

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 10 (1119) 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. – № 10 (1119). – 196 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 629.114.026

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
И. В. ЯЛОВОЛ, ассистент, НТУ «ХПИ»;
О. И. ДЕРКАЧ, старший преподаватель, НТУ «ХПИ»;
Н. А. МИТЦЕЛЬ, ассистент, НТУ «ХПИ».

АНАЛИЗ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ГИДРООБЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-200

Предложена альтернативная конструкция гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора ХТЗ-200, которая позволит повысить максимальную скорость движения трактора до 16 км/ч с учетом применения серийной коробки передач колесного трактора и минимальных доработок существующего трактора ХТЗ-200. Составлена математическая модель поворота трактора, определены рациональные конструктивные параметры ГОМП и объем гидромашин ГОП, определены значения моментов и угловых скоростей на звеньях трансмиссии трактора.

Ключевые слова: гусеничный трактор, трансмиссия, коробка переключения передач (КПП) механизм поворота, гидрообъемная передача (ГОП), гидрообъемный механизм поворота (ГОМП).

Введение. ГОМП, в сравнении с другими типами механизмов поворота гусеничных тракторов, обладает рядом существенных преимуществ, основными из них являются увеличение и постоянство силы тяги на крюке и как следствие повышение производительности и экономичности МТА [1]. Это обеспечивается дифференциальным перераспределением потоков мощности по бортам трактора за счет сложной кинематической связи двух планетарных механизмов ГОМП с двумя независимыми потоками мощности приходящими от двигателя.

Цель и постановка задачи. На тракторе ХТЗ-200 применяется серийная КПП колесного трактора, что значительно снижает стоимость его производства. Существующая кинематика и конструктивное исполнение механизма поворота не позволяют без доработки конструкции КПП обеспечить максимальную скорость выше 12 км/ч [5], что неприемлемо. Увеличение максимальной скорости трактора до приемлемых 16-18 км/ч возможно только при изменении кинематической схемы механизма поворота. Применение альтернативных конструкций ГОМП на гусеничном тракторе ХТЗ-200 в значительной степени ограничено высокой плотностью компоновки агрегатов существующего трактора, большими объемами его возможных доработок, а также значениями нагрузок и угловых скоростей элементов ГОМП, поэтому при проектировании новой конструкции механизма поворота на этапе выбора кинематической схемы необходимо учитывать все эти факторы. Предложенная в статье альтернативная схема ГОМП (рис. 1) вписывается в существующие габариты трактора ХТЗ-200 и требует минимальных доработок конструкции трактора. Для определения нагрузок и угловых скоростей элементов ГОМП необходимо составить математическую модель, которая позволит провести проектные и проверочные расчеты элементов и определить объем гидроагрегатов ГОП.

Математическая модель. К особенностям данной схемы относятся: применение серийной КПП колесного трактора без раздаточной коробки, применение главных передач с передаточным числом $u_{гп}=45/11=4,091$, ГОП объемом 51 см³. Двигатель DEUTZ TCD 2012 ($w_n=210$ рад/с, $N_n=147$ кВт).

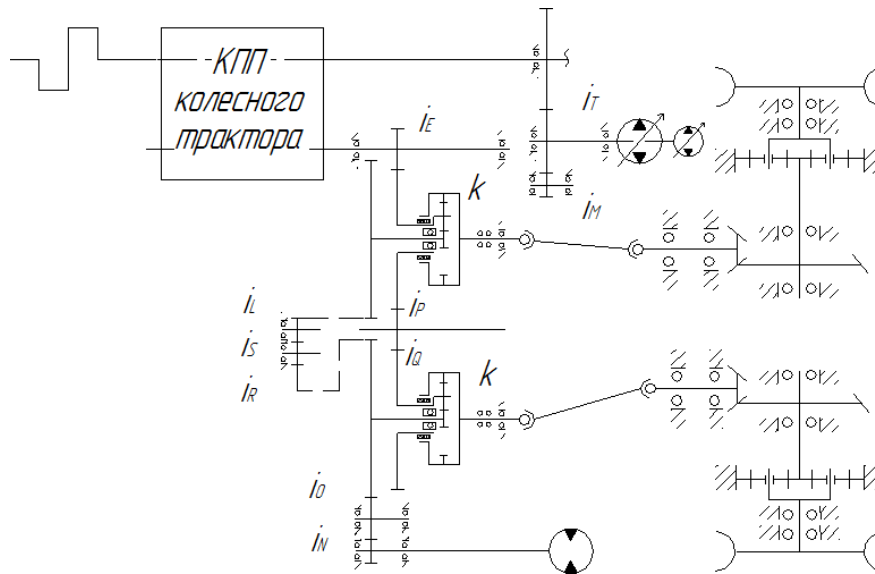


Рисунок 1 – Кинематическая схема трактора с ГОМП

Схема сил действующих на трактор при повороте представлена на рис. 2. Трактор поворачивается относительно центра O с угловой скоростью ω . При этом на трактор действуют: $P_{к1}$, $P_{к2}$, $P_{л1}$, $P_{л2}$ – касательные силы тяги и сопротивления движению на забегающей и отстающей гусеницах; $F_{1\gamma}$, $F_{2\gamma}$ – соответственно боковые силы на забегающей и отстающей гусениц (они возникают в результате боковых скольжений гусениц); $P_{кр}$ – сила тяги на крюке; M_c – момент сопротивления повороту.

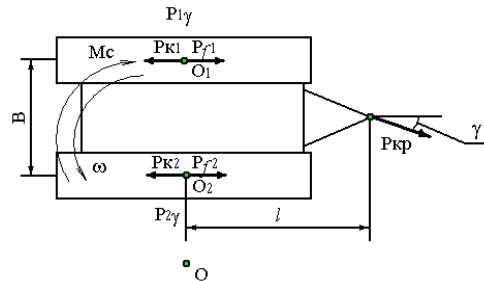


Рисунок 2 – Схема действующих на трактор сил при повороте

Угловая скорость водил и солнечных шестерен планетарных рядов, рад/с:

$$\begin{aligned}w_{в1} &= w_n \cdot i_{кр} \cdot i_E \cdot i_P \cdot i_Q \\w_{в2} &= w_n \cdot i_{кр} \cdot i_E \\w_{с1} &= w_n \cdot i_M \cdot i_T \cdot e \cdot \eta_{ГОПОБ} \cdot i_N \cdot i_O \\w_{с2} &= w_n \cdot i_M \cdot i_T \cdot e \cdot \eta_{ГОПОБ} \cdot i_N \cdot i_O \cdot i_R \cdot i_S \cdot i_L\end{aligned}$$

где e – параметр регулирования ГОП;

$\eta_{ГОПОБ}$ – объемный КПД гидронасоса и гидромотора:

$$\eta_{ГОПОБ} = \left(1 - \frac{K_y \cdot 2\pi \cdot p \cdot (1 + C_y \cdot |w_{ГМ}|)}{\mu_d \cdot D_q^3 \cdot |w_{ГМ}|} \right) \times \frac{1}{1 + \frac{K_y \cdot 2\pi \cdot p \cdot (1 + C_y \cdot |w_{ГМ}|)}{\mu_d \cdot D_q^3 \cdot |w_{ГМ}|}}$$

где C_y, K_y – коэффициенты потерь в ГОП;
 D_y – характерный размер гидромашин;
 μ_d – динамическая вязкость рабочей жидкости ГОП.
 $w_{ГМ}, w_{ГМ}$ – угловая скорость гидронасоса и гидромотора,

$$w_{ГН} = w_n \cdot i_M \cdot i_T$$

$$w_{ГМ} = w_n \cdot i_M \cdot i_T \cdot e$$

Угловая скорость эпициклических шестерен планетарного ряда, рад/с:

$$w_{\Xi i} = \frac{w_{ci} - w_{\Xi i}(1 - k)}{k}$$

где k – внутреннее передаточное число планетарных механизмов, $k = -2,125$
 Угловая скорость ведущих звездочек и линейная скорость движения, рад/с, м/с:

$$w_i = w_{\Xi i} \cdot i_{ГП} \cdot i_{БП}$$

$$v = \frac{w_1 + w_2}{2} \cdot r_z$$

Радиус поворота трактора и угловая скорость поворота, м, рад/с:

$$R = \frac{w_1 + w_2}{w_1 - w_2} \cdot \frac{B}{2}$$

$$w = \frac{w_1 \cdot r_z}{R + \frac{B}{2}}$$

Сила сопротивления на гусеницах, Н:

$$P_{ki} = P_{fi} + P_{\gamma i} + P_{ci}$$

где P_{fi} – силы сопротивления движению возникающие от трения качения и сопротивления на крюке, Н;
 f – коэффициент сопротивления качению, $f = 0,08$;
 $P_{\gamma i}$ – силы сопротивления движению возникающие от момента сопротивления образованного поперечной составляющей силы на крюке, Н.
 P_{ci} – силы сопротивления движению возникающие от момента сопротивления повороту, Н:

$$P_{fi} = R_i \cdot f + \frac{P_{кр}}{2} \cos \gamma$$

$$P_{\gamma i} = \pm \frac{P_{кр} \cdot l_{кр} \cdot \sin \gamma}{B}$$

$$P_{ci} = \pm \frac{M_c}{B}$$

где M_c – момент сопротивления повороту, Нм:

$$M_c = R_{\text{пр}} \cdot \frac{\mu \cdot L}{2}$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту [2]:

$$\mu = \frac{\mu_{\text{max}}}{1 + \xi \left(\frac{R}{B} - 0.5 \right)}$$

где μ_{max} – максимальный коэффициент сопротивления поворота $\mu_{\text{max}}=0,82$ [2],

ξ – коэффициент учитывающий сдвиг грунта $\xi=0,22$ [2]

Моменты сопротивления соответственно на: ведущих звездочках, эпициклических, солнечных шестернях и водилах планетарных механизмов, на валу гидромотора и гидронасоса, а также давление в системе ГОП, Нм, Па:

$$\begin{aligned} M_{ki} &= P_{ki} \cdot r_z \\ M_{ei} &= M_{ki} \cdot \frac{i_{\text{ГП}}}{\eta_{\text{ГП}}} \cdot \frac{i_{\text{БП}}}{\eta_{\text{БП}}} \\ M_{ci} &= \frac{M_{ei}}{\eta_{\text{ТПМв-с}}} \cdot \frac{1}{-k} \\ M_{vi} &= \frac{M_{ei}}{\eta_{\text{ТПМв-в}}} \cdot \frac{1}{-k} \\ M_{\text{ГМ}} &= \left(M_{c1} + M_{c2} \cdot \frac{i_L}{\eta_L} \cdot \frac{i_R}{\eta_R} \cdot \frac{i_S}{\eta_S} \right) \cdot \frac{i_O}{\eta_O} \cdot \frac{i_N}{\eta_N} \\ \Delta p &= \frac{M_{\text{ГМ}} \cdot 2\pi}{Q \cdot \eta_{\text{ГМмех}}} \\ M_{\text{ГН}} &= \frac{\Delta p \cdot Q \cdot e}{2\pi \cdot \eta_{\text{ГНмех}}} \end{aligned}$$

где Q – объем гидромотора, $Q = 51,62 \text{ см}^3$;

$\eta_{\text{ГМмех}}, \eta_{\text{ГНмех}}$ – механический КПД, соответственно, гидромотора и гидронасоса:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ГМмех}} &= 1 - \frac{K_1 |w_{\text{ГМ}}|}{\Delta p} (1 + K_2) - \frac{K_5 (1 + K_4)}{1 + K_1 |w_{\text{ГМ}}| D_q} - \frac{K_8 (1 + K_7)}{\Delta p (1 + K_6 |w_{\text{ГМ}}| D_q)} \\ \eta_{\text{ГНмех}} &= \frac{1}{1 + \frac{K_1 |w_{\text{ГН}}|}{\Delta p} (1 + K_2) + \frac{K_5 (1 + K_4)}{1 + K_1 |w_{\text{ГН}}| D_q} + \frac{K_8 (1 + K_7)}{\Delta p (1 + K_6 |w_{\text{ГН}}| D_q)}} \end{aligned}$$

Суммарный момент сопротивления на валу ДВС и общий КПД трансмиссии, Нм

$$\begin{aligned} M_{\text{Д}} &= \left(M_{v1} \frac{i_Q}{\eta_O} \cdot \frac{i_P}{\eta_P} + M_{v2} \right) \frac{i_E}{\eta_E} \cdot \frac{i_{\text{КПП}}}{\eta_{\text{КПП}}} + M_{\text{ГН}} \frac{i_T}{\eta_T} \cdot \frac{i_M}{\eta_M} \\ \eta_{\text{тр}} &= \frac{M_1 \cdot w_1 + M_2 \cdot w_2}{M_{\text{Д}} \cdot w_n} \end{aligned}$$

Расчеты выполнены в программе MathCAD. Результаты расчета представлены графически на рисунках 3-4.

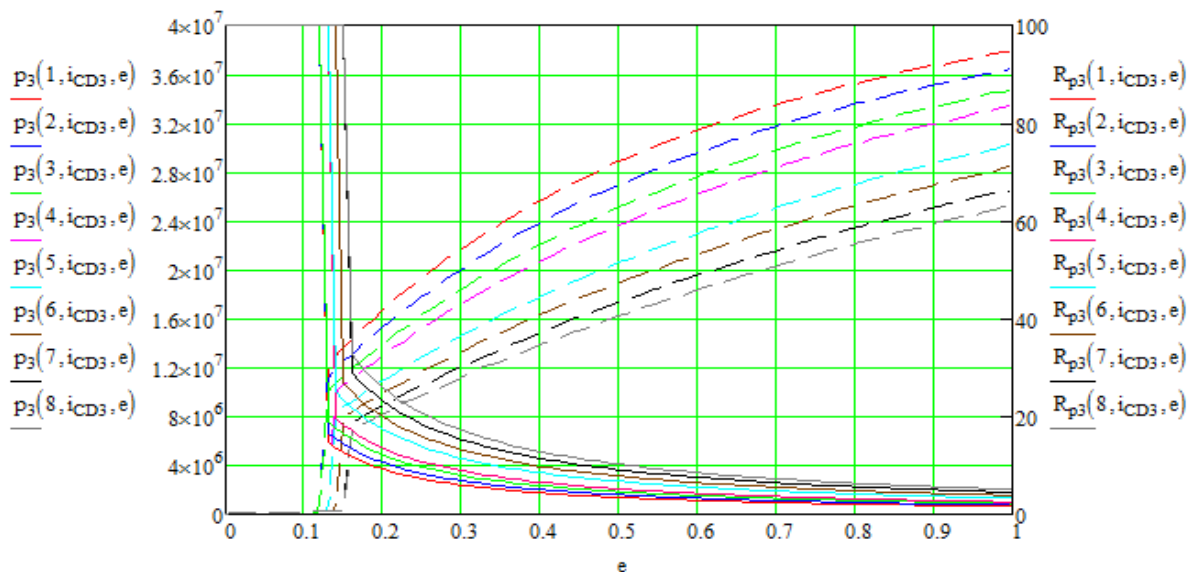


Рисунок 3 – давление в системе ГОМП и радиусы поворота

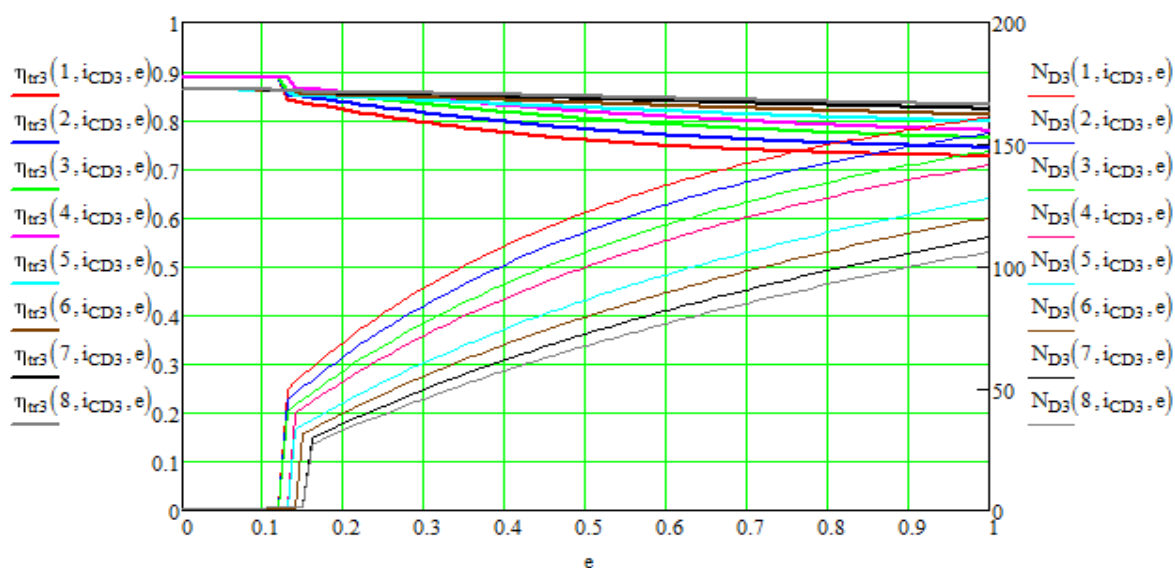


Рисунок 4 – КПД трансмиссии с ГОМП в повороте

Выводы. В статье предложена альтернативная конструкция ГОМП гусеничного трактора ХТЗ-200, позволяющая достичь максимальной скорости 16 км/ч и не требующая существенных доработок трактора. Составлена математическая модель поворота трактора позволяет определить конструктивные параметры ГОМП. Для обеспечения удовлетворительного режима работы ГОП по максимальному давлению, минимальный объем гидромашин должен быть не менее 51 см³. Рекомендуемый объем гидромашин ГОП 71 см³. Также составленная математическая модель позволяет определить значения моментов и угловых скоростей на звеньях трансмиссии, которые в дальнейшем можно использовать для прочностного расчета и расчета на долговечность.

Список литературы. 1. Абдула С. Л. Бесступенчатый механизм поворота гусеничных тракторов ХТЗ / С. Л. Абдула, С. П. Гудзь, З. Э. Забелышинский, В. Б. Самородов // Вести академии инженерных наук Украины – 2006. – № 1(28). 2. Самородов В. Б. Визначення раціональних конструктивних параметрів безступінчастого гідрооб'ємного механізму повороту / В. Б. Самородов, І. В. Яловол // Вісник НТУ «ХПІ» – 2008. – № 58. 3. Александров Е. Е. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, Д. О. Волонцевич, А. С. Палащенко – Х. : ХГПУ. – 1997. – 185с. 4. Самородов В. Б. Математическая модель и результаты моделирования гидрообъемного механизма поворота трактора ХТЗ-200 / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга // Вестник КГПУ. Вып. 3. – Кременчуг. : КГПУ. – 2003. – С.12-17. 5. Отчет о НИР. «Синтез рациональных конструктивных параметров гидрообъемного механизма поворота (ГОМТ) и серийного механизма поворота гусеничных тракторов». Х. : НТУ «ХПИ» – 2006. 6. Самородов В. Б. Состояние вопроса по трактору ХТЗ-200: проблемы и перспективы / В. Б. Самородов // Вестник НТУ «ХПИ» – 2005. – № 13. – С. 28–34. 7. Городецкий К. И. Математическая модель объемных гидромашин / К. И. Городецкий, А. А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17. 8. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, А. Т. Лебедев, В. Б. Самородов [и др.]. – Х. : ХГАДТУ, 2001. – 642 с. 9. Яловол І. В. Безступінчастий планетарний механізм повороту гусеничних самохідних машин / І. В. Яловол, В. Б. Самородов // Державний патент України на корисну модель №30627 від 11.03.2008. 10. Кисточкин Е. С. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. Н. Игнатов, Е. С. Кисточкин [и др.]. // – Л. : Машиностроение. – 1987. – С. 256.

Bibliography (transliterated): 1. S. L. Abdula, S. P. Gudz, Z. E. Zabelyishinskiy, V. B. Samorodov Besstupenchatiy mehanizm povorota gusenichnyih traktorov XTZ Vesti akademii inzhenernyih nauk Ukrainyi No 1(28). 2006. 2. V. B. Samorodov, I. V. Yalovol Vznachennya ratsionalnih konstruktivnih parametrov bezstupinchastogo gidroob'emnogo mehanizmu povorotu Visnyk NTU "KhPI" No 58. 2008. 3. E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, D. O. Volontsevich, A. S. Palaschenko Kolesnyie i gusenichnyie mashyny vyisokoy prohodimosti. In 10 vol. Vol 3: Besstupenchatyie transmissii: raschet i osnovyi konstruirovaniya – Kharkiv. : KhGPU. – 1997. 4. V. B. Samorodov, A. V. Rogov, M. B. Burlyiga Matematicheskaya model i rezultaty modelirovaniya gidroob'emnogo mehanizma povorota traktora KhTZ-200 Vestnik KhGPU. No 3. – Kremenchug. : KhGPU. – 2003. 5. Otchet o NIR. «Sintez ratsionalnyih konstruktivnyih parametrov gidroob'emnogo mehanizma povorota (GOMT) i seriynogo mehanizma povorota gusenichnyih traktorov». Kharkiv. : NTU «KhPI» – 2006. 6. V. B. Samorodov Sostoyanie voprosa po traktoru KhTZ-200: problemy i perspektivy Vesnik NTU «KhPI» – 2005. – No 13. 7. K. I Gorodetskiy, A. A. Mihaylin Matematicheskaya model ob'emnyih gidromashin Vestnik mashinostroeniya. – 1981. – No 9. 8. E. E. Aleksandrov, A. T. Lebedev, V. B. Samorodov [i dr.]. Dinamika transportno-tyagovyih kolesnyih i gusenichnyih mashin – Kharkiv. : KhGADTU, 2001. – 642 p. 9. I. V. Yalovol, V. B. Samorodov Bezstupinchastiy planetarniy mehanizm povorota gusenichnih samohidnih mashin Derzhavniy patent Ukrayini na korisnu model №30627 vid 11.03.2008. 10. O. M. Babaev, L. N. Ignatov, E. S. Kistochkin [i dr.]. Ob'emnyie gidromekhanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovanie – L. : Mashinostroenie. – 1987.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 629.114.2.001

М.П. АРТЬОМОВ д-р техн. наук, проф. ХНТУСГ ім.П. Василенка

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ МОДЕЛЮВАННЯМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

Запропоновано метод визначення динаміки силових характеристик, який дозволяє на основі експериментально отриманих даних лінійних прискорень, з урахуванням геометричних і кінематичних параметрів агрегату визначити реальні результати зміни навантажень і роботи ґрунтообробного агрегату

Ключові слова: динаміка, лінійні прискорення, моделювання, ґрунтообробний агрегат

Вступ. Постійне вдосконалення конструкції тракторів спонукає сільгосптоваровиробників до збільшення швидкості виконання агротехнічних операцій, ширини захвату, що є наслідком збільшення енергонасиченості тракторів – основного тягового енергетичного засобу. Необхідно проводити універсалізацію з метою покращення використання ресурсів (метал, паливо, праця) для забезпечення ефективності їх експлуатації, завдяки збільшенню річного навантаження та зайнятості техніки на протязі календарного року.

Тягово-енергетичні характеристики тракторів мають вирішальне значення в процесі комплектування і використання машинно-тракторних агрегатів (МТА) в господарствах, які займаються рослинництвом. У мобільних сільськогосподарських МТА змінність зовнішніх факторів під час взаємодії робочих органів машин із оброблюваним середовищем (ґрунтом, рослинами) і рушіїв з поверхнею поля визначає складний характер руху окремих точок, що характеризує в значній мірі якість виконання багатьох операцій з обробітку ґрунту (оранка, міжрядна культивуція та ін.).

Через це під час розрахунку і конструювання, а також випробуваннях і дослідженнях мобільні сільськогосподарські агрегати повинні розглядатись як керовані динамічні системи, що складаються із цілого ряду взаємозамінних підсистем. Модель агрегату можна розглядати у вигляді розрахункової механічної системи, яка б найбільш повно відображала реальні умови функціонування агрегату.

Аналіз досліджень і публікацій. Зміна динамічних навантажень відбувається, у більшості випадків, від зовнішніх збурюючих чинників, технічного стану сільськогосподарських агрегатів та енергетичного засобу. Наукові основи досліджень при випробуванні сільськогосподарської техніки були закладені В.П. Горячкіним. У своїх трудах із землеробської механіки він звертав увагу на імовірнісний випадковий характер показників роботи сільськогосподарських агрегатів через змінність зовнішніх впливів [1].

Збільшення вимог до екологічної безпеки, якості виконання робіт, підвищення врожайності, вимагає створення нових технологічних процесів, розробки прогресивних форм організації праці, вдосконалення трактора, як основного енергетичного засобу та технологічної частини МТА.

Основними показниками трактора, що визначають його енергетичну ефективність при агрегуванні із сільськогосподарськими машинами слугує номінальна потужність двигуна N_e^H і експлуатаційна маса m_T . В процесі експлуатації під впливом факторів різного походження можливо порушення роботоздатності

© М.П.Артёмов, 2015

тракторів, що проявляється у зниженні потужності двигуна, зменшення тягового зусилля на різних передачах, збільшення питомої витрати палива, зменшення вантажопід'ємності напівної системи та ін.

Особливості змінного навантаження сільськогосподарських агрегатів вивчали П.М. Василенко, В.Н. Болтінський, А.Б. Лур'є, В.Я. Анілович, Л.В. Погорілий, Г.М. Кутьков, В.Т. Надикто, В.Г. Євтенко та ін.[1,2,3,4].

Мета дослідження. Ефективна комплектація МТА дозволить збільшити продуктивність, зменшити енерговитрати на виробництво сільськогосподарської продукції та її собівартість. Для цього необхідно провести розрахунки щодо ефективного використання потужності двигуна МТА на виконання агротехнологічних операцій та подолання опору сільськогосподарського ґрунтообробного знаряддя.

Матеріали дослідження Для вирішення поставленої мети необхідно розглянути тягові можливості, з одного боку потужність двигуна (активна потужність), а з другої – із потужності, що визначається зчипними властивостями трактора (реактивна потужність).

Як відомо, номінальна ефективна потужність мобільного енергетичного засобу N_e^H витрачається на подолання опору трансмісії N_η , потім витрачається на буксування рушія N_δ , на самопересування трактора N_f , а при наявності ухилу поля – витрачається на подолання підйому N_α . Та активна потужність, що залишилась N_Π^H , може бути реалізована для виконання технологічних операцій у складі МТА, для подолання тягового опору агрегатованих сільськогосподарських машин $N_{кр}$.

Виходячи з розрахунку балансу потужності отримаємо

$$N_\Pi^H = N_e^H - N_\eta - N_\delta - N_f \pm N_\alpha \quad (1)$$

Враховуючи, що
$$N_\eta = N_e^H (1 - \eta_M); \quad (2)$$

$$N_\delta = N_e^H \eta_M \frac{\delta}{100}; \quad (3)$$

$$N_f = \frac{GV}{3,6} f, \quad N_\alpha = \pm \frac{GV}{3,6} \frac{i}{100}, \quad \text{або} \quad N_{f\alpha} = \frac{GV}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right), \quad (4)$$

у розгорнутому вигляді можливо записати

$$N_\Pi^H = N_e^H \eta_M \left(1 - \frac{\delta}{100} \right) - \frac{GV \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}, \quad (5)$$

де η_M - механічний ККД трансмісії енергозасобу, (для колісних тракторів $\eta_M = 0,91 \dots 0,92$; δ - буксування рушіїв трактора, % (для колісних тракторів з формулою 4К2 припустиме буксування $\delta_D = 18\%$; з формулою 4К4 $\delta_D = 15\%$, G -

експлуатаційна вага трактора, кН; f - коефіцієнт опору коченню рушіїв трактора; V - швидкість руху МТА, км/год.; i - ухил поля %.

Разом з тим, реалізація в агрегаті корисної (активної) потужності залежить від здатності рушіїв трактора, які контактують із ґрунтом, передавати необхідну потужність для роботи агрегату (реактивну потужність) N_{μ} , тобто

$$N_{\mu} = \frac{F_{\max} V}{3,6}, \quad (6)$$

де $F_{\max}$ - максимальна сила зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом, кН.

$F_{\max}$ визначається за відомою формулою [7]:

$$F_{\max} = G \lambda \mu, \quad (7)$$

де λ - частка експлуатаційної ваги трактора, що припадає на рушій, (для колісних тракторів з формулою 4К2 - $\lambda = 0,75$; для колісних з формулою 4К4 $\lambda = 1$; μ - коефіцієнт зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом.

Тягова потужність $N_{\kappa p}^{\mu}$ обумовлена зчіпними властивостями трактора, з урахуванням втрат потужності на буксування, самопересування та подолання підйому визначається з виразу

$$N_{\kappa p}^{\mu} = N^{\mu} - N_{\delta} \pm N_{f\alpha} \quad (8)$$

Для визначення необхідної кривокової потужності скористаємось формулами (3), (4) і (7) для підстановки у (8) та після перетворень отримаємо

$$N_{\kappa p}^{\mu} = \frac{GV \left[\lambda \mu - \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \right]}{3,6} - N_{\epsilon}^H \eta_M \frac{\delta}{100}. \quad (9)$$

Зробивши аналіз формул (5) і (9) відслідковується залежність щодо реалізації у агрегаті корисної потужності двигуна трактора N_{Π}^{δ} при збільшенні швидкості руху агрегату зменшується, а тягова потужність, яка залежить від зчіпних властивостей трактора, $N_{\kappa p}^{\mu}$ збільшується. Разом з тим максимальна тягова потужність трактора $N_{\kappa p}^{\max}$ досягається у випадку якщо N_{Π}^{δ} і $N_{\kappa p}^{\mu}$ будуть рівними. Така ситуація можлива у випадку певної швидкості руху агрегату, позначимо її $V_{N_{\kappa p}^{\max}}$. Порівняємо (5) і (9) та після перетворень отримаємо

$$V_{N_{\text{сп}}^{\text{max}}} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{G \lambda \mu} . \quad (10)$$

Співвідношення $\frac{N_e^H}{G \lambda}$ одні автори [7] називають коефіцієнтом використання зчіпної ваги, інші [8] – енергонасиченістю трактора. За даними аналізу технічних характеристик (Табл.1) сучасних тракторів [7, 9] з'ясовано, що співвідношення $\frac{N_e^H}{G \lambda}$ - (Е) коливається в межах від 1,1 до 2,4 кВт/кН.

Таблиця 1 - Порівняльна таблиця сільськогосподарських тракторів

Показники	Норматив	ТРАКТОРИ				
		ХТЗ-17221	Беларус-2022	John Deer 8340	Case IH Magnum305	New Holland T.8.330
N _e кВт		128,7	156	246	220	241
E, кВт/кН	1,76	1,48	2,2	1,81	1,85	1,88
η _e	0,75	0,78	0,86	0,86	0,77	0,89
g _e	220	261	230	257	237	257
K, %	37	15	24	41,4	45,7	41,9
P, кПа	140	160	155	175	170	172
\$/кВт		450,6	416,6	911,6	868,2	1106,6

Робоча швидкість руху V_p агрегату в основному визначається передаточним числом трансмісії i_{TP} , а близькість її значення до теоретичної швидкості V_T буде залежати від забезпеченості необхідного зчеплення, тобто від величини допустимого буксування δ , що визначається типом рушіїв (гусеничні - 2...5%, колісні - 6... 18%) [10, 11].

$$V_T = \frac{22,6 r_k n_H}{i_{TP}} , \quad (11)$$

$$V_{N_{\text{сп}}^{\text{max}}} = V_T \left(1 - \frac{\delta}{100} \right) . \quad (12)$$

В процесі виконання технологічних сільськогосподарських операцій відбувається коливання навантажень як на сільськогосподарське знаряддя, так і на трактор. Визначення цих навантажень в процесі роботи МТА та їх динаміку, без втручання в конструкцію самого агрегату запропоновано з метою проводити динамічні випробування МТА та з меншими витратами, більш ефективно забезпечити комплектування та експлуатацію сільськогосподарської техніки.

На початку застосування метода парціальних прикорень необхідно провести лінеаризацію системи рівнянь, що описує динаміку МТА, наведену в [12]. У відповідності до проведених припущень будемо вважати, що сила тяги на ведучих

колесах трактора рівні між собою та сили опору коченню коліс теж рівні. Після проведеної лінеаризації початкова система рівнянь прийме вигляд

$$\begin{cases} m_2 \ddot{\xi} - (W_1 - W_2 - R_X + R_Y \psi_2); \\ m_1 \ddot{\eta} - (W_1 - W_2) \psi_1 - R_X \psi_2 - R_Y; \\ m_1 b_1 \ddot{\eta} - (W_1 - W_2) \psi_1 - R_X \psi_2 = 0; \end{cases} \quad (13)$$

$$m_2 b_2 \ddot{\eta} + 2J_2 \ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_Y l - R_X l \psi_2;$$

де $T_{\Pi} = T_{\mathcal{L}} = 0,5T$ - сила тяги трактора;

$W_{\Pi 1} = W_{\mathcal{L} 1} = W_1$, $W_{\Pi 2} = W_{\mathcal{L} 2} = W_2$ - сили опору коченню;

$R = R_X$, $R_Y = \alpha R$, - сили опору знаряддя;

$m = m_1 + m_2$ - маса МТА. У системі рівнянь були враховані моменти інерції

$J_1 = b_1^2 m_1$, $J_2 = b_2^2 m_2$ для трактора і сільськогосподарського ґрунтообробного знаряддя.

Таким чином, перше рівняння (20) має стандартний вигляд для застосування методу парціальних прискорень. Дійсно величина $\ddot{\xi}$ - ($\dot{V}$) є компонентою вектора прискорень МТА у повздовжньому напрямку, а m - загальна маса МТА. У цьому випадку можливо записати

$$\dot{V} = \frac{T}{m} - \frac{W}{m} - \frac{R(1 - \alpha \psi_2)}{m}. \quad (14)$$

Для цього рівняння $\dot{V}_T = \frac{T}{m}$ - є парціальним прискоренням, що виникає в процесі розгону МТА при відсутності будь яких сил окрім сили тяги T .

Величина $\dot{V}_K = -\frac{W}{m}$ представляє парціальне прискорення трактора під дією тільки сили опору коченню на колесах трактора.

У випадку коли відсутні сили тяги на ведучих колесах, сили опору коченню то $\dot{V}_R = -\frac{R(1 - \alpha \psi_2)}{m}$ представляється як парціальне прискорення МТА під дією сил опору сільськогосподарського знаряддя.

Рух МТА записується за допомогою парціальних прискорень у вигляді

$$\dot{V} = \dot{V}_T + \dot{V}_K + \dot{V}_R \quad (15)$$

При наявності вимірювального комплексу, який забезпечує вимірювання, реєстрацію і обробку повздовжніх лінійних прискорень трактора (рис.1), це дозволяє використовувати метод парціальних прискорень запропонований [11] та визначити сили, що діють на машинно-тракторний агрегат як функцію часу.

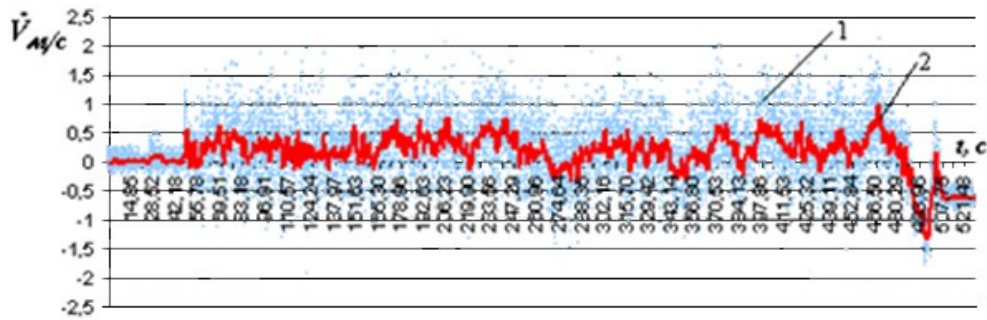


Рисунок 1 - Графік прискорень ґрунтообробного агрегату на базі трактора John Deere 8430: 1 – масив експериментальних значень прискорень; 2 – відфільтровані значення прискорень; 1 – довжина гону 1200 м.

При складанні рівняння припускалось, що $\sin \psi_1 \approx \psi_1$, $\cos \psi_1 \approx 1$, $|\ddot{\psi}_1 \psi_1| \ll 1$, $|\dot{\psi}_1^2 \psi_1| \ll 1$. Визначивши $\ddot{\psi}_1$ і $\dot{\psi}_1^2$ та підставивши до системи рівнянь у кінцевому вигляді отримаємо вирази для компонент прискорень при плоскопаралельному русі

$$\begin{aligned}\ddot{\xi} &= a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y, \\ \ddot{\eta} &= a_{y1} + D_2 \Delta a_x + D_1 \Delta a_y, \\ \ddot{\psi}_1 &= -\Delta a_x D_3 - \Delta a_y D_4\end{aligned}\quad (16)$$

$$\begin{aligned}\text{де } D_1 &= \Delta^{-1}(\bar{x}_1 \bar{x}_2 - \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2), \quad D_2 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 \bar{x}_2 + \bar{x}_1 \bar{y}_2), \\ D_3 &= \Delta^{-1}(\bar{y}_1 + \bar{y}_2), \quad D_4 = \Delta^{-1}(\bar{x}_2 - \bar{x}_1), \\ \Delta &= (\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)^2, \quad \bar{x}_1 = r_1 \cos \alpha_1, \quad \bar{y}_1 = r_1 \sin \alpha_1, \\ \bar{x}_2 &= r_2 \cos \alpha_2, \quad \bar{y}_2 = r_2 \sin \alpha_2\end{aligned}\quad (17)$$

Таким чином, формули (16), (17) встановлюють зв'язок між виміряними компонентами прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ у двох контрольних точках M_1 і M_2 трактора та узагальненими координатами ψ_1, ξ, η . Відзначимо, що величина кута повороту трактора ψ_1 може бути визначена з (16) двократним інтегруванням по часу

$$\psi_1(t) = -\int_0^t \int_0^t (\Delta a_x D_3 + \Delta a_y D_4) dt \quad (18)$$

Якщо при вимірюваннях Δa_x та Δa_y відомі в дискретні моменти часу $t_n = (n-1)\Delta t$, $n = 1, 2, \dots, N$, Δt - шаг вимірювань, то кут повороту в ці моменти часу $\psi_n = \psi_1(t_n)$ і його можливо отримати по наступній залежності

$$\psi_n = -\psi_{n-1} - \frac{\Delta t}{2}(\varphi_n + \varphi_{n-1}),$$

$$\varphi_n = \varphi_{n-1} + \frac{\Delta t}{2} [D_3((\Delta a_x)_n + (\Delta a_x)_{n-1}) + D_4((\Delta a_y)_n + (\Delta a_y)_{n-1})] \quad (19)$$

$$n = 2, \dots, N, \quad \psi_1 = \varphi_1 = 0.$$

Момент часу $t = 0$ відповідає початку руху агрегату, а $(\Delta a_x)_n = a_{x1}(t_n) - a_{x2}(t_n)$, $(\Delta a_y)_n = a_{y1}(t_n) - a_{y2}(t_n)$.

При отриманні рекурентної формули (19) використали двохточкову квадратурну формулу трапецій [13].

Наступний етап у побудові розв'язку задачі динаміки полягає в визначенні силових характеристик МТА використовуючи систему рівнянь (13). Припустимо, що кути повороту ψ_1 і ψ_2 трактора і знаряддя достатньо малі.

Скориставшись таким припущенням отримаємо формулу для розрахунку сили опору сільськогосподарської машини, скориставшись рекомендаціями [14]

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \left| R_x \sqrt{1 + \gamma^2} = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2}}{l\gamma} A_4 + m_2(b_2^2 + r_2^2)C(t) + \right. \\ \left. + f^2 \bar{C}(t) \sin(ft - \varphi) (D - \gamma^{-1} A_4 - m_2(b_2^2 + r_2^2)f) \right|, \quad (20)$$

Для розв'язку цього рівняння були визначені величини f , $\bar{C}(t)$, $C(t)$, A_4 .

Вирішуючи рівняння (13) знаходимо силові характеристики $\bar{T}_1$ і $\bar{T}_2$, що відповідає силі тяги на лівому і правому ведучих колесах трактора з урахуванням сил опору перекочуванню

$$T_1 = \frac{\bar{T}_n + \bar{T}_l}{2} = \frac{1}{2} \left[C_1 + \frac{2A_3}{B_T} + \frac{\psi_2}{\gamma l} \left(C_2 - \frac{2D\gamma l}{B_T} \right) \right], \quad (21)$$

$$T_2 = \frac{\bar{T}_n - \bar{T}_l}{2} = \frac{1}{2} \left[C_1 - \frac{2A_3}{B_T} + \frac{\psi_2}{\gamma l} \left(C_2 + \frac{2D\gamma l}{B_T} \right) \right], \quad (22)$$

$$\text{де} \quad C_1 = A_1 + \frac{1}{\gamma l} [A_4 + m_2(b_2^2 + r_2^2)C(t)], \\ C_2 = D - A_4(\gamma + \gamma^{-1}) - m_2(b_2^2 + r_2^2)(f^2 + \gamma C(t)). \quad (23)$$

Із рівнянь (21), (22) після перетворень отримаємо вираз для розрахунку сумарного тягового зусилля трактора

$$T = \bar{T}_n + \bar{T}_l = C_1 + \frac{\psi_2}{\gamma l} C_2 \quad (24)$$

Скориставшись проведеними розрахунками побудуємо графіки динаміки сил ґрунтообробного агрегату

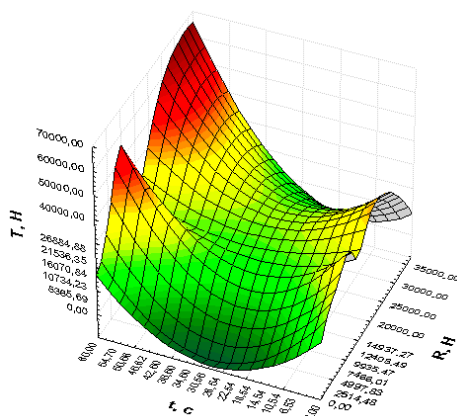


Рисунок 2 - Графік визначеної сили тяги трактора T і сили опору ґрунтообробного знаряддя R_T

Таким чином отримані співвідношення (16) – (24) дають можливість вирішення задачі динаміки за допомогою моделювання парціальних прискорень та визначення силових характеристик агрегату за допомогою експериментально визначеного лінійного прискорення, плоскопаралельного руху МТА.

Висновок. Викладена методика надає можливість оцінки, за результатами вимірювань компонент прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$, експлуатаційних параметрів агрегатів, які раніше не було змоги вимірювати через відсутність необхідних приладів, розроблено алгоритм за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що дає змогу надати рекомендації з оптимізації комплектування МТА.

Список літератури: 1. Горячкин В.П. Теория массы и скоростей сельскохозяйственных прицепов / В.П. Горячкин – М.: Энергия, 1974. – 240 с. 2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. / П.М. Василенко – Киев.: Сільгоспосвіта, 1996. – 251 с. 3. Погорілий Л.В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л.В. Погорілий, В.Г. Євтенко. – К.: Фенікс. 2005. – 184 с. 4. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусов И.И., Надыкто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом. / Г.М. Кутьков, Е.В. Габай, В.И.Калиновский, И.И. Кандрусов, В.Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, № 3 С. 21 – 23. 5. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств. / Г.М. Кутьков Учеб. Пособие. – М.: Изд-во МИИСП, 1993. – 151 с. 6. Лебедев А.Т. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану / А.Т. Лебедев, Н.П. Артьомов. // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ – Харків.: ХНТУСГ, 2009. – Випуск 89. – С. 11 – 26. 7. Зангиев А.А. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка / А.А. Зангиев, А.Н. Скороходов. – М.: «КолосС», 2006. – 317с. 8. Справочник инженера-механика сельскохозяйственного производства. В 2ч. Ч.1. / под ред. С.М. Бунина – М.: ФГНУ «Роинформатротех», 2003. – 340с. 9. Артьомов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ...доктора тех. наук : 26.09.14 / Артьомов Микола Прокопович. – Харків., 2014. – 385 с.

10. Болтинский В.Н. Мощность тракторного двигателя с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства – 1952. – № 2 – С. 18 – 21. **11.** Завалишин Ф.С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве / Ф.С. Завалишин – М.: Колос, 1973. – 319 с. **12.** Артьомов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П. Артьомов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2012. – Випуск 11 т.1 (65). С.34 – 40. **13.** Крылов В.И. Вычислительные методы том 1 / В.И. Крылов, В.В. Бобков, П.И.Монастырский – М.: Наука, 1976. – 302с. **14.** Довідник з машиновикористання в землеробстві / [Пастухов В.І., Чигрин А.Г., Джолос П.А., Мельник В.І., Ильченко В.Ю., Анікєєв О.І., Циганенко М.О., Пастушенко С.І.] / За редакцією В.І. Пастухова. – Харків: "Веста" – 2001. – 347с.

Bibliography (transliterated): **1.** Goryachkin V.P. Teoriya massyi i skorostey selskohozyaystvennykh pritsepy / V.P. Goryachkin – Moscow.: Energiya, 1974. – 240 p. **2.** Vasilenko P.M. Vvedenie v zemledelcheskuyu mehaniku./ P.M. Vasilenko – Kiev.: SilgospovIta, 1996. – 251 p. **3.** Pogoriliy L.V. Mobilna silskogospodarska energetika: Istoriya, tendentsiyi rozvitku, prognoz. L.V. Pogoriliy, V.G. Evtenko. – Kyiv.: Feniks. 2005. – 184 p. **4.** Kutkov G.M., Gabay E.V., Kalinovskiy V.I., Kandrusev I.I., Nadyikto V.T. Vyibor ratsionalnoy shemyi agregatirovaniya mobilnogo energeticheskogo sredstva s plugom. / G.M. Kutkov, E.V. Gabay, V.I.Kalinovskiy, I.I. Kandrusev, V.T. Nadyikto. Traktoryi i selskohozyaystvennyie mashinyi, 1990, № 3 S. 21 – 23. **5.** Kutkov G.M. Tehnologicheskie osnovyi i tyagovaya dinamika mobilnykh energeticheskikh sredstv. / G.M. Kutkov Ucheb. Posobie. – Moscow.: Izd-vo MIISP, 1993. – 151 p. **6.** Lebedev A.T. Otslnka pratsezdatsnosti traktora po zmlnnih parametrah stanu. A.T. Lebedev, N.P. Artiymov. Traktorna energetika v roslinnitstvi. Visnik HNTUSG – Kharkov.: HNTUSG, 2009. – Issue 89. – p. 11 – 26. **7.** Zangiev A.A. Praktikum po ekspluatatsii mashinno-traktornogo parka / A.A. Zangiev, A.N. Skorohodov. – Moscow.: «Koloss», 2006. – 317p. **8.** Spravochnik inzhenera-mehnika selskohozyaystvennogo proizvodstva. V 2ch. Ch.1. pod red. S.M. Bunina – Moscow.: FGNU «Roinformagroteh», 2003. – 340p. **9.** Artiymov M.P. Dinamichna stabilnlost mobilnih silskogospodarskikh agregativ: dis. ...doktora teh. nauk : 26.09.14 / Artiymov Mikola Prokopovich. – Kharkiv., 2014. – 385 p. **10.** Boltinskiy V.N. Moschnost traktornogo dvigatelya s neustanovivsheysya nagruzkoy i ee opredelenie V.N. Boltinskiy. Mehanizatsiya i elektrifikatsiya sotsialisticheskogo selskogo hozyaystva – 1952. – No 2 – p. 18 – 21. **11.** Zavalishin F.S. Osnovy rascheta mehanizirovannykh protsessov v rastenievodstve / F.S. Zavalishin – Moscow.: Kolos, 1973. – 319 p. **12.** Artiymov M.P. Matematichna model mashinno-traktornogo agregatu z vikoristannyam metoda partsialnih priskoren M.P. Artiymov. Zbirnik naukovih prats Vinnitskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya: Tehnichni nauki Redkolegiya: Kaletnik G.M. (golovniy redaktor) ta Inshi. – Vinnitsya, 2012. – Issue 11 Vol.1 (65). p.34 – 40. **13.** Kryilov V.I. Vyichislitelnyie metodyi Vol 1 V.I. Kryilov, V.V. Bobkov, P.I.Monastyirskiy – Moscow.: Nauka, 1976. – 302p. **14.** Dovidnik z mashinovikoristannya v zemlerobstvi [Pastuhov V.I., Chigrin A.G., Dzholos P.A., Melnik V.I., Ilchenko V.Yu., Anikeev O.I., Tsiganenko M.O., Pastushenko S.I.] / Za redaktsieyu V.I. Pastuhova. – Kharkiv: "Vesta" – 2001. – 347p.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 629.3.027.3

А.Г. МАМОНТОВ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАКТОРОВ С ПНЕВМОРЕССОРНОЙ И СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПАХОТНЫХ РАБОТ

Проведен анализ численных данных, полученных в результате проведения сравнительных экспериментальных исследований плавности хода машинотракторного агрегата на базе колёсного трактора, оснащённого тремя типами систем поддрессоривания переднего моста, а именно серийной рессорной подвеской, пневморессорной подвеской с дополнительными резервуарами без амортизаторов и пневморессорной подвеской с дополнительными резервуарами с амортизаторами, при выполнении пахотных работ с плугом ПЛН-5-35. Установлены зависимости изменения среднеквадратических ускорений сиденья водителя, пола кабины, переднего моста и заднего моста в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц при движении на первой и второй передаче при выполнении пахоты. Так же установлены зависимости изменения относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот при движении на первой и второй передаче.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, плавность хода, система поддрессоривания, сидение водителя, среднеквадратические ускорения.

Введение. Известно, что основным показателем качества самоходных машин является уровень её виброзащиты. Этот показатель зависит от совершенства системы поддрессоривания, которая защищает самоходную машину от динамических воздействий дороги и сводит колебания к приемлемому уровню.

Анализ последних достижений и публикаций. Вибрация которая действует на организм человека, является существенно вредным фактором. Длительное воздействие вибрации разрушает нервно-мышечный и опорно-двигательный аппарат, а в ряде случаев приводит и к появлению вибрационной болезни [1,2]. В условиях сельскохозяйственного производства основным источником вибраций выступают машинотракторные агрегаты. Поэтому повышение уровня их вибрации даст возможность существенно улучшить условия работы операторов, уменьшить их утомляемость и заболеваемость.

Как видно из работ [3,4,5], посвящённых изучению и исследованию плавности хода виброзащитных свойств систем поддрессоривания самоходных машин, повышение уровня виброзащиты самоходных машин может быть достигнуто различными способами, в основном, придание их конструкциям таких качеств, которые обеспечивают уменьшение интенсивности колебаний, а это достигается по мере снижения собственной частоты колебаний защищаемого объекта [6,7,8]. Одним из таких способов, является применение пневматической виброзащитной системы, так как применение пневматических упругих элементов позволяет изменять жесткость подвески, регулировать дорожный просвет и эффективно гасить колебания [9].

Известно, что пахота является одним из наиболее тяжёлых фонов воздействия микропрофиля на трактор. Поэтому проведение испытаний на пахотных работах позволяет наилучшим образом провести оценку различных систем поддрессоривания колёсного трактора в реальных условиях движения агрегата.

© А.Г.Мамонтов, 2015

Цель и постановка задачи. Целью испытаний было определение величин среднеквадратических ускорений в характерных точках трактора и величин относительных перемещений рамы и переднего моста трактора при выполнении пахотных работ.

Постановка эксперимента. С целью получения данных по плавности хода трактора были проведены полигонные испытания трактора Т-150КМ оборудованного пневморессорной или серийной подвесками переднего моста.

В результате проведенных испытаний [10] были выбраны основные конструктивные параметры обеспечивающие оптимальное воздушное демпфирование при сечении дросселя $9 \cdot 10^{-3}$ м и объём дополнительного воздушного резервуара на один борт $40 \cdot 10^{-3}$ м³.

Испытания на плавность хода проводились на прямолинейном участке убранного поля, не имеющим подъёма выше 1°. Длина участка составляла 200 м, поверхность поля была свободна от влаги и снега. Эксперименты проводились на 1-й и 2-й передачах при скорости 10 км/ч и 10,4 км/ч соответственно. Величина динамического хода подвески принималась $30 \cdot 10^{-3}$ м и $40 \cdot 10^{-3}$ м. Для получения стабильных результатов каждый заезд повторялся дважды. Давление воздуха в шинах на пахоте составляло 0,1 МПа для передних и 0,08 МПа для задних колёс. Трактор в процессе эксплуатации двигался с плугом ПЛН-5-35 [11].

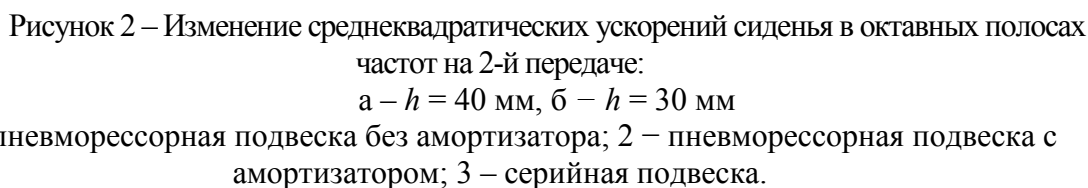
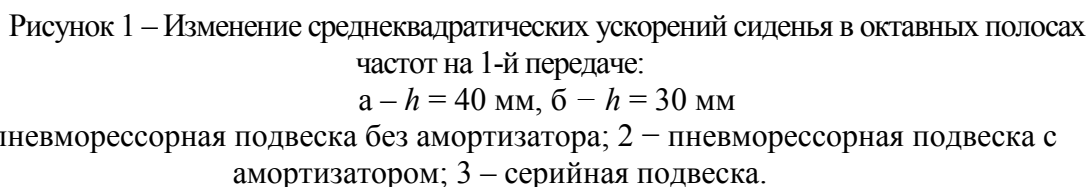
Результаты анализа экспериментальных исследований плавности хода трактора. По результатам экспериментальных исследований построены графические зависимости изменения среднеквадратических ускорений в октавных полосах частот (рис. 1...8), а также относительные перемещения рамы и переднего моста трактора (рис. 9...10).

Анализ рисунка 1 и 2 показывает, что явно выраженный резонансный режим имеет место в октавной полосе, соответствующей среднегеометрическим частотам 2 Гц. С повышением рабочей скорости от 10 км/ч до 11,4 км/ч для трактора, оборудованного пневморессорной подвесками (с амортизаторами или без них) с динамическими ходами $h=30 \cdot 10^{-3}$ м и $h=40 \cdot 10^{-3}$ м среднеквадратические ускорения сидения возрастают на 18...20% во всех октавных полосах частот.

Для серийной подвески величина среднеквадратических ускорений сидения в резонансном режиме не меняется и равна $0,72 \text{ м/с}^2$, а в октавных полосах частот, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц, 8 Гц и 16 Гц, она увеличивается на 40% (с $0,15 \dots 0,28 \text{ м/с}^2$ до $0,2 \dots 0,4 \text{ м/с}^2$).

В резонансном режиме среднеквадратические ускорения сидения при наличии серийной подвески превышают в 2...2,5 раза ($h=40 \cdot 10^{-3}$ м) и в 3...4 раза ($h=30 \cdot 10^{-3}$ м) аналогичные величины при наличии пневморессорной подвески с амортизаторами, и в 1,5...1,8 раза ($h=40 \cdot 10^{-3}$ м и $h=30 \cdot 10^{-3}$ м) – при наличии пневморессорной подвески без амортизаторов.

В октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц, среднеквадратические ускорения сиденья при наличии серийной подвески на 20...50% больше, чем при наличии пневморессорной подвески с амортизаторами, и на 20...40% меньше, чем при пневморессорной подвеске без амортизаторов.



На рисунке 3 и 4 приведены графики изменения среднеквадратических вертикальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот. Анализ рисунков показывает, что резонансный режим наблюдается в октавной полосе, соответствующей среднегеометрическим частотам 2 Гц. С повышением рабочих скоростей от 10 км/ч до 11,4 км/ч вертикальные среднеквадратические ускорения пола кабины при наличии всех трёх подвесок увеличиваются на 15...20%. В октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц и 2 Гц, для всех трёх подвесок среднеквадратические ускорения пола кабины практически одинаковы и равны соответственно 0,18...0,23 м/с² и 0,5...0,9 м/с² при $h=40 \cdot 10^{-3}$ м. В октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц, среднеквадратическое ускорение пола кабины для трактора с серийной подвеской уменьшается до 0,1...0,005 м/с², а при наличии пневморессорной подвески с амортизаторами при $h=40 \cdot 10^{-3}$ м падает до 0,4...0,35 м/с², а при $h=30 \cdot 10^{-3}$ м находится в пределах 0,6...0,8 м/с². При наличии пневморессорной подвески без амортизаторов среднеквадратические ускорения пола кабины в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 4 Гц, 8 Гц, 16 Гц, при $h=40 \cdot 10^{-3}$ м и $h=30 \cdot 10^{-3}$ м увеличиваются до 0,5...0,6 м/с².

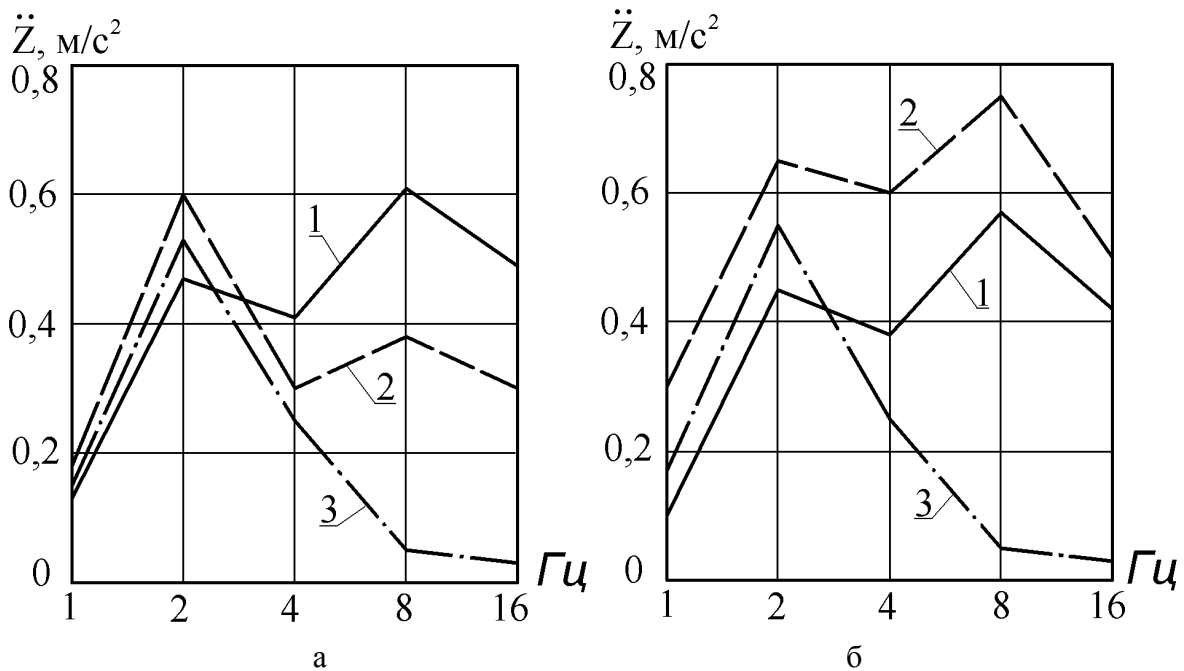


Рисунок 3 – Изменение среднеквадратических вертикальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот на 1-й передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

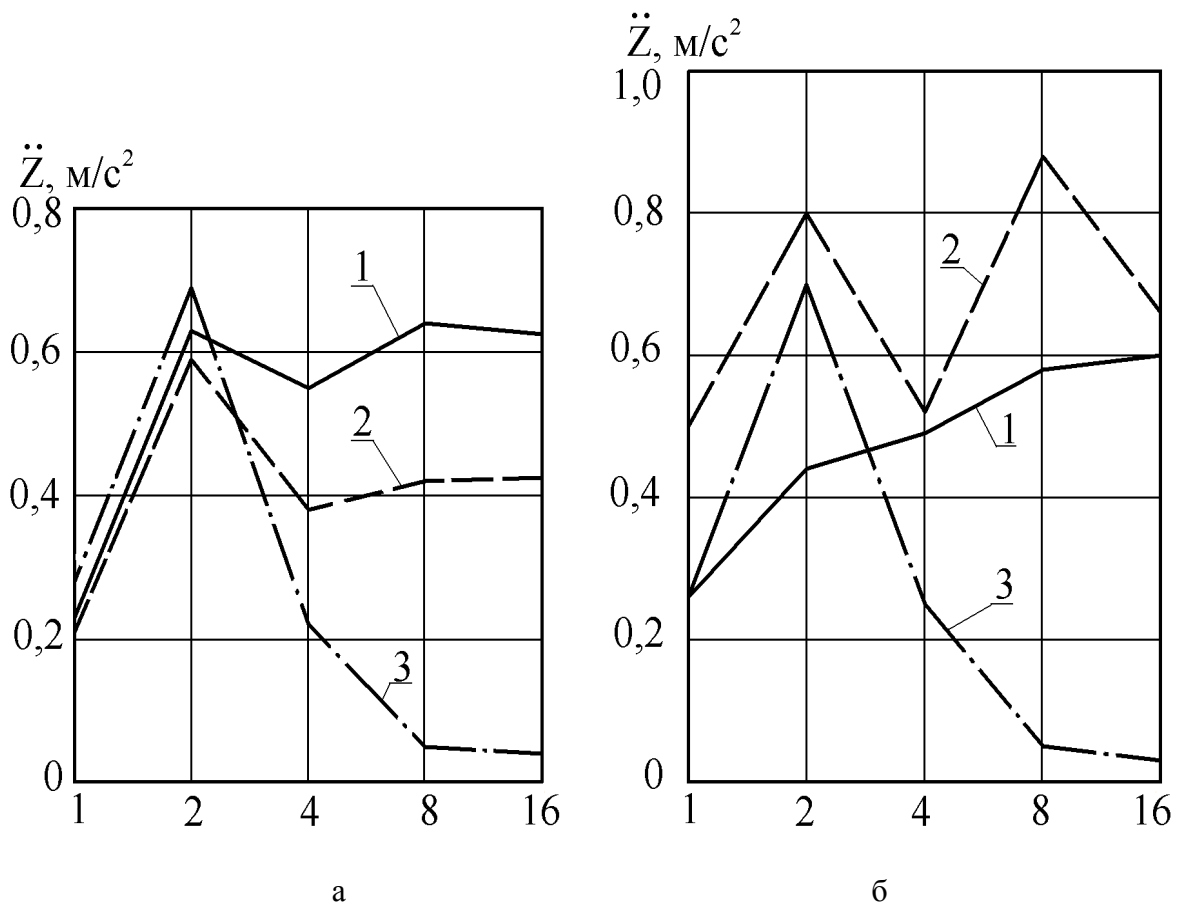


Рисунок 4 – Изменение среднеквадратических вертикальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот на 2-й передаче:

а – $h = 40 \text{ мм}$, б – $h = 30 \text{ мм}$

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

На рисунке 5 и 6 приведены графики изменения среднеквадратических ускорений переднего моста в октавных полосах частот. Анализ показывает, что резко выраженный резонанс в октавной полосе частот в районе 2 Гц. В октавных полосах, соответствующих частотам 1 Гц, 2 Гц и 4 Гц, среднеквадратические ускорения переднего моста для всех трёх подвесок практически одинаковы и соответственно равны 0,3 m/s^2 , 0,7...0,8 m/s^2 и 0,4 m/s^2 . В октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 8 Гц и 16 Гц, среднеквадратические ускорения переднего моста для серийной подвески падают до 0,15...0,05 m/s^2 , а для пневморессорных подвесок практически сохраняются постоянными для $h=40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и $h=30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и равны 0,4...0,5 m/s^2 . С повышением рабочих скоростей от 10 км/ч до 11,4 км/ч среднеквадратические ускорения переднего моста для всех трёх подвесок увеличиваются на 8...10%.

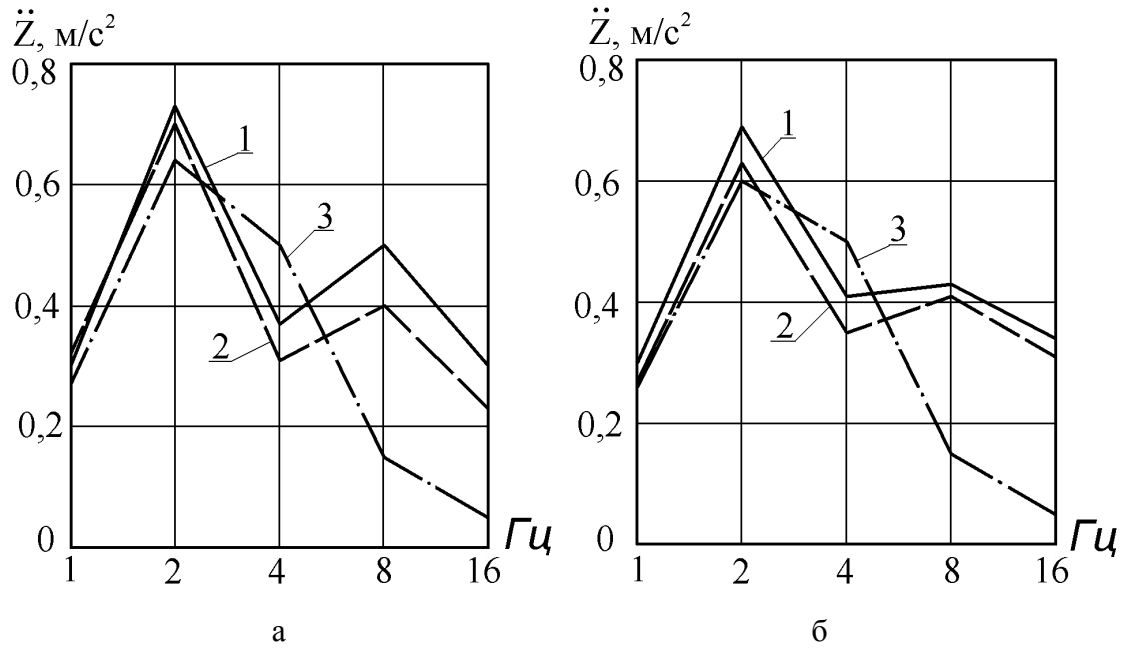


Рисунок 5 – Изменение среднеквадратических ускорений переднего моста в октавных полосах частот на 1-й передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

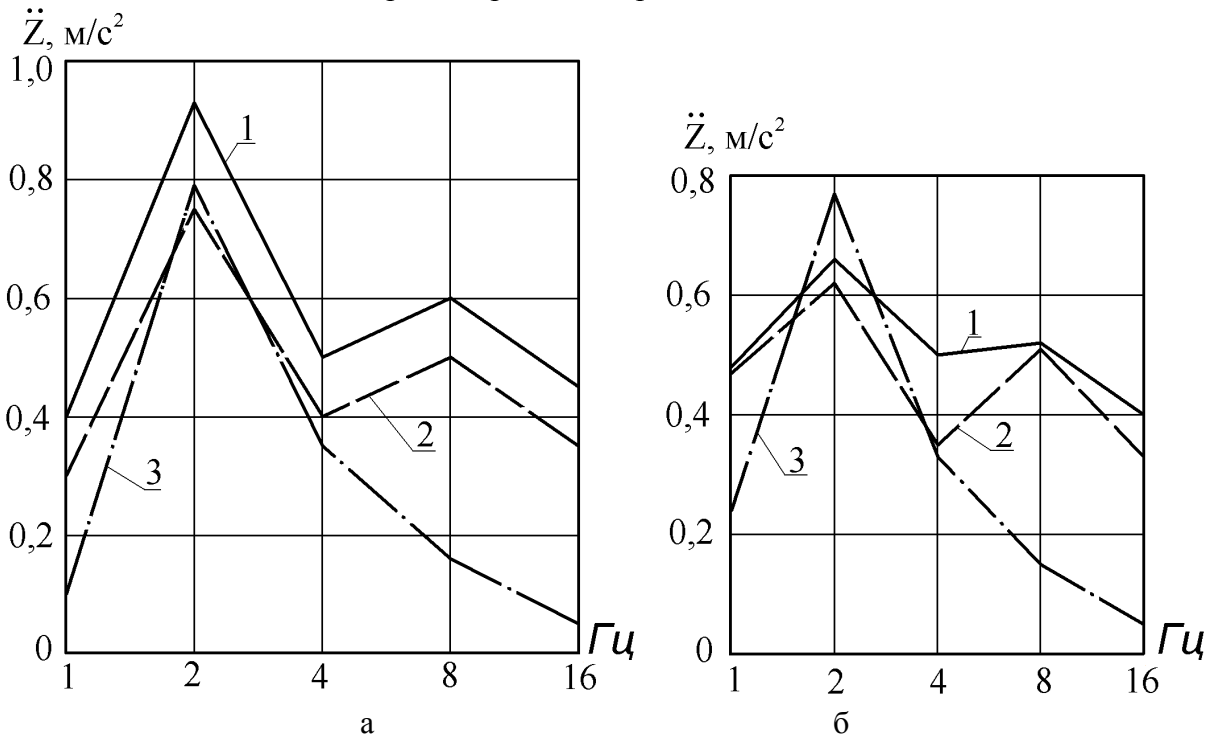


Рисунок 6 – Изменение среднеквадратических ускорений переднего моста в октавных полосах частот на 1-й передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

На рисунке 7 и 8 приведены графики изменения среднеквадратических ускорений заднего моста в октавных полосах частот. Анализ показывает, что резко выраженный резонанс наблюдается для серийной подвески в октавной полосе частот в районе 2 Гц, а для пневморессорных подвесок – в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 4 Гц и 8 Гц. Среднеквадратические ускорения заднего моста для всех трёх подвесок в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц и 2 Гц, практически одинаковы и равны $0,2 \dots 0,4 \text{ м/с}^2$ и $0,5 \dots 0,7 \text{ м/с}^2$. В октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 4 Гц и 8 Гц, среднеквадратические ускорения для пневморессорных подвесок при $h=40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и при $h=30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ растут до $0,9 \dots 1,3 \text{ м/с}^2$, а для серийной подвески падают до $0,3 \dots 0,05 \text{ м/с}^2$. При наличии пневморессорной подвески с амортизаторами среднеквадратические ускорения заднего моста на 15...20% меньше, чем при подвеске без амортизаторов. С увеличением рабочей скорости от 10 км/ч до 11,4 км/ч среднеквадратические ускорения заднего моста увеличиваются на 7...18%.

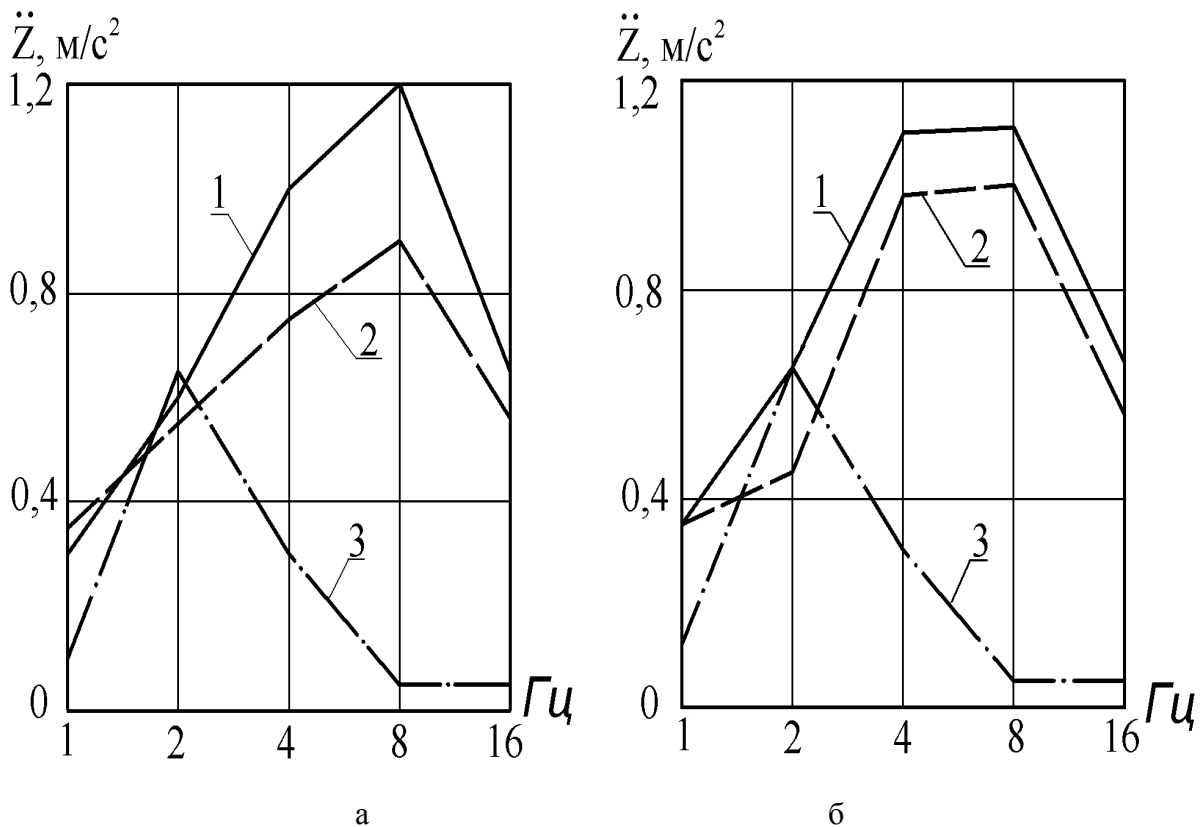


Рисунок 7 – Изменение среднеквадратических ускорений заднего моста в октавных полосах частот на 1-й передаче:

а – $h = 40 \text{ мм}$, б – $h = 30 \text{ мм}$

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

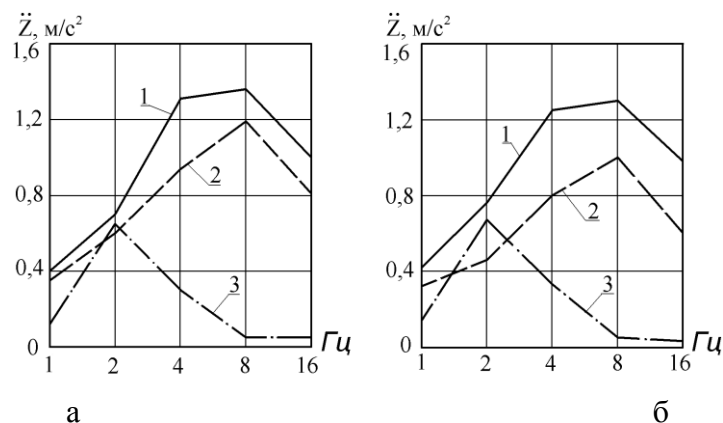


Рисунок 8 – Изменение среднеквадратических ускорений заднего моста в октавных полосах частот на 2-й передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

На рисунке 9 и 10 приведены изменения среднеквадратичных относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот. Анализ показывает, что резонансный режим резко выражен в октавной полосе частот в районе 2 Гц. Наименьшие среднеквадратические относительные перемещения наблюдаются для пневморессорной подвески с амортизатором. В резонансном режиме на первой передаче при $h=40 \cdot 10^{-3}$ м они равны $6 \cdot 10^{-3}$ м, при $h=30 \cdot 10^{-3}$ м – $9 \cdot 10^{-3}$ м, а на второй передаче при $h=40 \cdot 10^{-3}$ м – $13 \cdot 10^{-3}$ м и при $h=30 \cdot 10^{-3}$ м – $8 \cdot 10^{-3}$ м. Для подвесок серийной и пневморессорной без амортизаторов они практически одинаковы и при $h=40 \cdot 10^{-3}$ м равны $(14 \dots 18) \cdot 10^{-3}$ м, а при $h=30 \cdot 10^{-3}$ м – $(13 \dots 15) \cdot 10^{-3}$ м.

В октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц, среднеквадратические относительные перемещения при наличии пневморессорной подвески уменьшается до $(6 \dots 2) \cdot 10^{-3}$ м. Для серийно подвески на первой передаче во всех октавных полосах частот они практически одинаковы и равны $(12 \dots 14) \cdot 10^{-3}$ м, а на второй передаче – падают до значения пневморессорных подвесок.

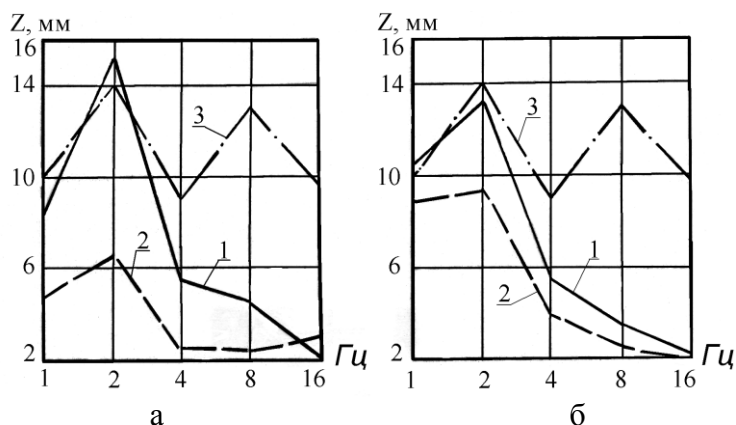


Рисунок 9 – Изменение относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот на 1-й передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

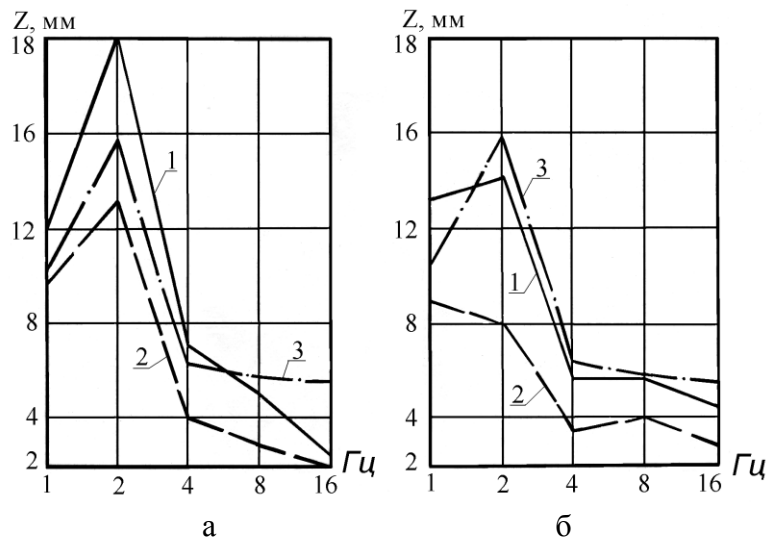


Рисунок 10 – Изменение относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот на 2-й передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

Выводы. При пневморессорной и рессорной системах подвешивания резонансной для трактора является, в основном, вторая октавная полоса со среднегеометрической частотой 2 Гц. Установлено, что трактор с пневморессорной подвеской имеет лучшую плавность хода. Так, среднеквадратические ускорения в зоне резонанса для сидения водителя и рамы соответственно в 1,5...2,4 и 1,2...1,5 раза выше для трактора с пневморессорной и серийной подвесками в сравнении с пневморессорной при наличии амортизаторов. Максимальные значения относительных перемещений для всех систем поддрессоривания составляют при пахоте 8...18 мм.

Список литературы: 1. Рябцев Б.И., Сасовский А.Н., Циблис Э.Д. Безопасность и эргономичность сельскохозяйственной техники. Киев: Техника, 1988. 120 с. 2. Баранов Е.М., Вайсман А.И., Пархиловский И.Г., Шишкин В.И. Основные принципы гигиенического нормирования вибраций на рабочем месте водителя автомобиля. – В кн.: Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез. докл. III Всесоюзн. симп. Москва, 197. – С. 415–420. 3. Трояновская И.П., Пожидаев С.П. Оценка плавности хода гусеничных тракторов Т-150 с балансирной и торсионной подвесками // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2013. № 4(42). С. 88-90. 4. Иванцов В.Д. Снижение продольно-угловых колебаний гусеничного трактора общего назначения / В.Д. Иванцов, В.П. Шевчук, А.В. Иванцов, С.В. Иванцов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – №4. С. 26-29 (Сер. Наземные транспортные системы). 5. Ляшенко М.В. Вопросы применения адаптивных систем поддрессоривания на гусеничных сельскохозяйственных тракторах / М.В. Ляшенко, Д.Ю. Синяев, А.Ю. Кузнецов, А.Б. Маюн // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – №2. С. 21-24. 6. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 220с. 7. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля. – М.: МАШГИЗ, 1961. – 174 с. 8. Великодный В.М., Кириенко Н.М. – «Улучшение

параметров плавности хода колёсного сельскохозяйственного трактора ХТЗ – 120» // Видавничий центр НТУ «ХПІ», Харків, 1993. **9.** Сравнительные исследования динамической нагруженности ходовой системы колёсных тракторов с пневморессорной и серийной подвесками / *А.Г. Мамонтов* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 86-92. **10.** *Великодний В.М., Мамонтов А.Г.* Экспериментальные исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины. Вестник НТУ «ХПІ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобіле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 1, – 166 с. **11.** Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Rjabcev B.I., Sasovskij A.N., Ciblis Je.D.* Bezopasnost' i jergonomichnost' sel'skhozajstvennoj tehniki. Kiev: Tehnika, 1988. 120 p. **2.** *Baranov E.M., Vajsman A.I., Parhilovskij I.G., Shishkin V.I.* Osnovnye principy gigenicheskogo normirovanija vibracij na rabochem meste voditelja avtomobilja. – V kn.: Vlijanie vibracij na organizm cheloveka i problemy vibrozashhity: Tez. dokl. Sh Vsesojuzn. simp. Moscow, 197. – p. 415-420. **3.** *Trojanovskaja I.P., Pozhidaev S.P.* Ocenka plavnosti hoda gusenichnyh traktorov T-150 s balansirnoj i torsionnoj podveskami Izvestija Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2013. No 4(42). p. 88-90. **4.** *Ivancov V.D.* Snizhenie prodol'no-uglovyh kolebanij gusenichnogo traktora obshhego naznachenija *V.D. Ivancov, V.P. Shevchuk, A.V. Ivancov, S.V. Ivancov* Izvestija VolgGTU: mezhvuz. sb. nauch. st. VolgGTU.– Volgograd, 2011.– No 4. p. 26-29 (Ser. Nazemnye transportnye sistemy). **5.** *Ljashenko M.V.* Voprosy primenenija adaptivnyh sistem podressorivaniya na gusenichnyh sel'skhozajstvennyh traktorah. *M.V. Ljashenko, D.Ju. Sinjaev, A.Ju. Kuznecov, A.B. Majun* Izvestija VolgGTU: mezhvuz. sb. nauch. st./ VolgGTU.– Volgograd, 2007. – No 2. p. 21-24. **6.** *Jacenko N.N., Prutchikov O.K.* Plavnost' hoda gruzovyh avtomobilej. – Moscow.: Mashinostroenie, 1969. – 220p. **7.** *Ravkin G.O.* Pnevmaticheskaja podveska avtomobilja. – Moscow.: MASHGIZ, 1961. – 174 p. **8.** *Velikodnyj V.M., Kirienko N.M.* – «Uluchshenie parametrov plavnosti hoda koljosnogo sel'skhozajstvennogo traktora KhTZ – 120» Vydavnychiy tsentr NTU «KhPI», Kharkov, 1993. **9.** Sravnitel'nye issledovanija dinamicheskoy nagruzhennosti hodovoj sistemy koljosnyh traktorov s pnevmoressornoj i serijnoj podveskami *A.G. Mamontov* Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov. : NTU «KhPI», 2014. – No 8 (1051). – p. 86-92. **10.** *Velikodnyj V.M., Mamontov A.G.* Jeksperimental'nye issledovanija parametrov dempfirovanija pnevmoressornoj podveski samohodnoj mashiny. Vestnik NTU «KhPI». Sbornik nauchnyh trudov. Tematicheskij vypusk «Avtomobile- i traktorostroenie». – Kharkov: NTU «KhPI». – 2010. - No 1, – 166 p. **11.** Issledovanie plavnosti hoda, dinamicheskoy nagruzhennosti jelementov sistemy traktora T-150KM i obosnovanie shemy podveski: Otchjot kafedry «Traktorostroenie» Kharkov politehn. In-ta, No76050198. Kharkov: 1977. – 165 p.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 629.331.064

М.А. ПОДРИГАЛО, д-р тех.наук.проф., зав.каф-рой ТМ и РМ, ХНАДУ, Харьков
Д.В. АБРАМОВ, канд. техн. наук, доц., докторант, ХНАДУ;
Ю.В. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, доц., докторант, ХНАДУ;
В.М. ЕФИМЧУК, инженер, ХНАДУ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ И КРИТЕРИИ ЕЕ ОЦЕНКИ

Для более объективной оценки энергетических затрат предложено использовать выражение «энергетическая экономичность автомобиля». Представлены аналитические выражения, которые могут послужить основой для оценки энергетической экономичности автомобилей при движении как в установившемся, так и неустойчивом режимах. Предложены выражения, которые определяют расход мерного количества энергии источника на единицу длины пройденного пути и запас хода автомобиля при условии движения с постоянной скоростью. Данные выражения должны являться основными критериями, характеризующими энергетическую экономичность автомобиля.

Ключевые слова: экономичность, эффективность автомобиля, энергия топлива, расход, КПД, запас хода автомобиля.

Введение. Эффективность любой мобильной машины с двигателем внутреннего сгорания определяется, в первую очередь, ее тягово-скоростными свойствами и топливной экономичностью, связанной с расходом нефтяных топлив. Расход топлива напрямую связан с уровнем совершенства и техническим состоянием автомобиля и его элементов. Затраты энергии на движение автомобиля состоят из затрат, обусловленных преодолением дорожного и аэродинамического сопротивлений.

Появление новых альтернативных энергоустановок (электродвигатели, водородные ДВС, гибридные энергоустановки и т.д.), источников энергии (аккумуляторов, маховиков) вызвало необходимость пересмотра критериев, характеризующих энергетическую экономичность автомобиля.

Возникла необходимость расширения понятия (эксплуатационного свойства) «топливная экономичность», включив в него расход не только тепловой энергии топлива, но и энергии других видов (электрической и механической).

В статье предложено указанное эксплуатационное свойство назвать энергетической экономичностью автомобиля. Также были определены показатели, характеризующие указанное свойство.

Анализ публикаций. Вопросам энергетической эффективности автомобиля, экономии топлива и снижения токсичности отработанных газов посвящены работы [1-4]. Топливная экономичность автомобиля определяется такими показателями как часовой расход топлива Q_t (масса топлива, расходуемого за один час работы двигателя), удельный расход топлива g_e (масса топлива, расходуемого за один час на единицу выработанной двигателем мощности) [5].

Основным измерителем топливной экономичности в большинстве стран является расход топлива Q_s в литрах на 100 километров пройденного пути, а для оценки эффективности выполнения транспортной работы удельный показатель Q_{tr} (отношение фактического расхода топлива к выполненной транспортной работе) [5]. Кроме того, установлены показатели топливной экономичности автомобиля [5]: контрольный расход топлива (КРТ); расход топлива в магистральном ездовом цикле на

дороге (РТМЦ); расход топлива в городском ездовом цикле на дороге (РТГЦ); топливная характеристика установившегося движения (ТХ); топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге (ТСХ).

Перечисленные показатели не имеют нормативных значений и используются при сравнительной оценке уровня топливной экономичности с аналогами и оценке технического состояния автомобиля [5].

Для оценки влияния эксплуатационных факторов на расход топлива введена топливно-экономическая характеристика автомобиля, представляющая собой зависимость расхода топлива на 100 километров пути от скорости автомобиля при различных значениях коэффициента суммарного сопротивления [5].

Оценка энергетической экономичности автомобиля по расходу топлива пригодна для двигателей, работающих на жидком и газообразном горючем. При этом на расход топлива оказывают влияние не только эксплуатационные (дорожные) условия, но также и техническое состояние автомобиля. Появление электромобилей, гибридных автомобилей и автомобилей с инерционными аккумуляторами энергии [6-10] требует замены критериев топливной экономичности на более общие критерии - энергетической экономичности, учитывающие затраты энергии, приходящиеся на единицу пути, пройденного автомобилем.

Цель исследования, постановка задач. Целью исследования является совершенствование методов оценки энергетической экономичности автомобиля.

Для достижения поставленной цели необходимо разработать критерий энергетической экономичности автомобиля.

Критерий оценки энергетической экономичности автомобиля. Критерием оценки энергетической экономичности автомобиля может являться уменьшение запаса источника энергии за время прохождения мерного участка пути. Другим критерием может быть обратная величина, т.е. путь, проходимый автомобилем при израсходовании мерного количества энергии источника. Часть энергии расходуется на преодоление суммарного дорожного и аэродинамического сопротивлений. С учетом потерь энергии в двигателе и трансмиссии уравнение энергетического баланса автомобиля имеет вид

$$\Delta W_u = \frac{\int_0^{S_M} P_k dS}{\eta_e \cdot \eta_{tp}}, \quad (1)$$

где ΔW_u – изменение энергии источника за время движения автомобиля на мерном участке пути;

P_k – тяговая сила на ведущих колесах автомобиля;

S – путь, проходимый автомобилем;

S_M – длина мерного участка пути;

η_e – эффективный коэффициент полезного действия двигателя;

η_{tp} – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Следует различать равномерное и установившееся движение автомобиля. Равномерное движение происходит при постоянной и мгновенной скорости V , а установившееся при постоянной средней скорости $\bar{V}$ движения автомобиля.

Для установившегося движения автомобиля можно применять следующие допущение

$$\bar{V}=V=const, \quad (2)$$

где $\bar{V}$ – средняя скорость автомобиля на мерном участке пути;

V – мгновенная скорость автомобиля.

Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля в этом случае

$$P_k = m_a g \psi + K F \bar{V}, \quad (3)$$

где m_a – общая масса автомобиля;

g – ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

F – площадь лобового сопротивления (мидель) автомобиля;

K – коэффициент сопротивления воздуха,

$$K = \frac{C_x}{2} \rho; \quad (4)$$

где C_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления;

ρ – плотность воздуха.

В уравнении (1) произведем замену переменной

$$dS = V dt, \quad (5)$$

где t – время.

Подставляя соотношение (3) и (5) в уравнение (1), получим после интегрирования

$$\frac{P_k S_M}{m_a V} = \frac{1}{V} \int_0^{t_M} P_k dt, \quad (6)$$

где t_M – время прохождения автомобилем мерного участка пути.

С учетом принятого допущения (2)

$$t_M = \frac{S_M}{V}. \quad (7)$$

После подстановки (7) в (6) получим

$$\frac{P_k S_M}{m_a V} = \frac{1}{V} \int_0^{S_M} P_k \frac{dS}{V}. \quad (8)$$

Изменение (уменьшение) запаса энергии источника на мерном участке пути тем больше, чем выше скорость его прохождения. Кроме того, КПД двигателя η_e и

трансмиссии η_{tr} также зависят от скорости автомобиля и передаточного числа трансмиссии. Именно указанное обстоятельство привело к появлению значительного количества исследований, посвященных влиянию скоростного режима автомобиля и двигателя на топливную экономичность [1-4].

Уравнение (8) определяет расход энергии источника на мерном участке пути S_M . Расход энергии на единицу длины пути

$$\frac{\Delta W_{исч}}{S_M} = \frac{m_p}{\eta_{tr}} \cdot \quad (9)$$

Изменение энергии источника при прохождении участка пути длиной S

$$\frac{\Delta W_{исч}}{m_p} = \quad (10)$$

Если определить мерное количество энергии $\Delta W_{им}$ источника, то путь, проходимый автомобилем при расходовании указанного количества энергии будет равен

$$S = \frac{m_p}{\Delta W_{исч}} \quad (11)$$

На рис. 1-8 представлены графики, построенные в соответствии с выражением (9). Графики построены для легкового автомобиля, имеющего снаряженную массу m_a $снар = 1400$ кг, полную массу m_a $полн = 1890$ кг, КПД трансмиссии $\eta_{tr} = 0,9$, площадь лобового сопротивления $F = 2,56$ м², оснащенного бензиновым либо дизельным двигателем с эффективным КПД соответственно $\eta_e = 0,25$ и $\eta_e = 0,37$. Коэффициент суммарного дорожного сопротивления при движении по горизонтальному участку дороги принят $\psi_{min} = 0,014$, при движении в гору $\psi_{max} = 0,12$.

На рис. 1 и рис. 2 приведены графики зависимости $\frac{\Delta W_{исч}}{S_M}(\psi)$ и $\frac{S}{\Delta W_{исч}}(\psi)$, построенные для бензиновых и дизельных двигателей условного автомобиля при различных скоростях движения V и коэффициентах сопротивления воздуха K .

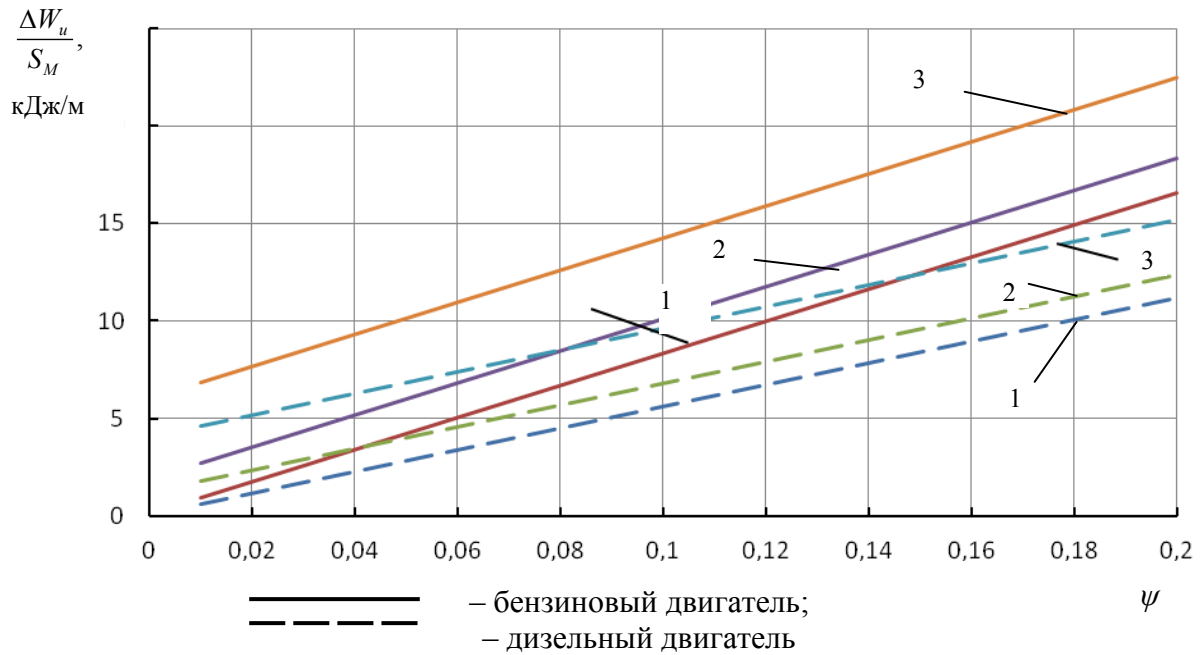


Рисунок 1 – Зависимость отношения изменения энергии к длине мерного участка от коэффициента суммарного дорожного сопротивления: 1 – при скорости движения $V = 5$ м/с; 2 – при $V = 25$ м/с; 3 – при $V = 45$ м/с.

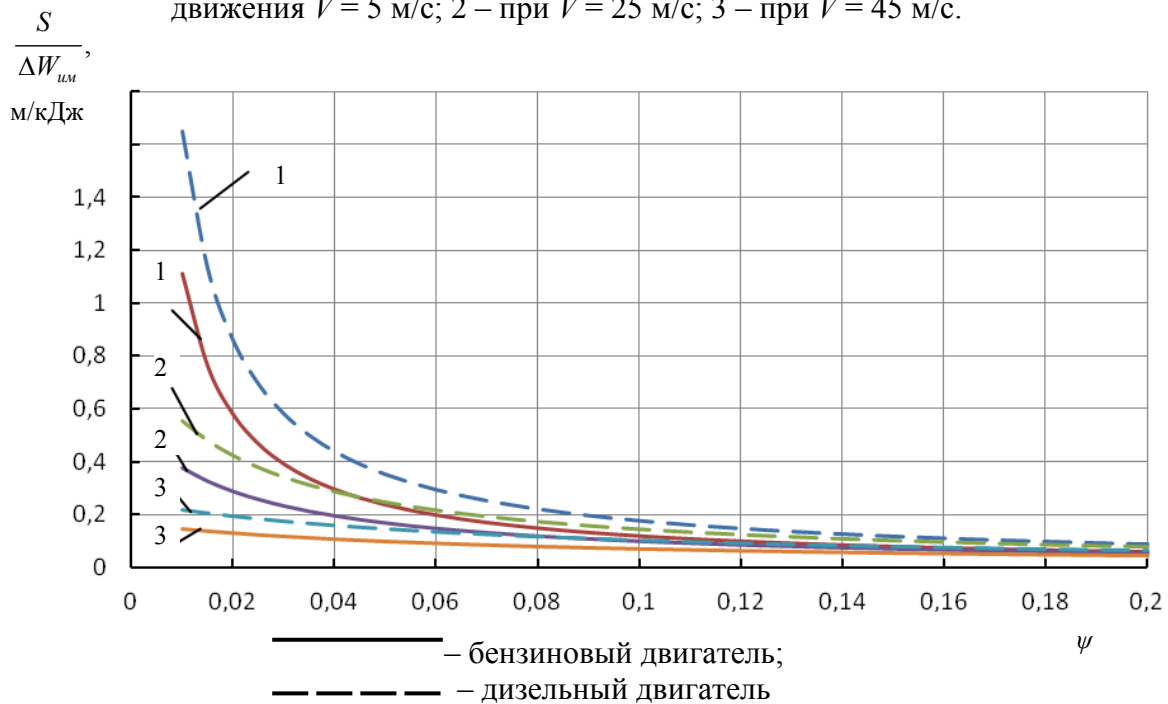


Рисунок 2 – Зависимость отношения длины мерного участка к изменению энергии от коэффициента суммарного дорожного сопротивления: 1 – при скорости движения $V = 5$ м/с; 2 – при $V = 25$ м/с; 3 – при $V = 45$ м/с.

На рис. 3 и рис. 4 приведены графики зависимости $\frac{\Delta W_u}{S_M}(V)$ при различных значениях суммарного дорожного сопротивления ψ и коэффициентах сопротивления воздуха K (для бензиновых и дизельных двигателей).

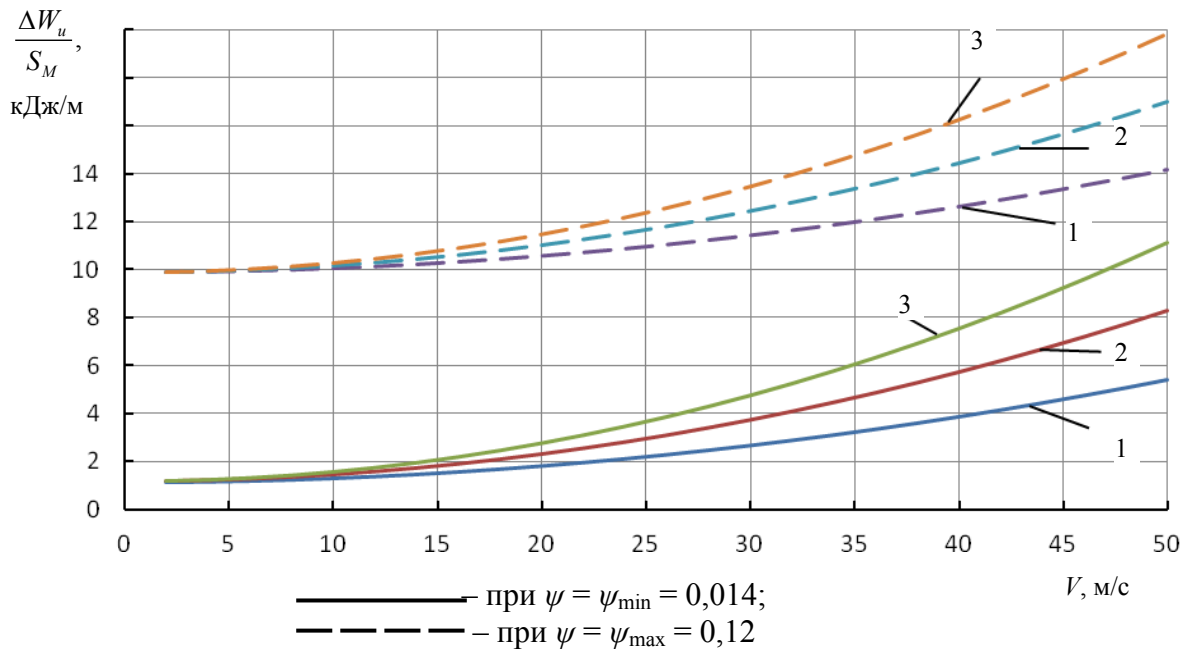


Рисунок 3 – Зависимость отношения изменения энергии к длине мерного участка от установившейся скорости движения автомобиля с бензиновым двигателем:

1 – при коэффициенте обтекаемости автомобиля $K = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 2 – при $K = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 3 – при $K = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

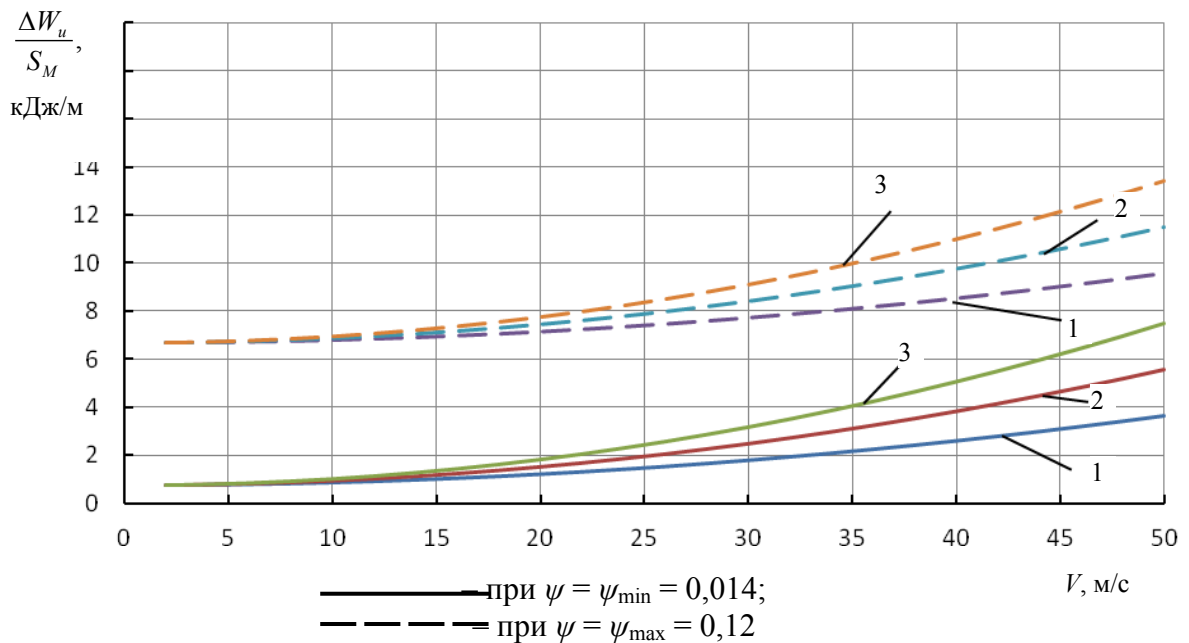


Рисунок 4 – Зависимость отношения изменения энергии к длине мерного участка от установившейся скорости движения автомобиля с дизельным двигателем:

1 – при коэффициенте обтекаемости автомобиля $K = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 2 – при $K = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 3 – при $K = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

На рис. 5 и рис. 6 для бензиновых и дизельных двигателей, соответственно, приведены графики зависимости $\frac{S}{\Delta W_{\text{им}}}(V)$ при различных значениях коэффициентов сопротивления воздуха K .

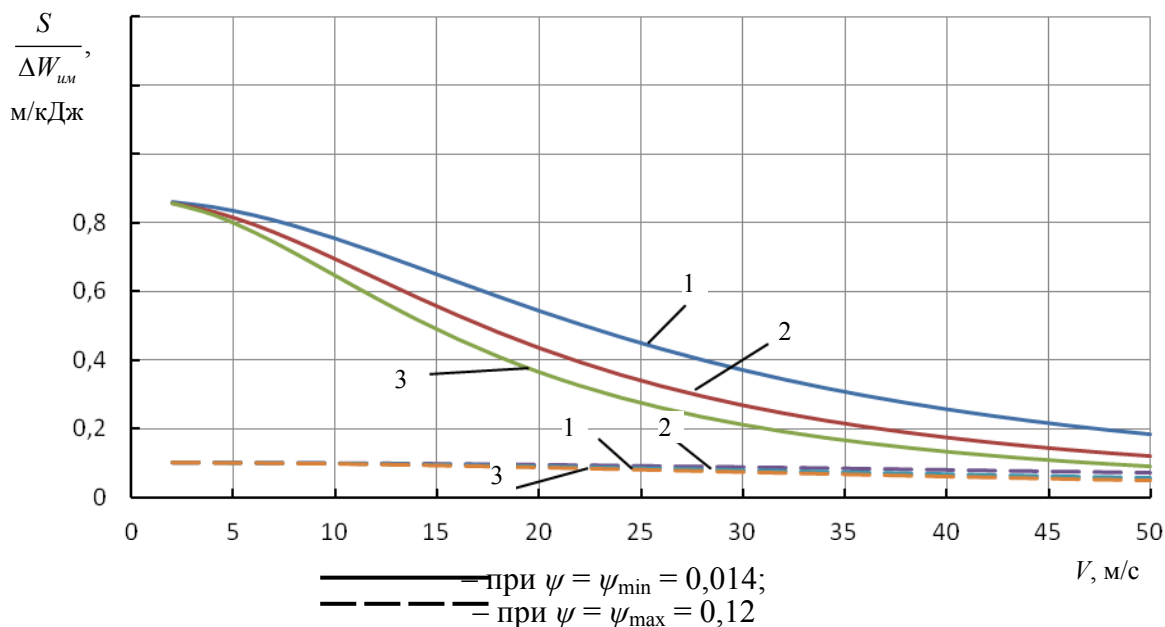


Рисунок 5 – Зависимость отношения длины мерного участка к изменению энергии от установившейся скорости движения автомобиля с бензиновым двигателем:

1 – при коэффициенте обтекаемости автомобиля $K = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 2 – при $K = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 3 – при $K = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

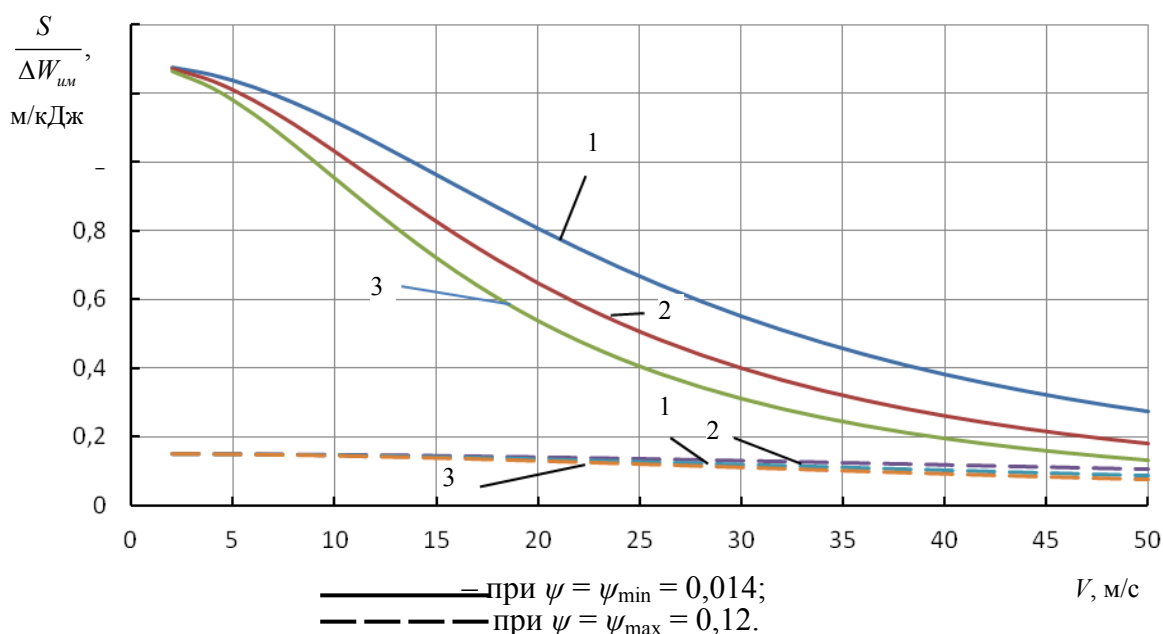


Рисунок 6 – Зависимость отношения длины мерного участка к изменению энергии от установившейся скорости движения автомобиля с дизельным двигателем:

1 – при коэффициенте обтекаемости автомобиля $K = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 2 – при $K = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; 3 – при $K = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

На рис. 7 и рис. 8 приведены графики зависимости $\frac{\Delta W_u}{S_M}(V)$ и $\frac{S}{\Delta W_{um}}(V)$ для легкового автомобиля при различной полной массе автомобиля m_a и коэффициентах суммарного дорожного сопротивления Ψ .

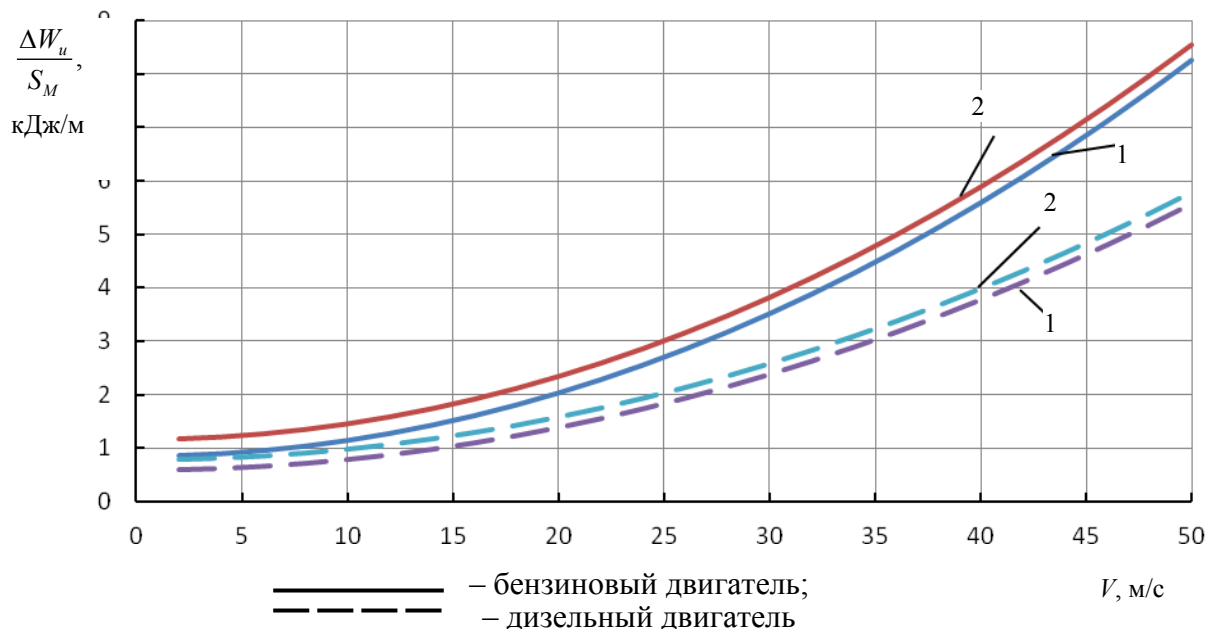


Рисунок 7 – Зависимость отношения изменения энергии к длине мерного участка от установившейся скорости движения автомобиля: 1 – при массе автомобиля $m_a = m_{a \text{ снар}} = 1400$ кг; 2 – при $m_a = m_{a \text{ полн}} = 1890$ кг

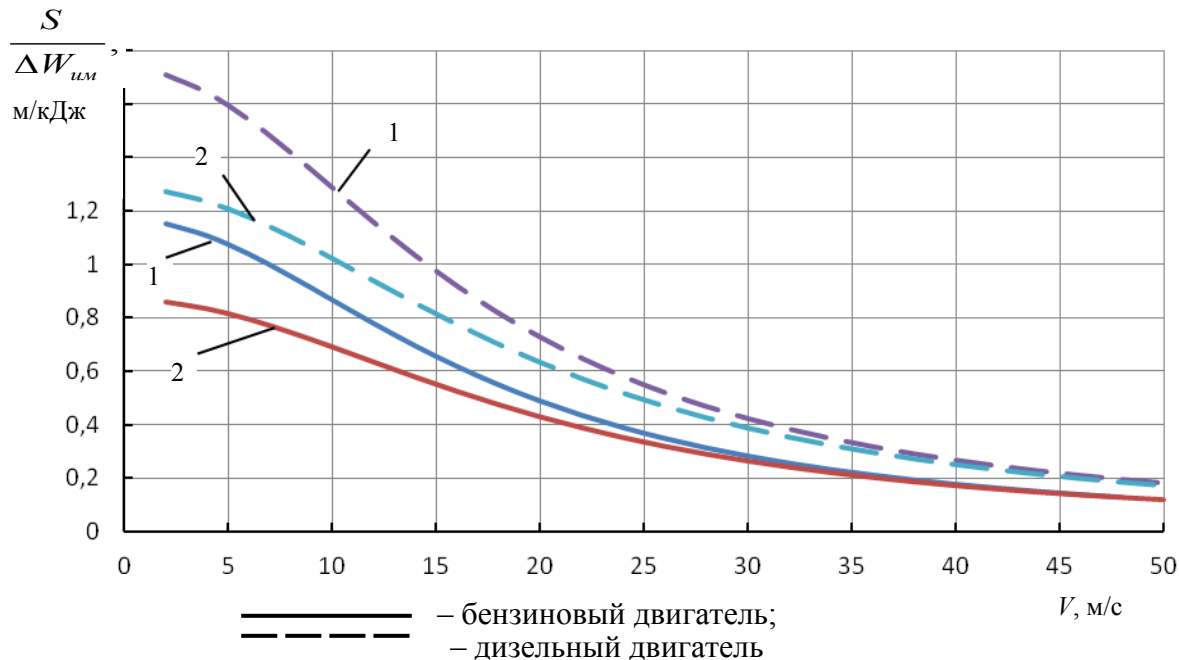


Рисунок 8 – Зависимость отношения длины мерного участка к изменению энергии от установившейся скорости движения автомобиля: 1 – при массе автомобиля $m_a = m_{a \text{ снар}} = 1400$ кг; 2 – при $m_a = m_{a \text{ полн}} = 1890$ кг

Запас хода автомобиля при условии движения с постоянной скоростью V может быть определен с помощью уравнения (8)

$$\frac{W_{\text{ист}}}{W_{\text{потр}}} \quad (12)$$

где $W_{\text{ист}}$ – запас энергии источника (топлива, аккумуляторных батарей или инерционного аккумулятора энергии).

Выводы.

1. В связи с развитием электроавтомобилей, гибридных автомобилей и автомобилей с инерционными аккумуляторами энергии термин «топливная экономичность» устарел и не отвечает своему назначению. Для более объективной оценки энергетических затрат целесообразно использовать выражение «энергетическая экономичность автомобиля».

2. Полученные аналитические выражения могут послужить основой для оценки энергетической экономичности автомобилей при движении как в установившемся, так и неустойчивом режимах.

Список литературы: 1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М: Транспорт, 1990. – 135 с. 2. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук – Львов: СВІТ, 1992. – 208 с. 3. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев – К: ЗАТ «ВІПОЛ», 2006. – 236 с. 4. Мацкерле Ю. Современный экономный автомобиль / Ю. Мацкерле. – М: Машиностроение, 1987. – 320 с. 5. Волков В.П. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебное пособие / В.П. Волков, А.П. Кравченко, под ред. В.П. Волкова. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2008. – 300 с. 6. Бажинов О.В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, В.Я. Двадненко– Харків: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 236 с. 7. Бажинов О.В. Гібридні автомобілі / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, А.В. Гнашов, А.В. Колесніков– Харків: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 327 с. 8. Dan Ross. Intersection Cars now / Dan Ross. – London: Изд-во Taschen, vol 1, 2011. – 512 с. 9. Щетина В.А. Электромобиль: техника и экономика / В.А. Щетина, Ю.Я. Морговский, Б.И. Центер, В.А. Богомазов – Ленинград: Изд-во Машиностроение, 1987. – 236 с. 10. Хьюард С. Увеличение КПД топлива в гибридных системах для автобусов при помощи высокомоментного серводвигателя / С. Хьюард, Б. Бенсон – Материалы Международного совещания Parker Hannifin Corp., 2008. — 11 с.

Bibliography (transliterated): 1. Govorushhenko N.Ja. Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte / N.Ja. Govorushhenko. – Moscow: Transport, 1990. – 135 p. 2. Gashhuk P.N. Jenergeticheskaja jeffektivnost' avtomobilja / P.N. Gashhuk – L'vov: SVIT, 1992. – 208 p. 3. Evseev P.P. Nekotorye voprosy jenergetiki avtomobilja / P.P. Evseev – Kiev: ZAT «VIPOL», 2006. – 236 p. 4. Mackerle Ju. Sovremennyj jekonomnyj avtomobil' / Ju. Mackerle. – Moscow: Mashinostroenie, 1987. – 320 p. 5. Volkov V.P. Avtomobil': Teorija jekspluatacionnyh svojstv: Uchebnoe posobie / V.P. Volkov, A.P. Kravchenko, pod red. V.P. Volkova. – Lugansk: Izd-vo «Noulidzh», 2008. – 300 p. 6. Bazhinov O.V. Sinergetichnij avtomobil'. Teorija i praktika / O.V. Bazhinov, O.P. Smirnov, S.A. Serikov, V.Ja. Dvadenko– Kharkov: Izd-vo KhNADU, 2011. – 236 p. 7. Bazhinov O.V. Gibridni avtomobili / O.V. Bazhinov, O.P. Smirnov, S.A. Serikov, A.V. Gnashov, A.V. Kolesnikov– Kharkiv: Izd-vo /KhNADU, 2008. – 327 p. 8. Dan Ross. Intersection Cars now /

Dan Ross. – London: Izd-vo Taschen, Vol 1, 2011. – 512 p. **9.** *Shhetina V.A.* Jelektromobil': tehnika i jekonomika / *V.A. Shhetina, Ju.Ja. Morgovskij, B.I. Center, V.A. Bogomazov* – Leningrad: Izd-vo Mashinostroenie, 1987. – 236 p. **10.** *H'juard S.* Uvelichenie KPD topliva v gibridnyh sistemah dlja avtobusov pri pomoshhi vysokomomentnogo servodvigatelja *S. H'juard, B. Benson* – Materialy Mezhdunarodnogo soveshhanija Parker Hannifin Corp., 2008. — 11 p.

Поступила (received) 05.02.2015

УДК 629.3.017.5

В.М. ДЕМБІЦЬКИЙ, зав. лабораторією ДП «НДКТІ МГ», Київ;

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ

Проведено огляд попередніх досліджень систем рекуперативного гальмування. Відмічено особливості робіт науковців, які проводили дослідження систем електродинамічного гальмування. Проведено експериментальні дослідження процесу електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії гібридного автомобіля особливо малого класу. Запропоновано математичну модель, яка описує процес гальмування. Здійснено розрахунок коефіцієнтів регресії та перевірено адекватність математичної моделі. Встановлено, що застосування регульованого електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії дозволить здійснювати його з максимальною ефективністю та акумулюванням електричної енергії.

Ключові слова: математична модель, експеримент, рекуперація, гальмування, транспортний засіб.

Вступ. Останнім часом в Україні спостерігається значне поживавлення у сфері електричних транспортних засобів. У м. Київ відбулася презентація електричних автомобілів, які планується залучити до пілотного проекту під назвою “Електротаксі”. Цей проект спрямований продемонструвати переваги застосування екологічно чистого транспорту, а також покликаний звернути увагу органів влади на невиправдано високі податки та відсутність преференцій для транспортних засобів з електричним приводом [1]. Значна робота у вивченні та дослідженні гібридних і електричних транспортних засобів проводиться українськими науковцями Харкова, Києва, Львова, Луцька. Досить активно долучилися до розвитку транспортних засобів з електричним приводом і вітчизняні автомобілевиробники: ПАТ “Богдан Моторс”, СП “Електронтранс”.

Дана робота є продовженням серії досліджень [2 - 4] пов’язаних з системою електродинамічного гальмування гібридного автомобіля обладнаного системою рекуперації енергії.

Аналіз попередніх досліджень. Досить фундаментальні дослідження гібридних та електричних автомобілів проведені науковцями університету Західної Флориди [5]. У цій роботі автори досить детально розглядають систему електродинамічного гальмування як окремо так і в комплексі з механічним складником. Застосування системи електродинамічного гальмування розглядається у різних міських їздових циклах. Основним критерієм ефективності системи електродинамічного гальмування є значення середнього сповільнення.

Необхідно також відмітити роботу російських вчених [6]. Науковцями проведена робота щодо розробки, створення та дослідження характеристик електромобіля на базі шасі “ГАЗель”. В цій роботі проведено компонування транспортного засобу, проведено тяговий розрахунок та визначено затрати енергії. Визначення затрат енергії проведено з врахуванням роботи системи рекуперації енергії. Однак під час експерименту визначено лише загальну витрату енергії транспортним засобом, а кількість рекуперованої енергії не зазначено. Кількість рекуперованої енергії є досить важливим показником з точки зору конструкції та експлуатації автомобіля. Адже цей показник необхідний при розрахунку ємності накопичувачів енергії, розрахунку стану (ступеня зарядки) накопичувачів енергії під час експлуатації транспортного засобу, оцінювання адекватності математичних моделей процесу електродинамічного гальмування

© В.М. Дембіцький, 2015

автомобіля з рекуперацією енергії перед їх впровадженням у систему управління електротягою транспортних засобів.

Варто зазначити, що на сьогодні питання рекуперації енергії розглядається в досить широких аспектах. Так, наприклад, науковцями НАМІ розглядається розрахунок балансу потужності комбінованої енергоустановки гібридного автомобіля [7]. Однак в даній роботі система рекуперації енергії розглядається лише з точки зору акумуляції рекуперованої енергії, а вплив рекуперації енергії на гальмівні характеристики автомобіля не вивчається.

Отже, системи рекуперації енергії з точки зору гальмівних систем транспортного засобу потребують ще чимало зусиль для їх вивчення та дослідження.

Мета роботи полягає у експериментальному дослідженні системи рекуперації енергії спрямованому на визначення оптимальних гальмівних та паливо-економічних властивостей транспортного засобу. Оптимальні показники паливної економічності повинні бути забезпечені акумуляуванням максимально можливої кількості електричної енергії під час здійснення електродинамічного гальмування.

Планування експерименту здійснюється з метою побудови та аналізу математичної моделі процесу електродинамічного гальмування, з тим, щоб з максимальною повнотою врахувати вхідні та вихідні характеристики процесу [8, 9]. При цьому доцільно використати представлення у вигляді “чорного ящика”. На даному етапі досліджень достатнім буде проведення двох факторного експерименту. Вхідними величинами вибрано початкову швидкість гальмування транспортного засобу та значення струму обмотки збудження. Ці параметри мають ключове значення при роботі системи електродинамічного гальмування та є одними з найбільш важливих. Функцією відклику приймається значення сповільнення, оскільки цей показник повинен бути прогнозований для забезпечення роботи системи управління електродинамічним гальмуванням. Таким чином завдання полягає у отриманні залежності:

$$j = f(v, I), \quad (1)$$

Вхідні параметри є незалежними один від одного, сумісними, тобто усі комбінації факторів є здійсненними, ними можна керувати, вони діють на об’єкт дослідження, не є корельованими.

Для кодування натуральних величин X_i факторів варто скористатися наступною залежністю [9]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_{i0}}, \quad (2)$$

де x_i - кодоване значення фактору;

X_{i0} - натуральне значення основного (нульового) рівня;

ΔX_{i0} - натуральне значення інтервалу варіювання.

$$X_{i0} = \frac{X_{i\max} + X_{i\min}}{2},$$

$$\Delta X_{i0} = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{2}, \quad (3)$$

У табл. 1 наведено фактори та їх інтервали варіювання.

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів

Фактори			Основний рівень (X_{i0})	Інтервал варіювання (ΔX_{i0})	Верхній рівень ($x_i = +I$)	Нижній рівень ($x_i = -I$)	Зіркова точка + α ($x_i = +I$)	Зіркова точка - α ($x_i = -I$)
Початкова швидкість гальмування	v	м/с	35	25	+1	-1	60	10
Струм обмотки збудження	I	А,	2,75	2,75	+1	-1	5	0,5

На основі попередніх досліджень вважається, що залежності $j = f(v, I)$ є не лінійними, тому застосовується нелінійна модель другого порядку.

Модель другого порядку, в загальному випадку, має вигляд [8, 9, 10]:

$$\eta = \beta_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} \beta_i x_i + \sum_{1 \leq i \leq j \leq k} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{1 \leq i \leq k} \beta_{ii} x_i^2, \quad (4)$$

де η - істинна величина функції відгуку;

$\beta_0, \beta_i, \beta_{ij}, \beta_{ii}$ - істинні значення коефіцієнтів;

k - кількість факторів.

У даному випадку, згідно залежностей (1, 4), наведених вище, математична модель матиме наступний вигляд:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_v + \beta_2 x_I + \beta_3 x_v x_I + \beta_4 x_v^2 + \beta_5 x_I^2, \quad (5)$$

де індекс I відповідає значенню струму збудження;

індекс v – значенню початкової швидкості гальмування.

Експериментальні дослідження спрямовані на визначення параметрів ефективності процесу електродинамічного гальмування. Експеримент проводився на автомобілі, основні характеристики, якого наведені у табл. 2.

Таблиця 2 - Технічні характеристики транспортного засобу ГСУ-1.

Параметр транспортного засобу	Значення параметру
Споряджена маса, кг	385
Тиск повітря в шинах коліс, передніх/задніх, МПа	1,8 / 1,8
Висота рисунка протектора шин, мм	4,7
Повна маса автомобіля, кг	560

Метеорологічні умови, під час яких проводилися випробування відповідали вимогам наведеним у Правилах ЄЕК ООН № 13.

За результатами аналізу результатів теоретичних досліджень встановлено, що доцільним критеріями оцінки роботи та ефективності процесу електродинамічного гальмування є сповільнення, яке розвиває транспортний засіб під час здійснення гальмування.

Проведення експерименту здійснювалося із застосуванням випробувального устаткування, зазначеного в таблиці 3.

Таблиця 3 – Засоби виміральної техніки, які застосовувалися під час проведення експерименту

Назва устаткування	Призначення	Діапазон та похибка вимірювання
Програмно-апаратний комплекс на базі Autoscope II (далі USB - осцилограф) та ПК типу Notebook	Реєстрація миттєвих значення вимірюваних параметрів	Діапазон вимірювань: напруга 0...1000 В; час 0...3600 с. Похибки реєстрації: - напруги $\delta=\pm 0,4\%$; - часу $\delta=\pm 0,2\%$.
Перетворювач вимірвальний напруги (датчик ПИНТ-2)	Вимірювання напруги	Постійного струму в діапазоні 100... 1000 В до 75 мВ. Змінного струму в діапазоні 100... 400 В до 75 мВ. $\delta=\pm 1\%$
Шунти 500 А/ 75 мВ,	Вимірювання струму	0 ... 500 А Клас точності 0,5
Прилад VBOX Recelagic	Вимірювання швидкості, прискорення/сповільнення, шляху	Шлях: $\delta=\pm 0,05\%$; Швидкість: 0,1...160 км/год, $\Delta=\pm 0,01$ км/год; Час: $\Delta=\pm 0,01$ с Сповільнення/прискорення: 0... $\pm 20g$ $\delta=\pm 0,5\%$

Під час теоретичних досліджень було встановлено, що регульоване електродинамічне гальмування зможе забезпечити більш якісні та кількісні показники. Тому було проведено експерименти для автомобіля із застосуванням різних методів регулювання.

За отриманими результатами експериментів побудовано залежності (рис. 1), які характеризують характер зміни значення сповільнення транспортного засобу, залежно від значення початкової швидкості гальмування та значення струму обмотки збудження.

З наведених залежностей видно, що застосування ШІМ-регулювання під час електродинамічного гальмування підвищує ефективність гальмівної системи і, водночас, забезпечує максимальне накопичення енергії, тому в подальшому розглядатиметься процес електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії із застосуванням широтно-імпульсного регулювання.

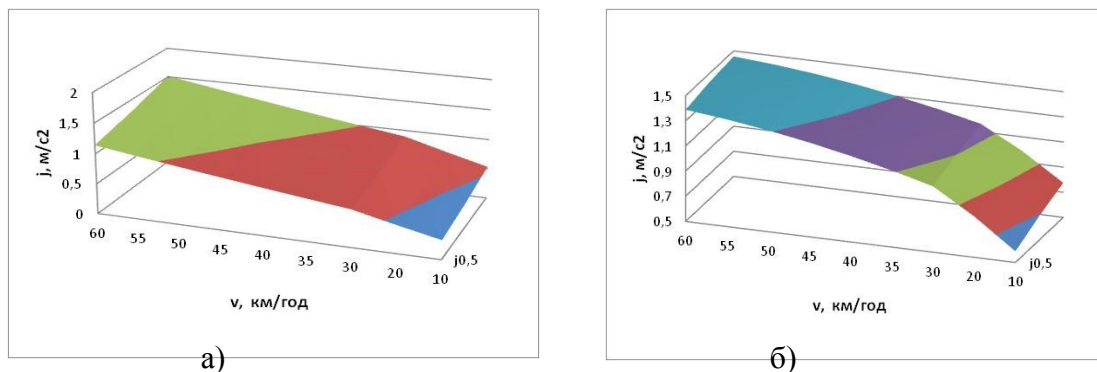


Рисунок 1 – Процес електродинамічного гальмування транспортного засобу: а) із застосуванням реостатного регулювання; б) із застосуванням ШІМ-регулювання

За методикою, викладеною у [9] проведено розрахунок коефіцієнтів математичної моделі (таблиця 4) та перевірено її адекватність.

Таблиця 4 – Значення коефіцієнтів математичної моделі.

Коефіцієнт	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
Значення	141,26	80,89	13,82	5,3468	15,193	1,1202
Важливість	Значущий	Значущий	Значущий	Значущий	Значущий	Незначущий

Враховуючи розраховані коефіцієнти, рівняння регресії матиме вигляд:

$$y = 141,26 + 80,89x_v + 13,82x_l + 5,35x_v x_l + 15,193x_v^2 \quad (6)$$

Розрахункове значення критерія Фішера $F_p = 3,35$ є меншим табличного при 1 % рівні значимості $F_{T(0,01; 3; 18)} = 4,9$. Гіпотеза щодо адекватності математичної моделі підтверджується.

Наведена математична модель повинна бути перевірена теоретичними розрахунками з метою співставлення результатів.

Висновки. В результаті експериментальних досліджень:

- проведено планування експерименту та дослідження роботи системи рекуперації енергії, запропоновано математичну модель та підтверджено її адекватність;
- встановлено, що застосування регульованого гальмування дозволить здійснювати його з максимальною ефективністю та акумулюванням електричної енергії;

За попередніми дослідженнями застосування регульованого процесу електродинамічного гальмування дозволить здійснювати ефективне гальмування на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення без блокування коліс, однак для цього необхідно провести додаткові дослідження.

Список літератури: 1. В Киеве презентовали экспериментальное электротакси [Электронный ресурс] / 2014. – Режим доступа: <http://toneto.net/news/kultura/v-kieve-prezentovali-eksperimentalnoe-elektrotaksi> (Дата обращения 28.01.2015). 2. Дембіцький В.М. Методика визначення енергетичних характеристик процесу електродинамічного гальмування під час дорожніх випробувань транспортних засобів, обладнаних електроприводом та системою рекуперації енергії / В.М. Дембіцький // Вісник НТУ. — К.: НТУ, 2014. — Вип. 30. 3. Дембіцький В.М. Математична модель процесу електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії транспортного засобу,

обладнаного електроприводом / *В.М. Дембіцький, О.П. Сітовський та ін.* // Наукові нотатки. Вип. 45. – Луцьк: ЛНТУ, 2014. С. 159 – 167. **4.** *Сітовський О.П.* Математичне моделювання процесу електричного гальмування макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою / *О.П. Сітовський, В.М. Дембіцький* // Вісник СевНТУ. Вип. 135. – Севастополь: СевНТУ, 2012. С. 73 – 75. **5.** *Muhammad H. Rashid* / Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles. Fundamentals, theory and design. Second edition / *Muhammad H. Rashid*. University of West Florida, CRC Press is an imprint of Taylor & Francis Group, an Informa business, 2010. – 558 p. **6.** *Блохин А.Н.* Результаты исследования электромобиля на шасси “ГАЗель” / *А.Н. Блохин, А.М. Грошев, Т.А. Козлова* и др. // Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана: Наука и образование. – 2012. – № 12. – С. 75-106. **7.** *Ломакин В.В.* К расчёту баланса мощности комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля / *В.В. Ломакин, к.т.н., А.В. Шабанов, к.т.н., А.А. Шабанов* // Журнал автомобильных инженеров № 1 (84), 2014 г. **8.** *Новик Ф.С.* Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / *Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов.* – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с. **9.** *Нефёдов А.Ф.* Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей / *А.Ф. Нефедов, Л.Н. Высочин.* – Львов, Выща школа, изд-во при Львов. ун-те. 1976 г. – 160 с. **10.** *Грачёв Ю.П.* Математические методы планирования эксперимента // *Ю.П. Грачёв, Ю.М. Плаксин.* – М.: ДеЛи принт, 2005. – 296 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *V Kieve* prezentovali eksperimental'noe elektrotaksi [Elektronnyj resurs] / 2014. – Rezhim dostupa: <http://toneto.net/news/kultura/v-kieve-prezentovali-eksperimentalnoe-elektrotaksi> (Data obracshenija 28.01.2015). **2.** *Dembitskiy V.M.* Metodika viznachennja energetichnih harakteristik procesu elektrodinamichnogo gal'muvannja pid chas dorozhnih viprobuvan' transportnih zasobiv, obladnanih elektroprivodom ta sistemoju rekuperacii energii / *V.M. Dembitskiy* Visnik NTU. — Kyiv.: NTU, 2014. — Issue. 30. **3.** *Dembitskiy V.M.* Matematichna model' procesu elektrodinamichnogo gal'muvannja z rekuperacieju energii transportnogo zasobu, obladnanogo elektroprivodom / *V.M. Dembitskiy, O.P. Sitovskij* ta in. Naukovi notatki. Issue. 45. – Lusk: LNTU, 2014. p. 159 – 167. **4.** *Sitovskij O.P.* Matematichne modeljuvannja procesu elektrichnogo gal'muvannja maketu transportnogo zasobu z gibridnoju silovuju ustanovkoju / *O.P. Sitovskij, V.M. Dembitskiy* Visnik SevNTU. Issue. 135. – Sevastopol': SevNTU, 2012. p. 73 – 75. **5.** *Muhammad H. Rashid* / Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles. Fundamentals, theory and design. Second edition / *Muhammad H. Rashid*. University of West Florida, CRC Press is an imprint of Taylor & Francis Group, an Informa business, 2010. – 558 p. **6.** *Blohin A.N.* Rezul'taty issledovanija elektromobilja na shassi “GAZel” / *A.N. Blohin, A.M. Groshev, T.A. Kozlova* i dr. Nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman: Nauka i obrazovanie. – 2012. – No 12. – p. 75-106. **7.** *Lomakin V.V.* K raschjotu balansa mocshnosti kombinirovannoj energoustanovki gibridnogo avtomobilja / *V.V. Lomakin, k.t.n., A.V. Shabanov, k.t.n., A.A. Shabanov* Zhurnal avtomobil'nyh inzhinerov No 1 (84), 2014 yr. **8.** *Novik F.S.* Optimizacija processov tehnologii metallov metodami planirovanija eksperimentov / *F.S. Novik, Ja.B. Arsov.* – Moscow.: Mashinostroenie; Sofija: Tehnika, 1980. – 304 p. **9.** *Nefjodov A.F.* Planirovanie eksperimenta i modelirovanie pri issledovanii ekspluatacionnyh svojstv avtomobilej / *A.F. Nefedov, L.N. Vysochin.* – L'vov, Vycsha shkola, izd-vo pri L'vov. un-te. 1976 yr. – 160 p. **10.** *Grachjov J.P.* Matematicheskie metody planirovanija eksperimenta / *J.P. Grachjov, J.M. Plaksin.* – Moscow.: DeLi print, 2005. – 296 p.

Надійшла (received) 05.03.2015

УДК 621.436.004.5

Н. Г. КУЦЬ, канд. техн. наук, доц. Луцький НТУ

ТРАНСПОРТНИЙ ГІБРИДНИЙ ЕНЕРГОКОМПЛЕКС

Проведено аналіз гібридного автомобіля з електротягою і тепловим двигуном в порівнянні з магнітодинамічним мотор-генератором і вихровим тепловим насосом. Розроблено принципову схему транспортного гібридного енергокомплексу з електротягою і вихровим тепловим насосом. Показана принципова можливість повністю забезпечити енергоспоживання транспортним засобом в процесі його руху від теплового насоса. Встановлено, що вентилятор, компресор і турбіна зі спеціальними лопатками являють собою вихровий тепловий насос і показано, як можна ці пристрої застосувати як теплового насоса на транспорті.

Ключові слова: гібридний електромобіль, магнітодинамічний мотор-генератор, вихровий тепловий насос, електротяга, гібридний енергокомплекс.

Введення. У всіх видах транспорту в процесі виконання різних перевезень реалізуються: прискорене руху в момент старту, рівномірний рух після виходу на трасу і сповільнений рух по мірі наближення до пункту прямування. У момент старту двигун виробляє велику потужність при цьому споживає більше палива. При русі по трасі споживання палива двигуном мінімальне. В процесі гальмування витрачена енергія розсіюється марно в навколишнє середовище.

Часті режими руху розгону і зупинки характерні для автотранспорту і, особливо, в міських умовах. Тому в автомобільному транспорті гостро постало питання рекуперації енергії в момент гальмування

Починаючи з середини 90-х років минулого сторіччя в автомобільному транспорті інтенсивно стали створюватися гібридні енергосистеми з метою рекуперації енергії гальмування. Спочатку це були гібридні приводу теплового двигуна спільно з електричним двигуном, а потім спільно з пневматикою. У процесі організації гібридних енергосистем представляється можливість реалізувати їх у відкритому вигляді, тобто включати в такі системи теплові насоси.

Сучасна тенденція розвитку енергетичних комплексів на транспорті полягає в більш ефективному використанні паливно-енергетичних ресурсів. Особливого значення набувають науково-технічні розробки, в яких отримують коефіцієнт перетворення одного виду енергії в інший більше одиниці. Для цього весь бортовий енергоблок необхідно перетворити у відкриту систему, коли при забезпеченні відповідних умов внаслідок взаємодії з іншими енергосистемами, виникає додатковий канал обміну енергіями. Важливо цей принцип реалізувати на транспортних засобах, в яких застосовуються теплові або електричні двигуни.

Аналіз публікацій. Бензино-електричний гібридний привід реалізується шляхом формування єдиного енергоблоку, що складається з теплового та електричного двигунів. У такій схемі доцільно в якості основного виконавчого двигуна використовувати електромотор. Тому, електромобіль додатково оснащується тепловим двигуном, який включається, коли повністю витрачається енергія, збережена в електричному акумуляторі або в електричному конденсаторі, які виконують роль рекуператора енергії. У момент гальмування ходова частина переключається на генератор змінного струму. Генератор перетворює на електрику кінетичну енергію гальмуючого автомобіля, яка запасастся в акумуляторі або в конденсаторі [1,2].

Розробляються двигуни з внутрішнім і зовнішнім згорянням палива з метою отримання максимально можливого коефіцієнта корисної дії [3]. В даний час переконливо доведено, що теплові насоси дозволяють отримувати коефіцієнт перетворення одного виду енергії в інший, що є більше одиниці. Важливо цей принцип реалізувати на транспортних засобах. У цьому зв'язку створення гібридних енергосистем слід розглядати як перехідний період переведення всіх транспортних

© Н.Г. Куць, 2015

засобів на електротягу з використанням теплових насосів.

Ефективність теплового насоса визначається відношенням різниці температур на виході і на вході до температури на виході, тобто, в кінцевому підсумку, визначається наскільки менший потік енергії виходить з обслуговуючої енергосистеми. Коефіцієнт теплопродуктивності теплового насоса слід визначати, як відношення корисного тепла переданого споживачеві, до енергії, витраченої на роботу теплового насоса.

Найбільшу популярність набули бензино-електричні гібриди, привід яких реалізується шляхом формування єдиного енергоблоку. У такій схемі основним виконавчим двигуном є магнітодинамічний мотор-генератор. Схема такого генератора в резонансному режимі роботи розглянута в [1,2]. Магнітодинамічний мотор-генератор в резонансному режимі роботи може використовуватися як тепловий насос.

В роботі [4] тепловий насос на автотранспорті використовувався для ефективного охолодження корпусу двигуна. У такій схемі додатково витрачається енергія на живлення теплового насоса. Переваги в коефіцієнті перетворення не відчувається, а має місце більш ефективне охолодження корпусу двигуна повітрям навколишнього середовища, що теж важливо. Крім цього, намітилася тенденція застосування теплового насоса не тільки для охолодження працюючого двигуна, а й для підвищення температури в зимових умовах [5], а конкретно -- для зняття нальоту льоду на зовнішньому теплообміннику автомобіля, що працює на паливних елементах.

Щоб якось змінити ситуацію, слід застосовувати теплові насоси не тільки для інтенсивного охолодження корпусу двигуна, але й реалізувати можливість отримувати за допомогою теплового насоса коефіцієнт перетворення одного виду енергії в інший більше одиниці. Які теплові насоси для цієї мети можуть бути застосовані в транспорті, розглянуті в роботі [3] де показана принципова можливість їх використання на транспорті без конкретних розрахунків з врахуванням коефіцієнтів перетворення.

Мета і завдання. Аналізувати роботу гібридної енергосистеми і математично обґрунтувати роботу таких систем. Щоб реалізувати поставлену мету необхідно вирішити такі завдання:

- розглянути позитивні і негативні якості кожного окремого енергоблоку в гібридній системі;
- провести аналіз оптимальних умов роботи кожного блоку теплового насоса;
- встановити умови повного забезпечення енергоспоживання транспортним засобом від теплового насоса.

Основна частина. Світова тенденція розвитку транспорту -- це розробка гібридних електротяг пристроїв разом з тепловими двигунами з переходом, в подальшому, повністю на електротягу. А в перспективі -- включення в транспортні енергосистеми теплові насоси [3]. Як приклад розглянемо гібридну схему електротяги енергокомплексу спільно з вихровим тепловим насосом.

Принципова схема такої гібридної системи показана на Рис. 1.

Автошасі 1 через коробку передач 2 управляється мотором постійного струму 3, який живиться від акумулятора 8. Від акумулятора 8 працює вентилятор 4. Вентилятор 4 в повітряному каналі 5 формує потік повітря. Потік повітря обертає вітрогенератор 6. Вироблювана електрична потужність змінного струму через випрямляч 7 заряджає акумулятор 8. У такому пристрої акумулятор працює в буферній схемі.

становить усього ~ 4 л на 100 км. Отже, застосування гібридних енергокомплексів на транспорті знімає перший два пункти, які стримують широке виробництво електромобілів промисловістю.

Існуючі електромотори і генератори застосовуються на транспорті в обмеженому масштабі. Це обумовлено тим, що їх масогабаритні характеристики не задовольняють вимогам, що пред'являються до електромобілів. В даний час намітилася тенденція створення мотор-генераторів магнітодинамічних, в якому ротор представляє набір постійних магнітів на обертовому диску, а статор містить набір електромагнітів, що живляться імпульсами струму певної частоти. При потужності 15 кВт магнітодинамічний мотор-генератор має діаметр 520 мм і товщину 160 мм, а загальна вага 39 кг. Аналогічний асинхронний електродвигун АИР-160S4 потужністю 15 кВт має розмір 350x435x130 і вагу 120 кг. За вагою магнітодинамічний мотор-генератори в три рази менше по вазі звичайних, що випускаються промисловістю, асинхронних електричних моторів, які можуть працювати і як генератори.

Магнітодинамічні мотор-генератори при порівняно невеликих габаритах володіють високою потужністю і є відкритою системою щодо навколишнього середовища. Вони дозволяють генерувати вільну енергію [6,7]. Перевага такого мотор-генератора полягає ще й в тому, що він дозволяє регулювати коефіцієнт тертя при гальмуванні транспортного засобу.

Електричний мотор-генератор магнітодинамічного типу перетворює механічну енергію в електричну в резонансному режимі і при цьому дозволяє реалізувати великі потужності, а, також, отримувати надлишкову енергію за рахунок взаємодії з навколишнім середовищем [4] внаслідок конвективного теплообміну за принципом роботи теплового насоса. Електромагнітний тепловий насос можна використовувати на будь-якому виді транспорту. Він має досить малі масо-габаритні характеристики, а теплообмін з навколишнім середовищем здійснюється всією площею транспортного засобу з потоком набігаючого повітря, тобто, реалізується величезний колектор теплового насоса [8].

Що стосується високої вартості електромобіля, то вона може бути значно знижена, якщо в гібридній схемі замінити ДВЗ на вихровий тепловий насос. Вихровий тепловий насос являє собою вітрогенератор, оснащений вентилятором і поміщений спільно з вентилятором в замкнутий повітряний об'єм, як це показано на Рис. 1. Вентилятор і вітрогенератор містяться в лопаті спеціальної конструкції, які описані в роботі [9,10].

При швидкості руху транспортного засобу 100 км / год вихровий тепловий насос на вході до вентилятора з чотирма лопатями і радіусом 15 см на вентиляторі і вітрогенераторі повністю забезпечить потужність в 150 кВт, яку виробляє бензиновий двигун в гібриді Lexus Rx400h. Частота обертання лопатей в вітрогенераторі складе 4870 об / хв, що припустимо для лопат з дюралі товщиною 10 мм і довжиною 150 мм.

Виходить, що вихровий тепловий насос здатний повністю компенсувати потужність споживання електроенергії тяговими двигунами від акумуляторної батареї. При цьому габарити складуть 700x350x350 мм, а вага - не більше 250 кг. Важливо відзначити наступний факт, що при падінні температури навколишнього середовища до - 300 С вироблювана потужність тепловим насосом падає тільки на 0,13%, тобто, практично не змінюється.

Висновки: Проведений аналіз застосування вихрового теплового насоса на транспорті свідчить про наступне:

1. Розроблено принципову схему транспортного гібридного енергокомплексу з вихровим тепловим насосом.

2. Показано, що розвиток електромобілів стримується великими масогабаритними характеристиками, що випускаються промисловістю, електромоторів і генераторів, а також акумуляторних батарей. Внаслідок цього вироблені електромобілі за вартістю значно перевершують автомобілі з ДВЗ.

3. Проведено порівняльний аналіз асинхронних електродвигунів і магнітодинамічних мотор-генераторів і встановлено, що в транспортних засобах електротяга повинна формуватися на основі застосування магнітодинамічних систем.

4. На вході вихрового теплового насоса знаходиться вентилятор, роль якого зводиться до того, щоб не допустити формування зворотного потоку повітря при відбитті від лопатей вітрогенератора і дещо збільшити швидкість потоку повітря, що надходить на хід теплового насоса внаслідок руху транспортного засобу.

5. Продемонстровано можливість повністю забезпечити енергоспоживання транспортним засобом від теплового насоса.

Список літератури: 1. *Гречихин Л. И.* Физика. Электричество и магнетизм. Современная электродинамика. – Мн.: ИООО «Право и экономика», 2008. – 302 с. 2. *Гречихин Л. И., Лапцевич А. А., Куць Н. Г.* Аэродинамика летательных аппаратов. – Мн.: ИООО «Право и экономика», 2012. – 285 с. 3. *Гречихин Л. И., Куць Н. Г.* Энергетические комплексы на транспорте. – Мн.: ИООО «Право и экономика», 2013. – 258 с. 4. *Kim Sung Chul, Kim Min Soo, Hwang In Chul, Lim Tae Won.* Performance evaluation of CO₂ heat pump system for full cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. / *Ins. J. Refrig.* 2007. 30. № 7. P. 1195-1206. 5. *Wang Zhiyi, Wang Xinmin, Dong Zhiming.* Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating. / *Appl. Energy*, 2008. 85. № 11. P. 1050-1059. 6. *Рощин В. В., Годин С. М.* Экспериментальное исследование физических эффектов в динамической магнитной системе. // Международный конгресс – 2000. «Фундаментальные проблемы естествознания и техники». С.-Петербург, 2000, Т.1, №1, с.202-205. 7. *Хмельник С.И.* Автономный бестопливный электромагнитный генератор. Интернет: site "Spasebloom.net". 2007. 8. *Володин В. И.* Влияние внутренних и внешних факторов на эффективность тепловых насосов. Препринт ИПЭ-22. – Мн.: ИПЭ АНБ, 1996. – 24 с. 9. *Гречихин Л. И.* Проблемы энергетики в современных условиях /Международный конгресс-2000 «Фундаментальные проблемы естествознания и техники». – С.-Петербург: СПбГУ. 2000. Т. 1. С. 99-103. 10. *Мазуров О.К., Кузнецов Н.В., Квакин С.Д.* Тепловые насосы и их эффективность для целей теплоснабжения и улучшения экологической обстановки. / *Изв. Рост. гос. строит. у-та.* 2006. № 10. С. 266-273.

Bibliography (transliterated): 1. *Grechikhin L.I.* Fizika. Electricity and magnetism. Modern electrodynamics. – Mn.: IOOO "Right and Economy", 2008. – 302nd Print. 2. *Grechikhin L.I., Laptsevich A.A., N. G. Kuts* Aerodinamik's of aircraft. – Mn.: IOOO "Right and Economy", 2012. – 285th Print. 3. *Grechikhin L.I., N. G Kuts.* Power complexes on transport. – Mn.: IOOO "Right and Economy", 2013. – 258th Print. 4. *Kim Sung Chul, Kim Min Soo, Hwang In Chul, Lim Tae Won.* Performance evaluation of CO₂ heat pump system for full cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. / *Ins. J. Refrig.* 2007. 30. No. 7 1195-1206. Print. 5. *Wang Zhiyi, Wang Xinmin, Dong Zhiming.* Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating. / *Appl. Energy*, 2008. 85. No. 11. 1050-1059. Print. 6. *Roshchin V. V., S. M's Times.* A pilot study of physical effects in dynamic magnetic system. The international congress – 2000. "Fundamental problems of natural sciences and equipment". St.-Petersburg, 2000, T.1, No. 1, 202-205. Print. 7. *Hmelnik S. I.* Independent fuel-free electromagnetic generator. Internet: site "Spasebloom.net". 2007. 8. *Volodin V. I.* Influence of internal and external factors on efficiency of thermal pumps. IPE-22 pre-print. – Mn.: IPE NSA, 1996, 24-26 Print. 9. *Grechikhin L. I.* Power problems in modern conditions / International kongress-2000 "Fundamental problems of natural sciences and equipment". – St.-Petersburg: St.Petersburg State University. 2000. V. 1. 99-103. Print 10. *Mazur DC, Kuznetsov NV, Kvakina SD* Heat pumps and their efficiency for heating and environmental improvement. / *Math. Growth. state. builds. y Ta.* 2006. № 10 266-273. Print.

Надійшла (received) 03.02.2015

УДК 629.113

А. М. КАШУБА, асистент каф.АТТ Луцького НТУ, Луцьк;

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМОБІЛЯ З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ

Проведений аналіз основних методик оцінювання паливної економічності та екологічності автомобілів в міських і замських умовах. Проведені експериментальні дослідження макету автомобіля з гібридною силовою установкою (ГСУ). Визначено поліноміальні коефіцієнти та побудовано поверхні відгуку. Складено блок-схему роботи автомобіля з ГСУ, а також складено методику проведення експериментальних досліджень автомобілів з ГСУ.

Проведенні попередні дослідження по підбору акумуляторних батарей та їх оптимальної ємності дозволяють скласти алгоритм роботи автомобіля з ГСУ.

Ключові слова: ГСУ, витрата палива, витрата струму, режими руху, економічність, поліноміальна модель.

Вступ. Практично всі відомі автовиробники, на даний час, взяли курс на поліпшення економічних та екологічних властивостей автотранспортних засобів: перехід на норми Євро-5, а деякі і Євро-6; використання різного роду конструктивних змін; створення гібридних транспортних засобів та електромобілів. Найбільш перспективними на даний момент часу є автомобілі, які використовують для руху електричну тягу.

Хоча автомобілі з ГСУ вже досить давно існують на ринку автотранспортних засобів, але вони ще повною мірою не досліджені.

Аналіз основних досягнень і літератури. На даний час розроблено чітку методику оцінювання паливної економічності та екологічності автомобілів в міських і замських умовах[1-5]. Дані методики оцінювання та, різного роду, математичні залежності описують рух транспортного засобу по стандартному їздовому циклу, але більшість даних математичних моделей і методик відноситься до автомобілів з ДВЗ. Проблемами паливної економічності та екологічності транспортних засобів займаються такі вчені як Гутаревич Ю.Ф, Сахно В.П., Матейчик В.П. та ін, що ж стосується автомобілів з ГСУ, то слід відмітити праці таких науковців як Бажинов О.В., Двадненко В.Я., Серіков А.В. [6,7], але ці праці стосуються здебільшого електронного управління електричними двигунами.

Тому існує необхідність в продовженні досліджень в плані створення рекомендацій для руху автомобілів з ГСУ, а саме порядок ввімкнення двигунів силової установки в залежності від умов руху.

Мета дослідження, постановка задачі. В даній роботі за мету ставилося провести експериментальні дослідження автомобіля з гібридною силовою установкою для отримання попередніх результатів по раціональному вибору для руху двигуна силової установки в залежності від умов і режимів руху.

Відповідно до поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- визначення витрати палива за випробувальний цикл при забезпеченні руху двигуном внутрішнього згорання;
- визначення затрат електричної енергії при русі з використанням електричної тяги по випробувальному їздовому циклу;

- визначення критичних значень пришвидшень і швидкостей автомобіля з гібридною силовою установкою для покращення паливної економічності шляхом збільшення міжзарядного пробігу автомобіля з використанням електричної тяги.

Матеріали досліджень. Об'єктом експериментальних випробувань був макет транспортного засобу з ГСУ (рис.1). Гібридна силова установка виконана у вигляді паралельної схеми компоновки.[8]



Рисунок 1 - Макет транспортного засобу з ГСУ

Врахувавши особливості конструкції об'єкта випробувань було складено поліноміальні моделі другого порядку:

$$G_{II} = b_0 + b_1 \cdot n_{кол.} + b_2 \cdot M_{\kappa} + b_{12} \cdot n_{кол.} \cdot M_{\kappa} + b_{11} \cdot n_{кол.}^2 + b_{22} \cdot M_{\kappa}^2 \quad (1)$$

$$I = a_0 + a_1 \cdot n_{кол.} + a_2 \cdot M_{\kappa} + a_{12} \cdot n_{кол.} \cdot M_{\kappa} + a_{11} \cdot n_{кол.}^2 + a_{22} \cdot M_{\kappa}^2 \quad (2)$$

де G_{II} - годинна витрата палива, кг/год.;

I - годинна витрата струму, А/год.;

$b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}, a_0, a_1, a_2, a_{12}, a_{11}, a_{22}$ - поліноміальні коефіцієнти.

Експериментальні дослідження включали в себе стендові та дорожні випробування.

В програму стендових експериментальних досліджень входили:

1. Визначення швидкісних характеристик активного і примусового холостого ходу.
2. Визначення серії навантажувальних характеристик.
3. Визначення витрати палива і струму під час руху автомобіля за режимами випробувального циклу на роликовому стенді.

Стенові випробування макета автомобіля з ГСУ проводилось на роликовому моделюючому стенді, на якому можна імітувати режими випробувального циклу за правилом ЄЕК ООН №101. Під час випробування фіксувалися: витрата палива $G_{Пал}$, витрата струму I , швидкість автомобіля V_a , тривалість випробування t , шлях S , який пройшов автомобіль за випробування, глибину розряду тягових акумуляторних батарей за один цикл, та визначення пробігу автомобіля на електричній тязі з використанням укомплектованих тягових акумуляторних батарей за умови 80% DOD.

Визначення поліноміальних коефіцієнтів проводилось за симетричним композиційним ортогональним планом другого порядку.

В експерименті в якості факторів будуть обертовий момент на колесі M_k та частота обертання колеса $n_{кол.}$. Фактори відповідають вимогам до незалежних змінних [9]. Функціями відгуку є годинна витрата палива G_n та витрата струму I . Фактори та інтервали варіювання представлені в Табл.1.

Таблиця 1 - Рівні варіювання факторів

Фактори		Основний рівень (X_{i0})	Інтервал варіювання (ΔX_{i0})	Верхній рівень ($x_i = +I$)	Нижній рівень ($x_i = -I$)	Зіркова точка $+a$ ($x_i = +I$)	Зіркова точка $+a$ ($x_i = -I$)
Обертовий момент на колесах	$M_k, н \cdot м,$	115	85	200	30	200	30
Частота обертання колеса	$n_{кол}, об / хв$	240	200	440	40	440	40

В кожній точці факторного простору, якій відповідає один із рядків матриці планування, проводиться серія із трьох дослідів ($m=3$). Для кожної з них вираховується середнє значення вихідної величини та оцінка дисперсій вихідних величин. [10]:

Результати досліджень. Провівши ряд обчислень визначено остаточне рівняння регресії моделі для визначення витрати палива, що містить статистично значущі коефіцієнти:

Витрата палива та струму в функції натуральних величин:

$$G_n = 0.18 - 1.32 \times 10^{-3} \cdot n + 1.08 \times 10^{-3} \cdot M + 5.05 \times 10^{-6} \cdot n \cdot M + 5.9 \times 10^{-6} \cdot n^2$$

$$I = 0.29 + 4 \times 10^{-4} \cdot n - 1.1 \times 10^{-2} \cdot M + 3.3 \times 10^{-3} \cdot n \cdot M$$

У відповідності до отриманих поліноміальних залежностей будуюмо поверхні відгуку (Рис.2)

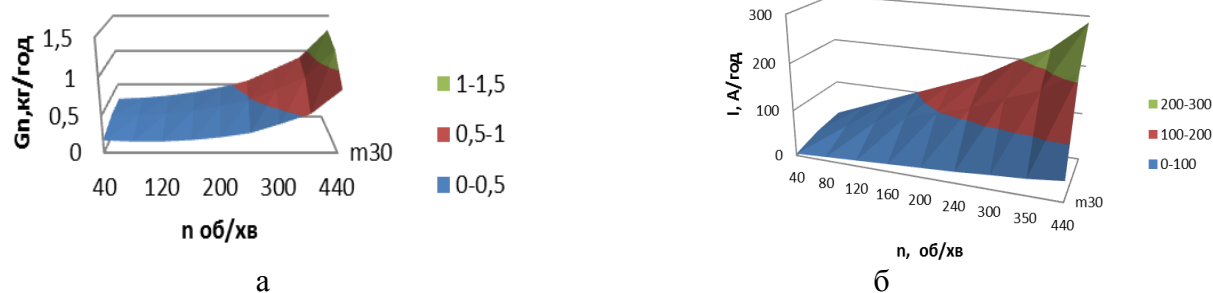


Рисунок 2 – а- залежність витрати палива б- витрати електричного струму від частоти обертання колеса і обертового моменту на колесі.

Отримані значення витрати палива та струму в залежності від умов та режимів руху, а також проведенні попередні дослідження [11] по підборі акумуляторних батарей та їх оптимальної ємності дозволяють скласти алгоритм роботи автомобіля з ГСУ(Рис.3), тобто блок-схему, яка показує раціональність вибору того чи іншого двигуна при русі в реальних умовах.

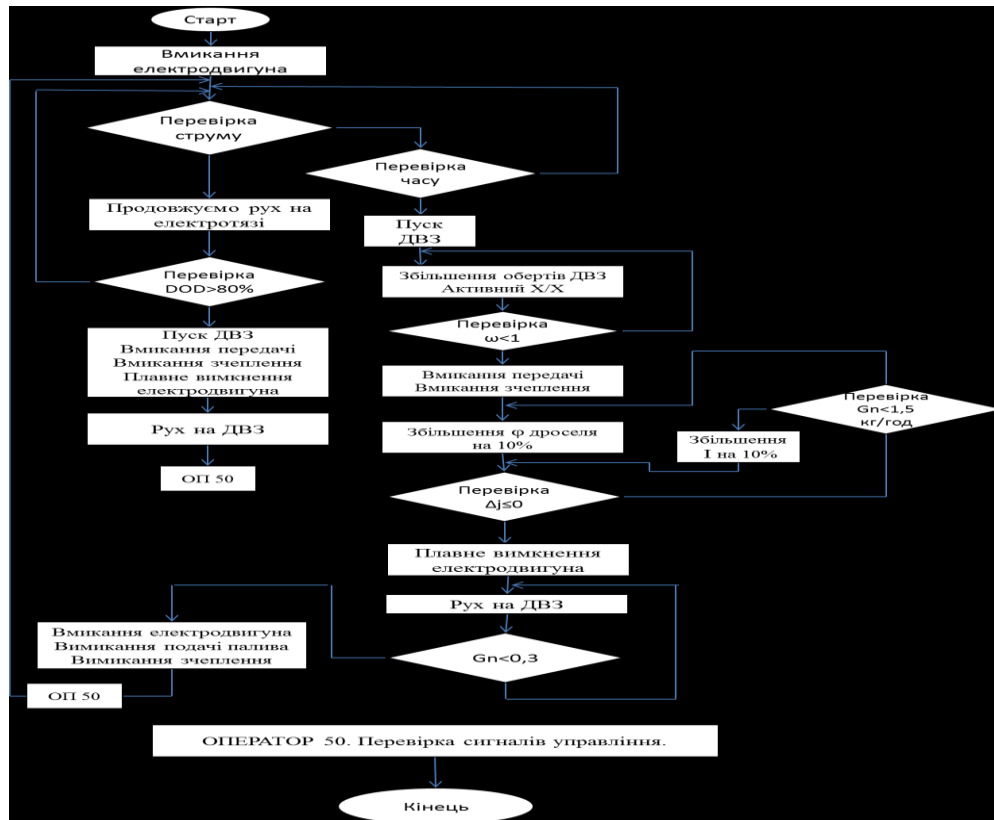


Рисунок 3 - Блок-схема роботи автомобіля з ГСУ

Висновок. В результаті проведених попередніх випробувань: проведені дослідження по визначенню затрат палива та струму на різних ділянках випробувального циклу; визначено коефіцієнти поліноміальних моделей та побудовано функції відгуку; на основі даних та попередніх досліджень складено блок схему роботи силової установки. При застосуванні даного алгоритму міжзарядний пробіг автомобіля з використанням електричної тяги можна збільшити на 15-20% , при цьому більш ефективно використовуються акумуляторні батареї протягом терміну експлуатації, а відповідно і зменшується витрата палива та викиди шкідливих речовин.

Список літератури: 1.Сахно В.П. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Навч. посібник./, Сахно В.П.,Безбородова Г.Б. :Київ: В-во КВІЦ, 2004, 174 с. 2. Гутаревич Ю.Ф.Екологія та автомобільний транспорт: Навч. посібник/ Ю.Ф. Гутаревич, Д.В.Зеркалов, А.Г.Говорун, А.О. Корнач, Л.П. Маржисєвська. - К.: Арістей, 2008. -296 с. 3. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни Підручник.— 3-тє видання./ Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.: Київ: Арістей, 2006. — 476 с. 4. Матейчик В.П. Наукові основи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: автореф. дис... д-ра техн. наук:

05.22.02 / Матейчик В. П.; Національний транспортний ун-т. - К., 2004. - 36 с. **5.** Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів / Матейчик В.П.; Національний транспортний ун-т. - К. : НТУ, 2006. - 215 с. **6.** Бажинів О.В. Електропривод для конверсійного гібридного автомобіля / О.В. Бажинів, В.Я. Двадненко, Хаким Мауш // Електронне наукове фахове видання (друкована версія). Автомобіль і Електроніка.Сучасні Технології. – 2011. – С. 38 – 43. **7.** Бажинів О.В. Гібридні автомобілі / О.В. Бажинів, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, А.В. Гнатів, А.В. Колесніков. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с. **8.** Дембіцький В.М. Вибір компоновальної схеми гібридного автомобіля та визначення режимів його руху / В.М. Дембіцький // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – Вип. 37. – С. 75 – 81. **9.** Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов/ Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. — 304 с. **10.** Володарский Е.Т. Планирование и организация измерительного эксперимента// Володарский Е.Т., Малиновский Б.Н., Туз Ю.М.: Киев, Вища шк. Головное изд-во, 1987 г. 280 с. **11.** Сітовський О. П. Експериментальні дослідження параметрів LiFePO₄ батарей / О. П. Сітовський, А. М. Кашуба // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета . - 2013. - Вып. 63. - С. 98-100.

Bibliography (transliterated): **1.** Sakhno V.P. Avtomobili. Tyahovo-shvydkisni vlastyvoli ta palyvna ekonomichnist'. Navch. posibnyk./, Sakhno V.P.,Bezborodova H.B. :Kyiv: V-vo KVITs, 2004, 174 p. **2.** Hutarevych Yu.F.Yekolohiya ta avtomobil'nyy transport: Navch. posibnyk/ Yu.F. Hutarevych, D.V.Zerkalov, A.H.Hovorun, A.O. Korpach, L.P. Marzhyyevs'ka. - Kyiv.: Aristey, 2008. -296 p. **3.** Abramchuk F.I. Avtomobil'ni dvyhuny Pidruchnyk.— 3-tye vydannya./ Abramchuk F.I., Hutarevych Yu.F., Dolhanov K.Ye., Tymchenko I.I.: Kyiv: Aristey, 2006. — 476 p. **4.** Mateychyk V.P. Naukovi osnovy pidvyshchennya ekolohichnoyi bezpeky dorozhnikh transportnykh zasobiv: avtoref. dys... d-ra tekhn. nauk: 05.22.02 / Mateychyk V. P.; Natsional'nyy transportnyy un-t. - Kyiv., 2004. - 36 p. **5.** Mateychyk V.P. Metody otsinyuvannya ta sposoby pidvyshchennya ekolohichnoyi bezpeky dorozhnikh transportnykh zasobiv / Mateychyk V.P.; Natsional'nyy transportnyy un-t. - Kyiv. : NTU, 2006. - 215 p. **6.** Bazhinov O.V. Elektroprivod dlja konversijnogo gibrydnogo avtomobilja / O.V. Bazhinov, V.Ja. Dvadnenko, Hakim Maush Elektronne naukovе fakhove vydannya (drukovana versiya). Avtomobil' i Elektronika.Suchasni Tekhnolohiyi. – 2011. – p. 38 – 43. **7.** Bazhynov O.V. Hibrydni avtomobili / O.V. Bazhynov, O.P. Smyrnov, S.A. Syerikov, A.V. Hnatov, A.V. Kolyesnikov. – Kharkov: KhNADU, 2008. – 327 p. **8.** Dembits'ky V.M. Vybir komponoval'noyi skhemy hibrydnogo avtomobilya ta vyznachennya rezhymiv yoho rukhu / V.M. Dembits'ky Naukovi notatky. – Luts'k: LNTU, 2012. – V. 37. – p. 75 – 81. **9.** Novik F.S. Optimizacija processov tehnologii metallov metodami planirovanija jeksperimentov/ F.S. Novik, Ja.B. Arsov Moscow.: Mashinostroenie; Sofija: Tehnika, 1980. — 304 p. **10.** Volodarskij E.T. Planirovanie i organizacija izmeritel'nogo jeksperimenta/ / Volodarskij E.T., Malinovskij B.N., Tuz Ju.M.: Kiev, Vishha shk. Golovnoe izd-vo, 1987. 280 p. **11.** Sitovs'ky O. P. Eksperymental'ni doslidzhennya parametriv LiFePO₄ batarey / O. P. Sitovs'ky, A. M. Kashuba Vestnyk Khar'kovskoho natsyonal'noho avtomobyl'no-dorozhnoho unyversyteta . - 2013. - Issue. 63. - p. 98-100.

Надійшла (received) 07.03.2015

УДК 625.032.821

Е.А. БЕЛОГУРОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ ДОРОЖНЫМ МЕТОДОМ, РАБОТАЮЩЕГО НА РАЗНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Проанализированы существующие методы диагностирования автомобиля. Усовершенствованы математические модели сил сопротивления движению автомобиля, что даёт возможность получать более точные зависимости для определения данных сил, которые можно применять не только в рамках данного исследования, но и в других задачах создания и эксплуатации автомобилей. Сформулирована методика расчёта диагностического параметра, позволяющая определить значение тягово-скоростных свойств для любого легкового автомобиля. Проанализированы экспериментальные данные, полученные на разных видах топлива.

Ключевые слова: уравнение тяговой динамики, тягово-скоростные свойства, коэффициент аэродинамического сопротивления.

Вступление. Хорошо известно, что рациональная система технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей строится на основе диагностической информации. Между тем современные сервисные станции ориентированы не на контроль технического состояния и прогнозирование нежелательных его изменений, а на устранение уже возникших и обнаруженных пользователем неисправностей. Полнообъёмные ТО выполняют в лучшем случае на фирменных станциях в течение гарантийного срока, да и там нет, например, тяговых стендов – а ведь именно изменение тяговых свойств автомобиля является симптомом возникших дефектов и сигналом о необходимости углубленного диагностирования, т.е. поиска места и определения причин неисправности с последующим ее устранением.

В связи с этим, на сегодняшний день актуальным является создание доступного метода контроля функционирования автомобиля на первичном уровне, т.е. метода общего диагностирования.

Анализ методов и средств диагностирования автомобиля по тягово-скоростным свойствам. Анализ показал, что, если исходить из главного критерия, а именно доступности методики проверки тягово-скоростных свойств автомобиля на дороге, то пригодные контрольные показатели таковы (в порядке снижения доступности):

- скорость, измеренная спидометром;
- время разгона;
- скорость, измеренная спутниковым навигатором;
- путь разгона;

Из всех рассмотренных методов можно выбрать второй – проверку тягово-скоростных свойств автомобиля по времени разгона. Именно этот метод для водителя будет самым доступным, понятным и дешёвым.

Диагностике автомобиля по тягово-скоростным свойствам посвящены многие работы [1-4]. В основу всех этих методик положено уравнение тяговой динамики [5].

© Е.А. Белогуров, 2015

Но существующие методы определения составляющих данного уравнения имеют

много допущений и неточностей, что приводит к большой погрешности в определении диагностического параметра. Кроме того, полученные методики или требуют дополнительного дорогостоящего оборудования, или очень сложны и трудоёмки, что делает их труднодоступными для водителя.

Само уравнение тяговой динамики в классическом виде выглядит так

$$P_T - P_w - P_\psi - P_j = 0; \quad (1)$$

где P_T – тяговая сила на ведущих колёсах автомобиля Н;
 P_j – преодолеваемая сила инерции автомобиля, Н;
 P_ψ – сила суммарных дорожных сопротивлений, Н;
 P_w – сила сопротивления воздуха, Н.

Проведённый анализ отечественных и зарубежных публикаций по диагностике общего технического состояния автомобиля позволил определить актуальные и перспективные направления исследований и сформулировать их основные задачи.

Анализ составляющих уравнения тяговой динамики и его уточнение. Для решения практических задач, например, расчета маршрутных норм расхода топлива или нормативов времени разгона и выбега, которые можно применять в качестве диагностических параметров, нужно знать фактическое сопротивление движению. Обычно коэффициенты суммарного дорожного сопротивления ψ (на гладкой горизонтальной дороге ψ достаточно близок к коэффициенту сопротивления качению f) и аэродинамического сопротивления C_x [6-8] находят по замедлениям свободного выбега j_1 и j_2 в двух диапазонах скоростей со средними скоростями v_1 и v_2 . Уравнения баланса сил для этих двух скоростей:

$$\begin{cases} m \cdot g \cdot \psi_1 + kF \cdot v_1^2 = m \cdot j_1; \\ m \cdot g \cdot \psi_2 + kF \cdot v_2^2 = m \cdot j_2, \end{cases} \quad (2)$$

При допущении, что $\psi_1 = \psi_2$, после преобразований получено

$$C_x = \frac{6m \cdot (j_1 - j_2)}{F \cdot (v_1^2 - v_2^2)}; \quad \psi = \frac{28,3 \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2) \cdot 10^3}. \quad (3)$$

Метод рекомендован для скоростей до 100 км/ч – при допущении, что в этих пределах сопротивление качению неизменно. Но фактически даже при таких скоростях оно меняется вполне заметно (рис. 1), у массовых шин категорий S и T (для скоростей до 180 и 190 км/ч) – на 9...14%, у скоростных шин категорий H, V – на 9...12%, и даже у самых современных экономичных шин типа ECO – на 5...7%.. Поэтому важно избавиться от указанного допущения и сделать пригодным для реального диапазона скоростей.

Ожидаемое изменение f (и ψ) при переходе от меньшей скорости v_2 к большей v_1 можно охарактеризовать коэффициентом K_V [9]:

$$K_V = \frac{A \cdot v_1^2 - B \cdot v_1 + C}{A \cdot v_2^2 - B \cdot v_2 + C}; \quad \psi_1 = \psi_2 \cdot K_V. \quad (4)$$

Предложено измерять замедление выбега на любых нужных скоростях, а при обработке результатов учитывать влияние скорости на f . Чтобы оценить это влияние, выполнялось аппроксимирование показанных на рис. 1 зависимостей и получено выражение для верхней и нижней границ, и для средней поля значений f (табл. 1).

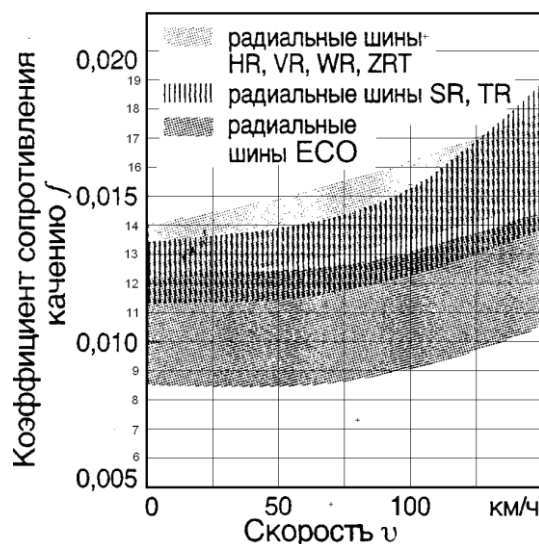


Рисунок 1 - Зависимость сопротивления качению легковых радиальных шин от скорости [8].

Таблица 1 - Аппроксимирующие выражения для зависимостей коэффициента сопротивления качению f от скорости

Шины HR – ZRT	верхняя граница поля	$0,6762 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 + 1,5214 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,014010$
	средняя линия поля	$0,9619 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 + 0,6057 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,013261$
	нижняя граница поля	$1,2476 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,3071 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,012510$
Шины SR, TR	верхняя граница поля	$3,1124 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 1,2543 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,013601$
	средняя линия поля	$2,2571 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,8471 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,012467$
	нижняя граница поля	$1,4019 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,4400 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,011334$
Шины ECO	верхняя граница поля	$1,3562 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,7543 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,012484$
	средняя линия поля	$1,4552 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,9029 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,010526$
	нижняя граница поля	$1,5543 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 1,0514 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,008569$

Методика и анализ результатов экспериментальных исследований. Проведение основного эксперимента начиналось с разгона. Автомобиль разгоняли, постепенно выходя на выбранную передачу (прямую или близкую к ней). При скорости 50 км/ч увеличивали подачу топлива до максимума – нажималась педаль акселератора до упора. Поскольку спидометры показывают скорость выше истинной, разгон продолжали до скорости, немного превышающей намеченную. Так, если была намечена скорость 120 км/ч, разгоняли автомобиль до 130. Регистрировались параметры процесса разгона. Потом проводились выбеги. Достигалась указанная скорость, более высокая, чем намеченная (например, 130 км/ч вместо 120 или 55 км/ч

вместо 50), выжимали педаль сцепления, только после этого убирали ногу с педали акселератора, переводили рычаг коробки передач в нейтральное положение и пускали машину накатом до полной остановки. Педаль сцепления не отпускали, чтобы исключить потери на перемешивание масла в трансмиссии.

Проведение эксперимента проводилось сериями заездов, по пять в одну и обратную сторону для каждого вида топлива, для исключения возможного влияния неровностей дороги на полученные значения времени разгона.

В эксперименте был использован автомобиль ВАЗ-2108, который был оснащён газовым оборудованием и водородным генератором. Таким образом, были получены экспериментальные данные для четырёх видов топлива: бензин (АИ-92), газ (пропанобутановая смесь), газ + водород и бензин + водород.

Выводы. В результате проведения определения тягово-скоростных свойств автомобиля по предложенной методикой было установлено, что автомобиль находится в исправном состоянии, работоспособность трансмиссии и двигателя соответствует норме. Значения крутящего момента двигателя, при заездах на бензине отвечало 98% от значений внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХД [10]). При добавлении водорода в топливно-воздушную смесь значения крутящего момента снижались до 94%. При использовании пропанобутановой смеси и водорода крутящий момент составлял 90% от ВСХД. На чистой пропанобутановой смеси падал до 85%. Снижение значений ВСХД при добавлении к бензину водорода по отношению к чистому бензину можно предположительно объяснить обеднением смеси, так как количество подаваемого водорода пока определить не удалось.

Таким образом, предложенная методика позволила провести предварительную диагностику общего технического состояния автомобиля без использования сложного, дорогостоящего оборудования.

Список литературы: 1. Рабинович Э.Х. Измерение тягово-скоростных показателей автомобиля по времени разгона на разных передачах. / [Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Ю.В. Зыбцев] / Український метрологічний журнал. – 2012. – №4. – С.47-52. 2. Методика расчёта тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования / [Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В.Московкин, В.В.Селифонов, В.В.Серебряков] – М.: МАМИ, 2000. С.43. 3. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом двукратного выбега / [Э.Х.Рабинович, В.А. Зуев, Н.В. Воскобойников] / Автомобильный Транспорт: сб. научн. трудов. – Харьков, ХНАДУ, 2008. – Вып. 22.–С. 49-52. 4. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория / А.И. Гришкевич – Минск, Вышэйшая школа, 1986. – 208 с. 5. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В.Московкин, А.Н. Евграфов – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.: ил. 6. Сунцов Н.В. К вопросу об оценке коэффициента сопротивления воздуха и числа Рейнольдса при движении автомобиля. / [Н.В. Сунцов, В.П. Макаров, А. В. Купленов] / Вестник диат: сб. научн. трудов. – Донецк, 2008.– Вып. 3. – С. 42-46. 7. Измерение аэродинамического сопротивления движению автомобиля дорожным методом / [Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, В.А. Зуев, Д.В. Никитин] – Метрологія та вимірювальна техніка: VIII Міжнар. наук.-техн. конф. «Метрологія-2012» – 9-11 жовтня 2012 р., Харків: наук. праці. – Харків: ННЦ «Інститут метрології», 2012. – С. 390-393. 8. Bosch. автомобильный справочник: пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «ЗА РУЛЕМ», 2004. – 992 с.: ил. 9. Рабинович Э.Х. Статистическая проверка методов

определения аэродинамического сопротивления автомобиля по выбегу / [Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров] / // Сб. «ЕКОВАРНА '2011». /– Варна: Технически университет. — С.347-351. **10.** Возможности ВАЗ-2108 в теории / [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/l/4379966/> – Дата обращения: 01.02.2015.

Bibliography (transliterated): **1.** *Rabinovich Je.H.* Izmerenie tjugovo-skorostnyh pokazatelej avtomobilja po vremeni razgona na raznyh peredachah. / [Je.H. Rabinovich, V.P. Volkov, Ju.V. Zybcev] / Ukraïns'kij metrologichnij zhurnal. – 2012. – No 4. – p.47-52. **2.** Metodika raschjota tjugovo-skorostnyh svojstv i toplivnoj jekonomichnosti avtomobilja na stadii proektirovanija / [D.E. Vohminov, V.V. Konovalov, V.V. Moskovkin, V.V. Selifonov, V.V. Serebrjakov] – Moscow.: MAMI, 2000. p.43. **3.** *Rabinovich Je.H.* Opredelenie soprotivlenij dvizheniju avtomobilja metodom dvukratnogo vybega / [Je.H. Rabinovich, V.A. Zuev, N.V. Voskobochnikov] / Avtomobil'nyj Transport: sb. nauchn. trudov. – Har'kov, HNADU, 2008. – Issue. 22.–p. 49-52. **4.** *Grishkevich A.I.* Avtomobili. Teorija / A.I. Grishkevich – Minsk, Vyshjeshaja shkola, 1986. – 208 p. **5.** *Petrushov V.A., Moskovkin V.V., Evgrafov A.N.* Moshhnostnoj balans avtomobilja / V.A. Petrushov, V.V. Moskovkin, A.N. Evgrafov – Moscow.: Mashinostroenie, 1984. – 160 p.: il. **6.** *Suncov N.V.* K voprosu ob ocenke koeficienta soprotivlenija vozduha i chisla rejnol'dsa pri dvizhenii avtomobilja. / [N.V. Suncov, V.P. Makarov, A. V. Kuplenov] / Vestnik diat: sb. nauchn. trudov. – Doneck, 2008.– Issue. 3. – p. 42-46. **7.** Izmerenie ajerodinamicheskogo soprotivlenija dvizheniju avtomobilja dorozhnym metodom / [Je.H. Rabinovich, V.P. Volkov, V.A. Zuev, D.V. Nikitin] – Metrologija ta vimirjuval'na tehnika: VIII Mizhnar. nauk.-tehn. konf. «Metrologija-2012» – 9-11 zhovtnja 2012 r., Kharkiv: nauk. praci. – Kharkov: NNC «Institut metrologii», 2012. – p. 390-393. **8.** Bosch. avtomobil'nyj spravocchnik: per. s angl. – 2-e izd., pererab. i dop. – Moscow.: ZAO «KZHI «ZA RULEM», 2004. – 992 p.: il. **9.** *Rabinovich Je.H.* Statisticheskaja proverka metodov opredelenija ajerodinamicheskogo soprotivlenija avtomobilja po vybegu / [Je.H. Rabinovich, V.P. Volkov, E.A. Belogurov] / Sb. «EKOVARNA '2011». /– Varna: Tehniceski universitet. — p.347-351. **10.** Vozmozhnosti VAZ-2108 v teorii / [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <https://www.drive2.ru/l/4379966/> – Data obrashhenija: 01.02.2015.

Поступила (received) 05.02.2012

УДК 629.113

А. П. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук, проф. ВНТУ, Вінниця;
О. О. ГАЛУЩАК, асп. ВНТУ;
Д. О. ГАЛУЩАК, асп. ВНТУ;

**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ З
ДИЗЕЛЬНИМ ДВИГУНОМ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СИСТЕМИ
ЖИВЛЕННЯ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ВІДСОТКОВОГО
СКЛАДУ СУМІШІ ПАЛИВ**

В даній статті представлено методику визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при живленні сумішшю дизельного та біодизельного палив з використанням динамічного регулювання відсоткового складу суміші. Система живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив забезпечує зміну співвідношення дизельного та біодизельного палив в суміші залежно від режиму роботи двигуна, що в свою чергу залежить від швидкості, умов руху та завантаження автомобіля.

Ключові слова: біодизельне паливо, суміш палив, динамічне регулювання відсоткового складу, робочі процеси двигуна.

Вступ. Одним із найбільших споживачів рідких нафтових палив є автомобільний транспорт, який в свою чергу є значним забрудником навколишнього середовища. З метою зменшення залежності від нафтових палив та покращення екологічних показників автомобілів проводиться багато досліджень по використанню альтернативних палив. Біодизельне паливо (БП) є одним з найбільш перспективним замінників традиційного палива на основі нафти. Україна має потужний потенціал у виробництві біопалив, зокрема біодизельного, починаючи від вирощування сировини - закінчуючи кінцевим продуктом (біодизельним паливом). Сировиною для виробництва біодизельного палива можуть бути різні рослинні олії, в умовах держави доступними є ріпакова та відпрацьована соняшникова.

Аналіз основних досягнень і літератури. Використання БП для дизелів досліджується вже багато років, є досить багато напрацювань в цьому напрямку. В роботах [1-8] наведено результати дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля використання чистого БП та його суміші з ДП. Але більшість досліджень проводились при використанні сумішей ДП та БП з постійним відсотковим складом. Виробники автомобілів [9-10] теж займаються дослідженням використання біодизельного палива. Ними розробляються та впроваджуються в виробництво спеціальні двигуни, пристосовані до більш в'язкого, густого та агресивнішого БП.

При використанні сумішей з малим відсотковим вмістом БП не повністю реалізуються переваги біодизельного палива, а при використанні сумішей з великим відсотковим вмістом БП проявляються його негативні сторони. Тому доцільно використовувати системи живлення зі змінним відсотковим складом суміші палив в залежності від навантаження на двигун автомобіля.

Матеріали досліджень. Використання біодизельного палива впливає на протікання робочих процесів, в першу чергу на впорскування, сумішоутворення та горіння палива. Відповідно тривалість згорання палива залежить від відсоткового складу суміші палив та циклової подачі. При малих навантаженнях та низьких частотах обертання колінчастого валу зміна тривалості згорання палива не має великого впливу

на роботу дизеля. При збільшенні навантаження циклова подача палива збільшується, що збільшує тривалість згорання палива. При збільшенні частоти обертання колінчастого валу, допустимий час для згорання палива зменшується. Тривалість згорання суміші палив з великим вмістом БП при великій цикловій подачі та високій частоті обертання колінчастого валу набуває значень за яких вона може не встигати повністю згоріти за робочий хід. Це спричиняє зменшення потужності, збільшення витрати палива, збільшення димності відпрацьованих газів та перегрівання двигуна.

Для визначення раціонального складу суміші палив була розроблена методика визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при використанні системи живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП. Для реалізації можливості зміни відсоткового складу палива під час руху автомобіля було розроблено систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП в залежності від зміни режимів роботи двигуна. Для оцінки ефективності використання системи живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші використовується методика розрахунку показників автомобіля при переведенні його двигуна на роботу на суміші ДП та БП.

Правильна організація процесу згорання палива дає можливість використати максимальну кількість енергії для роботи двигуна, відповідно й руху автомобіля. При повному згоранні палива в циліндрі двигуна ефективний крутний момент пропорційний цикловій подачі палива.

Для забезпечення протікання робочих процесів дизеля, в електронному блоці керування розраховується необхідний відсотковий склад палива, для чого розраховуються тривалості впорскування, випаровування та горіння суміші палив.

Одним із основних розрахунків параметрів двигуна є визначення тривалості впорскування $\varphi_{впр}$, періоду затримки запалення $\Delta\varphi_i$, тривалості випаровування та згорання великих крапель суміші палив φ_z та загальної тривалості згорання.

Ефективний крутний момент є функцією від циклової подачі суміші палив q_u , її відсоткового складу $n_{БП}$ та частоти обертання колінчастого валу $n_{кв}$:

$$M_{ек} = f(q_u; n_{БП}; n_{кв}) \quad (1)$$

Для ефективної роботи дизеля тривалості впорскування, періоду затримки запалення, випаровування та згорання великих крапель суміші палив повинні знаходитись в допустимих межах. Регулювання відбувається шляхом зміни відсоткового складу суміші палив.

Тривалість горіння визначається за наступною формулою, в градусах повороту колінчастого валу [11]:

$$\varphi_z = \varphi_{впр} - \Delta\varphi_i + \varphi_z, \quad (2)$$

Тривалість випаровування та згорання великих крапель, в градусах повороту колінчастого валу:

$$\tau_u = \frac{A_z}{b_{u.m} \alpha_{нов}^{0,6}}, \quad (3)$$

$$\varphi_z = 6n_{кв}\tau_u, \quad (4)$$

де $A_z = 2,4$ - константа часу випаровування великих крапель;
 $b_{u.m}$ - відносна теоретична константа випаровування палива, 1/с;
 $\alpha_{пов}$ - коефіцієнт надлишку повітря.
Відносна теоретична константа випаровування палива, 1/с:

$$b_{u.m} = \frac{K}{d_{32}^2}, \quad (5)$$

де K - константа випаровування, м²/с;
 d_{32} - середній діаметр крапель впорскнутого палива, мкм.

Середній діаметр крапель впорскнутого палива (діаметр Саутера) впливає на відносну теоретичну константу випаровування палива, що в свою чергу впливає на тривалість згорання палива, яке впорскнуто в циліндр. На середній діаметр впорскнутого в циліндр палива впливає густина, в'язкість і коефіцієнт поверхневого натягу. При використанні суміші палив ці показники відрізняються від аналогічних показників ДП. Тому для забезпечення фізико-хімічних показників БП близьких до показників ДП доцільно використовувати підігрів БП.

Залежність тривалості впорскування від циклової подачі суміші палив визначається в секундах та в градусах кута повороту колінчастого валу [11]:

$$\tau_{впр} = \frac{q_u}{\mu_c \cdot f_c \cdot \sqrt{2\rho_n} \cdot \sqrt{\Delta P}} \quad (6)$$

$$\varphi_{впр} = 6n_{кв} \tau_{впр} \quad (7)$$

де μ_c - коефіцієнт витрати прохідних перетинів соплових отворів;
 f_c - площа поперечного перерізу соплових отворів, м²;
 ΔP - різниця між тиском впорскування і тиском газів в циліндрі, МПа;
 ρ_n - густина суміші палив, кг/м³.

При розрахунку робочих процесів роботи двигуна для суміші палив визначається період затримки запалення в градусах кута повороту колінчастого валу:

$$\Delta\varphi_i = (0,36 + 0,22 \cdot C_n) \times \left(\exp \left(Ea \left(\frac{1}{R \cdot T_n \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{P_n \cdot \varepsilon^{n_1 - 12,4}} \right)^{0,63} \right) \right) \quad (8)$$

де C_n - середня швидкість поршня, м/с;
 E_a - енергія активацій палива, кДж/моль;
 R - універсальна газова стала, Дж/кг·К;
 T_n - температура газів в момент початку впорскування, К;
 n_1 - показник політропи стиску;
 P_n - тиск газів в момент початку впорскування, МПа.

При русі автомобіля на нього здійснюють вплив різні сили [12], сума моментів яких представлено в рівнянні:

$$M_{ек} = M_f + M_w \pm M_j \pm M_\alpha, \quad (9)$$

де $M_{ек}$ - ефективний крутний момент двигуна Н;
 M_f - момент сили опору кочення коліс, Н;
 M_w - момент сили опору повітря, Н;
 M_j - момент сили інерції автомобіля, Н;
 M_α - момент сили опору підйому, Н.
 Ефективний крутний момент двигуна, приведений до ведучих коліс автомобіля:

$$M_{ек} = M_e \cdot i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{mp}, \quad (10)$$

де i_n, i_0, i_p - передаточне число n -ої передачі, головної та роздавальної, відповідно;
 η_{mp} - ККД трансмісії.
 Моменти сил, що діють на автомобіль визначаються за відомими з теорії автомобіля рівняннями [12], підставивши їх в (14) отримаємо:

$$M_e \cdot i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{mp} = G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_\kappa + F_w \cdot k_w \cdot V^2 \cdot r_\kappa \pm m_a \cdot \delta_{об} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot r_\kappa, \quad (11)$$

де G_a - вага автомобіля, Н;
 f - коефіцієнт опору кочення, який залежить від типу дороги;
 α - кут повздовжнього нахилу дороги, град;
 r_κ - динамічний радіус колеса, м;
 F_w - лобова площа автомобіля, м²;
 k_w - коефіцієнт опору повітря, кг/м³;
 V - швидкість руху автомобіля, м/с;
 m_a - маса автомобіля, кг;
 $\delta_{об}$ - коефіцієнт урахування впливу інерції оберткових мас автомобіля;
 $\frac{dV}{dt}$ - прискорення автомобіля, м/с².

Отже, рух автомобіля можна описати рівнянням:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{M_e \cdot i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{mp} - G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_\kappa - F_w \cdot k_w \cdot V^2 \cdot r_\kappa}{m_a \cdot \delta_{об} \cdot r_\kappa}, \quad (12)$$

Годинна витрата палива та годинний викид сажі [13] автомобіля:

$$G_{нал} = \frac{1}{2} \cdot n_{кв} \cdot i_u \cdot q_u, \quad (13)$$

$$G_C = 0,0001 \cdot K^2 \cdot (1 - 0,9758 \cdot \frac{G_{нал}}{G_{нов}}) \cdot \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}}, \quad (14)$$

де $n_{кв}$ - частота обертів колінчастого валу двигуна, $хв^{-1}$;

K - димність відпрацьованих газів, $м^{-1}$;

$G_{пал}$, $G_{пов}$ - годинні витрати палива та повітря, відповідно, $кг/год$.

При рівномірному русі автомобіля його двигун працює на суміші палив, склад якої не змінюється з часом. Якщо дорожні умови викликають збільшення моменту навантаження на автомобіль (наприклад початок підйому) циклова подача палива збільшується, відповідно тривалість згорання палива теж збільшується, і коли вона перевищує допустиме значення, вміст БП в суміші необхідно зменшувати. При зменшенні моменту навантаження на автомобіль (наприклад початок спуску) циклова подача палива зменшується, тривалість згорання палива зменшується, тому вміст БП в суміші доцільно збільшувати. При русі автомобіля з малим навантаженням циклова подача палива мала, відповідно і тривалість згорання палива теж мала, це дає можливість використовувати суміш палив з великим вмістом БП.

При русі автомобіля на максимальних навантаженнях циклова подача палива максимальна, тривалість згорання близьке до максимально допустимої. За такого режиму роботи двигуна буде використовуватись ДП або суміші з малим вмістом БП. При роботі двигуна автомобіля обирається склад палива, який забезпечить нормальний процес згорання, за умови максимального використання БП.

Висновки. Методика визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при використанні системи живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП дозволяє визначити раціональний склад суміші залежно від швидкості, умов руху та завантаження автомобіля.

Система живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив забезпечує зміну співвідношення БП та ДП в суміші залежно від режиму роботи двигуна. Для забезпечення протікання робочих процесів двигуна, в електронному блоці керування розраховується тривалість впорскування палива, тривалість затримки займання палива та тривалість горіння палива. Тривалість впорскування та горіння палива залежить від циклової подачі палива та частоти обертання колінчастого валу двигуна, що в свою чергу залежить від швидкості, умов руху та завантаження автомобіля. Співставляючи показники робочого процесу в електронному блоці керування визначається відсотковий склад палива, необхідний для поточних умов руху автомобіля, за умови максимального використання БП.

Список літератури: 1. *Jindal S.* Effect of injection timing on combustion and performance of a direct injection diesel engine running on Jatropa methyl ester / *S. Jindal* – International journal of energy and environment/ Volume 2, Issue 1, 2011 P. 113-122. 2. *Семенов В. Г.* Використання біодизельного палива у двигунах сільсько-господарського призначення / *В.Г. Семенов, А. І. Атамаєв* – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 77. – С. 375–379. 3. *Атамась А. І.* Підвищення екологічних показників дизельного автомобіля під час використання біодизельного палива / *А.І. Атамась, В. Ф. Шапко, С. В. Шапко* – Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2012 (74). С. 126-130. 4. *Bozbas Kahraman* Biodiesel as an alternative motor fuel: Production and policies in the European Union. [електронний ресурс] / *Bozbas Kahraman* – Published by Elsevier Ltd. p.4, 2005. 5. *Звонов В. А.* Исследование эффективности применения в дизельных двигателях топливных смесей и биотоплив / *Звонов В. А., Козлов А. В., Теренченко А. С.* - Российский химический журнал. – 2008. – Т. LII, № 6. – С. 147. 6. *Девянин С. Н.*

Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов – Харьков: Новое слово, 2007. – 600 с. 7. Jinlin Xuea Effect of biodiesel on engine performances and emissions / Jinlin Xuea, Tony E. Grift, Alan C. Hansena - Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 1098–1116 8. Войтов В. А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосуванні біодизеля / В. А. Войтов, М. С. Даценко, М. В. Карнаух – Техніка і технологія АПК. – 2009. – № 1. – С. 13–18. 9. R8 готовий працювати на біодизелі. // Режим доступу до журн. : http://www.lamborghini-tractors.com.ua/models/model-r8/page_1364919060.htm 10. Scania delivers 220 biodiesel-powered trucks to leading Austrian transport company // Режим доступу до журн. : http://www.scania.com/Images/wkr0006_tcm40-408561.pdf 11. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев // Харьков: Вища школа, 1980. -169с. 12. Умняшкин В. А. Теория автомобиля: учеб. пособие / В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин, Р. С. Музафаров. - Ижевск: Изд-во ИЖГТУ, 2006. - 272 с. 13. Гутаревич Ю. Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей/ Ю. Ф. Гутаревич - К.: Урожай, 1989. - 224 с.

Bibliography (transliterated): 1. Jindal S. Effect of injection timing on combustion and performance of a direct injection diesel engine running on Jatropha methyl ester / S. Jindal – International journal of energy and environment/ Vol 2, Issue 1, 2011 P. 113-122. 2. Semenov V. H. Vykorystannia biodyzelnoho palyva u dvyhunakh silskohospodarskoho pryznachennia / V.H. Semenov, A. I. Atamaiev – Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva. – Kharkov: KhNTUSH, 2009. – V. 77. – p. 375–379. 3. Atamas A. I. Pidvyshchennia ekolohichnykh pokaznykiv dyzelnoho avtomobilia pid chas vykorystannia biodyzelnoho palyva / A. I. Atamas, V. F. Shapko, S. V. Shapko – Visnyk KrNU imeni Mykhaila Ostrohradskoho. Vypusk 3/2012 (74). p. 126-130. 4. Bozbas Kahraman Biodiesel as an alternative motor fuel: Production and policies in the European Union. [електронний ресурс] / Bozbas Kahraman – Published by Elsevier Ltd. p.4, 2005. 5. Zvonov V. A. Yssledovanye efektyvnosti pryimeneniya v dyzelnykh dvyhateliakh toplivnykh smesei y byotoplyv / Zvonov V. A., Kozlov A. V., Terenchenko A. S. - Rossiyskiy khymicheskiy zhurnal. – 2008. – T. LII, No 6. – p. 147. 6. Devyanin S. N. Rastitel'nye masla i topliva na ikh osnove dlya dizel'nykh dvigatelei / S. N. Devyanin, V. A. Markov, V. G. Semenov – Kharkov: Novoe slovo, 2007. – 600 p. 7. Jinlin Xuea Effect of biodiesel on engine performances and emissions / Jinlin Xuea, Tony E. Grift, Alan C. Hansena - Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 1098–1116 8. Voitov V. A. Tekhniko-ekspluatatsiini ta ekolohichni pokaznyky dyzelnykh dvyhuniv pry zastosuvanni biodyzelia / V. A. Voitov, M. S. Datsenko, M. V. Karnaukh – Tekhnika i tekhnolohiia APK. – 2009. – No 1. – p. 13–18. 9. R8 hotovyi pratsiuvaty na biodyzeli. Rezhym dostupu do zhurn.: http://www.lamborghini-tractors.com.ua/models/model-r8/page_1364919060.htm 10. Scania delivers 220 biodiesel-powered trucks to leading Austrian transport company // Rezhym dostupu do zhurn.: <http://www.scania.com/Images/wkr0006tcm40-408561.pdf> 11. Razlejcev N. F. Modelirovanie i optimizaciya processa sgoraniya v dizelyax / N. F. Razlejcev //Kharkov: Vishha shkola, 1980. -169p. 12. Umnyashkin V. A. Teoriya avtomobilya: ucheb. posobie / V. A. Umnyashkin, N. M. Fil'kin, R. S. Muzafarov. - Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2006. - 272 p. 13. Gutarevich Yu. F. Okhrana okruzhayushchei sredy ot zagryazneniya vybrosami dvigatelei/ Yu. F. Gutarevich - K.: Urozhai, 1989. - 224 p.

Надійшла до редколегії 02.03.2015

УДК 629.113

В.Л. ДЕРКАЧ, аспірант, Луцький НТУ

РЕЗУЛЬТАТИ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ НА ДИНАМІЧНІ ТА ПАЛИВО-ЕКОНОМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

Пропонуються порівняльні дані їздових циклів легкового автомобіля. Розглядається робота бензинового двигуна в різних теплових станах при різному відкритті дросельної заслонки. Експеримент проводився на легковому автомобілі. Заміри виконувались на відповідному маршруті при однакових погодних температурах. Отримані дані різних режимів руху легкового автомобіля. В результаті проведеного експерименту побудовані графіки і проведений аналіз впливу температури двигуна автомобіля на його роботу.

Ключові слова: бортовий комп'ютер, автомобіль, їздовий цикл, температура, навантаження, двигун.

Вступ. Використання автомобілів у зимовий період передбачає їзду при мінусових температурах, холодні пуски, підвищену витрату палива. Для отримання даних були проведені заміри основних параметрів двигуна при різних навантаженнях на двигун, а саме при відкритті дросельної заслінки 10%, 20%. Дані були отримані при різних температурах двигуна.

Аналіз основних досліджень і літератури. Автотранспорт широко використовується для виконання перевезень. Відповідно з подальшим його використанням, питання паливної економичності є досить актуальним [6]. За останній період вартість пального стрімко зростає. Для отримання даних при експлуатації автомобіля у холодний період з різним навантаженням на двигун були проведені експерименти.

Під час експерименту враховувались такі дані: температура двигуна автомобіля, оберти колінчастого валу, миттєва витрата палива, відсоток відкриття дроселя. Виїзди виконувались при різних температурних режимах двигуна на відповідній дорожній ділянці. Змінювалось навантаження на двигун.

Дані заміри дають можливість показати різницю у паливо-економічних показниках при експлуатації автомобіля за різних температур двигуна. Важливими даними у цих замірах є і динамічні характеристики.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є проведення експерименту та дослідження зі встановлення залежності паливо-економічних показників та динамічних характеристик від температурного стану двигуна. Тому завданням даної роботи було провести експерименти на холодному двигуні при температурі двигуна -10°C , а також на прогрітому двигуні при температурі двигуна 90°C .

Матеріали дослідження. Заміри були проведені на автомобілі Mitsubishi Lancer 9, 1.6 MT Invite з бензиновим двигуном, інжекторною системою впорскування та механічною коробкою передач. Стан автомобіля є технічно справним. Дані отримані за допомогою бортового комп'ютера Multitronics TC-750 [3]. Даний комп'ютер дає можливість слідкувати за основними показниками та параметрами роботи двигуна. Експерименти проводились при різних температурах двигуна. В холодному стані при температурі -10°C , а також у прогрітому стані при температурі двигуна 90°C , відкриття дросельної заслінки становило 10% та 20%. Дане навантаження є оптимальним при їзді

© В.Л. Деркач, 2015

у міському циклі. Виконувались заміри і при відкритті дроселя на 30%. Але при такому навантаженні існує великий знос та навантаження на двигун та поршневу групу, виникає в момент старту часткове пробуксовування коліс з дорожнім покриттям. При холодному пуску та їзді більша частина водіїв не дають такого навантаження на двигун.

Результати дослідження. Результатами експериментального дослідження є дані, на основі яких побудовані такі графіки.

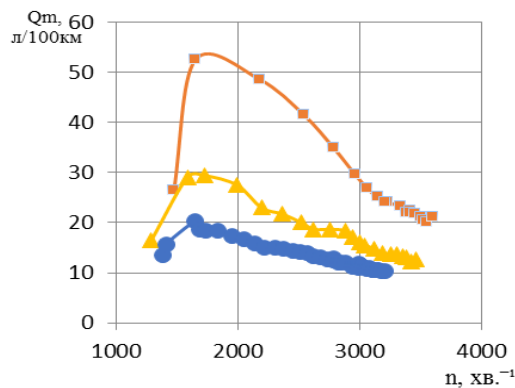


Рисунок 1 – Залежність миттєвої витрати палива автомобіля при навантаженні двигуна 10% на першій ■, другій ▲, третій ● передачах при температурі двигуна від -10 °C.

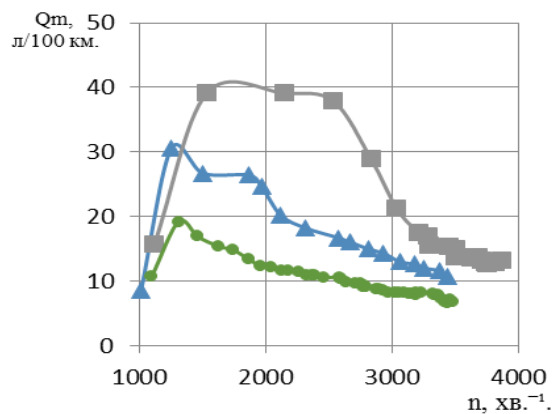


Рисунок 2 – Залежність миттєвої витрати палива на першій ■, другій ▲ та третій ● передачах при навантаженні двигуна 10% при температурі двигуна 90°C.

На рисунку 1 зображено залежності миттєвої витрати палива на першій, другій та третій передачах. Навантаження на двигун становить 10%. У більшості варіантів експлуатації автомобіля при непрогрітому двигуні відкриття дроселя становить не більше 10%. Тому дані з таким навантаженням є актуальними.

На рисунку 2 можна спостерігати значення миттєвої витрати на перших трьох передачах при навантаженні на двигун 10%. Температура двигуна становить 90°C.

Порівнюючи дані першого та другого графіків, можна стверджувати, що температурний стан двигуна має суттєвий вплив на миттєву витрату палива.

Також у роботі представлені дані при відкритті дросельної заслонки на 20%. На рисунках 1 та 3 можна бачити, що заміри починаються з 1300-1500 хв^{-1} . При цьому рисунки 2 та 4 показані при 1000 хв^{-1} . Це пояснюється тим, що холостий хід холодного двигуна значно більший, ніж у прогрітого.

При порівнянні рисунка 3 та 4 чітко можна спостерігати різницю миттєвих витрат палива на першій передачі при відкритті дросельної заслонки 20%. Середня різниця на першій передачі становить в межах 10%, на другій передачі 22%, на третій передачі 20%.

Науковою новизною даної роботи є адаптація та оптимізація теплового стану двигуна для досягнення максимальної паливної економічності для помірного клімату у західному регіоні та у Волинській області.

Важливим фактором при проведенні експерименту є динаміка розгону. При їзді з холодним двигуном автомобіль має менше прискорення. Не менш важливим

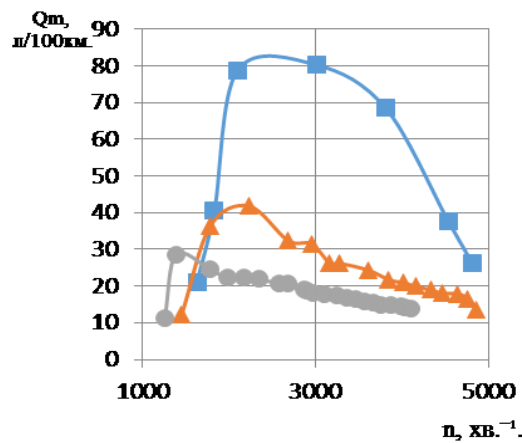


Рисунок 3 – Залежність миттєвої витрати палива автомобіля при навантаженні двигуна 20% (дросель) на першій ■, другій ▲, третій ● передачах при температурі двигуна -10 °C.

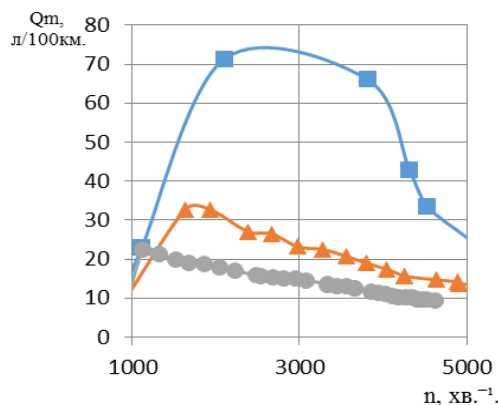


Рисунок 4 – Залежність миттєвої витрати палива автомобіля при навантаженні двигуна 20% (дросель) на першій ■, другій ▲, третій ● передачах при температурі двигуна 90 °C

критерієм був і комфорт водія. При проведенні замірів при температурі двигуна і повітря -10°C водій відчуває дискомфорт від поганої видимості через обмерзання вікон та холодного салону. Цей дискомфорт передбачає більш тривале розмерзання вікон та нагрівання салону. Тому для зменшення витрати палива та часу на прогрів автомобіля потрібно використовувати передпусковий підігрів двигуна автомобіля[4].

Висновки. Провівши експериментальне дослідження, можна стверджувати таке:

1. Витрата палива між холодним та прогрітим двигуном при відкритті дросельної заслінки 10% на перших трьох передачах є різною. На першій передачі середнє значення різниці становить 20,36% на відповідних обертах колінчастого валу. На другій передачі різниця становить 13,15%. На третій передачі середня відсоткова різниця становить 23%

2. Більшою є також витрата палива на холодному двигуні при дроселі 20%. На першій передачі різниця у витраті палива становить 6%, на другій передачі різниця становить 11,6%, на третій передачі різниця у миттєвій витраті палива становить 20%.

3. При експлуатації автомобіля у непрогрітому стані зменшується комфорт для водія, поганою є видимість через намерзання на склі і дискомфорт від холодного салону.

Список літератури: 1. Гришук І. В. Особливості визначення часу прогріву охолоджуючої рідини двигуна внутрішнього згорання, оснащеного системою регулювання температури / І. В. Гришук, А.М. Гушчін, Ю.В. Прилепський, З.І. Краснокутська, Д.С. Адров// Збірник наук. праць ДонІЗТ, 2010 – Випуск №24., с131-143. 2. Сітовський О. П., Деркач В. Л. Визначення впливу передпускового підігріву на характеристику роботи двигуна з підвищеними обертами холостого ходу / О. П. Сітовський, В. Л. Деркач // Машинобудування. Збірник наукових праць.- Луцьк : ЛНТУ, 2014.-Вип. 44. – С. 282 - 285. 3. Сітовський О . П . Застосування бортового комп'ютера Multitronics VG1031GPL для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля / О . П . Сітовський // Автомобільний транспорт : збірник наукових праць . – Харків: ХНАДУ , 2011.– Вип. 29. – С . 173 – 175. 4. Деркач В. Л. Аналіз використання передпускового підігріву для автомобільного транспорту / В. Л. Деркач // Машинобудування. Збірник наукових праць.- Луцьк : ЛНТУ, 2013.-Вип. 43. – С. 75 - 78. 5. Ваишуркин И О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой /ВаишуркинИ.О.// СПб.: Наука, 2002. – 145 с. 6. Гунько А. В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників в умовах експлуатації: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 / А. В. Гунько. - К., 2006. – 185 с. 7. Шаталов А.И. Выбор способов безгаражного хранения автомобилей в различных климатических регионах/ А. И. Шаталов //ЭИ Конструкция автомобилей.- М., 1979.-№ 5.-С. 31-35. 8. Гутаревич Ю.Ф, Андрюхіна О.С. Гунько А.В. Паливна економічність легкового автомобіля з різними типами систем живлення двигуна з іскровим запалюванням /Ю. Ф. Гутаревич, О.С. Андрюхіна // Управління безпекою на автомобільному транспорті: Зб. наукових праць – Автошляховик України: Окремий випуск.–2004.–С. 105–107. 9. Гутаревич Ю.Ф, Гунько А. В. Вплив типу системи живлення бензинового двигуна на паливну економічність автомобіля /Ю. Ф. Гутаревич, А. В. Гунько// Екологічні проблеми та енергозбереження: Зб. Наукових праць. – Автошляховик України: № 8. – 2005. – С. 36 – 38. 10. Бакуревич Ю.Л., Толкачев С.С. Зимняя эксплуатация автомобилей / Ю. Л. Бакуревич, С.С. Толкачев //

М.: Транспорт, 1964. - 102 с. **11.** Гаврилов А.К. Быстрый пуск холодных двигателей /А. К. Гаврилов// Автомобильный транспорт. 1986, № 2. - С. 18-19.

Bibliography (transliterated) **1.** Hrytsuk I. V. Osoblyvosti vyznachennia chasu prohrivu okholodzhuiuchoi ridyny dvyhuna vnutrishnoho zghorannia, osnashchenoho systemoiu rehuliuвання температури / I. V. Hrytsuk, A. M. Hushchin, Yu. V. Prylepsyki, Z. I. Krasnokutska, D. S. Adrov Zbirnyk nauk. prats DonIZT, 2010 – Vypusk No 24., p131-143. **2.** Sitovskiy O. P., Derkach V. L. Vyznachennia vplyvu peredpuskovoho pidihrivu na kharakterystyku roboty dvyhuna z pidvyshchenymy obertamy kholostoho khodu /O. P. Sitovskiy, V. L. Derkach Mashynobuduvannia.: Zbirnyk naukovykh prats.- Luts'k : LNTU ,2014.-V. 44. – p. 282 - 285. **3.** Sitovskiy O . P . Zastosuvannia bortovoho kompiutera Multitronics VG1031GPL dlia doslidzhennia ekspluatatsiinykh vlastyvostei avtomobilia / O . P . Sitovskiy Avtomobilnyi transport : sbornyk nauchnykh trudov . – Kharkov: KhNADU , 2011.– V. 29. – p . 173 – 175. **4.** Derkach V. L. Analiz vykorystannia peredpuskovoho pidihrivu dlia avtomobilnogo transportu / V. L. Derkach Mashynobuduvannia.: Zbirnyk naukovykh prats.- Luts'k : LNTU ,2013.-V. 43. – p. 75 - 78. **5.** Vashurkin I O. Teplovaya podgotovka i pusk DVS mobil'nykh transportnykh i stroitel'nykh mashin zimoy /Vashurkin I.O. SPb.: Nauka, 2002. – 145 p. **6.** Gun'ko A. V. Polipshennia paly`vnoyi ekonomichnosti ta ekologichny`x pokazny`kiv v umovakh ekspluatatsiyi: dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk : 05.22.20 / A. V. Gun'ko. - Kyiv., 2006. - 185 p. **7.** Shatalov A.I. Vybory sposobov bezgarazhnogo zhaneniya avtomobilej v razlichnykh klimaticheskix regionax/ A. I. Shatalov E'I Konstrukciya avtomobilej.-M., 1979.-No 5.-p. 31-35. **8.** Hutarevych Yu.F, Andriukhina O.S. Hunko A.V. Palyvna ekonomichnist lehkovo avtomobilia z riznymi typamy system zhyvlennia dvyhuna z iskrovym zapaliuvanniam /Yu. F. Hutarevych, O.S. Andriukhina Upravlinnia bezpekoju na avtomobilnomu transporti: Zb. naukovykh prats – Avtoshliakhovyk Ukrainy: Okremiy vypusk.–2004.–p. 105–107. **9.** Hutarevych Yu.F, Hunko A. V. Vplyv typu systemy zhyvlennia benzynovoho dvyhuna na palyvnu ekonomichnist avtomobilia /Yu. F. Hutarevych, A. V. Hunko// Ekologichni problemy ta enerhozberezhennia: Zb. Naukovykh prats. – Avtoshliakhovyk Ukrainy: No 8. – 2005. – p. 36 – 38. **10.** Bakurevich Yu.L., Tolkachev S.S. Zimnyaya e'kspluatatsiya avtomobilej / Yu. L. Bakurevich, S.S. Tolkachev. M.: Transport, 1964. - 102 p. **11.** Gavrilov A.K. Bystryj pusk holodnykh dvigatelej /A. K. Gavrilov Avtomobil'nyj transport. 1986, No 2. - p. 18-19.

Надійшла до редколегії 02.03.2015

УДК 656.08

О.В. САРАЄВ, канд. техн. наук, доц., декан автомобільного факультету ХНАДУ;

ЗАКОН НОРМАЛЬНОГО РОЗПОДІЛУ ВИПАДКОВОЇ ВЕЛИЧИНИ УСТАЛЕНОГО СПОВІЛЬНЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

На даний час в Україні відсутні чіткі рекомендації для експертів-автотехніків з оцінки ефективності гальмування автомобілів, обладнаних антиблокувальною системою гальм. Тому в експертів виникає питання щодо правильності оцінки ефективності гальмування таких автомобілів за відомими експертними методиками, які не враховують наявності чи відсутності у конструкції гальм антиблокувальної системи. У роботі запропоновано процес гальмування автомобіля розглянути, як стохастичний фізичний об'єкт, оскільки його характеристики носять випадковий характер. Статистична гіпотеза сформована на основі аналізу зібраної вихідної інформації шляхом випробувань вісімнадцяти моделей різних марок сучасних легкових автомобілів. Доведена гіпотеза про те, що випадкова величина усталеного сповільнення легкових автомобілів, які обладнані антиблокувальною системою гальм, підпорядковується нормальному закону розподілу.

Ключові слова: Дорожньо-транспортна пригода, гальмування, випробування, сповільнення, статистика, розподіл, закон, критерій, узгодженість.

Вступ. Завдяки системному розвитку нової дисципліни «Автотехнічна експертиза» на кафедрі автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) та на підставі багаторічної співпраці з експертними установами Міністерства внутрішніх справ та Міністерства юстиції України було визначено основні напрямки наукових досліджень механізму дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) - це оцінка ефективності гальмування транспортного засобу (ТЗ); дослідження маневру, керованості та стійкості руху ТЗ; втілення автоматизованих аналогово-цифрових засобів у процес дослідження ДТП; дослідження зіткнення та обгону ТЗ; дослідження наїзду на пішохода; дослідження ДТП в умовах обмеженої видимості та оглядовості; визначення технічного стану транспортного засобу після ДТП. Дана робота присвячена проблемам оцінки ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні ДТП.

Незалежно від того чи було застосовано водієм гальмування під час ДТП, чи ні експерт все одно повинен оцінити ефективність гальмування ТЗ для дачі повної відповіді на технічні запитання слідства та суду. Усталене сповільнення ТЗ є одним з основних параметрів до розрахунку ефективності гальмування. Тому висновок експерта багато в чому залежить від правильності і достовірності встановленої величини усталеного сповільнення ТЗ.

На даний час в Україні відсутні чіткі рекомендації для експертів з оцінки ефективності гальмування автомобілів, обладнаних антиблокувальною системою гальм. Тому в експертів виникає питання щодо правильності оцінки ефективності гальмування таких автомобілів за відомими експертними методиками, які не враховують наявності чи відсутності у конструкції гальм антиблокувальної системи.

У роботі запропоновано процес гальмування автомобіля розглянути, як стохастичний об'єкт, оскільки його характеристики носять випадковий характер. Робота виконана на базі наукової школи «Динаміка гальмування і гальмові системи автотранспортних засобів» (керівник наук. школи проф. Туренко А.М.)

Аналіз основних досліджень і літератури. Перші систематизовані дослідження з автотехнічної експертизи у вигляді підручника було видано у 1967 році під

керівництвом проф. Бекасова В.А. [1]. Також до основоположників теоретичних робіт з автотехнічної експертизи можна віднести Крісті Н.Н., з його відомою методичною працею [2]. Серія науково-методичних робіт, які сформували сучасну методологію досліджень з автотехнічної експертизи опублікована під керівництвом проф. Іларіонова В.А. та проф. Суворова Ю.Б. [3-5]. Значну увагу у цих роботах приділялося саме оцінці ефективності гальмування ТЗ таких, як: ВАЗ, АЗЛК, Москвич, ІЖ, ГАЗ, РАФ, ПАЗ, ЛАЗ, УАЗ, ЕрАЗ, ЛіАЗ, ЗІЛ, КАЗ, КрАЗ, МАЗ, КамАЗ. Але жоден з наведених автомобілів, не був обладнано антиблокувальною системою гальм.

За останніми даними, що опубліковані професором Суворовим Ю.Б. [6], для деяких сучасних легкових автомобілів BMW525i, які обладнані антиблокувальною системою гальм, треба обирати більш високі значення усталеного сповільнення на сухому рівному асфальтобетонному покритті аж до $8,5 \text{ м/с}^2$ (для автомобілів без антиблокувальної системи – $6,7\text{-}7,5 \text{ м/с}^2$). Але з цих рекомендацій не зовсім розуміло, як оцінювати гальмівну ефективність інших марок автомобілів, теж обладнаних антиблокувальною системою гальм.

Як показують експериментальні дослідження науковців (ХНАДУ) та фахівців Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру (НДЕКЦ) при ГУМВС України в Харківській обл., усталене сповільнення легкових автомобілів, що обладнані антиблокувальною системою гальм, на сухому асфальтобетонному покритті з коефіцієнтом зчеплення 0,8 може складати $7,67\text{--}8,8 \text{ м/с}^2$ [7-10].

Безумовно удосконалення конструкції автомобіля, зокрема, його гальмівної системи повинно відбиватися у експертних методиках дослідження ДТП, але поки цього не відбувається, вплив антиблокувальної системи на ефективність гальмування ТЗ не враховується, що і є проблематикою даного дослідження.

Мета та завдання дослідження. Мета дослідження – удосконалити метод оцінки ефективності гальмування ТЗ шляхом вимірювання параметрів цієї ефективності з подальшою обробкою отриманих даних за допомогою апарату математичної статистики.

Основні завдання дослідження:

- провести багатофакторний експеримент на різних ТЗ, але в межах однієї категорії M_1 , з різними шинами, на різному типі дорожнього покриття;
- перевірити гіпотезу о підпорядкуванні випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ нормальному закону розподілу.

Матеріали дослідження. Відомо, що науковий метод – це сукупність основних способів отримання нових знань. Дослівно з грецької мови метод – це шлях дослідження. Метод включає до себе способи дослідження явищ, систематизацію та корегування отриманих та відомих знань. Висновки роблять на основі емпіричних даних, тобто тих, що встановлюються шляхом спостереження та вимірювання. Базою отримання наукових даних є експеримент. Для пояснення явища висувається гіпотеза і будується теорія, на основі якої робиться математичне описання (модель) предмета дослідження. Саме математичне описання дозволяє систематизувати отримані дані та зробити прогнози, які потім знов таки перевіряються експериментом чи збором нових фактів. Важливим аспектом наукового методу є об'єктивність отриманих результатів. Не повинні прийматися на віру будь які ствердження. Для можливості забезпечення незалежної перевірки повинно проводитись документування спостережень та

вимірювань. Це дозволяє у разі потреби зробити відтворення експерименту та оцінити ступінь адекватності експерименту до відношення к теорії.

Процес дослідження ускладнюється, якщо модель об'єкта не містить явного опису елементів конструкції, як, наприклад, розрахунок величини усталеного сповільнення ТЗ. При математичному моделюванні такого типу процесу важко виявити взаємозв'язок між числовим значенням усталеного сповільнення ТЗ і особливістю конструкції його гальмівної системи. Реально це можна виконати тільки з використанням результатів вимірів та з застосуванням апарату математичної статистики.

Відомо, що моделі об'єктів дослідження можуть бути детермінованими й імовірнісними. До імовірнісного подання прибігають у випадку неможливості або невмінні описати детерміноване поведіння об'єкта. Виникає питання, як правильно розглядати процес гальмування ТЗ у вигляді випадкової або детермінованої функції? Детерміновані величини підлеглі функціональним залежностям на відміну від випадкових величин, для яких заздалегідь пророчити результат неможливо, тому що він у більшому або меншому ступені обумовлений випадком.

Існує два основних джерела виникнення випадкових величин - це, по-перше, вплив на досліджуваний об'єкт великої кількості неконтрольованих факторів, що не враховуються моделлю, по-друге, погрішності виміру детермінованої величини. Можна припустити, що всі фізичні об'єкти, у тому числі й процес гальмування ТЗ, є стохастичними, оскільки їхні характеристики носять випадковий характер. Це пов'язане з тим, що всі вони виготовляються з певними допусками і їхні параметри змінюються в процесі експлуатації, тобто ці характеристики мають вигляд випадкових функцій, для яких існує певне математичне очікування. Для обліку випадкового характеру параметрів об'єкта, крім математичного очікування цих параметрів повинен установлюватися їхній розкид (дисперсія) і закон розподілу, знаючи які можна сформулювати математичну модель і перевірити висунуту гіпотезу.

У проведеному дослідженні статистична (нульова) гіпотеза формулюється на основі критичного аналізу зібраної вихідної інформації й чітко поставлених завдань, з метою більш глибокого й всебічного вивчення досліджуваного об'єкта. Статистична (нульова) гіпотеза даного дослідження полягає в наступному - випадкова величина усталеного сповільнення ТЗ підпорядковується нормальному закону розподілу.

Через те, що проблематика предмета дослідження тісно пов'язана з відсутністю необхідної експериментальної і теоретичної інформації для створення розрахункового методу з оцінки ефективності гальмування ТЗ, який обладнаний антиблокувальною системою гальм, існує об'єктивна необхідність у проведенні пошукового експерименту.

Дана наукова робота підпорядковується саме такому порядку дослідження, коли спочатку виконується експеримент, а потім за допомогою теоретичних досліджень встановлюються закономірності процесу та кореляційні зв'язки. При такому порядку дослідження теорія пояснює й узагальнює результати експерименту, а потім оцінюється адекватність запропонованої теорії до експерименту (рис. 1).

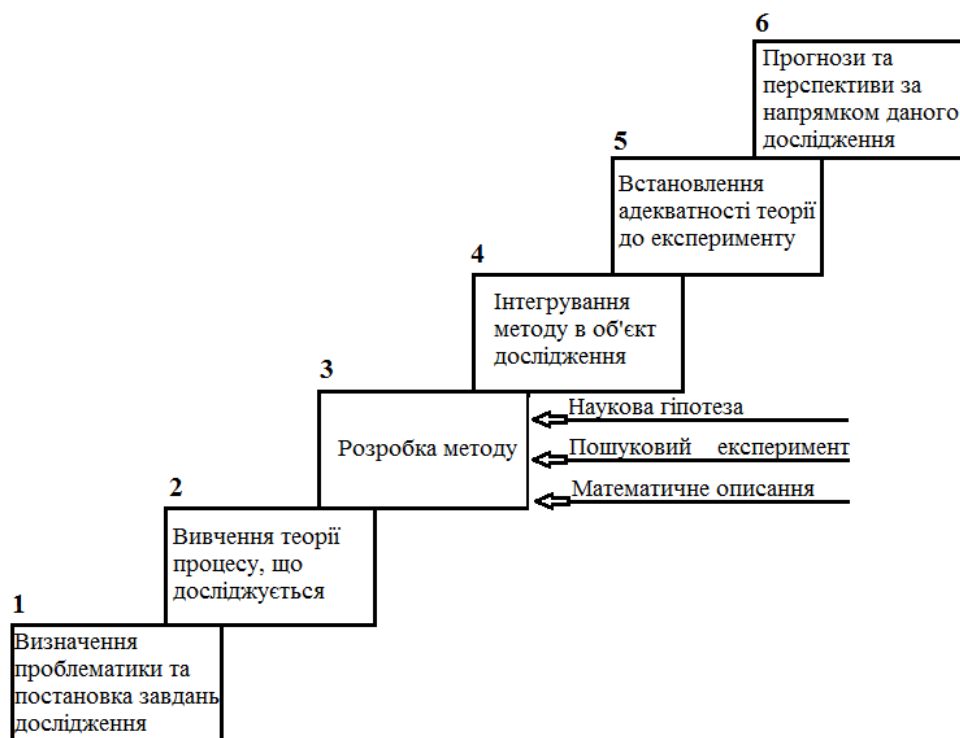


Рисунок 1 – Сходи дослідження

Багатофакторний експеримент проводився на 18 різноманітних моделях легкових автомобілів таких марок, як: Audi, BMW, Chevrolet, Ford, Daewoo, Honda, Lexus, Mazda, Mitsubishi, Opel, Porsche, Renault, Skoda, Volkswagen, Volkswagen (рис. 2).

Всі ці легкові автомобілі відносяться до категорії M_1 хоча є різними за розміром і належать до різних класів - малого, середнього та великого. Всі вони обладнані сучасною антиблокувальною системою гальм і перебували в справному стані. Стан коліс цих автомобілів відповідав вимогам правил дорожнього руху.

При випробуваннях враховувалися й стабілізувалися такі впливові параметри, як тиск у колесах, температура гальм, коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою, завантаження і швидкість ТЗ. Всі вимірювання супроводжувалося протоколюванням і фіксацією всіх впливових на процес гальмування ТЗ факторів.

Пошуковий експеримент проводився з використанням спеціального обладнання, що мають відмітку обов'язкової метрологічної перевірки (рис. 3).

Організація спостережень і експериментів повинна відповідати певним вимогам і правилам, а отримані результати належним чином оброблені з використанням методів математичної статистики, які ґрунтуються на теорії ймовірностей. Для обробки експериментальних даних гальмівної ефективності ТЗ необхідно вирішити ряд завдань математичної статистики. По-перше, визначити закон розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ (вирішити завдання вирівнювання статистичного ряду). По-друге, перевірити чи погодяться результати експерименту з науковою гіпотезою про те, що випадкова величина усталеного сповільнення підпорядковується нормальному закону розподілу.

Ключовим моментом до аналізу ефективності гальмування ТЗ, є встановлення величини усталеного сповільнення ТЗ, яка згідно отриманим експериментальним даним при певних умовах (на сухому рівному асфальтобетонному покритті) коливалася в межах від 7,4 до 8,8 м/с². Наявність такого діапазону виміру, як було вже сказано, залежить від багатьох факторів.



Рисунок 2 - Транспортні засоби, на яких проводився експеримент:

а - Audi A6, б - BMW-525i, в - Chevrolet Aveo, г - Ford Fiesta, д - Ford Focus, е - Ford Mondeo, ж - Daewoo Lanos, з - Honda Civic, и - Lexus ES, к - Mazda 3, л - Mitsubishi Lancer, м - Mitsubishi Pajero, н - Opel Astra, о - Porsche Cayenne, п - Renault Logan, р - Skoda A5, с - Volkswagen Touareg, т - Volkswagen Passat



Рисунок 3 - Прилад для оцінки гальмівної ефективності транспортних засобів «Ефект»

Отримані результати вимірів величини усталеного сповільнення являють собою неупорядковану статистичну сукупність випадкових значень. Для того щоб результати вимірів зробити доступними для огляду й зручними для подальшого аналізу експериментальний матеріал необхідно впорядкувати. Для цього розб'ємо проміжок вимірюваної величини, куди попадає варіаційний ряд, на рівні інтервали. Кількість інтервалів (розрядів) k при заданому обсязі варіаційного ряду можна визначити по формулі

$$k = 4 \log n, \quad (1)$$

де n - кількість обмірюваних значень параметра.

Відповідно до цієї формули варіаційний ряд випадкової величини усталеного сповільнення, що включає 80 обмірювальних значень, розбивається на 7 розрядів з інтервалом $0,2 \text{ м/с}^2$.

При угрупованні значень випадкової величини по розрядах (інтервалах) виникає питання про те, до якого розряду віднести значення, що перебуває в точності на границі двох розрядів. У цих випадках рекомендується умовно вважати граничне значення приналежної рівною мірою до обох розрядів, додаючи до них по $0,5$ значення величини.

Якщо частоту інтервалу розділити на обсяг ряду, то одержимо відносну частоту (частість) появи випадкової величини

$$p_i = \frac{m_i}{n}, \quad (2)$$

де m_i – частота появи випадкової величини в кожному інтервалі.

На практиці при великій кількості спостережень відносна частота події приблизно приймається за ймовірність випадкової події або випадкової величини. Теоретично ж під ймовірністю випадкової події або випадкової величини розуміється та постійна величина, до якої прагне відносна частота емпіричного розподілу при нескінченному зростанні обсягу варіаційного ряду.

На підставі виконаних розрахунків побудуємо гістограму статистичного ряду випадкової величини усталеного сповільнення (рис. 4).

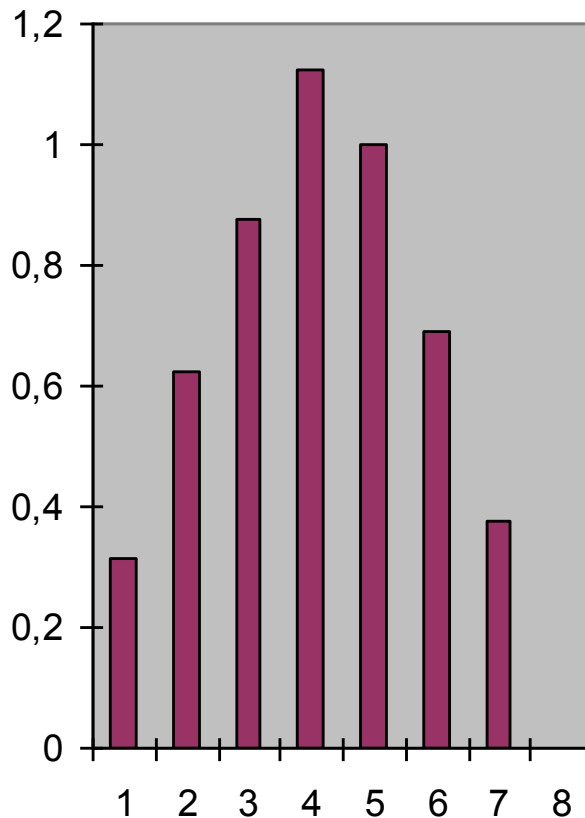


Рисунок 4 - Щільність емпіричного закону розподілу випадкової величини усталеного сповільнення

Завдання вирівнювання статистичного ряду, тобто визначення закону розподілу, полягає в тім, щоб щонайкраще підібрати теоретичну криву, яка буде описувати статистичний розподіл. Принциповий вид теоретичної кривої в цьому випадку відповідає виду функції щільності нормального розподілу.

Функція щільності розподілу є однією з форм закону нормального розподілу випадкової величини. На противагу функції розподілу ця форма не універсальна й існує тільки для випадкових безперервних величин. Розмірність щільності розподілу зворотна розмірності випадкової величини. У літературі по теорії ймовірностей функцію щільності розподілу іноді називають щільністю ймовірності або диференціальною функцією розподілу, а так само диференціальним законом розподілу.

Закон нормального розподілу (Гаусса-Лапласа), заданий функцією щільності розподілу, має вигляд

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (3)$$

де $e=2,718$;

x - координата аргументу (в даному випадку значення середини заданих інтервалів випадкової величини усталеного сповільнення, м/с²);

μ - математичне очікування (у даному випадку статистичне середнє);

σ - середньоквадратичне відхилення;

Всі змінні, вхідні у функцію (3, 4), мають розмірність випадкової величини. Для того щоб забезпечити можливість наближення статистичного розподілу теоретичному закону необхідно встановити статистики випадкової величини - характеристику положення центра розсіювання й характеристику розкиду випадкової величини. Ці числові характеристики відіграють більшу роль у теорії ймовірностей. Кожній числовій характеристиці випадкової величини відповідає її статистична аналогія. Для основної характеристики - математичного очікування такою аналогією є статистичне середнє (середнє арифметичне) випадкової величини.

Тому характеристику центра розсіювання буде визначати статистичне середнє й мода випадкової величини. Статистичне середнє визначимо по формулі

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i . \quad (4)$$

де x_i – випадкова величина i -го виміру параметра.

Статистичне середнє варіаційного ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ становить $\bar{x}=8,14$ м/с².

Мода варіаційного ряду визначається, як середина інтервалу, у якому частота найбільша. Мода емпіричного розподілу усталеного сповільнення першого варіаційного ряду рівняється $M_0=8,10$ м/с². Це вказує на щільний розподіл випадкової величини усталеного сповільнення щодо центра розсіювання з незначним відхиленням 0,04 м/с² від середнього арифметичного. Центр групування для теоретичного розподілу – це математичне очікування, тобто те значення випадкової величини, до якого наближається статистичне середнє $\bar{x}$ при нескінченному зростанні варіаційного ряду $n \rightarrow \infty$.

Характеристики розкиду випадкової величини: розмах розсіювання (розкиду) R , середнє квадратичне відхилення σ , дисперсія σ^2 і коефіцієнт варіації V . Розмах розсіювання дорівнює різниці між максимальним x_{max} і мінімальним x_{min} значенням випадкової величини

$$R = x_{max} - x_{min} . \quad (5)$$

Для варіаційного ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ розмах розсіювання становить 1,4 м/с².

Якщо кожне лінійне відхилення від статистичного середнього випадкової величини $(x_i - \bar{x})$ піднести до квадрата, щоб не враховувати знаки цих відхилень, а потім взяти корінь квадратний із середнього арифметичного квадратів цих відхилень, то одержимо середньоквадратичне відхилення випадкової величини для нормального закону розподілу

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} . \quad (6)$$

Середньоквадратичне відхилення варіаційного ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ становить $\sigma = 0,36 \text{ м/с}^2$. Дисперсія варіаційного ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ становить $\sigma^2 = 0,13 \text{ (м/с}^2\text{)}^2$.

Величину середньоквадратичного відхилення від середньоарифметичного у відсотках характеризує коефіцієнт варіації випадкової величини

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}} 100\% . \quad (7)$$

Коефіцієнт варіації випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ становить $V = 4,4\%$.

Виразення нормального закону розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ з обліком перших двох моментів - математичного очікування (статистичне середнє) і дисперсії представляється, як

$$f(x) = 1,11 e^{-\frac{(x-8,14)^2}{0,26}} . \quad (8)$$

Розраховану щільність відносної частоти появи випадкової величини зіставимо графічно з емпіричним розподілом (рис. 5).

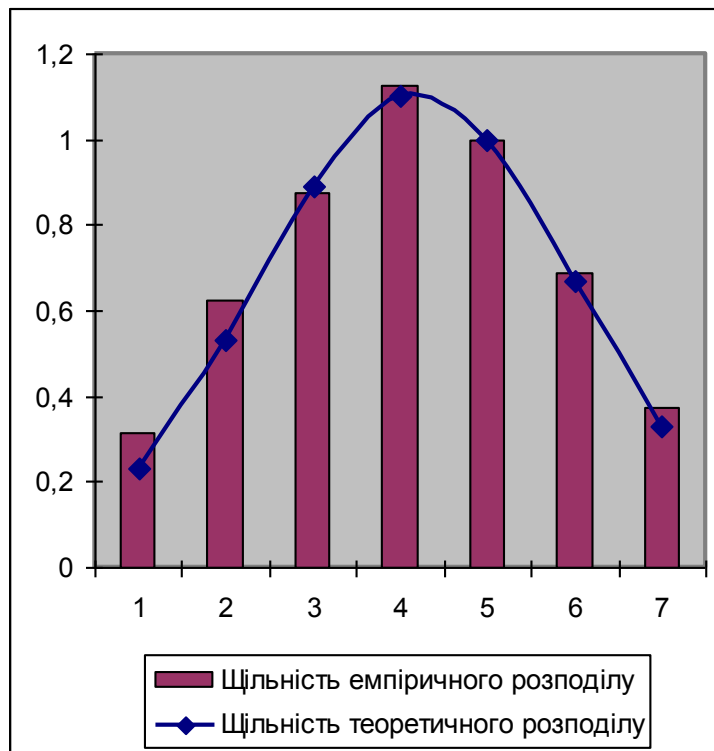


Рисунок 5 - Апроксимація емпіричного розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ теоретичним розподілом

Спосіб розрахунку теоретичних частот, не потребуючих спеціальних таблиць, полягає в тому, щоб виразити ймовірність влучення величини X на відрізок від x_i до x_{i+1} через функцію щільності розподілу (3). Геометрично ймовірність влучення величини X на ділянку від x_i до x_{i+1} дорівнює площі кривої розподілу, що опирається на цю ділянку:

$$p_i = \int_{x_i}^{x_{i+1}} f(x) dx. \quad (9)$$

Іншими словами значення функції щільності необхідно перемножити з довжиною відомого інтервалу $h=0,2$ м/с², тим самим, визначивши подінтегральну площу функції щільності на заданому інтервалі. На підставі виконаних розрахунків побудуємо графіки емпіричної й теоретичної функцій розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ (рис. 6).

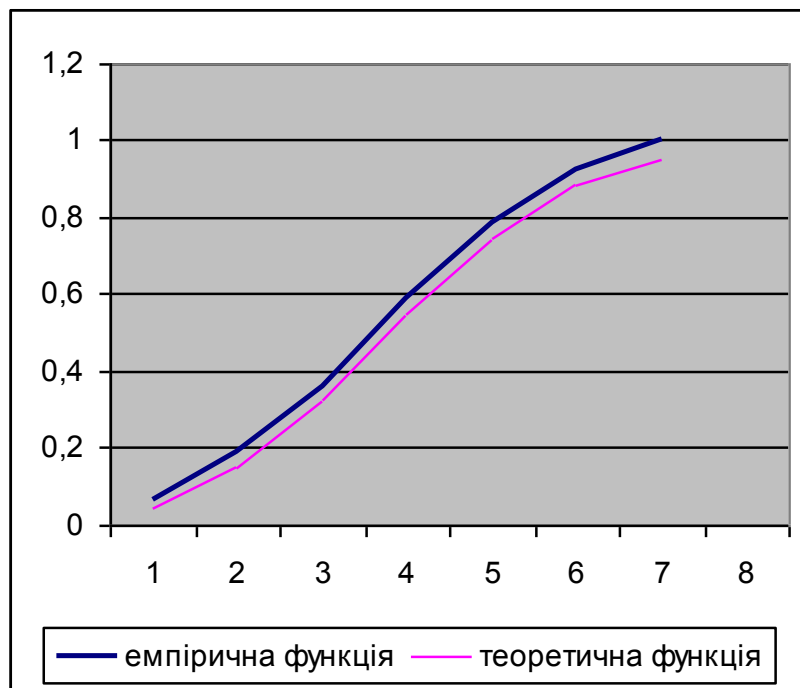


Рисунок 6 - Функції розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобілів

Результати дослідження. Як би добре не була підібрана теоретична функція, між нею й статистичним розподілом неминучі деякі розбіжності. Природно виникає питання, чи пояснюються ці розбіжності тільки випадковими обставинами, пов'язаними з обмеженим числом спостережень, або вони є істотними й пов'язані з тим, що підібрана функція погано вирівнює даний статистичний розподіл.

Питання про узгодження теоретичного й емпіричного розподілу вимагає перевірки за допомогою критерію згоди. Таких критеріїв небагато і найбільш простим є критерій згоди Колмогорова

$$\lambda \leq D\sqrt{n}, \quad (10)$$

де $D = \max |F^*(x) - F(x)|$ - модуль максимальної розбіжності між статистичною функцією $F^*(x)$ й відповідною теоретичною функцією $F(x)$ розподілу випадкової величини.

Колмогоров А.Н. довів, що якою б не була функція розподілу $F^*(x)$ випадкової величини x при неограниченій кількості спостережень n ймовірність нерівності $\lambda \leq D\sqrt{n}$ прагне до межі

$$P(\lambda) = 1 - \sum_{k=-\infty}^{\infty} (-1)^k e^{-2k^2\lambda^2} \quad (11)$$

Для випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ встановили, що $D=0,051$, $n=80$, $\lambda=0,456$. По формулі (11), визначимо ймовірність $P(\lambda)=0,97$. Оскільки отримана ймовірність велика, гіпотезу про нормальний розподіл величини усталеного сповільнення можна вважати порівнянної з досвідченими даними.

Е.С. Вентцель указує, що в тих випадках, коли параметри теоретичного розподілу вибираються за статистичним даними, критерій Колмогорова дає свідомо завищені значення ймовірності $P(\lambda)$. Це може привести до того, що погано погоджена з досвідченими даними гіпотеза, буде прийнята, як правдоподібна.

Критерій Колмогорова можна застосовувати тільки в тому випадку, коли відомий не тільки вид функції $F(x)$, але й всі входні в нього параметри. Такий випадок порівняно рідко зустрічається на практиці. Звичайно з теоретичних міркувань відомий тільки загальний вид функції $F(x)$, а входні в нього параметри визначаються по даному статистичному матеріалі.

При застосуванні критерію χ^2 Пірсона ця обставина враховується відповідним чином шляхом зменшення числа ступенів волі. Число ступенів волі r дорівнює числу інтервалів k мінус число накладених зв'язків s з обліком однієї резервної

$$r = k - s - 1, \quad (12)$$

де k – кількість інтервалів;
 s - кількість накладених зв'язків.

Зокрема, якщо передбачуваний розподіл - нормальний, то накладеними зв'язками є - математичне очікування й середнє квадратичне відхилення.

Визначимо значення міри розбіжності по формулі Пірсона

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(m_i - np_i)^2}{np_i}. \quad (13)$$

По формулі (12) розрахуємо число ступенів волі, $r=4$. По формулі (13) одержимо спостережуване $\chi^2_{\text{наб}}=0,863$. По спеціальній таблиці значень χ^2 від числа ступенів волі r визначимо ймовірність $p=0,9$. Ця ймовірність, розрахована за критерієм χ^2 Пірсона, малої не є. Тому гіпотезу, що випадкова величина усталеного сповільнення ТЗ розподіляється за нормальним законом, можна вважати правдоподібною.

Ймовірність зробити помилку першого роду - відкинути правильну гіпотезу - прийнято позначати рівнем значимості α . Якщо, наприклад, прийняти рівень значимості $\alpha=0,05$, то це означає, що в п'яти випадках зі ста є ризик припуститися помилки першого роду, тобто відкинути правильну гіпотезу.

Для рівня значимості $\alpha=0,05$ за допомогою табулірованих критичних крапок розподілу χ^2 визначимо $\chi^2_{\text{кр}}=9,48$. Оскільки $\chi^2_{\text{наб}} < \chi^2_{\text{кр}}$ немає підстав відкинути гіпотезу, оскільки розбіжність емпіричних і теоретичних частот незначні. Отже, дані

спостережень погодяться з гіпотезою про нормальний розподіл випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ.

Висновки. Вперше стосовно до сучасних моделей легкових автомобілів, які обладнані антиблокувальною системою гальм, отриманий універсальний теоретичний закон щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення. Це не суперечить фізичній сутності стохастичного об'єкту, яким є процес гальмування транспортного засобу, на відміну від раніше прийнятого методу формалізації цього процесу за допомогою детермінованих функцій. Доведено, що незалежно від марки, моделі й модифікації ТЗ категорії М1, які обладнані антиблокувальною системою гальм, немає підстави відкидати гіпотезу про нормальний розподіл випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ з імовірністю зробити помилку першого роду $\alpha = 0,05$, тобто в 5 випадках зі ста.

Список літератури: 1. Бекасов В.А. Автотехническая экспертиза / В.А. Бекасов, Г.Я. Боград, Б.Л. Зотов, Г.Г. Индиченко. – М.: Юридическая литература, 1967. – 254 с. 2. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы / Н.М. Кристи. – М.: ЦНИИСЭ, 1971. 3. Суворов Ю.Б. Определение и применение в экспертной практике параметров торможения автотранспортных средств / Ю.Б. Суворов, Е.В. Осепчугов; под общ. ред. В.А. Иларионова. - М.: ВНИИСЭ, 1983. - 13 с. 4. Суворов Ю.Б. Результаты систематизации экспериментально-расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств: Науч.-тех. сб. / Ю.Б. Суворов, Ю.И. Маркоишвили. - М.: ВНИИСЭ, 1990. - Вып. 3. - 29 с. - (Серия «Экспертная практика и новые методы исследования»). 5. Судебная автотехническая экспертиза. Часть II. Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы: Пособие для экспертов-автотехников, следователей и судей; ответственный редактор В.А. Иларионов. - М.: ВНИИСЭ, 1980. - 392 с.: ил. 6. Суворов Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза (учеб. пособие для студентов вузов) / Ю.Б. Суворов; Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. - М.: Издательство «Экзамен», издательство «Право и закон», 2003. - 208 с.: ил. 7. Туренко А.Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараев, А.О. Малявин А. О.// Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. - 2010. Вып. 26. – С. 17-22. 8. Клименко В.І. Дослідження впливу антиблокувальної системи на ефективність гальмування легкового автомобіля / В.І. Клименко, І.А. Давіденко, О.В. Сараєв // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2011. – Вып. 29. – С. 245–249. 9. Сараєв О.В. Проблемні питання визначення параметрів руху транспортних засобів при дослідженні ДТП / О.В. Сараєв // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. - 2013. Вып. 61 – 62. – С. 174-178. 10. Сараєв О.В. Використання прикладних комп'ютерних програм при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О.В. Сараєв, С.В. Данець // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – Луцьк: ЛНТУ. – 2014. - Вип. 45 (травень-червень). – С. 492-499.

Bibliography (transliterated): 1. Bekasov VA Autotechnical examination / VA Bekasov, GJ Bograd, BL Zotov, GG Indichenko. - Moscow.: Legal Literature, 1967. - 254 p. 2. Christy NM Guidelines for the production of autotechnical examination / NM Christie. - Moscow.:

TSNIIE, 1971. **3.** *Suvorov YB* Determination and application of expert practice in the braking parameters of vehicles / *YB Suvorov EV Osepchugov*; under the total. Ed. VA Ilarionova. - Moscow .: VNIIE, 1983. - 13 p. **4.** *Suvorov YB* Results systematization experimental design values of the parameters of the braking of vehicles: scientific-tech. Sat. / *YB Suvorov, YI Markoishvili*. - Moscow .: VNIIE, 1990. - Vol. 3 - 29. - (Series "Expert practice and new research methods"). **5.** Trial autotechnical examination. Part II. Theoretical bases and methods of expert research in the production autotechnical examination: A Handbook for expert automobile technicians, investigators and judges; Executive Editor VA Hilarion. - Moscow .: VNIIE, 1980. - 392 p .: ill. **6.** *Suvorov YB* Forensic examination of Transportation (Proc. Allowance for students) / *YB Suvorov*; Moscow State Technical University. NE Bauman. - Moscow .: Publisher "Exam" publishing "Law and the Law", 2003. - 208 p .: ill. **7.** *AN Turenko* The study of the dynamics of the vehicle brake in the analysis of traffic accident / *A.N. Turenko, VI Klimenko AV Sheds, AO Malyavin A.* About . Road Transport: Sat. nuchn. tr. - Kharkov .: KhNADU. - 2010. Vol. 26. - P. 17-22. **8.** *Klimenko V.I.* Doslidzhennya vplivu antiblokuvalnoї system on efektyvnist galmuvannya cars avtomobilya / *V.I. Klimenko, I.A. Davidenko, OV Saraev* Road Transport: Sat. Scien. tr. - Kharkov .: KhNADU. - 2011 - Vol. 29. - P. 245-249. **9.** *Saraev OV* Problemni supply viznachennya parametriv Ruhu the agriculture zasobiv at doslidzhenni Accident / *OV Saraev* Bulletin KhNADU: Sat. nuchn. tr. - Kh .: KhNADU. - 2013. Vol. 61 - 62. - P. 174-178. **10.** *OV Saraev* Viktoristannya Applied Komp'yuterniy program at doslidzhenni road transportnoї suitable / *OV Saraev, SV Danets* Naukovi notatki. Mizhvuzivsky zbirnik (for Galuzo knowledge "that Mashinobuduvannya metaloobrobka", "Inzhenerna mehanika", "Metalurgiya that materialoznavstvo"). - Luts'k: LNTU. - 2014. - Issue. 45 (Traven-Cherven). - p. 492-499

Надійшла до редколегії 11.02.2015

УДК 629.113.004

І.А. МАРМУТ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харків

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ З АБС НА РОЛИКОВИХ СТЕНДАХ

Розглянуто питання діагностування гальмівних систем легкових автомобілів, оснащених антиблокувальними системами. Запропонована удосконалена методика перевірки гальмівних систем з АБС на роликових стендах. На роликовому стенді моделюються умови руху й гальмування, максимально подібні до реальних умов на дорозі, а також здійснюється замір параметрів у процесі діагностування та реєстрація даних, що надходять від електронного блоку керування системи бортової діагностики. Для досягнення ефекту блокування загальмованого колеса стенд обладнаний спеціальними пристроями, що виконують одночасне розвантаження колеса і змочування поверхні роликів спеціальним розчином.

Ключові слова: гальмівна система, роликовий стенд, довірча ймовірність, блокування колеса.

Вступ. Всі сучасні моделі автомобілів оснащуються АБС, що виключає в процесі гальмування повне блокування коліс і непередбачену траєкторію руху. Перевірка гальмівного керування при наявності АБС, згідно ДСТУ 3649:2010, може бути виконана як у дорожніх умовах, так і на гальмівному стенді [1, 2, 3, 4].

У першому випадку автомобіль, що рухається по рівній горизонтальній дорозі зі швидкістю вище порога відключення АБС (40 км/год), загальмовують однократним натисканням на педаль гальма в режимі екстреного гальмування, визначаючи ефективність гальм і рівномірність їхньої дії по траєкторії руху. При цьому ефективність гальмівної системи (ГС) оцінюють по гальмівному шляху до повної зупинки, а нерівномірність гальмівних сил по колесах – по прямолінійності траєкторії й відсутності слідів «юз» коліс. У другому випадку загальмовані колеса примусово прокручують стендом, одночасно вимірюючи момент або гальмівну силу на них.

На жаль, обидва ці способи недостатньо точні. Так, перевірка в дорожніх умовах не дозволяє вчасно й надійно діагностувати несправності гальмівних механізмів, оскільки автоматичне регулювання ступеня проковзування коліс у напрямку їхнього обертання при справній АБС нівелює погану роботу гальмівних механізмів. Перевірка ж на серійних силових стендах проводиться по черзі для коліс однієї осі, коли колеса іншої осі нерухомі, у зв'язку із чим гідропривід АБС має працювати в «позаштатному» режимі – і тому не працює.

Аналіз основних досягнень і літератури. Одним із засобів рішення завдання діагностування ГС автомобілів з АБС є застосування модульного повноопорного інерційного роликового стенда (рис. 1), а також комп'ютеризованого діагностичного комплексу з наступною обробкою отриманих у процесі діагностування даних на ЕОМ із застосуванням системного методу та спеціального програмного забезпечення [5, 6, 7].

Комп'ютеризований діагностичний комплекс складається із двох частин. Механічна частина являє собою модульний повноопорний інерційний роликовий стенд та мотор-тестер або сканер KTS. Комп'ютерна частина складається з персонального комп'ютера відповідної конфігурації та програмного забезпечення.

На роликовому стенді моделюються умови руху й гальмування, максимально подібні до реальних умов на дорозі, а також здійснюється замір параметрів у процесі діагностування та реєстрація даних, що надходять від електронного блоку керування системи бортової діагностики. Керування роботою гальмівного стенда та засобами

технічної діагностики здійснює оператор-діагност. Після первинної обробки отримана інформація вводиться оператором ЕОМ у незалежну комп'ютерну частину для наступного використання як у базі знань (БЗ), так і в базі даних (БД) при розрахунку еталонної моделі об'єкта діагностування.

Для досягнення ефекту блокування загальмованого колеса стенд обладнаний спеціальними пристроями, що виконують одночасне розвантаження колеса і змочування поверхні роликів спеціальним розчином. Однак на практиці такі стенди серійно не випускаються. На силовому стенді таку перевірку здійснити неможливо.

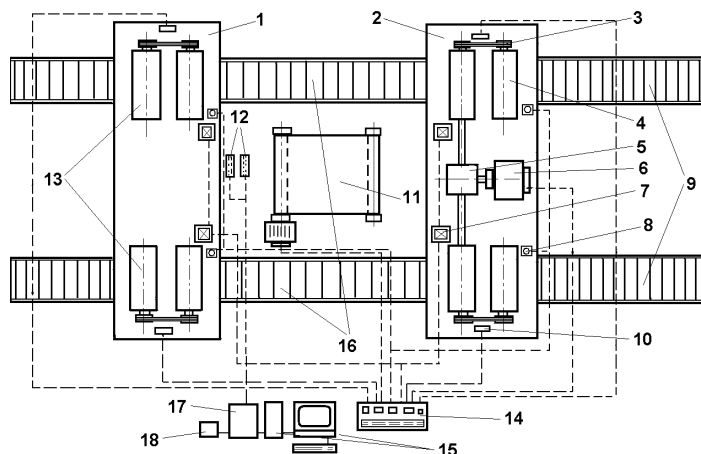


Рисунок 1 – Схема розташування основних елементів комп'ютеризованого діагностичного комплексу на базі модульного повноопорного стенда в режимі діагностування АБС легкового автомобіля: 1 - пасивний роликів модуль; 2 - активний роликів модуль; 3 - шківів з клиноременною передачею; 4 - ролики активного модуля; 5 - редуктор активного модуля; 6 - електро/гідропривід активного модуля; 7 - пневматичні піднімальні пристрої; 8 - керовані пульверизатори для змочування роликів; 9 - в'їзні апарелі; 10 - система виміру швидкості і гальмівного шляху колеса; 11 – доріжка імітатора руху (у випадку застосування радарного датчика швидкості); 12 – роз'єм підключення діагностичного сканера до АБС і системи бортової самодіагностики; 13 - ролики пасивного модуля; 14 - пульт керування діагностичним стендом; 15 - персональний комп'ютер; 16 - розсувні апарелі; 17 - діагностичний прилад KTS; 18 - принтер

Мета дослідження, постановка задачі. З огляду на вищезазначене, пропонується спосіб діагностування, що, як показують експерименти, розширить можливості передбаченої в конструкції АБС системи самодіагностування, тому що включає в програму не тільки алгоритм виявлення несправностей датчиків і електричних кіл, але й механічних пристроїв – гальмівних механізмів і пов'язаних з ними елементів.

Ідея пропонованого способу полягає в тому, що погано працююче гальмо сповільнює обертання колеса менш інтенсивно, чим добре працююче. Інакше кажучи, при гальмуванні автомобіля до грані блокування коліс, коли АБС починає циклічно скидати тиск рідини в гідравлічному приводі гальмівного механізму, колесо з погано працюючим гальмівним механізмом приходить у стан початку блокування останнім.

Правда, тут є одне «але». Блокування колеса визначається не тільки гальмівним механізмом, але й коефіцієнтом зчеплення шини з дорогою, значення якого залежать

від багатьох випадкових факторів – мікропрофілю опорної поверхні, наявності на ній пилю, бруду, вологи, бітуму тощо. Отже, моменти початку «скидання» тиску в приводі гальмівних механізмів теж носять випадковий характер. І, в принципі, може трапитися так, що справне гальмо включить АБС пізніше несправного.

Але це тільки на перший погляд. Досвід свідчить: якщо гальмівні механізми всіх коліс справні, то в повторених кілька разів випробуваннях послідовність початку скидання тиску (воно може бути виявлене підключенням до блоку керування АБС спеціальним тестером) буде визначатися тільки станом дороги під конкретним колесом. Тобто число випадків, коли кожне колесо блокується першим, другим або останнім буде приблизно однаковим. Якщо ж гальмівний механізм якогось колеса несправний, то у випробуваннях почне проглядатися цілком закономірне відставання початку спрацьовування АБС саме на цьому колесі.

А далі, щоб переконатися в статистичній значимості отриманого результату, слід розрахувати коефіцієнт рангової кореляції (конкордації) отриманих у випробуваннях гальмування послідовностей моментів початку спрацьовування АБС [8, 9, 10]. І якщо рангова кореляція є, то гальмівний механізм колеса, що блокується останнім, несправний, а якщо її немає, те й претензій до роботи гальмівних механізмів немає.

Матеріали та результати досліджень.

Визначення коефіцієнта рангової кореляції й довірчої ймовірності його значення може виконуватися автоматично тестером по закладеній у ньому розрахунковій програмі. Ефективність цього способу можна проілюструвати на конкретному прикладі – результатах п'ятикратного повторення експериментів екстреного загальмовування з фіксацією тестером послідовностей початку скидання тиску в приводі гальмівних механізмів коліс двох автомобілів (табл. 1).

Як міру зв'язку n послідовностей рангів з рівним числом m у кожній послідовності М. Кендалл запропонував розраховувати коефіцієнт W рангової кореляції за наступною формулою

$$W = \frac{12S_W}{n^2(m^3 - m)}, \text{ де } S_W = \sum_{i=1}^m \left\{ \sum_{j=1}^n R_{ij} - \frac{n(m+1)}{2} \right\}^2. \quad (1)$$

У нашому випадку $n = 5$ – число випробувань гальмування автомобіля, а $m = 4$ – число його коліс, R_{ij} – ранг, тобто місце в послідовності моментів початку «скидання» тиску в приводі гальм.

Неважко помітити, що вхідний у формулу параметр S_W , по суті, являє собою суму відхилень рангів від середнього значення, що при рівноймовірному їхньому розподілі на інтервалі від одиниці до m дорівнює $(m+1)/2$.

Величина W може варіюватися від нуля до одиниці. При неузгодженому порядку початку «скидання» тиску в приводі гальм і їх рівноймовірному розподілі

$\sum_{j=1}^n R_{ij} \rightarrow \frac{n(m+1)}{2}$ й $W \rightarrow 0$, а якщо ранги погоджуються добре, то $W \rightarrow 1$.

Виходячи з таблиці 1, коефіцієнт W для першого автомобіля дорівнює

$$\frac{12S_W}{n^2(m^3 - m)} = \frac{12 \cdot 101}{25(64 - 4)} = 0,808, \text{ а по максимальній величині } \sum_{j=1}^n R_{ij} = 18 \text{ можна вважати,}$$

що найгірший з його гальмівних механізмів – механізм заднього лівого колеса. Найкраще працює – гальмо переднього лівого колеса, тому що саме воно найчастіше спрацьовує першим.

Коефіцієнт W у другого автомобіля значно менший: він дорівнює $\frac{12 \cdot 29,09}{25(64 - 4)} = 0,23$. Менше в нього й розкид значень $\sum_{j=1}^n R_{ij}$.

Звичайно, при обмеженому числі експериментів статистично існує ймовірність помилкового висновку про величину коефіцієнта конкордації. Тому, щоб оцінити істотність отриманих результатів, доцільно скористатися спеціальною таблицею (табл. 2) значень критичної суми $S_{W(p)}$, наведеною в роботі [8].

Таблиця 1 – Результати експерименту

№ авто-мобіля	№ досліду	Послідовність «скидання» тиску, m				$S_W = \sum_{i=1}^m S_{W_i}$
		Переднє праве колесо	Переднє ліве колесо	Заднє праве колесо	Заднє ліве колесо	
1	1	2	1	3	4	
	2	1	2	3	4	
	3	2	1	4	3	
	4	1	2	4	3	
	5	2	1	3	4	
	$\sum_{j=1}^n R_{ij}$	8	7	17	18	
	S_{W_i}	20,25	30,25	20,25	30,25	101
2	1	3	1	2	4	
	2	1	4	3	2	
	3	2	1	4	3	
	4	1	2	4	3	
	5	2	3	1	4	
	$\sum_{j=1}^n R_{ij}$	9	11	14	16	
	S_{W_i}	12,25	1,56	3,03	12,25	28,09
Примітка. $S_{W_i} = \left\{ \sum_{j=1}^n R_{ij} - \frac{n(m+1)}{2} \right\}^2$						

Таблиця 2 – Оцінка істотності отриманих результатів

n	Довірча ймовірність $p = 0,95$ при m					Довірча ймовірність $p = 0,99$ при m				
	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
3			64,4	103,3	157,3			75,6	122,8	185,6
4		49,5	88,4	143,3	217,0		61,4	109,3	176,2	265,0
5		62,6	112,3	182,4	276,3		80,5	142,8	229,4	343,8
6		75,7	136,1	281,4	335,2		99,5	176,1	282,4	422,6
8	48,1	101,7	183,7	299,0	453,1	66,8	137,4	242,7	388,3	579,9
10	60,0	127,8	231,8	376,7	571,0	85,1	175,3	309,1	494,0	739,0
15	89,8	192,9	349,8	570,5	864,9	131,0	269,8	475,2	758,2	1129,5
20	119,7	258,0	468,5	764,4	1158,7	177,0	364,2	641,2	1022,2	2521,9

Як бачимо, для розглянутого приклада ($m = 4$, $n = 5$) критичне значення $S_{W(p)}$ при довірчій ймовірності 0,95 дорівнює 62,6, а при довірчій ймовірності 0,99 – 80,5.

Таким чином, оскільки у першого автомобіля $S_W = 101$, а 101 більше 80,5 в 99 випадках з 100, то можна стверджувати, що за результатами діагностування гальмо лівого заднього колеса несправне, робота гальма заднього правого колеса теж неефективна. Претензій же до роботи гальм всіх коліс другого автомобіля немає: адже коефіцієнт W набагато менше $S_{W(p)}$, тобто $29,09 \ll 80,5$ і $29,09 < 62,6$.

Висновки. Для реалізації пропонованого способу діагностування гальм автомобіля, обладнаного АБС, необхідно виконати наступне.

1. Увести в діагностичний тестер додаткову опцію, що дозволяє фіксувати моменти початку «скидання» тиску в приводах гальм і запам'ятовувати послідовність цих моментів по всіх колесах.

2. Передбачити в ньому також програму розрахунку коефіцієнта конкордації зафіксованих послідовностей моментів початку «скидання» тиску в приводах гальм по декількох (наприклад, п'ятьох) гальмуваннях і оцінки його довірчої ймовірності.

3. Підключити тестер до блоку керування АБС і відповідно до вимог ДСТУ 3649:2010 виконати встановлене в тестері число випробувань (екстрених гальмувань) автомобіля.

4. Оцінити ефективність гальмівного керування за гальмівним шляхом або усталеним сповільненням автомобіля (при наявності відповідного датчика), а якщо тестер виявить неефективно працюючі гальмівні механізми, за його показниками виявити колеса, що гальмують погано.

Список літератури: 1. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – [Введ. 01.07.2011]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с. 2. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). В двух частях / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1998. – 255 с., 219 с. 3. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монография / Н.Я. Говорущенко. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 292 с. 4. Мармут И.А. Влияние износа шин и деталей тормозных механизмов на точность стендовой проверки тормозов. – Харьков, РИО ХНАДУ / Сб. науч. тр. – 2005. – вып.16. – С. 34-39. 5. Ковинько В.И., Игнатченко К.Е. Компьютерно-экспертный метод диагностирования тормозных АБС // Автомобильный транспорт. – Харьков, РИО ХНАДУ / Сб. науч. тр. –

2001. – вып.13. – С. 43-49. **6.** Костенко Ю.Т. Прогнозирование технического состояния систем управления / Ю.Т. Костенко, Л.Г. Раскин. – Х.: Основа, 1996. – 303с. **7.** Архангельский А.Я. Программирование в C++ Builder 4 / А.Я. Архангельский – М. Бином. – 2000. – 1082 с. **8.** Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников / А.И. Кобзарь. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 816 с. **9.** Кэндэлл М. Ранговые корреляции / М. Кэндэлл. – М.: Статистика, 1975. – 416 с. **10.** Малкин В.С., Буслаев А.Е. Диагностирование тормозов автомобиля, оборудованного АБС // Автомобильная промышленность. № 5 – М.: – 2010. – С. 26-28.

Bibliography (transliterated): **1.** Kolisni transportni zasoby. Vymogy shhodo bezpechnosti tehničnogo stanu ta metody kontroljuvannja: DSTU 3649:2010. – [Vved. 01.07.2011]. – Kyiv.: Derzhspozhyvstandart Ukrai'ny, 2011. – 28 p. **2.** Govorushhenko N.Ja. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). V dvuh chastjah / N.Ja. Govorushhenko, A.N. Turenko. – Kharkov.: RIO KhGADTU, 1998. – 255 p., 219 p. **3.** Govorushhenko N.Ja. Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta (raschetnye metody issledovanij): monografija / N.Ja. Govorushhenko. – Kharkov.: KhNADU, 2011. – 292 p. **4.** Marmut I.A. Vlijanie iznosa shin i detalej tormoznyh mehanizmov na tochnost' stendovoj proverki tormozov. – Kharkov, RIO KhNADU / Sb. nauch. tr. – 2005. – Issue.16. – p. 34-39. **5.** Kovin'ko V.I., Ignatchenko K.E. Komp'juterno-jekspertnyj metod diagnostirovanija tormoznyh ABS. Avtomobil'nyj transport. – Kharkov, RIO KhNADU / Sb. nauch. tr. – 2001. – V. 13. – p. 43-49. **6.** Kostenko Ju.T. Prognozirovanie tehničeskogo sostojanija sistem upravlenija / Ju.T. Kostenko, L.G. Raskin. – Kharkov.: Osнова, 1996. – 303p. **7.** Arhangel'skij A.Ja. Programmirovanie v C++ Builder 4 / A.Ja. Arhangel'skij – Moscow. Binom. – 2000. – 1082 p. **8.** Kobzar' A.I. Prikladnaja matematičeskaja statistika. Dlja inzhenerov i nauchnyh rabotnikov / A.I. Kobzar'. – Moscow.: FIZMATLIT, 2006. – 816 p. **9.** Kjendjell M. Rangovyje korrelyacii / M. Kjendjell. – Moscow.: Statistika, 1975. – 416 p. **10.** Malkin V.S., Buslaev A.E. Diagnostirovanie tormozov avtomobilja, oborudovannogo ABS Avtomobil'naja promyšlennost'. No 5 – Moscow.: – 2010. – p. 26-28.

Надійшла до редколегії 09.02.2015

УДК 621.397.444:004.8

О. Я. НІКОНОВ, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри ІТМ, ХНАДУ, Харків
М. В. СІНДЄЄВ, аспірант ХНАДУ,

ІНТЕЛЕКТУАЛІЗАЦІЯ ПІДВІСКИ СУЧАСНОГО АВТОМОБІЛЯ

У статті проведено аналіз основних принципів існуючих гідравлічних підвісок, що використовують автоматичні методи регулювання жорсткості амортизатора. Розглянуто переваги й недоліки таких систем. Розглядається принцип дії та основні режими роботи гідравлічних підвісок, що використовуються на сучасних автомобілях. Запропоновано технічне удосконалення систем регулювання жорсткості підвіски додатковим датчиком - відеокамерою, підключеною до автомобільного комп'ютера. Запропоновані додаткові способи використання відеокамери, з'єднаної з такими системами.

Ключові слова: автомобіль, підвіска, відеокамера, автомобільний комп'ютер, інтелектуальна підвіска.

Вступ. Сучасний автомобіль, це високотехнологічна складна система, яка взаємодіє з дорогою та іншими учасниками дорожнього руху. В теперішній час на перше місце виходить безпека і комфорт дорожнього руху. Для забезпечення цих критеріїв розробляються нові системи. Однією з таких систем є інтелектуальна підвіска автомобіля, здатна змінювати жорсткість залежно від якості дорожнього полотна. Але у цієї підвіски є ряд недоліків, наприклад, жорсткість регулюється або в ручному режимі, або в напівавтоматичному.

Аналіз останніх публікацій. В останнє десятиліття розвиток комп'ютерних технологій досягло колосальних масштабів. В даний час мікрокомп'ютерами обладнується все, де є ймовірність людської помилки. Не обійшла стороною комп'ютеризація і автопромисловість [1, 2]. Адже саме більшість дорожньо-транспортних пригод відбувається саме з вини людини, а не з вини несправності транспортного засобу. Розробки по створенню автомобіля-комп'ютера (безпілотного автомобіля) ведуться вже не один рік [3, 4]. У більшості своїй це автоматизація процесів в автомобілі, перекладання завдань людини на комп'ютер. Ведуться дослідження і в галузі застосування відеокамер на автотранспорті в якості помічників при парковці [5], помічників руху по смузі [6], систем нічного бачення і систем руху в поганих погодних умовах [7], система розпізнавання дорожніх знаків.

Більшість цих систем знаходяться тільки на етапі концептів або на етапі розробки. Швидкодія і надійність їх є далекими від умов, коли їх можна буде застосовувати в реальних умовах дорожнього руху.

Мета і постановка задачі. Метою даної статті є удосконалення наявних механізмів регулювання висоти кузова і жорсткості підвіски для збільшення комфорту і безпеки дорожнього руху, тобто максимально автоматизувати регулювання висоти кузова і жорсткості підвіски на основі електронних компонентів автомобіля.

Сучасні технології на автотранспорті та перспективи їх розвитку. Основою будь підвіски є амортизатор, саме він, головним чином, пом'якшує вплив нерівностей дорожнього полотна на положення кузова автомобіля. Найбільш типовими функціями амортизатора є протидія осіданню автомобіля при різких прискореннях і перемиканням передач, «пірнання» при різкому гальмуванні, крену при різких поворотах. Зміна

розмірів пропускного отвору виконується частіше за допомогою електродвигуна або соленоїда, а в деяких випадках – електродвигуном соленоїда.

Автоматичне управління амортизатором полягає в зміні опору перетіканню рідини в амортизаторах шляхом зміни діаметрів жиклерів або в'язкості рідини. Зазвичай передбачаються три режими регулювання опору амортизатора: мале, середнє і велике. Для зміни опору амортизатора при поворотах автомобіля необхідно знати положення рульового колеса. Тому на валу рульового колеса встановлюється датчик, який реагує не тільки на кут повороту, але і на напрямок повороту.

Електронний блок управління силою опору амортизаторів зображений на функціональній схемі (рис. 1). Всі вхідні сигнали є цифровими і надходять в мікрокомп'ютер через схеми вхідний обробки, що формують сигнали. Вихідні сигнали електронного блоку управління (ЕБУ) подаються на виконавчі механізми управління режимами роботи амортизаторів і на індикатори, що показують рівень сили опору. Ці сигнали надходять через схеми вихідний обробки від мікрокомп'ютера. Виконання основної програми займає ~ 4 мс. За цей час мікрокомп'ютер обробляє вхідні сигнали від датчиків і подає вихідні сигнали на виконавчі механізми. Чим менше час виконання основної програми, тим вище швидкодія ЕБУ.

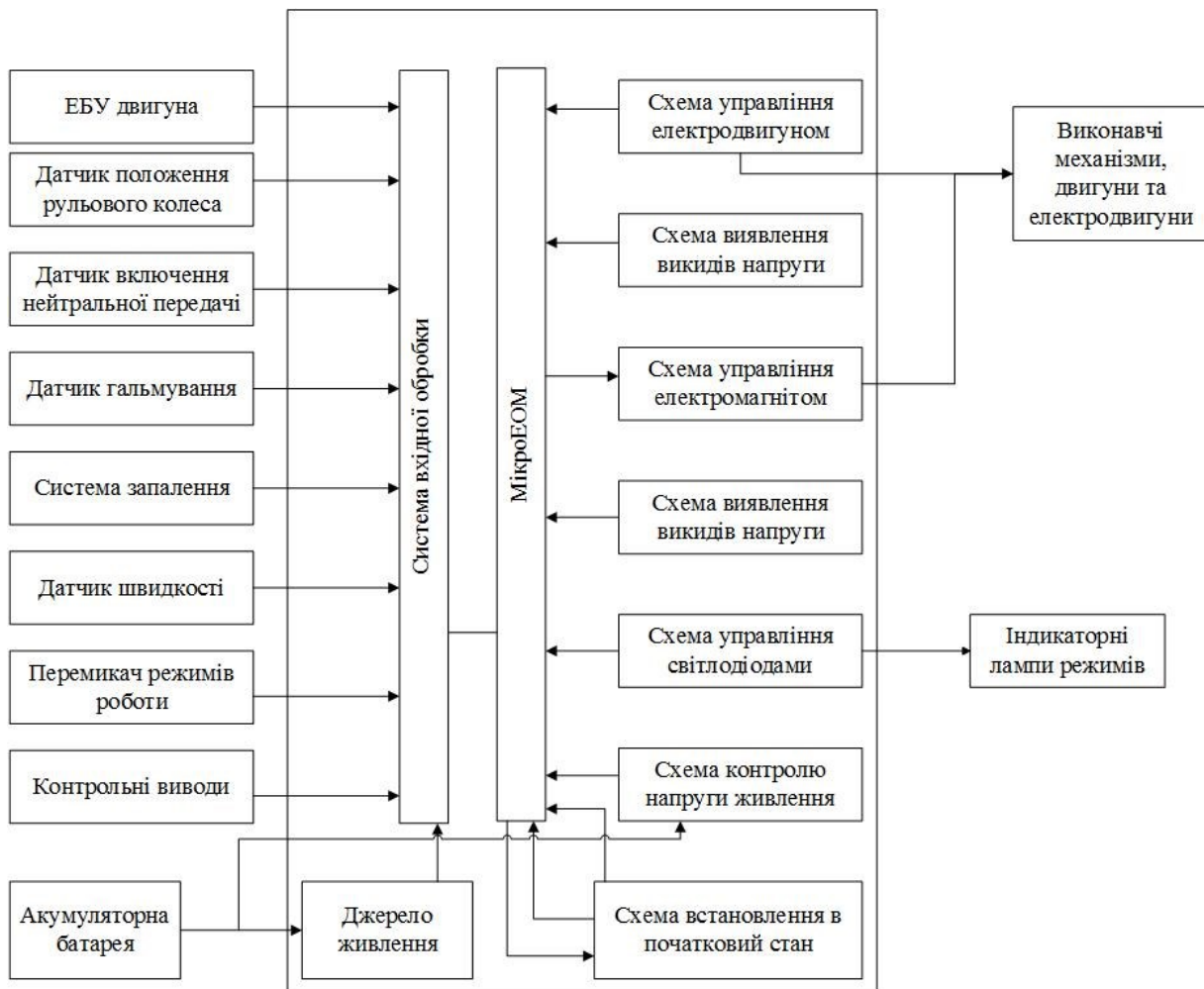


Рисунок 1 – Функціональна схема ЕБУ

Такий принцип управління амортизатором використовується в активній гідропневматичній підвісці Hydractive, який вже оснащений французький легковий автомобіль «Citroen-ХМ».

В пам'ять мікропроцесора закладений ряд граничних параметрів та їх поєднань, визначених на основі тривалих випробувань автомобілів «Citroen-СХ». Ці дані порівнюють з одержуваної від датчиків інформацією, і мікропроцесор вибирає відповідний режим підвіски. Причому гідравлічна система включається негайно (час спрацьовування менше 0,05 с), випереджаючи динамічну реакцію автомобіля, що особливо важливо при швидкій їзді по петлястій дорозі. На автомобілі «Citroen-ХМ» крім звичайних двох гідропневматичних балонів та двох гідроамортизаторів кожного моста додатково встановлюються один гідропневматичний балон і два гідроамортизатора. Додатковий гідропневматичний балон дозволяє змінити масу газу гідропневматичного пружного елемента кожного колеса і, таким чином, регулювати гнучкість підвіски моста. Два додаткових гідроамортизатора змінюють перетин отворів, через яке проходить рідина і тим самим впливають на амортизацію.

По командах мікропроцесора регулятор жорсткості за допомогою електроклапана підключає або відключає третій гідропневматичний балон і два гідроамортизатора, вибираючи режим підвіски: «м'який» або «жорсткий».

Робота підвіски залежить від отриманої від датчиків інформації та обробці її мікропроцесором, який при виявленні будь-якого відхилення (від попередньо введених даних) подає команду на перехід в «жорсткий» режим.

Датчик кута повороту і кутової швидкості руля інформує про досягнення граничних значень цих параметрів. У цей момент відбувається перехід в «жорсткий» режим. Підвіска залишається в даному режимі до тих пір, поки кут повороту рульового колеса не буде нижче граничного значення. В результаті качка зменшується і сповільнюється з одного боку завдяки переходу підвіски в «жорсткий» режим, з іншого боку – припинення повідомлення елементів підвіски правого і лівого бортів. Датчик положення педалі подачі палива реєструє час, необхідний для проходження 10% повного ходу педалі.

Датчик тиску в гальмівній системі інформує про досягнення еталонного його значення, коли відбувається перехід в «жорсткий» режим. Підвіска залишається в такому режимі при падінні тиску нижче заданої межі.

Датчик крену кузова реєструє поворот торсіонного валу. Перехід в «жорсткий» режим відбувається при досягненні певного рівня крену кузова.

Датчик швидкості автомобіля інформує про її значення, коли необхідно визначити дані, що застосовуються при переході в «жорсткий» режим по сигналах інших датчиків, а також для забезпечення більшої чутливості до повороту рульового колеса на великій швидкості або до крену (коливання) кузова на малій швидкості руху автомобіля.

На приладовій панелі розташовані перемикачі, за допомогою яких водій може вибрати одну з двох програм: SPORT і AUTOMATIC.

При роботі за програмою SPORT підвіска працює в «жорсткому» режимі. Однак при розгоні для вирівнювання тиску в елементах підвіски обох мостів автоматично змінюється режим. У режимі AUTOMATIC підвіска працює в «м'якому» режимі. Але залежно від реєстрованої датчиками інформації мікропроцесор видає або не видає команду на перехід в «жорсткий» режим. В результаті є можливість забезпечення комфорту більшої частини шляху і тимчасового переходу в «жорсткий» режим при

відповідних умовах (різкий поворот, гальмування, вибоїни на дорозі) для кращого управління і безпеки [8].

Також ведеться дослідження в області автоматичного регулювання висоти кузова автомобіля. Такі системи вже встановлюються на сучасні транспортні засоби.

Управління висотою кузова забезпечується звичайно за допомогою пневматичних пружних елементів, що встановлюються на всіх чотирьох або тільки двох задніх колесах. Сигнал від датчика висоти надходить в ЕБУ. Якщо поточна висота відрізняється від номінальної, ЕБУ регулює тиск у пружних елементах, включаючи електродвигун компресора (для збільшення тиску) або соленоїд випускного клапана (для зменшення тиску). Таким чином забезпечується постійна незалежна від навантаження на підвіску висота кузова. Як датчики висоти можуть використовуватися фотоелементи, геркони та інші перетворювачі неелектричного показника відстані в електричний. Для цих цілей доцільно використовувати такі датчики, які виробляють П-подібні імпульси, а не аналогові сигнали (наприклад, резистори), так як в останньому випадку їх все одно необхідно перетворювати в цифрові. Якби кузов просто опустився або підійнявся, то сигнал датчика, що надійшов в ЕБУ, був обчислений і перетворений в керуючий імпульс. У роботі ж кузов коливається, тобто то опускається, то піднімається. У зв'язку з цим сигнал датчика вводиться в ЕБУ через кожні кілька мілісекунд. Електронний блок обчислює кількість тих чи інших станів висоти і по частоті стану (їх процентним співвідношенням) робить висновок про поточне значення висоти. В залежності від положення дверей (закриті або відкриті) ЕБУ визначає відбувається посадка або рух. При посадці висота визначається протягом короткого інтервалу часу (2,5 с), а при русі – за більш тривалий час (20 с) [8]. Наприклад, якщо під час руху сигнал висоти протягом 20 с знаходиться в області «дуже високе положення кузова» у 80% випадків і більше, то приводиться в дію випускний клапан. Якщо ж протягом 20 с сигнал висоти виявляється в області «дуже низьке» або «низьке положення кузова» більш ніж в 10% випадків, то зниження припиняється. Підйом і опускання при посадці забезпечуються аналогічно.

Чим менше жорсткість підвіски, тим менше коливання кузова і тим вище комфортабельність автомобіля. Для електронного управління зазвичай використовуються пневматична або гідروпневматичне підвіски. Жорсткість таких підвісок можна робити досить малими, проте це загрожує появою поздовжніх коливань. З цієї причини управління жорсткістю підвіски в більшості випадків комбінують з керуванням висотою кузова і силою опору амортизаторів.

Для визначення якості дорожнього полотна, нерівностей або вибоїв до представлених схемами додається ще один датчик навколишнього середовища – відеокамера. Розташувавши об'єктив відеокамери по центру вітрового скла можна забезпечити захоплення зображення прямо перед автомобілем. Це дозволяє мікропроцесору обробляти картинку дорожнього полотна, що знаходиться безпосередньо по курсу руху транспортного засобу.

Отримана картинка обробляється мікрокомп'ютером, розташованим в автомобілі. За допомогою інтелектуальних методів і алгоритмів обробки зображення визначається тип («дорожній поліцейський», вибоїна, зміна якості дорожнього полотна), глибина, висота і ширина нерівності [9, 10]. Якщо перешкода знаходиться на траєкторії руху коліс автомобіля, то мікрокомп'ютер завчасно приймає рішення про зміну жорсткості підвіски або амортизатора під певним колесом. Таким чином, автомобіль проїжджає перешкоду колесом, при цьому корпус не змінює свого положення, щодо землі. Тут можна порівняти корпус автомобіля з гіроскопом. Що б не

відбувалося під колесами автомобіля, підвіска все компенсує таким чином, що корпус залишається нерухомим.

Технічно, система регулювання висоти кузова залишається такою ж, як і була. Додана відеокамера (рис. 2), що підвищує не тільки контроль вже наявних датчиків, але сама є додатковим датчиком, яким побічно регулюється висота кузова.

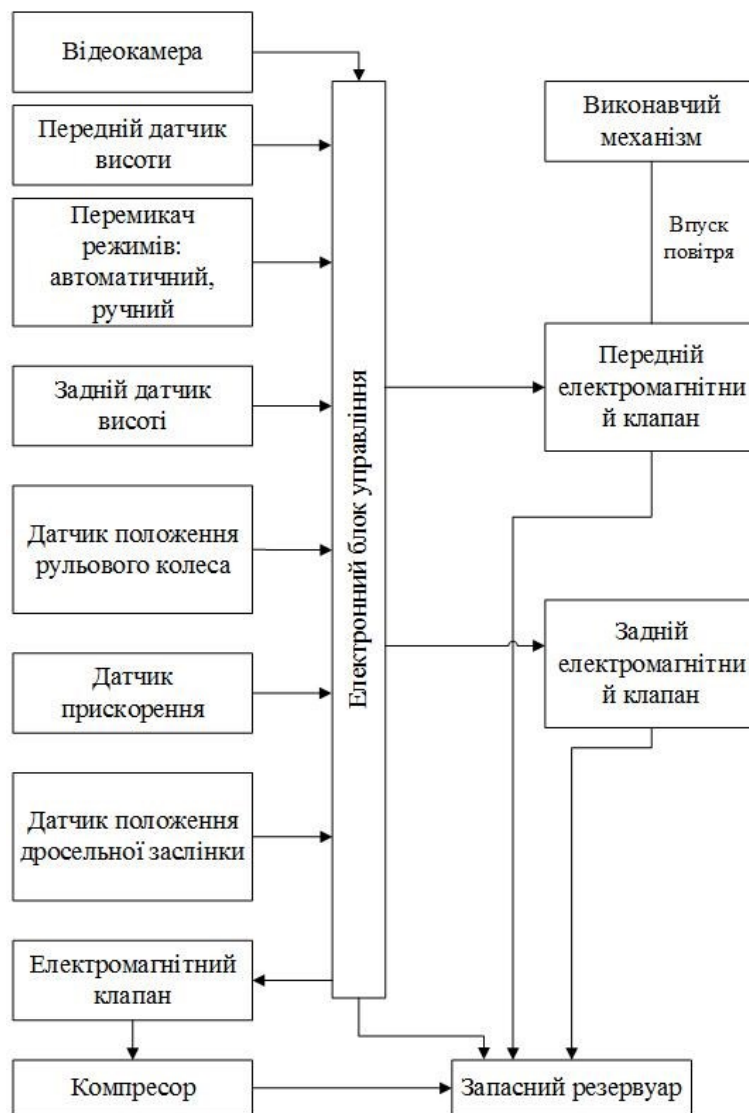


Рисунок 2 – Модернізована функціональна схема управління жорсткістю підвіски автомобіля

Висновки. Запропонована система, що складається з підвіски, відеокамери, мікрокомп'ютера дозволяє значно зменшити коливання корпусу автомобіля при русі по дорозі незадовільної якості. Виробництво таких систем не вимагає додаткових витрат на переобладнання лінійки конвеєру, так як можна використовувати штатні бортові комп'ютери і вже наявні частини підвіски автомобіля.

Список літератури: 1. *Динамика транспортно-тягових колесних и гусеничных машин* / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.Н. Туренко и др.; под ред. А.Н. Туренко. – Х.:

ХГАДТУ, 2001. – 642 с. **2.** *Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах* / Е.Е. Александров, В.П. Волков, Д.О. Волонцевич и др.: под ред. Д.О. Волонцевича. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с. **3.** *Мустаев М. М.* Компьютерная навигационная система беспилотного транспортного робота [Текст] / М. М. Мустаев // Современная наука: актуальные проблемы и пути их решения – 2014. – Вып. 12. **4.** *Петрусь И. П.* Технология «Общения» дорожного транспорта [Текст] / И. П. Петрусь // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» – 2014. – Вып. 2. **5.** *Евтушенко В. Ю.* Система автоматического управления парковкой автомобиля [Текст] / В. Ю. Евтушенко, Е. Ю. Косенко // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 2(139). – С. 112-115. **6.** *Система помощи движению по полосе [Электронный ресурс]*. – http://systemsauto.ru/active/lane_assist.html. – Загл. с экрана. **7.** *Волков В. Г.* Телевизионные системы для спецтехники [Текст] / В. Г. Волков // Спецтехника и связь. – 2010. – Вып. 2-3. – С. 2-17. **8.** *Управление подвеской [Электронный ресурс]*. – <http://awtoel.narod.ru/>. – Загл. с экрана. **9.** *Методы робастного, нейро-нечёткого и адаптивного управления* / под ред. Н.Д. Егупова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 744 с. **10.** *Никонов О.Я.* Интегрированные информационно-управляющие телематические системы транспортных средств / О.Я. Никонов, В.Н. Шуляков // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2010. – № 27. – С. 83–87.

Bibliography (transliterated): **1.** *Dinamika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin* / E.E. Aleksandrov, D.O. Voloncevich, A.N. Turenko i dr.; pod red. A.N. Turenko. – Kharkov.: KhGADTU, 2001. – 642 p. **2.** *Povyshenie ustojchivosti i upravljaemosti kolesnyh mashin v tormoznyh rezhimah* / E.E. Aleksandrov, V.P. Volkov, D.O. Voloncevich i dr.: pod red. D.O. Voloncevicha. – Kharkov.: NTU «KhPI», 2007. – 320 p. **3.** *Mustaev M. M.* Komp'juternaja navigacionnaja sistema bespilotnogo transportnogo robota [Tekst] / M. M. Mustaev Sovremennaja nauka: aktual'nye problemy i puti ih reshenija – 2014. – V. 12. **4.** *Petrus' I. P.* Tehnologija «Obshhenija» dorozhnogo transporta [Tekst] / I. P. Petrus' // Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIE» – 2014. – Issue. 2. **5.** *Evtushenko V. Ju.* Sistema avtomaticheskogo upravlenija parkovkoj avtomobilja / V. Ju. Evtushenko, E. Ju. Kosenko // Izvestija Juzhnogo federal'nogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – 2013. – Issue. 2(139). – p. 112-115. **6.** *Sistema pomoshhi dvizheniju po polose [Elektronnij resurs]*. – http://systemsauto.ru/active/lane_assist.html. – Zagl. s ekrana. **7.** *Volkov V. G.* Televizionnye sistemy dlja spectehniki / V. G. Volkov Spectehnika i svjaz'. – 2010. – V. 2-3. – p. 2-17. **8.** *Upravlenie podveskoj [Elektronnij resurs]*. – <http://awtoel.narod.ru/>. – Zagl. s ekrana. **9.** *Metody robustnogo, nejro-nechjotkogo i adaptivnogo upravlenija* / pod red. N.D. Egupova. – Moscow.: MGTU im. N.Je. Baumana, 2002. – 744 p. **10.** *Nikonov O. Ja.* Integrirovannye informacionno-upravljajushhie telematiches-kie sistemy transportnyh sredstv / O. Ja. Nikonov, V. N. Shuljakov Avtomobil'nyj transport: sbornik nauchnyh trudov. – 2010. – No 27. – p. 83–87.

Надійшла до редколегії 09.02.2015

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

І. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, докторант ХНАДУ, Харків**КОМПЛЕКСНИЙ КОМБІНОВАНИЙ ПРОГРІВ: СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ДО ФОРМУВАННЯ СХЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ТЗ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

В статті описані результати формування системного підходу к забезпеченню оптимального температурного стану транспортного засобу в умовах експлуатації з використанням комплексного комбінованого прогріву з використанням технології теплового акумулювання. Розглянутий підхід дозволяє системно дослідити всі можливі схеми і процеси комплексної системи комбінованого прогріву двигателя транспортного засобу в складі теплових акумуляторів фазового переходу на всіх етапах її робочого циклу.

Ключевые слова: транспортное средство, энергетическая установка, эксплуатация, системный подход, оптимальный тепловой состояние, тепловой аккумулятор, фазовый переход, комплексная система комбинированного нагрева.

Вступ. Вирішенням проблеми забезпечення передпускової і післяпускової теплової підготовки охолоджуючої рідини (ОР) в системі охолодження (СОД), моторної оливи (МО) в системі мащення (СМ), каталізатора системи нейтралізації відпрацьованих газів (СНВГ) двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) та салону (кабіни) транспортних засобів (ТЗ) і енергетичних установок (ЕУ) в холодну пору року може бути досягнуто застосуванням комплексної системи комбінованого прогріву (КСКП) у складі теплових акумуляторів (ТА) з теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ) що мають фазовий перехід [1 - 6].

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) [2 - 8]. Для полегшення пуску і прогріву двигуна було створено КСКП двигуна й проведені відповідні дослідження [5, 7, 8] з урахуванням існуючого досвіду створення подібних систем технічних об'єктів і машин [2, 4, 8].

Постановка задачі. Мета статті – на основі систематизації схем створення методологічної основи для проектування і дослідження комплексного комбінованого прогріву (КСКП) ТЗ. Отриманий результат є ефективною основою для проектування систем прогріву двигунів з ТА фазового переходу, а також коригування їх параметрів в процесі проведення досліджень і оптимізації елементів конструкції. Завдяки цьому формується системний підхід до забезпечення оптимального температурного стану двигунів ТЗ та ЕУ в умовах експлуатації.

Основний матеріал. КСКП двигуна ТЗ і (або) ЕУ складається з підсистем прискореного прогріву (СППД), утилізації теплової енергії ВГ ТА фазового переходу (СУТТА), контактної теплового акумулятора (КТА), накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором (НМОТА), накопичувача охолоджуючої рідини з тепловим акумулятором (НОРТА), ТА каталізатора системи нейтралізації ВГ (ТАСНВГ). КСКП конструктивно входить, як складова частина, до СОД і СМ двигуна, виконує частину їх функцій та здійснює визначальний вплив на протікання робочого процесу двигуна ТЗ і

ЕУ [7, 8], а саме забезпечує передпусковий і прискорений післяпусковий прогрів ОР в СОД і МО в СМ, СНВГ двигуна до температури, при якій можливо здійснювати навантаження двигуна, а потім до робочої температури та довготерміново підтримує їх в міжмінний період у межах, обумовлених робочим процесом та конструкцією ДВЗ. Елементи КСКП, а саме СППД, СУТТА і КТА входять як складові елементи в СОД, а СППД, СУТТА, КТА і НМОТА - в СМ двигуна. Для визначення найбільш суттєвих елементів і зв'язків для ККП двигуна в системі на рис. 1 показана її формалізована схема з взаємодією основних енергетичних потоків та їх перетворенням.

Дослідження ефективності КСКП двигунів ТЗ і ЕУ включає в себе: вибір критеріїв для оцінки енергетичної та економічної ефективності системи та на їх основі вибір оптимальної конфігурації схеми КСКП, оптимальних енергетичних параметрів схеми, конструктивних та режимних характеристик елементів схеми, екологічних характеристик тощо.

Методологічною основою оцінювання та вибору елементів та способів підвищення ефективності КСКП є системний підхід [7, 9, 10], який достатньо широко використовується при проведенні досліджень як на стадії проектування, так і в процесі експлуатації систем ДВЗ, й ТЗ і (або) ЕУ в цілому.

Використовуючи метод морфологічного (структурного) аналізу [9, 10], сформовані можливі схеми КСКП за вказаними функціональними елементами на різних етапах виконання властивих їй функцій в умовах експлуатації ТЗ і (або) ЕУ.

Суть наведеного методу полягає в тому, що в досліджуваній технічній системі

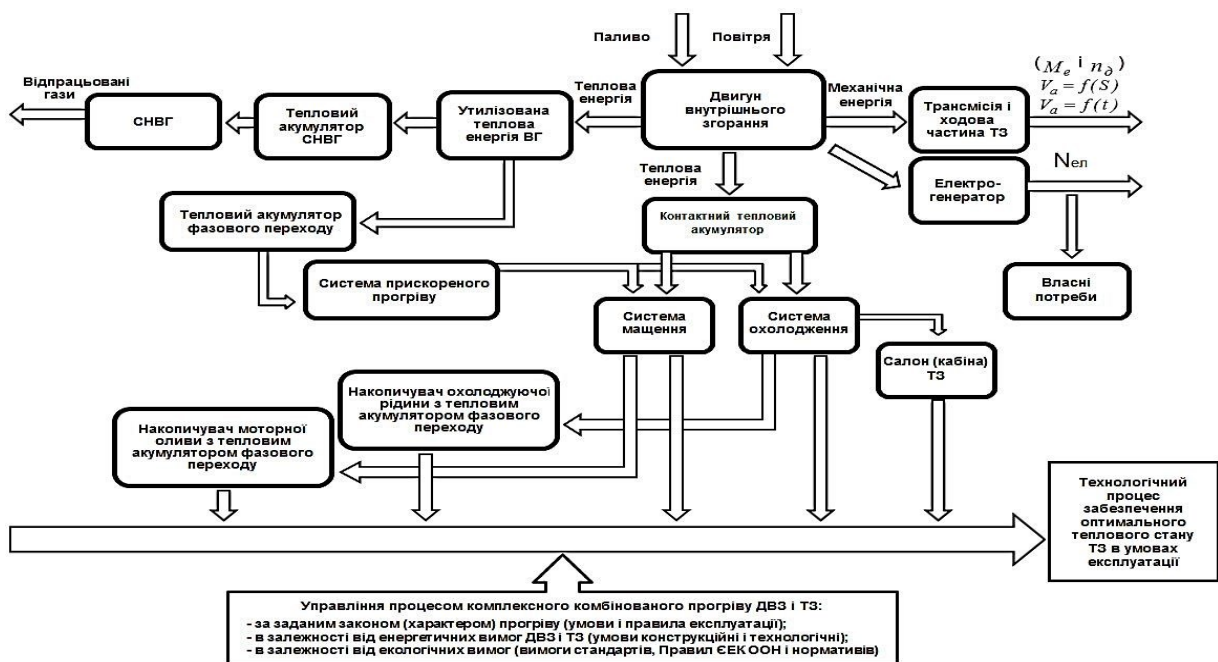


Рисунок 1 – Формалізована схема комплексної системи комбінованого прогріву ДВЗ

КСКП виділяються декілька характерних для її основних функціональних елементів морфологічних ознак (характеристик), за кожною з яких складений максимально повний перелік різних конкретних варіантів (альтернатив) технічного вираження наведених ознак (характеристик). Кожна наведена морфологічна ознака характеризує функцію, конструктивний вузол, режим роботи (або стан) технічної системи КСКП, форму взаємодії вузлів (елементів) тощо, від яких залежить вирішення проблеми і досягнення основної мети функціонування системи в умовах експлуатації [7, 9, 10].

Морфологічні ознаки (характеристики) КСКП з їх альтернативами на всіх етапах роботи, при здійсненні теплової підготовки двигуна ТЗ і (або) ЕУ, розташовані у вигляді морфологічної матриці. Для виконання морфологічного аналізу були точно сформульовані цілі функціонування КСКП, як системи. Для ТЗ і (або) ЕУ такими цілями є визначений підхід до забезпечення оптимальних температур в умовах експлуатації за показниками ефективності роботи транспортних засобів (питомі показники часу забезпечення (підтримання) оптимальних температур) та паливовикористання (питома витрата палива) за рахунок ресурсоощадних, екологічно чистих технологій експлуатації.

Для кожного з функціональних елементів ДВЗ, при виконанні адаптації за властивостями КСКП, основні морфологічні ознаки, від яких залежить досягнення поставленої мети, зведені на рис. 2, а для формування елементної бази самої КСКП (в основних етапах її роботи) – на рис. 3. Представлення КСКП ТЗ і (або) ЕУ в системних об'єктах дозволяє виділити її основні функціональні елементи на різних рівнях, як для двигуна (рис. 2), так і для всієї системи (рис. 3). Представлення взаємодії складових основного процесу післяпускового прогріву на різних етапах їх роботи, а саме для двигуна ТЗ і (або) ЕУ виділено в основних його функціональних елементах: паливо, повітря, ДВЗ (в цілому), система охолодження, система мащення, продукти згорання (рис. 2). Для процесу післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ за допомогою КСКП (рис. 3) виділені основні його функціональні елементи: тепла підготовка ОР в СОД, МО в СМ, салону (кабіни) ТЗ і СНВГ. При здійсненні заряджання ТА фазового переходу (рис. 3) виділені: ОР в СОД, МО в СМ і СНВГ. Для здійснення зберігання теплової енергії ДВЗ в міжзмінній період виділені наступні основні його функціональні елементи (рис. 3): ОР в СОД, МО в СМ і СНВГ. Для здійснення передпускової теплової підготовки ДВЗ за допомогою КСКП виділені наступні основні його функціональні елементи (рис. 3): ОР в СОД і МО в СМ.

В морфологічній матриці схем ДВЗ (рис. 2) для функціонального елемента „паливо” виділено 4 основних ознаки, від яких суттєво залежать економічні, екологічні, а також габаритні і масові показники двигуна, для функціонального елемента „повітря” виділено 2 морфологічних ознаки; найбільш важливими морфологічними ознаками функціонального елемента „двигун внутрішнього згорання” (в цілому) у випадку поршневого ДВЗ є 9 ознак; для використання КСКП в системах охолодження і мащення виділені відповідно по 5 ознак; для продуктів згорання виділено три суттєвих морфологічних ознаки.

В морфологічній матриці схем КСКП для функціонального елемента „процес післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ” виділено 4 основні морфологічні ознаки теплової підготовки, для функціонального елемента „процес заряджання ТА фазового переходу КСКП” виділено 3 морфологічні ознаки, для функціонального елемента „процес зберігання теплової енергії ДВЗ в міжзмінній період” виділено 3 морфологічних ознаки і для функціонального елемента „процес передпускової теплової підготовки ДВЗ за допомогою КСКП” виділено 2 морфологічних ознаки. Для кожної

Паливо	1. Вид палива	1.1. Бензин	1.2. Дизельне паливо	1.3. Природний газ	1.4. Нафтовий газ	1.5. Біологічні палива	1.6. Спиртові палива	1.7. Водень	1.8. Електрична енергія	
	2. Агрегатний стан	2.1. Рідкий		2.2. Газоподібний		2.3. Газорідний		2.4. Багатопаливний (комбінований)		
	3. Спосіб зберігання	3.1. При нормальних умовах	3.2. При високому тиску	3.3. При низьких температурах	3.4. Електричні батареї конденсатори	3.5. Сонячні батареї	3.6. Паливний елемент	3.7. Електрохімічний генератор		
	4. Спосіб подавання в ДВЗ	4.1. Природне заповнення					4.2. Примусове заповнення			
Повітря	5. Спосіб подавання в ДВЗ	5.1. Природне заповнення					5.2. Примусове заповнення			
	6. Наявність термоізоляції	6.1. Немає			6.2. Підігрівання			6.3. Охолодження		
Двигун внутрішнього згорання	7. Призначення	7.1. Транспортний		7.2. Стаціонарний		7.3. Промисловий		7.4. Комбінований		
	8. Компонівка	8.1. Однорядний		8.2. Двохрядний V-подібний		8.3. З протилежно розташованими поршнями			8.5. Зіркоподібний	
	9. Частота обертання	9.1. Малообертіві		9.2. Середньообертіві		9.3. Підвищеної обертливості		9.4. Високообертіві		
	10. Спосіб сумішоутворення	10.1. Зовнішнє					10.2. Внутрішнє			
	11. Спосіб запалювання	11.1. С примусовим запалюванням			11.2. Самозапалювання від стиснення			11.3. С комбінованим запалюванням		
	12. Ступінь стиснення	12.1. Низький		12.2. Середній		12.3. Високий		14.4. Змінний		
	13. Тактність	13.1. 4 - тактний					13.2. 2- тактний			
	14. Спосіб регулювання потужності	14.1. Кількісне	14.2. Якісне			14.3. Зміною робочого об'єму			14.4. Комбіноване	
	15. Вид камери згорання	15.1. Не розділена					15.2. Розділена			
	Система охолодження ДВЗ (СОД)	16. Спосіб охолодження ДВЗ	16.1. Рідинне					16.2. Повітряне		
17. Спосіб подачі рідини		17.1. Замкнута					17.2. Проточна			
18. Робоча рідина		18.1. Вода					18.2. Спеціальний теплоносій			
19. Спосіб охолодження		19.1. Примусовий			19.2. Термосифонний			19.3. Комбінований		
Система мащення ДВЗ (СМ)	20. Конструкція СОД	20.1. Закрита					20.2. Відкрита			
	21. Спосіб подачі моторної оливи	21.1. Примусовий			21.2. Розбризкування			21.3. Комбінований		
	22. Розподіл мастильного матеріалу	22.1. З індивідуальними магістралями					22.2. З загальною магістраллю			
	23. Місце зберігання моторної оливи	23.1. Мокрий картер					23.2. Сухий картер			
	24. Вентиляція картеру	24.1. Відкрита вентиляція					24.2. Закрита вентиляція			
	25. Охолодження моторної оливи	25.1. З масляним радіатором					25.2. Без масляного радіатора			
Продукти згорання	26. Контроль складу	26.1. Відсутній					26.2. Контроль вмісту кисню			
	27. Наявність використання	27.1. Немає			27.2. Використання енергії			27.3. Використання маси		
	28. Наявність нейтралізації	28.1. Немає	28.2. Окислення	28.3. Окислення - відновлення			28.4. Фільтрація	28.5. Комбінована		

Рисунок 2 - Морфологічна матриця схем двигуна внутрішнього згорання

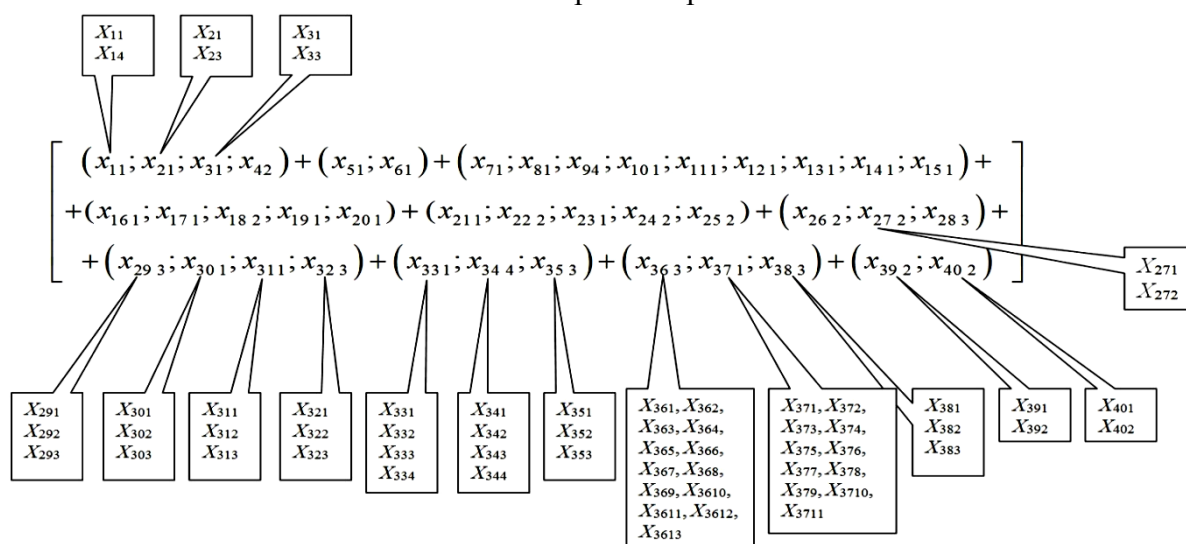
Комплексна система комбінованого прогріву	Процес післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ	29. ОР в СОД	29.1. ДВЗ (ШС без КСКП)				29.2. СППД				29.3. ТА фазового переходу СУТТА				
		30. МО в СМ	30.1. ДВЗ (ШС без КСКП)				30.2. СППД				30.3. ТА фазового переходу СУТТА				
		31. Салон (кабіна) ТЗ	31.1. ДВЗ (ШС без КСКП)				31.2. СППД				31.3. ТА фазового переходу СУТТА				
		32. СНВГ	32.1. ТАСНВГ				32.2. ТА в попередній і в основний СНВГ				32.3. ШС - СНВГ				
	Процес заряджання ТА фазового переходу КСКП	33. ОР в СОД	33.1. ТА фазового переходу СУТТА			33.2. КТА			33.3. ТА фазового переходу СУТТА + КТА			33.4. Відсутній			
		34. МО в СМ	34.1. ТА фазового переходу СУТТА			34.2. КТА			34.3. ТА фазового переходу СУТТА + КТА			34.4. Відсутній			
		35. СНВГ	35.1. ТАСНВГ			35.2. ТА в попередній і в основний СНВГ			35.3. Відсутній						
	Процес зберігання теплової енергії ДВЗ в міжмінімний період експлуатації	36. ОР в СОД	36.1. ДВЗ (ШС без КСКП)	36.2. ШС з СППД	36.3. ТА фазового переходу СУТТА		36.4. КТА	36.5. НОРТА ($T_{ТАМ} = T_{оc}$)		36.6. НОРТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)		36.12. ТА + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = T_{оc}$) + НОРТА ($T_{ТАМ} = T_{оc}$)		36.13. ТА + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$) + НОРТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)	
			36.7. ТА + КТА		36.8. ТА + НОРТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)		36.9. ТА + НОРТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)		36.10. ТА + КТА + НОРТА ($T_{ТАМ} = T_{оc}$)		36.11. ТА + КТА + НОРТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)				
		37. МО в СМ	37.1. ДВЗ (ШС без КСКП)		37.2. ШС з СППД		37.3. ТА фазового переходу СУТТА		37.4. КТА	37.5. НМОТА ($T_{ТАМ} = T_{оc}$)		37.6. НМОТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)			
			37.7. ТА + КТА		37.8. ТА + НМОТА		37.9. ТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)		37.10. ТА + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = T_{оc}$)		37.11. ТА + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}C$)				
		38. СНВГ	38.1. ТАСНВГ				38.2. ТА в попередній і в основний СНВГ				38.3. ШС - СНВГ				
	Процес передпускової теплової підготовки ДВЗ за допомогою КСКП	39. ОР в СОД	39.1. ДВЗ (ШС без КСКП)					39.2. ТА фазового переходу СУТТА							
		40. МО в СМ	40.1. ДВЗ (ШС без КСКП)					40.2. ТА фазового переходу СУТТА							

Рисунок 3 - Морфологічна матриця схем КСКП в основних процесах роботи ДВЗ

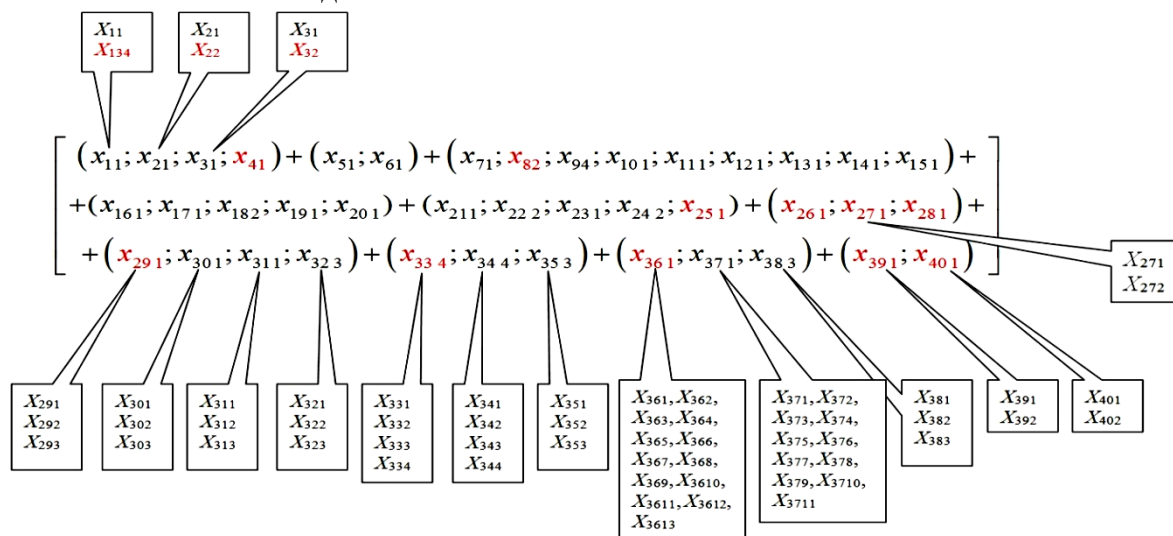
з 40 морфологічної ознак системи КСКП вибрано основні варіанти їх реалізації (від 2 до 13). Зміна конструктивного вираження конкретного варіанту будь якої з 40 ознак формує нову схему КСКП для двигуна ТЗ і (або) ЕУ. Для сполучання морфологічних формул (матриць) досліджуваних варіантів (позначення відповідно x_{11} (перший варіант першої морфологічної ознаки), x_{21} тощо) включаємо окремі схеми усіх морфологічних ознак відповідно до досліджуваного варіанту КСКП зі властивими ним енергетичними, економічними, екологічними, габаритними та масовими показниками. Сформовані морфологічні матриці містить велику кількість несумісних варіантів, що є недоліком методу, однак великою перевагою його є багатоваріантність. При цьому, слід відмітити, що метод дослідження, оснований на морфології об'єктів, дозволяє системно аналізувати різні структури об'єкту, що впливають із закономірностей їх будови.

Виходячи із поставленої мети, в статті показні варіанти можливого дослідження схем КСКП двигунів ТЗ і (або) ЕУ з різною компоновкою, морфологічні формули яких мають вигляд (стрілками показані варіанти що варіювались в дослідженні):

- бензиновий (газовий (нафтовий)) транспортний двигун ТЗ (легковий) з рядною компоновкою і з каталітичним нейтралізатором ВГ та встановленою КСКП



- бензиновий транспортний двигун ТЗ (вантажний) з двохрядною V- подібною компоновкою та встановленою КСКП



Для задоволення сучасних вимог щодо забезпечення оптимального

температурного стану ТЗ в умовах експлуатації двигуни за допомогою КСКП для здійснення передпускової теплової підготовки ОР в СОД і (або) МО в СМ повинні бути обладнаними ТА фазового переходу СУТТА (варіант x_{391} і (або) варіант x_{401}), а в процесі післяпускової підготовки ОР в СОД і (або) МО в СМ - підсистемами СППД двигуна (варіант x_{292} і (або) варіант x_{302}) або ТА фазового переходу СУТТА (варіант x_{293} і (або) варіант x_{303}). При цьому для забезпечення оптимального температурного стану в салоні ТЗ в умовах експлуатації двигуни в процесі післяпускової підготовки ОР в СОД потрібно оснащувати підсистемами СППД двигуна (варіант x_{312}) або ТА фазового переходу СУТТА (варіант x_{313}). Для післяпускової прискореної теплової підготовки СНВГ їх потрібно оснащувати ТА фазового переходу в конструкції нейтралізатора (каталізатора) (варіант x_{321}) або розділеною конструкцією ТА фазового переходу в попередній і в основній СНВГ (варіант x_{322}).

Для забезпечення оптимального температурного стану ТЗ за допомогою КСКП при зберіганні в міжзмінний період теплової енергії двигуни ТЗ і (або) ЕУ для ОР в СОД і (або) МО в СМ повинні бути оснащені СППД (варіант x_{362} і (або) варіант x_{372}), ТА фазового переходу СУТТА (варіант x_{363} і (або) варіант x_{373}), КТА (варіант x_{364} і (або) варіант x_{364}), або накопичувачами НОРТА і (або) НМОТА (варіанти x_{365} , x_{366} і (або) варіанти x_{375} , x_{376}). Крім цього, можливо поєднання всіх вищеперерахованих підсистем (елементів) в різних варіантах (варіанти x_{367} - x_{3613} і (або) варіанти x_{377} - x_{3711}). Для забезпечення оптимального температурного стану ТЗ за допомогою КСКП в частині СНВГ їх потрібно оснащувати ТА фазового переходу в конструкції нейтралізатора (каталізатора) (варіант x_{381}) або розділеною конструкцією ТА фазового переходу в попередній і в основній СНВГ (варіант x_{382}).

Для забезпечення готовності ТА фазового переходу підтримувати оптимальний температурний стан ТЗ потрібно здійснювати процес заряджання теплових акумуляторів КСКП для ОР в СОД і (або) МО в СМ від працюючого двигуна, а саме ТА фазового переходу СУТТА (варіант x_{331} і (або) варіант x_{341}), КТА (варіант x_{332} і (або) варіант x_{342}) або ТА фазового переходу СУТТА + КТА (варіант x_{333} і (або) варіант x_{343}). Для забезпечення готовності ТАСНВГ їх потрібно оснащувати ТА фазового переходу в конструкції нейтралізатора (каталізатора) (варіант x_{351}) або розділеною конструкцією ТА фазового переходу в попередній і в основній СНВГ (варіант x_{352}).

Висновок. Сформований підхід дозволяє системно досліджувати усі можливі схеми КСКП для двигуна ТЗ і (або) ЕУ, які витікають із закономірностей (морфології) будови. Такий підхід дозволяє враховувати, крім вже відомих ще і незвичайні варіанти, які при звичайному переборі могли бути знехтуваними. Завдяки цьому, на відміну від простого перебору, виключається варіант небажаного пропуску якихось варіантів. При цьому є можливість розглядати перспективні технічні рішення, які поки ще знаходяться на стадіях конструкторської і технологічної розробки (наприклад, поєднання варіантів x_{24} і x_{34} або x_{37}), або тих, які на сьогодні здаються взагалі несумісними в дослідженні процесів прогріву ДВЗ. Кожна з виділених схем двигуна ТЗ і (або) ЕУ з варіантами компонування КСКП розглядається як дієвий спосіб забезпечення оптимального температурного стану ТЗ в умовах експлуатації, які на сьогодні складають основу існуючого парку легкових і вантажних ТЗ.

Список літератури: 1. Матюхин Л. М. Теплотехнические устройства автомобилей: учеб. пособие / Л. М. Матюхин / М.: МАДИ, 2009. – 89 с. 2. Schatz D. Latentwärmespeicher für Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen / D. Schatz // Brennst.-Wärme-Kraft, 1991. №6. - р. 333-340. 3. Шульгин В. В. Тепловые аккумуляторы

автотранспортных средств / В. В. Шульгин / СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. - 268 с. 4. 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 - НПП Транснавигация, Минтранс России, ISSN 2076-3050, стр. 45-48. 5. Ваишуркин И. О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И. О. Ваишуркин // Тюмень, ТюмГНГУ, 2001.-145 с. 6. 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. 7. 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. 8. Волков В. П. Системы прогриву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. Ф. Гутаревич, В. Д. Александров, В. Й. Поддубняк, Ю. В. Прилепський, П. Б. Комов, Д. С. Адров, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська, Т. В. Волкова // Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2015.- 314с. 9. Матейчик В. П. Системний підхід до аналізу структурних схем енергоустановок транспортних засобів / В. П. Матейчик // Вісник НТУ“ХПІ” №7(т.2). – Харків, НТУ“ХПІ”. –2002. – С.162-167. 10. Одрин В. М. Метод морфологического анализа технических систем / В. М. Одрин / М.: ВНИИПИ, 1989 – 314 с. 11. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. / М. Ф. Дмитриченко, В. П. Матейчик, О. К. Грицук, М. П. Цюман // К.: НТУ, 2014. – 168.

Bibliography (transliterated): 1. Matjuhin L. M. Teplotekhnicheskie ustrojstva avtomobilej: ucheb. Posobie. Moscov.: MADI, 2009. 89 p. 2. Schatz D. "Latentwarmespeicher fur Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen". Brennst.- Wärme-Kraft, 1991. No 6. 333-340. Print. 3. Shul'gin V. V. Teplovye akkumuljatory avtotransportnyh sredstv SPb.: Izdatel'stvo Politehn. un-ta, 2005. 268 p. 4. 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". Otrasevoj zhurnal «Avtotransportnoe predpriatie», nojabr', 2010. Moscow, Izdatel' - NPP Transnavigacija, Mintrans Rossii. 45-48. Print. 5. Vashurkin I. O. Teplovaja podgotovka i pusk DVS mobil'nyh transportnyh i stroitel'nyh mashin zimoj. Tjumen', TjumGNGU, 2001. 145 p. 6. Karnauhov N. N., Merdanov Sh. M., Shefer V. V., Ivanov A. A. "Jekspluatacija mashin v stroitel'stve: Uchebnoe posobie", Tjumen': TjumGNGU, 2006. 440. 7. Gritsuk I. V. "Sy'stemnyj pidxid do proektuvannya i doslidzhennja kompleksnyx sy'stem kombinovanogo progrivu DVZ". Zbirn. nauk. prac' DonIZT UkrDAZT - Donecz'k: DonIZT, 2012– No 30. 106-117. Print. 8. Volkov V. P., Gritsuk I. V., Hutarevych Yu. F., Aleksandrov V. D., Poddubnyak V. Y., Pryleps'kyj Yu. V., Komov P. B., Adrov D. S., Verbovs'kyj V. S., Krasnokut's'ka Z. I., Volkova T. V. "Systemy prohrivu dyvhuniv vnutrishn'oho z'horannja: osnovy funktsionuvannya: monohrafiya" Donets'k: Noulidzh, 2015.- 314.p 9. Mateychuk V. P. "Systemnyy pidkhd do analizu strukturnykh skhem enerhoustanovok transportnykh zasobiv" Visnyk NTU“KhPI” №7(t.2). Kharkiv, NTU“KhPI”. 2002. 162-167 p. Print. 10. Odrin V. M. "Metod morfologicheskogo analiza tehniceskikh sistem" M.: VNIPI, 1989 314. 11. Dmytrychenko M. F., Mateychuk V. P., Hryshchuk O. K., Tsyuman M. P. "Metody systemnoho analizu vlastyvostey avtomobil'noyi tekhniki: navch. posib" Kh.: NTU, 2014. 168 p.

Надійшла (received) 30.01.2015

УДК 629.3.076

О. П. СІТОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. ЛНТУ;
П. В. МАЗИЛЮК, аспірант ЛНТУ.

ПОДОЛАННЯ ПРОГНОЗОВАНИХ ПЕРЕШКОД ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ

Проведено огляд досліджень подолання прогнозованих перешкод в міському режимі. Розглянуто тривалість режимів роботи транспорту в залежності від загального балансу часу перебування на лінії. Відмічено розробки науковців компанії Audi при проїзді світлофорів. Проведено теоретичні дослідження витрати палива при русі та розгоні автомобіля в міському режимі. Зроблено висновки про витрату палива при подоланні прогнозованих перешкод.

Ключові слова: подолання перешкод, режим руху, розгін, сповільнення, витрата палива, економічність, екологічність.

Вступ. Зі збільшенням росту автомобільного парку в Україні, збільшуються і загально – масштабні проблеми транспортного потоку і екологічності. Ціна на автомобільне паливо з кожним роком все підвищується. Кожна людина, яка має свій автомобіль чи їздить на автомобілі підприємства задумується над економією палива, перш за все, для збереження своїх коштів. Одним із важливих показників економії пального та зменшення шкідливих викидів є оптимізація режимів руху транспортних засобів в міських умовах, при подоланні прогнозованих перешкод.

Аналіз попередніх досліджень. Щоб вирішити це завдання, більшість людей ще перед покупкою автомобіля звертають увагу на марку автомобіля, його потужність, величину і на саму витрату палива. Найбільше зростання витрати палива і шкідливих викидів відбувається при русі автомобіля в дорожніх заторах, де витрата палива зростає в 2,8-3,5 рази, а швидкість зменшується 4-5 раз [1].

Для прикладу можна взяти типове перехрестя м. Луцька (рис. 1). На ньому магістрантами Луцького НТУ було проведено дослідження руху транспортних засобів.



Рисунок 1 - Перехрестя м. Луцька, проспект молоді і соборності



Рисунок 2 - Підказка водієві про бажаний режим руху

Результати дослідження представлені в таблиці 1. З таблиці 1 можна побачити, що 79.4% всього загражданення потоку перехрестя створюють легкові автомобілі і 13.3% всього потоку перехрестя складають маршрутні автобуси.

В день маршрутні автобуси міського призначення проїжджають в середньому

до 7 разів в обох напрямках [2].

Таблиця 1 - Склад транспортного потоку на всіх напрямках перехрестя

© О.П. Сітовський, П.В. Мазилук, 2015

Вид транспортного засобу	Частка в потоці, %	Інтенсивність руху, авт. / год
Легкові автомобілі	79.4	1389
Автобуси	13.3	232
Вантажні автомобілі	7.3	128

Важливе значення для економічної роботи транспортного засобу має режим його роботи. По дослідженню Левицької О.С. можна побачити тривалість і режим роботи транспорту на лінії (табл.2) [3].

Таблиця 2 - Тривалість режимів роботи автомобілів і автобусів

Режим руху і тривалість в загальному балансі часу, %	Автомобілі		Автобуси
	легкові	вантажні	
Холостий хід	22	17	29
Розгін	37	42	38
Постійна швидкість	12	16	9
Сповільнення	29	25	24

З таблиці 2 видно, що більшу частину часу автомобілі і автобуси перебувають в режимі розгону та сповільнення, і лише в середньому близько 12% часу автотранспорт рухається на постійній швидкості.

Вказані вище співвідношення режимів руху в загальному балансі часу роботи автомобілів на лінії несприятливі з точки зору витрати палива та токсичності відпрацьованих газів [3][4], адже часті зупинки й скупчення автомобілів на перехрестях є причинами підвищеної витрати палива та забруднення повітряного басейну міста [5].

Щоб зменшити час перебування автомобіля в режимі розгону і зупинки, тим самим зменшивши витрату палива і викидів відпрацьованих газів, автомобільна компанія «Audi» почала досліджувати новий інноваційний метод проїзду прогнозованої перешкоди – світлофора [6]. За задумом розробників компанії «Audi», автомобілю перед світлофором будуть надаватись дані на приладову панель (рис. 2). При цьому водій зможе побачити підказку, яку оптимальну швидкість йому потрібно вибрати, щоб проїхати світлофор на зелене світло.

Якщо водій вже чекає на червоне світло, система traffic light recognition від Audi буде розраховувати час, що залишається до наступного зеленого світла. При цьому інформаційна система сповістить водія, а функція Start-Stop забезпечить автоматичне вимикання двигуна, а потім його включення за п'ять секунд до того, як загориться зелене світло. Автомобільна електроніка буде підключатись до центру управління світлофорами міста через інтернет [6][7].

За дослідженнями «МАДИ» система автомобіля Audi може не тільки зменшити витрату палива автомобіля на 15%, але й зробити проїзд в міському режимі більш швидшим. Це допоможе розв'язати зразу декілька проблем, одна з яких зменшення пробок і глобальне збереження бензину. Розрахунки показали, що економія палива може досягати 900 млн. літрів на всіх автомобілях в Німеччині [8].

Метою дослідження є теоретичне визначення впливу режиму роботи транспортного засобу на витрату палива.

Результати дослідження. Для того, щоб перевірити скільки насправді спалюється бензину при подоланні перешкоди, було теоретично досліджено залежність витрати палива при постійній швидкості і при розгоні автомобіля.

Витрату палива можна визначити на допомогою рівняння [9]:

$$Q_s = \frac{g_{emin} \cdot K_{ob} \cdot K_b}{36 \cdot \eta_{mp} \cdot \rho_n \cdot V} \cdot (N_\psi + N_w + N_j) \quad (1)$$

де g_{emin} – ефективна витрата палива, г/кВт·год;

K_{ob} – коефіцієнт обертів колінвала;

K_b – коефіцієнт використання потужності двигуна;

η_{mp} – ККД трансмісії;

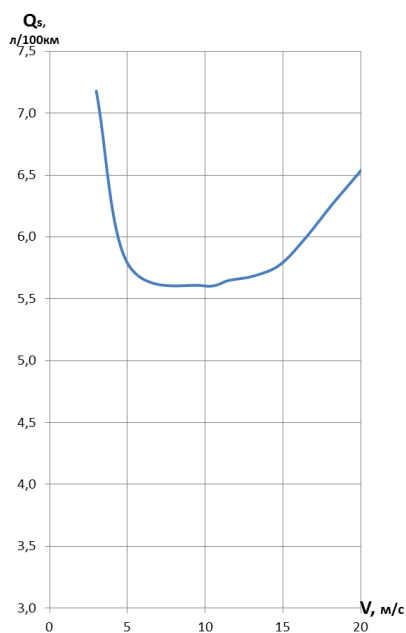
ρ_n – густина палива, г/см³;

V – швидкість автомобіля (м/с);

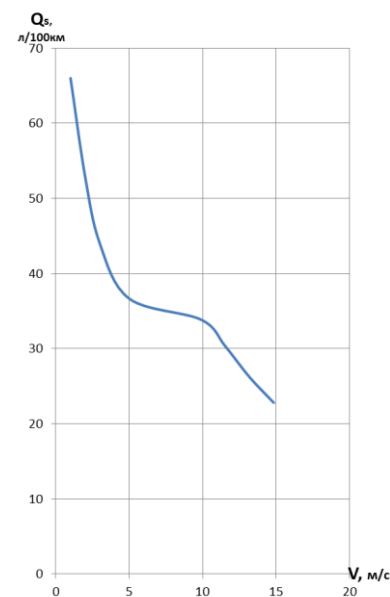
N_ψ , N_w , N_j – потужність (кВт) відповідно: сумарного опору дороги, опору повітря, розгону автомобіля.

Для прикладу був вибраний автомобіль малого класу масою 1200 кг. Теоретично визначалася витрата палива при русі автомобіля з постійною швидкістю та витрата палива при рушанні автомобіля з місця і його розгоні. Результати розрахунків представлені у вигляді графіків на рисунку 3.

В результаті теоретичних розрахунків визначено, що миттєва витрата палива автомобілем малого класу при русі з постійною швидкістю буде становити від 5,5 до 7 л/100км (рис.3, а). При русі з розгоном в транспортному потоці миттєва витрата палива зростає від 20 до 65 л/100км і більше (рис. 3, б).



а



б

Рисунок 3 – Залежність витрати палива: а - при постійній швидкості; б - при розгоні

Сумарна витрата палива при старті з місця і розгоні до швидкості 60 км/год. становитиме до 15 мл бензину (рис.4).

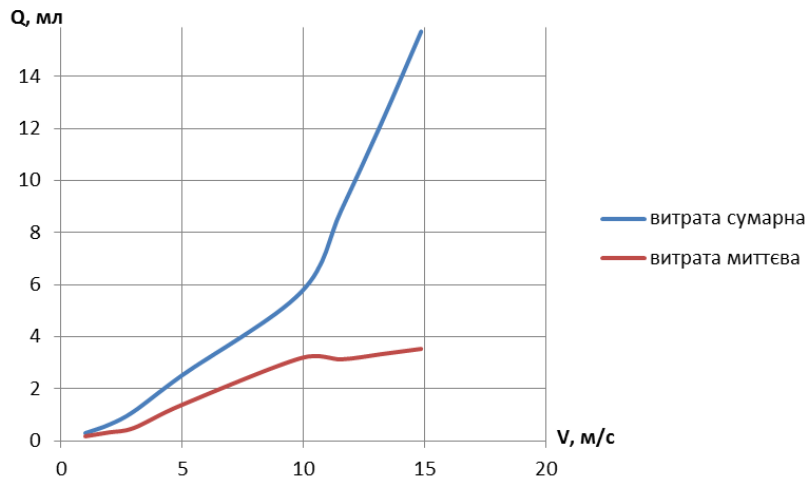


Рисунок 4 – Залежність витрати палива при старті з місця і розгоні

Результати розрахунків показують, що при старті автомобіля з місця та розгоні витрата палива зростає в 5-10 разів, порівняно з проїздом автомобіля без зупинки. Враховуючи результати дослідження та спостереження за діями водіїв різних транспортних засобів і різних кваліфікацій, виникає потреба для рекомендування проїзду регульованих перехресть, пішохідних переходів без зупинок та з максимально – можливою швидкістю. Таке подолання прогнозованих перешкод дозволить зменшити тривалість режиму «розгін» в загальному балансі часу. Це призведе до зменшення витрати палива та шкідливих викидів. При цьому необхідно забезпечити безпеку руху та виконання правил дорожнього руху.

Висновки. Отримані результати досліджень підтверджують підвищену витрату палива і викидів відпрацьованих газів при розгоні автомобіля.

Враховуючи, що проїзд прогнозованої перешкоди з рушенням та розгоном збільшує витрату палива до 10 разів, то рекомендується прогнозувати рух транспортних засобів без зупинки з урахуванням дорожньої обстановки, техніки безпеки і правил дорожнього руху.

Крім того можна рекомендувати застосовувати метод проїзду без зупинок як для автомобілів з традиційними так і з гібридними та електричними силовими установками.

Список літератури: 1. *Сітовський О.П., Кацуба А.М.* Визначення параметрів руху автомобіля в дорожніх заторах. Стаття Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Севастополь,-2012, випуск 135., 2. Система керування та моніторингу руху громадського транспорту [Електронний ресурс]// <http://www.mak.lutsk.ua/guest>. 3. *Левицька О.С.* Аналіз впливу режимів роботи двигунів автомобілів на їх токсичність при експлуатації в умовах міста / *О. С. Левицька, О. Ф. Прищепов* // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2009. - № 8. - С. 107–110. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit_2009_8_24.pdf 4. *Луканин В.Н.* Промышленно – транспортная экология / *В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко*. Высшая школа, 2001г. – 273с. 5. *Меженков А.В., Лисих К.Л.* Пофазовий роз'їзд на регульованих пересіченнях.

[Електронний ресурс]// <http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/transportation/transport-and-logistics/3462-mezhenkov> (Дата звернення: 06.10.2014р.). **6.** Технология распознавания светофоров Audi снизит расход топлива. [Електронний ресурс]// <http://meinland.ru/article-672-1-texnologiya-raspoznavaniya-svetoforov-audi-snizit-rasxod-topliva.html> (Дата звернення: 25.12.2014р.) **7.** Сергей Юртайкин. Audi подключает светофоры к автомобилям. [Електронний ресурс]// <http://www.cnews.ru/news/top/index.shtml> 2014/03/20/565141 (Дата звернення: 20.12.14р.) **8.** Автопроизводители считают лишние литры. [Електронний ресурс] // <http://mami.ru/index.php?id=2112&view=88> (Дата звернення: 04.12.2014р.) **9.** Сахно В.П., Безбородова Г.Б. та ін. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність /Навч. Посібник/.- К: В-во «КВІЦ», 2004.-С.174. **10.** Регулювання дорожнього руху та проїзд перехресть [Електронний ресурс]// http://www.drivingbs.kiev.ua/index.php?url=/Lec/Prozd_perehrest/

Bibliography (transliterated): **1.** Sitovskiy O.P., Kashuba A.M. Vyznachennya parametriv rukhu avtomobilya v dorozhnikh zatorakh. Stattiya Visnyk SevNTU . Zbirnyk naukovykh prats. Sevastopol,-2012, V. 135., **2.** Systema keruvannya ta monitorynhu rukhu hromadskoho transportu [Elektronnyy resurs] <http://www.mak.lutsk.ua/guest> . **3.** Levytska O.S. Analiz vplyvu rezhimiv roboty dvyhuniv avtomobiliv na yikh toksichnist pry ekspluatatsiyi v uslovyakh mista / O. S. Levytska , O. F. Pryshchepov Aviatsiyno - kosmichna tekhnika i tekhnolohiya. - 2009. - No **8.** - p. 107-110 . - Rezhym dostupu : http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit_2009_8_24.pdf **4.** Lukanyin V.N. Promyslovo - transportna ekolohiya / V.M. Lukanin, YU.V. Trofymenko . Vyshcha shkola , 2001. – 273p. **5.** Mezhenkov A.V. , Lisikh K.L. Pofazoviy roz'izd na regul'ovanih peresichennyakh. [Elektronnyy resurs] <http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/transportation/transport-and-logistics/3462-mezhenkov> (Data zvernennya: 06.10.2014r.) **6.** Tekhnolohiya rozpoznavannya svitloforiv Audi znyzyt vytratu palyva. [Elektronnyy resurs] <http://meinland.ru/article-672-1-texnologiya-raspoznavaniya-svetoforov-audi-snizit-rasxod-topliva.html> (Data Zvernennya : 25.12.2014r) **7.** Serhiy Yurtaykyn . Audi pidklyuchaye svitlofory do avtomobiliv . [Elektronnyy resurs] <http://www.cnews.ru/news/top/index.shtml> 2014/03/20/565141 (Data Zvernennya : 20.12.14r) **8.** Avtovyrobnyky vvazhayut zayvi litry . [Elektronnyy resurs] <http://mami.ru/index.php?id=2112&view=88> (Data Zvernennya : 04.12.2014r). **9.** Sakhno V.P., Bezborodova H.B. ta in . Avtomobili : Tyahovo - shvidkisni Vlastyvoli ta palyvna ekonomichnist / Navch. Posibnyk /.- K: V -vo « KVITS », 2004. - p.174. **10.** Rehulyuvannya dorozhnoho rukhu ta proyizd perekhrestya [Elektronnyy resurs] http://www.drivingbs.kiev.ua/index.php?url=/Lec/Prozd_perehrest/

Надійшла (received) 30.01.2015

УДК 656.052.5

В. П. КУЖЕЛЬ, канд. техн. наук, доцент ВНТУ**ЗМЕНШЕННЯ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ ПРИ
АВТОТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЕРТИЗІ ДТП В ТЕМНУ ПОРУ ДОБИ**

Запропонована розроблена методика та експертна програма для зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП під час визначення дальності видимості об'єктів дорожньої обстановки в світлі автомобільних фар. Наведені методика та програма сприяють зменшенню невизначеності вихідних даних та підвищенню об'єктивності прийняття рішення експертом-автотехніком в умовах неточності та невизначеності вихідних даних при проведенні експертиз ДТП. Наведено приклад застосування розробленої експертної програми при дослідженні механізму реальної пригоди та пошуку винуватців.

Ключові слова: експертиза, видимість, темна пора доби, невизначеність, методика, дорожньо-транспортна подія, автомобіль.

Вступ. В Україні за одинадцять попередніх років в населених пунктах скоєно понад 88 тис. ДТП за участю і з вини пішоходів. Поза населеними пунктами їх скоєно майже в 6 разів менше – 15,5 тис. Але в нічний час число пригод з людськими жертвами складає: у містах у 2,5 рази, а на позаміських дорогах у 3 рази більше ніж в світлу пору доби [1-2]. Це підтверджується статистичними даними МВС України, згідно з якими, з загального числа ДТП біля 50% пригод скоюються саме в темну пору доби, а число загиблих складає близько 60% від загального числа травмованих. Також ці цифри підтверджуються статистичними даними щодо кількості ДТП за кордоном, а саме в США та Англії. За даними шведського інституту дорожньої безпеки, третина усіх ДТП трапляється вночі і 21% з них відноситься до наїзду на пішоходів. За даними Швейцарського дослідницького бюро – наїзди на пішоходів уночі відбуваються в 9 разів частіше, ніж вдень, а на велосипедистів і інші перешкоди відповідно в 2 і 3 рази [1-5].

Аналіз основних досягнень і літератури. Виділимо основні причини великої кількості ДТП у темну пору доби - зниження видимості, осліплення водіїв фарами автомобілів [2]. Саме дальність видимості об'єктів на дорозі в темну пору доби визначається при розслідуванні механізму ДТП, а порівняння його значення з відстанню, на якій знаходився транспортний засіб (ТЗ) від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху дає висновок про технічну можливість водія уникнути ДТП. Для розуміння важливості розгляду питання зменшення невизначеності вихідних даних на рис.1 наведемо розподіл кількості потерпілих в ДТП та кількості ДТП за годинами доби.

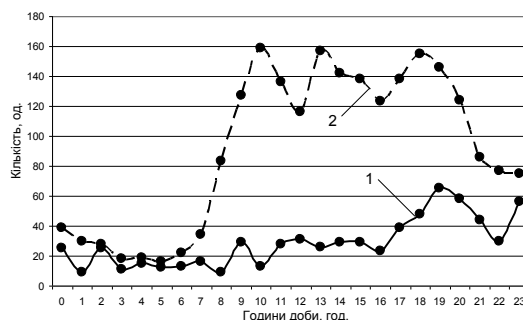


Рисунок 1 – Кількість потерпілих в ДТП (крива 1) та ДТП за годинами доби (крива 2)

З кривих рис. 1 можна зробити наступні висновки: кількість потерпілих в ДТП (крива 2) залишається стабільно високою. З 10 год. ранку до 20 год. вечора з наступним значним зниженням, яке пояснюється закономірним зменшенням кількості автомобілів і пішоходів в вечірні та нічні години доби. Але незважаючи на зменшення кількості ДТП, важкість їх наслідків зростає, так як збільшується кількість потерпілих в пригодах (крива 1) значно зростає з 16 до 21 год. та 22 год. [1-2]. Отже виділимо задачі автотехнічної експертизи, які доводиться розв'язувати при аналізі ДТП, що сталися в темну пору доби: 1) визначення дальності видимості дорожніх об'єктів в світлі автомобільних фар; 2) прогнозування безпечної швидкості руху за конкретних дорожніх умов. Труднощі розв'язування такого роду задач: 1) прийняття об'єктивного рішення потребує врахування великого числа факторів впливу, а в більшості випадків одночасно діють декілька видів причинно-наслідкових зв'язків. 2) відсутні аналітичні залежності між факторами впливу (причинами) і певним наслідком, а застосування існуючих методів призводить до значних труднощів через необхідність врахування різномірних факторів, як кількісних (швидкість автомобіля), так і якісних (вид і стан дорожнього покриття).

Мета дослідження. Мета дослідження полягає в зменшенні невизначеності вихідних даних при визначенні дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби та об'єктивності прийняття рішення експертом-автотехніком в умовах неточності та невизначеності вихідних даних при проведенні експертиз ДТП. Для цього слід вирішити наступні завдання – розробити на основі створеної математичної моделі [4, 5] експертну систему для визначення дальності видимості об'єктів на дорозі та навести приклад її застосування при розслідуванні ДТП в темну пору доби.

Основна частина. За існуючою методикою [3, 6, 9-10] безпосередньо на місці пригоди або за аналогічних умов визначених експертом (з метою врахування взаємозв'язку зовнішніх факторів впливу) проводиться натурний експеримент з визначення дальності видимості, який є надзвичайно трудомістким і потребує залучення висококваліфікованих фахівців та значних матеріальних ресурсів. На сьогоднішній день відсутні математичні залежності та експертні програми визначення дальності видимості, які б дозволили уникнути натурального експерименту.

Для вирішення вищерозглянутих проблем на основі методу ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань [4-8] була розроблена математична модель визначення дальності видимості дорожніх об'єктів в світлі автомобільних фар. Процес побудови моделі розподілявся на два етапи - структурна та параметрична ідентифікації (рис. 3). Були обрані найвагоміші фактори впливу на дальність видимості, які характеризують водія: В - гострота зору, у.о.; Т - тривалість роботи за кермом, год.; С - коефіцієнт засліплення, у.о.; автомобіль: G - рівень завантаження, кг; Е - освітленість дороги, лк; дорогу, середовище: W - прозорість атмосфери, м; F - розташування перешкоди, м; К - контраст об'єкта розрізнення з фоном, у.о.; була розроблена нечітка база знань, визначені параметри функцій належності після налаштування. На основі розробленої та налаштованої моделі [4, 5, 7-8] була створена з використанням пакету програм Fuzzy Expert програма для визначення дальності видимості дорожніх об'єктів в умовах неточності та невизначеності вихідних даних, діалогові вікна якої наведені на рисунках 3, 4.

Отже для зменшення невизначеності вихідних даних в розробленій методиці і експертній програмі вони можуть задаватися числом, термом або за принципом

“термометра” [6-8], коли експерт не в змозі оцінити змінну ні числом, ні якісним термом, а лише інтуїтивно відчуває її рівень. Принцип термометра в оцінці якісних змінних – експертна оцінка того чи іншого показника здійснюється шляхом zakresлення частини шкали (рис. 2), ліва та права границі якої відповідають найменшому та найбільшому рівням показника. Принцип термометра зручно застосовувати в тих випадках, коли експерт не в змозі оцінити деяку змінну ні числом, ні якісним термом, а лише інтуїтивно відчуває її рівень.

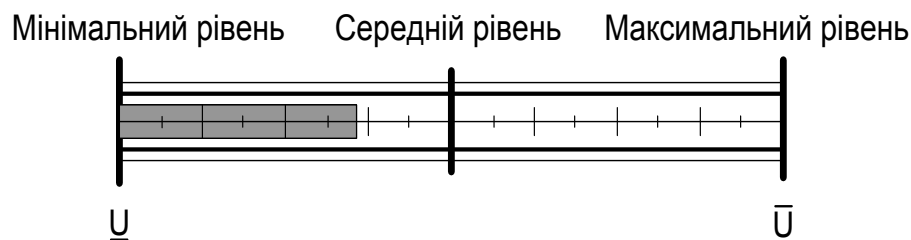


Рисунок 2 – Оцінка параметра за принципом термометра

Розроблена програма дає змогу визначати значення дальності видимості дорожнього об’єкту за конкретних умов дорожньої обстановки.





Рисунок 3 - Структура моделі визначення дальності видимості та етапи її налаштування

З метою зменшення невизначеності вихідних даних та для практичного використання розробленої експертної програми при автотехнічній експертизі ДТП запропоновано вдосконалити існуючий протокол огляду місця ДТП, для чого в нього слід внести додаткові графи з факторами впливу на дальність видимості (W , K , F , G , E , C , B , T) для обов'язкового заповнення на місці ДТП співробітником ДПС, при відсутності кількісних значень, потрібно якісно описати параметри конкретного фактору (рис. 4).

Параметри, які характеризують дальність видимості об'єкту на дорозі в темну пору доби:	
W - прозорість атмосфери ____ м; (160...300 м (Н, нС, С, вС, В) _____)	K - контраст об'єкта розрізнення з фоном ____ у.о. (0...0,9 у.о. (Н, нС, С, вС, В) _____)
F - розташування перешкоди на дорозі ____ м; (0...7,5 м (ліве, праве узбіччя, на осі дороги))	G - рівень завантаження автомобіля ____ кг; (70...500 кг (без навантаження, середнє, повне) _____)
E - освітленість дороги ____ лк; (10...30 лк (понижена, нормальна, підвищена))	C - коефіцієнт засліплення ____ у.о. (1...1,35 у.о. (засліплення відсутнє, середнє, високе))
B - гострота зору водія ____ у.о.; (0,6...1 у.о. (нС, С, В) _____)	T - тривалість роботи за кермом ____ год. (0...16 год (Н до 2, нС 2-4, С 4-8, вС 8-12, В понад 12 год.))

Н, нС, С, вС, В – відповідні якісні терми для оцінки факторів впливу:
низький, нижче середнього, середній, вище середнього, високий.

Рисунок 4 – Графи, які запропоновано додати для удосконалення протоколу огляду місця ДТП

На основі вихідних даних з удосконаленого протоколу огляду місця ДТП проводиться розрахунок дальності видимості об'єкту для конкретної дорожньої обстановки з використанням розробленої експертної програми.

Алгоритм методики визначення дальності видимості.

1. Визначення прозорості атмосфери W . Легковий автомобіль встановлюється передньою частиною уздовж дороги, поблизу правого узбіччя. По краю правого узбіччя відносно автомобіля встановлюються пронумеровані фішки.
2. При роботі двигуна на середніх обертах колінчатого валу вмикається дальнє світло фар, а спостерігачі разом із водієм спостерігають з кабіни як учасник експерименту зі світловідбивачем рухається від автомобіля, тримаючи світловідбивач в 20 см від землі.
3. При цьому світловідбивач повертається площиною і ребром через крок.
4. В момент виходу учасника експерименту за межі видимості світловідбивача подається сигнал для його зупинки і визначається точна межа прозорості атмосфери для даних дорожніх умов, від якої вимірюється відстань до передньої частини автомобіля.
5. Визначення контрасту об'єкта розрізнення з фоном K , враховуючи дорожнє покриття та особливості одягу потерпілого.
6. За допомогою люксметра визначається освітленість дороги та об'єкту на ній.
7. На основі зібраних початкових даних, проводиться розрахунок конкретної дальності видимості для даних дорожніх умов за розробленою експертною програмою (рис. 5, 6).

Приклад застосування розробленої експертної програми. Отже 20.11.2012р. о 22 год. 50 хв. на 25 км автодороги Вінниця-Бар сталося ДТП – ВАЗ–2110 здійснено наїзд на пішохода, який перетинав проїзну частину дороги.

Ділянка дороги пряма, горизонтального профілю, покриття – сухий асфальтобетон. Зустрічних ТЗ не було. Технічно справний автомобіль зі швидкістю 84 км/год рухався в правому ряду з ввімкненим дальнім світлом фар. До наїзду автомобіль рухався без гальмування. Пішохід у темному одязі без світловідбиваючих елементів рухався зі швидкістю 8-12 км/год. біля лівого краю проїзної частини, а потім розпочав її перетин.

Отже з удосконаленого протоколу ДТП відомо: W - прозорість атмосфери - 199,5м; K - контраст об'єкта розрізнення з фоном - 0,1 у.о.; F - розташування перешкоди - 1 м; G - рівень завантаження автомобіля - 160 кг; E - освітленість дороги - 18 лк; C - коефіцієнт засліплення - 1,0 у.о.; B - гострота зору водія - 0,8 у.о.; T - тривалість роботи за кермом - 4 год. На основі отриманих даних, проводиться розрахунок дальності видимості за розробленою експертною моделлю (рис. 5, 6).

Дослідницька частина. Водій повинен був керуватися вимогами п. 12.2 та п. 12.3 Правил дорожнього руху України, тобто вибирати швидкість руху у відповідності з видимістю дороги.

The image shows two screenshots of a software interface for an expert program. Both windows are titled 'Входные переменные' (Input variables) and have a subtitle 'Задайте значения входным переменным' (Specify values for input variables).

The left window contains a table of input variables:

Variable	Value	Unit	Type	Range
W	199.500000	м	Число	160.000000 - 300.000000
K	0.100000	у.о.	Число	0.000000 - 0.900000
F	1.000000	м	Число	0.000000 - 7.500000
G	160.000000	кг	Число	70.000000 - 500.000000
E	18.000000	лк	Число	10.000000 - 30.000000
C	1.000000	у.о.	Число	1.000000 - 1.350000

Buttons at the bottom: 'Просчитать дерево', 'Cancel', 'Последующий'.

The right window shows input for two more variables:

Variable	Value	Unit	Type	Range
B	0.800000	у.о.	Число	0.600000 - 1.000000
T	4.000000	год.	Число	0.000000 - 16.000000

Buttons at the bottom: 'Просчитать дерево', 'Cancel'.

Рисунок 5 – Форма експертної програми для введення вихідних даних

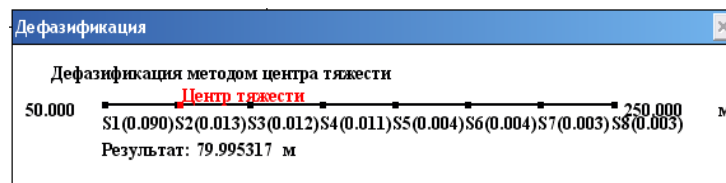


Рисунок 6 – Форма перетворення нечіткої інформації в чітку за принципом «центру ваги» – дефазифікація. Дальність видимості за розробленою експертною програмою складає 80 м.

Для перевірки адекватності програми в цих умовах проведено експеримент - визначена дальність видимості, яка склала 78,4 м. Похибка експертної програми склала 2%. Визначимо орієнтовну допустиму швидкість руху автомобіля, яка відповідає дальності видимості з умови рівності відстані видимості шляхові зупинки автомобіля:

$$V_d = 3,6 \cdot j \cdot T \cdot \left(\sqrt{\frac{2S_g}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right) = 88,8 \text{ км/год.}, \quad (1)$$

де S_g – дальність видимості, м;

j – сповільнення при гальмуванні – 6,7 м/с²;

T – час, необхідний для приведення гальмової системи в дію, с:

$$T = t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3 = 1,4 \text{ с}, \quad (2)$$

де t_1 – час реакції водія при вирішенні питання про відповідність швидкості видимості дороги – 1,0 с;

t_2 – час запізнювання спрацювання гальмової системи – 0,2 с;

t_3 – час наростання сповільнення при гальмуванні – 0,4 с;

Максимально допустима швидкість руху, яка відповідає загальній видимості дороги, рівній 80 м, складає 88,8 км/год., що більше швидкості 84 км/год., з якою рухався автомобіль ВАЗ–2110. Небезпека настала в момент зміни пішоходом напрямку руху. Відстань, на якій знаходився автомобіль від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху (3):

$$V_n = \frac{V_a}{V_b} \cdot S_n = 28 \div 42 \text{ м}, \quad (3)$$

де V_a – швидкість руху автомобіля – 84 км/год.;

V_b – швидкість руху пішохода – 8 ÷ 12 км/год.;

S_n – шлях, який подолав пішохід з моменту виникнення небезпеки для руху до моменту наїзду – 4 м.

Отже, в момент виникнення небезпеки для руху автомобіль знаходився від місця наїзду на відстані 28 ÷ 42 м. Визначимо шлях, який необхідний для зупинки автомобіля:

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26 \cdot j} = 73,2 \text{ м}, \quad (4)$$

де t_1 – ситуаційний час реакції водія в наведеній дорожній ситуації – 0,6 с.

Шлях, необхідний для зупинки автомобіля, при швидкості руху 84 км/год. складає 73,2 м, що більше відстані на якій він знаходився від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху. Отже в момент виникнення небезпеки для руху водій не мав технічної можливості шляхом гальмування уникнути наїзду на пішохода.

Висновки. Для зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП запропоновано використання нечіткої експертної інформації про значення факторів впливу на дальність видимості з удосконаленого протоколу огляду місця ДТП. Вихідні дані можуть задаватися числом, термом або за принципом “термометра”, коли експерт не в змозі оцінити змінну ні числом, ні якісним термом, а лише інтуїтивно відчуває її рівень. Удосконалена методика та розроблена експертна програма дозволяють визначати дальність видимості в конкретних дорожніх умовах використовуючи удосконалений протокол ДТП і зменшити час, який витрачається експертом–автотехніком для поглибленого аналізу, допиту учасників пригоди та свідків, проведення натурного слідчого експерименту. Застосування експертної програми дасть змогу суттєво зменшити об’єм досліджень, підвищити об’єктивність прийняття рішення.

Список літератури: 1. Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем Державної автомобільної інспекції України, Аварійність на автошляхах України. Режим доступу : <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm>. – Дата звертання : 28 січня 2015. 2. Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод. / П. В. Галаса, В. Б. Кисельов, А. С. Куйбіда [та інші]; за заг. ред. П. В. Галаси – К. : Експерт-сервіс, 1995. – 192 с. 3. Использование специальных познаний в расследовании дорожно-транспортных происшествий / [Кривицкий А. М., Шапоров Ю. И., Фальковский В. В. и др.] : под общ. ред. : канд. техн. наук Кривицкого А. М. и канд. юрид. наук Шапорова Ю. И. – Мн. : Харвест, 2004. – 128 с. 4. Кужель В. П. Оцінка дальності видимості дорожніх об’єктів у темну пору доби при експертизі ДТП за допомогою нечіткої логіки / В. П. Кужель // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2008. – №41. – С. 91 – 95. 5. Кашканов А.А. Методика зменшення невизначеності в задачах автотехнічної експертизи ДТП, які сталися в темну пору доби / А. А. Кашканов, В. П. Кужель. – Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2009. – № 2(9). – С. 102 – 106. 6. Волков В.П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Монография / В.П. Волков., В.Н. Торлин, В.М. Мищенко, Кашканов А.А. и др. Харьков.: ХНАДУ. 2010. – 476 с. 7. Ротштейн А. П. Интеллектуальные технологии идентификации : нечеткие множества, генетические алгоритмы, нейронные сети / А. П. Ротштейн. – Винница : Універсум. – 1999. – 320 с. 8. Ротштейн О. П. Ідентифікація нелінійних об’єктів нечіткими базами знань / О. П. Ротштейн, Д. І. Кательніков // Вісник ВПІ. – 1997. – №4. с. 98–103. 9. Суворов Ю. Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Судебно-экспертная оценка действий водителей и других лиц, ответственных за обеспечение безопасности дорожного движения, на участках ДТП : Учеб. пособие / Ю. Б. Суворов. – М.: «Экзамен», «Право и закон», 2003. – 208 с. 10. Левитин К.М. Безопасность движения автомобилей в условиях ограниченной видимости / К.М. Левитин. - 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1986. – 166 с.

Bibliography (transliterated): 1. Centr bezpeky` dorozhn`ogo ruxu ta avtomaty`zovany`x sy`stem Derzhavnoyi avtomobil`noyi inspekciyi Ukrainy`, Avarijnist` na avtoshlyaxax Ukrainy`. Rezhy`m dostupu : <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm>. – Data zvertannya : 28 sichnya 2015. 2. Ekspertny`j analiz dorozhn`o-transportny`x pry`god. / P. V. Galasa, V. B. Ky`sel`ov, A. S. Kujbida [ta inshi]; za zag. red. P. V. Galasy` – K. : Ekspert-servis, 1995. – 192 p. 3. Ispol'zovanie special'nyh poznanij v rassledovanii dorozhno-transportnyh proisshestvij / [Krivickij A. M., Shaporov Ju. I., Fal'kovskij V. V. i dr.] : pod obshh. red. : kand. tehn. nauk Krivickogo A. M. i kand. jurid. nauk Shaporova Ju. I. – Mn. : Harvest, 2004. – 128 p. 4. Kuzhel` V. P. Ocinka dal`nosti vy`dy`mosti dorozhnix ob'yektiv u temnu poru doby` pry` eksperty`zi DTP za dopomogoyu nechitkoyi logiky` / V. P. Kuzhel` // Vestny`k Xar`kovskogo nacy`onal`nogo avtomoby`l`no-dorozhnogo uny`versy`teta. – 2008. – No 41. – p. 91 – 95. 5. Kashkanov A.A. Metody`ka zmeshennya nevy`znachenosti v zadachax avtotexnichnoyi eksperty`-zy` DTP, yaki staly`sya v temnu poru doby` / A. A. Kashkanov, V. P. Kuzhel`. – Visti Avtomobil`no-dorozhn`ogo insty`tutu. – 2009. – No 2(9). – p. 102 – 106. 6. Volkov V.P. Sovershenstvovanie metodov avtotehnicheskoy ekspertizy pri dorozhno-transportnyh proisshestvijah. Sovershenstvovanie metodov avtotehnicheskoy ekspertizy pri dorozhno-transportnyh proisshestvijah. Monografija / V.P. Volkov., V.N. Torlin, V.M. Mishhenko, Kashkanov A.A. i dr. Kharkov.: KhNADU. 2010. – 476 p. 7. Rotshtejn A. P. Intel'lektual'nye tehnologii identifikacii : nechetkie mnozhestva, geneticheskie algoritmy, nejronnye seti / A. P. Rotshtejn. – Vinnica : Universum. – 1999. – 320 p. 8. Rotshtejn O. P. Identy`fikaciya nelinejny`x ob'yektiv nechitky`my` bazamy` znan` / O. P. Rotshtejn, D. I. Katyel`nikov // Visny`k VPI. – 1997. – No 4. p. 98–103. 9. Suvorov Ju. B. Sudebnaja dorozhno-transportnaja jekspertiza. Sudebno-jekspertnaja ocenka dejstvij voditelej i drugih lic, otvetstvennyh za obespechenie bezopasnosti dorozhnogo dvizhenija, na uchastkah DTP : Ucheb. posobie / Ju. B. Suvorov. – Moscow.: «Jekzamen», «Pravo i zakon», 2003. – 208 s. 10. Levitin K.M. Bezopasnost' dvizhenija avtomobilej v uslovijah ogranichennoj vidimosti / K.M. Levitin. – 2-e izd. pererab. i dop. – Moscow.: Transport, 1986. – 166 s.

Надійшла (received) 02.02.2015

УДК 656.137

С. И. КРИВОШАПОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков

ОСОБЕННОСТИ НОРМИРОВАНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА В СЛОЖНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

В статье проведен анализ сложных условий работы машин и способы их учета в нормативно правовой базе Украины. Отмечены недостатки действующей методики нормирования расхода топлива. Получены общие формулы расчета расхода топлива на трех режимах движения. На примере автомобиля КрАЗ-6510 получены графические зависимости изменения расхода топлива в зависимости от скорости движения и условий эксплуатации. Для этого автомобиля при движении со скоростями около 10 км/ч расход топлива в л/100 км может увеличиваться в 2-6 раза. Предложены пути совершенствования нормирования расхода топлива на автомобильном транспорте с учетом сложных режимы работы машин с пониженными скоростями.

Ключевые слова: расход топлива, нормирование, условия эксплуатации, профиль дороги, сопротивление качению колеса, потери энергии, транспортные машины, эксплуатационные свойства.

Введение. Машины не всегда работают по дорогам с твердым покрытием. Эксплуатация машин в условиях карьера и лесозаготовки, работа машин МЧС и ВС, перевозка сельскохозяйственной продукции может происходить при полном отсутствии дорог или их неудовлетворительного состояния. В таких условиях машины эксплуатируются с высокими нагрузками и с пониженными скоростями. Расход топлива на таких режимах значительно возрастает.

Анализ основных достижений и литературы. Нормирование расхода топлива в нашей стране для транспортных машин осуществляется согласно приказа Министерства транспорта Украины № 43 от 10 февраля 1998 года [1]. В соответствии с этим приказом в максимально тяжелых условиях эксплуатации расход топлива может быть увеличен до 50 %. Однако этот документ не дает количественную оценку дорожных условий эксплуатации.

Кузнецов Е.О. [2] предлагает дорожные условия разделять на 6 типов и 3 признака, которые определяют 5 категорий дорог. На дорогах IV и V категорий [3] расход топлива повышается до 40 %, а в тяжелых условиях – до 50 %. Оценка категории дорог производится по качественным показателям дорожного полотна.

Дорожные условия проф. Говорушенко Н.Я. предложил разделять на 5 категорий [4]. Оценка категории дорог производилась по таким показателям, как: степени ровности дороги, продольный уклон дороги, значения коэффициента суммарного дорожного сопротивления и др. Получены аналитические зависимости влияния этих показателей на среднюю техническую скорость [5]. На дорогах 4-ой категории по сравнению с 1-й категории дорог средняя техническая скорость автомобиля снижалась на 88 %, а на дороге 5-ой категории – более 2.2 раза. Расход топлива соответственно увеличивать на 50 % и 70 %. В данной методике условия эксплуатации оцениваются количественными показателями. Более сложные условия эксплуатации рассмотрены в работе Мастепана С.Н., который предложил ввести 6-ю и 7-ю категории эксплуатации, соответствующие движению автомобиля со средними скоростями 20 км/ч и 14 км/ч [6]. В качестве количественного показателя использовался критерий мощностного фактора.

Цель исследования, постановка задачи. Основная цель статьи – определить эксплуатационный расход топлива при движении транспортных машин с пониженными

скоростями. Произвести количественную оценку изменения расхода топлива при различной скорости машины.

Материалы исследования. Согласно исследованиям [7] предложена следующая зависимость расчета расхода топлива:

$$H_a = \frac{100 \cdot K_{ш} \cdot M_a}{H_n \cdot \rho_m \cdot \eta_a}, \quad (1)$$

где $K_{ш}$ – шум ускорения, м/с²;
 M_a – масса автомобиля, кг;
 H_n – низшая теплота сгорания, кДж/кг;
 ρ_m – плотность топлива, г/см³; η_a – КПД автомобиля.

В формуле (1) шум ускорения определяет качество дорожных условий эксплуатации. Чем хуже условия эксплуатации, тем больше неравномерность движения автомобиля, следовательно, выше значение шума ускорений. Шум ускорения вычисляется по формуле

$$K_{ш} = 0.4 \cdot g \cdot \psi + 0,077 \cdot kF \cdot V_a^2 / M_a \quad \text{м/с}^2, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;
 ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;
 kF – фактор обтекаемости, Н·с²·м⁻²;
 V_a – скорость движения автомобиля, км/ч.

В формуле (1) и (2) масса автомобиля определяет нагрузочную характеристику автомобиля, а средняя техническая скорость – скоростные качества машины. Произведение низшей теплоты сгорания и плотности топлива характеризует качество топлива. КПД автомобиля – характеризует совершенство конструкции машины.

В работе [8] получены аналитические зависимости изменения общего КПД автомобиля и КПД отдельных агрегатов в зависимости от конструктивных и эксплуатационных показателей. Исследования показали [9], что при малых скоростях, значение КПД автомобиля больше зависит от особенности конструкции транспортного средства и меньше от нагрузочного и скоростного режима. Поэтому при скоростях до 30 км/ч значение КПД автомобиля можно принимать постоянным.

Формула (1) с учетом формулы (2) примет следующий вид:

$$H_a = \frac{40 \cdot g \cdot M_a \cdot \psi}{H_n \cdot \rho_m \cdot \eta_a} + \frac{7.7 \cdot kF \cdot V_a^2}{H_n \cdot \rho_m \cdot \eta_a}. \quad (3)$$

Рассмотрим несколько случаев сложных условий эксплуатации, которые характеризуется понижением средней скорости движения автомобиля: 1) движение автомобиля по ровной дороге с высоким дорожным сопротивлением из-за продольного уклона профиля дороги; 2) движение автомобиля по неровной твердой дороге; 3) движение автомобиля по деформированной поверхности.

В теории автомобилей [10] коэффициент суммарного дорожного сопротивления учитывает потери на сопротивления качению колеса и продольный уклон дороги, т.е.

$\psi = f + i$. В складних дорожніх умовах опір зростає, при цьому швидкість знижується. Отже, між ψ і V_a спостерігається обернена пропорційна залежність. В роботі [5] запропонована наступна формула зміни коефіцієнта сумарного дорожнього опору від середньої технічної швидкості:

$$\psi = \frac{0.01 \cdot V_{\max}}{V_a} = \frac{K_1}{V_a} \quad (4)$$

де $V_{\max}$ - максимальна швидкість автомобіля, км/ч. Значення $K_1 = 0.01 \cdot V_{\max}$.

Наприклад, для автомобіля КрАЗ-6510, у якого $V_{\max} = 80$ км/ч, значення сумарного дорожнього опору дорівнює $\psi = 0.01 \cdot 80 / V_a = 0.8 / V_a$.

Як вказано в роботі [7], на опір каченню колеса припадає 60 % сумарних втрат, а на уклони дороги – 40 %. Тоді для автомобіля КрАЗ-6510:

$$\psi = f + i = \frac{0.48}{V_a} + \frac{0.32}{V_a}. \quad (5)$$

Розрахуємо витрати палива для автомобіля КрАЗ-6510. В розрахунок беремо наступні показники: $M_a = 19250$ кг, що відповідає половинній навантаженості автомобіля, як це вимагає методика нормування витрати палива [1]; для дизельного палива $H_n = 43000$ кДж/кг і $\rho_m = 0,84$ г/см³; коефіцієнт обтікуємоості $k_F = 5.65 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$; КПД автомобіля дорівнює 0.13. Тоді після підстановки цих показників в формулу (3) з урахуванням залежності (5) отримаємо витрати палива:

$$H_a = \frac{40 \cdot 9.81 \cdot 19250 \cdot 0.8}{43000 \cdot 0.84 \cdot 0.13 \cdot V_a} + \frac{7.7 \cdot 5.65 \cdot V_a^2}{43000 \cdot 0.84 \cdot 0.13} = \frac{1287}{V_a} + 0.0093 \cdot V_a^2. \quad (6)$$

При русі автомобіля по нерівній дорозі частину енергії, яка підведена до коліс автомобіля, витрачається на переміщення підвіскової і не підвіскової мас автомобіля. В роботі [5] втрати в підвісці машини при русі по нерівній дорозі розподіляються на 4 складові: подолання горизонтальної сили, тертя в ресорах, втрати в амортизаторах і шинах. Додаткові втрати враховуються коефіцієнтом опору каченню колеса, який розраховується за наступною залежністю

$$f_{\text{дон}} = \Delta_1 \cdot \frac{S^2 \cdot V_a}{G_a} + \Delta_2 \cdot \frac{S}{G_a}, \quad (6)$$

де Δ_1 і Δ_2 - конструктивні показники підвіски автомобіля;

S - ступінь рівності дороги, см/км;

G_a - вага автомобіля на ведучих осях, Н.

В цьому випадку подовжнім профілем дороги нехуємо, тоді $\psi = f = f_o + f_{\text{дон}}$, де f_o - коефіцієнт опору каченню колеса без урахування нерівностей дороги.

Для прикладу розрахуємо коефіцієнт сумарного дорожнього опору

автомобіля КрАЗ-6510 при наступних вихідних даних: $\Delta_1=7.16 \cdot 10^{-5}$; $\Delta_2=0.358$; $G_a = M_a \cdot g=14025 \cdot 9.81=137585$ Н; $S=400$ см/км; $f_o=0.01$. Тодя

$$\Psi = 0.01 + 7.16 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{400^2 \cdot V_a}{137585} + 0.358 \cdot \frac{400}{137585} = 0.011 + 8.32 \cdot 10^{-5} \cdot V_a. \quad (7)$$

С збільшенням степені нерівності дороги (S) значення коефіцієнтів, входять в формулу (7) зростають. Підставив формулу (7) в залежність (3) можна розрахувати для цього прикладу витрати палива автомобіля КрАЗ-6510:

$$H_a = \frac{1609}{V_a} \cdot (0.011 + 8.32 \cdot 10^{-5} \cdot V_a) + 0.0093 \cdot V_a^2 = 0.134 + \frac{17.7}{V_a} + 0.0093 \cdot V_a^2. \quad (8)$$

При русі по деформованій поверхні дороги частина енергії підведена до коліс автомобіля витрачається на деформацію і зміщення ґрунту. В роботі [5] ці втрати враховуються коефіцієнтом опору каченню колеса по наступній формулі:

$$f_{don} = \frac{3}{(\mu + 1) \cdot (3 - \mu)} \cdot \sqrt{\frac{h_k}{D_k}}, \quad (9)$$

де μ - коефіцієнт вологості ґрунту;

h_k - глибина колі, см;

D_k - діаметр колеса, см.

Значення μ змінюється в межах від 0 (сухий ґрунт) до 2 (текучий ґрунт). Глибина колі залежить від фізичних і геометричних параметрів шин і вертикальної навантаження на колесо. Для розрахунку h_k можна використовувати наступну формулу

$$h_k = \left[\frac{9 \cdot G_k^2}{C_1^2 \cdot b_k^2 \cdot (3 - \mu)^2 \cdot D_k} \right]^{\frac{1}{1+2\mu}}, \quad (10)$$

де G_k - вага, припадає на колесо (тележку), Н;

C_1 - коефіцієнт осадки ґрунту; b_k - ширина шини, см.

Визначимо, що автомобіль КрАЗ-6510 рухається по пластичному супісчаному ґрунту. Для цього режиму приймаємо: $\mu=1.5$; $C_1=25$. Колесо автомобіля має наступні параметри: $D_k = 110$ см; $b_k=32$ см. Навантаження на одне колесо задньої тележки складе $G_k=14025 \cdot 9.81/4=34400$ Н. При цих прийнятих умовах $h_k=2.86$ см, а $f_{don}=0.129$. Тодя витрати палива складе:

$$H_a = \frac{40 \cdot 9.81 \cdot 19250 \cdot 0.129}{43000 \cdot 0.84 \cdot 0.13} + \frac{7.7 \cdot 5.65 \cdot V_a^2}{43000 \cdot 0.84 \cdot 0.13} = 208 + 0.0093 \cdot V_a^2. \quad (11)$$

Анализ результатов исследования. В результате аналитических исследований были получены формулы (6), (8) и (11) расхода топлива автомобиля-самосвала КрАЗ-6510, соответствующие трем режимам работы.

На рис. 1 представлены графические зависимости расхода топлива автомобиля КрАЗ-6510 при движении по ровной дороге. Минимальный расход топлива соответствует скорости автомобиля 35-45 км/ч. Контрольный расход топлива, установленный заводом изготовителем КрАЗ, при постоянной скорости и для снаряженного состояния составляет 33.7 л/100 км. Нормативное значение базовой нормы расхода топлива, устанавливается на половину загрузки самосвала [1], равным 48 л/100 км. С уменьшением скорости расход топлива интенсивно возрастает. На графике пунктиром указано предельное увеличение расхода топлива, которое предусмотрено методикой нормирования расхода топлива на Украине [1]. Из графика видно, что при скорости 20 км/ч расход топлива увеличивается на 50 % от нормативного значения, а при скорости 10 км/ч – уже более чем в 2.5 раза.

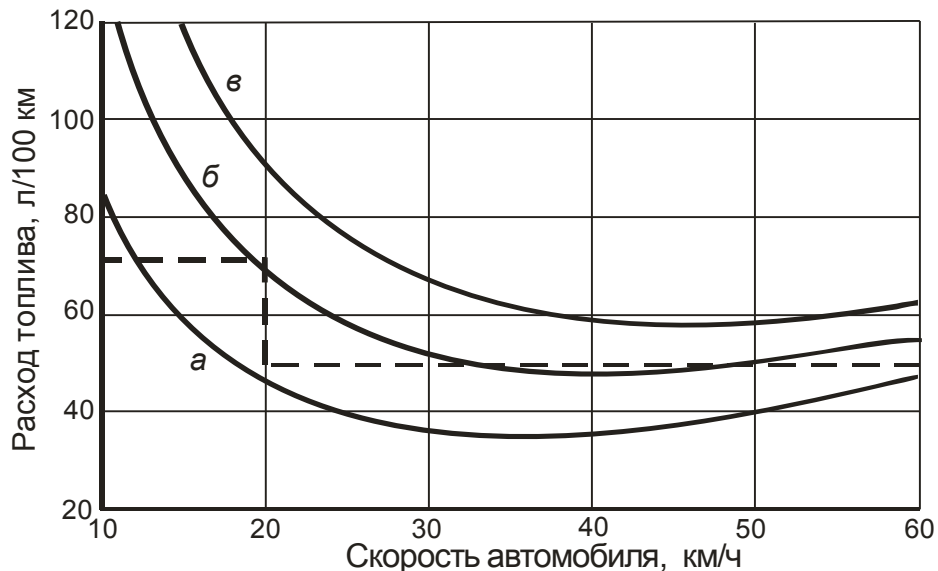


Рисунок 1 - Изменение расхода топлива автомобиля КрАЗ-6510 от скорости движения при различной степени загрузки: а – 0 %, б – 50 %; в – 100 %.

На рис. 2 представлены графические зависимости изменения расхода топлива при различной степени ровности дороги. С увеличением скорости увеличивается частота возмущающих колебаний, что приводит к увеличению потери энергии в подвески автомобиля. Однако для преодоления больших неровностей водителю необходимо снижать скорость движения. Пунктирной линией обозначено среднее взвешенное значение расхода топлива, которое при малых скоростях возрастает.

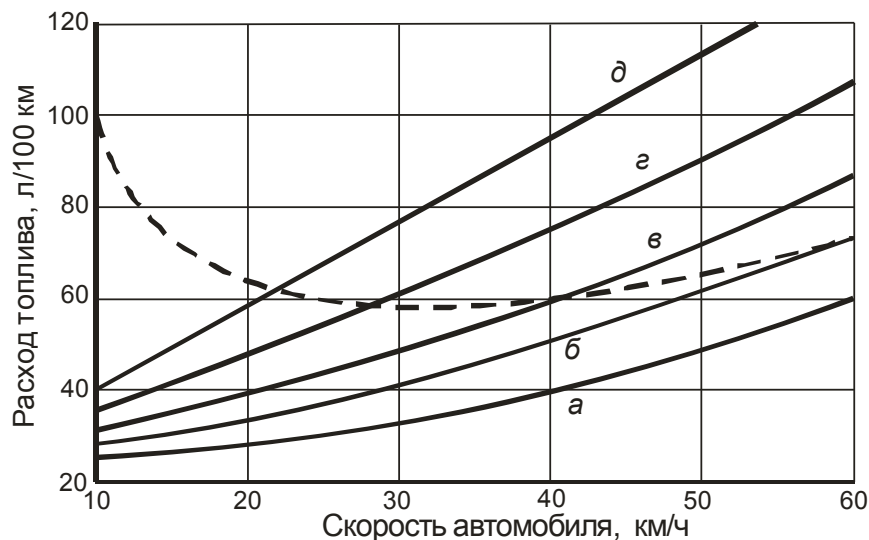


Рисунок 2 - Изменение расхода топлива при различной степени ровности дороги: а – $S=200$ см/км; б – $S=400$ см/км; в – $S=600$ см/км; г – $S=800$ см/км; д – $S=1000$ см/км.

На рис. 3 показана зависимость изменения расхода топлива при движении по деформированному грунту. С увеличением скорости движения потери на деформацию грунта возрастают, что приводит к увеличению расхода топлива. Минимальный расход топлива для автомобиля КрАЗ-6510 при коэффициенте влажности грунта $\mu=1.3$.

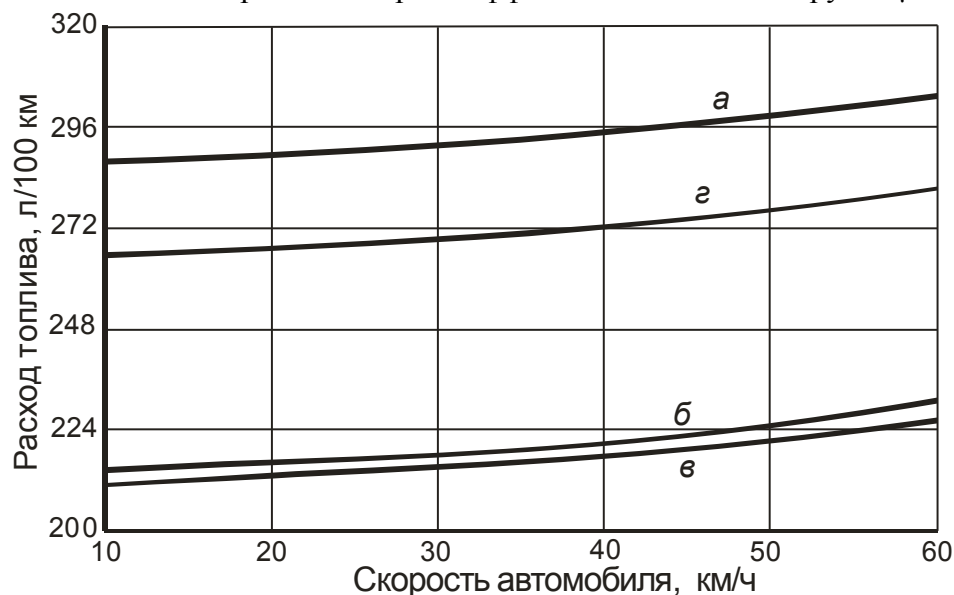


Рисунок 3 - Изменение расхода топлива от скорости при различных значениях μ : а – 0.5; б – 1.0; в – 1.5; г – 2.0.

Движение автомобиля по деформированному грунту может приводить к увеличению расхода топлива в 4-6 раз, по сравнению с нормативными значениями.

Выводы. Результаты исследований показали необходимость увеличивать норму расхода топлива для машин, работающих в сложных дорожных условиях.

Список литературы: 1. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте [электронный ресурс] // Налоги и бухгалтерский учет - Режим доступа : http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/. - Дата обращения : 05 февраля 2015. 2. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С.

Кузнецов – М.: Наука, 2001. – 534 с. **3.** Распоряжение Минтранса России от 14.03.2008 г. № АМ-23-р [электронный ресурс] // Главбух : Бумажный и электронный журнал, сообщество, справочная система и онлайн-сервисы. — Режим доступа : <http://www.glavbuh.ru/doc/2126>. - Дата обращения : 05 февраля 2015. **4.** Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с. **5.** Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследования) : монография / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292 с. **6.** Мастепан С.Н. Диагностирование и прогнозирование остаточного ресурса транспортной машины с помощью детерминированных методов расчета : дис. ... канд. техн. наук; 05.22.20. / С.Н. Мастепан. – Харьков: ХНАДУ, 2006. – 167 с. **7.** Говорущенко Н.Я. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД) [текст] // Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. науч. тр. - Харьков: ХНАДУ. - 2004. - № 15. - С. 31-34. **8.** Кривошапов С.И. Разработка методики и алгоритма общего диагностирования автомобилей по изменению коэффициента полезного действия : дис. ... канд. техн. наук; 05.22.10 / С.И. Кривошапов. – Харьков: ХГАДТУ, 1999. – 216 с. **9.** Кривошапов С.И. Особенности нормирования расхода топлива транспортных машин, работающих в сложных дорожных условиях [Текст] / С.И. Кривошапов // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. Петра Василенко. - Вип. 155. - 2014. - С. 82-89. **10.** Великанов Д.П. Эффективность автомобильных транспортных средств и транспортной энергетики : Изб. труды. / Д.П. Великанов. – М.: Наука, 1989. – 199 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Normy rashoda topliva i smazochnyh materialov na avtomobil'nom transporte [jelektronnyj resurs] Nalogi i buhgalterskij uchet - Rezhim dostupa : http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/. - Data obrashhenija : 05 fevralja 2015. **2.** *Kuznecov E.S.* Tehnicheskaja jekspluatacija avtomobilej / *E.S. Kuznecov* – M.: Nauka, 2001. – 534 p. **3.** Rasporjazhenie Mintransa Rossii ot 14.03.2008 g. No AM-23-r [jelektronnyj resurs] Glavbuh : Bumazhnyj i jelektronnyj zhurnal, soobshhestvo, spravocnaja sistema i onlajn-servisy. — Rezhim dostupa : <http://www.glavbuh.ru/doc/2126>. - Data obrashhenija : 05 fevralja 2015. **4.** *Govorushhenko N.Ja.* Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte / *N.Ja. Govorushhenko*. – Moscow.: Transport, 1990. – 135 p. **5.** *Mastepan S.N.* Diagnostirovanie i prognozirovanie ostatochnogo resursa transportnoj mashiny s pomoshh'ju determinirovannyh metodov rascheta : dis. ... kand. tehn. nauk; 05.22.20. / *S.N. Mastepan*. – Kharkov: KhNADU, 2006. – 167 p. **6.** *Govorushhenko N.Ja.* Novaja metodika normirovanija rashoda topliva transportnyh mashin (metod chetyreh KPD) *N.Ja. Govorushhenko, S.I. Krivoschapov.* Avtomobil'nyj transport : Sb. nauch. tr. - Kharkov: KhNADU. - 2004. - No 15. - p. 31-34. **7.** *Krivoschapov S.I.* Razrabotka metodiki i algoritma obshhego diagnostirovanija avtomobilej po izmeneniju koeficienta poleznogo dejstvija : dis. ... kand. tehn. nauk; 05.22.10 / *S.I. Krivoschapov*. – Kharkov: KhGADTU, 1999. – 216 p. **8.** *Govorushhenko N.Ja.* Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta (raschetnye metody issledovanija) : monografija / *N.Ja. Govorushhenko*. – Kharkov: KhNADU, 2011. – 292 p. **9.** *Krivoschapov S.I.* Osobennosti normirovanija rashoda topliva transportnyh mashin, rabotajushhih v slozhnyh dorozhnyh uslovijah [Tekst] / *S.I. Krivoschapov* // Vistnik Harkivs'kogo nacional'nogo universitetu sil's'kogo gospodarstva im. Petra Vasilenko. - Vip. 155. - 2014. - p. 82-89. **10.** *Velikanov D.P.* Jefferktivnost' avtomobil'nyh transportnyh sredstv i transportnoj jenergetiki : Izb. trudy. / *D.P. Velikanov*. – Moscow.: Nauka, 1989. – 199 p.

Поступила (received) 07.03.2015

УДК 656.13

О. В. СТЕПАНОВ, канд.техн. наук, доцент кафедри ХНАДУ, Харків**І. С. НАГЛЮК**, докт.техн.наук, професор кафедри ХНАДУ**БЕЗПЕКА НА АВТОТРАНСПОРТІ: ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ**

У статті розглядаються особливості поняття безпеки на автомобільному транспорті та поняття транспортної безпеки. Наведені проблеми та перспективи безпеки на автотранспорті. Висвітлено широкий діапазон внутрішніх і зовнішніх загроз, що послаблюють транспортну безпеку країни. На ряду з поняттям загрози транспортної безпеки наведено класифікацію загроз транспортної безпеки. Зроблено висновок, що подальший розвиток транспортної системи та забезпечення її стабільного функціонування в умовах безпеки транспорту є стратегічним завданням держави.

Ключові слова: автомобільний транспорт, безпека на автомобільному транспорті, транспортна безпека, загрози.

Вступ. Автомобільний транспорт є однією з найважливіших галузей народного господарства, він виконує функцію своєрідної кровеносної системи в складному організмі країни. Крім цього автомобільний транспорт відіграє в економіці велику роль. Будучи складовою і виключно важливою частиною інфраструктури, автотранспорт дозволяє здійснювати доставку експортно-імпортних вантажів різного призначення в інтересах розвитку міжнародного культурного та технічного співробітництва, а також інтеграції в світову економіку. На його частку припадає більше половини обсягу пасажирських перевезень.

За останні роки загострилася проблема безпеки дорожнього руху. На автомобільному транспорті через численність і рухливість транспортних засобів проблеми забезпечення безпеки руху носять найбільш гострий характер. Спостерігається тенденція до стрімкого погіршення ситуації, що потребує невідкладних заходів реагування. Згідно із загальними оцінками експертів Комітету з внутрішнього транспорту ЄЕК ООН, мінімальна оцінка збитку від загибелі і каліцтва людей, псування і пошкодження вантажів на транспорті становить 3-4% від величини валового національного продукту [10].

Сучасні знання і погляди на проблему безпеки автотранспорту дозволяють зробити висновки у сприйнятті та розумінні проблеми, тобто відбувається зміна парадигми безпеки дорожнього руху. Внаслідок цього безпека автотранспорту є серйозною соціально-економічною проблемою. Подальший розвиток транспортної системи та забезпечення її стабільного функціонування в умовах безпеки транспорту є стратегічним завданням держави. Вирішення цього завдання має здійснюватися комплексно, з урахуванням можливостей всіх ланок системи «водій – автомобіль – дорога – середовище».

Аналіз основних досліджень і публікацій. Швидке зростання автомобільного парку, який відбувається в останні роки, значно збільшив навантаження на вулично-дорожню мережу і всю транспортну інфраструктуру, яка не розрахована на таку кількість транспортних засобів, а також на водіїв і пішоходів, які користуються вулично-дорожньою мережею. У результаті сформованої ситуації, кількість людей, що щорічно гинуть в ДТП, збільшилася у період з 1994 по 2004 рік приблизно на 45%. За останнє десятиліття загинули понад 2-х млн. чоловік і понад 17 млн. людей отримали поранення [6].

У науковій літературі категорія безпеки транспорту розглядається в різних аспектах, відповідно в його поняття вкладається різний зміст [6–10, 12, 13]. Так питанням дослідження безпеки транспорту на основі основних принципів забезпечення працездатності транспортних засобів та їх надійності присвячені роботи В. Я. Аніловича, О. В. Бажинова, В. М. Варфоломєєва, Є. С. Венцеля, І. М. Величина, Є. М. Гецовича, М. Я. Говорущенка, О. С. Гринченка, І. Е. Дюміна, М. А. Єлізаветіна, М. С. Ждановського, І. В. Крагельського, О. П. Кравченка, Є. С. Кузнецова, В. Г. Кухтова, А. Т. Лебедева, В. В. Нічке, М. А. Подригало, О. С. Полянського, А. А. Старосельського, А. М. Туренка, В. Н. Ткачова та багатьох інших авторів. Незважаючи на велику кількість загальних праць, суджень, думок, слід зазначити, що ще не вистачає досліджень щодо складності і суперечливості розвитку сучасної безпеки автотранспорту.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є розгляд проблем та перспектив рішення питань безпеки на автотранспорті. Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути питання підвищення безпеки на автомобільному транспорті, поняття транспортної безпеки та можливі загрози транспортної безпеки.

Матеріали досліджень. Забезпечення безпеки на різних видах автотранспорту є в даний час одним з пріоритетних вимог, що пред'являються до транспортних систем. Постійно вдосконалюються системи активної безпеки автомобілів, тобто тих вузлів і агрегатів, які запобігають дорожньо-транспортним пригодам: гальмівні системи; рульове керування; системи освітлення та забезпечення видимості; інформаційні системи; антиблокувальна і антязаносна системи; шини та ін. Ведеться інтенсивна розробка і широке впровадження систем пасивної безпеки, тобто пристроїв, що обмежують або навіть повністю виключають негативні наслідки ДТП: ремені безпеки; фронтальні і бічні подушки безпеки; травмобезпечні рульові колонки і педальні вузли; пожежобезпечні паливні системи; складаються дзеркала; надійні конструкції дверних замків, ручок дверей та ін. Активне застосування перелічених вище засобів дозволяє домогтися зниження тяжкості наслідків і числа загиблих в ряді країн Західної Європи [14].

По всьому світу питанню безпеки на дорогах відводиться особлива роль. В Європейських країнах, Японії, США і Канаді застосовуються комплексні рішення, які пов'язані з ефективною організацією дорожнього руху: заміною старих світлофорів на світлодіодні, введення смуг для «повільного» транспорту, установка уловлювачів для розділення зустрічних потоків, систематизація маршрутів для окремих видів транспорту, застосування високих технологій попередження ДТП. Наприклад, в Європі та США вже досить широко застосовуються системи GPS-трекінгу, пов'язані з автомобілем. У разі ДТП, трекер реєструє положення автомобіля, кількість пасажирів, силу і геометрію удару, спрацьовування подушок і посиляє інформацію екстреним службам. У свою чергу автовиробники прагнуть зробити свої автомобілі максимально безпечними як для пасажирів авто, так і для інших учасників дорожнього руху [14].

Розглядаючи питання безпеки транспорту необхідно провести розмежування між поняттями «безпека на автомобільному транспорті» та «безпека дорожнього руху». У багатьох мовах для позначення обох категорій використовується одне і те ж слово – «безпека». У застосуванні до автотранспортної індустрії в цілому ці два терміни тлумачаться таким чином [11].

Під безпекою на автомобільному транспорті ми повинні розуміти рівень захисту або комплекс заходів щодо запобігання злочинній діяльності (шахрайство, напади на

водіїв і транспортні засоби, крадіжки вантажів і транспортних засобів), а також терористичних актів. Під безпекою дорожнього руху ми маємо на увазі рівень захисту і комплекс заходів із запобігання аваріям на дорогах загального користування, які призводять або не призводять до матеріальних збитків, травм або летальних випадків. Обидва ці умови мають величезне політичне значення, а для населення становище в цій області являє собою найгострішу проблему.

Заходи з підвищення безпеки на автотранспорті та безпеки дорожнього руху не повинні здійснюватися паралельно і ізольовано один від одного. Програми щодо поліпшення становища в цих двох сферах необхідно здійснювати спільно, з тим щоб отримувати обоюдоцінну користь, враховуючи очевидний взаємозв'язок між ними.

Після подій 11 вересня 2001 в США, в світі стали приділяти велику увагу питанням підвищення безпеки на транспорті та в системах забезпечення (логістики). Спочатку основні заходи концентрувалися на повітряному і морському транспорті, тепер все більшу увагу зосереджено на всьому ланцюжку логістики та постачання, а це охоплює всі види транспорту, включаючи і автотранспорт.

Слід також мати на увазі, що нульового ризику не існує і повну безпеку гарантувати неможливо. Однак автотранспортна галузь зацікавлена в підвищенні рівня безпеки. За державами та їх органами зберігається провідна роль в її забезпеченні [1–5]. Ініціатива і активна участь з боку автотранспортного сектора є найважливішим елементом у забезпеченні успіху будь-яких заходів, спрямованих на підвищення безпеки. Необхідно зміцнювати співробітництво між державним і приватним секторами в забезпеченні безпеки, що може бути у вищій мірі ефективним.

Автотранспортна індустрія не може приймати на себе функції держави. Але вона зовсім виразно може виконувати свої власні обов'язки, такі, наприклад, як забезпечення безпеки при перевезеннях небезпечних вантажів. Слід встановити відповідний баланс між міркуваннями безпеки на автомобільному транспорті та необхідністю сприяти ефективній роботі автотранспортної індустрії.

Існуючі сьогодні засоби забезпечення безпеки і ефективності, що надають одночасно переваги і того, й іншого, слід використовувати в максимальному ступені. В ці кошти входять система МДП Організації Об'єднаних Націй (митна конвенція про міжнародні перевезення із застосуванням книжки МДП – міжнародна угода, яка була прийнята 1975 року під егідою Європейської економічної комісії Організації Об'єднаних Націй. Метою Конвенції є створення системи транспортування вантажів, які спрощують процедури їхнього оформлення при перетині ними кордонів) [11], системи Загального транзиту ЄС та інші міжнародні правові інструменти.

Очевидно, що політика забезпечення безпеки повинна базуватися на відповідній інформації. Рациональні та ефективні заходи щодо підвищення рівня безпеки повинні мати в своїй основі надійну інформацію, а також розуміння ситуації в галузі міжнародної злочинності і тероризму, облік ризиків, пов'язаних з безпекою. При цьому завжди треба уточнювати термінологію. Наприклад, коли заходить мова про таке поняття як «транспортна безпека», треба говорити про акти незаконного втручання в систему перевезень - це ширше, ніж антитерористична загроза. Зокрема, неправдивий дзвінок про закладену бомбу призводить до евакуації тисяч людей і затримку рейсів.

Сьогодні поняття транспортної безпеки переважно трактується як попередження тероризму на транспорті. Антитерористичний імператив транспортної безпеки носить об'єктивний характер і в цілому обумовлений значним зростанням терористичних актів у світі, а також ступенем його небезпеки безпосередньо для транспортного комплексу. Драматичні події ряду терористичних актів останніх років із застосуванням автомобіля начиненого вибухівкою стало використовуватися терористами безпосередньо як зброя.

Разом з тим, з урахуванням того, що захист особи, суспільства і держави від тероризму, в тому числі у транспортній сфері, проголошена сьогодні в якості пріоритетного завдання, слід мати на увазі, що запобігання та протидію терористичним актам на транспорті - лише частина проблеми забезпечення транспортної безпеки країни в цілому. Іншою її складовою частиною є захист транспортної сфери від інших, у тому числі - кримінальних форм незаконного втручання в дії транспорту, а також від різного роду надзвичайних ситуацій.

У найбільш загальному вигляді поняття «транспортна безпека» може бути визначене як [13]:

- система запобігання, протидії та припинення злочинів, включаючи тероризм, у транспортній сфері;
- система попередження на транспорті надзвичайних подій природного і техногенного характеру;
- система недопущення або мінімізації матеріальних і моральних збитків на транспорті від злочинів та надзвичайних подій;
- система спрямована на підвищення екологічної безпеки перевезень, екологічної стійкості транспортної системи;
- система реалізації цілей національної безпеки в транспортному комплексі в цілому.

Системний характер поняття транспортної безпеки визначає необхідність комплексного, системного вирішення проблем, наявних у цій сфері.

Транспортна безпека спрямована на захист: пасажирів, власників, одержувачів та перевізників вантажів, власників і користувачів транспортних засобів, транспортного комплексу та його працівників, економіки і бюджету країни, навколишнього середовища від загроз в транспортному комплексі.

Транспортна безпека покликана забезпечити: безпечні для життя і здоров'я пасажирів умови проїзду; безпеку перевезень вантажів, багажу і вантажобагажу; безпеку функціонування та експлуатації об'єктів і засобів транспорту; економічну (в тому числі - зовнішньоекономічну) безпеку; екологічну безпеку; інформаційну безпеку; пожежну безпеку; санітарну безпеку; хімічну, бактеріологічну, ядерну та радіаційну безпеку; мобілізаційну готовність галузей транспортного комплексу.

Масштабний спектр різних причин природного, технічного та соціального характеру обумовлює наявність широкого діапазону внутрішніх і зовнішніх загроз, що послаблюють транспортну безпеку країни. Під загрозою транспортної безпеки розуміються протиправні дії, або наміри вчинити подібні дії, а також процеси природного або техногенного характеру, або їх сукупність, що перешкоджають реалізації життєво важливих інтересів особистості, суспільства і держави в транспортній сфері, що призводять або здатні призвести до аварій в транспортному комплексі [13]. Загрози транспортної безпеки класифікуються по ряду підстав: за ступенем значущості; за характером загроз; за сферами і формами прояву і т.п.

До основних загроз на транспорті можна віднести:

- терористичні і диверсійні акції (угон або захоплення повітряних, морських, річкових суден, залізничного рухомого складу, автотранспорту, вибухи на залізничних вокзалах, на транспорті, диверсії проти гідротехнічних споруд та ін.);
- інші випадки незаконного втручання у функціонування транспорту, (накладення сторонніх предметів на рейки, розобладнання пристроїв залізничних колій, телефонний «тероризм», протиправне блокування аеропортів та основних транспортних магістралей), що загрожують життю і здоров'ю пасажирів, що несуть

прямую шкоду транспортній сфері та породжують у суспільстві негативні соціально-політичні, економічні, психологічні наслідки;

- кримінальні дії проти пасажирів;
- кримінальні дії проти вантажів;
- події (аварії), обумовлені станом транспортних технічних систем (їх зношеністю, аварійністю, недосконалістю), порушенням правил експлуатації технічних систем, в тому числі, нормативних вимог з екологічної безпеки при перевезеннях, а також природними чинниками, створюють аварійну обстановку і тягнуть за собою матеріальні втрати і людські жертви.

До числа загроз слід віднести і негативні наслідки недостатньої розробленості нормативної правової бази, що регулює відносини в транспортній сфері, а також вади в правозастосовчій практиці.

Висновки. Стан транспортної безпеки чіпає корінні інтереси і особистості, і суспільства, і держави, інтереси всіх фізичних та юридичних осіб причетних до діяльності транспортного комплексу. Тому питання зміцнення транспортної безпеки не можуть цікавити тільки органи державної влади, а повинні стосуватися всіх і кожного. Тільки єдина сила зможе забезпечити стабільну і міцну безпеку, в тому числі і безпеку на автомобільному транспорті. Держава не може і не повинна вирішувати цю проблему поодиночі, оскільки для цього потрібні значні матеріальні, фінансові та кадрові ресурси. Громадськість зобов'язана активно брати участь у фінансуванні завдання забезпечення транспортної безпеки, а кожна людина зокрема повинна зміцнювати свої моральні позиції і підтримувати правопорядок, поважати життя і права інших людей і тоді можна буде кожному відчувати себе в безпеці.

Ефективна і плідна робота спеціалізованих організацій та суб'єктів транспортної інфраструктури по впровадженню та реалізації на автомобільному транспорті вимог щодо забезпечення транспортної безпеки можлива тільки при подальшому вдосконаленні існуючої нормативної правової бази шляхом її інтеграції в міжнародні системи безпеки.

Список літератури: 1. Закон України «Про транспорт». — ВВР. — 1994. 2. Закон України «Про автомобільний транспорт». Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2001, N 22, ст.105) { В редакції Закону N 3492-IV від 23.02.2006, ВВР, 2006, N 32, ст.273 } із змінами і доповненнями. 3. Указ Президента України «Про Положення про Державну інспекцію України з безпеки на наземному транспорті, із змінами, внесеними згідно з Указом Президента N 506/2013 від 11.09.2013. 4. Постанова Кабінету Міністрів України від 30. жовтня 2008 р № 1384-р «Про схвалення Концепції Державної цільової програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху на 2009-2012 роки». — Київ: Рада, 2008. 5. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 року № 2174 р. «Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року». 6. Безопасность пешеходов в дорожном движении: Обзорная информация /— К.: НИЦ ГАИ МВД Украины, 2010. — Вып. 12. — 28 с. 7. Белый О. В. Концепция комплексной безопасности дорожного движения транспорта / О. В. Белый, Д. А. Скороходов, А. Л. Стариченков // Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт России: проблемы и перспективы. — 2009». — М.: МИИТ, 2009. — с. II-5 - II-6. 8. Ибадулаев В. А. Оценка рисков при перевозках опасных грузов / В. А. Ибадулаев, А. Л. Стариченков, И. В. Степанов // Транспорт: наука, техника, управление. Сборник обзорной информации, №8, 2004. 9. Курбатова А. В. Прогнозирование развития транспортных систем: идеология, инструментарий, расчеты

/ Курбатова А. В., Кузнецова Е. Ю. — Екатеринбург : УГТУ, 2000. — 185 с.
10. Обеспечение безопасности дорожного движения в странах Азии и Тихоокеанского региона: Обзорная информация. — М: НИЦ ГАИ МВД России, 1997. — Вып. 4. — 48 с.
11. Режим доступа : www.iru.org. — Дата звернення : 04.02.2015. **12.** Скороходов Д. А. Проблемы безопасности транспорта / Д. А. Скороходов, А. Л. Стариченков // Транспортная безопасность и технологии. №2(3), 2005г. — с. 24–27. **13.** И. Е. Сургачев. «Транспортная безопасность» / И. Е. Сургачев. — 2007. — 270 с.
14. Proceedings of sixteenth scientific-technical conference "Safety systems" — SS-2007 of International informatization forum, Oktober 25, 2007, Moscow. — Москва: Академия ГПС, 2007. — 235с.

Bibliography (transliterated): **1.** Zakon Ukrayiny «Pro transport». VVR. 1994. **2.** Zakon Ukrayiny «Pro avtomobil'nyy transport». Vidomosti Verkhovnoyi Rady Ukrayiny (VVR), 2001, No 22, st.105) { V redaktsiyi Zakonu N 3492-IV vid 23.02.2006, VVR, 2006, No 32, st.273 } iz zminamy i dopovnennyamy. **3.** Ukaz Prezydenta Ukrayiny «Pro Polozhennya pro Derzhavnu inspektsiyu Ukrayiny z bezpeky na nazemnomu transporti, iz zminamy, vnesenymy z hidno z Ukazom Prezydenta N 506/2013 vid 11.09.2013. **4.** Postanova Kabinetu Ministriv Ukrayiny vid 30. zhovtnya 2008 No 1384-r «Pro skhvalennya Kontseptsiyi Derzhavnoyi tsil'ovoyi prohramy pidvyshchennya rivnya bezpeky dorozhn'oho rukhu na 2009-2012 roky». Kyiv: Rada, 2008. **5.** Rozporyadzhennya Kabinetu Ministriv Ukrayiny vid 20 zhovtnya 2010 roku No 2174. «Pro skhvalennya Transportnoyi stratehiyi Ukrayiny na period do 2020 roku». **6.** Bezopasnost' peshekhodov v dorozhnom dvyzheny: Obzornaya ynformatsyya / Kyiv.: NYTs HAY MVD Ukrayny, 2010. V. 12. 28 p. **7.** Beluy O. V. Kontseptsyya kompleksnoy bezopasnosti dorozhnoho dvyzhenyya transporta / O. V. Beluy, D. A. Skorokhodov, A. J. L. Starychenkov Sbornyk trudov Vserossyyskoy nauchno-praktycheskoy konferentsyy «Transport Rossyy: problemy y perspektivy. 2009». M.: MYYT, 2009. p. II-5 - Y-6. **8.** Ybadulaev V. A. Otsenka ryskov pry perevozkakh opasnykh hruzov / V. A. Ybadulaev, A. L. Starychenkov, Y. V. Stepanov Transport: nauka, tekhnika, upravlenye. Sbornyk obzornoй ynformatsyy, No 8, 2004. **9.** Kurbatova A. V. Prohnozyrovanye razvytyya transportnykh system: ydeolohyya, ynstrumentaryy, raschety / Kurbatova A. V., Kuznetsova E. Yu. Ekaterynburh : UHTU, 2000. 185 p. **10.** Obespechenye bezopasnosti dorozhnoho dvyzhenyya v stranakh Azyy y Tykhookeanskoho rehyona: Obzornaya ynformatsyya. Moscow: NYTs HAY MVD Rossyy, 1997. V. 4. 48 p. **11.** Rezhym dostupu : www.iru.org. Data zvernennya : 04.02.2015. **12.** Skorokhodov D. A. Problemy bezopasnosti transporta / D. A. Skorokhodov, A. L. Starychenkov Transportnaya bezopasnost' y tekhnolohyy. No2(3), 2005h. P. 24–27. **13.** Y. E. Surhachev. «Transportnaya bezopasnost'» / Y. E. Surhachev. 2007. 270 P. **14.** Proceedings of sixteenth scientific-technical conference "Safety systems" SS-2007 of International informatization forum, Oktober 25, 2007, Moscow: Akademya HPS, 2007. 235p.

Надійшла (received) 12.02.2015

УДК 656.05

С. Г. СЕЛЕВИЧ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»**ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗПІЗНАВАННЯ ДОРОЖНІХ ЗНАКІВ**

Виконано огляд color-based, shape-based та machine learning підходів до ідентифікації дорожніх знаків у системах розпізнавання дорожніх знаків TSR. Виділено перелік та наведені приклади факторів, що впливають на достовірність розпізнавання. Пропонується логіка використання бази даних GPS координат та назв дорожніх знаків разом із системою GPS навігації та подальшим застосуванням модифікацій перетворень Хаффа для підвищення ефективності розпізнавання. Наведені атрибути класифікації результатів розпізнавання дорожніх знаків.

Ключові слова: розпізнавання дорожніх знаків, TSR, перетворення Хаффа, класифікація, GPS.

Вступ. Запорукою безпеки усіх учасників дорожнього руху, незалежно від його інтенсивності та умов, є своєчасне та гарантоване відстеження дорожніх знаків водієм. За останні роки було створено чимало передових систем підтримки водія (ADAS), складовою яких є система розпізнавання дорожніх знаків (TSR). Система TSR, як правило, здатна розпізнавати важливі для водія дорожні знаки (обмеження швидкості руху, обгін заборонено, тощо) інформувати про небезпеку зіткнення із автомобілем або пішоходом, попереджати про з'їзд зі смуги руху та керувати ввімкненням дальнього світла [1]. Система застосовує одну або більше відеокамер для отримання зображення та у режимі реального часу здійснює його обробку з метою виділення дорожніх знаків або інших факторів. Незважаючи на застосування потужних процесорів та новітніх інформаційних технологій достовірне розпізнавання знаків все ще залишається складною проблемою внаслідок специфічних труднощів[2]. В той же час використання мобільних пристроїв, таких як сучасні смартфони, для вирішення задачі ідентифікації дорожніх знаків дає можливість підвищити рівень безпеки руху для водіїв транспортних засобів, обладнання яких системами TSR не є можливим на теперішній час з економічних міркувань.

Огляд підходів до ідентифікації дорожніх знаків. Чим ближче результати досліджень наближаються до комерційних програм, тим завдання системи стає більш складним. У сучасній системі TSR проблема є не в тому, як ефективно виявляти і розпізнавати дорожні знаки у одному зображенні, а в тому як надійно обробити відеопотік без будь-яких помилкових спрацьовувань, при цьому використовуючи відносно дешеві датчики доступні в масовому виробництві. Так методи ідентифікації дорожніх знаків діляться на три категорії[3]: методи, в основу яких покладено кольоровий аналіз(color-based); методи, в основу яких покладено аналіз форми знаку(shape-based) і методи, засновані на машинному навчанні(machine learning).

У основу color-based методів покладено виявлення областей зображення, що містять необхідну сукупність кольорів, використовуючи при цьому порогові значення (threshold)[4] або більш складні засоби сегментації зображень[5]. Основна проблема таких методів полягає в тому, що колір має тенденцію бути ненадійним насамперед в залежності від умов освітлення та, як і для інших методів, внаслідок погодних умов.

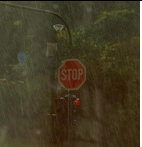
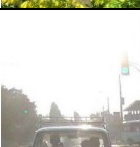
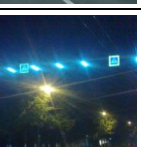
Серед shape-based методів найпоширеніший підхід полягає у використанні певної форми перетворення Хаффа. Так у [6] використовується багатокутний детектор, заснований на швидкому симетричному радіальному перетворенні із передуючим обчисленням величини градієнту. Також використовуються підходи, засновані на виявленні кутів у зображенні із послідовним пошуком шаблону відповідності. У [7]

запропоновано детектор трикутних або чотирикутних знаків шляхом застосування перетворення Харріса з метою виділення відповідних областей із подальшим пошуком кутів у контрольних областях зображення. Такі методи доцільно застосовувати для ідентифікації знаків заздалегідь відомої форми.

Серед machine learning детекторів слід виділити представлений у [8] каскадний класифікатор, що об'єднує набір простих прямокутних функцій відмінностей сум окремих пікселів зображення (Нааг-подібний класифікатор) у одну складну (AdaBoost). Як правило з метою реалізації вказаних алгоритмів використовуються спеціалізовані бібліотеки EmguCV та OpenCV.

Незалежно від підходу до розпізнавання, мають місце ряд факторів, що впливають його достовірність. Основні такі фактори у порядку зменшення значущості наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Фактори, що впливають на достовірність розпізнавання

Фактор	Приклади			
Погодні умови				
Незадовільний фізичний стан знаку				
Фізичні перешкоди				
Умови освітлення (день/ніч/стороння підсвітка)				
Набір знаків				
Швидкість руху	-	-	-	-

Застосування GPS-координат дорожніх знаків. Перші пропозиції щодо спільного використання та обміну інформацією між системою навігації та системою TSR наведені у [9]. Разом із тим у [10] запропоновано використовувати систему TSR для збору інформації про GPS-координати дорожніх знаків з метою подальшого їх збереження у відповідній базі даних.

Наявність інформації щодо вірогідного розміщення того чи іншого знаку вздовж руху транспортного засобу дає не лише можливість скоригувати маршрут з урахуванням ПДР, а й, в деяких випадках, звести задачу ідентифікації з набору знаків до задачі пошуку конкретного знаку на відображенні, що вочевидь призводить до збільшення швидкодії та вірогідності вірного розпізнавання знаків системою TSR.

Одною з можливих реалізацій вказаної логіки є використання конкретної модифікації перетворення Хаффа для пошуку знаку однієї з відповідних форм: трикутник, ромб, коло, восьмикутник.

Перевагою такої реалізації є можливість інформування водія про можливу наявність знаку навіть за умови перешкод або складних погодних умов, які не дозволяють достовірно ідентифікувати знак.

Слід відзначити, що GPS приймачем та трекером обладнані як системи TSR, так і сучасні смартфони, які характеризуються меншою швидкістю, однак обладнані засобами зв'язку для доступу до актуальної бази даних.

Критерії оцінки ефективності розпізнавання. В умовах наявності набору технічних засобів, що виконують однотипну функцію гостро стає питання про порівняння їх ефективності [11]. З метою формалізації процедури порівняння у таблиці 2 наведена ієрархічна класифікація можливих результатів розпізнавання.

Таблиця 2 – Ієрархічна класифікація результатів розпізнавання

Код	Атрибут класифікації	Пояснення
1.	Вірно	Знак присутній і TSR визначила його правильно
1.2	Кілька	Про один знак сигналізовано кілька разів
2.	Пропуск	Знак присутній, а TSR система не визначила його
2.1	Незадовільний фізичний стан	Знак знаходиться в незадовільному стані
2.2	Погодні умови	Наявність поганих погодних умов
2.3	Фізичні перешкоди	Знак заходиться позаду перешкоди
3.	Помилка невідповідність	TSR система сплутала один знак із іншим
3.1	Незадовільний фізичний стан	Знак знаходиться в незадовільному стані
3.2	Погодні умови	Наявність поганих погодних умов
3.3	Фізичні перешкоди	Знак заходиться позаду перешкоди
3.4	Набір знаків	Кілька знаків встановлені на одній конструкції поряд
4.	Помилка немає знаку	Знак відсутній, а система TSR його визначила
4.1	Кілька (невірно)	Про знак сигналізовано кілька разів, при цьому знак був присутній лише протягом першого сигналу
4.2	Вантажівка	Зображення знаку обмеження швидкості знаходиться на кузові вантажівки

Так до класифікації увійшли випадки ідентифікації знаків, що знаходяться на кузові вантажівок. Випадки пропуску або помилки у ідентифікації додатково розділені з урахування їх причин. При цьому передбачається що порівняння результатів здійснюється з дотриманням однакових швидкості руху та умов освітлення.

Висновки. Запропонована логіка використання бази даних координат дорожніх знаків для пришвидшення процедури ідентифікації. Наведена класифікація результату роботи системи TSR дає змогу в подальшому отримати статистичні показники ефективності розпізнавання та причин помилок.

Список літератури: 1. *Mobileye 560*. – Режим доступу : <http://www.mobileye.com/products/mobileye-5-series/mobileye-560/>. – Дата звертання : 03 грудня 2014. 2. *Štefan Toth*. Usage Smartphones for Traffic Sign Recognition and Data Acquisition // (Information and Communication Technologies - International Conference, 2013. – Режим доступу : <http://www.ictic.sk/archive/?vid=1&aid=2&kid=50201-94>. – Дата звертання : 20 грудня 2014. 3. *K. Brkic*. An overview of traffic sign detection methods // Department of Electronics, Microelectronics, Computer and Intelligent Systems Faculty of Electrical Engineering and Computing, 2010. 4. *S. Varun, S. Singh, R. S. Kunte, R. D. S. Samuel, and B. Philip*. A road traffic signal recognition system based on template matching employing tree classifier // Proceedings of the International Conference on Computational Intelligence and Multimedia Applications (ICCIMA 2007). Washington, DC, USA: IEEE Computer Society. – 2007. – с. 360–365. 5. *A. Broggi, P. Cerri, P. Medici, P. Porta, and G. Ghisi*. Real time road signs recognition Intelligent Vehicles Symposium. – 2007. – с. 981–986 6. *G. Loy*. Fast shape-based road sign detection for a driver assistance system // IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems – 2004. – с. 70–75. 7. *C. Paulo, P. Correia*. Automatic detection and classification of traffic signs // Image Analysis for Multimedia Interactive Services, 2007 WIAMIS '07. 2007. 8. *P. Viola, M. Jones*. Robust real-time object detection // International Journal of Computer Vision Volume 57, Issue 2 – 2004. – с. 137-154. 9. *Janssen H*. Method and device for traffic sign recognition and navigation // US 6560529 B1 – 2003. 10. *E. Kršák, Š. Toth*. Traffic Sign Recognition and Localization for Databases of Traffic Signs // Acta Electrotechnica et Informatica, Vol. 11, No. 4. – 2011. – с. 31-35. 11. *Marenco. D., Magneti Marelli, Ghisio G., Monchiero G*. A validation tool for traffic signs recognition systems // Intelligent Transportation Systems. – 2009. – с. 426-431

Bibliography (transliterated): 1. *Mobileye 560*. – Web : <http://www.mobileye.com/products/mobileye-5-series/mobileye-560/>. – 03 December 2014. 2. *Stefan Toth*. Usage Smartphones for Traffic Sign Recognition and Data Acquisition // (Information and Communication Technologies - International Conference, 2013. – Web : <http://www.ictic.sk/archive/?vid=1&aid=2&kid=50201-94>. – 20 December 2014. 3. *K. Brkic*. An overview of traffic sign detection methods // Department of Electronics, Microelectronics, Computer and Intelligent Systems Faculty of Electrical Engineering and Computing, 2010. 4. *S. Varun, S. Singh, R. S. Kunte, R. D. S. Samuel, and B. Philip*. A road traffic signal recognition system based on template matching employing tree classifier / Proceedings of the International Conference on Computational Intelligence and Multimedia Applications (ICCIMA 2007). Washington, DC, USA: IEEE Computer Society. – 2007. – pp. 360–365. 5. *A. Broggi, P. Cerri, P. Medici, P. Porta, and G. Ghisi*. Real time road signs recognition Intelligent Vehicles Symposium. – 2007. – pp. 981–986 6. *G. Loy*. Fast shape-based road sign detection for a driver assistance system // IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems – 2004. – pp. 70–75. 7. *C. Paulo, P. Correia*. Automatic detection and classification of traffic signs // Image Analysis for Multimedia Interactive Services, 2007 WIAMIS '07. 2007. 8. *P. Viola, M. Jones*. Robust real-time object detection / International Journal of Computer Vision Volume 57, Issue 2 – 2004. – pp. 137-154. 9. *Janssen H*. Method and device for traffic sign recognition and navigation // US 6560529 B1 – 2003. 10. *E. Kršák, Š. Toth*. Traffic Sign Recognition and Localization for Databases of Traffic Signs / Acta Electrotechnica et Informatica, Vol. 11, No. 4. – 2011. – pp. 31-35. 11. *Marenco. D., Magneti Marelli, Ghisio G., Monchiero G*. A validation tool for traffic signs recognition systems / Intelligent Transportation Systems. – 2009. – pp. 426-431

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 629.3.083

В. П. САХНО, д-р техн. наук, проф. НТУ;**Ю. Ю. КУКУРУДЗЯК**, канд. техн. наук, доц. ВНТУ

ВРАХУВАННЯ ПОТОЧНОГО ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА В ПРИЙНЯТТІ РІШЕНЬ ЩОДО ВИКОНАННЯ ПРОФІЛАКТИЧНИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ РОБІТ

В статті описана методика визначення поточного технічного стану автомобільного двигуна на основі автоматизованого інтелектуально-експлуатаційного моніторингу. Така методика направлена на забезпечення оперативного визначення технічного стану двигуна в процесі експлуатації та допомоги в прийнятті обґрунтованих експлуатаційних рішень щодо виконання профілактичних чи відновлювальних робіт на основі комплексних експлуатаційних показників. Приведена ієрархічна структура та методика ідентифікації типових несправностей двигуна.

Ключові слова: технічна експлуатація, моніторинг, технічний стан, несправність, діагностування, клас, параметр.

Вступ. Діюча на сьогоднішній день планово-попереджувальна система ТО і ремонту автомобілів направлена на попередження виникнення відмов або на їх усунення в разі необхідності. Дана система передбачає регламентоване виконання профілактичних робіт через визначений пробіг автомобіля незалежно від його технічного стану [7]. В основі визначення періодичності технічного обслуговування лежить техніко-економічний метод, який направлений на мінімізацію витрат при обслуговуванні і ремонті. Така система має ряд відомих недоліків [2, 6] і потребує змін.

Сучасний рівень розвитку конструкції автомобілів та рівень інформаційно-комунікаційних технологій дають можливість впровадження альтернативних стратегій підтримання роботозданого стану автомобілів. Основним напрямком є впровадження системи ТО і ремонту "за станом", яка передбачає врахування поточного технічного стану при визначенні необхідності виконання профілактичних робіт. Однак, при цьому постає проблема автоматизованого моніторингу технічного стану, удосконалення методів і способів отримання оперативної технічної та організаційної інформації.

Аналіз основних досягнень і літератури. Аналіз діючої планово-попереджувальної системи ТО і ремонту автомобілів приведений в досить великій кількості наукових робіт [2, 4, 6, 7] в яких визначено, що виконання профілактичних робіт без врахування поточного технічного стану є недоцільним, оскільки не враховуються індивідуальні особливості експлуатації окремих автомобілів. В роботах [2, 3] виконаний аналіз стану технічної експлуатації автомобілів і запропоновані методологічні основи її розвитку із застосуванням сучасних інформаційних технологій. В роботі [6] описані питання використання інформаційних ресурсів при керуванні роботоздатністю автопоїздів, а також особливості накопичення діагностичної інформації в регіональних діагностичних комплексах. В роботі [5] описана методологія застосування інтелектуальних засобів діагностики для визначення технічного стану та прогнозування надійності. На сьогоднішній день існує досить велика кількість наукових робіт пов'язаних із удосконаленням методів, засобів та технології діагностування автомобілів [1, 4, 6, 10].

Однак, можна констатувати той факт, що на даний час не існує чіткої науково обґрунтованої методики, яка б задовольняла сучасні вимоги щодо удосконалення системи ТО і ремонту автомобілів.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є визначення впливу поточного технічного стану автомобільного двигуна та інших факторів на прийняття оперативних експлуатаційних рішень щодо виконання профілактичних чи відновлювальних робіт. Основною задачею роботи є розробка методики формування базової інформації та властивостей основних класів, що є основою допомоги прийняття рішень.

Матеріали досліджень. Система автоматизованого інтелектуально-експлуатаційного моніторингу (АІЕМ) [8] передбачає визначення поточного стану кожного складового елемента процесу експлуатації автомобілів, як окремого об'єкта відповідного класу, що відповідає основним положенням об'єктно-орієнтованого аналізу. Основним структурним елементом системи є об'єкт експлуатаційного моніторингу (ОЕМ).

Автомобільний двигун є найбільш складним об'єктом моніторингу, який потребує особливих методів і способів контролю його технічного стану. Властивості класу "Технічний стан" характеризують належність поточного стану двигуна до певного виду у визначеному періоді експлуатації. Технічний стан двигуна може бути справним, роботоздатним або правильно функціонуючим [9]. Перевірка справності двигуна виконується, як правило, при його виробництві. Справний двигун відповідає всім вимогам нормативно-технічної документації. Справний стан являє собою тільки один окремий об'єкт класу "Технічний стан". У процесі моніторингу постає задача перевірки роботоздатності двигуна. Це стан при якому двигун здатен виконувати роботу за призначенням на всіх режимах роботи, але може не відповідати деяким вимогам нормативно-технічної документації [9]. Роботоздатних і нероботоздатних станів може бути певна кількість – множина об'єктів. Кожен об'єкт цієї множини у своїх властивостях має різні відхилення від вимог справності. Кількість елементів цієї множини може бути досить великою, але у процесі моніторингу доцільно враховувати тільки ті стани, які мають вплив на показники експлуатації двигуна і можуть бути ідентифіковані з достатнім рівнем достовірності. Стани які неможливо ідентифікувати відносяться до множини невизначених.

Найбільш доцільним способом контролю поточного технічного стану двигуна (рис. 1) є автоматизований моніторинг певної множини діагностичних параметрів, що складають "моніторингову групу". Якщо інформаційний вектор цієї групи дає можливість визначення наявності чи відсутності типових несправностей, то ідентифікується технічний стан і приймається експлуатаційне рішення.

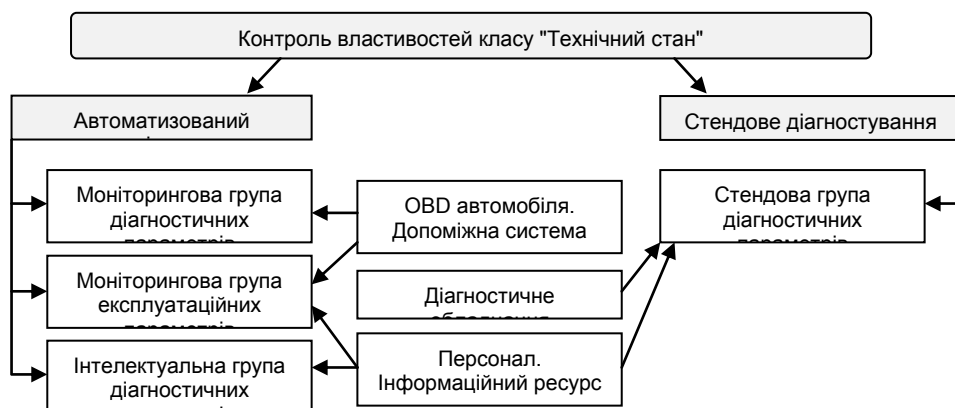


Рисунок 1 – Контроль поточного технічного стану

В багатьох випадках моніторингової інформації недостатньо (умови обмеженої інформації). Тоді застосовуються інтелектуальні методи, що базуються на інформаційному ресурсі бази знань, експертних знаннях, методах інтелектуальної обробки знань. Визначаються діагностичні параметри "інтелектуальної групи".

Наступним можливим етапом є стендове діагностування на посту діагностики із застосуванням стаціонарного чи переносного діагностичного обладнання і визначенням діагностичних параметрів "стендової групи". Таке діагностування повинно виконуватись тільки за необхідності, при недостатній достовірності результатів моніторингу.

Якщо несправності не можливо ідентифікувати описаними групами діагностичних параметрів або вони відсутні, то експлуатаційне рішення про необхідність виконання профілактичних робіт приймається на основі параметрів "експлуатаційної групи", які є властивостями класу "Експлуатаційний фактор" і накопичують інформацію про умови експлуатації та режими роботи двигуна протягом певного періоду.

Ідентифікація поточного технічного стану двигуна здійснюється шляхом порівняння властивостей поточного об'єкту класу "Технічний стан", визначених засобами моніторингу, із властивостями об'єктів, що містяться в базі знань.

Автомобільний двигун є об'єктом експлуатаційного моніторингу 1-го рівня, який поділений на OEM 2-го і 3-го рівнів. Кожний окремих OEM певного рівня характеризується множиною несправностей та множиною структурних параметрів цього рівня. Несправності автомобільного двигуна, як і будь-якої іншої технічної системи, являють собою зміну множини структурних параметрів. Певні властивості класу "Несправність" та класу "Структурний параметр" взаємозалежні.

Базовий клас "Несправність" (рис. 2) має успадковані класи "Несправність одинична", "Несправність кратна" та "Несправність комплексна".

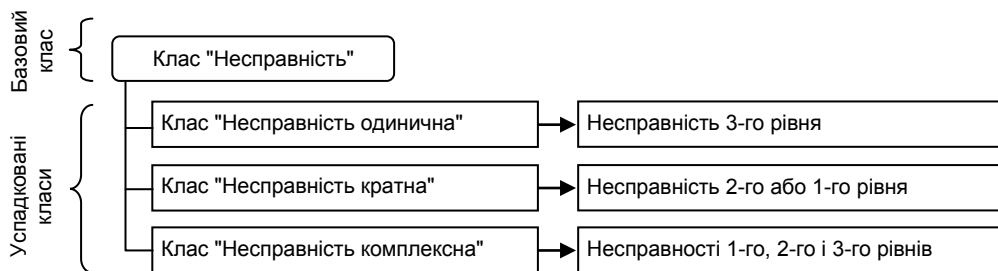


Рисунок 2 – Формування класів "Несправність"

1 рівень – кратні несправності, які пов'язані зі зміною структурних параметрів та зміною зовнішніх ознак, що характеризують технічний стан двигуна в цілому (OEM 1-го рівня). Наприклад, зменшення потужності двигуна, збільшення витрати палива та ін.

2 рівень – несправності, в основі формування яких лежить правильність функціонування окремої системи, механізму чи вузла двигуна (OEM 2-го рівня). Вважається, що OEM або не виконує свої функції за призначенням взагалі, або виконує з певними відхиленнями від технічних вимог. Наприклад, відсутність іскрового розряду, зменшення герметичності з'єднання "Поршень-гільза" та ін.

3 рівень – несправності, що характеризують безпосередньо зміну структурних параметрів певних деталей, спряжень деталей чи окремих елементів двигуна (OEM 3-го рівня) які призвели до появи несправностей вищих рівнів. Наприклад, обрив паса ГРМ, збільшення діаметра гільзи циліндрів та ін.

Кожен об'єкт класу "Несправність комплексна" формується виходячи з можливості ідентифікації цієї несправності інформаційним вектором стандової X_i^s або моніторингової X_i^m групи параметрів. Формування об'єкту класу "Технічний стан" передбачає ідентифікацію одного або деякої множини об'єктів класу "Несправність комплексна". Порядок формування описаний нижче.

Одним об'єктом класу "Несправність комплексна" вважається певна комбінація об'єктів успадкованих від класу "Несправність" з відповідним ступенем β . Одному об'єкту $D_i^2 \beta_i^2$ класу "Несправність кратна" 2-го рівня ставиться у відповідність множина об'єктів $\sum D_{1...n}^3 \beta_{1...n}^3$ класу "Несправність одинична" 3-го рівня. Цій послідовності відповідає множина об'єктів $\sum D_{1...n}^1$ класу "Несправність кратна 1-го рівня". Сформованому об'єкту класу "Несправність комплексна" ставиться у відповідність множина об'єктів $\sum Z_{ij}$ класу "Режим роботи", на яких проявляється дана несправність.



q – кількість об'єктів класу "Несправність комплексна";

β_i^p – ступінь несправності. Характеризує ступінь зміни структурного параметра відповідного рівня;

μ_n^{x-y} – ваговий коефіцієнт. Характеризує ймовірність наявності одиничної несправності нижчого (3-го) рівня при наявності кратної несправності вищого (2-го) рівня. Також ймовірність наявності несправності 2-го рівня при наявності несправності 1-го рівня;

v_i^{k-s}, v_i^{k-m} – вагові коефіцієнти. Характеризують ступінь залежності (ступінь впливу) комплексної несправності D_k на кожний з параметрів X_i^s або X_i^m , що входять до складу стандової чи моніторингової групи при певному режимі роботи Z_{ij} .

Рисунок 3 – Формування об'єкту класу "Технічний стан"

База знань містить повну множину об'єктів класу "Експлуатаційне рішення", яка

охоплює всі роботи, що можуть виконуватись з автомобільним двигуном у процесі експлуатації. На вибір експлуатаційного рішення окрім поточного технічного стану двигуна впливає певна група факторів, які виражені у властивостях класів "Експлуатаційний фактор", "Організаційний фактор" та "Економічний фактор" (рис. 4). Аналіз цих факторів дає можливість визначення комплексних експлуатаційних показників (КЕП), які характеризують необхідність, оперативну можливість та доцільність виконання певних профілактичних чи відновлювальних робіт.

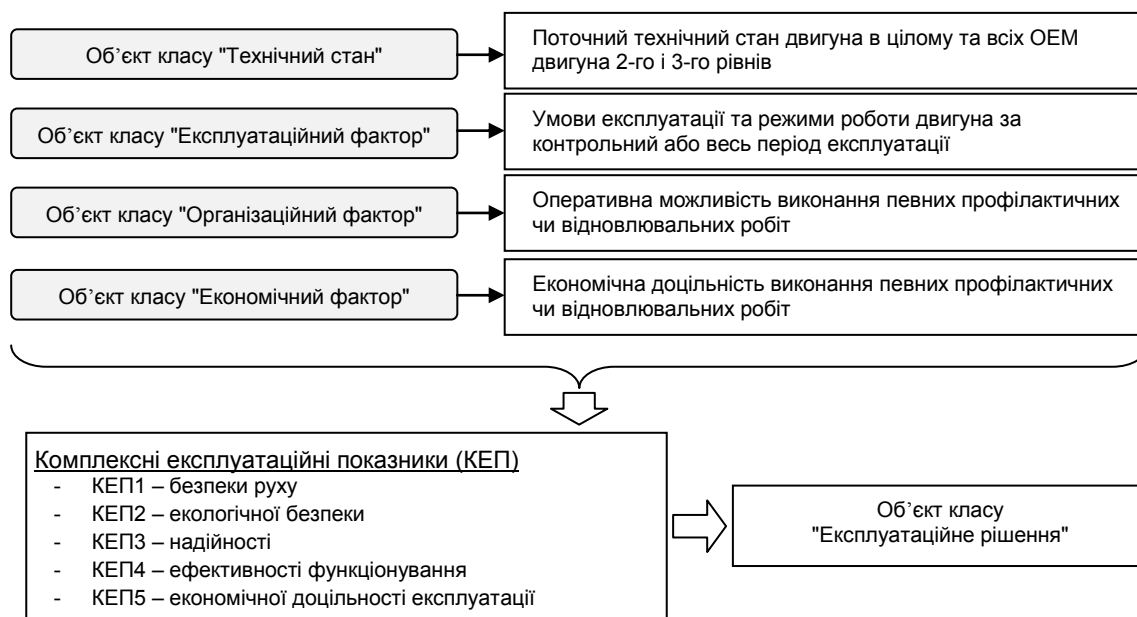


Рисунок 4 – Формування об'єкту класу "Експлуатаційне рішення"

Результати досліджень. Основними результатами даної роботи є методика формування об'єктів класу "Несправність комплексна", які є основою ідентифікації поточного технічного стану. Врахування поточного технічного стану, а також експлуатаційних, організаційних та економічних факторів виражені у формуванні об'єкту класу "Експлуатаційне рішення" через комплексні експлуатаційні показники.

Висновки. Автоматизований експлуатаційний моніторинг передбачає прийняття рішень щодо виконання профілактичних чи відновлювальних робіт у процесі експлуатації автомобільного двигуна. Методика визначення взаємозв'язку між діагностичними параметрами, типовими несправностями та технічним станом автомобільного двигуна дає можливість формування базової інформації, яка є основою системи ТО і ремонту "за станом".

Список літератури: 1. Аулін В.В., Панарін Д.Є. Комплексний підхід в оптимізації та плануванні процесів експлуатації ремонту автомобілів з використанням телеметричних систем дистанційної електронної діагностики / Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки: №2 (69). 2014 р. С. 29-33. 2. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / Под редакцией В.П. Волкова; В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов, П.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Волков, Е.А. Комов. – Донецк: Изд-во "Ноулидж" (донецкое отделение), 2013. – 398 с. 3. Волков В.П., Матейчик В.П., Комов П.Б. Ретроспективний аналіз, стан та перспективи

розвитку технічної експлуатації автомобілів / Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 135/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. С. 164–169. **4. Говорущенко Н. Я.** Системотехника транспорта (на примерах автомобильного транспорта). В 2-х частях / Н. Я. Говорущенко, А. Н. Туренко. – Харьков : РИО ХГАДТУ, 1998. – Т.1 – 255 с.; – Т.2 – 219 с. **5. Дубровин В.И.** Интеллектуальные средства диагностики и прогнозирования надежности авиадвигателей: Монография.- Запорожье: ОАО «Мотор-Сич», 2003.- 279 с. **6. Кравченко О.П.** Наукові основи управління ефективністю експлуатації автомобільних поїздів.: Автореф. дис. ... док. техн. наук: 05.22.20. – Харків, 2007. – 38 с. **7. Кузнецов Е.С.** Техническая эксплуатация автомобилей. – М.:Транспорт, 1991.– 413 с. **8. Кукурудзяк Ю.Ю.** Система автоматизованого інтелектуально-експлуатаційного моніторингу технічного стану та експлуатаційних показників автомобілів / Вісник Східноукраїнського національного університету / Науковий журнал. – Луганськ: СХУ ім. Володимира Даля. – 2012. – №9(180), частина 1. – С. 136–140. **9. Основы технической диагностики.** Кн. 1: Модели объектов, методы и алгоритмы диагноза / Под ред. П.П. Пархоменко. – М. : Энергия, 1976. – 464 с. **10. Титаренко В.Є., Шумляківський В.П.** Вібродіагностика в системі технічного обслуговування автомобіля / Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки: №2 (69). 2014 р. С. 190-198.

Bibliography (transliterated): **1. Aulin V.V., Panarin D.Ie.** Kompleksnyi pidkhid v optymizatsii ta planuvanni protsesiv ekspluatatsii remontu avtomobiliv z vykorystanniam teletetrychnykh system dystantsiinoi elektronnoi diahnostryky / Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu. Serii: Tekhnichni nauky: No2 (69). 2014. p. 29-33. **2. Volkov V.P.** Yntehratsiya tekhnicheskoi ekspluatatsyy avtomobylei v struktury y protsesy ynte-lyektualnykh transportnykh system: monohrafiya / Pod redaktsyei V.P. Volkova; V.P. Volkov, V.P. Mateichyk, O.Ia. Nykonov, P.B. Komov, Y.V. Hrytsuk, Iu.V. Volkov, E.A. Komov. – Donetsk: Yzd-vo "Noulydzh" (donetskoe otdelenye), 2013. – 398 p. **3. Volkov V.P., Mateichyk V.P., Komov P.B.** Retrospektyvnyi analiz, stan ta perspektyvy rozvytku tekhnichnoi ekspluatatsii avtomobiliv / Visnyk SevNTU: zb. nauk. pr. Vyp. 135/2012. Serii: Mashynopryladobuduvannya ta transport. – Sevastopol, 2012. p. 164-169. **4. Hovorushchenko N. Ia.** Systemotekhnika transporta (na prymerakh avtomobylnoho transporta). V 2-kh chastiakh / N. Ia. Hovorushchenko, A. N. Turenko. – Kharkov : RYO KhHADTU, 1998. – T.1 – 255 .; – T.2 – 219 p. **5. Dubrovyn V.Y.** Yntellektualnye sredstva dyahnostryky y prohnozyrovanyia nadezhnosta avyadyvhateli: Monohrafiya.-Zaporozhe: ОАО «Мотор-Сич», 2003.- 279 p. **6. Kravchenko O.P.** Naukovi osnovy upravlinnia efektyvnistiu ekspluatatsii avtomobilnykh poizdiv.: Avtoref. dys. ... dok. tekhn. nauk: 05.22.20. – Kharkiv, 2007. – 38 p. **7. Kuznetsov E.S.** Tekhnicheskaiia ekspluatatsiya avtomobylei. – Moscow.:Transport, 1991.– 413 p. **8. Kukurudziak Iu.Iu.** Systema avtomatyzovanoho intelektualno-ekspluatatsiinoho monitorynha tekhnichnoho stanu ta ekspluatatsiinykh pokaznykiv avtomobiliv / Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu / Naukovyi zhurnal. – Luhansk: SNU im. Volodymyra Dalia. – 2012. – No9(180), chastyna 1. – p. 136–140. **9. Osnovi tekhnicheskoi dyahnostryky.** Kн. 1: Modely ob'ekтов, metody y alhorytmy dyahnoza / Pod red. P.P. Parkhomenko. – Moscow. : Enerhiya, 1976. – 464 p. **10. Tytarenko V.Ie., Shumliakivskyi V.P.** Vibrodiahnostryka v systemi tekhnichnoho obsluhovuvannya avtomobilia / Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu. Serii: Tekhnichni nauky: No2 (69). 2014 yr. p. 190-198.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 678.027.94:677

А. П. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф. ВНУ им. В. Даля, Северодонецк;
В. А. КОСТРУБ, канд. техн. наук, доц. ВНУ им. В. Даля, Северодонецк;
С. Н. ГАНЖА, ВНУ им. В. Даля, Северодонецк

ЭНЕРГОСИЛОВОЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА РОЛТРУЗИИ

В современных условиях ресурсосбережения, важную роль играет использование в автомобилестроении конструкций, имеющих высокую степень совершенства производства – снижение массы автомобиля, повышение прочности и экономичности. Разработка таких конструкций возможна на основе использования композиционных материалов. Получение изделий из таких материалов связано с непрерывными высокопродуктивными методами – технологии пултрузии и ролтрузии. Однако создание сложных схем армирования такими технологиями встречает ряд затруднений. Пултрузионные композитные профили обладают невысокими сдвиговыми и трансверсальными характеристиками и низкой прочностью при продольном сжатии. Для устранения указанных недостатков целесообразно вводить один или несколько слоев вспомогательной трансверсальной арматуры. Реализация вспомогательного армирования оказывается весьма затруднительной в сочетании с непрерывным процессом формования. Процесс ролтрузии является модификацией процесса пултрузии. Отличается тем, что формующий тракт представляет собой ряд пар приводных формующих роликов, изготовленных по форме получаемого композитного стержня. Важным параметром данного технологического процесса является величина усилия протягивания. В связи с этим возникает необходимость регламентирования значения усилия протягивания, которое обеспечит напряженно-деформированное состояние изделия и устранит коробление и снизит энергозатраты.

Ключевые слова: композитный стержень, процессы пултрузии и ролтрузии, напряженно-деформированное состояние, энергозатраты.

Введение. Широкое применение композиционных материалов в конструкциях различного назначения обуславливает создание более совершенных композитных структур и разработку технологических процессов для их реализации в конкретных изделиях. В этой связи значительный интерес представляют непрерывные процессы получения длинномерных стержневых изделий на основе волокнистых композитов. Стержневые композитные профили находят применение в качестве силовых и подкрепляющих элементов корабельных, авиационных и автомобильных конструкций, причем характер их нагружения обуславливает действие нагрузки преимущественно в осевом направлении. Такого рода стержневые элементы изготавливаются, в большинстве своем, методом пултрузии, позволяющем получать длинномерные изделия с высокими скоростями изготовления.

Состояние вопроса и постановка задачи. Пултрузионные композитные профили, в силу однонаправленности армирования, обладают невысокими сдвиговыми и трансверсальными характеристиками и низкой прочностью при продольном сжатии, величину которых определяют параметры матрицы и адгезия между волокнами и связующим [1 - 4]. Для устранения указанных недостатков целесообразно вводить один или несколько слоев вспомогательной трансверсальной арматуры путем спиральной обмотки, оплетки и т.п. Однако реализация такого вспомогательного армирования оказывается весьма затруднительной в сочетании с непрерывным процессом формования при пултрудировании [5 - 8].

Процесс ролтрузии - формование роликами [9] - является модификацией процесса пултрузии и отличается тем, что формующий тракт представляет собой ряд

пар приводных формующих роликов, изготовленных по форме получаемого композитного стержня (рис.1).

Наиболее важным параметром ролтрузионного технологического процесса является величина усилия протягивания. Увеличение этой характеристики до определенного значения может привести к разрыву продольной арматуры и невозможности формования изделия. В связи с этим возникает необходимость регламентирования значения усилия протягивания. Кроме того, снижение усилия протягивания приводит к изменению напряженно-деформированного состояния изделия, что, в свою очередь, в определенной мере устраняет коробление и снижает энергозатраты.

Содержание исследования. Величина усилия протягивания является совокупностью усилий, вызванных сопротивлением движению формируемого изделия на отдельных этапах его изготовления.

Движение жгутов основной арматуры может быть представлено совокупностью отдельных участков, на каждом из которых появляются дополнительные составляющие усилия протягивания. Распределение усилий по длине пропиточно-формирующего тракта приведено на рис. 1.

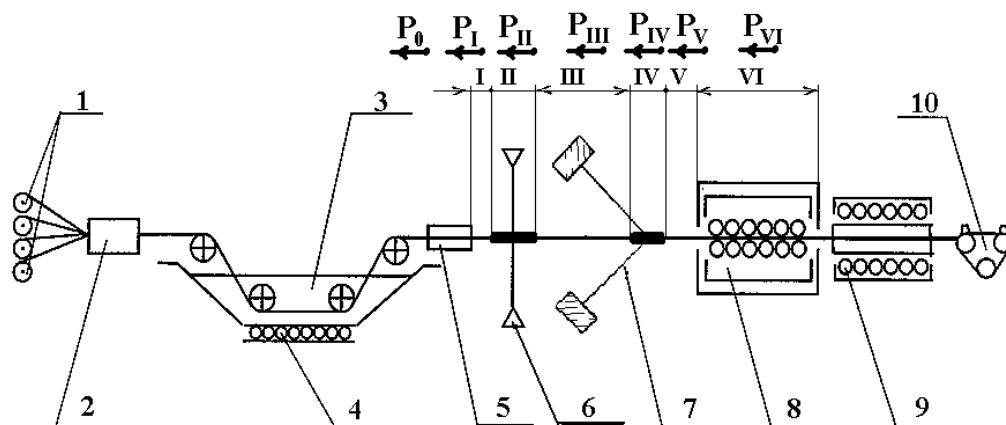


Рисунок 1 - Схема непрерывного технологического процесса формования профиля методом "ролтрузии": 1 - шпулярник; 2 - распределительное устройство; 3 - пропиточная ванна; 4 - нагревательный элемент; 5 - отжимная фильера; 6 - обмоточный узел; 7 - оплеточный узел; 8 - формующие ролики; 9 - полимеризационная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

Поступающие с бобин шпулярника жгуты основной арматуры перед входом в пропиточную ванну натягиваются с определенным усилием с целью обеспечения прямолинейности арматуры на всех этапах формования изделия. Величина этого усилия выбирается опытным путем и составляет 5...10 Н/жгут. Поступающие в пропиточную ванну жгуты смачиваются связующим, подтормаживаются за счет дополнительных перегибов, что приводит к появлению дополнительного усилия натяжения. В результате усилие P_0 на выходе из пропиточной ванны незначительно и составляет 10...15 Н/жгут.

Участки I, III, V характеризуються движением пропитанным связующим прямолинейных жгутов на поверхности оправки. Возникающие при этом усилия сопротивления определяется силами сцепления связующего и оправки. Величина этого усилия может быть определена экспериментально с учетом температуры окружающей среды, вязкости связующего и площади контакта

$$P_I = p_0 \pi d l_1, \quad (1)$$

где p_0 - коэффициент прилипания, определяемый экспериментально;

d - диаметр оправки;

l_1 - длина I участка.

Усилия P_{III} и P_V определяются аналогично.

На участке II производится формирование поперечного сечения материала изделия с помощью поперечной подмотки, осуществляемой группой нитей с определенным усилием. В результате на некоторой длине со стороны обмоточного слоя на пакет однонаправленных жгутов передается давление, приводящее к возникновению усилия P_{II} , которое может быть определено как

$$P_{II} = \pi T_0 t d f_c + p A, \quad (2)$$

где T_0 - давление опрессовки, вызываемое усилием натяжения обмоточной арматуры

$$T_0 = \frac{16 \eta L_0 k_\sigma V_{пр} \phi_H^2 [2 \phi_k - \phi_H (1 - \phi_k)]}{d_B^2 \phi_k (1 - \phi_H)}, \quad (3)$$

η - вязкость связующего;

d_B - диаметр волокон;

$V_{пр}$ - скорость протяжки;

L_0 - длина канала, образованного соседними волокнами, по которому фильтруется связующее;

k_σ - коэффициент, определяемый в [10];

ϕ_H и ϕ_k - начальная и конечная степени наполнения продольного слоя, соответственно.

$p = p_0 \exp \frac{\gamma - q}{K T_k}$ - коэффициент прилипания

где $p_0 = A(T_k) C_1 \exp \frac{B}{T_k K}$;

B , γ - постоянные, определяемые экспериментально;

q - давление в связующем;

T_k - температура;

K - постоянная Больцмана;

$A(T_k)$ - функция температуры;

C_1 - коэффициент пропорциональности;

A - фактическая площадь контакта поверхности на II участке.

На участке IV осуществляется укладка слоя перекрестных нитей на поверхность материала - оплетка. Как и на участке II, в результате внешнего обжатия происходит фильтрация связующего через плетеный слой, по завершению которой, т.е. в конце этого участка усилие обжатия становится равным нулю. Наличие оплеточного слоя позволяет устранить нарушение структуры материала при прохождении через формующий тракт.

Особенностью формования на этом участке является то, что обматывающая арматура натягивается под определенным углом к оси оправки и, вследствие этого, создается дополнительное усилие сопротивления, определяемое суммой проекций усилий натяжения каждой нити на ось оправки.

Полное усилие сопротивления движению на участке IV можно представить как сумму P'_{IV} - составляющей усилия натяжения оплеточных нитей и P''_{IV} - усилия сопротивления движения за счет обжатия структуры материала.

При этом, полагая линейность изменения натяжения оплеточных нитей, получим

$$P'_{IV} = \frac{n}{2} P_{пл} \cos \alpha \sin \gamma, \quad (4)$$

где n - количество нитей оплеточной арматуры;

α и γ - углы укладки оплетки (рис. 2);

$P_{пл}$ - усилие в оплеточной нити.

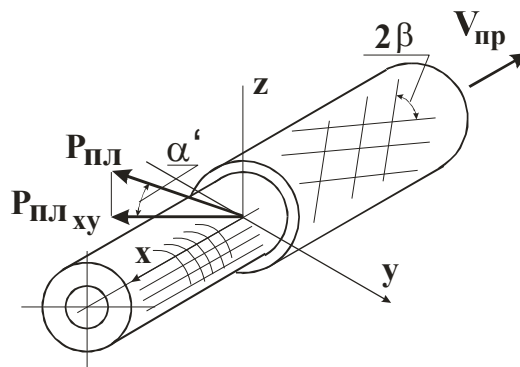


Рисунок 2 - К расчету оплеточного слоя

Учитывая, что в процессе плетения внутренняя структура материала, сформированная на предыдущем этапе, не может быть деформирована, то связующее, отфильтрованное из структуры при поперечной обмотке, должно переместиться сквозь плетеный слой. Можно, определив количество этого связующего и полагая, что фильтрация происходит только в радиальном направлении, вычислить усилие

$$P''_{IV} = \frac{T'_0 \pi d}{2} f_{мп} + p \pi d l', \quad (5)$$

$$\text{где } T'_0 = \frac{P_{пл} n}{d_H t_{пл} \sqrt{1 + \tan^2 \alpha}}; \quad (6)$$

$t_{пл}$ - шаг плетения,

$f_{мп}$ - коэффициент трения;

l' - длина участка, на котором действует давление T_0 ;

d_H - диаметр этого участка.

Таким образом

$$P_{IV} = \frac{P_{np}n}{2} \cos \alpha \cos \gamma + \frac{T_0 l' \pi d_H}{2} f_{mp} + p \pi d_H l' . \quad (7)$$

Усилие P_{VI} , противодействующее движению в ролтрузионном тракте, возникает вследствие фильтрации излишков связующего при переформировании полуфабриката из круглого в требуемое сечение. Его величина может быть определена (рис. 3) следующим образом:

$$P_{VI} = \int_0^x T(x) \Delta S_i \sin \theta_i dx , \quad (8)$$

$$\text{где } T(x_i) = \frac{\eta L_1 V_{np}}{dx S_k K_{np}} \left\{ \frac{V_L S_k dx}{V_{np}} + \Delta W \right\} ; \quad (9)$$

угол θ_i определяется в точке с координатами $x_i - \frac{dx}{2}$ и может быть вычислен по формуле:

$$\theta_i = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{n^2 - x^2}} ,$$

а площадь ΔS на участке длиной dx вычисляется следующим образом

$$\Delta S = \int_x^{x_i} \frac{2a^2 dx}{\cos \theta_i} .$$

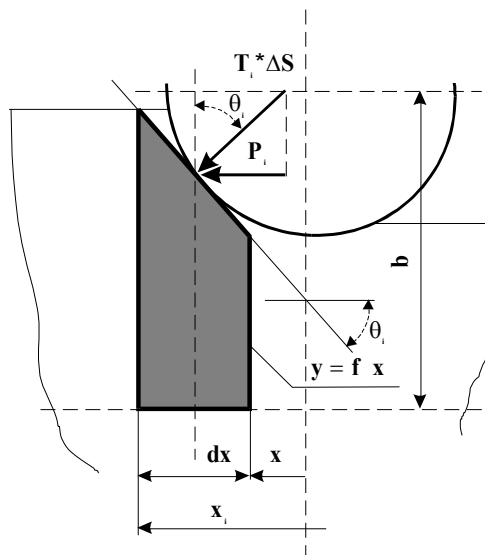


Рисунок 3 - Распределение усилий при прокатке роликами

Параметры, входящие в формулу (9), определяются

$$S_{x_i} = S(x_i)[1 - \varphi(x_i)] ,$$

где $\varphi(x_i)$ - степень наполнения в сечении x_i ;

$S(x_i)$ - площадь сечения заданной формы.

В общем случае $S(x_i) = \frac{S(0)}{y(0)} y(x_i)$,

K_{np} - коэффициент проницаемости - $K_{np} = \frac{1}{K_B} \left[\frac{L}{L_Q} \right] \frac{U^2}{S_V^2}$;

V_{np} - скорость протяжки; $L_i = \frac{dx}{\sin \frac{\beta}{2}}$; β - угол оплетки (см. рис. 2).

При этом, как установлено в [11], можно считать, что вязкость связующего меняется линейно:

$$\eta(x) = Kx + \eta_0, \quad (10)$$

где $K = 0,2 \cdot 10^3$ Па*с/м;

η_0 - вязкость при $x=0$.

Выводы. Таким образом, задавая форму проходного сечения $S(x)$ и используя метод итераций, можно определить величину усилия, возникающего при прохождении полуфабриката через каждую пару формирующих роликов. Просуммировав эти значения для всего формирующего тракта, можно определить усилие P_{VI} , а, следовательно, и полное усилие протяжки.

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^6 P_i.$$

Сопоставляя величину усилия протяжки с суммарной прочностью жгутов армирующего материала на разрыв, можно сделать вывод о возможности реализации процесса формования. В случае если величина P_{Σ} превышает суммарную прочность арматуры, необходимо увеличить степень наполнения по основной арматуре.

Список литературы: 1. Бичков С.А. Технологія виробництва літальних апаратів із композиційних матеріалів / С.А. Бичков, О.В. Гайдайчук, В.С. Гайдайчук [та ін.]. - К. ІСДО: - 1995 - 376 с. 2. Панфилов Б.В. Композиционные материалы: производство, применение, тенденции рынка / Б.В. Панфилов // Полимерные материалы. – 2010. - №2 – 3. – С. 40-43. 3. Коструб В.А. Анализ термокинетических параметров плетельно-пултрузионного процесса формирования композитных стержней для силовых автомобильных конструкций / В.А. Коструб, А.П. Кравченко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – №30(1003). – С. 107-113. 4. Коструб В.А. Анализ напряженно-деформированного состояния при сжатии сложноармированных композитных стержневых изделий для силовых автомобильных конструкций / В.А. Коструб, А.П. Кравченко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – 9(1052). – С. 127-131. 5. Коструб В.А. Исследование процесса формования композитов методом ролтрузии // Слоистые композиционные материалы-98: Сборник трудов конференции / Волгоград.гос.тех.ун-т, Волгоград, 1998, С.322-323. 6. Коструб В.А. Процесс ролтрузии как метод создания сложноармированных композиционных стержневых изделий // Композиционные

материалы в промышленности (Славполиком-98): Тезисы докладов Международной конференции. Киев: АТМ Украины. - С. 87. **7. Бобрышев А.Н.** Новые модели кинетических процессов структурообразования и деструкций композитных материалов: монография / *А.Н. Бобрышев, В.Г. Шибakov, П.В. Воронов [и др.]*. - М. : Изд-во «Полеотип», 2011. - 164 с. **8. Мухаметзянова Г.Ф.** Анализ и пути совершенствования связующих SMC – компаундов для повышения качества автомобильных деталей из стеклопластиков / *Г.Ф. Мухаметзянова, И.А. Семенушкина, А.С. Назаров* // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: материалы VIII международной научно-технической конференции, 21-23 мая 2014 г., Пенза. - Пенза: ПГУАС, 2014. - С. 354-359. **9. Коструб В.А.** Ролтрузия - прогрессивный метод изготовления профилей из КМ / *В.А. Коструб, Е.Е. Бакст* // Матер.конф. “Физико-химические и механические процессы в композиционных материалах и конструкциях”. - Москва: ВИМИ, 1996. - С. 75-76. **10. Лыков А.В.** Тепломассообмен / *А.В. Лыков*. - М.: Энергия, 1972. - 560 с. **11. Щербаков В.Т., Просветова Л.А.** / *В.Т. Щербаков, В.М. Муратов, Б.А. Жовнер [и др.]*. // Изготовление длинномерных профилей из углепластика пултрузией // Авиационная промышленность. - 1987. - №6. - С. 50-51.

Bibliography (transliterated): **1. Bicske SA** Tehnologiya virobnitstva litalnih aparativ iz kompozitsiynih materialiv / *SA Bicske, OV Gaydaychuk, VS Gaydaychuk* [that in.]. - K. ISDO: - 1995 - 376 p. **2. Panfilov BV** Composite materials: production, use, market trends / *BV Panfilov* Polymer materials. - 2010. - No2 - 3. p. 40-43. **3. Kostrub VA** Analysis of Thermo-kinetic parameters braiding, pultrusion process of forming composite rods for power automotive design / *VA Kostrub, AP Kravchenko* News Natsionalnogo tehnichnogo universitetu "KhPI." - Kharkov. : NTU "KhPI", 2013. - No30 (1003). - p. 107-113. **4. Kostrub VA** Analysis of the stress-strain state in compression slozhnoarmirovannyh composite core products for automotive power structures / *VA Kostrub, AP Kravchenko* News Natsionalnogo tehnichnogo universitetu "KhPI." - Kharkiv. : NTU "KhPI", 2014. - 9 (1052). - p. 127-131. **5. Kostrub VA** Investigation of the process composites molding method roltruzii layered composite materials-98: Conference Proceedings / Volgograd.gos.teh.un-t, Volgograd, 1998, S.322-323. **6. Kostrub VA** Roltruzii process for creating a composite rod articles slozhnoarmirovannyh Composite Materials in Industry (Slavpolikom-98): Abstracts of the International Conference. Kiev: Ukraine's ATM. - p. 87. **7. AN Bobryshev** New models of kinetic processes strukturoorazovaniya and destruction of composite materials: monograph / *AN Bobryshev, VG Shibakov, PV Ravens* [et al.]. - Moscow: Publishing house "Poleotip", 2011. - 164 p. **8. Mukhametzyanova GF** Analysis and ways of improving communication SMC - compounds to improve the quality of automotive parts made of fiberglass / *GF Mukhametzyanova, IA Semenushkina, AS Nazarorv* Problems of quality and operation of vehicles: Materials VIII International Scientific and Technical Conference, May 21-23, 2014, Penza. - Penza: PGUAS, 2014. - p. 354-359. **9. Kostrub VA** Roltruziya - progressive method of manufacturing profiles KM / *VA Kostrub, EE Bakst* Mater.konf. "Physico-chemical and mechanical processes in composite materials and structures." - Moscow: VIMI, 1996. - P. 75-76. **10. AV Lykov** Heat and mass transfer / *AV Lykov*. - Moscow. : Energy, 1972. - 560 p. **11. Sherbakov VT, Prosvetova LA** / *VT Shcherbakov, VM Muratov, BA Zhovner* [et al.]. Fabrication of long profiles of carbon fiber pultruded aviation industry. - 1987. - No 6. - p. 50-51.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 662.758.2

В.М. МЕЛЬНИК, к.т.н., доц. ІФНТУНГ, Івано-Франківськ**ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ
АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА ОТРИМАНОГО З ТОПІНАМБУРА**

У розрахунках комерційної ефективності використання палива з топінambuра, як добавок до бензину, необхідною умовою взято забезпечення однакових октанових чисел еквівалентного палива у порівнянні з товарним бензином. В кінцевому результаті автором були розраховані залежності зміни ціни використаного бензину в залежності від процентного вмісту в нім палива з топінambuра.

Отже, для прийнятих цін на бензини і палива отриманого з топінambuра з проведених розрахунків видно, що із збільшенням процентного вмісту палива з топінambuра в еквівалентному паливі до 25 % досягається збільшення комерційної ефективності за рахунок використання в еквівалентному паливі бензину з низьким октановим числом, що дозволяє знизити вартість отриманого палива до 6%.

Ключові слова: відновлювані джерела, топінambuр, паливо, екологія, ефективність, економія, використання

Вступ. У світі, як на американському континенті, так і в Європі, істотно збільшується попит на біопаливо для двигунів внутрішнього згорання. Споживання біопалива в країнах ЄС ще в 2006 році досягло 1,7 млрд. літрів. Найбільшими виробниками біопалива в Європі є Німеччина, Іспанія, Франція, Італія, а на американському континенті Бразилія і Сполучені Штати Америки. Вже сьогодні європейське співтовариство ставить завдання, щоб до 2020 року вміст кожного бензобака на 20% складався з палива (біоетанолу) отриманого з біомаси.

Україна не володіючи природними запасами викопних джерел вуглеводневої сировини не може залишатися осторонь від виробництва відновлювальних джерел сировини для розвитку альтернативної енергетики, які принципово відрізняються від традиційного вуглеводневої сировини (нафти) своєї невичерпністю і екологічною чистотою.

Аналіз основних досягнень і літератури. На нашу думку, особливу привабливість, економічну та екологічну доцільність представляє використання бульб і зеленої маси топінambuра у виробництві біопалива (біоетанолу) для двигунів внутрішнього згорання. Розрахунки показують, що при середніх врожаях один гектар посівів топінambuра забезпечує в 3 - 6 разів більший вихід етилового спирту (біоетанолу) в порівнянні з гектара посіву зернових або картоплі [1]. При цьому слід зазначити, що використовуючи для виробництва етилового спирту топінambuр виробничники економлять значні посівні площі, економія яких порівняно з зерновими культурами складе в 6 - 10 і більше разів [1].

Викладене дає підставу вважати, що організувавши виробництво біологічно відновлюваної сировини для отримання біопалива, агропромисловий комплекс буде монополістом у виробництві альтернативного джерела енергії з відповідними економічними і соціальними вигодами, розвитком нових виробництв і створенням нових робочих місць.

Відомо, що в США, Канаді, Бразилії, Австрії, Угорщині та інших країнах в якості сировини для виробництва етилового спирту (біоетанолу) поряд з іншими культурами використовується біомаса топінambuра. Російськими вченими також розроблено проект підприємства з комплексної переробки сировини топінambuра для організації виробництва біоетанолу [2-6].

© В.М. Мельник, 2015

Одним із способів використання палива отриманого з топінамбура у якості добавок до бензинів, є спосіб змішування їх з бензинами у певному об'ємному чи масовому співвідношенні з подальшою подачею цього еквівалентного за детонаційною стійкістю і енергоємністю палива (ЕП) в циліндри двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) [7, 10]. З метою досягнення ефективного використання ЕП в ДВЗ, необхідно з'ясувати економічну ефективність їх використання і порівняти її з економічними показниками товарних бензинів.

Мета досліджень, постановка задачі. Метою досліджень є оцінка доцільності використання ЕП з огляду на комерційну ефективність.

На комерційну ефективність добавки палива отриманого з топінамбура (ПТП) до бензинів впливають фінансові витрати на паливо тому, що інші витрати (на оливу, амортизаційні відрахування, ремонт, накладні видатки, витрати на шини тощо), як під час роботи автомобіля на бензині так і на суміші бензину з добавками, будуть практично однаковими.

Матеріали досліджень. Доцільність використання добавок палива з топінамбура до бензину визначається за методикою [8-9] якщо:

$$\text{Ц}_{\text{ТБ}} \geq (\text{Ц}_{\text{Б}} \cdot q_{\text{Б}} + \text{Ц}_{\text{ТП}} \cdot q_{\text{ТП}}) \cdot k, \quad (1)$$

де $\text{Ц}_{\text{ТБ}}$ – роздрібна ціна однієї тонни товарного бензину, грн. /т;
 $\text{Ц}_{\text{Б}}$ – роздрібна ціна однієї тонни бензину, що використовується в ЕП, грн. /т;
 $\text{Ц}_{\text{ТП}}$ – роздрібна ціна однієї тонни триманого палива з топінамбура, грн. /т;
 $q_{\text{Б}}$ – масова частка бензину в ЕП;
 $q_{\text{СМ}}$ – масова частка палива з топінамбура в ЕП;
 k – коефіцієнт, який враховує збільшення витрати ЕП, і визначається з рівняння балансу теплоти, яка міститься в товарному бензині та ЕП [8].

Нижчу теплоту згоряння ЕП знаходимо за формулою [8]:

$$h_{\text{НЕП}} = h_{\text{НБ}} \cdot q_{\text{Б}} + h_{\text{НТП}} \cdot q_{\text{ТП}}, \quad (2)$$

де $h_{\text{НТП}}$ – нижча теплота згоряння ПТП, яка згідно проведених розрахунків складає $h_{\text{НСМ}} = 34000$ кДж/кг;

$h_{\text{НБ}}$ – нижча теплота згоряння бензинів, $h_{\text{НБ}} = 44000$ кДж/кг [8].

З урахуванням формули (2) отримуємо:

$$k = \frac{h_{\text{НБ}}}{h_{\text{НБ}} \cdot q_{\text{Б}} + h_{\text{НТП}} \cdot q_{\text{НТП}}}. \quad (3)$$

Значення коефіцієнта k залежно від масової частки палива з топінамбура в ЕП наводяться в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта k в залежно від масової частки палива з топінамбура в ЕП

$q_{\text{ТП}}$	0,1	0,15	0,2	0,25
k	1,023	1,035	1,048	1,06

Для розрахунку комерційної ефективності необхідно мати залежність зміни ціни товарного бензину від октанового числа (ОЧ). Виходячи з роздрібних цін товарних бензинів на час проведення розрахунків, вартість однієї тонни становила: А-92 – 23611,0 грн./т, А-95 – 23880,0 та А-98 - 24861 грн./т, що показано графічно на рис.-1.

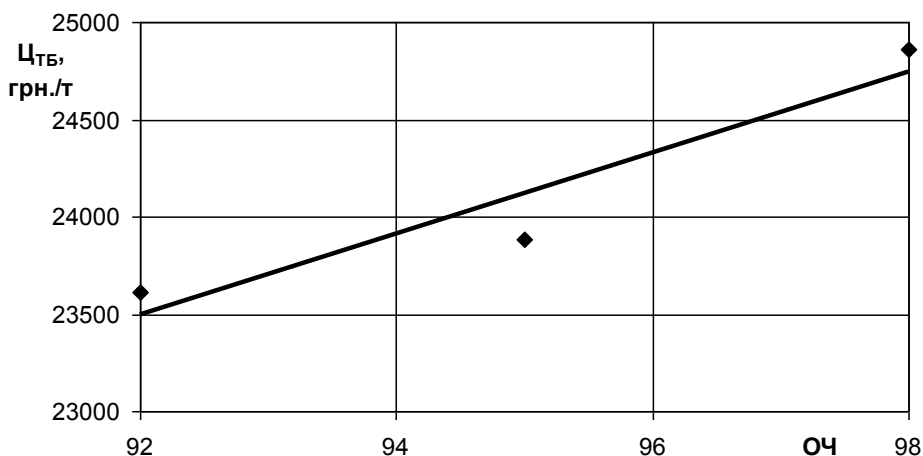


Рисунок 1 – Залежність зміни ціни товарного бензину від октанового числа

Вартість товарних бензинів, використовуючи рис.1, можна описати поліномом:

$$Ц_{ТБ} = 208,17 \cdot ОЧ_{ТБ} + 4341,2 \quad (4)$$

де $ОЧ_{ТБ}$ – октанове число товарного бензину. При цьому коефіцієнт кореляції даної залежності рівний $R^2=0,91$.

Комерційна ефективність застосування ЕП оцінюється різницею цін однієї тонни товарного бензину і відповідної за теплою згоряння кількості ЕП і визначається за залежністю:

$$\Delta E_k = Ц_{ТБ} - (Ц_Б \cdot q_Б + Ц_{ПТП} \cdot q_{ПТП}) \cdot k. \quad (5)$$

В розрахунках прийнята вартість однієї тонни палива з топінамбура – 20526 грн./т (за нашими розрахунками).

У розрахунку комерційної ефективності використання ПТП, як добавки до бензину необхідною технічною умовою має бути забезпечення однакових октанових чисел ЕП у порівнянні з товарним бензином. На рис.-2, за результатами дослідження, показано залежність приросту $\Delta ОЧ$ бензину від процентного вмісту в ньому ПТП.

Аналітично залежність описується поліномом наступного виду:

$$\Delta ОЧ = 0,004 \cdot (\% ПТП)^2 + 0,516 \cdot (\% ПТП) + 1,47 \quad (6)$$

Коефіцієнтом кореляції $R^2=0,99$.

Через те, що із зменшенням ОЧ бензину роздрібна ціна його зменшується, для досягнення комерційної ефективності ЕП, спочатку з рівняння (6) визначають зміну $\Delta ОЧ$ від процентного вмісту ПТП в ЕП, а далі з рівняння:

$$\text{ОЧ}_Б = \text{ОЧ}_{ТБ} - \Delta\text{ОЧ} \quad (7)$$

де $\Delta\text{ОЧ}$ – приріст октанового числа суміші бензину і ПТП, який визначається за процентним вмістом ПТП в ЕП, і визначається за залежністю (6), октанове число бензину, який доцільно використовувати в ЕП, а з рівняння (4) – отримуємо ціну бензину, що використовується в ЕП.

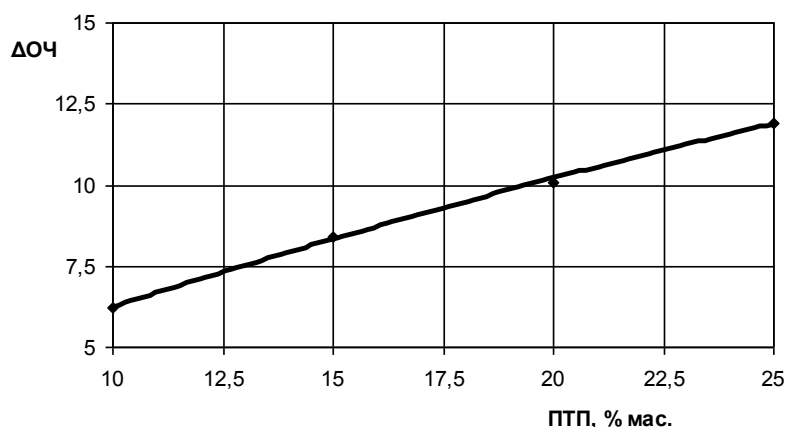


Рисунок 2 – Графік залежності приросту $\Delta\text{ОЧ}$ ЕП від процентного вмісту в ньому ПТП

Для оцінки комерційної ефективності застосування ЕП автором розраховані залежності зміни ціни використовуваного бензину ($\text{Ц}_{БЕП}$) згідно методики [6,7] від процентного вмісту ПТП (рис. 3), при чому для створення паливних сумішей використано бензин марки А92.

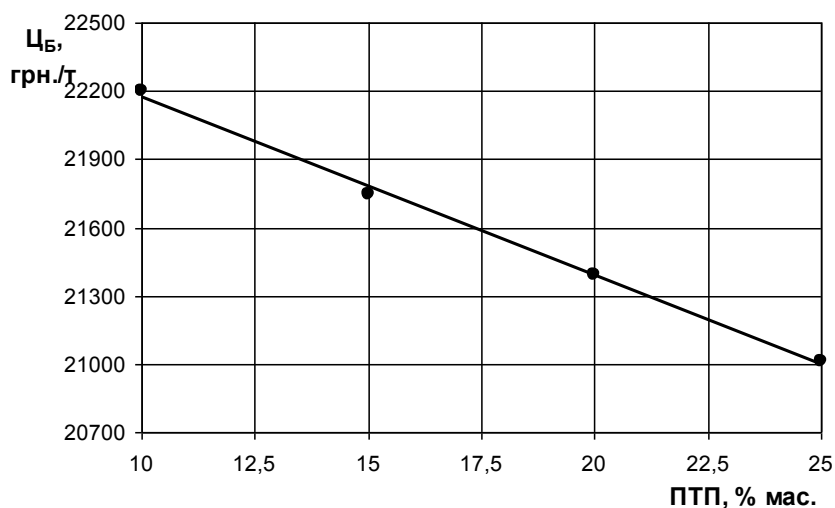


Рисунок 3 – Залежності зміни ціни бензинів використовуваних в еквівалентному паливі від процентного вмісту в них ПТП

Дана залежність має наступне аналітичне рівняння:

$$\text{Ц}_{БЕП} = -78,272(\% \text{ ПТП}) + 22958 \quad (8)$$

Коефіцієнти кореляції для рівняння (8) $R^2=0,99$.

Застосування різних ЕП забезпечується додавкою до бензинів різної кількості ПТП, а тому комерційна ефективність застосування ЕП буде різною. При кожній добавці ПТП до палива було проведено розрахунок комерційної ефективності, за даними розрахунку побудовано графічні залежності її зміни від процентного вмісту в ЕП палива з топінамбура (рис. 4).

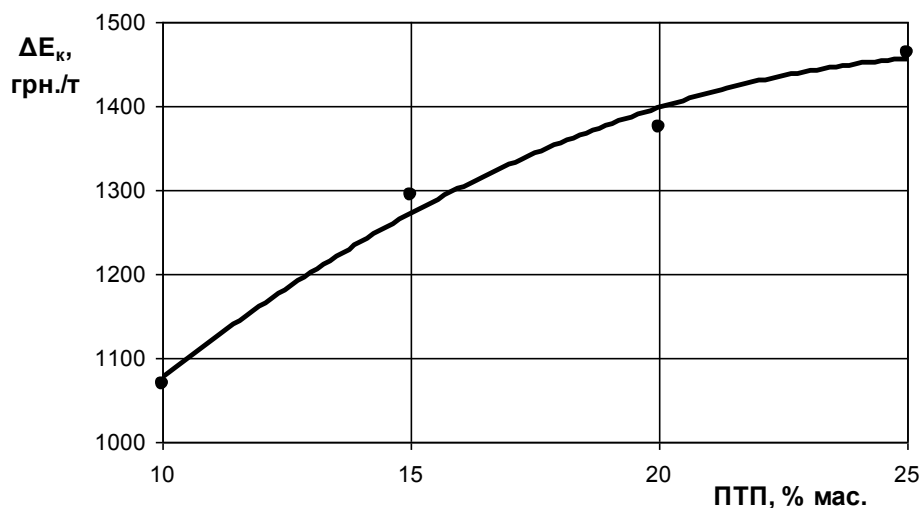


Рисунок 4 – Залежність ефективності застосування еквівалентних палив від відсоткового вмісту в них ПТП

Одержані графічні залежності економічної ефективності використання палива з топінамбура в ЕП описується наступним рівнянням:

$$\Delta E = -1,362(\% \text{ПТП})^2 + 72,95(\% \text{ПТП}) + 484 \quad (9)$$

Коефіцієнт кореляції для рівняння (9) рівний $R^2 = 0,98$.

Висновки. Отже, для прийнятих цін на бензини і палива з топінамбура з проведених розрахунків видно, що із збільшенням процентного вмісту палива з топінамбура в ЕП до 25 % досягається збільшення комерційної ефективності за рахунок використання в ЕП бензину з низьким ОЧ, що дозволяє знизити вартість отриманого палива до 6%.

Список літератури: 1. Кочнев Н.К. Топинамбур – биоэнергетическая культура XXI века / Н.К. Кочнев, М.В. Калиничева. – М.: Арес, 2002.- 76 с. 2. Рейнгарт Э.С. Перспективы использования топинамбура для производства биоэтанола / Э.С. Рейнгарт, Н.К. Кочнев, А.Г. Пономарев, П.С. Звягинцев // Достижения науки и техники АПК. – 2008, № 1. – С. 38 – 40. 3. Яковлев В.А “Каталитические способы переработки биомассы для получения моторных топлив” / В.А. Яковлев, С.А. Хромова, О.В. Шерстюк, В.О. Дундич // II Межд.науч.-техн. конф. “Альтернативные источники сырья и топлива” Тез. докл. конф. Мн., 2009. – 19 с. 4. Рахманкулов Д.Л. “Альтернативное топливо: исторические, экологические, технические аспекты” / Д.Л. Рахманкулов, С.Ю. Шавишкова, Ф.Н. Латыпова, С.В. Николаева // II Межд.науч.-техн. конф.

«Альтернативные источники сырья и топлива» Тез. докл. конф. Мн., 2009. – С. 28-29. 5. Кабо Г.Я. Использование растительной биомассы для производства различных видов топлива в Республике Беларусь / Г.Я. Кабо, А.В. Блохин, В.В. Симбирский, О.А. Ивашкевич // Химические проблемы создания новых материалов и технологий: сб.ст. Вып. 3 под ред. О.А.Ивашкевича. – Мн.: БГУ, 2008. – С. 165 – 166. 6. Третьяков В.Ф. «Биоэтанол – состояние и перспективы в энергетике и нефтехимии» II Межд.науч.-техн. конф. «Альтернативные источники сырья и топлива» Тез. докл. конф. Мн., 2009. – С. 16-17. 7. Мельник В.М. Економічна ефективність використання альтернативних палив / В.М. Мельник // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006, №1(18). – с. 56-58. 8. Гутаревич Ю.Ф. Оцінка ефективності додавання спиртових сполук до бензину / Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, А.О. Корнач, О.Г. Мороз // Автошляхових України. - 2004. - № 3. - С. 17-19. 9. Гутаревич Ю.Ф. Використання сумішей бензину та спирту в двигунах з іскровим запалюванням / Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, А.О. Корнач, О.Г. Мороз // Автошляхових України. - 2002. - № 2. - С. 8-10. 10. Мельник В.М. Про альтернативні палива поршневих двигунів нафтогазової галузі / В.М. Мельник, Ф.В. Козак, Л.І. Гаєва // Науковий вісник. – 2005 р. – №1. – с.137-140.

Bibliography (transliterated): 1. Kochnev N.K. Jerusalem artichoke - bioenergy crops twenty-first century / N.K. Kochnev, M.V. Kalinicheva. - Moscow .: Ares, 2002.- 76 p. 2. Reyngart E.S. Prospects for the use of Jerusalem artichoke for the production of bioethanol / E.S. Reyngart, N.K. Kochnev, A.G. Ponomarev, P.S. Zvyagintsev Advances in science and technology agriculture. - 2008, No 1. - p. 38 - 40. 3. V.A. Yakovlev "Catalytic process biomass for production of motor fuels" / V.A. Yakovlev, S.A. Chromium, O.V. Sherstuk, V.O. Dundich II Mezhd.nauch.-tehn. Conf. "Alternative sources of raw materials and fuel," Proc. rep. Conf. Mн., 2009. - 19 p. 4. Rahmankulov D.L. "Alternative fuels: historical, ecological, technical aspects" / D.L. Rahmankulov, S.Y. Shavshukova, F.N. Latypova, S.V. Nikolaev II Mezhd.nauch.-tehn. Conf. "Alternative sources of raw materials and fuel," Proc. rep. Conf. Mн., 2009. - P. 28-29. 5. Cape G.Y. Using production plants species DIFFERENT species for the production of fuel in the Republic of Belarus / G.Y. Cape, A.V. Blokhin, V.V. Simbirsk, O.A. Yvashkevych Problems of Chemical novyh creation of materials and technologies sb.st. Vol. 3 ed. O.A.Yvashkevycha. - Mн .: BSU, 2008. - p. 165 - 166. 6. Tretyakov V.F. "Bioethanol - STATUS and prospects in chemistry and ENERGY" II-Mezhd.nauch. Engineering. Conf. "Alternative Sources of raw materials and fuel" Proc. Dokl. Conf. App., 2009. - P. 16-17. 7. Melnyk V.M. Effective use of alternative fuels / V.M. Melnyk Exploration and development of oil and gas fields. - 2006, No1 (18). - p. 56-58. 8. Gutarevych Y.F. Evaluating the effectiveness of adding ethanol to gasoline compounds / Y.F. Gutarevych, A.G. Talker, A. Korpach, O.H. Frost Motor-Road Ukraine. - 2004. - No 3. - p. 17-19. 9. Gutarevych Y.F. Using a mixture of gasoline and alcohol in spark ignition engines / Y.F. Gutarevych, A.G. Talker, A. Korpach, O.H. Frost Motor-Road Ukraine. - 2002. - No 2. - p. 8-10. 10. Melnyk V.M. On alternative fuel reciprocating engines Oil and Gas / V.M. Melnyk, F.W. Kozak, L.I. Gaeva Scientific Bulletin. - 2005. - No1. - p.137-140.

Надійшла (received) 02.02.2015

УДК 621.43.539.3

А.В. ТРИНЁВ, к.т.н., доц. каф. ДВС НТУ «ХПИ»
В.А. ПЫЛЁВ, д.т.н., проф. каф. ДВС НТУ «ХПИ»
А.А. ЛЕБЕДЕВ, студент НТУ «ХПИ»

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНОГО КЛАПАНА БЫСТРОХОДНОГО АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Анализ последних работ в области изучения теплонапряженного состояния (ТНС) деталей камеры сгорания (поршни, головки цилиндров, клапанный узел) автотракторных дизелей с высоким уровнем форсирования по литровой мощности свидетельствует о повышенном внимании к нестационарным тепловым режимам. В частности выпускные клапаны, работают в условиях высокочастотных цикловых и низкочастотных режимах теплосмен, связанных с резкими забросами и просадками нагрузок.

Ключевые слова: толщина стенки, перепады температур, теплонапряженное состояние, нагрузки, переходные режимы, расчетные исследования.

Вступление. Проведенные исследования показывают определяющую роль термической составляющей на возникновение забросов и просадок напряжений в переходных процессах [1,2,3,4]. Причиной ухудшения ТНС при этом называют ограниченный, неравномерный теплоотвод от сравнительно сложной поверхности КС, что способствует возникновению температурных градиентов на установившихся тепловых режимах. Переходные режимы с резкими забросами нагрузки еще в большей степени приводят к росту температурных напряжений.

Выравниванию температуры в объеме теплонагруженной детали как на стационарных, так и нестационарных режимах может способствовать оптимизация формы, геометрии сечения такой детали, выравнивание толщины стенки, более равномерное по сечению распределение металла, что снизит температурные градиенты и соответственно термические напряжения. Выбор рациональной геометрии детали – выпускного клапана требует проведения серии расчетов ТНС.

Анализ публикаций. С целью изучения напряженно-деформированного состояния выпускного клапана быстроходного тракторного дизеля 4ЧН12/14 на переходных режимах сброса и наброса нагрузки на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» были проведены расчетно-экспериментальные исследования, включавшие эксперимент на дизеле и математическое моделирование теплового и напряженно-деформированного состояний выпускного клапана на указанных режимах с помощью задаваемых в численном эксперименте управляющих функций. При этом каждая из управляющих функций управляла законом изменения коэффициента теплоотдачи α_t и температурной среды $t^\circ\text{C}$ (граничные условия 3-го рода) во времени для соответствующих участков поверхности клапана. Расчеты температурных полей и термоупругих напряжений и деформаций выполнялись с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в перемещениях с использованием вариационного уравнения Лагранжа в приращениях. Математическое обеспечение, разработанное в ИПМашНАН Украины, позволяло учитывать геометрическую и физическую нелинейность при решении задачи механики деформируемого тела. Упомянутые программные средства использовались ранее и подробно описаны в работах [5,6,7,8].

Чтобы уточнить граничные условия и проверить адекватность математической модели, предварительно производилось термометрирование выпускного клапана по четырем контрольным точкам. Используемая для регистрации температур система СИИТ-3 обеспечивала скорость регистрации до 20 измерений в секунду и позволила записать температуры контрольных точек при сбросе-набросе нагрузки через каждые 10, 20, 30, 60, 90, 120, 180, 240, 360с от момента начала переходного режима. Полученные температурные зависимости послужили основой для задания управляющих функций. Критерием правильности выбора управляющих функций служил минимальный разброс между экспериментальными и расчетными значениями температуры. Для принимаемых в дальнейшем рассмотрении управляющих функций расхождение между расчетом и экспериментом не превышало 10 - 12 °С. Методика проведения моторного эксперимента приводится в работе [9,10].

Цель и постановка задачи. Целью исследования является улучшение показателей надежности современных форсированных дизелей автотракторного типа, работающих длительное время в условиях эксплуатации на переходных режимах сброса-наброса нагрузки за счет подбора рациональной геометрии сечения выпускных клапанов.

Для достижения поставленной цели на данном этапе предполагается решить такие задачи:

- на основе экспериментальных исследований уточнить граничные условия (ГУ) задачи теплопроводности и подобрать управляющие функции, изменяющие эти ГУ в зависимости от времени переходного процесса;
- провести сравнительный расчетный анализ нестационарного ТНС для варианта серийного (сплошного) и пустотелого клапана с более равномерным распределением металла по седлу тарелки клапана;
- подтвердить обоснованность перехода к пустотелой конструкции с точки зрения снижения забросов и просадок напряжений, термических градиентов на нестационарных режимах.

Результаты исследования. Перед тем как приступить к анализу полученных расчетных данных, остановимся подробнее на особенностях задания управляющих функций.

Как показали расчеты, наибольшее влияние на температурное поле тарелки клапана оказывают функции, управляющие коэффициентами теплоотдачи и температурой среды по поверхности галтели и нижней поверхности тарелки, обращенной к КС.

Для начальных вариантов расчета управляющие функции по этим поверхностям корректировались так, чтобы они достигали своего максимального значения примерно через 5 с, а через 10 с от начала переходного режима (наброс) принимали значение, соответствующее установившемуся режиму. Однако при таких законах изменения параметров теплоотдачи отклонение от экспериментальных значений на всех временных шагах составило 80 – 120 °С, что свидетельствовало о несоответствии выбранных законов реальному характеру протекания переходного процесса. В дальнейшем для этих участков были назначены линейные законы с выходом на номинальные параметры на 20 – 25-й секунде от начала наброса, что и дало удовлетворительное схождение с экспериментом. Для коэффициента теплоотдачи контактного теплообмена между седлом клапана и направляющей втулкой

принимались управляющие функции, близкие к линейным. Изменение температуры перечисленных выше контактирующих участков задавалось, следуя рекомендациям [4], по экспоненциальному закону:

$$T = T_k - (T_k - T_n) \cdot e^{-\kappa t}, \quad (1)$$

где T_n – начальное значение температуры;

T_k – конечное значение температуры;

$\kappa = 0,030 - 0,034 \frac{1}{c}$ – показатель экспоненты изменения температуры;

t – время.

Расчетные исследования проводились для нескольких конструктивных вариантов клапанов, в том числе серийного и пустотелого. Причем со стороны внутренней полости в стержне клапана граничные условия 3-го рода дополнялись граничными условиями 2-го рода, тепловой поток q на этих участках принимался нулевым.

На рис. 1 показана схема задания граничных условий по отдельным участкам клапана, а в табл. 1 приведены соответствующие этим участкам граничные условия. В табл. 2 помещены тепломеханические свойства клапанной стали 4X9C2M.

Для анализа термоупругих напряжений выделим 4 характерные точки клапана (точки 1-4, рис. 1), отличающиеся максимальными абсолютными значениями напряжений. При мгновенном набросе нагрузки, характерном для эксплуатации тракторных дизелей, быстрый нагрев огневой поверхности тарелки клапана приводит к тому, что составляющие термоупругих напряжений, в частности окружные напряжения σ_θ , принимают значения большие, чем при установившемся режиме.

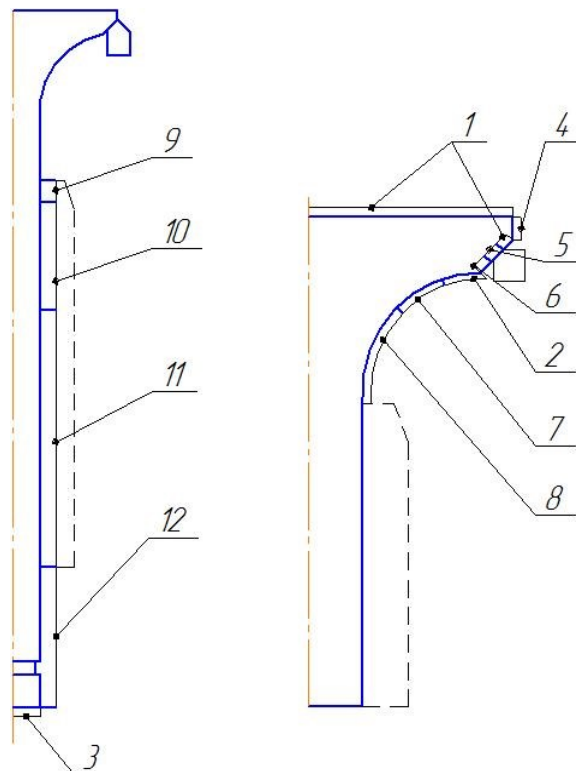


Рисунок 1 – Схема задания граничных условий по участкам при решении задачи теплопроводности.

Окружные сжимающие и растягивающие напряжения являются наибольшими из всех составляющих, оказывают наибольшее влияние на напряженно-деформированное состояние и, кроме того, вследствие знакопеременного характера, позволяют оценить максимальные значения амплитуды отклонения напряжений при сбросе и набросе от номинального, соответствующих установившемуся режиму. Поэтому величину заброса δ термоупругих напряжений будем оценивать по окружной составляющей:

$$\delta = \frac{\sigma_{\theta \max} - \sigma_{\theta \min}}{\sigma_{\theta \min}} \cdot 100\% \quad (2)$$

Таблица 1 – Значение коэффициентов теплоотдачи и температур в контрольной зоне выпускного клапана

Номер участка	Холостой ход		Номинальный режим		Номер участка	Холостой ход		Номинальный режим	
	$t, ^\circ\text{C}$	$\frac{\alpha_T}{B_T}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{В}_T}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\frac{\alpha_T}{B_T}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{В}_T}$		$t, ^\circ\text{C}$	$\frac{\alpha_T}{B_T}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{В}_T}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\frac{\alpha_T}{B_T}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{В}_T}$
1	248	180	752	660	7	144	130	570	650
2	190	170	640	650	8	142	130	565	650
3	40	65	60	65	9	96	300	170	370
4	240	180	752	660	10	74	250	160	350
5	152	1700	335	1900	11	65	200	150	300
6	146	130	580	650	12	40	65	60	65

Таблица 2 – Теплотехнические характеристики клапанной стали 4Х9С2М

Характеристика	Значение характеристики при $t ^\circ\text{C}$				
	200	300	400	500	600
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	18	22	22	24	25
$\alpha \cdot 10^6, 1/\text{град}$	10	11	11	11	11
$E, \text{ГПа}$	205	202	196	187	172

Максимальные значения окружных сжимающих напряжений для серийного клапана устанавливаются при набросе нагрузки примерно к 20 с переходного процесса. Наибольший заброс напряжений наблюдается в точке 3, расположенной на кромке огневой поверхности. Здесь максимальные напряжения превышают номинальные значения в 5,4 раза. Кроме того, в этой точке наблюдается и максимальная скорость роста напряжений (6,35 МПа/с). Для точки 4, расположенной в зоне контакта седла и клапана, характерно плавное уменьшение сжимающих напряжений при набросе и такое же плавное их возрастание при сбросе нагрузки. Следует отметить знакопеременный характер окружных напряжений в точке 3. При сбросе нагрузки сжимающие (отрицательные) напряжения переходят в растягивающие (положительные). Максимум растягивающих напряжений также наблюдается на 20-й секунде переходного процесса, а амплитуда знакопеременного напряжения при сбросе-набросе составляет 202 МПа. Зона кромки вследствие этого подвержена в наибольшей степени трещинам усталостного характера, что подтверждает и опыт эксплуатации дизелей.

Не изменяя граничных условий по поверхности клапана и управляющих функций, моделировалось тепловое и напряженно-деформированное состояние пустотелого клапана. При этом при сходных температурных полях отмечаются заметные отличия от серийного варианта по напряжениям. Заброс δ в точках 1 - 3 составил всего 43 - 47% (при 437% для серийного варианта), отсутствовала также перемена знака напряжений в этих точках.

Динамику изменения окружных напряжений для рассмотренных случаев можно проследить на рис. 2 и 3.

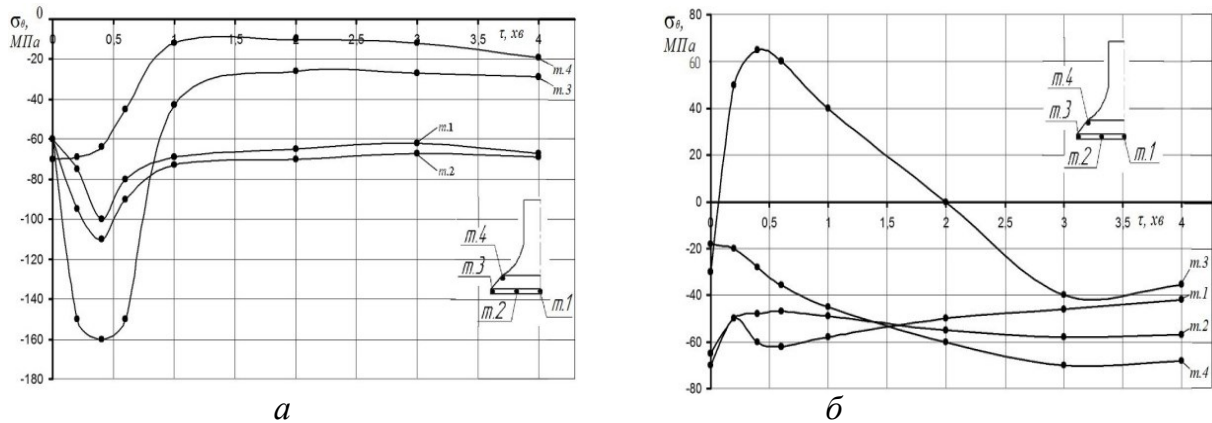


Рисунок 2 – Динамика окружных напряжений σ_θ (МПа) в характерных точках серийного клапана: а – при набросе нагрузки; б – при сбросе нагрузки.

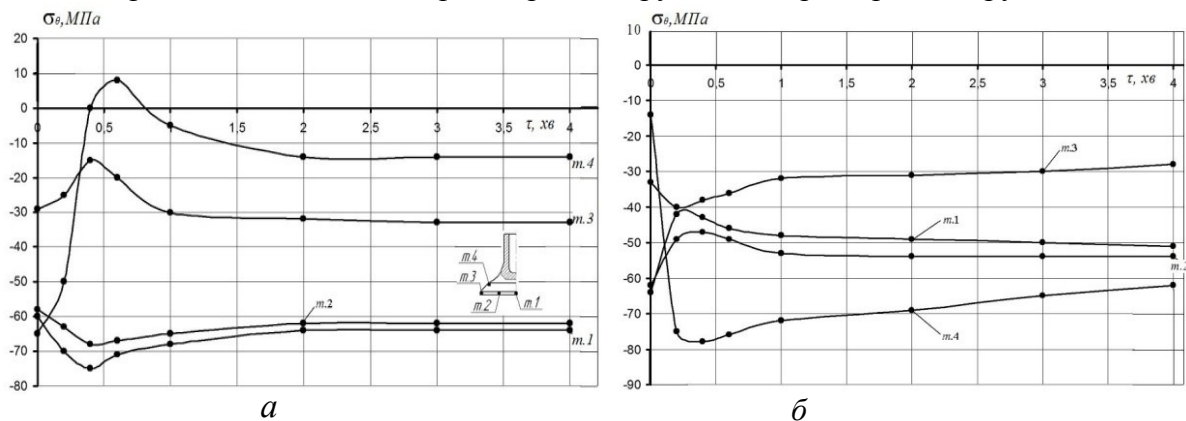


Рисунок 3 – Динамика окружных напряжений σ_θ (МПа) в характерных точках пустотелого клапана: а – при набросе нагрузки; б – при сбросе нагрузки.

Выводы. Расчет напряженно-деформированного состояния клапана подтвердил предположение о том, что причиной усталостных трещин могут быть макротеплосмены на переходных режимах сброса и наброса нагрузки. Как следует из приведенных исследований, учет в качестве максимальных только напряжений на установившихся номинальных режимах не соответствует действительности и может привести к ошибкам при оценке долговечности клапана.

Из анализа полученных данных можно также заключить, что пустотелый клапан лучше приспособлен к работе при низкочастотных теплосменах, и от него следует ожидать более высокую долговечность по сравнению с серийным вариантом.

Список литературы: 1. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Под ред. А.Ф. Шеховцова / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко и др.

– К.: Техніка, 1992. – 272 с. **2.** *Абрамчук Ф.І.* Двигуни внутрішнього згоряння: у 6т. – т.6: Надійність ДВЗ / *Ф.І. Абрамчук, М.К. Рязанце, А.Ф. Шеховцов*; 39 ред. *А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова*. – Харків: ХНАДУ, 2004 – 324 с. **3.** *Абрамчук Ф.І.* Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.04.02 / *Абрамчук Федор Иванович*. – Х. – 1992. – 46 с. **4.** *Шеховцов А.Ф.* Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.04.02 / *Шеховцов Анатолий Федорович*. – Х. – 1978. – 43 с. **5.** *Гонтаровский П.П., Найденов Я.Б., Шиманский Б.К.* Решение двухмерных нестационарных задач термопластичности с учетом геометрической нелинейности методом конечных элементов // Проблемы машиностроения. – 1987. – Вып. 31. – С. 11-15. **6.** Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях // *А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук* и др. // Двигатели внутр. сгорания. – 1989. – Вып.49. – С. 20-26. **7.** *Подгорный А.Н.* Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / *Подгорный А.Н., Гонтаровский П.П., Киркач Б.Н.* – К. : Наук. думка, 1989. – 232 с. **8.** *Тринев А.В.* Влияние локального воздушного охлаждения на температуру клапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей / *А.В. Тринев, П.Д. Гончар* // двигатели внутреннего сгорания. – 2005. - №1. – С. 63-67. **9.** *Тринев А.В.* Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / *Тринев Александр Владимирович*. – Х. – 1995. – 24 с. **10.** *Тринёв А.В.* Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения / *А.В. Тринёв, А.Г Косулин, В.Т. Коваленко, А.Н. Авраменко* // Вестник НТУ «ХПИ». – 2006. - №1-2 (24-25). – С. 4-11.

Bibliography (transliterated): **1.** *Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti* / Pod red. *A.F. Shehovcova / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko* i dr. – K.: Tehnika, 1992. – 272. **2.** *Abramchuk F.I.* Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: u 6t. – t.6: Nadijnist' DVZ / *F.I. Abramchuk, M.K. Rjazance, A.F. Shehovcov*; 39 red. *A.P. Marchenka, A.F. Shehovcova*. – Kharkiv: KhNADU, 2004 – 324. **3.** *Abramchuk F.I.* Basis for improving thermal fatigue and long-term strength of high-speed piston forced diesel engines: avtoref. dis. dokt. tehn. nauk: 05.04.02 / *Abramchuk Fedor Ivanovich*. – Kharkov. – 1992. – 46. **4.** *Shehovcov A.F.* Issledovanie nestacionarnyh teplovyh rezhimov porshnej perspektivnyh traktornyh dizelej: avtoref. dis. dokt. tehn. nauk: 05.04.02 / *Shehovcov Anatolij Fedorovich*. – Kh. – 1978. – 43. **5.** *Gontarovskij P.P., Najdenov Ja.B., Shimanskij B.K.* Reshenie dvuhmernih nestacionarnyh zadach termoplastichnosti s uchetom geometricheskoj nelinejnosti metodom konechnyh jelementov Problemy mashinostroenija. – 1987. – Issue. 31. – 11-15. **6.** Naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie porshnja bystrohodnogo dizelja pri nestacionarnyh nagruzhenijah *A.F. Shehovcov, P.P. Gontarovskij, F.I. Abramchuk* i dr. Dvigateli vnutr. sgoranija. – 1989. – Issue. 49. – 20-26. **7.** *Podgornyj A.N.* Zadachi kontaktnogo vzaimodejstvija jelementov konstrukcij / *Podgornyj A.N., Gontarovskij P.P., Kirkach B.N.* – K. : Nauk. dumka, 1989. – 232. **8.** *Trinev A.V.* Vlijanie lokal'nogo vozdushnogo ohlazhdenija na temperaturu klapanno peremychki golovki cylindrov forsirovannyh avtotraktornyh dizelej / *A.V. Trinev, P.D. Gonchar* dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2005. - No1. – 63-67. **9.** *Trinev A.V.* Uluchshenie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija vypusknyh klapanov forsirovannyh traktornyh dizelej: avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.04.02 / *Trinev Aleksandr Vladimirovich*. – Kharkov. – 1995. – 24. **10.** *Triniov A.V.* Jeksperimental'noe opredelenie temperatury detalej klapannogo uzla avtotraktornogo dizelja na nestacionarnyh rezhimah nagruzhenija / *A.V. Triniov, A.G Kosulin, V.T. Kovalenko, A.N. Avramenko* // Vestnik NTU «KhPI». – 2006. - No1-2 (24-25). – 4-11.

Надійшла (received) 19.02.2015

УДК 629.3.064

А.Н. СЕРГИЕНКО, стажер-преподаватель, НТУ «ХПИ»;
Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
Н.Г. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
Н.Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

РЕЗУЛЬТАТЫ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭМП-АМОРТИЗАТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОСТЯМ

Предлагаются результаты имитационного моделирования в среде Matlab Simulink колебаний легкового автомобиля с линейным электромеханическим преобразователем (ЭМП) в качестве амортизатора. Рассматривается движение по неровностям синусоидального и случайного профиля, и а также через единичную неровность дороги. Представлены расчетные осциллограммы колебаний в механической и электрической системах модели в зависимости от скорости движения автомобиля и активного нагрузочного сопротивления в цепях фазных обмоток ЭМП. Установлен характер изменения вырабатываемой электрической энергии во всем рассматриваемом диапазоне скоростей движения автомобиля и нагрузочного сопротивления системы управления.

Ключевые слова: моделирование, результаты, электромеханический, линейный, преобразователь, амортизатор, движение, неровности, энергия.

Введение. Работы по рекуперации механической энергии колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля и выбору оптимальных параметров демпфирующих устройств являются актуальными и ведутся основными производителями автомобилей. Эффективность применения в конструкциях автомобиля электроприводов – электромеханических преобразователей (ЭМП) энергии подтверждается улучшением топливной экономичности автомобилей и уменьшением выбросов токсичных веществ ДВС. При этом управление выходными характеристиками ЭМП отличается относительной простотой и улучшается плавность хода машины [1–3]. Это обуславливает перспективность разработок ЭМП, систем их управления и эффективных накопителей электрической энергии, что важно при создании гибридных машин и электромобилей, а также для модернизации автомобилей традиционной конструкции.

Анализ последних достижений и публикаций. По оценкам автора работы [4] потери в подвеске автомобиля составляют 10 – 11%. Механическая энергия колебаний при движении по неровностям преобразуется в тепло и рассеивается в окружающую среду. При КПД автомобиля на средних режимах загрузки 6 – 8% [1] использование этой энергии для выполнения полезной работы становится особенно актуальным. Для рекуперации энергии в подвеске разработан ряд устройств. Авторами работы [5] обоснован вариант линейного ЭМП-амортизатора, который обладает рядом преимуществ. Исследования проводились на основе модели колебаний в ходовой части автомобиля [6], составной частью которой является оригинальный ЭМП-электроамортизатор транспортного средства [7]. Определение рациональных параметров амортизатора и его системы управления возможно при наличии и анализе данных, полученных при численном и натурном экспериментах.

Цель исследования – получение и оценка результатов работы ЭМП-амортизатора как элемента подвески легкового автомобиля в зависимости от условий движения и параметров регулировочных устройств системы управления.

Материалы исследований. При решении задачи рассмотрено три варианта профиля опорной поверхности: синусоидальный, случайный и единичная неровность. Высота (амплитуда) синусоидальной неровности задавалась в интервале 0,05...0,15 м, а период – (0,5...4)L (L = 2,2 м – база машины), т. е. 1,1... 8,8 м.

Случайная функция, описывающая микропрофиль дорожного покрытия, характеризуется корреляционной функцией и спектральной плотностью. Корреляционная функция аппроксимируется зависимостью

$$R(\tau) = De^{-\alpha|\tau|} \cos(\beta V \tau)$$

Значения коэффициентов корреляции α и β для выбранных дорог приведены в табл. 1. Дисперсия высот неровностей $D = 0,1 \text{ м}^2$. Связь между спектральной плотностью случайного процесса и его корреляционной функцией определяется преобразованием Фурье [8, 9].

Таблица 1 – Значения коэффициентов корреляции

Коэффициент	Вид дороги		
	асфальтобетон	мостовая	грунтовая
α	0,22	0,32	0,47
β	0,44	0,64	0,94

Единичная неровность имеет ступенчатый профиль высотой 0,1...0,15 м. Продольный размер неровности определялся, исходя из реальных дорожных условий движения автомобиля.

Виды представленных выше неровностей поочередно использовались в комплексной математической модели [6, 7].

Скорости движения автомобиля задавались следующие: 3; 6; 9; 14; 17 м/с.

Численный эксперимент проводился для легкового автомобиля 2-го класса [10, 11], значения параметров модели которого приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Исходные параметры колебательной системы

Параметр	Ед. измерения	Величина
Поддрессоренная масса автомобиля, приходящаяся на колесо	кг	400
Приведенная масса колеса	кг	30
Приведенная жесткость упругого элемента подвески	Н/м	11750
Коэффициент жесткости шины	Н/м	172000
Коэффициент демпфирования шины	Н·с/м	30

Пример изменения параметров движения элементов рассматриваемой схемы, электрические токи фаз и сила сопротивления ЭМП-амортизатора при движении колеса по неровностям синусоидального профиля представлен на рис. 1.

Средняя мощность, развиваемая ЭМП-амортизатором за промежуток времени 5 с, составляет 3,5 Вт. При установившемся движении наблюдается изменение параметров системы по синусоидальному закону.

При увеличении сопротивления в цепи фазных обмоток с 0,05 до 0,5 Ом уменьшается амплитуда колебаний. Средняя мощность уменьшается и составляет 0,05 Вт. При этом закон изменения параметров движения масс отличается от синусоидального. Период колебаний возрастает.

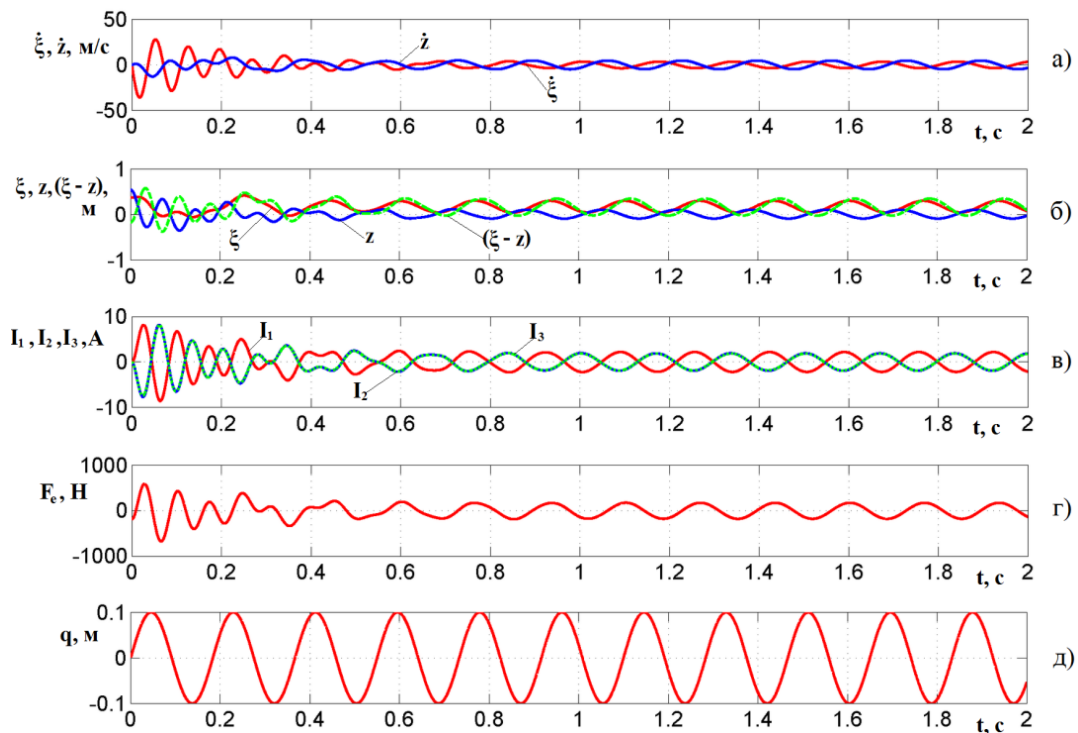


Рисунок 1 – Осциллограмма колебаний при синусоидальном законе изменения неровностей дороги ($V = 6$ м/с, $R = 0,05$ Ом, $t = 5$ с):

а – скорости $\dot{\xi}$ непродессоренной и $\dot{z}$ продессоренной масс; *б* – перемещения ξ непродессоренной и z продессоренной масс; *в* – токи в обмотках фаз; *г* – сила сопротивления F_e ; *д* – координата профиля дороги

При скорости 14 м/с средняя мощность возрастает до 147 Вт. Особенностью процесса колебаний является то, что максимум производимой энергии достигается вследствие работы подвески в зоне, близкой к резонансной. Все показатели изменяются по синусоидальному закону с постоянными амплитудами.

При увеличении скорости автомобиля до 17 м/с характер изменения параметров несколько меняется. Средняя мощность составляет 8,8 Вт. В начальный момент параметры колебаний существенно зависят от начальных условий. При выходе на установившийся режим движения размах и частота колебаний в механической (перемещения и их скорости) и электрической (токи в фазных обмотках и

электромагнитная сила) системах уменьшаются. Это наблюдается примерно через 1 с после начала процесса.

Величина получаемой электрической энергии (рис. 2) при демпфировании колебаний изменяется от 0,17 до 750 Дж. Её значения существенно зависят от величины активного сопротивления, которое изменялось от 0,5 до 0,005 Ом, и скорости движения автомобиля. При скорости движения 14 м/с наблюдается максимум значений энергии при всех значениях активного сопротивления. Наблюдается увеличение скоростей и относительных перемещений поддрессоренной и неподдрессоренной масс, токов в фазных обмотках и электромагнитной силы.

Величина периода неровности незначительно влияет на изменение энергии, а увеличение высоты вызывает рост вырабатываемой энергии.

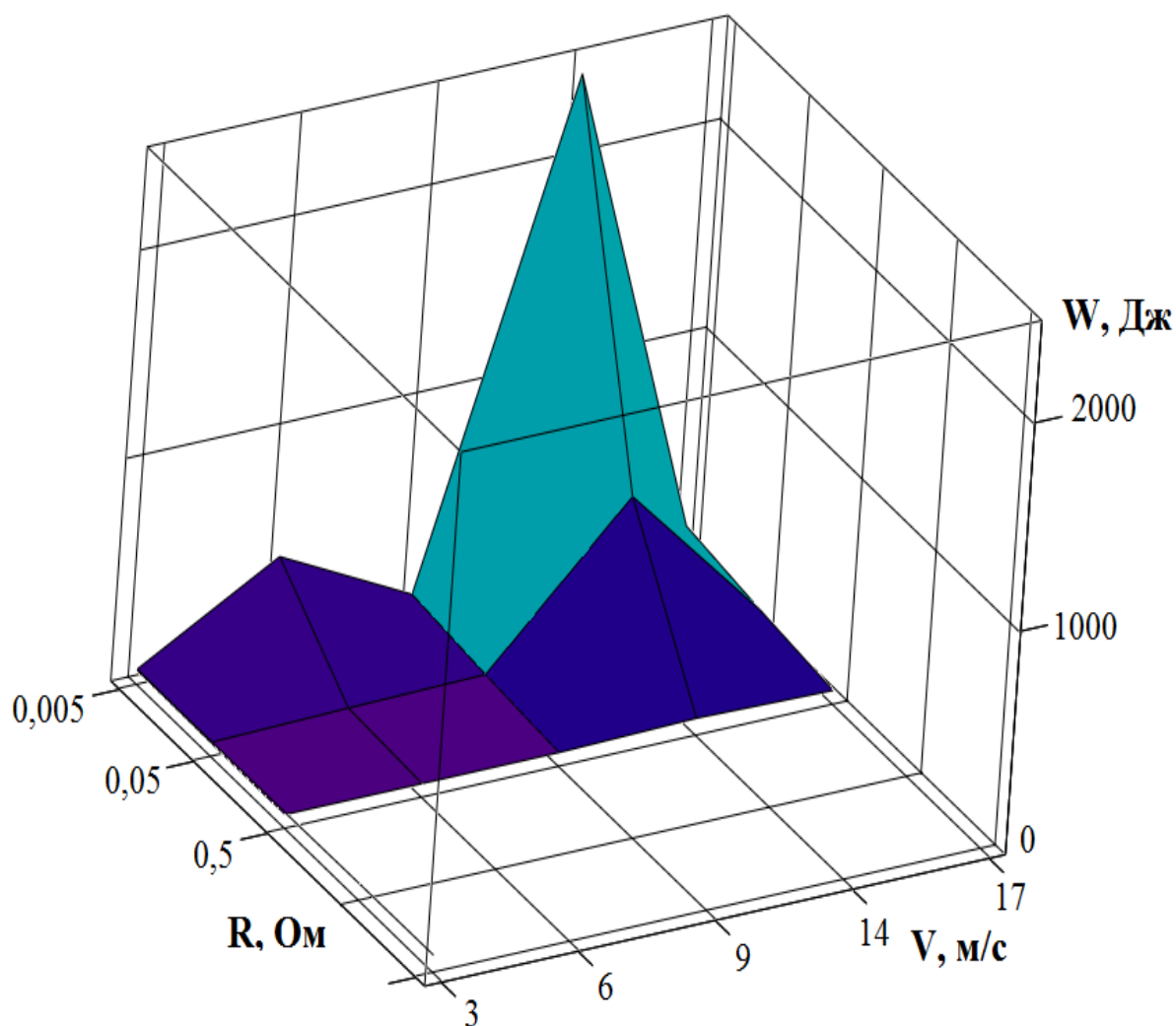


Рисунок 2 – Изменение энергии в зависимости от скорости автомобиля и активного сопротивления в цепях обмоток фаз при синусоидальном профиле неровностей дороги

Изменение параметров колебаний при движении по случайному микропрофилю асфальтобетонной дороги представлен на рис. 3.

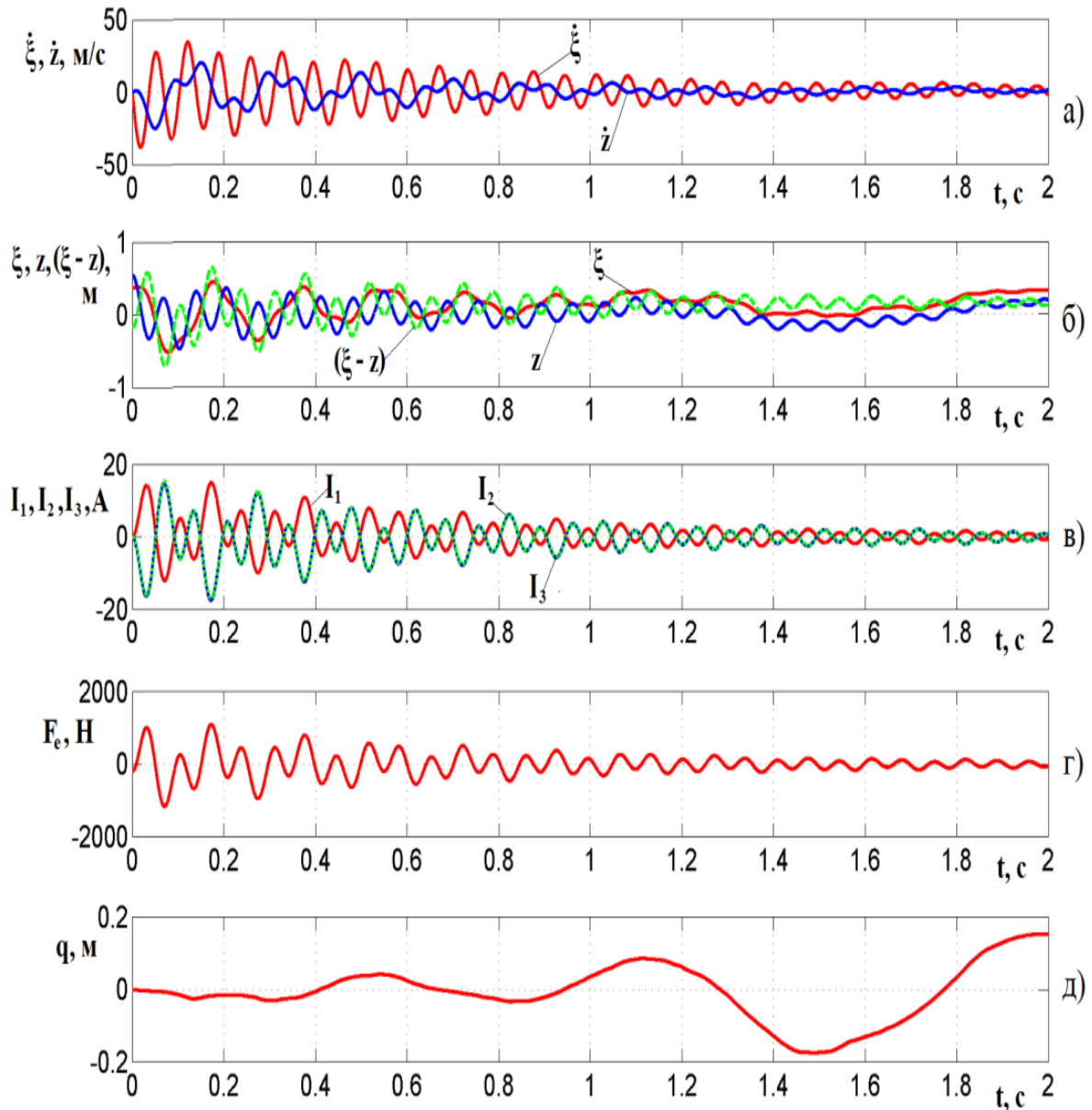


Рисунок 3 – Осциллограмма колебаний при случайном законе изменения неровностей дороги ($V = 9$ м/с, $R = 0,005$ Ом, $t = 5$ с, асфальтобетон) (обозначение а – д см. рис. 2)

Средняя мощность, развиваемая ЭМП-амортизатором за промежуток времени 5 с при движении по асфальтобетонной дороге, составляет 1,2 Вт, по грунтовой дороге – 1,1 Вт, по мощеной дороге – 1,1 Вт.

Сравнение результатов показывает, что при движении колеса автомобиля по одному и тому же случайному профилю изменение параметров колебаний и развиваемой мощности несущественно зависит от активного сопротивления в цепях фаз обмоток, которое варьировалось в интервале 0,005 ... 0,05 Ом.

Вариант результатов исследований при переезде единичного препятствия представлен на рис. 4. Изменение вырабатываемой энергии в зависимости от скорости автомобиля и нагрузочного сопротивления при проезде единичной неровности показано на рис. 5.

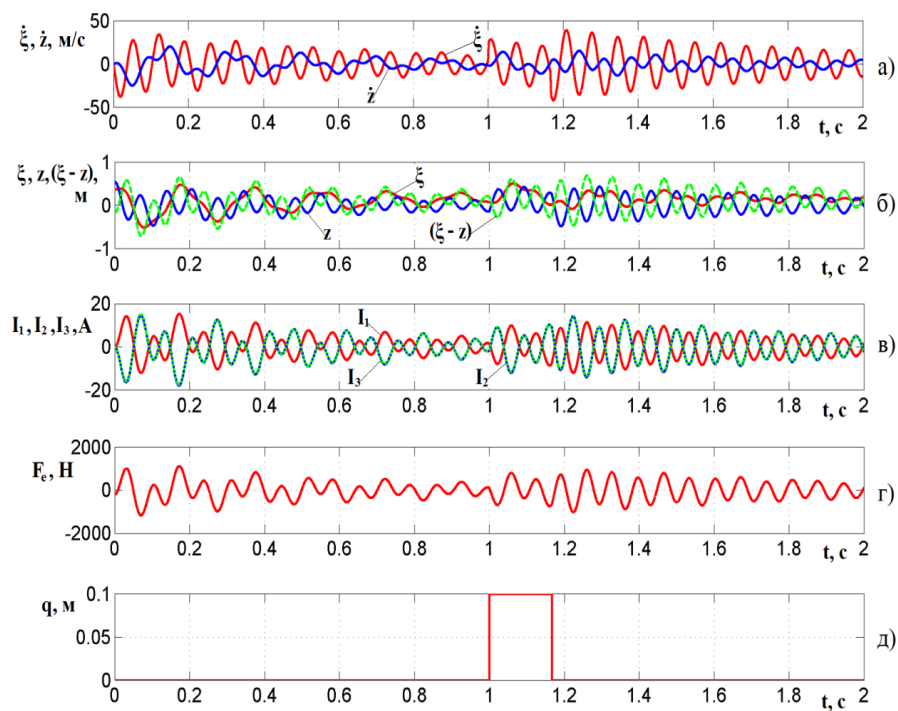


Рисунок 4 – Осциллограмма колебаний при единичном законе изменения неровности дороги ($V = 3$ м/с, $R = 0,005$ Ом, $t = 5$ с) (обозначения $a - d$ см. рис. 2)

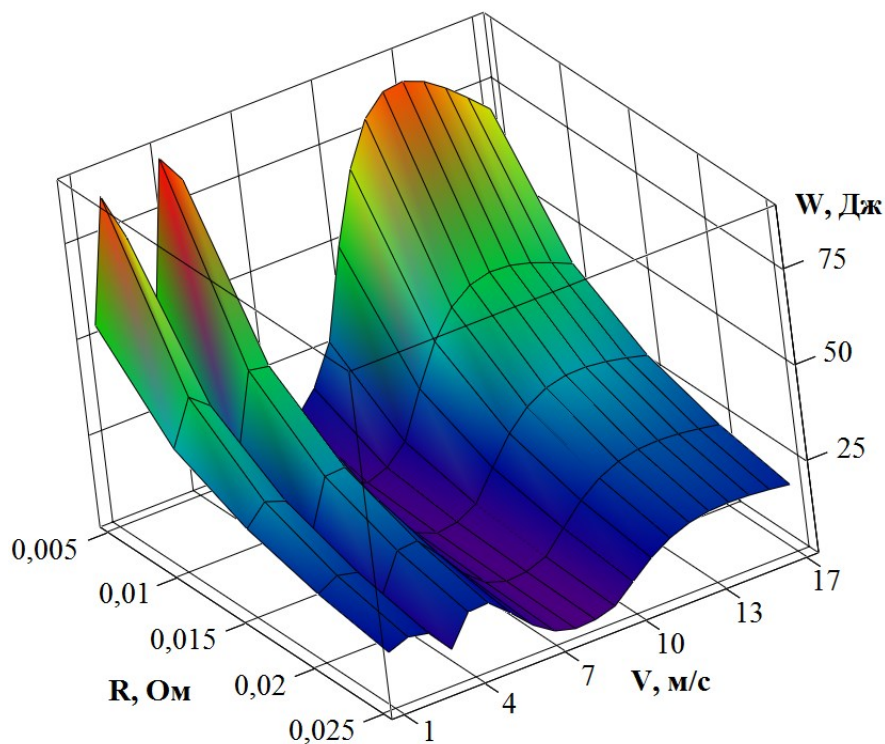


Рисунок 5 – Изменение вырабатываемой энергии в зависимости от скорости автомобиля и нагрузочного сопротивления при проезде единичной неровности

Выводы. Результаты исследований показывают, что вырабатываемая энергия зависит от скорости движения и активного нагрузочного сопротивления в цепях фазных обмоток. Изменение скорости вызывает колебания количества энергии как следствие колебаний ротора относительно статора ЭМП-амортизатора. Существуют значения скорости, при которых величина вырабатываемой энергии для заданного варианта параметров ЭМП наибольшая. Уменьшение активного сопротивления приводит к росту вырабатываемой электрической энергии, так как при этом увеличиваются размах и частота колебаний элементов подвески. Однако это входит в противоречие с требованием эффективного гашения колебаний кузова. Поэтому требуется выбор рациональных параметров механической системы подвески и системы управления ЭМП.

Список литературы: 1. Bose suspension system-white paper, Bose Company 2004. – Режим доступа: <http://www.bose.com/>. 2. Mazda: SKYACTIV technology. Режим доступа http://www.mazda.com/mazdaspirit/skyactiv/?link_id=rc/. 3. Regenerative Braking System. Режим доступа <http://www.mazda.com/mazdaspirit/env/engine/i-eloop.html/>. 4. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монография / Н.Я. Говорущенко. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 292 с. 5. Сергиенко А.Н. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподдресоренных масс транспортного средства / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, В.Б. Самородов и др. // Сборник научных трудов: Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 31. – С. 18–25. 6. Сергиенко А.Н. Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием / А.Н. Сергиенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. – №31 (1004). – С. 86–93. 7. Сергиенко А.Н. Математическая модель электромеханического преобразователя для электроамортизатора транспортного средства / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, Н.Е. Сергиенко // Електротехніка і електромеханіка. Науково-практичний журнал. – 2012. – №6. – С. 61–65. 8. Александрова Т.Е. Имитационное моделирование внешних возмущений, действующих на танковую пушку / Т.Е. Александрова, И.Е. Александрова, С.Н. Беляев // Механіка та машинобудування, 2011, № 1. – С. 43–50. 9. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с. 10. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1972. – 392 с. 11. Раймтель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bose suspension system-white paper, Bose Company 2004. – mode of access: <http://www.bose.com/>. 2. Mazda: SKYACTIV technology. Mode of access http://www.mazda.com/mazdaspirit/skyactiv/?link_id=rc/. 3. Regenerative Braking System. Mode of access <http://www.mazda.com/mazdaspirit/env/engine/i-eloop.html/>. 4. Govorushchenko N.Y. Road transport systems engineering (design research methods): monograph / N.Y. Govorushchenko. – Kh.: KhNAHU, 2011. – 292 p. 5. Sergienko A.N. Analysis of structures and electromechanical transducers selection scheme electric shock absorber unsprung mass of the vehicle / A.N. Sergienko, B.G. Lyubarskii, V.B. Samorodov et al. /Collection of scientific works of Road Transport. – Kharkov: KhNAHU, 2012. – Vol. 31. – P. 18–25. 6. Sergienko A.N. A mathematical model of vibrations in the vehicle chassis

system with electromagnetic damping / *A.N. Sergienko* Herald of the National Technical University "KhPI". Scientific Papers. Series: Transport Engineering. – Kh.: NTU "KhPI." – 2013. – No31 (1004). – P. 86–93. **7.** *Sergienko A.N.* Mathematical model of electromechanical transducer for electric shock absorber vehicle / *A.N. Sergienko, B.G. Lyubarskii, N.Ye. Sergienko* Electronics and electrical engineering. Scientific journal. – 2012. – No6. – P. 61–65. **8.** *Alexandrova T.Ye.* Simulation modeling of external disturbances acting on the tank gun / *T.Ye. Alexandrova, I.Ye. Aleksandrova, S.N. Belyaev* Mechanics is the engineering, 2011, No 1. – P. 43–50. **9.** *Svetlitskiy V.A.* Random vibrations of mechanical systems. – 2 edit., rev. and enlar. – Moscow: Engineering, 1991. – 320 p. **10.** *Rothenberg R.V.* Suspension of the car. 3 Edition, revised and updated by. Moscow: Mechanical Engineering, 1972. – 392 p. **11.** *Raympel J.* Car chassis: Suspension elements / Translated from German. *A.L. Karpukhina*; Edited by *G.G. Gridasova*. – Moscow: Mechanical Engineering, 1987. – 288 p.

Поступила (received) 12.02.2015

РЕФЕРАТИ

УДК 629.114.026

Аналіз альтернативної конструкції гідрооб'ємного механізму повороту гусеничного трактора ХТЗ-200 / В. Б. Самородов, І. В. Яловол, О. І. Деркач, М. О. Мігцель // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119). – С. 3–8. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропонована альтернативна конструкція гідрооб'ємного механізму повороту гусеничного трактора ХТЗ-200, яка дозволяє підвищити максимальну швидкість руху трактора до 16 км/год за умов застосування серійної коробки передач колісного трактора і мінімальної доробки існуючого трактора ХТЗ-200. Складено математичну модель повороту трактора, визначені раціональні конструктивні параметри ГОМП і об'єм гідромашин ГОП, визначені значення моментів та кутових швидкостей на ланках трансмісії трактора.

Ключові слова: гусеничний трактор, трансмісія, коробка перемикання передач (КПП) механізм повороту, гідрооб'ємна передача (ГОП), гідрооб'ємний механізм повороту (ГОМП).

УДК 629.114.2.001

Щодо визначення ефективності використання ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів моделюванням парціальних прискорень / М.П.Артюмов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119). – С. 9–17. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновано метод визначення динаміки силових характеристик, який дозволяє на основі отриманих експериментальних даних лінійних прискорень, з урахуванням геометричних і кінематичних параметрів агрегату отримати реальні результати зміни навантажень і роботи ґрунтообробного агрегату. Моделюванням парціальних прискорень проведено вирішення задачі динаміки за допомогою експериментально вимірних компонент лінійних прискорень ґрунтообробного агрегату в процесі плоскопаралельного руху.

Ключові слова: динаміка, лінійні прискорення, моделювання, ґрунтообробний агрегат

УДК 629.3.027.3

Дослідження плавності руху тракторів з пневморесорною та серійною підвісками при виконанні орних робіт / А.Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119). – С. 18-27. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті проведення порівняльних експериментальних досліджень плавності ходу машинотракторного агрегату на базі колісного трактора, оснащеного трьома типами систем підресорювання переднього мосту, а саме серійною ресорною підвіскою, пневморесорною підвіскою з додатковими резервуарами без амортизаторів і пневморесорною підвіскою з додатковими резервуарами з амортизаторами, при виконанні орних робіт із плугом ПЛН-5-35. Установлено залежності зміни середньоквадратичних прискорень сидіння водія, підлоги кабіни, переднього мосту й заднього мосту в октавних смугах, що відповідають середньгеометричним частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц та 16 Гц при русі на першій і другій передачі при виконанні оранки. Так само встановлено залежності зміни відносних переміщень рами й переднього мосту в октавних смугах частот при русі на першій і другій передачі.

Ключові слова: машинотракторний агрегат, плавність руху, система підресорювання, сидіння водія, середньоквадратичне прискорення.

УДК 629.331.064

Енергетична економічність автомобіля та критерії її оцінки / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Єфімчук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119). – С. 28-37. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Для більш об'єктивної оцінки енергетичних витрат запропоновано використовувати вираз «енергетична економічність автомобіля». Представлені аналітичні вирази, які можуть послужити основою для оцінки енергетичної економічності автомобілів при русі як в сталому, так несталому режимах. Запропоновано вирази, які визначають витрата мірного кількості енергії джерела на одиницю

довжини пройденого шляху та запас ходу автомобіля за умови руху з постійною швидкістю. Дані вирази повинні бути основними критеріями, що характеризують енергетичну економічність автомобіля.

Ключові слова: економічність, ефективність автомобіля, енергія палива, витрата, ККД, запас ходу автомобіля.

УДК 629.3.017.5

Експериментальні дослідження процесу електродинамічного гальмування гібридного автомобіля / В.М. Дембіцький // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 38–43. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено огляд попередніх досліджень систем рекуперативного гальмування. Відмічено особливості робіт науковців, які проводили дослідження систем електродинамічного гальмування. Проведено експериментальні дослідження процесу електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії гібридного автомобіля особливо малого класу. Запропоновано математичну модель, яка описує процес гальмування. Здійснено розрахунок коефіцієнтів регресії та перевірено адекватність математичної моделі. Встановлено, що застосування регульованого електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії дозволить здійснювати його з максимальною ефективністю та акумулюванням електричної енергії.

Ключові слова: математична модель, експеримент, рекуперация, гальмування, транспортний засіб.

УДК 621.436.004.5

Транспортний гібридний енергокомплекс/ Н. Г. КУЦЬ, // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 44–48. – Библиогр.: назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз гібридного автомобіля з електротягою і тепловим двигуном в порівнянні з магнітодинамічним мотор-генератором і вихровим тепловим насосом. Розроблено принципову схему транспортного гібридного енергокомплексу з електротягою і вихровим тепловим насосом. Показана принципова можливість повністю забезпечити енергоспоживання транспортним засобом в процесі його руху від теплового насоса. Встановлено, що вентилятор, компресор і турбіна зі спеціальними лопатками являють собою вихровий тепловий насос і показано, як можна ці пристрої застосувати як теплового насоса на транспорті.

Ключові слова: гібридний електромобіль, магнітодинамічний мотор-генератор, вихровий тепловий насос, електротяга, гібридний енергокомплекс.

УДК 629.113

Експериментальні дослідження автомобіля з гібридною силовою установкою / А.М.Кашуба // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 49–53. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведений аналіз основних методик оцінювання паливної економічності та екологічності автомобілів в міських і заміських умовах. Проведені експериментальні дослідження макету автомобіля з гібридною силовою установкою (ГСУ). Визначено поліноміальні коефіцієнти та побудовано поверхні відгуку. Складено блок-схему роботи автомобіля з ГСУ, а також складено методику проведення експериментальних досліджень автомобілів з ГСУ.

Проведенні попередні дослідження по підбору акумуляторних батарей та їх оптимальної ємності дозволяють скласти алгоритм роботи автомобіля з ГСУ.

Ключові слова: ГСУ, витрата палива, витрата струму, режими руху, економічність, поліноміальна модель.

УДК 625.032.821

Визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля дорожнім методом, працюючого на різних видах палива / Є. О. Білогуров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 54–58. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведений аналіз існуючих методів діагностування автомобіля. Вдосконалені математичні моделі сил опору руху автомобіля, що дає можливість отримувати точніші залежності для визначення даних сил, які можна застосовувати не лише в рамках даного дослідження, але і в інших завданнях проектування і експлуатації автомобілів. Сформульована методика розрахунку діагностичного

параметра, що дозволяє визначити значення тягово-швидкісних властивостей для будь-якого легкового автомобіля. Проаналізовані експериментальні дані, отримані на різних видах палива.

Ключові слова: рівняння тягової динаміки, тягово-швидкісні властивості, коефіцієнт аеродинамічного опору.

УДК 629.113

Методика визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при використанні системи живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив / А. П. Поляков, О. О. Галушак, Д. О. Галушак // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. –Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 59–64. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В даній статті представлено методику визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при живленні сумішшю дизельного та біодизельного палив з використанням динамічного регулювання відсоткового складу суміші. Система живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив забезпечує зміну співвідношення дизельного та біодизельного палив в суміші залежно від режиму роботи двигуна, що в свою чергу залежить від швидкості, умов руху та завантаження автомобіля.

Ключові слова: біодизельне паливо, суміш палив, динамічне регулювання відсоткового складу, робочі процеси двигуна.

УДК 629.113

Результати визначення впливу теплового стану двигуна автомобіля на динамічні та паливо-економічні властивості / В. Л. Деркач// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. - № 10 (1119).– С. 65–69. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Пропонуються порівняльні дані їздових циклів легкового автомобіля. Розглядається робота бензинового двигуна в різних теплових станах при різному відкритті дросельної заслонки. Експеримент проводився на легковому автомобілі. Заміри виконувались на відповідному маршруті при однакових погодних температурах. Отримані дані різних режимів руху легкового автомобіля. В результаті проведеного експерименту побудовані графіки і проведений аналіз впливу температури двигуна автомобіля на його роботу.

Ключові слова: бортовий комп'ютер, автомобіль, їздовий цикл, температура, навантаження, двигун.

УДК 656.08

Закон нормального розподілу випадкової величини усталеного уповільнення автомобіля. / А.В. Сарасв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле-та тракторобудування. - Х.: НТУ «ХПІ», 2014. - № 10 (1119).- С. 70-82. - Бібліогр. : 10 назв. - ISSN 2078-6840.

В даний час в Україні відсутні чіткі рекомендації для експертів з оцінки ефективності гальмування автомобілів, обладнаних антиблокувальною системою гальм. Відомо, що точні значення параметрів ефективності гальмування транспортних засобів можна отримати при проведенні слідчого експерименту. Однак автомобіль після дорожньо-транспортної пригоди може мати такі пошкодження, які не дозволяють провести необхідні вимірювання. Тому у експертів виникає питання про правильність оцінки ефективності гальмування таких автомобілів по відомим експертними методиками, які не враховують наявності або відсутності в конструкції гальм антиблокувальної системи.

У роботі запропоновано процес гальмування автомобіля розглянути, як стохастичний фізичний об'єкт, оскільки його характеристики носять випадковий характер. Статистична гіпотеза сформована на основі аналізу зібраної вихідної інформації шляхом випробувань вісімнадцяти моделей різних марок сучасних легкових автомобілів таких, як: Audi, BMW, Chevrolet, Ford, Daewoo, Honda, Lexus, Mazda, Mitsubishi, Opel, Porsche, Renault, Skoda Volkswagen, Volkswagen. Доведена гіпотеза про те, що випадкова величина усталеного уповільнення легкових автомобілів, які оснащені антиблокувальною системою гальм, підпорядковується нормальному закону розподілу. Це не суперечить фізичній сутності стохастичного об'єкта, яким є процес гальмування транспортного засобу, на відміну від раніше прийнятого методу формалізації цього процесу за допомогою детермінованих функцій.

Ключові слова: Дорожньо-транспортна пригода, гальмування, випробування, уповільнення, статистика, розподіл, закон, критерій, узгодженість.

УДК 629.113.004

Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС на роликкових стендах / Мармут І.А. // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск: «Автомобіле- та

тракторобудування». – Х: НТУ «ХП», – 2015. - № 10 (1119).– С. 83–88. – Бібліогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840

Розглянуто питання діагностування гальмівних систем легкових автомобілів, оснащених антиблокувальними системами. Запропонована удосконалена методика перевірки гальмівних систем з АБС на роликівих стендах. На роликівому стенді моделюються умови руху й гальмування, максимально подібні до реальних умов на дорозі, а також здійснюється замір параметрів у процесі діагностування та реєстрація даних, що надходять від електронного блоку керування системи бортової діагностики. Для досягнення ефекту блокування загальмованого колеса стенд обладнаний спеціальними пристроями, що виконують одночасне розвантаження колеса і змочування поверхні роликів спеціальним розчином.

Ключові слова: гальмівна система, роликівий стенд, довірча ймовірність, блокування колеса.

УДК 621.397.444:004.8

Інтелектуалізація підвіски сучасного автомобіля / О. Я. Ніконов, М. В. Сіндєєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків : НТУ «ХП», – 2015. - № 10 (1119).– С. 89–94. – Бібліогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840

У статті проведено аналіз основних принципів існуючих гідравлічних підвісок, що використовують автоматичні методи регулювання жорсткості амортизатора. Розглянуто переваги й недоліки таких систем. Розглядається принцип дії та основні режими роботи гідравлічних підвісок, що використовуються на сучасних автомобілях. Запропоновано технічне удосконалення систем регулювання жорсткості підвіски додатковим датчиком - відеокамерою, підключеною до автомобільного комп'ютера. Запропоновані додаткові способи використання відеокамери, з'єднаної з такими системами.

Ключові слова: автомобіль, підвіска, відеокамера, автомобільний комп'ютер, інтелектуальна підвіска.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Комплексний комбінований прогрів: системний підхід до формування схем забезпечення оптимального температурного стану ТЗ в умовах експлуатації / І. В. Грицук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119).– С. 95–101. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті описані результати формування системного підходу до забезпечення оптимального температурного стану транспортного засобу в умовах експлуатації за допомогою комплексного комбінованого прогріву з використанням технології теплового акумулювання. Розглянутий підхід дозволяє системно досліджувати всі можливі схеми і процеси комплексної системи комбінованого прогріву двигуна транспортного засобу в складі теплових акумуляторів фазового переходу на всіх етапах її робочого циклу.

Ключові слова: транспортний засіб, енергетична установка, експлуатація, системний підхід, оптимальний тепловий стан, тепловий акумулятор, фазовий перехід, комплексна система комбінованого прогріву.

УДК 629.3.076

Подолання прогнозованих перешкод транспортними засобами / О.П. Сітовський, П.В. Мазилук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119).– С. 102–106. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено огляд досліджень подолання прогнозованих перешкод в міському режимі. Розглянуто дослідження магістрантів Луцького НТУ про склад транспортного потоку на перехресті міста Луцька та тривалість режимів роботи транспорту в залежності від загального балансу часу перебування на лінії. Відмічено розробки науковців компанії Audi по зменшенню витрати палива і викидів шкідливих речовин, шляхом проїзду світлофорів без зупинки.

Проведено теоретичні дослідження витрати палива при русі та розгоні автомобіля в міському режимі. Зроблено висновки про витрату палива при подоланні прогнозованих перешкод. Встановлено, що при старті автомобіля з місця та розгоні витрата палива зростає в 5-10 разів, ніж при проїзді автомобіля без зупинки. Метод проїзду без зупинок раціонально використовувати як для автомобілів з традиційними, так і з гібридними та електричними силовими установками.

Ключові слова: подолання перешкод, режим руху, розгін, сповільнення, витрата палива, економічність, екологічність.

УДК 656.052.5

Зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП в темну пору доби / В.П. Кужель // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 107–114. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропонована розроблена методика та експертна програма для зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП під час визначення дальності видимості об'єктів дорожньої обстановки в світлі автомобільних фар. Наведені методика та програма сприяють зменшенню невизначеності вихідних даних та підвищенню об'єктивності прийняття рішення експертом-автотехніком в умовах неточності та невизначеності вихідних даних при проведенні експертиз ДТП. Наведено приклад застосування розробленої експертної програми при дослідженні механізму реальної пригоди та пошуку винуватців.

Ключові слова: експертиза, видимість, темна пора доби, невизначеність, методика, дорожньо-транспортна подія, автомобіль.

УДК 656.137

Особливості нормування витрат палива в складних дорожніх умовах експлуатації машин / С.І. Кривошапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування ». - Х.: НТУ «ХПІ», 2015. - № 10 (1119).– С. 115–121. - Бібліогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840.

У статті проведено аналіз складних умов роботи машин і способи їх обліку в нормативно-правовій базі України. Відзначені недоліки чинної методики нормування витрат палива. Отримані загальні формули розрахунку витрати палива на трьох режимах руху. На прикладі автомобіля КрАЗ-6510 отримані графічні залежності зміни витрати палива залежно від швидкості руху й умов експлуатації. Для цього автомобіля при русі зі швидкостями близько 10 км / год витрата палива в л / 100 км може збільшуватися в 2-6 рази. Запропоновано шляхи удосконалення нормування витрат палива на автомобільному транспорті з урахуванням складних режимів роботи машин зі зниженими швидкостями.

Ключові слова: витрата палива, нормування, умови експлуатації, профіль дороги, опір коченню колеса, втрати енергії, транспортні машини, експлуатаційні властивості.

УДК 656.13

Безпека на автотранспорті: проблеми і перспективи / А. В. Степанов, І.С. Наглюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування ». - Х.: НТУ «ХПІ», 2015. - № 10 (1119).– С. 122-127. - Бібліогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840.

У статті розглядаються особливості поняття безпеки на автомобільному транспорті та поняття транспортної безпеки. Наведено проблеми та перспективи безпеки на автотранспорті. Висвітлений широкий діапазон внутрішніх і зовнішніх загроз, що послаблюють транспортну безпеку країни. На ряду з поняттям загрози транспортної безпеки наведено класифікацію загроз транспортної безпеки. Зроблено висновок, що подальший розвиток транспортної системи та забезпечення її стабільного функціонування в умовах безпеки транспорту є стратегічним завданням держави. Актуальною стає проблема безпеки дорожнього руху. На автомобільному транспорті, в силу численності і рухливості транспортних засобів, проблеми забезпечення безпеки руху носять найбільш гострий характер. Спостерігається тенденція до стрімкого погіршення ситуації, що вимагає негайних заходів реагування. У зв'язку з цим забезпечення безпеки на різних видах автотранспорту є в даний час одним з пріоритетних вимог, що пред'являються до транспортних систем.

Ключові слова: автомобільний транспорт, безпека на автомобільному транспорті, транспортна безпека, загрози.

УДК 656.05

Шляхи підвищення ефективності розпізнавання дорожніх знаків / С. Г. Селевич // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2012. – № 10 (1119).– С. 128–131. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Виконано огляд color-based, shape-based та machine learning підходів до ідентифікації дорожніх знаків у системах розпізнавання дорожніх знаків TSR. Виділено перелік та наведені приклади факторів, що впливають на достовірність розпізнавання. Пропонується логіка використання бази даних GPS координат та назв дорожніх знаків разом із системою GPS навігації та подальшим застосуванням модифікацій перетворень Хаффа для підвищення ефективності розпізнавання. Наведені атрибути класифікації результатів розпізнавання дорожніх знаків.

Ключові слова: розпізнавання дорожніх знаків, TSR, перетворення Хаффа, класифікація, GPS

УДК 629.3.083

Врахування поточного технічного стану автомобільного двигуна в прийнятті рішень щодо виконання профілактичних та відновлювальних робіт / В.П. Сахно, Ю.Ю. Кукурудзяк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 132–137. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статті описана методика визначення поточного технічного стану автомобільного двигуна на основі автоматизованого інтелектуально-експлуатаційного моніторингу. Така методика направлена на забезпечення оперативного визначення технічного стану двигуна в процесі експлуатації та допомоги в прийнятті обґрунтованих експлуатаційних рішень щодо виконання профілактичних чи відновлювальних робіт на основі комплексних експлуатаційних показників. Приведена ієрархічна структура та методика ідентифікації типових несправностей двигуна.

Ключові слова: технічна експлуатація, моніторинг, технічний стан, несправність, діагностування, клас, параметр.

УДК 678.027.94:677

Енергосилових аналіз процесу ролтрузії / А. П. Кравченко, В. А. Коструб, С. Н. Ганжа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 138-144. – Бібліогр. : 10 назв.

Розглянуто Особливості енергосилового АНАЛІЗУ ФОРМУВАННЯ композитних профілів методом ролтрузії. Отримай вирази для визначення зусиль опору руху прямолінійних джгутів просоченням зв'язуючою на поверхні оправки.

Ключові слова: композитний стрижень, процеси полтрузії та ролтрузії, напружено-деформований стан, енерговітраті.

УДК 662.758.2

Економічна ефективність використання альтернативного палива отриманого з топінамбура / В.М. Мельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 145–150. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

У розрахунках комерційної ефективності використання палива з топінамбура, як добавок до бензину, необхідною умовою взято забезпечення однакових октанових чисел еквівалентного палива у порівнянні з товарним бензином. В кінцевому результаті автором були розраховані залежності зміни ціни використаного бензину в залежності від процентного вмісту в нім палива з топінамбура.

Отже, для прийнятих цін на бензини і палива отриманого з топінамбура з проведених розрахунків видно, що із збільшенням процентного вмісту палива з топінамбура в еквівалентному паливі до 25 % досягається збільшення комерційної ефективності за рахунок використання в еквівалентному паливі бензину з низьким октановим числом, що дозволяє знизити вартість отриманого палива до 6%.

Ключові слова: відновлювані джерела, топінамбур, паливо, екологія, ефективність, економія, використання

УДК621.43.539.3

Шляхи поліпшення теплонапруженого стану випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля на перехідних режимах / О.В. Триньов, В.О. Пильов, А.О. Лебедєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 151–156. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Аналіз останніх робіт в галузі вивчення теплонапруженого стану деталей камери згоряння автотракторних дизелів з високим рівнем форсування по літрової потужності свідчить про підвищену увагу до нестационарним тепловим режимам. Зокрема випускні клапани, працюють в умовах високочастотних циклових і низькочастотних режимах тепловмін, пов'язаних з різкими забросами і осіданням навантажень. З аналізу отриманих даних випливає, що пустотіла клапан краще пристосований до роботи при низькочастотних тепловмінах, і від нього слід очікувати більш високу довговічність у порівнянні з серійним варіантом.

Ключові слова: товщина стінки, перепади температур, теплонапружений стан, навантаження, перехідні режими, розрахункові дослідження.

УДК 629.3.064

Результати імітаційного моделювання ЕМП-амортизатора при русі автомобіля по нерівностям / **А.М. Сергієнко, Б.Г. Любарський, Медведєв М.Г., Сергієнко М.Є.** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С.157–164. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Пропонуються результати імітаційного моделювання в середовищі Matlab Simulink коливань легкового автомобіля з лінійним електромеханічним перетворювачем (ЕМП) в якості амортизатора. Розглядається рух по нерівностях синусоїдального і випадкового профілю, і а також через одиничну нерівність дороги. Представлені розрахункові осцилограми коливань в механічній і електричних системах моделі залежно від швидкості руху автомобіля і активного навантажувального опору в колах фазних обмоток ЕМП. Встановлено характер зміни вироблюваної електричної енергії в усьому розглянутому діапазоні швидкостей руху автомобіля і навантажувального опору системи управління.

Ключові слова: моделювання, результати, електромеханічний, лінійний, перетворювач, амортизатор, рух, нерівності, енергія.

УДК 629.114.026

Анализ альтернативной конструкции гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора ХТЗ-200 / **В. Б. Самородов, И. В. Яловол, О. И. Деркач, Н. А. Митцель** // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле- та тракторостроєння. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 3–8. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена альтернативная конструкция гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора ХТЗ-200, которая позволит повысить максимальную скорость движения трактора до 16 км/ч с учетом применения серийной коробки передач колесного трактора и минимальных доработок существующего трактора ХТЗ-200. Составлена математическая модель поворота трактора, определены рациональные конструктивные параметры ГОМП и объем гидромашин ГОП, определены значения моментов и угловых скоростей на звеньях трансмиссии трактора.

Ключевые слова: гусеничный трактор, трансмиссия, коробка переключения передач (КПП) механизм поворота, гидрообъемная передача (ГОП), гидрообъемный механизм поворота (ГОМП).

УДК 629.114.2.001

К определению эффективности использования почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений / **Н. П. Артёмов** // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле- та тракторостроєння. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. № 10 (1119).– С. 9–17. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложен метод определения динамики силовых характеристик, который позволяет на основе полученных экспериментальных данных линейных ускорений, с учетом геометрических и кинематических параметров агрегата получить реальные результаты изменения нагрузок и работы почвообрабатывающего агрегата. Моделированием парциальных ускорений проведено решение задачи динамики с помощью экспериментально измеренных компонент линейных ускорений почвообрабатывающего агрегата в процессе плоскопараллельного движения.

Ключевые слова: динамика, линейные ускорения, моделирование, почвообрабатывающий агрегат

УДК 629.3.027.3

Исследование плавности хода тракторов с пневморессорной и серийной подвесками при выполнении пахотных работ / **А.Г. Мамонтов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 18-27. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ численных данных, полученных в результате проведения сравнительных экспериментальных исследований плавности хода машинотракторного агрегата на базе колёсного трактора, оснащённого тремя типами систем поддрессоривания переднего моста, а именно серийной рессорной подвеской, пневморессорной подвеской с дополнительными резервуарами без амортизаторов и пневморессорной подвеской с дополнительными резервуарами с амортизаторами, при выполнении пахотных работ с плугом ПЛН-5-35. Установлены зависимости изменения среднеквадратических ускорений сиденья водителя, пола кабины, переднего моста и заднего моста в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц при движении на первой и второй передаче при выполнении пахоты. Так же установлены зависимости изменения относительных

перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот при движении на первой и второй передаче.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, плавность хода, система поддрессоривания, сидение водителя, среднеквадратические ускорения.

УДК 629.331.064

Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки/ М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Ефимчук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 28–37. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Для более объективной оценки энергетических затрат **предложено** использовать выражение «энергетическая экономичность автомобиля». Представлены аналитические выражения, которые могут послужить основой для оценки энергетической экономичности автомобилей при движении как в установившемся, так и неустойчивом режиме. Предложены выражения, которые определяют расход мерного количества энергии источника на единицу длины пройденного пути и запас хода автомобиля при условии движения с постоянной скоростью. Данные выражения должны являться основными критериями, характеризующими энергетическую экономичность автомобиля.

Ключевые слова: экономичность, эффективность автомобиля, энергия топлива, расход, КПД, запас хода автомобиля.

УДК 629.3.017.5

Экспериментальные исследования процесса электродинамического торможения гибридного автомобиля / В.М. Дембицкий // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2015. - № 10 (1119).– С. 38–43. – Библиогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840.

Проведен обзор предыдущих исследований систем рекуперативного торможения. Отмечено особенности работ ученых, проводивших исследование систем электродинамического торможения. Проведены экспериментальные исследования процесса электродинамического торможения с рекуперацией энергии гибридного автомобиля особо малого класса. Предложена математическая модель, которая описывает процесс торможения. Произведен расчет коэффициентов регрессии и проверка адекватности математической модели. Определено, что применение регулируемого электродинамического торможения с рекуперацией энергии позволит осуществлять его с максимальной эффективностью и аккумулярованием электроэнергии.

Ключевые слова: математическая модель, эксперимент, рекуперация, торможение, транспортное средство.

УДК 621.436.004.5

Транспортный гибридный энергокомплекс / Н.Г. Куць, // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 44–48. – Библиогр.: назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ гибридного автомобиля с электродвигателем и тепловым двигателем по сравнению с магнетодинамическим мотор-генератором и вихревым тепловым насосом. Разработана принципиальная схема транспортного гибридного энергокомплекса с электродвигателем и вихревым тепловым насосом. Показана принципиальная возможность полностью обеспечить энергопотребление транспортным средством в процессе его движения от теплового насоса. Установлено, что вентилятор, компрессор и турбина со специальными лопатками представляют собой вихревой тепловой насос и показано, как можно эти устройства применить в качестве теплового насоса на транспорте.

Ключевые слова: гибридный электромобиль, магнетодинамический мотор-генератор, вихревой тепловой насос, электродвигатель, гибридный энергокомплекс.

УДК 629.113

Экспериментальные исследования автомобиля с гибридной силовой установкой / А.Н.Кашуба // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 49–53. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ основных методов оценки топливной экономичности и экологичности автомобилей в городских и загородных условиях. Проведены экспериментальные исследования макета автомобиля с гибридной силовой установкой. Определены полиномиальные коэффициенты и построены

поверхности отклика. Составлено блок-схему работы автомобиля с ГСУ, а также составлена методика проведения экспериментальных исследований автомобилей с ГСУ.

Проведенные предварительные исследования по подбору аккумуляторных батарей и их оптимальной емкости позволяют составить алгоритм работы автомобиля с ГСУ.

Ключевые слова: ГСУ, расход топлива, расход тока, режимы движения, экономичность, полиномиальная модель.

УДК 625.032.821

Определение тягово-скоростных свойств автомобиля дорожным методом, работающего на разных видах топлива / Е. А. Белогуров // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 54–58.– Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проанализированы существующие методы диагностирования автомобиля. Усовершенствованы математические модели сил сопротивления движению автомобиля, что даёт возможность получать более точные зависимости для определения данных сил, которые можно применять не только в рамках данного исследования, но и в других задачах создания и эксплуатации автомобилей. Сформулирована методика расчёта диагностического параметра, позволяющая определить значение тягово-скоростных свойств для любого легкового автомобиля. Проанализированы экспериментальные данные, полученные на разных видах топлива.

Ключевые слова: уравнение тяговой динамики, тягово-скоростные свойства, коэффициент аэродинамического сопротивления.

УДК 629.113

Методика определения показателей автомобиля с дизельным двигателем при использовании системы питания с динамической регулировкой процентного состава смеси топлива / А. П. Поляков, А. А. Галушак, Д. А. Галушак // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 59–64.– Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В данной статье представлена методика определения показателей автомобиля с дизельным двигателем при питании смесью дизельного и биодизельного топлива с использованием динамического регулирования процентного состава смеси. Система питания с динамической регулировкой процентного состава смеси топлива обеспечивает изменение соотношения дизельного и биодизельного топлива в зависимости от режима работы двигателя, что в свою очередь зависит от скорости, условий движения и загрузки автомобиля.

Ключевые слова: биодизельное топливо, смесь топлив, динамическое регулирование процентного состава, рабочие процессы двигателя.

УДК 629.113

Результаты определения влияния теплового состояния двигателя автомобиля на динамические и топливно-экономические свойства/ В. Л. Деркач // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: автомобиле- и тракторостроение. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 65–69.– Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагаются сравнительные данные ездовых циклов легкового автомобиля. Рассматривается работа бензинового двигателя в различных тепловых состояниях при различном открытии дроссельной заслонки. Эксперимент проводился на легковом автомобиле. Замеры выполнялись на соответствующем маршруте при одинаковых погодных температурах. Полученные данные различных режимов движения легкового автомобиля. В результате проведенного эксперимента построены графики и проведен анализ влияния температуры двигателя автомобиля на его работу.

Ключевые слова: бортовой компьютер, автомобиль, ездовой цикл, температура, нагрузка, двигатель.

УДК 656.08

Закон нормального распределения случайной величины установившегося замедления автомобиля. / А.В. Сараев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле-та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1119).– С. 70–82.– Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

В настоящее время в Украине отсутствуют четкие рекомендации для экспертов по оценке эффективности торможения автомобилей, оборудованных антиблокировочной системой тормозов. Известно, что точные значения параметров эффективности торможения транспортных средств можно

получить при проведении следственного эксперимента. Однако автомобиль после дорожно-транспортного происшествия может иметь такие повреждения, которые не позволят провести необходимые измерения. Поэтому у экспертов возникает вопрос о правильности оценки эффективности торможения таких автомобилей по известным экспертным методикам, которые не учитывают наличие или отсутствие в конструкции тормозов антиблокировочной системы.

В работе предложено процесс торможения автомобиля рассмотреть, как стохастический физический объект, поскольку его характеристики носят случайный характер. Статистическая гипотеза сформирована на основе анализа собранной исходной информации путем испытаний восемнадцати моделей разных марок современных легковых автомобилей таких, как: Audi, BMW, Chevrolet, Ford, Daewoo, Honda, Lexus, Mazda, Mitsubishi, Opel, Porsche, Renault, Skoda Volkswagen, Volkswagen. Доказана гипотеза о том, что случайная величина установившегося замедления легковых автомобилей, которые оснащены антиблокировочной системой тормозов, подчиняется нормальному закону распределения. Это не противоречит физической сущности стохастического объекта, которым является процесс торможения транспортного средства, в отличие от ранее принятого метода формализации этого процесса с помощью детерминированных функций.

Ключевые слова: Дорожно-транспортное происшествие, торможение, испытание, замедление, статистика, распределение, закон, критерий, согласованность.

УДК 629.113.004

Совершенствование методики диагностирования тормозных систем автомобилей с АБС на роликовых стендах / Мармут И.А. // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: «Автомобиле- и тракторостроение». - Х: НТУ «ХПИ», - 2015. - № 10 (1119).– С. 83–88.– Библиогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840

Рассмотрен вопрос диагностирования тормозных систем легковых автомобилей, оснащенных антиблокировочными системами. Предложена усовершенствованная методика проверки тормозных систем с АБС на роликовых стендах. На роликовом стенде моделируются условия движения и торможения, максимально подобные реальным условиям на дороге, а также осуществляется замер параметров в процессе диагностирования и регистрации данных, которые поступают от электронного блока управления системы бортовой диагностики. Для достижения эффекта блокирования заторможенного колеса стенд оснащен специальными устройствами, которые выполняют одновременную разгрузку колеса и смачивания поверхностей роликов специальным раствором.

Ключевые слова: тормозная система, роликовый стенд, доверительная вероятность, блокирование колеса.

УДК 621.397.444:004.8

Интеллектуализация подвески современного автомобиля / О. Я. Никонов, М. В. Синдеев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Х: НТУ «ХПИ», - 2015. - № 10 (1119).– С. 89–94.– Библиогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840

В статье проведен анализ основных принципов существующих гидравлических подвесок, использующих автоматические методы регулировки жесткости амортизатора. Рассмотрены достоинства и недостатки таких систем. Рассматривается принцип действия и основные режимы работы гидравлических подвесок, использующихся на современных автомобилях. Предложено техническое усовершенствование систем регулировки жесткости подвески дополнительным датчиком – видеокамерой, подключенной к автомобильному компьютеру. Предложены дополнительные способы использования видеокамеры, соединенной с такими системами.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, видеокамера, автомобильный компьютер, интеллектуальная подвеска.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Комплексный комбинированный прогрев: системный подход к формированию схем обеспечения оптимального температурного состояния ТС в условиях эксплуатации / И. В. Грицук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 95–101. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье описаны результаты формирования системного подхода к обеспечению оптимального температурного состояния транспортного средства в условиях эксплуатации с помощью комплексного комбинированного прогрева с использованием технологии теплового аккумулирования. Рассмотренный подход позволяет системно исследовать все возможные схемы и процессы комплексной системы

комбинированного прогрева двигателя транспортного средства в составе тепловых аккумуляторов фазового перехода на всех этапах ее рабочего цикла.

Ключевые слова: транспортное средство, энергетическая установка, эксплуатация, системный подход, оптимальный тепловой состояние, тепловой аккумулятор, фазовый переход, комплексная система комбинированного прогрева.

УДК 629.3.076

Преодоление прогнозируемых препятствий транспортными средствами / О.Ф. Ситовский, П.В. Мазылюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2015. - № 10 (1119). – С. 102–106. – Библиогр. : 10 названий. - ISSN 2078-6840.

Проведен обзор исследований преодоления прогнозируемых препятствий в городском режиме. Рассмотрены исследования магистрантов Луцкого НТУ о составе транспортного потока на перекрестке города Луцка и продолжительность режимов работы транспорта в зависимости от общего баланса времени пребывания на линии. Отмечено разработки ученых компании Audi по уменьшению расхода топлива и выбросов вредных веществ, путем проезда светофоров без остановки.

Проведены теоретические исследования расхода топлива при движении и разгоне автомобиля в городском режиме. Сделаны выводы о расходе топлива при преодолении прогнозируемых препятствий. Установлено, что при старте автомобиля с места и разгоне расход топлива возрастает в 5-10 раз, чем при проезде автомобиля без остановки. Метод проезда без остановок рационально использовать как для автомобилей с традиционными, так и с гибридными и электрическими силовыми установками.

УДК 656.052.5

Уменьшение неопределенности исходных данных при автотехнической экспертизе ДТП в темное время суток / В. П. Кужель // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 107–114. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена разработанная методика и экспертная программа для уменьшения неопределенности исходных данных при автотехнической экспертизе ДТП во время определения дальности видимости объектов дорожной обстановки в свете автомобильных фар. Приведены методика и программа способствуют уменьшению неопределенности исходных данных и повышению объективности принятия решения экспертом-автотехником в условиях неточности и неопределенности исходных данных при проведении экспертиз ДТП. Приведен пример применения разработанной экспертной программы при исследовании механизма реальной происшествия и поиска виновных.

Ключевые слова: экспертиза, видимость, темное время суток, неопределенность, методика, дорожно-транспортное происшествие, автомобиль.

УДК 656.137

Особенности нормирования расхода топлива в сложных дорожных условиях эксплуатации машин / С.И. Кривошапов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 115–121– Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье проведен анализ сложных условий работы машин и способы их учета в нормативно правовой базе Украины. Отмечены недостатки действующей методики нормирования расхода топлива. Получены общие формулы расчета расхода топлива на трех режимах движения. На примере автомобиля КраЗ-6510 получены графические зависимости изменения расхода топлива в зависимости от скорости движения и условий эксплуатации. Для этого автомобиля при движении со скоростями около 10 км/ч расход топлива в л/100 км может увеличиваться в 2-6 раза. Предложены пути совершенствования нормирования расхода топлива на автомобильном транспорте с учетом сложных режимы работы машин с пониженными скоростями.

Ключевые слова: расход топлива, нормирование, условия эксплуатации, профиль дороги, сопротивление качению колеса, потери энергии, транспортные машины, эксплуатационные свойства.

УДК 656.13

Безопасность на автотранспорте: проблемы и перспективы /А. В. Степанов, И.С. Наглюк// Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 122–127– Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье рассматриваются особенности понятия безопасности на автомобильном транспорте и понятия транспортной безопасности. Приведены проблемы и перспективы безопасности на автотранспорте. Освещен широкий диапазон внутренних и внешних угроз, ослабляющих транспортную

безопасность страны. На ряду с понятием угрозы транспортной безопасности приведена классификация угроз транспортной безопасности. Сделан вывод, что дальнейшее развитие транспортной системы и обеспечения ее стабильного функционирования в условиях безопасности транспорта является стратегической задачей государства. Актуальной становится проблема безопасности дорожного движения. На автомобильном транспорте, в силу многочисленности и подвижности транспортных средств, проблемы обеспечения безопасности движения носят наиболее острый характер. Наблюдается тенденция к стремительному ухудшению ситуации, что требует неотложных мер реагирования. В связи с этим обеспечение безопасности на различных видах автотранспорта является в настоящее время одним из приоритетных требований, предъявляемых к транспортным системам.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, безопасность на автомобильном транспорте, транспортная безопасность, угрозы.

УДК 656.05

Пути повышения эффективности распознавания дорожных знаков / С. Г. Селевич // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – № 10 (1119). – С. 128–131. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Выполнен обзор color-based, shape-based и machine learning подходов к идентификации дорожных знаков в системах распознавания дорожных знаков TSR. Выделен перечень и приведены примеры факторов, которые оказывают влияние на достоверность распознавания. Предлагается логика использования базы данных GPS координат и названий дорожных знаков совместно с системой GPS навигации и последующим применением модификаций преобразования Хаффа для повышения эффективности распознавания. Приведены атрибуты классификации результатов распознавания дорожных знаков.

Ключевые слова: распознавание дорожных знаков TSR, преобразования Хаффа, классификация, GPS

УДК 629.3.083

Учет текущего технического состояния автомобильного двигателя в принятии решений по выполнению профилактических и восстановительных работ / Сахно В.П., Кукурудзяк Ю.Ю. // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – № 10 (1119). – С. 132–137. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье описана методика определения текущего технического состояния автомобильного двигателя на основе автоматизированного интеллектуально-эксплуатационного мониторинга. Такая методика направлена на обеспечение оперативного определения технического состояния двигателя в процессе эксплуатации и помощи в принятии обоснованных эксплуатационных решений по выполнению профилактических или восстановительных работ на основе комплексных эксплуатационных показателей. Приведена иерархическая структура и методика идентификации типичных неисправностей двигателя.

Ключевые слова: техническая эксплуатация, мониторинг, техническое состояние, неисправность, диагностирования, класс, параметр.

УДК 678.027.94:677

Энергосиловой анализ процесса ролтрузии / А. П. Кравченко, В. А. Коструб, С. Н. Ганжа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 138–144. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Розглянуто особливості енергосилового аналізу формувань композитних профілів методом ролтрузії. Отримано вирази для визначення зусиль опору руху прямолінійних джгутів просочених зв'язуючою на поверхні оправки.

Ключові слова: композитний стрижень, процеси полтрузії та рултрузії, напружено-деформований стан, енерговитрати.

УДК 519.2

Экономическая эффективность использования альтернативного топлива полученного из топинамбура / В.М. Мельник // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. - Х.: НТУ «ХПИ», 2015. - № 10 (1119). – С. 145–150. - Библиогр.: 10 названий. - ISSN 2078-6840.

В расчетах коммерческой эффективности использования топлива из топинамбура, в качестве добавок к бензину, необходимым условием взято обеспечение равных октановых чисел эквивалентного топлива по сравнению с товарным бензином. В конечном итоге автором были рассчитаны зависимости

изменения цены использованного бензина в зависимости от процентного содержания в нем топлива из топинамбура.

Итак, для принятых цен на бензины и топлива полученного из топинамбура проведенных расчетов видно, что с увеличением процентного содержания топлива из топинамбура в эквивалентном топливе до 25% достигается увеличение коммерческой эффективности за счет использования в эквивалентном топливе бензина с низким октановым числом, что позволяет снизить стоимость полученного топлива до 6%.

Ключевые слова: возобновляемые источники, топинамбур, топливо, экология, эффективность, экономия, использование

УДК 621.43.539.3

Пути улучшения теплонапряженного состояния выпускного клапана быстроходного автотракторного дизеля на переходных режимах / А.В. Тринёв, В.А. Пылёв, А.А. Лебедев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 151–156. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Анализ последних работ в области изучения теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания автотракторных дизелей с высоким уровнем форсирования по литровой мощности свидетельствует о повышенном внимании к нестационарным тепловым режимам. В частности выпускные клапаны, работают в условиях высокочастотных цикловых и низкочастотных режимах теплосмен, связанных с резкими забросами и просадками нагрузок. Из анализа полученных данных следует, что пустотелый клапан лучше приспособлен к работе при низкочастотных теплосменах, и от него следует ожидать более высокую долговечность по сравнению с серийным вариантом.

Ключевые слова: толщина стенки, перепады температур, теплонапряженное состояние, нагрузки, переходные режимы, расчетные исследования.

УДК 629.3.064

Результаты имитационного моделирования ЭМП-амортизатора при движении автомобиля по неровностям / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, Медведев Н.Г., Сергиенко Н.Е. // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 157–164. – Библиогр: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагаются результаты имитационного моделирования в среде Matlab Simulink колебаний легкового автомобиля с линейным электромеханическим преобразователем (ЭМП) в качестве амортизатора. Рассматривается движение по неровностям синусоидального и случайного профиля, и а также через единичную неровность дороги. Представлены расчетные осциллограммы колебаний в механической и электрической системах модели в зависимости от скорости движения автомобиля и активного нагрузочного сопротивления в цепях фазных обмоток ЭМП. Установлен характер изменения вырабатываемой электрической энергии во всем рассматриваемом диапазоне скоростей движения автомобиля и нагрузочного сопротивления системы управления.

Ключевые слова: моделирование, результаты, электромеханический, линейный, преобразователь, амортизатор, движение, неровности, энергия.

УДК 629.114.026

Анализ альтернативной конструкции гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора ХТЗ-200 / В. Б. Самородов, И. В. Яловол, О. И. Деркач, Н. А. Митцель // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 3–8. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена альтернативная конструкция гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора ХТЗ-200, которая позволит повысить максимальную скорость движения трактора до 16 км/ч с учетом применения серийной коробки передач колесного трактора и минимальных доработок существующего трактора ХТЗ-200. Составлена математическая модель поворота трактора, определены рациональные конструктивные параметры ГОМП и объем гидромашин ГОП, определены значения моментов и угловых скоростей на звеньях трансмиссии трактора.

Ключевые слова: гусеничный трактор, трансмиссия, коробка переключения передач (КПП) механизм поворота, гидрообъемная передача (ГОП), гидрообъемный механизм поворота (ГОМП).

УДК 629.114.2.001

К определению эффективности использования почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений / Н.П.Артёмов // Вестник НТУ

«ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2015. - № 10 (1119). - С. 9-17. - Библиогр.: 14 назв. - ISSN 2078-6840.

Предложен метод определения динамики силовых характеристик, который позволяет на основе полученных экспериментальных данных линейных ускорений, с учетом геометрических и кинематических параметров агрегата получить реальные результаты изменения нагрузок и работы почвообрабатывающего агрегата. Моделированием парциальных ускорений проведено решение задачи динамики с помощью экспериментально измеренных компонент линейных ускорений почвообрабатывающего агрегата в процессе плоскопараллельного движения.

Ключевые слова: динамика, линейные ускорения, моделирование, почвообрабатывающий агрегат

УДК 629.3.027.3

Исследование плавности хода тракторов с пневморессорной и серийной подвесками при выполнении пахотных работ / А.Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 18-27. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ численных данных, полученных в результате проведения сравнительных экспериментальных исследований плавности хода машинотракторного агрегата на базе колёсного трактора, оснащённого тремя типами систем поддрессоривания переднего моста, а именно серийной рессорной подвеской, пневморессорной подвеской с дополнительными резервуарами без амортизаторов и пневморессорной подвеской с дополнительными резервуарами с амортизаторами, при выполнении пахотных работ с плугом ПЛН-5-35. Установлены зависимости изменения среднеквадратических ускорений сиденья водителя, пола кабины, переднего моста и заднего моста в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц при движении на первой и второй передаче при выполнении пахоты. Так же установлены зависимости изменения относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот при движении на первой и второй передаче.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, плавность хода, система поддрессоривания, сидение водителя, среднеквадратические ускорения.

УДК 629.331.064

Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки/ М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Ефимчук // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119).– С. 28–37. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Для более объективной оценки энергетических затрат **предложено** использовать выражение «энергетическая экономичность автомобиля». Представлены аналитические выражения, которые могут послужить основой для оценки энергетической экономичности автомобилей при движении как в установившемся, так и неустойчивом режиме. Предложены выражения, которые определяют расход мерного количества энергии источника на единицу длины пройденного пути и запас хода автомобиля при условии движения с постоянной скоростью. Данные выражения должны являться основными критериями, характеризующими энергетическую экономичность автомобиля.

Ключевые слова: экономичность, эффективность автомобиля, энергия топлива, расход, КПД, запас хода автомобиля.

УДК 629.3.017.5

Экспериментальные исследования процесса электродинамического торможения гибридного автомобиля / В.М. Дембицкий // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2015. - № 10 (1119). – С. 38–43. – Библиогр.: 10 назв. - ISSN 2078-6840.

Проведен обзор предыдущих исследований систем рекуперативного торможения. Отмечено особенности работ ученых, проводивших исследование систем электродинамического торможения. Проведены экспериментальные исследования процесса электродинамического торможения с рекуперацией энергии гибридного автомобиля особо малого класса. Предложена математическая модель, которая описывает процесс торможения. Произведен расчет коэффициентов регрессии и проверка адекватности математической модели. Определено, что применение регулируемого электродинамического торможения с рекуперацией энергии позволит осуществлять его с максимальной эффективностью и аккумулярованием электроэнергии.

Ключевые слова: математическая модель, эксперимент, рекуперация, торможение, транспортное средство.

УДК 621.436.004.5

Транспортный гибридный энергокомплекс / Н. Г. Кузь, // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 44–48. – Библиогр.: назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ гибридного автомобиля с электродвигателем и тепловым двигателем по сравнению с магнитодинамическим мотор-генератором и вихревым тепловым насосом. Разработана принципиальная схема транспортного гибридного энергокомплекса с электродвигателем и вихревым тепловым насосом. Показана принципиальная возможность полностью обеспечить энергопотребление транспортным средством в процессе его движения от теплового насоса. Установлено, что вентилятор, компрессор и турбина со специальными лопатками представляют собой вихревой тепловой насос и показано, как можно эти устройства применить в качестве теплового насоса на транспорте.

Ключевые слова: гибридный электромобиль, магнитодинамический мотор-генератор, вихревой тепловой насос, электродвигатель, гибридный энергокомплекс.

УДК 629.113

Экспериментальные исследования автомобиля с гибридной силовой установкой / А.Н.Кашуба // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 49–53. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ основных методик оценки топливной экономичности и экологичности автомобилей в городских и загородных условиях. Проведены экспериментальные исследования макета автомобиля с гибридной силовой установкой. Определены полиномиальные коэффициенты и построены поверхности отклика. Составлена блок-схема работы автомобиля с ГСУ, а также составлена методика проведения экспериментальных исследований автомобилей с ГСУ.

Проведенные предварительные исследования по подбору аккумуляторных батарей и их оптимальной емкости позволяют составить алгоритм работы автомобиля с ГСУ.

Ключевые слова: ГСУ, расход топлива, расход тока, режимы движения, экономичность, полиномиальная модель.

УДК 625.032.821

Определение тягово-скоростных свойств автомобиля дорожным методом, работающего на разных видах топлива / Е. А. Белогуров // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 54–58. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проанализированы существующие методы диагностирования автомобиля. Усовершенствованы математические модели сил сопротивления движению автомобиля, что даёт возможность получать более точные зависимости для определения данных сил, которые можно применять не только в рамках данного исследования, но и в других задачах создания и эксплуатации автомобилей. Сформулирована методика расчёта диагностического параметра, позволяющая определить значение тягово-скоростных свойств для любого легкового автомобиля. Проанализированы экспериментальные данные, полученные на разных видах топлива.

Ключевые слова: уравнение тяговой динамики, тягово-скоростные свойства, коэффициент аэродинамического сопротивления.

УДК 629.113

Методика определения показателей автомобиля с дизельным двигателем при использовании системы питания с динамической регулировкой процентного состава смеси топлива / А. П. Поляков, А. А. Галушак, Д. А. Галушак // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119).– С. 59–64. – Библиогр: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В данной статье представлена методика определения показателей автомобиля с дизельным двигателем при питании смесью дизельного и биодизельного топлива с использованием динамического регулирования процентного состава смеси. Система питания с динамической регулировкой процентного состава смеси топлива обеспечивает изменение соотношения дизельного и биодизельного топлива в зависимости от режима работы двигателя, что в свою очередь зависит от скорости, условий движения и загрузки автомобиля.

Ключевые слова: биодизельное топливо, смесь топлив, динамическое регулирование процентного состава, рабочие процессы двигателя.

УДК629.113

Результаты определения влияния теплового состояния двигателя автомобиля на динамические и топливно-экономические свойства/ В. Л. Деркач // Вестник НТУ«ХПИ». Серия: автомобиле - и тракторостроение . -Х.: НТУ«ХПИ», 2015. - № 10 (1119).– С. 65–69. – Библиогр: 10 назв. –ISSN2078-6840.

Предлагаются сравнительные данные ездовых циклов легкового автомобиля. Рассматривается работа бензинового двигателя в различных тепловых состояниях при различном открытии дроссельной заслонки. Эксперимент проводился на легковом автомобиле. Замеры выполнялись на соответствующем маршруте при одинаковых погодных температурах. Полученные данные различных режимов движения легкового автомобиля. В результате проведенного эксперимента построены графики и проведен анализ влияния температуры двигателя автомобиля на его работу.

Ключевые слова: бортовой компьютер, автомобиль, ездовой цикл, температура, нагрузка, двигатель.

УДК 656.08

Закон нормального распределения случайной величины установившегося замедления автомобиля. / А.В. Сараев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле-та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1119).– С. 70–82. – Библиогр: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

В настоящее время в Украине отсутствуют четкие рекомендации для экспертов по оценке эффективности торможения автомобилей, оборудованных антиблокировочной системой тормозов. Известно, что точные значения параметров эффективности торможения транспортных средств можно получить при проведении следственного эксперимента. Однако автомобиль после дорожно-транспортного происшествия может иметь такие повреждения, которые не позволят провести необходимые измерения. Поэтому у экспертов возникает вопрос о правильности оценки эффективности торможения таких автомобилей по известным экспертным методикам, которые не учитывают наличие или отсутствие в конструкции тормозов антиблокировочной системы.

В работе предложено процесс торможения автомобиля рассмотреть, как стохастический физический объект, поскольку его характеристики носят случайный характер. Статистическая гипотеза сформирована на основе анализа собранной исходной информации путем испытаний восемнадцати моделей разных марок современных легковых автомобилей таких, как: Audi, BMW, Chevrolet, Ford, Daewoo, Honda, Lexus, Mazda, Mitsubishi, Opel, Porsche, Renault, Skoda Volkswagen, Volkswagen. Доказана гипотеза о том, что случайная величина установившегося замедления легковых автомобилей, которые оснащены антиблокировочной системой тормозов, подчиняется нормальному закону распределения. Это не противоречит физической сущности стохастического объекта, которым является процесс торможения транспортного средства, в отличие от ранее принятого метода формализации этого процесса с помощью детерминированных функций.

Ключевые слова: Дорожно-транспортное происшествие, торможение, испытание, замедление, статистика, распределение, закон, критерий, согласованность.

УДК 629.113.004

Совершенствование методики диагностирования тормозных систем автомобилей с АБС на роликовых стендах / Мармут И.А. // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: «Автомобиле- и тракторостроение». - Х: НТУ «ХПИ», - 2015. - № 10 (1119).– С. 83–88. – Библиогр.: 10 назв. - ISSN 2078-

Рассмотрен вопрос диагностирования тормозных систем легковых автомобилей, оснащенных антиблокировочными системами. Предложена усовершенствованная методика проверки тормозных систем с АБС на роликовых стендах. На роликовом стенде моделируются условия движения и торможения, максимально подобные реальным условиям на дороге, а также осуществляется замер параметров в процессе диагностирования и регистрации данных, которые поступают от электронного блока управления системы бортовой диагностики. Для достижения эффекта блокирования заторможенного колеса стенд оснащен специальными устройствами, которые выполняют одновременную разгрузку колеса и смачивания поверхностей роликов специальным раствором.

Ключевые слова: тормозная система, роликовый стенд, доверительная вероятность, блокирование колеса.

УДК 621.397.444:004.8

Интеллектуализация подвески современного автомобиля / О. Я. Никонов, М. В. Синдеев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ» 2015. – № 10 (1119). – С. 89–94. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье проведен анализ основных принципов существующих гидравлических подвесок, использующих автоматические методы регулировки жесткости амортизатора. Рассмотрены достоинства и недостатки таких систем. Рассматривается принцип действия и основные режимы работы гидравлических подвесок, использующихся на современных автомобилях. Предложено техническое усовершенствование систем регулировки жесткости подвески дополнительным датчиком – видеокамерой, подключенной к автомобильному компьютеру. Предложены дополнительные способы использования видеокамеры, соединенной с такими системами.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, видеокамера, автомобильный компьютер, интеллектуальная подвеска.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Комплексный комбинированный прогрев: системный подход к формированию схем обеспечения оптимального температурного состояния ТС в условиях эксплуатации / И. В. Грицук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 95–101. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье описаны результаты формирования системного подхода к обеспечению оптимального температурного состояния транспортного средства в условиях эксплуатации с помощью комплексного комбинированного прогрева с использованием технологии теплового аккумулирования. Рассмотренный подход позволяет системно исследовать все возможные схемы и процессы комплексной системы комбинированного прогрева двигателя транспортного средства в составе тепловых аккумуляторов фазового перехода на всех этапах ее рабочего цикла.

Ключевые слова: транспортное средство, энергетическая установка, эксплуатация, системный подход, оптимальный тепловой состояние, тепловой аккумулятор, фазовый переход, комплексная система комбинированного прогрева.

УДК 629.3.076

Преодоление прогнозируемых препятствий транспортными средствами / О.Ф. Ситовский, П.В. Мазылюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 102–106. – Библиогр.: 10 названий. – ISSN 2078-6840.

Проведен обзор исследований преодоления прогнозируемых препятствий в городском режиме. Рассмотрены исследования магистрантов Луцкого НТУ о составе транспортного потока на перекрестке города Луцка и продолжительность режимов работы транспорта в зависимости от общего баланса времени пребывания на линии. Отмечено разработки ученых компании Audi по уменьшению расхода топлива и выбросов вредных веществ, путем проезда светофоров без остановки.

Проведены теоретические исследования расхода топлива при движении и разгоне автомобиля в городском режиме. Сделаны выводы о расходе топлива при преодолении прогнозируемых препятствий. Установлено, что при старте автомобиля с места и разгоне расход топлива возрастает в 5-10 раз, чем при проезде автомобиля без остановки. Метод проезда без остановок рационально использовать как для автомобилей с традиционными, так и с гибридными и электрическими силовыми установками.

Ключевые слова: преодоление препятствий, режим движения, разгон, замедление, расход топлива, экономичность, экологичность.

УДК 656.052.5

Уменьшение неопределенности исходных данных при автотехнической экспертизе ДТП в темное время суток / В. П. Кужель // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 107–114. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена разработанная методика и экспертная программа для уменьшения неопределенности исходных данных при автотехнической экспертизе ДТП во время определения дальности видимости объектов дорожной обстановки в свете автомобильных фар. Приведены методика и программа способствуют уменьшению неопределенности исходных данных и повышению объективности принятия решения экспертом-автотехником в условиях неточности и неопределенности исходных данных при проведении экспертиз ДТП. Приведен пример применения разработанной экспертной программы при исследовании механизма реальной происшествия и поиска виновных.

Ключевые слова: экспертиза, видимость, темное время суток, неопределенность, методика, дорожно-транспортное происшествие, автомобиль.

УДК 656.137

Особенности нормирования расхода топлива в сложных дорожных условиях эксплуатации машин / С.И. Кривошапов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 115–121. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье проведен анализ сложных условий работы машин и способы их учета в нормативно правовой базе Украины. Отмечены недостатки действующей методики нормирования расхода топлива. Получены общие формулы расчета расхода топлива на трех режимах движения. На примере автомобиля КрАЗ-6510 получены графические зависимости изменения расхода топлива в зависимости от скорости движения и условий эксплуатации. Для этого автомобиля при движении со скоростями около 10 км/ч расход топлива в л/100 км может увеличиваться в 2-6 раза. Предложены пути совершенствования нормирования расхода топлива на автомобильном транспорте с учетом сложных режимы работы машин с пониженными скоростями.

Ключевые слова: расход топлива, нормирование, условия эксплуатации, профиль дороги, сопротивление качению колеса, потери энергии, транспортные машины, эксплуатационные свойства.

УДК 656.13

Безопасность на автотранспорте: проблемы и перспективы / А. В. Степанов, И.С. Наглюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 122–127. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье рассматриваются особенности понятия безопасности на автомобильном транспорте и понятия транспортной безопасности. Приведены проблемы и перспективы безопасности на автотранспорте. Освещен широкий диапазон внутренних и внешних угроз, ослабляющих транспортную безопасность страны. На ряду с понятием угрозы транспортной безопасности приведена классификация угроз транспортной безопасности. Сделан вывод, что дальнейшее развитие транспортной системы и обеспечения ее стабильного функционирования в условиях безопасности транспорта является стратегической задачей государства. Актуальной становится проблема безопасности дорожного движения. На автомобильном транспорте, в силу многочисленности и подвижности транспортных средств, проблемы обеспечения безопасности движения носят наиболее острый характер. Наблюдается тенденция к стремительному ухудшению ситуации, что требует неотложных мер реагирования. В связи с этим обеспечение безопасности на различных видах автотранспорта является в настоящее время одним из приоритетных требований, предъявляемых к транспортным системам.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, безопасность на автомобильном транспорте, транспортная безопасность, угрозы.

УДК 656.05

Пути повышения эффективности распознавания дорожных знаков / С. Г. Селевич // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 128–131. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Выполнен обзор color-based, shape-based и machine learning подходов к идентификации дорожных знаков в системах распознавания дорожных знаков TSR. Выделен перечень и приведены примеры факторов, которые оказывают влияние на достоверность распознавания. Предлагается логика использования базы данных GPS координат и названий дорожных знаков совместно с системой GPS навигации и последующим применением модификаций преобразования Хаффа для повышения

эффективности распознавания. Приведены атрибуты классификации результатов распознавания дорожных знаков.

Ключевые слова: распознавание дорожных знаков TSR, преобразования Хаффа, классификация, GPS

УДК 629.3.083

Учет текущего технического состояния автомобильного двигателя в принятии решений по выполнению профилактических и восстановительных работ / Сахно В.П., Кукурудзяк Ю.Ю. // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 132–137. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье описана методика определения текущего технического состояния автомобильного двигателя на основе автоматизированного интеллектуально-эксплуатационного мониторинга. Такая методика направлена на обеспечение оперативного определения технического состояния двигателя в процессе эксплуатации и помощи в принятии обоснованных эксплуатационных решений по выполнению профилактических или восстановительных работ на основе комплексных эксплуатационных показателей. Приведена иерархическая структура и методика идентификации типичных неисправностей двигателя.

Ключевые слова: техническая эксплуатация, мониторинг, техническое состояние, неисправность, диагностирования, класс, параметр.

УДК 678.027.94:677

Энергосиловой анализ процесса ролтрузии / А. П. Кравченко, В. А. Коструб, С. Н. Ганжа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 138–144. – Бібліогр.: 10 назв.

Розглянуто особливості енергосилового аналізу формувань композитних профілів методом ролтрузії. Отримано вирази для визначення зусиль опору руху прямолінійних джгутів просочених зв'язуючою на поверхні оправки.

Ключові слова: композитний стрижень, процеси полтрузії та рултусії, напружено-деформований стан, енерговитрати.

УДК 519.2

Экономическая эффективность использования альтернативного топлива полученного из топинамбура / В.М. Мельник // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 145–150. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В расчетах коммерческой эффективности использования топлива из топинамбура, в качестве добавок к бензину, необходимым условием взято обеспечение равных октановых чисел эквивалентного топлива по сравнению с товарным бензином. В конечном итоге автором были рассчитаны зависимости изменения цены использованного бензина в зависимости от процентного содержания в нем топлива из топинамбура.

Итак, для принятых цен на бензины и топлива полученного из топинамбура проведенных расчетов видно, что с увеличением процентного содержания топлива из топинамбура в эквивалентном топливе до 25% достигается увеличение коммерческой эффективности за счет использования в эквивалентном топливе бензина с низким октановым числом, что позволяет снизить стоимость полученного топлива до 6%.

Ключевые слова: возобновляемые источники, топинамбур, топливо, экология, эффективность, экономия, использование

УДК 621.43.539.3

Пути улучшения теплонапряженного состояния выпускного клапана быстроходного автотракторного дизеля на переходных режимах / А.В. Тринёв, В.А. Пылёв, А.А. Лебедев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 151–156. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Анализ последних работ в области изучения теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания автотракторных дизелей с высоким уровнем форсирования по литровой мощности свидетельствует о повышенном внимании к нестационарным тепловым режимам. В частности выпускные клапаны, работают в условиях высокочастотных цикловых и низкочастотных режимах теплосмен, связанных с резкими забросами и просадками нагрузок. Из анализа полученных данных

следует, что пустотелый клапан лучше приспособлен к работе при низкочастотных теплосменах, и от него следует ожидать более высокую долговечность по сравнению с серийным вариантом.

Ключевые слова: толщина стенки, перепады температур, теплонпряженное состояние, нагрузки, переходные режимы, расчетные исследования.

УДК 629.3.064

Результаты имитационного моделирования ЭМП-амортизатора при движении автомобиля по неровностям / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, Медведев Н.Г., Сергиенко Н.Е. // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 10 (1119). – С. 157–164. – Библиогр. : 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагаются результаты имитационного моделирования в среде Matlab Simulink колебаний легкового автомобиля с линейным электромеханическим преобразователем (ЭМП) в качестве амортизатора. Рассматривается движение по неровностям синусоидального и случайного профиля, и а также через единичную неровность дороги. Представлены расчетные осциллограммы колебаний в механической и электрической системах модели в зависимости от скорости движения автомобиля и активного нагрузочного сопротивления в цепях фазных обмоток ЭМП. Установлен характер изменения вырабатываемой электрической энергии во всем рассматриваемом диапазоне скоростей движения автомобиля и нагрузочного сопротивления системы управления.

Ключевые слова: моделирование, результаты, электромеханический, линейный, преобразователь, амортизатор, движение, неровности, энергия.

Analysis of alternative design hydrostatic mechanism for turning the crawler tractor XTZ-200 / V. B. Samorodov, I. V. Yalovol, O. I. Derkach, M. O. Mitsel // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 3–8. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

An alternative design of hydrostatic mechanism for turning the crawler tractor XTZ-200, which will increase the maximum speed of the tractor to 16 km/h with the use of serial transmission wheel tractor, serial bridge and requires minimal modifications of the existing tractor XTZ-200. The mathematical model of rotation and linear motion of the tractor, a rational design parameters hydrostatic rotation mechanism, in particular the transfer of the chain drive gear and the volume of hydraulic hydrostatic transmission. The values of the moments and angular velocities of the links on the tractor transmission, which can later be used for design calculations and calculations for durability.

Keywords: crawler tractor, transmission, gear box, hydrostatic transmission, hydrostatic steering gear.

For determining the effective using of tillage tractor units by partial accelerations modeling / N.P. Artimov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 9–17. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-6840.

Towing-energy tractor characteristics are crucial in the process of acquisition and operation of tractor units (TU) on the farms engaged in crop production.

Mobile agricultural TU external forces and reactions are constantly changing during the interaction of vehicle working bodies with the work environment (soil, plants). Contact with the field surface determines the complexity of the unit individual point's motion under tillage (plowing, inter-row cultivation, etc.).

TU effective equipment will increase productivity, reduce energy consumption and the agricultural production cost. It is necessary to perform calculations on the efficient use of engine power and other TU performances. To achieve this goal it is necessary to consider the possibility of traction - engine power (active power) and power, which is determined by the tractor traction (reactive power).

When the agricultural operations is processing, it is happening agricultural implements and tractor load fluctuations. With the help of measuring complex we carry out measurements, recording and processing of tractor longitudinal linear acceleration. This method can be used to determine the partial accelerations and forces acting on the TU, as a function of time.

The algorithm of the unit power characteristics analytically determining is developed. This allows us to give recommendations for optimizing the TU acquisition.

Keywords: dynamics, linear acceleration, modeling, tillage machines

Research of smoothness of motion of tractors with pneumatic and serial suspension system at implementation of arable works / A.G. Mamontov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 18–27. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The analysis of the numeral data, got as a result of realization of comparative experimental researches of smoothness of motion of машинотракторного aggregate on the base of the wheeled tractor equipped by three types of the systems of suspension of front bridge, is conducted, namely by a serial spring suspension, air spring suspension with additional reservoirs without shock absorbers and air spring suspension with additional reservoirs with shock absorbers, at implementation of arable works with a plough. Dependences of change of root-mean-square accelerations of seat of driver, sex of booth, front bridge and back bridge are set in octave stripes, corresponding to geometric mean frequencies 1 Hz, 2 Hz, 4 Hz, 8 Hz and 16 Hz at motion on a low and second gear with the implementation of plowing. Dependences of change of the relative moving of frame and front bridge are similarly set in the octave stripes of frequencies at motion on a low and second gear.

The keywords: tractor unit, smoothness of motion, suspension system, seat of driver, root-mean-square accelerations.

The energy efficiency of the vehicle and the criteria for its evaluation / M. Podrigalo, D. Abramov, Y. Tarasov, V. Efimchuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 28–37. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The emergence of new alternative power plants (electric, hydrogen internal combustion engines, hybrid power plants, etc.), energy (batteries, flywheels) has necessitated the revision of the criteria that characterize the energy efficiency of the motor-vehicle. There was a need to broaden the concept of (operational properties) “fuel economy”, including into it not only the consumption of fuel thermal energy, but also other kinds of energy (electrical and mechanical). For a more objective assessment of energy expenditure there was proposed to use the term “energy efficiency of the motor-vehicle”. The analytical expressions that can serve as a basis for evaluating the energy efficiency of motor-vehicles, while driving in both a steady and an unsteady mode, are presented. Expression suggested, that determine the amount of energy consumption dimensional source unit and path length traversed by the power reserve of a vehicle provided with a constant velocity of movement. These expressions should be the main criteria, that characterize the energy efficiency of the car.

Key words: economy, vehicle efficiency, fuel energy, consumption, efficiency, vehicle power reserve.

Experimental researches of electrodynamic braking process of hybrid car / V.M. Dembitskiy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 38–43. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

In our opinion, the using of electric and hybrid vehicles has a very positive influence on environmental ecology and allows to reduce considerably the fuel expenses for people. In the given article the actual problems of vehicles exploitation particularities are investigated. The review of the previous researches of regenerative braking systems was made. The particularities of the investigations of scientists who conducted the researches of electrodynamic braking systems, were noticed. It was suggested a mathematical model that describes the braking process with energy recuperation. There were conducted the experimental researches of the electrodynamic braking process with energy recuperation of the very small class hybrid car for two different ways of managing of the recuperation system. The calculation of the regression coefficients for the most effective management system was done. There was made a mathematical model adequacy test. The benefits of application of the regulated electrodynamic braking with energy recuperation were established. This type of braking will perform to realize it with maximum efficiency and to accumulate the maximum amount of electrical power. In future, the application of research results is called to improve the braking particularities of the vehicle and to increase its power efficiency.

Keywords: mathematical model, experiment, recuperation, braking, vehicle.

Transport gibridny energy complex population / N.G. KUTS // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 44–48. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

It was maded an analysis of hybrid car with electric traction and heat engine compared to magnetodynamic motor-generator and vortical heat pump. The development of electric vehicles is constrained by large dimensions and weight characteristics that are produced, electric motors, generators and batteries. As a result, the costs for producing of electric cars are far superior then cars with internal combustion engine. It was showing a principal possibility to fully meet power consumption in a vehicle during its motion from the heat pump. It has been established that the fan, a compressor and a turbine with special swirl vanes are actually the vortex heat pump and it is shown how these devices can be applied as a heat pump in transport. The role of the fan is to prevent the formation of reverse air flow during reflection from the blades of wind turbine and slightly increase the flow rate of air entering the heat pump as a result of the vehicle. It was developed a concept of the

hybrid vehicle power complex with electric traction and vortical heat pump. Vortex heat pump is able to fully offset the power consumption of electric traction motor from the battery.

Keywords: hybrid electric, magnetodynamic motor-generator, Vortex heat pump, electric traction, hybrid power complex, fan.

Experimental research a car with hybrid power plant / A.M. Kashuba // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 49–53. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

Conducted analysis the basic methods of evaluating fuel efficiency and environmental performance of vehicles in urban and suburban environments.

Experimental research model car with hybrid power plant (HPP). Experimental tests were carried out on the model of the vehicle with parallel circuit HPP. The program stand of experimental researches included the defining: speed characteristics of active and forced idling; load characteristics; consumption of fuel and power while driving modes for test cycle on the stand with race drums.

Defined polynomial coefficients and the surfaces of response. Determination of polynomial coefficients was conducted by symmetric composite the second order orthogonal plan. Compiled a block diagram of work a hybrid car and made method for experimental research of hybrid cars.

Preliminary study on selection of rechargeable batteries and their optimal capacity gave an algorithm of vehicle with HPP. In applying this algorithm is a one-time mileage using electric traction can be increased by 15-20%. Method allows more efficient use rechargeable batteries for lifetime, reduce fuel consumption and harmful emissions.

Keywords: hybrid vehicle, fuel consumption, current consumption, modes of motion, economy, polynomial model.

Determination of hauling-speed properties of car by a travelling method, working on different kinds fuel / E. O. Bilogurov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 54–58. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The analysis of existing methods of diagnosing the vehicle is carried out. On the basis of the analysis carried out there have been determined the diagnostic parameters – acceleration and slowing time, the choice of which is based on availability and information capability. The memoir deals with the improvement of the diagnosing method of tractor-speed properties of vehicles in road conditions. The high-speed factor K_v , allowing counting the value of the resistance factor to rolling and aerodynamic resistance with more split-hair accuracy, than earlier offered methods, and an expanding high-speed range for determination of the given factors is offered. The mathematical models of resistance forces to vehicle's movement are improved. The mathematical dependences considering the influence of other forces of of vehicle's movement resistance which were not earlier considered in a complex are made. The technique of vehicle's general technical condition control is formed. The experimental check of the offered theoretical positions concerning the determination of traction dynamics equations components is carried out.

Keywords: equation of traction dynamics, tractor-speed properties, factor of aerodynamic resistance.

Methods of determination of vehicle diesel engine using the power supply system with dynamic adjustment percentage fuel mix / A.P. Polyakov, O.O. Galushchak, D.O. Galushchak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 59–64. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

This paper presents method of determination of the vehicle with a diesel engine at a feed mixture of diesel and biodiesel fuels using dynamic adjustment percentage of the mixture. Power System with dynamic adjustment percentage fuel mix ratio provides a change of diesel and biodiesel in blends depending on the mode of the engine, which in turn depends on the speed, driving conditions and vehicle load.

Methods of calculating the performance of the car when the engine on a mixture of diesel and biodiesel fuels used to evaluate the efficiency of power system dynamic motor control percentage of the mixture.

To ensure the flow of workflow engine using the power of the engine system with dynamic adjustment percentage composition of the mixture, the electronic control unit calculated required percentage composition of the fuel, which calculated the duration of injection, evaporation and combustion of fuel mixture.

Keywords: biodiesel, fuel mixture, dynamic adjustment percentage composition, workflow engine.

The results determine the impact of the thermal state of the engine vehicle for dynamic and fuel-efficiency characteristics / V.L.Derkach // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 65–69. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The comparative information of the car driving was proposed. Engine thermal state is important in the operation of the vehicle, especially in winter. Cold engine has fuel consumption and value of harmful substances in exhaust gases much more than a hot engine.

An important factor in the investigation is dynamic characteristics. Cars with cold engine have less acceleration. The data in the first few minutes after starting the engine and after heating is shown. The work of a gasoline engine in various thermal conditions in different throttle flaps is examined. The experiment was taken by the car with gasoline engine and manual transmission. The measurements were performed on the appropriate route with the same weather temperatures. We study the use of pre-heating and research in temperate climates, which also Volyn region applies. The different modes of the car motion are received. The experiment was conducted with the opening of the throttle flaps 10% and 20%. More engine load almost rarely used by drivers while driving with a cold engine. This study makes it possible to get the value of fuel savings when warmed engine used in cold weather. This paper shows the relevance of investigation. As a result of the experiment graphs were built and analyzed the influence of temperature of the engine of the car on his work.

Keywords: board computer, car, driving cycle, temperature, load, engine.

The law of normal distribution of a random variable of the established delay of the car. / O. V. Sarayev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 70–82. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Currently in Ukraine there are no clear recommendations for experts to assess the effectiveness of braking vehicles equipped with anti-lock brakes. It is known that the exact values of the parameters of the vehicle braking performance can be obtained during the investigative experiment. However, the car after a traffic accident can have such damage, which will not allow to carry out the necessary measurements. Therefore, experts question the correctness of the performance evaluation of such vehicles by known expert techniques that do not take into account the presence or absence in the construction of anti-lock brakes.

The paper suggests a process of braking the car to consider, as a stochastic physical object, because its characteristics are random. Statistical hypothesis is formed on the basis of the analysis of the initial information gathered by testing eighteen models of various brands of modern cars such as: Audi, BMW, Chevrolet, Ford, Daewoo, Honda, Lexus, Mazda, Mitsubishi, Opel, Porsche, Renault, Skoda Volkswagen, Volkswagen. Proved the hypothesis that the random variable steady deceleration of cars that are equipped with anti-lock brakes, subject to the normal distribution law. This does not contradict the essence of the stochastic physical object, which is the process of braking the vehicle, unlike the previously adopted method of formalizing this process using deterministic functions.

Keywords: Road accident, braking, test, delay, statistics, distribution, law, criterion, coherence

Perfection of methods of diagnosticating of the brake systems of cars with ABS on roller stands / I.A. Marmut // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 83–88. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

A question is considered of diagnosticating of the brake systems of cars, equipped by the antislid systems. The improved methods of verification of the brake systems are offered with ABS on roller stands. On a roller stand the terms of motion and braking, maximally similar to the real terms on the road are designed, and also measuring of parameters is carried out in the process of diagnosticating and datalogging, which act from electronic CU of the system of side diagnostics. For achievement of effect of blocking of the put on the brakes wheel a stand is equipped by the special devices which execute the simultaneous unloading of wheel and moistening of surfaces of rollers the special solution. The method of diagnosticating, which, is offered, will extend possibilities foreseen in the construction of ABS of the system of self-diagnosis, because plugs not only the algorithm of exposure of disrepairs of sensors and electric chains in the program but also mechanical devices – brake mechanisms and elements related to them. The idea of the offered method consists of that at braking of car to the state of wheels on verge of their blocking, when ABS begins cyclic to throw down pressure of liquid in the hydraulic drive of brake mechanism, a wheel with a badly working brake mechanism comes in the state of beginning of blocking the last. Number of cases, when every wheel blocks the first, second or last will be approximately identical; if the brake mechanism of some wheel is defective, then in experiments fully appropriate lag of beginning of wearing-out of ABS will begin to be looked over exactly on this wheel. To make sure in statistical meaningfulness of the got result, it is necessary to expect the coefficient of grade correlation of the sequences of moments of beginning of wearing-out of ABS got in the experiments of braking. And if correlation is, then the brake mechanism of wheel, blocked by the last, is defective, and if she is not present, claims against work of brake mechanisms are not present.

Keywords: brake system, roller stand, confidence probability, blocking of wheel.

Intellectual suspension of the modern car / O. J. Nikonov, M. V. Sindeyev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 89–94. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The article deals with the basic principles of existing, available hydraulic suspension using automatic methods Controlled Damping, with all of substantial and meaningful advantages and disadvantages of such modern systems. This short research pays attention to operating principle and basic modes hydraulic suspensions used in modern cars. A technical improvement of Controlled Suspension additional sensors, which includes a small and smart video camera. The video camera is connected to the vehicle computer. The advantages of such improvements are obvious. The article offers additional using of video cameras, coupled with such systems, and analyzes the basic principles of existing hydraulic suspension using automatic methods Controlled Damping. Suggest additional ways to use the camcorder connected with such systems. The effect of increasing the comfort and safety of traffic using such systems. The introduction and future using will change all ideas and expectations about the safe in the car and outside the car, about comfortable driving, about mobility in the future. Without these improvements all of future cars and theirs using is impossible. The authors rely on introduction these innovations into commercial production.

Keywords: car, suspension, camcorder, car computer, intelligent suspension.

Complex combined heating: a systematic approach to the formation of schemes to ensure optimal temperature condition of vehicles in operation / I. V. Gritsuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 95–101. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The article describes the results of the formation of a systematic approach to ensure optimal temperature condition of the vehicle in service with the help of a complex combined with warm thermal storage technology. The prevailing approach allows the system to explore all possible schemes integrated system for combined heating motor vehicle and (or) power plant arising from patterns (morphology) structure. This approach takes into account, besides the already known and unusual options that under normal bust could be neglected. This, unlike the simple enumeration is eliminated undesirable option skip any options. This is an opportunity to consider the long-term technical solutions while still in the stages of design and technological development, or those who currently do seem inconsistent to study the processes of warming up the engine. Each of the selected schemes motor vehicle and (or) power plant layout options with integrated heating system combined regarded as an effective way to ensure optimum thermal condition of the vehicle in operation, which today form the basis of the existing fleet of passenger and freight vehicles. The approach allows to systematically explore all possible schemes and processes of complex systems combined engine warm-up vehicle in the composition of thermal storage phase transition at all stages of its operating cycle.

Keywords: vehicle, power plant operation, system approach, optimal thermal condition, heat storage, phase transition, a complex system of combined heating.

Overcoming obstacles projected vehicles / O.P. Sitovskiy, P.V. Mazylyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119). – P. 102–106. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

A review of research of overcoming projected obstacles in urban mode. Considered researches Lutsk NTU master students on the composition of traffic flow at the crossroads of Lutsk and duration of transport modes, depending on the overall balance of time spent on the line. It was noted design at Audi scientists to reduce fuel consumption and harmful emissions by passage of traffic lights without stopping.

For example, selected car was small class a mass of 1200 kg. Theoretical research of fuel consumption and acceleration when driving a car in city mode. Theoretically determined that the instantaneous fuel consumption of small class car when driving at a constant speed is between 5.5 to 7 l/100km. At dispersal instantaneous fuel consumption increases to 20–65 l/100 km and more. At start up and acceleration to speeds of 60 km/h. the total fuel consumption is up to 15 ml of gasoline.

Conclusions about fuel consumption in overcoming obstacles predictable. Established that at the start of the car the place and acceleration fuel consumption increases by 5–10 times than car travel without stopping; method passage nonstop for rational use of vehicles with traditional and hybrid and electric charge.

Keywords: overcoming obstacles mode of motion, acceleration, deceleration, fuel consumption, efficiency, environmental friendliness.

Reducing the technical examination accident at nighttime input data uncertainty / V.P. Kuzhel // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 107–114. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The proposed method and expertise program are offered to reduce uncertainty in the input data technical accident expertise in determining the visibility range of road conditions in the headlights. The method and program help to reduce uncertainty data and increase the objectivity of expert decision-vehicles in conditions of uncertainty and uncertainty input data during examinations accident. An example of application programs developed expertise in the study of the mechanism of real adventure and find the culprits.

Proposed to reduce the uncertainty in the input data developed technique and expert program you can specify the number, terms or on a "thermometer" when the judge is unable to estimate the number or variable or qualitative terms, and it just feels intuitive level. The principle of the thermometer in the assessment of quality variables - expert evaluation of an indicator is made by crossing out the scale, left and right borders of which correspond to the smallest and largest index levels.

To reduce the uncertainty in the input data technical accident examination suggested the use of fuzzy expert information about the importance of factors influencing the visibility of advanced protocol inspection of the accident. Output can be specified number, term or on a "thermometer" when the judge is unable to estimate the number or variable or qualitative terms, and it just feels intuitive level. The technique developed by expert and program visibility allow you to define specific road conditions using advanced protocol accidents and reduce the time taken for the automotive expert-depth analysis, questioning witnesses and participants adventure, investigator of field experiment. The use of peer program will significantly reduce the amount of research to increase the objectivity of decision.

Keywords: expertise, visibility, nighttime, uncertainty, methods, traffic accident, car.

Features of rationing fuel in difficult road conditions machines / S.I. Krivoshapov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 115–121. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The article analyzes the complex conditions of operation machines and methods for their accounting in the regulatory the legal framework of Ukraine. It is noted deficiencies of methods of rationing fuel consumption. A general formula for calculating fuel consumption by the parameters of noise acceleration, fuel quality, the degree of loading and constructive perfection of the machine. Examined three modes demanding conditions: increased road resistance and incline of the road, additional losses in the suspension when driving on rough roads, losses on of soil deformation and slippage. Mathematical dependences fuel consumption based on these motions. On the example of KrAZ-6510 received graphic dependences of change in fuel consumption on the speed and operating conditions. Found that in difficult road conditions when driving with a reduced speed and high load, the fuel consumption increases. For example, for the KrAZ-6510 at a speed of about 10 km/h fuel consumption in 1/100 km can be increased by 2-6 times compared to standard values. While existing in the Ukraine of rationing methods provides maximum fuel surcharge of up to 50%. Suggest ways to improve the valuation of fuel consumption in road transport taking into account the complex machine operation at reduced speed.

Keywords: fuel consumption, rationing, operating conditions, the profile of the road, rolling resistance wheel, loss of energy, transportation machinery, operating properties.

Security by car: problems and prospects / A. Stepanov, I.Nahlyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 122–127. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The article discusses the features of the concept of safety in road transport and transport security concepts. The author tells about the problems and prospects of security on a vehicle. A wide range of internal and external threats that weaken the transport security of the country is examined in the article. Along with the concept of transport security threat one can find the classification of transport security threats. The author comes to the conclusion that further development of the transport system ensuring its stable operation in safety of transport is a strategic object of the country. Urgent problem of road safety. In road transport, due to the large number and mobility of vehicles, traffic safety problems are most acute. There is a tendency to a rapid deterioration of the situation that requires urgent response. In this connection, the security on the different types of vehicles is currently one of the priority requirements for transport systems.

Key words: road transport, road transport safety, transport safety, threat.

Ways to improve the efficiency of recognition of road signs / S. G. Selevych // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 128–131. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The preconditions of modern smartphones using to solve the traffic road signs recognition problem for vehicles are not equipped with stationary TSR systems due to economy were proposed. The brief review of color-based, shape-based and machine learning approaches to identifying road signs in Traffic Sign Recognition systems TSR was made. The list of factors and examples that affect to accuracy of recognition were presented. The using logic of traffic signs placement and name database with GPS navigation system and the subsequent application of the Hough transform modifications to identify triangle, rectangle, circle or octagon for improving the effectiveness recognition was proposed. Classify criteria for effectiveness assessing of the road signs recognition procedure are presented. The conclusions about using GPS navigation system with TSR system and classification recognition results have been made.

Keywords: traffic sign recognition, TSR, Hough transform, classification, GPS

Taking into account the current technical condition of automobile engine in making decisions on the implementation of prevention and rehabilitation works / V. Sahno, Yu. Kukurudzyak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 132–137. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The article describes a method of determining the current technical condition of the engine based on automated intellectual and operational monitoring. This technique is aimed at providing an operational definition of a technical condition of the engine during operation and assistance in making informed operational decisions on the implementation of preventive or restorative work. Proposed to classify the fault of the automobile engine through the levels. This allows you to create a hierarchical structure that takes into account that a number of individual faults can be replaced with a single time fault. Each level of the fault corresponds to a certain level of monitoring objects are distributed engine. The General algorithm for the identification of faults, which shows the sequence of automatic actions to create a diagnostic model.

Keywords: technical maintenance, monitoring, technical condition, fault, diagnosis, class, setting.

Energy-power analysis process roltruzii / A. P. Kravchenko, V. A. Kostrub, S. N. Ganja // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 138–144. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The features power power analysis molding composite profiles by roll-extrusion. The expressions for the forces of resistance to movement of straight bundles impregnated with a binder on the surface of the mandrel.

Keywords: composite rod, pultrusion and roltruzii, stress-strain state, the energy consumption.

The effectiveness of the use of alternative fuels derived from topinambur / VM Melnik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 145–150. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Ukraine not having natural reserves of fossil hydrocarbons can not stay out of the production of renewable raw materials for the development of alternative energy that are fundamentally different from traditional hydrocarbon (oil) its inexhaustibility and environmental cleanliness.

The methods of evaluating the effectiveness of the use of additives fuel derived from topinambur in commodity fuels. In the calculations of commercial fuel efficiency of artichoke, as an additive to gasoline, a necessary condition is taken to ensure equal octane numbers of equivalent fuel compared to commercial gasoline. In the end, the authors have been calculated according to changes in the price of gasoline used, depending on the percentage of fuel in it from artichoke.

So, for the received prices for gasoline and fuel derived from topinambur of the calculations can be seen that with the increase in the percentage of fuel from topinambur in an equivalent fuel up to 25% increase in commercial efficiency is achieved through the use of equivalent fuel gasoline with lower octane, thus reducing the cost derived fuel to 6%.

Keywords: renewable sources, topinambur, fuel, ecology, efficiency, economy, use

Ways to improve the heat-stressed state of the exhaust valve-speed autotractor diesel engine transient conditions / A.V. Trinev, V.A. Pylev, AA Lebedev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 151–156. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840..

Analysis of recent works in the field of heat-stressed state (THC) parts of the combustion chamber (pistons, cylinder heads, valve assembly) of automotive diesel engines with high boost on liter capacity indicates

an increased attention to the non-stationary thermal regime. In particular, the exhaust valves are working in conditions of high and low frequency modes of cyclic thermal cycles associated with sharp and subsidence has thrown loads. Calculation of stress-strain state of the valve has confirmed the assumption that the cause of fatigue cracks can be macro-thermal cycles on transients and load-discharge. As follows from the study, register as soon as the voltage at the maximum steady-state nominal modes is not true and can lead to errors in the assessment of the durability of the valve. From the analysis of the data can also be concluded that the hollow valve better adapted to work with the low-frequency thermal cycles, and he should expect a higher durability compared to the production version.

Keywords: wall thickness, temperature, heat-stressed condition, load transients, computational studies.

Simulation results EMF-absorber when driving over bumps/ A.N. Sergienko, B.G. Lyubarskii, N.G. Medvedev, N.Ye. Sergienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 10 (1119).– P. 157–164. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

Presents the results of simulation of the suspension of the car with a linear electromechanical transducer (EMF) shock absorber when driving it on the road with a sine, random and single asperities. The two-mass mechanical model with kinematic excitation of vibrations. Adopted by the linear characteristic of elastic suspension elements. Shows the calculated waveform change the mechanical and electrical systems, depending on the vehicle speed, the active load resistance in the circuits of the phase windings EMF and profile pothole. The nature of the changes produced electric energy in the whole range of the vehicle speed and the load resistance of the control system. For the assumed parameters of the suspension resonance is observed at certain speeds the car. Vehicle speed is chosen in the range of from 3 m/s to 17 m/s. An estimate of the generated electric energy is to change the electric current in the phase windings, the resistance in the circuits of the phase windings with the efficiency of the device in question.

Keywords: modeling, results, electromechanical, linear transducer, damper movement irregularities energy.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Самородов В. Б., Яловол И. В., Деркач О. И., Митцель Н. А.</i> Анализ альтернативной конструкции гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора ХТЗ-200	3
<i>Артьомов М. П.</i> Визначення ефективності використання ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів моделюванням парціальних прискорень.....	9
<i>Мамонтов А. Г.</i> Исследование плавности хода тракторов с пневморессорной и серийной подвесками при выполнении пахотных работ	18

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<i>Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тарасов Ю.В., Ефимчук В.М.</i> Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки	28
<i>Дембіцький В. М.</i> Експериментальні дослідження процесу електродинамічного гальмування гібридного автомобіля	38
<i>Куць Н. Г.</i> Транспортний гібридний енергокомплекс.....	44
<i>Кашуба А. М.</i> Експериментальні дослідження автомобіля з гібридною силовою установкою.....	49
<i>Белогуров Е.А.</i> Определение тягово-скоростных свойств автомобиля дорожным методом, работающего на разных видах топлива	54
<i>Поляков А. П., Галуцак О. О., Галуцак Д. О.</i> Методика визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при використанні системи живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив	59
<i>Деркач В. Л.</i> Результати визначення впливу теплового стану двигуна автомобіля на динамічні та паливо-економічні властивості	65
<i>Сараєв О. В.</i> Закон нормального розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля	70
<i>Мармут І. А.</i> Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з абс на роликових стендах	83
<i>Ніконов О. Я., Сіндєєв М. В.</i> Інтелектуалізація підвіски сучасного автомобіля.....	89

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

<i>Грицук І. В.</i> Комплексний комбінований прогрів: системний підхід до формування схем забезпечення оптимального температурного стану тз в умовах експлуатації.....	95
<i>Сітовський О. П., Мазилук П. В.</i> Подолання прогнозованих перешкод транспортними засобами	102
<i>Кужель В. П.</i> Зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі дтп в темну пору доби.....	107
<i>Кривошапов С. И.</i> Особенности нормирования расхода топлива в сложных дорожных условиях эксплуатации машин	115
<i>Степанов О. В., Наглюк І. С.</i> Безпека на автотранспорті: проблеми та перспективи .	122

<i>Селевич С. Г.</i> Шляхи підвищення ефективності розпізнавання дорожніх знаків.....	128
<i>Сахно В. П., Кукурудзяк Ю. Ю.</i> Врахування поточного технічного стану автомобільного двигуна в прийнятті рішень щодо виконання профілактичних та відновлювальних робіт	132

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

<i>Кравченко А. П., Коструб В. А., Ганжа С. Н.</i> Энергосиловой анализ процесса ролтрузии	138
<i>Мельник В.М.</i> Економічна ефективність використання альтернативного палива отриманого з топінамбура	145
<i>Тринёв А.В., Пылёв В.А., Лебедев А.А.</i> Пути улучшения теплонапряженного состояния выпускного клапана быстроходного автотракторного дизеля на переходных режимах.....	151
<i>Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Медведев Н.Г., Сергиенко Н.Е.</i> Результаты имитационного моделирования ЭМП-амортизатора при движении автомобиля по неровностям	157
Реферати	165
Рефераты	171
Abstract	184