

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 8 (1117) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – №8(1117). – 188 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 2014 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 № 1 від 15 травня 2015 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2015

УДК 629.017

З. Э. ЗАБЕЛЫШИНСКИЙ, инженер, Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе;

М. А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков;

Е. А. ДУБИНИН, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА И ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Получены аналитические выражения для коэффициента устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда при повороте, которые позволяют оценить устойчивость против заноса при различном распределении крутящих моментов между мостами. Проведено математическое моделирование устойчивости против заноса шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН и тракторного поезда на его базе в различных дорожных условиях. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых и модернизации находящихся в эксплуатации колесных машин.

Ключевые слова: колесный трактор, тракторный поезд, шарнирно-сочлененный, устойчивость, дорожные условия.

Введение. Распределение крутящих моментов между мостами оказывает существенное влияние на устойчивость колесных тракторов и тракторных поездов. Это относится к устойчивости против складывания и опрокидывания тракторных поездов и секций тракторов с шарнирно-сочлененными рамами. Оценку устойчивости шарнирно-сочлененного трактора при повороте в тяговом режиме движения при различном распределении крутящих моментов между передними и задними колесами возможно провести с использованием коэффициента устойчивости тракторного поезда против складывания.

Анализ последних достижений и публикаций. Динамика тракторных поездов и шарнирно-сочлененных колесных тракторов исследовалась различными авторами как в тяговом [1-4], так и в тормозном [5, 6] режимах. В работах [7-9] установлено, что колесо, нагруженное касательной реакцией дороги, по мере увеличения последней теряет способность воспринимать боковую силу.

Для оценки устойчивости колесных машин против заноса в работе [10] предложен коэффициент устойчивости, представляющий собой отношение момента стабилизирующего к моменту, возмущающему занос

$$K_{уст} = \frac{M_{стаб}}{M_{возм}} = \frac{b \cdot R_{\delta_2}}{a \cdot R_{\delta_1}}, \quad (1)$$

где $M_{возм}$ и $M_{стаб}$ – моменты, возмущающий и стабилизирующий занос, соответственно;

a, b – расстояния от передней и задней осей колесной машины до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;

R_{δ_1} и R_{δ_2} – суммарные боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей колесной машины.

При этом в известных исследованиях не определено влияние распределения тяговой силы между осями шарнирно-сочлененного трактора на устойчивость тракторного поезда против заноса (складывания) при повороте. Наиболее важным с точки зрения обеспечения безопасности движения является сохранение устойчивости тракторного поезда против заноса, который в дальнейшем может привести к потере устойчивости положения.

Цель исследования, постановка задачи. Целью исследования является обеспечение устойчивости шарнирно-сочлененного трактора и тракторного поезда на повороте при различном распределении крутящих моментов между мостами путем совершенствования методов ее оценки.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить коэффициент устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда при повороте;
- провести оценку устойчивости шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН и тракторного поезда.

Материалы исследований. Рассмотрим движение тракторного поезда и выполним оценку устойчивости против заноса (складывания) по критерию коэффициента устойчивости $K_{уст}$. Рассмотрим общий случай возможного заноса заднего моста, при котором все мосты шарнирно-сочлененного трактора являются ведущими. На рис. 1а и рис. 1б приведены схемы сил, действующих на тракторный поезд при использовании как одноосного, так и двухосного прицепов (их действие выражается составляющими крюкового усилия $P_{крx}$ и $P_{крz}$, приложенными в точке сцепки).

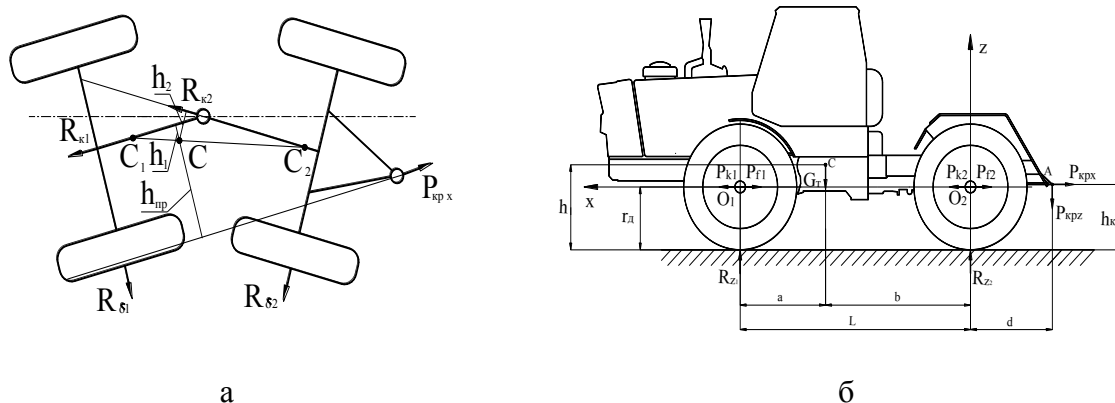


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на тракторный поезд при всех ведущих мостах шарнирно-сочлененного трактора, при повороте
а – одноосный прицеп; б – двухосный прицеп

Рассмотрим момент движения, когда секции сложились на максимальный угол δ , а прицеп еще не успел изменить свою траекторию относительно начального (прямолинейного) движения. Принимаем, что скорость движения трактора $V = const$ при повороте не превышает 2,8 м/с, поэтому действием центробежных сил инерции можно пренебречь. При повороте с постоянным минимальным радиусом движение

секций осуществляется вокруг одного центра поворота [11]. При этом общий центр масс трактора C находится на линии, соединяющей центры масс передней C_1 и задней C_2 секций. Расстояния между этими точками можно найти по известной зависимости для определения центра массы тела, состоящего из двух элементов

$$\frac{|C_1C|}{|CC_2|} = \frac{m_2}{m_1}, \quad (2)$$

где m_1 – масса передней секции шарнирно-сочлененного трактора;

m_2 – масса задней секции шарнирно-сочлененного трактора.

При складывании тракторного поезда в составе шарнирно-сочлененного трактора и прицепа возмущающий момент создаётся суммой моментов от предельной по сцеплению боковой реакции дороги на колесах передней оси трактора R_{δ_1} , силы сопротивления движению прицепа $P_{крx}$, суммарных касательных реакций дороги на колесах передней R_{κ_1} и задней R_{κ_2} осей трактора

$$M_{\text{возм}} = R_{\delta_1} \cdot a + R_{\kappa_1} \cdot h_1 + R_{\kappa_2} \cdot h_2 + P_{крx} \cdot h_{np}, \quad (3)$$

где h_1, h_2, h_{np} – расстояния от центра масс трактора до линий действия соответствующих сил (рис. 1а);

$P_{крx}$ – горизонтальная составляющая крюкового усилия.

В рассматриваемом случае движения эта составляющая определяется как

$$P_{крx} = f \cdot m_{np} \cdot g, \quad (4)$$

где m_{np} – масса прицепа.

Расстояния a и b приняты в качестве плеч соответствующих сил для упрощения математической модели, исходя из того, что для реальной конструкции на примере шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН погрешность составит не более 10%.

Стабилизирующий момент формируется за счёт момента от предельной по сцеплению боковой реакции дороги на задней оси трактора

$$M_{\text{стаб}} = R_{\delta_2} \cdot b, \quad (5)$$

где R_{δ_2} – суммарная боковая сила на задней оси шарнирно-сочлененного трактора.

Коэффициент устойчивости тракторного поезда в этом случае

$$K_{уст} = \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} = \frac{R_{\delta_2} \cdot b}{R_{\delta_1} \cdot a + R_{\kappa_1} \cdot h_1 + R_{\kappa_2} \cdot h_2 + P_{крx} \cdot h_{np}}. \quad (6)$$

При $K_{уст} \geq 1$ движение тракторного поезда устойчиво, а при $K_{уст} < 1$ – неустойчиво.

Предельные боковые реакции на колёсах трактора могут быть определены с помощью круга Камма [7-9]

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z_1}^2 - R_{K_1}^2}; \quad (7)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z_2}^2 - R_{K_2}^2}, \quad (8)$$

где R_{Z_1} , R_{Z_2} – суммарные нормальные реакции дороги на колесах передней и задней осей трактора;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

В случае движения с небольшими скоростями $\varphi = const$ для различных дорожных условий [12].

В тяговом режиме движения тракторного поезда

$$R_{K_1} = K_M \cdot P_K - R_{Z_1} \cdot f; \quad (9)$$

$$R_{K_2} = (1 - K_M) \cdot P_K - R_{Z_2} \cdot f, \quad (10)$$

где P_K – суммарная тяговая сила трактора;

f – коэффициент сопротивления качению;

K_M – коэффициент распределения общего крутящего момента на переднюю ось

$$K_M = \frac{M_{K_1}}{M_{K_1} + M_{K_2}}, \quad (11)$$

M_{K_1} , M_{K_2} – суммарные крутящие моменты на колесах передней и задней осей.

Тяговая сила на ведущих колесах определялась по следующей зависимости

$$P_K = f \cdot g \cdot (m_T + m_{np}) = \frac{\eta_{mp} \cdot K_N \cdot N_e}{V} \leq \varphi_x \cdot g \cdot (m_T + m_{np}), \quad (12)$$

где m_T – масса трактора;

N_e – номинальная мощность двигателя;

K_N – коэффициент использования мощности двигателя;

η_{mp} – КПД трансмиссии трактора;

V – скорость движения трактора (тракторного поезда).

Суммарные нормальные реакции на колесах передней и задней осей трактора определены по зависимостям, полученным в работе [4]

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b}{L} - P_{kpx} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - P_{kpz} \cdot \frac{d}{L}; \quad (13)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} + P_{kpx} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + P_{kpz} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right), \quad (14)$$

где G_T – общий вес трактора;

L – база трактора;

h_{kp} – высота расположения точки присоединения прицепа к трактору над опорной поверхностью;

$r_{\partial 1}, r_{\partial 2}$ – динамические радиусы передних и задних ведущих колес трактора (принимая $r_{\partial} = r_{\partial 1} = r_{\partial 2}$);

d – расстояние от оси задних колес трактора до нормали, опущенной из точки присоединения прицепа к трактору на опорную поверхность.

После подстановки соотношений (9) и (10) в выражения (7) и (8), последние примут вид

$$R_{\delta 1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z1})^2}; \quad (15)$$

$$R_{\delta 2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z2}]^2}. \quad (16)$$

Выражение (6) с учётом (9), (10) примет следующий вид:

$$K_{ycm} = \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z2}]^2} \cdot b}{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z1})^2} \cdot a + (K_M \cdot P_K - R_{Z1} \cdot f) \cdot h_1 + ((1 - K_M) \cdot P_K - R_{Z2} \cdot f) \cdot h_2 + P_{kpx} \cdot h_{np}}. \quad (17)$$

При одном заднем ведущем мосту величина $K_M = 0$ и выражение (17) примет следующий вид:

$$K_{ycm} = \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z2}^2 - (P_K - f \cdot R_{Z2})^2} \cdot b}{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z1}^2 - (f \cdot R_{Z1})^2} \cdot a - R_{Z1} \cdot f \cdot h_1 + (P_K - R_{Z2} \cdot f) \cdot h_2 + P_{kpx} \cdot h_{np}}. \quad (18)$$

При одном переднем ведущем мосту трактора $K_M = 1$. В этом случае

$$K_{ycm} = \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z2}^2 - (f \cdot R_{Z2})^2} \cdot b}{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z1}^2 - (P_K - f \cdot R_{Z1})^2} \cdot a + (P_K - R_{Z1} \cdot f) \cdot h_1 - R_{Z2} \cdot f \cdot h_2 + P_{kpx} \cdot h_{np}}. \quad (19)$$

Полученные аналитические выражения для коэффициента устойчивости тракторного поезда с шарнирно-сочлененным трактором позволяют оценить устойчивость последнего против заноса при повороте не только при включении одного из ведущих мостов (переднего или заднего) трактора, но и при обоих включенных мостах с различным коэффициентом распределения крутящих моментов K_M между мостами. Коэффициенты устойчивости для шарнирно-сочлененного трактора без прицепа получаются из (17)-(19) при $P_{kpx} = 0$, $P_{kpz} = 0$.

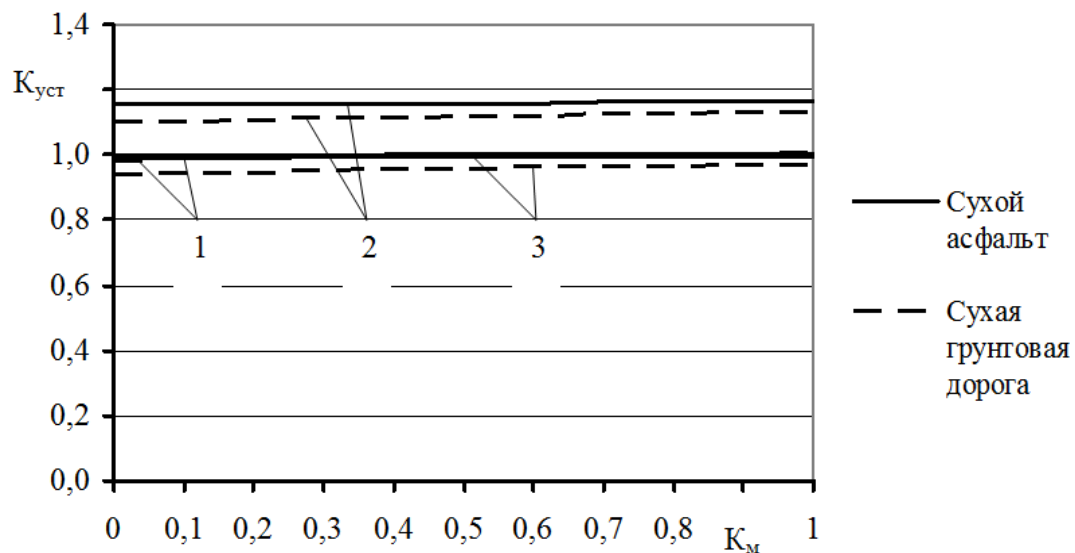
Проведем оценку устойчивости тракторного поезда на базе шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН и прицепов (одноосного и двухосного) при следующих данных: $h_1=0,12$ м, $h_2=0,33$ м, $h_{np}=1,1$ м, $m_{np}=3000$ кг, $P_{крз\ 2осн}=100$ Н, $P_{крз\ 1осн}=3500$ Н, $V=2,8$ м/с, $\eta_{mp}=0,9$. Исходные для расчёта данные трактора приведены в таблице 1.

Таблица 1– Параметры шарнирно-сочлененного трактора

Параметр		Значение
Общая масса трактора m_T , кг		8980
Номинальная мощность двигателя N_e , кВт		176
Продольная колесная база L , мм		2860
Координаты центра масс трактора, мм	a	1060
	b	1800
Динамический радиус колеса (принимается равным свободному), мм	r_0	800
Координаты точки соединения с прицепом, мм	d	1017
	$h_{кр}$	495
Максимальный угол складывания полурам, град	δ	30

Расчёт показателей устойчивости шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН и тракторного поезда осуществлялся по формуле (17), где $K_M = 0...1$, при различных состояниях дорожного покрытия.

Результаты математического моделирования устойчивости шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН и тракторного поезда показаны на рис. 2. Шарнирно-сочлененный трактор и тракторный поезд устойчивы при условии $K_{уст} \geq 1$.



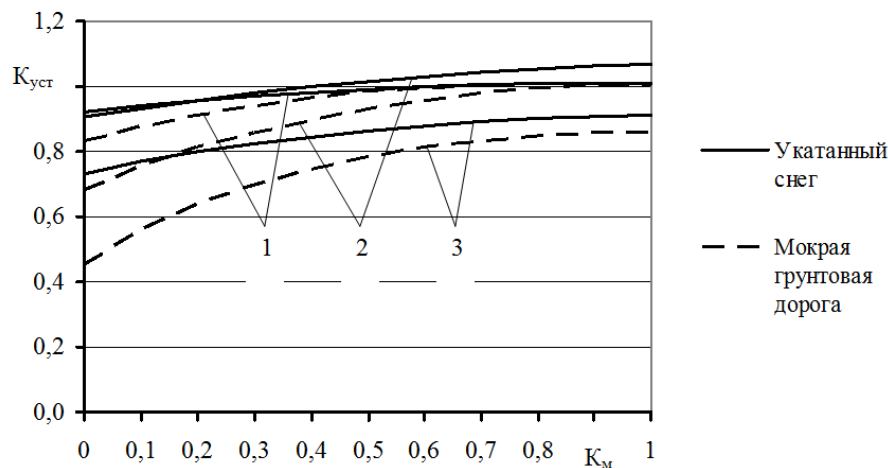


Рисунок 2 – Залежності коефіцієнта устойчивості $K_{уст}$ шарнірно-сочлененого трактора і тракторного поїзда від коефіцієнта розподілу загального крутячого моменту K_M в різних дорожніх умовах (1 – без причепа, 2 – з одноосним причепом, 3 – з двохосним причепом)

Ісходя з результатів проведеного дослідження можна зробити висновок про те, що на сухому асфальті і сухій ґрунтовій дорозі тип приводу не має суттєвого значення. На мокрій ґрунтовій дорозі і укатанному снігу при $K_M = 1$ величина $K_{уст}$ має більш високі значення, ніж при $K_M = 0$. Це означає, що шарнірно-сочленений трактор і тракторний поїзд, маючи тільки один передній ведучий міст більш устойчиві, ніж в разі одного заднього ведучого моста.

Висновки. Отримані аналітичні вирази для коефіцієнта устойчивості шарнірно-сочлененого колесного трактора і тракторного поїзда при повороті дозволяють оцінювати їх устойчивость проти заносу при різному розподілі крутячих моментів між мостами. Аналіз залежностей коефіцієнта устойчивості $K_{уст}$ шарнірно-сочлененого трактора і тракторного поїзда від коефіцієнта розподілу загального крутячого моменту K_M при повороті в різних дорожніх умовах показав: на сухому асфальті і сухій ґрунтовій дорозі тип приводу не має суттєвого значення; для укатанного снігу і мокрої ґрунтовій дорозі при включенні тільки одного переднього ведучого моста трактора забезпечуються більш високі значення $K_{уст}$, ніж при включенні тільки одного заднього ведучого моста. При включенні двох ведучих мостів $K_{уст}$ більше, ніж при включенні одного заднього ведучого моста, але менше, ніж при включенні одного переднього ведучого моста. Для шарнірно-сочлененого трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН і тракторного поїзда при повороті при включенні тільки одного переднього ведучого моста $K_{уст} > 1$ для всіх розглянутих дорожніх умов, крім руху з двохосним причепом. Для руху по мокрій ґрунтовій дорозі з одноосним причепом необхідно розподілення $K_M \geq 0,8$, а для руху по ґрунтовій дорозі і укатанному снігу з двохосним причепом – баластування задньої секції трактора.

Список літератури: 1. Ясеневич В.Е. Дослідження тракторного поїзда, причеп якого має ведучу вісь / В.Е. Ясеневич // Дослідження роботи тракторного поїзда в сільськогосподарському виробництві. Труды НАТИ. – 1964. – №175. – С. 3-44.

2. Богдан Н.В. Определение реакций на осях тракторного поезда / Н.В. Богдан, Г.П. Грибко, И.С. Раклей // Автотракторостроение. – Минск: Высшая школа. – 1977. – Вып. 9. – С. 85-91.
3. Забелышинский З.Э. Курсовая устойчивость тракторного поезда при различном распределении крутящих моментов между мостами / З.Э. Забелышинский, В.В. Кириченко, Д.М. Клец, М.А. Подригало // Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Технічні науки. – 2010. – Вип. 103. – С. 217-227.
4. Забелышинский З.Э. Влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства / З.Э. Забелышинский, М.А. Подригало, Е.А. Дубинин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 18-26.
5. Парфенов А.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда / А.П. Парфенов, В.Е. Ясеневиц // Исследование работы тракторного поезда в сельскохозяйственном производстве. Труды НАТИ. – 1964. – №175. – С. 71-105.
6. Рашидов Н.Р. Торможение многозвенных тракторных поездов / Н.Р. Рашидов. – Ташкент: Фан. – 1978. – 88 с.
7. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1949. – 193 с.
8. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобилей при заносе / Е.А. Чудаков. – М.: Изд-во АН СССР. – 1945. – 144 с.
9. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз. – 1947. – 156 с.
10. Динамика автомобиля / [Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В.]; под ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ. – 2007. – 424 с.
11. Боклаг В.М. Анализ общей устойчивости шарнирно-сочленённых колесных машин: дисс. на соиск. степени канд. техн. наук / В.М. Боклаг. – Харьков, 1964. – 200 с.
12. Автомобильный справочник Bosch / [пер. с англ. Г.С. Дугин]. – М.: За рулем. – 1999. – 895 с.

Bibliography (transliterated): 1. Yasenevich V.E. Issledovanie traktornogo poezda, pritsep kotorogo imeet vedushchuyu os'. Issledovanie raboty traktornogo poezda v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve. Trudy NATI, 1964, No175, pp. 3-44. 2. Bogdan N.V., Gribko G.P., Rakley I.S. Opredelenie reaktsiy na osyakh traktornogo poezda. Avtotraktorostroenie. Minsk: Vysshaya shkola, 1977, Vol. 9, pp. 85-91. 3. Zabelyshinskiy Z.E., Kirichenko V.V., Klets D.M., Podrigalo M.A. Kursovaya ustoychivost' traktornogo poezda pri razlichnom raspredelenii krutyashchikh momentov mezhdu mostami. Mekhanizatsiya sil'skohospodars'koho vyrobnyctva ta pererobky sil'skohospodars'koyi produktsiyi. Visnyk KhNTUS im. P.Vasylenka. Tekhnichni nauky, 2010, Vol. 103. pp. 217-227. 4. Zabelyshinskiy Z.E., Podrigalo M.A., Dubinin E.A. Vliyanie raspredeleniya normal'nykh reaktsiy mezhdu osyami kolesnogo traktora na ego ekspluatatsionnye svoystva. Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov.: NTU «KhPI», 2014, No9 (1052), pp. 18-26. 5. Parfenov A.P., Yasenevich V.E. Issledovanie dinamiki tormozheniya traktornogo poezda. Issledovanie raboty traktornogo poezda v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve. Trudy NATI, 1964, No175, pp. 71-105. 6. Rashidov N.R. Tormozhenie mnogozvennykh traktornykh poezdov. Tashkent: Fan, 1978, 88 p. 7. Chudakov E.A. Ustoychivost' avtomobilya protiv zanosa. Moscow: Mashgiz, 1949, 193 p. 8. Chudakov E.A. Ustoychivost' avtomobiley pri zanose. Moscow: Izd-vo AN SSSR, 1945, 144 p. 9. Pevzner Ya.M. Teoriya ustoychivosti avtomobilya. Moscow: Mashgiz, 1947, 156 p. 10. Dinamika avtomobilya / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A., Pavlenko V.A., Fayst V.L., Klets D.M., Red'ko V.V.]; pod red. M.A. Podrigalo. Kh.: Izd-vo KhNADU, 2007, 424 p. 11. Boklag V.M. Analiz obshchey ustoychivosti sharnirno-sochlenennykh kolesnykh mashin: diss. na soisk. stepeni kand. tekhn. nauk. Khar'kov, 1964, 200 p. 12. Avtomobil'nyy spravochnik Bosch / [per. s angl. G.S. Dugin]. – Moscow: Za rulem, 1999, 895 p.

Поступила (received) 27.01.15

УДК 629.114.2

С. А. ЛЕБЕДЕВ, канд. техн. наук, директор, ХФ УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого, Харків;

В. С. ШЕЙН, наук. співр., ХФ УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого, Харків;

М. П. АРТЬОМОВ, д-р техн. наук, ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Харків;

І. В. КОЛЕСНИК, асп., ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Харків

ВИЗНАЧАЛЬНИЙ ПАРАМЕТР СТАНУ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА

Систематизовані несправності і відмови гідрооб'ємного рульового керування трактора. Аналізуються несправності і відмови гідрооб'ємного рульового керування тракторів за результатами аналізу їх працездатності. Обґрунтовується методологія оцінки найбільш значимого (визначального) параметра стану гідрооб'ємного рульового керування. Доказано, що зниження тиску рідини нижче ТУ є визначальним параметром стану гідроприводу рульового керування. Оцінюються гранично допустимі значення визначального параметра стану.

Ключові слова: трактор, рульове керування, гідропривід, відмови, визначальний параметр.

Вступ. Рульове керування трактора є одним з основних елементів, що визначають безпеку його руху. Гідрооб'ємне рульове керування (ГОРК), що встановлюється на всіх колісних тракторах середньої і підвищеної потужності, надає можливість вільного компоновання його основних агрегатів, спрощує їх конструкцію і експлуатацію, знижує матеріалоємність трактора і поліпшує умови роботи тракториста. Разом з тим, враховуючи, що ГОРК являє собою суто гідравлічну передачу з гнучкими з'єднувальними трубопроводами (шлангами) відносно високого тиску, менш надійними в експлуатації ніж механічні тяги, це вимагає підвищеної уваги до надійності і безпеки в експлуатації цього керування. Тобто актуальним завданням є обґрунтування визначального параметра стану ГОРК, найбільш значимого під час оцінки його працездатності.

Аналіз основних досягнень і літератури. Аналіз працездатності [1, 2] мобільних машин показав, що на долю відмов рульового керування за показниками безпеки приходить до 35% відмов, визначення яких в умовах експлуатації ускладнене через недосконалості відомих методів і засобів діагностування. При обґрунтуванні визначального параметра стану складних механічних систем, до яких може бути віднесено ГОРК, ефективна методика визначення найбільшої діагностичної ваги [3] функціональних параметрів стану системи. Визначальний параметр стану гідроприводу трактора зазвичай є основою алгоритмів оцінки їх працездатності [4, 5].

Мета дослідження передбачає обґрунтування методології оцінки найбільш значимого (визначального) параметра технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора.

Для реалізації цієї мети розв'язуються наступні завдання:

- аналізуються несправності і відмови гідрооб'ємного рульового керування тракторів серії ХТЗ-170 за результатами аналізу їх працездатності;
- обґрунтовується методологія оцінки найбільш значимого (визначального) параметра стану гідрооб'ємного рульового керування;
- оцінюються гранично допустимі значення визначального параметра стану.

Результати досліджень. У гідрооб'ємному рульовому керуванні (рис. 1) відсутній механічний зв'язок між рульовим і керованими колесами. Вони зв'язані між собою гідравлічно.

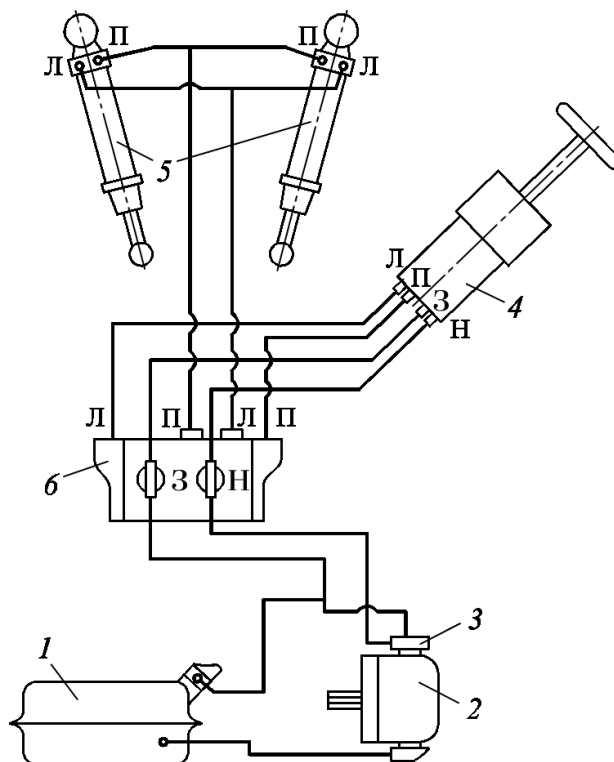


Рисунок 1 – Схема гідрооб'ємного рульового керування:

1 – бак; 2 – об'ємний насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – насос-дозатор;
5 – гідроциліндр; 6 – підсилювач потоку; Н – нагнітання;
З – злив; П – поворот вправо; Л – поворот вліво

При виготовленні, експлуатації і зберіганні складних механічних систем, до яких відноситься гідрооб'ємне рульове керування (ГОРК) трактора, необхідно володіти мінімальною кількістю параметрів системи, що найбільш повно відображають її технічний стан. У загальному випадку це ГОРК має безліч параметрів, обумовлені допусками на проектування і виготовлення, так і його несправностями, виявленими під час експлуатації. Однак, серед безлічі параметрів стану можуть бути обрані функціональні параметри, які у більшій мірі оцінюють працездатність ГОРК в експлуатації. Будемо надалі подібні параметри вважати визначальними, при виборі яких скористаємося методикою визначення найбільшого діагностичної ваги [3] функціональних параметрів стану. Згідно даної методики оцінка діагностичної цінності кожного параметра виконується по співвідношенню

$$Z_{D_i}(K_{js}) = \log \left[\frac{P(K_{js}/D_i)}{P(K_{js})} \right], \quad (1)$$

а цінність перевірки працездатності за обраними параметрами для одного стану

$$Z_{D_i}(K_j) = \sum_{s=1}^m P(K_{js}/D_i) \cdot Z_{oi}(K_{js}), \quad (2)$$

де $P(K_{js}/D_i)$ – імовірність появи значення K_{js} ознаки K_j для ГОРК із станом D_i ;

$P(K_{js})$ – імовірність появи значення K_{js} для всієї сукупності станів.

Для ГОРК за матеріалами аналізу працездатності в рядовій експлуатації 5-ти тракторів серії ХТЗ-170 при напрацюванні до 6000 мотогодин були виявлені 26 несправностей і відмов: зниження тиску рідини в гідроприводі (ТР) нижче значень, що передбачені технічними умовами (ТУ); засмічення гідроприводу (ЗГ); автоколивання і ривки (АР); порушення регулювань (ПР) та інші несправності (ІН), до яких віднесені механічні пошкодження, підтікання робочої рідини, викид рідини та піни крізь сапун бака і т.д. Несправності і відмови розподілені по агрегатах ГОРК: об'ємний насос (ОН), насос-дозатор (НД), підсилювач потоку (ПП), гідроциліндри (ГЦ) та інші агрегати (ІА), до яких віднесені трубопроводи, зворотні клапани і т.д. (рис. 2).

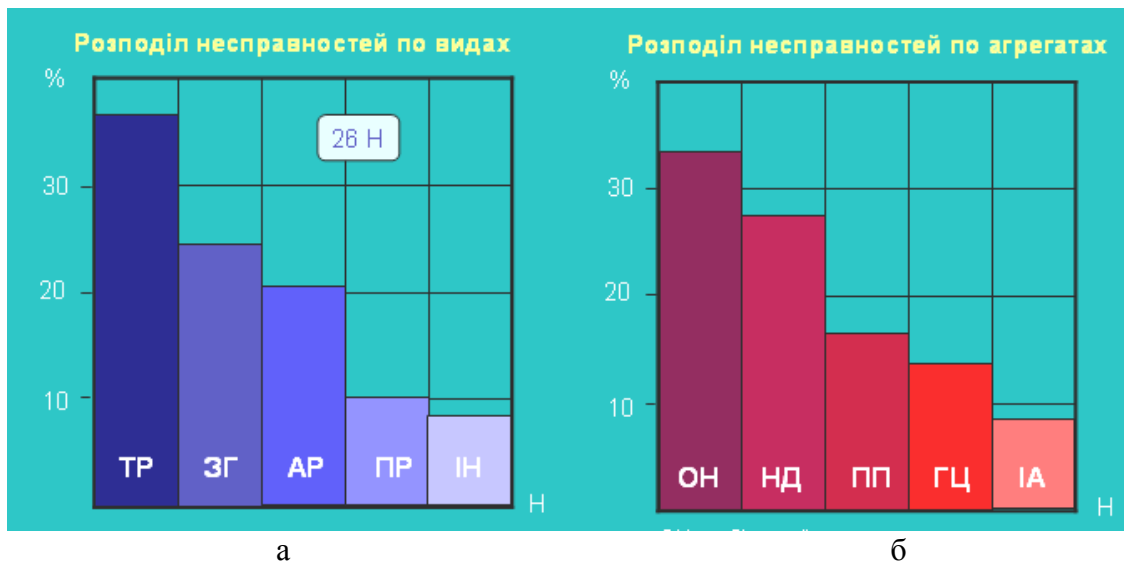


Рисунок 2 – Розподіл несправностей і відмов гідрооб'ємного рульового керування тракторів серії ХТЗ-170 за 6000 мотогодин роботи по видах (а) і агрегатах (б)

Аналіз типових несправностей і відмов ГОРК показує, що зниження тиску рідини нижче ТУ, тобто зниження об'ємного ККД (η_o), є найбільш типовою несправністю, хоча достатньо високі значення несправностей, які є наслідком засмічення гідроприводу. Таким чином, можна уважатися, що η_o є визначальним параметром стану гідроприводу РК. Для підтвердження даного твердження виконаний розрахунок за залежностями (1) та (2) діагностичних ваг станів D_i , у тому числі справного (ІС) гідроприводу РК тракторів серії ХТЗ-170 за функціональними параметрами, у якості яких обрані: керованість трактора (КТ), стійкість прямолінійного руху (СР) і повороту (СП), час повороту з одного крайнього положення у інше (ЧП), зусилля на рульовому колесі при повороті (ЗК) (табл. 1).

Аналіз таблиці 1 показує, що найбільш значним (визначальним) функціональним параметром гідрооб'ємного рульового керування трактора є його керованість,

діагностична цінність якого має найбільшу імовірність $P(K_j) = 0,45$. При цьому найбільший вплив на працездатність гідрооб'ємного РК надає зниження тиску рідини, що має найбільшу імовірність стану $P(D_{TP}) = 0,30$, хоча достатньо висока імовірність справного стану дорівнює $P(D_{IC}) = 0,25$.

Таблиця 1 – Імовірнісні ваги ознак K_j для різних станів D_i гідрооб'ємного рульового керування тракторів серії ХТЗ-170

Стан D_i	Функціональний параметр, K_j					$P(D_i)$
	КТ	СР	СП	ЧП	ЗК	
ТР	0,84	0,10	0,10	0,73	0,12	0,30
ЗГ	0,75	0,05	0,93	0,75	0,44	0,15
АР	0,01	0,74	0,98	0,01	0,65	0,05
ПР	0,92	0,15	0,75	0,82	0,01	0,10
ІН	0,64	0,02	0,25	0,74	0,31	0,15
ІС	0,10	0,01	0,01	0,10	0,10	0,25
$P(K_j)$	0,45	0,08	0,08	0,15	0,24	1,00

Аналіз працездатності тракторів серії ХТЗ-170 показав (див. рис. 2, б), що найбільша кількість несправностей і відмов ГОРК має в експлуатації об'ємний насос (33%) і насос-дозатор (28%). Типові несправності об'ємного насосу НШ-32Л-2, що використовується в ГОРК тракторів серії ХТЗ-170: зниження тиску рідини (ТР) нижче ТУ, наявність піни у гідроприводі (НП), зовнішні витрати рідини (ЗВ), підвищення температури (ПТ), шум при роботі насоса (ШН).

Для даного насоса за функціональні параметри можуть бути прийняті: робочий об'єм (РО), тиск рідини на вході (ТВ) і виході (ТХ), номінальна об'ємна подача при номінальному режимі роботи (НО), об'ємна подача (ОК).

Результати розрахунку діагностичних ваг $P(K_j)$ функціональних параметрів K_j для різних станів D_i , у тому числі і справному ІС, об'ємного насосу НШ-32Л-2 рульового керування тракторів серії ХТЗ-170 за 6000 мотогодин роботи в рядовій експлуатації наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Імовірнісні ваги ознак K_j для різних станів D_i об'ємного насосу НШ-32Л-2

Стан D_i	Функціональний параметр, K_j					$P(D_i)$
	РО	ТВ	ТХ	НО	ОК	
ТР	0	0,95	0,05	0	0,95	0,35
НП	0	0,35	0	0,05	0,74	0,08
ЗВ	0,91	0	0	0,84	0,98	0,12
ПТ	0	0,24	0,02	0	0,71	0,07
ШН	0,75	0,61	0,91	0,31	0,51	0,07
ІС	0	0	0,02	0,01	0	0,30
$P(K_j)$	0,05	0,36	0,08	0,03	0,54	1,00

За даними табл. 2 можна укласти, що об'ємна подача (ОК) насоса НШ-32Л-2 буде визначальним параметром таким, що має найбільшу діагностичну вагу $P(K_{OK}) = 0,54$. При цьому найбільший вплив на працездатність насоса надає тиск рідини, імовірність стану якої найбільша $P(D_{TP}) = 0,35$, хоча достатньо висока імовірність справного стану $P(D_{IC}) = 0,30$.

Об'ємну подачу насоса НШ-32Л-2 теоретично визначити важко внаслідок зміни об'ємного ККД від багатьох змінних $\eta_{OH} = f(\Delta x_{in}, \Delta x_{2n}, p_n, p_v, \Delta p_n, \omega_n, \Delta \omega_n)$, де Δx_{in} – сумарний зазор між шестернями і корпусом; Δx_{2n} – зазор манжети радіального ущільнення; Δp_n – пульсація тиску рідини на виході; $\Delta \omega_n$ – нерівномірність частоти обертання привідного вала.

Найбільший вплив на об'ємний ККД шестеренного насосу η_{OH} надають змінні p_n , ω_n і Δx_{in} , взаємозв'язок яких з η_{OH} зазвичай визначається експериментально (рис. 3).

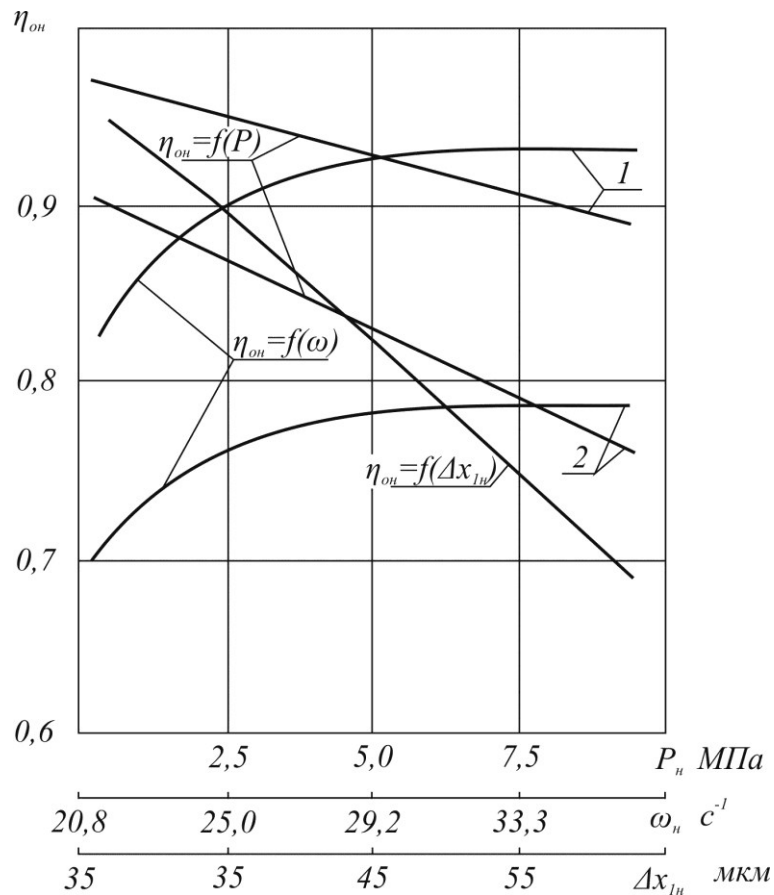


Рисунок 3 – Залежність об'ємного ККД η_{OH} насоса НШ-32Л-2 від:

- тиску рідини (p_n) на виході (1 – новий насос, 2 – що відпрацював 3000 мотогодин);
- частоти обертання (ω_n) привідного вала (1 – 50 °С, 2 – 75 °С);
- сумарного зазору (Δx_{in}) між шестернями і корпусом

Із зміною тиску рідини η_{OH} об'ємного насоса зменшується, причому більш інтенсивно для насосів, що знаходяться в експлуатації. Так наприклад, при $p_n=2,5$ МПа для насоса НШ-32Л-2 з наробітком 60 мотогодин $\eta_{OH}=0,96$, а з наробітком до 3000 мотогодин – $\eta_{OH}=0,88$. При збільшенні p_n до 7,5 МПа η_{OH} у першому випадку дорівнює 0,92 (зменшення на 0,08), а у другому – 0,79 (зменшення на 0,13). Із підвищенням частоти обертання (ω_n) привідного вала насоса η_{OH} залишається практично стабільним при $\omega_n \geq 30 \text{ с}^{-1}$, причому дана закономірність зберігається при різній температурі масла. При збільшенні зазору (Δx_{in}) між шестернями і корпусом у межах від 25 до 55 мкм при випробуванні насоса НШ-32Л-2 на номінальному режимі ($\omega_n = 27,7 \text{ с}^{-1}$, масло індустріальне 20 ГОСТ 1707-51, $t = +50 \text{ }^\circ\text{C}$), η_{OH} зменшується від 0,92 до 0,70.

Визначальний параметр гідроприводу надає істотний вплив на функціонування трактора, наприклад об'ємний ККД гідроприводу рульового керування, на стійкість руху тракторного агрегату. У цьому випадку необхідно визначити межі зміни визначального параметра, при яких зберігається стійкість руху агрегату. Для цієї цілі може бути застосований метод Д-розбивки [2], за допомогою якого n -мірний простір параметрів розбивається на області, кожній з яких відповідає одне і теж число правих коренів характеристичного рівняння. Область, якій відповідає нуль правих коренів, є областю стійкості. Практично за допомогою методу Д-розбивки виділяють області стійкості у площині одного і двох параметрів. Наприклад, при оцінці стійкості прямолінійного руху такими параметрами можуть бути об'ємна подача (η_o) гідроприводу рульового керування, кут відхилення напрямку руху трактора від прямолінійного (ψ) і т.д.

Нехай для трактора з шарнірно-зчленованою рамою потрібно визначити вплив об'ємної подачі η_o гідроприводу на стійкість руху. Припустимо, що η_o входить до характеристичного рівняння замкнутої системи лінійно. У цьому випадку крива Д-розбивки буде оцінюватися за рівнянням:

$$\eta_o(j\omega) = X(\omega) + jY(\omega), \quad (3)$$

де $X(\omega)$, $Y(\omega)$ – відповідно парні і непарні функції.

Оцінимо стійкість прямолінійного руху методом Д-розбивки трактора серії ХТЗ-170 в агрегаті з плугом ПЛН-5-35 під час руху на ділянці поля з підйомом без кривизни. У цьому випадку характеристичне рівняння замкнутої системи «тракторний агрегат – рульове керування» записується у вигляді:

$$T_\phi T_\psi S^3 + (T_\phi + T_\psi) S^2 + (1 + \eta_o \tau) S + \eta_o = 0, \quad (4)$$

де τ – постійна часу рульового керування.

Розв'язуючи рівняння (4) відносно τ для значень $\eta_o=50$, $T_\phi=0,4 \text{ с}$, $T_\psi=0,1 \text{ с}$, отримуємо

$$\tau(j\omega) = -\frac{1}{j50\omega} \left[-j0,04\omega^2 - 0,5\omega^2 + j\omega s0 \right] = X + jY,$$

$$\text{де } X = 0,02(-1 + 0,04\omega^2); Y = \frac{1}{\omega}(1 - 0,01\omega^2).$$

Для побудови кривої Д-розбивки визначимо значення X і Y при $\omega = 0$ і $\omega = \infty$:

$$\omega = 0; X = -0,02; Y = +\infty; \omega = +\infty; X = +\infty; Y = -\infty.$$

Осі ординат і абсцис перехрещуються при значеннях

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{0,04}} = 5; Y = 0,15; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{1}{0,01}} = 10; X = 0,06.$$

Отримані дані характеризують криву Д-розбивки на ділянці від $\omega = 0$ до $\omega = \infty$ (рис. 4). Дзеркальне відображення цієї ділянки кривої відносно осі абсцис дає її другу ділянку (від $\omega = -\infty$ до $\omega = 0$).

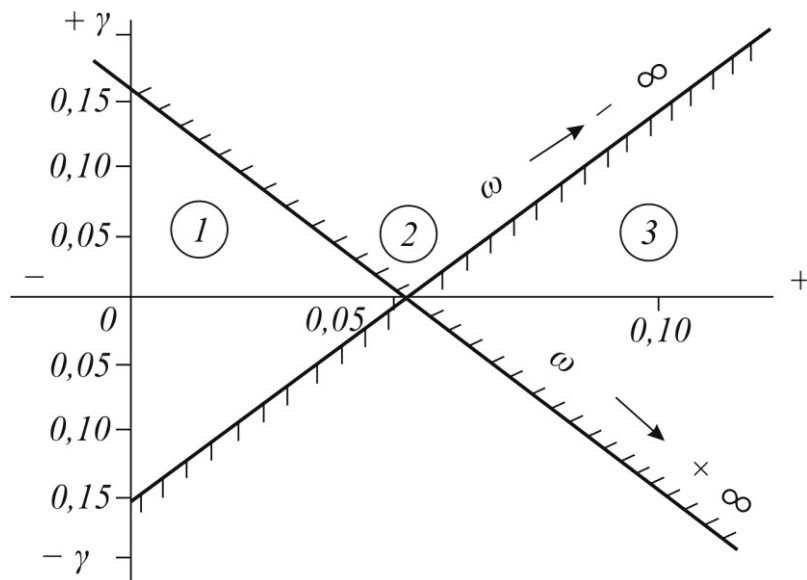


Рисунок 4 – Д-розбивка площини параметра τ при оцінці стійкості руху на підйомі трактора серії ХТЗ-170 з плугом ПЛН-5-35

Область 3 є областю стійкості прямолінійного руху тракторного агрегату. У цьому випадку повинна дотримуватися умова $\eta_o > 0,6$.

Таким чином, визначальним параметром стану гідрооб'ємного рульового керування трактора, що відображує в найбільшій мірі його працездатність, є об'ємний ККД.

Висновки. Визначальним параметром стану гідрооб'ємного рульового керування трактора є об'ємний ККД, значення якого для забезпечення стійкості прямолінійного руху повинно бути $\eta_o > 0,6$.

Список літератури: 1. Богдан Н.В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: учебн. пособие /

Н.В. Богдан, Н.П. Кицкевич, В.С. Шевченко; под общ. ред. Н.В. Богдана. – Минск: Ураджай, 2001. – 396 с. **2.** *Ширгородський С.А.* Підвищення ефективності використання сільськогосподарських машин шляхом модернізації системи гідрооб'ємного рульового керування: автореф. дис. ... к-та техн. наук: 05.05.11 / С.А. Ширгородський; Вінницький державний аграрний університет. – Вінниця, 2006. – 21 с. **3.** *Биргер И.А.* Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с. **4.** *Лебедев А.Т.* Оценка работоспособности трактора по критерию устойчивости прямолинейного движения / А.Т. Лебедев // Совершенствование сельскохозяйственных тракторов и автомобилей: сб. научн. тр. МИИСП. – М., 1979. – С. 4-9. **5.** *Палагута В.И.* Алгоритм поиска неисправностей гидропривода рулевого управления трактора / В.И. Палагута // Повышение технического уровня тракторов типа Т-150К: сб. научн. тр. МИИСП. – М., 1986. – С. 36-41. **6.** *Справочник по теории автоматического управления / Под. ред. А.А. Красовского.* – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 712 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Bogdan N.V., Kickevich N.P., Shevchenko V.S.* Hidropnevmoavtomatika i gidroprivod mobil'nyh mashin. Jekspluatacija i nadezhnost' gidro- i pnevmosistem: uchebn. posobie. Ed. N.V. Bogdan. Minsk: Uradzhaj, 2001. **2.** *Shyrhorods'kyy, S.A.* Pidvyshchennya efektyvnosti vykorystannya sil's'kohospodars'kykh mashyn shlyakhom modernizatsiyi systemy hidroob'yemnoho rul'ovoho keruvannya: avtoref. dys. ... k-ta tekhn. nauk: 05.05.11. Vinnyts'kyy derzhavnyy ahrarnyy universytet. Vinnytsya, 2006. **3.** *Birger, I.A.* Tehnicheskaja diagnostika. Moscow: Mashinostroenie, 1977. **4.** *Lebedev A.T.* Ocenka rabotosposobnosti traktora po kriteriju ustojchivosti prjamolinejnogo dvizhenija. Sovershenstvovanie sel'skhozajstvennyh traktorov i avtomobilej: sb. nauchn. tr. MIISP. Moscow, 1979. 4-9. Print. **5.** *Palaguta, V.I.* Algoritm poiska neispravnostej gidroprivoda rulevogo upravlenija traktora. Povyshenie tehniceskogo urovnja traktorov tipa T-150K: sb. nauchn. tr. MIISP. Moscow, 1986. 36-41. Print. **6.** *Spravochnik po teorii avtomaticheskogo upravlenija.* Ed. A.A. Krasovskiy. Moscow: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1987.

Надійшла (received) 12.02.2015

УДК 631.372

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

ИДЕНТИФИКАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРНЫХ ШИН

Предложена методика идентификации тракторных шин с использованием математической модели, построенной на универсальной характеристике шин. Методика позволяет идентифицировать шины по ряду показателей, в том числе и норме слойности, а также использовать математическую модель для решения задач теории трактора в статической и динамической постановках. Для идентификации используются данные контурной площади пятна контакта пневматической тракторной шины с жестким основанием.

Ключевые слова: тракторная пневматическая сельскохозяйственная шина, норма слойности шины.

Введение. Сельскохозяйственные тракторные пневматические шины ведущих колес осуществляют неголономную связь ходовой системы с почвой при реализации касательной силы тяги. Сложность процессов колееобразования, вертикального прессования грунта, касательных сдвигов и буксования связана с физико-механическими свойствами тракторных шин и деформируемого основания. Современные технологии производства тракторных шин позволяют получить определенные резервы для повышения технико-экономических показателей колесных тракторов. Все конструктивные и технологические приемы при производстве сельскохозяйственных шин направлены на повышение тяговой эффективности и грузоподъемности шин, а также снижение давления на почву. В этом скрыто определенное противоречие между повышением тяговой эффективности шины и снижением ее воздействия на почву.

Поэтому представляет интерес идентификация сельскохозяйственных тракторных шин для использования в математических моделях, описывающих процессы взаимодействия пневматической шины с деформируемой почвой. Идентифицированные по своим техническим и эксплуатационным показателям шины могут использоваться в математических моделях при решении задач теории трактора в статической и динамической постановках.

Анализ последних достижений и публикаций. Математические модели тракторных шин кратко описаны в работе [1], в которой приведено около двадцати эмпирических зависимостей, полученных разными авторами, для определения площади пятна контакта и давления, создаваемого шиной на опорное основание. Но, к сожалению, практически все приведенные зависимости имеют ряд недостатков. К ним можно отнести определение площади пятна контакта пневматической шины с опорным основанием в виде константы, хотя известно, что площадь пятна контакта зависит от радиальной нагрузки на шину, давления воздуха в ней и характеристик опорного основания. Некоторые из приведенных в работе [1] зависимостей предполагают зависимость пятна контакта от радиальной нагрузки, но не учитывают давление воздуха в шине. Только несколько зависимостей учитывают зависимость пятна контакта от радиальной нагрузки и внутришинного давления, хотя они тоже

малопригодны, так как не учитывают универсальную нагрузочную характеристику шину, предложенную В. Л. Бидерманом [2, 3]. Поэтому для шин с равными размерами, радиальной нагрузкой и давлением приведенные модели будут давать одинаковый результат вне зависимости от жесткостных характеристик каркаса шины и нормы слойности.

Одним из параметров, оказывающих существенное влияние на достоверность моделирования тракторных шин является норма слойности (ply rating, PR). Норма слойности используется для диагональных шин и некоторых видов старых радиальных шин [4]. Норма слойности является показателем прочности каркаса, а не фактическим числом тканевых слоев в шине. Максимальные нагрузки и давления отличаются для каждого типоразмера шин с разной нормой слойности. Чем больше норма слойности, тем выше грузоподъемность шины.

Некоторая эквивалентность норме слойности присутствует в маркировке звездами, которая используется для обычных тракторных радиальных шин дюймовой серии [5]. Количество звезд в маркировке свидетельствует о номинальном (максимальном) давлении в шине при максимальной радиальной нагрузке: 1 звезда (*) – сельскохозяйственная тракторная шина, рассчитанная на давление 18 psi (120 кПа, 1 psi (lb/in²) – фунт на квадратный дюйм соответствует 6,89476 кПа), 2 звезды (**) – на 24 psi (160 кПа), 3 звезды (***) – 30 psi (210 кПа) и 4 звезды (****) в маркировке – 36 psi (250 кПа). Количество звезд в маркировке, как и норма слойности, характеризует жесткость каркаса.

С другой стороны, для радиальных шин метрической серии в качестве критерия, характеризующего нагрузочную способность и косвенно норму слойности, используется индекс нагрузки [6]. Если две шины имеют одинаковый индекс нагрузки, то у них одинаковая грузоподъемность, но не обязательно при одинаковом внутришинном давлении.

Таким образом, для шин с тракторным рисунком протектора (R-1, R-1W, R-2), которые в соответствии с международной классификацией [7] предназначены для использования на ведущих колесах тракторов при эксплуатации с большими крутящими моментами на сельскохозяйственных фонах, нет единой маркировки для такого показателя как норма слойности, который используется в математической модели В. Л. Бидермана [2, 3].

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является обобщение существующей математической модели тракторных шин, построенной на универсальной нагрузочной характеристике шин, что позволит идентифицировать шины по ряду показателей, в частности по норме слойности, и использовать математическую модель для решения ряда задач теории трактора в статической и динамической постановках.

Идентификация сельскохозяйственных тракторных шин. Тяговые свойства колесного движителя определяются площадью пятна контакта колес с опорой, динамическим радиусом колеса, прессованием и сдвигом грунта. Указанные параметры зависят от прогиба шин ведущих колес, [2, 3]:

$$f_{\text{ш}} = \frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{ш}} + p_0)} + \sqrt{\left(\frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{ш}} + p_0)} \right)^2 + c_1 \cdot G_k}, \quad (1)$$

где G_k – нагрузка на колесо, кН ;
 p_0, c_1, c_2 – постоянные для данной шины коэффициенты, кПа, м²/кН, 1/м;
 $p_{ш}$ – внутришинное давление, кПа.
 Коэффициент, зависящий от размеров шины и ее нормы слойности [2], кПа:

$$p_0 = \left(16,7 \cdot n_c \cdot \sqrt{\frac{D}{b}} - 1,4 \right) - 28, \quad (2)$$

где n_c – норма слойности шины;
 D , – наружный диаметр шины, м;
 b – ширина профиля шины, м.
 Коэффициенты c_1, c_2 определяются зависимостями [11]:

$$c_1 = \frac{(x_1^2 + x_2^2) \cdot (y_1 + y_2) - (x_1 + x_2) \cdot (x_1 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_2)}{2 \cdot (x_1^2 + x_2^2) - (x_1 + x_2)^2}; \quad (3)$$

$$c_2 = \frac{2 \cdot (x_1 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_2) - (x_1 + x_2) \cdot (y_1 + y_2)}{2 \cdot (x_1^2 + x_2^2) - (x_1 + x_2)^2}. \quad (4)$$

Коэффициенты x_1, x_2, y_1, y_2 определяются при двух внутришинных давлениях и соответствующим им максимальным нагрузкам на колесо, приведенным в [8]:

$$x_1 = \frac{f_{сш}}{p_{ш.мин} + p_0}; \quad x_2 = \frac{f_{сш}}{p_{ш.мах} + p_0}; \quad y_1 = \frac{f_{сш}^2}{Q_{pmin}}; \quad y_2 = \frac{f_{сш}^2}{Q_{pmax}}, \quad (5)$$

где $p_{ш.мин}, Q_{pmin}$ – минимально допустимое давление в шине и максимально допустимая нагрузка при минимально допустимом давлении, кПа, кН;
 $p_{ш.мах}, Q_{pmax}$ – максимально допустимое давление в шине и максимально допустимая нагрузка при максимально допустимом давлении, кПа, кН;
 $f_{сш}$ – статический прогиб шины, м:

$$f_{сш} = \frac{D}{2} - r_c, \quad (6)$$

где r_c – статический радиус шины, м.

Зная прогиб шины, можно рассчитать площадь пятна контакта с опорой и динамический радиус шины в зависимости от ее конструктивных параметров, внутришинного давления и нагрузки на колесо.

Согласно определению динамический радиус колеса – это расстояние от центра колеса до опорной плоскости при движении колеса [9]. Это полностью справедливо для недеформируемой опорной поверхности. В теории трактора существует другое определение для динамического радиуса колеса как расстояния от оси вращения до равнодействующей горизонтальных сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью [3]. Для деформируемой опорной поверхности динамический радиус больше расстояния от оси вращения до недеформированной поверхности, и меньше расстояния от оси колеса до дна колеи. Поэтому динамический радиус приближенно

равен:

$$r_k = \frac{D}{2} - f_{ш} \quad (7)$$

Пятно контакта шины с опорным основанием представляет собой эллипс, контурная площадь [9] которого равна:

$$F_k = \frac{\pi}{4} \cdot a_k \cdot b_k, \quad (8)$$

где a_k, b_k – большая и малая полуоси эллипса, либо длина и ширина пятна контакта.

Статистический анализ результатов статических испытаний шин показал, что ширина пятна контакта и его длина могут быть определены по зависимостям [2, 3]:

$$a_k = c_3 \cdot \sqrt{D \cdot f_{ш} - f_{ш}^2}; \quad (9)$$

$$b_k = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R_{пр} \cdot f_{ш} - f_{ш}^2}. \quad (10)$$

где c_3 – коэффициент, зависящий от размеров и нормы слойности шины;

$R_{пр}$ – приведенный радиус поперечного сечения шины, м.

$$c_3 = \frac{20,5}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|}, \quad R_{пр} = \frac{b + H}{2,5}, \quad (11)$$

где H – высота профиля шины, м.

$$H = \frac{D - D_{п} \cdot 0,0254}{2}, \quad (12)$$

где $D_{п}$ – номинальный посадочный диаметр обода в дюймах.

Таким образом, математическая модель шин (1-12) в качестве исходных параметров имеет 9 величин. Это наружный диаметр колеса (D), ширина профиля шины (b), статический радиус (r_c), минимально допустимое давление в шине ($p_{ш.мин}$), максимально допустимая нагрузка при минимально допустимом давлении (Q_{pmin}), максимально допустимое давление в шине ($p_{ш.макс}$), максимально допустимая нагрузка при максимально допустимом давлении (Q_{pmax}), посадочный диаметр шины ($D_{п}$) и норма слойности (n_c). Все эти параметры можно найти в [8] для диагональных шин. Для радиальных шин норма слойности практически никогда не указывается ни в маркировке, ни в технической информации производителя на шину. Поскольку эксплуатационные показатели диагональных шин всегда на 3-6% ниже по сравнению с радиальными [10], то используются они либо на малых тракторах, либо для не сельскохозяйственного применения. С другой стороны шины одного и того же типоразмера у разных производителей отличаются не только жесткостными характеристиками, но и основными размерами. Поэтому в приведенной модели [2, 3] желательно использовать технические данные производителя конкретной шины. В связи с этим, математическая модель с использованием универсальной нагрузочной

характеристики шин, предложенной В. Л. Бидерманом, для радиальных шин как дюймовой, так и метрической серий затруднительна.

Ключом к решению этой задачи может быть использование такого показателя как контурная площадь пятна контакта с недеформируемым основанием [9]. Ряд производителей тракторных шин с рисунком протектора R-1, R-1W и R-2 таких как Michelin, Firestone, Trelleborg, Good Year (Titan) в технических данных указывают величину контурной площади пятна контакта. Контурная площадь пятна контакта измеряется при максимальном давлении в шине и максимальной нагрузке, соответствующей этому давлению для данных скоростного режима 30 км/ч [11]. Этот скоростной режим соответствует индексу скорости А6 для эксплуатации шины с большими крутящими моментами, то есть для сельскохозяйственного использования.

Для решения задачи введем несколько показателей. Коэффициент деформации шины:

$$\lambda_r = \frac{r_k}{r_c}, \quad (13)$$

где r_k – динамический радиус шины, определенный с учетом ее радиальной деформации;

r_c – статический радиус шины, оговоренный стандартом [8] или указанный в технических данных на шину.

Коэффициент нагрузки шины (%):

$$k_n = \frac{G_k}{Q_d} \cdot 100\%, \quad (14)$$

где G_k – радиальная нагрузка на шину;

Q_d – допускаемая нагрузка на шину при данном давлении.

Коэффициента площади пятна контакта:

$$\lambda_f = \frac{F_k}{F_n}, \quad (15)$$

где F_k – расчетная контурная площадь пятна контакта шины;

F_n – номинальная контурная площадь пятна контакта шины [9, 11].

Анализ результатов исследования. В качестве примера для идентификации был выбран популярный типоразмер тракторных шин 650/65 R38 нескольких мировых производителей (см. табл.1).

Таблица 1 – технические данные шины 650/65 R38 ведущих мировых производителей

D , м	b , м	r_c , м	Q_{pmax} , кг	$p_{ш. max}$, МПа	Q_{pmin} , кг	$p_{ш. min}$, МПа	F_n , см ²	n_c	Производитель
1,839	0,653	0,823	4130	0,16	2675	0,06	2903	8,3	Good Year
1,819	0,646	0,801	4740	0,16	2190	0,04	2923	6,0	Michelin
1,839	0,646	0,823	4745	0,16	2730	0,06	3096	9,0	Firestone

В результате идентификации шин при варьировании радиальной нагрузкой и внутришинным давлением получаем показатели (13-15) для выбранной шины (см. рис.1). Значения введенных коэффициентов равны 1 или 100 % на прямой 1 (рис.1),

соединяющей точки допускаемых нагрузок при соответствующем давлении воздуха в шине. В области **A**, выше линии **1**, шины перегружены ($k_{\pi} > 100$), динамический радиус меньше статического ($\lambda_r < 1$), расчетная контурная площадь пятна контакта больше номинальной ($\lambda_f > 1$). В области **B**, наоборот шины недогружены, динамический радиус больше статического, расчетная контурная площадь пятна контакта меньше номинальной.

Задача идентификации заключается в том, чтобы линии $\lambda_r = 1$, $k_{\pi} = 100$ и $\lambda_f = 1$ совпали с линией **1**. Для решения данной задачи необходимо воспользоваться методом подбора нормы слойности. Результаты идентификации (значения нормы слойности) для выбранных шин приведены в табл. Необходимо отметить, что норма слойности может быть любым дробным или целым числом.

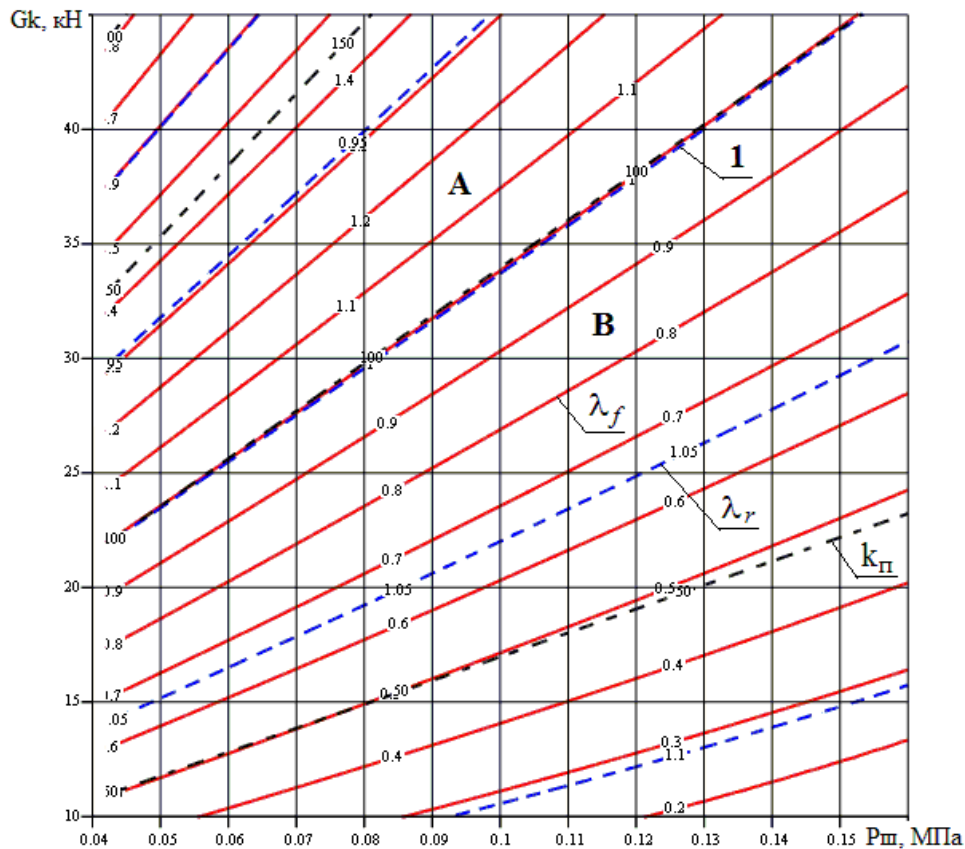


Рисунок 1– Показатели тректорной шины 650/65 R38 (Michelin) в зависимости от давления воздуха и радиальной нагрузки

В модели [2, 3] существенное влияние норма слойности оказывает на величину контурной площади пятна контакта. Поэтому при расчете тяговой эффективности тракторов с учетом радиальной нагрузки на шины и давления в них, изложенная методика позволяет корректно моделировать площадь пятна контакта с жестким основанием. Для перехода к моделированию пятна контакта шины с деформируемым основанием можно воспользоваться рекомендациями [12].

Выводы. Математическая модель тректорной шины, предложенная В. Л. Бидерманом [2, 3] наиболее полно отражает все физические взаимосвязи таких показателей, как физико-механические свойства шины, радиальная нагрузка, давление воздуха в шине, радиальная деформация шины и контурная площадь пятна контакта с жестким основанием.

Недостатком рассматриваемой модели [2, 3] является использование показателя нормы слойности, который указывается для диагональных шин, получивших ограниченное применение на сельскохозяйственных тракторах.

Альтернативным и более информативным показателем для модели [2, 3], а также идентификации шин может быть контурная площадь пятна контакта шины с жестким основанием, которая приведена в технической информации на шины мировых производителей таких, как Michelin, Firestone, Trelleborg, Good Year.

Список литературы: 1. Modelling of the wheel and tyre. Tyre and soil contact. Survey on tyre contact area and ground pressure models for studying the mobility of forest tractors / M. Saarilahti // University of Helsinki, Department of Forest Resource Management, 2002. – 43p. 2. Ксенович И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с. 3. Гуськов В.В. Тракторы: теория / Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 377 с. 4. ДСТУ ISO 4251-2:2003/ГОСТ ИСО 4251-2–2004 Шини (серії з маркуванням норми шарування) та ободи для сільськогосподарських тракторів і машин. Частина 2. Номінальна навантага на шини. 5. K. N. Brodbeck. Choosing the Right Tire: ASAE Distinguished Lecture # 28, pp. 1-13. Agricultural Equipment Technology Conference, 8-10 February 2004, Louisville, Kentucky USA. ASAE Publication Number 913C0204. 6. ДСТУ ISO 7867-1:2005/ГОСТ ИСО 7867-1-2005 Шини і ободи (метричні серії) для сільськогосподарських тракторів і машин. Частина 1. Позначки, розміри та маркування шин, відповідність шин і ободів. 7. ISO 4251-4:1992 Шини (серії з маркуванням норми шарування) та ободи для сільськогосподарських тракторів і машин. Частина 4. Класифікація і номенклатура шин. 8. ГОСТ 7463-2003 Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия. 9. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. 10. Mueller J., Treanor K. Performance of a four wheel drive tractor equipped with radial tires // American Society of Agricultural Engineers. 1986. Paper No 85-1048. 11. Michelin Agriculture and Compact Line Data Book. – 2013. – Режим доступа : www.michelinag.com. 12. ГОСТ 26953-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия на почву.

Bibliography (transliterated): 1. Modelling of the wheel and tyre. Tyre and soil contact. Survey on tyre contact area and ground pressure models for studying the mobility of forest tractors / M. Saarilahti . University of Helsinki, Department of Forest Resource Management, 2002. – 43p. 2. Ksenovich I.P. Hodovaja sistema – pochva – urozhaj / I.P. Ksenovich, V.A. Skotnikov, M.I. Ljasko. – Moscow: Agropromizdat, 1985. – 304 p. 3. Gus'kov V.V. Traktory: teoriya / Gus'kov V.V., Velevev N.N., Atamanov Ju.E. i dr.; pod obshh. red. V.V. Gus'kova. – Moscow: Mashinostroenie, 1988. – 377 p. 4. DSTU ISO 4251-2:2003/ GOST ISO 4251-2–2004 Shini (serii z markovannjam normi sharuvannja) ta obodi dlja sil'skogospodars'kih traktoriv i mashin. Chastina 2. Nominal'na navantaga na shini. 5. K. N. Brodbeck. Choosing the Right Tire: ASAE Distinguished Lecture # 28, pp. 1-13. Agricultural Equipment Technology Conference, 8-10 February 2004, Louisville, Kentucky USA. ASAE Publication Number 913C0204. 6. DSTU ISO 7867-1:2005/GOST ISO 7867-1-2005 Shini i obodi (metrichni serii) dlja sil'skogospodars'kih traktoriv i mashin. Chastina 1. Poznaki, rozmiri ta markovannja shin, vidpovidnist' shin i obodiv. 7. ISO 4251-4:1992 Shini (serii z markovannjam normi sharuvannja) ta obodi dlja sil'skogospodars'kih traktoriv i mashin. Chastina 4. Klasifikacija i nomenklatura shin. 8. GOST 7463-2003 Shiny pnevmaticheskie dlja traktorov i sel'skohozjajstvennyh mashin. Tehniceskie uslovija. 9. GOST 17697-72 Avtomobili. Kachenie kola. Terminy i opredelenija. 10. Mueller J., Treanor K. Performance of a four wheel drive tractor equipped with radial tires. American Society of Agricultural Engineers. 1986. Paper No 85-1048. 11. Michelin Agriculture and Compact Line Data Book. – 2013. – Rezhim dostupa : www.michelinag.com. 12. GOST 26953-86 Tehnika sel'skohozjajstvennaja mobil'naja. Metody opredelenija vozdejstvija na pochvu.

Надійшла (received) 01.02.2015

УДК 621.318

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д.т.н., профессор, НТУ «ХПИ»;

Щ. В. АРГУН, канд. техн. наук, ст. преподаватель, ХНАДУ, Харьков

ВОЗБУЖДАЕМЫЕ УСИЛИЯ В ИНСТРУМЕНТЕ С ПРЯМЫМ ПРОПУСКАНИЕМ ТОКА ДЛЯ РИХТОВКИ КУЗОВНЫХ ПАНЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Работа посвящена численным оценкам влияния ширины распределения токов в электродинамических инструментах, которые предназначены для рихтовки металлических обшивок автомобильных кузовов. Полученные оценки позволяют связать геометрию конструктивных составляющих инструмента с глубиной устраняемой вмятины в смысле эффективности силового воздействия. Данные оценки определяют рекомендации по выбору основных параметров электродинамического инструмента рихтовки для устранения вмятин соответствующего размера с кузовной панели автомобиля.

Ключевые слова: магнитно-импульсная рихтовка, электромагнитная сила притяжения, ремонтные технологии, удаление вмятин.

Введение. Как показывает практика, более 50% повреждений – это вмятины в зонах с затрудненным или полностью закрытым обратным доступом. Это различные корпусные элементы, фюзеляжи самолётов, двери, капоты, крыши, пороги, бамперы автомобилей и т.д. [1].

В этой связи особый интерес представляют устройства, позволяющие производить реставрацию повреждений (вмятин) на поверхности с внешней стороны без разборки корпуса или кузова. Данным требованиям отвечают магнитно-импульсные технологии притяжения тонкостенных металлов, разрабатываемые американскими и европейскими лидерами в области кузовного ремонта современных автомобилей [2–4].

Обзор литературы. Постановка задачи. Одним из способов магнитно-импульсного притяжения тонкостенных листовых металлов, который может быть положен основу создания эффективного электродинамического инструмента внешней рихтовки автомобильных кузовов, является способ «прямого пропускания тока» через обрабатываемый металл. Его привлекательность обусловлена простотой технической реализации и довольно высокими энергетическими показателями.

Следует отметить, что идея «прямого пропускания тока» для создания инструментов известна и эксплуатировалась практически со времен появления магнитно-импульсной обработки металлов [5]. Но для притяжения заданных участков тонкостенных металлов, конкретно для рихтовки вмятин в элементах автомобильных кузовов, использовать «прямое пропускание тока» через обрабатываемый объект впервые было предложено авторами публикации [6]. В дальнейшем данная идея получила своё развитие в работе [7], где в идеализации тонких линейных проводников выполнена оценка возможных сил притяжения.

Физическая сущность «прямого пропускания тока», трансформированная в конструкцию инструмента для рихтовки вмятин, состоит в следующем. Ток источника мощности [7, 8] поступает в специальный, так называемый «основной токопровод», выполненный в виде проводящей полосы, расположенной над вмятиной в обшивке автомобильного кузова. В простейшем случае источник мощности подключается к участку металла с вмятиной параллельно полосе «основного токопровода». Т.о., имеем

© Д. О. Волонцевич, Щ. В. Аргун, 2015

два проводника («основной токопровод» и металл с вмятиной) с однопроводными токами. В соответствии с законом Ампера они будут притягиваться друг к другу [9,10]. Если «основной токопровод» жёстко зафиксирован, металл вмятины будет притягиваться к его плоскости.

Силы взаимодействия между проводниками с токами в известных формулах для закона Ампера записаны для идеализации, когда эти проводники не имеют никаких поперечных размеров [6, 10]. Реально, в предложенной электродинамической системе «с прямым пропуском тока» взаимодействуют плоские проводники, имеющие в поперечном направлении конечную протяжённость.

Цель настоящей работы – численные оценки влияния поперечных размеров распределений токов на амплитуды возбуждаемых сил магнитно-импульсного притяжения в электродинамических инструментах рихтовки автомобилей.

Вычисления и результаты. Для получения расчётных соотношений воспользуемся моделью электродинамического инструмента рихтовки на рис. 1, где в поперечном сечении показаны два параллельных ленточных проводника с токами I_1 и I_2 . Направления токов не оговаривается. Они могут быть направлены одинаково или противоположно. В расчётных соотношениях этот факт приведёт лишь к изменению знака действующей силы. Напомним, что практически это означает либо притяжение, либо отталкивание.

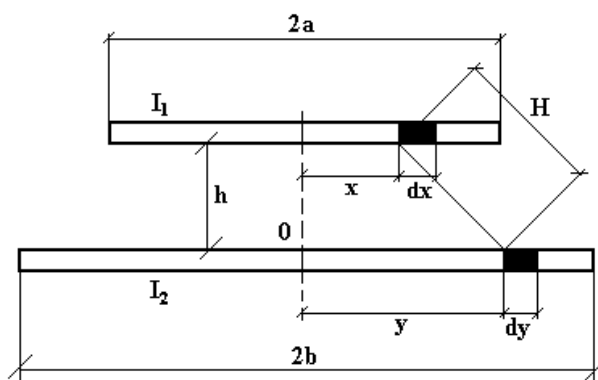


Рисунок 1 – Расчётная модель силового взаимодействия токов в плоских проводниках конечной ширины

В соответствии с чертежом, в каждом из ленточных проводников выделены элементы dx и dy . Расстояние между ними $H = \sqrt{(y-x)^2 + h^2}$.

Дифференциал силы взаимодействия по закону Ампера можно записать в виде [10]:

$$dF = \frac{\mu_0}{2\pi} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(a \cdot b)} \cdot l \cdot \frac{dx \cdot dy}{\sqrt{(y-x)^2 + h^2}}, \quad (1)$$

где l – длина проводников (в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа);
 b – ширина проводников;
 h – расстояние между ленточными проводниками.

Интегрируя выражение (1) по переменным $y \in [-b, b]$, $x \in [-a, a]$, находим, что

$$F = \frac{\mu_0}{2\pi} \cdot I_1 \cdot I_2 \cdot \frac{l}{h} \cdot G(a, b), \quad (2)$$

где $G(a, b) = \left(\frac{h}{4a \cdot b} \right) \int_{-a}^a \ln \left[\frac{\sqrt{(b-x)^2 + h^2} + (b-x)}{\sqrt{(b+x)^2 + h^2} - (b+x)} \right] dx.$

Достоверность полученной формулы легко проверить предельным переходом к идеализации, когда проводники не имеют поперечных размеров (закон Ампера для линейных токов, соответственно $a, b \rightarrow 0$).

Итак,

$$\begin{aligned} \lim_{a, b \rightarrow 0} G(a, b) &= \lim_{a, b \rightarrow 0} \left(\frac{h}{4a \cdot b} \right) \cdot \int_{-a}^a \ln \left[\frac{\sqrt{(b-x)^2 + h^2} + (b-x)}{\sqrt{(b+x)^2 + h^2} - (b+x)} \right] \cdot dx = \\ &= \lim_{a \rightarrow 0} \left(\frac{h}{4a \cdot b} \right) \cdot \ln \left[\frac{h+b}{h-b} \right] \cdot 2a = \lim_{a \rightarrow 0} \left(\frac{h}{4a \cdot b} \right) \cdot 2a \cdot \ln \left[1 + 2 \cdot \frac{b}{h} \right] = 1. \end{aligned}$$

С учётом данного результата формула (2) будет полностью совпадать с законом Ампера для идеализированных линейных проводников.

Прокомментируем выражение (2).

Полученный результат говорит о том, что силовое взаимодействие проводников будет снижаться с увеличением их ширины при постоянном расстоянии между ними или, что одно и то же, с увеличением расстояния между ними при постоянной ширине. Физически, это понятно. Силовое взаимодействие определяется напряжённостями действующих полей. Напряжённости – это плотности токов. С увеличением ширины проводников при одном и том же токе плотность его распределения падает, снижается и напряжённость, уменьшаются силы взаимодействия.

Количественно, это снижение определяется величиной функции $G(a, b)$. Для наглядности этого вывода на рис. 2 приведена графическая зависимость, иллюстрирующая падение амплитуд силового взаимодействия ленточных проводников одинаковой ширины ($a = b$), расположенных на различных расстояниях друг от друга (варьируется параметр (a/h) согласно рис.1).

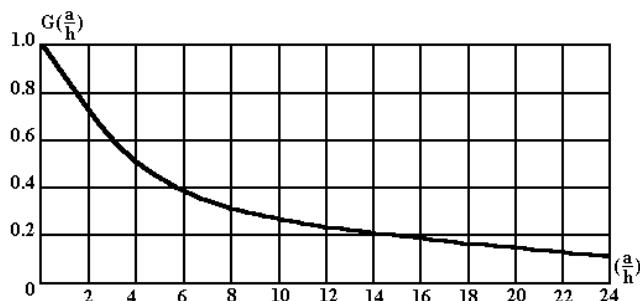


Рисунок 2 – Зависимость величины сил притяжения в относительных единицах (нормировка на максимум) от поперечного размера области взаимодействующих токов

Комментируя результаты вычислений, следует конкретизировать параметры a/h и $G(a/h)$ в смысле их связи с реальными условиями рихтовки вмятин в проводящих покрытиях автомобильных кузовов магнитно-импульсными инструментами «с прямым протеканием тока» через металл обрабатываемого объекта.

Первое. Реально, величина ширины проводящей ленты (a) соответствует условной ширине распределения протекающих токов. Один из них – это ток в «основном токопроводе», другой – в листовом металле с вмятиной. Реально, расстояние между проводниками с токами h соответствует глубине устраняемой вмятины. Т. о., отношение a/h определяет соотношение ширины распределения протекающих токов и глубины вмятины.

Параметр $G(a/h)$ определяет относительное изменение величины силового притяжения в функциональной зависимости от параметра a/h .

Как показали вычисления (графическая зависимость на рис. 2), геометрия системы, определяемая параметром a/h , оказывает существенное влияние на силовые показатели инструмента магнитно-импульсной рихтовки.

Наибольшая величина развиваемого усилия имеет место при $a/h \rightarrow 0$, $G(a/h) \rightarrow 1$. То есть, при достаточно малых поперечных размерах распределения протекающих токов, что соответствует идеализации взаимодействующих проводников «тонкими линейными проводами», при любой глубине рихтуемых вмятин сила притяжения – максимальна. Но уже при $a/h \approx 4$ имеем, что $G(a/h) \approx 0,5$. То есть, в инструменте рихтовки с фиксированной геометрией (фактически, это ширина «основного токопровода») при глубине вмятины, составляющей $\sim 25\%$ условной шириной токораспределения, амплитуда сил притяжения падает почти в 2 раза. Если же вмятина достаточно мелкая и $a/h \rightarrow 24$, развиваемое усилие падает почти на порядок относительно своего возможного максимума.

Выводы:

1. Выполнены численные оценки влияния ширины поперечных размеров распределений взаимодействующих токов на амплитуды возбуждаемых сил притяжения в электродинамических инструментах рихтовки автомобилей.

2. Показано, что силы притяжения падают с ростом условной ширины токораспределения. Их амплитуда снижается более, чем в два раза уже для соотношения $a/h=4$, где a – условная ширина токораспределения, h – глубина вмятины в реставрируемом тонкостенном металле.

3. Полученные оценки позволяют связать геометрию инструмента рихтовки с глубиной устраняемой вмятины в смысле эффективности силового воздействия, что определяет рекомендации по выбору основных параметров магнитно-импульсной системы «с прямым пропусканием тока» для устранения вмятин соответствующего размера.

Список літератури: 1. Синельников А. Ф. Кузова легковых автомобилей: обслуживание и ремонт / А. Ф. Синельников, Ю. Л. Штоль, С. А. Скрипников – М.: Транспорт, 1995. – 256 с. 2. Белый И. В. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов / Белый И. В., Фертик С. М., Хименко Л. Т. – Харьков : Вища школа, 1977. - 189 с. 3. Туренко А. Н. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Том 3. Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями / Туренко А. Н., Батыгин Ю. В., Гнатов А. В.; монография. – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 240 с. 4. Фізичні основи прогресивних магнітно-імпульсних технологій в виробництві та ремонті АТЗ: навч. посіб /

[Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов, Є. А. Чаплигин, Щ. В. Аргун та ін.]. – Х.: ХНАДУ, 2013 – 336 с. **5.** Батыгин Ю. В. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий / Ю. В. Батыгин, В. И. Лавинский, Л. Т. Хименко – Т. 1.; под ред. проф. Ю.В. Батыгина. – [2-е изд.] – Харьков: МОСТ-Торнадо, 2003. – 288 с. **6.** Батыгин Ю. В. Физические основы возможных направлений развития магнитно-импульсной обработки тонкостенных металлов / Ю. В. Батыгин, В. И. Лавинский, Л. Т. Хименко // Электротехника і електромеханіка. – 2004. – № 2. – С. 80–84. **7.** Бондаренко А. Ю. Внешняя рихтовка кузовов автотранспорта с помощью электродинамических систем при прямом пропускании импульсного тока / А. Ю. Бондаренко, В. Б. Финкельштейн, Т. В. Гаврилова // Вісник НТУ «ХПІ». – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 9 (1052). – С. 66 – 72. **8.** Аргун Щ. В. Особенности в работе источника мощности – генератора многократных токовых импульсов / Щ. В. Аргун // Электротехника і електромеханіка. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 2. – С. 48–51. **9.** Ландау Л. Д. Электродинамика сплошных сред / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – М. : Наука, 1982. – 620 с. **10.** Яворский Б. М. Справочник по физике / Б. М. Яворский, А. А. Детлаф – М: Наука. – 1968. – 939 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Sinelnikov A. F., Shtol Yu. L., Skripnikov S. A., Kuzova legkovyih avtomobiley: obsluzhivanie i remont [Car bodies: service and repair] Moskva, Transport, 1995, 256 p. **2.** Belyj I. V., Fertik S. M., Himenko L. T. Spravochnik po magnitno-impulsnoy obrabotke metallov [Directory of magnetic-pulse treatment of metals]. Kharkiv, Vishcha shkola, 1977, 189 p. **3.** Turenko A.N., Batygin Yu.V., Hnatov A.V. Impulsnyie magnitnyie polya dlya progressivnyih tehnologiy. Vol 3. Teoriia i eksperiment pritiiazheniia tonkostennykh metallov impul'snymi magnitnymi poliami [The pulse magnetic fields for advanced technologies. Volume 3. Theory and experiment of thin-walled metals attraction by the pulse magnetic fields]. Kharkov, KhNAHU, 2009. 240 p. **4.** Batygin Yu. V., Gnatov A. V., Chapligin E. A., Argun Sch. V. Fizichni osnovi progresivnih magnitno-impulsnih tehnologiy v virobnitstvi ta remonti ATZ [The physical basis of advanced magnetic pulse technology in the manufacture and repair of motor vehicle]. Kharkov, KhNAHU, 2013 – 336 p. **5.** Batygin Yu. V., Lavinskiy V. I., Himenko L. T. Impulsnyie magnitnyie polya dlya progressivnyih tehnologiy Vol 1 [The pulse magnetic fields for advanced technologies. Volume 1]. Kharkov, MOST-Tornado, 2003, 288 p. **6.** Batygin Yu. V., Lavinskiy V. I., Himenko L. T., Fizicheskie osnovy vozmozhnyih napravleniy razvitiya magnitno-impulsnoy obrabotki tonkostennyih metallov [Physical basis of the possible directions of magnetic-pulse processing of thin-walled metal]. Elektrotehnika i elektromekhanika – Electrical engineering & electromechanics, 2004, no.2, pp. 80-84. **7.** Bondarenko A. Yu., Finkelshteyn V. B., Gavrilova T. V. Vneshnyaya rihtovka kuzovov avtotransporta s pomoschyu elektrodinamicheskikh sistem pri pryamom propuskanii impulsnogo toka [External straightening bodies of vehicles using electrodynamic systems for direct transmission of the pulse current]. Visnik NTU «HPI», Kharkiv, 2014, no.9, Tem. vip. „Tehnika i elektrofizika visokih naprug, pp. 66–72. **8.** Argun Sch. V., Osobennosti v rabote istochnika moschnosti – generatora mnogokratnyih tokovyih impulsiv [Especially in the power source – the generator of multiple current pulses]. Elektrotehnika i elektromekhanika – Electrical engineering & electromechanics, 2013, no.2, pp. 48-51. **9.** Landau L. D., E. M. Lifshic Elektrodinamika sploshnyh sred [Electrodynamics of the continuous medium]. Moscow, Nauka, 1982, 620 p. **10.** Yavorskij B. M., Detlaf A. A. Spravochnik po fizike [Directory of a physics]. Moscow, Nauka, 1968, 939 p.

Надійшла (received) 13.01.2015

УДК 629.33:629.3.048.8

О. Я. НИКОНОВ, д-р техн. наук, проф., зав. каф. ХНАДУ, Харьков;
В. О. БАРАНОВА, аспирант ХНАДУ

ПОСТРОЕНИЕ АРХИТЕКТУРЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНОГО ГОЛОВНОГО СВЕТА АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ ИНТЕРНЕТ-ТЕХНОЛОГИЙ

Современные высокотехнологичные фары автомобилей существенно повышают уровень дорожной безопасности. Адаптивная система переднего освещения становится все более популярной сегодня. При моделировании системы управления автовыравнивания очень важно обеспечить ее функциональность и сравнить реальный выход системы. В данной статье рассмотрены составляющие компоненты интеллектуальной системы переднего освещения автомобиля и разработана архитектура системы на основе интернет-технологий.

Ключевые слова: интеллектуальная система управления, фары, автомобиль, дорога, адаптивная система переднего освещения.

Введение. Современный автомобиль является сложной мехатронной системой. Особенно бурное развитие в последнее время получили автомобильные интеллектуальные информационно-управляющие системы, в том числе и интеллектуальные системы адаптивного головного света автомобиля. Эти системы позволяют: оптимизировать свет фар не только на автомобильную динамику рулевого управления и подсветки, но и окружающие погодные условия и видимость; улучшить визуальные условия, которые способствуют уверенности водителя, а также сократить время реакции водителя.

Это все должно способствовать улучшению безопасности дорожного движения и комфорта при движении, а также повысить уровень «социализации» автомобиля, как части единого информационно-коммуникационного пространства [1,2].

Анализ основных достижений и литературы. Проблема интеллектуализации системы адаптивного головного света автомобиля тщательно рассмотрена в исследованиях многих известных ученых (Wen-Liang Wang, Yuan Chang Liou, Jin Wang, Tomasz Targosinski), направленных на развитие и усовершенствование адаптивной системы переднего освещения. Так, например, в своих работах Chia-Tseng Chen представил структурную диаграмму, которая показывает функцию для применения интегрированного изображения впереди транспортного средства, дорогу, а также успешно оценивает положение предыдущего автомобиля, показывает полосу дороги и шаблон элемента управления фары [3-4]. В разработках профессора Anamaria Hariton представлено работу адаптивной системы переднего освещения путем его моделирования и обмена данными по сообщениям, проходящих через сеть бортовых контроллеров (CAN).

Одной из первых светотехнических систем помощи водителю автомобиля было создание динамического адаптивного освещения, внедренного в 2003 году. В этой системе модули освещения поворачиваются в зависимости от угла поворота рулевого колеса. Благодаря этому почти вдвое увеличивается область видимости на поворотах.

Модернизация динамического адаптивного освещения представляет собой система адаптивного головного освещения. Здесь наряду с углом поворота рулевого колеса в качестве параметра для освещения дороги используется и скорость движения.

© О. Я. Никонов, В. О. Баранова, 2015

На основании этих индивидуальных данных автомобиля при помощи валика модуля VarioX могут создаваться различные варианты освещения, например, для движения в городе или по проселочной дороге, при плохой погоде или по автостраде [5].

Еще один шаг вперед позволяет совершить разработка адаптивной светотеневой границы. При этом для создания распределения света используются данные из окружения автомобиля. Камера распознает встречные и впереди идущие автомобили и при помощи шагового двигателя валик модуля VarioX в течение миллисекунд поворачивается в нужное положение. Таким образом, световой конус всегда заканчивается непосредственно перед встречными или позади впереди идущих автомобилей.

Если водитель продолжительное время движется с дальним светом фар, а камера обнаруживает других участников движения на дороге, то система автоматически исключает их из распределения дальнего света.

Постановка проблемы. Безопасность дорожного движения является вопросом национальной важности, учитывая ее масштабы и серьезность, а также вытекающие из этого негативные последствия для экономики, здоровья населения и общего благосостояния участников дорожного движения.

Автомобильные адаптивные системы освещения могут помочь повысить опыт вождения для владельцев автомобилей, при одновременном повышении безопасности для всех пользователей дороги, в том числе пешеходов и водителей других автомобилей.

Адаптивная система переднего освещения (АСПО) включает в себя некоторые дополнительные функции, что позволяет расширить функциональность переднего освещения для современных автомобилей. Они включают в себя необходимость обращения к рулю, тем самым улучшая видимость дороги впереди и при поворотах. Кроме того, позиция фар может быть регулируемой в вертикальной плоскости, что является важным аспектом во время торможения или на перекрестках.

Такие расширенные возможности являются важными как для покупателей автомобилей, так и для законодательства, и первоначально обеспечивают дополнительную возможность для производителей транспортных средств, чтобы различить их продукцию от продукции конкурентов [6].

Постановка задачи. Современный автомобиль должен иметь такую компьютерную систему, которая на основе механизма адаптации и самообучения в автоматическом режиме учитывает постоянные изменения среды движения транспортного средства, оценивает первоначальные характеристики и обобщает полученную информацию и обеспечивает оптимальное освещение дороги.

Объектом исследования выступает процесс интеллектуализации автомобиля. Предметом исследования является информационная технология, а именно ее информационно-коммуникационная часть, которая обеспечивает освещение дороги впереди.

Работа направлена на повышение информативности участников дорожного движения.

Архитектура адаптивной системы переднего освещения. Светотехническое оборудование в автомобилях становится все более комплексными. Всё больше появляется систем, которые осуществляют коммуникацию между собой через бортовую сеть. Освещение все больше становится электронным, и вследствие этого возрастают требования и к станциям технического обслуживания.

Фары автомобиля имеют первостепенную задачу оптимально освещать дорожное полотно, чтобы обеспечить безопасное движение. Тем самым фары, включая и их источники света, являются важными деталями, обеспечивающие безопасность автомобиля, для применения которых требуется официальное разрешение и на которых не допускаются неразрешенные манипуляции. Вид и место установки функций освещения в автомобиле, а также их конструкция, источники света, цвета и светотехнические параметры регламентируются законодательством.

Адаптивные фары не только поворачиваются, они ещё оберегают водителей встречного транспорта. Дело в том, что как только датчики видят встречный автомобиль, электроника уменьшает дальность светового луча левой фары (правой – в странах с левосторонним движением), чтобы не слепить водителя, таким образом, освобождая водителя от постоянного переключения между дальним и ближним светом. Ещё одна интересная особенность АСПО заключается в том, что некоторые производители считают: чем выше скорость, тем дальше светят фары, но ширина луча уменьшается; и чем медленнее движется автомобиль, тем более широкую зону (дорогу и обочины) освещают фары [7, 8].

По сравнению с этим, автомобильной фирме «Ауди» удалось пойти ещё дальше и разработать то, что ещё несколько лет назад можно было посчитать недостижимым: инженеры компании смогли синхронизировать работу навигационной системы, фронтальной камеры и фар.

Это выглядит примерно так: электроника, отвечающая за фары, получает сигнал от камеры и автомобильной навигационной системы, уже знающей, в какой точке карты находится машина, и заблаговременно подготавливает фары для поворота в нужную сторону. Такой системе поворотный механизм, как у АСПО, не нужен, что исключает сбой в работе.

В настоящее время такая технология используется только на диодных фарах, в данной работе будет уделяться внимание исключительно ксеноновым фарам.

Возвращаясь к вопросам, связанными со стандартной АСПО, важно отметить, что, к сожалению, система «умного» освещения не устанавливается в базовой комплектации даже на модели премиум-сегмента (не берём в расчёт марки типа Bentley, Rollce-Royce, Maserati). Максимальный угол, на который поворачиваются фары, варьируется от 15 до 25 градусов. Причём обычно поворачивается ближняя к повороту фара (если поворачивать направо, то и правая фара повернётся вслед, а левая останется неподвижной). В результате этого, площадь участка дороги, который удаётся осветить, заметно вырастает.

В настоящей статье рассматривается работа интеллектуальной системы освещения, имитируя сигналы через CAN-шину автомобиля. На рисунке 1 показана разработанная авторами архитектура адаптивной системы переднего освещения. Сигналы, полученные с датчиков, поступают в электронный блок управления. На этом уровне сигналы декодируются и обрабатываются в порядке, который должен использоваться другими электронными блоками.

Функциональность АСПО включает в себя сбор информации от трех датчиков: датчика скорости автомобиля, датчика угла поворота рулевого колеса и датчика, который измеряет скорость рыскания.

В дополнении к этим трем входам, электронный блок управления АСПО получает два других сигнала от панели приборов электронного блока управления, а именно сигнал активации интеллектуальных фар и сигнал, который обеспечивает контакт и в нашем случае и сигнал с транспортного портала [9, 10].



Рисунок 1 – Архитектура адаптивной системы переднего освещения

Выводы. Предложено за счет движения рулевого колеса и с помощью архитектуры АСПО с соответствующим программным обеспечением осуществлять поворот луча света фар. Введение транспортного портала и GPS-системы существенно облегчают работу всей интеллектуальной системы адаптивного освещения. Транспортный портал позволяет улучшить адаптивную систему переднего освещения за счет того, что на бортовой компьютер заблаговременно будет передаваться информация о ближайших поворотах и перекрестках.

Список литературы: 1. Ніконов О. Я. Перспективи розвитку новітніх технологій адаптивного головного світла автомобіля / О. Я. Ніконов, В. О. Баранова // Збірник наукових праць «Системи обробки інформації». – Х. : Харківський університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба. – 2014. – Вип. 8(124). – С. 13–18. 2. Баранова В. О. Разработка функциональной и структурной схем интеллектуальной системы управления адаптивного головного света автомобиля / В. О. Баранова // Збірник наукових праць «Харківського університету Повітряних Сил». – Х. : Харківський

університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба – 2014. – Вип. 4(41). – С. 69–72.

3. Волков В. П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем / В. П. Волков, В. П. Матейчик [и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – 400 с.

4. Алексієв О. В.. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / О. В. Алексієв, О. П. Алексієв, О. Я. Ніконов – Харків: ХНАДУ, 2011. – 212 с.

5. Костюк В. И. Оптимальное по расходу топлива управление ориентацией космического летательного аппарата. Адаптивні системи автоматичного управління / В. И. Костюк, А. А. Стенин, О. И. Лисовиченко. – Дніпропетровськ : Системні технології. – 2001. – С. 7–13.

6. Демченко О. Ф. Вопросы теории эксплуатации автоматизированных транспортных систем управления / О. Ф. Демченко, Л. А. Исаев [и др.]. – Харьков : ХВУ, 2000. – 266 с.

7. Банашак З. А. Реалізація концепції розподіленого керування з самосинхронізацією потоків транспортних засобів ГВС. Адаптивні системи автоматичного управління / З. А. Банашак // – Дніпропетровськ : Системні технології. – 2001. – С. 88–105.

8. Алексієв В. О. Мехатроніка транспортних засобів та систем. / В. О. Алексієв, В. П. Волков, В. І. Калмиков. – Х. : ХНАДУ, 2004. – 176 с.

9. Алексієв В. О. Управління розвитком транспортних систем: Автоматика, телематика, мехатроніка на автомобільному транспорті / В. О. Алексієв. – Харків : ХНАДУ, 2008. – 268 с.

10. Алексієв В. О. Інтерактивний моніторинг автомобільних доріг / В. О. Алексієв, О. П. Алексієв, А. А. Видмиш [та ін.]. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 140 с.

Bibliography (transliterated): 1. Nikonov, O. Ya., V. O. Baranova. “Perspektyvy rozvytku novitnikh tekhnolohiy adaptivnoho holovnoho svitla avtomobilya.” Zbirnyk naukovykh prats' «Systemy obrobky informatsiyi» Kh.: Kharkivs'kyi universytet Povitryanykh Syl imeni Ivana Kozheduba. No. 124.8. 2014. 13–18. Print. 2. Baranova V. O. “Razrabotka funktsional'noj i strukturnoj shem intelektual'noj sistemy upravlenija adaptivnogo golovnoho sveta avtomobilja.” Zbirnyk naukovykh prats' «Kharkivs'koho universytetu Povitryanykh Syl» Kh.: Kharkivs'kyi universytet Povitryanykh Syl imeni Ivana Kozheduba. No. 41.4. 2014. 69–72. Print. 3. Volkov V.P., et al. Integracija tehniczeskoj jekspluatacii avtomobilej v struktury i processy intelektual'nyh transportnyh sistem. Har'kov: Izd-vo HNADU, 2013. Print. 4. Alekciyev O. P. Mekhatronika, telematyka, synerhetyka u transportnykh dodatках. – Kharkiv: KhNADU, 2011. 5. Kostjuk V. I., A. A. Stenin, O. I. Lisovichenko “Optimal'noe po rashodu topliva upravlenie orientaciej kosmicheskogo letatel'nogo apparata.” Adaptivni systemy avtomatychnoho upravlinnya. – Dnipropetrovs'k: Systemni tekhnolohiyi. 2001. 7–13. Print. 6. Demchenko O. F., et al. Voprosy teorii jekspluatacii avtomatizirovannyh transportnyh sistem upravlenija. Khar'kov: HVU, 2000. Print. 7. Banashak Z. A., O. Y. Lisovichenko, H. M Tkach, H. S. Yampol's'kyi “Realizatsiya kontseptsii rozpodilenoho keruvannya z samosynkhronizatsiyeyu potokiv transportnykh zasobiv HVS.” Adaptivni systemy avtomatychnoho upravlinnya. – Dnipropetrovs'k: Systemni tekhnolohiyi. 2001. 88–105. Print. 8. Alekciyev V. O., et al. Mexatronika transportny'x zasobiv ta sy'stem. – Kharkiv: KHNADU, 2004. 9. Alekciyev V. O. Upravlinnya rozvy'tkom transportny'x sy'stem: avtomaty'ka, telematy'ka, mexatronika na avtomobil'nomu transporti. – Kharkiv: KHNADU, 2008. 10. Alekciyev V. O., et al. Interakty'vny'j monitoring avtomobil'ny'x dorig. – Kharkiv: KHNADU, 2012.

Надійшла (received) 28.01.2015

УДК 629.33-585.862:621.789

І. М. БОГАТЧУК, канд. техн. наук, с.н.с., доц., ІФНТУНГ, Івано-Франківськ;
І. Б. ПРУНЬКО, канд. техн. наук, доц., ІФНТУНГ

РЕСТАВРАЦІЯ ПОВЕРХОНЬ ШИПІВ ХРЕСТОВИН КАРДАННИХ ВАЛІВ АВТОМОБІЛІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО НАРОЩУВАННЯ

Обґрунтовано доцільність використання електроіскрового нарощування для відновлення розмірних параметрів і експлуатаційних властивостей шипів хрестовин карданних валів. Розроблено оправку для мікроскопічних досліджень шару, отриманого методом електроіскрового нарощування на циліндричну поверхню. Проведено замірювання твердості отриманого шару і зроблено висновки щодо експлуатаційних властивостей реставрованої поверхні.

Запропоновано спосіб відновлення і зміцнення зношених робочих поверхонь шипів хрестовин карданних валів, придатний для застосування в умовах авторемонтних майстерень підприємств нафтогазового технологічного транспорту.

Ключові слова: хрестовина, карданний вал, обробка, електроіскрове нарощування, відновлення.

Вступ. Підприємства нафтогазового технологічного транспорту експлуатують різноманітну спецтехніку на шасі автомобілів. Характерною для даних підприємств є велика різноманітність використовуваних марок автомобілів, а також різний термін експлуатації зазначених автотранспортних засобів.

Багато автомобілів нафтогазових підприємств нашого регіону були випущені ще в 90-ті роки минулого століття. Деякі моделі уже зняті з виробництва, тому питання забезпечення запасними частинами для ремонту є актуальним. Ремонтні майстерні нафтогазового технологічного транспорту не завжди оснащені сучасним технологічним обладнанням та забезпечені кадрами відповідної кваліфікації. Актуальним є підбір технологічних процесів реставрації деталей в умовах цих майстерень з точки зору їх простоти, дешевизни та продуктивності.

Необхідно використовувати такі процеси реставрації автомобільних деталей, які б не вимагали високої кваліфікації ремонтних робітників, одночасно забезпечуючи високу якість виконаної роботи.

Аналіз основних досягнень і літератури. Однією з відповідальних деталей є хрестовини карданних валів. Хрестовини карданних валів виготовляють зі сталі 20Х, сталі 20ХГНТР, сталі 18ХГТ та ін.[1]. Їх піддають цементації на глибину 0,7 – 1,9 мм (для різних моделей автомобілів), гартуванню і відпуску до твердості HRC₃ 56 – 65.

Згідно статистичних даних одним з основних дефектів хрестовин є знос шипів [1].

У технічній літературі пропонується наступні способи відновлення розмірних параметрів спрацьованих циліндричних поверхонь шипів хрестовин карданних валів: наплавка, хромуванням, постановка втулки з наступною обробкою під номінальний розмір [1].

Кожен з даних методів має свої переваги та недоліки.

Так наплавка спричиняє нагрів хрестовини по всьому об'єму, що, в свою чергу, може спричинити негативні зміни структури матеріалу деталі. Крім того після наплавки необхідно проводити додаткову механічну та термічну обробку. Це призводить до здорожчання процесу відновлення.

Хромування використовують, як правило, для відновлення шипів хрестовин карданного валу автомобілів ЗиЛ, які виготовляються зі сталі 20ХГНТР [2]. Недоліком

© І. М. Богатчук, І. Б. Прунько, 2015

даного способу є те, що необхідно здійснювати попередню механічну або хімічну обробку поверхні деталей, з метою отримання пористої поверхі, оскільки гладка хромована поверхня погано утримує змазку, що негативно відбивається на експлуатаційних властивостях деталей, які працюють в умовах граничного тертя.

Відновлення розмірних параметрів шипа хрестовини постановкою ремонтної втулки також не є зовсім доцільним для умов майстерень нафтогазового технологічного транспорту, оскільки вимагає наявності відповідних матеріалів та технологічного обладнання для здійснення даної операції, а також наступної механічної та термічної обробки.

Отже, пошук технології ефективного відновлення і зміцнення робочих поверхонь шипів хрестовини карданного валу залишається актуальним завданням.

Мета досліджень. Запропонувати спосіб відновлення і зміцнення зношених робочих поверхонь шипів хрестовин карданних валів, придатний для застосування в умовах авторемонтних майстерень підприємств нафтогазового технологічного транспорту.

Матеріали досліджень. Номінальні і ремонтні розміри циліндричних поверхонь шипів хрестовини карданних валів наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Розміри діаметру шипів хрестовини [1, 2]

№деталі за каталогом	Марка автомобіля	Матеріал деталі	Позначення на ескізі	Назва дефекту	Спосіб установки дефекту і вимірювальні інструменти	Розміри, мм		
						Номінальний	Допустимий без ремонту	Допустимий для ремонту
51-2201030A	ГАЗ-51	Сталь 20Х	2	Знос шипів	Скоба 21,97 мм або мікрометр 0-25 мм	$22_{-0,014}$	21,97	Менше 21,97
150В-2201030	ЗІЛ	20ХГНТР	2	Знос шипів	Скоба 24,95 мм або мікрометр 0-25 мм	$25_{-0,02}^{-0,04}$	24,95	-
400-2201025	МАЗ	Сталь 18ХГТ	2	Знос шипів	Скоба 33,62мм або мікрометр 25-50 мм	$33,65_{-0,015}^{-0,030}$	33,62	Менше 33,62
5320-3422039	КамАЗ	Сталь 20Х	2	Знос шипів	Скоба 33,60мм або мікрометр 25-50 мм	33,62	33,60	Менше 33,60

Ми маємо справу з досить малими величинами допустимого зносу.

Для відновлення розмірних параметрів при такому зносі більш ніж придатним є метод електроіскрового нарощування і зміцнення (легування).

Опис процесу. Процес електроіскрового нарощування заснований на використанні енергії електричного імпульсного розряду, що проходить між електродами і спричиняє направлену ерозію матеріалу, в основному анода. Ефективність даного процесу визначається співвідношенням об'єму руйнування анода і катода, тобто ерозійною стійкістю матеріалу [3]. За допомогою електроерозії досягаються два ефекти: змінюються розмірні параметри оброблюваних деталей і проходить одночасне легування їх оброблюваних поверхонь.

В процесі електроіскрового нарощування вібруючим електродом іскровий розряд виникає між двома електродами, до яких підводиться постійний струм ($10 \div 200$ В) при силі струму від 0,2 до 150 А. При цьому з поверхні катода (деталі) при досягненні енергії, еквівалентної роботі виходу, починають вилітати електрони. Електрони, рухаючись до анода, прискорюються в міжелектродному просторі, іонізують повітря, в результаті зростає кількість іонів і електронів в міжелектродному проміжку і виникає іскровий розряд. При бомбардуванні анода електронами відбувається вибивання іонів анода (матеріалу анода), які рухаючись до катода, осідають на ньому [3, 4, 5].

Таким чином, поверхня анода руйнується (електрична ерозія), а на поверхні катода утворюється покриття. Оскільки іони летять в атмосфері повітря, то утворюються нітриди та оксиди. При цьому зміцнений шар комплексно легується іонами матеріалу анода, азотом та киснем. Як відомо, при іскровому розряді виникають локальні температурні спалахи у зміцненому шарі які можуть утворювати структури загартування.

Використовуються електроди, виготовлені з графіту, ферохрому, алюмінію, білого чавуну, твердого сплаву T15K6 і феробору або ж з інших струмопровідних матеріалів, щоб забезпечити отримання зміцненої поверхні з наперед заданими властивостями.

Використане обладнання. Для відновлення поверхні шипа використали промислове устаткування “Элитрон – 24А” для електроіскрового легування [6] (див. рис. 1).

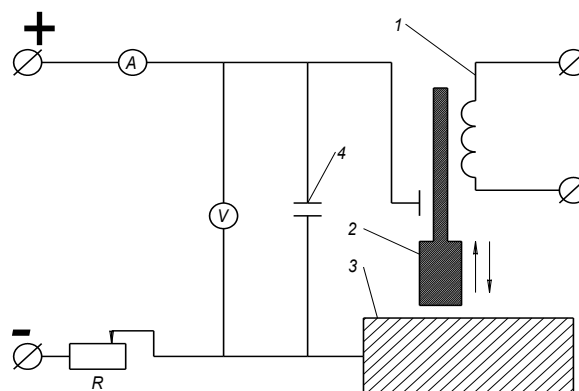


Рисунок 1 – Принципова схема електроіскрової установки “Элитрон -24А”:

1 – вібратор; 2 – електрод (анод); 3 – деталь (катод);
4 – конденсаторна батарея.

Для отримання рівномірного покриття на шипі, його закріплювали в кулачках, а вібратор – на супорті токарно-гвинторізного верстату. Для забезпечення високої продуктивності нанесення покриття користувалися наступними режимами роботи верстата: частота обертання шпинделя $n = 0,75 \text{ с}^{-1}$, подача $s = 0,455 \text{ мм/об}$ (див. рис. 2).



Рисунок 2 – Процес нанесення покриття електроіскровим методом на шип хрестовини карданного валу.

За електроди для електроіскрового нарощування і зміцнення шипа, виготовленого зі сталі 45, використали твердосплавні пластинки Т15К6 та ВК8. Поверхню шипа нарощували в 4 проходи з використанням різної потужності розряду.

Перевага даних матеріалів полягає в тому, що вони не тільки дають можливість отримати бажані характеристики оброблених поверхонь, але також відзначаються відносно низькою собівартістю і доступністю. Останній факт є особливо важливим для умов невеликих ремонтних майстерень НГТТ. Так, наприклад, в якості електродів можна використовувати навіть стандартні твердосплавні пластинки, якими оснащуються різці, і які, безумовно, є в наявності в будь-якій механічній майстерні.

Оскільки в процесі електроіскрового легування отримується досить тонкий нанесений шар, то для подальшого його вивчення і металографічного аналізу необхідно виготовляти косий шліф. Було запропоновано конструкцію зразкотримача, який дає можливість отримувати такий шліф, у випадку циліндричної бокової поверхні деталі (див. рис. 3).



Рисунок 3 – Зразкотримач для виготовлення шліфа.

Для травлення структури використали 3%-ний спиртовий розчин HNO_3 згідно [7]. Металографічний аналіз шліфів провели на оптичному мікроскопі Neofot 21. Мікротвердість (за ваги 20 гр) заміряли в 10...15 точках і визначали середнє значення.

Крім того нами замірялася шорсткість поверхонь шипа, оброблених електроіскровим нарощуванням з використанням приладу «Zutronic».

Результати досліджень. Типова структура нарощеного на поверхню шипа шару, отримана за використання як анод твердих сплавів BK8 та T15K6, показана на рис. 3. Товщина нарощеного шару на поверхні штока (світла смужка на рис. 2) становила 300 мкм. Цей шар практично не підлягає травленню, що свідчить про значну концентрацію в ньому елементів легування.

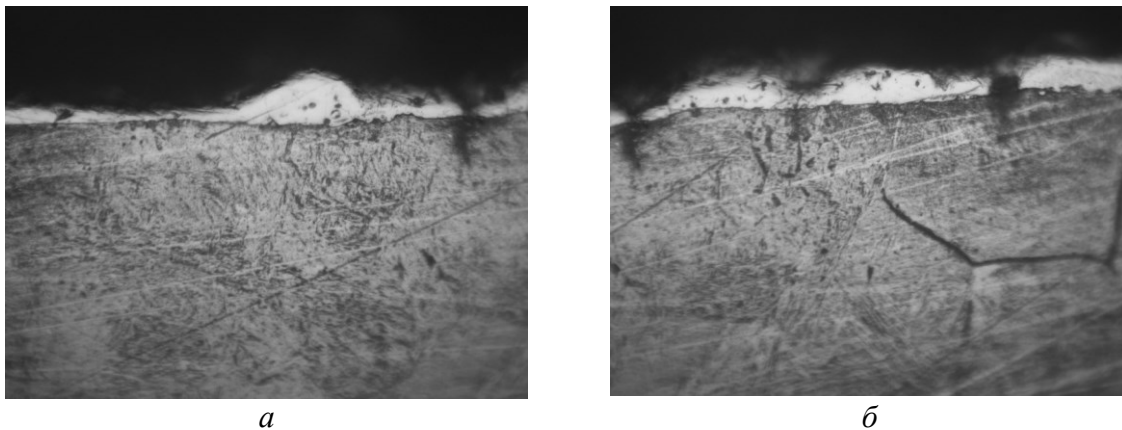


Рисунок 2 – Типові мікроструктури зміцненого поверхневого шару шипа зі сталі 45, отримані за використання як анод твердих сплавів *a* – BK8; *б* – T15K6.

Мікротвердість отриманого шару становила близько 10 ГПа.

Мікротвердість основного металу (сталь 20Х) безпосередньо під наплавленим шаром становила 1600...1900 МПа, що характерно для фериту як складової сталей з ферит-перлітною структурою [8].

Середньоарифметичне відхилення профілю не перевищувало 20 мкм, що забезпечило високу якість оброблюваної поверхні (5 – 6 клас) [9, 10].

Висновки. На основі проведених досліджень структури нарощених шарів, отриманих за використання різних режимів електроіскрового оброблення, виявлено, що за використання електродів T15K6 та BK8 максимальна товщина шарів становила 300 мкм, їх мікротвердість близько 10 ГПа, одержали їх за енергії одиничного імпульсу 0,42 та 0,75 Дж та частоти вібрації інструменту 250 ± 50 та 125 ± 25 Гц відповідно. Саме ці режими обробки є найбільш оптимальними для відновлення зношених робочих поверхонь шипів хрестовин карданних валів.

Оскільки електроіскрова обробка не спричиняє нагріву значних об'ємів металу основної деталі, тому не виникають її деформації та зміна структури основного металу.

Наявність мікропор на зовнішній поверхні обробленої деталі сприяє кращому утриманню мастила, а відповідно покращує трибологічні властивості поверхні.

Враховуючи також простоту використаного для електроіскрової обробки обладнання, цей спосіб реставрації може бути рекомендований для застосування в авторемонтних майстернях.

Список літератури: 1. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: [підручник]: [у 3 кн.] / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець. – К.: Вища шк., 1994. – Кн. 3: Ремонт автотранспортних засобів. – 1994 – 599 с. 2. Автомобили ЗИЛ. Техническое обслуживание и ремонт ЗИЛ-157К, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131. Часть 1. [Зарубин А.Г., Зубарев А.А., Семенов П.Л., Хмелин Б.Ф.]. – М.: Транспорт, – 1971. – 367 с. 3. Лазаренко Б.Р., Лазаренко Н.И. Современный уровень развития электроискровой обработки металлов / Б.Р. Лазаренко, Н.И. Лазаренко // Электроискровая обработка металлов. – 1957. – № 1. – С. 9 – 37. 4. Лазаренко Н.И. Электроискровое легирование металлических поверхностей / Н.И. Лазаренко, Б.Р. Лазаренко // Электроискровая обработка металлов. – 1977. – № 3. – С. 12 – 16. 5. Размерная электрическая обработка металлов / [Артамонов Б.А., Вишинский А.Л., Волков В.С., Глазков А.В.]. – М.: Высшая школа, 1978. – 559 с. 6. Установка “Элитрон - 24А”: Паспорт. – Кишинев: Академия наук МССР, 1989. – 21с. 7. Черток Б.Е. Лабораторные работы по технологии металлов / Б.Е. Черток. – М.: Машгиз, 1961 – 183 с. 8. Полевой С.Н. Упрочнение металлов: [справочник] / С.Н. Полевой, В.Д. Евдокимов – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с. 9. І. Прунько Відновлення зношених поверхонь штоків нафтопромислових насосів електроискровим наросуванням і зміцненням / Прунько І., Богатчук Ю., Марков А. // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / [Під заг. ред. В.В. Панасюка]. – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України, 2009. – С.569 – 574. 10. І.Б. Прунько Структура і залишкові напруження в поверхневому шарі сталі 45 після електроискрового оброблення електродами зі сплавів Т15К6 та ВК8 / І.Б. Прунько, Ю.І. Богатчук, М.М. Студент // Наукові нотатки. – Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2009. – С.255 – 260.

Bibliography (transliterated): 1. Kanarchuk V. Ye. Osnovy` texnichnogo obslugovuvannya i remontu avtomobiliv: [pidruchny`k]: [u 3 kn.] / V. Ye. Kanarchuk, O. A. Ludchenko, A. D. Chy`gy`ry`necz`. – Kyiv.: Vy`shha shk., 1994. – Kn. 3: Remont avtotransportny`x zasobiv. – 1994 – 599 p. 2. Avtomoby`ly` ZY`L. Texny`cheskoe obsluzhy`vany`e y` remont ZY`L-157K, ZY`L-130, ZY`L-131. Chast` 1. [Zaruby`n A.G., Zubarev A.A., Semenov P.L., Xmely`n B.F.]. – Moscow: Transport, – 1971. – 367 p. 3. Lazarenko B.R., Lazarenko N.Y`. Sovremennj uroven` razvy`ty`ya lektroy`skrovoj obrabotky` metallo`v / B.R. Lazarenko, N.Y`. Lazarenko . Elektroy`skrovaya obrabotka metallo`v. – 1957. – # 1. – P. 9 – 37. 4. Lazarenko N.Y`. Elektroy`skrovoe legy`rovany`e metally`chesky`x poverxnostej / N.Y`. Lazarenko, B.R. Lazarenko . Elektroy`skrovaya obrabotka metallo`v. – 1977. – # 3. – P. 12 – 16. 5. Razmernaya elektry`cheskaya obrabotka metallo`v / [Artamonov B.A., Vy`shny`czky`j A.L., Volkov V.S., Glazkov A.V.]. – Moscow: Visshaya shkola, 1978. – 559 p. 6. Ustanovka “Ely`tron-24A”: Paspord. – Ky`shy`nev: Akademy`ya nauk MSSR, 1989. – 21p. 7. Chertok B.E. Laboratornue rabotu po texnologiy`y` metallo`v / B.E. Chertok. – Moscow: Mashgy`z, 1961 – 183 p. 8. Polevoj S.N. Uprochneny`e metallo`v: [spravochny`k] / S.N. Polevoj, V.D. Evdoky`mov – Moscow: Mashy`nostroeny`e, 1986. – 320 p. 9. I. Prun`ko Vidnovlennya znosheny`x poverxon` shtokiv naftopromy`slovy`x nasosiv elektroiskrovy`m naroshhuvannyam i zmicznennyam / Prun`ko I., Bogatchuk Yu., Markov A. Mexanika rujnuvannya materialiv i micznist` konstrukcij / [Pid zag. red. V.V. Panasyuka]. – L`viv: Fyzy`ko-mexanichny`j insty`tut im. G.V.Karpenka NAN Ukrayiny`, 2009. – P. 569 – 574. 10. I.B. Prun`ko Struktura i zaly`shkovi napruzhennya v poverxnevomu shari stali 45 pislya elektroiskrovogo obroblennya elektrodamy` zi splaviv T15K6 ta VK8 / I.B. Prun`ko, Yu.I. Bogatchuk, M.M. Student. Naukovi notatky`. – Lucz`k: Lucz`ky`j nacional`ny`j texnichny`j universy`tet, 2009. – P.255 – 260.

Надійшла (received) 28.01.2015

УДК 629.083:621- 113

А. И. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;

И. А. НАЗАРОВ, аспирант, ХНАДУ;

В. И. НАЗАРОВ, ведущий инженер Запорожского автомобильного завода

ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА КОЛЕСАХ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ, ДВИЖУЩЕГОСЯ В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ ПО ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ДОРОГЕ С ФИКСИРОВАННЫМ РАДИУСОМ КРИВИЗНЫ

Предложена математическая модель оценки вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля при экстренном торможении на горизонтальном участке дороги с фиксированным радиусом кривизны и учетом аэродинамических возмущающих факторов. Установлено, что осевые тормозные силы автомобиля, определяемые по классическим зависимостям, не учитывающим действие аэродинамических составляющих, распределяются не в строгом соответствии с их действительными нормальными реакциями. Сделаны выводы о том, что при экстренном торможении легкового автомобиля в таком случае имеется запас (до 15%) по увеличению тормозного момента на колесах задней оси, реализовать который возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил.

Ключевые слова: легковой автомобиль, экстренное торможение, вертикальная реакция, аэродинамический фактор, фиксированный радиус кривизны.

Введение. В наибольшей степени на эксплуатационные свойства легковых автомобилей влияют дорожные условия. К ним относят: элементы профиля и плана дорог, рельеф местности, включающие повороты с фиксированным радиусом кривизны.

Анализ последних достижений и публикаций. Так как условия эксплуатации легковых автомобилей существенно влияют на их тормозные свойства, то это необходимо учитывать с целью обеспечения необходимой эффективности торможения и функциональной способности тормозных систем в конкретных условиях эксплуатации [1-3].

Основные характеристики эксплуатируемых автомобильных дорог представлены в табл. 1 [4].

Таблица 1 – Поперечные уклоны проезжей части дороги на виражах

Радиусы кривых в плане, м	Поперечный уклон проезжей части на виражах, ‰
От 3000 до 1000 для дорог I-а та II-б категории	от 25 до 35
От 2000 до 1000 для дорог II, III, категории	от 25 до 35
От 1000 до 800 для дорог IV, V категории	от 35 до 45
От 800 до 700	45
От 700 до 650	от 45 до 50
От 650 до 600	от 50 до 60
От 600 до 400 и менее	60
Примечание. Меньшие значения поперечных уклонов соответствуют большим радиусам кривых, а большие – меньшим.	

© А. И. Назаров, И. А. Назаров, В. И. Назаров, 2015

Доказано [5-9], что в случае экстренного торможения легкового автомобиля на горизонтальном участке дороги с фиксированным радиусом кривизны и учетом влияния конструкции и жесткостей подвесок передней и задней оси автомобиля, а также межколесного дифференциала нормальные реакции распределяются не равномерно по колесам каждой оси. Кроме того, в таком случае при экстренном торможении имеет место неравномерность распределения вертикальных реакций по колесам каждой оси автомобиля от действия составляющих аэродинамической силы и центробежной силы инерции[10-14].

В классических зависимостях [10-14] для определения осевых тормозных сил с целью упрощения этих зависимостей вертикальные реакции, входящие в них, определяются без учета действия эксплуатационных условий.

Цель и постановка задачи. Целью работы является оценка изменения величины вертикальных реакций на колесах легковых автомобилей, определяемых для случая экстренного торможения на дороге с фиксированным радиусом кривизны с учетом аэродинамического фактора, по сравнению с его отсутствием.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Для оценки перераспределения вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом R кривизны, рассмотрим сумму моментов всех сил, в том числе и возмущающих факторов (центробежная сила, составляющие аэродинамической силы), относительно точек M и K , действующих в поперечной плоскости автомобиля (рис. 1).

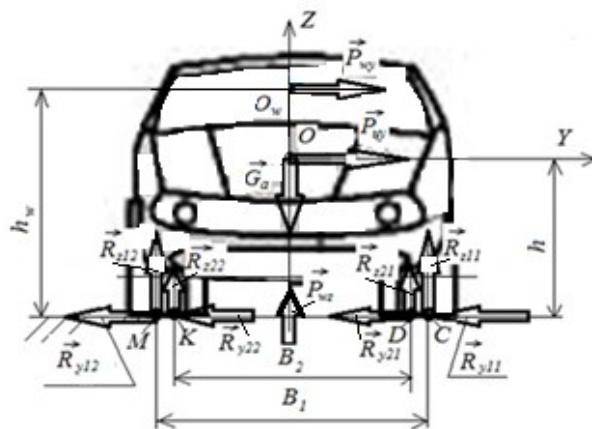


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (вид спереди)

Сумма моментов действующих сил относительно точки M (см. рис.1)

$$R_{z11} \cdot B_1 + R_{z21} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) + 0,5R_{z22} \cdot (B_1 - B_2) + 0,5P_{wz} \cdot B_1 - 0,5G_a \cdot B_1 - P_{ay} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w = 0, \quad (1)$$

где P_{ay} – боковая составляющая центробежной силы, которая определяется как

$$P_{ay} = P_c \cdot \cos \theta = \frac{m_a \cdot \theta_a^2}{\sqrt{(R + 0,5B_2)^2 + b^2}}, \quad (2)$$

где R – радиус кривизны дороги, м (см. табл. 1).

Или окончательно

$$R_{z11} \cdot B_1 + R_{z21} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) + 0,5R_{z22} \cdot (B_1 - B_2) + A = 0, \quad (3)$$

где $A = 0,5P_{wz} \cdot B_1 - 0,5G_a \cdot B_1 - P_{cy} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w$.

Рассматривая сумму моментов относительно точки K (см. рис.1), имеем соответственно следующее уравнение

$$R_{z11} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) - 0,5R_{z12} \cdot (B_1 - B_2) + R_{z21} \cdot B_2 + 0,5P_{wz} \cdot B_2 - 0,5G_a \cdot B_2 - P_{cy} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w = 0. \quad (4)$$

Или окончательно

$$R_{z11} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) - 0,5R_{z12} \cdot (B_1 - B_2) + R_{z21} \cdot B_2 + B = 0, \quad (5)$$

где $B = 0,5P_{wz} \cdot B_2 - 0,5G_a \cdot B_2 - P_{cy} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w$.

Сложив уравнения (3) и (5), получим уравнение с четырьмя неизвестными в виде

$$R_{z11} \cdot (3B_1 + B_2) - R_{z12} \cdot (B_1 - B_2) + R_{z21} \cdot (3B_2 + B_1) + R_{z22} \cdot (B_1 - B_2) + 2(A + B) = 0. \quad (6)$$

Для его решения рассмотрим сумму моментов относительно точки P (рис. 2).

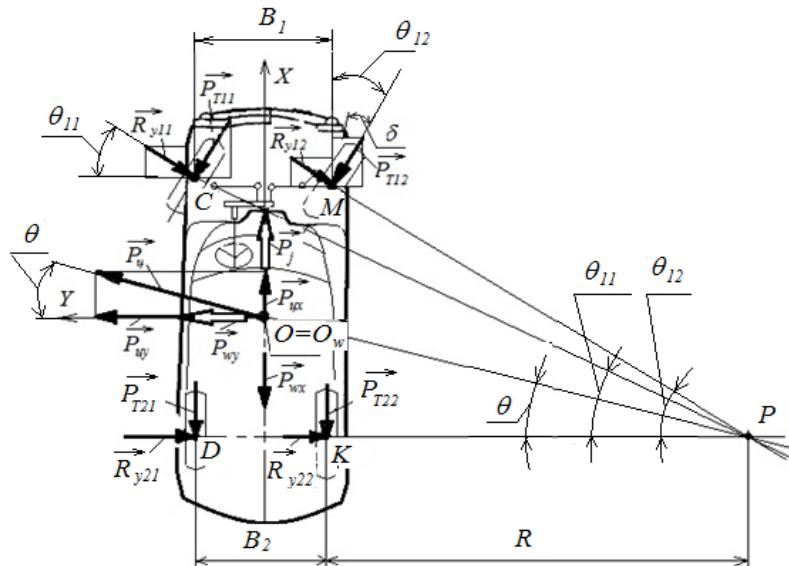


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (вид сверху)

Для такого случая получим следующее уравнение

$$P_{T11} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{11} - \delta_y)} + P_{T12} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{12} - \delta_y)} + P_{T21} \cdot (R + B_2) + P_{T22} \cdot R + P_{wx} \cdot (R + 0,5B_2) + P_{cy} \cdot b + P_{wy} \cdot b - P_{cx} \cdot (R + 0,5B_2) - P_j \cdot (R + 0,5B_2) = 0. \quad (7)$$

Учитывая, что:

а) предельные тормозные силы на колесах автомобиля:

– на переднем левом колесе $P_{T11} = R_{z11} \cdot \varphi_{11}$;

– на переднем правом колесе $P_{T12} = R_{z12} \cdot \varphi_{12}$;

– на заднем левом колесе $P_{T21} = R_{z21} \cdot \varphi_{21}$;

– на заднем правом колесе $P_{T22} = R_{z22} \cdot \varphi_{22}$,

б) продольная составляющая центробежной силы инерции автомобиля

$$P_{cx} = P_c \cdot \sin \theta = \frac{m_a \cdot v_a^2}{(R + 0,5B_2) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{R + 0,5B_2}{b}\right)^2}}, \quad (8)$$

в) углы поворота переднего левого и правого колес соответственно

$$\sin \theta_{11} = \frac{L}{\sqrt{(R + 0,5(B_1 + B_2))^2 + L^2}}, \quad (9)$$

$$\sin \theta_{12} = \frac{L}{\sqrt{(R - 0,5(B_1 - B_2))^2 + L^2}}, \quad (10)$$

г) сила инерции автомобиля

$$P_j = m_a \cdot j, \quad (11)$$

и, обозначая через

$$C = P_{wx} \cdot (R + 0,5B_2) + P_{cy} \cdot b + P_{wy} \cdot b - P_{cx} \cdot (R + 0,5B_2) - m_a \cdot j \cdot (R + 0,5B_2), \quad (12)$$

после подстановки в уравнение (7) и преобразований получим окончательно

$$R_{z11} \cdot \varphi_{11} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{11} - \delta)} + R_{z12} \cdot \varphi_{12} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{12} - \delta)} + R_{z21} \cdot \varphi_{21} \cdot (R + B_2) + R_{z22} \cdot \varphi_{22} \cdot R + C = 0. \quad (13)$$

В частном случае условно будем полагать, что $\varphi_i = \varphi$.

Полученные уравнения (6) и (13), представляют собой систему из двух уравнений с четырьмя неизвестными.

Преобразуем уравнения системы к виду

$$R_{z1} \cdot (3B_1 + B_2) - 4R_{z12} \cdot B_1 + R_{z2} \cdot (3B_2 + B_1) - 4R_{z22} \cdot B_2 + 2(A + B) = 0, \quad (14)$$

$$\frac{\varphi \cdot L}{\sin(\theta_{11} - \delta)} \cdot R_{z1} - \varphi \cdot L \cdot \left(\frac{1}{\sin(\theta_{11} - \delta)} - \frac{1}{\sin(\theta_{12} - \delta)} \right) \cdot R_{z12} +$$

$$+\varphi \cdot (R + B_2) \cdot R_{z2} - 4R_{z22} \cdot B_2 + C = 0, \quad (15)$$

где R_{z1} и R_{z2} – осевые вертикальные реакции, определенные далее.
Вводя обозначения

$$E = \frac{\varphi \cdot L}{\sin(\theta_{11} - \delta)}, \quad (16)$$

$$F = \varphi \cdot L \cdot \left(\frac{1}{\sin(\theta_{11} - \delta)} - \frac{1}{\sin(\theta_{12} - \delta)} \right), \quad (17)$$

$$K = \varphi \cdot (R + B_2), \quad (18)$$

получим уравнение (15) в упрощенной форме

$$E \cdot R_{z1} - F \cdot R_{z12} + K \cdot R_{z2} - 4R_{z22} \cdot B_2 + C = 0, \quad (19)$$

Решая систему, состоящую из уравнений (13) и (19), относительно R_{z12} и R_{z22} имеем

$$R_{z12} = \frac{1}{4B_1 - F} \cdot (R_{z1} \cdot (3B_1 + B_2 - E) + R_{z2} \cdot (3B_2 + B_1 - K) + 2(A + B) - C). \quad (20)$$

$$R_{z22} = \frac{1}{4B_2} \cdot (R_{z1} \cdot E - R_{z12} \cdot F + R_{z2} \cdot K + C). \quad (21)$$

Вертикальные реакции на левом колесе передней R_{z11} и задней R_{z21} оси автомобиля определяются по выражениям соответственно

$$R_{z11} = R_{z1} - R_{z12}, \quad (22)$$

$$R_{z21} = R_{z2} - R_{z22}. \quad (23)$$

Рассмотрим равенство моментов от всех сил, действующих в продольно-вертикальной плоскости автомобиля, относительно точек C и D (рис. 3).

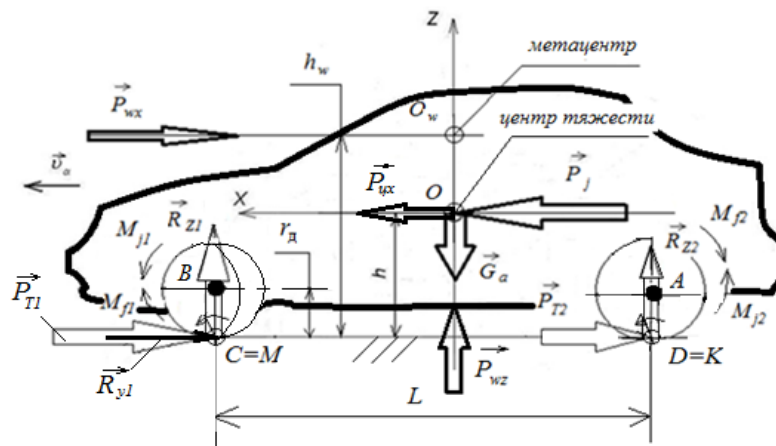


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (вид сбоку)

В итоге получим выражения

$$R_{z2} \cdot L + P_{wz} \cdot a - G_a \cdot a + P_j \cdot h + P_{cx} \cdot h - P_{wx} \cdot h_w - \sum M_f - \sum M_j = 0, \quad (24)$$

$$-R_{z1} \cdot L - P_{wz} \cdot b + G_a \cdot b + P_j \cdot h + P_{cx} \cdot h - P_{wx} \cdot h_w - \sum M_f + \sum M_j = 0, \quad (25)$$

где $\sum M_j$ – суммарный момент инерции вращающихся масс на передней и задней оси

$$\sum M_j = \sum_{i=1}^2 I_{1i} \cdot \frac{d\omega_{1i}}{dt} \cdot \cos(\theta_{1i} - \delta) + \sum_{i=1}^2 I_{2i} \cdot \frac{d\omega_{2i}}{dt}, \quad (26)$$

где ω_{1i}, ω_{2i} – угловая скорость вращения i -ого колеса передней и задней оси;
 $\sum M_f$ – суммарный момент сопротивления качению колес на передней и задней оси

$$\sum M_f = \sum_{i=1}^2 R_{z1i} \cdot f_a \cdot r_{ct} \cdot \cos(\theta_{1i} - \delta) + R_{z2} \cdot f_a \cdot r_{ct} = f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - P_{wz}). \quad (27)$$

Откуда после преобразований получим выражения для определения суммарных вертикальных реакций:

- на задней оси автомобиля

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \cdot [m_a \cdot g \cdot (a - z \cdot h) - P_{cx} \cdot h - P_{wz} \cdot a + P_{wx} \cdot h_w + \sum M_f - \sum M_j], \quad (28)$$

– на передней оси автомобиля

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot [m_a \cdot g \cdot (b + z \cdot h) + P_{cx} \cdot h - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot h_w - \sum M_f + \sum M_j]. \quad (29)$$

Полученные уточненные аналитические зависимости (28) и (29) для определения суммарных вертикальных реакций на передней оси R_{z1} и задней оси R_{z2} легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны, предоставляют возможность оценить их значения для конкретных моделей легковых автомобилей.

Оценку будем производить по сравнительному коэффициенту динамического изменения вертикальных реакций, который представляет собой отношение нагрузки, приходящейся на данную ось (колесо) в конкретном случае торможения, определяемую по полученным зависимостям, к нагрузке на ту же ось (колесо) автомобиля, определяемую по классическим зависимостям, т.е.

$$m_{Ri} = \frac{R_{zi}}{R_{zic}}, \quad (30)$$

где R_{zi} – вертикальная реакция на i -ой оси легкового автомобиля, определяемая по установленным зависимостям (28) и (29);

R_{zic} – вертикальная реакция на i -ой оси (колесе) легкового автомобиля, определяемая по классическим зависимостям [5-10]

$$R_{z1c} = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(b + \frac{j}{g} \cdot h \right), \quad (31)$$

$$R_{z2c} = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(a - \frac{j}{g} \cdot h \right). \quad (32)$$

При помощи компьютерной программы получены расчетные данные динамического изменения вертикальных реакций на колесах передней и задней оси автомобилей DaewooLanos, LadaPriora, ChevroletAveo, KiaForza, представленные в табл. 2.

Таблица 2 – Значения сравнительного динамического изменения вертикальных реакций

Автомобиль	Сравнительный коэффициент динамического изменения вертикальной реакции, m_{Ri} , определяемый			
	по классическим зависимостям (31) и (32)		по новым зависимостям (28) и (29)	
	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось
DaewooLanos	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,10 – 1,12
LadaPriora	1,0	1,0	1,02 – 1,05	1,12 – 1,15
ChevroletAveo	1,0	1,0	1,04 – 1,06	1,09 – 1,11
KiaForza	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,10 – 1,12

Поскольку в данном эксплуатационном случае вертикальные реакции распределяются неравномерно не только между колесами одноименных осей, но и по бортам, то в тормозном приводе легковых автомобилей должно быть обеспечено регулирование тормозных сил с учетом изменения вертикальных реакций и коэффициента сцепления колес с дорогой. Это возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил [13-16] за счет двухконтурной межбортовой схемы [17-20].

Выводы. Полученные результаты подтверждают, что при экстренном торможении легковых автомобилей, движущихся в воздушном потоке на дороге с фиксированным радиусом кривизны, тормозные силы различных осей распределяются не в строгом соответствии с их действительными нормальными реакциями, определяемыми по классическим зависимостям. Это связано с тем, что не учитывается действие аэродинамического фактора, как одного из эксплуатационных условий. Установлено, что сравнительные коэффициенты динамического изменения вертикальных реакций на осях легковых автомобилей DaewooLanos, LadaPriora, ChevroletAveo, KiaForza, определяемые по установленным зависимостям (28) и (29) находятся в пределах: на передней оси $m_{R1} = 1,02 – 1,08$; на задней оси $m_{R2} = 1,09 – 1,15$. Следовательно, в рассматриваемом эксплуатационном случае имеется запас по увеличению тормозного момента на колесах задней оси (до 15%), реализовать который возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил, что повысит безопасность дорожного движения.

Список литературы. 1. Бабков Н.Ф. Дорожные условия и режимы движения автомобилей. – М.: Транспорт, 1967. – 323 с. 2. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля:

перевод с немец. – М.: Машиностроение, 1987. – 403 с. 3. Heine W. ZurFrage der Fahrtrichtungs-haltungschnellfahrenderOmnibusseibeibogenSeitenwinden und Verzogerungen // Automobiles Industrie/ - Berlin, 1970. - №1.- s. 42-60. 4. ДБН В.2.3-4:2007. Державні будівельні норми України/ Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I. Проектування. / Вводяться назаміну ДБН В.2.3-4-2000. Чинні від 2008-03-01. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2007. 91 с. 5. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>. 6. Гредескул А.Б.О распределении тормозных сил между осями автомобиля при торможении на уклоне // Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. – Тбилиси: Мецниереба.–1968. – с. 56–62. 7. Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения // Автомобильная промышленность.- Харьков, ХАДИ. - 1980. - 24с. 8. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с. 9. Лагунов Л.Я. Влияние эффективности торможения на повороте на пропускную способность дороги / Л.Я. Лагунов, Г.С. Прохорова, М.А. Подригало// Автомобильный транспорт. – Киев: Техника, 1982. – Вып.19. – с. 111–116. 10. Федосов А.С., Подригало М.А. Исследование потенциальных сцепных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1980. – Вып. 17. – с.73-78. 11. Zeranski P. UbertragungtangentialerUmfangs-und Seitenkrafteim Luftreifen // KFT. – 1972. – №11.–s.334-337. 12. Mitschke M., Wiegner P. Der Blockiervorgangeinesgebremsten Rades // ATZ. - 1970. - №10.-с.359-363. 13. Becker C. Der Stand der Technik. Eine Betrachtungzur Automobilen twicklunganablich der 49 Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt // Auto, Moto und Sport. - Berlin, 1981. - №19.-s.86-97. 14. Jahn M. Girod I.Zur Bewertung von Dichtelementen der Kraftfahrzeug-bremshydraulik // WissenschaftzurTechnik. - Drezden, 1978. – Т.2. – p. 447-457. 15. Jahn M. Stand und Entwicklungstendenzenan Kraftfahrzeugbremsanlagen // KFT. – 1972. – №3.–s.78-82. 16. Jahn M. Grossen und Wirkungenan der hydraulischenBetatigungsanlage fur Kraftfahrzeugbremsen // KFT. – 1980. – №5.-s.136-139.17. Strien H.Zweikreis-Bremsanlagen // ATZ. - 1968. – №10.–s.339-343. 18. Strien H. BremskraftverteilungbeinPersonenwagen // ATZ. - 1965. –№8. –s.240-245. 19. Wilhelm E. Versucheuber das verhalten des Autorades in der Kurve // VDI-Zeitschrift. - Berlin, 1964. - №4.-s.128-192. 20. Heine W.ZurFrage der Fahrtrichtungs-haltung schnell fahren der Omnibusseibeibogen Seitenwinden und Verzogerungen // Automobiles Industrie. - Berlin, 1970. – №1.–s.42-60.

Bibliography (transliterated): 1. Babkov N.F. Dorozhnyie usloviya i rezhimy dvizheniya avtomobiley.– Moscow:Transport,1967.–323p. 2. Guho V.G. Aerodinamika avtomobilya: perevod s nemets. – Moscow: Mashinostroenie, 1987. – 403 p. 3. Heine W. ZurFrage der Fahrtrichtungs-haltungschnellfahren der Omnibusseibeibogen Seitenwinden und Verzogerungen. Automobiles Industrie/ – Berlin, 1970. – No1.– p. 42-60. 4. DBN V.2.3-4:2007. DerzhavnI budIvelnI normi UkraYini/ Sporudi transportu. AvtomobIlnI dorogi. Chastina I. Proektuvannya. / Vvodyatsya na zamInu DBN V.2.3-4-2000. ChinnIvId 2008-03-01. – Kyiv: MInregIonbud Ukrayini, 2007. 91 p. 5. AgeykinYa.S. Teoriya avtomobilya [Elektronnyiysurs]: ucheb. posob. / Ya.S. Ageykin, N.S. Volskaya. – Moscow: MGIU, 2008. – 318 p. – Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>. 6. Gredeskul A.B. O raspredelenii tormoznyih sil mezhdu osyami avtomobilya pri tormozhenii nauklone. Trudy i

konferentsii po teorii i raschetu avtomobiley, rabotayuschih v gornyih usloviyah. – Tbilisi: Metsniereba. – 1968. – p. 56–62. **7.** *Gredeskul A.B., Podrigalo M.A., Favorov N.Yu.* Zakony i regulirovaniya tormoznyih sil avtomobilya pri deystvii bokovoy sily i v protsesse tormozheniya. Avtomobilnaya promyshlennost. – Kharkov, HADI. – 1980. – 24p. **8.** Stabilnost ekspluatatsionnyih svoystv kolesnyih mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. i dr.]; pod red. M.A. Podrigalo. – Harkov: KhNADU, 2003. – 614 p. **9.** *Lagunov L.Ya.* Vliyanie effektivnosti tormozheniya na povorote na propusknyuyu sposobnost dorogi / L.Ya. Lagunov, G.S. Prohorova, M.A. Podrigalo. Avtomobilnyy transport. – Kiev: Tehnika, 1982. – Vyip. 19. – p. 111–116. **10.** *Fedosov A.S., Podrigalo M.A.* Issledovanie potentsialnyih tsepnyih vozmozhnostey avtomobilya prideystvii bokovoy sily v protsesse tormozheniya. Avtomobilnyy transport. – K.: Tehnika, 1980. – Vyip. 17. – p. 73–78. **11.** *Zeranski P.* Ubertragung tangentialer Umfangs- und Seitenkräfte im Luftreifen. KFT. – 1972. – No 11. – s. 334–337. **12.** *Mitschke M., Wiegner P.* Der Blockiervorgang eines gebremsten Rades. ATZ. – 1970. – No 10. – p. 359–363. **13.** *Becker C.* Der Stand der Technik. Eine Betrachtung zur Automobilentwicklung anlässlich der 49. Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt. Auto, Moto und Sport. – Berlin, 1981. – No 19. – p. 86–97. **14.** *Jahn M., Girod I.* Zur Bewertung von Dichtelementen der Kraftfahrzeugbremsenhydraulik. Wissenschaft zur Technik. – Dresden, 1978. – Vol. 2. – p. 447–457. **15.** *Jahn M.* Stand und Entwicklungstendenzen an Kraftfahrzeugbremsanlagen. KFT. – 1972. – No 3. – p. 78–82. **16.** *Jahn M.* Grossen und Wirkungen an der hydraulischen Betätigungsanlage für Kraftfahrzeugbremsen. KFT. 1980. – No 5. – p. 136–139. **17.** *Strien H.* Zweikreis-Bremsanlagen. ATZ. – 1968. – No 10. – p. 339–343. **18.** *Strien H.* Bremskraftverteilung beim Personenwagen. ATZ. – 1965. – No 8. – p. 240–245. **19.** *Wilhelm E.* Versuche über das Verhalten des Autorades in der Kurve. VDI-Zeitschrift. – Berlin, 1964. – No 4. – p. 128–192. **20.** *Heine W.* Zur Frage der Fahrtrichtungs-haltung beim schnellenfahren der Omnibusse bei böigen Seitenwinden und Verzögerungen. Automobiles Industrie. – Berlin, 1970. – No 1. – p. 42–60.

Надійшло (received) 24.10.14

УДК 656.13

В.°П. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харків;
С.°И. КРИВОШАПОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ

ИНТЕГРАЦИЯ ПРОЦЕДУРЫ НОРМИРОВАНИЯ И УЧЕТА ГОРЮЧЕ-СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В СИСТЕМУ ВИРТУАЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

В статье предложена система программных и аппаратных средств по определению расчетных и фактических значений расхода топлива транспортных машин. Рассмотрены принципы построения автоматической системы управления на предприятиях автомобильного транспорта. Проанализированы способы и технические средства измерения расхода топлива в условиях движения автомобиля. Приведены принципы построения разработанной программы по нормированию и учету горюче-смазочных материалов. Дано описание структуры программы и базы данных. Указаны пути интеграции разработанного программного обеспечения в единую информационную среду виртуального предприятия.

Ключевые слова: предприятия автомобильного транспорта, расход топлива, нормирование топлива, автомобили, программное обеспечение, компьютерные сети, навигация, датчики расхода топлива.

Введение. Автомобильный транспорт характеризуется высоким потреблением энергетических ресурсов. Более половины эксплуатационных затрат приходится на расход горюче-смазочных материалов. Внедрения прогрессивных систем нормирования и непрерывного мониторинга расхода топлива на автомобильном транспорте, основанные на современных информационных технологиях, позволит снизить субъективные факторы в управлении материальными ресурсами. Применение комплексных систем управления, которые построены на компьютерных и сетевых технологиях, позволяет автоматизировать трудоемкие операции по обработке первичной перевозочной документации. Внедрение автоматизированных систем управления дает возможность получать оперативную информацию о режиме работы и фактическом состоянии транспортного средства в процессе эксплуатации, организовывать передачу этой информации по беспроводным системам в центр управления предприятия, организовать алгоритм обработки и анализа полученных данных, производить сравнение основных параметров с нормативными значениями, управлять состоянием системы, разрабатывать комплекс рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации машин.

Анализ основных достижений и литературы. Несмотря на повсеместное исполь-

зование компьютерных технологий в различных областях промышленности, бизнесе, науке и в быту, на автомобильном транспорте автоматизированные системы управления производствам внедряются не достаточно интенсивно. Внедрены компьютерные системы управления, которые реализуют только часть технологического процесса автотранспортного предприятия. Например, автоматизация складского хозяйства, бухгалтерский учет, расчет заработной платы, договорная и клиентская база, кредиторские и дебиторские операции и др.

На рынке присутствует большое количество программного обеспечения по обработке путевых листов и учет эксплуатационного расхода топлива. Примерами такого программного обеспечения, в которые интегрированы модуль по учету и

© В.°П. Волков, С.°И. Кривошапов, 2015

нормированию горюче-смазочных материалов, являются: «1С-Предприятие» модуль «Управление автотранспортом. Стандарт» фирмы «1С», «АвтоПеревозки» фирмы AutoSoft, «Автопарк» фирмы PSoft, «ИНИНГ-Автопарк» компании ИНИНГ Бизнес Софт, «Гектор: путевые листы» и др. [1]. Данное программное обеспечение имеет существенный недостаток – оно привязано к действующей нормативно-правовой базы по нормированию расхода топлива и обладает всеми недостатками, присущими этой методики.

Теоретические основы построения и оптимизации системы управления процессами на автомобильном транспорте заложены в работах проф. Говорущенко Н.Я. [2]. Основы построения комплексной системы управления производственной деятельностью предприятия с использованием современных информационных систем были развиты проф. Кузнецовым Е.С. [3]. Им были рассмотрены пути взаимодействия различных производственных структур в общем информационном пространстве.

Практическая реализация и построения действующей системы автоматизированного управления технической службы предприятия автомобильного транспорта реализовано в АСУ-ХНАДУ [4]. В этой системе информация о состоянии каждом автомобиле передается через систему глобального позиционирования GPS в накопительный центр. В любой момент времени можно узнать о местоположении транспортного средства, информацию о скорости и пройденном расстоянии, наличие кодов неисправности в системе управления автомобилем, значение параметров, которые передаются через диагностический разъем, CAN-шину или дополнительные датчики, установленные на автомобиле. Полученная информация используется для оценки технического состояния транспортного средства и определения необходимости проведения профилактических или ремонтных воздействий.

Цель исследования, постановка задачи. Целью данного исследования является разработка автоматической системы нормирования и учета, контроля и анализа расхода горюче-смазочных материалов на автомобильном транспорте. Объединение системы эксплуатационного мониторинга и поддержания работоспособность транспортного средства с нормированием горюче-смазочных материалов.

Материалы исследования. Методика нормирования расхода топлива транспортных машин, действующая в настоящее время на Украине [5], требует определение расчетного и фактического расхода топлива в процессе эксплуатации. Для оценки фактического потребления топлива могут быть использованы следующие методы: по отчетным документам; методом долива до полного бака; по показаниям штатных бортовых компьютеров; по установленным средствам измерительной техники; с использованием современных информационных технологий и спутниковых систем навигации и т.п.

В разработанной системе мониторинга [4] предпочтение отдается спутниковым системам глобального позиционирования. Схема такой системы представлена на рис. 1.

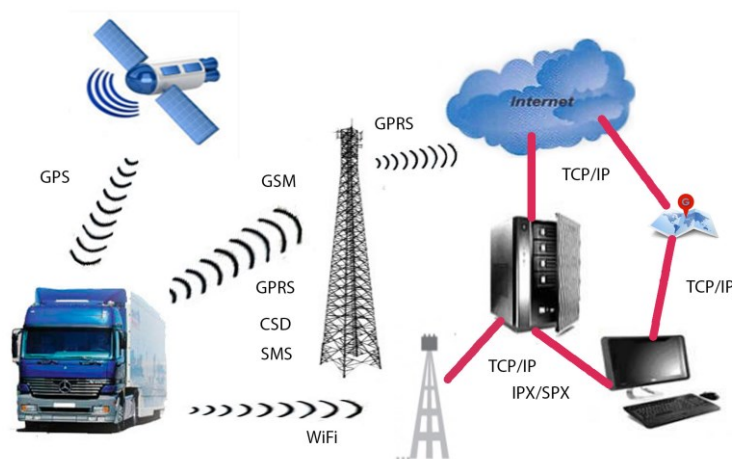


Рисунок 1 – Схема взаємодії системи контролю стану автомобіля з центром зберігання інформації

Значення фактичного расхода топлива может быть получено на автомобиле следующими методами [6]:

- 1) установкой датчика расхода топлива в топливную систему;
- 2) установка системы GPS слежения и контроль топлива по норморасходу;
- 3) установка системы мониторинга с использованием датчика уровня топлива;
- 4) установка системы с использованием датчика уровня топлива и датчика расхода топлива одновременно;
- 5) система GPS контроля с подключением CAN-шины.

Достоинство первой системы – высокая точность измерения расхода топлива, однако установка такой системы требует конструктивного вмешательства. При этом датчики могут быть установлены по прямой и дифференциальной схеме подключения. Дифференциальная схема подключения более сложная и менее точная. Вторая система определяет расход топлива по косвенным параметрам (пробегу, скорости, загрузки). Точность расчета зависит от математического аппарата, заложенного в систему. Наиболее простая и эффективная третья система, которая не требует вмешательства в топливную магистраль, однако обладает меньшей точностью. Кроме того, установка датчика уровня топлива позволяет контролировать заправку и слив топлива, а эта информация полезна при нормировании ГСМ. Совместное применение датчиков уровня и расхода топлива позволяет повысить точность измерения, однако при этом увеличивается затраты. Через CAN-шину можно получить значение расхода топлива, которое рассчитано контролером системы управления двигателем, однако из-за износа и неисправности топливной аппаратуры оно может отличаться от фактических значений. Через CAN-шину можно получать дополнительную информацию о состоянии машины, которые приводят к изменению расхода. Доступ к CAN-шине, протоколы передачи и объем данных могут отличаться на разных моделях и марках автомобиля.

Информация о положении и состоянии транспортного средства передается по беспроводным каналам передачи данных и аккумулируется на выделенном сервере, подключенного к сети Internet. Пользователи посредством протоколов обмена данных TCP/IP могут с помощью клиентского программного обеспечения получать сведения о работе транспортного средства почти в реальном времени. Применение такой системы позволяет: точно определять местоположения автомобиля; контролировать весь маршрут движения; получать информацию о мгновенной и средней скоростях движения;

контролировать состояние потока данных на коммуникационных выходах; получать данные со встроенных измерительных средств.

Результаты исследований. Основной алгоритм нормирования расхода топлива реализовано в клиентском программном обеспечении. В качестве средства программирования выбрана среда Delphi 7.1, рассчитанная для создания программ для работы под управлением ОС Windows на платформе Win32. Схема взаимодействия модулей программы представлена на рис. 2. Исходные данные и результаты хранятся в реляционной базе данных. Применена сетевая система управления данными Firebird 2.5 (Win32), а взаимодействие программы с сервером реализовано методом «тонкий клиент». Структура базы данных представлена на рис. 3.

Нормирование расхода топлива проводится по путевым листам для каждого маршрута. Параметры маршрута выбираются из данных, полученных с GPS-трекера и аккумулированных на специальном сервере. В базу данных заносится начальное и конечное положение автомобиля на маршруте, расстояние и время движения автомобиля, среднее значение скорости автомобиля и суммарное значения израсходованного топлива. Оконная форма обработки маршрута представлена на рис. 4.

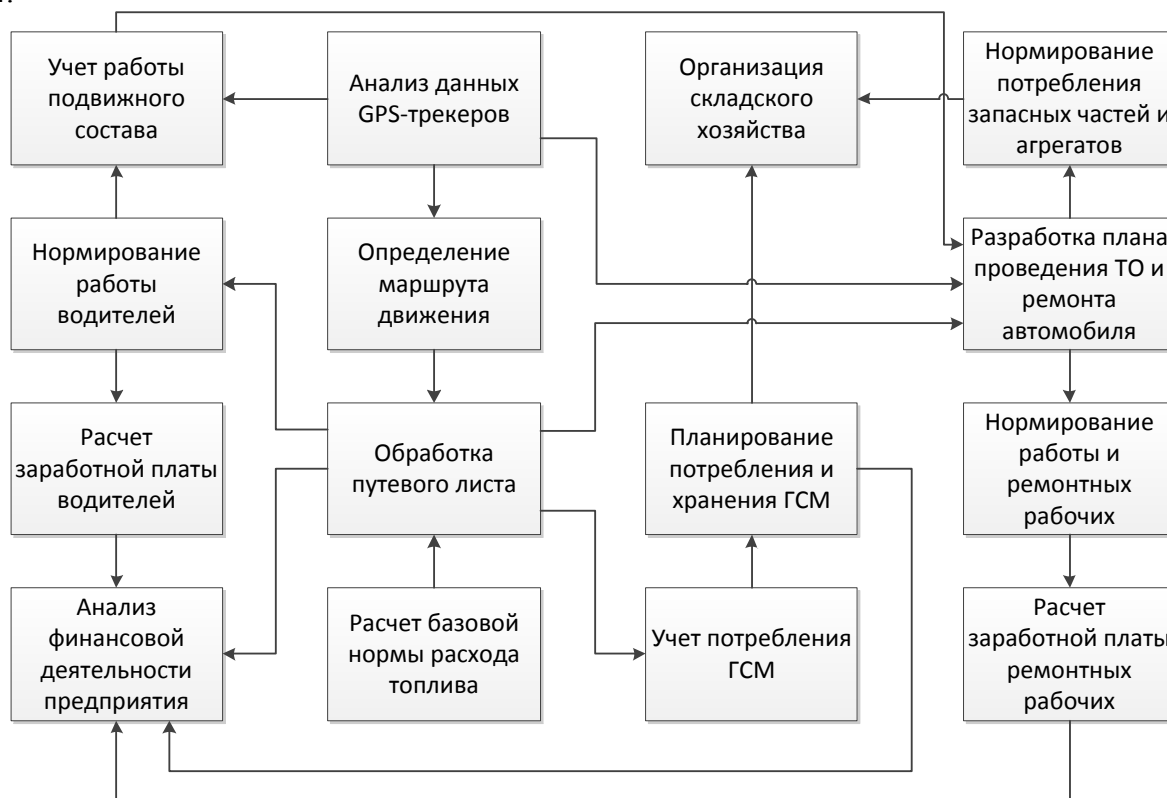


Рисунок 2 – Схема взаимодействия модулей программы виртуального предприятия



Рисунок 3 – Структура базы данных по нормированию расхода топлива в системе виртуального предприятия

Для получения расчетного значения расхода топлива используется прогрессивная методика нормирования горюче-смазочных материалов на транспорте, разработанная проф. Говорущенко Н.Я. [7]. Особенностью данной методики заключается в том, что значение базовой нормы расхода топлива рассчитывается для каждого автомобиля исходя из их конструктивных особенностей. В базе данных ПО предусмотрен справочник технических характеристик используемых на предприятии машин. Этот алгоритм был реализован в отдельной программе по нормированию расхода топлива [8]. Условия эксплуатации автомобиля учитываются через среднюю техническую скорость, которая определяется по записи маршрута движения.

Виртуальное предприятие - ТЭСА ХНАДУ - Маршрут движения	
Автомобиль	AX4513B80
Водитель	Смирнов Валентин Петрович
Путевой лист	223/03
Дата	24.03.2014
Прицеп	
Сопроводитель	
Задание	Перевозка мебели

Маршруты движения	
Склад № 2	
ЧП Смородин	
Ул. Академика Проск	
ТЦ "Дом мебели"	
Ул. Ковтуна	
Центральный склад	
База	

Характеристика маршрута	
Наименование маршрута	ТЦ "Дом мебели"
Ответственный	
Время убытия	12:10
Время прибытия	12:28
Время на маршруте, мин.	18
Исходный пункт	Харьков, ул. Академика Проскуры, 3
Пункт назначения	Харьков, Московский проспект, 192
Расстояние, км	14.0
Количество ездов	1
Перевезено груза, т	3.2
Средняя скорость, км/ч	56
Фактический расход топлива, л	5.64
Расчетный расход топлива, л	5.72
Заправка топлива, л	0

Вид маршрута

Загрузить данные с трекера Расчитать расход топлива Сохранить Отменить

Рисунок 4 – Оконная форма модуля характеристики маршрута

По разнице расчетных и фактических значений расхода топлива можно судить о эффективности использования подвижного состава на маршруте и уровня его технического состояния. В базе по каждому автомобилю накапливается суммарный расход топлива, который является интегральным показателем наработки. Значение суммарного расхода топлива используется для оперативного нормирования периодичности технического обслуживания транспортного средства [9].

Оперативная информация перевозочного процесса используется для определения технико-экономических параметров работы предприятия [10]: расчета производственной программы и затрат на проведения ТО и Р, нормирования запчастей и агрегатов, расчета заработной платы водителей и ремонта рабочих, определения амортизации подвижного состава и ресурса шин, расчета себестоимости и тарифов на перевозку грузов и пассажиров.

Вывод. Использование современных информационных технологий для получения информации о состоянии подвижного состава, оперативная обработка и анализ данных на основе математического моделирования позволяет повысить эффективность управления предприятием автомобильного транспорта.

Список литературы: 1. Николаев А.Б. Автоматизированные системы обработки информации и управления на автомобильном транспорте / А.Б. Николаев, С.В. Алексахин, И.А. Кузнецов [и др.]; Под ред. А.Б. Николаева. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 224 с. 2. Говорущенко Н.Я. Основы управления автомобильным транспортном / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: Изд. объединение «Вища школа», 1978. – 224 с. 3. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецов – М.: Наука, 2001. – 534 с. 4. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и прогрессы интеллектуальной транспортной системы : монография / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Никонов [и др.]; Под ред. В.П. Волкова. – Донецк:

Изд-во «Ноулидж» (Донецкое отделение), 2013. – 398 с. **5.** Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте [Электронный ресурс] // Налоги и бухгалтерский учет : Информационно-аналитическая газета. — Режим доступа : http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/ — Дата обращения : 05 февраля 2015. **6.** Контроль расхода топлива [Электронный ресурс] // Евросвязь. Спутниковый контроль автотранспорта и учета топлива. — Режим доступа: <http://avtotracker.com.ua/kontrol-raschoda-topliva.html>. — Дата обращения : 05 февраля 2015. **7.** Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследования) : монография / Н.Я. Говорущенко. — Харьков: ХНАДУ, 2011. — 292 с. **8.** Кривошапов С.И. Автоматизация нормирования и учета расхода топлива на автомобильном транспорте / С.И. Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. науч. трудов. — № 16. — Харьков: ХНАДУ, 2005. — С. 46-49. **9.** Положение о профилактическом обслуживании и ремонте транспортных машин (методические рекомендации). — Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. — 39 с. **10.** Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. — Изд. 2-е, перераб. и подолн. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. — 468 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Nikolaev A.B. Avtomatizirovannye sistemy obrabotki informacii i upravlenija na avtomobil'nom transporte / A.B. Nikolaev, S.V. Aleksahin, I.A. Kuznecov [i dr.]; Pod red. A.B. Nikolaeva. — M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2003. — 224 p. **2.** Govorushhenko N.Ja. Osnovy upravlenija avtomobil'nyj transportom / N.Ja. Govorushhenko. — Har'kov: Izd. ob#edinenie «Vishha shkola», 1978. — 224 p. **3.** Kuznecov E.S. Tehnicheskaja jekspluatacija avtomobilej / E.S. Kuznecov — Moscow: Nauka, 2001. — 534 p. **4.** Volkov V.P. Integracija tehnicheckoj jekspluatacii avtomobilej v struktury i progressy intellektual'noj transportnoj sistemy : monografija / V.P. Volkov, V.P. Matejchik, P.B. Nikonov [i dr.]; Pod red. V.P. Volkova. — Doneck: Izd-vo «Noulidzh» (Doneckoe otделение), 2013. — 398 p. **5.** Normy rashoda topliva i smazocnyh materialov na avtomobil'nom transporte [Jelektronnyj resurs] . Nalogi i buhgalterskij uchet : Informacionno-analiticheskaja gazeta. — Rezhim dostupa: http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/. — Data obrashhenija : 05 fevralja 2015. **6.** Kontrol' rashoda topliva [Jelektronnyj resuts] . Evrosvjaz'. Sputnikovyj kontrol' avtotransporta i ucheta topliva. — Rezhim dostupa: <http://avtotracker.com.ua/kontrol-raschoda-topliva.html>. — Data obrashhenija : 05 fevralja 2015. **7.** Govorushhenko N.Ja. Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta (raschetnye metody issledovanija): monografija / N.Ja. Govorushhenko. — Kharkov: HNADU, 2011. — 292 p. **8.** Krivoschapov S.I. Avtomatizacija normirovanija i ucheta rashoda topliva na avtomobilnom transporte / S.I. Krivoschapov. . Avtomobil'nyj transport : Sb. nauch. trudov. — No 16. — Har'kov: HNADU, 2005. — P. 46-49. **9.** Polozhenie o profilakticheskom obsluzhivanii i remonte transportnyh mashin (metodicheskie rekomendacii). — Har'kov: RIO HGADTU, 1998. — 39 p. **10.** Govorushhenko N.Ja. Sistemotekhnika transporta / N.Ja. Govorushhenko, A.N. Turenko. — Izd. 2-e, pererab. i podoln. — Har'kov: RIO HGADTU, 1999. — 468 p.

Поступила (received) 27.02.2015

УДК 621.318

А. В. ГНАТОВ, професор, д.т.н., ХНАДУ, Харків**ПЕРЕДПУСКОВИЙ ПІДІГРІВАЧ ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА.
ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ**

Проведено аналіз особливостей застосування передпускових підігрівачів для бензинового двигуна. Докладно розглянуто найбільш поширені типи передпускових підігрівачів для бензинового двигуна. Зазначено їх основні переваги та недоліки при застосуванні. Показано, що передпусковий підігрівач не тільки захищає двигун від передчасного зносу, полегшує запуск, але також істотно економить паливо, яке автомобіль споживає при роботі на холостому ходу.

Ключові слова: передпусковий підігрівач двигуна, підігрів двигуна, пуск двигуна, акумуляторна батарея, струм холодної прокрутки.

Вступ. Передпусковий підігрівач двигуна – пристрій, що дозволяє прогріти двигун транспортного засобу не запускаючи його. Призначений для попереднього прогріву двигуна, для полегшення запуску двигуна в холодну погоду і, в деяких випадках, для прогріву повітря в салоні транспортного засобу.

Передпускові підігрівачі, як і кондиціонери, можна сміливо назвати одним з корисних винаходів минулого століття. Якщо подивитися на наших найближчих сусідів по кліматичній зоні з Скандинавських країн, то чи не кожен автомобіль там оснащений передпусковим підігрівачем. Нехай не всі з них дорогі автономні – у скандинавів на кожній автомобільній парковці, біля кожного кемпінгу стоять стовпчики з електричними розетками на 220 В. Під'їхав – включився в розетку, виставив таймер і, у підсумку, відсутня проблема пуску двигуна у холодну пору року. Тепер не страшний ніякий мороз після відлиги. Не треба відривати ручки з дверей, потім на крижаному вітрі довго видаляти зі скла лід і сідати на крижані сидіння. Про ситуацію, коли машина на морозі заводиться не хоче, краще взагалі не згадувати. Напевно, кожен з автовласників хоч раз потрапляв у таку неприємність [1].

Крім комфорту, економії часу і здоров'я передпускові підігрівачі приносять і чисто економічну вигоду. Мабуть, сама малопомітна, але і найбільша користь передпускових підігрівачів в тому, що вони значно збільшують моторесурс двигуна [2].

Огляд літератури. Мета та постановка задачі. Вперше подібні пристрої, що дозволяють в найлютіші морози підтримувати під капотом автомобіля комфортну температуру близько 20 °С, почали застосовувати в країнах Північної Європи і Скандинавії. Саме звідти вони перекочували до України і потрібно сказати, що наші люди відразу змогли оцінити всі їх переваги. До найпростіших підігрівачів відносяться пристрої, що живляться від зовнішнього, звичайно електричного джерела живлення [3].

Другий тип, який називають автономним підігрівачем, здатний знайти для себе джерело енергії безпосередньо в автомобілі. Розглянемо кожний тип передпускового підігрівача окремо і детально розпишемо їх переваги і недоліки [4 – 6].

Наші автоаматори придумали велику кількість способів завести машину, більшість з яких вельми небезпечна. Наприклад, підігрів картера паяльною лампою або додавання в паливо газу. Деякі автоаматори самотійно встановлюють електричний підігрів двигуна, але в цьому випадку машина залишається прив'язаною до розетки. На цей час у продажу є передпускові підігрівачі двигуна, які полегшують запуск двигуна взимку. В деяких районах країн нашої півкулі зима деколи триває більше шести місяців, а підігрівач стає незамінною річчю [7].

Мета роботи – аналіз особливостей застосування найбільш поширених передпускових підігрівачів для бензинового двигуна.

Передпусковий електричний підігрівач двигуна. Мабуть, без перебільшення можна сказати, що перші підігрівачі подібного типу беруть своє походження від звичайних кип'ятильників. По суті, це він і є, тільки поміщають його під капот, а роз'єми з посиленою ізоляцією виводять на бампер автомобіля і підключають до найближчої розетки (рис. 1) [3, 7].



Рисунок 1 – Передпусковий електричний підігрівача двигуна:
а – зовнішній вигляд; б – підключення до мережі живлення

Звичайно, це досить спрощений погляд, оскільки сучасний передпусковий електричний підігрівач двигуна оснащується і спеціальним модулем з вентилятором, і спеціальним пристроєм, що заряджає акумулятор, а найрозвинутіші моделі включають в свою комплектацію і таймер або спеціальний модуль, що дозволяє управляти пристроєм дистанційно, для того, щоб автовласнику не доводилося морозити руки, роблячи це на вулиці.

Зрозуміло, що коштують такі передпускові підігрівачі недешево і їх ціна досить далека від ціни кип'ятильника, який послужив їх прообразом. Найбільшою популярністю в нашій країні, втім, як і в країнах Європи, користуються пристрої марки Defa, що випускаються в Норвегії [8].

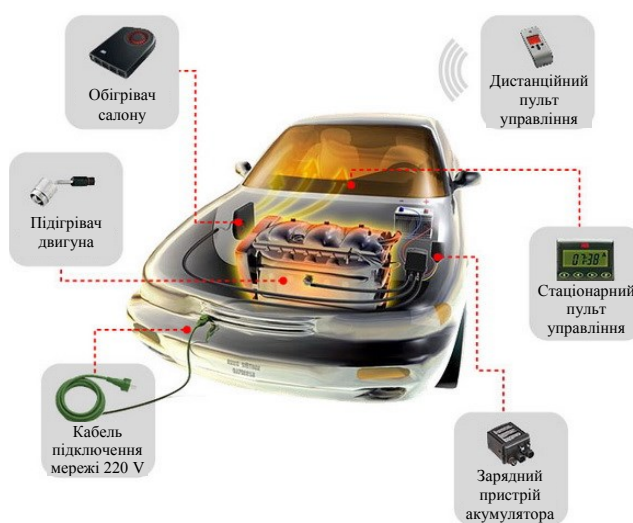


Рисунок 2 –Електричний підігрівач двигуна фірми Defa

Сам же електричний передпусковий підігрівач є парою витків спіралі, що підігріває, яка вбудовується в блок циліндрів, з якого заздалегідь прибирають заглушку охолоджуючої системи. На її місце і вставляється спіраль, яка підтримує в охолоджуючій рідині оптимальну, необхідну для роботи температуру. Застосування подібного пристрою дозволяє одночасно справитися з декількома проблемами. По-перше, він дозволяє значно заощадити, оскільки запущений двигун зноситься значно менше ніж при звичайному прогріванні. Та і бензину таким чином витрачається значно менше.

Підігріваючи двигун, автовласник менше забруднює навколишнє середовище вихлопними газами, оскільки немає необхідності довго стояти і чекати, поки мотор достатньо прогріється. Ну і, нарешті, це дозволяє значно заощадити час, не менше 10 хв. при кожному старті.

Проте у електричного підігрівача автомобільного двигуна є і один, але вельми істотний недолік. За ніч він може спожити до 10 кВт електроенергії, яка, як відомо, досить недешева.

З метою економії фірма Defa забезпечує свої підігрівачі спеціальними таймерами, за допомогою яких автовласник задає потрібну температуру, а спіраль автоматично включається і вимикається в ході роботи.

Автономний передпусковий підігрівач двигуна. Альтернативою електричному підігрівачу є автономний передпусковий підігрівач двигуна. Він може бути вмонтований як в систему електроживлення автомобіля, так і в охолоджуючу систему або ж в систему охолодження. Такий підігрівач може бути з легкістю встановлений, як на бензиновий, так і на дизельний тип двигуна, при цьому автовласник не знаходиться на постійному «електричному повідку», рис. 3 [2, 9, 10].

Такий автономний підігрівач складається з невеликої камери з паливно-повітряною сумішшю і особливого крапельного штиря, який підпалює цю суміш. В стінках цієї камери знаходиться постійно циркулююча охолоджуюча рідина, яка підігрівається і за допомогою насоса потрапляє в малий контур охолоджуючої системи, що і забезпечує прогрівання двигуна, а крім того – відтавання скла і обігрів салону. При цьому, оскільки такий підігрівач не вбудовується в конструкцію самого автомобіля, автовласник може з легкістю встановити його в те місце, де йому це виявиться найзручнішим. Джерелом енергії для його роботи служить паливний бак автомобіля.

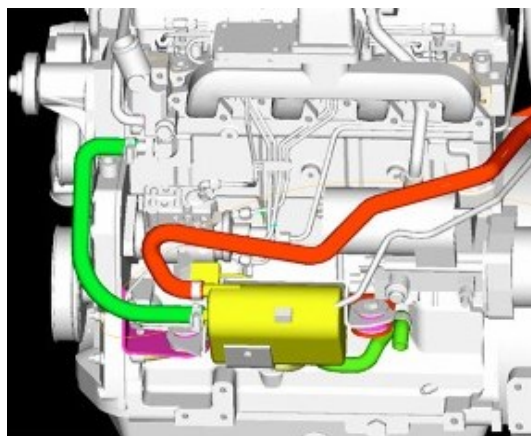


Рисунок 3 – Розташування автономного передпускового підігрівача двигуна

Найпопулярнішими марками автономних передпускових підігрівачів є підігрівачі фірми Eberspacher або ж Webasto (Німеччина) [4 – 6]. Причому остання випускає підігрівачі, як для бензинових, так і для дизельних двигунів, рис. 4.

Вся продукція може комплектуватися як таймерами, так і пультами дистанційного керування. Деякі моделі управляються за допомогою мобільного телефону, рис. 5.

Конструктивно підігрівач є невеликим двигуном внутрішнього згоряння, що гріє антифриз і перекачуючи його по всій системі охолодження. Паливо в підігрівач поступає з паливного бака. Він може працювати не тільки на бензині або дизпаливі, але і на газу в автомобілях з ГБО.

Разом з включенням підігрівача включається і вентилятор пічки, який направляє тепле повітря в автомобіль. Через п'ять-десять хвилин буде не тільки прогрітий двигун, але і теплий салон автомобіля.



Рисунок 4 – Передпусковий підігрівач фірми Webasto для бензинового двигуна

Система управління підігрівача може включатися за допомогою пульта з дистанційним управлінням, мобільного телефону або таймера, рис. 5. Таймер встановлюється біля приладової панелі і дозволяє включити систему в будь-який запрограмований час. Ціна таймера коливається від його функцій і може складати від 700 до 2400 грн. Пульт дистанційного керування коштує у декілька разів дорожче, але дозволяє включати опалювання на відстані одного кілометра. Найзручніший спосіб включення через мобільний телефон. В цьому випадку до підігрівача встановлюється GSM – модуль. Він починає працювати за допомогою відправлення сім-картки, голосового виклику або за допомогою подачі команди через Інтернет. До недоліків можна віднести наявність сім-картки, баланс якої повинен бути постійно позитивним. GSM – модуль обійдеться від 2800 до 5600 грн. (ціни вказані на початок 2014 р.)



Рисунок 5 – Засоби управління підігрівача фірми Webasto:

а – таймер; б – пульт управління; в – управління з мобільного телефону

Перед покупкою підігрівача необхідно враховувати потужність передпускового підігрівача та вибирати її виходячи з розмірів двигуна. Чим більше двигун, тим більше потужність. Середня ціна за набір для легкової машини обійдеться від 14000 до 20000 грн.

Час прогрівання двигуна і салону автомобіля коливається від 10 до 60 хв., залежно від температури на вулиці. Відключення підігрівача відбувається автоматично, після того, як температура антифризу стане $+75^{\circ}\text{C}$. Дальність дії датчиків дистанційного керування (заявлена в технічній документації) може значно зменшуватися через радіозавади, будівлі і інші перешкоди. Систему можна включати і під час руху, якщо в салоні не підтримується комфортна температура.

Робота підігрівача здійснюється за допомогою спалювання палива, а ось вентилятор бере енергію від акумулятора. Тому необхідно стежити за зарядкою акумулятора інакше його може не вистачити для запуску двигуна. Середнє споживання палива підігрівачем складає 0,5 л/год.

Якщо сигналізація в автомобілі реагує на зміну внутрішнього об'єму, то при включенні вентилятора при прогріванні, вона спрацьовуватиме. Наявність передпускового підігрівача, збільшує ресурс експлуатації двигуна. Доведено, що запуск холодного двигуна дає такий же знос, як і пробіг в 50 км. Можна зробити один висновок, що установка передпускового підігрівача позбавить автовласника від проблем із запуском автомобіля взимку, заледенілим склом і холодним салоном.

Передпусковий підігрівач двигуна Eberspacher. Переваги автономних підігрівачів Eberspacher, які заявлені фірмою виробника, (рис. 6):

- комфорт в автомобілі;
- економія палива;
- економія моторесурсу двигуна;
- безпека на дорогах;
- здорова сім'я;
- економія часу;
- оптимальна ціна/німецька якість;
- тепло і затишок в автомобілі.



Рисунок 6 – Зовнішній вигляд передпускового підігрівача двигуна фірми Eberspacher

Передпусковий підігрівач може запускатися як спільно з двигуном, так і готувати автомобіль до приходу автовласника (без запуску двигуна). Підігрівач встановлюється в малий контур охолодження двигуна, безпосередньо до пічки автомобіля. Тому при роботі підігрівача прогрівається не тільки двигун але і салон автомобіля.

Отже, передпусковий підігрівач не тільки захищає двигун від передчасного зносу, полегшує запуск, але також, істотно, економить паливо, яке автомобіль споживає

при роботі на холостому ході (мінімум в 4 рази). Наприклад в Європі заборонено стояти з включеним двигуном без руху (для прогрівання), тому всі автомобілі комплектуються підігрівачами прямо на заводах. Компанія Ford передпусковий підігрівач замінює на догрівач з власною прошивкою.

Висновки:

1. Проведено огляд найбільш поширених передпускових підігрівачів для бензинового двигуна та перелічено переваги їх застосування. Докладно розглянуто найбільш поширені типи передпускових підігрівачів для бензинового двигуна. Зазначено, що при роботі підігрівача прогрівається не тільки двигун але і салон автомобіля.

2. Проведений огляд показав, що проблема передпускового нагріву двигуна автомобіля є достатньо актуальною.

Список літератури. 1. Предпусковые отопители // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: <http://www.autoinstall.ru/info/40/>. 2. Найман В.С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях. Справочное руководство. / В.С. Найман – М.: Астрель. – 2007. – 213с. 3. Предпусковой подогреватель двигателя «Северс» // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: www.elcer.com.ua/predpuskovoj-podogrevatel-dvigatelja/severs/. 4. Webasto // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: www.webasto.com/ua/. 5. Eberspacher Hydronic D5 WS // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: <http://thermo-top.ru/shop/41/desc/hydronic-d5ws>. 6. Предпусковые подогреватели двигателя // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: <http://freezer.ru/webasto.shtml>. 7. Предпусковые подогреватели двигателя // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: <http://avtopodogrev.com.ua/product/>. 8. Defa Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: <http://www.lpg.ru/auto/heating/defa>. 9. Предпусковые подогреватели для авто // Матеріали сайту – 2014. – Режим доступу: http://auto.ironhorse.ru/predpuskovoy-podogrevatel_108.html. 10. Акимов С.В. Электрооборудование автомобилей. / С.В. Акимов, Ю.П. Чижков – М. Учебное пособие, За рулем – 2004. – 213с.

Bibliography (transliterated): 1. Predpuskovyye otopiteli (Preoperational heaters) Available at: www.autoinstall.ru/info/40 (accessed 13 November 2014). 2. Nayman V.S. Vse o predpuskovyih obogrevatelyah i otopitelyah. Spravochnoe rukovodstvo [All of the pre heaters and heaters. Reference Guide]. Moscow, Astrel. 2007. 213 p. 3. Predpuskovoy podogrevatel dvigatelya «Severs» (Engine preheater "Severs") Available at: www.elcer.com.ua (accessed 13 November 2014). 4. Kompaniya Webasto (The company Webasto) Available at: www.webasto.com/ua (accessed 13 November 2014). 5. Eberspacher Hydronic D5 WS (Eberspacher Hydronic D5 WS Available at: <http://thermo-top.ru/shop/41/desc/hydronic-d5ws>. (accessed 13 November 2014). 6. Predpuskovyye podogrevateli dvigatelya (Engine preheater) Available at: <http://freezer.ru/webasto.shtml> (accessed 13 November 2014). 7. Predpuskovyye podogrevateli dvigatelya (Engine preheater) Available at: <http://avtopodogrev.com.ua/product> (accessed 15 November 2014). 8. Defa (Defa) Available at: <http://www.lpg.ru/auto/heating/defa> (accessed 15 November 2014). 9. Predpuskovyye podogrevateli dlya avto (Preheater for cars) Available at: http://auto.ironhorse.ru/predpuskovoy-podogrevatel_108.html (accessed 15 November 2014). 10. Akimov S. V., Chizhkov Yu. P. Elektrooborudovanie avtomobiley [Electrical equipment of automobiles]. Moscow, Uchebnoe posobie, Za rulem, 2004. 214 p.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.017

М.А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харків;
Д.М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;
Р.Ю. САЛЬНИКОВ, асп., ХНАДУ

ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА ЗАДНИХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Определен максимально допустимый дисбаланс задних ведущих колес в зависимости от максимально допустимого угла рыскания автомобиля. Получены аналитические выражения позволяющие определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес. На примере автомобиля КрАЗ-6322 определено, максимально допустимый дисбаланс на колесах автомобиля. Предлагаемый метод нормирования дисбаланса задних колес автомобилей учитывает не только массу и радиус колеса, но также и геометрические размеры автомобиля и упругие характеристики шин.

Ключевые слова: автомобиль, дисбаланс, угол рыскания, устойчивость.

Введение. Наличие дисбаланса ведущих колес влечёт за собой ухудшение эксплуатационных (функциональных) свойств автомобиля. В наибольшей степени дисбаланс колес оказывает влияние на устойчивость и управляемость автомобиля.

В настоящей статье определена взаимосвязь между величиной дисбаланса одного из ведущих колес и параметрами колебаний автомобиля в плоскости дороги, вызванных указанным дисбалансом. Получены аналитические выражения, связывающие величину дисбаланса одного из колес с углом рыскания автомобиля.

Анализ последних достижений и публикаций. Влияния дисбаланса направляющих колес на устойчивость, управляемость автомобиля рассмотрено в работе К.С. Колесникова [1]. Даже при движении автомобиля по шоссе с ровным покрытием направляющие колеса могут совершать вынужденные колебания от сил, возникающих при наличии дисбаланса колес. Эти колебания происходят как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях и являются вполне закономерными [1]. Если частота вращения колеса будет совпадать с собственной частотой системы, то возникнет резонанс и амплитуды колебаний возрастут до больших величин [1].

Дисбаланс может быть даже у хорошо сбалансированного колеса, если оно при монтаже плохо центрировано на ступице [1]. Исследованию влияния дисбаланса шин и колес на динамику автомобиля посвящены работы [2-5]. Определено, что хотя на устойчивость и управляемость автомобилей большое влияние оказывает дисбаланс передних направляющих колес, но и дисбаланс задних колес может также влиять на динамику и надежность машин.

В работе [6] для оценки устойчивости и управляемости автомобилей предложен новый критерий – частота свободных (собственных) колебаний автомобиля в плоскости дороги. В указанной работе [6] показано, что источником вынужденных колебаний автомобиля в плоскости дороги являются колебания направляющих колес, создаваемые водителем. Согласно проведенным исследованиям, результаты которых закреплены законодательно [7], максимальная частота вынужденных колебаний $\nu_{\text{вын}}$ не может превышать 0,7 Гц, что определяется психофизическими возможностями водителя.

Частота свободных колебаний двухосного автомобиля в плоскости дороги определяется следующей зависимостью [6]:

$$v_{\text{собств}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{y1}/m_a}{\left(1 + \frac{c_{y1}}{c_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{c_{y1}}{c_{y2}} - \frac{b}{a}}{1 + \frac{c_{y1}}{c_{y2}}} \right)^2 \right]}}, \quad (1)$$

де L – продольная колесная база автомобиля;

m_a – общая масса автомобиля;

c_{y1}, c_{y2} – суммарные боковые жесткости колес передней и задней осей автомобиля;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси;

a, b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через эти точки.

Дисбаланс задних колес автомобиля генерирует вынужденные колебания, частота которых зависит от скорости автомобиля [1]. При совпадении $v_{\text{вын}}$ и $v_{\text{собств}}$ возникает резонанс, приводящий к резкому увеличению амплитуды колебаний и ухудшению устойчивости и управляемости автомобиля. Представляет интерес определение взаимосвязи между величиной дисбаланса одного из ведущих колес и величиной амплитуды колебаний автомобиля в плоскости дороги.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение устойчивости автомобиля путем ограничения дисбаланса задних колес.

Для достижения указанной цели необходимо определить максимально допустимый дисбаланс задних ведущих колес в зависимости от максимально допустимого угла рыскания автомобиля.

Определение максимально допустимого дисбаланса задних колес. На рис. 1 приведена схема нагружения заднего ведущего моста автомобиля при наличии дисбаланса одного из ведущих колес.

Возмущающая сила, вызывающая появление момента в плоскости дороги

$$F_{\text{возм}} = F_{\text{дис}} \cdot \sin \beta k = m_{\text{дис}} \cdot r_{\text{дис}} \cdot \omega_k^2 \cdot \sin \beta k = S_{\text{дис}} \cdot \omega_k^2 \cdot \sin(\omega_k \cdot t). \quad (2)$$

где $S_{\text{дис}}$ – статический момент колеса относительно оси вращения (дисбаланс),

$$S_{\text{дис}} = m_{\text{дис}} \cdot r_{\text{дис}}. \quad (3)$$

Возмущающий момент

$$M_{\text{возм}} = F_{\text{возм}} \cdot \frac{B}{2} = 0,5 \cdot S_{\text{дис}} \cdot B \cdot \omega_k^2 \cdot \sin(\omega_k t), \quad (4)$$

где B – колея колес.

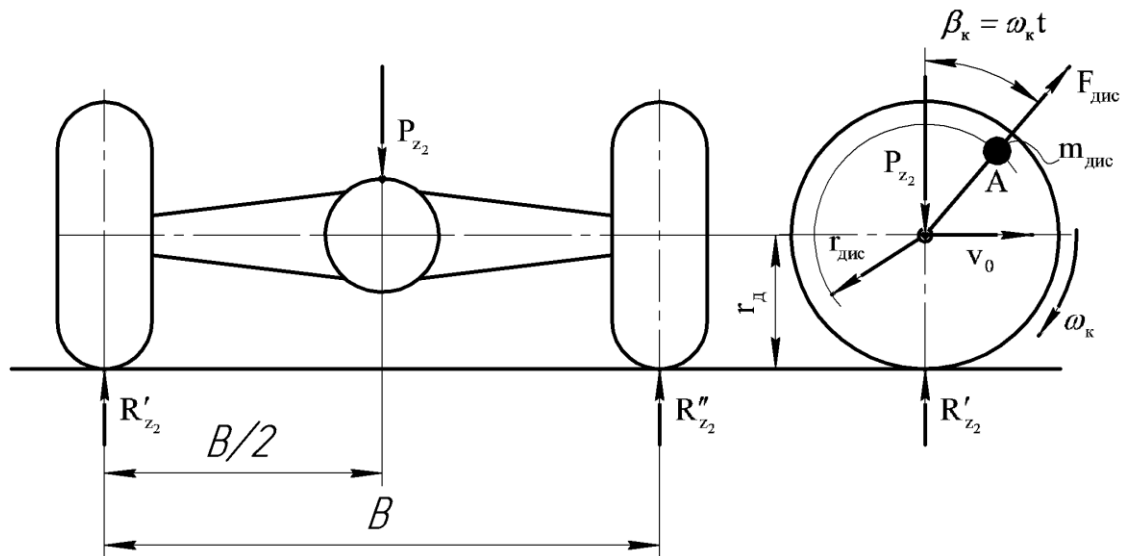


Рисунок 1 – Схема нагружения заднего ведущего моста автомобиля при наличии дисбаланса одного из ведущих колес: P_{z_2} – суммарная нормальная загрузка на колеса моста; R'_{z_2} , R''_{z_2} – нормальные реакции дороги на отдельных колесах автомобиля; $r_д$ – динамический радиус колеса; $m_{\text{дис}}$, $r_{\text{дис}}$ – условная точечная неуравновешенная масса на колесе и радиус ее расположения; ω_k , v_0 – угловая скорость колеса и линейная скорость его оси; $F_{\text{дис}}$ – неуравновешенная сила инерции на колесе, вызванная дисбалансом; B – колея задних колес

На рис. 2 приведена динамическая модель колебательной системы автомобиля в плоскости дороги.

Динамика вращательного движения автомобиля в плоскости дороги описывается следующим уравнением (см. рис. 2):

$$J_{zm} \cdot \ddot{\psi}_z + \gamma \dot{\psi}_z = M_{\text{возм}}, \quad (5)$$

где $\ddot{\psi}_z$, $\dot{\psi}_z$, ψ_z – угловые ускорение, скорость и перемещение автомобиля в плоскости дороги;

J_{zm} – момент инерции автомобиля относительно центра упругости M [6],

$$J_{zm} = J_{zm} + H^2 \cdot m_a = m_a \cdot (i_z^2 + H^2); \quad (6)$$

$c_{\text{угл}}$ – угловая жесткость автомобиля, обусловленная боковой жесткостью шин;

γ – коэффициент вязкого трения.

Преобразовав левую и правую части уравнения (5), получим с учетом (6)

$$\ddot{\psi}_z + \gamma \dot{\psi}_z = \frac{M}{m_a \cdot (i_z^2 + H^2)}, \quad (7)$$

где k – круговая частота свободных (собственных) колебаний автомобиля в плоскости дороги,

$$k = \sqrt{\frac{c_{y_{\text{гл}}}}{J_{zm}}} ; \quad (8)$$

$2n$ – коэффициент демпфирования,

$$2n = \frac{\gamma}{J_{zm}} . \quad (9)$$

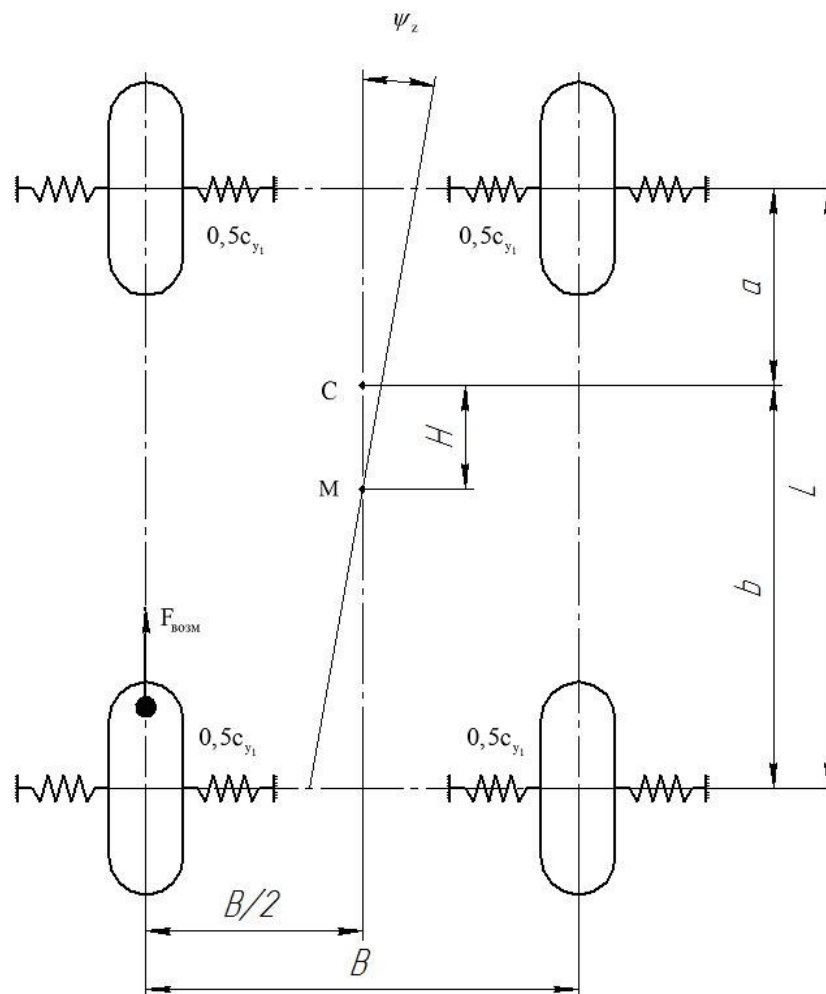


Рисунок 2 – Динамическая модель колебательной системы автомобиля в плоскости дороги: ψ_z – изменение курсового угла автомобиля в процессе колебаний; С – центр масс автомобиля; М – центр упругости автомобиля; Н – расстояние между центрами масс и упругости автомобиля

Подставляя выражение (4) в выражение (7), получим

$$\ddot{i}_z = \frac{n \cdot S_{\text{дис}} \cdot B \cdot \omega_k^2}{m_a \cdot (i_z^2 + H^2)} \cdot \sin(\omega_k t). \quad (10)$$

При длительном времени действия возмущающего момента решение неоднородного дифференциального уравнения второго порядка (10) будет состоять только из частного решения, имеющего вид

$$\psi_z = \frac{S_{\text{дис}} \cdot B \cdot \omega_k^2}{2m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \sqrt{(k^2 - \omega_k^2)^2 + 4n^2 \omega_k^2}} \cdot \sin(\omega_k t - \Delta). \quad (11)$$

где Δ – угол сдвига по фазе между колебаниями автомобиля и возмущающего момента,

$$\Delta = \arctg\left(\frac{2n \cdot \omega_k}{k^2 - \omega_k^2}\right). \quad (12)$$

Амплитуда колебаний автомобиля в плоскости дороги

$$A_\psi = \psi_{z \max} = \frac{S_{\text{дис}} \cdot B \cdot \omega_k^2}{2m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \sqrt{(k^2 - \omega_k^2)^2 + 4n^2 \omega_k^2}}. \quad (13)$$

Угловая скорость колеса

$$\omega_k = \frac{v}{r_k}, \quad (14)$$

где v – скорость движения автомобиля;

r_k – кинематический радиус ведущего колеса.

Координата H центра упругости автомобиля в плоскости дороги находится по известной [6] формуле

$$H = \frac{a \cdot c_{y1} - b \cdot c_{y2}}{c_{y1} + c_{y2}}. \quad (15)$$

Радиус инерции может быть определен по формуле [8]

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12}}. \quad (16)$$

С увеличением v происходит увеличение ω_k и $\psi_{z\max}$. Из уравнения (13) определяем с учетом (14)

$$S_{\text{дис}} = 2\psi_{z\max} \frac{m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \cdot r_k^2}{B \cdot v^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{v^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{v^2}{r_k^2}}. \quad (17)$$

Максимально допустимый дисбаланс колеса $[S_{\text{дис}}]$ должен определяться при $v = v_{\max}$. Кроме того, необходимо учитывать дисбаланс на втором колесе. Расположение неуравновешенных масс на левом и правом колесах может быть различным. В работе [9] приводится пример самосинхронизации роторов вибраторов.

Самосинхронизация роторов – явление автоматического поддержания равенства угловых скоростей и фаз отдельных вибраторов при отсутствии кинематических связей. Разность углов β'_k и β''_k (см. рис. 1) колес заднего ведущего моста, учитывая степень свободы, создаваемую межколесным дифференциалом, в наихудшем случае равна 180° . В этом случае допустимый дисбаланс одного колеса равен

$$[S_{\text{дис}}] = 0,5 S_{\text{дис}} = [\psi_z] \frac{m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \cdot r_k^2}{B \cdot v_{\max}^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{v_{\max}^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{v_{\max}^2}{r_k^2}}. \quad (18)$$

где $[\psi_z]$ – максимально допустимое значение угла рыскания автомобиля. На рис. 3 приведен график зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

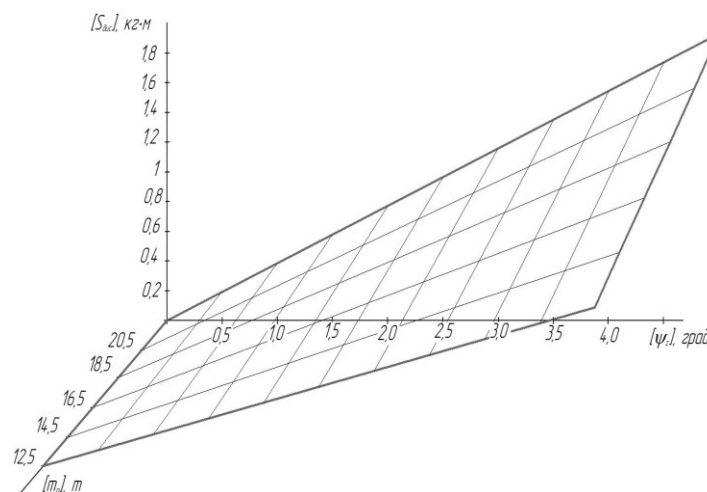


Рисунок 3 – График зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

Выводы.

1. Полученные аналитические выражения позволяют определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес.

2. В отличие от ранее известных, предлагаемый метод нормирования дисбаланса задних колес автомобилей учитывает не только массу и радиус колеса, но также и геометрические размеры автомобиля, и упругие характеристики шин.

3. На примере автомобиля КраЗ-6322 определено, что максимально допустимый дисбаланс на колесах автомобиля составляет 1,8 кг м при максимальной массе 22,5 т.

Список литературы: 1. Колесников К.С. Автоколебание управляемых колес автомобиля /К.С. Колесников. – М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1955. –238 с. 2. Юрченко А.Н. Автомобильные шины. Требования. Эксплуатация. Износ / А.Н. Юрченко. – Харьков: С.А.М., 2003. – 115 с. 3. Влияние дисбаланса шин и колес на работу автомобиля // Труды НАМИ, вып. 146. – М.: НАМИ, 1974. – 85 с. 4. Николаев В.А. Исследование влияния дисбаланса колес легковых автомобилей на износ шин / В.А. Николаев., В.С. Ярьсько // Труды МАДИИ, вып. 35. – М.: МАДИ, 1972. – с. 15-20. 5. Носенков Н.Г. Балансировка управляемых колес / Н.Г. Носенков, М.И. Головнеер и др. // Автомобильный транспорт. – 1965. – №10. – с. 41–42. 6. Подригало М.А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – с. 42–48. 7. Электронные системы контроля устойчивости: ECE TRANS 180 Add. 8. Введены в глобальный регистр 2008-06-26. Женева: Глобальный регистр. Организация объединенных наций, 2008. – 116 с. 8. Подригало М.А. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования / [М.А. Подригало, В.П. Волков] // Автомобильная промышленность, 2003. – №6. – с. 19-22. 9. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1987. – 352 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kolesnikov K.S. Avtokolebanie upravljajemyh koles avtomobilja. Moscow: Gosudarstvennoe izd-vo tehniko-teoreticheskoy literatury, 1955. 2. Jurchenko A.N. Avtomobil'nye shyny. Trebovanija. Jekspluatacija. Iznos. Kharkiv: S.A.M., 2003. 3. "Vlijanie disbalansa shin i koles na rabotu avtomobilja." Trudy NAMI, No. 146. Moscow: NAMI, 1974. 4. Nikolaev V.A. Issledovanie vlijanija disbalansa koles legkovyh avtomobilej na iznos shin. Trudy MADII, No. 35. Moscow: MADI, 1972. 5. Nosenkov N.G. Balansirovka upravljajemyh koles. Avtomobil'nyj transport. No.10. 1965. 6. Podrigalo M.A. Obespechenie upravljaemosti i ustojchivosti avtomobilej pri ustanovivshemsja dvizhenii. Vestnik HNADU. Sbornik nauchnyh trudov. Kharkov: Izd-vo HNADU, No. 60, 2013. 7. Jelektronnye sistemy kontrolja ustojchivosti: ECE TRANS 180 Add. 8. Vvedeny v global'nyj registr 2008-06-26. Zheneva: Global'nyj registr. Organizacija obedinennyh nacij, 2008. 8. Podrigalo M.A. Opredelenie radiusov inercii avtomobilja na stadii ego proektirovanija. Avtomobil'naja promyshlennost. No. 6, 2003. 9. Panovko Ja.G. Ustojchivost' i kolebanija uprugih sistem. Sovremennye koncepcii, paradoksy i oshibki. Moscow: Nauka, 1987.

Поступила (received) 02.03.2015

УДК 629.3.504

Ан. В. БАЖИНОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Предложен энергетический метод управления периодичностью технического обслуживания автомобилей, который заключается в аналитическом методе оценки потребности в запасных частях и принципиально отличается тем, что математическая модель оценки потребности в запасных частях базируется на скорости изнашивания сопряженных силовых агрегатов, учитывающая энергетические затраты на выполнение транспортной работы, а также индивидуальные особенности и техническое состояние конкретной транспортной машины.

Ключевые слова: автомобиль, топливо, периодичность, метод, пробег.

Введение. Необходимость увеличения производительности автотранспорта с сохранением достаточного уровня безотказности и снижения себестоимости перевозок требует совершенствования технической эксплуатации автомобилей (ТЭА). Эффективность ТЭА определяется: системой и организацией технического обслуживания (ТО) и ремонта, производственно-технической базой (ПТБ), условиями и режимом эксплуатации, подвижным составом и эксплуатационными материалами, системой материально-технического снабжения (МТС), погрузочными средствами, персоналом.

Анализ последних достижений и публикаций. Основные тенденции применения совершенствования системы ТО на транспорте за последние годы сводятся к следующему: повсеместное внедрение планово-предупредительной системы ТО, увеличение периодичности ТО и межремонтных пробегов и сокращение трудоемкости обслуживания как повышением надежности автосамосвалов в целом и их узлов, использованием качественных расходных материалов, снижением возраста среднесписочного автомобиля, так и совершенствованием ТЭА [2]. По данным НИИАТ, для эксплуатируемого в настоящее время подвижного состава автомобильного транспорта уровень влияния отдельных элементов структуры системы ТО на затраты по обеспечению работоспособности (без организационных затрат и затрат на планирование) следующий: перечень профилактических операций и их периодичность – 0,80 - 0,87; число ступеней технического обслуживания и кратность их периодичности – 0,13 - 0,20 [2]. Анализ организаций производственных процессов на автобазах показал, что простои автомобилей, вызванные выполнением операций ТО, составляют 25-30% от общего времени простоя по техническим причинам. При этом затраты на ремонт и ТО составляют 12% от общих затрат в себестоимости транспортной работы [3].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является повышение эффективности технической эксплуатации автомобилей и организация технического обслуживания, определяющая рациональную стратегию поддержания и восстановления работоспособности автомобилей.

Управление ресурсами транспортных машин. Для обоснования выбора оптимального решения необходимо применять соответствующие закономерности и количественные характеристики, что является необходимым условием

© Ан. В. Бажинов, 2015

целенаправленного управления реализуемыми показателями расходования ресурса автомобиля и его силовых агрегатов. Примем в качестве критерия для нормирования ресурса транспортных машин (силовых агрегатов) чисто экономический эффект:

$$I = \frac{0,7(D - 3) + C_{\text{л}}}{L_{\text{э}}} \geq C_{\text{б}},$$

где D – доход предприятия, грн.;

3 – сумма затрат, связанных с эксплуатацией машин;

$C_{\text{л}}$ – ликвидная стоимость транспортной машины, грн.;

$L_{\text{э}}$ – эксплуатационный пробег транспортной машины, км;

$C_{\text{б}}$ – себестоимость транспортной работы, грн./км.

При эксплуатации транспортных машин затраты на ТО и ремонт постоянно увеличиваются и составляют часть суммы затрат на эксплуатацию машин, тогда:

$$3 = 3_o + 3_{\text{тор}} \text{ грн.},$$

где 3_o – сумма затрат на приобретение транспортных машин, постоянные и переменные расходы, связанные с эксплуатацией машин, грн.;

$3_{\text{тор}}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт машин, грн.

Исходя из названного критерия, эксплуатационный пробег транспортной машины до ее списания составит:

$$L_{\text{э}} = \frac{0,7(D - 3) + C_{\text{л}}}{C_{\text{бэ}}}, \quad (1)$$

где 3 – сумма затрат, связанная с эксплуатацией транспортной машины, грн.

Снятие транспортной машины с эксплуатации потребуется в том случае, если годовой пробег

$$L_{\text{э}} \leq L_{\text{э}}.$$

Стоимостные показатели D , 3 , $C_{\text{л}}$, $C_{\text{б}}$ следует использовать в формуле (1) только на планируемый период эксплуатации транспортных машин (год, квартал, месяц).

Затраты на техническое обслуживание и ремонт за год составят:

$$3_{\text{тор}} = \left[\frac{C_{\text{ЕО}} \cdot L}{l_{\text{сс}}} + (N_{\text{ТО-1}} \cdot C_{\text{ТО-1}} + N_{\text{ТО-2}} \cdot l_{\text{ТО-2}}) + C_{\text{ТР}} + T_{\text{ТР}} \right] \text{ грн.},$$

где $C_{\text{ЕО}}$, $C_{\text{ТО-1}}$, $C_{\text{ТО-2}}$, $C_{\text{ТР}}$ – соответственно стоимость работ ежедневного обслуживания, работ ТО-1, ТО-2, текущего ремонта, грн.;

$N_{\text{ТО-1}}$, $N_{\text{ТО-2}}$ – соответственно годовое количество воздействий ТО-1, ТО-2.

Стоимость обслуживания составляет:

$$C_{\text{ТО-1}} = t_{\text{ТО-1}} \cdot C_{\text{ч}} + C_{\text{м}_1} \text{ грн.},$$

$$C_{TO-2} = t_{TO-2} \cdot C_{\text{ч}} + C_{M2} \text{ грн},$$

где t_{TO-1} , t_{TO-2} – соответственно трудоемкость одного воздействия ТО-1 и ТО-2, чел.-ч;

$C_{\text{ч}}$ – часовая тарифная ставка слесаря, грн./чел.-ч;

C_{M1} , C_{M2} – соответственно стоимость материалов на одно обслуживание ТО-1 и ТО-2, грн.;

Затраты на текущий ремонт рассчитываются на 1000 км пробега. Их можно определить следующим образом:

$$C_{TP} = t_{TP}^H + C_{\text{ч}} + C_{3\text{ч}} \text{ грн./1000 км},$$

где t_{TP}^H – нормативная трудоемкость воздействия текущего ремонта транспортной машины на 1000 км пробега, чел.-ч/1000 км;

$C_{3\text{ч}}$ – стоимость запасных частей на 1000 км пробега, грн./1000 км.

Годовой пробег можно представить с учетом интенсивности эксплуатации автомобилей так:

$$L_z = l_{cc} \cdot D_{p.z} \cdot \alpha_m \text{ км},$$

где $D_{p.r}$ – дни работы предприятия в год, дн.

Трудоемкость воздействий текущего ремонта транспортных машин за год составит:

$$T_{TP} = \frac{t_{TP}^H \cdot A_{cn} \cdot \alpha_m \cdot D_{p.z} \cdot l_{cc} \cdot K_{\text{в}} \sqrt{1 + \gamma\beta}}{1000 K_{\text{д}} \cdot K_p \cdot K_{\text{год}}} \text{ чел. - ч.}$$

В течение года эксплуатации транспортных машин выполняются с различной периодичностью смазочные, крепежные, очистительные и контрольно-диагностические работы. Объем этих работ составит:

$$N_{TO-1} = \frac{0,75 L_z \sqrt{1 + \gamma\beta}}{L_{TO-1}^H \cdot K_p \cdot K_{\text{д}} \cdot K_{\text{год}}},$$

$$N_{TO-2} = \frac{0,25 L_z \sqrt{1 + \gamma\beta}}{L_{TO-1}^H \cdot K_p \cdot K_{\text{д}} \cdot K_{\text{год}}},$$

где L_{TO-1}^H – нормативное значение пробега транспортных машин до выполнения ТО-1, км.

Тогда, в окончательном виде затраты на ТО и ремонт за год составляет:

$$Z_{\text{тор}} = L_2 \left[\frac{C_{EO}}{l_{cc}} + \frac{\sqrt{1+\gamma\beta}}{K_p \cdot K_d \cdot K_{\text{вод}}} \left(\frac{0,75C_{TO-1} + 0,25 \cdot C_{TO-2}}{L_{TO-1}^H} + \frac{t_{TP}^H \cdot K_e \cdot C_u + C_{3ч}}{1000} \right) \right] \text{ грн.}$$

Из последнего уравнения видно, что затраты на ТО и ремонт транспортных машин изменяются от пробега, условий эксплуатации, мастерства водителя, возраста подвижного состава, а также количества капитальных ремонтов.

Исходя их уравнения (1) эксплуатацию транспортной машины прекращают, когда разность между доходами и затратами достигнет предельного значения или будет равна 0. Тогда эксплуатационный пробег транспортной машины на планируемый период составит:

$$L_3 = \frac{(D_n - Z_{\text{он}}) K_p \cdot K_d \cdot K_{\text{вод}}}{\sqrt{1+\gamma\beta} \left\{ \left[(0,75C_{TO-1} + 0,25C_{TO-2}) / L_{TO-1}^H \right] + \frac{t_{TP}^H \cdot K_e \cdot C_u + C_{3ч}}{1000} \right\}} \text{ км,}$$

где D_n – доход предприятия от одного автомобиля на планируемый период, грн.;
 $Z_{\text{он}}$ – сумма затрат на приобретение транспортной машины, постоянные и переменные расходы, связанные с эксплуатацией машины на планируемый период, грн.

Эксплуатационный пробег транспортных машин зависит от ряда факторов. Увеличение пробега наблюдается с улучшением условий эксплуатации, увеличением периодичности обслуживания, повышением надежности транспортных машин.

Выводы. 1. Разработана комплексная система управления ресурсом транспортных машин, учитывающая энергетические затраты на транспортную работу. 2. Установлены сроки эксплуатации транспортной машины по затратам на техническое обслуживание, что позволяет снизить затраты на транспортную работу на 7%.

Список литературы: 1. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г.Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с. 2. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292 с. 3. Бажинов А.В. Долговечность легкового автомобиля / А.В.Бажинов, Е.А.Серикова, А.М.Быков. – Харьков: Мачулин, 2012. – 178 с. 4. Лукинский В. С. Логистика автомобильного транспорта / В. С. Лукинский, В. И. Бережной, Е. В. Бережная, и др. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 324 с. 5. Бажинов А. В. Прогнозирование потребности в запасных частях к транспортным машинам. монография. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 128с. 6. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я.Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1998. – 468 с. 7. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей: Книга 1. Техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей / И.С. Туревский. – М.: ИД «ФОРУМ», ИНФРА-М, 2007. – 432 с. 8. Малкин В.С. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей / В.С. Малкин, Ю.С. Бугаков. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 431с.

9. Яговкин А.И. Организация и управление производством технического обслуживания и ремонта автотранспортных средств / А.И. Яговкин, Б.С. Клейнер, В.А. Новоселов. – Красноярск: Изд-во Красноярский Университет, 1989. – 288с. 10. Авдонькин Ф.Н. Планирование затрат на запасные части / Ф.Н. Авдонькин, А.И. Малышев. – В сб.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. – Саратов, 1983. – С.3-11.

Bibliography (transliterated): 1. Kuhtov V.G. Dolgovechnost' detalej shassi kolesnyh traktorov. Kharkov: HNADU, 2004. Print. 2. Govorushhenko N. Ja. Sistemotekhnikaavtomobil'nogotransporta. Kharkov: HNADU, 2011. Print. 3. Bazhinov, A.V., A.M.Serikova. Dolgovechnost' legkovogo avtomobilja. Kharkov: Machulin, 2012. Print. 4. Lukinskij, V. S., et al. Logistikaavtomobil'nogotransporta. Moscow: Finansyistatistika, 2000. Print. 5. Bazhinov, A. V., A. M. Serikova. Prognozirovanie potrebnosti v zapasnyh chastjah k transportnym mashinam. Monografija. Kharkov: HNADU, 2012. Print. 6. Govorushhenko, N.Ja., and A.N. Turenko. Dolgovechnost' legkovogo avtomobilja. Kharkov: HNADU, 1998. Print. 7. Turevskij, I. S. Tehnicheskoe obsluzhivanie i tekushhij remont avtomobilej. Vol.1.Moscow: ID «FORUM»: INFRA-M, 2007. Print. 8. Malkin, V.S. Osnovyj ekspluatatsii i remonta avtomobilej.Rostov-on-Don: Feniks, 2007. Print. 9. Jagovkin A.I., B.S. Klejner and V.A. Novoselov. Organizacija i upravlenie proizvodstvom tehničeskogo obsluzhivanija i remonta avtotransportnyh sredstv. Krasnojarsk: Izd-vo Krasnojarskij Universitet, 1989. Print. 10. Avdon'kin F.N., and A.I. Malyshev. "Planirovanie zatrat na zapasnye chasti."Povysheniej effektivnosti ispol'zovanija avtomobil'nogo transporta. Saratov: Nauk. dumka, 1983. 3–11. Print.

Поступила (received) 30.01.2015

УДК 629.113

В. І. ЗАХАРЧУК, канд. техн. наук, доц. Луцький НТУ**ОЦІНКА ПЕРСПЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ**

Наведено результати розрахункових досліджень перспективності застосування альтернативних моторних палив в засобах технологічного транспорту методом комплексної оцінки енергетичних властивостей, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації транспортного засобу. Запропонована методика дозволяє оцінити показники транспортного засобу при його роботі на різних паливах за одним комплексним показником (загальним критерієм), що значно спрощує вибір палива.

Ключові слова: альтернативне моторне паливо, транспортний засіб, екологічні показники

Вступ. На сьогоднішній день у нашій державі є великий парк колісних транспортних засобів та мобільної сільськогосподарської техніки з дизелями, які працюють на дизельному паливі нафтового походження. Але вартість дизельного палива весь час зростає та погіршується екологічна ситуація в країні. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є адаптація дизелів до роботи на альтернативних паливах [1, 2, 3]. Можливість застосування певного виду альтернативного моторного палива (АМП) визначається його регіональними ресурсами, співвідношенням цін між альтернативними та традиційними паливами, затратами на адаптацію двигунів для роботи на АМП, на інфраструктуру доставки, зберігання та заправки техніки.

Аналіз основних досягнень і літератури. Значна частина колісних тракторів, зокрема класу 1,4, в сільськогосподарському виробництві, комунальному господарстві та промисловості використовується в якості технологічного транспорту. В цьому випадку передбачений їх заїзд в закриті приміщення та тривала робота в цих приміщеннях. Вже через декілька хвилин роботи в двигуна в закритому приміщенні гранично допустимі концентрації викидів з відпрацьованими газами шкідливих речовин перевищують норму [4]. Зменшити це негативне явище можна використанням альтернативних моторних палив. Стосовно технологічних транспортних засобів пріоритет по АМП належить біопаливам на основі рослинних олій та газовому паливу [5, 6]. Дослідженню показників ТЗ при їх роботі на АМП присвячено значна кількість робіт, виконаних в Російській Федерації [1, 2, 3], а також в НТУ, ХНАДУ, ХПІ [7, 8, 11]. Але на даний час відсутні комплексні дослідження системи «паливо-двигун-транспортний засіб», які з системних позицій дозволили б розробити методики оцінки впливу використовуваного палива на енергетичні, екологічні та економічні показники засобів технологічного транспорту.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є дослідження показників такого виду технологічного транспорту, як колісний трактор МТЗ-80, при його роботі на альтернативних моторних паливах: природному газі у випадку переобладнання дизеля в газовий двигун з іскровим запалюванням та біодизельному паливі.

Матеріали досліджень. Застосування системних принципів дозволило дослідження процесу експлуатації ТЗ на АМП здійснити на моделі експлуатаційної системи «паливо-двигун-транспортний засіб» [8]. На вхід системи подається певний вид палива, яке характеризується своїм елементарним складом, нижчою теплотою згоряння, ціною та іншими показниками. Виходом системи є загальний критерій вибору палива. Системний аналіз показав, що методика підбору альтернативних видів палива повинна ґрунтуватися на оцінці за різними критеріями [7]. Дослідники

сходяться на думці, що найбільш важливими є паливо-енергетичний критерій, критерій екологічної безпеки ТЗ та критерій економічної ефективності експлуатації [5, 6, 7], які включає в себе загальний критерій вибору палива.

Для комплексної оцінки експлуатаційних властивостей нафтового та альтернативних палив, а також енергетичних та паливо-економічних показників двигуна при роботі на різних паливах визначається паливо-енергетичний критерій. Для цього застосований метод аналізу ієрархій Т. Сааті (МАІ). За допомогою МАІ можна вирішувати завдання багатокритеріальної оптимізації з досить великою кількістю критеріїв оптимальності [9].

Об'єкти досліджень оцінюються (попарним порівнянням) за допомогою розробленої математичної матричної моделі із застосуванням множини критеріїв, обраних залежно від вирішуваних завдань і області проблем, і мають різні рівні деталізації. При застосуванні МАІ порівнюється відносна важливість кожного критерію з відносною важливістю будь-якого іншого критерію (елемента), який реалізується математичною матричною моделлю. Порівняння проводиться обчисленням власного вектора по рядках, обчисленням та нормалізацією вектора пріоритету. Для оцінки погодженості в МАІ використовуються індекс погодженості і відношення погодженості.

Завершальний етап МАІ – розрахунок паливо-енергетичного критерію різних палив:

$$K_{n-e} = \sum_{i=1}^{i=n} x_i \varphi_i, \quad (1)$$

де x_i – вектор пріоритету i – го оціночного критерію, отриманого при парному порівнянні відносної важливості критеріїв на другому рівні по відношенню до загальної мети на першому рівні;

φ_i – вектор пріоритету i – го об'єкта досліджень, отриманого при парному порівнянні відносної важливості об'єктів досліджень на третьому рівні (парне порівняння об'єктів досліджень) по відношенню до критеріїв другого рівня.

Оцінку екологічних властивостей технологічних ТЗ, що працюють на альтернативних і базових видах палива доцільно проводити з врахуванням санітарних норм [10]. На першому етапі це виконується за критерієм ЕП екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива [10]

$$EP = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (K_i)^{\alpha_i} = \frac{KHT}{KHT_6}, \quad (2)$$

де KHT – категорія небезпеки ТЗ, що працює на альтернативному паливі, $\text{м}^3/\text{с}$;

KHT_6 – категорія небезпеки ТЗ, що працює на базовому паливі, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$KHT = \sum_{i=1}^n KHD_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{ГДК_i} \right)^{\alpha_i} \quad (3)$$

де KH_i – категорія небезпеки оїречовини, m^3/c ;

M_i – кількість викидів оїречовини, $г/с$, значення яких отримані на основі даних про шляхові викиди ШР;

$ГДК_i$ – середньодобова гранично-допустима концентрація оїречовини, $г/м^3$;

α_i – безрозмірна константа, що дозволяє співставити класи небезпеки оїречовини і діоксид сульфату (III клас небезпеки);

n – кількість шкідливих речовин у ВГ.

На другому етапі визначається показник екологічної безпеки ТЗ, працюючого на альтернативному виді палива

$$K_{en} = EP \cdot K_o \quad (4)$$

де K_o – показник екологічної небезпеки ТЗ, що працює на базовому виді палива.

Критерій екологічної безпеки

$$K_e = \frac{1}{K_{en}} \quad (5)$$

Економічна ефективність використання АМП оцінюється критерієм економічної ефективності

$$E = \frac{E_{e.g}}{K} \quad (6)$$

де K – капітальні витрати на переобладнання ТЗ для використання АМП;

$E_{e.g}$ – економія експлуатаційних витрат при використанні АМП.

Об'єднання окремих критеріїв в загальний критерій оптимального виду палива здійснюється наступним чином:

$$K = \varphi_1 K_{n-e} + \varphi_2 K_e + \varphi_3 E, \quad (7)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – коефіцієнти вагомості показників технічної пристосованості двигуна до АМП, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації технологічних ТЗ на різних паливах ($\sum \varphi_i = 1$). Для оцінки вагомості окремих критеріїв були використані результати експертних оцінок, виконані в роботі [11]. Найбільшу значимість прийнято для критерію екологічної безпеки (0,38-0,42), дещо менші значення (0,28-0,32) матимуть паливо-енергетичний критерій та критерій економічної ефективності експлуатації.

Для визначення палива, яке має найкращі показники, при оцінюванні його властивостей, повинна виконуватись умова: $K \Rightarrow \max$.

Результати досліджень. Оціночними критеріями паливо-енергетичних властивостей є показники палив та показники двигуна, які наведені в таблиці 1: А1 – достатність ресурсів та можливість масового виробництва палива; А2 – енергетичні показники двигуна при роботі на даному паливі; А3 – детонаційна стійкість палив та схильність до самозаймання; А4 – ціна палива; А5 – питома

ефективна витрата палива двигуном в енергетичних одиницях; А6 – енергозатрати виробництва палива; А7 – безпечність застосування.

Результатирозрахунківпаливо-енергетичного критеріюрізних палив наводиться в табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахунківзначенняпаливо-енергетичного критеріюрізних палив

	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	Паливо-енергетичний критерій
$\Sigma(x_i)$	0,14	0,14	0,14	0,11	0,16	0,15	0,16	
Дизельне паливо	0,26	0,4	0,24	0,27	0,25	0,27	0,36	0,29
Біодизель	0,43	0,34	0,34	0,27	0,32	0,33	0,36	0,34
Природний газ	0,31	0,25	0,42	0,46	0,43	0,38	0,28	0,36

Найвище значення паливо-енергетичного критерію має стиснутий природний газ (0,36). Вбіодизельного палива 0,34, а нафтового ДП 0,29.

Результати комплексної оцінки екологічної небезпеки ВГ трактора МТЗ-80 на основі категорії небезпеки КНТ за гранично допустимими концентраціями та класом небезпеки ШР наведено в таблиці 2.

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

Вид палива	Категорія небезпеки шкідливих речовин ВГ								Категорія небезпеки трактора (КНТ)	
	NO _x		CO		CH		сажа			
	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

Категорія небезпеки трактора, працюючого на біодизелі в 1,11 рази менша, а на природному газі в 1,26 рази менша, ніж на дизельному паливі. Причому екологічна безпека відпрацьованих газів для всіх видів палива в середньому на 90% визначається небезпекою оксидів азоту NO_x, вміст яких у ВГ за масою не дуже значний.

Наступним етапом було визначення рівня екологічної безпеки трактора МТЗ-80 при роботі на різних паливах за критерієм Ке(таблиця 3).

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

Вид палива	Показник екологічної безпеки Ке	Критерій екологічної безпеки Ке
Дизельне паливо	2,98	0,33
Природний газ	2,38	0,42
Біодизель	2,7	0,37

Результати розрахунку показників економічної ефективності зведені в табл. 4.

Таблиця 4 – Економічна ефективність експлуатації одного трактора на альтернативних паливах

№ п/п	Показник	Одиниця вимірюв.	Вид палива	
			Природний газ	Біодизель
1.	Капітальні витрати на переобладнання трактора для роботи на АМП	грн.	10892	3266
2.	Економія експлуатаційних витрат	грн.	7712,1	662,3
3.	Термін окупності	роки	1,41	4,9
4.	Річний економічний ефект від використання альтернативних палив	грн.	6078,3	177,3
5.	Критерій економічної ефективності	–	0,71	0,2

Експлуатація трактора МТЗ-80 в якості технологічного транспортного засобу на газовому паливі в порівнянні з дизельним паливом забезпечує річний економічний ефект 6078,3 грн., а термін окупності витрат на переобладнання для роботи на газі складає 1,41 року. При експлуатації на біодизельному паливі річний економічний ефект складе 177,3 грн., а термін окупності витрат на переобладнання 4,9 року.

В результаті досліджень встановлено, що найвище значення загального критерію вибору доцільного виду палива має природний газ у випадку його використання в переобладнаному з дизеля газовому двигуні, найменше значення в нафтового дизельного палива, в біодизельного палива. Результати розрахунків зведені в табл. 4

Таблиця 4 – Значення загального критерію вибору доцільного виду палива для трактора МТЗ-80, використовуваного в якості технологічного транспорту

Паливо	Загальний критерій К вибору доцільного виду палива
Дизельне паливо	0,221
Природний газ	0,489
Біодизель	0,31

Висновки. Моделі представлення функціонування технологічних ТЗ, працюючих на альтернативних паливах, дозволили звести задачу вибору палива до оптимізації параметрів експлуатаційної системи «паливо-двигун-транспортний засіб» за паливо-енергетичним критерієм, критеріями екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації. Запропонована методика дозволяє оцінити показники транспортного засобу при його роботі на різних паливах за одним комплексним показником (загальним критерієм), що значно спрощує вибір палива.

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 университетим. В.П. Горячкина, 2010. – 95 с. **4.** Максименко О.О. Технология улучшения состояния воздушной среды в помещениях ограниченного объема при работе в них двигателей внутреннего сгорания с жидкостными нейтрализаторами. Автореф. дис. канд. техн. наук. 05.20.01. – Рязань: РГСХА, 2006. – 20 с. **5.** Гавриш В.І. Забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у аграрному секторі економіки: Монографія / В.І. Гавриш. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – 283 с. **6.** Базаров Б.И. Работа поршневых двигателей на альтернативных видах топлива / Б.И. Базаров. – Ташкент: ТАДИ, 2001. – 238с. **7.** Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: НТУ”ХПИ”. – 2003. – 244с. **8.** Захарчук В.І. Методика підбору альтернативних моторних палив для транспортних засобів / В.І. Захарчук // Вісник НТУ, 2013. – №3. – С. 85–90. **9.** Саати Т. Принятієрешений. Метод анализаєрархий / Т. Саати. – М.: Радио и связь, 1993. – 320 с. **10.** 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. **11.** Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: [Монографія] / В.П. Матейчик. – Київ: НТУ. – 2006. – 216 с.

Bibliography (transliterated): 1. Markov, V.A., A.A. Efanovand, Devjanin S.N. Al'ternativnye topliva i metodika ocenki ihj ekologicheskikh kachestv. Gruzovik. No. 6. 2007.27–34. Print. 2. Patrahal'cev N.N. Povysheniej ekonomicheskikh i jekologicheskikh kachestv dvigatelej vnutrennego sgoranija na osnove primenenija al'ternativnyh topliv. Moscow: RUDN, 2008. 3. Ispol'zovanie al'ternativnih topliv v samohodnoj tehnikе. Nauchno-informacionnyj material / M.: Moskovskij gosudarstvennyj agroinzhenernyj universitetim. V.P.Gorjachkina, 2010. 4. Maksimenko O.O. Tehnologija uluchshenija sostojanija vozdušnoj sredy v pomeshhenijah ogranichennoгo obema pri rabote v nih dvigatelej vnutrenneg osgoranija s zhidkostnymi nejtralizatorami: avtoref. dis. Na zdobuttja nauk stupenja kand. tehn. nauk. Rjazan': RGSXA, 2006. 5. Havrysh V.I. Zabezpechennya efektyvnogo vykorystannya palyvno-enerhetychnykh resursiv u ahrarnomu sektori ekonomiky: monohrafiya. Mykolayiv: MDAU, 2007. 6. Bazarov B.I. Rabota porshnevyyh dvigatelej na al'ternativnyh vidah topliva. Tashkent: TADI, 2001. 7. ParsadanovI.V. Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija. Kharkov: NTU ”HPI”, 2003. 8. Zakharchuk V.I. "Metodyka pidboru al'ternatyvnykh motornykh palyv dlya transportnykh zasobiv." Visnyk NTU.No. 3.2013.85–90. Print. 9. Saati T. Prinjatiereshenij. Metodanalizaijerarhij. Moscow: Radio isvjaz', 1993. 10. Cycura A.A. "Ocenka vlijanija avtomobil'nogo transporta na kachestvo vozdušnoj sredy Orenburzh'ja." Vestnik OGU.No. 1. 2000. 47–49. Print. 11. Mateychyk V.P. Metody otsinyuvannya ta sposoby pidvyshchennya ekolohichnoyi bezpeky dorozhnykh transportnykh zasobiv: monohrafiya. Kiev: NTU, – 2006.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.33.03: 621.43

С. В. ШАПКО, канд. техн. наук., доц., КрНУ імені Михайла Остроградського, Кременчук

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ, ОБЛАДНАНОГО КАТАЛІТИЧНИМ НЕЙТРАЛІЗАТОРОМ, В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Розроблений метод розрахунку екологічних показників автомобіля враховує потрібні очисні властивості каталітичного нейтралізатора у разі потреби його встановлення з урахуванням вимог стандартів, на виконання яких орієнтований автомобіль. Запропонований перелік показників, за якими оцінюються зміни очисних властивостей нейтралізатора під час експлуатації автомобіля. Проведені експериментальні дослідження підтверджують запропоновані та запатентовані конструктивні рішення щодо забезпечення стабільності екологічних характеристик автомобіля з каталітичним нейтралізатором.

Ключові слова: автомобіль, каталітичний нейтралізатор, відпрацьовані гази, стабільність екологічних характеристик.

Вступ. Постійне зростання виробництва автомобілів, обладнаних двигунами внутрішнього згоряння, приводить до збільшення забруднення довкілля. Автомобільний транспорт є одним із чинників техногенного впливу на зовнішнє середовище [1,2]. Рівень екологічної безпеки транспортного засобу [3,4] визначається витратою палива, викидами шкідливих речовин, рівнем шуму, випаровуванням та підтіканням палива, мастил, технічних рідин, тепловим випромінюванням.

Ступінь впливу автомобіля на природне довкілля, зокрема шкідливих речовин, які викидаються з відпрацьованими газами (ВГ) двигунів в атмосферу є однією з характеристик автомобіля, яка визначає його технічний рівень [5].

Для вирішення проблеми охорони довкілля від викидів автомобільного транспорту в більшості країн світу впроваджені нормативно-технічні документи, що обмежують вміст шкідливих речовин у ВГ. Постійне посилення вимог стандартів з екологічної безпеки вимагає від виробників автомобілів зосереджувати значні зусилля для пошуку шляхів комплексного вирішення цієї проблеми.

Аналіз основних досягнень і літератури. Значні результати покращення екологічних показників автомобіля в експлуатаційних умовах дає застосування альтернативних видів палива, зокрема, використання біопалив [6], їх сумішей із дизельним паливом [7,8].

Одним з найбільш ефективним методом зменшення викидів шкідливих речовин є встановлення у випускну систему каталітичного нейтралізатора (КН).

Досвід експлуатації автомобілів з дизелями, обладнаними КН показує, що автомобілі, маючи спочатку високі екологічні показники, швидко втрачають ці якості внаслідок забруднення каталізатора твердими частками, в основному сажею. Для підвищення екологічних характеристик необхідно часте проведення технічного обслуговування автомобіля, обладнаного КН для регенерації каталізатора.

Під час експлуатації автомобіля відбуваються певні процеси змін екологічних характеристик. Спочатку встановлення КН забезпечує потрібне зменшення шкідливих викидів. Далі відбувається погіршення екологічних показників внаслідок, по-перше, «природних» причин (знос двигуна, його агрегатів, систем тощо), по-друге, зміна робочих параметрів системи нейтралізації (старіння каталізатора, забруднення сажею, руйнування носія каталізатора тощо). Періодичні проведення регенерації дозволяють підвищити очисні властивості КН, однак, поновити їх до початкового рівня вдається не

© С. В. Шапко, 2015

завжди.

Обладнанням автомобіля КН потрібно забезпечити виконання вимог стандартів не тільки на початку, але й забезпечити потрібну стабільність екологічних показників у процесі експлуатації, оцінні показники якої наведені у роботі [9].

Основним показником очисних властивостей КН слід вважати коефіцієнт очищення K_i , який показує у скільки разів відбувається зменшення концентрацій розглянутого i -го компонента у ВГ на виході з нейтралізатора у порівнянні з його концентраціями на вході:

$$K_i = \frac{C_{i_{\text{вх}}}}{C_{i_{\text{вих}}}}, \quad (1)$$

де $C_{i_{\text{вх}}}$, $C_{i_{\text{вих}}}$ – концентрації шкідливого компонента відповідно на вході і на виході нейтралізатора.

Враховуючи вищенаведене, необхідно знати кількісну та якісну характеристику процесів зміни екологічних характеристик автомобіля під час експлуатації з метою визначення необхідних робочих параметрів КН для забезпечення певної їх стабільності.

Мета дослідження. Розробити метод розрахунку екологічних показників автомобіля, обладнаного КН, який дозволить обрати необхідні параметри нейтралізатора для забезпечення вимог стандартів, на виконання яких орієнтований автомобіль на певний період його експлуатації.

Матеріали досліджень. Розроблений метод розрахунку екологічних показників автомобіля, обладнаного КН, виходячи з результатів теоретичних та експлуатаційних досліджень, ґрунтується на наступних положеннях:

- забезпечення виконання відповідних вимог міжнародних та національних стандартів;
- урахування характеристик автомобільного двигуна за викидами шкідливих речовин на режимах, обумовлених відповідними стандартами;
- забезпечення необхідного пробігу автомобіля до його чергового ТО і виконання при цьому відповідних операцій обслуговування КН.

Викиди шкідливих речовин автомобілем повинні визначатися за методиками, передбаченими відповідними стандартами, на виконання вимог яких орієнтовано автомобіль.

Зокрема, якщо автомобіль орієнтовано на виконання вимог Правил ЄЕК ООН №49 [10], зміст шкідливих речовин по кожній i -ї шкідливої компоненти, що оцінюються їх питомими викидами $g_{i_{\text{вх}}}$ в $\frac{\text{г}}{\text{л}} \cdot \frac{\text{л}}{\text{с}} \cdot \frac{\text{с}}{\text{км}}$, визначаються за результатами випробовувань двигуна на моторному стенді на режимах 13-ступінчастого їздового циклу і обчислюються за формулою

$$g_{i_{\text{вх}}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_i K_{i\text{вх}}}{\sum_{i=1}^{13} N_e K_{i\text{вх}}}, \quad (2)$$

де G_i – масова витрата i -го компонента на режимі випробовувань;

$K_{i\text{вх}}$ – ваговий коефіцієнт режиму;

N_e – ефективна потужність на режимі випробувань;

i – компоненти шкідливих речовин (CO , C_xH_y , NO_x та ін.) у ВГ.

Аналогічно визначаються викиди шкідливих речовин із системи випуску ВГ з встановленим КН.

При встановленні нейтралізатора питомі викиди i -ї компоненти визначають на кожному режимі випробувань за методикою, передбаченою стандартом, з урахуванням очисних характеристик нейтралізатора на тих самих режимах

$$g_{i_i} = g_{i_{aa}} \cdot k_i, \quad (3)$$

де $g_{i_{aa}}$ – питома витрата i -ї компоненти на режимі випробувань двигуна;

k_i – коефіцієнт очищення нейтралізатора на режимі випробувань. Він є зворотною величиною коефіцієнта K_i .

Встановленням у систему випуску ВГ каталітичного нейтралізатора можливо значно покращити екологічні характеристики автомобіля. Зразки КН, які досліджувалися, мали спочатку коефіцієнт очищення по CO в межах 10 (рис. 1). Однак, через 10...12 тис. км пробігу автомобіля очисні властивості КН погіршилися майже у 5 разів.

На автомобіль можна встановити КН, що має майже стовідсоткову ступінь очищення, тобто, на виході із системи випуску ВГ взагалі не буде i -ї шкідливої компоненти. Це так званий «умовно ідеальний нейтралізатор». Однак, ефективність нейтралізатора залежить від кількості дорогого каталізатора, і вартість такого КН виявиться настільки високою, що економічного ефекту від впровадження подібних технічних рішень не буде.

Тому, при обладнанні автомобіля КН потрібно спочатку визначити необхідність його установки, а потім - його необхідні характеристики.

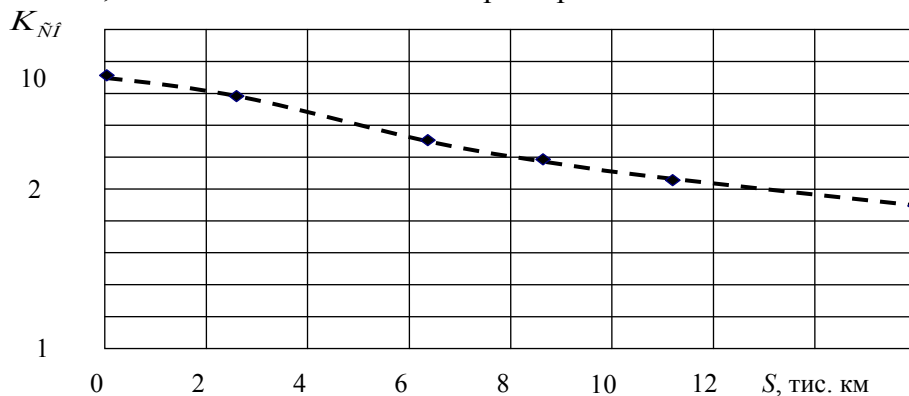


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнта очищення K_{NI} КН від пробігу автомобіля S

Автомобіль з новим КН має початкові питомі викиди шкідливих речовин за i -ю компонентою $g_{i_{iiA}}$ менші, ніж вихідні викиди двигуна без КН $g_{i_{aa}}$ у певну кількість разів, яка оцінюється коефіцієнтом очищення КН

$$K_i = \frac{g_{i_{aa}}}{g_{i_{iiA}}}. \quad (4)$$

У тому випадку, якщо встановлення КН обумовлено виконанням вимог НТД по викидах g_i i -ї компоненти, необхідний коефіцієнт очищення КН визначається виразом:

$$K_i = \frac{g_{i_{\bar{a}\bar{a}}}}{g_{i_{\bar{o}\bar{a}}}}. \quad (5)$$

Якщо дотримується співвідношення $g_{i_{\bar{a}\bar{a}}} < g_{i_{\bar{o}\bar{a}}}$ по всім нормованим компонентам ВГ, і в процесі експлуатації автомобіля між його технічними обслуговуваннями ця умова не порушується, то необхідності встановлення нейтралізатора немає. В залежності від того, за якими компонентам не виконуються вимоги стандартів, вибирається тип каталізатора: окиснювальний або відновлюючий.

У процесі експлуатації автомобіля відбувається погіршення очисних властивостей КН, що частково відновлюються при ТО проведенням регенерації каталітичного блока. Рівень зменшення очисних властивостей КН між послідовними регенераціями можливо врахувати коефіцієнтом K_{i_s} :

$$K_{i_s} = \frac{K_{i_t}}{K_{i_e}}, \quad (6)$$

де K_{i_t} – коефіцієнт очищення нейтралізатора на початку між регенераційного періоду ΔS_p ;

K_{i_e} – коефіцієнт очищення нейтралізатора наприкінці між регенераційного періоду ΔS_p .

Рівень зменшення очисних властивостей КН можливо визначити через параметр стабільності $\lambda_{i_{\bar{n}\bar{o}}}$ [9] та пробіг автомобілі до ТО $\Delta S_{\bar{o}\bar{i}}$

$$K_{i_s} = 1 + \frac{\lambda_{i_{\bar{n}\bar{o}}} \cdot \Delta S_{\bar{o}\bar{i}}}{g_{i_t}}. \quad (7)$$

Стабільність екологічних показників автомобіля в експлуатації по i -му компоненту можна оцінити за величиною збільшення питомих викидів стосовно одиниці пробігу автомобіля:

$$\lambda_{i_{\bar{n}\bar{o}}} = \frac{\Delta g_i}{\Delta S}, \quad (8)$$

де Δg_i – зміна питомих викидів i -го компоненту ВГ за пробіг ΔS .

Показник $\lambda_{i_{\bar{n}\bar{o}}}$ запропоновано назвати параметром стабільності екологічних характеристик автомобіля [9].

Регенерація каталізатора при проведенні ТО не дозволяє цілком відновити початкові очисні властивості каталізатора. Тому значення коефіцієнта очищення каталізатора після першої регенерації виявляється меншим, ніж у нового КН, а після кожної наступної регенерації - меншим, ніж після попередньої.

У розрахунках можна прийняти припущення, що коефіцієнт очищення K_{i_j} КН після j -ї регенерації в порівнянні з коефіцієнтом очищення $K_{i_{j-1}}$ після попередньої ($j-1$) регенерації зменшується в одну і таку ж кількість разів, яке враховується коефіцієнтом K_{ip} (рис. 2), тобто

$$K_{ip} = \frac{K_{i_{j-1}}}{K_{i_j}} = \text{Const} . \quad (9)$$

Кількість регенерацій визначається допустимою межею зменшення коефіцієнта очищення, коли експлуатація КН стає неприпустимою в результаті можливого зруйнування каталітичного блока, або економічно і технічно недоцільною, оскільки збільшення числа регенерацій неминуче приведе до збільшення необхідного коефіцієнта очищення, тобто збільшенню габаритів, маси і вартості нового КН.

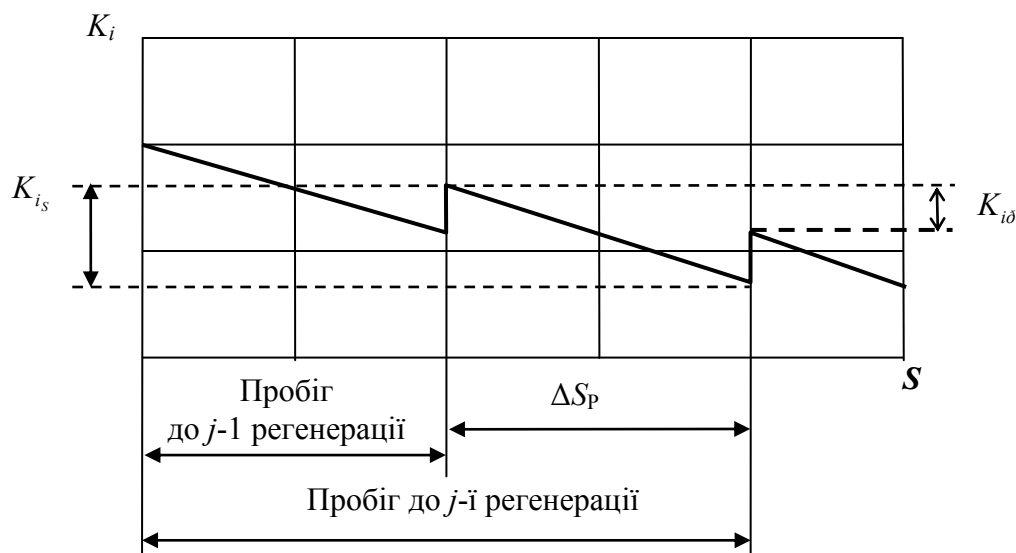


Рисунок 2 – Зміна коефіцієнта очищення КН при експлуатації

Таким чином, потрібний коефіцієнт очищення $K_{i_{\text{нн}0\text{д}}}$ повинний враховувати допустимі стандартом норми викидів по i -му компонент $g_{i_{\text{н}0\text{д}}}$, погіршення екологічних показників за період експлуатації автомобіля між ТО коефіцієнтом $k_{i_{\text{н}}}$, а також погіршення очисних властивостей КН після кожного наступного його ТО (регенерації) у порівнянні з попереднім коефіцієнтом K_{i_0} . Ця залежність розраховується за формулою

$$K_{i_{\text{нн}0\text{д}}} = \frac{g_{i_{\text{н}0\text{д}}}}{g_{i_{\text{н}0\text{д}}}} \left(1 + \frac{\lambda_{\text{н}0} \cdot \Delta S_{\text{н}}}{g_{i_{\text{н}}}} \right) K_{i_0}^m , \quad (10)$$

де m – допустиме число регенерацій.

Результати досліджень. Розв'язуючи задачу таким методом, можна підібрати конструкцію нейтралізатора з мінімальним, але достатнім об'ємом каталізатора для

очищення ВГ до рівня чинних вимог. Це дозволить зменшити витрати на обладнання таким КН автомобіля.

Може вирішуватися й інша задача. При обладнанні автомобіля КН визначається запас за екологічними показниками ВГ на допустимість їх погіршення в експлуатації. Значення цього запасу порівнюється з параметром стабільності і, знаючи залежність зміни екологічних показників, визначається допустимий пробіг автомобіля. Виходячи з отриманих даних, визначається періодичність ТО (регенерації КН), яку необхідно погодити із чинною періодичністю проведення ТО автомобіля.

Висновки. Розроблено метод розрахунку екологічних показників автомобіля з КН, алгоритми якого враховують вимоги національних та міжнародних стандартів, періодичність планових ТО автомобіля, мінімізацію витрат на обладнання автомобіля КН і його обслуговування. Вони можуть бути використані на стадії проектування автомобіля або обладнання КН серійного автомобіля.

Список літератури: 1. *Каніло П.М.* Канцерогенність відпрацьованих газів автомобілів / *П.М. Каніло, К.В. Костенко, Н.В. Внукова, С.О. Коверсун* // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, ХНАДУ ; [редкол.: Туренко А. Н. (гл. ред.) и др.] – Харьков, 2013. – Вып. 29. – С. 160-167. 2. *Лежнева О. І.* Результати дослідження забруднення атмосферного повітря автомобільним транспортом на вулицях м. Харкова / *О. І. Лежнева* // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, ХНАДУ ; [редкол.: Туренко А. Н. (гл. ред.) и др.] – Харьков, 2013. – Вып. 33. – С. 110-114. 3. *Матейчик В.П.* Моделювання екологічних показників транспортних засобів в інформаційно-аналітичній системі моніторингу транспортних потоків / *В.П. Матейчик, К.Лейда, С.Ю Гутаревич, М.П. Цюман* // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ. – 2014. – Вып. 30. – С.246-254. 4. *Гришук О.К.* Оцінка екологічного навантаження в процесі експлуатації ділянки автомобільної дороги / *О.К. Гришук, О.П. Кобзиста, І.С. Федій* // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ. – 2014. – Вып. 30. – С.69-77. 5. *Гутаревич Ю.Ф.* Екологія та автомобільний транспорт: навч. посібник / *Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун.* – К.: Арістей, 2006. – 292 с. 6. *Левтеров А. М.* Вивчення впливу моторних властивостей біопалива на енергоекологічні характеристики дизельного двигуна / *А. М. Левтеров, В. П. Мараховський, В. Д. Савицький* // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, ХНАДУ ; [редкол.: Туренко А. Н. (гл. ред.) и др.] – Харьков, 2012. – Вып. 31. – С. 57-61. 7. *Шапко В.Ф.* Підвищення екологічних показників дизельного автомобіля під час використання біодизельного палива / *А. І. Атамась, С. В. Шапко* // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук : КрНУ ім. М. Остроградського, 2012. – Вып. 3/2012(74).– С. 128–132. 8. *Шапко В.Ф.* Экологические показатели дизельных двигателей с разными условиями смесеобразования при работе на биодизельном топливе / *В.Ф. Шапко, С.М.Черненко, А.І. Атамась, А.Ю. Горпинченко* // Сборник трудов по итогам международной научно-практической конференции «Новые материалы и технологии в машиностроении». Вып. № 13. – Брянск: БГИТА, 2011. – С. 72–77. 9. *Шапко С.В.* Показники оцінки стабільності екологічних характеристик автомобіля з каталітичним нейтралізатором відпрацьованих газів / *С.В. Шапко, В.Ф. Шапко* // Науковий журнал «Екологічна безпека». Наукові праці КНУ ім. М. Остроградського. – Кременчук: КНУ ім. М. Остроградського, 2011. – Вып. 1/2011(11). – С. 78–80. 10. *Правила № 49 ЕЭК ООН.* Единообразные предписания, касающиеся

официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия и транспортных средств, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия, в отношении выделяемых ими загрязняющих веществ. – Заключено в Женеве 20.03.58.- 62 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kanilo P.M., K.V. Kostenko, N.V. Vnukova, S.O. Koversun. "Kancerogennist` vidpracz`ovanyh gaziv avtomobiliv." Avtomobil`nyj transport: sb. nauch. tr. M-vo obrazovanija i nauki Ukrai'ny, KhNADU. Ed. A. N. Turenko. No. 29. Xarkiv, 2013. 160-167. Print. 2. Lezhneva, O. I. "Rezul'taty` doslidzhennja zabrudnennja atmosferного povitlja avtomobil`nym transportom na vulicjah m. Kharkova." Avtomobil`nyj transport: sb. nauch. tr. M-vo obrazovanija i nauki Ukrai'ny, KhNADU. Ed. A. N. Turenko. No. 33. Xarkiv, 2013. 110-114. Print. 3. Matejchuk, V.P., K. Lejda, S.Yu. Gutarevych, M.P. Cjuman. "Modeljuvannja ekologichnyh pokaznykiv transportnyh zasobiv v informacijno-analitychnij systemi monitoringu transportnyh potokiv." Visnyk Nacional`nogo transportnogo universytetu. No. 30. Kiev: NTU, 2014. 246-254. Print. 4. Gryshhuk O.K., O.P. Kobzysa, I.S. Fedij. "Ocinka ekologichnogo navantazhennja v procesi ekspluatacii diljanki avtomobil`noi dorogi." Visnyk Nacional`nogo transportnogo universytetu. No. 30. Kiev: NTU, 2014. 69-77. Print. 5. Gutarevych, Yu.F., D.V. Zerkalov, A.G. Govorun. Ekologija ta avtomobil`nyj transport: navch. posibnyk. Kiev: Aristej, 2006. Print. 6. Ljevtjerov A. M., V. P. Marahovskij, V. D. Savyczkyj. "Vyvchennja vplyvu motornyh vlastyvostej biopalyva na energoekologichni harakterystyky dyzel`nogo dvyguna." Avtomobil`nyj transport: sb. nauch. tr. M-vo obrazovanija i nauki Ukrai'ny, KhNADU. Ed. A. N. Turenko. No. 31. Kharkiv, 2012. 57-61. Print. 7. Shapko, V.F., Atamas` A.I., Shapko S. V. "Pidvyshhennja ekologichnyh pokaznykiv dyzel`nogo avtomobilja pid chas vykorystannja biodyzel`nogo palyva." Visnyk Kremenčucz`kogo nacional`nogo universytetu imeni Myhajla Ostrograds`kogo. No. 3/2012(74). Kremenčuk: KrNU im. M. Ostrograds`kogo, 2012. 128–132. Print. 8. Shapko V.F., S.M. Chernenko, A.I. Atamas`, A.Yu. Gorpynchenko. "Ekologicheskie pokazateli dyzel`nyh dvygatelej s raznymi uslovijami smeseobrazovanija pri rabote na biodizel`nom toplive." Sbornik trudov po itogam mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencyi "Novye materialy i tehnologii v mashynostroenii". No. 13. Bryansk: BGITA, 2011. 72–77. Print. 9. Shapko S.V., V.F. Shapko "Pokaznyky ocinki stabil`nosti ekologichnyh harakterystyk avtomobilja z katalitychnym nejtralizatorom vidpracz`ovanyh gaziv." Naukovyj zhurnal "Ekologichna bezpeka." Naukovi praczi KNU im. M. Ostrograds`kogo. No. 1/2011(11). Kremenčuk: KNU im. M. Ostrograds`kogo, 2011. 78–80. Print. 10. Pravila 49 JeEK OON. Edinoobraznye predpisanija, kasayushhiesja oficial`nogo utverzhdenija dvygatelej s vosplameneniem ot szhatija i transportnyh sredstv, osnashhennyh dvygateljami s vosplameneniem ot szhatija, v otnoshenii vydelaemyh imi zagrijaznjajushhih veshhestv. – Zaklyucheno v Zheneve 20.03.58.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 656.084

А. А. КАШКАНОВ, канд. техн. наук, доц. ВНТУ, Вінниця**КОНЦЕПТУАЛЬНІ ЗАСАДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
АВТОТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЕРТИЗИ ДТП**

Проаналізовано сучасний стан і тенденції розвитку автотехнічної експертизи ДТП, існуючі критерії оцінювання якості розслідування аварійних ситуацій. Запропоновано шляхи підвищення ефективності експертизи ДТП на основі прийняття рішень за концепцією системного аналізу та використання модульної технології синтезу, яка надає засоби для автоматизації компонентного проектування інтегральної системи автотехнічної експертизи ДТП любого рівня складності та якості зі стандартних модулів, забезпечує високу гнучкість системи при зміні умов її функціонування.

Ключові слова: система водій-автомобіль-дорога-середовище, мінімізація невизначеності, підвищення ефективності, прийняття рішень, експертиза дорожньо-транспортних пригод.

Вступ. Рух автомобіля по дорозі чи якій-небудь іншій місцевості можна розглядати як функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» (ВАДС). Порушення в роботі кожного з компонентів системи ВАДС призводить до зниження її ефективності (зменшення швидкості руху, немотивованих зупинок, збільшення витрати палива) або до аварії (ДТП). Великим резервом в рішенні проблеми аварійності на автомобільному транспорті є підвищення точності й об'єктивності методів аналізу дорожньо-транспортних пригод (ДТП), виявлення причинно-наслідкових зв'язків [1, 2].

Підвищення ефективності експертного оцінювання механізму аварійних ситуацій неможливе без забезпечення якості автотехнічної експертизи ДТП. При цьому, обов'язковою є реалізація таких моментів: визначення проблем і пріоритетів автотехнічної експертизи; формування специфічних для області аналізу проблем критеріїв якості (встановлення стандартів) та визначення цілей; ретроспективний та поточний аналіз ситуації, документів та збір інформації; аналіз встановлених проблем і підготовка рекомендацій для прийняття рішень; впровадження рекомендацій на практиці; оцінювання досягнутих результатів. Слід підкреслити, що реалізація перерахованих моментів в процесі роботи і досліджень потребує організації відповідних програм забезпечення якості [3]. Ці програми дозволяють гарантувати певний рівень якості автотехнічної експертизи, систематичну його оцінку за узгодженими і заздалегідь встановленими стандартами.

Аналіз основних досягнень і літератури. Сучасна судова автотехнічна експертиза (САТЕ) є експертним дослідженням, що проводиться з метою встановлення механізму і обставин ДТП з врахуванням показників технічного стану АТЗ, якості та параметрів дороги, психофізіологічних характеристик її учасників та інших факторів [1-4]. Розслідування обставин ДТП належить до категорії найскладніших. Не зважаючи на існування великої кількості методичної літератури та рекомендацій з розслідування вказаної категорії справ, проблеми експертизи ДТП, які існували раніше, існують й нині, не зважаючи на більше технічне оснащення, введення спеціалізації слідчих з розслідування цих справ, проведення навчання зі слідчими [5-10].

На основі аналізу проблем удосконалення якості розслідування та проведення автотехнічних експертиз ДТП [1-10] можна зробити висновок, що в кінцевому підсумку якість їх розслідування та проведення відображає весь спектр взаємодії учасників цього процесу. Щоб наблизитись до розуміння якості як загальноприйнятої категорії, слід розглянути якість САТЕ в загальному плані. При оцінюванні якості товарів і послуг [11] розглядають дві характеристики: 1 – якість виконання; 2 – якість відповідності.

© А. А. Кашканов, 2015

Перша – це характеристика, яка відображає ступінь задоволення запитів, потреб учасників ДТП та окремих ланок системи «слідство - експертиза - суд». Друга – це характеристика, яка відображає ступінь відповідності прийнятим стандартам, внутрішнім специфікаціям та інше.

В аналізі якості слід виділити три основних компонента: аналіз професійних якостей експерта, забезпеченості технічним обладнанням, умов організації праці та фінансування (якість структури), аналіз технологій (якість процесу), аналіз результатів (якість результатів). Безумовно, що цими трьома компонентами аналіз якості не обмежується, на практиці проводиться багато досліджень, в яких ці питання непрямо розглянуті або мають переломлення в іншому контексті.

Не зважаючи на велику кількість публікацій з інтелектуальних систем прийняття рішень, ідентифікації та моделювання об'єктів і систем керування [12] на сьогодні відсутні зручні інструментальні засоби, які дозволяють створювати такі системи і впроваджувати їх в практику автотехнічної експертизи. На погляд автора, це обумовлено недостатньою ефективністю математичних методів, які традиційно застосовуються в автотехнічній експертизі ДТП для моделювання залежностей між факторами впливу (причинами) і наслідком. В цих умовах стає очевидною актуальність проблеми підвищення обґрунтованості, об'єктивності та достовірності висновків експерта-автотехніка.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є формування концептуальних засад підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП на основі застосування сучасних інноваційних технологій на всіх етапах експертного дослідження.

При прийнятті рішень за концепцією системного аналізу [1, 11, 12] усі рішення зводяться до вибору оптимальної альтернативи серед множини допустимих засобів досягнення поставленої цілі. Ціль полягає в оптимізації системи за заданим критерієм.

В реальних складних системах таких цілей, як правило, декілька. Можуть переслідуватись одночасно декілька цілей, які часто є суперечливими. При проектуванні складних систем, таких, як система автотехнічної експертизи ДТП, неможливо визначити одну ціль або навіть встановити жорстку ієрархію цілей. Тому замість жорсткої моделі необхідно використовувати «м'яку» модель, основна ідея якої полягає в компромісі між різними цілями, в знаходженні рішень, котрі в якійсь мірі задовольняли б усі висунуті вимоги. Необхідно також відмітити, що під час реалізації цього компромісного підходу можуть виникати певні труднощі. Особа, яка приймає рішення (ОПР), не завжди може об'єктивно оцінювати рівень якості отриманого рішення, а тим більше вибирати із декількох рішень найкраще. Вибір оптимального варіанта можливий лише в тих випадках, коли використані коректна модель і алгоритм вибору.

При вирішенні задач автотехнічної експертизи ДТП прийняття рішень відбувається в умовах неповноти інформації, тобто в умовах невизначеності, тому для розробки концептуальних засад підвищення ефективності розслідування та проведення автотехнічних експертиз ДТП за декількома критеріями будемо використовувати теорію нечітких множин [12].

Постановка задачі виглядає таким чином. Нехай задана множина можливих варіантів проведення конкретної автотехнічної експертизи $X: X = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n\}$.

Кожний варіант характеризується множиною параметрів оцінювання якості $Y: Y = \{y_1, y_2, \dots, y_j, \dots, y_m\}$.

Між кожним членом множини X і кожним членом множини Y має місце нечітке відношення, позначене через xu або μ_{ij} . Іншими словами, μ_{ij} відображає рівень відповідності i -го варіанта експертизи вимогам за j -м параметром ($\mu_{ij} \in [0,1]; i = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m$). Якщо узяти разом всі нечіткі відношення x_i та y_j , то отримаємо матрицю нечітких відношень R розміром nm : $R = \{\mu_{ij} | i = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m\}$.

Необхідно обрати кращий варіант x^* із множини X .

Задачу підвищення ефективності автотехнічної експертизи можна записати так:

$$x^* = \text{opt}(X, Y, R, M), \quad (1)$$

де M – використовувана модель рішення задачі, обрана ОПР. В залежності від використовуваної моделі результати рішення поставленої задачі можуть бути різними при одних і тих же вихідних даних.

Матеріали та результати досліджень. Вимоги ефективності виробництва та використання ресурсів при провадженні досліджень з розслідування аварійних ситуацій визначають одну з сучасних тенденцій розвитку автотехнічної експертизи – застосування інноваційних технологій на всіх етапах дослідження ДТП [1-4]. Комплексне використання спеціалізованих комп'ютерних програм для розрахунку механізму ДТП та автоматизованих систем виміру і доекспертного розрахунку вихідних даних (комплекси лазерного сканування місця ДТП; реєстратори даних про події, які дозволяють фіксувати параметри руху транспортних засобів (ТЗ) до та після ДТП; спеціальна цифрова апаратура) можна розглядати як набір модулів, зібраних із множин стандартних модулів. Кожний модуль, виконуючи свої функції, забезпечує досягнення загальної мети інтегральної системи експертизи ДТП. Завдяки модульності, інтегральна система забезпечує високу якість провадження експертизи: комплексність дослідження; високу гнучкість для адаптації до різних умов; економічність за рахунок скорочення витрат; ефективність через можливість автоматизації операцій однотипного характеру.

Очевидно, що зі зростанням інтеграції розширюються потенційні можливості системи, збільшується ступінь різноманіття і альтернативності. Це, в свою чергу, породжує проблеми, пов'язані з якістю функціонування системи, в тому числі, проблему формалізації процесу формування інтегральної системи експертизи ДТП та оцінки її якості. На рисунку 1 представлена схема формування інтегральної системи експертизи ДТП. На основі аналізу запиту органів слідства чи суду та різних умов і обставин ДТП формується склад інтегральної системи та визначаються функції, які вона повинна виконувати. В якості мети системи автотехнічної експертизи ДТП можна прийняти такі показники, як забезпечення прав громадян на об'єктивне розслідування аварійних ситуацій, підвищення якості та зменшення фактора суб'єктивності при формуванні експертних висновків, мінімізація витрат ресурсів та часу необхідних для проведення експертиз і т.п. Таким чином, задачу формування інтегральної системи автотехнічної експертизи ДТП можна сформулювати як задачу підбору необхідних модулів із множин існуючих стандартних модулів для задоволення певних вимог в певній ситуації в конкретний час і досягнення поставленої мети.

Сутність модульного принципу полягає у можливості створення різноманітних складних систем різного функціонального призначення з деякої кількості первинних елементів-модулів. У відповідності до цього модуль – це самостійний елемент, що

виконує певну функцію (функції), з визначеними вхідними і вихідними параметрами. Модулі можуть з'єднуватись, утворюючи складні системи, роз'єднуватись та замінюватись з метою отримання систем з іншими компонентами і характеристиками при їх функціонуванні.

Модель інтегральної системи автотехнічної експертизи ДТП можна подати в такому математичному виді

$$DS = \{X, F, D, t\}, \quad (2)$$

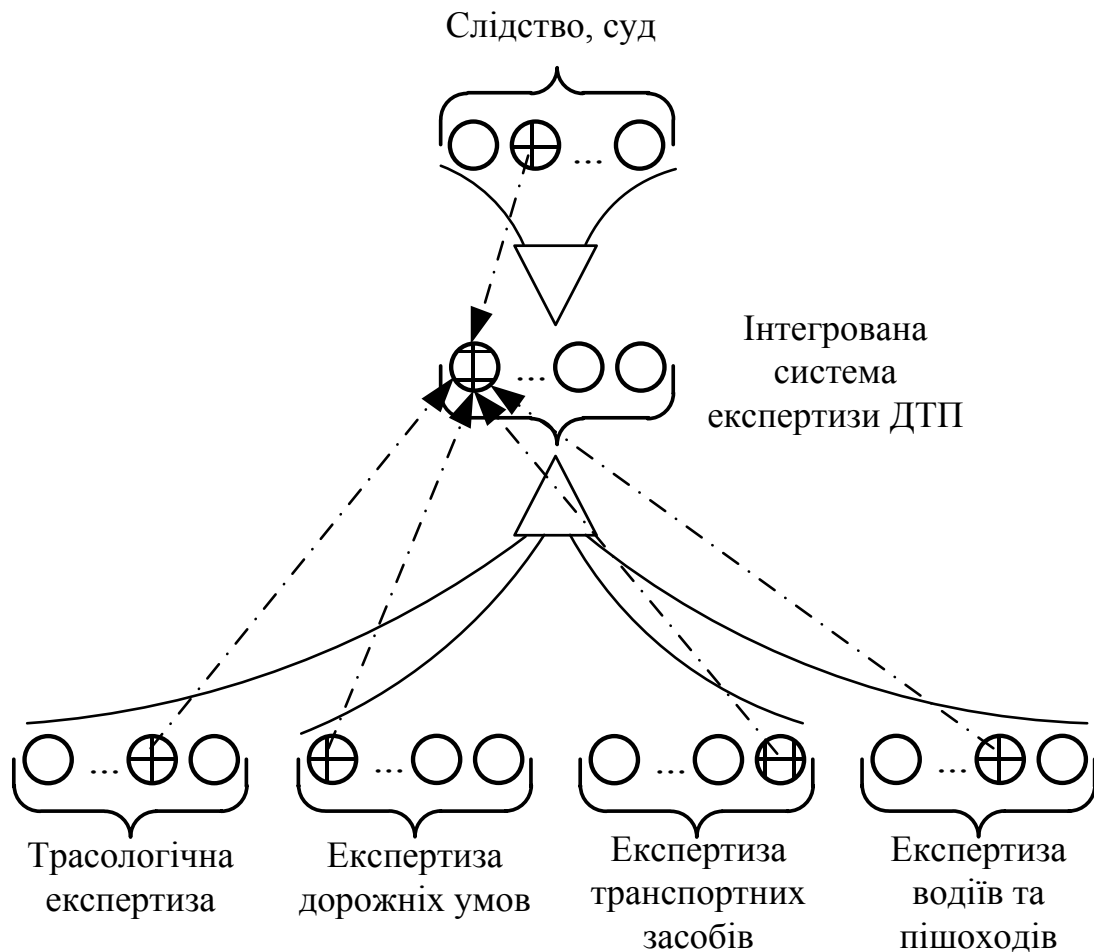


Рисунок 1 – Схема формування інтегральної системи автотехнічної експертизи ДТП

де X – множина множин стандартних модулів

$$X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\},$$

X_1 – множина стандартних модулів, здатних виконати завдання y_1

$$X_1 = \{x_{i1} | x_{i1} \in X_1; i = 1, \dots, m_1\};$$

x_{i1} – стан модуля x_{i1} множини X_1 (змінюється у часі);

m_1 – кількість модулів в множині X_1 ;

$X_2, \dots, X_n$ – відповідно множини стандартних модулів, здатних виконати завдання $y_2, \dots, y_n$;

n – кількість множин стандартних модулів (кількість видів завдань);

F – цільова функція інтегральної системи;

D – множина вимог до системи

$$D = \{Y, Z\},$$

де Y – множина вимог щодо виконуваних завдань (вид, обсяг робіт, час, місце)

$$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\};$$

Z – множина вимог щодо якості системи автотехнічної експертизи ДТП в цілому (своєчасність, надійність, гнучкість, ефективність і т.п.);

t – момент проектування інтегральної системи експертизи.

Рішення задачі (2) або набір обраних модулів

$$\begin{cases} X^* = \{x_{i1}^1, x_{i2}^2, \dots, x_{in}^n\} \\ F(X^*, t) \rightarrow \max, \\ D(X^*, t) \geq 0. \end{cases} \quad (3)$$

Оцінювання якості варіанту реалізації інтегральної системи експертизи ДТП – рішення задачі (1) – можна виконати за блок-схемою алгоритму багатокритеріального оцінювання якості варіанту реалізації автотехнічної експертизи ДТП [10]. За основу при розробці даного алгоритму було взято модель еталонного порівняння. Сутність моделі полягає в побудові еталонного варіанта виконання автотехнічної експертизи ДТП x_0 . Параметри цього варіанта приймають мінімальні допустимі значення μ_0 , $j = 1, \dots, m$. Кожний варіант множини X порівнюється з еталоном x_0 . Якщо якість у варіанта x_i не гірша ніж у еталона x_0 за всіма параметрами, то варіант x_i включається у множину рішень і для нього розраховують інтегральний параметр якості f_i . Для еталонного варіанта інтегральний параметр приймає нульове значення $f_0 = 0$. Оптимальне рішення – варіант з максимальним значенням інтегрального параметра $f_{\max}$.

Математичний запис моделі:

$$\begin{cases} X^* = \{x_k | x_k \in X; \mu_{kj} \geq \mu_{0j} \forall j = 1, \dots, m; f_k = f_i | f_i \in F; i = 1, \dots, m\} \\ f_i = \sum_{j=1}^m (\mu_{ij} - \mu_{0j}) \cdot w_j. \end{cases} \quad (4)$$

Варіант x_k є рішенням задачі (4).

Отже описаний вище математичний апарат дає рішення найбільш відповідне вимогам поставленої задачі.

Висновки. Підвищення ефективності експертного оцінювання механізму аварійних ситуацій неможливе без забезпечення реалізації таких моментів: визначення проблем і пріоритетів автотехнічної експертизи; формування специфічних для області аналізу проблем критеріїв якості (встановлення стандартів) та визначення цілей; ретроспективний та поточний аналіз ситуації, документів та збір інформації; аналіз встановлених проблем і підготовка рекомендацій для прийняття рішень; впровадження рекомендацій на практиці; оцінювання досягнутих результатів. Слід підкреслити, що реалізація перерахованих моментів потребує організації відповідних програм забезпечення якості, невід'ємною частиною яких є запропонований підхід до формування концептуальних засад підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП на основі застосування сучасних інноваційних технологій на всіх етапах експертного дослідження.

Список літератури: 1. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець. – Харків : ХНАДУ, 2013. – 320 с. – ISBN 978-966-303-470-6. 2. Волков В. П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях: Монография / В. П. Волков, В. Н. Торлин, В. М. Мищенко, А. А. Кашканов, В. А. Кашканов, В. П. Кужель, В. А. Ксенофонтова, А. А. Ветрогон, Н. В. Скляров. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – 476 с. 3. Пучкин В. А. Основы экспертного анализа дорожно-транспортных происшествий: База данных. Экспертная техника. Методы решений / В. А. Пучкин. – Ростов н/Д : ИПО ПИ ЮФУ, 2010. – 400 с. – ISBN 978-5-8480-0738-1. 4. Тартаковский Д. Ф. Проблемы неопределенности данных при экспертизе дорожно-транспортных происшествий / Д. Ф. Тартаковский. – СПб. : Юридический центр Пресс, 2006. – 268 с. – ISBN 5-94201-409-4. 5. Дячук В. І. Оцінка слідчим висновку експерта-автотехніка як джерела доказів // Право і Безпека. – Харків : ХНУВС, 2011. – № 1. – С. 168-173. 6. Галак І. І. Особливості призначення та проведення технічної експертизи та її роль при розслідуванні ДТП // Вісник НТУ. – К. : НТУ, 2012. – Вип. 26. С. 84-88. 7. Трофименко Н. С. Питання призначення та проведення деяких видів судових експертиз (за матеріалами узагальнення експертної практики) // Вісник Академії митної служби України. Серія: «Право». – Дніпропетровськ : АМСУ, 2013. – № 1 (10). – С. 107-112. 8. Скляров Н. В. Анализ проблем совершенствования автотехнических экспертиз дорожно-транспортных происшествий // Автомобильный транспорт. – Харків : ХНАДУ, 2011. – № 29. – С. 250-253. 9. Сараєв О. В. Новітні технології дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2013. – Вип. 28. – С. 405-414. 10. Кашканов А. А. Методика багатокритеріального оцінювання якості розслідування та проведення автотехнічних експертиз дорожньо-транспортних пригод // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир: ЖДТУ, 2012. – № 3(62) – С.68–73. 11. Ребрин Ю. И. Управление качеством: Учебное пособие. Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004. 174с. 12. Дубовой В. М. Ідентифікація та моделювання технологічних об'єктів і систем керування : навчальний посібник МОНМС України / В. М. Дубовой. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 308 с. – ISBN 978-966-641-504-5.

Bibliography (transliterated): 1. *Turenko A. M.* Avtotekhnichna ekspertyza. Doslidzhennja obstavyn DTP: pidruchnyk dlja vyshhyh navchal'nyh zakladiv / *A. M. Turenko, V. I. Klymenko, O. V. Sarajev, S. V. Danec'*. – Kharkiv : HNADU, 2013. – 320 p. – ISBN 978-966-303-470-6. 2. *Volkov V. P.* Sovershenstvovanie metodov avtotekhnicheskoy ekspertizy pri dorozhno-transportnykh proisshestviyakh: Monografiya / *V. P. Volkov, V. N. Torlin, V. M. Mishchenko, A. A. Kashkanov, V. A. Kashkanov, V. P. Kuzhel', V. A. Ksenofontova, A. A. Vetrogon, N. V. Sklyarov.* – Khar'kov: KhNADU, 2010. – 476 p. 3. *Puchkin V. A.* Osnovy ekspertnogo analiza dorozhno-transportnykh proisshestviy: Baza dannykh. Ekspertnaya tekhnika. Metody resheniy / *V. A. Puchkin.* – Rostov n/D : IPO PI YuFU, 2010. – 400 p. – ISBN 978-5-8480-0738-1. 4. *Tartakovskiy D. F.* Problemy neopredelennosti dannykh pri ekspertize dorozhno-transportnykh proisshestviy / *D. F. Tartakovskiy.* – SPb. : Yuridicheskiy tsentr Press, 2006. – 268 p. – ISBN 5-94201-409-4. 5. *Djachuk V. I.* Ocinka slidchym vysnovku eksperta-avtotekhnika jak dzherela dokaziv . Pravo i Bezpeka. – Kharkiv : HNUVS, 2011. – No 1. – P. 168-173. 6. *Galak I. I.* Osoblyvosti pryznachennja ta provedennja tehnicnoi' ekspertyzy ta i'i' rol' pry rozsliduvanni DTP . Visnyk NTU. – Kiev. : NTU, 2012. – Vyp. 26. P. 84-88. 7. *Trofymenko N. S.* Pytannja pryznachennja ta provedennja dejakyh vydiv sudovyh ekspertyz (za materialamy uzagal'ennja ekspertnoi' praktyky) . Visnyk Akademii' mytnoi' sluzhby Ukrai'ny. Serija: «Pravo». – Dnipropetrovs'k : AMSU, 2013. – No 1 (10). – P. 107-112. 8. *Sklyarov N. V.* Analiz problem sovershenstvovaniya avtotekhnicheskikh ekspertiz dorozhno-transportnykh proisshestviy . Avtomobil'nyy transport. – Kharkiv : KhNADU, 2011. – No 29. – P. 250-253. 9. *Sarajev O. V.* Novitni tehnologii' doslidzhennja obstavyn dorozhn'o-transportnoi' prygody . Visnyk Nacional'nogo transportnogo universytetu. – Kiev.: NTU, 2013. – Vyp. 28. – S. 405-414. 10. *Kashkanov A. A.* Metodyka bagatokryterial'nogo ocinjuvannja jakosti rozsliduvannja ta provedennja avto-tehnicnyh ekspertyz dorozhn'o-transportnyh prygod. Visnyk Zhytomyrs'kogo derzhavnogo tehnologichnogo universytetu. – Zhytomyr: ZhDTU, 2012. – No 3(62) – P.68–73. 11. *Rebrin Yu. I.* Upravlenie kachestvom: Uchebnoe posobie. Taganrog: Izd-vo TRTU, 2004. 174 p. 12. *Dubovoj V. M.* Identyfikacija ta modeljuvannja tehnologichnyh ob'ektiv i system keruvannja : navchal'nyj posibnyk MONMS Ukrai'ny / *V. M. Dubovoj.* – Vinnycja : VNTU, 2012. – 308 p. – ISBN 978-966-641-504-5.

Надійшла (received) 23.01.2015

УДК 629.3.082.2

В. С. АВЕР'ЯНОВ, канд. техн. наук, доц. «ДДТУ», Дніпродзержинськ;
В. І. ОБРІЗАН, зав. лаб. кафедри ААГ «ДДТУ»

ФІРМОВИЙ АВТОСЕРВІС В УКРАЇНІ

В даній статті проведено аналіз організації фірмового автосервісу, розвиток і організація дилерської мережі на території України, розкрита робота дилерів та дистриб'юторів. Поставлені задачі та цілі при організації фірмового автосервісу (післяпродажного обслуговування). Розглянуто та порівняно дві принципово різні форми організації авторизованого автосервісу – європейську і американську. Проведено аналіз представників відомих світових виробників автомобілів, які присутні на автомобільному ринку України та кількісна оцінка їхньої дилерської мережі.

Ключові слова: автосервіс, автомобіль, дилери, гарантійне обслуговування, дистриб'ютор.

Вступ. Виробники автомобілів для підвищення конкурентоспроможності своєї продукції, успішного продажу автомобілів беруть на себе турботу про забезпечення їх запасними частинами і сервісом впродовж всього життєвого циклу аж до утилізації, а часто і саму утилізацію [1]. Задача споживача – сплатити послуги, що надаються йому, а все, що пов'язане з використанням, обслуговуванням і ремонтом, експлуатацією автомобіля, за клієнта наперед продумав виробник і запропонував йому це. Такий підхід до продажу автомобілів увійшов до практики в ХХ сторіччя, коли автомобільний ринок був достатньо насичений [2]. Споживачу вже був потрібен не автомобіль, а розширений продукт, що включає можливість купити автомобіль в кредит або узяти в лізинг, одержати його готовим до експлуатації, мати для нього сервіс і запасні частини, гарантію у разі виходу його з ладу з вини заводу, мати нагоду позбавитися його і купити новий.

Розширений продукт може бути оцінений за повною вартістю використання впродовж життєвого циклу. Іншими словами, повна вартість продукту впродовж життєвого циклу включає не тільки первинну вартість автомобіля, але вся решта витрат, пов'язаних з його використанням, експлуатацією, обслуговуванням і ремонтом, утилізацією. У такому разі конкурентні переваги забезпечуються більш високою надійністю і довговічністю, паливною економічністю, безпекою та ремонтпригодністю. Сукупність послуг, пов'язаних із збутом і експлуатацією автомобілів, стає вирішальним чинником конкурентоспроможності фірм [3].

Постановка задачі. Фірмовий автосервіс (післяпродажне обслуговування) покликаний вирішувати наступні задачі:

- інтегрувати товари і послуги з метою задоволення запитів споживачів, що орієнтуються на облік повних витрат на використання автомобілів, включаючи гарантійне і післягарантійне обслуговування і ремонт;
- підготувати автомобіль до експлуатації, включаючи дії, що допомагають клієнту придбати автомобіль, наприклад в кредит або лізинг, передпродажну підготовку і гарантію;
- забезпечити клієнтів економічною, ринковою і технічною інформацією, пов'язаною з технічним обслуговуванням і ремонтом, навчанням персоналу;
- забезпечити підтримку автомобіля в технічно справному стані і забезпечити запасними частинами.

У даний час на автомобільному ринку України присутні представники практично всіх відомих світових виробників автомобілів. Їх дилерські мережі розвинені в Києві, Харкові, Дніпропетровську, Запоріжжі та інших містах. Питома вага дилерських підприємств в Україні не перевищує 7-10%. В розвинених країнах їх питома вага близько 40-50% [4]. Таким чином, розвиток фірмового автосервісу на території України являється актуальною задачею на даний момент.

Викладення основного матеріалу. Авторизований автомобільний сервіс має різні форми реалізації. Зокрема, можна виділити дві принципово різні форми організації авторизованого автосервісу – європейську і американську.

Європейське законодавство прийняло модель фірмового обслуговування, суть якої полягає в тому, що виробник автомобілів повністю відповідає за поставку автомобілів, їх передпродажну підготовку, гарантію, забезпечення запасними частинами впродовж життєвого циклу автомобілів. Для реалізації функцій, пов'язаних з цією відповідальністю, він створює дилерську і логістичну мережу, яка забезпечує, з одного боку, конкурентні переваги, з іншою – повну технічну справність автомобіля в процесі його експлуатації впродовж всього життєвого циклу. Така система, що має безперечні переваги, створює все ж таки передумови для зловживань продуцентом і дистриб'ютором у вигляді диктату цін, обмежень конкуренції, несанкціонованого, але реального впливу на дилера, а часто і споживача [5].

Американська модель фірмового обслуговування, навпаки, спочатку припускає можливість всіх операторів ринку брати участь у продажу, обслуговуванні і ремонті автомобілів бренду на умовах і відповідно до технічних вимог виробника. Для реалізації цієї можливості завод-виробник, який має наміри продавати автомобілі на американському ринку, повинен передати в загальнонаціональну інформаційну систему технологічну інформацію, забезпечити доступ до повчальних програм і право навчатися за цими програмами, право придбати оригінальні запасні частини, виконувати гарантійне і післягарантійне обслуговування і ремонт. Така система значно розширює можливості малого сервісу брати участь в процесі продажу, обслуговування і ремонту автомобілів бренду, зрівнює ціни авторизованого і незалежного автосервісу, створює конкуренцію між фірмовими і незалежними станціями, створює кращі умови для споживача.

Концепція розширеного продукту реалізується через дилерську мережу. Багато фірм не продають техніку на нових ринках, не організувавши заздалегідь повноцінний сервіс для гарантійного обслуговування і ремонту, продажу запасних частин [6]. Той, хто хоче успішно продавати автомобілі, повинен ставити перед собою задачу створення такої дилерської мережі, яка дозволить кожному власнику автомобіля мати гарантійне і післягарантійне обслуговування і ремонт на відстані не більше 30-50 км і забезпечення номенклатурою запасних частин безпосередньо з складу дилера. Завод-виробник для цілей обслуговування і забезпечення запасними частинами створює дилерську мережу, що складається з дилерів, сервіс-партнерів і торгових агентів.

Дистриб'ютор – це монопольний торговий агент заводу, що містить регіональний склад продукції і забезпечує реалізацію, гарантійне, післягарантійне технічне обслуговування і ремонт автомобілів через свою дилерську мережу на території України.

Дилер – монопольний агент дистриб'ютора або заводу, що уклав з ним дилерську угоду, що містить склад продукції і здійснюючий реалізацію, гарантійне, післягарантійне технічне обслуговування і ремонт продукції через свої підприємства, а також через своїх субдилерів, сервісних і торгових агентів на згаданій території.

Сервісний агент – підприємство, що уклало сервісну угоду з дистриб'ютором або дилером про виконання гарантійних, післягарантійних ремонтів і обслуговування автомобілів.

Торговий агент – торгове підприємство, що придбає у дилера запасні частини і продає їх кінцевому споживачу.

Задача дистриб'ютора (імпортера, генерального представника) полягає в тому, щоб представляти інтереси заводу на території ринку України [6]. Він створює на цій території дилерську мережу і організовує її діяльність відповідно до вимог заводу. Дистриб'ютори створюються на певній території, розміри якої дозволяють розвинути дилерську мережу з відстанню між дилерами не більше 100 км.

Виробник укладає з дистриб'ютором дистриб'юторський договір, який розробляється на основі контрактного права. Відповідно до цього договору дистриб'ютор наділяє ексклюзивними правами продажу товару на території України. Як дистриб'ютор може виступати сам виробник. Наприклад, АвтоЗАЗ має виробничий підрозділ «АвтоЗАЗ-сервіс», в задачі якого входить розвиток і організація дилерської мережі на території України. Проте в більшості випадків сам виробник не може організувати мережу післяпродажного обслуговування і виступати як дистриб'ютор унаслідок географічної роз'єднаності ринків. Нагадаємо, дистриб'ютор повинен забезпечити таку систему сервісу і систему управління запасами і логістики, при якій запасні частини повинні бути доставлені споживачу в строк, не більше 24 годин. Саме з цієї причини той же АвтоЗАЗ в країнах СНД повинен створити окрему дилерську мережу, очолювану територіальним дистриб'ютором, що виконує необхідні функції.

Заводи-виробники, як правило, створюють систему дистриб'юторів безпосередньо. Наприклад, Skoda має в Україні створеного заводом-виробником дистриб'ютора, який розвиває дилерську мережу авторизованого сервісу Skoda. В той же час, наприклад, Toyota, яка продає автомобілі через торгові будинки, віддає право створення дилерської мережі цим торговим будинкам, наприклад Sumitomo Corporation, залишаючи за собою функцію управління технічною політикою і політикою якості. Як правило, дистриб'ютори самі не продають техніку, вони займаються організацією продажів дилерами.

Дистриб'ютор створює дилерську мережу і організовує її роботу. Сертифікує продукцію заводу відповідно до вимог місцевого законодавства і організовує поставку техніки, запасних частин. Одержує від заводу інформацію, каталоги запасних частин і спеціалізований інструмент, відомості про конструктивні зміни в автомобілях, нормативи трудомісткості на операції технічного обслуговування і ремонту. Здійснює маркетингову діяльність і проводить рекламні кампанії, навчає персонал. Він також дотримується ринковою, сервісною, маркетинговою, технічною і гарантійною політикою заводу, має символіку бренду, забезпечує рекламне оформлення підприємства відповідно до вимог фірмового стилю.

Для продажу продукції заводу (автомобілі і запасні частини) дистриб'ютор закупляє її на договірних умовах і створює склади автомобілів і запасних частин. Реалізує продукцію від свого імені і за свій рахунок. Діяльність дистриб'ютора оцінюється по об'ємах продажів і їх динаміці. Сервіс, хоча і розглядається як джерело прибутку, є перш за все передумовою ефективних продажів і конкурентоспроможності автомобілів марки. Важлива задача дистриб'ютора і дилерів – підтримка іміджу марки [7].

Дилери як торгові представники виробників техніки наділяються винятковими правами продажу техніки на умовах, обумовлених дилерською угодою. Окрім продажу

автомобілів, вони продають запасні частини, проводять передпродажну підготовку автомобілів, здійснюють гарантійне і післягарантійне обслуговування і ремонт автомобілів, розвивають власну мережу на основі залучення сервіс-партнерів і торгових агентів.

У всьому світі дилерські мережі включають деяку кількість власних (що належать заводу) дистриб'юторів, велика кількість незалежних дилерів, а також значна більша кількість сервіс-партнерів і торгових агентів. Наприклад, дилерська мережа компанії Renault на Україні в 2010 р. включала 8 власних відділень, що є регіональними дистриб'юторами, 12 крупних дилерів і 416 агентів [8].

Дилерські підприємства на Україні створюються по двох схемах:

– через представників заводу – генеральне представництво, офіційного імпортера, дистриб'ютора. В цьому випадку створюється мережа ексклюзивних дилерів, тобто таких, які наділяються винятковими правами продажу автомобілів на території ринкової відповідальності;

– безпосередньо виробником створюються селективні дилери, тобто такі, які представляють інтереси виробника у продажу автомобілів, оригінальних запасних частин і сервісу, але не наділяється правом створення дилерської мережі [9]. Наприклад, на стадії становлення ринку, коли виробник не має на території дистриб'ютора, він створює дилера, що наділяється правами продажу автомобілів на території ринкової відповідальності. Коли цей дилер забезпечив розвиток ринку, він може одержати право дистриб'ютора або імпортера з правом розвитку дилерської мережі.

Результати досліджень. У даний час на автомобільному ринку України присутні представники практично всіх відомих світових виробників автомобілів. Їх дилерські мережі розвинені в Києві, Харкові, Дніпропетровську, Запоріжжі та інших містах. Питома вага дилерських підприємств в Україні не перевищує 7-10%, але вона зростає з року в рік (рис. 1).

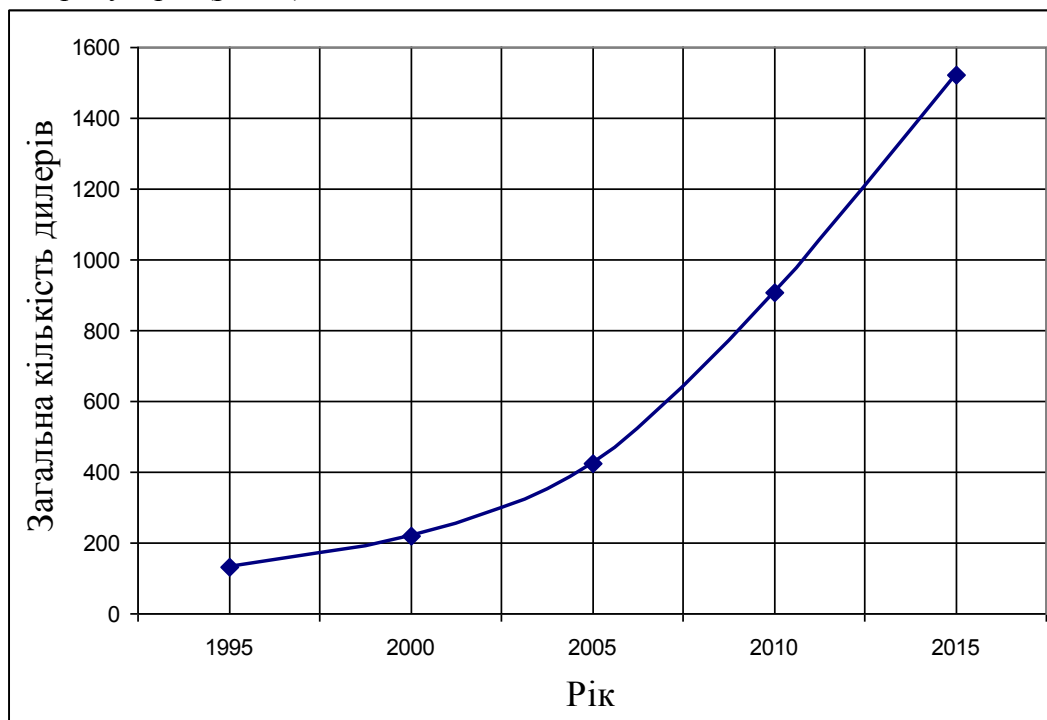


Рисунок 1 – Графік зростання дилерів на території України за останні 20 років

За короткий час більшість світових виробників автомобілів міцно закріпилася на ринку України, Росії і СНД. Загальна кількість дилерів в Україні (дані 2013 р.) – 1300, в тому числі ЗАЗ – 64, Chevrolet – 60, Hyundai – 75, Ford – 37, ВАЗ – 56, Mitsubishi – 34, Renault – 40, Mercedes – 22, VW – 34, Skoda – 61 (рис. 2) [10].

В Україні близько 500 дилерських СТО. При цьому територія України умовно може бути розділена на три зони: I зона – міста, в яких є дилери всіх виробників, наприклад Київ, Дніпропетровськ, Донецьк; II зона – міста, де є дилери 50% виробників; III зона – міста, де є дилери 25% виробників.

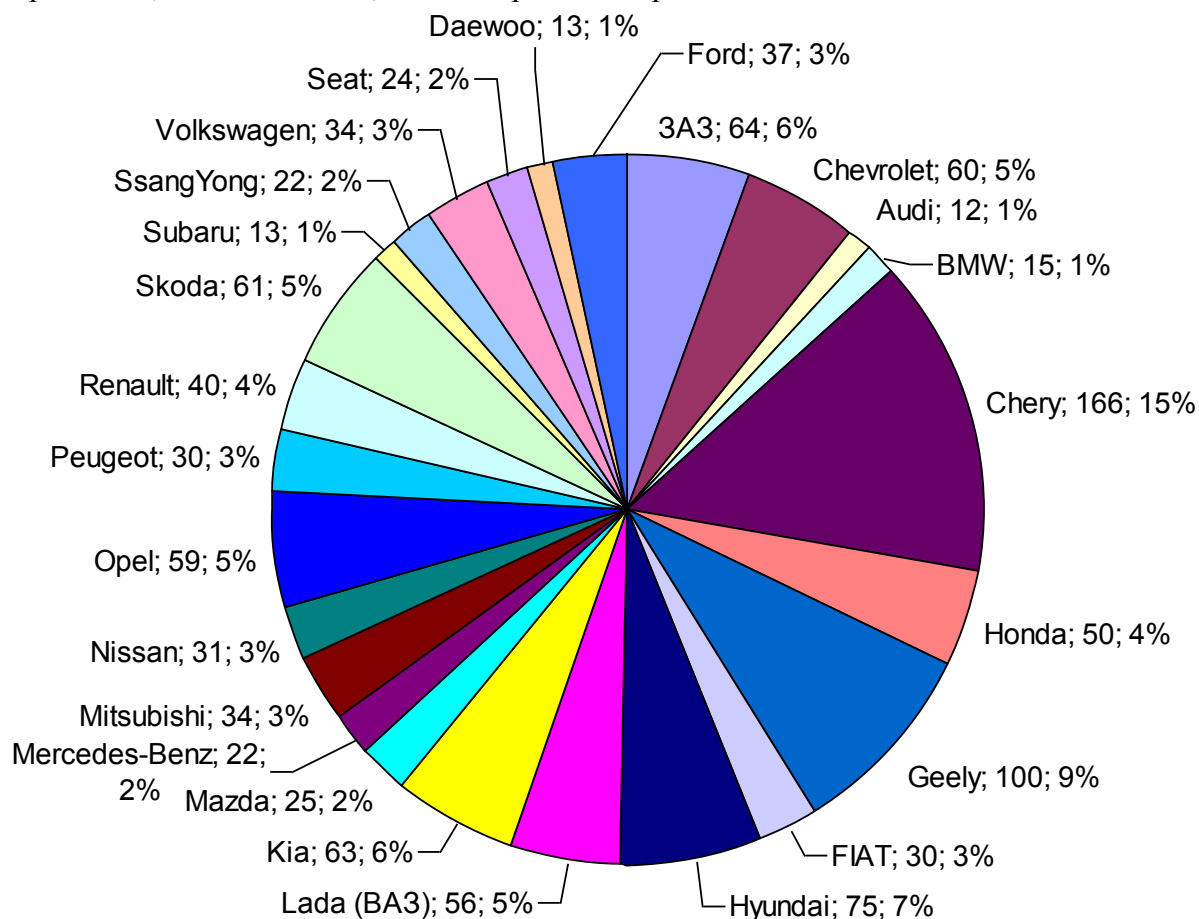


Рисунок 2 – Розподіл офіційних дилерів в кількісному та процентному складі на території України

Висновки:

1. Поставлені задачі, що повинні вирішуватися при організації фірмового автосервісу (післяпродажного обслуговування) на території України.
2. Розглянуто та порівняно дві принципово різні форми організації авторизованого автосервісу – європейську і американську.
3. Проведено аналіз представників практично всіх відомих світових виробників автомобілів, які присутні на автомобільному ринку України. Приведені дані свідчать про зростання великими темпами кількості офіційних дилерів з року в рік, що вказує на розвиток фірмового автосервісу на Україні.

Список літератури: 1. Грибут И. Э. Автосервис: станции технического обслуживания автомобилей / И. Э. Грибут, В. М. Артюшенко. – М.: Изд. дом “Альфа-М”, 2007. – 208

с. 2. *Марков О. Д.* Автосервис: организация работы с клиентурой / *О. Д. Марков*. – К.: BeeZone, 2003. – 352 с. 3. *Панина З. И.* Организация и планирование деятельности предприятий сферы сервиса / *З. И. Панина, В. М. Виноградова*. – М.: Дашков и К. 2007. – 230 с. 4. *Марков О. Д.* Украинский автосервис требует коренных изменений / *О. Д. Марков* // Современный автосервис. – 2011. – №4. – С. 4–6. 5. *Марков О. Д.* Станции технического обслуживания автомобилей / *О. Д. Марков*. – К.: Кондор, 2008. – 536 с. 6. *Волгин В. В.* Автобизнес / *В. В. Волгин*. – М.: Центр маркетинга, 2003. – 849 с. 7. *Гричениченко Т. Г.* Дилер – это звучит гордо / *Т. Г. Гричениченко, С. В. Никульшин* // Современный автосервис. – 2005. – №1. – С. 6–8. 8. *Никульшин С. В.* Фирменный сервис – иллюзии и реальность / *С. В. Никульшин* // Автосервис. – 2001. – №4. – С. 12–16. 9. *Вельбовец А. Ф.* Дистрибьюторы, дилеры и дилерские сети / *А. Ф. Вельбовец* // Сервис-Авто. – 2005. – №5. – С. 12–15. 10. Сайт <http://topdealers.com.ua>.

Bibliography (transliterated): 1. *Gribut I. J., Artjushenko V. M.* Avtoservis: stancii tehničeskogo obsluzhivanija avtomobilej. Moscow: "Al'fa-M"/ 2007/ 2. *Markov O. D.* Avtoservis: organizacija raboty s klienturoj. Kyiv: BeeZone, 2003. 3. *Panina Z. I., Vinogradova V. M.* Organizacija i planirovanie dejatel'nosti predprijatij sfery servisa/ Moscow: Dashkov i K. 2007. 4. *Markov O. D.* "Ukrainskij avtoservis trebuje korennyh izmenenij." Sovremennij avtoservis. No. 4. 2011. 4–6 Print. 5. *Markov O. D.* Stancii tehničeskogo obsluzhivanija avtomobilej. Kyiv: Kondor, 2008. 6. *Volgin V. V.* Avtobiznes. Moscow: Centr marketinga, 2003. 7. *Grichenichenko T. G., Nikul'shin S. V.* "Diler – jeto zvuchit gordo." Sovremennij avtoservis. No1. 2005. 6–8 Print. 8. *Nikul'shin S. V.* "Firmennij servis – illjuzii i real'-nost'." Avtoservis. No4. 2001. 12–16 Print. 9. *Vel'bovec A. F.* "Distrib'jutory, dilery i dilerskie seti. " Servis-Avto. No5. 2005. 12–15 Print. 10. Sajt <http://topdealers.com.ua>.

Надійшла (received) 25.01.2015.

УДК 629.017

О. О. САСОВ, канд. техн. наук, доц. «ДДТУ», Дніпродзержинськ;
А. А. КОРОВКІН, студент «ДДТУ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ЯКОСТІ МОТОРНИХ МАСТИЛ ПРИ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В АВТОБУСАХ МАЛОЇ І СЕРЕДНЬОЇ МІСТКОСТІ

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження зміни якості моторних мастил при їх експлуатації в автобусах малої і середньої місткості які дозволяють прогнозувати термін експлуатації моторних мастил за його фактичним станом для підвищення ефективності експлуатації рухомого складу шляхом оптимізації строку заміни та раціонального використання паливно-мастильних матеріалів. Зроблено висновки про те що строки заміни моторних мастил за пробігом або напрацюванням які рекомендує завод виробник не завжди достатньо обґрунтовані. Основні фізико-хімічні показники якості мастила не завжди досягають граничних значень до часу його зміни.

Ключові слова: ресурс двигуна, моторне мастило, продукти зносу, діелектрична проникність, лужне число.

Вступ. Ресурс та надійність двигунів в значній мірі залежать від того, в якій мірі використовуване моторне мастило по всім характеристикам відповідає в даних експлуатаційних умовах потрібним вимогам. Люба невідповідність неминуче тягне за собою суттєві втрати, обумовлені підвищеними затратами на ремонт двигунів і вимушеними простоями транспортних засобів.

Правильний вибір моторного мастила забезпечить довгу і надійну роботу двигуна. Часто бувають випадки, коли при використанні правильно підібраного мастила пробіг двигуна складає сотні тисяч кілометрів і більше. Крім підвищення ресурсу правильний підбір мастила забезпечує зниження шумності роботи двигуна, підвищує його економічність і т. д. Помилка ж при виборі моторного мастила може призвести в кращому випадку до зниження ресурсу двигуна, а в гіршому – до серйозної поломки.

Особливо важливим є питання про раціональне використання моторних мастил. Так малі терміни експлуатації моторного мастила призводять до його перевитрати, а великі – до зменшення ресурсу двигуна та його надійності. Вирішенням цього питання є проведення періодичного контролю який дозволяє прогнозувати термін експлуатації моторного мастила за його фактичним станом [1-2].

Мета дослідження, постановка задачі. Ефективність експлуатації автобусів можна оцінити по собівартості здійсненої ними роботи, яка залежить від витрат на паливо-мастильні матеріали, витрат на ремонт та технічне обслуговування. Знижуючи ці витрати шляхом оптимізації строків заміни моторних мастил, можна значно підвищити ефективність експлуатації автобусів, одночасно із цим підвищуючи їх експлуатаційну надійність. Строки заміни моторних мастил за пробігом або напрацюванням які рекомендує завод виробник не завжди достатньо обґрунтовані. Основні фізико-хімічні показники якості мастила не завжди досягають граничних значень при зміні і моторне мастило придатне до подальшої експлуатації.

Оптимізація строку заміни моторних мастил суттєво залежить від їх початкового потенціалу фізико-хімічних властивостей та швидкості його вичерпання, умов експлуатації автобусів, а також від бракувальних показників якості, які відображають фактичний стан мастила під час експлуатації автобуса. Таким чином, підвищення ефективності експлуатації автобусів шляхом оптимізації строків заміни моторних мастил є дуже актуальним завданням особливо в умовах зростаючих цін на

© О. О. Сасов, А. А. Коровкін, 2015

нафтопродукти.

Матеріали досліджень. Мастило, яке працювало у агрегаті – є носієм інформації, про термодинамічні, хімічні і трибологічні процеси, які проходять як у сполученні деталей, так і у мастильній системі. Зміна технічного стану елементів конструкції двигуна при експлуатації або виникнення несправностей в роботі його систем в значній мірі відображається на стані моторного мастила [3].

В процесі експлуатації мастило виконує функції накопичення продуктів зносу та забруднень, які утворюються при роботі двигуна, а це призводить до зміни основних показників якості мастила. До основних видів забруднень мастила в процесі його експлуатації в двигуні відносять органічні (вуглеводневі) та неорганічні (продукти зносу тертьових пар). Неорганічні забруднення попадають у мастило, внаслідок механічного зносу тертьових пар деталей двигуна і представляють собою головним чином кварц, польовий шпат, оксиди металів і металічні частки [4-6].

Питання, пов'язані зі зміною моторного мастила по фактичному стану залишаються актуальними і до сьогодні. Відносна діелектрична проникність (ϵ) сучасних мінеральних, напівсинтетичних та синтетичних не працюючих моторних мастил може змінюватись у межах $2,3 \div 2,6$ і залежить як від природи базового мастила, так і від пакету присадок, що входять у склад мастила [7].

При експлуатації транспортних машин спостерігається значна зміна значень діелектричної проникності у працюючих моторних мастилах. Найбільше значення діелектрична проникність моторного мастила досягає при роботі у двигунах тракторів, що свідчить про тяжкі умови роботи і значне погіршення основних фізико хімічних показників якості моторного мастила (кислотного та лужного числа, в'язкості, концентрації продуктів зносу, кількості сажі, температури спалаху, наявності води). Відносна діелектрична проникність моторного мастила є інтегральним показником і має кореляційний зв'язок з коксованістю $r=0,8 \div 0,9$; з кислотним числом $r=0,82 \div 0,86$; із наявністю води $r=0,29 \div 0,35$; із продуктами зносу $r=0,83 \div 0,94$ [8-9].

Діагностуючи якість моторного мастила по діелектричній проникності, можна з більшою достовірністю стверджувати про фактичний стан мастила яке працювало, ніж по пробігу (км) або по напрацюванню (часах). Знаючи граничне і вимірне значення проникності можна прогнозувати черговий строк діагностування або заміни мастила по представлений формулі:

$$L = \frac{\epsilon_{\text{гран}} - \epsilon_{\text{вим}}}{I_{\epsilon}}, \quad (1)$$

де $\epsilon_{\text{гран}}$ – граничне значення діелектричної проникності;

$\epsilon_{\text{вим}}$ – вимірне значення діелектричної проникності;

I_{ϵ} – інтенсивність зміни діелектричної проникності за минулий період експлуатації.

Для визначення зміни діелектричної проникності моторних мастил та їх хіміко-фізичних властивостей під час експлуатації проводилось спостереження за 3 автобусами 1999 року випуску марки Mercedes-Benz Sprinter 312D загальним пробігом від 300 тис. км до 400 тис. км які обладнанні чотиритактними дизельними двигунами OM-602 з турбонагнітачем в яких було залито моторне мастило Total Rubia TIR 9200 FE, 3 автобусами 1998 року випуску марки Mercedes-Benz Sprinter 312D з двигунами OM-602 які мають загальний пробіг від 400 тис. км до 500 тис. км в яких було залито моторне мастило Elf Performance expertu FE 5W-30 та 3 автобусами 2002 року випуску БАЗ-А079 загальним пробігом від 200 тис км до 300 тис км які обладнані чотиритактними дизельними двигунами ТАТА-697 Euro-1 з турбонагнітачем в яких було залито моторне мастило Total Rubia Polytrafic 10W-40.

Проби мастила для дослідження збирались через кожні 5 тис. км. Для відібраних проб визначались наступні показники якості мастил: в'язкість кінематична при 100 °С, температура спалаху у відкритому тиглі, лужне число, кислотне число, густина при 20 °С, коксованість, кількість Fe, діелектрична проникність ϵ [10].

Результати досліджень. Результати експериментальних досліджень приведені в таблицях 1-3.

Таблиця 1 – Показники якості мастила Total Rubia TIR 9200 FE при його експлуатації у двигунах автобусів Mercedes-Benz Sprinter 312D

Найменування показників	Чисте мастило	Номер двигуна, у якому експлуатувалося мастило					
		№ 1		№ 2		№ 3	
Робота мастила, км.	0	10000	15000	10000	15000	10000	15000
В'язкість кінематична при 100 °С, мм ² /с	14,3	13,2	12,6	13,2	13,4	12,2	11,7
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	228	223	213	212	212	214	208
Лужне число, мг КОН/г	7,76	6,8	6,07	6,8	6,34	6,5	5,3
Кислотне число, мг КОН/г	1,52	2,45	2,84	2,58	2,91	2,52	2,55
Густина при 20 °С, ρ , г/см ³	0,875	0,876	0,877	0,876	0,877	0,876	0,878
Коксованість, χ %	1,15	1,41	1,49	1,32	1,46	1,40	1,54
Кількість Fe, г/т	-	10	13	7	8	12	13
Діелектрична проникність ϵ	2,3923	2,4334	2,4569	2,4370	2,4387	2,4479	2,4616

Таблиця 2 – Показники якості мастила Elf Performance experty FE 5W-30 при його експлуатації у двигунах автобусів Mercedes-Benz Sprinter 312D

Найменування показників	Чисте мастило	Номер двигуна, у якому експлуатувалося мастило					
		№ 1		№ 2		№ 3	
Робота мастила, км.	0	10000	15000	10000	15000	10000	15000
В'язкість кінематична при 100 °С, мм ² /с	14,5	13,6	12,2	13,2	12,3	12,8	11,4
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	226	222	210	214	208	213	206
Лужне число, мг КОН/г	7,68	6,7	6,1	6,6	6,1	6,2	5,6
Кислотне число, мг КОН/г	1,43	2,5	2,73	2,46	2,98	2,46	2,69
Густина при 20 °С, ρ , г/см ³	0,860	0,869	0,877	0,874	0,896	0,884	0,896
Коксованість, χ %	1,25	1,39	1,46	1,4	1,49	1,45	1,59
Кількість Fe, г/т	-	11	13	9	10	11	12
Діелектрична проникність ϵ	2,3665	2,4265	2,4485	2,4395	2,4473	2,4425	2,4534

Таблиця 3 – Показники якості мастила Total Rubia Polytrafic 10W-40 при його експлуатації у двигунах автобусів БАЗ -А079

Найменування показників	Чисте мастило	Номер двигуна, у якому експлуатувалося мастило					
		№ 1		№ 2		№ 3	
Робота мастила, км.	0	10000	15000	10000	15000	10000	15000
В'язкість кінематична при 100 °С, мм ² /с	13,9	13,5	12,6	13,4	13,1	12,3	11,9
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	227	221	214	215	211	216	210
Лужне число, мг КОН/г	7,45	6,76	6,12	6,54	6,29	6,49	5,64
Кислотне число, мг КОН/г	1,39	2,34	2,63	2,45	2,98	2,54	2,68
Густина при 20 °С, ρ, г/см ³	0,869	0,875	0,879	0,877	0,879	0,874	0,879
Коксованість, χ %	1,10	1,39	1,44	1,41	1,48	1,42	1,56
Кількість Fe, г/г	-	9	15	10	12	11	14
ε	2,4036	2,4269	2,4587	2,4334	2,4454	2,4399	2,4588

За результатами експериментальних досліджень побудовані графіки залежностей фізико-хімічних показників мастил від тривалості їх роботи які представлені на рис 1-8.

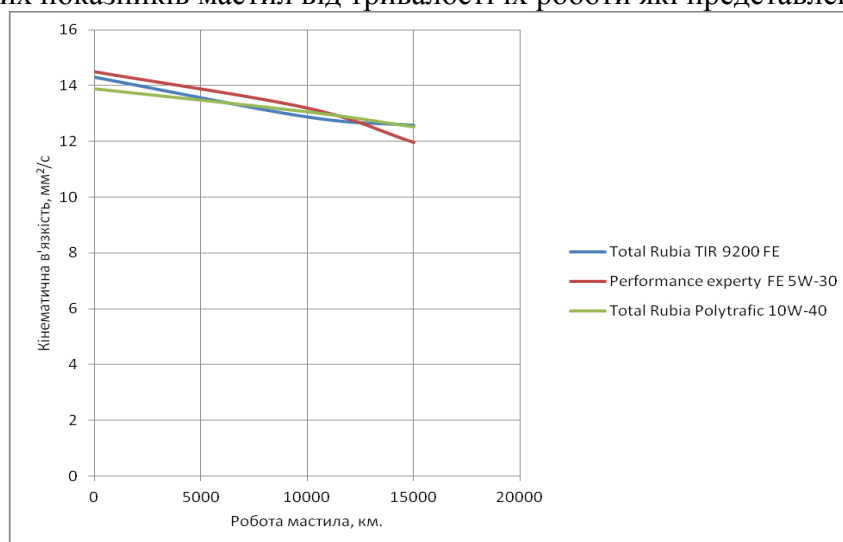


Рисунок 1 – Графік залежності кінематичної в'язкості мастил від тривалості їх роботи

Критичний параметр кінематичної в'язкості дорівнює 7 мм²/с. Кращим за цим показником є мастила Total. Але жодне з мастил не досягло критичної точки.

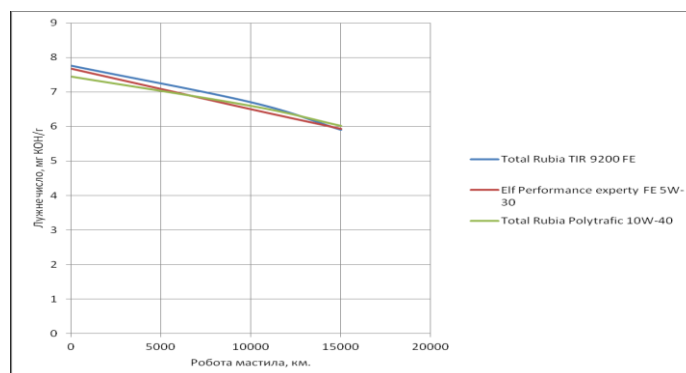


Рисунок 2 – Графік залежності лужного числа мастил від тривалості їх роботи

Лужне число характеризує мийну здатність мастила, тому при досягненні ним граничного значення мастило втрачає цю здатність. У цьому випадку мастило негайно замінюють. У нашому випадку жодне з мастил не досягло граничного стану – 3,725 мг КОН/г.

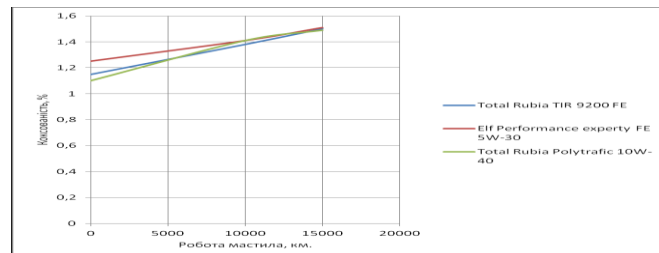


Рисунок 3 – Графік залежності коксованості мастила від тривалості його роботи

Коксованість характеризує відкладення на гарячих поверхнях деталей двигуна, і чим вона вища тим більше відкладень буде знаходитись на деталях двигуна. У нашому випадку усі три мастила ведуть себе схоже. І жодне з мастил не досягло критичного стану у 50%.

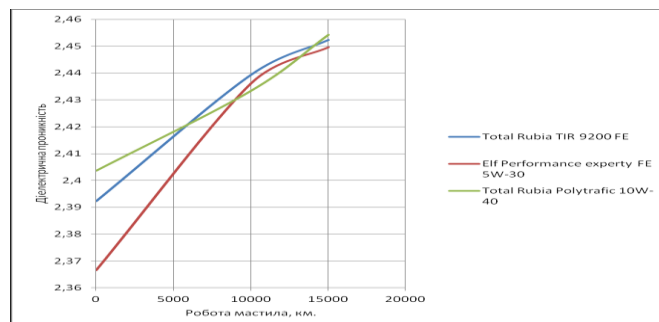


Рисунок 4 – Графік залежності діелектричної проникності мастила від тривалості роботи мастила

Показник діелектричної проникності найбільш тісно зв'язаний з таким показником як сульфатна зола, що характеризує кількість присадок у мастилі. У нашому випадку усі мастила мають схожі значення за цим показником, і не досягли критичного стану у 2,6. Тобто мастила не потребують заміни за пробіг у 15 тис. км.

Висновки. Отримані результати підтверджують, що строки заміни моторних мастил за пробігом або напрацюванням які рекомендує завод виробник не завжди достатньо обґрунтовані так як за основними фізико-хімічними показниками жодне з моторних мастил, що досліджувалося не досягло критичного стану, і свідчить про те що мастила не випрацювали свій ресурс.

Список літератури: 1. Григоров А.Б. Наглюк С.И. Карножицкий П.В. Уточнение сроков смены моторных масел при их эксплуатации в автобусах «Богдан-А091» и «ПАЗ-4234». Журнал «Автомобильный транспорт». Выпуск № 23 / 2008. – 4с. 2. Скиндер Н.И., Гурьянов Ю.А. О необходимости систематического контроля качества работающих моторных масел// Химия и технология топлив и масел. – 2003. - №5 - С.28-30. 3. Венцель Е. С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Венцель Е. С., Жалкин С. Г., Данько Н. И. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – 168 с. 4. Резников В.Д., Шипулина Э.М., Морозова И.А. Химмотология – теория и практика рационального использования горюче-смазочных материалов в технике. М.: МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1981. 5. Войтов В.А., Мазена В.А., Ярошно С.Ю. Системный

подход при подборе моторных масел к ДВС и определение сроков их смены. Вестник Харьковского национального автомобиле-дорожного университета. №39/2007. – 4с. **6. Войтов В.А., Мазепа В.А.** Критериальный подход для оценки снижения служебных свойств моторных масел в процессе эксплуатации и определение сроков их смены//Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин: Сб. научн. Тр. – Харьков:ХГТУСХ. – 2003. – Вып.14. – с.104-108. **7. Наглюк. И.С.** Оценка качества моторных масел при эксплуатации большегрузных самосвалов. Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту № 3 – Донецьк, 2009. С. 22-26. **8. Григоров А.Б., Карножицкий П.В., Слободской С.А.** Диэлектрическая проницаемость как комплексный показатель, характеризующий изменения качества моторных масел в процессе их эксплуатации // Вестник НТУ «ХПИ». – 2006. - №25. – С.169-175. **9. Григоров А.Б., Карножицкий П.В. Наглюк С.И.** Изменение диэлектрической проницаемости дизельных моторных масел в эксплуатации// Автомобильный транспорт. – 2007. - №20. – С.95-97. **10. Сасов О.О., Старчик К.В.** Оцінка якості моторних мастил при експлуатації автобусів малої і середньої місткості. Математичні проблеми технічної механіки-2011. Міжнародна наукова конференція 13-15 квітня 2011 р. Том 2. Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ, 2011. 2с

Bibliography (transliterated): **1. Grigorov A.B. Nagljuk S.I. Karnozhickij P.V.** Utochnenie srokov smeny motornyh masel pri ih jekspluatacii v avtobusah «Bogdan-A091» i «PAZ-4234». Zhurnal «Avtomobil'nyj transport». Vypusk No 23 / 2008. – 4p. **2. Skinder N.I., Gur'janov Ju.A.** O neobhodimosti sistematicheskogo kontrolja kachestva rabotajushhih motornyh masel . Himija i tehnologija topliv i masel. – 2003. – No5 – P.28-30. **3. Vencel' E. S.** Uluchshenie kachestva i povyshenie srokov sluzhby neftjanyh masel / Vencel' E. S., Zhalkin S. G., Dan'ko N. I. – Har'kov: UkrGAZhT, 2003. – 168 p. **4. Reznikov V.D., Shipulina Je.M., Morozova I.A.** Himmotologija – teorija i praktika racional'nogo ispol'zovanija gorjuče-smazochnyh materialov v tehnike. M.: MDNTP im. F.Je. Dzerzhins'kogo, 1981. **5. Vojtov V.A., Mazepa V.A., Jarohno S.Ju.** Sistemnyj podhod pri podbore motornyh masel k DVS i opredelenie srokov ih smeny. Vestnik Har'kovskogo nacional'nogo avtomobile-dorozhnogo universiteta. No39/2007. – 4p. **6. Vojtov V.A., Mazepa V.A.** Kriterial'nyj podhod dlja ocenki snizhenija sluzhebnyh svojstv motornyh masel v processe jekspluatacii i opredelenie srokov ih smeny. Povyshenie nadezhnosti vosstanavlivaemyh detalej mashin: Sb. nauchn. Tr. – Kharkov:HGTUSH. – 2003. – Vyp.14. – p.104–108. **7. Nagljuk. I.S.** Ocenka kachestva motornyh masel pri jekspluatacii bol'shegruznyh samosvalov. Visnik Donec'kogo institutu avtomobil'nogo transportu No 3 – Doneck, 2009. S. 22-26. **8. Grigorov A.B., Karnozhickij P.V., Slobodskoj S.A.** Dijelektricheskaja pronicaemost' kak kompleksnyj pokazatel', harakterizujushhij izmenenija kachestva motornyh masel v processe ih jeks-pluatacii . Vestnik NTU «HPI». – 2006. – No25. – S.169-175. **9. Grigorov A.B., Karnozhickij P.V. Nagljuk S.I.** Izmenenie dijelektricheskoy pronicaemosti dizel'nyh motornyh masel v jekspluatacii . Avtomobil'nyj transport. – 2007. – No20. – P.95–97. **10. Sasov O.O., Starchy'k K.V.** Ocinka yakosti motorny'x masty'l pry' ekspluataciyi avtobu-siv maloyi i seredn'oyi mistkosti. Matematy'chni problemy` texnichnoyi mexaniky`– 2011. Mizh-narodna naukova konferenciya 13–15 kvitnya 2011 r. Vol 2. Dnipropetrovs'k-Dniprodzerzhy'ns'k, 2011. 2 p.

Надійшла (received) 25.01.2015.

УДК 629.1.07

В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;**О. И. ДЕРКАЧ**, ст. преп. НТУ «ХПІ»;**С. А. ШУБА**, ст. преп. НТУ «ХПІ»;**Я. М. МОРМИЛО**, гл. конструктор ХКБМ, Харьков;**А. В. ПОТОРОКА**, ведущий конструктор ХКБМ;**А. А. БУТЫЛИН**, ведущий конструктор ХКБМ;**С. В. ЖУРАВЛЕВ** ведущий конструктор ХКБМ

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГОМТ В МНОГОКОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

В статье представлены материалы, указывающие на преимущества применения ГОМТ в многоколесных транспортных средствах на примере его применения в составе БТР-4. Применение бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии является альтернативой, которая сможет объединить достоинства передовых технических решений при приемлемых значениях КПД. Предлагаемая бесступенчатая трансмиссия построена по принципу суммирования механического и гидравлического потоков мощности дифференциалом на выходе и реализует три диапазона, включаемые последовательно, с помощью фрикционных муфт коробки с полной синхронизацией управляющих элементов при управлении насосом.

Ключевые слова: бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, дифференциал, поворот.

Введение. К современным многоколесным транспортным средствам предъявляются повышенные требования по маневренности и удобству управления. Классические технические решения с применением механических и гидромеханических трансмиссий [1-4] уже практически исчерпали свои возможности по удовлетворению данных требований, поэтому необходим поиск альтернативных решений, в том числе в среде смежных по назначению транспортных средств [5].

Анализ имеющихся решений. Как правило, серийно производимые многоколесные транспортные средства используются в качестве машин специального назначения. Это армейские колесные БТР, спецмашины для транспортировки ракетных комплексов и т.п. БТР-60/70/80 производства СССР/России используют в своих трансмиссиях узлы на базе дешевых автомобильных механических агрегатов. БТР производства стран НАТО и Украины (БТР-4 (рис. 1) и семейство машин на его базе) снабжены трансмиссиями с использованием гидромеханических коробок передач со встроенной гидродинамической передачей [6]. Управление поворотом данных машин выполнено по автомобильному принципу, коробки передач ступенчатые и имеют ручное и/или автоматическое управление.

Между тем, введение межбортового дифференциального механизма с гидрообъемным приводом в состав трансмиссии БТР-90 (Россия) [7] (рис. 2) позволило существенно повысить уровень поворотливости машины за счет принудительного изменения частоты вращения ведущих колес соответствующего борта, обеспечив возможность разворота на месте с радиусом поворота равным половине колеи. А известная гидрообъемная трансмиссия «Гидрохода» (Россия) [8] (рис. 3) кроме этого позволяет еще и бесступенчато изменять скорость движения. Подобными качествами обладают и опытные транспортные средства с электрическими трансмиссиями.

© В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, Я. М. Мормило, А. В. Поторока, А. А. Бутылин, С. В. Журавлев, 2015

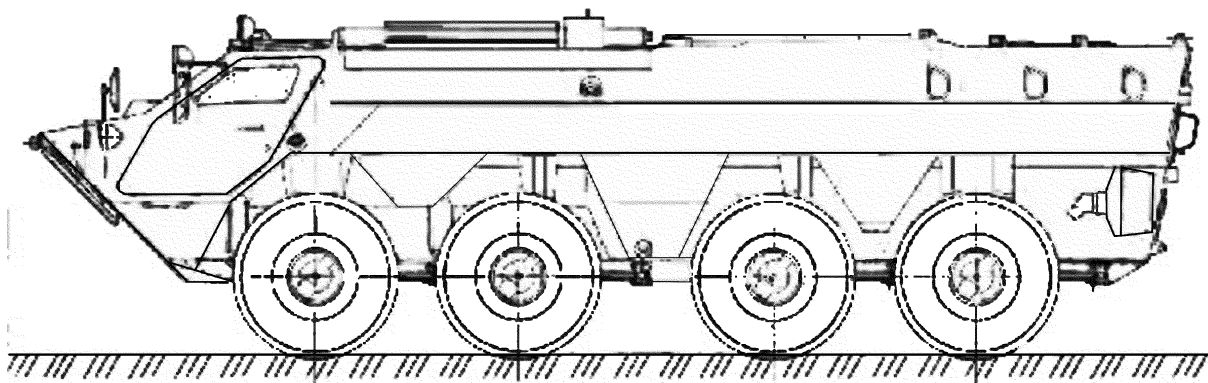


Рисунок 1 – БТР-4 производства Украины

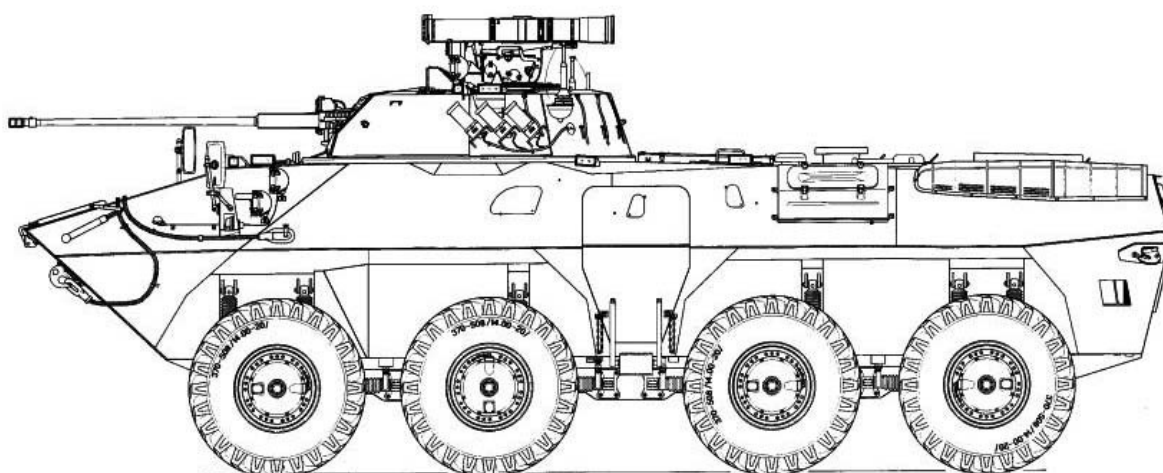


Рисунок 2 – БТР-90 производства России

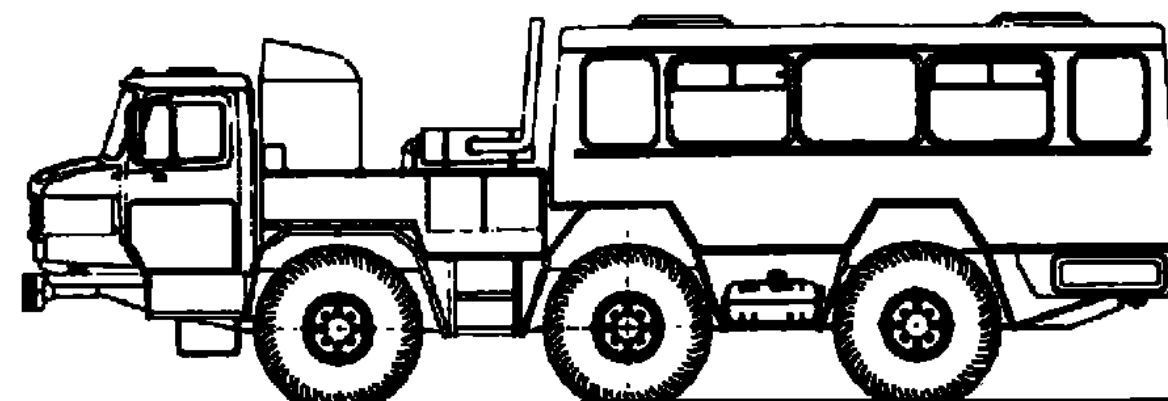


Рисунок 3 – ЗиЛ-49061 «Гидроход» производства России

Однако, решение трансмиссии БТР-90 приводит к увеличению массы из-за наличия дополнительного привода, а полнопоточные версии гидрообъемных трансмиссий отличаются невысокими значениями КПД. Работы над электротрансмиссиями же еще не вышли из стадии экспериментов.

Возможной альтернативой, которая сможет объединить достоинства вышерассмотренных передовых технических решений при приемлемых значениях КПД является применение бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ) [9].

Постановка задачи. Целью статьи является обоснование целесообразности использования ГОМТ для многоколесных транспортных средств.

Для этого ГОМТ гусеничного транспортного средства [10] предлагается адаптировать в машину типа БТР-4,строив ее вместо штатных коробки передач и коробки раздаточной. Передачу мощности к ведущим колесам предлагается передавать по бортам в соответствии с так называемой Н-образной схемой. Кинематическая схема такой ГОМТ представлена на рис. 4.

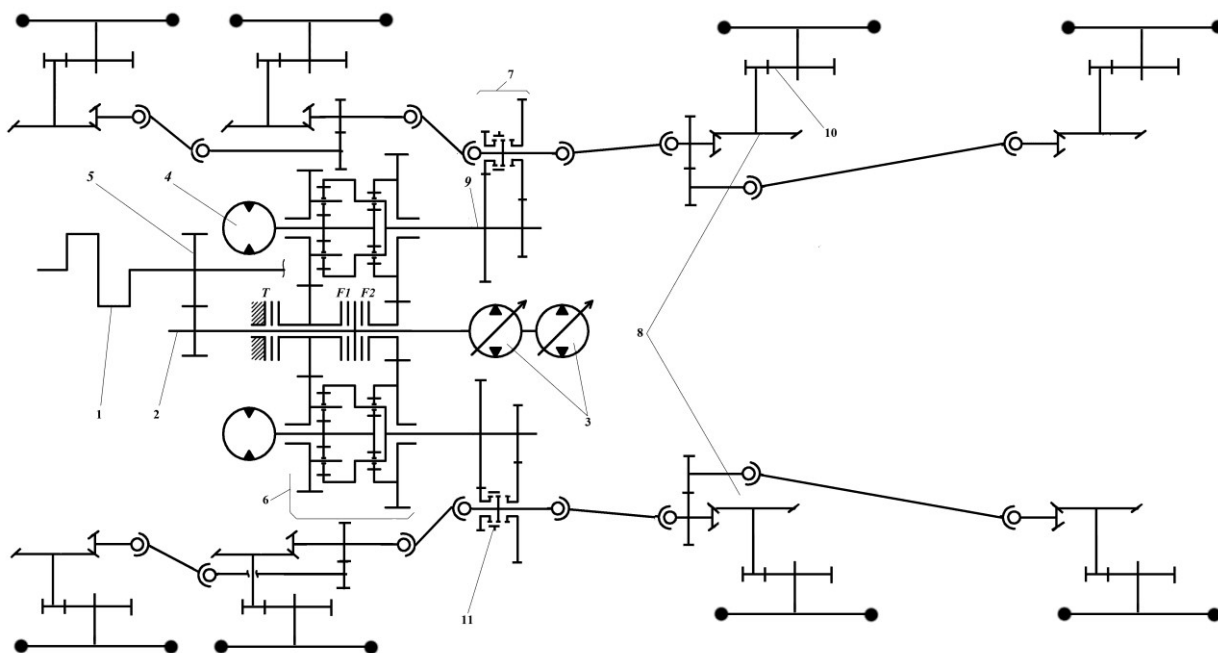


Рисунок 4 – Кинематическая схема ГОМТ Н-образного типа для БТР-4:

- 1 – дизель; 2 – входной редуктор; 3 – управляемый гидронасос; 4 – гидромотор;
- 5 – первичный вал; 6 – коробка передач с планетарными рядами и редукторами;
- 7 – коробка раздаточная; 8 – приводы конечных передач; 9 – вторичные валы левого и правого бортов соответственно; 10 – конечная передача; 11 – муфта переключения штатного и пониженного режимов движения

Анализ применения схемы ГОМТ Н-образного типа для БТР-4. Для того, чтобы адаптировать ее для установки в БТР, нужно учесть следующие требования к данному транспортному средству:

1. Максимальная скорость движения до 120 км/ч;

2. Возможность реализации высоких тяговых показателей на скоростях 0...24 км/ч с максимальной нагрузкой двигателя;
3. Реализация режима заднего хода до скоростей 20...30 км/ч;
4. Возможность разворота на месте с радиусом разворота близким по значению к половине колеи транспортного средства.

Предлагаемая бесступенчатая трансмиссия построена по принципу суммирования механического и гидравлического потоков мощности дифференциалом на выходе и реализует три диапазона, включаемые последовательно, с помощью фрикционных муфт коробки с полной синхронизацией управляющих элементов при управлении насосом (параметром регулирования насоса ГОП e) в соответствии с регуляторной характеристикой, представленной на рис. 5.

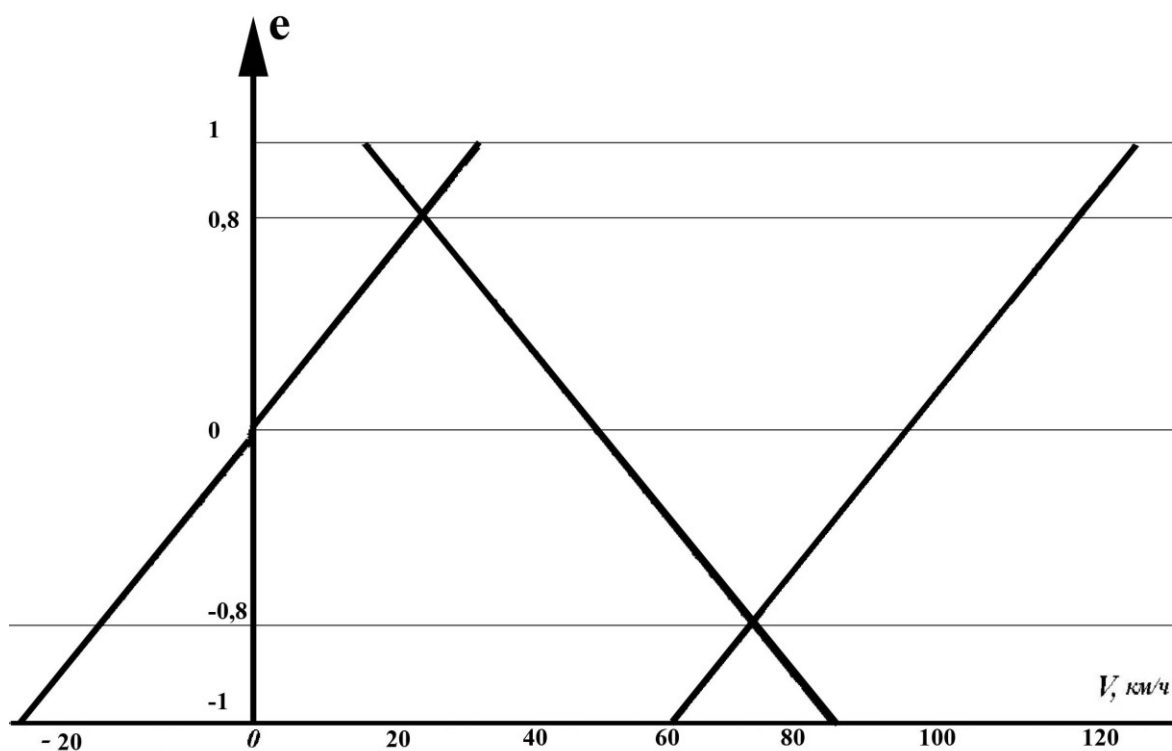


Рисунок 5 – Регуляторная характеристика ГОМТ для БТР-4

Описание работы ГОМТ. Первый диапазон – полнопоточный, в коробку передач входит мощность только от гидравлической ветви. Включается фрикционной муфтой Т. Скорость движения транспортера варьируется в пределах от 0 до 24 км/ч как передним, так и задним ходом.

Второй и третий диапазоны – двухпоточные, мощность суммируется на планетарных рядах вторичных валов от гидравлической и механической ветвей.

Второй диапазон включается фрикционной муфтой F2. Скорость движения транспортера варьируется в пределах от 24 до 72 км/ч.

Третий диапазон включается фрикционной муфтой F1. Скорость движения транспортера варьируется в пределах от 72 до 120 км/ч.

Гидрообъемный привод (ГОП) трансмиссии включает в себя пару управляемых гидронасосов с максимальным значением объемной постоянной 180...220 см³/об и пару

нерегулируемых гидромоторов с объемной постоянной также 180...220 см³/об. Каждый насос обслуживает соответствующий гидромотор определенного борта.

Для обеспечения поворота «по танковому» (за счет принудительного изменения частоты вращения ведущих колес соответствующего борта) в ГОМТ предусматривается дифференциальное управление гидронасосами по бортам, т.е. на забегающем борту путем регулировки параметра ϵ происходит увеличение линейной скорости, а на отстающем – пропорциональное уменьшение. Таким образом, при повороте соответствующие значения параметров ϵ на регуляторных характеристиках ГОМТ разных бортов будут различными, а средняя теоретическая скорость линейного движения БТР останется неизменной. Для осуществления поворота транспортного средства в зонах регуляторной характеристики, близких к точкам переключения рабочих диапазонов, предусмотрен запас по параметру ϵ от $\pm 0,8$ до ± 1 , т.е. синхронное переключение с диапазона на диапазон осуществляется при значениях параметров $\epsilon = \pm 0,8$.

Для расширения силового диапазона трансмиссии она снабжена раздаточной коробкой с возможностью включения понижающей передачи. Скорость движения на пониженной передаче уменьшается в два раза по отношению к штатной, соответственно тяговое усилие в два раза увеличивается.

Среднее значение КПД такой трансмиссии на наиболее часто эксплуатируемых скоростных режимах ожидается на уровне 0,86...0,89.

Выводы. Таким образом, использование ГОМТ на многоколесных транспортных средствах полностью оправдано и отвечает всем современным требованиям для машин данного класса. Причем ГОПы используются не только в прямолинейном движении, но и в повороте.

Данная ГОМТ является представителем семейства трансмиссий, предназначенных для использования в железнодорожных машинах, тракторах и машинах специального назначения.

Поворот БТР с ГОМТ как в чистом виде, так и в сочетании со штатной рулевой системой является предметом дополнительного исследования. Особенный интерес вызывает изучение процесса поворота в точках синхронизированного переключения диапазонов и достижения максимальных скоростей переднего и заднего хода.

Список литературы: 1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1988. - 248 с. 2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.-Л.: Машиностроение, 1987.-256 с. 3. 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, 1997. –185с. 4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Самородов В.Б., Лебедев А.Т., и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с. 5. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. –№11. С. 18-24. 6. Каторгин А. Н. БТР-4Е – первый украинский бронетранспортер / А. Н. Каторгин, С. Е. Воронин, А. А. Павлюченко, С. Е. Токарь, А. А. Сергиенко // Механіка та машинобудування. – 2012. – № 2. – С. 99–104. 7. БТР-90 «Росток» (ГАЗ 5923) Боевая колёсная плавающая бронемашина. – Режим доступа : <http://www.military-informer.narod.ru/BTR90.html>. –

Дата звертання : 12 грудня 2014. **8.** *Першин П.* Российский «Гидроход» / *П. Першин* // «Грузовик Пресс». – 2004. – №5. – Режим доступу : http://www.gruzovikpress.ru/article/razrabotki/2004_05_A_2004_11_04-15_13_41/. – Дата звертання : 12 грудня 2014. **9.** *Самородов В. Б.* Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств. *В. Б. Самородов, О. И. Деркач, И. В. Яловол, Я. М. Мормило, Н. В. Воловик, В. И. Решетило, А. Е. Павлов* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2012. – № 64 (970). – С. 31-35. **10.** *Самородов В. Б.* Оригинальная бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для гусеничных тракторов / *В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, И. В. Яловол* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2014. – № 8 (1051). – С. 26-32.

Bibliography (transliterated): **1.** *Petrov V.A.* Gidroob#jomnye transmissii samohodnyh mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 1988. – 248 p. **2.** Ob#emnye gidromechanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovanie / *O.M. Babaev, L.I. Ignatov, E.S. Kistochkin i dr.* – Leningrad: Mashinostroenie, 1987.–256 p. **3.** *Aleksandrov E.E., Samorodov V.B., Voloncevich D.O., Palashhenko A.S.* Kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoj prohodimosti. V 10-ti tomah. Tom 3: Besstupenchatye transmissii: raschet i osnovy konstruirovaniya. – Kharkov, HGPU, 1997. –185p. **4.** Dinamika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin / *Aleksandrov E.E., Samorodov V.B., Lebedev A.T., i dr.* – Kharkov: HGADTU, 2001. – 642 p. **5.** Shhel'cyn N. A. Sovremennye besstupenchatye transmissii s.-h. traktorov / *N. A. Shhel'cyn, L. A. Frumkin, I. V. Ivanov* . Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny. – 2011. –No11. P. 18-24. **6.** *Katorgin A. N.* BTR-4E – pervyj ukrainskij bronetransporter / *A. N. Katorgin, S. E. Voronin, A. A. Pavljuchenko, S. E. Tokar', A. A. Sergienko* . Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2012. – No 2. – P. 99–104. **7.** BTR-90 «Rostok» (GAZ 5923) Boevaja koljosnaja plavajushhaja bronemashina. – Rezhim dostupu : <http://www.military-informer.narod.ru/BTR90.html>. – Data zvertannja : 12 grudnja 2014. **8.** *Pershin P.* Rossijskij «Gidrohod» / *P. Pershin* . «Gruzovik Press». – 2004. – No5. – Rezhim dostupu : http://www.gruzovikpress.ru/article/razrabotki/2004_05_A_2004_11_04-15_13_41/. – Data zvertannja : 12 grudnja 2014. **9.** *Samorodov V. B.* Obzor sovremennyh transmissij mnogoosnyh transportnyh sredstv. *V. B. Samorodov, O. I. Derkach, I. V. Jalovol, Ja. M. Mormilo, N. V. Volovik, V. I. Reshetilo, A. E. Pavlov* . Visnik NTU «KhPI». Serija: Avtomobile- ta traktorobuduvannja. – 2012. – No 64 (970). – P. 31–35. **10.** *Samorodov V. B.* Original'naja besstupenchataja gidroob#emno-mechanicheskaja transmissija dlja gusenichnyh traktorov / *V. B. Samorodov, O. I. Derkach, S. A. Shuba, I. V. Jalovol* . Visnik NTU «KhPI». Serija: Avtomobile- ta traktorobuduvannja. – 2014. – No 8 (1051). – P. 26-32.

Надійшла (received) 05.02.2015

УДК 629.114.026

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ "ХПІ";

М. О. МІТЦЕЛЬ, асп. НТУ "ХПІ";

І. В. ЯЛОВОЛ, інж. I кат. НТУ "ХПІ".

ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ОСОБЛИВУ ЗОНУ РОБОТИ ДВОХПОТОЧНИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ТИПУ З ДИФЕРЕНЦІАЛОМ НА ВИХОДІ

Встановлені та експериментально підтверджені причини входу та виходу в особливу зону роботи гідрооб'ємної передачі в складі двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) типу з диференціалом на виході. Визначено зв'язок між тиском навантаження (коефіцієнтом опору руху транспортного засобу) та шириною особливої зони для ГОМТ з диференціалом на виході. Наведено теоретичні та експериментальні дані для п'яти навантажень.

Ключові слова: трансмісія, коефіцієнт опору руху, потік потужності, особлива зона, параметр регулювання.

Вступ. Двохпоточні ГОМТ з диференціалом на виході мають особливості характерні для всіх типів гідромеханічних передач з розгалуженим потоком потужності:

- існує значення передавального відношення трансмісії $i_{TP} = w_x / w_{ov}$, при якому потужність, що проходить через гідрооб'ємну передачу (ГОП) дорівнює нулю, загальний ККД трансмісії при цьому має найвищий показник;
- існують режими роботи з циркуляцією потоків потужності в замкнутому контурі передачі;
- зміна режимів роботи гідромашин (насосний, моторний) відбувається, як при реверсі швидкості та крутного моменту вихідного валу (якщо справедливо співвідношення $sign(M_x) = -sign(w_x)$), так і при передавальних відношеннях i_{TP} , що відповідають нульовій потужності в ГОП [1].

В фундаментальних роботах [1,2,3] було узагальнено накопичений досвід в області обґрунтування структурних схем, методів розрахунку, конструювання та випробування дослідних зразків ГОП та ГОМТ, введенні поняття прямого та зворотного потоку потужності через ГОП, розглянуті питання циркуляції потужності, що отримали подальший розвиток в роботах [4,5,6].

Особлива зона – це зона нульового ККД ГОП, що працює в складі двохпоточної трансмісії, коли обидві гідромашини, регульований гідронасос (ГМ1) та нерегульований гідромотор (ГМ2), одночасно працюють в насосному режимі на компенсацію власних об'ємних та механічних втрат [7]. В роботі [1] данні режими мають назву гальмівних.

Мета дослідження. Питанню особливих зон роботи ГОП не приділено достатньої уваги вітчизняними та зарубіжними дослідниками, проте саме ці режими характеризуються найвищим ККД трансмісії і техніко-економічні показники трактора можуть бути покращені за умови роботи в даних зонах. Мета даного дослідження – визначити залежність ширини особливої зони від коефіцієнта опору руху трактора, порівняти результати теоретичного розрахунку з експериментальними, отриманими на лабораторному стенді ГОМТ [8,9].

Матеріали досліджень. Поняття координат швидкісних i_{01} , i_{02} та силових i_{01}' , i_{02}' нульових режимів роботи гідромашин в складі ГОМТ було введено Є. С. Кісточкіним [1]. В випадку, коли i_{01} , i_{02} лежать в діапазоні зміни передавального відношення трансмісії $i_{TP}^{\min} \dots i_{TP}^{\max}$ в ГОМТ з диференціалом на виході, зміна режимів роботи гідромашин відбувається при $i_{TP} = 0$ та $i_{TP} = i_{02}$. Головним недоліком запропонованої методики є спосіб задання об'ємних та механічних втрат в гідромашинах у вигляді відносних показників $(\Delta\bar{Q}, \bar{p}, \bar{\omega})$, $(\Delta\bar{M}, \bar{p}, \bar{\omega})$. Побудувати дані залежності для конкретної гідромашини можливо лише експериментально, безумовно це підвищує точність, на чому наголошує Є. С. Кісточкін, але не робить математичну модель універсальною.

Авторами даної статті пропонується використовувати універсальну модель Городецького К. І. для визначення об'ємних та механічних втрат в ГОП з коефіцієнтами втрат в системі СІ [3], висока точність якої була підтверджена в [10].

Існує 6 можливих варіантів з'єднання гідравлічної та механічної частин ГОМТ з диференціалом на виході з ланками планетарного механізму [6]. Для визначеності розглянемо однодіапазонну ГОМТ колісного транспортного засобу, (рис. 1 а, б) з ГОП GTN Hydraulics 3K10 P090 (аналог Зауер №20, $\bar{q}_1 = \bar{q}_2 = 33,28 \text{ см}^3$) масою $m = 400 \text{ кг}$, радіусом колеса $rk = 0.32 \text{ м}$, швидкістю первинного джерела обертання $w_1 = 148,6 \text{ рад/с.}$, ККД зубчастих зачеплень приймаємо рівним $\eta_{red} = 0.98$

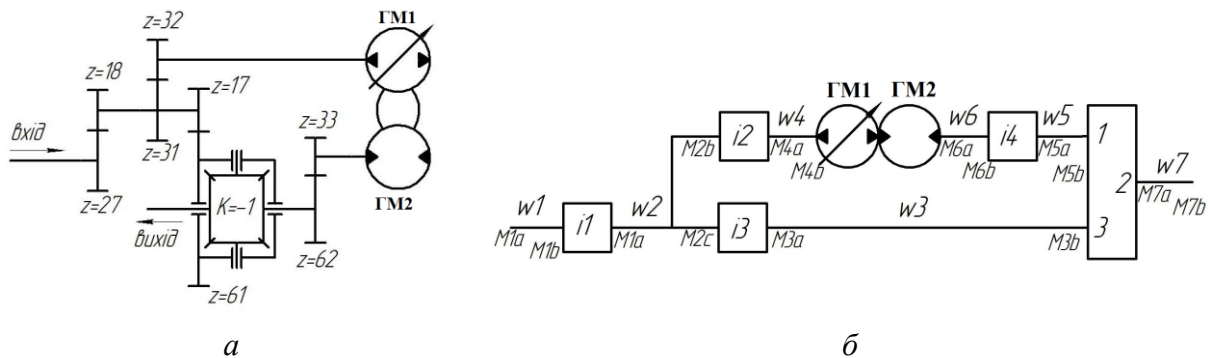


Рисунок 1 – Схема лабораторного стенду ГОМТ: а – кінематична схема; б – структурна схема.

В роботі [9] були встановлені причина входу в особливу зону на висхідній регульовальній характеристиці ($de/dV > 0$) – зміна знаку моменту навантаження M_4 з урахуванням сумарних втрат моменту ΔM_4 на регульованій ГМ1, що працює в режимі циркуляції потужності в ГОМТ як регульований гідромотор, та виходу з неї – зміна знаку швидкості w_6 вала нерегульованої ГМ2.

Крутний момент на вихідному валу розрахуємо за формулою

$$M_7 = G \cdot f \cdot rk, \quad (1)$$

де G – вага транспортного засобу ($G = m \cdot g$), Н ;

f – коефіцієнт опору руху.

Об'ємні та механічні втрати в гідромашинах ГМ1 та ГМ2 будемо визначати з рівнянь

$$\Delta Q_{1,2} = K_y \cdot \frac{\Delta p \cdot 10^6}{\mu} \cdot (1 + c_y \cdot |w_{4,6}|), \quad (2)$$

$$\Delta M_{1,2} = q_{1,2} \cdot \left[K_1 \cdot |w_{4,6}| (1 + K_2 \cdot e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 \cdot |e|)}{1 + K_3 \cdot |w_{4,6}| \cdot D_q} \cdot \Delta p \cdot 10^6 + \frac{K_8 (1 + K_7 \cdot |e|)}{(1 + K_6 \cdot |w_{4,6}| \cdot D_{q1,2})} \right], \quad (3)$$

де K_y, c_y – коефіцієнти витоку;

$K_1 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат [3];

$q_{1,2}$ – максимальна подача гідромашини м³/рад;

e – параметр регулювання ГОП;

$D_{q1,2}$ – характерний розмір гідромашини ($D_q = \sqrt[3]{2\pi \cdot q}$);

Δp – перепад робочого тиску на гідронасосі, МПа.

При визначенні ΔM_1 та ΔM_2 необхідно враховувати напрям потужності через ГОП і залежно від цього розглядати ΔM_1 та ΔM_2 або як втрати моментів, або як збільшення.

Крутні моменти на валах ГМ1 и ГМ2 визначаємо з формул

$$M_4 = q_1 \cdot e \cdot \Delta p \cdot 10^6 \pm \Delta M_1, \quad (4)$$

$$M_6 = q_2 \cdot \Delta p \cdot 10^6 \mp \quad \quad \quad . \quad (5)$$

Тут верхні знаки відповідають прямому потоку потужності через ГОП, нижні – зворотному.

Виразимо Δp з рівняння нерозривності потоку рідини

$$\Delta p = \frac{-e \cdot q_1 \cdot w_4 + q_2 \cdot w_6}{10^6 \cdot \left[\frac{K_y}{\mu} \cdot (1 + c_y \cdot |w_4|) + \frac{K_y}{\mu} \cdot (1 + c_y \cdot |w_6|) \right]}. \quad (6)$$

Запишемо рівняння балансу потужності та квазістатичної рівноваги планетарного ряду з урахуванням втрат моментів на тертя в зубчатих зачепленнях

$$\begin{cases} M_7 \eta_{73}^{\Theta \text{sign}(M_7 \omega_7)} + M_5 \eta_{53}^{\Theta \text{sign}(M_5 \omega_5)} + M_3 = 0 \\ M_7 \eta_{73}^{\Theta \text{sign}(M_7 \omega_7)} \cdot k + M_5 \eta_{53}^{\Theta \text{sign}(M_5 \omega_5)} = 0 \end{cases}, \quad (7)$$

де Θ – коефіцієнт для врахування втрат ($\Theta = 0$ якщо втрати не враховуються, $\Theta = 1$ якщо враховуються);

k – внутрішнє передавальне відношення планетарного механізму ($k = -1$).

Підставимо в (5) рівняння (1) та (3)

$$\frac{m \cdot g \cdot f \cdot rk}{4} \cdot \frac{1}{i_4} \cdot \eta_{red}^{-2 \operatorname{sign}(w_6)} = q_2 \cdot \Delta p \cdot 10^6 + \operatorname{sign}(w_6) \cdot q_2 \cdot (K_1 \cdot |w_6| (1 + K_2 \cdot l^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 \cdot |l|)}{1 + K_3 \cdot |w_6| \cdot D_q} \cdot \Delta p \cdot 10^6 + \frac{K_8 (1 + K_7 \cdot |l|)}{(1 + K_6 \cdot |w_6| \cdot D_{q1,2})}) \quad (8)$$

Замінивши в (8) Δp на (6) ми отримаємо рівняння, яке можливо вирішити відносно w_6 , при заданих e та f . Розрахувавши w_6 визначаємо Δp з (6).

З формули Віллеса знайдемо кутову швидкість вихідної ланки, враховуючи передавальні відношення редукторів

$$w_7 = 2 \cdot w_1 \cdot i_1 \cdot i_3 + w_6 \cdot i_4. \quad (9)$$

Механічний ККД ГМ1 та ГМ2 в зворотному та прямому потоках потужності визначаємо з рівнянь

$$\eta_{M1}^3 = \frac{q_1 \cdot e \cdot \Delta p \cdot 10^6 - \Delta M_1}{q_1 \cdot e \cdot \Delta p \cdot 10^6}, \quad \eta_{M1}^{\Pi} = \frac{q_1 \cdot e \cdot \Delta p \cdot 10^6}{q_1 \cdot e \cdot \Delta p \cdot 10^6 + \Delta M_1}, \quad (10)$$

$$\eta_{M2}^3 = \frac{q_2 \cdot \Delta p \cdot 10^6}{q_2 \cdot \Delta p \cdot 10^6 + \Delta M_2}, \quad \eta_{M2}^{\Pi} = \frac{q_1 \cdot \Delta p \cdot 10^6 - \Delta M_2}{q_2 \cdot \Delta p \cdot 10^6}. \quad (11)$$

Вираз для об'ємного ККД ГОП і в прямому, і в зворотному потоці потужності через ГОП має вигляд

$$\eta_0 = \eta_{10} \cdot \eta_{20} = \frac{Q_{1T} - \Delta Q_1}{Q_{1T}} \cdot \frac{Q_{2T} - \Delta Q_2}{Q_{2T}}, \quad (12)$$

де Q_{1T} , Q_{2T} – теоретичні розходи гідромашин, м³/с.

Розрахунок Q_{2T} та ΔQ_2 має свої особливості. Втрати ΔQ_2 визначаються при реальній швидкості вала ГМ2 (з урахуванням циркуляції), а теоретичний розхід Q_{2T} з урахуванням втрат ΔQ_1 та ΔQ_2

$$\Delta Q_2 = K_y \cdot \frac{\Delta p \cdot 10^6}{\mu} \cdot \left[1 + c_y \cdot \left| w_4 \cdot e - \frac{\Delta Q_1}{q1} \right| \right], \quad (13)$$

$$\Delta Q_{2T} = q2 \cdot \left[|w_4 \cdot e| \right] - \Delta Q_1 - \Delta Q_2. \quad (14)$$

На рис. 1 приведено експериментальні осцилограми отримані на лабораторному стенді ГОМТ [8, 9] при лінійному законі керування ($t=60$ сек), момент опору на вихідному валу 70,6 Нм.

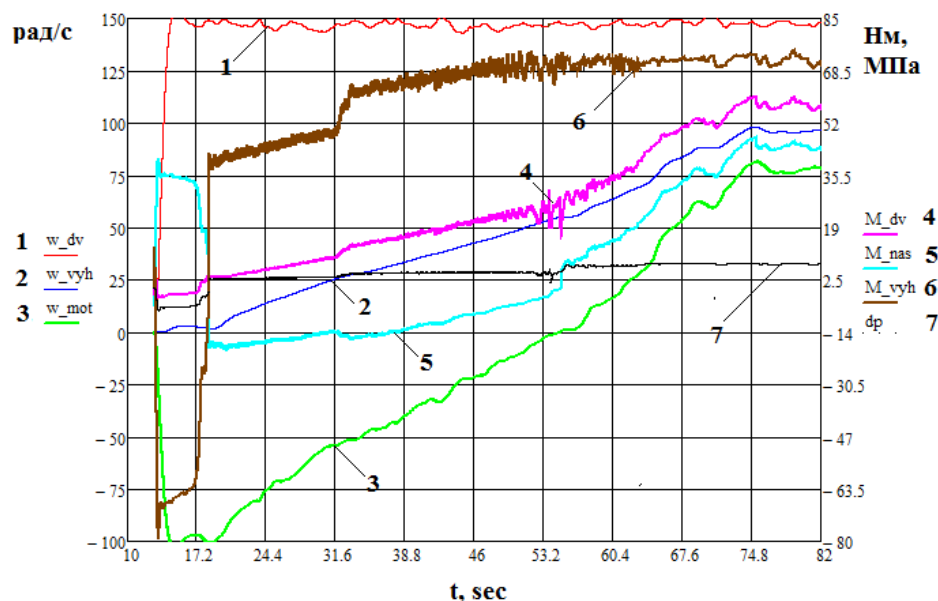


Рисунок 1 – Експериментальні осцилограми

Під час експериментальних досліджень було виявлено, що номінальний гальмівний момент порошкове навантажувальне гальмо ПТ-100М розвиває при обертах вище 300 об/хв, що обумовлює вид осцилограми крутного моменту на вихідному валу та перепаду робочого тиску ΔP .

На рис. 2 представлено розрахункові та побудовані за експериментальними даними графіки ККД ГОП та ГОМТ для $f = 0.11$ ($M_7 = 70,6 \text{ Нм}$) від швидкості вихідного валу w_7 рад/с

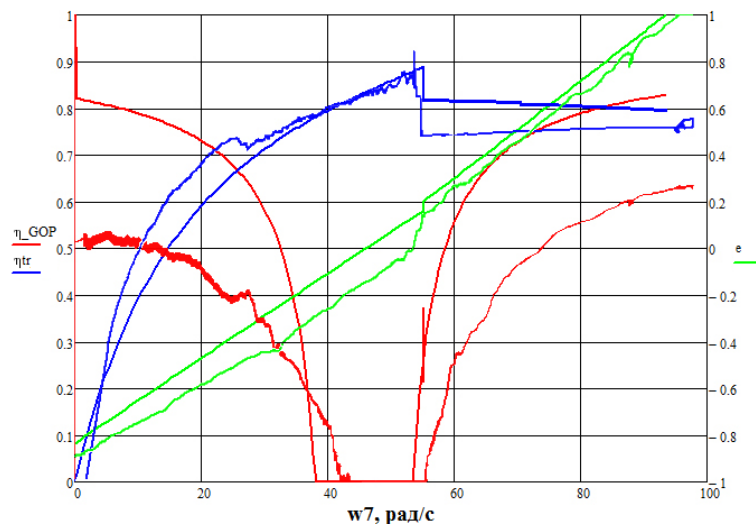


Рисунок 2 – Теоретичні та експериментальні ККД ГОП та ГОМТ при $f = 0.11$ ($M_7 = 70,6 \text{ Нм}$)

Під час експериментальних досліджень було задано 5 різних навантажень на вихідному валу, для кожного режиму навантаження було проведено не менше 10 послідовних експериментів, що обумовлено застосуванням на стенді реєструючої

апаратури, температура робочої рідини ГОП підтримувалась в діапазоні 40-50⁰ С. В табл. 1 приведено теоретичні та експериментальні точки входу та виходу в особливу зону по швидкості вихідного валу та параметра регулювання.

Таблиця 1 – Порівняння теоретичної та експериментальної ширини особливої зони роботи ГОМТ

Навантаження $M_7(f)$	Кутова швидкість вихідного валу ГОМТ w_7^{BX} / w_7^{BHX} (рад/с)		Параметр регулювання ГОМТ e^{BX} / e^{BHX}	
	Теор.	Експ.	Теор.	Експ.
22 (0,035)	48,75/53,6	50,6/55,7	-0,06/+0,04	-0,08/+0,05
70,6 (0,11)	45,6/55,4	47,1/57,3	-0,11/+0,08	-0,13/+0,07
102 (0,16)	39,6/56,8	40,5/57,3	-0,15/+0,1	-0,19/+0,11
134 (0,21)	33,2/58,1	33,8/59	-0,19/+0,13	-0,23/+0,13
180 (0,3)	27/58,9	27,2/59,2	-0,23/+0,15	-0,26/+0,16

З табл.1 чітко видно тенденцію щодо розширення особливої зони по швидкості та параметру регулювання ГОП в міру збільшення навантаження на вихідному валу, яка обумовлена ростом об'ємних втрат. Несиметричність особливої зони відносно $e = 0$ викликана циркуляцією потужності в трансмісії [1-3]. Експериментальні данні якісно повторюють розрахункові, а максимальна похибка не перевищує 7,2%.

Висновки. Запропонований метод розрахунку ККД ГОП з використанням універсальної моделі К. І. Городецького для визначення ширини особливої зони роботи ГОМТ з диференціалом на виході був експериментально підтверджений. Проведене дослідження є високо актуальним, а його результати можуть бути використані при визначенні оптимальних режимів роботи для нових ГОМТ, що знаходяться на стадії розробки.

Список літератури: 1. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 256 с. 2. Красеньков В. И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В. И. Красеньков, А. Д. Ваиш. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с. 3. Аврамов В. П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В. П. Аврамов, В. Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с. 4. Самородов В. Б. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на выходе / В. Б. Самородов, А. И. Таран // Научный вестник НГУ. – 2012. – № 3. – С. 78–85. 5. Самородов В. Б. Анализ распределения потоков мощности с учетом КПД гидрообъемной передачи в двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссиях с дифференциалом на выходе / В. Б. Самородов, А. И. Таран // Вестник НТУ "ХПИ". Тематический сборник "Тракторостроение". – 2012. – № 60 (966). – С. 7–16. 6. Самородов В. Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме "дифференциал на выходе" / В. Б. Самородов, А. И. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Прикладная механика. – 2012. – № 3/7 (57). – С. 4–12. 7. Самородов В. Б. Системный анализ особой зоны при работе гидрообъемно-механической трансмиссии трактора ЛТ-60 на рабочем диапазоне / В. Б. Самородов, В. В. Самородов // Тракторная энергетика в растениеводстве. –

Харьков: ХДТУСГ. – 2002. – № 5. – С. 201–217. **8.** Самородов В. Б. Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, Н. А. Митцель // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 5/7 (70). – С. 52–58. **9.** Митцель М. О. Експериментальне дослідження особливості зони роботи двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства", Ч II, 21-22 листопада 2014 р., Кам'янець-Подільський. / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2014. – С. 185–188. **10.** Samorodov V. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291.

Bibliography (transliterated): **1.** Babaev O.M., L.I. Ignatov, E. S. Kistochkin, G. S. Sokolov and V. A. Cvetkov. Ob#emnye gidromechanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovaniye. Leningrad: Mashinostroenie, 1987. **2.** Krasnen'kov, A. D., V. I. Vashec. Proektirovaniye planetarnykh mehanizmov transportnykh mashin. Moscow: Mashinostroenie, 1986. **3.** Avramov V. P., V. B. Samorodov. Gidroob#emnye peredachi v gidroob#emno-mechanicheskikh transmissiyah transportnykh mashin. Kharkov: KhPI, 1986. **4.** Samorodo, V. B., A. I. Taran. "Vzaimosvjaz' krugovogo peredatochnogo otnoshenija dvuhpotочноj transmissii s parametrom regulirovaniya v sluchae planetarnogo mehanizma na vyhode." *Nauchnyj vestnik NGU*. No. 3. 2012. 78–85. Print. **5.** Samorodov V. B., A. I. Taran "Analiz raspredelenija potokov moshhnosti s uchetom KPD gidroob#emnoj peredachi v dvuhpotочноnykh besstupenchatykh gidroob#emno-mechanicheskikh transmissiyah s differencialom na vyhode." *Vestnik NTU "KhPI". Tematicheskij sbornik "Traktorostroenie"*. No.60(966). 2012. 7–16. Print. **6.** Samorodov, V. B., A. I. Bondarenko. "Osnovnye parametry gidroob#emno-mechanicheskikh transmissij, rabotajushhij po sheme "differencial na vyhode" " *Vostochno-Evropskij zhurnal peredovykh tehnologij. Prikladnaja mehanika*. No 3/7 (57). 2012. 4–12. Print **7.** Samorodov V. B., B. V. Samorodov "Sistemnyj analiz osoboј zony pri rabote gidroob#emno-mechanicheskoy transmissii traktora LT-60 na rabochem diapazone." *Traktornaja jenergetika v rastenievodstve*. No. 5. 2002. 201–217. Print. **8.** Samorodov V. B., N. A. Mitcel' "Issledovanie svojstv shagovogo jelektroprivoda kak sistemy upravlenija dvuhpotочноj gidroob#emno-mechanicheskoy transmissiej." *Vostochno-Evropskij zhurnal peredovykh tehnologij*. No. 5/7 (70). 2014. 52–58. Print. **9.** Mitcel' M. O. "Eksperimental'ne doslidzhennja osoblivii zoni roboti dvohpotочної gidroob'emno-mechanichnoї transmisii . Materiali mizhnarodnoї naukovo-praktichnoї konferencii " Innovacijni zasadi stalogo rozvitku nacional'nogo gospodarstva", Ch II, 21-22 listopada 2014 r., Kam'janec'-Podil'skij. / Ministerstvo agrarnoi politiki ta ta prodovol'stva Ukraїni, Podil's'kij derzhavnij agrarno-tehnichnij universitet. Kam'janec'-Podil'skij: PDAТУ, 2014. 185–188. Print. **10.** Samorodov V., S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel "Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines" *Eastern European Scientific Journal*. No. 6. 2014. 285–291. Print.

Надійшла (received) 23.02.2015

УДК 629.1.032

В. В. ДУЩЕНКО, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХП»;**О. М. АГАПОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»**ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАГНІТОРЕОЛОГІЧНИХ
ЕЛАСТОМІРІВ В ЯКОСТІ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Проведено аналіз фізико-хімічних властивостей і характеристик магнітореологічних еластомірів та діапазону зміни їх модуля пружності і модуля зсуву. Розглянуто вплив параметрів магнітної частини і еластомірної матриці та наявності побічних ефектів. Зроблено висновок про можливість застосування даних еластомірів у якості пружних елементів з характеристиками, що керуються, у підвісці транспортних засобів. Намічені напрямки подальших досліджень з метою урахування специфіки експлуатації транспортних засобів та створення працездатних вузлів.

Ключові слова: магнітореологічний еластомір, пружний елемент, підвіска, модуль пружності, модуль зсуву, магнітне поле, деформація, анізотропні властивості, керування.

Вступ. Одним з шляхів подальшого розвитку підвіски транспортних засобів (ТЗ) є реалізація керування характеристиками її пружних елементів, демпфіруючих пристроїв та кінематикою направляючих пристроїв. Однак, розробка систем керування на основі використання традиційних робочих тіл (газ, масла та ін.) зі звичайними властивостями призводить до надто складних, високовартісних та ненадійних технічних рішень. Саме тому, такі системи керування досі не отримали широкого розповсюдження. Таким чином, пошук альтернативних матеріалів з новими властивостями, які дозволять спростити системи керування і конструкцію вузлів, знизити їх вартість та підвищити надійність і довговічність є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [1,2] проведено функціонально-фізичний аналіз підвіски ТЗ та розроблено методологію аналізу і синтезу нових технічних рішень та фізичних принципів дії її вузлів. В результаті проведених досліджень встановлено, що одним з перспективних напрямків розвитку є перехід від механічного поля до більш керованого електромагнітного поля та розробка нової «основної речовини» або введення «додаткової речовини», чутливої до керуючого електромагнітного поля. Це значно полегшить реалізацію керування характеристиками вузлів підвіски, в залежності від механічного поля, що діє на ТЗ в процесі руху.

На сьогоднішній день відомі демпфіруючі пристрої підвіски ТЗ, де застосовуються магнітореологічні рідини. Однак, їх широкому впровадженню заважають такі недоліки, як осідання магнітних частинок з плином часу та високий абразивний знос пар тертя, що викликаний ними. Цих недоліків позбавлений новий тип матеріалів – магнітореологічні еластомери (МРЕ), у яких під дією магнітного поля можна змінювати не лише в'язкість, а і модулі пружності та зсуву. Дані властивості, у перспективі, можуть зробити можливим розробку принципово нових пружних елементів та демпфіруючих пристроїв підвіски ТЗ і ці питання зовсім не досліджено.

Мета досліджень. Провести аналіз властивостей і характеристик МРЕ та оцінити можливість їх використання у вузлах керованої підвіски ТЗ, а саме у якості її пружних елементів. При цьому, у першу чергу, представляє інтерес діапазон керування зміною модуля пружності і модуля зсуву МРЕ та наявність можливих побічних ефектів.

Матеріали досліджень. Магнітореологічні матеріали відносяться до так званих «інтелектуальних» або «розумних» матеріалів (smart materials), фізико-хімічні властивості та характеристики яких можуть значно змінюватися під дією зовнішніх

впливів. Дані матеріали складаються з магнітних частинок, розміром приблизно від 10 нм до 50 мкм (тобто «додаткової речовини»), що знаходяться в діа або парамагнітній матриці («основній речовині»), в залежності від стану якої відрізняють магнітореологічні рідини, піни, гелі та еластomers. Магнітна взаємодія між частинками залежить від наявності та напрямку їх намагніченості, розподілу у просторі, орієнтації зовнішнього магнітного поля та розподілу деформацій.

МРЕ являють собою композити, в яких магнітні частинки розподілені у твердій еластomerній матриці, що полімеризується у формі. В якості матриці можуть застосовуватися натуральні або синтетичні гуми, силікон, поліуретан та ін. В результаті магнітні властивості, що виникають при взаємодії частинок, поєднуються з пружними властивостями матриці, а загальні властивості оборотно можуть змінюватися під дією зовнішнього магнітного поля.

Магнітні частинки всередині МРЕ можуть бути розподілені однорідно або згруповані в стовпчасті структури–ланцюжки. Для утворення впорядкованої структури, під час полімеризації матриці накладається зовнішнє однорідне магнітне поле. Під його дією частинки утворюють стовпчасті структури–ланцюжки, які в результаті полімеризації виявляються зафіксованими в матриці. За такий спосіб, в процесі виготовлення можна отримати в'язкопружні МРЕ з анізотропними властивостями.

Розглянемо відомі дослідження з впливу магнітних полів на механічні властивості МРЕ, в залежності від їх характеристик.

У роботі [3] представлено результати експериментальних досліджень циклічного навантаження зразка МРЕ з бутилкаучуку марки БК-ФМ (40% – карбонильное залізо) при різній індуктивності магнітного поля. Як видно з рис. 1, всі криві деформації мають значний гістерезис, крім того в матеріалі спостерігається залишкова деформація, яка зникає на протязі 10 хв. З представлених графіків випливає, що з ростом індуктивності магнітного поля, модуль пружності даного МРЕ зростає більше ніж у 2 рази, при цьому його ріст нелінійно зменшується, досягаючи насиченості по магнітному полю, подальше збільшення якого не призводить до істотної зміни кривих деформування.

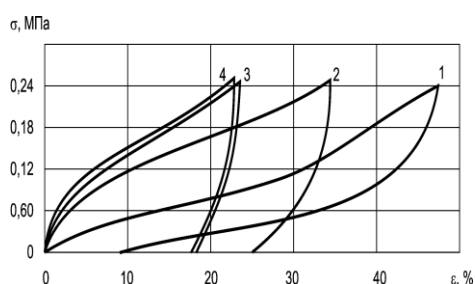


Рисунок 1 – Залежність напруж у зразку від деформації та величини магнітної індукції. Криві: 1 – 0 Тл; 2 – 0,3 Тл; 3 – 0,75 Тл; 4 – 1,2 Тл.

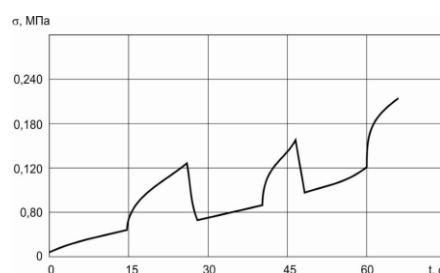


Рисунок 2 – Залежність напруж від часу деформації при накладанні та знятті магнітного поля 1,2 Тл.

На рис. 2 наведено криву, що відповідає накладенню та зняттю магнітного поля в процесі деформації. Магнітне поле 1,2 Тл накладалося через певні проміжки часу. Включення магнітного поля викликало істотне зростання напруж.

У роботі [4] досліджено зразки МРЕ, що містили у собі 11% частинок карбонильного заліза (3,5 мкм), у матриці з натурального каучуку та добавок. Матриця полімеризувалася під дією зовнішнього магнітного поля $B = 200; 400; 600; 800$ та 1000

мТл, що призводило до анізотропних властивостей зразків. Також, досліджувався зразок з ізоотропними властивостями. Результати представлено на рис. 3.

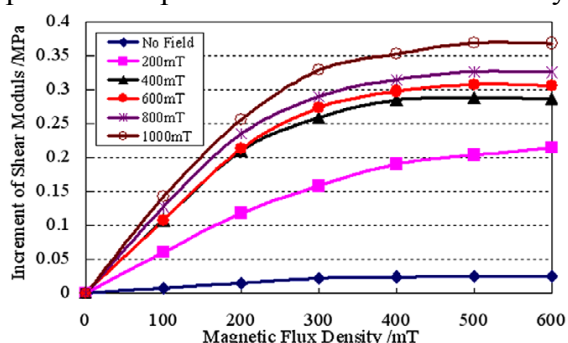


Рисунок 3 – Залежність приросту модуля зсуву від зовнішнього керуючого поля.

Відомо, що модуль зсуву МРЕ може бути розділений на дві частини: перша є модулем зсуву без накладення зовнішнього керуючого поля, яка у даному випадку для кожного зразка дорівнювала 1,3 МПа. Друга частина індукується керуючим полем, що накладається. З графіків випливає, що зі збільшенням індукції керуючого поля від нуля до 600 мТл, приріст модуля зсуву збільшується, досягаючи насиченості. Особливо це спостерігається у зразків з більш анізотропними властивостями.

Значний інтерес представляють результати досліджень, наведені у роботі [5]. Зразки МРЕ виготовлялися на основі силіконової матриці з концентрацією магнітних частинок від 0 до 35%. Частина зразків мала анізотропні властивості. Розмір магнітних частинок складав 5 мкм та 40 мкм. Еластомер без магнітних частинок мав модуль пружності 50 кПа. На рис. 4, рис. 5 представлено графіки модуля пружності відповідно ізоотропного та анізотропного МРЕ з різною концентрацією частинок розміром 5 мкм. На рис. 6, рис. 7 представлено аналогічні графіки для частинок розміром 40 мкм.

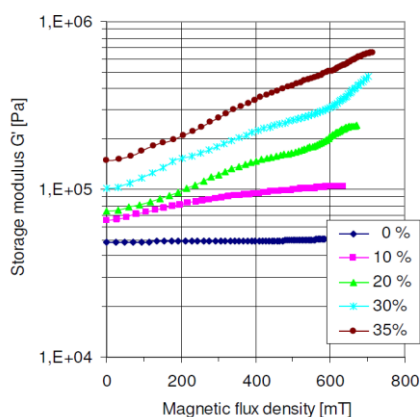


Рисунок 4 – Залежність модуля пружності ізоотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (5 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля.

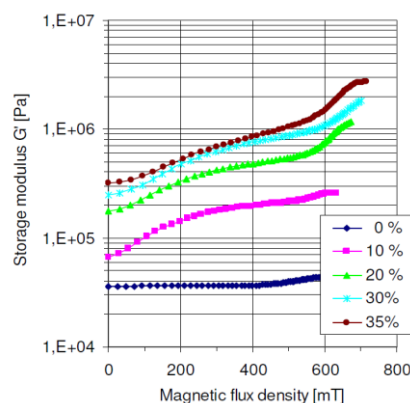


Рисунок 5 – Залежність модуля пружності анізотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (5 мкм) від індукції зовнішнього керуючого магнітного поля.

У роботі [6] отримано значний магнітореологічний ефект на ізоотропних зразках, з великою концентрацією магнітних частинок (35%). Дослідження залежності пружності від концентрації магнітних частинок для звичайного ізоотропного матеріалу показали, що пружність в магнітному полі зростає, як правило, тим більше, чим більше концентрація магнітного наповнювача. Експерименти показали, що при загальному ефекті наростання пружності із збільшенням напруженості магнітного поля і концентрації магнітного наповнювача спостерігається ефект максимального підвищення пружності в області малих деформацій зразка.

На рис. 8а наведені первинні залежності напруги у зразку від його розтягування у магнітному полі і за його відсутності. Даний зразок мав об'ємну концентрацію

магнітних частинок 35% та модуль пружності 16 кПа. Як зазначено, це практично гранична концентрація, при якій зберігається достатня еластичність матеріалу. З аналізу кривих витікає, що напруги в зразку наростають значно швидше в області малих деформацій (0...5%), ніж в області більш високих.

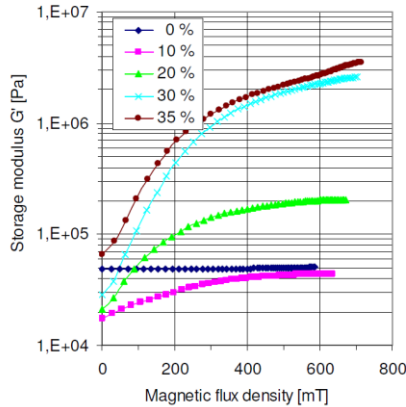


Рисунок 6 – Залежність модуля пружності ізотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (40 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля.

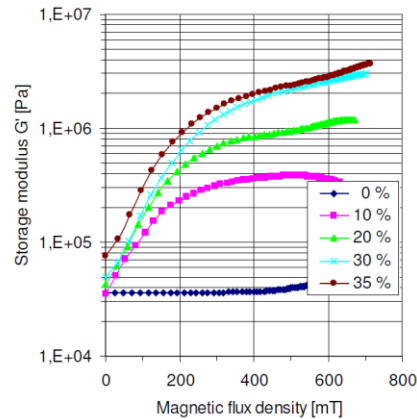


Рисунок 7 – Залежність модуля пружності анізотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (40 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля.

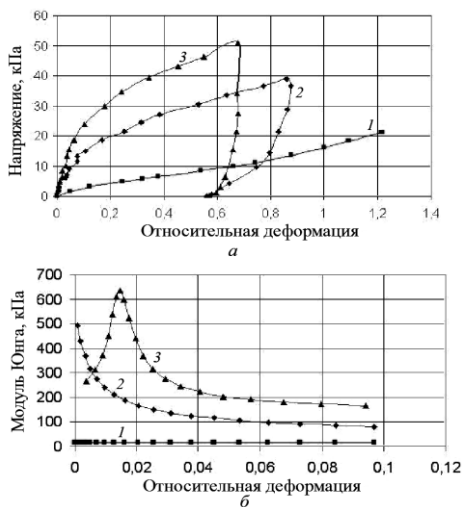


Рисунок 8 – Залежність напруг у зразку (а) і модуля пружності (б) від деформації в магнітних полях: 1, 2 і 3 - 0; 120 і 260 мТл відповідно.

Диференційний модуль пружності в залежності від деформації представлений на рис. 8б. Як видно з рисунку, початковий модуль пружності зразка, рівний 16 кПа, в магнітному полі при малих деформаціях зростає до 500...600 кПа, тобто більш ніж в 30 разів. Аналогічні результати були отримані при вимірюванні напруги зсуву в магнітному полі. В цілому ж, модуль пружності зразка в області великих деформацій зростає більше ніж у 10 разів. Крім того, на графіках рис. 8а спостерігаються петлі гістерезису. Якщо прямі 1 навантаження і розвантаження зразка без магнітного поля збігаються, то при розвантаженні зразка в магнітному полі (криві 2,3) спостерігається залишкова деформація в розмірі $\approx 60\%$. При цьому залишкова деформація тим більше, чим сильніше магнітне поле і нижче пружність МРЕ.

У роботі [7] досліджено гігантське збільшення модуля зсуву: включення магнітного поля напруженістю 10 кЕ призвело до збільшення модуля зсуву для МРЕ на основі натуральної гуми на 130%, а на основі силіконової гуми – на 878%.

Аналогічні результати були отримані у роботах [8,9,10].

Результати досліджень. Аналіз розглянутих досліджень показав, що:

1. Збільшення індуктивності зовнішнього керуючого поля призводить до суттєвого зростання модуля пружності або модуля зсуву, яке, в залежності від зразка, складало від 25% до 10 і більше разів. При цьому це зростання нелінійно зменшується, досягаючи насиченості при магнітному полі у межах 0,6...1,0 Тл.

2. При малому розмірі магнітних частинок (5 мкм), найбільших приріст (900%) модуля пружності спостерігався для зразків з анізотропними властивостями. Для ізотропних зразків даним приріст складав 400%. Причому, чим більша була індукція поля при полімеризації матриці, тим більшим був приріст згаданих модулів. При збільшенні розміру частинок (40 мкм) різниця між ізотропним та анізотропним зразками практично нівелювалася, а приріст модулів пружності складав 5200...5500%.

3. Збільшення концентрації магнітних частинок від 0 до 35% призводило до суттєвого зростання модуля пружності навіть для зразків з ізотропними властивостями. Граничною концентрацією, при якій зберігається достатня еластичність матеріалу є концентрація 40%.

4. Збільшення розміру магнітних частинок в ізотропному зразку, викликало зростання приросту модуля пружності від 400% при 5 мкм, до 5500% при 40 мкм (для концентрації магнітних частинок 35%). Для анізотропного зразку аналогічний приріст складав від 900% при 5 мкм, до 5200% при 40 мкм.

5. Питання швидкодії зміни модуля пружності та залежності від часу деформації досліджено недостатньо. В одній з робіт ([3]) накладання та зняття магнітного поля змінювало модуль пружності із швидкістю близько 1 с.

6. Криві деформації деяких зразків МРЕ мають досить значний гістерезис, що робить можливим їх використання у якості демпфіруючих пристроїв підвіски.

7. При деформації окремих типів МРЕ можлива поява залишкової деформації, яка зникає на протязі до 10 хв. Цей ефект є негативним і може ускладнити застосування даних МРЕ у якості пружних елементів підвіски.

8. Відносна деформація зразків при дослідженнях складала до 100%, що дозволить забезпечити достатній динамічний хід підвіски. В області малих деформацій модуль пружності зростає значно швидше, ніж в області великих.

9. Для МРЕ характерний ефект пам'яті форми та досить значний магнітодеформаційний ефект, що можна використати у системі регулювання кліренсу.

10. Пружні характеристики зразків МРЕ залежать від їх конфігурації, виду, форми та розміру магнітних частинок, ступеню адсорбції матеріалу матриці на їх поверхні та параметрів самої полімерної матриці.

Висновки.

1. Дослідження МРЕ знаходяться у початковій стадії: розроблено стенди та проведенні дослідження, які в більшій мірі стосуються електричних і магнітних параметрів. Недостатньо досліджено значні деформації МРЕ, ресурсні показники, стабільність характеристик, енергоспоживання, вплив на працездатність температури, вологості та інших зовнішніх умов.

2. Проведений аналіз діапазону зміни модулів пружності та зсуву показав можливість застосування МРЕ у якості пружних елементів з характеристиками, що керуються, підвіски ТЗ.

3. Необхідно сформулювати чіткі вимоги до фізико-хімічних характеристик МРЕ, з врахуванням специфіки їх експлуатації в якості пружних елементів підвіски ТЗ.

Список літератури: 1. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дуценко [и др.]; – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2012. – 354 с. 2. Дуценко В.В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / В.В. Дуценко // Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного. – Львів. – 2012. – Вип. 1(6). – С. 26–32. 3. Ковров В.Н. Влияние магнитных полей на механические

свойства магнитореологических эластомеров / *В.Н. Ковров, А.И. Останин, К.В. Качалин* // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4 (2). – С. 468–469. **4.** *Chen L.* Microstructures and viscoelastic properties of anisotropic magnetorheological elastomers / *L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li* // Smart Materials and Structures. – 2007. – № 16. – pp. 1–6. **5.** *Böse H.* Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / *H. Böse, R. Rödes* // 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57. **6.** *Горбунов А.И.* Исследование свойств и новое применение магнитных силиконовых композитов / *А.И. Горбунов, В.П. Михайлов, Г.В. Степанов и др.* // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2008. – № 1(70). – С. 90–107. **7.** *Gong X. L.* Study of utilizable magnetorheological elastomers / *X. L. Gong, L. Chen u J. F. Li* // International Journal of Modern Physics B. – 2007. – т. 21. – № 28n29. – pp. 4875–4882. **8.** *Zhou G. Y.* Shear properties of a magnetorheological elastomer / *G. Y. Zhou* // Smart Materials and Structures. – 2003. – № 12. – pp. 139–146. **9.** *Степанов Г.В.* Магнитоуправляемые эластомеры: синтез, исследование свойств и разработка уплотнителей на их основе / *Г.В. Степанов, С.С. Абрамчук, Е.Ю. Крамренко и др.* // Российские нанотехнологии. – 2008. – т.3. – № 5-6. – С. 29–31. **10.** *Столбов О.В.* Низкочастотная реология магнитоуправляемых эластомеров с изотропной структурой / *О.В. Столбов, Ю.Л. Райхер, Г.В. Степанов и др.* // Высокомолекулярные соединения. Сер.А. Т.52. – 2010. – №12. – С. 1–12.

Bibliography (transliterated): **1.** Matematicheskoe modelirovanie processov vozmushhennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoj tehniki / *E.E. Aleksandrov, D.O. Voloncevich, V.V. Dushhenko* [i dr.]; – Kharkov: NTU «HPI». – 2012. – 354 p. **2.** *Dushhenko V.V.* Py'tannya udoskonalennya metodologiyi analizu ta sy'ntezu sy'stem pidresoryuvannya vijs'kovy'x guseny'chny'x i kolisny'x mashy'n / *V.V. Dushhenko* . Vijs'kovo-texnichny'j zbirny'k Akademiyi suhoputny'x vijs'k im. get'mana P. Sagajdachnoho. – L'viv. – 2012. – Vy'p. 1(6). – P. 26–32. **3.** *Kovrov V.N.* Vlijanie magnitnyh polej na mehanicheskie svojstva magnitoreologicheskikh jelastomerov / *V.N. Kovrov, A.I. Ostanin, K.V. Kachalin.* Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. – 2011. – No 4 (2). – P. 468–469. **4.** *Chen L.* Microstructures and viscoelastic properties of anisotropic magnetorheological elastomers / *L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li.* Smart Materials and Structures. – 2007. – No 16. – pp. 1–6. **5.** *Böse H.* Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / *H. Böse, R. Rödes* . 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57. **6.** *Gorbunov A.I.* Issledovanie svojstv i novoe primenenie magnitnyh silikonovyh kompozitov / *A.I. Gorbunov, V.P. Mihajlov, G.V. Stepanov i dr.* . Vestnik MGТУ im. N.Ie. Bauman. Ser. Mashinostroenie. – 2008. – No 1(70). – P. 90–107. **7.** *Gong X. L.* Study of utilizable magnetorheological elastomers / *X. L. Gong, L. Chen u J. F. Li* . International Journal of Modern Physics B. – 2007. – Vol 21. – No 28n29. – pp. 4875–4882. **8.** *Zhou G. Y.* Shear properties of a magnetorheological elastomer / *G. Y. Zhou* . Smart Materials and Structures. – 2003. – No 12. – pp. 139–146. **9.** *Stepanov G.V.* Magnitoupravljajemye jelastomery: sintez, issledovanie svojstv i razrabotka uplotnitelej na ih osnove / *G.V. Stepanov, S.S. Abramchuk, E.Ju. Kramrenko i dr.* . Rossijskie nanotehnologii. – 2008. – Vol 3. – No 5-6. – P. 29–31. **10.** *Stolbov O.V.* Nizkochastotnaja reologija magnitoupravljajemyh jelastomerov s izotropnoj strukturoj / *O.V. Stolbov, Ju.L. Rajher, G.V. Stepanov i dr.* . Vysokomolekuljarnye soedinenija. Ser.A. T.52. – 2010. – No12. – P. 1–12.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 621.74

О. Н. КОРОБОЧКА, д-р тех. наук, проф., ДГТУ, Днепродзержинск;

О. Г. ЧЕРНЕТА, канд. тех. наук, доц., ДГТУ;

Р. Г. ВОЛОЩУК, асп., ДГТУ.

ВНЕДРЕНИЕ ОКСИКАРБОНИТРИРОВАНИЯ ВЗАМЕН ТВЕРДОГО ХРОМИРОВАНИЯ

В данной работе рассматривается: исследование и освоение новой низкотемпературной химико-термической обработки (оксикарбонитрирования), взамен хромирования для деталей: шток амортизатора; крышка цилиндра; плунжера рабочего домкрата. Сущность процесса заключается в создании на поверхности деталей слоя, обогащенного азотом и углеродом с последующим его контролируемым окислением. Проведенные сравнительные коррозионные испытания, а также испытания на износ показали значительное увеличение коррозионной стойкости и повышенную износостойкость деталей после оксикарбонитрирования по сравнению с деталями, подвергнутыми твердому хромированию.

Ключевые слова: оксикарбонитрирование, испытания, микротвердость, микроструктура, износ.

Введение. С целью повышения износостойкости, внутри поверхности крышки, в существующей конструкции впрессована бронзовая втулка. Этот процесс является достаточно трудоемким и требует применения остродефицитных цветных металлов. Для повышения работоспособности сопряженных деталей «шток амортизатора – крышка цилиндра» целесообразно при оксикарбонитрировании штока амортизатора аналогичное покрытие использовать и для крышки цилиндра.

Обработка поверхности крышки цилиндра оксикарбонитрированием, позволит исключить дорогостоящую бронзовую втулку.

Анализ основных достижений и литературы. Анализ последних публикаций и исследований, что касаются данной отрасли, раскрывают проблемы упрочнения оксикарбонитрированием, находят отображение в работах таких специалистов и ученых, как Ю.М.Лахтина[7], Мухачёва Т.Л.[10], Светличный Н. И.[11].

Для большинства авторемонтных предприятий Украины в современных условиях, больше уделяют внимание решению вопросов, связанные с повышением работоспособности сопряженных деталей и повышение их ресурса.

Цель исследования, постановка проблемы. Целью данной работы является, внедрение оксикарбонитрирования взамен твердого хромирования позволит отказаться от бронзовой втулки, сэкономить дефицитные химические реактивы и исключить дорогостоящие очистные сооружения, необходимые при использовании твердого хромирования, а также улучшить экологию среды.

Материалы исследования. Полученная партия штоков амортизаторов и плунжеров домкратов была обработана по единому режиму: нормализация, оксикарбонитрирование.

Приведенный в таблице 1 химический состав штоков амортизаторов и плунжеров домкратов, подученный спектральным анализом.

Химический состав соответствует марке 45 по ГОСТ 4543–75.

Таблица 1 – Химический состав штоков амортизаторов и плунжеров домкратов

Название детали	Марка стали	Химический состав, %							
		C	Si	Mn	S	P	Cr	As	Cu
Шток амортизатора	45	0,48	0,21	0,69	0,024	0,010	0,04	0,04	0,08
Плунжер домкрата	45	0,48	0,21	0,55	0,015	0,014	0,12	0,24	0,16

Результаты исследования

1. Исследование биения и шероховатости опытной полупромышленной партии штоков телескопических амортизаторов до и после оксикарбонитрирования.

Была подготовлена опытная партия штоков амортизаторов в количестве 800 штук в нормализованном состоянии для обработки оксикарбонитрированием. Визуально установлено большое количество забоин по цилиндрической поверхности штоков амортизаторов.

Оксикарбонитрирование проводилось на агрегате БА–32 по режиму: нагрев деталей до 570–600°C в атмосфере эндогаза и аммиака в соотношении 50% к 50%, выдержка 6 часов. Насыщение кислородом осуществлялось на последней стадии с соотношением кислорода 1:3, что обеспечивает на поверхности детали плотную бездефектную окисную пленку типа Fe_3O_4 . После чего производилось охлаждение в воде. После охлаждения осуществляется отпуск в масле с добавлением 0,5–10% серы при 120–140°C в течении 30–40 мин.

Шероховатость измерялась по ГОСТ 2789–73. Исследованная шероховатость штоков амортизаторов до химико-термической обработки находилась в пределах 0,13–0,19мкм, и соответствовала 10кл. чистоты. После химико-термической обработки шероховатость штоков амортизаторов находилась в пределах 0,21–0,34мкм и соответствовала 9 кл. чистоты.

2. Разработка методик проведения металлографического анализа.

Для проведения металлографического анализа штоков и плунжеров используют метод исследования микроструктуры.

Метод металлографического анализа заключается в исследовании микроструктуры и свойств оксикарбонитрированного слоя при помощи оптического микроскопа с увеличением X400, X500, X1000 и исследовании микротвёрдости на приборе ПМТ–3 на микрошлифах.

Изготовление микрошлифов заключается:

- вырезка образца из данной детали;
- запрессовка образца в пластмассовую форму с помощью гидравлического пресса с пресс-формой, обогреваемой электрическим током.

В поршень пресс-формы вставляется термометр. Пресс снабжается дополнительным приспособлением для выпрессовки залитых образцов (микрошлифов). Материалом для запрессовки служит технический безэмульсионный акрилатный порошок с температурой плавления 80–90°C, которым засыпается образец. Запрессовка

образца в пластмассу производится при нагреве до 100–110°C и давлении 50кгс/см², после охлаждения до комнатной температуры залитый образец – микрошлиф впрессовывается. Исследуемую плоскость образца шлифуют абразивным кругом и далее пользуются шлифовальной бумагой с постепенно уменьшающимся размером зерна последовательно: К3100, К3180, К3220, К3320, КЗМ20 и КЗМ14. Отшлифованный и промытый образец полируют на плоском вращающемся диске, покрытом сукном, смоченным окисью алюминия.

Для выявления микроструктуры микрошлиф подвергается травлению в 4% растворе азотной кислоты в этиловом спирте.

2.2. Микроструктура штока амортизатора и плунжера рабочего домкрата

Микроструктура штока амортизатора и плунжера рабочего домкрата исследовалась на микрошлифах при помощи оптического микроскопа с увеличением Х400.

На рисунках 1 и 2 установлено, что путем металлографического исследования оксикарбонитрированный слой штока амортизатора и плунжера домкрата состоит с поверхности из слоя состава Fe_2O_3 и Fe_3O_4 – 90% толщиной 2мм; а ε-фазы (химическое соединение $Fe_3(CN)$) – в среднем 20-22мкм и диффузионный слой составляет 0,45мм (рис.1 и рис.2).

2.3. Микротвердость

На рисунке 3 хорошо видно, как распределение микротвердости по толщине оксикарбонитрированного слоя опытной полупромышленной партии определяли на микрошлифах на приборе ПМТ–3 при нагрузке Р=20г и Р=100г.

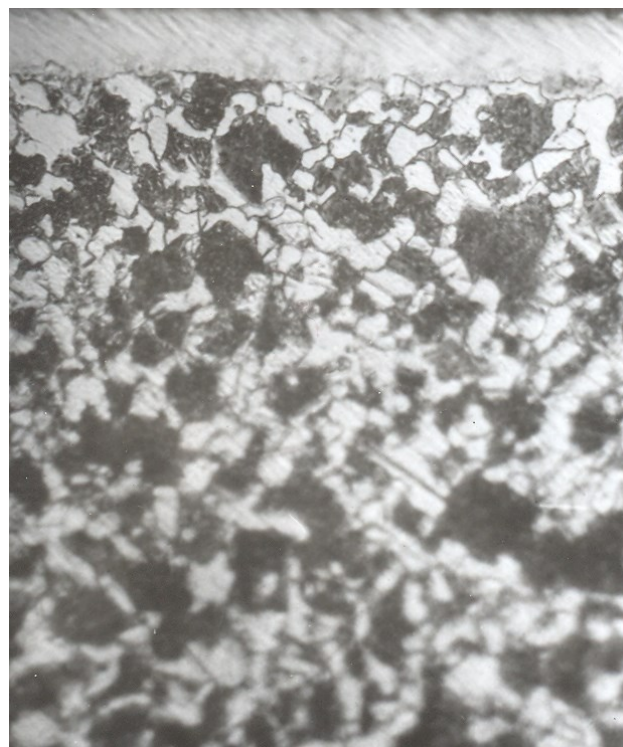
Полученная микротвердость по глубине диффузионного слоя соответствовала:

а) для штока амортизатора	б) для плунжера домкрата
при 5 мкм – 700HV	при 5 мкм – 715HV
-"-20 мкм – 735HV	-"-20 мкм – 749HV
-"- 0,05 мм – 300HV	-"-0,05мм – 318HV
-"-0,1мм – 258HV	-"- 0,1 мм – 271HV
-"-0,2 мм – 245HV	-"-0,2 мм – 245HV
-"-0,3 мм – 234HV	-"-0,3 мм – 230HV
-"-0,4 мм – 228HV	-"-0,4 мм – 228HV
-"- 0,5 мм – 213HV	-"-0,5 мм – 215 HV



X400

Рисунок 1 – Микроструктура оксикарбонітрированого слоя стали 45 штока амортизатора.



X400

Рисунок 2– Микроструктура оксикарбонітрированого слоя стали 45 плунжера рабочий домкрата

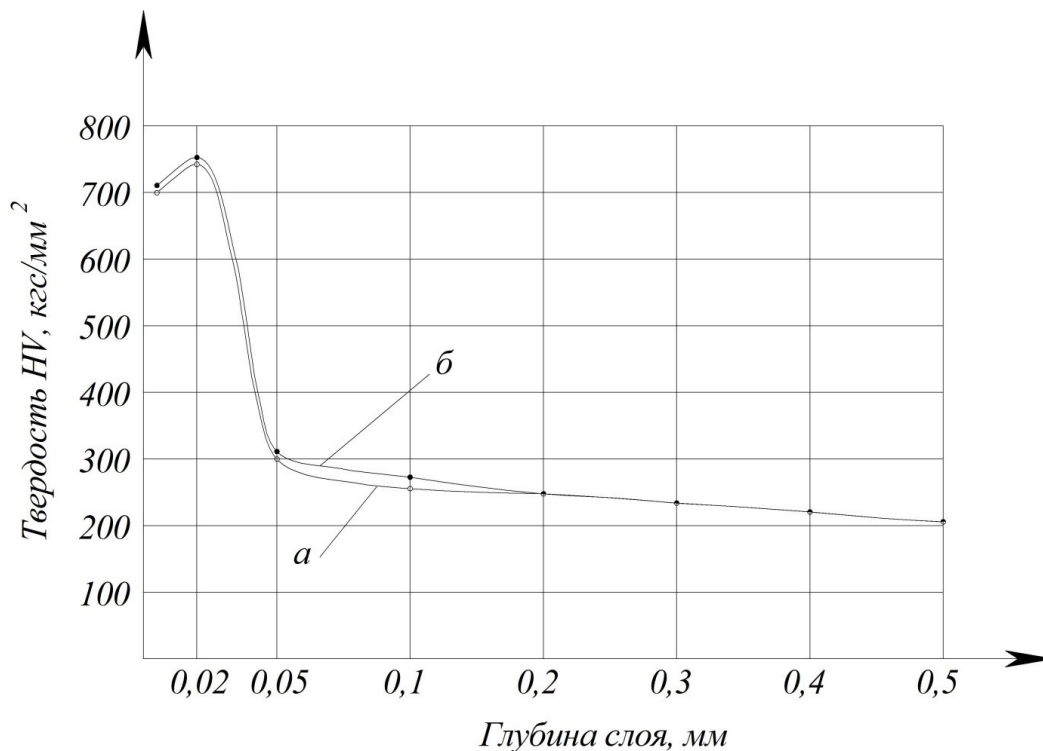


Рисунок 3 –Микротвердстьоксикарбонітрированого слоя:
а – штока амортизатора; б – плунжера рабочего домкрата.

3. Метод контроля качества деталей обработанных оксикарбонитрованием

Детали после обработки оксикарбонитрования подвергаются контролю качества.

1. Визуальный осмотр – 20%. На деталях не должно быть внешних дефектов; детали должны иметь равномерный черный цвет.

2. Контроль наличия и сплошностикарбонитридной фазы проверяется водным раствором медь–аммония хлористого $Cu(H_4)_2Cl_2$ в течении 20секунд – 5%.

При наличии сплошностикарбонитридной фазы раствор и поверхность не меняют цвет. При отсутствии или несплошностикарбонитридной фазы раствор и поверхность меняют свой цвет до темно-коричневого.

3. Определение толщины карбонитридной фазы в металловедческой лаборатории по образцам свидетелям или деталям – 2 раза в смену. Толщина карбонитридной фазы не менее 10–15мкм.

Выводы. Проведенные испытания на коррозионную стойкость, а также стендовые испытания, показали, что оксикарбонотрирование не уступает твердому хромированию, а по своим эксплуатационным характеристикам в некоторых случаях превышает их в 1,5–2,0 раза.

Результаты работы показывают, что для обеспечения требований чертежа по геометрии необходимо перед оксикарбонитрованием заготовки подвергать нормализации или получать металл в нормализованном состоянии.

Для повышения работоспособности всего узла уплотнения рекомендуется провести доводочную операцию (полировку) после оксикарбонитрования.

Список литературы: 1. Справочник по триботехнике. В 3 т. 1. Теоритические основы / Под общ. Ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроения, 1989. – 400 с; 2. Костецкий Б.И. Управление изнашиванием машин / Б.И. Костецкий. – К.: Знание, 1984. – 20 с; 3. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 223 с; 4. Дроздов Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов. – М.: Эко-Пресс, 2010. – 560 с; 5. Механика разрушения и прочности материалов: Справ. Пособие: В 4 т. / Под общей ред. Панасюка В.В. – Киев: Наук. Думка, 1988 – т. 1 : Основы механики разрушения / Панасюк В.В., Андрейкин А.Е., Партон В.З. – 1988. – 488 с; 6. Грачёв С.В., Бараз В.Р., Богатов А.А., Швейкин В.П. Физическое металловедение. Учебник для вузов. Екатеринбург. Изд. 2, доп. И испр. Изд-во УГТУ-УПИ, 2001, с. 534; 7. Термическая обработка в машиностроении: справочник / под ред. Ю.М.Лахтина, А.Г.Рахштадта. – М.: Машиностроение, 1980. – 783 с; 8. Методика исследования микротвердости поверхностных слоев металла. – Брянск: БИТМ, 1984. – 11 с; 9. Гуляев, А.П. Металловедение / А.П. Гуляев. – М.: Металлургия, 1986; 10. Мухачёв Т.Л. Оксикарбонитрирование конструкционных сталей методом анодного нагрева, "Металлургия машиностроения" в 2012; 11. Светличный Н.И. Изготовления коленчатых валов, ОАО "КАМАЗ-Дизель", 2009.

Bibliography (transliterated): 1. Spravochnyk po trybotekhnike. V 3 Vol1. Teorytycheskye osnovy / Pod obshch.Red. M. Khebdu, A.V. Chychynadze. – М.: Mashynostroenyaya, 1989. – 400 p. 2. Kostetsky B.Y. Upravlenye yznashyvanyem mashyn / B.Y. Kostetsky. – Kiev: Znanye, 1984. – 20 p. 3. Drozdov Yu.N. Trenye y yznos v ekstremal'nykh usloviyakh. / Yu.N. Drozdov, V.H. Pavlov, V.N. Puchkov. – М.: Mashynostroenyaya, 1986. – 223 p; 4. Drozdov Yu.N. Prykladnaya trybolohyya (trenye, yznos, smazka) / Yu.N. Drozdov, E.H. Yudyn, A.Y. Belov. – Moscow: Эко-Press, 2010. – 560 p; 5. Mekhanyka razrushenyaya y prochnosty materyalov: Sprav. Posobye: V 4 Vol / Pod obshchey red. Panasyuka V.V. – Kyev: Nauk. Dumka, 1988 – Vol 1 :Osnovu mekhanyky razrushenyaya / Panasyuk V.V., Andreykyn A.E., Parton V.Z. – 1988. – 488 p. 6. Hrachëv S.V., Baraz V.R., Bohatov A.A., Shveykyn V.P. Fyzycheskoe metallovedenye. Uchebnyk dlya vuzov. Ekaterynburh. Yzd.2, dop. Y yspr. Yzd-vo UHTU-UPY, 2001, p. 534. 7. Termicheskaya obrabotka v mashynostroeny: spravochnyk / pod red. Yu.M. Lakhtyna, A.H. Rakhshadta. – Moscow: Mashynostroenyaya, 1980. – 783 p. 8. Metodyka yssledovanyaya mykrotverdosty poverkhnostnykh sloev metalla. – Bryansk: BYTM, 1984. – 11 p. 9. Hulyaev A.P. Metallovedenye / A.P. Hulyaev. – Moscow: Metallurhyaya, 1986. 10. Mukhachëv T.L. Oksykarbonytryrovanye konstruktzyonnukh staley metodom anodnoho nahreva, "Metallurhyaya mashynostroenyaya" v 2012. 11. Svetlychnuy N.Y. Yzhotovlenyya kolenchatukh valov, ОАО "KAMAZ-Dyzel", 2009.

Поступила (received) 27.02.2015

УДК 629.4-592

А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, докторант НТУ «ХПІ»**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ КОЛІСНОГО
ТРАКТОРА FENDT 936 VARIO**

В роботі наведена математична модель гальмівної системи, яка складається з опису робочих процесів антиблокувальної системи, математичної моделі гальмівного механізму, а також математичної моделі пневматичного гальмівного приводу. Для управління гальмуванням за допомогою антиблокувальної системи застосовано широтно-імпульсну модуляцію тиску. Для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі як при службовому гальмуванні, так і роботі приводу в циклічному режимі використовується метод Герц О.В.

Ключові слова: колісний трактор, гальмівна система, пневматичний гальмівний привод, антиблокувальна система.

Вступ. Гальмівна система є однією з найбільш відповідальних систем тракторів, тим паче, що деякі сучасні колісні трактори мають максимальну швидкість руху 85 км/год, що пояснюється все більшим виконанням в сільській місцевості тракторами функцій транспортних засобів. За кордоном застосування тракторних транспортних засобів досягло високого рівня. У Німеччині та Франції на частку тракторних перевезень припадає 70 – 80%. Об'єм перевезень тракторним транспортом в деяких країнах Західної Європи, таких, як Польща, Болгарія, Угорщина, складає 50 – 60%. Роста використання тракторів при перевезенні сільськогосподарських вантажів і в США, воно досягає 35%.

В останній час, в зв'язку зі збільшенням максимальної швидкості руху колісних тракторів, намітилися тенденції оснащення їх сучасними засобами автоматизації процесу гальмування – антиблокувальними системами (АБС).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню динаміки гальмування колісних тракторів присвячені праці Богдана М.В., Гуськова В.В., Грібка Г.П., Жесткова В.А., Жуковського Ю.М., Кутькова О.Ю., Подригала М.А., Рашидова М.Р., Саркісяна Е.В., Скрябіна В.В., Скуртула О.І., Ступи Н.Д., Парфенова О.П., Ясеневіча В.Я., Hung T., Kwan K., Nielsen S.L., Rozycki F.J., Saber Ahmed Ibrahim M., Thinh H., Truong Q. та ін. [1 – 4].

Із літератури відомо ряд публікацій [1 – 5], в яких наводяться математичні моделі процесу гальмування колісних тракторів, проте жодного згадування в них немає не те що про математичну модель пневматичного гальмівного приводу, а навіть не описано принцип роботи гальмівних приводів. Математичний опис роботи пневматичного гальмівного приводу колісних тракторів в циклічному режимі роботи (з АБС) взагалі ніде не наводиться.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є складання математичної моделі гальмівної системи колісного трактора Fendt 936 Vario. Для досягнення поставленої мети необхідно описати робочі процеси АБС, скласти математичну модель гальмівного механізму, а також математичну модель пневматичного гальмівного приводу.

Математична модель гальмівної системи колісного трактора Fendt 936 Vario. Трактори Fendt 900 серії мають високоефективну гальмівну систему, основу якої складають дискові гальмівні механізми з пневматичним приводом та АБС.

Математичний опис робочих процесів антиблокувальної системи. У вільному доступі, на жаль, відсутня інформація стосовно способу модуляції тиску в АБС, не відома конструкція модюляторів тиску. Акцентовано лише увагу на те, що особливістю АБС тракторів Fendt 900 серії, розробленою компанією «Knorr-Bremse», є те, що у зв'язку з високою інерцією коліс трактора, блок керування АБС, при виникненні передумов до блокування якого-небудь з коліс, подає сигнал на розгальмування не тільки відповідному модюлятору тиску, а також зв'язується з системою керування трактора, яка може управляти колесом, впливаючи на нього через передачу Vario, якщо модюлятор не в змозі виконати свої функції самостійно. Обидва передні колеса керуються разом, навіть якщо є різні поверхні під кожним колесом, задні колеса керуються кожен індивідуально.

З літератури [6] відомо, що оптимальною з точки зору якості регулювання та адаптивних властивостей є широтно-імпульсна модуляція, яка відноситься до способів з керованою пульсацією тиску (рис. 1). Саме її і буде взято за основу при описі робочих процесів АБС.

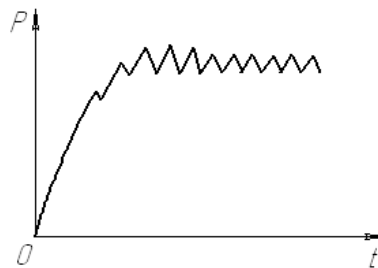


Рисунок 1 – Характер зміни приводного тиску при керованій пульсації:
 P – тиск в гальмівній камері; t – час гальмування.

Широтно-імпульсна модуляція при управлінні гальмуванням полягає в циклічному загальмовуванні та розгальмуванні колеса при постійній тривалості циклу та безперервного коректування співвідношення тривалості фаз загальмовування і розгальмування. Така модуляція реалізується подачею на двофазовий модюлятор тиску в гальмівному приводі імпульсного сигналу постійної частоти і змінної шпаруватості.

У літературі [6] під шпаруватістю пульсацій розуміють параметр, що представляє собою відношення тривалості фази спорожнення до періоду сигналу:

$$\dot{N} = \frac{t_p}{T}, \quad (1)$$

де t_p – тривалість фази спорожнення;

T – період сигналу (рис. 2).

Теоретично можливість застосування широтно-імпульсної модуляції для пневматичного гальмівного приводу обумовлена специфічним характером зміни тиску в гальмівній камері при їх наповненні та спорожненні, що полягає в зміні приводного тиску по експоненціальних залежностях (рис. 3). З рис. 3 видно, що підтримка в гальмівній камері тиску $P_{cp} = P_{cp1}$ може бути досягнута шляхом чергування фаз наповнення та спорожнення при тривалості наповнення t_{z1} і тривалості спорожнення t_{p1} . Така зміна фаз може бути забезпечена шляхом подачі на двофазовий модюлятор імпульсного сигналу з періодом T і шпаруватістю C_1 . Для підтримки в камері тиску

$P_{cp} = P_{cp2}$ необхідно також реалізовувати чергування фаз, але вже при тривалості наповнення t_{32} і тривалості спорожнення t_{p2} , тобто шпаруватості сигналу C_2 (рис. 3) [6].

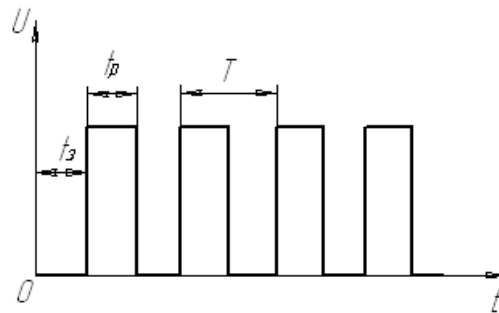


Рисунок 2 – Форма сигналу при широтно-імпульсній модуляції:
 t_3 – тривалість фази наповнення; t_p – тривалість фази спорожнення; T – період сигналу;
 U – керуюча напруга.

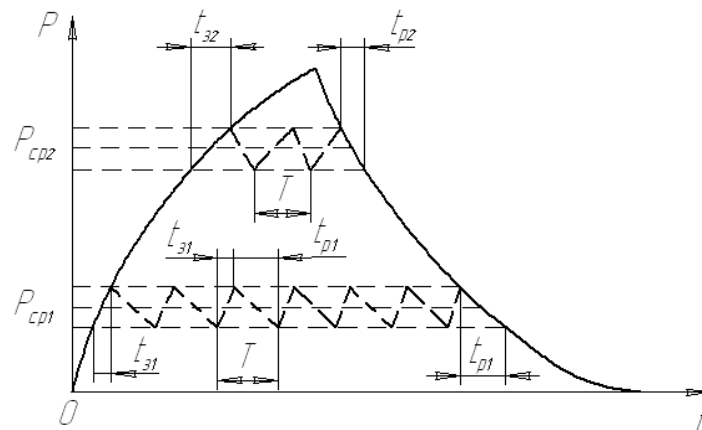


Рисунок 3 – Характер зміни тиску повітря в гальмівній камері при звичайному наповненні та спорожненні (суцільні лінії) та за наявності широтно-імпульсного модулятора (пунктирні лінії) [6]

Застосування широтно-імпульсної модуляції забезпечує більш високі адаптивні властивості АБС за рахунок зміни шпаруватості в процесі гальмування в залежності від умов навантаження та зчеплення і, відповідно, вищу якість регулювання при достатньо простій конструкції модулятора [6, 7].

Умови формування пульсуючого сигналу широтно-імпульсної модуляції прямокутної форми при моделюванні процесу гальмування наведені в роботі [6] та мають наступний вигляд:

$$C_{ij} = C_0 + K_h \cdot \int_0^t (\dot{c}_{ij} \cdot \frac{K \cdot i}{r_{dij}}) dt, \quad (2)$$

де C_0 – постійне значення шпаруватості, відповідне максимальному тиску в гальмівному приводі;

K_h – коефіцієнт чутливості;

$\dot{\epsilon}_{ij}$ – кутове уповільнення колеса ($i=r$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт, $j=1$ – передня вісь, $j=2$ – задня вісь);

K_n – коефіцієнт пробних дій, $K_n > (1 - S^*)$;

S^* – відносне прослизання, що відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення;

j – поздовжнє уповільнення самохідної машини ($j = \ddot{x}$);

r_{dij} – динамічний радіус колеса.

Якщо $\dot{\epsilon}_{ij} = 0$, тоді:

$$C_{ij} = \text{const}. \quad (3)$$

При $\omega_{ij} = 0$, $j \neq 0$ шпаруватість визначається з виразу:

$$C_{ij} = -K_c \cdot t + C'_{0ij}, \quad (4)$$

де K_c – постійний коефіцієнт, що завдає темп зниження тиску у випадку повного блокування коліс;

C'_{0ij} – значення C_{ij} у момент перемикання на умову (4) з (2) або (3).

Недостатня величина K_n може зменшити ефективність пробної дії, що приведе до зниження ефективності гальмування унаслідок повільної настройки на $j = j_{\max}$, а надто велика – приведе до істотного перегальмовування колеса. Величиною K_h визначається чутливість системи до зміни динамічного стану колеса. При малих значеннях величини K_h реакція АБС на зміну динамічного стану буде сповільненою, при надмірно великому значенні цього коефіцієнта можлива знижена стійкість процесу регулювання із-за перерегулювання унаслідок підвищеної реакції системи на зміну динамічного стану [6].

Підвищення гальмівної ефективності, керованості та стійкості самохідної машини з пневматичним гальмівним приводом та АБС з широтно-імпульсною модуляцією можливе за рахунок удосконалення умов формування пульсуючого сигналу: значення коефіцієнтів пробної дії K_n та чутливості K_h повинні бути змінними, залежати від дорожніх умов та навантаження на колеса. Саме рішення цієї проблеми і присвячені роботи [8, 9], в яких значення коефіцієнта чутливості K_h пропонують визначати з наступного виразу:

$$K_h = \frac{1}{-0,1653 \cdot j^2 - 0,4808 \cdot j + 20,6929}. \quad (5)$$

Значення коефіцієнта пробної дії K_n визначається з виразу:

$$K_{nij} = K_{n0} - a \cdot S_{ij} + b \cdot j, \quad (6)$$

де K_{n0} – початкове значення коефіцієнту пробної дії на момент початку гальмування, рівне 1,435;

a, b – постійні коефіцієнти, які визначаються за методикою з роботи [9].

За результатами моделювання процесу гальмування автомобіля КрАЗ-6510 при роботі в сільській місцевості було встановлено, що коефіцієнт чутливості K_h за будь-яких умов може бути прийнятий постійним, рівним 30, а коригування коефіцієнту пробної дії K_n у запропонований спосіб (6) дозволяє зменшити гальмівний шлях до 19%, курсове відхилення автомобіля до 15%, а бокове відхилення центру мас автомобіля до 10%, тобто підвищити ефективність гальмування та курсову стійкість руху автомобіля при гальмуванні автомобіля у повороті [8].

Саме вирази (2) – (6) и будуть використані для опису робочих процесів АБС трактора «Fendt 936 Vario».

Математична модель гальмівного механізму

Важливою характеристикою гальмівного механізму, що значно впливає на процес гальмування, є залежність створюваного гальмівним механізмом гальмівного моменту M_{g0ij} від тиску в гальмівному приводі P_{ij} . Для більшості гальмівних механізмів, що застосовуються в тракторобудуванні, ця характеристика істотно нелінійна. Нелінійність носить характер запізнювання зміни гальмівного моменту після початку зміни тиску в виконавчому апараті, величина якого залежить від типу гальмівного механізму, його розтискного пристрою, типу гальмівного приводу, технічного стану елементів механізму і т.п. [6].

Для опису залежності $M_{g0ij}(P_{ij})$ буде застосована кусочно-лінійна функція (вирази (7)...(9)) [6].

При підвищенні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{g0ij}(P_{ij}) = k_1 \cdot P_{ij} - A_1, \text{ якщо } M_{gij} < 0, \text{ тоді } M_{gij} = 0, \quad (7)$$

де k_1, A_1 – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними.

Після початку зниження тиску в гальмівній камері відбувається затримка зниження гальмівного моменту, при цьому значення гальмівного моменту визначається з виразу:

$$M_{g0ij}(P_{ij}) = A_2 + k_2 \cdot P_{ij}, \quad (8)$$

де k_2, A_2 – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними.

При зниженні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{g0ij}(P_{ij}) = k_3 \cdot P_{ij}, \quad (9)$$

де k_3 – коефіцієнт, який визначається за експериментальними даними.

При роботі АБС гальмівний механізм постійно знаходяться в динамічному стані унаслідок зміни тиску у виконавчих апаратах пневматичного гальмівного приводу, що приводить до зниження гістерезисних втрат. Враховуючи вище приведені аргументи, гістерезисними втратами в гальмівних механізмах при роботі АБС нехтуємо, тоді

виразом (7) буде описуватися зміна гальмівного моменту при роботі АБС.

Математична модель пневматичного гальмівного приводу

Об'єктом дослідження виступають перехідні процеси в пневматичному гальмівному приводі. Робоча гальмівна система трактора «Fendt 936 Vario» має наступні типові параметри: довжини сполучних трубопроводів знаходяться в діапазоні від 0,8 до 3,5 м; діаметри трубопроводів прийняті 10 мм.

Особливістю пневматичного гальмівного приводу трактора «Fendt 936 Vario» є те, що він складається з двох незалежних контурів, пов'язаних з гальмівним краном: верхня секція з контуром заднього моста – перший контур, нижня з контуром переднього моста – другий контур.

Принцип роботи приводу полягає в наступному: при дії оператором-водієм на гальмівну педаль зусилля передається через пружний елемент пневматичного гальмівного крана на клапан відкриття верхньої секції і стисле повітря подається до гальмівної камери заднього моста. Далі повітря через отвір, що дроселює, надходячи в силову порожнину, відкриває клапан нижньої секції і здійснюється подача повітря до гальмівної камери переднього моста.

В роботі [6] доведено, що для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі як при службовому гальмуванні, так і роботі приводу в циклічному режимі доцільніше використовувати метод Герц О.В. [10 – 13].

У математичних моделях контурів пневматичного гальмівного приводу були прийняті наступні допущення [10 – 13]:

- тиск повітря на вході в двосекційний гальмівний кран при службовому гальмуванні не змінюється за час перехідного процесу і дорівнює $P_{\max}$ (витрати стислого повітря не перевищують допустимої межі);
- відсутні витоки повітря з системи;
- температура повітря в порожнинах апаратів гальмівного приводу не змінюється;
- в процесі наповнення та спорожнення теплообмін з навколишнім середовищем відсутній;
- пневмоопори клапанів і трубопроводів приймаємо зосередженими;
- коефіцієнт витрати через дросель приймаємо постійним для всього перехідного процесу [10 – 13];
- об'єм виконавчих апаратів приймаємо постійним після досягнення тиску $P_z = 0,16...0,18$ МПа. Величина P_z необхідна для вибірки всіх зазорів.

Розрахункова схема першого контуру пневматичного гальмівного приводу з АБС трактора «Fendt 936 Vario» наведена на рис. 4, а другого на рис. 5.

Рівняння стану повітря в місткості [10 – 13] має наступний вигляд:

$$V_E \cdot \frac{dP_E}{dt} + k \cdot P_E \cdot \frac{dV_E}{dt} = k \cdot R \cdot T \cdot G, \quad (10)$$

де V_E – об'єм місткості;

P_E – тиск в місткості;

k – показник адіабати [6];

R – газова постійна для повітря [6];

T – температура повітря перед дроселем;

G – секундна масова витрата повітря, що поступає в об'єм або витікає з нього.

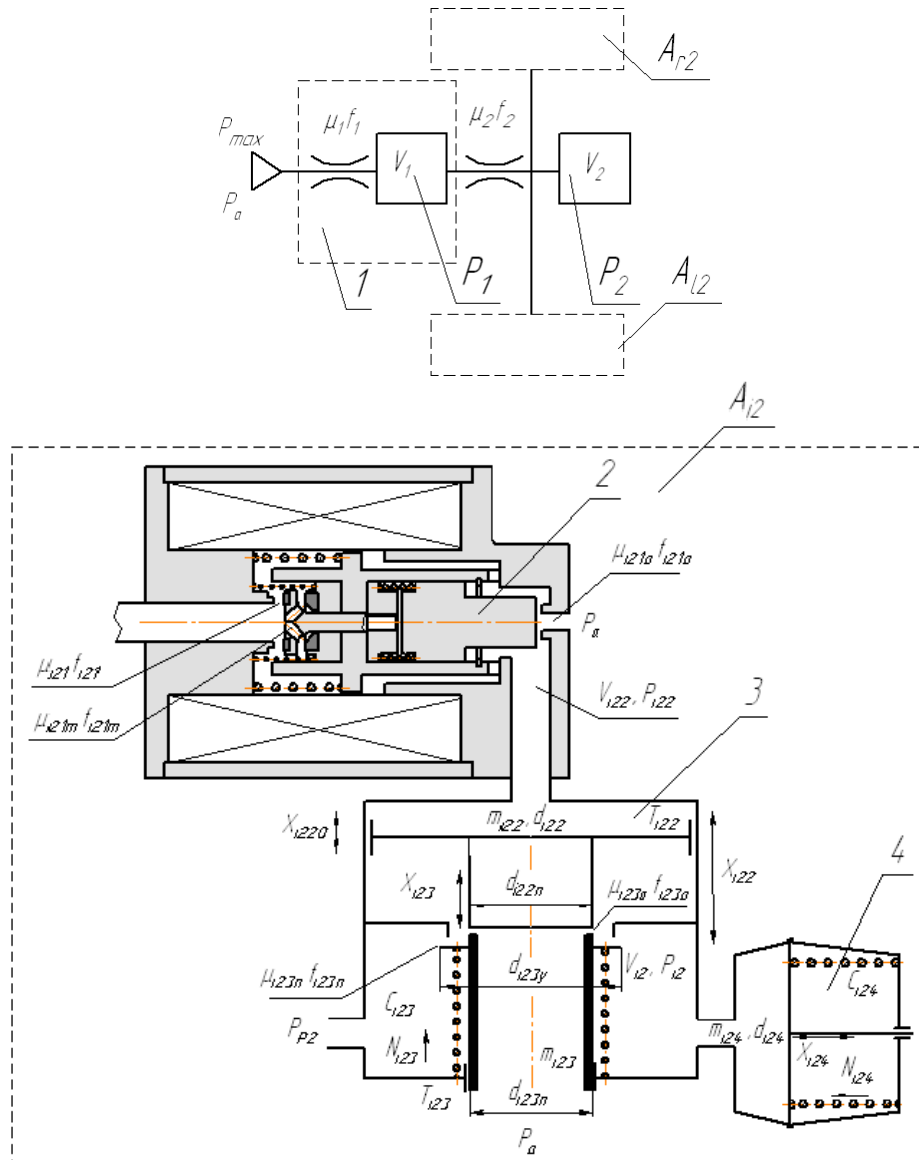


Рисунок 4 – Розрахункова схема досліджуваного першого контуру пневматичного гальмівного приводу: 1 – пневматичний гальмівний кран; 2 – модулятор тиску; 3 – клапан прискореної дії; 4 – гальмівна камера.

Запропонована газодинамічна функція за методом Герц О.В. [10 – 13] записується у вигляді наступного рівняння:

$$G = K \cdot \mu \cdot f \cdot \frac{P_0}{\sqrt{T}} \cdot \varphi(P), \quad (11)$$

де K – постійний коефіцієнт [10 – 13];

μ – коефіцієнт витрати через дросель [10 – 13];

f – площа прохідного перетину дроселя;

P_0 – тиск повітря перед дроселем;

$\varphi(P)$ – функція, що залежить від тиску на вході та виході трубопроводу [10 – 13].

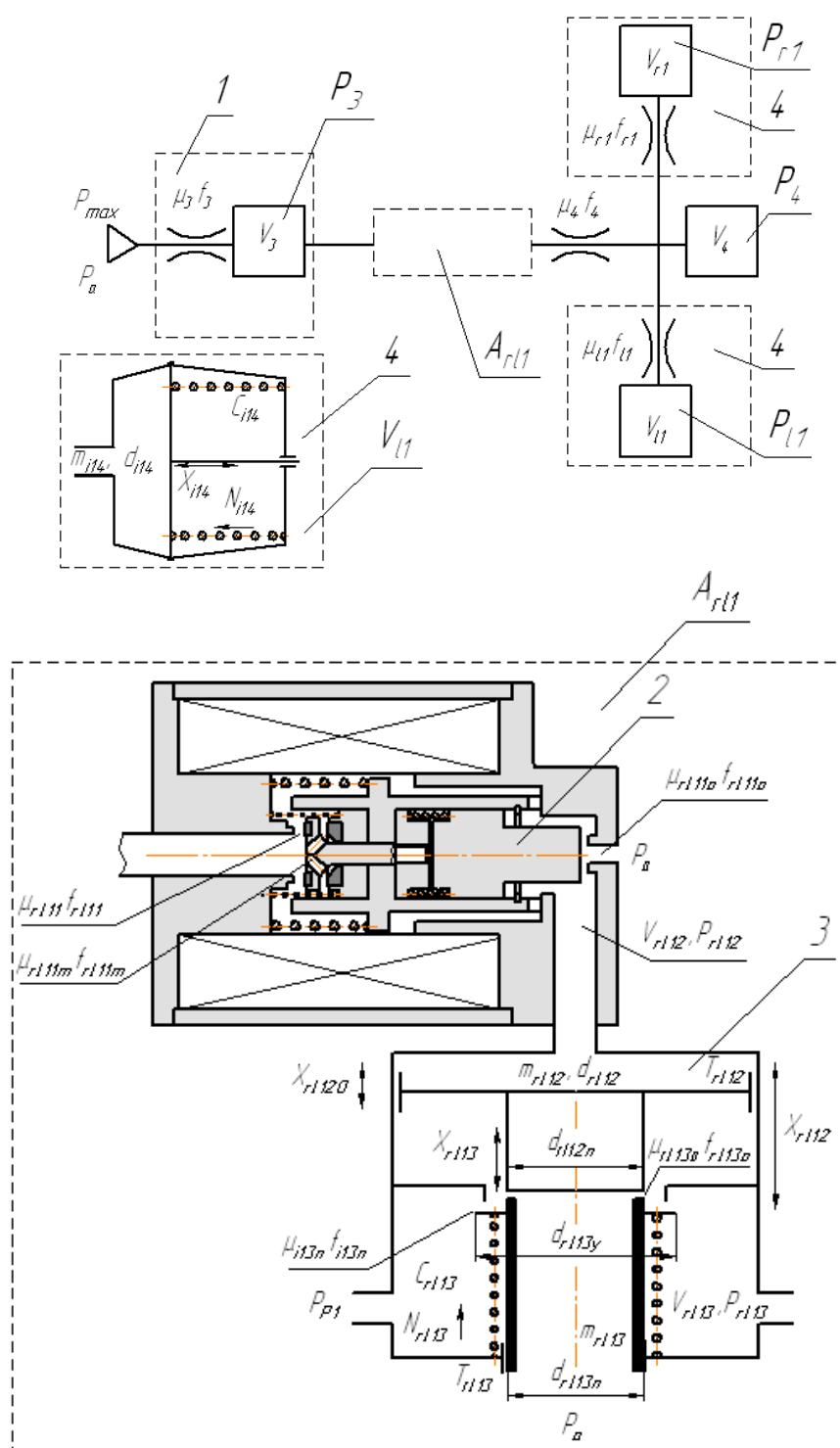


Рисунок 5 – Розрахункова схема досліджуваного другого контуру пневматичного гальмівного приводу: 1 – пневматичний гальмівний кран; 2 – модулятор тиску; 3 – клапан прискореної дії; 4 – гальмівна камера.

Математична модель першого контуру пневматичного гальмівного приводу записується в наступному вигляді:

— наповнення:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} \cdot V_1 &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_{\max}, P_1) - G(P_1, P_2)]; \quad \frac{dP_2}{dt} \cdot V_2 = k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_1, P_2) - G(P_2, P_{r22}) - G(P_2, P_{i22})]; \\ \frac{dP_{i22}}{dt} \cdot (V_{i220} + X_{i22} \cdot S_{i22}) + k \cdot P_{i22} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_2, P_{i22}); \\ \frac{dP_{i2}}{dt} \cdot (V_{i20} + X_{i24} \cdot S_{i24} - X_{i22} \cdot S_{i22}) + k \cdot P_{i2} \cdot S_{i24} \cdot \frac{dX_{i24}}{dt} - k \cdot P_{i2} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= \\ &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{p2}, P_{i2}), \quad \text{якщо } P_{i2} \leq P_z; \\ \frac{dP_{i2}}{dt} \cdot (V_{i2} - X_{i22} \cdot S_{i22}) - k \cdot P_{i2} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{p2}, P_{i2}), \quad \text{якщо } P_{i2} > P_z; \end{aligned} \right. \quad (12)$$

– спорожнення:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} \cdot V_1 &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_1, P_a) + G(P_2, P_1)]; \quad \frac{dP_2}{dt} \cdot V_2 = k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_2, P_1) + G(P_{r22}, P_2) + G(P_{i22}, P_2)]; \\ \frac{dP_{i22}}{dt} \cdot (V_{i220} + X_{i22} \cdot S_{i22}) + k \cdot P_{i22} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i22}, P_2); \\ \frac{dP_{i2}}{dt} \cdot (V_{i20} + X_{i24} \cdot S_{i24} - X_{i22} \cdot S_{i22}) + k \cdot P_{i2} \cdot S_{i24} \cdot \frac{dX_{i24}}{dt} - k \cdot P_{i2} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= \\ &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i2}, P_a), \quad \text{якщо } P_{i2} \leq P_z; \\ \frac{dP_{i2}}{dt} \cdot (V_{i2} - X_{i22} \cdot S_{i22}) - k \cdot P_{i2} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i2}, P_a), \quad \text{якщо } P_{i2} > P_z; \end{aligned} \right. \quad (13)$$

– наповнення при роботі АБС – див. систему рівнянь (12), де $\mu_{i21} f_{i21} = \mu_{i21m} f_{i21m}$ в виразі (11);

– спорожнення при роботі АБС:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_{i22}}{dt} \cdot (V_{i220} + X_{i22} \cdot S_{i22}) + k \cdot P_{i22} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i22}, P_a); \\ \frac{dP_{i2}}{dt} \cdot (V_{i2} - X_{i22} \cdot S_{i22}) - k \cdot P_{i2} \cdot S_{i22} \cdot \frac{dX_{i22}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i2}, P_a); \end{aligned} \right. \quad (14)$$

– рівняння руху поршнів:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 X_{i22}}{dt^2} &= \frac{P_{i22} \cdot S_{i22} - P_{i2} \cdot S_{i22} - T_{i22} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{i22})}{m_{i22}}, \quad \text{якщо } X_{i22} < X_{i220}; \\ \frac{d^2 X_{i22}}{dt^2} &= \frac{1}{m_{i22} + m_{i23}} \cdot (P_{i22} \cdot S_{i22} - P_{i2} \cdot (S_{i22} - S_{i22n}) - P_{p2} \cdot (S_{i23y} - S_{i23n}) - \\ &- \tilde{N}_{i23} \cdot (X_{i22} - X_{i220}) - N_{i23} - T_{i23} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{i22})) \cdot \text{sign}(\dot{X}_{i22}), \quad \text{якщо } X_{i22} \geq X_{i220}; \end{aligned} \right. \quad (15)$$

$$\frac{d^2 X_{i24}}{dt^2} = \frac{P_{i2} \cdot S_{i24} - \tilde{N}_{i24} \cdot X_{i24} - N_{i24}}{m_{i24}}, \quad (16)$$

де V_{i220}, V_{i20} – початковий об’єм ємкостей надпоршневого простору прискорювального клапану та гальмівної камери;

X_{i220} – переміщення поршня прискорювального клапану до контакту зі штоком;

$X_{i22}, X_{i23}, X_{i24}$ – переміщення поршня, штока прискорювального клапану та діафрагми гальмівної камери;

$S_{i22}, S_{i22n}, S_{i23n}, S_{i23y}, S_{i24}$ – площі поверхонь прискорювального клапану та гальмівної камери, рівні $S_{i22} = \pi \cdot d_{i22}^2 / 4$, $S_{i22n} = \pi \cdot d_{i22n}^2 / 4$, $S_{i23n} = \pi \cdot d_{i23n}^2 / 4$, $S_{i23y} = \pi \cdot d_{i23y}^2 / 4$, $S_{i24} = \pi \cdot d_{i24}^2 / 4$;

$d_{i22}, d_{i22n}, d_{i23n}, d_{i23y}, d_{i24}$ – діаметри поверхонь прискорювального клапану та гальмівної камери;

$m_{i22}, m_{i23}, m_{i24}$ – маси поршня, штока прискорювального клапану та діафрагми гальмівної камери;

T_{i22}, T_{i23} – сила тертя, що виникає при русі поршня та штока прискорювального клапану;

N_{i23}, N_{i24} – сила попереднього зтиснення пружних елементів;

$\tilde{N}_{i23}, \tilde{N}_{i24}$ – жорсткість пружних елементів.

Математична модель другого контуру пневматичного гальмівного приводу записується в наступному вигляді:

– наповнення:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_3}{dt} \cdot V_3 &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_{\max}, P_3) - G(P_3, P_{r12})]; \\ \frac{dP_{r12}}{dt} \cdot (V_{r120} + X_{r12} \cdot S_{r12}) + k \cdot P_{r12} \cdot S_{r12} \cdot \frac{dX_{r12}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_3, P_{r12}); \\ \frac{dP_{r13}}{dt} \cdot (V_{r130} - X_{r12} \cdot S_{r12}) - k \cdot P_{r13} \cdot S_{r12} \cdot \frac{dX_{r12}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_{p1}, P_{r13}) - G(P_{r13}, P_4)]; \\ \frac{dP_4}{dt} \cdot V_4 &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_{r13}, P_4) - G(P_4, P_{r1}) - G(P_4, P_{i1})]; \\ \frac{dP_{i1}}{dt} \cdot (V_{i10} + X_{i14} \cdot S_{i14}) + k \cdot P_{i1} \cdot S_{i14} \cdot \frac{dX_{i14}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_4, P_{i1}), \quad \text{якщо } P_{i1} \leq P_z; \\ \frac{dP_{i1}}{dt} \cdot V_{i1} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_4, P_{i1}), \quad \text{якщо } P_{i1} > P_z; \end{aligned} \right. \quad (17)$$

– спорожнення:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_3}{dt} \cdot V_3 &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_3, P_a) + G(P_{r12}, P_3)]; \\ \frac{dP_{r12}}{dt} \cdot (V_{r120} + X_{r12} \cdot S_{r12}) + k \cdot P_{r12} \cdot S_{r12} \cdot \frac{dX_{r12}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{r12}, P_3); \\ \frac{dP_{r13}}{dt} \cdot (V_{r130} - X_{r12} \cdot S_{r12}) - k \cdot P_{r13} \cdot S_{r12} \cdot \frac{dX_{r12}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_{r13}, P_a) + G(P_4, P_{r13})]; \\ \frac{dP_4}{dt} \cdot V_4 &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_4, P_{r13}) + G(P_{r1}, P_4) + G(P_{i1}, P_4)]; \\ \frac{dP_{i1}}{dt} \cdot (V_{i10} + X_{i14} \cdot S_{i14}) + k \cdot P_{i1} \cdot S_{i14} \cdot \frac{dX_{i14}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i1}, P_4), \quad \text{якщо } P_{i1} \leq P_z; \\ \frac{dP_{i1}}{dt} \cdot V_{i1} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i1}, P_4), \quad \text{якщо } P_{i1} > P_z; \end{aligned} \right. \quad (18)$$

- наповнення при роботі АБС – див. систему рівнянь (17), де $\mu_{r11}f_{r11} = \mu_{r11m}f_{r11m}$ в виразі (11);
- спорожнення при роботі АБС:

$$\begin{cases} \frac{dP_{r12}}{dt} \cdot (V_{r120} + X_{r12} \cdot S_{r12}) + k \cdot P_{r12} \cdot S_{r12} \cdot \frac{dX_{r12}}{dt} = -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{r12}, P_a); \\ \frac{dP_{r13}}{dt} \cdot (V_{r130} - X_{r12} \cdot S_{r12}) - k \cdot P_{r13} \cdot S_{r12} \cdot \frac{dX_{r12}}{dt} = k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_{r13}, P_a) + G(P_4, P_{r13})]; \\ \frac{dP_4}{dt} \cdot V_4 = k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_4, P_{r13}) + G(P_{r1}, P_4) + G(P_{l1}, P_4)]; \\ \frac{dP_{i1}}{dt} \cdot (V_{i10} + X_{i14} \cdot S_{i14}) + k \cdot P_{i1} \cdot S_{i14} \cdot \frac{dX_{i14}}{dt} = -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i1}, P_4), \text{ } \forall P_{i1} \leq P_z; \\ \frac{dP_{i1}}{dt} \cdot V_{i1} = -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{i1}, P_4), \text{ } \forall P_{i1} > P_z; \end{cases} \quad (19)$$

- рівняння руху поршнів:

$$\begin{cases} \frac{d^2 X_{r12}}{dt^2} = \frac{P_{r12} \cdot S_{r12} - P_{r13} \cdot S_{r12} - T_{r12} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{r12})}{m_{r12}}, \text{ } \forall X_{r12} < X_{r120}; \\ \frac{d^2 X_{r12}}{dt^2} = \frac{1}{m_{r12} + m_{r13}} \cdot (P_{r12} \cdot S_{r12} - P_{r13} \cdot (S_{r12} - S_{r12n}) - P_{r1} \cdot (S_{r13y} - S_{r13n}) - \\ - \tilde{N}_{r13} \cdot (X_{r12} - X_{r120}) - N_{r13} - T_{r13} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{r12}) - T_{r12} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{r12})) \text{ } \forall X_{r12} \geq X_{r120}; \end{cases} \quad (20)$$

$$\frac{d^2 X_{i14}}{dt^2} = \frac{P_{i1} \cdot S_{i14} - \tilde{N}_{i14} \cdot X_{i14} - N_{i14}}{m_{i14}}, \quad (21)$$

де $V_{r120}, V_{r130}, V_{i10}$ – початковий об'єм ємкостей прискорювального клапану та гальмівної камери;

X_{r120} – переміщення поршня прискорювального клапану до контакту зі штоком;

$X_{r12}, X_{r13}, X_{i14}$ – переміщення поршня, штока прискорювального клапану та діафрагми гальмівної камери;

$S_{r12}, S_{r12n}, S_{r13n}, S_{r13y}, S_{i14}$ – площі поверхонь прискорювального клапану та гальмівної камери, рівні $S_{r12} = \pi \cdot d_{r12}^2 / 4$, $S_{r12n} = \pi \cdot d_{r12n}^2 / 4$, $S_{r13n} = \pi \cdot d_{r13n}^2 / 4$, $S_{r13y} = \pi \cdot d_{r13y}^2 / 4$, $S_{i14} = \pi \cdot d_{i14}^2 / 4$;

$d_{r12}, d_{r12n}, d_{r13n}, d_{r13y}, d_{i14}$ – діаметри поверхонь прискорювального клапану та гальмівної камери;

$m_{r12}, m_{r13}, m_{i14}$ – маси поршня, штока прискорювального клапану та діафрагми гальмівної камери;

T_{r12}, T_{r13} – сила тертя, що виникає при русі поршня та штока прискорювального клапану;

N_{r13}, N_{i14} – сила попереднього зтиснення пружних елементів;

$\tilde{N}_{r13}, \tilde{N}_{i14}$ – жорсткість пружних елементів.

Суттєвим чинником, що впливає на динаміку процесу гальмування – є закон натиснення на педаль гальма, від якого залежить значення тиску в пневматичному гальмівному приводі та, відповідно, утворюваний гальмівний момент.

Висновок. Представлена математична модель гальмівної системи колісного трактора Fendt 936 Varіo, яка складається з опису робочих процесів АБС, математичної моделі гальмівного механізму, а також математичної моделі пневматичного гальмівного приводу, у складі багатомасової нелінійної моделі процесу гальмування колісних тракторів з ГОМТ дозволяє виявити та систематизувати вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування (в тому числі із увімкненням в роботу АБС), умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність.

Список літератури: 1. *Подригало М.А.* Торможение трактора с одноосным прицепом без блокирования колес / *М.А. Подригало, М.П. Холодов* // Механіка та машинобудування. – 2012. – № 2. – С. 144 – 152. 2. *Подригало М.А.* Потенциальные сцепные возможности при торможении колесных тракторов с балансирной подвеской переднего моста / *М.А. Подригало, М.П. Холодов* // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – № 3. – С. 75 – 83. 3. *Куцьков А.Ю.* Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата в режиме торможения за счет применения упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора класса 1,4: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» / *А.Ю. Куцьков.* – Воронеж, 2011. – 19 с. 4. *Шепеленко Г.Н.* Основы теории самоходных машин / *Г.Н. Шепеленко.* – Харків: Основа, 1993. – 216 с. 5. *Бондаренко А.І.* Просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора FENDT 926 VARIO / *А.І. Бондаренко* // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Математика та кібернетика – фундаментальні та прикладні аспекти. – 2011. – № 5/4 (53). – С. 47 – 51. 6. *Бондаренко А.І.* Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / *Бондаренко Анатолій Ігорович.* – Харків, 2010. – 203с. 7. Пат. на кор. модель 35140 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу / *Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко;* заявник та патентообладач *Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко* (Україна). – № а 2007 14047; заявл. 14.12.07; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17. 8. *Шелудченко В.В.* Адаптація АБС автомобілів, що експлуатуються в аграрному секторі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / *В.В. Шелудченко.* – Суми, 2012. – 28 с. 9. Пат. на винахід 87699 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Процес автоматичного керування гальмуванням колісної машини / *Є.М. Гецович, С.Г. Селевич, В.В. Шелудченко;* заявник та патентообладач *Є.М. Гецович, С.Г. Селевич, В.В. Шелудченко* (Україна). – № а 2007 02590; заявл. 12.03.07; опубл. 10.08.09, Бюл. № 15. 10. *Герц Е.В.* Пневматические приводы. Теория и расчет / *Елена Васильевна Герц.* – М.: Машиностроение, 1969.– 359 с. 11. *Герц Е.В.* Пневматика и гидравлика / *Елена Васильевна Герц.* – М.: Машиностроение, 1973.– 320 с. 12. *Герц Е.В.* Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / *Е.В. Герц, Г.В. Крейнин* – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с. – (Библиотека

конструктора). **13.** Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин / Елена Васильевна Герц. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Podrigalo M.A. Tormozhenie traktora s odnoosnym pricepom bez blokirovaniya koles / M.A. Podrigalo, M.P. Holodov . Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2012. – No 2. – P. 144 – 152. **2.** Podrigalo M.A. Potencialnye scepnye vozmozhnosti pri tormozhenii kolesnyh traktorov s balansirnoy podveskoj perednego mosta / M.A. Podrigalo, M.P. Holodov . Visnik Doneckoi akademii avtomobilnogo transportu. – 2011. – No 3. – P. 75 – 83. **3.** Kutkov A.Ju. Povyshenie jeffektivnosti ispolzovanija traktorno-transportnogo agregata v rezhime tormozhenija za schet primenenija uprugodempfirujushhego privoda vedushhih koles traktora klassa 1,4: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.20.01 «Tehnologii i sredstva tehničeskogo obsluzhivaniya v selskom hozjajstve» / A.Ju. Kutkov. – Voronezh, 2011. – 19 p. **4.** Shepelenko G.N. Osnovy teorii samohodnyh mashin / G.N. Shepelenko. – Kharkov: Osnova, 1993. – 216 p. **5.** Bondarenko A.I. Prostorova matematichna model procesu galmuvannya kolisnogo traktora FENDT 926 VARIO / A.I. Bondarenko . Shidno-Єvropskij zhurnal peredovih tehnologij. Serija: Matematika ta kibernetika – fundamentalni ta prikladni aspekti. – 2011. – No 5/4 (53). – P. 47 – 51. **6.** Bondarenko A.I. Udoskonalennja procesiv moduljacii tisku v pnevmatičnomu galmivnomu privodi avtomobiliv: dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.22.02 «Avtomobili ta traktori» / Bondarenko Anatolij Igorovich. – Kharkov, 2010. – 203 p. **7.** Pat. na kor. model 35140 Ukraїna, MPK V 60 T 8/00. Moduljator tisku dlja pnevmatičnogo galmivnogo privodu / E.M. Gecovich, A.I. Bondarenko; zajavnik ta patentoobladach E.M. Gecovich, A.I. Bondarenko (Ukraїa). – No a 2007 14047; zajavl. 14.12.07; opubl. 10.09.08, Bjul. No 17. **8.** Sheludchenko V.V. Adaptacija ABS avtomobiliv, shho ekspluatujutsja v agrarnomu sektori: avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.22.02 «Avtomobili ta traktori» / V.V. Sheludchenko. – Sumi, 2012. – 28 p. **9.** Pat. na vinahid 87699 Ukraina, MPK V 60 T 8/00. Proces avtomatičnogo keruvannya galmuvannjam kolisnoi mashini / E.M. Gecovich, S.G. Selevich, V.V. Sheludchenko; zajavnik ta patentoobladach E.M. Gecovich, S.G. Selevich, V.V. Sheludchenko (Ukraina). – No a 2007 02590; zajavl. 12.03.07; opubl. 10.08.09, Bjul. No 15. **10.** Gerc E.V. Pnevmaticheskie privody. Teorija i raschet / Elena Vasilevna Gerc. – Moscow: Mashinostroenie, 1969. – 359 p. **11.** Gerc E.V. Pnevmatika i gidravlika / Elena Vasilevna Gerc. – Moscow : Mashinostroenie, 1973. – 320 p. **12.** Gerc E.V. Raschet pnevmoprivodov. Spravočnoe posobie / E.V. Gerc, G.V. Krejnin – Moscow: Mashinostroenie, 1975. – 272 p. – (Biblioteka konstruktora). **13.** Gerc E.V. Dinamika pnevmatičeskikh sistem mashin / Elena Vasilevna Gerc. – Moscow: Mashinostroenie, 1985. – 256 p.

Надійшла (received) 26.01.2015

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

І. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, докторант ХНАДУ, Харків**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТНОГО
ТЕПЛОВОГО АКУМУЛЯТОРА ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ ДВИГУНА У
СКЛАДІ КОМПЛЕКСНОЇ СИСТЕМИ КОМБІНОВАНОГО ПРОГРІВУ**

У статті описана методика визначення параметрів контактного теплового акумулятора з фазовим переходом у складі комплексної системи комбінованого прогріву для зберігання теплової енергії двигуна транспортного засобу або енергетичної установки в міжзмінний період. Методика дозволяє повною мірою урахувати умови експлуатації і включає в себе всі процеси роботи контактної теплової акумулятора комплексної системи комбінованого прогріву.

Ключові слова: транспортний засіб, енергетична установка, експлуатація, зберігання теплової енергії, контактний тепловий акумулятор, фазовий перехід, комплексна система комбінованого прогріву.

Вступ. Експлуатація транспортних засобів (ТЗ) і енергетичних установок (ЕУ) з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) характеризується великим обсягом робіт в холодну пору року на передпускову підготовку. Проблема є особливо актуальною для ТЗ і ЕУ, які в процесі експлуатації віддалені від основних баз [1 -3].

Існує велика кількість способів забезпечення передпускової і післяпускової теплової підготовки охолоджуючої рідини (ОР) в системі охолодження (СОД) і моторної оливи (МО) в системі мащення (СМ) двигуна ТЗ і ЕУ в холодну пору року. Вирішенням проблеми передпускового розігріву двигуна і полегшення умов праці може бути досягнуто застосуванням комплексної системи комбінованого прогріву (КСКП) у складі різних типів підігрівачів [4], в тому числі теплових акумуляторів (ТА) з теплоакумуючим матеріалом (ТАМ) з фазовим переходом [5 - 7]. Важливим питанням при розробці і формуванні КСКП для ТЗ і ЕУ є розробка методик визначення параметрів складових системи і оцінка їх ефективності в процесі конструювання і випробувань, як для всієї системи, так і для складових.

Аналіз останніх досліджень. Проведені дослідження щодо встановлення і використання ТА з фазовим переходом на двигунах ТЗ і ЕУ при здійсненні передпускового, післяпускового прогріву і зберігання прогрітого двигуна в міжзмінний період в різних температурних умовах експлуатації показали суттєве скорочення часу прогріву для ОР і для МО, зниження витрати палива і шкідливих викидів у відпрацьованих газах (ВГ) [4 - 7]. Для зберігання теплової енергії двигуна ТЗ і ЕУ в міжзмінний період запропонована конструкція контактної теплової акумулятора (КТА) у складі КСКП, робота якого заснована на виділенні та поглинанні теплоти при зміні фазового стану ТАМ і відрізняється тим, що застосування його не потребує внесення будь-яких суттєвих змін у конструкцію двигуна та інших систем ТЗ і ЕУ, легко монтується, простий в обслуговуванні, не вимагає додаткового джерела енергії.

Існує ряд методик конструювання ТА з фазовим переходом [10], однак, вони не можуть повною мірою врахувати всіх особливостей конструкції КТА, тому потрібна розробка спеціальної методики визначення параметрів КТА фазового переходу. Розроблений автором програмний комплекс [8] дає можливість проводити проектування і дослідження КСКП двигуна ТЗ і ЕУ у складі КТА з фазовим переходом.

Постановка задачі. Мета статті – розробка методу визначення параметрів КТА фазового переходу двигуна у складі КСКП. Отримані результати є ефективною

© І. В. Грицук, 2015

основою для проектування систем прогріву двигунів з КТА фазового переходу, а також коригування їх параметрів в процесі експериментальних досліджень і оптимізації елементів конструкції. Кінцева мета розрахунку і оцінювання параметрів КТА у складі КСКП двигуна - визначення таких значень варійованих параметрів, які дозволяють отримати екстремальне значення параметра, що оптимізується. Саме вибраний параметр оптимізації, який є цільовою функцією ряду змінних, розраховується шляхом пошуку його екстремуму із застосуванням сучасної обчислювальної техніки і відповідних програм.

Основний матеріал. Контактний тепловий акумулятор (КТА) призначений для забезпечення ефективного зберігання теплової енергії двигуна в процесі міжзмінного зберігання ТЗ або ЕУ до визначеної температури, що експлуатується в умовах низьких температур оточуючого середовища (ОС) T_{OC} . Конструкція контактного теплового акумулятора фазового переходу являє собою кілька секцій-контейнерів з теплоакумулюючим матеріалом на основі суміші високомолекулярних вуглеводнів C_{18} - C_{35} – парафіну, що закріплені на поверхні блоку циліндрів і піддона ДВЗ, зверху закритих багатошаровим теплоізоляційним чохлам.

На рис. 1. показана блок-схема розрахунку і визначення параметрів КТА з фазовим переходом двигуна у складі КСКП, яка розроблена автором на основі отриманих результатів проведених теоретичних та експериментальних досліджень [2], що підтвердили ефективність використання КТА. Дана методика дозволяє повною мірою врахувати умови експлуатації ТЗ і ЕУ, а також включає в себе всі процеси створення КТА у складі КСКП. Методика розрахунку і визначення параметрів КТА фазового переходу двигуна у складі КСКП складається з чотирьох основних етапів:

I - визначення вихідних даних (блоки 1 - 3): умови експлуатації двигуна ТЗ і ЕУ, часу роботи ДВЗ протягом зміни, час міжзмінного зберігання двигуна, температури повітря ОС, масові і габаритні параметри прогріву КТА двигуна ТЗ і ЕУ.

II – визначення (блоки 4 - 14) площі поверхні теплопередачі, вибір теплоакумулюючого матеріалу КТА, розрахунок маси ТАМ, вибір і розрахунок конструктивних параметрів КТА фазового переходу, тепловий розрахунок параметрів процесів зарядки, розрядки і зберігання теплоти в КТА фазового переходу, вибір матеріалу, конструкції і параметрів теплоізоляції КТА. Для цього використовуються теплотехнічні способи розрахунку [9]. На цьому етапі виконується оптимізація теплових, технологічних і конструкційних параметрів КТА і показників його роботи методами замкнутої оптимізації [9, 11].

III – розрахунок (блоки 15 - 21) складових елементів КТА у складі КСКП двигуна, конструктивних параметрів КТА: геометричні розміри, кількість і форма секцій, розміри зовнішніх теплоізоляційного і захисного шарів КТА, тощо.

IV – випробування КТА, коректування його конструктивних елементів в залежності від способів закріплення секцій КТА на двигуну ТЗ і ЕУ (блоки 22 - 23).

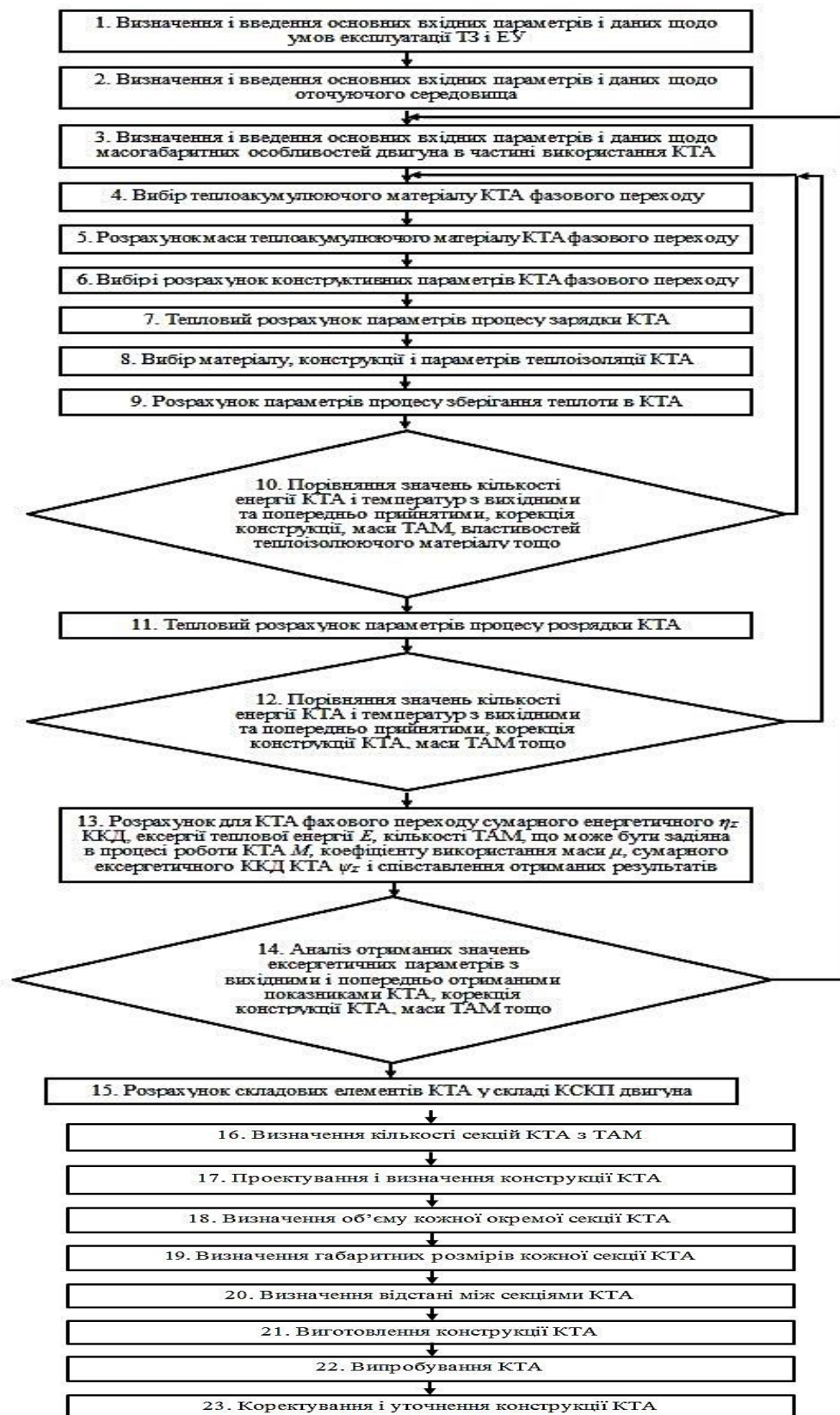


Рисунок 1 – Блок-схема розрахунку і визначення параметрів КТА з фазовим переходом двигуна у складі КСКП

Таким чином, використовуючи викладену вище методику (рис. 1), що заснована на положеннях роботи [9], можливо отримати параметри КТА, необхідні для його виготовлення, з урахуванням умов експлуатації та конструктивних особливостей двигуна ТЗ і ЕУ. За допомогою запропонованої методики проведений розрахунок параметрів і виготовлений експериментальний зразок КТА для зберігання теплових параметрів двигуна 8Ч 9,2/8. Динаміка зміни температури $T_{ТАМ}$ в залежності від часу зберігання ДВЗ з КТА при $T_{OC}=20^{\circ}\text{C}$ показана на рис. 2. Експериментальні дослідження розробленої конструкції підтвердили її ефективність.



Рисунок 2 – Динаміка зміни температури ТАМ в КТА у складі КСКП для двигуна ТЗ і ЕУ за цикл роботи (розрядки-зберігання теплоти-зарядки) при $T_{OC}=20^{\circ}\text{C}$

Порівняння часу зберігання теплоти двигуна за допомогою КТА при різних температурах $T_{OC}=20$ ($0 / -20$) $^{\circ}\text{C}$ у складі КСКП показані на рис. 3. Аналіз отриманих результатів показав наступні результати. При довготривалому зберігання теплового стану в межах $T_{OP} \geq 50^{\circ}\text{C}$ і $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ при непрацюючому двигуні без КСКП, тобто зі штатними системами (ШС), час підтримання температур ДВЗ склав: 80 (40/20) хв. для ОР і 100 (60/30) хв. для МО при відповідних $T_{OC}=20$ ($0 / -20$) $^{\circ}\text{C}$ (на рис. 3: 1) – ОР в СОД для ШС; 2) МО в СМ для ШС). Аналіз параметрів роботи підсистем КСПП показав, що використання ТА фазового переходу з власними підсистемами (на рис. 3: 3) ОР в СОД і МО в СМ за допомогою ТА фазового переходу СППД) забезпечує покращення показників: за часом підтримання $T_{OP} \geq 50^{\circ}\text{C}$ на 640 (560/490) хв. або на 900 (1400/2450)% відповідно, а підтримання $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ на 620 (540/480) хв. або на 620 (900/1600)% відповідно. При підтриманні $T_{OP} \geq 50^{\circ}\text{C}$ і $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ двигуна з використанням контактного теплового акумулятора (КТА) (на рис. 3: 4) ОР в СОД і МО в СМ за допомогою КТА) покращуються показники теплової підготовки ОР для дослідного двигуна на 880 (800/600) хв. або на 1100 (2000/3000)% відповідно, а для МО- на 860 (780/590) хв. або на 860 (1300/1970)% відповідно. Крім цього, для довготривалого підтримання $T_{OP} \geq 50^{\circ}\text{C}$ і $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ при не працюючому двигуні доцільно використовувати поєднання підсистем КСПП, а саме ТА + КТА (на рис. 3: 5) ОР в СОД і МО в СМ за допомогою спільної дії ТА фазового переходу КСКП і КТА). Таке поєднання елементів і підсистем дозволяє покращити теплові показники газового двигуна для ОР на 1600 (1400/1100) хв. або на 2000 (3500/5500)% відповідно, а для МО

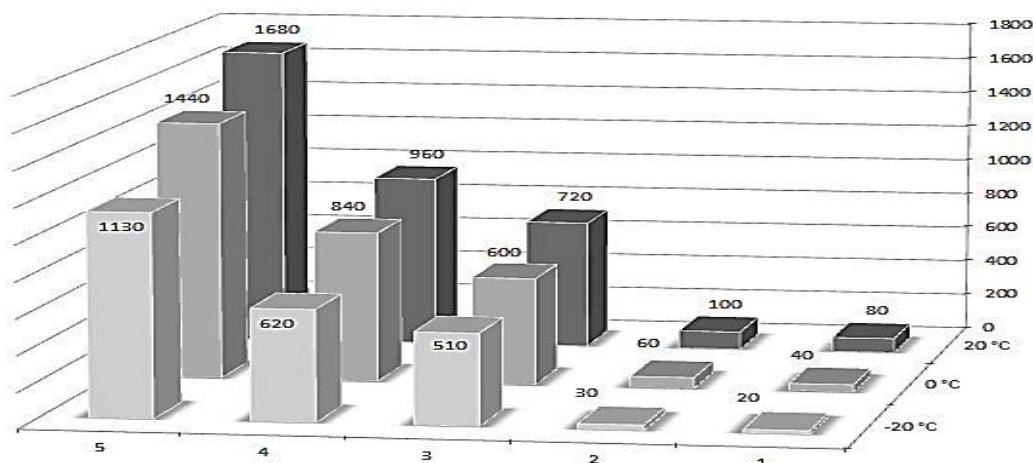


Рисунок 3 – Результати підтримання $T_{OP} \geq 50^{\circ}\text{C}$ і $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ двигуна 8Ч 9,2/8 в міжзмінний період за допомогою КТА у складі КСПП за часом теплової підготовки ОР в СОД і МО в СМ (хв.)

на 1580 (1380/1000) хв. або на 1580 (2300/3333)% відповідно. Важливим при цьому є те, що при здійсненні підтримання $T_{OP} \geq T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ в міжзмінний період експлуатації двигун не працює, паливо не використовується, викиді відсутні, підтримання теплової енергії ОР і МО здійснюється КСКП тільки за рахунок накопиченої в КТА і ТА (або КТА + ТА) теплової енергії.

Висновок. Отримані результати підтверджують доцільність розробки методики визначення параметрів контактного теплового акумулятора з фазовим переходом у складі комплексної системи комбінованого прогріву для зберігання теплової енергії двигуна транспортного засобу або енергетичної установки в міжзмінний період. Отримані результати є ефективною основою для проектування систем прогріву двигунів з контактним тепловим акумулятором фазового переходу, а також коригування його параметрів в процесі виконання досліджень і оптимізації елементів конструкції.

Проведене дослідження з використання контактного теплового акумулятора з фазовим переходом підтвердило, що, в цілому, його використання у складі комплексної системи комбінованого прогріву доцільно для забезпечення довготривалого зберігання теплової енергії двигуна транспортного засобу і енергетичної установки при не працюючому двигуні в різних кліматичних умовах експлуатації, а особливості комплектації і технології використання вибираються в залежності від експлуатаційних потреб і призначення двигуна транспортного засобу або енергетичної установки.

Список літератури: 1. Кривов В. Г. Проблема запуска двигателей строительных и дорожных машин в условиях низких температур и перспективы ее решения / В. Г. Кривов, С. Д. Гулин, Н. В. Глушенко, А. А. Сорокин, В. У. Стоянов // Двигателестроение, 1991. №4. – С.55-60. 2. Карнаухов Н. Н. Эксплуатация машин в строительстве: Учебное пособие. / Н. Н. Карнаухов, Ш. М. Мерданов, В. В. Шефер, А. А. Иванов // Тюмень: ТюмГНГУ, 2006. – 440 с. 3. Ваишуркин И. О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И. О. Ваишуркин // Тюмень, ТюмГНГУ, 2001. – 145 с. 4. Матюхин Л. М. Теплотехнические устройства автомобилей: учеб. пособие / Л. М. Матюхин / М.: МАДИ, 2009. – 89 с. 5. Schatz D. Latentwärmespeicher für Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen / D. Schatz // Brennst.-Wärme-Kraft, 1991. №6. – р.333-340. 6. Шульгин В. В. Тепловые аккумуляторы

автотранспортных средств / В. В. Шульгин / СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. – 268 с. 7. Карнаухов Н. Н. Тепловой аккумулятор для поддержания пусковой температуры ДВС в период межсменной стоянки строительной машины в зимний период / Н. Н. Карнаухов, И. А. Пустовалов, А. В. Яркин // Отраслевой журнал «Автотранспортное предприятие», ноябрь, 2010. Москва, Издатель – НППТранснавигация, Минтранс России, ISSN 2076-3050, стр. 45-48. 8. Грицук І. В. Системний підхід до проектування і дослідження комплексних систем комбінованого прогріву ДВЗ / І. В. Грицук // Збірн. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ – Донецьк: ДонІЗТ, 2012– №30, с. 106-117. 9. Грицук І. В. Особливості математичного моделювання параметрів роботи контактного теплового акумулятора фазового переходу системи регулювання температури охолоджуючої рідини й моторної оливи ДВЗ / І. В. Грицук, А. М. Гуцин, Д. С. Адров, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2014 – Випуск №37., с.120-128. 10. Адров Д. С. Покращення паливної економічності і екологічних показників двигунів внутрішнього згорання застосуванням системи комбінованого прогріву / Д. С. Адров // Автореф. ... канд. техн. наук / ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк, 2014. - 20 с. 11. Куколев М. И. Оценка эффективности использования массы теплового аккумулятора / М. И. Куколев // Труды лесоинженерного факультета ПетрГУ. Вып. 1. - Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1996. - С. 40-42.

Bibliography (transliterated): 1. Krivov V. G., Gulin S. D., Gluhenko N. V., Sorokin A. A., Stojanov V. U. "Problema zapuska dvigatelej stroitel'nyh i dorozhnyh mashin v uslovijah nizkih temperatur i perspektivy ee reshenija". SPb.: Dvigatelsestroenie, 1991. No4. – P.55-60. 2. Karnauhov N. N., Merdanov Sh. M., Shefer V. V., Ivanov A. A. "Jekspluatacija mashin v stroitel'stve: Uchebnoe posobie", Tjumen': Tjum GNGU, 2006. 440p. 3. Vashurkin I. O. Teplovaja podgotovka i pusk DVS mobil'nyh transportnyh i stroitel'nyh mashin zimoj. Tjumen', TjumGNGU, 2001. 145 p. 4. Matjuhin L. M. Teplotehнические устройства avtomobilej: ucheb. Posobie. M.: MADI, 2009. 89 p. 5. Schatz D. "Latentwarmespeicher fur Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen". Brennst. – Wärme-Kraft, 1991. No6 P.333-340. 6. Shul'gin V. V. Teplovyje akkumuljatory avtotransportnyh sredstv SPb.: Izdatel'stvo Politehn. un-ta, 2005. 268 p. 7. Karnauhov N. N., Pustovalov I. A., Jarkin A. V. "Teplovoj akkumuljator dlja podderzhanija puskovoj temperatury DVS v period mezhsmennoj stojanki stroitel'noj mashiny v zimnij period ".Otraslevoj zhurnal «Avtotransportnoe predpriatie», nojabr', 2010. Moskva, Izdatel' – NPPTransnavigacija, MintransRossii. P.45–48. 8. Gritsuk I. V. "Sy'stemny'j pidxid do proektuvannja i doslidzhennja kompleksny'x sy'stem kombinovanogo progrivu DVZ". Zbirn. nauk. pracz' DonIZTUkrDAZT – Donecz'k: DonIZT, 2012 – No30. P.106–117. 9. Gritsuk I. V., Gushhy'n A. M., Adrov D. S., Verbovs'kyj V. S., Krasnokuts'ka Z. I. "Osobly'vosti matematy'chnogo modeljuvannja parametriv roboty' kontaktного теплового акумулятора фазового переходу sy'stemy'regulyuvannja temperatury' oxolodzhuyuchoyi ridy'ny' j motornoyi oly'vy' DVZ. "Zbirny'k nauk. pracz'DonIZTUkrDAZT. – Donecz'k: DonIZT, 2014 – No37 P.120–128. 10. Adrov D. S. "Pokrashhennja paly'vnoyi ekonomichnosti i ekologichny'x pokazny'kiv dvy'guniv vnutrishn'ogo zgorannja zastosuvannyam sy'stemy' kombinovanogo progrivu" Avtoref. ... kand. texn. nauk / DonIZTUkrDAZT. – Donecz'k, 2014. 20 p. 11. Kukolev M. I. "Ocenkaj effektivnosti ispol'zovanija massy teplovogo akkumuljatora "Trudy lesoinzhenernogo fakul'teta PetrGU. Vyp. 1. –Petrozavodsk: Izd-voPetrGU, 1996. P.40-42.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.4-592

В. В. ШЕЛУДЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, Сумський національний аграрний університет

УНІВЕРСАЛЬНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДУ САМОХІДНИХ МАШИН

В роботі наведена універсальна математична модель пневматичного гальмівного приводу, використання якої за рахунок автоматизації процесу дослідження, дозволяє суттєво знизити витрати часу та коштів на проектування гальмівних систем як для двохвісних, так і трьохвісних самохідних машин (колісні трактори, вантажні автомобілі і т.д.). Наведена математична модель складена за методом Метлюка М.Ф. та складається з двох блоків рівнянь. Перший блок рівнянь описує наповнення та спорожнення ємкостей пневматичного гальмівного приводу при наявності у контурі лише однієї вісі. Другий блок рівнянь складено з урахуванням наявності у контурі двох осей.

Ключові слова: самохідна машина, гальмівна система, метод Метлюка М.Ф., пневматичний гальмівний привод.

Вступ. При проектуванні гальмівних систем особливого значення набуває автоматизація процесу дослідження, яка дозволяє істотно скоротити його терміни і вартість. Експериментальне дослідження, як правило, є тривалим і достатньо дорогим процесом. Коректно складені математичні моделі і відповідні програмні продукти дозволяють одержати і проаналізувати результати на стадії проектування та внести необхідні корективи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями дослідження робочих процесів в пневматичних гальмівних приводах (ПГП) самохідних машин (СМ) займалися такі вчені, як Бартош П.Р., Біленький Ю.Б., Богомолів В.О., Вітков Г.А., Герц О.В., Гликман Б.Ф., Дольберг В.І., Жестков В.В., Ідельчик І.Є., Казаринов В.М., Кравець Ф.К., Крамський О.В., Клименко В.І., Метлюк М.Ф., Нагорняк С.Г., Погорелов В.І., Рижих Л.О., Туренко А.М., Шипилін А.В. та ін. [1 – 14].

Із літератури відомо ряд публікацій [12, 13], в яких наводяться математичні моделі, що описують роботу ПГП, проте кожна з них адаптована під конкретний транспортний засіб. Що ж стосується універсальної математичної моделі ПГП, яка б підходила для усіх як двохвісних, так і трьохвісних СМ, то така в жодній із робіт не наводиться.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є складання універсальної математичної моделі ПГП СМ. Для досягнення поставленої мети необхідно визначитися з прийнятими допущеннями, скласти розрахункову схему та математичну модель кожного з контурів (для охоплення всіх комбінацій можливих схем ПГП як для двохвісних, так і трьохвісних СМ, один із контурів повинен поєднувати пневматичний гальмівний кран з гальмівними камерами однієї вісі, другий – пневматичний гальмівний кран з гальмівними камерами двох осей).

Універсальна математична модель ПГП СМ. На автомобілях повною масою більше 9 тонн, деяких тракторах застосовують ПГП, який може створювати практично необмежене приводне зусилля з боку гальмівних механізмів. Основними елементами ПГП є компресор, ресивери (повітряні балони), що зберігають запас стислого повітря, кран, магістралі і виконавчі апарати, що впливають на розтискні пристрої гальмівних механізмів. При гальмуванні СМ кран сполучає ресивери з магістралями, встановлюючи в них тиск повітря, пропорційний силі, прикладеній водієм до гальмівної педалі. При знятті зусилля з гальмівної педалі кран від'єднує магістралі від

© В. В. Шелудченко, 2015

ресиверів і сполучає їх з навколишнім середовищем. Пневматичний привід розділяється на контури.

Для охоплення всіх комбінацій можливих схем ПГП як для двохвісних, так і трьохвісних СМ один з контурів повинен поєднувати пневматичний гальмівний кран з гальмівними камерами однієї вісі (математична модель буде описуватися блоком рівнянь № 1), другий – пневматичний гальмівний кран з гальмівними камерами двох осей (математична модель буде описуватися блоком рівнянь № 2). В цьому випадку комбіноване використання наведених моделей дозволяє моделювати роботу: одноконтурного привода двохвісної СМ при використанні блоку рівнянь № 2; двохконтурного привода двохвісної СМ при використанні для кожного контуру блоку рівнянь № 1; двохконтурного привода трьохвісної СМ при використанні для одного контуру блоку рівнянь № 1, а для іншого – блок рівнянь № 2.

Для складання вище наведених блоків рівнянь використаємо метод М.Ф. Метлюка [14]. Такий вибір обумовлений найбільшою його достовірністю, поширеністю та популярністю серед інженерів, що займаються динамікою ПГП.

У математичних моделях контурів ПГП були прийняті наступні допущення [12]:

- тиск повітря на вході в гальмівний кран не змінюється за час перехідного процесу і дорівнює $P_{\max}$;
- відсутні витоки повітря з системи;
- температура повітря в порожнинах апаратів гальмівного приводу не змінюється;
- в процесі наповнення та спорожнення теплообмін з навколишнім середовищем відсутній;
- пневмоопори клапанів і трубопроводів приймаємо зосередженими;
- коефіцієнт витрати через дросель приймаємо постійним для всього перехідного процесу [12, 13];
- об'єм виконавчих апаратів приймаємо постійним.

З метою спрощення рішення і уніфікації описів процесів в робочій гальмівній системі, математична модель за методом Метлюка М.Ф. складена на основі балансу миттєвих масових витрат у вузлах пневмоланцюгів з використанням гіперболічної функції миттєвої масової витрати через дросель [14].

Для складання диференціальних рівнянь за методом Метлюка М.Ф. використовується закон вузлів для пневматичного ланцюга, який формулюється так: сума миттєвих масових витрат повітря у вузлі рівна 0 [14], тобто:

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{dm}{dt} \right)_i = 0. \quad (1)$$

Масову витрату dm/dt вважатимемо позитивною по відношенню до даного вузла, якщо рух потоку направлений до вузла, і негативним, якщо він направлений від вузла.

Рівняння для визначення миттєвої масової витрати повітря через місцевий опір (дросель) в загальному виді записується наступним чином:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Di} = \mu \cdot f \cdot V_{kp} \cdot P_0 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_0 - P_1}{B \cdot P_0 - P_1}, \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт витрати через дросель [12 – 14];
 f – площа прохідного перетину дроселя, м²;
 V_{kp} – критична швидкість руху повітря, м/с;
 P_0 – тиск повітря перед дроселем, Па;
 A – постійний коефіцієнт [14];
 R – газова постійна для повітря, рівна 287,14 м²/(с² · К) [14];
 T – температура повітря перед дроселем, К;
 P_1 – тиск повітря за дроселем, Па;
 B – постійний коефіцієнт [14].

$$V_{kp} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}, \quad (3)$$

де k – показник адіабати, рівний 1,4 [14].
 Рівняння стану повітря в місткості в загальному виді має наступний вид:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Ei} = \frac{P_E}{R \cdot T} \cdot \frac{dV_E}{dt} + \frac{V_E}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_E}{dt}, \quad (4)$$

де P_E – тиск в місткості, Па;
 V_E – об'єм місткості, м³.

Розрахункова схема першого (поєднує пневматичний гальмівний кран з гальмівними камерами однієї вісі) та другого (поєднує пневматичний гальмівний кран з гальмівними камерами двох осей) контурів досліджуваного ПГП наведена на рис. 1.

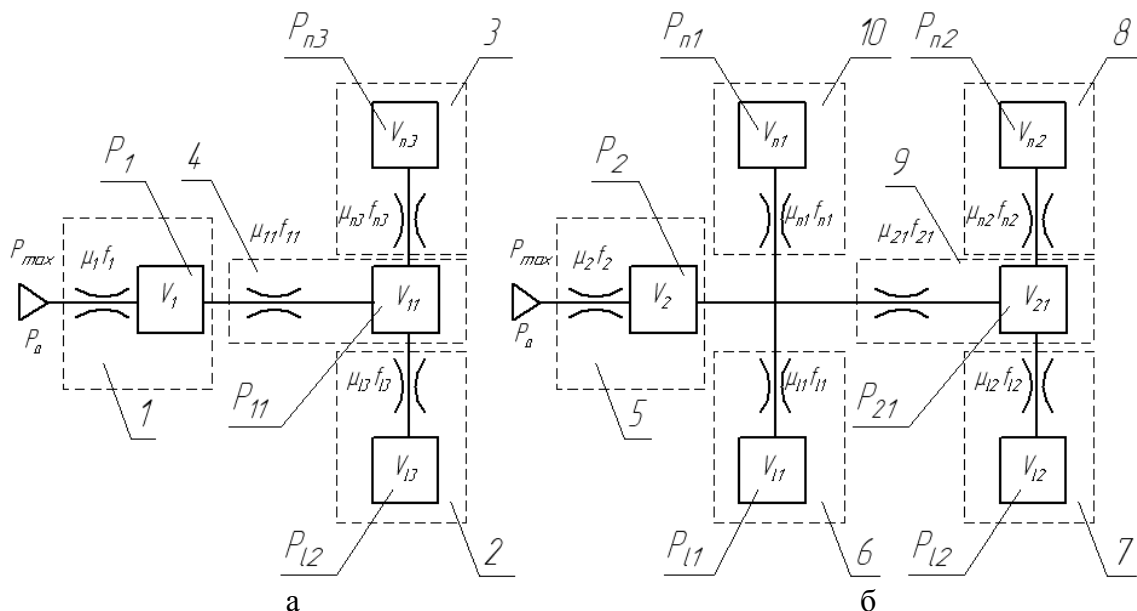


Рисунок 1 – Розрахункова схема досліджуваного ПГП:
 а – перший контур; б – другий контур; 1, 5 – гальмівний кран; 2, 3, 6, 7, 8, 10 – гальмівна камера; 4, 9 – з'єднувальні трубопроводи.

Математична модель першого контуру ПГП записується в наступному вигляді (блок рівнянь № 1):

– наповнення:

$$\begin{cases} \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E1} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E11} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En3} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El3} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

– спорожнення:

$$\begin{cases} -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D1} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E1} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D11} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn3} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E11} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En3} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El3} = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Математична модель другого контуру ПГП записується в наступному вигляді (блок рівнянь № 2):

– наповнення:

$$\begin{cases} \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} - \\ - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E21} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En1} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El1} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En2} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El2} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

– спорожнення:

$$\begin{cases} -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D2} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} - \\ - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E21} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En1} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El1} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En2} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El2} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Підставимо вирази (2), (4) в вище наведені системи рівнянь з урахуванням позначень рис. 1, отримаємо математичну модель першого контуру ПГП в розгорнутому вигляді (блок рівнянь № 1):

– наповнення:

$$\begin{cases} \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{kp} \cdot P_{\max} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{\max} - P_1}{B \cdot P_{\max} - P_1} - \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_1 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_1 - P_{11}}{B \cdot P_1 - P_{11}} - \frac{V_1}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_1}{dt} = 0; \\ \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_1 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_1 - P_{11}}{B \cdot P_1 - P_{11}} - \mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{n3}}{B \cdot P_{11} - P_{n3}} - \\ - \mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{l3}}{B \cdot P_{11} - P_{l3}} - \frac{V_{11}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{11}}{dt} = 0; \\ \mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{n3}}{B \cdot P_{11} - P_{n3}} - \frac{V_{n3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n3}}{dt} = 0; \\ \mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{l3}}{B \cdot P_{11} - P_{l3}} - \frac{V_{l3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l3}}{dt} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

– спорожнення:

$$\left\{ \begin{aligned} & -\mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{kp} \cdot P_1 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_1 - P_a}{B \cdot P_1 - P_a} + \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_1}{B \cdot P_{11} - P_1} - \frac{V_1}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_1}{dt} = 0; \\ & -\mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_1}{B \cdot P_{11} - P_1} + \mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{n3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n3} - P_{11}}{B \cdot P_{n3} - P_{11}} + \\ & + \mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{l3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l3} - P_{11}}{B \cdot P_{l3} - P_{11}} - \frac{V_{11}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{11}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{n3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n3} - P_{11}}{B \cdot P_{n3} - P_{11}} - \frac{V_{n3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n3}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{l3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l3} - P_{11}}{B \cdot P_{l3} - P_{11}} - \frac{V_{l3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l3}}{dt} = 0. \end{aligned} \right. \quad (10)$$

Підставимо вирази (2), (4) в вище наведені системи рівнянь з урахуванням позначень рис. 1, отримаємо математичну модель другого контуру ПГП в розгорнутому вигляді (блок рівнянь № 2):

– наповнення:

$$\left\{ \begin{aligned} & \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot P_{\max} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{\max} - P_2}{B \cdot P_{\max} - P_2} - \mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{n1}}{B \cdot P_2 - P_{n1}} - \\ & - \mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{l1}}{B \cdot P_2 - P_{l1}} - \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{21}}{B \cdot P_2 - P_{21}} - \frac{V_2}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_2}{dt} = 0; \\ & \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{21}}{B \cdot P_2 - P_{21}} - \mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{n2}}{B \cdot P_{21} - P_{n2}} - \\ & - \mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{l2}}{B \cdot P_{21} - P_{l2}} - \frac{V_{21}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{21}}{dt} = 0; \quad \mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{n1}}{B \cdot P_2 - P_{n1}} - \frac{V_{n1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n1}}{dt} = 0; \\ & \mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{l1}}{B \cdot P_2 - P_{l1}} - \frac{V_{l1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l1}}{dt} = 0; \quad \mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{n2}}{B \cdot P_{21} - P_{n2}} - \frac{V_{n2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n2}}{dt} = 0; \\ & \mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{l2}}{B \cdot P_{21} - P_{l2}} - \frac{V_{l2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l2}}{dt} = 0. \end{aligned} \right. \quad (11)$$

– спорожнення:

$$\left\{ \begin{aligned} & -\mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_a}{B \cdot P_2 - P_a} + \mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_{n1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n1} - P_2}{B \cdot P_{n1} - P_2} + \\ & + \mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_{l1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l1} - P_2}{B \cdot P_{l1} - P_2} + \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_2}{B \cdot P_{21} - P_2} - \frac{V_2}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_2}{dt} = 0; \\ & -\mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_2}{B \cdot P_{21} - P_2} + \mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{n2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n2} - P_{21}}{B \cdot P_{n2} - P_{21}} + \\ & + \mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{l2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l2} - P_{21}}{B \cdot P_{l2} - P_{21}} - \frac{V_{21}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{21}}{dt} = 0; \quad -\mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_{n1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n1} - P_2}{B \cdot P_{n1} - P_2} - \frac{V_{n1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n1}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_{l1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l1} - P_2}{B \cdot P_{l1} - P_2} - \frac{V_{l1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l1}}{dt} = 0; \quad -\mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{n2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n2} - P_{21}}{B \cdot P_{n2} - P_{21}} - \frac{V_{n2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n2}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{l2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l2} - P_{21}}{B \cdot P_{l2} - P_{21}} - \frac{V_{l2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l2}}{dt} = 0. \end{aligned} \right. \quad (12)$$

Висновок. Використання наведеної універсальної математичної моделі ПГП СМ дозволяє моделювати роботу як одноконтурного так і двохконтурного гальмівного привода двохвісних, а також двохконтурного гальмівного привода трьохвісних СМ.

Список літератури: 1. *Бартош П.Р.* Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *П.Р. Бартош*. – Минск, 1977. – 21 с. 2. *Рамирес Рехала Маркос Деметрио.* Оценка влияния динамической стадии на процесс торможения грузовых автомобилей с пневматическим приводом тормозов: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *Рамирес Рехала Маркос Деметрио*. – Харьков, 1982. – 22 с. 3. *Кравець Ф.К.* Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *Ф.К. Кравець*. – Харьков, 1985. – 23 с. 4. *Нагорняк С.Г.* Обоснование структуры и параметров пневматических тормозных приводов перспективных городских автобусов: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *С.Г. Нагорняк*. – Харьков, 1985. – 23 с. 5. *Попов А.И.* Разработка и исследование электропневматического тормозного привода автопоезда: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *А.И. Попов*. – М., 1989. – 20 с. 6. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / *Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И., Кирчатый В.И.* – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – 472 с. 7. *Туренко А.Н.* Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Монография. / *Анатолий Николаевич Туренко*. – Харьков: ХГАДТУ, 1997. – 353 с. 8. *Герц Е.В.* Пневматические приводы. Теория и расчет / *Елена Васильевна Герц*. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с. 9. *Герц Е.В.* Пневматика и гидравлика / *Елена Васильевна Герц*. – М.: Машиностроение, 1973. – 320 с. 10. *Герц Е.В.* Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / *Е.В. Герц, Г.В. Крейнин* – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с. – (Библиотека конструктора). 11. *Герц Е.В.* Динамика пневматических систем машин / *Елена Васильевна Герц*. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с. 12. *Бондаренко А.И.* Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / *Бондаренко Анатолій Ігорович*. – Харьков, 2010. – 203с. 13. *Крамской А.В.* Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобили и тракторы» / *Крамской Александр Владимирович*. – Харьков, 2006. – 270 с. 14. *Метлюк Н.Ф.* Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля / *Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко*. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с. – (Библиотека конструктора).

Bibliography (transliterated): 1. *Bartosh P.R.* Issledovanie dinamiki i povyshenie bystrodejstvija pnevmaticheskogo tormoznogo privoda bolshegruzyh pricepov: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 “Avtomobili i traktory” / *P.R. Bartosh*. – Minsk, 1977. – 21 p. 2. *Ramires Rehala Markos Demetrio.* Ocenka vlijanija dinamicheskoi stadii na process tormozhenija gruzovyh avtomobilej s pnevmaticheskim

приводом тормозов: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: spec. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / *Ramires Rehala Markos Demetrio*. – Kharkov, 1982. – 22 p.

3. *Kravec F.K.* Obosnovanie parametrov pitajushhej chasti pri rabote pnevmaticheskogo tormoznogo privoda bolshegruzyh avtomobilej i avtopoezdov v ciklicheskom rezhime: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / *F.K. Kravec*. – Kharkov, 1985. – 23 p.

4. *Nagornjak S.G.* Obosnovanie struktury i parametrov pnevmaticheskix tormoznyh privodov perspektivnyh gorodskih avtobusov: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / *S.G. Nagornjak*. – Kharkov, 1985. – 23 p.

5. *Popov A.I.* Razrabotka i issledovanie jelektropnevmaticheskogo tormoznogo privoda avtopoezda: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / *A.I. Popov*. – M Moscow, 1989. – 20 p.

6. Povyshenie jeffektivnosti tormozhenija avtotransportnyh sredstv s pnevmaticheskim tormoznym privodom / *Turenko A.N., Bogomolov V.A., Klimenko V.I., Kirchatyj V.I.* – Kharkov: HGADTU, 2000. – 472 p.

7. *Turenko A.N.* Povyshenie jeffektivnosti tormozhenija gruzovyh i passazhirskih avtotransportnyh sredstv s pnevmaticheskim tormoznym privodom. Monografija. / *Anatolij Nikolaevich Turenko*. – Kharkov: HGADTU, 1997. – 353 p.

8. *Gerc E.V.* Pnevmaticheskie privody. Teorija i raschet / *Elena Vasilevna Gerc*. – Moscow: Mashinostroenie, 1969. – 359 p.

9. *Gerc E.V.* Pnevmatika i gidravlika / *Elena Vasilevna Gerc*. – Moscow: Mashinostroenie, 1973. – 320 p.

10. *Gerc E.V.* Raschet pnevmoprivodov. Spravochnoe posobie / *E. V. Gerc, G.V. Krejnin* – Moscow: Mashinostroenie, 1975. – 272 p. – (Biblioteka konstruktora).

11. *Gerc E.V.* Dinamika pnevmaticheskix sistem mashin / *Elena Vasilevna Gerc*. – Moscow: Mashinostroenie, 1985. – 256 p.

12. *Bondarenko A.I.* Udoskonalennja procesiv moduljaciï tisku v pnevmatichnomu galmivnomu privodi avtomobiliv: dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.22.02 «Автомобили та трактори» / *Bondarenko Anatolij Igorovich*. – Kharkov, 2010. – 203 p.

13. *Kramskoj A.V.* Sovershenstvovanie metodov rascheta dinamiki pnevmopripradov i pnevmaticheskogo tormoznogo privoda avtotransportnyh sredstv: dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.22.02 «Автомобили и тракторы» / *Kramskoj Aleksandr Vladimirovich*. – Kharkov, 2006. – 270 p.

14. *Metljuk N.F.* Dinamika pnevmaticheskix i gidravlicheskih privodov avtomobilja / *N.F. Metljuk, V.P. Avtushko*. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. – 231 p. – (Biblioteka konstruktora).

Надійшла (received) 26.01.2015

УДК 629.113

М. В. ПІДГОРНИЙ, канд. техн. наук, доц. АТЕ ЧДТУ, Черкаси;
С. О. КУЗЬМЕНКО, магістр АТЕ ЧДТУ;
Є. О. РОЗДОБУДЬКО, магістр АТЕ ЧДТУ.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСПЕРСНОСТІ РОЗПИЛЮВАННЯ КРАПЕЛЬ ПАЛИВА ФАКЕЛУ БЕНЗИНОВОЇ ФОРСУНКИ

Тенденції до збільшення потужності двигуна, зниження витрат палива, поліпшенню екологічних показників привели до необхідності більш точного дозування палива та оптимізації приготування паливно-повітряної суміші. Саме тому в роботі розроблено методику експериментальних досліджень, виготовлено стенд для досліджень форсунок сучасних автомобілів та проведено необхідну кількість дослідів відповідно до досліджень факела розпилювання паливної суміші. Розв'язано наступні задачі: отримано математичну модель досліджуваного об'єкту у вигляді рівняння множинної регресії; проведено експеримент; подано опис результатів експериментальних досліджень; визначено умови роботи форсунки на яких факел є максимальний.

Ключові слова: форсунка, схема управління форсунками, методика експерименту, параметри роботи двигуна, факел форсунки.

Вступ. З кожним роком стають жорсткіші вимоги, що запроваджуються до автомобільного транспорту. Тенденції до збільшення потужності двигуна, зниженню витрати палива, поліпшенню екологічних показників привели до необхідності більш точного дозування палива та оптимізації приготування паливно-повітряної суміші. Світовий досвід автомобілебудування показує, що рішення зазначених завдань можливе за рахунок застосування систем впорскування палива з електронним управлінням.

Аналіз основних досягнень і літератури. Оснащення автомобільних двигунів засобами автоматичного регулювання подачі палива і займання паливної суміші забезпечує ефективну і економічну їх роботу [1-4]. Більшість сучасних автомобілів з бензиновими двигунами обладнують системами впорскування палива з електронним управлінням та λ – зондом [7-9]. Оснащення їх засобами автоматичного регулювання подачі палива і займання паливної суміші забезпечує ефективну і економічну роботу автомобілів. Жорсткі сучасні та перспективні екологічні норми «Євро - 3» і «Євро - 4» можуть бути забезпечені шляхом реалізації розподіленого впорскування палива. Одночасно з цим зберігаються високі динамічні якості автомобіля, а також знижується витрата палива і викид шкідливих речовин. Найбільшого поширення на автомобілях закордонного виробництва (ФРН, Швеції, Японії, Франції, Італії) отримала паливна апаратура фірми «Bosch», яка є лідером у розробці та виробництві електронних систем.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є визначення оптимального факела бензинових форсунок, як результату багатоступеневого дисперсування крапель палива, для покращення економічності ДВЗ.

Для досягнення поставленої мети роботи будуть вирішуватись наступні задачі: розроблення методики експериментальних досліджень; проведення експерименту; опис результатів експериментальних досліджень; оцінка економічної ефективності досліджень.

Матеріали досліджень. Основна мета розробки математичної моделі – є отримання, завдяки експериментальним дослідженням, рівняння регресії, що характеризує оптимальність факелу розпилу форсунок [1,2]. Оскільки чинників, що впливають на факел розпилу форсунки, економічність, для планування та проведення експерименту багато, необхідно менш значущі з них відсіяти, і залишити основні, котрі суттєво впливають на ці процеси. До основних параметрів форсунки можна віднести [2-3]: постійний робочий тиск в порожнині форсунки (ПРТ), що дорівнює робочому тиску системи, виражене в бар; продуктивність форсунки (пропускна здатність у відкритому стані – $\text{см}^3/\text{хв}$ або в $\text{м}^3/\text{с}$ при заданому робочому тиску); відкриваючий імпульс (мінімальний керований час тривалості відкритого стану форсунки – в мс); опір обмотки форсунки, від якого залежить скважність імпульсів; частота утримання форсунки (Гц); Вид палива.

Беручи до уваги мету дослідження, конструкцію дослідної установки рисунок 1, також вимогу щодо мінімальної кількості дослідів, визначаємо фактори, які будуть використовуватись при проведенні експерименту: частота утримання (Гц); скважність імпульсів (%); фактор оптимізації – кут факелу форсунки.

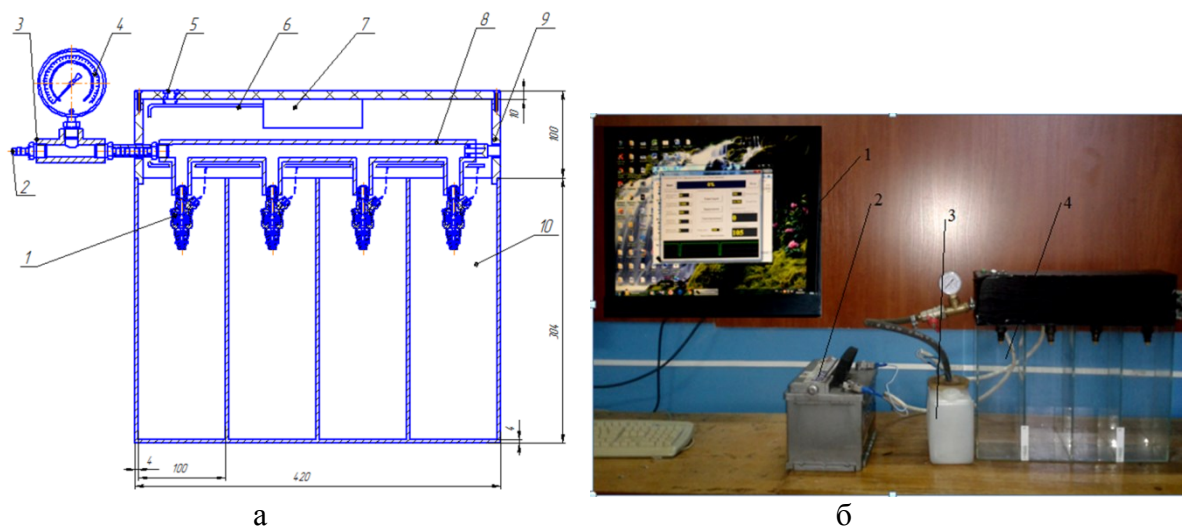


Рисунок 1 –Стенд AQUA Multi-Jet:

а – Схема стенду: 1 – форсунка, 2 – штуцер, 3 – трійник, 4 – манометр, 5 – блок кнопок, 6 – провідники, 7 – блок керування, 8 – паливна рампа, 9 – кришка, 10 – скляна ємність;
б – Дослідницька установка: 1 – персональний комп'ютер; 2 – акумуляторна батарея; 3 – паливний бачок; 4 – стенд AQUA Multi-Jet.

Утворення геометрії факела залежать від тиску впорскування, діаметра соплового отвору, скважності імпульсів, щільності і рухливості повітря. Чим більше тиск впорскування і діаметр соплового отвору, тим сильніше проникає факел у глиб камери згоряння, а чим більша скважність тим кращий, ширший кут розпилу. А збільшуючи частоту утримання можливо зімітувати багатоступеневе впорскування, так як форсунка на стандартному режимі працює з частотою утримання 400 Гц на середній обертах. Період відкритого стану форсунки $1/400 = 2,5 \text{ мс}$ [4,5].

Скважність імпульсів форсунок вибирається залежно від опору обмотки форсунки. Для форсунок високоомних з опором 10-16 Ом скважність становить близько 10-30%, для низькоомних форсунок з опором 2-10 Ом – 50-70%. А так як у нас

досліджувана форсунка високоомна і буде досліджуватися на статичному тесті тому що, такий метод утримання форсунок в повністю відкритому стані є оптимальним, як для форсунок з низьким опором обмотки (2-10 Ом), так і з високим (10-16 Ом). Спираючись на вимоги цього тесту скважність можна регулювати від 10-70%.

Проведення, виміри і фіксування даних експерименту. Для досягнення поставленої мети дослідницької роботи виконана одна з головних задач – виготовлення стенду AQUA Multi-Jet (рисунки 1 та 2) для проведення експерименту. Стенд має інформаційний зв'язок з персональним комп'ютером, тобто безпосередньо з програмним забезпеченням *CarTest-injector*. Підключення стенду відбувається через блок електронного управління, який встановлений в кришці. Електронний блок керує роботою бензонасоса та виступає регулятором імпульсів, які подаються на форсунку. Елементом живлення для стенду є акумуляторна батарея на 12 В.

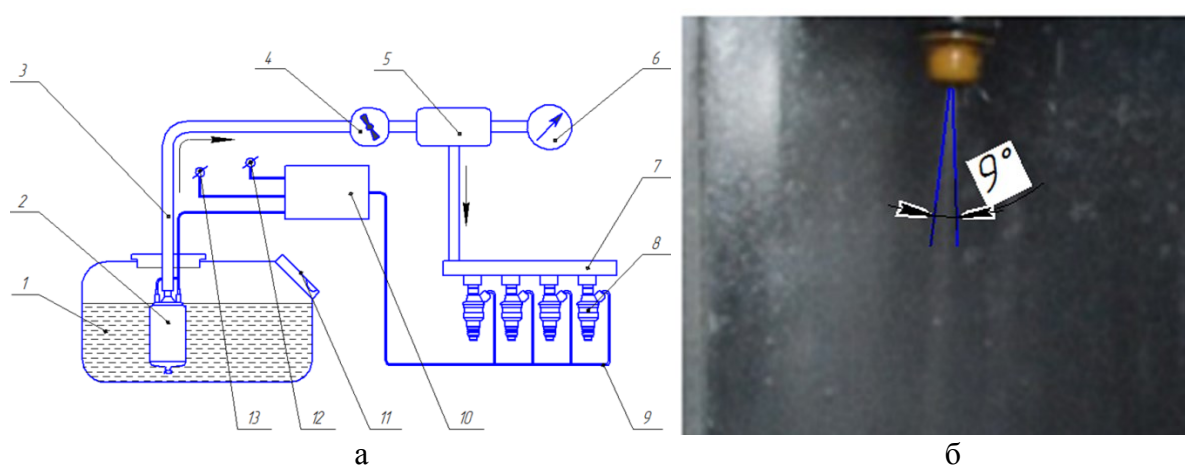


Рисунок 2 – Схема роботи стенда: 1 – паливний бачок; 2 – електробензонасос; 3 – паливопровід (стрілкою позначено напрям руху палива); 4 – кран; 5 – розгалуджувач; 6 – манометр; 7 – паливна рампа; 8 – форсунка; 9 – електродроти; 10 – блок управління; 11 – заливна пробка; 12 – СОМ-порт; 13 – дроти живлення.
а – схема роботи стенда; б – вимірювання кута в графічній програмі КОМПАС.

Таким чином провівши експеримент відповідно до матриці планування отримали наступні результати. Для кращого сприйняття результатів зроблено фрагментацію матриці по частоті утримання: 400 Гц (таблиця 1), 600 Гц (таблиця 2), 800 Гц (таблиця 3), під кожною з таблиць відповідно представлені фотографії кутів факелів розпилу. Відповідно з роботою програми *CarTest-injector*, за допомогою якої проводились всі експерименти, отримуємо зображення осцилограми скважності, з яких видно як змінюється робота форсунки в результаті зміни скважності імпульсів.

Таблиця 1 –Значення факторів експерименту

Фактори	Значення		
	а	б	в
Частота утримання (Гц)	400	400	400
Скважність імпульсів(%)	10	20	30
Вимірний кут факелу	7°	9°	11°

Відповідно до матриці планування проведено експерименти з значеннями факторів: частотою утримання 400 Гц, скважністю 10%; ч.у. 400 Гц, ск. 20%; ч.у. 400 Гц, ск. 30%. Ці умови дозволяють зімітувати нормальну, стандартну роботу форсунки

на середніх і високих обертах, тобто форсунка видає 1 впорскування. Найкращий кут факелу спостерігається при факторах із значеннями частоті утримання 400 Гц та скважністю 30% – 11° (рисунок 3). Осцилограма скважності (рисунок 3) показує період відкритого стану форсунки $1/400 = 2,5$ мс.

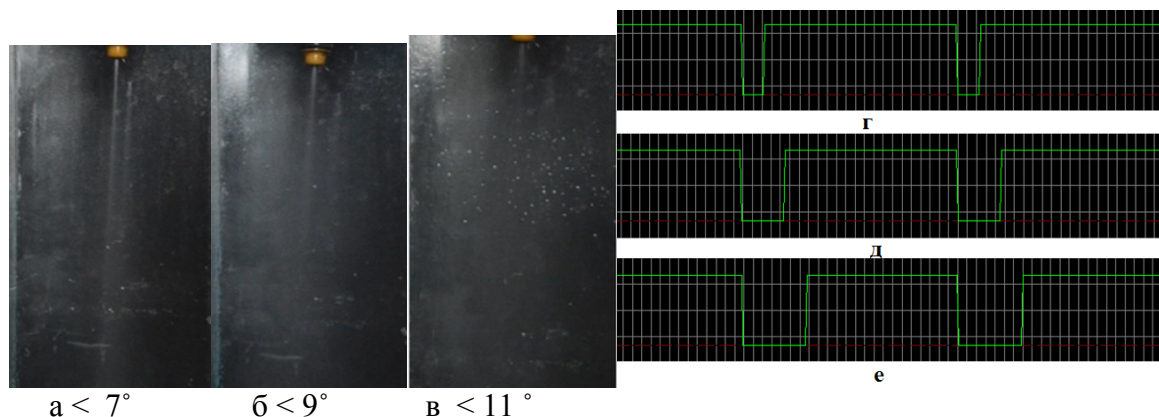


Рисунок 3 – Факели розпили відповідно до значень факторів в таблиці 1 (а, б, в); осцилограми скважності відповідно до значень факторів в таблиці 1 (г,д,е)

Таблиця 2 –Значення факторів експерименту

Фактори	Значення	
	а	б
Частота утримання (Гц)	600	600
Скважність імпульсів(%)	10	20
Вимірний кут факелу	$9^\circ 3'$	$13^\circ 35'$

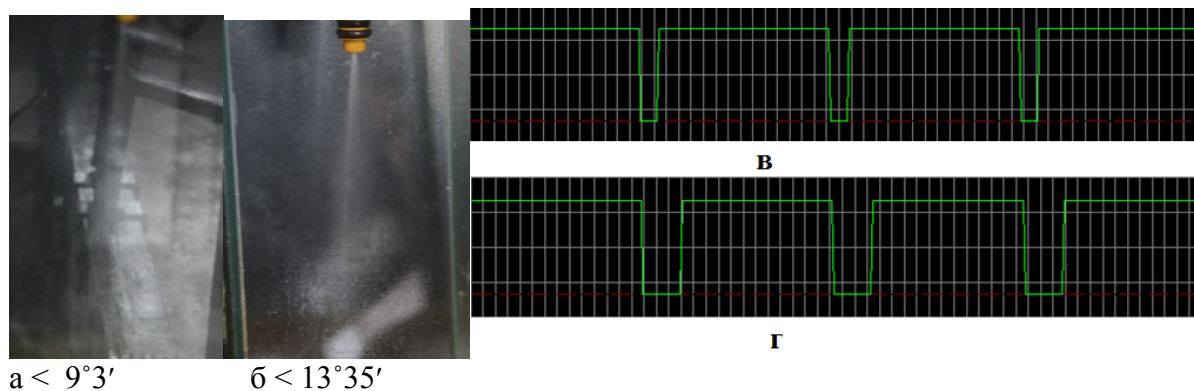


Рисунок 4 – Факели розпили відповідно до значень факторів в таблиці 2 (а, б); осцилограми скважності відповідно до значень факторів в таблиці 2 (в, г)

Відповідно до матриці планування проведено експерименти з значеннями факторів: частотою утримання 600 Гц, скважністю 10%; ч.у. 600 Гц, ск. 20%. При скважності 30% факел не спостерігається, оскільки електронні системи форсунки здатні передати високочастотні сигнали, але механічні системи управління форсунки не в змозі відтворити подібні сигнали. Такі параметри дозволяють зімітувати 2-й ступень впорскування. Оскільки форсунка відкривається частіше, з часом імпульсу 1,6 мс, так

як це показує осцилограма скважності (рисунок 4), форсунка дозволяє виробляти замість одного впорскування кілька міні - впорскувань. Найкращий кут факелу спостерігається при скважності 20% – 13°35' (рисунок 4).

Таблиця 3 – Значення факторів експерименту

Фактори	Значення	
	а)	б)
Частота утримання (Гц)	800	800
Скважність імпульсів(%)	10	20
Вимірний кут факелу	9°2'	12°28'

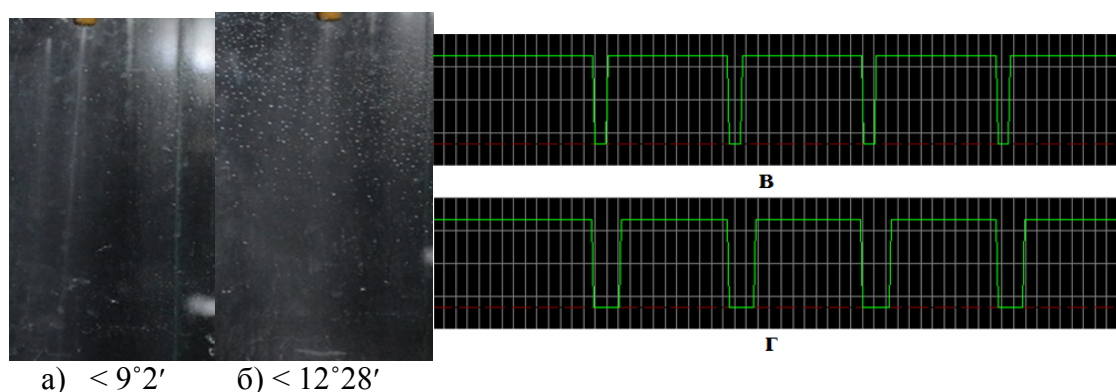


Рисунок 5 – Факели розпилю відповідно до значень факторів в таблиці 3 (а, б); осцилограми скважності відповідно до значень факторів в таблиці 3 (в, г)

Відповідно до матриці планування проведено експерименти з значеннями факторів: частотою утримання 800 Гц, скважністю 10%; ч.у. 800 Гц, ск. 20%;. При скважності 30% факел не спостерігається, оскільки електронні системи форсунки здатні передати височастотні сигнали, але механічні системи управління форсунки не в змозі відтворити подібні сигнали. Форсунка працювала з великою швидкістю, такими параметрами зімітували 3-й ступень впорскування. Найкращий кут факелу спостерігається при скважності 20% – 12°28' (рисунок 5). Осцилограма скважності (рисунок 5) показує період відкритого стану форсунки $1/800 = 1,25$ мс.

Крім визначення оптимального кута факелу форсунки виміряли витрату палива на кращих кутах факелу розпилю форсунки, щоб дізнатися при яких же умовах роботи форсунки є найкраща економія палива. Витрату палива досліджували об'єктивним методом, при 1000 об/хв. [6-8].

Таблиця 4 – Витрата палива

Значення факторів: частоти утримання та скважності	Витрата палива, мл.
800 Гц, 20%	2,2
600 Гц, 20%	2,85
400 Гц, 30%	4,2

Отже, після проведених досліджень бачимо, що найкраща економія палива є при параметрах роботи форсунки 600 Гц, 20% – витрата палива 2,85 мл. Так, як при

параметрах роботи форсунки і 800 Гц, 20% витрата палива здається меншою, але клапан форсунки не повністю відкривається і закривається, тому витрата палива має похибку. Розрахувавши у відповідності [9,10] матрицю планування експерименту отримуємо наступні результати. За вхідні фактори приймалися частота утримання Гц (X_1), скважність імпульсів % (X_2), а за параметр оптимізації (Y) – кут факела. При двофакторному експерименті ($n=2$) регресійна модель має наступний вигляд:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2, \quad (1)$$

де b_0 – вільний член рівняння регресії; b_i , b_{ji} – коефіцієнти рівняння множинної регресії, n – число факторів, x_j і x_i – фактори експерименту.

Таблиця 5 – Інтервали варіювання факторів в експерименті

Фактори	Рівні			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
X_1 (частота утримання Гц)	400	600	800	200
X_2 (скважність імпульсів %)	10	20	30	10

Таблиця 6 – Матриця планування повнофакторного експерименту типу 3^2 з ефектом взаємодії першого порядку і результати дослідів.

Порядковий номер	Порядок варіювання факторів				Значення параметрів		
	X_0	X_1	X_2	X_1X_2	Y_i	$\bar{y}_{i\cdot}$	S^2_{yi}
1	+	+1	+1	+	0	0	0
2	+	+1	0	+	12,47	7,8	2,73
3	+	+1	-1	-	9,03	7,8	0,19
4	+	0	+1	+	0	0	0
5	+	0	0	0	13,58	7,8	4,18
6	+	0	-1	-	8,07	7,8	0,009
7	+	-1	-1	+	7	7,8	0,08
8	+	-1	0	-	9	7,8	0,18
9	+	-1	+1	-	11	7,8	1,28

Розрахунок коефіцієнтів рівняння регресії виконується за методом найменших квадратів, при цьому мінімізується сума квадратів відхилень між експериментальними значеннями досліджуваного параметру за значеннями, що розраховані для тих же точок факторного простору за рівнянням регресії:

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{1j} \cdot y_j = \frac{12,47 + 9,03 - 7 - 9 - 11}{9} = -0,611 \quad (2)$$

$$b_2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_2 \cdot y_j = \frac{-9,03 - 8,07 - 7 + 11}{9} = -1,456$$

$$(3) \quad b_{12} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{12} \cdot y_j = \frac{12,47 - 9,03 - 8,07 + 7 - 9 - 11}{9} = -1,959$$

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_0 \cdot \bar{y}_j = \frac{7,8 + 7,8 + 7,8 + 7,8 + 7,8 + 7,8 + 7,8}{9} = 6,06$$
(4)
(5)

Підставивши в (1) коефіцієнти отримаємо наступне рівняння :

$$y = 6,06 - 0,611x_1 - 1,456x_2 - 1,959x_1x_2$$
(6)

Гіпотезу про статистичну значущість (відмінність від нуля) коефіцієнтів регресії перевірено за критерієм Стюдента. Адекватність моделі перевірена за критерієм Фішера.

Висновки. На виготовленому стенді проведено необхідну кількість дослідів, яка відповідає матриці планування, результати представлено у роботі у вигляді фотографій та графіків, визначено оптимальний кут факелу розпику бензинової форсунки – 13°35', що відповідає значенням факторів частоти утримання 600 Гц, скважності 20%, при цьому витрата палива – 2,85 мл/хв. Ці умови можна рекомендувати, як оптимальні для подальшої експлуатації, що будуть встановлені на ДВЗ. Крім цього пораховано матрицю планування експерименту та отримано математичну модель досліджуваного об'єкту у вигляді рівняння множинної регресії: $y = 6,365 - 2,18x_1 - 1,53x_2 - 2,24x_1x_2$ з якого впливає що математична модель є адекватною, при $X_1=600$ Гц, $X_2=20\%$.

Список літератури: 1. *Ананьев С.И.* Испытание двигателей внутреннего сгорания/ *Ананьев С.И., Дьяченко Г.Н.*//учеб. пособие. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ. – 1999.– 368 с. 2. ГОСТ 14846–81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М.: Госстандарт.–1981.– 42 с. 3. *Николаенко А.В.* Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. / *Николаенко А.В.* – М.: Колос, – 1992. – 334 с. 4. *Борщенко Я.А.* Электронные и микропроцессорные системы автомобилей/ *Борщенко Я.А., Васильев В.И.*// учеб.пособ. Курганск: Издательство КГУ, – 2007. – 207 с. 5. *Рогов В. А.* Методика и практика технических экспериментов / *Рогов В. А.*// учеб.пособ. для вузов. – М.: – Академия, 2005. – 283 с. 6. *Карачинов В.А.* Форсунки впрыска топлива бензиновых двигателей / *Карачинов В.А., Ильин С.В.*// Вестн. новгородского гос. ун-та. – 2004. – №26. С. 155 - 160. 7. *Абрамчук Ф.И.* Автомобильні двигуни: Підручник/ *Абрамчук Ф.И., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Димченко І.І.*// – К.: Арістей, – 2006. – 476 с. 8. *Гутаревич Е.Ф.* Екологія та автомобільний транспорт/ *Гутаревич Е.Ф., Зеркалов Д.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мерзиевська Л.П.*// Навчальний посібник. – К.: Арістей, – 2006. – 292 с. 9. *Ю.П. Адлер.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ *Ю.П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю.В. Грановский.*//Изд. второе перераб. и доп. – М.: Наука, –1976. – 279 с. 10. *Г. И. Красовский* Планирование эксперимента/ *Г. И. Красовский, Г. Ф. Филаретов*// – Мн: Изд - во БГУ, – 1982. – 476 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Ananov S.I.* Test internal combustion engines / *Ananov S.I., G.N.Dyachenko* . Proc. allowance. Rostov-on-Don: Publishing Center DSTU. – 1999. – 368 p. 2. Standard 14846-81. Engines. Methods of benchtests. - М.: State Standard. – 1981. – 42p. 3. *Nikolaenko A.V.* Theory, design and calculation of automotive engines. / *Nikolaenko A.V.* – Moscow: Kolos – 1992. – 334 p. 4. *Borshchenko Y.A.* Electronic and microprocessor systems Car / *Borshchenko Y.A., V.I.Vasilyev*. Proc. benefits. Kurgan: Publishing KSU – 2007. – 207 p. 5. *Rogov V.A.* Methodology and practice of technical experiments / *Rogov V.A.* Proc. benefits. for high schools. – Moscow: – The Academy, 2005. – 283 p. 6. *Karachinov V.A.* Injector fuel injection gasoline engines / *Karachinov V.A., Ilyin S.V.* Vestn. Novgorod State. Univ. – 2004. – No26. P.155–160. 7. *Abramchuk F.I.* Engines: Tutorial / *Abramchuk F.I., Gutarevych Y.F., K.E.Dolganov, Dimchenko I.I.* – Kiev: Aristey – 2006. – 476 p. 8. *Gutarevych E.F.* Ecology and road transport / *Gutarevych E.F., D.F.Zerkalov, Govorun A.G., Korpach A.A., Merzhyyevska L.P.* Manual. – Kiev: Aristey – 2006. – 292 p. 9. *Y.P.Adler*. Planning an experiment in these arch for optimal conditions / *Y.P.Adler, E.V.Markova, Y.V. Granovsky*. Ed. second revised. and add. – Moscow: Nauka – 1976. – 279 p. 10. *G.I.Krasovskii* Experimental Design / *G.I.Krasovskii, G.F.Filaretov* – Mn: Publishing – BGU – 1982. – 476 p.

Надійшла (received) 02.02.2012

РЕФЕРАТИ

УДК 629.017

Оцінка стійкості шарнірно-зчленованого колісного трактору і тракторного поїзду за різних дорожніх умов / З.Е. Забелишинський, М.А. Подригало, Є.О. Дубінін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 3–10. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Отримано аналітичні вирази для коефіцієнта стійкості шарнірно-зчленованого колісного трактора і тракторного поїзда при повороті, які дозволяють оцінити стійкість проти заносу при різному розподілі обертаючих моментів між мостами. Проведено математичне моделювання стійкості проти заносу шарнірно-зчленованого трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН і тракторного поїзда на його базі за різних дорожніх умов. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нових і модернізації колісних машин, які знаходяться в експлуатації.

Ключові слова: колісний трактор, тракторний поїзд, шарнірно-зчленований, стійкість, дорожні умови.

УДК 629.114.2

Визначальний параметр стану гідрооб'ємного рульового керування трактора / С.А. Лебедєв, В.С. Шеїн, М.П. Артёмов, І.В. Колесник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 11–18. – Бібліограф.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

Систематизовані несправності і відмови гідрооб'ємного рульового керування трактора. Аналізуються несправності і відмови гідрооб'ємного рульового керування тракторів за результатами аналізу їх працездатності. Обґрунтовується методологія оцінки найбільш значимого (визначального) параметра стану гідрооб'ємного рульового керування. Доказано, що зниження тиску рідини нижче ТУ є визначальним параметром стану гідроприводу рульового керування. Оцінюються гранично допустимі значення визначального параметра стану.

Ключові слова: трактор, рульове керування, гідропривід, відмови, визначальний параметр.

УДК 631.372

Ідентифікація тракторних сільськогосподарських шин / О. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 19–25. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновано методику ідентифікації тракторних шин з використанням математичної моделі, побудованої на універсальній характеристиці шин. Методика дозволяє ідентифікувати радіальні сільськогосподарські тракторні шини за рядом показників, у тому числі і нормою шаруватості, а також використовувати математичну модель для вирішення задач теорії трактора при статичній і динамічній постановках. Для ідентифікації шин використовуються дані виробників щодо контурної плями контакту пневматичної тракторної шини з твердою опорною поверхнею при номінальній радіальній навантазі.

Ключові слова: тракторна пневматична сільськогосподарська шина, норма шаруватості шини.

УДК 621.318

Зусилля що збуджуються в інструменті з прямим пропусканням струму для рихтування кузовних панелей автомобілів / Д. О. Волонцевич, Щ. В. Аргун // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 26–30. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Робота присвячена кількісним оцінкам впливу ширини розподілу струмів в електродинамічних інструментах, які призначені для рихтування металевих обшивок автомобільних кузовів. Отримані оцінки дозволяють зв'язати геометрію конструктивних складових інструменту з глибиною вм'ятини, що усувається в сенсі ефективності силового впливу. Дані оцінки визначають рекомендації щодо вибору основних параметрів електродинамічного інструменту рихтування для усунення вм'ятин відповідного розміру з кузовної панелі автомобіля.

Ключові слова: магнітно-імпульсне рихтування, електромагнітна сила притягання, ремонтні технології, видалення вм'ятин.

УДК 629.33:629.3.048.8

Побудова архітектури інтелектуальної системи управління адаптивного головного світла автомобіля на основі інтернет-технологій / О. Я. Ніконов, В. О. Баранова // Вісник НТУ «ХПІ».

Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 31–35. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Сучасні високотехнологічні фари автомобілів істотно підвищують рівень дорожньої безпеки. Адаптивна система переднього освітлення стає все більш популярною сьогодні. При моделюванні системи управління автовирівнювання дуже важливо забезпечити її функціональність і порівняти реальний вихід системи. У даній статті розглянуті складові компоненти інтелектуальної системи переднього освітлення автомобіля і розроблена архітектура системи на основі інтернет-технологій.

Ключові слова: інтелектуальна система управління, фари, автомобіль, дорога, адаптивна система переднього освітлення.

УДК 629.33-585.862:621.789

Богатчук І.М., Прунько І.Б. Реставрація поверхонь шипів хрестовин карданних валів автомобілів за допомогою електроіскрового нарощування / І.М. Богатчук, І.Б. Прунько // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ. «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 36–41. – Бібліогр. : 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Обґрунтовано доцільність використання електроіскрового нарощування для відновлення розмірних параметрів і експлуатаційних властивостей шипів хрестовин карданних валів. Розроблено оправку для мікроскопічних досліджень шару, отриманого методом електроіскрового нарощування на циліндричну поверхню. Проведено замірювання твердості отриманого шару і зроблено висновки щодо експлуатаційних властивостей реставрованої поверхні.

Запропоновано спосіб відновлення і зміцнення зношених робочих поверхонь шипів хрестовин карданних валів, придатний для застосування в умовах авторемонтних майстерень підприємств нафтогазового технологічного транспорту.

Ключові слова: хрестовина, карданний вал, обробка, електроіскрове нарощування, відновлення.

УДК 629.083:621- 113

Перерозподіл вертикальних реакцій на колесах легкового автомобіля, що рухається в повітряному потоці по горизонтальній дорозі з фіксованим радіусом кривизни / О. І. Назаров, І. О. Назаров, В. І. Назаров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 42–50. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновано математичну модель оцінки вертикальних реакцій на колесах легкового автомобіля при екстремому гальмуванні на горизонтальній ділянці дороги з фіксованим радіусом кривизни та врахуванням аеродинамічних збурювальних факторів. Встановлено, що осьові гальмівні сили автомобіля, що визначаються за класичними залежностями, котрі не враховують дію аеродинамічних складових, розподіляються не в суворій відповідності з їх дійсними нормальними реакціями. Зроблено висновки про те, що при екстремому гальмуванні легкового автомобіля в такому випадку є запас (до 15%) по збільшенню гальмівного моменту на колесах задньої осі, реалізувати який можливо при установці динамічних регуляторів гальмівних сил, що підвищить безпеку дорожнього руху.

Ключевые слова: легковий автомобіль, екстремне гальмування, вертикальні реакції, аеродинамічний фактор, фіксований радіус кривизни.

УДК 656.13

Інтеграція процедури нормування та обліку паливно-мастильних матеріалів в систему віртуального підприємства автомобільного транспорту / В.П. Волков, С.І. Кривошапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 51–57. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті запропонована система програмних і апаратних засобів за визначенням розрахункових та фактичних значень витрати палива транспортних машин. Розглянуто принципи побудови автоматичної системи управління на підприємствах автомобільного транспорту. Проаналізовано способи та технічні засоби вимірювання витрати палива в умовах руху автомобіля. Наведено принципи побудови розробленої програми з нормування та обліку паливно-мастильних матеріалів. Дано опис структури програми і бази даних. Вказано шляхи інтеграції розробленого програмного забезпечення у єдине інформаційне середовище віртуального підприємства.

Ключові слова: підприємства автомобільного транспорту, витрата палива, нормування палива, автомобілі, програмне забезпечення, комп'ютерні мережі, навігація, датчики витрати палива.

УДК 621.318

Передпусковий підігрівач для бензинового двигуна. особливості застосування / А. В. Гнатів // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 58–63. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз особливостей застосування передпускових підігрівачів для бензинового двигуна. Докладно розглянуто найбільш поширені типи передпускових підігрівачів для бензинового двигуна. Зазначено їх основні переваги та недоліки при застосуванні. Показано, що передпусковий підігрівач не тільки захищає двигун від передчасного зносу, полегшує запуск, але також істотно економить паливо, яке автомобіль споживає при роботі на холостому ходу.

Ключові слова: передпусковий підігрівач двигуна, підігрів двигуна, пуск двигуна, акумуляторна батарея, струм холодної прокрутки.

УДК 629.017

Вплив дисбалансу задніх ведучих коліс на стійкість автомобіля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, Р.Ю. Сальников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 64–70. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Визначено максимально допустимий дисбаланс задніх ведучих коліс в залежності від максимально допустимого кута рискання автомобіля. Отримані аналітичні вирази дозволяють визначати максимально допустимий за умовою обмеження кута рискання автомобіля дисбаланс задніх ведучих коліс. На прикладі автомобіля КраЗ-6322 визначено, максимально допустимий дисбаланс на колесах автомобіля. Пропонований метод нормування дисбалансу задніх коліс автомобілів враховує не тільки масу і радіус колеса, але також і геометричні розміри автомобіля і пружні характеристики шин.

Ключові слова: автомобіль, дисбаланс, кут рискання, стійкість.

УДК 629.3.504

Вдосконалення систем технічного обслуговування автомобілів/Ан.В. Бажинов//Вісник НТУ «ХПІ». Серія:Автомобіле – та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 71–75. – Бібліогр.:10 назв. – ISSN2078-6840.

Запропоновано енергетичний метод управління періодичністю технічного обслуговування автомобілів, який полягає в аналітичному методі оцінки потреб в запасних частинах і принципово відрізняється тим, що математична модель оцінки потреб в запасних частинах базується на швидкості зношування сполучених силових агрегатів, що враховує енергетичні витрати на виконання транспортної роботи, а також індивідуальні особливості та технічний стан конкретної транспортної машини.

Ключові слова:автомобіль, паливо, періодичність, метод, пробіг.

УДК 629.113

Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах/ В.І.Захарчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 76–81. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Наведено результати розрахункових досліджень перспективності застосування альтернативних моторних палив в засобах технологічного транспорту методом комплексної оцінки енергетичних властивостей, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації транспортного засобу. Запропонована методика дозволяє оцінити показники транспортного засобу при його роботі на різних паливах за одним комплексним показником (загальним критерієм), що значно спрощує вибір палива.

Ключові слова: альтернативне моторне паливо, транспортний засіб, екологічні показники

УДК 629.33.03: 621.43

Забезпечення стабільності екологічних характеристик автомобіля, обладнаного каталітичним нейтралізатором, в умовах експлуатації / С.В. Шапко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Експлуатація і техніко-економічні показники автомобілів та тракторів. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 82–88. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Розроблений метод розрахунку екологічних показників автомобіля враховує потрібні очисні властивості каталітичного нейтралізатора у разі потреби його встановлення з урахуванням вимог стандартів, на виконання яких орієнтований автомобіль. Запропонований перелік показників, за якими оцінюються зміни очисних властивостей нейтралізатора під час експлуатації автомобіля. Проведені експериментальні дослідження підтверджують запропоновані та запатентовані конструктивні рішення щодо забезпечення стабільності екологічних характеристик автомобіля з каталітичним нейтралізатором.

Ключові слова: автомобіль, каталітичний нейтралізатор, відпрацьовані гази, стабільність екологічних характеристик.

УДК 656.084

Концептуальні засади підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП / А. А. Кашканов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 89–95. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Проаналізовано сучасний стан і тенденції розвитку автотехнічної експертизи ДТП, існуючі критерії оцінювання якості розслідування аварійних ситуацій. Запропоновано шляхи підвищення ефективності експертизи ДТП на основі прийняття рішень за концепцією системного аналізу та використання модульної технології синтезу, яка надає засоби для автоматизації компонентного проектування інтегральної системи автотехнічної експертизи ДТП будь-якого рівня складності та якості зі стандартних модулів, забезпечує високу гнучкість системи при зміні умов її функціонування.

Ключові слова: система водій-автомобіль-дорога-середовище, мінімізація невизначеності, підвищення ефективності, прийняття рішень, експертиза дорожньо-транспортних пригод.

УДК 629.3.082.2

Фірмовий автосервіс в Україні / В. С. Авер'янов, В. І. Обрізан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 96–101. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В даній статті проведено аналіз організації фірмового автосервісу, розвиток і організація дилерської мережі на території України, розкрита робота дилерів та дистриб'юторів. Поставлені задачі та цілі при організації фірмового автосервісу (післяпродажного обслуговування). Розглянуто та порівняно дві принципово різні форми організації авторизованого автосервісу – європейську і американську. Проведено аналіз представників відомих світових виробників автомобілів, які присутні на автомобільному ринку України та кількісна оцінка їхньої дилерської мережі.

Ключові слова: автосервіс, автомобіль, дилери, гарантійне обслуговування, дистриб'ютор.

УДК 629.017

Дослідження зміни якості моторних мастил при їх експлуатації в автобусах малої і середньої місткості / О. О. Сасов, А. А. Коровкін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 102–107. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження зміни якості моторних мастил при їх експлуатації в автобусах малої і середньої місткості які дозволяють прогнозувати термін експлуатації моторних мастил за його фактичним станом для підвищення ефективності експлуатації рухомого складу шляхом оптимізації строку заміни та раціонального використання паливно-мастильних матеріалів. Зроблено висновки про те що строки заміни моторних мастил за пробігом або напрацюванням які рекомендує завод виробник не завжди достатньо обґрунтовані. Основні фізико-хімічні показники якості мастила не завжди досягають граничних значень до часу його зміни.

Ключові слова: ресурс двигуна, моторне мастило, продукти зносу, діелектрична проникність, лужне число.

УДК 629.1.07

Аналіз можливості застосування ГОМТ у багатоколісних транспортних засобах / В. Б. Самородов, О. І. Деркач, С. О. Шуба, Я. М. Мормило, А. В. Поторока, О. А. Бутылин, С. В. Журавльов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 108–113. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті наведені матеріали, що вказують на переваги застосування ГОМТ у багатоколісних транспортних засобах на прикладі його застосування в складі БТР-4. Застосування безступінчастої двухпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії є альтернативою, що зможе об'єднати достоїнства передових технічних рішень при прийнятних значеннях ККД. Пропонована безступінчаста трансмісія побудована за принципом підсумовування механічного й гідравлічного потоків потужності диференціалом на виході й реалізує три діапазони, що включаються послідовно, за допомогою фрикційних муфт коробки з повною синхронізацією керуючих елементів при керуванні насосом.

Ключові слова: безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємна передача, диференціал, поворот.

УДК 629.114.026

Вплив коефіцієнта опору руху транспортного засобу на особливу зону роботи двохпоточних гідрооб'ємно-механічних трансмісій типу з диференціалом на виході / В. Б. Самородов, М. О. Мігцель, І. В. Яловол // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 114–120. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Встановлені та експериментально підтверджені причини входу та виходу в особливу зону роботи гідрооб'ємної передачі в складі двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) типу з диференціалом на виході. Визначено зв'язок між тиском навантаження (коефіцієнтом опору руху транспортного засобу) та шириною особливої зони для ГОМТ з диференціалом на виході. Наведено теоретичні та експериментальні дані для п'яти навантажень.

Ключові слова: трансмісія, коефіцієнт опору руху, потік потужності, особлива зона, параметр регулювання.

УДК 629.1.032

Оцінка можливості використання магнітореологічних еластомірів в якості пружних елементів підвіски транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.Н. Агапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 121–126. – Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз фізико-хімічних властивостей і характеристик магнітореологічних еластомірів та діапазону зміни їх модуля пружності і модуля зсуву. Розглянуто вплив параметрів магнітної частини і еластомірної матриці та наявності побічних ефектів. Зроблено висновок про можливість застосування даних еластомірів у якості пружних елементів з характеристиками, що керуються, у підвісці транспортних засобів. Намічені напрямки подальших досліджень з метою урахування специфіки експлуатації транспортних засобів та створення працездатних вузлів.

Ключові слова: магнітореологічний еластомір, пружний елемент, підвіска, модуль пружності, модуль зсуву, магнітне поле, деформація, анізотропні властивості, керування.

УДК 621.74

Впровадження оксікарбонітрирування натомість твердого хромування О.М. Коробочка, О.Г. Чернета, Р.Г. Волощук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 127–132. – Бібліогр.: 11 назв. ISSN 2078-6840.

У даній роботі розглядається: дослідження і освоєння нової низькотемпературної хіміко-термічної обробки (оксікарбонітрирування), натомість хромування для деталей: шток амортизатора; кришка циліндра; плунжера робочого домкрата. Сутність процесу полягає у створенні на поверхні деталей шару, збагаченого азотом і вуглецем з наступним його контрольованим окисленням. Проведені порівняльні корозійні випробування, а також випробування на знос показали значне збільшення корозійної стійкості і підвищену зносостійкість деталей після оксікарбонітрирування в порівнянні з деталями, підданими твердому хромуванню.

Ключові слова: оксікарбонітрирування, випробування, мікротвердість, мікроструктура, знос.

УДК 629.4-592

Математична модель гальмівної системи колісного трактора Fendt 936 Vario / А. І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 133–145. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-6840.

В роботі наведена математична модель гальмівної системи, яка складається з опису робочих процесів антиблокувальної системи, математичної моделі гальмівного механізму, а також математичної моделі пневматичного гальмівного приводу. Для управління гальмуванням за допомогою антиблокувальної системи застосовано широтно-імпульсну модуляцію тиску. Для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі як при службовому гальмуванні, так і роботі привода в циклічному режимі використовується метод Герца О.В.

Ключові слова: колісний трактор, гальмівна система, пневматичний гальмівний привод, антиблокувальна система.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Методика визначення параметрів контактного теплового акумулятора фазового переходу двигуна у складі комплексної системи комбінованого прогріву / І. В. Грицук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 146–151. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті описана методика визначення параметрів контактного теплового акумулятора з фазовим переходом у складі комплексної системи комбінованого прогріву для зберігання теплової енергії двигуна транспортного засобу або енергетичної установки в міжмінний період. Методика дозволяє повною мірою урахувати умови експлуатації і включає в себе всі процеси роботи контактного теплового акумулятора комплексної системи комбінованого прогріву.

Ключові слова: транспортний засіб, енергетична установка, експлуатація, зберігання теплової енергії, контактний тепловий акумулятор, фазовий перехід, комплексна система комбінованого прогріву.

УДК 629.4-592

Універсальна математична модель пневматичного гальмівного приводу самохідних машин / В. В. Шелудченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 152–158. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-6840.

В роботі наведена універсальна математична модель пневматичного гальмівного приводу, використання якої за рахунок автоматизації процесу дослідження, дозволяє суттєво знизити витрати часу та коштів на проектування гальмівних систем як для двохвісних, так і трьохвісних самохідних машин (колісні трактори, вантажні автомобілі і т.д.). Наведена математична модель складена за методом Метлюка М.Ф. та складається з двох блоків рівнянь. Перший блок рівнянь описує наповнення та спорожнення ємкостей пневматичного гальмівного приводу при наявності у контурі лише однієї вісі. Другий блок рівнянь складено з урахуванням наявності у контурі двох осей.

Ключові слова: самохідна машина, гальмівна система, метод Метлюка М.Ф., пневматичний гальмівний привод.

УДК 629.113

Дослідження дисперсності розпилювання крапель палива факелу бензинової форсунки / М. В. Підгорний, С. О. Кузьменко, Є. О. Роздобудько // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 159–166. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Тенденції до збільшення потужності двигуна, зниження витрат палива, поліпшенню екологічних показників привели до необхідності більш точного дозування палива та оптимізації приготування паливно-повітряної суміші. Саме тому в роботі розроблено методику експериментальних досліджень, виготовлено стенд для досліджень форсунок сучасних автомобілів та проведено необхідну кількість дослідів відповідно до досліджень факела розпилювання паливної суміші. Розв'язано наступні задачі: отримано математичну модель досліджуваного об'єкту у вигляді рівняння множинної регресії; проведено експеримент; подано опис результатів експериментальних досліджень; визначено умови роботи форсунки на яких факел є максимальний.

Ключові слова: форсунка, схема управління форсунками, методика експерименту, параметри роботи двигуна, факел форсунки.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.017

Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях / З.Э. Забелышинский, М.А. Подригало, Е.А. Дубинин // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле- та тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 3–10. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Получены аналитические выражения для коэффициента устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда при повороте, которые позволяют оценить устойчивость против заноса при различном распределении крутящих моментов между мостами. Проведено математическое моделирование устойчивости против заноса шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН и тракторного поезда на его базе в различных дорожных условиях. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых и модернизации находящихся в эксплуатации колесных машин.

Ключевые слова: колесный трактор, тракторный поезд, шарнирно-сочлененный, устойчивость,

дорожные условия.

УДК 629.114.2

Определяющий параметр состояния гидрообъемного рулевого управления трактора / С.А. Лебедев, В.С. Шейн, Н.П. Артемов, И.В. Колесник // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 11–18. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

Систематизированы неисправности и отказы гидрообъемного рулевого управления трактора. Анализируются неисправности и отказы гидрообъемного рулевого управления тракторов по результатам анализа их работоспособности. Обосновывается методология оценки наиболее значимого (определяющего) параметра состояния гидрообъемного рулевого управления. Доказано, что снижение давления жидкости ниже ТУ является определяющим параметром состояния гидропривода рулевого управления. Оцениваются предельно допустимые значения определяющего параметра состояния.

Ключевые слова: трактор, рулевое управление, гидропривод, отказы, определяющий параметр.

УДК 631.372

Идентификация тракторных сельскохозяйственных шин / А. Ю. Ребров // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 19–25. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена методика идентификации тракторных шин с использованием математической модели, построенной на универсальной характеристике шин. Методика позволяет идентифицировать радиальные сельскохозяйственные тракторные шины по ряду показателей, в том числе и норме слойности, а также использовать математическую модель для решения задач теории трактора в статической и динамической постановках. Для идентификации используются данные производителей относительно контурной площади пятна контакта пневматической тракторной шины с жестким основанием при номинальной радиальной нагрузке.

Ключевые слова: тракторная пневматическая сельскохозяйственная шина, норма слойности шины.

УДК 621.318

Возбуждаемые усилия в инструменте с прямым пропусканием тока для рихтовки кузовных панелей автомобилей / Д. О. Волонцевич, Ш. В. Аргун // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 26–30. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Работа посвящена численным оценкам влияния ширины распределения токов в электродинамических инструментах, которые предназначены для рихтовки металлических обшивок автомобильных кузовов. Полученные оценки позволяют связать геометрию конструктивных составляющих инструмента с глубиной устраняемой вмятины в смысле эффективности силового воздействия. Данные оценки определяют рекомендации по выбору основных параметров электродинамического инструмента рихтовки для устранения вмятин соответствующего размера с кузовной панели автомобиля.

Ключевые слова: магнитно-импульсная рихтовка, электромагнитная сила притяжения, ремонтные технологии, удаление вмятин.

УДК 629.33:629.3.048.8

Построение архитектуры интеллектуальной системы управления адаптивного головного света автомобиля на основе интернет-технологий / О. Я. Никонов, В. О. Баранова // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 31–35. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Современные высокотехнологичные фары автомобилей существенно повышают уровень дорожной безопасности. Адаптивная система переднего освещения становится все более популярной сегодня. При моделировании системы управления автовыравнивания очень важно обеспечить ее функциональность и сравнить реальный выход системы. В данной статье рассмотрены составляющие компоненты интеллектуальной системы переднего освещения автомобиля и разработана архитектура системы на основе интернет-технологий.

Ключевые слова: интеллектуальная система управления, фары, автомобиль, дорога, адаптивная система переднего освещения.

УДК 629.33-585.862:621.789

Богатчук И.М., Прунько И.Б. Реставрация поверхностей шипов крестовин карданных валов автомобилей с помощью электроискрового наращивания / И.М. Богатчук, И.Б. Прунько // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- та тракторостроение. – Х. : НТУ. «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 36–41. – Библиогр. : 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Обоснована целесообразность использования электроискрового наращивания для восстановления размерных параметров и эксплуатационных свойств шипов крестовин карданных валов. Разработан оправку для микроскопических исследований слоя, полученного методом электроискрового наращивания на цилиндрическую поверхность. Проведено замера твердости полученного слоя и сделаны выводы относительно эксплуатационных свойств отреставрированной поверхности.

Предложен способ восстановления и упрочнения изношенных рабочих поверхностей шипов крестовин карданных валов, пригодный для применения в условиях авторемонтных мастерских предприятий нефтегазового технологического транспорта.

Ключевые слова: крестовина, карданный вал, обработка, электроискровое наращивание, восстановление.

УДК 629.083:621- 113

Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / А. И. Назаров, И. А. Назаров, В. И. Назаров // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 42–50. – Библиогр.: 20 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена математическая модель оценки вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля при экстренном торможении на горизонтальном участке дороги с фиксированным радиусом кривизны и учетом аэродинамических возмущающих факторов. Установлено, что осевые тормозные силы автомобиля, определяемые по классическим зависимостям, не учитывающим действие аэродинамических составляющих, распределяются не в строгом соответствии с их действительными нормальными реакциями. Сделаны выводы о том, что при экстренном торможении легкового автомобиля в таком случае имеется запас (до 15%) по увеличению тормозного момента на колесах задней оси, реализовать который возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил, что повысит безопасность дорожного движения.

Ключевые слова: легковой автомобиль, экстренное торможение, вертикальная реакция, аэродинамический фактор, фиксированный радиус кривизны.

УДК 656.13

Интеграция процедуры нормирования и учета горюче-смазочных материалов в систему виртуального предприятия автомобильного транспорта / В.П. Волков, С.И. Кривошапов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 51–57. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье предложена система программных и аппаратных средств по определению расчетных и фактических значений расхода топлива транспортных машин. Рассмотрены принципы построения автоматической системы управления на предприятиях автомобильного транспорта. Проанализированы способы и технические средства измерения расхода топлива в условиях движения автомобиля. Приведены принципы построения разработанной программы по нормированию и учету горюче-смазочных материалов. Дано описание структуры программы и базы данных. Указаны пути интеграции разработанного программного обеспечения в единую информационную среду виртуального предприятия.

Ключевые слова: предприятия автомобильного транспорта, расход топлива, нормирование топлива, автомобили, программное обеспечение, компьютерные сети, навигация, датчики расхода топлива.

УДК 621.318

Предпусковой подогреватель для бензиновых двигателей. особенности применения / А. В. Гнатов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 58–63. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ особенностей применения предпусковых подогревателей для бензинового двигателя. Подробно рассмотрены наиболее распространенные типы предпусковых подогревателей для бензинового двигателя. Указаны их основные преимущества и недостатки при применении. Показано, что предпусковой подогреватель не только защищает двигатель от преждевременного износа, облегчает

запуск, но также существенно экономит топливо, которое автомобиль потребляет при работе на холостом ходу.

Ключевые слова: предпусковой подогреватель двигателя, подогрев двигателя, пуск двигателя, аккумуляторная батарея, ток холодной прокрутки.

УДК 629.017

Влияние дисбаланса задних ведущих колес на устойчивость автомобиля/ М.А. Подригало, Д.М. Клец, Р.Ю. Сальников // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 64–70. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Определен максимально допустимый дисбаланс задних ведущих колес в зависимости от максимально допустимого угла рыскания автомобиля. Получены аналитические выражения позволяющие определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес. На примере автомобиля КраЗ-6322 определено, максимально допустимый дисбаланс на колесах автомобиля. Предлагаемый метод нормирования дисбаланса задних колес автомобилей учитывает не только массу и радиус колеса, но также и геометрические размеры автомобиля и упругие характеристики шин.

Ключевые слова: автомобиль, дисбаланс, угол рыскания, устойчивость.

УДК 629.3.504

Совершенствование системы технического обслуживания автомобилей /Ан.В. Бажинов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия:Автомобиле - и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 71–75. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложен энергетический метод управления периодичностью технического обслуживания автомобилей, который заключается в аналитическом методе оценки потребности в запасных частях и принципиально отличается тем, что математическая модель оценки потребности в запасных частях базируется на скорости изнашивания сопряженных силовых агрегатов, учитывающая энергетические затраты на выполнение транспортной работы, а также индивидуальные особенности и техническое состояние конкретной транспортной машины.

Ключевые слова: автомобиль, топливо, периодичность, метод, пробег.

УДК 629.113

Оценка перспективности применения альтернативных топлив в технологических транспортных средствах / В.И.Захарчук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 76–81. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Приведены результаты расчетных исследований перспективности применения альтернативных моторных топлив в средствах технологического транспорта методом комплексной оценки энергетических свойств, экологической безопасности и экономической эффективности эксплуатации транспортного средства. Предложенная методика позволяет оценить показатели транспортного средства при его работе на разных допливах за одним комплексным показателем (общим критерием), что значительно упрощает выбор топлива.

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

УДК 629.33.03: 621.43

Обеспечение стабильности экологических характеристик автомобиля, оснащенного каталитическим нейтрализатором, в условиях эксплуатации / С.В. Шапко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Експлуатація і техніко-економічні показники автомобілів та тракторів. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 82–88. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Разработан метод расчета экологических показателей автомобиля, который учитывает необходимые очистные свойства каталитического нейтрализатора при необходимости его установки с учетом требований стандартов, на выполнения которых ориентирован автомобиль. Предложен перечень показателей, по которым оцениваются изменения очистных свойств нейтрализатора в условиях эксплуатации автомобиля. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают предложенные и запатентованные конструкционные решения по обеспечению стабильности экологических характеристик автомобиля с каталитическим нейтрализатором.

Ключевые слова: автомобиль, каталитический нейтрализатор, отработавшие газы, стабильность экологических характеристик.

УДК 656.084

Концептуальные основы повышения эффективности автотехнической экспертизы ДТП / А. А. Кашканов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 89–95. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Проанализировано современное состояние и тенденции развития автотехнической экспертизы ДТП, существующие критерии оценивания качества расследования аварийных ситуаций. Предложены пути повышения эффективности экспертизы ДТП на основе принятия решений по концепции системного анализа и использования модульной технологии синтеза, которая предоставляет средства для автоматизации компонентного проектирования интегральной системы автотехнической экспертизы ДТП любого уровня сложности и качества из стандартных модулей, обеспечивает высокую гибкость системы при изменении условий ее функционирования.

Ключевые слова: система водитель-автомобиль-дорога-среда, минимизация неопределенности, повышение эффективности, принятие решений, экспертиза дорожно-транспортных происшествий.

УДК 629.3.082.2

Фирменный автосервис в Украине / В. С. Аверьянов, В. И. Обризан // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 96–101. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В данной статье проведен анализ организации фирменного автосервиса, развитие и организация дилерской сети на территории Украины, раскрыта работа дилеров и дистрибьюторов. Поставленные задачи и цели при организации фирменного автосервиса (послепродажного обслуживания). Рассмотрено и сравнительно две принципиально разные формы организации авторизованного автосервиса – европейскую и американскую. Проведен анализ представителей известных мировых производителей автомобилей, которые присутствуют на автомобильном рынке Украины и количественная оценка их дилерской сети.

Ключевые слова: автосервис, автомобиль, дилеры, гарантийное обслуживание, дистрибьютор.

УДК 629.017

Исследование изменения качества моторных масел при их эксплуатации в автобусах малой и средней вместимости / А. А. Сасов, А. А. Коровкин // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 102–107. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования изменения качества моторных масел при их эксплуатации в автобусах малой и средней вместимости, которые позволяют прогнозировать срок эксплуатации моторных масел по его фактическому состоянию для повышения эффективности эксплуатации подвижного состава путем оптимизации срока замены и рационального использования горюче-смазочных материалов. Сделаны выводы о том, что сроки замены моторного масла по пробегу или наработкой, которые рекомендует завод производитель, не всегда достаточно обоснованы. Основные физико-химические показатели качества масла не всегда достигают предельных значений до времени его замены.

Ключевые слова: ресурс двигателя, моторное масло, продукты износа, диэлектрическая проницаемость, щелочное число.

УДК 629.1.07

Анализ возможности применения ГОМТ в многоколесных транспортных средствах / В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, Я. М. Мормило, А. В. Поторока, А. А. Бутылин, С. В. Журавлев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 108–113. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье представлены материалы, указывающие на преимущества применения ГОМТ в многоколесных транспортных средствах на примере его применения в составе БТР-4. Применение бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии является альтернативой, которая сможет объединить достоинства передовых технических решений при приемлемых значениях КПД. Предлагаемая бесступенчатая трансмиссия построена по принципу суммирования механического и гидравлического потоков мощности дифференциалом на выходе и реализует три диапазона, включаемые последовательно, с помощью фрикционных муфт коробки с полной синхронизацией управляющих элементов при управлении насосом.

Ключевые слова: бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, дифференциал, поворот.

УДК 629.114.026

Влияние коэффициента сопротивления движению транспортного средства на особую зону работы двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий типа с дифференциалом на выходе / В. Б. Самородов, Н. А. Митцель, И. В. Яловол // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 114–120. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Установлены и экспериментально подтверждены причины входа и выхода в особую зону работы гидрообъемной передачи в составе двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ) типа с дифференциалом на выходе. Определена связь между давлением нагрузки (коэффициентом сопротивления движению транспортного средства) и шириной особой зоны для ГОМТ с дифференциалом на выходе. Приведены теоретические и экспериментальные данные для пяти нагрузок.

Ключевые слова: трансмиссия, коэффициент сопротивления движению, поток мощности, особая зона, параметр регулирования.

УДК 629.1.032

Оценка возможности использования магнитореологичних эластомеров в качестве упругих элементов подвески транспортных средств / В.В. Дущенко, А.Н. Агапов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 121–126. – Библиогр.: 10 названий. ISSN 2078-6840.

Проведен анализ физико-химических свойств и характеристик магнитореологичних эластомеров и диапазона изменения их модуля упругости и модуля сдвига. Рассмотрено влияние параметров магнитной части и эластомерной матрицы и наличие побочных эффектов. Сделан вывод о возможности применения данных эластомеров в качестве упругих элементов с управляемыми характеристиками в подвеске транспортных средств. Намечены направления дальнейших исследований с целью учета специфики эксплуатации транспортных средств и создания работоспособных узлов.

Ключевые слова: магнитореологический эластомер, упругий элемент, подвеска, модуль упругости, модуль сдвига, магнитное поле, деформация, анизотропные свойства, управление.

УДК 621.74

Внедрение оксикарбонитрирования взамен твердого хромирования О.М. Коробочка, О.Г. Чернета, Р.Г. Волощук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 127–132. – Библиогр.: 11 названий. ISSN 2078-6840.

В данной работе рассматривается: исследование и освоение новой низкотемпературной химико-термической обработки (оксикарбонитрирования), взамен хромирования для деталей: шток амортизатора; крышка цилиндра; плунжера рабочего домкрата. Сущность процесса заключается в создании на поверхности деталей слоя, обогащенного азотом и углеродом с последующим его контролируемым окислением. Проведенные сравнительные коррозионные испытания, а также испытания на износ показали значительное увеличение коррозионной стойкости и повышенную износостойкость деталей после оксикарбонитрирования по сравнению с деталями, подвергнутыми твердому хромированию.

Ключевые слова: оксикарбонитрирование, испытания, микротвердость, микроструктура, износ.

УДК 629.4-592

Математическая модель тормозной системы колесного трактора Fendt 936 Vario / А.И. Бондаренко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 133–145. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе приведена математическая модель тормозной системы, которая состоит из описания рабочих процессов антиблокировочной системы, математической модели тормозного механизма, а также математической модели пневматического тормозного привода. Для управления торможением с помощью антиблокировочной системы использована широтно-импульсная модуляция давления. Для описания переходных процессов в пневматическом тормозном приводе как при служебном торможении, так и работе привода в циклическом режиме, используется метод Герца Е.В.

Ключевые слова: колесный трактор, тормозная система, пневматический тормозной привод, антиблокировочная система.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Методика определения параметров контактной тепловой аккумулятора фазового перехода двигателя в составе комплексной системы комбинированного прогрева / И. В. Грицук //

Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 146–151. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье описана методика определения параметров контактного теплового аккумулятора с фазовым переходом в составе комплексной системы комбинированного прогрева для хранения тепловой энергии двигателя транспортного средства или энергетической установки в межсезонный период. Методика позволяет в полной мере учесть условия эксплуатации и включает в себя все процессы работы контактного теплового аккумулятора комплексной системы комбинированного прогрева.

Ключевые слова: транспортное средство, энергетическая установка, эксплуатация, хранение тепловой энергии, контактный тепловой аккумулятор, фазовый переход, комплексная система комбинированного прогрева.

УДК 629.4-592

Универсальная математическая модель пневматического тормозного привода самоходных машин / В. В. Шелудченко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 152–158. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе приведена универсальная математическая модель пневматического тормозного привода, использование которой за счет автоматизации процесса исследования, позволяет существенно снизить расходы времени и средств на проектирование тормозных систем как для двухосных, так и трехосных самоходных машин (колесные трактора, грузовые автомобили и т.д.). Приведенная математическая модель составлена по методу Метлюка Н.Ф. и состоит из двух блоков уравнений. Первый блок уравнений описывает наполнение и опорожнение емкостей пневматического тормозного привода при наличии в контуре лишь одной оси. Второй блок уравнений составлен с учетом наличия в контуре двух осей.

Ключевые слова: самоходная машина, тормозная система, метод Метлюка Н.Ф., пневматический тормозной привод.

УДК 629.113

Исследование дисперсности распыления капель топлива факела бензиновой форсунки / Н.В. Подгорный, С. О. Кузьменко, Е. А. Роздобудько // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 8 (1117). – С. 159–166. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Тенденции к увеличению мощности двигателя, снижение расхода топлива, улучшению экологических показателей привели к необходимости более точного дозирования топлива и оптимизации приготовления топливно-воздушной смеси. Именно поэтому в работе разработана методика экспериментальных исследований, изготовлено стенд для исследований форсунок современных автомобилей и проведено необходимое количество опытов исследования факела распыления топливной смеси. Решены следующие задачи: получена математическая модель исследуемого объекта в виде уравнения множественной регрессии; проведен эксперимент; дано описание результатов экспериментальных исследований; определены условия работы форсунки на которых факел является максимальный.

Ключевые слова: форсунка, схема управления форсунками, методика эксперимента, параметры работы двигателя, факел форсунки.

ABSTRACTS

Estimation of the articulated wheel tractor and tractor train stability under a variety of road conditions / Z. Zabelyshinskiy, M. Podryhalo, Ye. Dubinin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 3–10. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

The analytical expressions for the stability coefficient of the articulated wheel tractor and tractor train when turning, which allow to evaluate the resistance to skidding under different torque distribution between the axles were obtained. The analysis of stability coefficient dependences of the articulated tractor and tractor train from the coefficient of general torque distribution at turning in heavy road conditions showed that at inclusion of only one front-drive tractor axle the higher values of stability coefficient are provided, than at inclusion of only one rear-drive axle. At inclusion of both the front- and rear-drive axles the stability coefficient is higher than at inclusion of only one rear-drive axle, but it is less than at inclusion of one front-drive axle. The results obtained can be used at design of new and modernization of wheeled vehicles in operation.

Key words: wheeled tractor, tractor train, articulated, stability, road conditions.

Defines the parameters of the state of hydrostatic steering tractor/ S.A. Lebedev, V.S. Shein, N.P. Artyomov, I.V. Kolesnik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 11–18. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.

Systematized faults and failures hydrostatic steering tractor. ANALYSIS-ryutsya faults and failures hydrostatic steering tractors on the analysis of their performance. Justified methodology for assessing the most significant (defined) pa-state parameter gidroobemnogo steering. It is proved that the pressure drop is below the specifications is the determining parameter of state hydraulic drive steering. Assessing the-limit values are determining parameter state.

Keywords: tractor, steering, hydraulic drive, failures, determining parameter.

Farm tractor tires identification / A. Yu. Rebrov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 19–25. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

This article presents the method of farm tractor tires identification with using a mathematical model based on the universal characteristics of tires. The technique allows to identify the agricultural tractor tire on a number of indicators, including ply rating, and use a mathematical model to solve the problems of the tractor theory in the static and dynamic performances. For identification used producers data regarding gross flat plate area or footprint area of pneumatic tractor tire with a rigid road with a nominal radial load. Footprint area of agricultural tractor tires with a R-1, R-1W and R-2 tread pattern presented in the manufacturer information. It corresponds to the speed category (speed index) A6, which is used for the field operation with high torque, rated load and corresponding inflation pressure. The identification of coefficients of pneumatic tractor tire mathematical model produced from the condition of equivalence of calculated and declared by the manufacturer tire footprint area.

Keywords: agricultural tractor pneumatic tire, tire ply rating.

Excited by the efforts of the tool with direct transmission of power to the straightening of body panels of cars / D. O. Volontsevich, Sh.V. Argun // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 26–30. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The work is devoted to numerical assessments of the impact of the width of the distribution of currents in the electrodynamics instruments straightening metal plating of automobile bodies. Those tools allow for restoration of the damage (dents) on the surface outside the automobile body without disassembling. The largest value force takes place at a sufficiently small transverse size distribution of currents flowing. The estimates obtained allow us to link the geometry of the structural make up of existing tool with depth fixed dents in the sense of the effectiveness of force. These assessments determine recommendations on the choice of the main parameters of electrodynamics' straightening tool for removing dents suitable size with the vehicle body panel. This article shows that the force of gravity decreases with increasing width of the conditional distribution of the current.

Key words: electromagnetic-pulse forming, electromagnetic attractive force, repair technologies, dent removing.

Construction architecture of intelligent control system of adaptive headlight car based on Internet technologies / O. J. Nikonov, V. O. Baranova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 31–35. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The highest fatal traffic accident rate occurs on curved roads at nighttime. In most cases, the late recognition of objects in the traffic zone plays a key role. These facts point to the importance of the role of automobile forward-lighting systems. In order to provide enhanced nighttime safety measures, this work aims to design and build a prototype of steerable headlights by adapting a conventional static headlamp with a very close eye on cost and reliability. Components that are easily available in the market and suitable for developing a steerable headlight system were tested. Different kinds of tests were done on critical parts of the system in order to determine its accuracy, its response time, and the system impact. Finally, the results acquired from these various tests will be discussed. Any findings and changes that should be made are discussed and may be useful for future development. Modern high-tech car headlights greatly increase the level of road safety. Adaptive front-lighting system is becoming more and more popular today. Beginning in the 2000s, there was a resurgence in interest in the idea of moving or optimizing the headlight beam in response not only to vehicular steering and suspension dynamics, but also to ambient weather and visibility conditions, vehicle speed, and road curvature and contour. In the simulation control system Auto-Align is very important to ensure its functionality and to compare the actual output of the system. This article describes the component parts of the intellectual front-lighting systems of the car, as well as the principle of the functional circuit.

Keywords: intelligent control system, headlights, vehicle, road, adaptive front-lighting system.

Restoration surfaces thorns frogs cardan shafts using electro-building / I.M. Bogatchuk, I.B. Prunko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 36–41. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The expediency of using electro-building to restore dimensional parameters and performance properties of thorns frogs driveshafts. Developed mandrel microscopic studies layer obtained by electro-capacity cylindrical surface. A measurement of the hardness of the resulting layer and draw conclusions on the performance properties of the restored surface. Since the electric-heat treatment does not cause significant amounts of basic metal parts, so there are no deformities and changes in the structure of the base metal. The presence of micropores on the outer surface of the machined parts contributes to the maintenance of oil, and therefore improves the tribological properties of the surface. Based on the research structure of extension layers obtained using different modes of electric-treatment, found that by using electrodes T15K6 and BK8 maximum thickness of the layers was 300 mm, the microhardness of about 10 GPa, obtain their energy by a single pulse of 0.42 and 0, 75 J. tool vibration and frequency of 250 ± 50 and 125 ± 25 Hz, respectively. These modes of treatment is most suitable for restoring worn out surfaces thorns frogs driveshafts.

Together with the ease of processing used for electric equipment, this method of restoration can be recommended for use in workshops.

Keywords: crosses, propeller shaft, processing-tension building, restoration.

Redistribution reactions vertical RV car moving in the air flow along a horizontal road with fixed radius of curvature / A. I. Nazarov, I. A. Nazarov, V. I. Nazarov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 42–50. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

A mathematical model for evaluating vertical reactions on the wheels of a car not equipped with anti-lock systems, emergency braking on level ground with a fixed radius of curvature and taking into account the aerodynamic disturbing factors. As aerodynamic disturbing factors taken action drag car down force of the car and the side force of the wind. It is found that the axial braking forces of the car, as assessed by the classical dependence, not taking into account the aerodynamic effects of disturbing factors, not distributed in strict accordance with their actual normal reactions. This is due to the fact that the classical theory of movement of cars aerodynamic disturbing factors are neglected due to their insignificance. The conclusions that the emergency braking of the car in this case we have not taken into account the stock braking torque on the wheels of the rear axle (up to 15%), to realize that possible when the dynamic brake-power, which will increase road safety.

Keywords: car, emergency braking, the vertical reaction aerodynamic factors, a fixed radius of curvature.

Integration of regulation and registration procedures of fuels and lubricants in virtual enterprise of road transport / V.P. Volkov, S.I. Krivoschapov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 51–57. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The paper proposes a system of hardware and software to determine the calculated and actual values of fuel consumption vehicles. The principles of building automatic control systems for road transport enterprises. For operational management and obtain information about the state of machines is proposed to use the wireless positioning system and data communication. Explore ways and technical means measuring of fuel consumption in the conditions of driving. Developed principles of building program for rationing and accounting of fuel and lubricants. The main parameters of the route, such as: coordinates of the destinations and operation time and distance on the route and the average speed and fuel consumption, is removed with a GPS-tracker and is transmitted to the processing center by GSM communication channel. Given a description of the structure of the program and database. Were developed the ways of integration of the software into a unified information environment of virtual enterprise. Actual and theoretical fuel used to evaluate the technical condition of the vehicle and the planning of prophylactic and repair works. The results program operation are used to calculate the the technical and economic and financial performance indicators company.

Keywords: companies of road transport, fuel consumption, fuel rationing, cars, software, computer networks, navigation, sensors of fuel consumption.

Starting preheater for gasoline engine. application features / A.V. Hnatov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 58–63. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Engine pre-heater is destined for car engine pre-heat without its starts in cold weather. Besides, some types of engine pre-heaters can provide heating of car passenger compartment. In addition to comfort, saving time and health pre-heater brings economic benefits. Perhaps the most low-observable, but the greatest virtue of

pre-heaters is that they increase of engine life significantly. Pre-heaters are installed on both gasoline and diesel engines. The analysis of application features of pre-heaters for the gasoline engine has been provided. The most common types of the gasoline engine pre-heaters are considered in detail. The main advantages and disadvantages of their use are presented. It is shown that the pre-heater is not only protects the engine from early run-out, eases start, but also significantly saves fuel that the car consumes when running at idle.

Key words: engine preheater, engine heating, engine start, battery energy storage, current of cold idling.

Influence of imbalance rear drive wheels on the stability of the vehicle / M.A. Podrigalo, D.M. Klets, R.J. Salnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 64–70. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

The presence of driving-wheels disbalance is entailed by worsening of operating (functional) automobile properties. Wheels disbalance has the most influence on automobile stability and handling. In this work it is defined an intercommunication between the driving-wheels disbalance size and by the parameters of automobile vibrations in a road plane, caused by the indicated disbalance. Analytical expressions, relating the size of wheels disbalance with the corner of automobile prowling are obtained. At automobile motion on a highway with even coverage directing wheels can accomplish vibrations from forces arising up at wheels disbalance presence. These vibrations take place both in horizontal and in vertical planes and are fully appropriate. If wheel rotation frequency will coincide with the system own frequency, then there are resonance and vibrations amplitudes will grow to the large sizes. Researches of tires and wheels disbalance influence on the automobile dynamics are in many works. It is certain that although on automobile stability and dirigibility large influence renders the disbalance of directing forewheels, but also the disbalance of back wheels can also influence on machines dynamics and reliability.

Keywords: car, imbalance, angle yaw, stability.

УДК 629.3.504

Improving the system of vehicle maintenance/An.V.Bazhinov// Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 71–75. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

An energymanagement methodperiodicallymaintenance of vehicles, whichisan analyticalmethod for estimating thedemand forspareparts andis fundamentally differentin that themathematicalmodel for evaluatingthe need forspareparts is based on thewear rateof conjugatedpowertrains,which takes into accountthe energycosts of meeting thetransportoperation, as well as individual characteristicsand condition ofthe particularvehicles.Oneof the most difficultissues is theregular training ofreliable dataon the assessment ofneedsfor spare parts forvehicles.Therefore, the problemof optimal control ofthe needfor spare parts is closely linkedwith the creation ofthe automated complextaskson the storage andanalyticalprocessing of statistical dataon the actualneeds, supply and consumptionof spare partsat all levelsof government.The lack ofcomprehensive, accurate, correctlyreflecting the true stateof informationabout the volume, nomenclature andplaces of storageof spare parts is, as a rule,to the accumulationof excessiveresidues andmakes it impossible forsuppliersto properly evaluatethe need forreplacement parts, reducing the simpletransport vehiclesto be repaired.

Keywords: car, fuel, frequency, method, mileage.

Assessing the prospects of alternative fuels in the process vehicleless/V.Zakharchuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 76–81. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The results of computational research of prospects of using alternative motor fuels in the transport are processed by means of a comprehensive assessment of the energy properties and ecological safety of the vehicle, and efficiency of operation. Technical adaptation of engine is measured by its energy and fuel-economic indicators, composite index, ecological safety is assessed considering the emissions of harmful substances, their maximum permissible concentration and hazard class, economic efficiency is estimated by the operating criteria of economic efficiency, which is calculated considering the payback period on investment for renovation machinery and annual economic effect of the use of alternative motor fuels. The highest overall selection criteria has natural gas in case of use of a converted diesel gas engine, the smallest value has biodiesel. The technique allows to evaluate the performance of the vehicle for its work on different fuels on a composite index (total consideration), which greatly simplifies the choice of fuel.

Keywords: alternativemotor fuel, vehicle, ecological indices.

The stability of the ecological characteristics of a vehicle equipped with a catalytic converter in conditions / S.V. Shapko Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 82–88. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The method of calculation of environmental performance vehicle with a catalytic converter, the algorithms which take into account the requirements of national and international standards, planned frequency of maintenance of the vehicle, minimizing equipment costs vehicle neutralizer and its service. They can be used at the design stage of the vehicle or equipment by serial converter of the vehicle. The proposed list of indicators used to assess changes in treatment properties of the converter during operation of the vehicle. Experimental studies confirm the proposed and patented designs for stability of the ecological characteristics of a car with a catalytic converter. The desired coefficient of purification catalytic converter must consider the admissible emission standards for each component, the deterioration of ecological indicators for the period of vehicle operation between technical services, as well as the deterioration of the purification properties of the catalyst after each subsequent regeneration. Solving the problem this way, you can develop the design of the neutralizer with a minimal but sufficient amount of the catalyst for purification of exhaust gases to the level of the applicable requirements. This will reduce the cost of equipment neutralizer of the vehicle. Could be another challenge. At the equipment of the vehicle catalytic converter is determined by the stock of environmental indicators on the validity of their deterioration in operation. The value of this stock is compared with the stability and define the allowed mileage. Based on the data, is determined by the frequency of services neutralizer, which should be coordinated with the current frequency of maintenance of the vehicle.

Keywords: vehicle, catalytic converter, exhaust gases, the environmental stability characteristics.

Conceptual bases of efficiency increase of road traffic accidents examinations / A. A. Kashkanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 89–95. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

The modern state and progress of motor-vehicle examination of traffic accidents trends, existent criteria of evaluation of quality of investigation of emergency situations is analysed. The ways of efficiency increase of traffic accidents examination are offered on the basis of making decision after conception of systems analysis and use of synthesis module technology of system objects. Due to moduleness, the integral system of traffic accidents examination is offered provides high quality of realization of examination : research complexity, high flexibility for adaptation to the different terms, economy due to the cutback of spending, efficiency through possibility of operations automation of the same type character and gives facilities for a component computer-aided of the system of any level of complication and quality design from the standard modules by analogy with the stowage of computers, cars or programmatic complexes from the prepared blocks which are named stuff wares. The process of collection of information about the modules and their standardization is difficult enough and labour intensive. However in future it provides possibility quickly to create the new integral system of motor-vehicle examination of traffic accidents or modify it in accordance with the change of terms and requirements at investigation of circumstances of certain emergency situation.

Keywords: the system a driver-car-road-environment, minimization of vagueness, increase of efficiency, making decision, examination of road traffic accidents.

Firm car-care center in Ukraine / V. S. Averyanov, V. I. Obrizan // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 96–101. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Today car-care center in Ukraine – prestige and intensively developing business. It is conditioned by the considerable annual increase of park of cars, is relative by small investments, by the rapid return of capital, considerable, is besides permanent by growing demand. However, in spite of stormy rates of development of car-care center, while it is early to speak about satisfaction of demand on its services. At first, a car-care center is developed mainly in large town – wherein cars are concentrated and an economic and production infrastructure is developed. Secondly, about 70% technical service stations are only some similarity of that must reflect essence of car-care center from point of technical equipment, qualifications of personnel, qualities of spare parts, work with a clientele. Our motor-car market is on the stage of development and substantially differs from the stable motor-car market of Western Europe. In the structure of business-interests the sale of cars prevails at the motor-car market of Ukraine. Volumes and rates of sales are annually multiplied. Development of car-care center falls behind from the necessities of market, because the rates of development of autoservice enterprises objectively can not correspond to the growth rates of park, and also because business is not interested in creation of such enterprises from more low profitability of car-care center on comparison with the sale of cars. This objective economic situation conduces to growth of deficit of car-care center, decline of its quality and deformation of suggestion. The analysis of organization of firm car-care center, development and organization of

dealer network on territory of Ukraine is conducted in the given article, work of dealers and distributors is exposed. Put tasks and aims during organization of firm car-care center (posleprodagnogo service). It is considered and comparatively two of principle different forms of organization of the authorized car-care center – European and American. The analysis of representatives of the known world producers of cars which are present at the motor-car market of Ukraine and quantitative estimation of their dealer network is conducted.

Keywords: car-care center, car, dealers, guarantee service, distributor.

The research of quality change of motor oil during their use in buses of low and medium capacity/ O.O. Sasov, A.A. Korovkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 102–107. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Theoretical and experimental studies of changes in the quality of motor oil in their operation in low and medium buses capacity have been conducted which let predict the lifetime of motor oil in its actual condition to improve operational efficiency of rolling stock by optimizing the replacement term and rational use of fuels and lubricants. Optimizing term of motor oils replacement essentially depends on their initial potential of physical and chemical properties and the rate of its depletion, conditions of buses exploitation and spoilage indicators of quality that reflect the actual state of lubrication during operation of the bus. Diagnosing the motor oil quality on the dielectric constant it can be asserted about the actual state of operated oil than about the mileage (km) or elaboration (hours). Knowing the limited and measured permeability of values we can predict another term of oil diagnosing or replacing. The conclusions have been made about the term of motor oils replacement for mileage or operating time recommended by the plant manufacturer is not always well-proved. Basic physical and chemical properties of oil quality do not always reach the limit values until it changes.

Keywords: life of the engine, engine oil, wear products, dielectric permeability, alkali number.

The analyses Develop the HVMT- from rail-car to APC / V. B. Samorodov, O. I. Derkach, S. A. Shuba, YA. M. Mormilo, A. V. Potoroka, A. A. Butylin, S. V. ZHuravlev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 108–113. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

In article are presented material, pointing to advantage of the using HVMT in transport facility on example of its using in composition BTR-4. Using HVMT is an alternative, which will be able to unite dignity of the leading technical decisions under acceptable importances efficiency. Proposed HVMT is built on principle of the summation mechanical and hydraulic flow to powers by differential on output and realizes three ranges, included consecutively, by means of friction muffs of the box with full synchronizing controlling element when pump governing. To expand the range of power transmission is equipped with a transfer case with the ability to downshift. The velocity of the low gear is halved with respect to the standard, respectively traction doubles. The average value of the efficiency of such a transmission to the most frequently exploited speed modes is expected to reach 0.86 ... 0.89.

Keywords: HVMT, hydrovolumetric transmission, differential, tumbling.

The influence of the drag coefficient of the vehicle on a particular area of work double-split hydrostatic mechanical transmission type with differential output / V. B. Samorodov, N. A. Mittsel, I. V. Yalovol // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 114–120. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Established and experimentally confirmed causes of entry and exit in the special zone (zone of zero efficiency) work hydrostatic transmission composed of double-split hydrostatic mechanical transmission (HVMT) type with differential output. A relation between the pressure load (coefficient of resistance to movement of the vehicle) and a width of a special zone for HVMT with differential output. The theoretical and experimental data for the five loads. Pedlozhen method for determining the width of a particular area using a universal mathematical model Gorodetsky. The theoretical and experimental results confirmed the high accuracy of the model for the modern axial piston hydraulic machines.

Keywords: transmission coefficient of resistance to motion, power flow, a special zone, the control parameter.

Assessing the possibility of the use of elastomers as magnitoreologichnih suspension vehicles / V.V. Dushchenko, A.N. Agapov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 121–126. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The analysis of the properties and characteristics magnitoreologichnih elastomers and their range of variation of the elastic modulus and shear modulus. The influence of the parameters of the magnetic parts and elastomeric matrix and the presence of side effects. Research mahnitoreolohichnyh elastomers are at an early

stage, and stands designed the study, which are more related to electric and magnetic parameters. Insufficiently studied large deformation, resource testing, stability characteristics, energy consumption, the impact on the performance of temperature, humidity and other environmental conditions. It is concluded that the possibility of applying these elastomers as the elastic element with controlled characteristics in a vehicle suspension. You must clearly articulate requirements for physical and chemical characteristics mahnitoreolohichnyh elastomers, to the specifics of their operation.

Keywords: magnetorheological elastomer, resilient element, the suspension, elastic modulus, shear modulus, the magnetic field, deformation, anisotropic properties, management.

Introduction to replace hard chrome plating oksikarbonitrirovaniya O.N. Korobochka, O.G. Cherneta, R.G. Voloshchuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 127–132. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The aim of this work is to study and development of new low-temperature chemical heat treatment (oksikarbonitrirovaniya) instead of chrome plating for details: shock-absorber rod; cylinder cover; plunger working jack. The essence of the process consists in creating on the surfaces of the layer enriched with carbon and nitrogen, followed by a controlled oxidation. Conducted comparative corrosion tests, as well as the wear test showed a significant increase in corrosion resistance and high wear resistance parts after oksikarbonitrirovaniya compared with the items subjected to hard chrome plating. In order to improve the wear resistance within the surface cap molded into an existing design bronze bushing. This process is rather laborious and requires the use of extremely scarce nonferrous metals. To improve the efficiency of the mating parts "shock-absorber rod - cylinder cover" is useful when oksikarbonitrirovani piston rod similar coating used for the cylinder head. Surface treatment of the cylinder head oksikarbonitrirovaniem, would eliminate the costly bronze bushing.

Keywords: oksikarbonitrirovanie, testing, microhardness, microstructure, wear and tear.

Mathematical model of the brake system of the wheeled tractor of Fendt 936 Vario / A. I. Bondarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 133–145. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2078-6840.

The mathematical model of the brake system, which consists of description of working processes of the antiblocking system, mathematical model of brake mechanism and also mathematical model of pneumatic brake drive, is resulted in work. For management by braking by the antiblocking system latitudinal-impulsive modulation of pressure, which provides braking and not braking of wheel at permanent duration of cycle and continuous adjustment of correlation of duration of phases of braking and not braking, is used. Such modulation will be realized by the serve on diphasic modulyator of pressure in the brake drive of impulsive signal of permanent frequency and variable skvazhnosty. For description of transitional processes in the pneumatic brake drive of tractor of «Fendt 936 Vario», the feature of which there is that he consists of two independent contours related to the brake faucet: an overhead section with the contour of back bridge is the first contour, lower with the contour of front bridge is the second contour, both at the official braking and to the repetitive operation of drive, the method of Gerts E.V. is used

Keywords: wheeled tractor, brake system, pneumatic brake drive, antiblocking system.

Method of calculating contact heat storage phase transition of the engine in the complex system of the combined warming/ I. V. Gritsuk// Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 146–151. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The article describes the method of determining the parameters of the thermal contact with the battery phase transition in the complex system of combined storage heating heat engine or vehicle power plant in the period between variables. The results are a useful basis for the design of heating motors with thermal battery contact phase transition and adjustment of parameters in the experimental studies and optimization of structural elements. The ultimate goal of the calculation and estimation of parameters of contact thermal power in the complex system of combined heating engine - determination of variable values of parameters that yield the extreme value parameter optimized. It was selected parameter optimization, which is the objective function of a number of variables, calculated by finding its extremum using modern computer technology and programs. The technique allows to fully take into account the operating conditions and includes all processes of contact thermal power complex system of combined heating. The study using thermal contact with the battery phase transition confirmed that, in general, its use in complex systems combined heating advisable for long-term storage of heat engine vehicle and power installation with no engine running in different climatic conditions and configuration features and the use of technology chosen depending on the operational needs and purpose of the engine.

Keywords: vehicle, power installation, operation, storage of heat, contact heat storage, phase transition, a complex system of combined heating.

Universal mathematical model of pneumatic brake drive of self-propelled machines / V. V. Sheludchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 152–158. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-6840.

In work the resulted universal mathematical model of pneumatic brake occasion, use of which due to automation of research process, allows substantially to reduce the charges of time and facilities on planning of the brakes systems both for two axis and three axis self-propelled machines (wheeled tractors, trucks and etc). The resulted mathematical model is made after the method of Metlyka M.F. and consists of two blocks of equalizations. The first block of equalizations describes filling of capacities of pneumatic brake occasion at presence of in a contour only one to the landmark. The second block of equalizations is made taking into account a presence in the contour of two axes. The combined use of the resulted models allows to design work: one - contour drive two axis self-propelled machine at the use of the second block of equalizations, two-contour drive two axis self-propelled machine at the use for each to the contour of the first block of equalizations, two-contour drive three axis self-propelled machine at the use for one to the contour of the first block of equalizations, and for other - second block of equalizations. The resulted mathematical model engulfs all combination of possible flows diagrams of pneumatic brake occasion.

Keywords: self-propelled machine, brake system, method of Metlyka M.F., pneumatic brake drive.

The study of dispersion of droplet of fuel spray plume petrol injectors. / N. Pidhorny, E. Rozdobudko, S. Kuz'menko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 8 (1117). – P. 159–166. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The trend to wards increased engine power, lower fuel consumption, improve environmental performance have led to the need for more precise do sage of fuel optimizing and cooking fuel-airmixture. That is why the work the method of experimental research, made a stand for research injectors modern cars and the required number of experiments conducted according to research cutting torch fuel mixture. On the stand manufactured conducted the required number of experiments that meets planning matrix, there sults presented in the form of pictures and graph sand optimal angles pray nozzle petrol. To achieve the purpose of the investigation they will be solved next tasks:

1. Analysis of existing designs of gasoline nozzles.
2. Preplanning of experimental technique of investigations.
3. Experimental conducting.
4. Description of experimental results.

The paper gives a detailed analysis of existing gasoline injectionsystems. It was preplanned the experimental technique of investigation, produced the necessary test bench. The required number of experiments due to making of researches is conducted. It specified conditions of maximum torch running of the nozzle.

Keywords: nozzle injector control circuit, experimental procedure, the parameter sof the engine, the torch nozzle.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Забелышинский З. Э., Подригало М.А., Дубинин Е.А.</i> Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях.....	3
<i>Лебедев С. А., Шейн В. С., Артьомов М. П., Колесник І.В.</i> Визначальний параметр стану гідрооб'ємного рульового керування трактора	11
<i>Ребров О. Ю.</i> Ідентифікація тракторних сільськогосподарських шин	19

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<i>Волонцевич Д. О., Аргун Щ. В.</i> Возбуждаемые усилия в инструменте с прямым пропусканьем тока для рихтовки кузовных панелей автомобилей	26
<i>Никонов О. Я., Баранова В. О.</i> Построение архитектуры интеллектуальной системы управления адаптивного головного света автомобиля на основе интернет-технологий	31
<i>Богатчук І. М., Прунько І. Б.</i> Реставрація поверхонь шипів хрестовин карданних валів автомобілів за допомогою електроіскрового нарощування	36
<i>Назаров А. И., Назаров И. А., Назаров В. И.</i> Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны	42

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

<i>Волков В. П., Кривошапов С. И.</i> Интеграция процедуры нормирования и учета горюче-смазочных материалов в систему виртуального предприятия автомобильного транспорта	51
<i>Гнатов А. В.</i> Передпусковий підігрівач для бензинового двигуна. особливості застосування	58
<i>Подригало М. А., Клец Д. М., Сальников Р. Ю</i> Влияние дисбаланса задних ведущих колес на устойчивость автомобиля.....	64
<i>Бажинов Ан. В.</i> Совершенствование системы технического обслуживания автомобилей.....	71
<i>Захарчук В. І.</i> Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах.....	76
<i>Шапо С.В.</i> Забезпечення стабільності екологічних характеристик автомобіля, обладнаного каталітичним нейтралізатором, в умовах експлуатації.....	82
<i>Кашканов А. А.</i> Концептуальні засади підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП.....	89
<i>Авер'янов В. С., Обрізан В. І.</i> Фірмовий автосервіс в Україні	96
<i>Сасов О. О., Коровкін А. А.</i> Дослідження зміни якості моторних мастил при їх експлуатації в автобусах малої і середньої місткості	102

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Самородов В. Б., Деркач О. И., Шуба С. А., Мормило Я. М., Поторока А. В., Бутылин А. А., Журавлев С. В. Анализ возможности применения ГОМТ в многоколесных транспортных средствах	108
Самородов В. Б., Мітцель М. О., Яловол І. В. Вплив коефіцієнта опору руху транспортного засобу на особливу зону роботи двохпоточних гідрооб'ємно-механічних трансмісій типу з диференціалом на виході	114
Дущенко В. В., Агапов О. Н. Оцінка можливості використання магнітореологічних еластомірів в якості пружних елементів підвіски транспортних засобів	121
Коробочка О. М., Чернета О. Г., Волощук Р. Г. Внедрение оксикарбонитрирования взамен твердого хромирования	127
Бондаренко А. І. Математична модель гальмівної системи колісного трактора Fendt 936 Vario	133
Грицук І. В. Методика визначення параметрів контактного теплового акумулятора фазового переходу двигуна у складі комплексної системи комбінованого прогріву ...	146
Шелудченко В. В. Універсальна математична модель пневматичного гальмівного приводу самохідних машин	152
Підгорний М. В., Кузьменко С. О., Роздобудько Є. О. Дослідження дисперсності розпилювання крапель палива факелу бензинової форсунки.....	159
Реферати	167