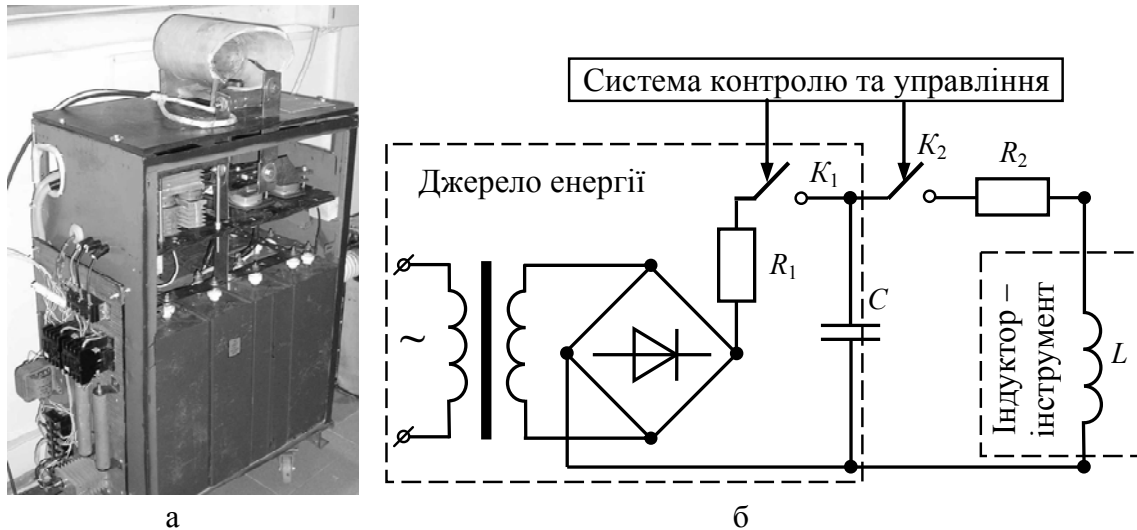


Рисунок 1 – Магнітно-імпульсна установка МІУС-2:
а – зовнішній вид; б – загальна електрична схема

Технічні характеристики МІУС-2:

- енергія, що запасується $W \approx 2$ кДж;
- напруга мережі живлення 380/220 В;
- ємність конденсаторів $C = 1200$ мкФ;
- власна частота $f_0 \approx 7$ кГц;
- власна індуктивність $L \approx 440 \dots 500$ нГн;
- напруга заряду ємнісних нагромаджувачів $U \approx 100 \dots 2100$ В;
- частота проходження розрядних імпульсів $f_{\text{имп}} \approx 1 \dots 10$ Гц;
- тип комутаторів – тиристорні ключі;
- розрядний імпульс уніполярної форми.

Для збільшення ефективності МІУ і зниження потужності енергетичного споживання і собівартості, проведено заміну потужного одноразового силового впливу серією досить малих імпульсів, сумарна дія яких має бути достатньою для реалізації відповідного технологічного завдання [19].

У МІУ частота проходження розрядних імпульсів задається програмно з урахуванням того, що тимчасові інтервали між імпульсами повинні забезпечувати процес заряду конденсаторів. Амплітуда кожного з імпульсів повинна відповідати умові досягнення рівня механічної енергії, необхідної для виконання мінімальної роботи деформації з подолання межі текучості металу, який обробляється. Кількість імпульсів у серії вибирається з умови отримання необхідного рівня деформації за умовами технічного завдання на виробничу операцію в цілому. Таким чином, регулювання рівня енергії, яка подається в робочу зону індукторної системи, може здійснюватися не тільки варіюванням зарядної напруги нагромаджувача при встановленій величині ємності, але й варіюванням часу силового впливу.

Принцип дії установки. Зарядний пристрій заряджає ємнісний нагромаджувач до заданого рівня енергії упродовж 0,1 с. Далі йде розряд на навантаження – інструмент-індуктор протягом 1...2 с. Потім процес заряд-розряд повторюється. Ці цикли йдуть упродовж заданого інтервалу часу. Система контролю і управління МІУ забезпечує синхронну роботу комутаторів K_1 і K_2 протягом кожного циклу заряд-розряд так, що при заряді ємності K_1 відкрито, а K_2 закрито. По досягненні необхідної напруги на конденсаторах, одночасно, K_1 розриває зарядний контур, а K_2 замикає розрядний контур.

На закінчення приведемо типові ілюстрації характеристик процесів заряд-розряд в магнітно-імпульсному джерелі потужності, рис. 2.

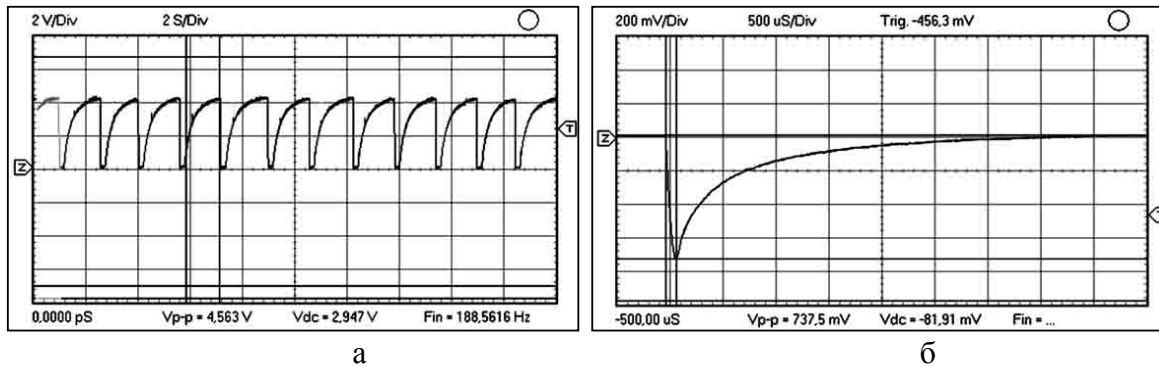


Рисунок 2 – Осцилограми: а – заряду конденсаторної батареї, б – розрядного імпульсу магнітно-імпульсної установки при роботі на індуктивне навантаження

Магнітно-імпульсна установка MDR-1. Приведений короткий опис магнітно-імпульсної установки – джерела електромагнітної потужності, яка розроблена і створена інженерами фірми "Тесла" (Чехія) за замовленням авторемонтного концерну "Beulentchnik AG", повністю базується на матеріалі, взятому безпосередньо з першоджерела [20].

Принципова схема магнітно-імпульсного комплексу в цілому, включаючи і індукторну систему – інструмент, приведена на рис. 3.

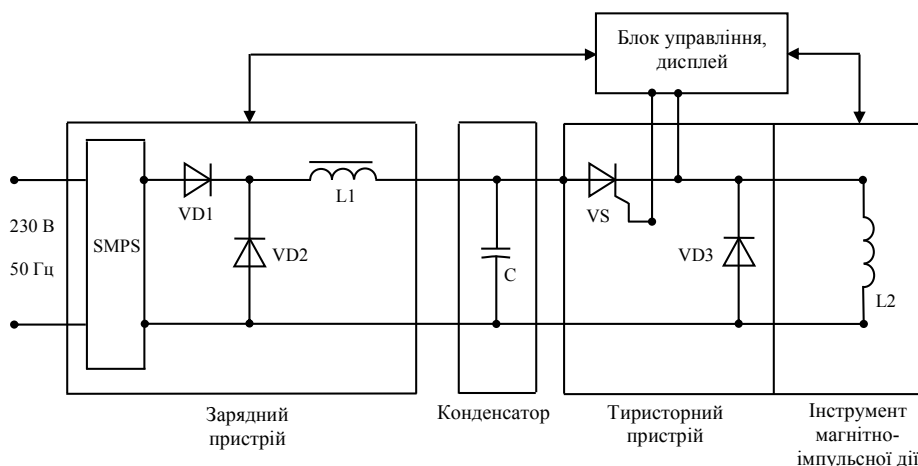


Рисунок 3 – Принципова схема магнітно-імпульсної установки фірми "Тесла"

Слід зазначити, що в запропонованій до уваги читача схемі джерела електромагнітної потужності присутні усі основні складові, характерні і типові для всіх схем цього типу, у тому числі і функціональні елементи МІУС-2.

Тут присутні зарядне і розрядне коло з електронним управлінням, виконаним на тиристорах, системи контролю з виводом на дисплей основних характеристик процесу.

Робота цієї магнітно-імпульсної установки, практично, нічим не відрізняється від аналога – МІУС-2. Тому, не зупиняючись на деталях, приведемо лише фотографії загального вигляду усього магнітно-імпульсного комплексу для зовнішнього рихтування автомобільних кузовів – MDR-1, рис. 4.

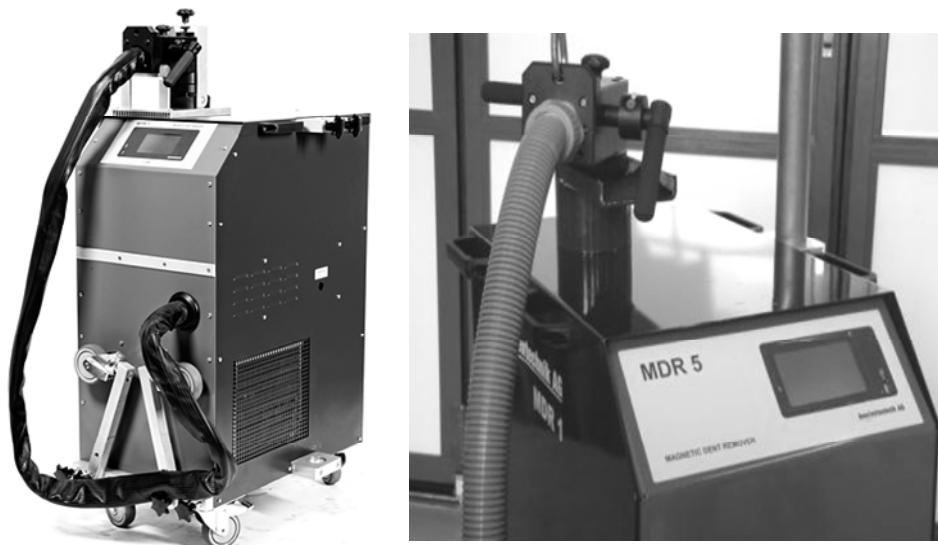


Рисунок 4 – Загальний вигляд магнітно-імпульсної установки фірми "Тесла" (гнучкий кабельний зв'язок сполучає електричний вихід установки з інструментом)

До основних недоліків обладнання концерну «Beulentechnik AG» в порівнянні з розробками лабораторії електромагнітних технологій ХНАДУ слід віднести:

- застосування в якості інструменту багатовиткової котушки, яка, судячи з опису в цитованих патентах, досить складна у виготовленні і, як показав увесь практичний досвід магнітно-імпульсної обробки металів, вельми недовговічна в експлуатації;
- можливість роботи тільки з феромагнетиками (окремі сталеві композиції), і неможливість усунення вм'ятин в немагнітних металах (алюмінієві сплави та ін.);
- принцип дії заснований на застарілих до теперішнього часу висновках перших науково-дослідних пошукових робіт 2003-2004 років, які не дозволяють у достатній мірі реалізувати всі позитивні можливості магнітно-імпульсного притягання (надалі будуть висвітлені більш ефективні пропозиції в результаті авторських досліджень електрофізичної природи електромагнітних процесів, що протікають);
- робота тільки в однократному режимі генерування силових імпульсів.

При розробці МІУС-2 були враховані всі вище перелічені недоліки, що дозволило підвищити ефективність джерела потужності, як основного складового елемента комплексу зовнішнього безконтактного рихтування пошкоджених елементів кузовних панелей автомобілів.

Висновки. Основні результати проведених досліджень зводяться до наступних положень:

1. Проведено дослідження магнітно-імпульсних установок в комплексі зовнішнього усунення вм'ятин на кузовних панелях автомобілів.

2. Наведено докладний аналіз історичних аспектів застосування магнітно-імпульсних установок в промисловості.

3. Представлено опис магнітно-імпульсної установки Лабораторії електромагнітних технологій ХНАДУ та концерну «Beulentechnik AG» в комплексі зовнішнього безконтактного рихтування кузовних панелей автомобілів.

4. Перелічені основні недоліки обладнання «Beulentechnik AG» у порівнянні з розробками лабораторії електромагнітних технологій ХНАДУ.

Список літератури: 1. *Гнатов А. В.* Анализ электродинамических процессов в цилиндрических индукторных системах – инструментах магнитно-импульсной рихтовки : монографія / *А. В. Гнатов.* – Х. : ХНАДУ, 2013 – 292 с. 2. *Высокоскоростное деформирование металлов* / [под ред. *А. М. Шахназарова*]. – М. : Машиностроение, 1966. – 175 с. 3. Пат. 3,196,649 USA (США). Devices for metal-forming by magnetic tension / *Harold P. Furth*; заявитель и патентообладатель Advanced Kinetiks, Inc., Costa Mesa, California. – № 173,680 ; заявл. 16.02.1962; опубл. 27.07.1965. 4. *Баранов М. И.* Прогрессивные импульсные технологии обработки материалов: история, физические основы и технические возможности / *М. И. Баранов* // *Електротехніка і електромеханіка.* – Х., 2009. – № 1. – С. 42–54. 5. *Батыгин Ю. В.* Аналитические модели в исследованиях силового воздействия проникающих электромагнитных полей на проводники и диэлектрики: дисс. ... доктора техн. наук : 05.09.13 / *Батыгин Юрий Викторович.* Х., 1991. – 305 с. 6. Разработка и исследование установки МИ–1 для формообразования металлов энергией импульсного магнитного поля / *Б. У. Борензон, С. М. Вайханский, П. Н. Дашук, Ю. Я. Лифинц* // Сб. *Электрофизическая аппаратура и электрическая изоляция.* – М. : Энергия. – 1970. – С. 67–71. 7. *Белый И. В.* Установка для магнитноимпульсной формовки металлов / *И. В. Белый* // *Обработка металлов энергией взрыва: Сб. статей.* – К. : ИТИ, – 1965. – С. 33–35. 8. *Талалаев А. К.* Магнитно–импульсная обработка металлов / *А. К. Талалаев, Ю. В. Подливаев* – М. : Машиностроение, 1975. – 135 с. 9. *Кривонос Ю. И.,* Магнитно–импульсная установка / *Ю. И. Кривонос, Г. А. Смирнов.* – Информ. листок № 438. – Минск. – 1978. – 4 с. 10. Установка для магнитно-импульсной обработки металлов с низкой электропроводностью : тезисы докладов II Всесоюзной научно–технической конференции по МИОМ, (Харьков, 1973 г.) / *Андрианов А. М., Демичев В. Ф., Елисеев Г. А.* и др. – Харьков. 1973. – С. 87–88. 11. *Будович В. Л.* Использование коммутации импульсных токов с помощью взрывающихся проводников / *В. Л. Будович И. П. Кужекин* // *Электрофизические процессы при импульсном разряде.* – Чебоксары : Чуваш. гос. ун-т им. И.Н. Ульянова. – 1975. – Вып. 2. – С. 50 – 61. 12. *Кочарян К. Н.* Установка для получения магнитного поля до 350 кЭ с длительностью до 10 мсек / *К. Н. Кочарян, Е. Г. Рудиевский* // *Физические исследования в сильных магнитных полях.* – М. : Наука, 1973. – С. 127–131. 13. *Данилевич О. И.* Учет намагничивающего тока трансформатора при заряде емкостного накопителя магнитно–импульсной установки / *О. И. Данилевич* // *Вестник ХПИ.* – 1971. – № 53. – Магнитно–импульсная обработка металлов. – Вып. 1. – С. 62–65. 14. *Захарова Е. Г.* К расчету зарядного устройства емкостного накопителя энергии для магнитно–импульсной обработки металлов / *Е. Г. Захарова, Ю. А. Попов* // *Высоковольтная импульсная техника.*

Чебоксары: Чуваш. гос. ун-т им. И. Н. Ульянова, 1975. – Вып. 2. – С. 105–117. **15.** Беспалов В.Д. К вопросу разработки конденсатора из конденсаторной бумаги с полярной пропиткой для магнитно-импульсных установок / В.Д. Беспалов, В.В. Конотоп, В.Я. Линецкий // Вестник ХПИ. – 1971. – № 53. – Магнитно-импульсная обработка металлов. – Вып. 1. – С. 56–62. **16.** Анализ электромагнитных процессов в зарядном устройстве генератора импульсного индукционного нагрева комбинированной магнитно-импульсной установки / М.И. Баранов, И.В. Белый, Д.Д. Горкин, Л.Т. Хименко // Вестник ХПИ. – 1974. – № 94. – Магнитно-импульсная обработка металлов. – Вып. 2. – С. 3–10. **17.** Чаплыгин Е. А. Разработка цилиндрических индукционных индукторных систем для магнитно-импульсного притяжения тонких металлических листов: дисс. ... кандидата техн. наук : 05.09.13 / Чаплыгин Евгений Александрович. – Х., 2009. – 169 с. **18.** Дудин А. А. Сварка труб импульсным магнитным полем / А. А. Дудин, В. В. Ермолаев, Д. Н. Лысенко // Сварочное производство. – 1971. – № 2. – С. 16–18. **19.** Лаборатория электромагнитных технологий [Электронный ресурс] – 2013. – Режим доступа: <http://electromagnetic.comoj.com>. **20.** Electromagnetic Dent Removal: onsite repairs in minutes [Электронный ресурс] – 2013. – Режим доступа: http://www.boeing.com/commercial/aviationservices/brochures/34241_ElectDentRemoval04-05.pdf.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 21.318

Магнітно-імпульсні установки – джерела потужності у технологіях з використанням енергії електромагнітних полів / Щ. В. Аргун // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 100–106. – Бібліогр.: 20 назв.

Проведено исследование магнитно-импульсных установок в комплексе внешнего устранения вмятин на кузовных панелях автомобилей. Приведен подробный анализ исторических аспектов применения магнитно-импульсных установок в промышленности. Представлено описание магнитно-импульсных установок Лаборатории электромагнитных технологий ХНАДУ и концерна «Beulentechnik AG».

Ключевые слова: магнитно-импульсная установка, внешнее рихтовка, источник мощности, емкостной накопитель, импульсное магнитное поле.

Research of magnetic-pulse installations in a complex of external elimination of dents on body panels of cars is conducted. The detailed analysis of historical aspects of application of magnetic-pulse installations is provided in the industry. Description of magnetic-pulse installations HNADU "Laboratories of the Electromagnetic Technologies" is submitted and «Beulentechnik AG» concern.

Keywords: magnetic-pulse installation, external leveling, power source, capacitor store, pulse magnetic field.

УДК 629.7

В. А. КОСТРУБ, канд. техн. наук, доц. ВНУ ім. В. Даля, Луганск;
А. П. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф., завідуючий кафедрою автоники и управления на транспорте ВНУ ім. В. Даля

АНАЛИЗ ТЕРМОКИНЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛЕТЕЛЬНО-ПУЛТРУЗИОННОГО ПРОЦЕССА ФОРМОВАНИЯ КОМПОЗИТНЫХ СТЕРЖНЕЙ ДЛЯ СИЛОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Проведен анализ процесса полимеризации композитных стержневых сложноармированных элементов, применяемых в качестве элементов силового набора автомобильных конструкций. Приведены рекомендации по оптимальному выбору технологических параметров.

Ключевые слова: композитный стержень, полимеризация, техпроцесс, армирующее волокно, связующее, ролтрузия, степень наполнения.

Введение. Как известно, конструкции на основе композиционных материалов обладают целым рядом уникальных свойств, актуальных при создании агрегатов и конструкций автомобильной техники. Это и коррозионная стойкость, и ударопрочность, и высокая вибро- и энергоемкость. Широкое применение композиционных материалов в конструкциях различного назначения обуславливает создание более совершенных композитных структур и разработку технологических процессов для их реализации в конкретных изделиях. В этой связи значительный интерес представляют непрерывные процессы получения длинномерных стержневых изделий на основе волокнистых композитов.

Анализ основных достижений и литературы. Стержневые композитные профили находят применение в качестве силовых и подкрепляющих элементов автомобильных конструкций, причем характер их нагружения обуславливает действие нагрузки преимущественно в осевом направлении [1]. Такого рода стержневые элементы изготавливаются, в большинстве своем, методом пултрузии, позволяющем получать длинномерные изделия с высокими скоростями изготовления. Однако пултрузионные композитные профили, в силу однонаправленности армирования, обладают невысокими сдвиговыми и трансверсальными характеристиками и низкой прочностью при продольном сжатии, величину которых определяют параметры матрицы и адгезия между волокнами и связующим. Для устранения указанных недостатков целесообразно вводить один или несколько слоев вспомогательной трансверсальной арматуры путем спиральной обмотки, оплетки и т.п. Однако реализация такого вспомогательного армирования оказывается весьма затруднительной в сочетании с непрерывным процессом формования при пултрузии [2, 3].

Цель исследования, постановка задачи: исследовать и разработать технологический процесс ролтрузии, позволяющий совместить пространственное армирование с непрерывным формованием длинномерных профилируемых стержней на основе волокнистых композитов для элементов силового набора автомобильных конструкций. Отличительными особенностями такого метода должно являться введение в технологический регламент операции нанесения вспомогательной арматуры, и также использование в качестве формующего тракта приводных профилированных роликов (рис. 1).

Причем, синхронизация скорости протягивания со скоростью вращения формующих роликов должна позволять значительно снизить деформативности армирующего материала и искажение его структуры в процесс формования.

© В. А. Коструб, А. П. Кравченко, 2013

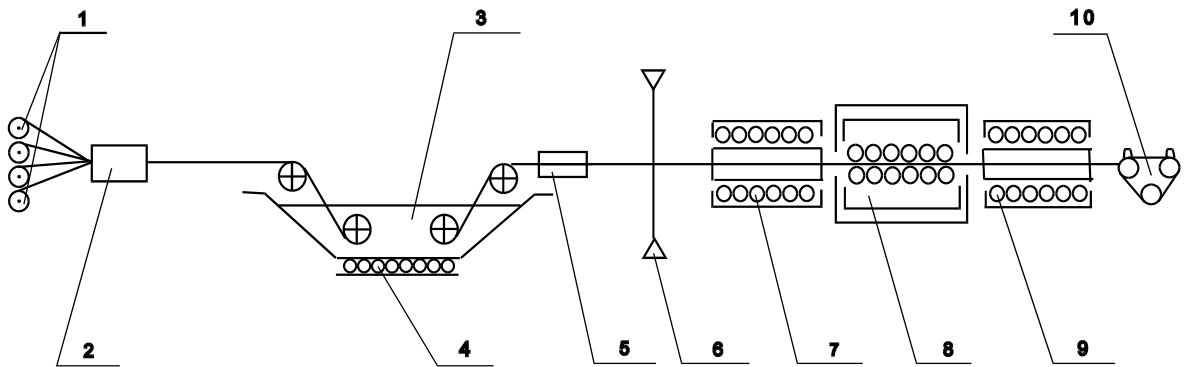


Рисунок 1 - Схема непрерывного технологического процесса формирования профиля методом “ролтрузии”: 1 - шпулярник; 2 - распределительное устройство; 3 - пропиточная ванна; 4 - нагревательный элемент; 5 - отжимная фильера; 6 - обмоточный узел; 7 - термокамера предварительной обработки; 8 - формующие ролики; 9 - полимеризационная термокамера; 10 - протягивающее устройство

Важнейшей стадией процесса ролтрузии наряду с нанесением вспомогательной арматуры, является прохождение пропитанного термореактивным связующим волокнистого материала через зону формирования. Скорость процесса определяется в первую очередь скоростью полимеризации термореактивного связующего. Варьируемыми технологическими параметрами этой стадии процесса являются термокинетические параметры - распределение температурных полей в формующем роликовом тракте и скорость протягивания. В сочетании с длиной формующего тракта они определяют температурно-временные условия формирования профильного стержневого изделия. Установление взаимосвязи этих факторов с целью оптимизации режимов формирования (температурных полей формующего тракта, скорости и усилия протягивания) является чрезвычайно сложной задачей.

Материалы исследований. В формующем роликовом тракте происходит уплотнение армирующего наполнителя, перераспределение связующего в материале и его отверждение до степени, обеспечивающей формостабильность профильного изделия и допустимый уровень его физико-механических свойств. Связующее в результате реакции полимеризации претерпевает объемное расширение и усадку, а также релаксационные превращения при переходе из вязко-текучего состояния через гелеобразование в эластическое, а затем и в твердое стеклообразное состояние. При этом соотношение термокинетических параметров ролтрузионного процесса связано с мощностью нагревателей, длиной и теплоемкостью формующего тракта, а также с теплофизическими и адгезионными свойствами формируемого изделия и величиной экзотермического эффекта при отверждении.

Для описания взаимосвязи термокинетических параметров ролтрузионного процесса может быть использована упрощенная одномерная термокинетическая модель, основанная на решении связанной задачи теплопроводности и теплообмена в системе профиль-формирующий тракт с помощью общего уравнения Дамкелера для потока тепла в одном направлении [4, 5] и уравнения кинетики отверждения связующего

$$\frac{\partial \lambda}{\partial t} = F(\lambda) \cdot e^{-E(\lambda)/RT(t)}; \quad (1)$$

$$\rho C_p S \frac{\partial T}{\partial t} - \psi S \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \rho C_p S V_{\text{пр}} \frac{\partial T}{\partial x} + h\Pi(T - T_{\text{ср}}) - \rho Q_0 S \frac{\partial \lambda}{\partial t} = 0; \quad (2)$$

где ρ - плотность материала профиля;

C_p - теплоёмкость материала профиля;

S, Π - площадь и периметр поперечного сечения профиля, соответственно;

ψ - коэффициент теплопроводности материала профиля;

h - коэффициент теплопередачи системы профиль-среда;

$T_{\text{ср}}$ - температура среды;

$T(t)$ - температура профиля;

t - время;

Q_0 - полный тепловой эффект реакции отверждения;

λ - степень отверждения связующего.

Данная модель позволяет учитывать экзотермический характер реакции отверждения и изменения теплофизических свойств формуемого профиля, которые определяются экспериментально. Указанная модель позволяет определить тепловой режим формуемого материала при нагревании и охлаждении, а также промежуточную и конечную степень отверждения связующего. При этом должны учитываться следующие технологические параметры процесса ролтрузии: размеры и формы армирующего тракта, исходя из поперечного сечения профиля и длины тракта L_{ϕ} ; скорость протягивания $V_{\text{пр}}$, температуру нагревателей формирующего тракта T_{ϕ} , предварительный подогрев профиля на входе в формирующий тракт до температуры T_0 и начальную степень отверждения связующего λ_0 .

В связи с этим возникает необходимость экспериментального определения теплофизических характеристик профиля, распределения температурных полей в формирующем тракте и формируемом материале, а также кинетических параметров изотермического отверждения связующего совместно с наполнителем.

Результаты исследований. Экспериментальные исследования указанных характеристик были проведены на действующей ролтрузионной установке при формировании прямоугольного профильного стержневого изделия на основе стекловолоконного армирующего наполнителя и эпоксидного связующего, модифицированного стеаратом цинка.

С этой целью отбирались образцы с учетом скорости, температуры и положения изделия в формирующем тракте. Определение степени отверждения связующего проводилось методом экстракции растворителем фракции связующего, не связанного химически с полимерной сеткой, результаты представлены на рис. 2, 3, 4. Их анализ показывает, что при соответствующем подборе скорости протягивания и температуры в формирующем тракте может быть получена требуемая степень отверждения связующего в изделии. Причем, увеличение температуры до 250°C не приводит к существенному повышению степени отверждения, а увеличение длины формирующего тракта позволяет повысить скорость протягивания, т.е. увеличить производительность процесса.

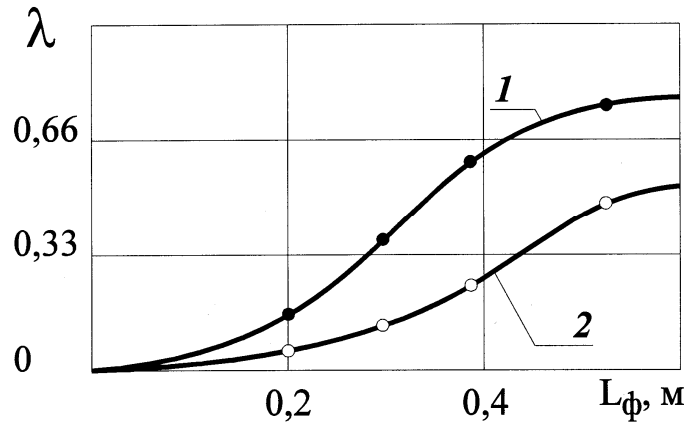


Рисунок 2 - Изменение степени отверждения стеклопластикового стержня по длине роллтризионного тракта в зависимости от температуры формования: 1 - $T_{\phi} = 250^{\circ}\text{C}$; 2 - $T_{\phi} = 160^{\circ}\text{C}$

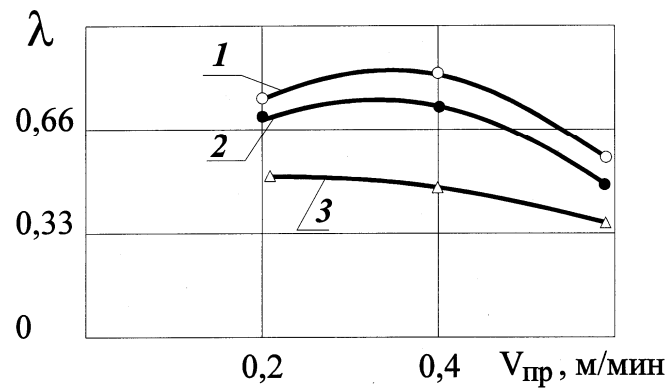


Рисунок 3 - Зависимость степени отверждения стеклопластикового стержня от скорости протягивания: 1 - $T_{\phi} = 250^{\circ}\text{C}$; 2 - $T_{\phi} = 220^{\circ}\text{C}$; 3 - $T_{\phi} = 160^{\circ}\text{C}$

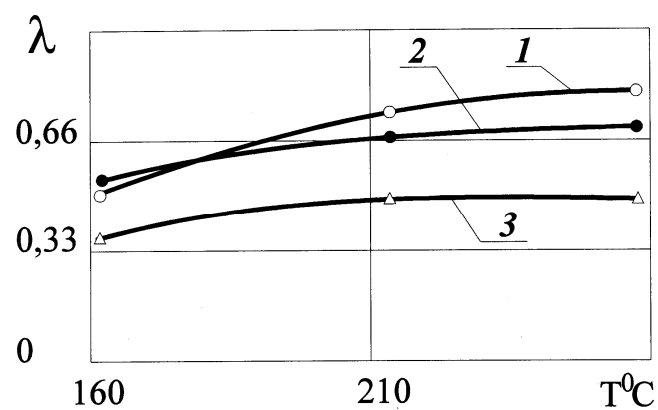


Рисунок 4 - Зависимость степени отверждения стеклопластикового стержня от температуры в формирующем тракте

Весьма важную роль в процессе отверждения изделия играет распределение температурных полей по длине формующего тракта, направленное изменение которых позволяет регулировать степень отверждения связующего в изделии. С этой целью были проведены исследования изменений температуры в формующем тракте и в формуемом профильном изделии.

Эксперименты показали, что распределение температурного поля по длине формующего тракта носит параболический характер с небольшим плато и смещается при изменении положения нагревателей (рис. 5, 6, 7).

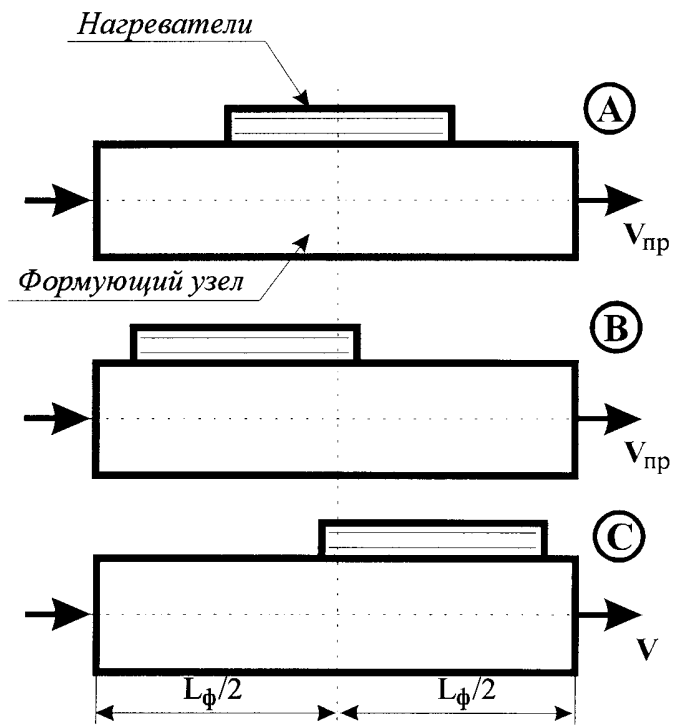


Рисунок 5 - Схема расположения нагревателей по длине формующего тракта

Влияние скорости протягивания на изменение температурного поля формующего тракта показано на рис. 8.

Как видно из представленных данных, по мере увеличения скорости протягивания пик температурного поля смещается к выходу из формующего узла, при этом несколько изменяется динамика процесса нарастания температуры, что говорит о целесообразности регулирования процесса полимеризации при определенной скорости протягивания. Было установлено, что максимальная температура материала на $7 - 8^{\circ}\text{C}$ превышала температуру формующего узла, что связано, очевидно, с экзотермичностью процесса полимеризации.

С целью рационального выбора температурного режима процесса формования в образцах определялась степень отверждения связующего, результаты приведены на рис. 9. Как следует из полученных зависимостей, смещение нагревателей ко входу в формующий узел позволяет несколько увеличить степень полимеризации, причем с ростом скорости протягивания эта тенденция принимает более выраженный характер.

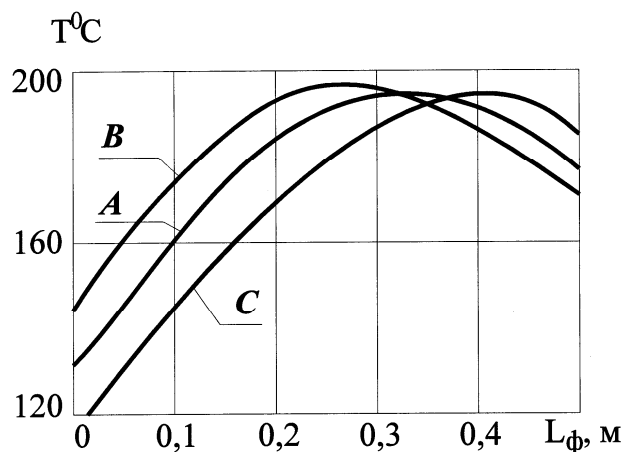


Рисунок 6 - Изменение температурного поля в формирующем тракте при различных положениях нагревателей ($T_{\phi} = 220^{\circ}\text{C}$; $V_{\text{пр.}} = 0,4$ м/мин)

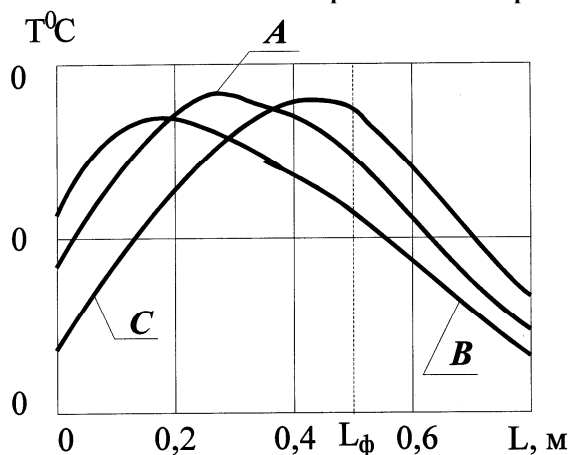


Рисунок 7 - Влияние расположения нагревателей по длине формирующего узла на изменение температуры в композите ($V_{\text{пр.}} - 0,4$ м/мин; $T_{\phi} - 220^{\circ}\text{C}$)

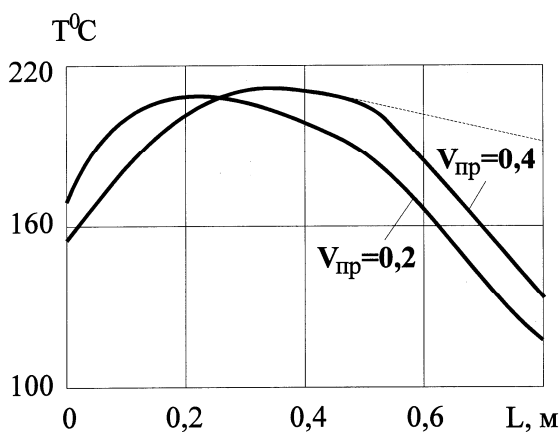


Рисунок 8 - Изменение температуры в композите при различной скорости протягивания (положение нагревателей А, температура нагревателей 220°C)

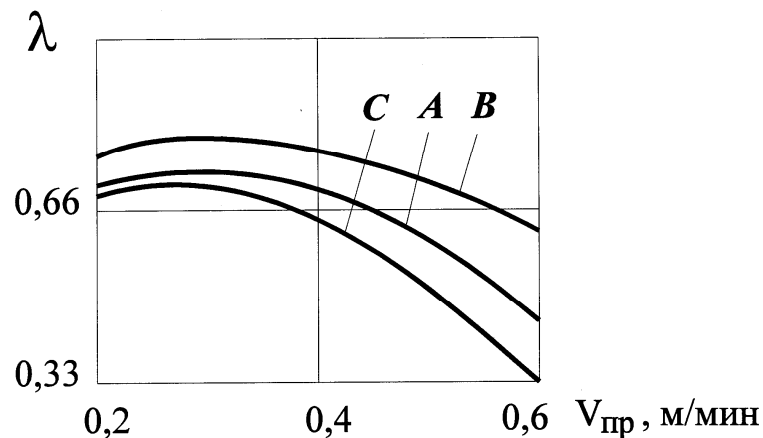


Рисунок 9 - Изменение степени полимеризации связующего в стеклопластиковых стержнях в зависимости от условий нагрева в формующем тракте и скорости протягивания

Выводы. Проведенные исследования режима термической обработки профильных стержневых изделий позволяют выбирать рациональное распределение температурных полей и оптимизировать скорость протягивания и длину формующего тракта при изготовлении стержневых композитных изделий методом ролтрузии.

Список литературы: 1. Бичков С.А. Технологія виробництва літальних апаратів із композиційних матеріалів / С.А. Бичков, О.В. Гайдайчук, В.С. Гайдайчук [та ін.]. - К. ІСДО: - 1995 - 376 с. 2. Коструб В.А. Исследование процесса формования композитов методом ролтрузии // Слоистые композиционные материалы-98: Сборник трудов конференции / Волгоград.гос.тех.ун-т, Волгоград, 1998, С.322-323. 3. Коструб В.А. Процесс ролтрузии как метод создания сложноармированных композиционных стержневых изделий // Композиционные материалы в промышленности (Славполикком-98): Тезисы докладов Международной конференции. Киев: АТМ Украины. - С. 87. 4. Сумм Б.Д.. Физико-химические основы смачивания и растекания / Б.Д. Сумм, Ю.В. Горюнов - М.: Химия - 1976. - 232 с. 5. Лыков А.В. Тепломассообмен. - М.: Энергия. - 1972. - 560 с.

Надійшла до редколегії 13.05.2013

УДК 629.7

Анализ термокинетических параметров плетельно-пултрузионного процесса формования композитных стержней для силовых автомобильных конструкций / В. А. Коструб, А. П. Кравченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 107–113. – Бібліогр.: 5 назв.

Проведено аналіз процесу полімеризації композиційних стержневих складноармованих елементів, що використовуються в якості елементів силового набору автомобільних конструкцій. Надано рекомендації щодо оптимального вибору технологічних параметрів.

Ключові слова: композитний стрижень, техпроцес, полімеризація, армуюче волокно, зв'язуючи, ролтрузія, ступінь наповнення.

The organized analysis of the polymerization process of composite pivotal element, applicable as element of the power set car constructions. The broughted recommendations on optimum choice technological parameter.

The keywords: composite peg, polymerization, technological process, arming filament, connecting, degree of the filling.

УДК 629.3+504

А. О. СМІРНОВА, асп. ХНАДУ, Харків**МЕТОДИКА ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ**

В роботі пропонується методика оцінки паливної економічності гібридних автомобілів для різних країнах світу. Виконано порівняльний аналіз паливної економічності гібридних автомобілів Chevrolet Volt та Toyota Prius PHEV. Сформовані висновки що до доцільності використання гібридних автомобілів в залежності від щоденного пробігу.

Ключові слова: гібридний автомобіль, паливна економічність, електрична енергія, пробіг на електротязі, витрата палива, акумуляторна батарея.

Вступ. Паливна економічність та екологічна безпека автомобілів є дуже важливою проблемою. Тому провідні виробники автотранспортних засобів конструюють та поставляють на ринок автомобілі, що мають невеликі витрати палива: гібридні автомобілі та електромобілі. А якщо брати до уваги той факт, що витрата палива у різних режимах руху є визначальним показником при покупці сучасного автомобіля, то оцінка його паливної економічності стає актуальною задачею.

Аналіз основних досягнень і літератури. Протягом багатьох років автомобільний інтернет-ресурс Kelley Blue Book, що спеціалізується на консультаціях по підборі автомобілів, проводить тести та складає рейтинг найбільш економічних та екологічних автомобілів, надаючи покупцям данні про тенденції ринку. Тести на економічність розраховуються у США на 100 миль (160,9 км) пробігу, при цьому на електричній тязі гібридні автомобілі зможуть подолати різну відстань [1].

Відстань, яку гібридні автомобілі долають на електроприводі, обмежується енергоємністю тягових акумуляторних батарей (ТАБ). Коли заряд ТАБ закінчується, то автоматично підключаються ДВЗ, що починає додавати необхідну енергію для руху та заряду ТАБ. В ХНАДУ проводяться дослідження з розробки та експлуатації гібридних автомобілів, а також з визначення їх паливної економічності. Матеріали даного дослідження є логічним продовженням робіт, які проводяться на кафедрі автомобільної електроніки університету [2,3]

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є підвищення ефективності використання гібридних автомобілів за рахунок розроблення методики оцінки їх паливної економічності в залежності від пробігу. Для рішення даної проблеми необхідно розробити методологічні основи оцінки паливної економічності гібридних автомобілів. Для визначення еквівалентного розходу палива автомобілів з електроприводом необхідно провести перерахунок витрат електроенергії ТАБ у еквівалентну витрату палива.

Матеріали досліджень. Для досягнення поставленої мети було розглянуто два гібридних автомобіля Toyota Prius і Chevrolet Volt. Для більш повного аналізу різниці між цими автомобілями розглянемо їх окремо. Toyota Prius серійне випускається з 1997 р. По всьому світу реалізовано більш 4 млн. різних модифікацій автомобіля Toyota Prius. Гібридна силова установка заснована на основі ексклюзивної технології Hybrid Synergy Drive. Автомобіль обладнаний бензиновим та двома електричними машинами (генератор та двигун), що отримує живлення від ТАБ високої ємності та високої напруги. ДВЗ та електричний двигун можуть працювати як порізно, так і разом (послідовно-паралельна гібридна система). Тяговий електричний двигун здатний також

© А. О. Смирнова, 2013

працювати як генератор, перетворюючи кінетичну енергію гальмування автомобіля в електричну енергію для заряду високовольтної акумуляторної батареї. Основні характеристики гібридного автомобіля останньої модифікації Toyota Prius Plug-in Hybrid (Prius PHV) приведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Основні характеристики гібридного автомобіля Prius PHV

Основні характеристики		Prius PHV
Початок продажів, рік		2012
Батарея	Ємність, А·год	21,5
	Напруга, В	207,2
	Енергоємність, кВт·год.	4,4
Потужність електродвигуна, кВт		60
Бензиновий двигун	Потужність, кВт (к.с.)	73(98)
	Макс. оберти, об./хв.	5200
	Об'єм, л	1,8
Розгін от 0 до 100 км/год., с		10,4
Викид CO ₂ , г/км		49
Середня витрата палива, л		2,2

Автомобіль Chevrolet Volt виготовляється компанією General Motors та представляє собою передньопривідний легковий чотиримісний електромобіль із збільшеним запасом ходу (E-REV) за рахунок чого він презентується як електромобіль. Гібридний автомобіль Chevrolet Volt, відрізняється від Toyota Prius тим, що завжди працює в режимі електротяги (послідовна гібридна система). При поїздках на невеликі відстані гібридний автомобіль Chevrolet Volt використовує електроенергію, накопичену в акумуляторній батареї. Під час тривалих подорожей додаткова електроенергія виробляється двигуном внутрішнього згорання. Параметри ТАБ і електричного приводу підібрані таким чином, що при достатньому рівні заряду ТАБ, робота двигуна внутрішнього згорання не потрібна. Працюють тільки електричні компоненти, а саме ТАБ, електричний привід і електронна система управління. Основні характеристики гібридного автомобіля Chevrolet Volt наведені в табл. 2.

Таблиця 2 - Основні характеристики гібридного автомобіля Chevrolet Volt

Основні характеристики		Chevrolet Volt
Початок продажів		2010
Батарея	Ємність, А·год (кВт)	44 (16)
	Напруга, В	360
	Енергоємність, кВт·год.	16
Потужність електродвигуна, кВт		111
Бензиновий двигун	Потужність, кВт (к.с.)	63,2(86)
	Макс. оберти, об./хв.	4800
	Об'єм, л	1,4
Розгін від 0 до 100 км/год., с		9,0
Споряджена маса, кг		1750
Викид CO ₂ , г/км		60
Середня витрата палива, л		5

Офіційні тести для визначення витрати палива автомобілів з двигуном внутрішнього згорання проводяться з 1970 р. і в різних країнах світу ці тести проходять по різним нормативам. У Європі, наприклад, діє європейський їздовий цикл (NEDC), в США – стандарт FTP 75, в Японії - JC08B. Вони відрізняються програмами випробувань, режимами роботи двигуна, а також застосовуваної вимірювальною апаратурою та методиками відбору

Реальна витрата палива не завжди збігається з даними, що отримані від випробувальних тестів. Тому технічні характеристики автомобілів відрізняються від витрати палива в реальних умовах їх експлуатації. Ще складніше ситуація складається з оцінкою витрати палива автомобілів, що приводяться до руху електричним приводом. У зв'язку з цим, актуальним є порівняння паливної економічності гібридних автомобілів, що використовують електричні силові установки, у різних країнах світу.

Для нашого аналізу було обрано п'ять країн це Україна, США, Росія, Німеччина, Нідерланди. Розробку методики оцінки паливної економічності гібридних автомобілів почнемо з проведення порівняльного аналізу між вартістю енергоносіїв при експлуатації вибраних автомобілів Toyota Prius PHV і Chevrolet Volt у порівняльних країнах. А для цього визначимось з загальнонаціональними цінами на електричну енергію і паливо в цих країнах.

Ціна на бензин на заправці приблизно на три чверті залежить від цін на нафту на світовому ринку і змінюється в залежності від коливань цих світових цін. У деяких країнах важливим фактором, що впливає на ціну бензину, є податки, наприклад, на Україні. Багато що також залежить від того, чи є у країни власні нафтові ресурси, як у Росії, або їй доводиться імпортувати нафту для переробки.

На рис. 1 наведені офіційні данні статистики щодо середньої вартості палива на кінець березня 2013 року в Україні, США, Росії, Німеччині, Нідерландах [4].

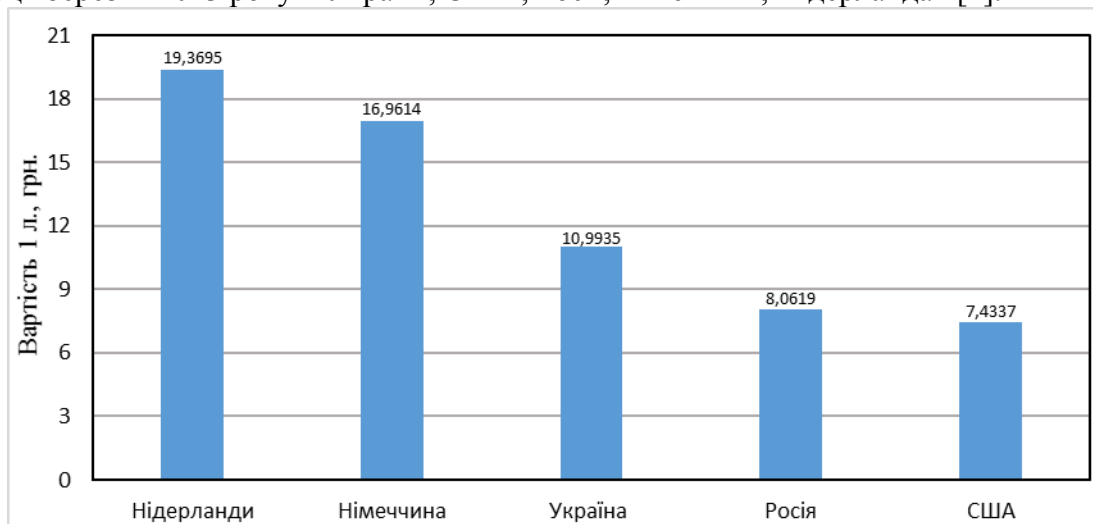


Рисунок 1 – Вартість палива в обраних країнах

Електроенергія дорожчає по всьому світу і це пов'язано із зростанням споживання електроенергії в світі; зростанням цін на нафту, газу, вугілля – джерела 60 % електроенергії в світі; зменшення обсягів продажів електроенергії за регульованими цінами (тарифами) на оптовому ринку електроенергії; з цінами потужності на оптовому ринку, співвідношення витрат на оплату потужності в загальному обсязі витрат на одиницю електроенергії; механізму формування тарифів для населення.

Електрична енергія, на даний момент, є вже не просто продуктом, а стратегічним товаром, відсутність якого зведе нанівець багато досягнень сучасної цивілізації. Вартість електроенергії для жителів різних країн відрізняється в рази. Про це свідчить дослідження тарифів на електроенергію для населення в різних країнах, проведене експертами РІА Рейтинг. За офіційними даними статистики середня вартість електроенергії на 2012 року в Україні, США, Росії, Німеччині, Нідерландах наведені на рис. 2 [5].

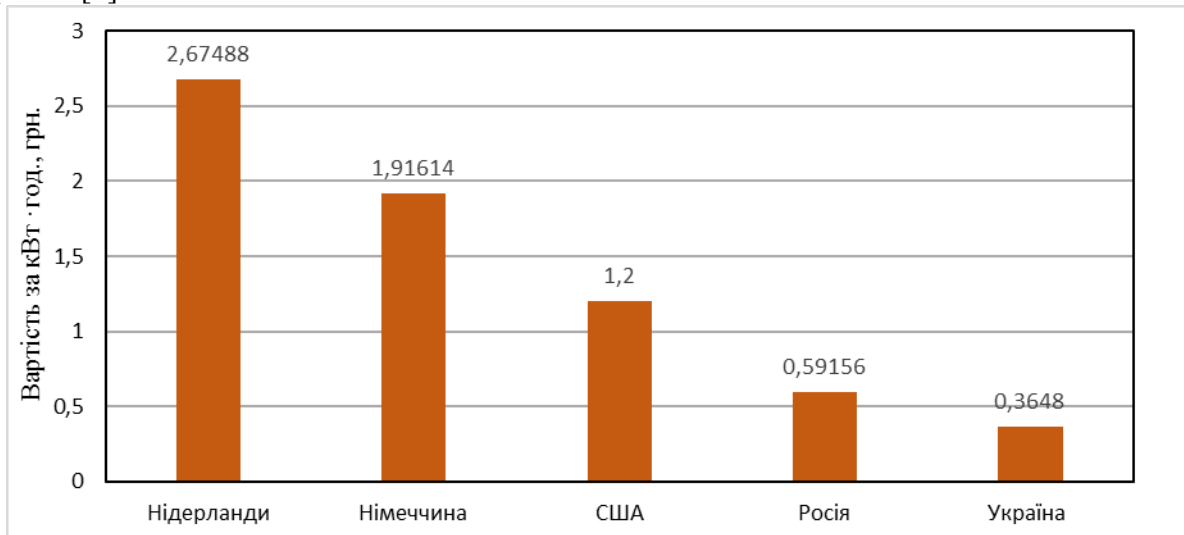


Рисунок 2 – Вартість електроенергії в обраних країнах

Вартість експлуатації гібридних автомобілів можна розрахувати на яку завгодно відстань. Вартість експлуатації гібридних автомобілів в загальному вигляді розраховується, як сума двох складових. Перша складова – це вартість експлуатації гібридного автомобіля у режимі електромобіля $C_{Електро}$, грн./км. Друга складова – це вартість експлуатації гібридного автомобіля в гібридному режимі $C_{Гібрид}$, грн./100 км.

В якості початкових даних для розрахунку оберемо реальні тести на економічність гібридних автомобілів Toyota Prius PHV та Chevrolet Volt, які проведені у США. Ці данні зведені в табл. 3.

Таблиця 3 – Результати порівняльних тестів на економічність гібридних автомобілів

Результати тесту	Гібридні автомобілі	
	Prius PHV	Volt
Витрата електроенергії в режимі електромобіля, кВт·год./160,9 км	23,2	39,0
Витрата палива в гібридному режимі, л/100 км	4,98	7,56
Запас ходу на одному заряді батареї в режимі електромобіля, км	23,49	54,55

Проведемо порівняльний розрахунок витрати енергоносіїв (електричної енергії та палива) гібридних автомобілів Chevrolet Volt і Toyota Prius PHV та перерахуємо її у еквівалентну витрату палива для визначення реальної оцінки паливної економічності гібридних автомобілів. В загальному випадку, для будь-якої пройдені автомобілем

відстані, для розрахунку вартості енергоносіїв при експлуатації гібридних автомобілів $C_{\text{ЕксплГА}}$ приймає вигляд

$$\begin{cases} C_{\text{Електро}} = W_{\text{Ел}} \cdot C_{\text{ЕлТАБ}}, S \leq S_{\text{Електро}} \\ C_{\text{Гібрид}} = \frac{Q_{\text{Гібрид}} \cdot C_{\text{Палива}}}{100}, S \geq S_{\text{Електро}} \\ C_{\text{ЕксплГА}} = C_{\text{Електро}} + C_{\text{Гібрид}}, S = S_{\text{Електро}} + S_{\text{Гібрид}} \end{cases}, \quad (1)$$

де S – загальний пробіг гібридного автомобіля, км;

$S_{\text{Електро}}$ – пробіг гібридного автомобіля в режимі електромобіля, км;

$S_{\text{Гібрид}}$ – пробіг автомобіля в гібридному режимі, км;

$W_{\text{Ел}}$ – витрата електроенергії акумуляторної батареї гібридного автомобіля для подолання 1 км шляху в режимі електромобіля, кВт·год./км;

$C_{\text{ЕлТАБ}}$ – вартість 1 кВт·год. енергії, що запасується в тяговій акумуляторній батареї від стандартної електричної мережі, грн./кВт·год.;

$Q_{\text{Гібрид}}$ – витрата палива в гібридному режимі, л/100 км;

$C_{\text{Палива}}$ – вартість палива, грн./л.

Для аналізу відносної паливної економічності гібридних автомобілів доцільно розрахувати вартість енергоносіїв на добовий пробіг (від зарядки ТАБ до наступної зарядки), який в загальному випадку може бути дорівнювати будь-якої відстані, грн./км.

$$C_{\text{Добова/км}} = \frac{C_{\text{ЕксплГА}}}{S_{\text{добова}}} \quad (2)$$

де $C_{\text{Добова/км}}$ – добова (від зарядки ТАБ до наступної зарядки) вартість енергоносіїв при експлуатації гібридних автомобілів, грн.;

$S_{\text{Добова}}$ – добовий пробіг гібридного автомобіля, км.

Від пройденого добового пробігу $S_{\text{Добова}}$ будуть в значній мірі залежить вартість одного км пробігу $C_{\text{Добова/км}}$ гібридного автомобіля. Як правило, чим менше денний пробіг гібридного автомобіля та чим менше його середня швидкість, тим дешевше коштує км його пробігу. На відміну від автомобілів з ДВЗ, в яких велика витрата палива відбувається саме на перших км пробігу та на невеликих середніх швидкостях, що пов'язане з інтенсивним прогрівом ДВЗ при виході його температури на номінальне значення та з тим, що автомобіль в пробках та заторах має низьку середню швидкість (до 30 км/год.), а ДВЗ працює неефективно.

Проведемо порівняльні розрахунки щодо паливної та енергетичної економічності гібридних автомобілів Chevrolet Volt та Toyota Prius PHV при їх експлуатації на території України, США, Росії, Німеччині, Нідерландах згідно відповідних цін на бензин та електричну енергію.

Для докладного дослідження вартості енергоносіїв при експлуатації гібридних автомобілів Chevrolet Volt та Toyota Prius проведемо розрахунок витрати палива та електричної енергії гібридних автомобілів за формулою (1) при пробігу автомобілів на різну відстань S : від 10 до 400 км.

Для зручності оцінки паливної та енергетичної економічності гібридних автомобілів Chevrolet Volt і Toyota Prius PHV проведемо за формулою (2)

еквівалентний перерахунок вартості енергоносіїв у еквівалентну витрату палива (бензин) за цінами на електричну енергію та паливо в різних країнах (в Україні, Росії, США, Німеччині, Нідерландах), та побудуємо відповідні графіки функцій $Q=f(S)$. Ці дослідження дозволять адекватно оцінити реальну паливну економічність гібридних автомобілів Chevrolet Volt і Toyota Prius.

Результати досліджень. Порівняльний графік залежності вартості енергоносіїв від добового пробігу автомобіля Toyota Prius PHEV на території України, Росії, США Німеччині, Нідерландах наведені на рис. 3.

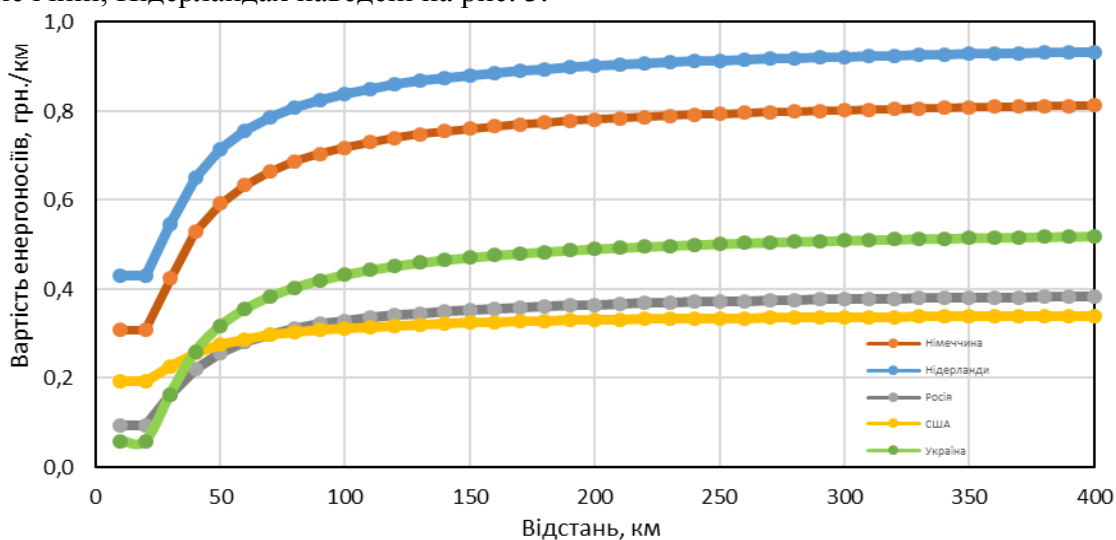


Рисунок 3 – Графік залежності вартості енергоносіїв від добового пробігу гібридних автомобілів Toyota Prius PHEV на території України, Росії, США, Німеччині, Нідерландах

Порівняльний графік залежності вартості енергоносіїв від добового пробігу автомобіля Chevrolet Volt на території України, Росії, США Німеччині, Нідерландах наведені на рис. 4.

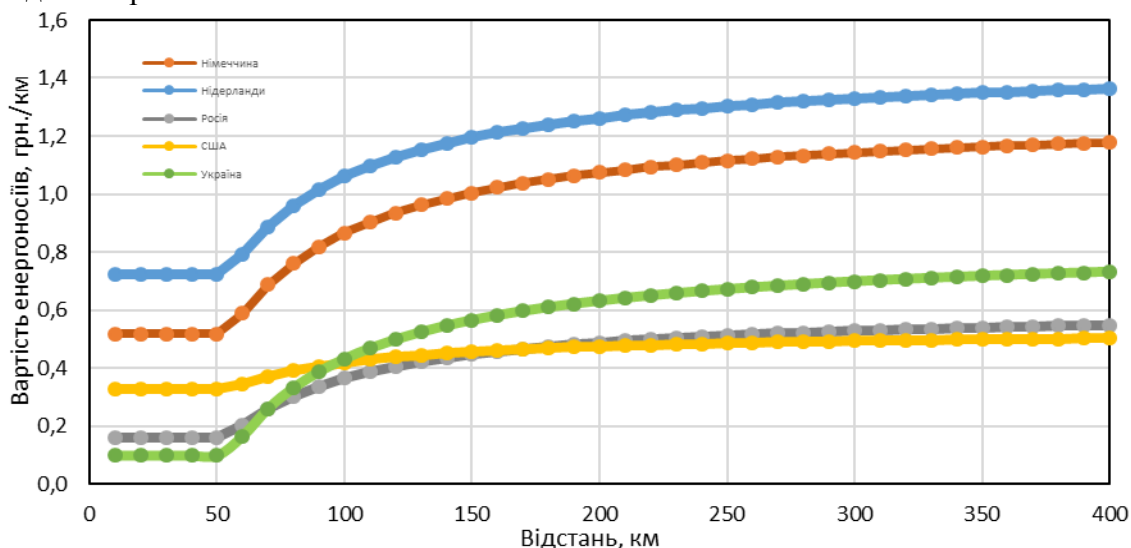


Рисунок 4 - Графік залежності вартості енергоносіїв від добового пробігу гібридних автомобілів Chevrolet Volt, на території України, Росії, США Німеччині, Нідерландах

Висновки. В роботі проведений порівняльний розрахунок вартості енергоносіїв при експлуатації гібридних автомобілів Chevrolet Volt та Toyota Prius PHV на території України, Росії, США Німеччині, Нідерландах. Гібридний автомобіль Toyota Prius PHV у 1,5 разу економніше, ніж Chevrolet Volt. Найбільш економічним режимом гібридних автомобілів у всіх країнах є режим електромобіля, при цьому вартість пробігу в режимі електромобіля у 1,5...8 разів нижче (в залежності від країни), ніж вартість пробігу у гібридному режимі. На Україні вартість пробігу гібридного автомобіля в режимі електромобіля у 7...8 разів менш, ніж вартість його пробігу у гібридному режимі. Менш всього різниця між вартістю пробігу на електричній тязі та на ДВЗ помітна на території США, тому саме у США робиться акцент саме на екологічність гібридних автомобілів.

Самий економічний режим електромобіля на Україні, а самий економічний гібридний режим у США. Самий неекономічний режим електромобіля та гібридний режим у Нідерландах. Проведені дослідження свідчать, що є відповідна залежність між вартістю електричної енергії та вартістю палива. Виняток – це США та Росія, що мають великі нафтові ресурси. Результати проведених досліджень дійсно демонструють значні переваги експлуатації автомобілів з тяговим електричним приводом, особливо на території України.

Список літератури: 1. <http://www.kbb.com/> 2. *Бажинів О. В.* Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / *О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, В. Я. Дзадненко.* – Х.: ХНАДУ, 2011. – 236 с. 3. *Бажинів О. В.* Гібридні автомобілі / *О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков [та ін.].* – Х.: ХНАДУ, 2008. – 327 с. 4. <http://pimpik.org/?p=1351> 5. http://statistic.su/blog/cost_of_electricity_around_the_world/2012-12-19-846.

Надійшла до редколегії 15.05.2013

УДК 629.3+504

Методика оцінки паливної економічності гібридних автомобілів / А. О. Смирнова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 114–120. – Бібліогр.: 5 назв.

В работе предлагается методика оценки топливной экономичности гибридных автомобилей для различных стран мира. Проведен сравнительный анализ топливной экономичности гибридных автомобилей Chevrolet Volt и Toyota Prius PHV. Сформулированы выводы про целесообразность использования гибридных автомобилей в зависимости от ежедневного пробега.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, топливная экономичность, электрическая энергия, пробег на электрической тяге, расход топлива, аккумуляторная батарея.

This paper proposes a technique of an estimation fuel efficiency of hybrid cars to different countries of the world. A comparative analysis of the fuel efficiency of hybrid cars Chevrolet Volt and Toyota Prius PHV. Formulated conclusions about the appropriateness of the use of hybrid cars, depending on daily mileage.

Keywords: hybrid car, fuel economy, electricity, mileage on electricity, fuel consumption, battery.

УДК 629.017:629.083

О. П. САКНО, асистент ДААТ, Донецьк**ПРОБЛЕМА НОРМУВАННЯ РЕСУРСУ ШИН ВАНТАЖНИХ
АВТОМОБІЛІВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОГНОЗУВАННЯ ЇХ ТЕРМІНУ
СЛУЖБИ**

Проаналізовані методи призначення нормативного ресурсу пневматичних шин вантажних автомобілів і проблеми, що виникають при їх використанні. Запропоновані удосконалені методики призначення нормативного ресурсу шин за статистичними базами даних підприємств і за аналізом фактичних умов експлуатації автомобілів. Розглянуті особливості прогнозування залишкового ресурсу шин і управління їх технічне обслуговування за даними контролю висоти рисунка протектора.

Ключові слова: шина, вантажний автомобіль, нормативний ресурс, прогнозування, статистичні дані, контроль, протектор

Вступ. Підвищення вимог до безпеки руху з впровадженням сучасних досягнень вітчизняної і світової науки для ефективного використання засобів транспорту – одна з головних стратегій розвитку автомобілебудування. Її реалізація під час експлуатації вантажних автомобілів зумовлена необхідністю проводити обслуговування за їх технічним станом, об'єктивно нормувати і прогнозувати їхній ресурс. Це дозволяє підвищити ефективність експлуатації і зменшити собівартість транспортних робіт. Отже, розвиток системи перевезень приводить до підвищення ролі шин при експлуатації автомобілів, особливо вантажних. Дослідження розподілу собівартості перевезень для середніх вантажних автомобілів за основними статтями витрат складає [1]: витрати на ТО і ПР – 22,2%; на платню водію – 21,7%; на паливо – 18,5%; на шини – 8,6%. Але розвиток автомобільних перевезень в Україні приводить до суттєвого збільшення використання автомобілів великої вантажопідйомності основних світових виробників. Це приводить до збільшення виробничих завдань та загального пробігу (більше використаних шинокомплектів); збільшення пробігу між ТО з підвищенням якості автомобілів, що використовується; зменшення питомих витрат на паливо та заробітну платню водіїв з підвищенням вантажомісткості; збільшення кількості шин в шинокомплектах. Ці тенденції ведуть до стабілізації, або зменшення перших трьох вказаних вище статей собівартості й до збільшення статті, пов'язаної з витратами на шини, яка за даними автотранспортних підприємств (АТП) сягає 15-18%. Отже, стабільне зростання галузей промисловості можливе лише при збільшенні кількості вантажних автомобілів з інтенсивною експлуатацією, що визиває зменшення ресурсу шин, який необхідно передбачати. Одночасно підвищуються вимоги до призначення нормативного ресурсу шин. Організація сучасного обліку фактичного ресурсу шин на АТП й урахування динаміки процесу зношування протектора з використанням комп'ютерної техніки в умовах конкретних підприємств, дозволить вирішити обидві задачі: уточнювати призначення нормативного і прогнозувати фактичного ресурсу шин. Це дуже важливо в умовах промислових регіонів, де вантажні автомобілі інтенсивно використовуються в умовах техногенного впливу, хімічного забруднення, підвищених виробничих завдань.

Аналіз основних досягнень і літератури. Ресурс шин безпосередньо залежить від інтенсивності їх зношування. Як показано в роботах Балабіна І.В., Волкова В.П., Говорущенко М.Я., Келдиша М.В., Кнорова В.І., Ларіна О.М., Пасейка Р., Цукерберга С.М., Юрченка О.М. [2-6] та багатьох інших вчених чималі складнощі

© О. П. Сакно, 2013

виникають при дослідженні процесу зношування шин, оскільки при їх контактi з дорогою формується потужна силова взаємодія автомобіля з опорною поверхнею, на яке впливають експлуатаційні чинники, врахувати які в повному об'ємі на практиці важко, а інтенсивність зношування й технічний стан шин на 80-90% залежить якраз від них.

Проблема контролю технічного стану шин вантажних автомобілів, залишкової висоти протектора є актуальною в практичній експлуатації [3, 5, 6]. Контроль залишкової висоти рисунка протектора, створення відповідних баз даних, порівняння їх з попередніми значеннями вимірів є найбільш доцільним методом відстежування динаміки зносу в умовах експлуатації вантажних автомобілів. Цього вимагають й останні накази Міністерства транспорту. Цей метод не вимагає складного устаткування, попередньої дії на шину, руйнівної дії на неї й демонтажу, а існуючі аналітичні й статистичні методи розрахунку інтенсивності зношування протектора дають похибку 10-90% [7].

Проблема призначення нормативного середнього ресурсу в умовах окремого підприємства та фактичного ресурсу шин в фактичних умовах залишається недостатньо дослідженою. Останнім нормативним документом, що регламентує експлуатаційні норми середнього ресурсу пневматичних шин, є наказ №488 Міністерства транспорту й зв'язку України від 20.05.2006 року [8].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є розробка комплексу методик призначення нормативного ресурсу і прогнозування залишкового ресурсу з визначенням фактичного терміну служби. Управління ресурсом шин засобів транспорту шляхом удосконалення постійного контролю залишкової висоти рисунка протектора, прогнозування терміну їх заміни та коригування їх нормативного ресурсу залежно від умов експлуатації, що дозволить підвищити ефективність використання ресурсу шин вантажних автомобілів.

Матеріали досліджень.

Задачі призначення нормативного ресурсу шин і прогнозування фактичного залишкового ресурсу є взаємопов'язаними, що можуть бути вирішені, як на єдиному підході, так і на взаємодоповнюючих підставах. Норматив можна розглядати як усереднений прогноз ресурсу, що затверджений відповідним наказом, в межах всієї держави, або конкретного підприємства. Тому для призначення нормативного ресурсу шин найбільш доцільно використовувати методики, що базуються на статистичних показниках АТП, які автоматично враховують фактичні умови експлуатації автомобілів, його виробничим завданням і економічним можливостям. Підставою призначення нормативного ресурсу шин може бути значення при їх списанні, або розроблені коригуючі коефіцієнти. Прогноз же необхідно отримувати з достатньою точністю для кожної шини, пари шин, шинокомплекту вантажного автомобіля. Підставою для прогнозу залишкового ресурсу шин є результати контролю залишкової висоти рисунка протектора. Крім того необхідно на підставі розрахованого залишкового ресурсу шин і добових виробничих завдань прогнозувати термін їх заміни, планувати роботу технічної служби, що також оптимізує роботу АТП.

Проведені автором статистичні дослідження фактичного ресурсу шин на АТП Донецького регіону виявив суттєву проблему – невідповідність фактичного ресурсу шин нормативному, що призначався за наказом №488. Статистичний матеріал базується на досвіді експлуатації шин на СП «Автобаза» ДП «Орджонікідзевугілля» (м. Єнакієво), ДП «Донецький облавтодор» філії «Мар'їнський автодор» ВАТ «Державна акціонерна компанія «Автомобільні дороги України» (Мар'їнський район),

КП ДРСУ, ВАТ «Автосоюз», ВАТ «Авторесурс Донбасу», АТП КПП ДГС «Донелектроавтотранс» (м. Донецьк). При цьому збиралися дані о фактичних ресурсах більш ніж 5 тисячах шин автобусів, легкових та вантажних автомобілів. Повністю результати цього дослідження наведені в [9].

Головні висновки після аналізу фактичного матеріалу і його статистичної обробки:

- мінімальний фактичний ресурс перевищує нормативний для легкових автомобілів у 8 випадках з 10, а для автобусів у 5 випадках з 9;

- найбільш непередбачуване співвідношення фактичного і нормативного ресурсів присутнє для вантажних автомобілів, що вимагає подальшої перевірки і більш поглибленого дослідження ресурсів шин вантажних автомобілів;

- для всіх типів шин математичне очікування їх ресурсу перевищує відкоригований нормативний ресурс. Для автобусів це перевищення складає 20-40%, для легкових шин – 3-10%, для вантажних автомобілів це перевищення не є стабільним показником;

- значне розсіювання ресурсу шин найбільш характерно для вантажних автомобілів (середнє квадратичне відхилення до 35-50% математичного очікування ресурсу), найбільш стабільні показники ресурсу для легкових шин (середнє квадратичне відхилення 3-10% математичного очікування ресурсу);

- для вантажних автомобілів значно більший відсоток досліджених шин (10-40%) не відпрацював до нормативного ресурсу;

- для вантажних автомобілів найбільш характерний нормальний закон розподілу з розмитю вершиною.

Найменш дослідженими є питання експлуатації шин спеціалізованого рухомого складу. Кількість цієї техніки значно менше, менше фактичного матеріалу для статистичного дослідження, шини випускаються меншими партіями, що впливає на технологію виробництва. Ця техніка часто експлуатується в дуже складних умовах (перевантаження, складні дорожні умови, довший період експлуатації, ускладнено технічне обслуговування). Тому ресурс цих шин має широкий спектр розсіювання, й важко передбачити реальний ресурс, він сильно відрізняється від нормативного. Можна зробити головний висновок – **саме шини вантажних автомобілів є найменш дослідженими, а призначення нормативного і прогнозування фактичного їх ресурсу складна задача.**

Отже, проблема призначення нормативного ресурсу шин вантажних автомобілів потребує обов'язкового вирішення. Основні причини виникнення проблеми:

- а) застарілий статистичний матеріал на підставі якого розраховані нормативи в наказі №488; б) насичення ринку шинами нової конструкції, нових виробників, що не входять в розрахункові та нормативні таблиці; в) постійні зміни в конструкції автомобіля, його підвіски, що впливає на ресурс шин; г) необхідність використання в якості бази для нормативу даних виробника, які базуються на випробуваннях, що проведені на різних полігонах, в різних фактичних умовах, суттєво відмінних від умов України; д) усереднена база коригуючих коефіцієнтів, що не враховує особливості експлуатації вантажних автомобілів.

При цьому похибки при призначенні нормативного ресурсу шин приводять до суттєвих економічних витрат:

- при перевищенні фактичним ресурсом шин нормативного відбувається збільшення витрат на їх зберігання (складські приміщення, персонал, вологість, температура), втрата частки ресурсу шин під час зберігання і зменшення оборотних коштів;

- при перевищенні нормативним ресурсом шин фактичного відбувається зменшення безпеки руху, збільшення ризику раптових відмов, простої автомобілів за відсутності запасних шин і шиноккомплектів.

Результати досліджень.

Запропонований комплекс методик призначення нормативного ресурсу і прогнозування фактичного залишкового ресурсу шин разом з терміном їх заміни. Цей комплекс реалізований в розробленому програмному забезпеченні (рис.), що дозволяє на підставі створення відповідних баз даних приймати необхідні управлінські рішення для технічної служби, відділу матеріально-технічного забезпечення й інших структур АТП.

Перша методика базується на удосконаленій системі коригуючих коефіцієнтів [10]. Ці коефіцієнти отримані експериментальним шляхом саме для вантажних автомобілів. Розрахунок нормативного ресурсу (N) ґрунтується на методі поправочних коефіцієнтів, базовим пробігом (N_{ny}) для якого є заявлений виробником у разі шин закордонних виробників і базовий середній відповідно до [8] для шин виробництва СНГ.

$$N = N_{ny} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot k_7, \quad (1)$$

де N_{ny} – норма середнього ресурсу шин (згідно з даними виробника шин або автопідприємства), тис. км; k_1 – коефіцієнт, що залежить від дорожньо-кліматичних умов і враховує тип дорожнього покриття, поздовжній похил дороги і ступінь хімічного забруднення; k_2 – коефіцієнт, що враховує пробіг вантажного автомобіля в особливих умовах (будівельні майданчики, кар’єрні розробки); k_3 – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи колеса; k_4 – коефіцієнт, що залежить від швидкісного перевантаження шин вантажних автомобілів; k_5 – коефіцієнт, що залежить від відхилення внутрішнього тиску в шинах від нормативних значень; k_6 – коефіцієнт, що залежить від співвідношення пробігу у межах міста до загального, що дозволяє врахувати інтенсивність зношування за рахунок прискорень і гальмувань; k_7 – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта використання вантажності k_6 відносно оптимальної вантажності автомобілів з урахуванням динамічної складової.

Коефіцієнти коригування вибираються за спеціально розробленими таблицями, які базуються на експериментальних дослідженнях зношування шин вантажних автомобілів та експертному методі.

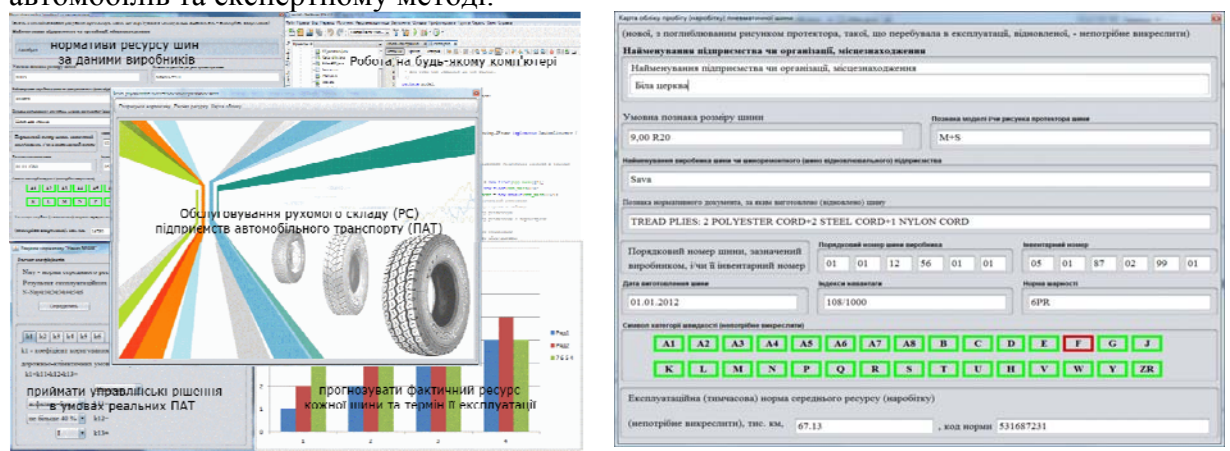


Рисунок – Програмне забезпечення управління ресурсом шин: а – загальний вид інтерфейсу; б – карта обліку пробігу шин

Друга складова комплексу – це призначення нормативного ресурсу шин вантажних автомобілів на підставі визначення γ -відсоткового фактичного ресурсу, що включає: а) обґрунтування попередньої вибірки даних (повної або зрізаної); б) визначення закону розподілу ресурсу шин; в) розрахунок ресурсних характеристик шин; г) встановлення нормативного ресурсу шин на рівні заданого відсотка безвідмовної роботи, який залежить від його розсіювання, що характеризується коефіцієнтом варіації. Якщо прийняти, що розподіл фактичних ресурсів шин відповідає нормальному закону, то норматив може бути призначений за залежностями, що призначені з урахуванням функції Лапласа (для 95%, 90%, 80%, 70% і 60% безвідмовної роботи).

Третя складова комплексу – прогнозування залишкового ресурсу шин за даними постійного контролю залишкової висоти рисунка протектора і визначення інтенсивності зношування [11]. Прогнозування базується на проведених експериментальних дослідженнях [12], що дозволили визначити три зони процесу зношування шин: припрацювання, зону сталого зношування і зону критичного зношування. Дані з вимірювання вносяться в карти обліку шин, прогноз їх фактичного ресурсу уточнюється після кожного вимірювання, оскільки інтенсивність зношування постійно змінюється в процесі експлуатації. Головною особливістю прогнозування є визначення середньої залишкової висоти рисунка протектора, як для кожної шини, так і для керованих і ведучих та при здвоєних шинах окремо.

На підставі цього прогнозу необхідно приймати рішення про придбання нового комплекту шин. Крім того після заміни повного комплекту шин приймається рішення про їх подальше використання. Шини з комплекту, що мають найбільшу залишкову висоту протектора можуть використовуватись, як змінні комплекти при ремонті й заміні шин, що найбільш інтенсивно зношуються, чи при очікуванні отримання нового комплекту шин; шини з непошкодженим каркасом можуть бути відправлені на відновлення, що є економічно доцільним рішенням, або поступають на утилізацію. Все це знаходить відображення в карті обліку шин.

Висновки. Комплекс методик призначення нормативного і прогнозування фактичного ресурсу шин забезпечує: а) визначення нормативного ресурсу шин на базі експериментальних даних контролю залишкової висоти рисунка протектора; б) прогнозування γ -відсоткового ресурсу шин за статистичними даними обґрунтованої вибірки та даними постійного контролю процесу їх зношування з визначенням інтенсивності; в) збільшення ресурсу шин за рахунок удосконалення системи ТО елементів ходової частини за фактичним технічним станом; г) зменшення відсотка дострокових відмов шин за критерієм «пошкодження» за рахунок виключення їх з експлуатації при досягненні зони критичного зносу; д) ефективне використання ресурсу шин за рахунок постійного контролю залишкової висоти рисунка протектора..

Список літератури: 1. Аринин И. Н. Техническая эксплуатация автомобилей / И. Н. Аринин, С. И. Коновалов, Ю. В. Баженов. – Ростов н/Д : Феникс, 2007. – 314 с. 2. Балабин И. В. Автомобильные и тракторные колеса и шины / И. В. Балабин, В. А. Путин, И. С. Чабунин. – М. : МГТУ «МАМИ», 2012. – 920 с. 3. Ларин А. Н. Колесные узлы современных автомобилей / А. Н. Ларин, Е. Е. Черток, А. Н. Юрченко – Х. : «С.А.М.». – 2004. – 260 с. 4. Pacejka H. B. The magic formula tyre model / H. B. Pacejka, E. Bakker // Prog. IstCollog. Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft. – Amsterdam, 1993: Swits and Zeitlinger, P. 1–18. 5. Говорущенко Н. Я. Техническая

експлуатація автомобілей / *Н. Я. Говорущенко* – Х. : Вища школа, 1984 – 120 с.

6. *Юрченко А. Н.* Автомобильные шины (требования, эксплуатация, износ) / *А. Н. Юрченко*. – Х. : ДП ХМЗ «ФЭД», 2003. – 115 с.

7. *Кравченко О. П.* Порівняльний аналіз норм та фактичного ресурсу шин автотранспорту в умовах Донбасу / *О. П. Кравченко, О. П. Сакно, О. В. Лукічов* // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2010 – №7 (149) – С. 11–114.

8. Норми витрат палива для автомобілів, норми ресурсу шин та акумуляторів / Уклад. *В. Кузнєцов*. – Х. : Фактор, 2009. – 528 с.

9. *Ткаченко В. П.* Порівняльне дослідження законів розподілу фактичного ресурсу пневматичних шин різних видів автотранспорту / *В. П. Ткаченко, О. П. Сакно* // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – Донецьк : ПП «Молнія», 2010. – №4. – С. 84–94.

10. *Kravchenko A.* Tire Life Adjustment on the Coefficients of Operational and Road Conditions / *A. Kravchenko, O. Sakno* // ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin, Poland : Polish academy of sciences, 2011. – Vol. XI A. – P. 121–128.

11. *Кравченко О. П.* Призначення нормативу ресурсу шин вантажних автомобілів на основі системи управління їх технічною експлуатацією / *О. П. Кравченко, О. П. Сакно, О. В. Лукічов* // Наукові нотатки Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – Луцьк : Луцький НТУ, 2012. – Вип. 37 (травень, 2012). – С. 177–182.

12. *Kravchenko A.* Research of Dynamics of Tire Wear of Trucks and Prognostication of Their Service Life / *A. Kravchenko, O. Sakno, A. Lukichov* // Transport Problems. – Katowice : Silesian University of Technology, 2012. – Vol. 7, issue 4. – P. 85–94.

Надійшла до редколегії 13.05.2013

УДК 629.017:629.083

Проблема нормування ресурсу шин вантажних автомобілів та особливості прогнозування їх терміну служби / *О. П. Сакно* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 121–126. – Бібліогр.: 12 назв.

Проанализированы методы назначения нормативного ресурса пневматических шин грузовых автомобилей и проблемы, которые возникают при их использовании. Предложены усовершенствованные методики назначения нормативного ресурса шин по статистическим базам данных предприятий и по анализу фактических условий эксплуатации. Рассмотрены особенности прогнозирования остаточного ресурса шин и управления их технического обслуживания по данным контроля высоты рисунка протектора.

Ключевые слова: шина, грузовой автомобиль, нормативный ресурс, прогнозирование, статистические данные, контроль, протектор.

Methods of resource allocation of normative of pneumatic tires of trucks and problems which arise up at their use are analysed. The advanced methods of resource allocation of normative of tires by statistical enterprise database and by analysis actual operating conditions are suggested. The specifics of prognostication of residual of tire life and controls their maintenance by audit data of height of tread pattern are considered.

Keywords: tire, truck, normative resources, prognostication, statistical data, control, tread.

УДК 656.052.5

В. П. КУЖЕЛЬ, канд. техн. наук, ст. викладач ВНТУ, Вінниця**МЕТОДИКА НАЛАШТУВАННЯ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ ДАЛЬНОСТІ ВИДИМОСТІ ДОРОЖНІХ ОБ'ЄКТІВ В ТЕМНУ ПОРУ ДОБИ**

Пропонується методика для налаштування моделі визначення дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби на основі отриманих експериментальних даних дальності видимості. Розраховано значення похибки між моделлю та експериментальними даними.

Ключові слова: видимість, темна пора доби, модель, експериментальні дані, налаштування, дорожній об'єкт, автомобіль.

Вступ. В темну пору доби безпечний режим руху визначається допустимою швидкістю руху, яку водій має обирати в залежності від дальності видимості у відповідності з п. 12.2 Правил дорожнього руху України. Також відомо, що біля 50% ДТП (в темну пору доби до 90%) складають наїзди на пішоходів, які й були вибрані в якості основних об'єктів розрізнення в темну пору доби [1,2].

Дослідженню особливостей світлорозподілу автомобільних фар присвячені праці ряду вчених, таких як Островський М.А., Чіколаєв В.Н., Тюрін В.А., Залуга В.П., Дьяков А.Б., Левітін К.М., Боровський Б.Є, Дашкевич Л.Л., Буняєв Н.І. Також дослідження проводяться компаніями, які спеціалізуються на розробках систем автомобільного освітлення – Hella, Bosch, Carello і автомобільними компаніями зі світовим ім'ям – Audi, Mercedes, BMW, Opel та ін.

Аналіз основних досягнень і літератури. Аналіз опублікованих праць показує, що ефективність систем освітлення досліджується лабораторними методами і дорожніми експериментами. При цьому особлива увага приділяється дальності видимості елементів дорожньої обстановки і засліпленості водіїв зустрічними транспортними засобами, оскільки ці параметри є загальними показниками, які характеризують ефективність і безпеку, що забезпечують фари.

Також задача оцінки дальності видимості виникає при проведенні автотехнічної експертизи ДТП [2]. Від точності її визначення залежить об'єктивність прийняття рішення про винність або не винність водія.

За існуючою методикою безпосередньо на місці пригоди або за аналогічних умов визначених експертом (з метою врахування взаємозв'язку зовнішніх факторів впливу) проводиться натурний експеримент з визначення дальності видимості, який є надзвичайно трудомістким і потребує залучення висококваліфікованих фахівців та значних матеріальних ресурсів [1,2]. На сьогоднішній день відсутні математичні залежності та експертні програми визначення дальності видимості, які б дозволили уникнути натурного експерименту.

Мета дослідження. Отже, метою дослідження, результати якого подаються в цій статті, є покращення якості автотехнічної експертизи за рахунок налаштування математичної моделі оцінки дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби на основі експериментальних даних.

Методика ідентифікації. Модель оцінки дальності видимості була розроблена на основі методу ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань [3, 4]. Побудова моделі виконувалась в два етапи – структурна і параметрична ідентифікації [5]. На першому етапі була побудована структура залежності дальності видимості від факторів впливу з застосуванням експертних правил «якщо-то», використовувався

© В. П. Кужель, 2013

узагальнений елементу логічного висновку, який описує залежність $y = f_y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ між причинами x_i ($i = \overline{1, n}$) та наслідком y у вигляді системи нечітких висловлювань [3]:

$$\begin{aligned} \text{ЯКЩО} \quad & \bigcup_{p=1}^{k_j} \left[\bigcap_{i=1}^n (x_i = X_i^{jp}) \right], \\ \text{ТО} \quad & y = Y_j, \quad j = \overline{1, m} \end{aligned} \quad (1)$$

де Y_j, X_i^{jp} – нечіткі терми для оцінки j -го рівня вихідної змінної y та вхідної змінної x_i в p -му рядку матриці знань, що відповідає терму Y_j , відповідно;

m – кількість термів для оцінки змінної y ; $p = \overline{1, k_j}$;

k_j – кількість рядків, що відповідають терму Y_j ; $\cup(\cap)$ – операція АБО(І).

На другому етапі проводилось налаштування моделі шляхом підбору таких параметрів форми функцій належності нечітких термів (рис. 1) і ваг правил «якщо-то», які б забезпечували найбільшу наближеність модельних та експериментальних даних.

Системі (1) відповідає взаємозв'язок функцій належності змінних y та $x_i, i = \overline{1, n}$ [3]:

$$\begin{aligned} \mu^{Y_j}(y) &= \max_{p=1, k_j} \left[a_{jp} \cdot \min_{i=1, n} \mu^{X_i^{jp}}(x_i) \right], \\ j &= \overline{1, m} \end{aligned} \quad (2)$$

де a_{jp} – вага правила з номером jp ;

$\mu^{Y_j}(y)$ і $\mu^{X_i^{jp}}(x_i)$ – функції належності змінних y та x_i до термів Y_j і X_i^{jp} .

Функції належності змінної x до довільного нечіткого терму $T = X_i^{jp}$, визначались за допомогою узагальненої моделі [4,5]:

$$\mu^T(x) = \frac{1}{1 + \left(\frac{x-b}{c} \right)^2}, \quad (3)$$

де b і c – параметри настройки: b – координата максимуму функції, $\mu^T(x) = 1$; c – коефіцієнт концентрації-розтягування функції (рис. 1).

Перетворення нечіткого рішення (2), в чітку форму проводиться за принципом «центру ваги» [4]:

$$y = \frac{\sum_{j=1}^m \left[\underline{y} + (j-1) \cdot \frac{\bar{y} - \underline{y}}{m-1} \right] \cdot \mu^{Y_j}(y)}{\sum_{j=1}^m \mu^{Y_j}(y)}, \quad (4)$$

де $\underline{y}(\bar{y})$ – нижнє (верхнє) кількісне значення змінної y .

Структурна ідентифікація. Структура запропонованої моделі представлена на рис. 2. Особливість моделі, що налаштовується, полягає в тому, що вона вперше поєднує такі фактори впливу на дальність видимості, як W – загальна дальність видимості, m ; F – розташування перешкоди на дорозі відносно осі руху автомобіля, m ;

C - коефіцієнт засліплення, у.о.; G - рівень завантаження автомобіля, кг; E - освітленість дороги, лк; T - тривалість роботи водія за кермом, год; K - контраст розрізнення об'єкта з фоном, у.о.; B - гострота зору водія, у.о. [5]. При відсутності кількісних значень факторів W, F, G, E, C, B, T , а також при визначенні величини показника K будемо використовувати принцип термометра. Суть цього принципу полягає в тому, що експертна оцінка того чи іншого показника здійснюється шляхом закреслення частини шкали, ліва та права границі якої відповідають найменшому та найбільшому рівням показника.

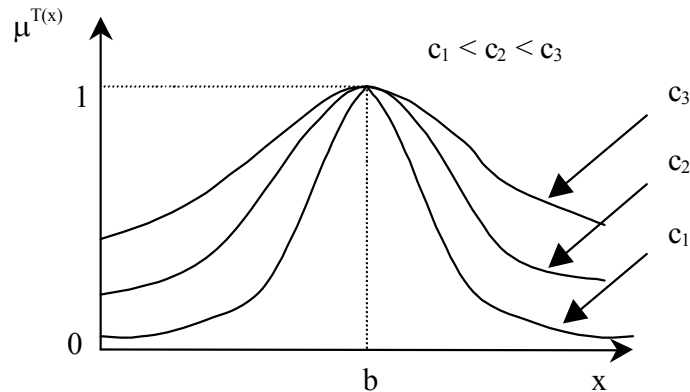


Рисунок 1 – Модель функцій належності

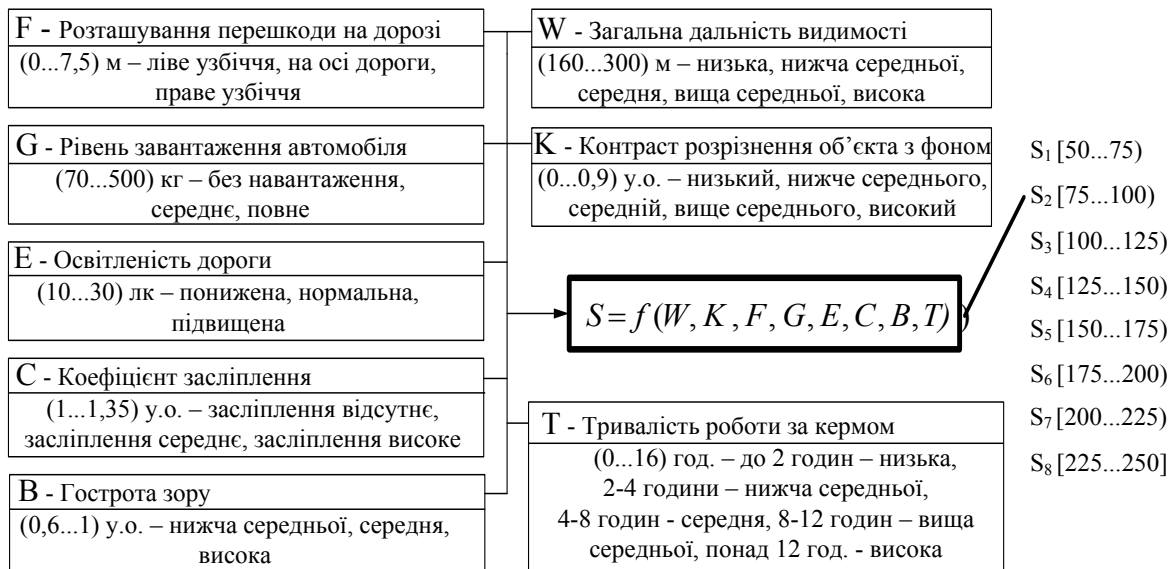
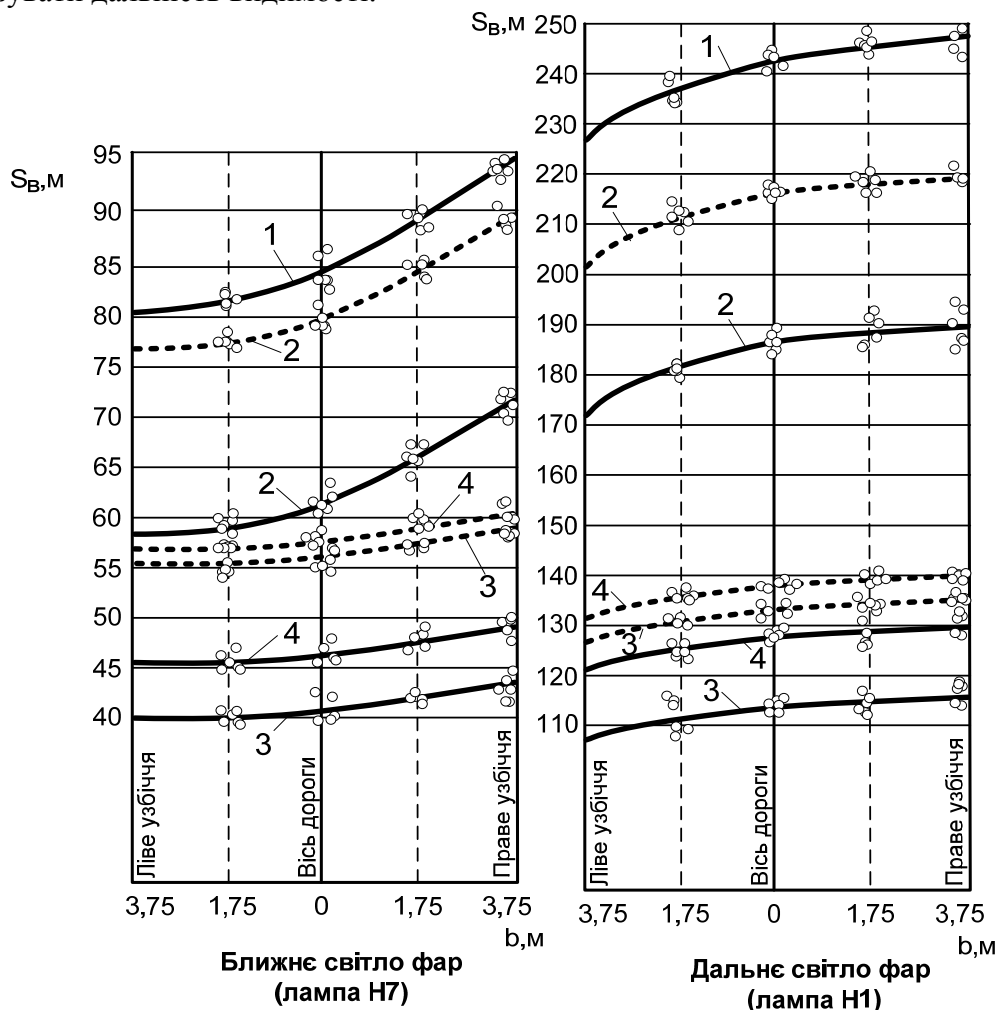


Рисунок 2 – Структура моделі визначення дальності видимості (фактори впливу, універсальна множина та терми для їх оцінок)

Параметрична ідентифікація. Налаштування моделі проводилась на основі експериментальних даних за допомогою навчаючої вибірки, яка являє собою сукупність пар «фактори впливу – дальність видимості». Для отримання навчаючої вибірки проводилась серія спеціально спланованих натурних експериментів з автомобілями Opel Astra – G; Chery Amulet; Daewoo Lanos, Sens; ВАЗ – 11183, 11193, 2170, 2110, 2111, 2112, 2115, 2114, 2113, 21099, 21093; ЗАЗ – 110307 – 42, 110207 – 40, 110557 – 51, під час яких фіксувались фактори впливу (рис. 2) і вимірювалась

відповідна дальність видимості. Знаючи величину дальності видимості і значення факторів впливу для кожного дослідження, було отримано навчаючу вибірку. Налаштування моделі проводилась за методикою [3, 4] з використанням пакету програм FUZZY EXPERT. В результаті налаштування отримані функції належності нечітких термів (табл. 1), які використовуються в базі знань. Для наочності наведемо результати дорожніх випробувань автомобіля Chery Amulet, а саме побудовану залежність дальності видимості від характеристик об'єкта розрізнення та його розташування на дорозі, яку представлено на рис. 3.

Всі фактори впливу розглядаються як лінгвістичні змінні, що задані на відповідних універсальних множинах. Фрагмент експертної матриці знань для оцінки дальності видимості в залежності від факторів впливу побудований за методикою [3,4]. Застосування цієї матриці знань та моделі нечіткого логічного висновку дозволяє прогнозувати дальність видимості.



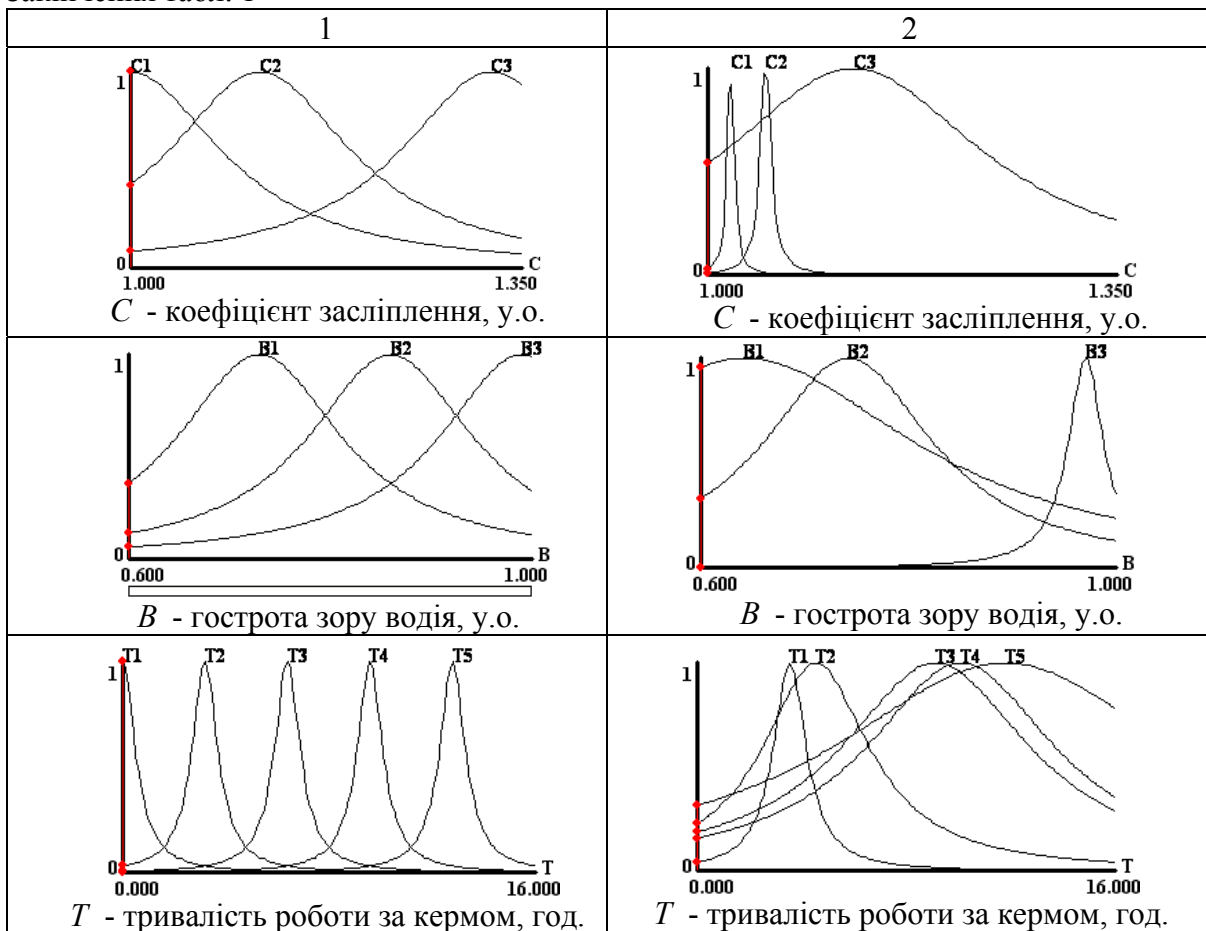
1 - світловідбивач (прозорість атмосфери); 2 - тест-об'єкт у світлому одязі;
 3 - тест-об'єкт у темному одязі; 4 - тест-об'єкт у одязі зі світловідбиваючими елементами;
 - дальність конкретної видимості; - дальність силуетної видимості.

Рисунок 3 – Експериментальна залежність дальності видимості від характеристик об'єкта розрізнення для фар з лампами H7, H1 (Chery Amulet (A15))

Таблиця 1 – Функції належності нечіткого терму до та після налаштування

Функції належності нечіткого терму	
До налаштування	Після налаштування
<p style="text-align: center;">1</p> <p style="text-align: center;">W - загальна дальність видимості, м</p>	<p style="text-align: center;">2</p> <p style="text-align: center;">W - загальна дальність видимості, м</p>
<p style="text-align: center;">K - контраст розрізнення об'єкта з фоном, у.о.</p>	<p style="text-align: center;">K - контраст розрізнення об'єкта з фоном, у.о.</p>
<p style="text-align: center;">F - розташування перешкоди на дорозі, м</p>	<p style="text-align: center;">F - розташування перешкоди на дорозі, м</p>
<p style="text-align: center;">G - рівень завантаження автомобіля, кг</p>	<p style="text-align: center;">G - рівень завантаження автомобіля, кг</p>
<p style="text-align: center;">E - освітленість дороги, лк.</p>	<p style="text-align: center;">E - освітленість дороги, лк.</p>

Закінчення табл. 1



Параметри центрів (b) і крутизни (c) налаштованих функцій належності зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри функцій належності після налаштування

Терм	W1	W2	W3	W4	W5	K1	K2	K3	K4	K5	F1	F2	F3	G1	G2
b	169,94	200,0	240,0	260,0	289,96	0,22	0,32	0,51	0,67	0,9	1,07	1,97	7,49	223,48	346,43
c	9,32	4,62	7,0	4,13	23,81	0,45	0,043	0,043	0,056	0,044	3,75	1,19	0,32	71,32	166,56
Терм	G3	E1	E2	E3	C1	C2	C3	B1	B2	B3	T1	T2	T3	T4	T5
b	438,5	15,71	25,71	28,57	1,02	1,049	1,125	0,64	0,74	0,97	3,56	4,56	9,14	10,11	11,79
c	166,62	3,25	1,067	5,95	0,0035	0,0057	0,135	0,2	0,1	0,021	0,76	2,48	4,4	4,4	8,0

Фрагмент порівняння даних за налаштованою моделлю та експериментальних результатів оцінки дальності видимості об'єктів на дорозі в темну пору доби, який поданий в табл. 3, свідчить про задовільну для практики автотехнічної експертизи адекватність налаштованої моделі визначення дальності видимості об'єктів на дорозі в темну пору доби.

Таблиця 3 – Фрагмент порівняння експериментальних та розрахункових даних

W	K	F	G	E	C	B	T	S	
								експеримент	модель
210	0,9	6,9	175	15	1	1	1	152	147,4
230	0,85	7,4	90	21	1	0,9	1	179	183,4
220	0,35	6,8	80	19	1	1	2	112	108,9
240	0,65	7,4	220	17	1	1	1	166	155,8
240	0,65	5,6	100	14	1	0,8	10	127	131,2
220	0,35	1,8	80	16	1	0,8	10	87	88,4
200	0,6	2,2	90	17	1	0,6	9	84	78,1
190	0,8	3,8	140	16	1,05	0,6	14	62	76,3
185	0,8	2,4	100	18	1	1	11	75	77,1

Висновки. Налаштована математична модель на базі теорії нечітких множин, на відміну від відомої методики, дозволяє відмовитися від дорожнього експерименту, врахувати повну кількість доступних факторів впливу занесених в протоколи ДТП і звужити діапазон оцінок, що, в свою чергу, підвищує об'єктивність прийняття рішень. Задовільна збіжність модельних і експериментальних результатів (похибка не перевищує 10,4 %) дозволяє рекомендувати налаштовану модель як альтернативу існуючій методиці.

Список літератури: 1. Боровский Б. Е. Безопасность движения автомобильного транспорта / Б. Е. Боровский. – Л.: Лениздат, 1984. – 305с. 2. Экспертный анализ дорожно-транспортных пригод. / П. В. Галаса, В. Б. Кисельов, А. С. Куйбіда [та інші]; за заг. ред. П. В. Галаса – К. : Эксперт-сервіс, 1995. – 192 с. 3. Ротштейн А. П. Интеллектуальные технологии идентификации : нечеткие множества, генетические алгоритмы, нейронные сети / А. П. Ротштейн. – Винница : Універсум. – 1999. – 320 с. 4. Ротштейн О. П. Идентификация нелинейных объектов нечеткими базами знаний / О. П. Ротштейн, Д. І. Кательніков // Вісник ВПІ. – 1997. – №4. с. 98–103. 5. Кужель В. П. Оцінка дальності видимості дорожніх об'єктів у темну пору доби при експертизі ДТП за допомогою нечіткої логіки / В. П. Кужель // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2008. – № 41. – С. 91–95.

Надійшла до редколегії 13.05.2013

УДК 656.052.5

Методика налаштування моделі визначення дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби / В. П. Кужель // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 127–133. – Бібліогр.: 5 назв.

Предлагается методика для настройки модели определения дальности видимости дорожных объектов в темное время суток на основе полученных экспериментальных данных дальности видимости. Рассчитано значения погрешности между моделью и экспериментальными данными.

Ключевые слова: видимость, темное время суток, модель, экспериментальные данные, настройка, дорожный объект, автомобиль

A method is offered for tuning of road objects visibility distance determination model during the nighttime basis on the experimental data distance of visibility. The values of error are expected between a model and experimental information.

Keywords: visibility, nighttime, model, experimental information, tuning, road object, car

УДК 629.4.016.15

Ю. В. ПРИЛЕПСКИЙ, канд. техн. наук, доц. ДонИЖТ, Донецк
И. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, доц. ДонИЖТ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ РЕКУПЕРАЦИИ В ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Представлены результаты исследования процессов в преобразователе системы рекуперации электрической энергии с использованием физической модели рекуперативной системы транспортного средства с электрической передачей. Исследовалась устойчивость генераторного блока к изменению напряжения питания и влияние искрения в контактах и соединениях на работоспособность силового блока системы.

Ключевые слова: транспортное средство, передача электрическая, система рекуперации, физическая модель, процессы переходные.

Введение. Расход топливно-энергетических ресурсов – один из основных эксплуатационных показателей транспортного средства. Рекуперация энергии (отбор и накопление энергии на тормозных режимах и использование ее на тяговых) является эффективным способом экономии топлива на транспорте. В настоящее время коллективом ДонИЖТ проводятся работы по изучению процессов рекуперации энергии на колесных транспортных средствах с электрической передачей (тягой). С целью минимизации затрат при проведении исследований, создана физическая модель электрической передачи с системой рекуперации электрической энергии [1]. На данной модели исследовали изменения параметров системы в зависимости от выбранных режимов работы.

Постановка задачи. Стабильность работы устройств во многом определяются их восприимчивостью к возмущающим факторам. В данном случае, генераторный блок определяет величину тока преобразователя напряжения, в связи с чем, стабильность его работы является основой качественной работы системы рекуперации электрической энергии. В этой связи, в рамках данной работы исследовали влияние изменения напряжения питания на стабильность рабочей частоты генераторного блока. Кроме того, наличие в схеме индуктивностей предопределяет возможность появления скачкообразных изменений напряжения в случае работы контактных прерывателей или наличия в силовой цепи некачественного контакта (окисленность, засоренность или слабая затяжка). При этом, изменения напряжения могут достичь предельной величины для электронных компонентов схемы, что вызовет их выход из строя. Поэтому, в рамках данной работы изучали влияние искрового контакта в цепи питания силового блока на работоспособность отдельных элементов и устройства в целом.

Описание физической модели. Исследования проводили на физической модели рекуперативной системы, блок-схема которой представлена на рис. 1.

Физическая модель состоит из механической и электрической частей. Механическая часть представлена моделью тягового двигателя транспортного средства Д2 и двигателя-имитатора внешней нагрузки Д1, соединенных клиноременной передачей с передаточным отношением $i = 1$ и регулируемым натяжением ремня для изучения влияния боксования на процессы в системе рекуперации. Электрическая (электронная) часть представлена блоками управления, накопителем электрической энергии C_n конденсаторного типа и преобразователем напряжения, состоящим из

© Ю. В. Прилепский, И. В. Грицук, 2013

генераторного и силового блока. Выбор конденсаторов в качестве накопителей электрической энергии обусловлен их низким внутренним сопротивлением по сравнению с аккумуляторами, постоянством внутреннего сопротивления при изменении уровня заряженности, длительным гарантированным сроком службы (до 15 лет) [2]. В физической модели в качестве накопителей использовали батарею из 10 последовательно соединенных конденсаторов ЭК405 с характеристиками, представленными в таблице.

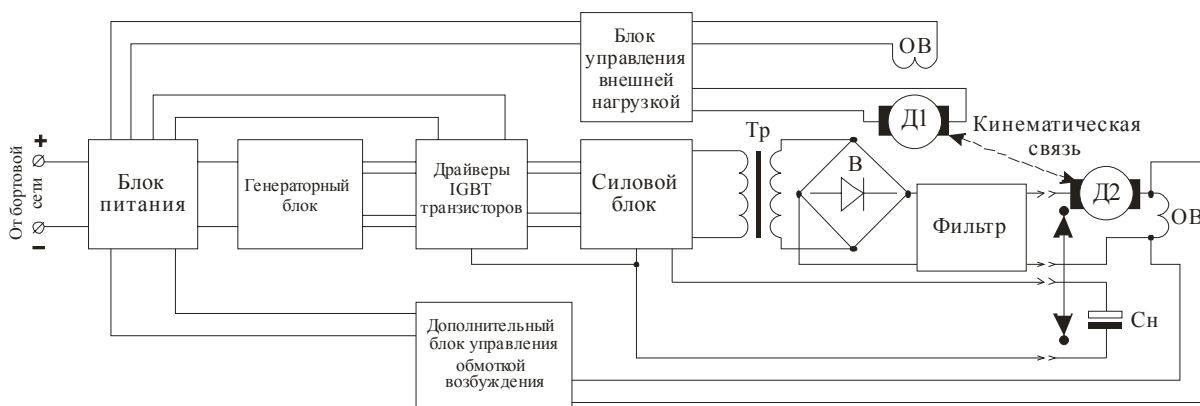


Рисунок 1 – Блок-схема физической модели рекуперативной системы транспортного средства с электрической передачей

Таблица – Основные характеристики конденсаторов ЭК405

Параметры	Значение параметров для	
	ЭК405	10ЭК405*
Рабочее напряжение, В	1,45	14,5
Максимальное рабочее напряжение, В	1,5	15
Минимальное напряжение при отсутствии тока при хранении, В	0,3	3
Емкость электрическая, Ф	12000	1200
Внутреннее сопротивление, мОм	при: +20 ⁰ С	0,5
	- 30 ⁰ С	0,9
Полная запасаемая энергия, кДж	12,6	126
Максимальная мощность, кВт	1,0	10
Масса, кг	0,9	9
Габаритные размеры, мм	31,5 x 83,5 x 209	
Рабочая температура, ⁰ С	- 50/+ 60	

*¹) конструктивное выполнение из 10 элементов

Принципиальная схема генераторного блока приведена на рис. 2.

Основу генераторного блока составляет двухтактный ШИМ-контроллер, выполненный на микросхеме DA1, частота которого определяется параметрами времязадающей цепочки R1, C4. Переменным резистором R10 или сигналами в цепи обратной связи регулируется скважность импульсов от 0 до 0,89, за счет чего осуществляется регулирование электрических параметров в силовом блоке системы.

Оптроны VA1 и VA2 в цепи формирования сигналов для драйверов IGBT транзисторов силового блока и оптроны VA3 в цепи обратной связи служат для гальванической развязки сети управления и сети силового блока системы рекуперации.

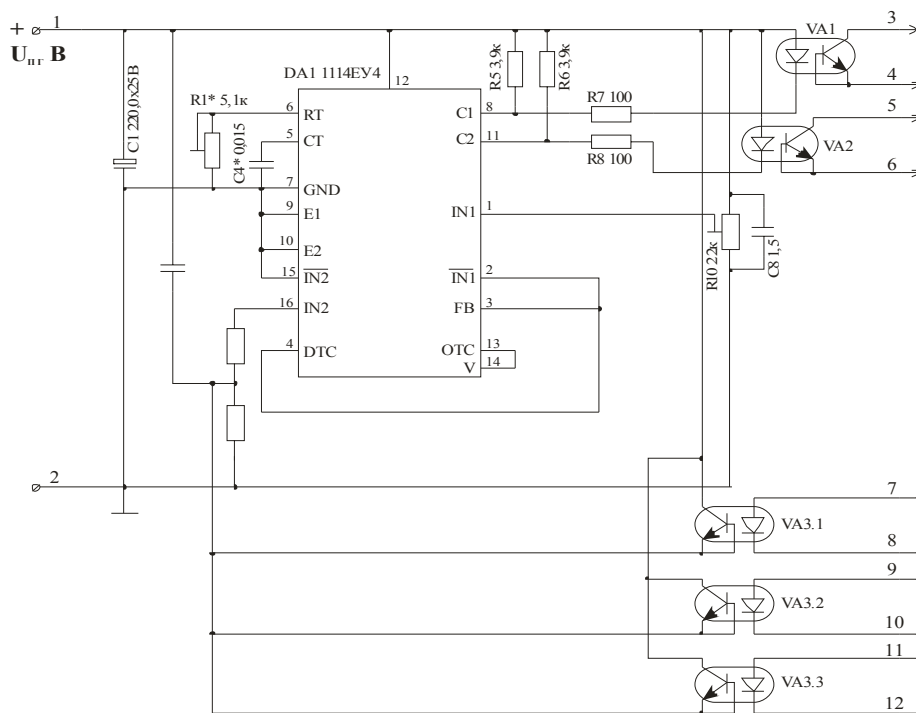


Рисунок 2 – Принципиальна схема генераторного блоку

В данной физической модели рекуперативной системы опробованы 4 схемы силового блока. В упрощенном варианте их принципиальные схемы представлены на рис. 3.

На основе испытаний силовых блоков, выбор остановили на варианте мостовой схемы с последовательным колебательным контуром, поскольку форма импульсов во вторичной обмотке трансформатора Tr наилучшим образом соответствовала синусоидальной (см. рис. 4). Этот фактор определил также минимизацию потерь электрической энергии в преобразователе. Именно данную схему использовали в дальнейших исследованиях.

Результаты исследований. Главными требованиями к генераторной части рекуперативной системы является стабильность частоты импульсов, генерируемых ею, и стабильность напряжения этих импульсов. Напряжение питания $U_{п}$ меняли от 30 В до 3,6 В с шагом примерно 5 В, 1В и 0,1 В. Частоту колебаний установили на уровне 1166 Гц.

Результаты испытаний приведены на рис.5. Как следует из приведенных данных, влияние напряжения питания генератора на частоту импульсов практически отсутствует в достаточно широком диапазоне (7 ... 30 В), а разница в значениях частоты находится в пределах погрешности измерения. В то же время, снижение напряжения от 7 В вызывает повышение частоты генерации. При достижении напряжения питания 3,8 В, генерация исчезает.

Для амплитудного значения напряжения импульсов, со снижением напряжения питания, наблюдается пропорциональное снижение этого параметра. При срыве генерации напряжение равно напряжению питания. Таким образом, исходя из приведенных результатов, напряжение питания генераторной части необходимо стабилизировать для постоянства амплитудного значения импульсов на выходе контроллера. Наиболее целесообразным является напряжение питания $U_{п} = 15$ В от стабилизированного источника электропитания.

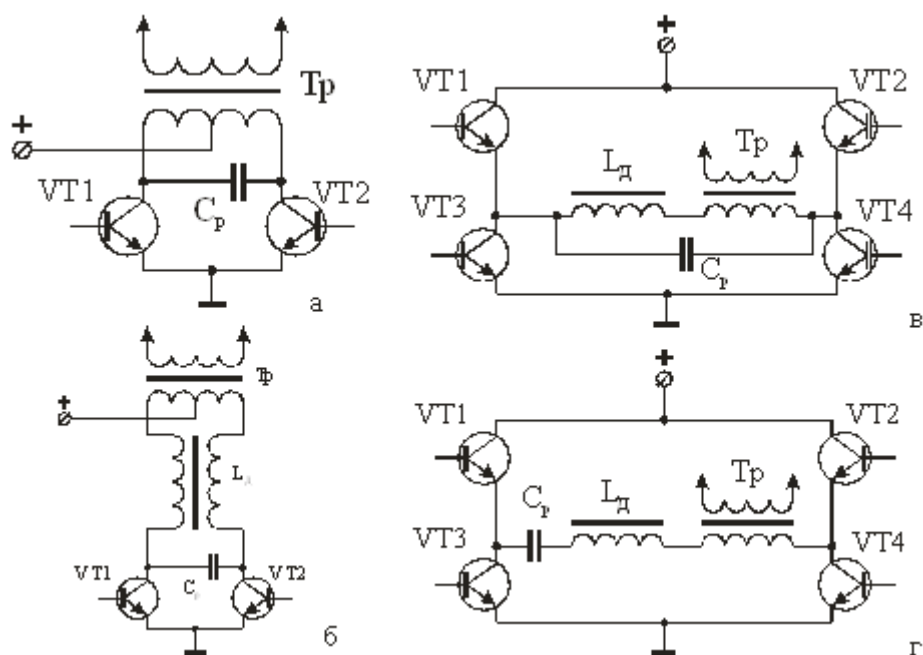
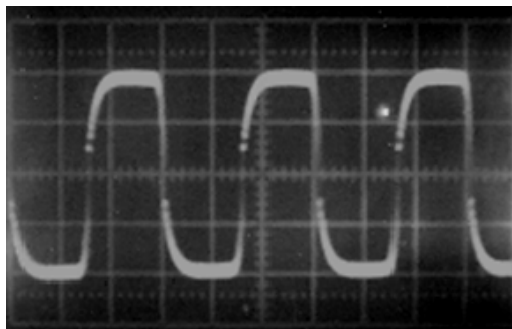


Рисунок 3 – Принципиальні схеми силового блоку преобразователя напряжения системы рекуперации: а – двухплечевая без дополнительной индуктивности; б – двухплечевая с дополнительной индуктивностью $L_{д}$; в) - мостовая с дополнительной индуктивностью $L_{д}$ и параллельным колебательным контуром; г) - мостовая с дополнительной индуктивностью $L_{д}$ и последовательным колебательным контуром



Параметры снятия осциллограммы: частота развертки - 20 кГц (длительность 5 мкс/дел); чувствительность канала вертикального отклонения - 50 В/дел
Рисунок 4 – Осциллограмма формы сигнала в выходной обмотке трансформатора силового блока

При определении влияния искрового контакта на параметры рекуперативной системы в силовую сеть включали имитатор искрового контакта, представляющий из себя пластину с токопроводящими и изолирующими промежутками. При проведении по нему контактным проводом генерируется пакет искровых разрядов. Амплитуду напряжения в цепи коллектор – эмиттер IGBT транзисторов оценивали с помощью максиметра детекторного типа. Результаты исследований представлены на рис. 6.

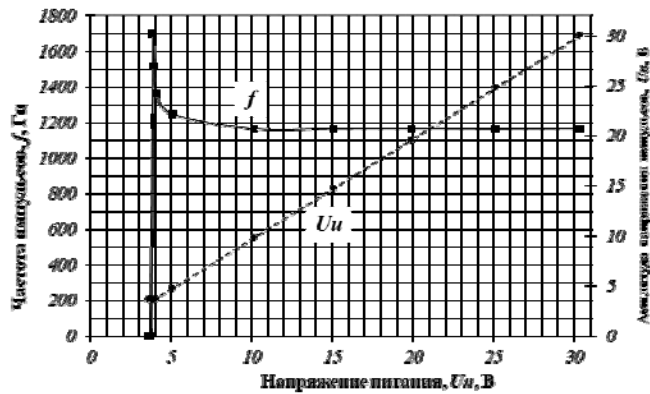


Рисунок 5 – Влияние изменения напряжения питания генераторного блока на его характеристики

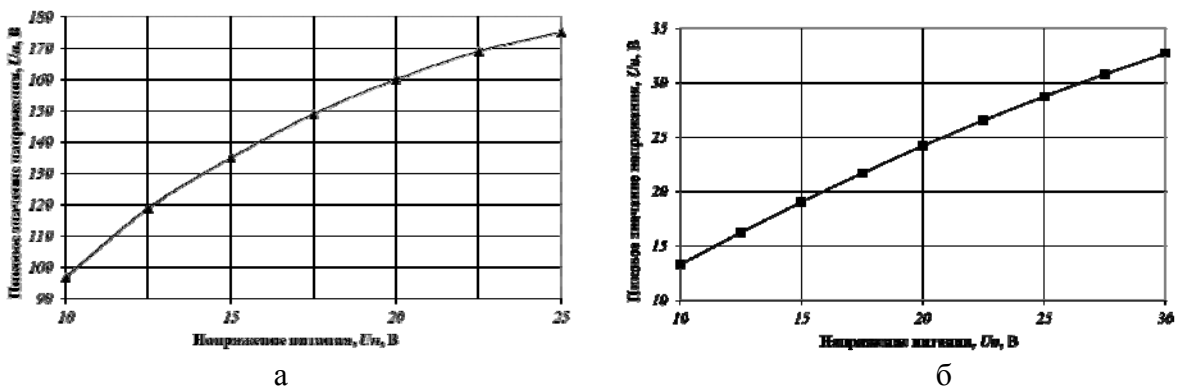


Рисунок 6 – Изменение пикового значения напряжения цепи коллектор – эмиттер IGBT транзисторов от величины напряжения питания при действии искрового контакта: а – без сглаживающей цепочки; б – при наличии сглаживающей цепочки

Как следует из приведенных на рис. 6, а) результатов, всплески напряжений в цепи коллектор – эмиттер IGBT транзисторов при воздействии искрового контакта довольно значительны и во много раз превышают значения напряжения питания. Это может привести к выходу из строя дорогостоящих транзисторов. Для устранения показанного явления предложена дополнительная сглаживающая цепочка (см. рис. 7), позволившая значительно снизить пиковые напряжения при наличии искрового контакта (см. рис. 6, б).

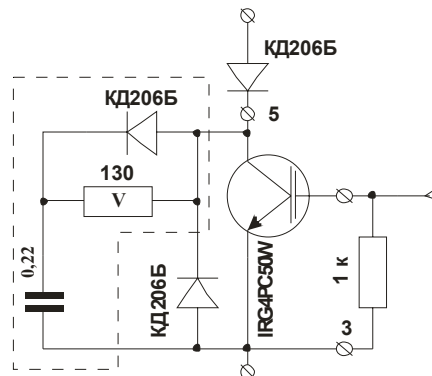


Рисунок 7 – Включение IGBT транзисторов со сглаживающей цепочкой (показана пунктиром)

Выводы. 1. Проверка влияния внешних факторов на работоспособность генераторного блока системы рекуперации показала, что в интервале напряжений питания 7 ... 30 В частота импульсов и их скважность остаются постоянными. Амплитудное значение напряжения импульсов возрастает прямо пропорционально росту напряжения питания генераторного блока.

2. Для стабилизации напряжения импульсов генераторного блока, его питания должно осуществляться от стабилизированного источника напряжения. Оптимальное значение стабилизированного напряжения должно быть на уровне 15 В.

3. Для предотвращения формирования значительных импульсов напряжения в силовой сети при закрытии IGBT транзисторов и наличии искрового контакта в силовой сети, в схеме должна быть цепь сглаживания фронта роста напряжения между коллектором и эмиттером. Это позволяет предотвратить выход из строя этих дорогих транзисторов.

Список литературы: 1. Черняк Ю. В. Фізична модель рекуперативної системи маневрового тепловозу / Ю. В. Черняк, Ю. В. Прилепський, І. В. Грицук. – Донецьк: ДонІЗТ. 2010. – 196 с.: [іл. 131, табл. 38]. ISBN 978-966-8707-28-5. **2.** Варакин А. И. Применение электрохимических конденсаторов в составе гибридных силовых установок маневровых и магистральных тепловозов / А. И. Варакин, И. Н. Варакин, В. В. Менухов // НТТ, 2007, № 2.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 629.4.016.15

Использование физической модели для исследования процессов рекуперации в транспортных средствах с электрической передачей / Ю. В. Прилепский, И. В. Грицук, // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 134–139. – Бібліогр.: 2 назв.

Представлені результати дослідження процесів в перетворювачі системи рекуперації електричної енергії з використанням фізичної моделі рекуперативної системи транспортного засобу з електричною передачею. Досліджувалася стійкість генераторного блоку до зміни напруги живлення і вплив іскріння в контактах і з'єднаннях на працездатність силового блоку системи.

Ключові слова: транспортний засіб, передача електрична, система рекуперації, фізична модель, процеси перехідні.

The results of investigations of the inverter power recovery system using a physical model of a regenerative vehicle with electric transmission. We investigated the stability of the generator unit to a change in the supply voltage and the effect of sparking the contacts and connections on the performance of the power unit of the system.

Keywords: vehicle, electric transmission, system recovery, the physical model, the processes of transition.

УДК 681.527.3:623.438

О.Є. СКВОРЧЕВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»**ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТА СОПЛО-
ЗАСЛІНКА ІЗ ПОСЛІДОВНО ВКЛЮЧЕНИМ ЗВОРОТНИМ КЛАПАНОМ**

Мета роботи подальший розвиток досліджень по обґрунтуванню можливості реалізації гідравлічного стопоріння та пропорційного регулювання на одному апараті. Для досягнення мети була удосконалена математична модель, запропонована раніше. Проведено її чисельне інтегрування. Отримані характеристики перехідного процесу підтвердили можливість суміщення функцій гідравлічного стопоріння та пропорційного регулювання тиску для запатентованого електрогідравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини несиметричного гідравлічного циліндру.

Ключові слова: електрогідравлічний перетворювач нормально-закритого типу, мехатронний модуль поступального руху, нелінійні диференціальні рівняння, чисельне інтегрування, характеристики перехідних процесів

Вступ. Останнім часом питання розробки наукових основ створення гідравлічної апаратури та насосів із пропорційним еклектичним керуванням викликають все більшу зацікавленість у вітчизняних науковців. Серед останніх значних досягнень в цьому напрямку є підготовка та захист кандидатських дисертацій [1-3]. Однак, при аналізі предметів дослідження робіт [1-3] інноваційних конструктивних рішень не виявлено. Таким чином, роботи [1-3] значною мірою дублюють науково-дослідні та проектно-конструкторські роботи проведені в середині 80-х років ХХ ст. в НДІ Гідропривод (м. Харків) по створенню гідравлічної апаратури із пропорційним електричним керуванням [4]. Прототипом пропорційної гідравлічної апаратури [4] та предметів досліджень [1-3] є подібні агрегати фірми Rexroth [5]. Однак, як показує порівняльний аналіз сучасних виробів фірми Rexroth [5] та рівня техніки цієї фірми в середині 80-х років ХХ ст. значного прогресу лише на шляху інтеграції пропорційної гідравлічної апаратури та насосів із керуючою електронікою. В той же час інші провідні світові виробники гідравліки, наприклад [6], впроваджують нові конструктивні рішення для покращення своєї номенклатури виробів.

Таким чином, спроби багатьох вітчизняних дослідників [1-3 та ін.] використовувати гідравлічні машини та апаратуру фірми Bosh Rexroth, у якості певного еталону новизни стримують розвиток вітчизняної науки та інженерії в плані створення сучасних електрогідравлічних агрегатів. Більш перспективною є розробка інноваційних, захищених патентами, електрогідравлічних систем та їх елементів.

Аналіз останніх досягнень та публікацій в напрямку досліджень.

Теоретичне обґрунтування можливості роботи нових електрогідравлічних елементів та систем, наприклад [7, 8 та ін.] вимагає застосування об'єктно-орієнтованих методів математичного моделювання. В той же час аналітичний огляд [9] показав, що вітчизняні автори, як правило, використовують лінеаризовані спрощені моделі. Аналогічна ситуація характерна і для багатьох закордонних досліджень [10-12 та ін.]. На сьогодні певним «золотим стандартом» в математичному моделюванні електрогідравлічних агрегатів, як частин систем автоматичного управління, є використання комплексу MATHLAB Simulink. Використання математичних пакетів (Simulink/MATLAB, SIAM, VisSim, та ін.), що дозволяють вводити модель у комп'ютер, шляхом її набору із стандартизованих блоків, має декілька принципових недоліків. Стандартизм блоків вимагає створювати оригінальні авторські блоки для моделювання складних робочих процесів. Переведення моделей із первісної форми

© О. Є. Скворчевський, 2013

диференційних та алгебраїчних рівнянь в блочну структуру вимагає значної праці та часу, а також створює передумови для виникнення помилок. Також часто відповідність набраних блок-схем вихідним рівнянням викликає сумніви. Блочно-модульний підхід може стримувати виникнення та розвиток оригінальної вітчизняної елементної бази електрогідравлічних приводів і систем. З огляду на вищевикладене перспективним вбачається створення об'єктно-орієнтованих моделей в основі яких будуть диференційні та алгебраїчні рівняння, із подальшим безпосереднім розв'язанням цих моделей [9].

В роботі [13] виконана розробка об'єктно-орієнтованої нелінійної математичної моделі та отримання характеристик перехідних процесів мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі елементу сопло заслінка нормально-відкритого типу та пропорційного електромагніту із покращеною тяговою характеристикою. Метою дослідження перехідних процесів є подальше співставлення їх характеристик із аналогічними характеристиками мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка нормально-закритого типу [8].

В статті [14] запропонована розрахункова схема мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі електрогідравлічних перетворювачів нормально-закритого типу. Математична модель, запропонована в [14] описує динаміку мехатронного модуля, на випадок роботи електрогідравлічного перетворювача [7] підключеного до штокової порожнини гідроциліндра. При цьому електрогідравлічний перетворювач [7], підключений до поршневої порожнини гідроциліндру залишається в замкненому положенні.

В статті [15] проведено чисельне інтегрування математичної моделі [14], яка являє собою замкнену систему диференційних рівнянь. В результаті отримані характеристики процесу перемикання електрогідравлічного перетворювача [7] із режиму гідростопоріння в режим регулювання тиску робочої рідини. Перехідні процеси мають достатньо високу якість.

У якості подальшого напрямку дослідження в роботах [14, 15] відмічено необхідність удосконалення математичної моделі, таким чином, щоб вона була придатна для дослідження перехідних процесів при роботі електрогідравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини гідроциліндра із подальшим чисельним інтегруванням отриманої моделі.

Постановка задачі дослідження

Метою даної роботи є отримання характеристик процесу перемикання електрогідравлічного перетворювача [7], підключеного до поршневої порожнини асиметричного гідроциліндра, із режиму гідравлічного стопоріння в режим регулювання тиску. Для досягнення поставленої мети необхідно удосконалити математичну модель [14] та провести її чисельне інтегрування.

Матеріали та результати досліджень

Розрахункова схема мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі нормально-закритих електрогідравлічних перетворювачів [14] залишається актуальною і для даного дослідження. Об'єктно-орієнтовану математичну модель, наведену в роботі [14], перетворимо таким чином, щоб вона відображала процеси, що протікають підчас перемикання електрогідравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини гідравлічного циліндра (1). Кількість змінних в системі (1) (I , V_3 , x , p_2 , p_{11} , V_{II} , y , p_1) дорівнює кількості диференційних рівнянь, отже вона є замкнутою та придатною до вирішення чисельними методами. Фізичний зміст усіх позначень, використаних в моделі (1) розшифровано в роботі [14].

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dI}{dt} &= \frac{1}{L} \cdot (U - I \cdot R); \\
 \frac{dV_3}{dt} &= \frac{1}{m_{3,ПР}} \cdot \left(k_I \cdot I - c \cdot x - \left(\frac{1,8}{0,47 + v} + 1 \right) \cdot \rho \cdot v \cdot V_3 - \frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_E^2)}{4} \cdot p_{11} \right); \\
 \frac{dx}{dt} &= V_3; \\
 \frac{dp_{11}}{dt} &= \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot (d_C^2 - d_T^2) \cdot l_C} \cdot \left(-\mu_{C-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{11} - p_{3Л}|}{\rho}} + \right. \\
 &+ \left. \mu_{КЛ} \cdot \left(\pi \cdot d_C \cdot x(t) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left[1 - \frac{x}{2 \cdot d_C} \cdot \sin(\beta) \right] \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{11}|}{\rho}} \right); \\
 \frac{dp_2}{dt} &= \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot (l - y)} \cdot \left(\mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_2|}{\rho}} + \frac{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)}{4} \cdot V_{II} \right); \\
 \frac{dV_{II}}{dt} &= \frac{1}{m_{II,ПР}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} \cdot p_1 - \frac{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)}{4} \cdot p_2 - F \right); \\
 \frac{dy}{dt} &= V_{II}; \\
 \frac{dp_1}{dt} &= \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot d_{II}^2 \cdot (y + 0,01)} \cdot \left(\mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} - \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} \cdot V_{II} - \right. \\
 &\left. - \mu_{КЛ} \cdot \left(\pi \cdot d_C \cdot x(t) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left[1 - \frac{x}{2 \cdot d_C} \cdot \sin(\beta) \right] \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{11}|}{\rho}} \right). \tag{1}
 \end{aligned} \right.$$

Діапазон незалежної змінної – часу приймався від 0 до 0,06 с. Значення варійованих параметрів, початкові значення змінних величин, метод та крок інтегрування були такими ж як при дослідженні робочих процесів, що протікають у штоковій порожнині гідроциліндра [15]. На рис. 1 наведені графіки змін швидкості V_3 (пунктирна лінія) та положення x (суцільна лінія) послідовно встановлених та жорстко з'єднаних заслінки із запірним елементом зворотного клапану, що приводяться до руху якорем електромагніту. Час протікання перехідного процесу тут менший ніж для штокової порожнини. Характер зміни тисків (рис. 2) у поршневій порожнині гідроциліндру p_1 (суцільна лінія) та каналі сопла p_{11} (пунктирна лінія) аналогічний цим процесам для штокової порожнини [15]. Підчас протікання перехідного процесу поршень зі штоком та корисним навантаженням перемістяться на величину $y = 6,5 \cdot 10^{-3}$ мм (рис. 3). Характер зміни швидкості V_{II} в даному випадку (рис. 3) значно ближчий до аперіодичного, ніж характер зміни цієї ж величини при перемиканні електрогідравлічного перетворювача, підключеного до штокової порожнини. Динаміка зміни тиску p_2 у штоковій порожнині (рис. 4) повторює форму характеристики перехідного процесу зміни тиску p_1 в поршневій порожнині (рис. 2) до якої підключений електрогідравлічний перетворювач, що досліджується.

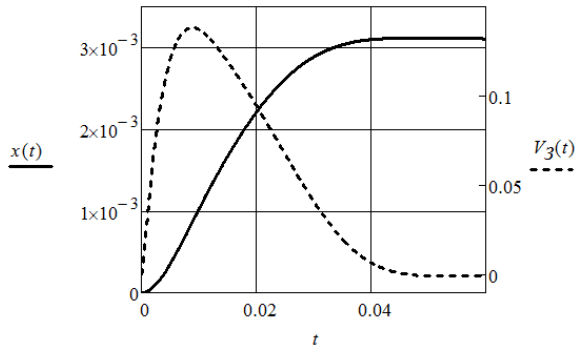


Рисунок 1 – Динаміка швидкості руху та положення жорстко з’єднаних заслінки та запірного елемента клапану

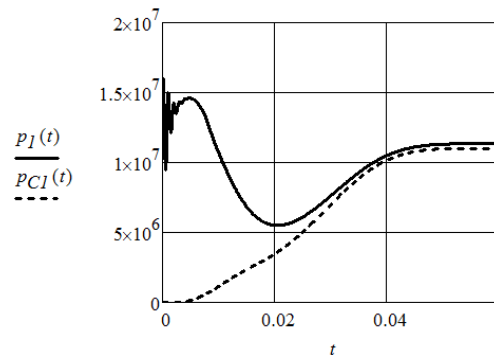


Рисунок 2 – Динаміка тисків у поршневій порожнині гідроциліндра та каналі сопла

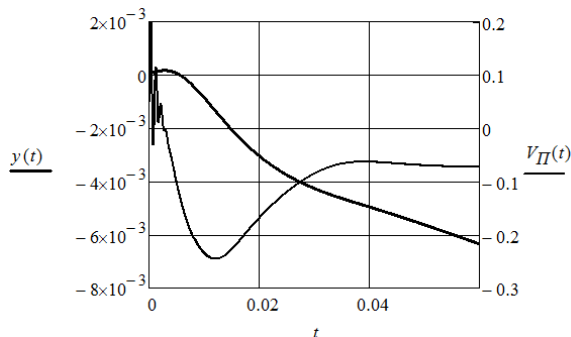


Рисунок 3 – Динаміка швидкості руху та положення поршня зі штоком

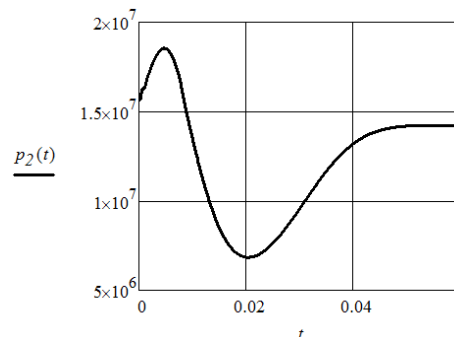


Рисунок 4 – Динаміка тиску у штоковій порожнині гідроциліндра

Як видно з рис. 1 – рис. 4 при перемиканні електрогідравлічного перетворювача [7], підключеного до поршневої порожнини гідроциліндра, перехідний процес триває близько 0,05 с. Це на 0,01 с менше ніж перехідний процес при перемиканні перетворювача, підключеного до штокової порожнини гідроциліндра. Вказана різниця у часі протікання перехідного процесу пояснюється більшими перепадами тиску між поршневою та штоковою порожнинами ($p_1 - p_2$) $\leq 3,96$ МПа, яка викликана різницею ефективної площі поршня в асиметричному гідроциліндрі [15].

Більший об’єм поршневої порожнини призводить до менших коливань тиску, та як наслідок, інших характеристик перехідного процесу, порівняно із тими ж характеристиками процесу перемикання електрогідравлічного перетворювача, підключеного до штокової порожнини [15]. Після переходу системи в усталений режим тиск в порожнинах гідроциліндру та каналах сопел електрогідравлічних перетворювачів практично вирівнюється. Так при роботі електрогідравлічного перетворювача, що підключений до штокової порожнини перепад тиску між порожниною та каналом сопла становить 0,313 МПа [15], при роботі електрогідравлічного перетворювача підключеного до поршневої порожнини – 0,35 МПа.

Після входження електрогідравлічного перетворювача в усталений режим роботи сумарні витрати для поршневої порожнини повинні дорівнювати нулю:

$$Q_{\Sigma,1}(t) = Q_{ДР,1}(t) - Q_{КЛ,1}(t) + Q_{ГЦ,1}(t) - Q_{СТ,1}(t), \quad (2)$$

де $Q_{ДР.1}(t)$ – подача робочої рідини через вхідний дросель; $Q_{КЛ.1}(t)$ – витрата робочої рідини через електрокерований зворотний клапан; $Q_{СТ.1}(t)$ – витрата робочої рідини викликана зміною об’єму внаслідок зміни тиску; $Q_{ГЦ.1}(t)$ – витрата викликана зміною об’єму поршневої порожнини.

Подача робочої рідини через вхідний дросель та витрата робочої рідини через зворотний клапан електрогідравлічного перетворювача визначається залежностями (3) та (4), відповідно, та представлені на рис. 5.

$$Q_{ДР.1}(t) = \mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q_{КЛ.1}(t) = \mu_{КЛ} \cdot \left(\pi \cdot d_C \cdot x(t) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left[1 - \frac{x}{2 \cdot d_C} \cdot \sin(\beta) \right] \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{11}|}{\rho}} \quad (4)$$

Витрата викликана зміною об’єму поршневої порожнини гідроциліндру внаслідок руху поршня визначається залежністю (5) та показана на рис. 6.

$$Q_{ГЦ.1}(t) = \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot (-V_{П}) \quad (5)$$

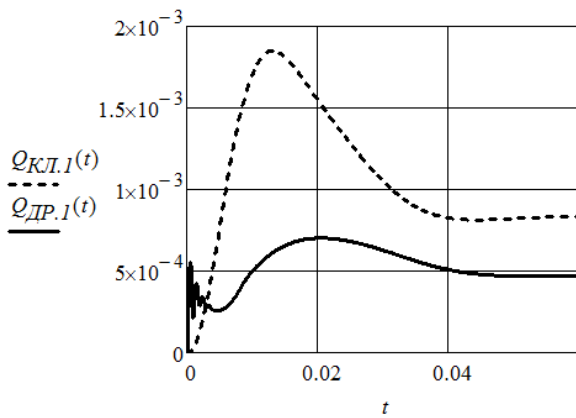


Рисунок 5 – Динаміка надходження рідини через вхідний дросель та її витрат через клапан та елемент сопло-заслінка

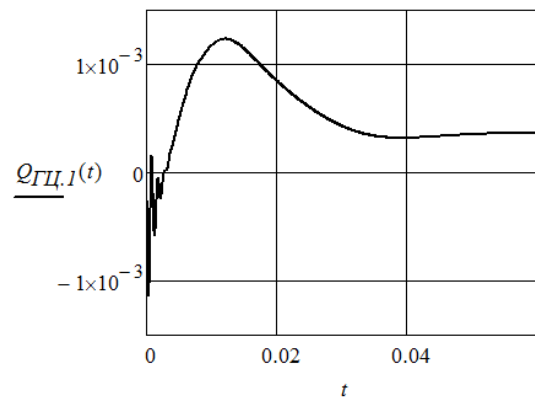


Рисунок 6 – Динаміка витрати викликана зміною об’єму поршневої порожнини гідроциліндру

Динаміка витрати робочої рідини викликана зміною об’єму внаслідок зміни тиску визначається залежністю (6) та показана на рис. 7.

$$Q_{СТ.1}(t) = \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2 \cdot (y + 0,01)}{4 \cdot E} \cdot p_1 \quad (6)$$

Як видно із рис. 8 динамічна характеристика сумарних витрат робочої рідини для поршневої порожнини гідроциліндра $Q_{\Sigma 1}(t)$ носить більш якісний характер ніж для штокової порожнини [15]. Сумарна витрата досягає нульового рівня через 0,004 с.

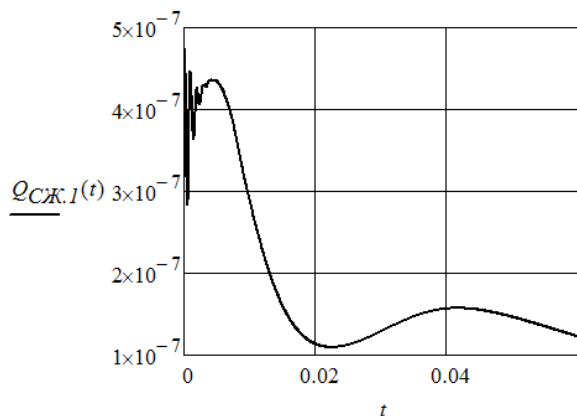


Рисунок 7 – Динаміка витрати робочої рідини викликаною зміною об'єму внаслідок зміни тиску

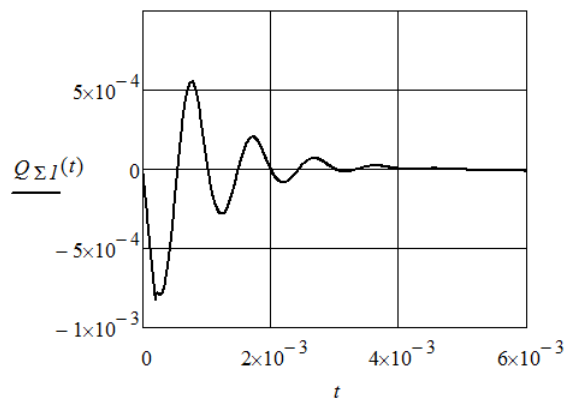


Рисунок 8 – Динаміка сумарних витрат робочої рідини для поршневої порожнини гідроциліндра

Висновки та перспективи подальших досліджень

При перемиканні електрогідрравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини гідроциліндра, перехідний процес триває швидше, а його характеристики ближче до аперіодичних ніж характеристики аналогічного процесу дослідженого в [15]. Це пояснюється більшим об'ємом поршневої порожнини порівняно зі штоковою. В іншому характер протікання перехідних процесів дуже схожий на процеси, розглянуті в [15]. Отже для розробки мехатронних модулів поступального руху доцільно використовувати саме асиметричні гідроциліндри.

Гіпотеза про можливість сумісної роботи, послідовно встановлених, елементів сопло-заслінка та зворотних клапанів знайшла додаткове підтвердження. Серед перспектив найближчих досліджень потрібно виділити моделювання синхронного перемикання обох електрогідрравлічних перетворювачів [7], мехатронного модуля [8].

Список літератури: 1. Лозінський Д.О. Пропорційний електрогідрравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / Д.О. Лозінський. – Вінниця, 2010. – 20 с. 2. Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / О.В. Петров. — Вінниця, 2010. – 20 с. 3. Репінський С.В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.08 “Машинознавство” / С.В. Репінський. – Вінниця, 2011. – 20 с. 4. Гидравлическое оборудование. Часть 3: отраслевой каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1992. – 60 с. 5. Product catalog industrial hydraulics. – Режим доступу: <http://www.boschrexroth.com> 6. Hydraulic controls products. – Режим доступу: <http://www.parker.com> 7. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00. Електрогідрравлічний підсилювач / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.04 ; опубл. 15.09.06,

- Бюл. № 9. **8.** *Скворчевський О.Є.* Інваріантний до ε електрогідравлічний слідкуючий привод зі змінною структурою / *О.Є. Скворчевський* // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2012. – Випуск 2(24). – С. 207-217.
- 9.** *Скворчевський О.Є.* Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідравлічних систем та агрегатів / *О.Є. Скворчевський* // Вісник НТУ «ХП»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХП» – 2011. – № 34. – С. 71-79.
- 10.** *Lovrec D.* Electro hydraulic load-sensing with closed-loop controlled actuators – theoretical background / *D. Lovrec, E. Deticek, F. Faber* // Advanced in Production Engineering & Management, № 4. – 2009. – P.93-104.
- 11.** *Jin Yu* Dynamic simulation on quadrangular leveling system under proportional technology / *Jin Yu, Jiquan Liu, Xiaoci Chen, Jun Liu* // Applied Mathematics & Information science – An International Journal, № 5(2). – 2011. – P. 123-128.
- 12.** *Yao Jian-jun* High precision position control of electro-hydraulic servo system based on feed-forward compensation / *Yao Jian-jun, Di Duo-tao, Jiang Gui-lin, Liu Sheng* // Research Journal of Applied Science, Engineering and Technology. – № 4. – 2012. – P. 289-298.
- 13.** *Скворчевський О.Є.* Нелінійне математичне моделювання динаміки мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка та пропорційних електромагнітів / *О.Є. Скворчевський* // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХП», 2012. – № 2. – С. 19-27.
- 14.** *Скворчевський О.Є.* Математична модель мехатронного модуля, побудованого із використанням нормально-закритих електрогідравлічних перетворювачів / *О.Є. Скворчевський* // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2012. – № 6/7(60). – С. 66-70.
- 15.** *Скворчевський О.Є.* Імітаційне моделювання процесу перемикання мехатронного модуля лінійного переміщення із режиму гідростопоріння в режим регулювання / *О.Є. Скворчевський* // Вісник НТУ «ХП»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХП» – 2012. – № 66 (972). – С. 46-51.

Надійшла до редколегії 13.05.2013

УДК 681.527.3:623.438

Обґрунтування можливості роботи елемента сопло-заслінка із послідовно включеним зворотним клапаном / *О. Є. Скворчевський* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 140–146. – Бібліогр.: 15 назв.

Целью работы является дальнейшее развитие исследований по обоснованию возможности реализации гидравлического замка и пропорционального регулирования на одном аппарате. Для достижения поставленной цели была усовершенствована математическая модель, предложенная ранее. Проведено ее численное интегрирование. Полученные характеристики переходного процесса подтвердили возможность совмещения гидравлического замка и пропорционального регулирования давления для запатентованного электрогидравлического преобразователя, подключенного к поршневой полости несимметричного гидравлического цилиндра.

Ключевые слова: электрогидравлический преобразователь нормально-закрытого типа, мехатронный модуль поступательного движения, нелинейные дифференциальные уравнения, численное интегрирование, характеристики переходных процессов.

The aim of this study is justification of the possibility by the combining shut-off valve function with function of the proportional pressure control on the single valve. This aim has been achieved by the improvement and numeral integration of the previously proposed mathematical model. The transient process characteristics have been obtained. They are confirming the hypotheses of the possibility by the combining shut-off valve function with function of the proportional pressure control on the single valve.

Keywords: electro-hydraulic converter with decreasing characteristic curve, linear motion mechatronic module, non-linear differential equation, numerical integration, transient process characteristics.

УДК 621.436.004.5

Н. Г. КУЦЬ, канд. техн. наук, доц. НТУ, Луцк**ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ НА ТРАНСПОРТЕ**

Рассмотрены разные возможности реализации на транспорте тепловых насосов. Показано, что в транспортных энергетических комплексах следует применять тепловые насосы, принцип работы которых соответствует работе парового двигателя с рабочим телом с малой энергией связи между частицами, формирующими данное тело, а также использовать тепловой насос, работающий на применении продольного ферромагнитного резонанса.

Ключевые слова: транспорт, энергокомплекс, тепловой насос, эффективность работы энергокомплекса.

Введение. Преобразование одного вида энергии в другой – должно происходить с максимальным коэффициентом преобразования. Применение тепловых двигателей на транспорте не позволяет в современных условиях получить коэффициент полезного действия более 35-45%. Если перейти от тепловых двигателей к электрическим мотор-генераторам, то удельные мощности можно поднять еще на порядок и более. Наиболее существенные потери энергии сгоревшего топлива происходят при разогреве корпуса двигателя. Уменьшить эти потери можно только путем понижения температуры рабочего газа, а это резко снижает коэффициент полезного действия теплового двигателя и особенно его мощность. Поэтому возникает проблема, как и каким образом можно существенно повысить коэффициент использования энергии сгоревшего топлива. и как более эффективное средство – переход на электротягу с применением воздушных тепловых насосов

Анализ публикаций. В настоящее время убедительно доказано, что только тепловые насосы позволяют получать коэффициент преобразования одного вида энергии в другой больше единицы. Важно этот принцип реализовать на транспортных средствах, в которых применяются тепловые или электрические двигатели. Для этого весь бортовой энергоблок необходимо превратить в открытую систему, когда при обеспечении соответствующих условий вследствие взаимодействия с другими энергосистемами возникает дополнительный канал обмена энергиями.

Например, применительно к автомобилям тепловой насос использовался для эффективного охлаждения корпуса двигателя [3]. В такой схеме дополнительно тратится энергия на питание теплового насоса. Выигрыш в коэффициенте преобразования не реализуется, а имеет место более эффективное охлаждение корпуса двигателя воздухом окружающей среды, что тоже не маловажно.

Чтобы как-то изменить ситуацию и увеличить коэффициент преобразования энергии, применяется не закон сохранения энергии, который справедлив для замкнутых и консервативных систем, а закон превращения энергии, сформулированный Ломоносовым, который справедлив для открытых энергосистем. Например, более сложная система открытого энергокомплекса с применением тепловых насосов, позволяющего получать коэффициенты преобразования больше единицы, приведена на Рис. 1. В этом случае используются два тепловых насоса. Воздушно водяной тепловой насос 6 совместно с двигателем Стирлинга 7 обеспечивает эффективное охлаждение корпуса двигателя 1, а второй воздушный тепловой насос 9 совместно с двигателем Стирлинга 8 отбирает тепловую энергию от выхлопных газов и охлаждает их до температуры окружающей среды ($T_6 < T_0$) и даже ниже. В результате обеспечиваются условия для перекачки энергии из окружающей среды в созданный энергоблок.

© Н. Г. Куць, 2013

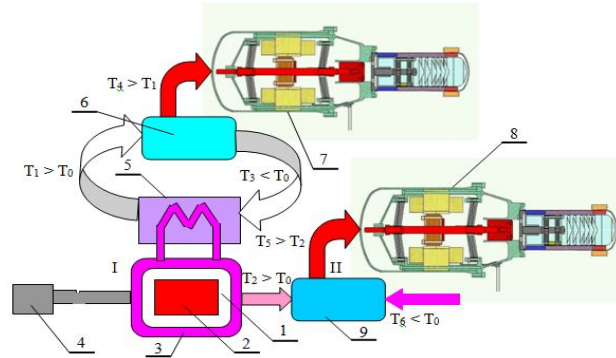


Рисунок 1 – Схема преобразования энергии сгоревшего топлива в ДВС с применением тепловых насосов: 1 – корпус двигателя; 2 – камера сгорания; 3 – водяное охлаждение; 4 – механический тяговый привод; 5 – воздушный радиатор; 6 – воздушно-водяной тепловой насос; 7, 8 – двигатель Стирлинга с линейным генератором тока; 9 – воздушный тепловой насос. Область потерь: I – разогрев двигателя; II – выброс газов

Цель и задачи работы: разработать физико-механическую модель работы сложного открытого энергетического комплекса с четкой увязкой всех его элементов, работающих в оптимальных условиях совместно с тепловым насосом.

Поставленная цель может быть достигнута путем решения следующих **задач**: - правильно сформулировать условия работы тепловых насосов; - разработать молекулярно-кинетическую теорию работы воздушного и воздушно-водяного тепловых насосов; - четко обосновать принцип работы компрессионного и вихревого теплового насоса в гибридных энергосистемах; - рассмотреть принцип работы линейного электрогенератора переменного тока в резонансных условиях, как открытой энергосистемы; - определить оптимальные условия работы теплового насоса совместно с тепловым двигателем и электрогенератором заданной мощности..

Условия работы теплового насоса.

Тепловой насос - это устройство, которое принудительно осуществляет переход энергии от более низкого, к более высокому энергетическому состоянию не только одного вида, но и с преобразованием разных видов энергий путем создания такой разности энергетических состояний, когда самопроизвольно происходит переход энергии от одной энергосистемы к другой.

Какие энергообменные процессы происходят в тепловом насосе показано на Рис. 2. Тепловой насос (ТН) от внешнего источника энергии (ИЭ) отбирает мощность N_2 , а от внешней среды при температуре T_1 – мощность N_1 . Эту же мощность он передает потребителю с температурой T_2 . От потребителя обратно в окружающую среду передается энергия мощностью N_3 . Вследствие этого реализуется как-бы замкнутый термодинамический цикл. Роль теплового насоса заключается в том, чтобы организовать разность температур ΔT_1 , которая обеспечит

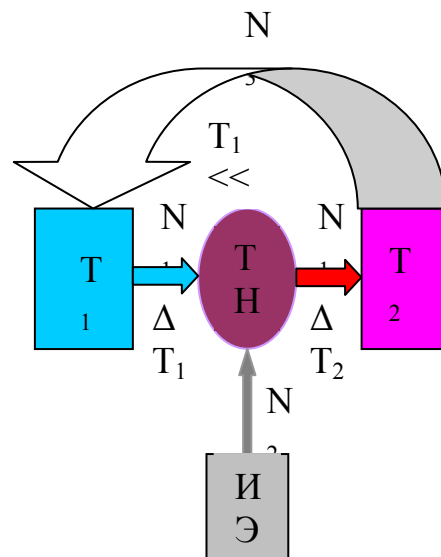


Рисунок 2 – Схема преобразования энергии при работе теплового насоса

самопроизвольный отток тепла из окружающей среды к коллектору теплового насоса мощностью N_1 , а также разность температур ΔT_2 , обеспечивающая самопроизвольный отток тепла от теплообменника теплового насоса к потребителю, создавая в нем температуру T_2 . Задача теплового насоса состоит в том, чтобы обеспечить высокую температуру потребителю, а, следовательно, неравенство $T_1 \ll T_2$. Для замкнутого термодинамического цикла можно записать температурный коэффициент преобразования в виде:

$$\mu_T = \frac{T_2 - T_1}{T_1}. \quad (1)$$

Получается парадокс, что чем ниже температура окружающей среды относительно коллектора, тем выше коэффициент преобразования. Однако опытным путем установлено, что тепловой насос при низких температурах окружающей среды вообще не работает. Поэтому для анализа работы теплового насоса термодинамический подход не дает правильного результата.

Если тепловой насос рассматривать как открытую энергосистему, то для обоснования ее работы следует применять закон превращения энергии, сформулированный еще Ломоносовым. Тогда коэффициент преобразования теплового насоса представится так:

$$\eta_N = \frac{N_1 - N_3}{N_2} \approx \frac{N_1}{N_2}. \quad (2)$$

Мощность передаваемой энергии коллектором определяется величиной разности температур ΔT_1 и величиной площади коллектора. В пассивном коллекторе осуществляется конвективный теплообмен. В этом случае площадь коллектора огромная и для его реализации требуются большие экономические затраты. Для активного коллектора площадь может быть уменьшена до сравнительно малого размера. Роль активного коллектора выполняет обычный радиатор, который может отдавать свое тепло в окружающее пространство или наоборот отбирать тепло от окружающей среды, но в этом случае приходится принудительно переводить получаемую энергию в рекуператор. Такой радиатор по существу следует рассматривать как активный коллектор.

На транспорте бортовая энергетика формируется тепловыми и электрическими двигателями. Каждый двигатель работает на разности энергетических уровней. В случае наличия естественной разности энергетических состояний окружающая среда является активной и возникает канал перекачки энергии из окружающей среды к открытой системе. Коэффициент взаимного преобразования энергий разных видов регулируется и может достигать больших значений, т.е., возможно реализовать взрывной механизм перекачки энергии [1,2]. Открытая энергетическая система с активной окружающей средой реализуется в естественных условиях при работе гидроэлектростанций, в ветроэнергетике, в процессе преобразования солнечной энергии, а искусственно при работе кондиционеров, воздушных винтов, вентиляторов, компрессоров, турбин и при полетах самолетов. В открытых системах с активной окружающей средой преобразование энергии происходит без совершения работы, а это значит, что при преобразованиях энергий разных видов внутри системы исключаются переходные процессы. Активная окружающая среда не накладывает ограничений на скорость движения.

Так как в транспортных системах наибольшие потери тепла обусловлены разогревом корпуса двигателя, то необходимо для тепловых двигателей создавать

тепловые насосы специальной конструкции для отсоса тепловой энергии от корпуса двигателя. Принципиальная схема применения тепловых насосов для охлаждения корпуса работающего теплового двигателя приведена на рис. 6.

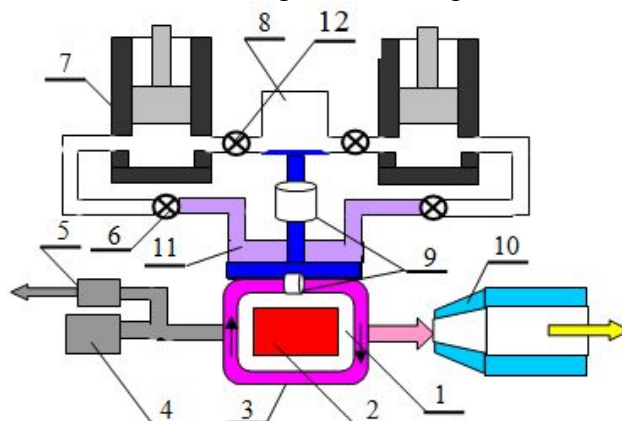


Рисунок 3 – Общая схема охлаждения корпуса ДВС с тепловым насосом: 1 – двигатель; 2 – КС; 3 – водяное охлаждение; 4 –тяговый привод; 5 – электрогенератор переменного тока; 6, 12 – дроссель; 7 – паровой двигатель, как тепловой насос; 8 – балластный объем; 9 – водяной насос; 10 – турбина; 11 – испарительная камера

На схеме Рис. 3 показаны по существу два паровых двигателя 7, которые работают в противофазе и выполняют функцию теплового насоса. Принцип работы следующий. В тепловом контакте с устройством водяного охлаждения 3 находится испарительная камера 11. Камера 11 частично заполнена жидкостью с температурой испарения несколько меньше температуры корпуса работающего теплового двигателя. В качестве хладагента в тепловых двигателях можно применять сероуглерод или воду.

Давление насыщенных паров жидкого хладагента определяется из равенства потока термоэмиссии и потока частиц, падающих на поверхность жидкости насыщенных паров в испарительной камере. Тогда после несложных преобразований с учетом, что только $\frac{1}{4}$ часть частиц движется в заданном направлении под разными углами и энергия связи между частицами в жидком состоянии ослабляется на $3k_B T$ для давления насыщенных паров получаем:

$$P = \frac{\sqrt{2\pi m_a k_B T}}{\kappa} J_{исп.} \quad (3)$$

где κ - коэффициент аккомодации. В результате давление насыщенных паров при температуре 80°C для сероуглерода равно $2,473 \cdot 10^6$ Па, а для воды - $4,736 \cdot 10^4$ Па [6]. По величине давления насыщенных паров были уточнены значения энергий связи для сероуглерода и воды. Их значения оказались соответственно равны 0,275 эВ и 0,412 эВ. Энергия внутривязи для воды совпадает с энергией парообразования воды, которая равна 0,432 эВ [7]. Отличие не очень существенное, поэтому в дальнейшем для расчетов используем данные, полученные из значения давления насыщенных паров, т.е., 0,412 эВ при эффективном радиусе молекулы воды $1,107 \text{ \AA}$.

При открытом клапане 6 и закрытом клапане 11 поршень в паровом двигателе 7 находится в нижнем положении, когда объем под поршнем минимальный. Над поршнем давление атмосферное. Под действием избыточного давления, создаваемого насыщенными парами, поршень начнет двигаться и совершать работу. При адиабатическом расширении газа температура резко падает. Для сероуглерода нельзя допускать падения температуры ниже 111°C , так как при таких температурах жидкое

состояние сероуглерода переходит в твердую фазу. Достаточно обеспечить снижение температуры до 170 К, а это произойдет при увеличении объема ~ в 6,2 раза. Для этого диаметр балластного объема и его высоту следует увеличить в два раза, что вполне реально. При этом поршень при движении в обратном направлении также будет совершать работу, в результате паровой двигатель будет совершать работу мощностью:

$$N = 2(P_{пара} + P_0 / 2)\Delta V f. \quad (4)$$

Коэффициент преобразования теплотворной способности топлива в случае применения гибридной системы возрастет до величины:

$$\eta = \frac{74 + 108}{209} \approx 87,5\%. \quad (5)$$

Если на выходе газового потока поставить турбину 10, как это показано на Рис. 3, то коэффициент преобразования окажется еще выше. Такая гибридная система сложна в изготовлении и трудная в управлении.

В связи с интенсивным развитием тепловых насосов в настоящее время обращено внимание на цикл Рэнкина. Принципиальная схема работы парового теплового насоса с применением замкнутого кругового термодинамического цикла Рэнкина показана на Рис. 4. Пунктиром на PV-диаграмме отмечена область неустойчивого состояния между газовым и жидким состояниями.

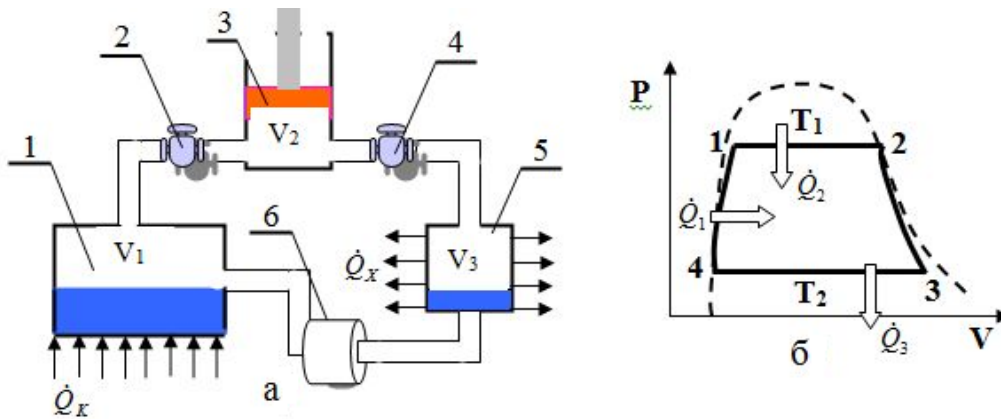


Рисунок 4 – Принципиальная схема работы парового теплового насоса с применением замкнутого кругового термодинамического цикла Рэнкина:

а – принципиальная схема работы парового теплового насоса и
б – цикл Рэнкина на PV-диаграмме:

- 1 – нагревательный котел, 2 – запорный вентиль, 3 – рабочий цилиндр,
- 4 – запорный вентиль, 5 – холодильник,
- 6 – насос перекачки жидкости из холодильника в нагревательный котел

В нагревательном котле 1 жидкость нагревается и превращается в пар при температуре T_1 и при этом поглощается тепло \dot{Q}_1 (переход 1-2). В рабочем цилиндре пар расширяется по адиабате. Температура падает до T_2 и пар превращается в жидкость (переход 2-3-4). Чтобы завершить замкнутый цикл насосом 6 жидкость перекачивается в нагревательный котел 1 (переход 4-1). КПД цикла определяется следующим образом:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3}{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3}. \quad (6)$$

Чтобы определить условия оптимального использования парового теплового насоса и поднять его эффективность работы необходимо разработать адекватную теорию работы насоса такого типа. Для этого используем молекулярно-кинетический подход, а в качестве рабочего вещества используем сероуглерод. При сравнительно малой энергии связи между молекулами в жидком состоянии он должен в нормальных условиях интенсивно испаряться. Поток испарения определяется по формуле [9]:

$$J_T = \frac{\sqrt{8}}{3\sqrt{\pi m_a}} \frac{1}{\bar{d}^3} \frac{1}{(k_B T_H)^{3/2}} \int_{E_{cs.}}^{\infty} \left(1 - \frac{E_{cs.}}{E}\right)^{1/2} E \exp\left(-\frac{E}{k_B T_H}\right) dE. \quad (7)$$

В условиях термодинамического равновесия поток молекул в газовом состоянии данного вещества равен потоку, падающему на поверхность жидкости.

$$\frac{1}{4} n_{ж} \bar{v} = J_T. \quad (8)$$

Отсюда определяется концентрация частиц в газовом состоянии и соответственно давление паров рабочей жидкости:

$$n_{ж}(t) = \frac{4J_T(t)}{\bar{v}(t)}; \quad P_{ж} = n_{ж}(t)k_B T(t). \quad (9)$$

В момент открытия запорного вентиля 2 при закрытом запорном вентиле 4 и минимальном объеме V_2 на рабочий поршень парового двигателя действует давление $P_{ж}$. Если это давление превышает давление окружающей среды P_B , то под действием разности давлений $P_{ж} - P_B$ поршень начинает совершать движение. Под поршнем возникает разрежение. Всякое возмущение, возникающее в газе, передается со скоростью звука. Поэтому уменьшение температуры газа под поршнем практически мгновенно передается газу над поверхностью жидкости. Аналогичная ситуация реализуется и на внешней поверхности нагревательного котла 1.. Поток тепловой энергии определяется законом Фурье. На границе газ-жидкость, а также газ-твердое тело закон Фурье имеет вид:

$$d\dot{Q}_{ж} = \frac{1}{3} \rho c_V \bar{c} \frac{2dA}{3k_B} \quad (10)$$

$$dA = (P_{ж} - P_B) \pi^2 (D_2 / 2)^2 L f \sin(2\pi ft) dt, \quad (11)$$

где f – частота движения поршня, L – ход поршня и D_2 – диаметр поршня.

Температура рабочей жидкости уменьшается на величину:

$$\Delta T_{ж} = \frac{d\dot{Q}_{ж} S_{II} \Delta t_1 + c_{V,ж} \Delta m_{ж} (T_0 - 166,345)}{c_{V,ж} (m_{ж} - \Delta m_{ж}) + c_{V,K} m_K}, \quad (12)$$

где T_0 – температура окружающей среды; $T = 166,345$ – температура, при которой давление паров сероуглерода равно давлению окружающей среды в нормальных условиях и $\Delta m_{ж}$ – величина массы сероуглерода, участвующая в рабочем процессе.

Из (12) следует, что чем меньше масса рабочей жидкости и нагревательного котла, тем больше градиент температуры со стороны внешней поверхности нагревательного котла. С ростом градиента температуры на внешней поверхности котла происходит более быстрое восполнение теплоты, которая пошла на совершение

работы тепловым насосом. Количество тепла, на основании закона Фурье

$$dQ_K = K_{cp} \cdot \frac{\Delta T_{ж}}{\lambda_{cp}} S_K \Delta t_2, \quad (13)$$

а на основании уравнения теплового баланса:

$$\Delta Q_K = (c_{V,K} m_K + c_{V,ж} m_{ж}) \Delta T_{ж}. \quad (14)$$

Здесь $c_{V,K}$, m_K ; $c_{V,ж}$, $m_{ж}$ - удельная теплоемкость и масса материала нагревательного корпуса котла и рабочей жидкости соответственно, S_K - площадь нагревательного котла, через которую осуществляется теплообмен с окружающей средой (воздухом), λ_{cp} - длина свободного пробега частиц при температуре окружающей среды. Из закона сохранения энергии равенства (13) и (14) равны. Поэтому время разогрева рабочей жидкости:

$$\Delta t_2 = \frac{2\lambda_{ж}(c_{V,K} m_K + c_{V,ж} m_{ж})}{K_{cp} S_K} = \frac{1}{f}. \quad (15)$$

Время Δt_2 определяет по существу предельно возможную частоту вращения коленчатого вала парового двигателя.

Когда поршень двигателя достигает верхней мертвой точки, то закрывается вентиль 2 и открывается вентиль 4. Происходит падение температуры скачком до

$$T_x = T(t) \left(\frac{V_2}{V_2 + V_3} \right)^{\gamma-1}. \text{ Пары сероуглерода конденсируются, где } m_a$$

$$\Delta m = \frac{4J_{T_0}}{\bar{v}_0} V_{2,\max} m_a - \frac{4J_{T_x}}{\bar{v}_{T_x}} (V_3 + V_{2,\min}) m_a, \quad (16)$$

Чтобы температура воздуха под поршнем не опускалась ниже температуры плавления объем холодильника не должен превышать 4,5 рабочего объема в цилиндре двигателя. Тогда:

$$V_3 = 4,5V_{2,\max} = 4,5\pi(D_2/2)^2 L. \quad (17)$$

В этом случае температура рабочего газа понизится до 162 К или до -111^0 С. При температуре 166,345 К давление паров сероуглерода на поршень насоса равно давлению окружающей среды в нормальных условиях.

Предположим, что корпус нагревательной камеры изготовлен из дюралюминия, плотность которого $\rho_K = 2800$ кг/м³ и теплоемкость $c_{V,K} = 902,5$ Дж/(кг·К), рабочий газ сероуглерод, диаметр нагревательного котла $D_1 = 0,072$ м высотой $h_1 = 0,01$ м, диаметр рабочего цилиндра $D_2 = 0,11$ м с ходом поршня $L = 0,125$ м, диаметр холодильной камеры $D_3 = 0,22$ м и высотой $h_3 = 0,15$ м. Все основные конструктивные элементы изготовлены из листового дюралюминия толщиной $\delta = 2$ мм. Масса жидкого сероуглерода используется 0,05 кг и занимает почти весь объем нагревательного котла. Масса нагревательного котла:

$$m_K = \rho_K V_K = \rho_K \delta [2\pi(D_1/2)^2 + \pi D_1 L] = 0,0583 \text{ кг}. \quad (18)$$

Частота колебания рабочего поршня может быть $f = 5,5$ с⁻¹ или 330 об/мин. Паровой тепловой насос такого типа является достаточно тихходным. Масса сероуглерода:

$$\Delta m_{ж} = \frac{4J_T}{\bar{v}} \pi (D_2 / 2)^2 L = 0,0125 \text{ кг.}$$

В процессе движения поршня под давлением $P_{ж} - P_B = (3.159 - 1,013) \cdot 10^5$ Па совершается работа 255 Дж, а в процессе обратного хода работа совершается под действием внешнего давления, которая равна 120 Дж. Результирующая мощность при этом составит 2,064 кВт. Если увеличить диаметр рабочего цилиндра с 11 см до 30 см, то мощность достигнет ~ 15 кВт.

В транспорте весьма перспективным является тепловой насос с продольным ферромагнитным резонансом, рассмотренный в работе [8]. Принцип работы такого теплового насоса заключается в следующем. При наложении внешнего магнитного поля на феррит встроенные магнитные моменты кластеров, молекул, атомов выстраиваются вдоль направления приложенного магнитного поля. Важно при этом, чтобы эти моменты были свободными. Свободные частицы, обладающие магнитным дипольным моментом, будут испытывать со стороны поля действие момента силы:

$$\vec{M} = [\vec{p}_m \vec{B}]. \quad (19)$$

По намагниченному материалу распространяются электромагнитные волны. Если под воздействием внешнего поля \vec{H}_0 в ферритовой среде распространяется электромагнитная волна с произвольно ориентированным вектором напряженности магнитного поля $\vec{H} = \vec{H}_{m,0} \text{Cos}(\omega t)$, то на магнитные моменты свободных частиц внутри феррита действует результирующее магнитное поле:

$$H_{\Sigma} = \vec{H}_0 + \vec{H}_{m,0} \text{Cos}(\omega t). \quad (20)$$

В этом случае ориентация вектора \vec{H}_{Σ} в пространстве не остается постоянной, что вызывает не затухающую вынужденную прецессию, частота которой совпадает с частотой электромагнитной волны. При этом выбираем ось Z по направлению приложенного внешнего магнитного поля \vec{H}_0 . В таком выборе декартовой системы координат результирующий магнитный момент внутри феррита представится так:

$$\vec{p}_{m,\Sigma} = \vec{p}_{m,0} + \vec{p}_m \text{Cos}(\omega t), \quad (21)$$

Вектор (21) в пространстве расположен произвольно. Если рассматривать его в комплексной области, то только мнимая часть, взаимодействуя с внешним полем, будет отлична от нуля. Реальная часть магнитного диполя направлена вдоль оси Z и поэтому $\theta = 0$ и момент силы равен нулю. Кроме этого следует учитывать, что произведение векторов $[\vec{p}_m \vec{H}_{m,0}]$ является величиной второго порядка. Результирующее векторное произведение магнитного диполя с внешним приложенным магнитным полем будет:

$$[\vec{p}_{\Sigma} \vec{H}_{\Sigma}] = \{p_{m,0} [\vec{k} \vec{H}_{m,0}] + H_0 [\vec{p}_m \vec{k}]\} \text{Cos}(\omega t). \quad (22)$$

. Если (22) умножить на μ_0 и поделить на механический момент, то получим

$$[\vec{\omega} \vec{H}_{\Sigma}] = \{-[\vec{\omega}_0 \vec{H}_{m,0}] + [\vec{\omega}_m \vec{H}_0]\} \text{Cos}(\omega t).$$

В комплексной области это равенство запишется так:

$$i[\vec{\omega} \vec{H}_{\Sigma}] = \{-[\vec{\omega}_0 \vec{H}_{m,0}] + [\vec{\omega}_m \vec{H}_0]\} e^{-i\omega t}. \quad (23)$$

При равенстве $\omega = \omega_0$ возникает явление типа резонанса. Такой тип резонанса назван продольный ферромагнитный резонанс. Амплитуда волны падает относительно максимума как с ростом напряженности магнитного поля волны, так и с ее уменьшением. Затухание волны определяется уменьшением энергии волны, которая

пропорциональна квадрату амплитуды волны. Поэтому затухание волны происходит более заметно, чем это имеет место для амплитуды.

Для продольной волны по мере приближения частоты падающей волны к частоте свободной прецессии феррита амплитуда положительной волны должна стремиться к бесконечности. На самом деле она достигает своего максимального значения, которая определяется работой феррита как открытой антенной системы, которая из окружающей среды черпает энергию магнитного поля.

Если создать внутри феррита магнитное поле, обеспечивающего резонанс, и поместить такую систему в металлическую оболочку, то электрическая составляющая падающей волны внутрь не пройдет, а магнитная составляющая беспрепятственно войдет и поглотится ферритом. В результате магнитная составляющая электромагнитной волны резко увеличит амплитуду электромагнитной волны внутри феррита и при этом возрастет ее энергия. Поток энергии магнитной волны из окружающей среды:

$$P = \sqrt{\frac{\mu}{\varepsilon}} H_{cp}^2 G + \Delta P_{cp}. \quad (24)$$

Здесь $\sqrt{\mu/\varepsilon}$ - сопротивление феррита распространению электромагнитных волн; H_{cp} - амплитуда переменной составляющей магнитного поля окружающей среды (магнетизм Земли); G - коэффициент усиления ферритовой антенны и ΔP_{cp} - поток магнитных волн из космоса и внутренних искусственных источников магнитных волн.

Рост энергии волны в данном случае должен компенсироваться внутренней энергией, заключенной в феррите. Поэтому температура феррита должна падать. Падение температуры феррита приведет к конвективному теплообмену с окружающей средой. Если окружающая среда воздух, то конвективный теплообмен составит:

$$\dot{Q} = \frac{1}{4} \theta v_T n_{cp} k_B \Delta T, \quad (25)$$

где $\theta = \frac{4Mm}{(M+m)^2}$ - доля передаваемой энергии при упругом столкновении молекул

воздуха со сводными молекулами или с кластерами феррита; $v_T = \sqrt{\frac{8k_B T}{\pi m}}$ -

среднехаотическая скорость молекул воздуха; n_{cp} - концентрация молекул воздуха окружающей среды; ΔT - разность температур между ферритом и окружающей средой.

В условиях термодинамического равновесия:

$$\Delta T = \frac{4P}{\theta v_T n_{cp} k_B}. \quad (26)$$

Произведем некоторые оценки. Переменная составляющая магнитного поля Земли составляет 1% от ее постоянного значения ($\sim 0,5$ Эрстед). Например, относительная магнитная проницаемость феррита $MgOFe_2O_3$ $\mu_r = 8,33 \cdot 10^3$, относительная диэлектрическая проницаемость $\varepsilon_r = 21,13$. Тогда для феррита размером диаметром 1 см и длиной 10 см получаем $\Delta T = 0,8$ К. Это уже заметное охлаждение феррита в резонансных условиях его пребывания. В этом случае такое устройство представляет собой вихревой тепловой насос.

Такого вида электродинамический тепловой насос может быть использован на любом виде транспорта. Он обладает достаточно малыми массо-габаритными

характеристиками, а теплообмен с окружающей средой осуществляется всей площадью движущегося транспортного средства с набегающим потоком воздуха. Таким образом, проведен анализ разных тепловых насосов, которые могут быть использованы на транспорте. Внедрение тепловых насосов на всех видах транспорта является важнейшей задачей современного развития транспортных энергетических комплексов.

Список литературы: 1. *Латцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г.* Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов. /Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. - 2011, № 3. С. 64-78. 2. *Гречихин Л.И., Латцевич А.А., Куць Н.Г.* Аэродинамика летательных аппаратов. – Мн.: «Право и экономика», 2012. – 285 с. 3. *Kim Sung Chul, Kim Min Soo, Hwang In Chul, Lim Tae Won.* Performance evaluation of CO₂ heat pump system for full cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. /Ins. J. Refrig. 2007. № 7. P. 1195-1206. 4. *Wang Zhiyi, Wang Xinmin, Dong Zhiming.* Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating. / Appl. Energy, 2008. № 11. P. 1050-1059. 5. Дизели Д-243, Д-245 и их модификации. Руководство по эксплуатации 243-0000100РЭ. – Мн.: Минский моторный завод, 2009. – 50 с. 6. Физические величины. Справочник / *А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А. М. Братковский и др.; Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова.* – М.; Энергоиздат, 1991, - 1232 с. 7. Справочник химика в 6 томах. Т. 1. Общие сведения: Строение вещества, свойства важнейших веществ, лабораторная техника. М. – Л.: Химия, 1971. – 1072 с. 8. *Гречихин Л.И., Куць Н.Г.* Ферриты: Структура, свойства, применение/ Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» - Донецк: 2012. Вып. 1,2 (44). С. 74 – 88. 9. *Гречихин Л.И.* Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. Мн.: Наука і техніка, 1995. – 270 с.

Поступила в редколлегию 10.05.2013

УДК 621.436.004.5

Тепловые насосы на транспорте / Н. Г. Куць // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 147–156. – Бібліогр.: 9 назв.

Розглянуто різні можливості реалізації на транспорті теплових насосів. Показано, що в транспортних енергетичних комплексах слід застосовувати теплові насоси, принцип роботи яких відповідає роботі парового двигуна з робочим тілом з малою енергією зв'язку між частинками, що формують дане тіло, а також використовувати тепловий насос, що працює на застосуванні поздовжнього ферромагнітного резонансу.

Ключові слова: транспорт, енергокомплекс, тепловий насос, ефективність роботи енергокомплексу.

There are examined different uses of the heat pumps in transport. It shows that in the transport power systems we should use heat pumps, the principle of operation of which corresponds to that of the steam engine with working body with a low binding energy between the particles forming this body, and use the heat pump working on a longitudinal ferromagnetic resonance.

Keywords: transport, a power system, a heat pump, an efficiency of the power system

УДК 621.833

В. Н. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье приведены результаты сравнительного анализа существующих методик определения коэффициента полезного действия волновых зубчатых передач, на основании которого можно более обосновано определять этот коэффициент.

Ключевые слова: методика, зубчатая передача, коэффициент полезного действия.

Методика определения коэффициента полезного действия зубчатых передач разработана достаточно полно и апробирована экспериментально. Рекомендации и расчетные формулы не противоречивы и приведены в учебной и справочной литературе. В тоже время определение КПД волновых зубчатых передач мало освещено в литературе, из-за различных подходов к его определению конечные результаты расчетов КПД отличаются друг от друга, поэтому целесообразно проанализировать существующие методы определения КПД волновых зубчатых передач для возможности обоснованного уточнения вычислений.

В работе [1] приведена методика теоретического определения КПД. Учитываются потери от действия сил упругой деформации и от трения в зацеплении и подшипнике генератора волн упругой деформации.

Получена формула для вычисления КПД волнового зубчатого редуктора при неподвижном жестком колесе

$$\eta = (1 - \psi) / (1 + |u| \cdot \psi),$$

где u – передаточное число редуктора, $\psi = K_\varphi / R_0$ – коэффициент потерь в относительном движении, а R_0 – радиус основной окружности жесткого колеса

$$K_\varphi = 1,27 K_w \cdot m \cdot f_c (\cos \alpha - f_c \sin \alpha) + f_k (d_{BH} / d_{TK} - 1) (1 + 2 / Z_r) (\sin \alpha - f_c \cos \alpha),$$

$K_w = W / m$, где W – наибольшая радиальная деформация гибкого колеса на вершине волны деформации, m – модуль, f_c – коэффициент трения скольжения в относительном движении зубьев гибкого и жесткого зубчатых колес, α – угол профиля в средней точке рабочего участка зуба гибкого зубчатого колеса. f_k – коэффициент трения качения в относительном движении тел качения генератора волн деформации, Z_r – число зубьев гибкого зубчатого колеса.

Для двухволновой передачи с $Z_r = 156$ и $u = 78$, работающей в режиме редуктора, КПД, подсчитанное по приведенной методике $\eta = 0,879$. При расчетах принят $f_c = 0,06$, а $f_k = 0,007$. Для двухволнового зубчатого редуктора с $Z_r = 520$ КПД $\eta = 0,709$.

При определении КПД в работе [2] отмечается, что потери в зацеплении зубьев гибкого и жесткого зубчатых колес относительно невелики, так как невелики скорости относительного скольжения. Предполагается, что большая часть потерь приходится на

генератор волн упругой деформации, из-за высоких скоростей входного звена передачи. В обыкновенных, негибких, опорах качения потери, как известно, значительно меньше потерь в зацеплении зубчатых и червячных передач.

Наблюдаемое экспериментально некоторое снижение КПД с увеличением момента на выходе редуктора, после достижения максимального значения, объясняется деформациями звеньев передачи, в первую очередь с искажением начальной формы деформации гибкого колеса, а следовательно с качеством зацепления.

Для определения максимального значения КПД приведена формула

$$\eta = 1 / \left(1 + 0,84 f_c / \cos^2 \alpha \right) \left(1 + f_k \cdot 2R_k \cdot u \cdot \operatorname{tg} \alpha / d \right),$$

где R_k – радиус дорожек качения внутреннего кольца гибкого подшипника генератора волн деформации, d – диаметр делительной окружности гибкого зубчатого колеса ВЗП; $f_c = 0,025 \div 0,04$ – коэффициент трения в зацеплении; $f_k = 0,0045 \div 0,006$ – коэффициент трения в гибком подшипнике генератора волн деформации.

Для ВЗП с $u = 78$ $\eta = 0,917$, а для $u = 260$ $\eta = 0,793$.

Расхождения в значениях КПД, вычисленных по методике [1] и [2] составляет от 5% до 12%, что вполне приемлемо с точки зрения использования этих методик для расчетов. В ВЗП, как и в обычных зубчатых передачах, КПД снижается при уменьшении передаваемой мощности, ввиду относительно меньшей зависимости мощности потерь от величины передаваемой мощности.

Определение потерь в двухволновой ВЗП с дисковым генератором волн рассматривается в работе [3]. Здесь, в отличие от [1] и [2], величина потерь в передаче увязывается, в первую очередь, со скольжением боковых поверхностей контактирующих зубьев при их входе и выходе из зацепления.

Формула для вычисления КПД приведена в виде

$$\eta = 1 - 0,5 \cdot e \cdot f_c \cdot K / m \cdot \cos \alpha,$$

где e – эксцентриситет установки дисков генератора волн упругой деформации, K – коэффициент, учитывающий податливость зубьев и нормирующий нагрузку по зоне контакта.

В [3] для двухволновой передачи с $u = 220$ приведен график зависимости КПД от передаваемого вращающего момента. График получен экспериментально. Некоторое снижение КПД при увеличении момента сверх номинального объясняется возможным подклиниванием зубьев из-за искажения формы деформации зубчатого венца гибкого колеса. Отметим, что, несмотря на то, что исходные предпосылки для определения КПД в [2] отличаются от приведенных в работе [1], конечные результаты расчетов КПД дают результаты, отличающиеся друг от друга не более, чем на 15-20%.

В работе [3] проведено экспериментальное исследование влияния на КПД скорости вращения входного звена двухволновой передачи с дисковым генератором волн упругой деформации.

В таблице приведена зависимость КПД передачи с $u = 130$ и расчетным моментом на выходе 6,3 кНм в зависимости от величины момента на ее выходе в частоты вращения генератора волн.

Таблиця

Обороты в мин на входе ВЗП	Момент на выходе кНм		
	4	6	8
500	0,63	0,79	0,86
1400	0,49	0,65	0,78
2850	0,46	0,56	0,63

Из таблицы видно, что при расчетном моменте увеличение частоты вращения генератора в 5,7 раз приводит к снижению КПД в 1,4 раза. Приведенными данными можно пользоваться при ориентировочной оценке влияния оборотов на входе на КПД ВЗП с дисковым генератором волн.

Анализируя приведенные методики, следует отметить наиболее существенные моменты:

1. На величину КПД существенно влияет ее передаточное число. С ростом его КПД снижается.
2. На КПД передачи с дисковым генератором волн существенно влияет частота вращения входного звена.

Несмотря на различные подходы к оценке потерь в ВЗП в работах [1], [2] и [3], результаты расчетов КПД дают относительно небольшие расхождения и достаточно хорошо (до 15-20%) совпадают с данными экспериментальных исследований потерь в ВЗП с генератором волн принудительной деформации.

Список литературы: 1. Гинсбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. «Машиностроение», 1979 г. 159 с. 2. Шувалов С.А. и др. Волновые механические передачи. НИИ Машиностроения, 1976 г. 81 с. 3. Волков Д.П. и др. Волновые зубчатые передачи. «Техніка». 1976 г. 221 с.

Поступила в редколлегию 10.05.2013

УДК 621.833

Анализ методик определения коэффициента полезного действия волновой зубчатой передачи / В. Н. Ткаченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 157–159. – Бібліогр.: 3 назв.

В статті наведені підсумки порівняльного аналізу існуючих методик визначення коефіцієнта корисної дії хвильових зубчастих передач на підставі якого можливо більш обґрунтовано визначити цей коефіцієнт.

Ключові слова: методика, зубчата передача, коефіцієнт корисної дії.

In expected work tested the comparative analyses of existing methods of calculation coefficient useful action the harmonic drive. The results allows accuracy calculation.

Keywords: The methods, gear issue, coefficient of efficiency.

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<i>Сахно В. П., Вербицький В. Г., Кондратьєв В. В.</i> Вплив поздовжньої сили у плямі контакту ведучих коліс на курсову стійкість автомобіля.....	3
<i>Сітовський О. П., Дембіцький В. М.</i> Обґрунтування та вибір критеріїв оцінки процесу електродинамічного гальмування під час руху гібридного транспортного засобу на затяжних спусках	10
<i>Никонов О. Я., Середина А. И.</i> Перспективы использования электрического привода в автомобиле	16
<i>Самородов В. Б., Островерх А. О., Кожушко А. П.</i> Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин.....	23
<i>Нечитайло Ю. А., Бажина Т. О.</i> Оцінка режимів роботи гібридних силових установок.....	32
<i>Куликов Ю. А., Ажиппо А. Г., Орбцов Т. А.</i> Выбор рациональных параметров оребрения труб теплообменных аппаратов для вязких жидкостей.....	37
<i>Дячук М. В.</i> Розробка імітаційно-фізичної моделі модулятору ABS пневматичної гальмівної системи вантажних автомобілів	44
<i>Лиходій О. С.</i> Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа	49
<i>Клец Д. М.</i> Оценка устойчивости автомобиля против заноса при движении по неровной дороге	55
<i>Селевич С. Г.</i> Взвешенная медианная фильтрация для краткосрочного прогнозирования скоростей транспортных потоков	62
<i>Банников В. А.</i> Влияние однонаправленного развала колес одноосного прицепа на степень его бокового смещения.....	66

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Самородов В. Б., Бурлыга М. Б., Шуба С. А.</i> Результаты полевых испытаний и сравнение их с расчетом для основных технико-экономических показателей тракторов.....	70
<i>Ребров А. Ю., Кучков В. В., Краснояружский И. С.</i> Исследование тягово-сцепных свойств тракторных шин с использованием их универсальных характеристик.....	75
<i>Захарчук В. І.</i> Оцінка доцільності переведення транспортних засобів на альтернативні палива з технічної та екологічної позицій	79

АВТОМОБІЛІ ТА АВТОМОБІЛЬНЕ ГОСПОДАРСТВО

<i>Сахно В. П., Кузнєцов Р. М., Павлюк В. І., Костюк П. П.</i> Експериментальне дослідження поворотності легкового автомобіля малого класу.....	85
---	----

Гарачук О. В., Кузьмін В. С., Акімова В. П. Формування обсягів виробництва послуг автосервісу.....	91
Монастирський Ю. А., Гальченко А. В. Статистичний аналіз причин виходів з ладу гідромеханічних трансмісій кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 30-45 т.....	95
Аргун Ш. В. Магнітно-імпульсні установки – джерела потужності у технологіях з використанням енергії електромагнітних полів.....	100

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

Коструб В. А., Кравченко А. П. Аналіз термокінетических параметров плетельно-пултрузионного процесса формования композитних стержней для силових автомобильных конструкций.....	107
Смирнова А. О. Методика оцінки паливної економічності гібридних автомобілів	114
Сакно О. П. Проблема нормування ресурсу шин вантажних автомобілів та особливості прогнозування їх терміну служби.....	121
Кужель В. П. Методика налаштування моделі визначення дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби.....	127

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Прилепский Ю. В., Грицук И. В. Использование физической модели для исследования процессов рекуперации в транспортных средствах с электрической передачей	134
Скворчевський О. Є. Обґрунтування можливості роботи елемента сопло-заслінка із послідовно включеним зворотним клапаном	140
Куць Н. Г. Тепловые насосы на транспорте	147
Ткаченко В. Н. Аналіз методик определения коэффициента полезного действия волновой зубчатой передачи.....	157

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Автомобіле- та тракторобудування

№ 30 (1003)'2013

Науковий редактор В.Б. Самородов
Технічний редактор ст. викл. С.О. Шуба
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

Адреса редколегії:
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування», НТУ «ХП»
вул. Фрунзе, 21, Харків, 61002.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 171–13.

Підп. до друку 10.07.2013 р. Формат 60×84 1/8. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 14,2. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1–45.
Зам. № 327. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ «ХП»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.