

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ ВАРНА



КАТЕДРА

ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ

XXVII НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ



ЕКО ВАРНА 2021

13 -15 Май 2021



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА
КАТЕДРА "ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ"



“ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ”

XXVII НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С
МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ



ЕКО ВАРНА '2021
13 - 15 МАЙ 2021

Форумът се организира и провежда от ТУ-Варна с частично финансиране от държавната субсидия за научно-изследователска дейност на университета

XXVII НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ

Том двадесет и осми част 1
ISSN (Online) 2367- 6965
ISSN (Print) 2367- 6299

Научен секретар и редактор
доц. д-р инж. Росен Христов

Издателство ТУ-Варна

Съдържание

1.	Анимиране на пътнотранспортно произшествие чрез Autodesk Maya	5
	Станимир Карапетков, Михаил Милев, Петьо Келеведжиев	
2.	3D моделиране на механичната система на автомобил с Autodesk Maya	13
	Михаил Милев	
3.	Оценка потерь энергии в зацеплениях коробок передач различных типов	21
	Александр Коряк	
4.	Geoinformation model of the street network for traffic control in cities	29
	Liudmyla Abramova, Hennadii Ptytsia	
5.	The changes in vehicle speed distribution related to complicated traffic conditions in cities	34
	Peter Horbachov, Vũ Đức Minh, Stanislav Svichynskyi, Ihor Shtanko	
6.	Идентификация транспортных средств с помощью видеокамер	44
	Владимир Безродный, Александра Безродная	
7.	Improvement of the vehicle identification method	47
	Vladimir Volkov, Andrey Levterov, Igor Gritsuk, Tatiana Volkova	
8.	Forecasting changes in the braking distance of passenger vehicles	52
	Vladimir Volkov, Igor Gritsuk, Tatiana Volkova, Nadija Ponomarova, Ganna Pliekhova	
9.	Comprehensive assessment of the biodiesel fuel influence on climate change	58
	Volkov Vladimir, Nataliia Vnykova, Olena Pozdnyakova, Volkova Tetiana	
10.	Determination of the accuracy of the method for diagnosing a passenger car by fuel consumption	65
	Yurij Gorbik	
11.	Control parameters state gas path turbo chargers	70
	Alexander Dityatiev	
12.	Использование алгоритмов обратных связей для поиска неисправностей в системе управления двигателем	74
	Евгений Зенкин	
13.	Estimation of the moment of inertia of mobile parts of a car engine	82
	Yuri Zybtshev, Alexander Nazarov	
14.	Problems of transport service of trucks at loading and unloading points	87
	Kateryna Kovtsur , Yevhen Liubyi, Natalia Ptytsia, Vitalii Fedorov	
15.	Influence of operating conditions on fuel consumption of transport vehicles	92
	Krivoshepov Sergey	
16.	Особенности силового взаимодействия автомобиля с полноопорным стендом при торможении	97
	Игорь Мармут, Эрнест Рабинович	
17.	Assessment of the level and state of technologies of production of services at the enterprises of the autoservice	106
	Nikolay Mastepan, Olena Mastepan	
18.	System of monitoring of provision of technological processes of maintenance and repair of vehicles by material resources	110
	Serhii Mastepan, Victor Kuzmin	
19.	Clarification of terms for replacing antifreeze during Bus operation	114
	Mikhail Nahliuk	
20.	Model of pneumatic tyre contact with road	119
	Mikhail Podrigalo , Aziz Abdulgazis , Mikhail Kholodov	

21.	Method of evaluation of wear of brake mechanisms installed on the front axis of cars	124
	Alexander Nazarov, Ivan Nazarov, Valentin Belov, Yevhen Ivanchenko, Nicolai Sergienko	
22.	Актуальность корректировки существующей системы технического обслуживания легковых автомобилей	129
	Вячеслав Павленко	
23.	Особенности диагностирования цилиндрово-поршневой группы бензиновых двигателей автомобиля	135
	Ирина Сараева, Александр Воробьев, Дмитрий Себко	
24.	Example structure of the auto technical examination of a traffic accident	139
	Mikhail Serafimov	
25.	Use of computer applications in the preparation of auto technical examination of a traffic accident	147
	Mihail Serafimov	

АНИМИРАНЕ НА ПЪТНОТРАНСПОРТНО ПРОИЗШЕСТВИЕ ЧРЕЗ AUTODESK MAYA

Станимир Карапетков, Михаил Милев, Петьо Келеведжиев

ANIMATION OF A TRAFFIC ACCIDENT THROUGH THE AUTODESK MAYA

Stanimir Karapetkov, Mihail Milev, Petio Kelevedjiev

Abstract. The paper treats a problem in the field of auto technical expertise. Namely, how results derived from the solution of a mechanomathematical model of traffic accident to be submitted properly to the judicial authorities. The exploring known mathematical approaches for studying the solvability of similar mathematical objects shows that an analytical solution of the used model cannot be expressed. This fact, as well as the possibility to present more details, are a prerequisite for using animation of a traffic accident. The software product *Autodesk Maya* is used for animation.

Keywords: traffic accident, mechanical mathematical model, auto technical expertise, animation, *Autodesk Maya*

1. Въведение:

Тази статия предлага подход за анимиране на пътнотранспортно произшествие (ПТП); други инструменти за изследване на различни ПТП са предложени в [1 – 3]. Предложеният подход може да се използва успешно за автотехническа експертиза на случило се ПТП и представлява удобно средство за представяне на детайли от произшествието пред неспециалисти – прависти, съдебни заседатели и др.

Анимацията е реализирана чрез софтуерния продукт *Autodesk Maya* с използване на параметри, извлечени от решението на механоматематичния модел на ПТП, предложен в [4] и представляващ следната гранична задача за система нелинейни диференциални уравнения:

$$m \cdot \ddot{x}_c = \sum_{i=1}^4 [F_{ix}] + m \cdot g \cdot \sin \alpha - w_x \cdot \sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2} \cdot \dot{x}_c, \quad (1)$$

$$m \cdot \ddot{y}_c = \sum_{i=1}^4 [F_{iy}] + m \cdot g \cdot \sin \beta - w_y \cdot \sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2} \cdot \dot{y}_c, \quad (2)$$

$$m \cdot \ddot{z}_c = \sum_{i=1}^4 N_i - \frac{m \cdot g}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha + tg^2 \beta}}, \quad (3)$$

$$[J_{C_1}] \cdot [\dot{\omega}] = [M_{C_\omega}] + [M_{C_{a1}}] + [M_{C_{a2}}] + [M_{C_\gamma}], \quad (4)$$

$$[I_\gamma] \cdot [\ddot{\gamma}] = [M_\gamma]; \quad M_{\gamma i} = F_{it} \cdot r_i + \sin(\dot{\gamma}_i) \cdot [M_{di} - f_i \cdot N_i - M_{si}], \quad (5)$$

$$I_\vartheta \cdot \ddot{\theta}_k = \sum_{j=1}^2 M_{kj}, \quad (6)$$

с гранични условия

$$q(0) = a, \quad q(T) = b. \quad (7)$$

Тук x_c, y_c , и z_c са координатите на масовия център на автомобила спрямо неподвижна координатна система, $F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}, i = \overline{1,4}$, са проекциите на силите на триене в колелата спрямо неподвижните координатни оси, α, β са ъглите на наклона на пътната настилка, $N_i, i = \overline{1,4}$, са нормалните реакции във всяко колело, w е факторът на обтекаемост, $[J_{c_1}]$ е матрица от масовите инерционни моменти на каросерията спрямо неизменно свързаните с нея координатни оси, $[\dot{\omega}] = [\dot{\omega}_{x'} \dot{\omega}_{y'} \dot{\omega}_{z'}]^T$ е матрица-стълб от производните на проекциите на ъгловата скорост върху неизменно свързаните с автомобила координатни оси (тук

$$[\omega_{x'} \omega_{y'} \omega_{z'}]^T = \begin{bmatrix} \sin \theta \cdot \sin \varphi \cdot \dot{\psi} + \cos \varphi \cdot \dot{\theta} \\ \sin \theta \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\psi} + \sin \varphi \cdot \dot{\theta} \\ \cos \theta \cdot \dot{\varphi} + \dot{\phi} \end{bmatrix},$$

където ψ, θ, φ са неизвестните Ойлерови ъгли на подресорната маса), $[M_{c_\omega}], [M_{c_{a1}}], [M_{c_{a2}}]$ и $[M_{c_v}]$ са матрици, чиито елементи са изразени чрез обобщените координати, скоростите и ускоренията, $[I_\gamma]$ е подходяща матрица, зависеща от водещите колела, $[\ddot{\gamma}]$ е матрица-стълб от собствените ъгови ускорения на колелата, $[\gamma_i]$ е квадратната матрица от коефициентите пред собствените ъгови ускорения на двигателните колела, зависещи от инерционните моменти на колелата и двигателя, r_i е радиусът на колелата, F_{it} е тангенциалната компонента на триене в колелото, f_i е коефициентът на триене при търкаляне, θ_k е средният ъгъл на завъртане на управляемите колела около шенкелните оси, M_{kj} е стабилизиращият момент от компонентите на реакциите на пътната настилка. Накрая, $[0, T]$ е интервалът, в който се случва произшествието, функцията $q: [0, T] \rightarrow \mathbb{R}^{10}$, чиито компоненти са неизвестните функции, има вида

$$q(t) = (x_c(t), y_c(t), z_c(t), \psi(t), \theta(t), \varphi(t), \gamma_1(t), \gamma_2(t), \gamma_3(t), \gamma_4(t)),$$

а векторите $a, b \in \mathbb{R}^{10}$ се определят експертно.

Като модел на вече приключил процес, граничната задача (1)-(6), (7) има решение. То обаче не е изразимо в квадратури. В търсене на възможност за представяне на решението е проучена математическа литература, посветена на разрешимостта на гранични задачи за нелинейни системи диференциални уравнения. Преглед на тези литературни източници е предложен в следващата част.

2. Преглед на математическия апарат:

Разнообразието на граничните задачи за нелинейни системи диференциални уравнения е причина за липсата на обща теория, гарантираща разрешимостта и предлагаща аналитично решение на такъв тип задачи. Възможно е значителната част от граничните задачи не могат да бъдат решени аналитично. Аналитични решения са предложени в [5,6]. Граничната задача, изследвана в [5], е от вида

$$\begin{aligned} x'' + a_1(t)x' + a_2(t)x + a_3(t)y'' + a_4(t)y' + a_5(t)y + N_1(x, y) &= f_1(t), \\ x'' + b_1(t)x' + b_2(t)x + b_3(t)y'' + b_4(t)y' + b_5(t)y + N_2(x, y) &= f_2(t), t \in [0, 1], \\ x(0) = x(1) = 0, y(0) = y(1) &= 0, \end{aligned} \quad (8)$$

където N_i и $f_i, i = \overline{1,2}$, са нелинейни, а $a_i(t), b_i(t), i = \overline{1,5}$, са непрекъснати функции. Решението е получено във вид на функционален ред при положение, че е единствено. В [6] граничната задача е за системата

$$\begin{aligned}x' &= Ax + f(t, x, y, z), \\y' &= By + g(t, x, y, z), \\z' &= Cz + h(t, x, y, z)\end{aligned}$$

с интегрални гранични условия

$$\int_0^T x(t)dt = d_1, \int_0^T y(t)dt = d_2, \int_0^T z(t)dt = d_3,$$

където векторните функции $f(t, x, y, z)$, $g(t, x, y, z)$ и $h(t, x, y, z)$ са непрекъснати за $(t, x, y, z) \in \mathbb{R} \times D \times D_1 \times D_2$, $D \subset \mathbb{R}^n$, $D_1 \subset \mathbb{R}^m$, $D_2 \subset \mathbb{R}^k$, и периодични по t с период T , A, B и C са неотрицателни квадратни матрици, а $d_1 \in D$, $d_2 \in D_1$ и $d_3 \in D_2$ са фиксирани вектори. Авторите предполагат, че съществуват константи $M_i, K_i, L_i, P_i, i = \overline{1,3}$, такива че за $t \in \mathbb{R}$, $x, x_1, x_2 \in D$, $y, y_1, y_2 \in D_1$ и $z, z_1, z_2 \in D_2$ са изпълнени условията за ограниченост

$$\|f(t, x, y, z)\| \leq M_1, \|g(t, x, y, z)\| \leq M_2 \text{ и } \|h(t, x, y, z)\| \leq M_3$$

както и условията

$$\begin{aligned}\|f(t, x_1, y_1, z_1) - f(t, x_2, y_2, z_2)\| &\leq K_1\|x_1 - x_2\| + K_2\|y_1 - y_2\| + K_3\|z_1 - z_2\|, \\ \|g(t, x_1, y_1, z_1) - g(t, x_2, y_2, z_2)\| &\leq L_1\|x_1 - x_2\| + L_2\|y_1 - y_2\| + L_3\|z_1 - z_2\|, \\ \|h(t, x_1, y_1, z_1) - h(t, x_2, y_2, z_2)\| &\leq P_1\|x_1 - x_2\| + P_2\|y_1 - y_2\| + P_3\|z_1 - z_2\|;\end{aligned}$$

за вектор $\vec{a}(a_1, \dots, a_l) \in \mathbb{R}^l$ нормата е $\|\vec{a}\| \leq \sqrt{\sum_{i=1}^l a_i^2}$. За всяко произволно фиксирано (x_0, y_0, z_0) , принадлежащо на подходящо подмножество на $D \times D_1 \times D_2$, е предложено следното T -периодично решение:

$$\begin{pmatrix} x(t, x_0, y_0, z_0) \\ y(t, x_0, y_0, z_0) \\ z(t, x_0, y_0, z_0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_0 e^{At} + \int_0^t e^{A(t-s)} \left[f(t, x, y, z) - \frac{A}{e^{AT}-E} \int_0^T e^{A(T-s)} f(t, x, y, z) ds - \rho \right] ds \\ y_0 e^{Bt} + \int_0^t e^{B(t-s)} \left[g(t, x, y, z) - \frac{B}{e^{BT}-E} \int_0^T e^{B(T-s)} g(t, x, y, z) ds - \sigma \right] ds \\ z_0 e^{Ct} + \int_0^t e^{C(t-s)} \left[h(t, x, y, z) - \frac{C}{e^{CT}-E} \int_0^T e^{C(T-s)} h(t, x, y, z) ds - \varphi \right] ds \end{pmatrix},$$

$t \in [0, T]$, където

$$\rho = \frac{A^2}{e^{AT} - TAE - E} \left[\frac{x_0}{A} (e^{AT} - E) - d_1 + \int_0^T Lf(t, x, y, z) dt \right],$$

$\det A \neq 0, \det(e^{AT} - TAE - E) \neq 0$, за

$$Lf(t, x, y, z) = \int_0^T e^{A(t-s)} \left[f(s, x, y, z) - \frac{A}{e^{AT}-E} \int_0^T e^{A(t-s)} f(s, x, y, z) ds \right] ds;$$

σ и φ са подобни.

В значителна част от литературните източници, изследващи съществуването на решение на нелинейни гранични задачи за системи диференциални уравнения, са предложени достатъчни условия, които гарантират разрешимост на разглежданата гранична задача без да предлагат аналитичен вид на решенията. Такива са например работите [7 – 13].

В [7] е изследвана граничната задача

$$\begin{aligned}x'' &= f(t, x, x'), t \in [0, 1], \\x(0) &= x(1), x'(0) = x'(1),\end{aligned}$$

където $f: [0, 1] \times D \rightarrow \mathbb{R}^n, D \subset \mathbb{R}^{2n}$, е непрекъсната. В една от доказаните теореми се предполага, че съществуват вектори $A, B, \varphi, \psi \in \mathbb{R}^n$ със свойствата $A < B$ и $\varphi < 0 < \psi$, такива че f е непрекъсната в множеството $[0, 1] \times [A, B] \times [\varphi, \psi]$ и

$$\begin{aligned}f_i(t, x_1, \dots, x_{i-1}, A_i, x_{i+1}, \dots, x_n, x'_1, \dots, x'_{i-1}, 0, x'_{i+1}, \dots, x'_n) &< 0 \\< f_i(t, x_1, \dots, x_{i-1}, B_i, x_{i+1}, \dots, x_n, x'_1, \dots, x'_{i-1}, 0, x'_{i+1}, \dots, x'_n), i = \overline{1, n},\end{aligned}$$

за всяко $A_j \leq x_j \leq B_j, j \neq i$, и всяко $x' \in \{y \in \mathbb{R}^n: y_i = 0, i = \overline{1, n}\}$,

$$f_i(t, x, x'_1, \dots, x'_{i-1}, \varphi_i, x'_{i+1}, \dots, x'_n) \text{ и } f_i(t, x, x'_1, \dots, x'_{i-1}, \psi_i, x'_{i+1}, \dots, x'_n)$$

не се анулират за всяко $(t, x, x'_j) \in [0, 1] \times [A, B] \times [\varphi_j, \psi_j], j \neq i, i = \overline{1, n}$. Теоремата гарантира поне едно периодично решение $x(t)$, такова че за $t \in [0, 1]$ е изпълнено $A \leq x(t) \leq B$ и $\varphi \leq x'(t) \leq \psi$.

Задачата на Дирихле

$$\begin{aligned}x'' &= f(t, x, x'), t \in [0, 1], \\x(0) &= A, x(1) = B,\end{aligned}$$

където функцията $f: [0, 1] \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$ е непрекъсната, е изследвана в [8]. Доказано е, че тя има поне едно решение, ако са изпълнени условията:

(I) Съществува константа $M \geq 0$, такава че

$$\langle x, f(t, x, p) \rangle \geq 0$$

за всяко $|x| > M$ и всички $x, p \in \mathbb{R}^n$, за които $\langle x, p \rangle = 0$; тук $\langle u, v \rangle = \sum_{k=1}^n u_k v_k$ е скаларното произведение на два вектора от $\mathbb{R}^n$

(II) За всяко $i = \overline{1, n}$ съществуват функции $A_i(t, x, p_1, \dots, p_{i-1})$ и $B_i(t, x, p_1, \dots, p_{i-1})$, неотрицателни и ограничени за $(t, x, p_1, \dots, p_{i-1}) \in [0, 1] \times \{x \in \mathbb{R}^n: |x| \leq M\} \times \mathbb{R}^{i-1}$ и, такива че

$$|f_i(t, x, p)| \leq A_i(t, x, p_1, \dots, p_{i-1})p_{i-1}^2 + B_i(t, x, p_1, \dots, p_{i-1}).$$

Сред задачите, изследвани в [9], е и многоточковата гранична задача

$$\begin{aligned}x'_i &= f_i(t, x_1, \dots, x_n), t \in [a, b], \\x_i(t_i) &= \varphi_i(x_1, \dots, x_n), i = \overline{1, n},\end{aligned}$$

където $-\infty < a < b < \infty, t_i \in [a, b], \overline{1, n}$, функциите $f_i: [a, b] \times \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}, i = \overline{1, n}$, удовлетворяват условията на Каратеодори, а функционалите $\varphi_i: C([a, b], \mathbb{R}^n) \rightarrow \mathbb{R}, i = \overline{1, n}$, са непрекъснати. Доказано е, че тази гранична задача има решение, ако съществуват функция $q: [a, b] \rightarrow (0, \infty)$, матрична функция $\{p_{ik}(t)\}_{i,k=1}^n$, непрекъснат ненамаляващ оператор $(\varphi_{0i})_{i=1}^n: C([a, b], (0, \infty)^n) \rightarrow (0, \infty)^n$ и положително число γ , такива че

$$\begin{aligned}f_i(t, x_1, \dots, x_n) \text{sign}[(t - t_i)x_i] &\leq \sum_{k=1}^n p_{ik}(t) |x_k(t)| + q(t), t \in [a, b], i = \overline{1, n}, \\|\varphi_i(x_1, \dots, x_n)| &\leq \varphi_{0i}(|x_1|, \dots, |x_n|) + \gamma, i = \overline{1, n}.\end{aligned}$$

В [10] е разгледана задачата

$$\begin{aligned}x'' &= f(t, x, x'), t \in [a, b], \\x(a) &= Ax'(a) + C, x(b) = -Bx'(b) + D,\end{aligned}$$

където $f: [a, b] \times \mathbb{R}^{2n} \rightarrow \mathbb{R}^n$ е непрекъснатата функция, A и B са положително определени $n \times n$ – матрици с реални коефициенти, а $C, D \in \mathbb{R}^n$. Едно от наложените условия върху f е: За произволна константа $M > 0$ съществуват число $p \geq 0$ и непрекъснатата положителна функция $\varphi(s)$, $s \in [0, \infty)$, такива че $\lim_{s \rightarrow \infty} \varphi(s) = 0$, $s^2 \varphi(s)$ е ненамаляваща функция и

$$|f(t, x, y)| \leq p(1 + |y|^2 \varphi(|y|)) \text{ за всяко } t \in [a, b], |x| \leq M \text{ и всяко } y \in \mathbb{R}^n.$$

Доказано е, че задачата има поне едно решение.

Граничната задача, изследвана в [11], е от вида

$$\begin{aligned}-\Phi(x')' &= \lambda h(t) \cdot f(x), t \in (0, 1), \\x(0) &= 0, x(1) = 0,\end{aligned}$$

където $\Phi(x') = (\varphi(x'_1), \dots, \varphi(x'_n))$, тук $\varphi: \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ е нечетен растящ хомеоморфизъм, $\lambda > 0$ е параметър, $h(t) = (h_1(t), \dots, h_n(t))$, тук функциите $h_i: (0, 1) \rightarrow \mathbb{R}_+$, $\mathbb{R}_+ = [0, \infty)$, са непрекъснати и $h_i \neq 0, i = \overline{1, n}$, във всеки подинтервал на $(0, 1)$, а $f(x) = (f_1(x), \dots, f_n(x))$ е такава, че функциите $f_i: \mathbb{R}_+^n \rightarrow \mathbb{R}_+$, $i = \overline{1, n}$, са непрекъснати, $f_i(x) > 0, i = \overline{1, n}$, за всяко $x \in \mathbb{R}_+^n$, за което $\|x\| > 0$ и неравенството $f_i(x_1, \dots, x_n) \leq f_i(y_1, \dots, y_n)$ е изпълнено винаги, когато $x_i = y_i, x_i \leq y_i, i \neq j$. В зависимост от стойностите на параметъра λ , авторите предлагат допълнителни условия, при които тази задача има поне две положителни решения, има точно едно положително решение или няма такова.

Съществуване на решение на гранични задачи от вида

$$\begin{aligned}x'' &= f(t, x, x'), t \in [0, 1], \\G((x(0), x(1)), (x'(0), x'(1))) &= 0,\end{aligned}$$

гарантира резултат от [12]. Тук $f: [0, 1] \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$, а $G(u, v)$ е такава, че функциите $u, v: \mathbb{R}^{2n} \times \mathbb{R}^{2n} \rightarrow \mathbb{R}^n$ са непрекъснати. Предположено е, че е изпълнено следното условие, вариант на класическото условие на Нагумо: Съществува положителна, ненамаляваща функция $\Psi(s)$, такава че $\lim_{s \rightarrow \infty} \frac{s^2}{\Psi(s)} = +\infty$ и

$$\|f(t, x, p)\| \leq \psi(\|p\|) \text{ за всяко } (t, x, p) \in [0, 1] \times \bar{B}_R \times \mathbb{R}^n,$$

където $\bar{B}_R \subset \mathbb{R}^n$ е централно кълбо с радиус R .

Статията [13] разглежда четириточковата задача

$$\begin{aligned}-x'' &= f(t, x, y), \\-y'' &= g(t, x, y), t \in (0, 1), \\x(0) &= 0, x(1) = \alpha y(\xi), \\y(0) &= 0, y(1) = \beta x(\eta),\end{aligned}$$

където $f, g: (0, 1) \times [0, \infty) \times [0, \infty) \rightarrow \times [0, \infty)$ са непрекъснати функции, сингулярни в $t = 0$ и $t = 1$, а параметрите α, β, ξ и η удовлетворяват условията $\xi, \eta \in (0, 1)$ и $0 < \alpha\beta\xi\eta < 1$. Едно от условията, наложени от авторите, е:

$$\int_0^1 t(1-t) f(t, 1, 1) dt < +\infty \text{ и } \int_0^1 t(1-t) g(t, 1, 1) dt < +\infty.$$

Полученият резултат подsigурява поне едно решение.

Известната литература предлага и числени методи за различни нелинейни гранични задачи. Ще посочим за резултати и литература [14 – 17]. Граничните задачи в [14] са за системата

$$\begin{aligned}x'' &= f(t, x, x', y, y'), \\y'' &= g(t, x, x', y, y'), t \in [a, b],\end{aligned}$$

с гранични условия на Дирихле

$$x(a) = A, y(a) = B, x(b) = C, y(b) = D$$

или на Нойман-Дирихле

$$x(a) = A, y(a) = B, x'(b) = C, y'(b) = D.$$

В [15] е предложено числено решение на задачи от вида (8). Числените методи, дадени в [16] и [17] третират съответно задачи от вида (8) и

$$\begin{aligned}x'' &= f(t, x, x'), t \in [a, b], \\x(a) &= A, x(b) = B,\end{aligned}$$

където функцията $f: [a, b] \times \mathbb{R}^{2n} \rightarrow \mathbb{R}^n$ е непрекъсната.

Не е трудно да се съобрази, че видът на граничната задача (1)-(6), (7) не позволява тя да бъде сведена до тип гранични задачи, за които разполагаме с теорема, гарантираща съществуване на решение. От друга страна търсенето на такава теорема не е съвсем смислено, тъй като тя би потвърдила разрешимостта на (1)-(6), (7) – факт, който, както отбелязахме вече, е известен предварително. Ясно е, че нашата задача не позволява да бъде решена аналитично. Всъщност от изложеното по-горе става ясно, че броят на граничните задачи за нелинейни системи, за които литературата разполага с подход за аналитично решаване, е твърде ограничен. Числените методи дават стойностите на решението в поредица от точки (наречени възли), принадлежащи на дефиниционния интервал на решението. Получените стойности не са съвсем точни, но обикновено са известни границите на натрупаната изчислителна грешка. Недостатък на числените методи е, че липсва информация за решението между възлите, а въвеждането на приближаваща функция, построена въз основа на получените стойности на решението, води до натрупване на допълнителна грешка. Всичко това насочва към заключението, че за целите на автотехническата експертиза най-подходящ за представяне на информацията, съдържаща се в решението на граничната задача (1)-(6), (7) би бил софтуерен продукт визуализиращ нейното решение.

3. 3 D анимация:

За анимиране движенията на автомобил е използвана средата на *Autodesk Maya*. *Autodesk Maya* предлага комплексен набор от инструменти, необходими за реализиране на всички етапи от процеса на анимиране. Позволява моделиране на параметризирани обекти и сцени и поддържа програмни езици, позволяващи управление на нейните функции.

В средата на избрания софтуер е изграден параметризиран 3D модел на автомобил.

3D моделът на автомобил е изграден на модулен принцип и е съставен от модулите *Автомобилно шаси* и *Каросерия*. Модулите са разграничени на база функционално предназначение. Чрез модульт *Автомобилно шаси* се управлява механичната система

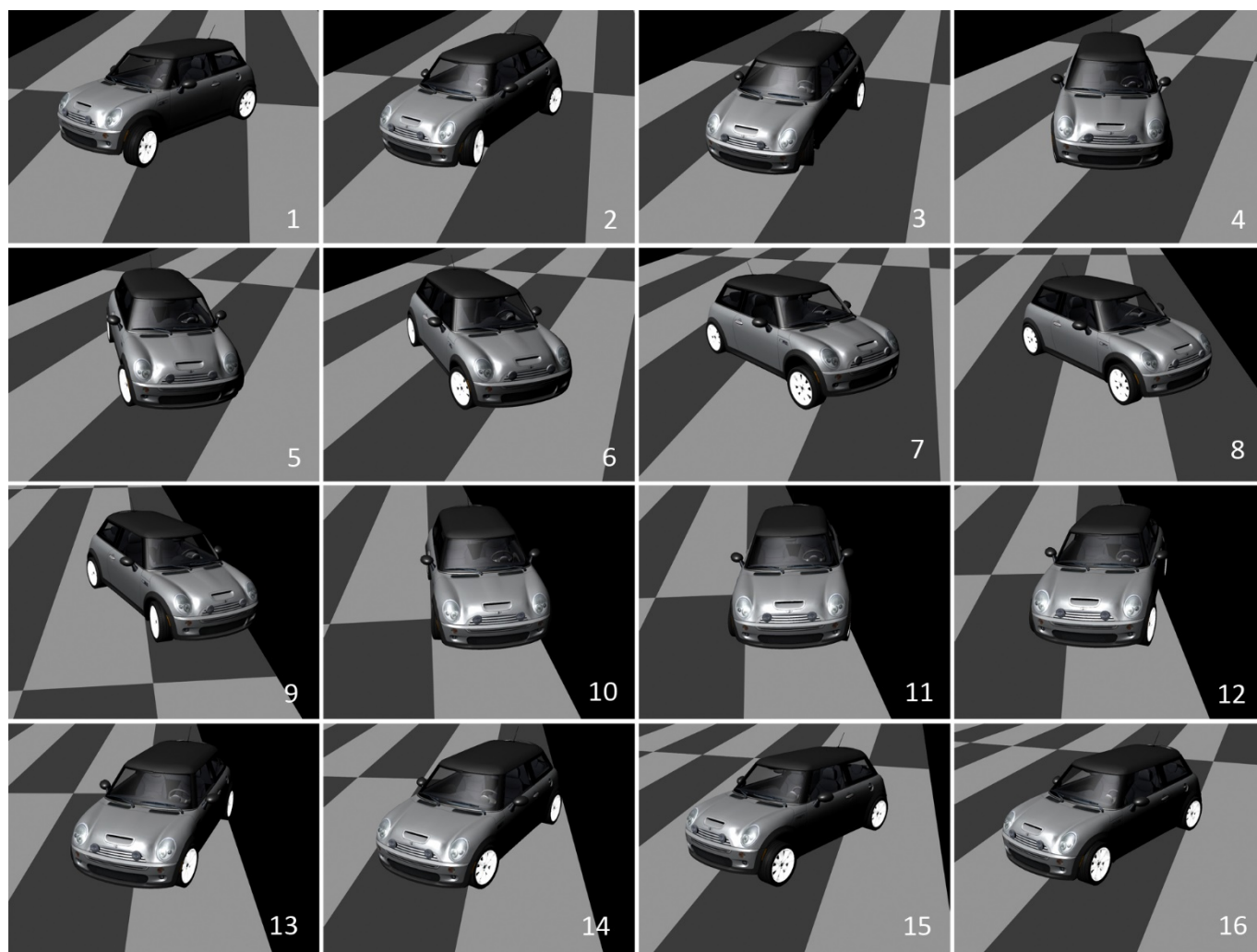
при анимиране на извършваните от нея движения, а чрез модулът *Каросерия* се придава визуален смисъл на формата.

Модулът *Автомобилно шаси* е отнесен към класа на механичните системи. Съгласно утвърдените техники за моделиране на такъв клас обекти [18], той е изграден от обемни мрежи на телата *Mesh* и контролируем скелет *Rigg*.

Чрез *Rigg* е описана кинематичната структура на модула *Автомобилно шаси* и са дефинирани звената и връзките в механичната му система. За систематизиране на описанието на компонентите и кинематичните взаимодействия, модулът *Автомобилно шаси* е разделен на подмодулите *Chassis*, *Wheels* и *Suspension*. Всеки подмодул реализира специфични функции и взаимодействия кинематично с останалите. Процесът на моделиране на *Rigg* е организиран в три етапа – дефинирани са размерни, кинематични и логически връзки в подмодулите и между тях. За реализирането на етапите са използвани инструментите *Connection Editor*, *Node Editor* и *Expression Editor*.

Като краен резултат е получен 3D модел, чийто визуални състояния са зависими от параметри, подавани на параметричните входове 3D модела. Наборът от параметри се подsigурява от решението на граничната задача (1)-(6), (7).

На Фиг.1 са показани кадри от анимирането на ПТП, представляващо загуба на управление на автомобил. Разработеният 3D модел на автомобил може да се мултиплицира и чрез него да се визуализират по-сложни ПТП.



Фиг.1 Поредица от дискретни кадри при анимиране загуба на управление на автомобил

4. Заключение:

Предложен е подход за визуализиране на решенията на механоматематичния модел на ПТП (1)-(6), (7). Въз основа на конкретни стойности на набор от параметри, получен от решението на модела, подходът предлага анимиране на движенията на автомобил при ПТП.

Литература

1. Karapetkov S., Dimitrov L., Uzunov H., Dechkova S. Identifying vehicle and collision impact by applying the principle of conservation of mechanical energy, *Transport and Telecommunication Riga*, volume 20, no. 3, pp. 191–204, doi 10.2478/ttj-2019-0016, Latvia 2019.
2. Karapetkov S., Dimitrov L., Uzunov H., Dechkova S. Examination of vehicle impact against stationary roadside objects, 9th International Scientific Conference on Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019; University of Kragujevac, Faculty of Engineering Kragujevac; Serbia; 5 September 2019 through 7 September 2019; Code 154497, Kragujevac, Serbia 2019.
3. Uzunov H., Matzinski P., Dechkova S., Dimov N. Systems engineering information model of vehicle-pedestrian collisions, *Cybernetics and information technologies*, Volume 21, No1, p-p 151-168, ISSN: 1314-4081, Sofia, 2021.
4. Karapetkov St. Mechanomathematical modeling of car movement in case of accident identification, Dissertation for the award of the scientific degree "Doctor of Science", Sliven, 2012.
5. Geng F., Cui M. Solving a nonlinear system of second order boundary value problems, *J. Math. Anal. Appl.* 327, 2007, 1167–1181.
6. Butris R. N., Shammo S. Kh. Periodic solutions for non-linear systems of boundary value problems, *Gen. Math. Notes* 21, 2014, 52-72.
7. Bebernes J. W., Schmitt K. Periodic boundary value problems for systems of second order differential equations, *Journal of Differential Equations* 13, 1973, 32-47.
8. Granas A., Guenter R., Lee J. Nonlinear Boundary Value Problems for Ordinary Differential Equations. *Dissnes Math.*, Warszawa, 1985.
9. Kiguradze I. T. Boundary value problems for systems of ordinary differential equations, *Itogi Nauki i Tekhniki. Ser. Sovrem. Probl. Mat. Nov. Dostizh.* 30, 1987, 3-103.
10. Vasilev N. I., Klovok J. A. Fundamentals of the theory of boundary value problems for ordinary differential equations, Riga, "Zinatne", 1978 (In Russian).
11. Lee Y.H., Xu X. Multiplicity results of positive solutions for singular generalized Laplacian system, *J. Korean Math. Soc.* 56, 2019, 1309-1331.
12. Thompson H. B., Tisdell C. Systems of difference equations associated with boundary value problems for second order systems of ordinary differential equations, *J. Math. Ana. Appl.* 248, 2000, 333-347.
13. Asif N. A., Khan R. A. Positive solutions to singular system with four-point coupled boundary conditions, *J. Math. Anal. Appl.* 386, 2012, 848-861.
14. See P. P., Majid Z. A., Suleiman M. Three-step block method for solving nonlinear boundary value problems, *Abstract and Applied Analysis*, 2014, ID 379829, 8 pp. doi.org/10.1155/2014/379829
15. Rupa M. J., Islam Md. S. Numerical solutions of system of second order boundary value problems using Galerkin method, *GANIT J. Bangladesh Math. Soc.* 37, 2017, 161-174.
16. Biala T. A., Jator S. N. A family of boundary value methods for systems of second-order boundary value problems. *International Journal of Differential Equations*, Vol. 2017, Article ID 2464759, 12 pages. <https://doi.org/10.1155/2017/2464759>
17. El-Gamel M. Sinc-collocation method for solving linear and nonlinear system of second-order boundary value problems, *Applied Mathematics* 3, 2012, 1627-1633. doi.org/10.4236/am.2012.311225
18. Palamar, T. Mastering Autodesk Maya 2015, Autodesk Official Press, 2015, ISBN: 978-1-118-86251-3.

За контакти: Prof. DSc Eng. Stanimir Karapetkov, Technical University of Sofia, Faculty of Engineering and Pedagogy of Sliven, Burgasko Shose Blvd 59, Sliven, Bulgaria, e-mail: skarapetkov@yahoo.com

Докладът е рецензиран.

3D МОДЕЛИРАНЕ НА МЕХАНИЧНАТА СИСТЕМА НА АВТОМОБИЛ С AUTODESK MAYA

Михаил Милев

3D MODELING OF THE MECHANICAL SYSTEM OF A VEHICLE WITH AUTODESK MAYA

Mihail Milev

Abstract: This article offers an approach for modeling of a vehicle mechanical system for 3D animation. The 3D model is built according to the definitions of the known mechanical mathematical model [1], by using the software *Autodesk Maya*. Through modular principle, the construction of the car is represented by two modules - *Chassis* and *Body*. The *Chassis* module is modeled as a non-free mechanical system composed of units and joints. Their position in the space is determined by imposed connections and allowed degrees of freedom. The degrees of freedom are expressed by the parametric inputs defined in the model. The parametric inputs are constructed in accordance with the generalized coordinates of the mechanical system of a car [1]. Based on cyclically applied numerical values to the parametric inputs, the model provides visualization of discrete positions of the mechanical system during the animation.

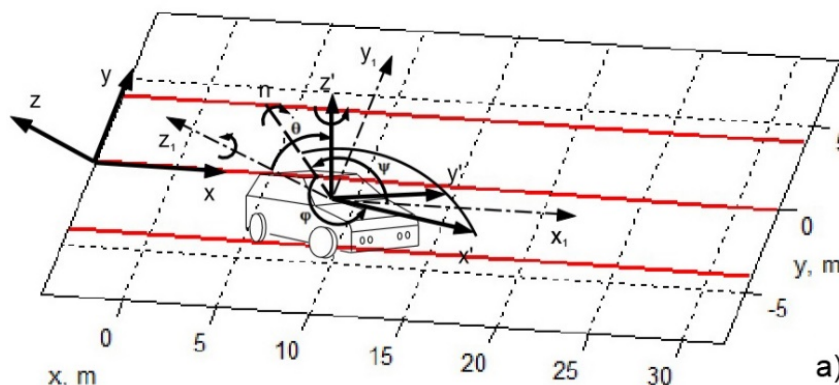
Keywords: vehicle mechanical system, mechanical mathematical model, 3D model, Autodesk Maya

1. Въведение

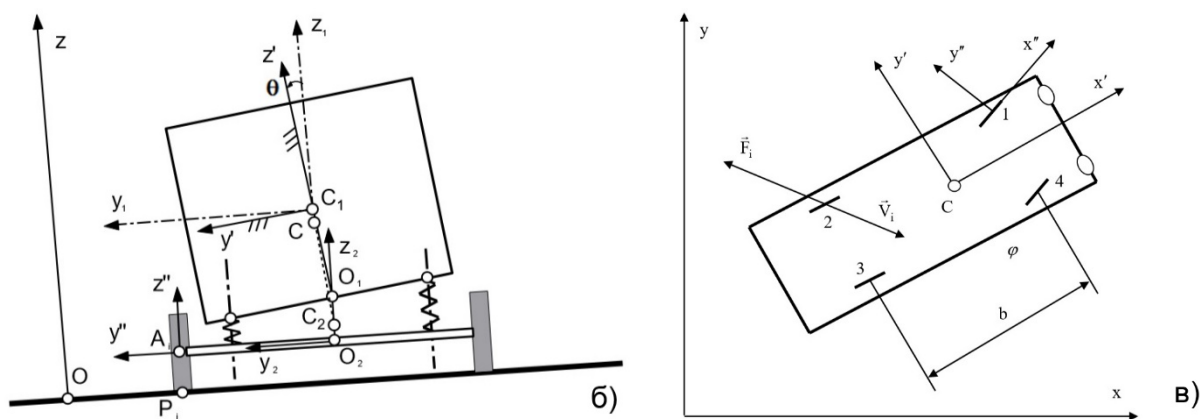
Настоящата статия предлага подход за 3D анимиране на механичната система на автомобил. Използвани са обобщените координати от механоматематичния модел [1], описващ движенията на автомобил при загуба на устойчивост; поведението на автомобил при други ПТП се изследва например в [2, 3, 4]. 3D моделът за анимиране е реализиран в средата на софтуерната платформа *Autodesk Maya*. Специализиран софтуерен продукт за анимиране на ПТП въз основа на механоматематично моделиране е *PC Crash* [5].

За реализиране на 3D модела е използван модулен принцип и конструкцията е представена като съставна от два модула – *Автомобилно Шаси* и *Каросерия*. Разделянето е направено на база целевото предназначение. Чрез модула *Автомобилно шаси* се управлява анимирането на извършваните от автомобила микро- и макродвижения. Чрез модула *Каросерия* се придава визуален смисъл на формата. В [6] са класифицирани обектите за 3D анимиране. Според тази класификацията модулет *Автомобилно Шаси* е отнесен към класа на механичните системи, а модулет *Каросерия* – към класа на подвижните деформируеми тела.

Тук 3D моделът е построен съобразно допусканията и въведените координатни системи използвани в механоматематичния модел [1], фиг. 1, а), б) и в).



Фиг. 1. Координатни системи, използвани в механоматематичния модел [1].

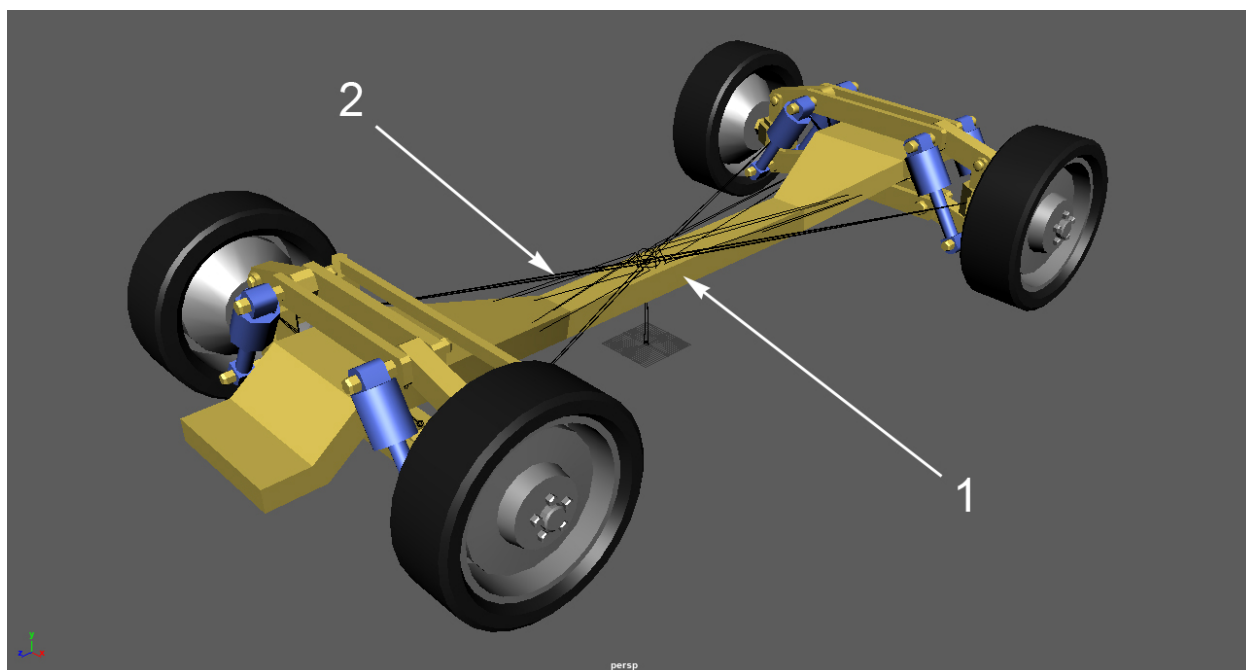


Фиг. 1. Координатни системи, използвани в механоматематичния модел [1], продължение.

Значението на отделните елементи от фиг. 1 е: $OXYZ$ – неподвижна координатна система, чиито оси X и Y лежат в равнината на движение на автомобила; C , C_1 и C_2 – съответно масов център на механичната система на автомобила, на подресорната и на непоресорната маса; $C_1x'y'z'$ – подвижна координатна система, неизменно свързана с масовия център на подресорната маса; $C_1x_1y_1z_1$ – транслационно движеща се координатна система с оси успоредни на неподвижните; $C_ix_iy_iz_i$, $i = \overline{1,4}$, – координатни системи, всяка с начало масовия център на отделните колела; спомагателна координатна система $O_2x_2y_2z_2$, неизменно свързана със собствените геометрични оси на въртене на колелата, чието начало O_2 лежи в равнината на собствените оси на въртене на колелата.

2. 3D Моделиране на модул *Автомобилно шаси*

3D моделът на модула *Автомобилно Шаси* е изграден на базата на окачване *Multi-Link*. Конструкцията е пресъздадена при въведено ниво на абстракция, като е спазен принципът на функциониране и кинематичните връзки между основните звена от механизма. Геометричните размери на звената са параметризирани и са дефинирани размерните отношения между тях. Това прави 3D модела мащабируем при пресъздаване на МПС с различни габарити.

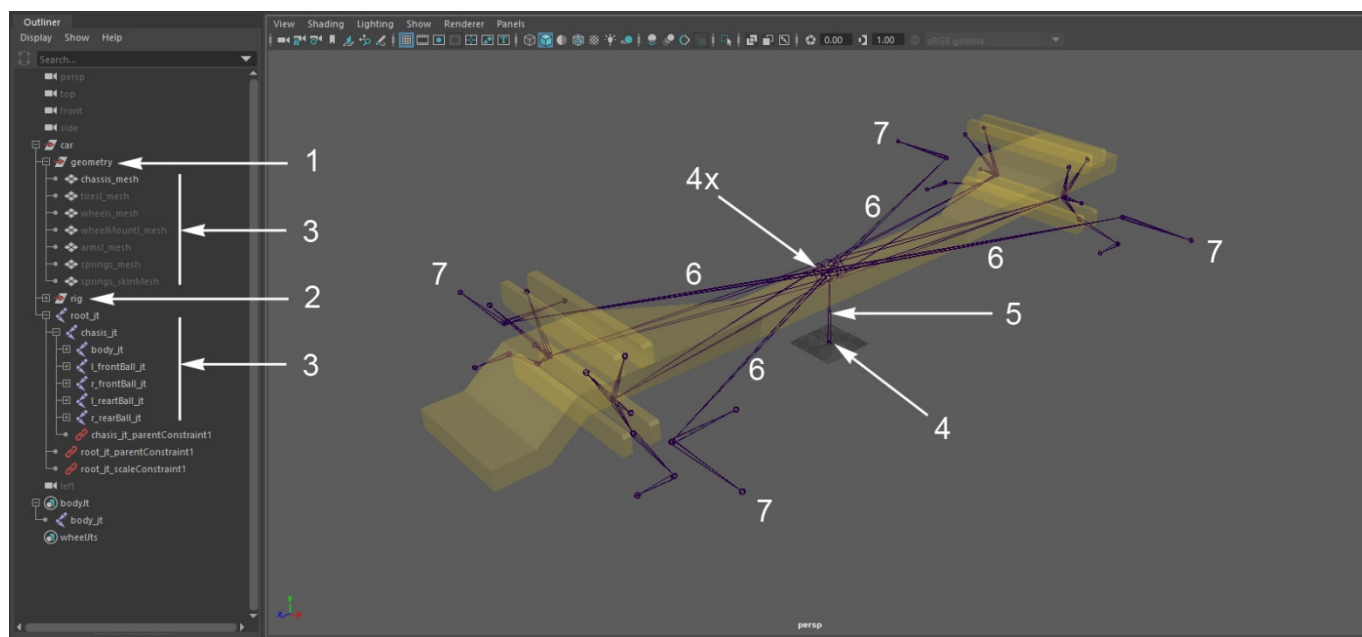


Фиг. 2. 3D модел на модул *Автомобилно шаси*.

3D моделът на модула е представен като несвободна механична система, съставена от звена и стави. Тяхното положение в пространството е определено от наложени връзки и допуснати степени на свобода. Степените на свобода са представени чрез дефинираните в модела параметрични входи. Въз основа на циклично подавани числови стойности към параметричните входи, моделът осигурява визуализация на дискретните положения на механичната система при нейното анимиране.

На фиг. 2 е представен общ изглед на изградения модул. Съгласно утвърдените техники за 3D моделиране на обекти от този клас [6, 7], той е съставен от геометрични мрежи на телата, поз. 1, и контролируем скелет, поз. 2. Чрез контролируемия скелет са дефинирани звената и ставите на механичната му система и са определени връзките и степените на свобода при анимиране. За изграждане на *Rig* и функционалното му обвързване с телата от модела, са използвани информационни единици, подредени в йерархичен ред, следващ конкретиката на търсените механични взаимодействия.

За систематизиране на описанието на компонентите и механичните взаимодействия в структурата, модулът *Автомобилно Шаси* е разделен на подмодулите *Chassis*, *Wheels* и *Suspension*. Всеки подмодул реализира специфични функции в механичната система и взаимодейства с останалите. Процесът на моделиране на *Rig* условно е организиран в три етапа, дефиниращи размерни, логически и кинематични връзки в подмодулите и между тях. В средата на използвания софтуер (*Autodesk Maya*) структурата е организирана в директории. Те са подредени в йерархичен ред и съдържат диференцираните подмодули на модела.

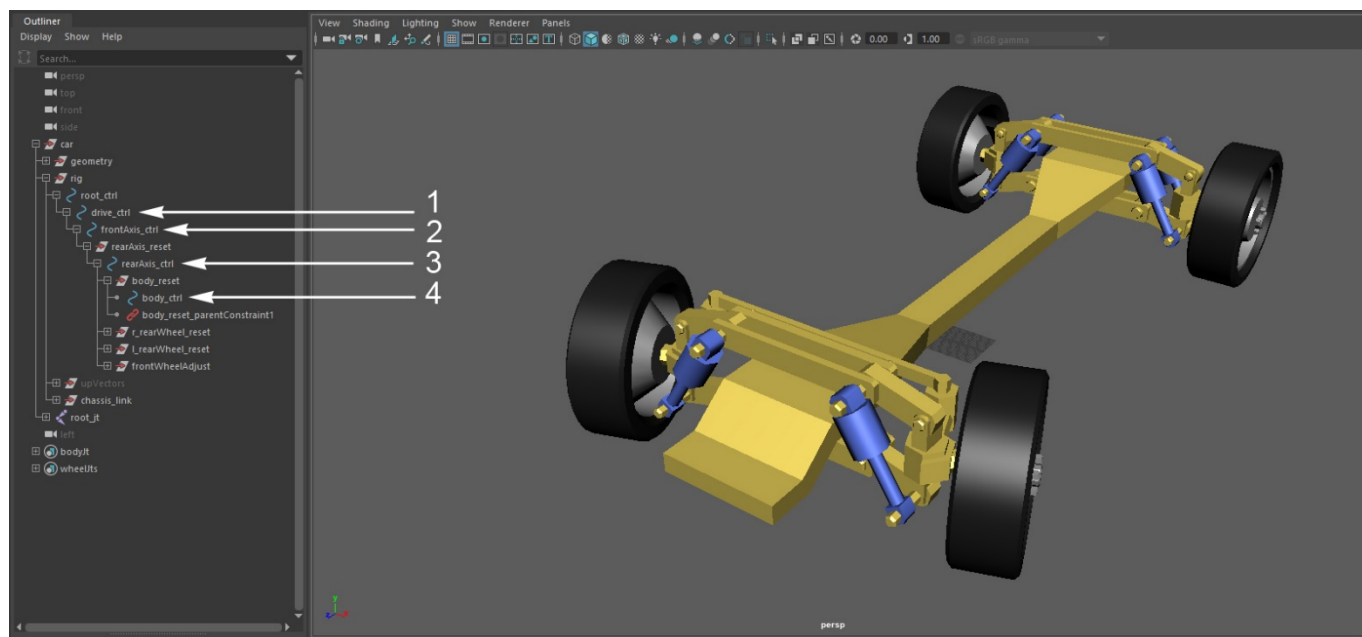


Фиг. 3. Етап от изграждането на *Rig* за подмодула *Chassis*.

Най-високото йерархично ниво в структурата е пресъздадено от самия модел. Информационните единици на подмодулите са систематизирани в директории от следващо йерархично ниво. Всяка от тях съдържа поддиректории от по-ниско йерархично ниво, предназначени за *Mesh*- и *Rig*-обекти, фиг. 3, поз. 1 и поз. 2, в които е организирана конкретиката (звена, стави и референтна геометрия) от информационното съдържание на всеки от подмодулите, поз. 3.

Фиг. 3 илюстрира етап от изграждането на *Rig* за подмодула *Chassis*, осигуряващ мащабиране на общите пропорции в модела (надлъжна база, напречна база и височина на окачването). Точката поз.4, от моделирания *Rig*, лежи в координатното начало на моделната област. Тя е еквивалентна на началото на неподвижната координатна система

$OXYZ$ от фиг. 1, а), и съдържа връзката *Root joint*. Точката от поз. 4х лежи в масовия център на подресорната маса, съдържа точката *Chassis Joint* и е еквивалентна на началото на координатната система $C_1x'y'z'$ от фиг. 1, а), б) и в). Звеното, определено от точките 4 и 4х, поз. 5, пресъздава височината на окачването. Размерът му е обвързан с параметъра *Radius* от подмодула *Wheels*, задаващ радиуса на колелата. Звената, поз. 6, са дефинирани чрез точката *Chassis Joint* и масовите центрове на колелата, поз. 7. Точките, поз. 7, са еквивалентни на C_i от описаните координатни системи $C_ix_i''y_i''z_i''$, $i = \overline{1,4}$, фиг. 1, б) и в). Чрез положението на точките 7 се дефинират параметрите *lengthAdjust* и *widthAdjust* (надлъжна и напречна база).



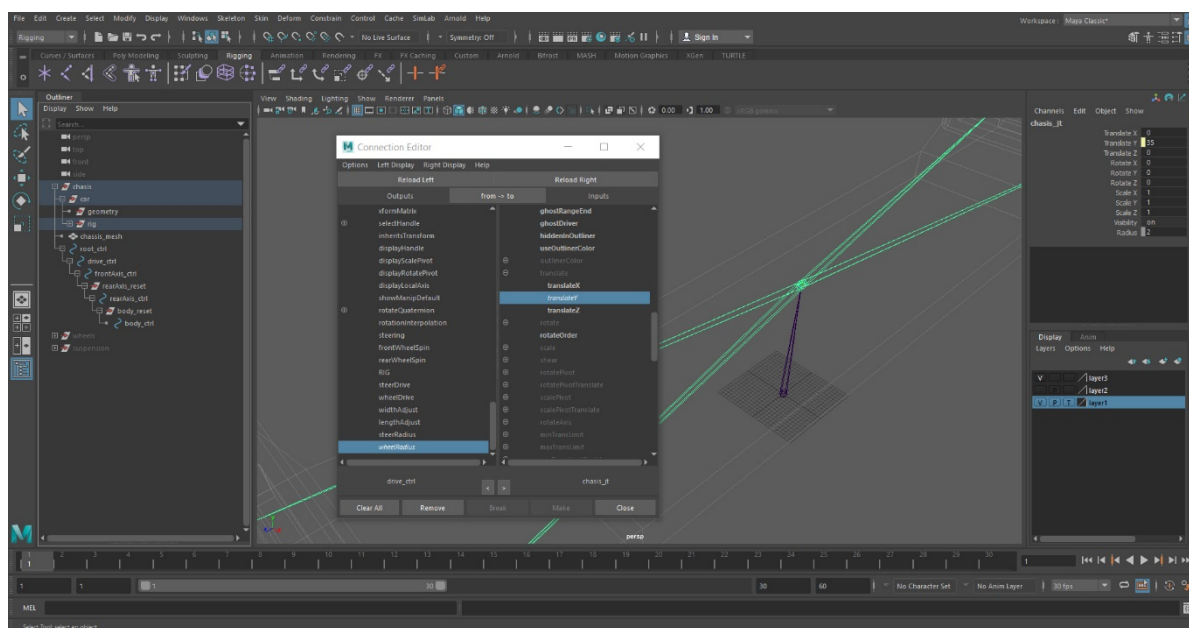
Фиг. 4. Йерархичен ред на референтните геометрични обекти.

Фиг. 4 илюстрира йерархичния ред на компонентите от референтната геометрия, използвана за управление на движенията в модела. Най-високо ниво в него заема обектът *Drive Control*, поз. 1. Той е еквивалентен на ос x_2 от транслационно движеща се координатна система $O_2x_2y_2z_2$, фиг.1, б). Подчинен на *Drive Control* и следващ в йерархичния ред е обектът *frontAxis Control*, поз. 2. Той е еквивалентен на ос x_i'' от спомагателната координатна система $C_ix_i''y_i''z_i''$, $i = \overline{1,4}$, фиг. 1, б) и в). Подчинени на *frontAxis Control* са *rearAxis Control*, поз. 3, и *body Control*, поз.4, като последният лежи в равнината $C_1x'y'$ от координатната система $C_1x'y'z'$, фиг. 1, а), б) и в).

Подреждането в йерархичен ред осигурява обща структурна обвързаност на обектите от референтната геометрия. При моделиране на елементите на описания до тук *Rig*, е осигурено съответствие с дефинициите на механичната система в [1].

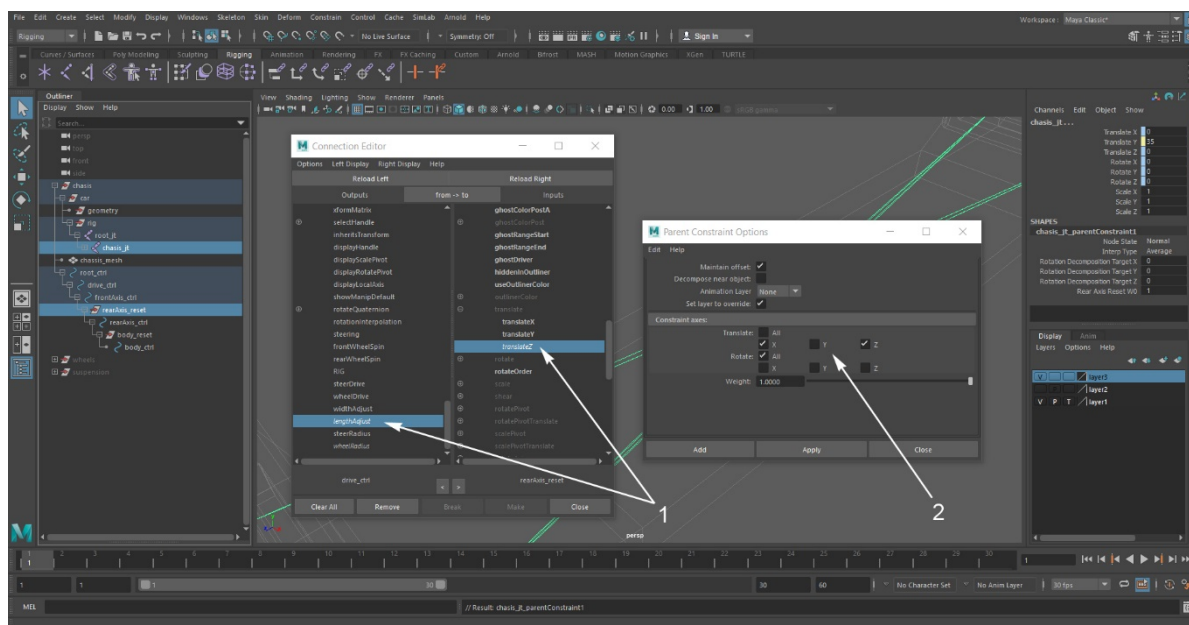
3. Кодирание на функционалната логика на изградения *Rig*

Описание на геометричните и кинематичните връзки в модела е направено чрез съвместно използване на инструментите *Connection Editor*, *Node Editor* и *Expression Editor*. Фиг. 5 илюстрира обвързването на координата на точката *Chassis Joint* със стойността на параметъра *wheelRadius* в средата на *Connection Editor*. Съгласно дефиницията, моделът интерпретира стойността на *wheelRadius* като Y координата на *Chassis Joint*. Това довежда до промяна във височината (транслация по ос Y) на общия *Rig* на подмодула *Chassis*, зависима от радиуса на колелата.



Фиг. 5. Параметризиране височината на окачването в средата на *Connection Editor*.

Фиг. 6 изобразява обвързването на параметъра *lengthAdjust*, определящ размера на надлъжната база и положението на геометричния обект *rearAxis_ctrl*, контролиращ задната ос на автомобилното шаси. Съгласно дефиницията, поз. 1, положението на *rearAxis_ctrl* е дефинирано по направление на ос Z като зависимо от параметъра *lengthAdjust*. Чрез инструмента *Parent Constraint Options*, фиг. 6, поз. 2, са дефинирани възможните степени на свобода на геометричния обект *rearAxis_ctrl*, като са описани равнините на извършваните от него движения. Съгласно дефиницията, обектът *rearAxis_ctrl* може да извършва транслационни движения само в равнината XZ, и ротационни – във всички равнини от модела.

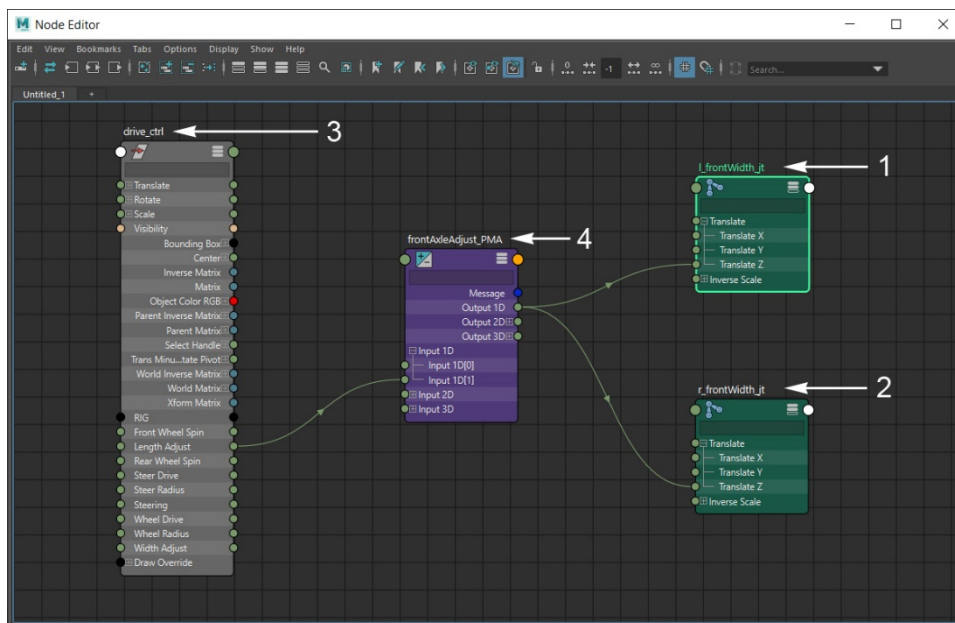


Фиг. 6. Параметризиране на надлъжната база и дефиниране на степените на свобода на задната ос.

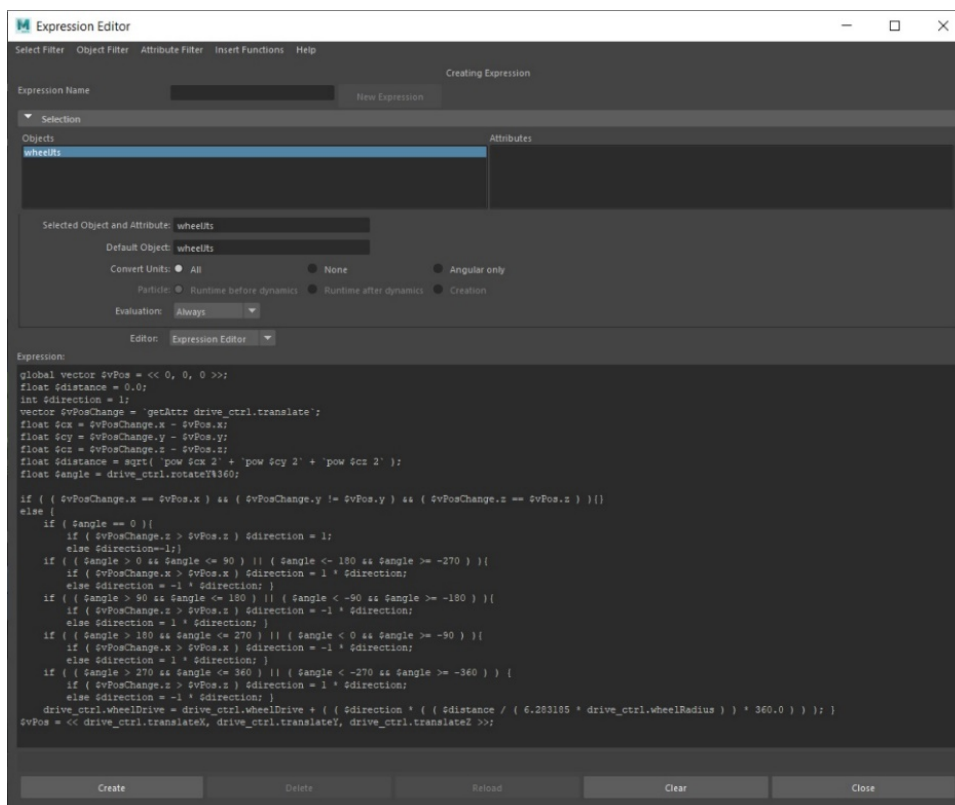
Обвързването на параметъра *lengthAdjust* с референтния елемент *frontAxis_ctrl*, е илюстрирано в графичната среда на инструмента *Node Editor*, фиг. 7. Елементът *frontAxis_ctrl* репрезентира предната управляема ос на автомобилното шаси чрез точките

l_frontWith_it и *r_frontWith_it*, фиг. 7, поз. 1 и поз. 2. Съгласно логиката на взаимодействията в механичната система, положението на *frontAxis_ctrl* кореспондира с параметрите *lengthAdjust* и *drive_ctrl*. Чрез *drive_ctrl*, поз. 3, се управлява посоката и направлението на движение на модула при анимиране.

Според заложената йерархия, параметърът *lengthAdjust* е дефиниран като подчинен на *drive_ctrl*. За обвързването на *frontAxis_ctrl* с *lengthAdjust* е използвана функцията, поз. 4, определяща координатите *Z* на точките *l_frontWith_it* и *r_frontWith_it* при мащабиране или движение на модела.



Фиг. 7. Обвързване на *lengthAdjust* и *frontAxis_ctrl* в средата на *Node Editor*.



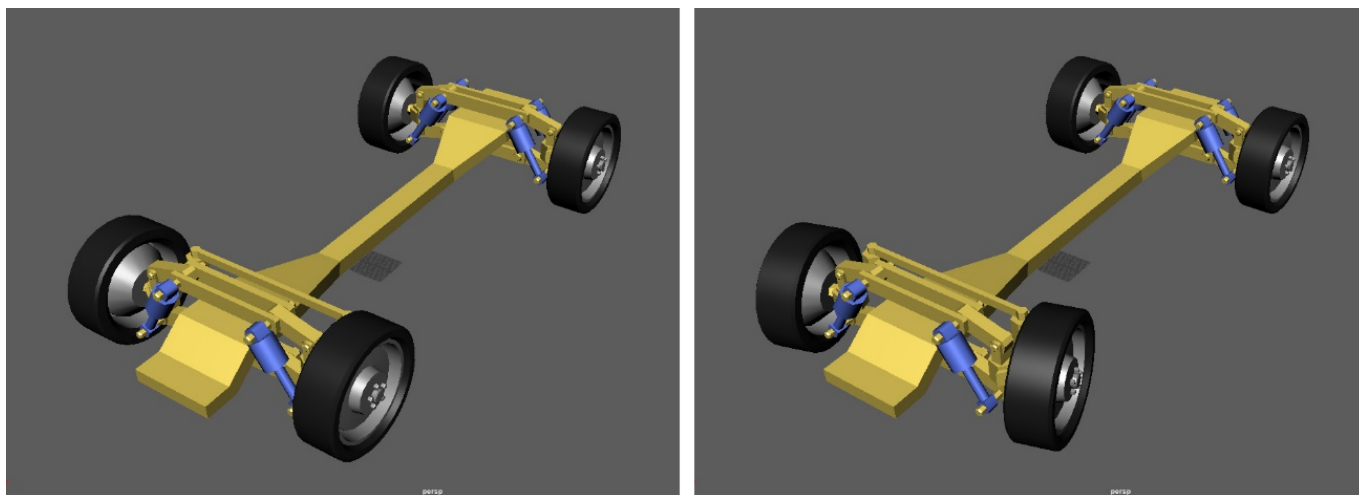
Фиг. 8. Описание на функционална логика в модела, чрез *Expression Editor*.

На фиг. 8 е показан начин за дефиниране на ротацията на колелата (около собствените им оси). Използван е програмният език *MEL (Maya Embedded Language)* [8, 9] и инструмента *Expression Editor*. Чрез логически условия е зададено поведението на колелата в състояние на завиване при различни направления на движение.

4. Заключение

Дадените примери илюстрират кодирането на връзките в механичната система на един от подмодулите. В резултат на извършената цялостна работа е получен 3D модел, чиито състояния са управляеми от набор параметрични входове. Параметричните входове на модела са изградени така, че да съответстват смислово и функционално към обобщените координати на механичната система на автомобил [1].

Промяна в стойностите на някои от обобщените координати довежда до промяна на визуалното състояние на 3D модела. В дискретни времеви интервали и при дискретно променящи се стойности на параметричните входове, 3D моделът реагира с поредица от дискретни, различаващи се помежду си образи. Всеки от образите изобразява единичен кадър от анимираната сцена.



Фиг. 9. Визуални състояния на модела при промяна на входен параметър.

Фиг. 9 илюстрира визуални състояния на модела при различни стойности на входния параметър *Steering*, чийто смисъл кореспондира с θ_k от механоматематичния модел [1].

Смисълът на останалите параметрични входове в модела е както следва:

- *Translate X, Translate Y, Translate Z* (x_c, y_c, z_c – координати на масовия център, спрямо неподвижната координатна система „XYZ“);
- *Rotate X, Rotate Y, Rotate Z* (ψ, θ, φ – Ойлерови ъгли на подресорната маса);
- *Steering* (θ_k – ъгъл на завъртане на управляемите колела около шенкелните оси);
- *Front Wheel Spin, Rear Wheel Spin* ($\gamma_i, i = \overline{1,4}$, – ъгли на завъртане на предните/задните колела около ротационните им оси).

Описаната група параметрични входове възприема числови данни, подавани през дискретни времеви интервали. Чрез нея се задават дискретните състояния на модела за всеки фрейм на анимацията.

Параметричните входове *Width Adjust* (напречна база), *Length Adjust* (надлъжна база), *Wheel Radius* (радиус на колелата) определят основните геометрични размери на 3D модела на модула. Те използват еднократно задавани стойности в рамките на анимацията.

Литература

1. Karapetkov St. Mechanomathematical modeling of car movement in case of accident identification, Dissertation for the award of the scientific degree "Doctor of Science", Sliven, 2012.
2. Karapetkov S., Dimitrov L., Uzunov H., Dechkova S. Identifying vehicle and collision impact by applying the principle of conservation of mechanical energy, Transport and Telecommunication Riga, volume 20, no. 3, pp. 191–204, doi 10.2478/ttj-2019-0016, Latvia 2019.
3. Karapetkov S., Dimitrov L., Uzunov H., Dechkova S. Examination of vehicle impact against stationary roadside objects, 9th International Scientific Conference on Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019; University of Kragujevac, Faculty of Engineering Kragujevac; Serbia; 5 September 2019 through 7 September 2019; Code 154497, Kragujevac, Serbia 2019.
4. Uzunov H., Matzinski P., Dechkova S., Dimov N. Systems engineering information model of vehicle-pedestrian collisions, Cybernetics and information technologies, Volume 21, No1, p-p 151-168, ISSN: 1314-4081, Sofia, 2021.
5. <http://www.pc-crash.com/>
6. Tickoo, S. Autodesk Maya 2017 A Comprehensive Guide (9 th Edition), 2017, ISBN 978-1-942689-40-9.
7. O'Hailey, T. Maya animation rigging concepts. Taylor & Francis Group, 2019, ISBN: 978-1-138-30316-4.
8. David, A., D. Gould. Complete Maya programming. Morgan Kaufman Publisher, 2005, ISBN: 978-1-55860-835-1.
9. David, A., D. Gould. Complete Maya programing – vol. II. Morgan Kaufman Publisher, 2005, ISBN: 0-12-088482-8.

За контакти: eng. Mihail Milev, Technical University of Sofia, Faculty of Engineering and Pedagogy of Sliven, Burgasko Shose Blvd 59, Sliven, Bulgaria, e-mail: tu_mihail_milev@abv.bg

Докладът е рецензиран.

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ЗАЦЕПЛЕНИЯХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Александр Коряк¹

EVALUATION OF ENERGY LOSSES IN THE GEARING OF DIFFERENT TYPES OF GEARBOXES

Alexander Koryak¹

Abstract. The work explores the influence of the design features of gearboxes on dissipative energy losses in the meshing of their gear wheels. A comparative analysis of the total dissipative energy losses in the gears meshing of gearboxes with different design versions, which are in the same operating conditions, is carried out. A variant of equipping a car with a gearbox, consisting of unified blocks of gear wheels, is considered.

Keywords: gearbox, gear wheel, gear ratio, loss factor, efficiency.

1. Введение:

Диссипативные потери энергии в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплениях, потерь на трение в опорах и потерь на разбрызгивание и размешивание масла. Следовательно, диссипативный коэффициент полезного действия (КПД) можно определить по формуле

$$\eta = 1 - (\psi_z + \psi_n + \psi_p), \quad (1)$$

где ψ_z, ψ_n, ψ_p – коэффициенты потерь энергии в зацеплениях, подшипниках, а также потерь на разбрызгивание и размешивание масла (барботажные потери), соответственно.

Потери энергии в зацеплениях зубчатых колес обусловлены относительным скольжением сопряженных профилей (за исключением полюсной фазы зацепления) и зависят от вида и количества зацеплений, величины передаваемой нагрузки, окружной скорости передачи, состояния профилей колес, передаточного числа каждого зацепления и т.д. Потери энергии в подшипниках зависят от их количества и моментов сил трения в каждом из них (определяется типом и состоянием подшипника, а также местом его расположения в цепи передачи энергии). Потери на разбрызгивание и размешивание масла зависят от окружных скоростей зубчатых колес, их количества, глубины погружения в масляную ванну, вязкости масла и т.д.

Реализация каждого передаточного числа в двухвальной коробке передач осуществляется посредством лишь одного зацепления определенной пары зубчатых колес. В трехвальной коробке классической компоновки одна из передач – прямая, остальные же образованы двумя парами зубчатых колес. В предлагаемой коробке передач [2], реализация передаточных чисел осуществляется последовательным зацеплением унифицированных блоков зубчатых колес. При этом на низшей передаче задействованы все блоки зубчатых колес, а высшая передача – прямая. Данная конструктивная особенность приводит к тому, что диссипативные потери энергии возрастают с увеличением передаточного числа коробки передач вследствие большого количества зацеплений, участвующих в передаче мощности.

Можно полагать, что в современных механических коробках передач, предназначенных для одного класса транспортных средств, потери энергии в подшипниках и барботажные потери находятся приблизительно на одинаковом уровне. Это дает основание не учитывать указанные виды потерь, а предположить, что основное отличие диссипативного КПД сравниваемых коробок обусловлено потерями энергии в зацеплениях зубчатых колес. Поэтому целью исследования является оценка потерь энергии в зацеплениях коробок передач, имеющих, при прочих равных условиях, различное конструктивное исполнение: двухвальная коробка, трехвальная коробка

классической компоновки и коробка передач, состоящая из унифицированных блоков зубчатых колес.

2. Изложение:

В [1] представлена формула для определения КПД зубчатого зацепления

$$\eta = 1 - 0,5\pi\varepsilon_{\alpha}f\left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2}\right) = 1 - \psi_3, \quad (2)$$

где f – приведенный усредненный коэффициент трения для зацепления;

ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия;

$Z_1; Z_2$ – число зубьев шестерни и колеса, соответственно (верхний знак принимают для внешнего, а нижний – для внутреннего зацепления);

ψ_3 – коэффициент диссипативных потерь мощности в зацеплении, т.е.

$$\psi_3 = 0,5\pi\varepsilon_{\alpha}f\left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2}\right). \quad (3)$$

Рассмотрим пару зубчатых колес внешнего зацепления. Обозначим

$$k_f = 0,5\pi\varepsilon_{\alpha}f. \quad (4)$$

Тогда из (3) получим

$$\psi_3 = k_f \frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 Z_2} = k_f \frac{Z_{\Sigma 1}}{Z_1^2 u_1} = k_f \frac{(u_1 + 1)^2}{Z_{\Sigma 1} u_1}, \quad (5)$$

где $Z_{\Sigma 1}$ – сумма чисел зубьев зубчатых колес,

$$Z_{\Sigma 1} = Z_1 + Z_2; \quad (6)$$

u_1 – передаточное число пары зубчатых колес,

$$u_1 = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (7)$$

Из (5) следует, что коэффициент потерь в зацеплении ψ_3 монотонно возрастает с увеличением u_1 ($u_1 \geq 1$). Поэтому, при прочих равных условиях, максимальное значение КПД пара зубчатых колес будет иметь при $u=1$. В этом случае минимальный коэффициент потерь

$$\psi_{3\min} = k_f \frac{4}{Z_{\Sigma 1}}. \quad (8)$$

Рассмотрим передачу, в которой заданное значение передаточного числа u , обеспечивается двумя парами зубчатых колес внешнего зацепления с передаточными числами u_1 и u_2 , то есть

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_4}{Z_3} = u_1 u_2, \quad (9)$$

где $Z_1; Z_3$ – числа зубьев ведущих колес;

$Z_2; Z_4$ – числа зубьев ведомых колес.

С учетом (4), коэффициенты диссипативных потерь мощности в зацеплениях

$$\psi_{31} = k_{f1} \frac{(u_1 + 1)^2}{Z_{\Sigma 1} u_1}; \quad (10)$$

$$\psi_{32} = k_{f2} \frac{(u_2 + 1)^2}{Z_{\Sigma 2} u_2}, \quad (11)$$

где $Z_{\Sigma 1}$; $Z_{\Sigma 2}$ – суммы чисел зубьев зубчатых колес первой и второй ступеней, соответственно;

$$k_{f1} = 0,5\pi \varepsilon_{\alpha 1} f_1; \quad (12)$$

$$k_{f2} = 0,5\pi \varepsilon_{\alpha 2} f_2, \quad (13)$$

где $\varepsilon_{\alpha 1}$; $\varepsilon_{\alpha 2}$; f_1 ; f_2 – коэффициенты торцевого перекрытия и приведенные коэффициенты трения для зацеплений пар зубчатых колес, соответственно.

Предположим, что нам известны передаточные числа ступеней u_j коробок передач (результат кинематического расчета трансмиссии), а также суммы чисел зубьев пар зубчатых колес $Z_{\Sigma j}$ (определяют на этапе прочностного расчета зубчатых колес коробки). С учетом этого, представим суммарный коэффициент потерь в зацеплениях в виде функции передаточного числа u_1

$$\psi_{3\Sigma} = \psi_{31} + \psi_{32} = \frac{k_{f1}(u_1 + 1)^2 Z_{\Sigma 2} \frac{u}{u_1} + k_{f2} \left(\frac{u}{u_1} + 1 \right)^2 Z_{\Sigma 1} u_1}{Z_{\Sigma 1} Z_{\Sigma 2} u}. \quad (14)$$

Определим значение u_1 , при котором суммарный коэффициент потерь $\psi_{3\Sigma}$ минимален. Воспользуемся необходимым условием экстремума

$$\frac{d\psi_{3\Sigma}}{du_1} = \frac{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1} - \frac{1}{u_1^2} (k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1} u^2)}{Z_{\Sigma 1} Z_{\Sigma 2} u} = 0. \quad (15)$$

Из (15) получим

$$u_1 = \sqrt{\frac{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1} u^2}{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1}}}. \quad (16)$$

Из анализа выражений (15) и (16) можно сделать следующие выводы:

$$\text{если } u_1 < \sqrt{\frac{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1} u^2}{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1}}}, \text{ то } \frac{d\psi_{3\Sigma}}{du_1} < 0; \quad (17)$$

$$\text{если } u_1 > \sqrt{\frac{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1} u^2}{k_{f1} Z_{\Sigma 2} u + k_{f2} Z_{\Sigma 1}}}, \text{ то } \frac{d\psi_{3\Sigma}}{du_1} > 0. \quad (18)$$

Следовательно, уравнение (16) определяет точку минимума функции $\psi_{3\Sigma} = f(u_1)$, заданной уравнением (14).

Из (16) следует, что при выполнении условия $k_{f1} Z_{\Sigma 2} = k_{f2} Z_{\Sigma 1}$ суммарный коэффициент потерь $\psi_{3\Sigma}$ принимает минимальное значение в случае

$$u_1 = \sqrt{u}. \quad (19)$$

Оценим потери энергии в зацеплениях зубчатых колес рассматриваемых типов коробок передач в течение некоторого промежутка времени t эксплуатации автомобиля. С этой целью воспользуемся результатами работы [3], в которой, на основании обработки статистических данных, получены значения Φ_j доли времени работы грузового автомобиля с десятиступенчатой коробкой на различных передачах. Поэтому, для корректного использования результатов работы [3], оценку потерь энергии будем проводить, полагая, что сравниваемые коробки находятся в одинаковых условиях эксплуатации и имеют такие же кинематические характеристики, что и коробка передач, рассмотренная в [3]. Вполне понятно, что при таких характеристиках, например, при значении передаточного числа коробки на низшей передаче $u_{\text{кн}} = 6,444$ (см. [3]), двухвальная коробка не будет рассматриваться в качестве реальной альтернативы двум другим вариантам, а лишь дополнит картину.

Предположим, что автомобиль оборудован двухвальной коробкой передач. Определим работу A_{3j} сил трения в зацеплении на j -той передаче в течение некоторого промежутка времени t эксплуатации автомобиля

$$A_{3j} = (A - A_{\text{п}} - A_{\text{р}}) \Phi_j (1 - \eta_{3j}) = (A - A_{\text{п}} - A_{\text{р}}) \Phi_j \psi_{3j}, \quad (20)$$

где A – работа (за время t) крутящего момента, действующего на входном валу коробки передач;

$A_{\text{п}}$ – работа сил трения в подшипниках коробки;

$A_{\text{р}}$ – работа, расходуемая на разбрызгивание и перемешивание масла;

Φ_j – доля времени работы автомобиля на j -той передаче [3];

η_{3j} – КПД зацепления на j -той передаче.

Из (20) следует, что за некоторый промежуток времени t коэффициент, представляющий собой долю потерь энергии в зацеплении на j -той передаче двухвальной коробки

$$\psi_{3j}^{\text{дв}} = \frac{A_{3j}}{A - A_{\text{п}} - A_{\text{р}}} = \Phi_j \psi_{3j}. \quad (21)$$

Очевидно, что коэффициент, учитывающий суммарные потери энергии в зацеплениях на всех передачах

$$\psi_{3\Sigma}^{\text{дв}} = \sum_{j=1}^n \Phi_j \psi_{3j}, \quad (22)$$

где n – число передач.

В трехвальной коробке передач силовой поток проходит через два зубчатых зацепления. Исключение составляет лишь прямая передача, которая образуется в результате непосредственного соединения соосных ведущего и ведомого валов. Будем полагать, что прямая передача сравниваемой трехвальной коробки – высшая. Учитывая (20) и (21), определим долю потерь энергии в зацеплениях на j -той передаче (кроме высшей)

$$\psi_{3j}^{\text{тв}} = \Phi_j (1 - \eta_{3\text{п}} \eta_{3j}) = \Phi_j (\psi_{3\text{п}} + \psi_{3j} - \psi_{3\text{п}} \psi_{3j}), \quad (23)$$

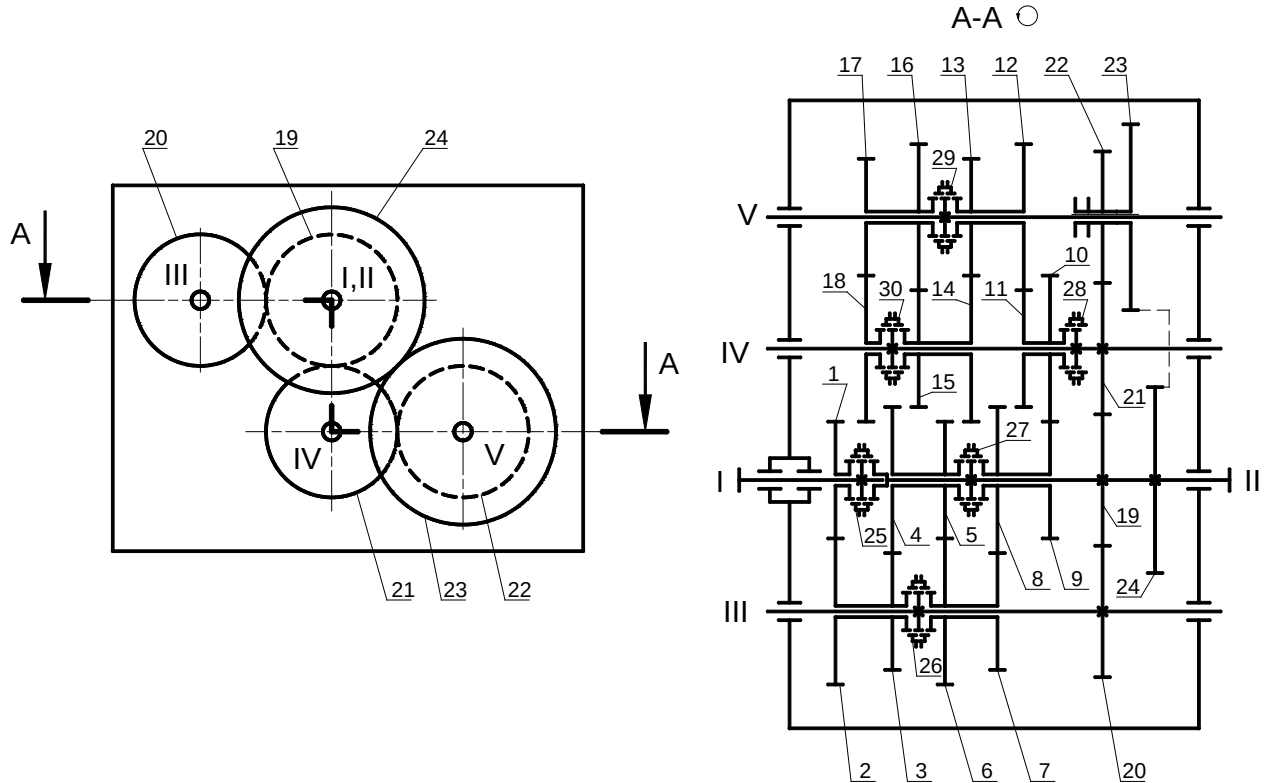
где $\eta_{3\text{п}}$; η_{3j} – КПД зацеплений пары колес привода промежуточного вала и пары зубчатых колес j -той передачи, соответственно;

$\psi_{3\text{п}}$; ψ_{3j} – коэффициенты потерь в зацеплениях этих же пар зубчатых колес.

Коэффициент, учитывающий суммарные потери энергии в зацеплениях на всех передачах при использовании трехвальной коробки

$$\Psi_{3\Sigma}^{TB} = \sum_{j=1}^{n-1} \Phi_j (\Psi_{3п} + \Psi_{3j} - \Psi_{3п} \Psi_{3j}). \quad (24)$$

Рассмотрим вариант оборудования автомобиля коробкой передач, состоящей из унифицированных блоков зубчатых колес [3]. На фиг. 1 представлена кинематическая схема подобной коробки, имеющей десять передач переднего хода и две передачи заднего хода. Прямая передача (высшая) включается с помощью синхронизатора 25. При этом отключается вся кинематическая цепь, образованная зубчатыми колесами 1-18, вследствие чего существенно снижаются все виды потерь энергии в коробке.



Фиг. 1. Кинематическая схема коробки передач, состоящей из унифицированных блоков зубчатых колес

Определим долю потерь энергии в зацеплениях на j -той передаче (кроме высшей)

$$\Psi_{3j}^{бл} = \Phi_j (1 - \eta_{3бл}^{n-j} \eta_{3п}^{n_j}) = \Phi_j [1 - (1 - \Psi_{3бл})^{n-j} (1 - \Psi_{3п})^{n_j}], \quad (25)$$

где $\eta_{3бл}$; $\eta_{3п}$ – КПД зацеплений пар колес унифицированных блоков и пар зубчатых колес постоянного зацепления, соответственно;

$\Psi_{3бл}$; $\Psi_{3п}$ – коэффициенты потерь в зацеплениях этих же пар зубчатых колес;

n_n – число зацеплений, образованных зубчатыми колесами постоянного зацепления, участвующих в передаче мощности ($n_n = 0 \dots 2$ в зависимости от выбранной передачи).

Коэффициент, учитывающий суммарные потери энергии в зацеплениях на всех передачах при использовании коробки, состоящей из унифицированных блоков зубчатых колес

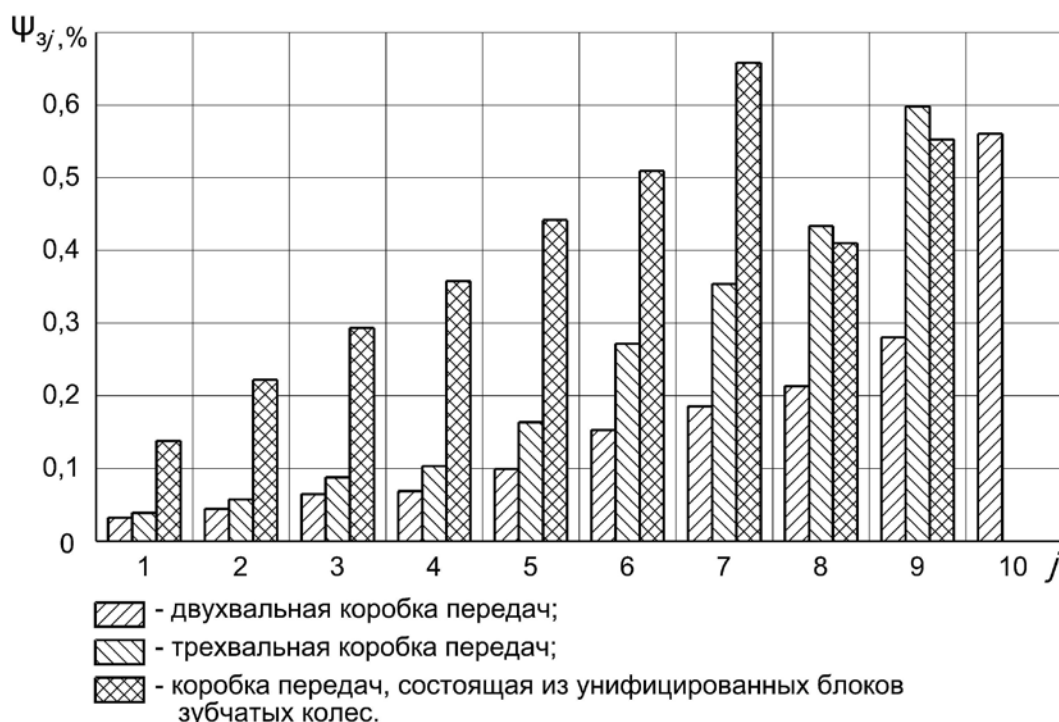
$$\Psi_{3\Sigma}^{бл} = \sum_{j=1}^{n-1} \Phi_j [1 - (1 - \Psi_{3бл})^{n-j} (1 - \Psi_{3п})^{n_n}]. \quad (26)$$

Для сравнительной оценки примем, что во всех зацеплениях значение коэффициента $k_{fi} = k_f = 0,23$. Уточнить значение данного коэффициента для каждого зацепления можно после того, когда будут известны окончательные параметры моторно-трансмиссионной установки. Будем полагать, что передаточное число пары зубчатых колес привода промежуточного вала трехвальной коробки передач $u_n = 2,0$. Кроме того, примем, не основываясь на результатах прочностных расчетов зубчатых колес, значения суммарного числа зубьев всех пар зубчатых колес, находящихся в зацеплении, одинаковыми, например, $z_\Sigma = 60$.

На фиг. 2 представлены результаты расчетов по формулам (21), (23) и (25) коэффициентов потерь энергии в зацеплениях на каждой передаче для трех вариантов коробок передач. Рисунок иллюстрирует относительно большие потери энергии в зацеплениях зубчатых колес коробки передач, состоящей из унифицированных блоков зубчатых колес. Однако на трех высших передачах данная коробка передач и коробка передач, выполненная по трехвальной схеме, имеют примерно одинаковые значения коэффициентов потерь.

В табл. 1 приведены результаты расчетов коэффициентов, учитывающих суммарные потери энергии в зацеплениях сравниваемых коробок передач.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что из сравниваемых коробок передач наименьшими потерями энергии в зацеплениях обладает двухвальная коробка ($\Psi_{\Sigma}^{дв} = 1,69\%$), поскольку каждая передача образована лишь одной парой зубчатых колес. Конечно же, при больших значениях требуемых передаточных чисел ($u > 4$) применять ее нецелесообразно.



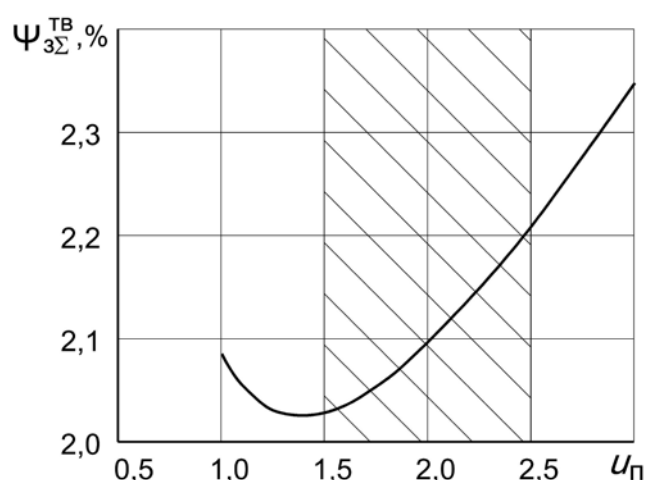
Фиг. 2. Распределение потерь энергии в зацеплениях зубчатых колес на каждой передаче

Таблица 1. Расчет коэффициентов, учитывающих суммарные потери энергии в зацеплениях сравниваемых коробок передач

Передача а	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	$\Psi_{\Sigma},$ %
u_{kj}	6,444	5,239	4,259	3,463	2,815	2,289	1,861	1,513	1,230	1,00	
$\Phi_j, \%$	0,94	1,53	2,49	3,04	4,94	8,37	10,88	13,27	17,98	36,55	

$\Psi_{3j}^{дв}, \%$	0,0310	0,0436	0,0620	0,0670	0,0979	0,1516	0,1834	0,2123	0,2787	0,5604	1,69
$\Psi_{3j}^{тв}, \%$	0,0358	0,0552	0,0861	0,1018	0,1619	0,2711	0,3518	0,4328	0,5974	0	2,09
$\Psi_{3j}^{бл}, \%$	0,1358	0,2208	0,2921	0,3562	0,4412	0,5069	0,6573	0,4081	0,5501	0	3,57

В зацеплениях трехвальной коробки передач потери энергии в зацеплениях составляют около 2,09 %. Значение коэффициента $\Psi_{3\Sigma}^{тв}$ было получено при передаточном числе пары зубчатых колес привода промежуточного вала $u_n=2$. Заметим, что данный конструктивный параметр также оказывает незначительное влияние на суммарную величину потерь энергии. На фиг. 3 представлена зависимость коэффициента $\Psi_{3\Sigma}^{тв}$, учитывающего суммарные потери энергии в зацеплениях трехвальной коробки, от передаточного числа u_n пары зубчатых колес привода промежуточного вала. Штриховкой показан диапазон рекомендуемых значений u_n при величине передаточного числа низшей передачи $u_{кн}=6,444$ [4].



Фиг. 3. Зависимость коэффициента, учитывающего суммарные потери энергии в зацеплениях трехвальной коробки, от передаточного числа u_n

Коробка передач, состоящая из унифицированных блоков зубчатых колес, отличается несколько большими диссипативными потерями энергии в зацеплениях, $\Psi_{3\Sigma}^{бл} = 3,57\%$. Тем не менее, данный результат можно считать вполне приемлемым, поскольку увеличение потерь энергии в зацеплениях составляет лишь 1,48 % в сравнении с трехвальной коробкой передач, что несущественно.

3. Заключение:

В результате проведенного исследования получен метод оценки суммарных диссипативных потерь энергии в зацеплениях зубчатых колес коробок передач с различным конструктивным исполнением.

Как показал вариант с двухвальной коробкой передач, количество пар зубчатых колес, участвующих в передаче мощности, оказывает решающее влияние на величину диссипативных потерь в зацеплениях. Однако, несмотря на большое количество зацеплений в коробке передач, состоящей из унифицированных блоков зубчатых колес, увеличение диссипативных потерь в зацеплениях составляет лишь 1,48 % в сравнении с трехвальной коробкой передач. Это объясняется уменьшением доли времени работы автомобиля на низших передачах, для реализации которых задействовано большое количество блоков зубчатых колес.

При расчете диссипативных потерь энергии в зацеплениях не учитывалась окружная скорость каждой пары зубчатых колес, что влияет на величину приведенного коэффициента трения для зацепления. Кроме того, значения передаточных чисел

ступеней сравниваемых коробок передач в точности соответствовали передаточным числам коробки, рассмотренной в работе [3], чего, при фиксированном значении суммарного числа зубьев всех пар зубчатых колес, практически невозможно достичь. При дальнейших исследованиях необходимо уточнить данные параметры, что позволит более точно оценить диссипативные потери энергии в зацеплениях коробок передач.

Литература:

1. Zablonskij K. I. Teoriya mekhanizmov i mashin / K. I. Zablonskij, I. M. Belokonev, V. M. Shchekin. – Kiev: Vysshaya shkola, 1989. – 376 s.
2. Patent 141653 Ukrayina, MPK F16H 37/06 Bagatostupinchasta avtomobilna transmisija z troma promizhnimi valami / Podrigalo N. M., Podrigalo M. A., Koryak O. O., Zabyelishinskij Z. E., Bisha V. M., Kajdalov R. O., Dun S. V., Bajcur M. V., Gacko V. I.; zayavniki ta patentoutrimuvachi: Podrigalo N. M., Podrigalo M. A., Koryak O. O., Zabyelishinskij Z. E., Bisha V. M., Kajdalov R. O., Dun S. V., Bajcur M. V., Gacko V. I. № u 2019 08770; zayavl. 22.07.2019; opubl. 27.04.2020. Byul. № 8.
3. Podrigalo M. A. Modelirovanie veroyatnostnogo zakona raspredeleniya ispol'zuemyh peredatochnyh chisel korobki peredach pri ekspluatatsii avtomobilya / M. A. Podrigalo, A. A. Koryak // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Vipusk 205 "Problemi nadijnosti mashin", – 2019, S. 30-37.
4. Proektirovanie transmissij avtomobilej: Spravochnik / Pod obshch. red. A. I. Grishkevicha. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 272 s.

За контакти:

Ph.D Associate Professor Alexander Koryak, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines", Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, +380577073710, e-mail: kaf.dm.tmm@gmail.com

ГЕОИНФОРМАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ УЛИЧНО-ДОРОЖНОЙ СЕТИ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ДОРОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ В ГОРОДАХ

GEOINFORMATION MODEL OF THE STREET NETWORK FOR TRAFFIC CONTROL IN CITIES

Liudmyla Abramova¹, Hennadii Ptytsia²

Abstract. A geoinformation model of the road network has been developed and proposed for the implementation of a systematic approach to traffic management in the city. This model provides the required level of accuracy and speed of determining the control parameters at the decision-making level. The geoinformation model is presented in the form of a directed graph. To build it, a simulation model was developed in the Delphi 7.0 software environment using the GPS system. The vertices of the model represent intersections, and arcs represent the spans of the road network. Each element is described by a specific set of parameters. The use of this model increases the efficiency of management at the strategic level when choosing control actions. The model can be applied separately for highways or for a city street network.

Keywords: road network, intersection, simulation, geoinformation model, decision-making level.

1. Введение:

Системы управления дорожным движением в городах, в основном, имеют иерархическую структуру, в которую входят уровни стратегического, тактического управления и уровень принятия решений [1]. Для каждого уровня разработаны методы управления в соответствии с выбранной технологией управления. Известно, что на стратегическом уровне управления в системах управления дорожным движением (СУДД) формируются стратегии управления, которые распространяются на долгосрочные цели [2]. Это взаимосвязанный комплекс мероприятий и подходов для достижения эффективности и безопасности дорожного движения. Целесообразность выбора гибридного управления дорожным движением в городах состоит в применении интеллектуальных методов управления на уровне принятия решений и на стратегическом уровне для формирования управляющих воздействий на основе временно-зависимого управления, а на тактическом – ситуационного управления дорожным движением [2].

Участие человека в современных системах управления постоянно растет, особенно на стратегическом уровне и уровне принятия решений, которые имеют функциональную связь с информационным обеспечением системы управления дорожным движением в городе. Особенности функций и структуры процесса принятия решений определяются уровнем иерархии СУДД. На высших уровнях управления лицо принимающее решение (ЛПР) имеет дело со слабо структурированными проблемами: а) принятие решений относительно действий к будущему состоянию дорожного движения; б) имеется широкий диапазон управляющих альтернативных действий; в) решения зависят от неполноты текущей информации; г) принятые решения требуют большого объема ресурсов и содержат элементы риска; д) полностью определены требования, относящиеся к стоимости и времени решения проблемы; е) проблема внутренне сложна вследствие того, что для ее решения необходимо комбинирование различных ресурсов [3].

В обычных ситуациях центр управления дорожным движением (ЦУДД) обеспечивает ЛПР информацией для принятия решения и осуществляет трансформацию и передачу решений к оператору. В более сложных ситуациях программное обеспечение выступает еще и в роли консультанта. При более высоких уровнях автоматизации, ЛПР может задавать определенную стратегию управления, которую и выполняет соответственно с реальной обстановкой на улично-дорожной сети (УДС). Эффективность функционирования системы управления зависит от организации работы ЛПР в процессе управления. Поэтому принятие окончательного решения всегда связано с риском и осуществляется человеком на основании его опыта, знаний и имеющейся для этого информации. Именно информационное обеспечение системы составляет основу успешной работы ЛПР.

2. Имитационная модель структуры улично-дорожной сети:

Информационное обеспечение работы ЛПР с большими объемами поступающей информации, в своей основе содержит процесс создания систем поддержки принятия решений (СППР) или Decision Support System (DSS) [4], которые осуществляют глубокий анализ поступающей информации, с преобразованием данных в необходимую форму для принятия решений. Происходит переход от инфологического (преимущественно) к синтетическому использованию данных. Для DSS характерно применение агрегированных данных и определенных правил формирования и формализации решений, предоставляемых ЛПР. Именно таким образом функционирует СППР в СУДД.

Существенной особенностью, отличающей СППР от других информационных систем является непосредственное ее использования на всех стадиях процесса принятия решений: выявление проблемы; отбор необходимой для принятия решения информации; формирование и оценка альтернативных решений; выбор наиболее обоснованного решения и текущего контроля. Поэтому, задача СППР для СУДР заключается не только в выборе, систематизации и отборе необходимой для формирования управляющего воздействия информации, но и в формировании конкретной, наглядной информации про состояние дорожного движения (ДД) на УДС.

С учетом выявленных задач и функций была представлена принципиальная схема СППР для СУДД (рис. 1).

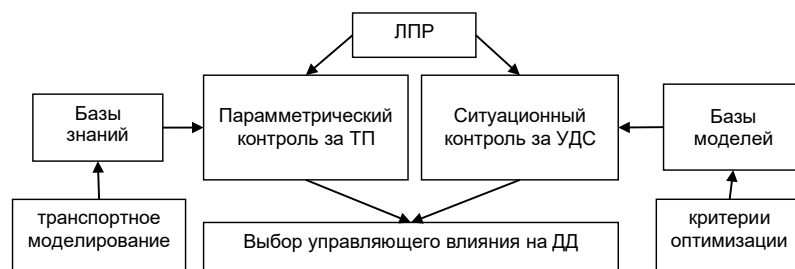


Рис. 1. Принципиальная схема СППР

Основу действий ЛПР формирует СППР, включая модели объекта, базы знаний, базы моделей и возможность в диалоговом режиме получать необходимую информацию для оценки существующих альтернатив управления и выбора решений [5]. Такой подход обуславливает наличие интеллектуальной составляющей в управлении ДД и формирует признаки гибридной системы управления ДД. Важным элементом СППР является транспортная схема города, которая основана на схеме УДС.

В решениях транспортных задач известен подход к построению схемы УДС, который основан на наглядном отображении связей в транспортной сети, где перекресток соответствует узлам графа, а перегоны – ребрам графа [6]. Но схематически выполненный граф транспортной сети в масштабе, без координатной ориентации в соответствии с реальной транспортной сетью города, не отвечает признакам математической модели и влияет на проблему определения параметров ДД.

Разработана геоинформационная модель (ГИМ) УДС на основании топологической карты города, которая объединяет географические координаты элементов УДС с параметрами ТП. Имитационная модель разработана в программной среде Delphi 7.0 [7] с применением глобальной системы позиционирования (GPS). Ввод начальных параметров при моделировании осуществляется в режиме диалога программы, имеет интуитивно понятный интерфейс и графическое объяснение каждого из параметров элементов УДС города. ГИМ УДС города предложена в виде графа, где вершины являются перекрестками, а дуги - перегонами УДС. Каждый из элементов характеризуется определенным набором параметров. Управляемый перекресток рассматривается в модели УДС как точка пересечения магистралей города с обозначением интенсивностей ТП по разрешенным направлениям движения на перекрестке. Модель х-образного перекрестка имеет вид (рис. 2).

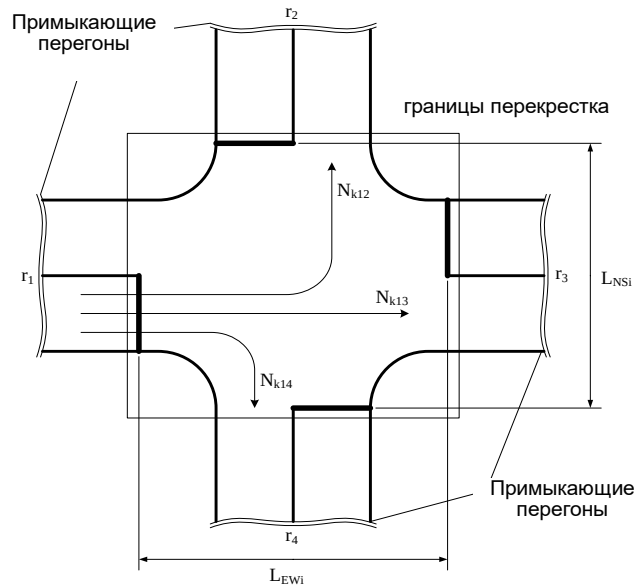


Рис. 2. Модель перекрестка

Описание перекрестков предоставлено совокупностью параметров, связанных с особенностями организации ДД на перекрестке. К таким параметрам относятся:

- k – номер перекрестка, $k=1, \dots, n$;
- X_k, Y_k – координаты перекрестка на двухкоординатной сетке модели.

Географические параметры определяются автоматически на основании географической карты объекта исследования в начале построения структурной модели исследуемого района управления. Для корректного определения положения перекрестка на плоскости модели, приняты обозначения элементов модели через географические стороны света. Верх рабочей области обозначен как север (N), низ - юг (S), правая часть - восток (E), левая - запад (W). Эти признаки используются для обозначения мест примыкания перегонов к перекресткам, а также описания других параметров модели.

Процесс компьютерного моделирования был разработан следующим образом. Если количество перекрестков равно n , то X_k, Y_k – координаты перекрестков, $k=1 \dots n$, (м). Координаты должны определяться любой необходимой точкой на карте города. Такой точкой может быть, например, юго-западный угол исследуемого участка. Восточное направление считается положительным по оси X, северное - положительным по оси Y. Таким образом, если $X_5=200$ и $Y_5=350$, это означает, что перекресток с условной нумерацией 5 находится на 200 м к востоку от выбранной за начало координат точки и на 350 м к северу от нее. Точка на плоскости находится в центре перекрестка, на пересечении осей проезжих частей. Данные координаты требуют необходимой степени точности для определения длины перегона в метрах, так как, при средней скорости движения транспортных средств 30 км/ч возникает погрешность при расчете циклов светофорного регулирования в секундах. Определенные координаты удобно использовать для графического описания транспортной сети города в целом.

Для описания каждого перегона УДС, применены следующие обозначения. Перегон УДС соединяет два перекрестка и определяется по номеру перекрестков и номером примыкания на данном перекрестке. Основными параметрами перегона в ГИМ было выбрано (рис. 3): l_{p1} – количество полос движения в направлении $C_{pi} - C_{pj}$; l_{p2} – количество полос движения в направлении $C_{pj} - C_{pi}$; V_{p1} – расчетная скорость в направлении $C_{pi} - C_{pj}$; V_{p2} – расчетная скорость в направлении $C_{pj} - C_{pi}$; $V_{b,p1}$ – базовая эталонная скорость в направлении $C_{pi} - C_{pj}$; $V_{b,p2}$ – базовая эталонная скорость в направлении $C_{pj} - C_{pi}$; L_{p1} – длина p -го перегона; α_p – коэффициент кривизны перегона; p – номер перегона в модели. Тогда L_{EWi} , L_{NSi} – длина перекрестков в горизонтальном (запад-восток) и вертикальном (север-юг) направления соответственно (м), и применяется для определения времени проезда перекрестка транспортным средством.

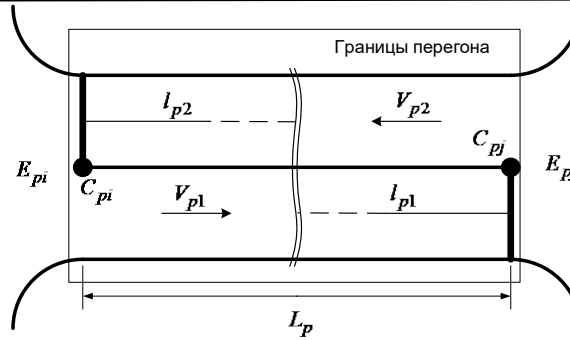


Рис. 3. Модель перегона

Исходные данные для ГИМ контура:

- m – общее количество перегонов в данной части транспортной сети;
- C_{r1}, C_{r2} – номера перекрестков, между которыми есть перегон, $r=1, \dots, m$. В постановке задачи считается, что перегон соединяет строго два перекрестка. Это необходимо для отображения того факта, что между перекрестками или существует, или отсутствует перегон, так как этот признак имеет влияние на дальнейшие расчеты параметров управления.
- E_{r1}, E_{r2} – номера въездов на перекресток (1 - запад, 2 - север, 3 - восток, 4 - юг) для ориентации перекрестка на плоскости.
- l_{r1}, l_{r2} – количество полос в направлении $C_{r1} \rightarrow C_{r2}$ и $C_{r2} \rightarrow C_{r1}$ (для случаев, когда на перегоне организовано одностороннее движение, одно значение будет равно 0).
- α_r – коэффициент кривизны перегона. Базовая длина перегона определяется как квадратный корень из суммы квадратов разностей координат перекрестков, однако данная величина не может считаться достоверной, поскольку перегон не является идеальным отрезком между точками. Коэффициент кривизны увеличивает расчетную длину перегона i , по условию задачи, не может быть меньше 1. Матрицы интенсивности на перекрестках имеют вид:

$$N_k = \begin{bmatrix} N_{k11} & N_{k12} & N_{k13} & N_{k14} \\ N_{k21} & N_{k22} & N_{k23} & N_{k24} \\ N_{k31} & N_{k32} & N_{k33} & N_{k34} \\ N_{k41} & N_{k42} & N_{k43} & N_{k44} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где N_{kij} – интенсивность потока, движущегося на k -м перекрестке от въезда i до выезда j ; $i, j = 1, \dots, 4$.

Номера въездов и выездов соответствуют индексам примыкания перегона к перекрестку $r_1, \dots, r_4$ (рис. 2). Диагональные элементы соответствуют интенсивности потока на развороте (N_{11} - с запада на юг). Если, согласно с организацией ДД или топологией перекрестка на одном из направлений движение запрещено или оно отсутствует (T -образный перекресток, односторонний перегон), соответствующий элемент равен 0. Заданные скорости на данном перегоне учитывают существующее ограничение скорости ТП, а значение скорости для прямого и обратного направления могут отличаться, поэтому в разработанной методике присутствуют две рекомендованные скорости для каждого перегона (исключением являются такие случаи, когда полос движения в одном из направлений нет, т.е. на перегоне организовано одностороннее движение).

Предоставленное описание перегонов, связанных с данным перекрестком, будет иметь вид

$$r_i(k) = \begin{cases} \exists [(C_{r1} = k) \wedge (E_{r1} = i) \vee (C_{r2} = k) \wedge (E_{r2} = i)] \Rightarrow r \\ 0 \end{cases}, r = 1..m. \quad (2)$$

Именно номер перегона $r_i(k)$ в направлении i для перекрестка k соответствует или входным или выходным потокам этого направления.

Разработанная ГИМ УДС города предназначена для воспроизведения схемы УДС и параметров ДД по транспортной сети с целью предоставления ЛПР имеющейся информации относительно движения ТП на прямолинейных перегонах. Фрагмент разработанной модели по предоставленному описанию для транспортной сети центральной части города Харьков, приведен на рис. 4.

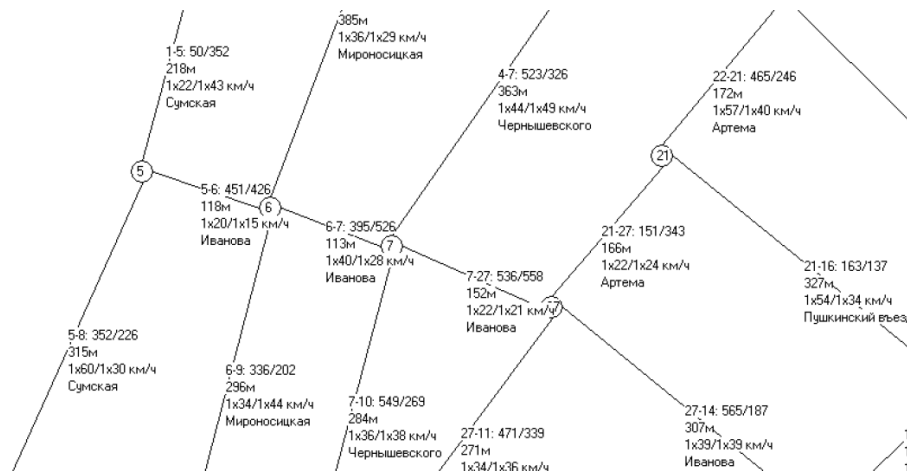


Рис. 4. Геоинформационная модель части УДС г. Харьков

3. Заключение:

Таким образом, разработана геоинформационная модель УДС для управления транспортными потоками, которая является первичным элементом определения параметров ДД на УДС города для ЦУДД.

В последующих исследованиях проектирования элементов СППР необходимым является калибровка геоинформационной модели для получения модели города. В качестве весовой функции каждого ребра геоинформационной модели предлагаем определение проектной и фактической интенсивности транспортного потока на улицах города. Такой подход к моделированию позволяет повысить эффективность управления дорожным движением и обеспечит качество работы ЛПР.

Литература:

1. Liudmyla Abramova, Yevhen Nahorny, Henadii Pitysia. Structure of transformation of the road motion parameters in the control system. SHS Web of Conferences. 2019. №67, 05001. NTI-UkrSURT 2019: DOI <https://doi.org/10.1051/shsconf/20196705001>.
2. Abramova L.S., Nahorny Ye.V. Approach to the formation of hybrid traffic management. «Modern innovative and information technologies in transport»: Proceedings of 11th International scientific and practice conference. Kherson, 2019. Kherson State Maritime Academy. PP. 28-31.
3. Godyaev A. I. Metodologicheskie osnovy i printsipy postroeniya sistem podderzhki prinyatiya resheniy v zadachah obespecheniya bezopasnosti upravleniya dvizheniem na zheleznodorozhnom transporte [Methodological foundations and principles of building decision support systems in the tasks of ensuring the safety of traffic control in railway transport]: dis. Dr. tech. sciences. M.: 2006. 436 p.
4. Edwards J.S. Expert Systems in Management and Administration – Are they really different from Decision Support Systems? European Journal of Operational Research, 1992. Vol. 61. P. 114–121.
5. Klachek P.M., Koryagin S.I. and other. Hybrid Adaptive Intelligent Systems. P.1. Development theory and technology: monograph. Kaliningrad: Immanuel Kant Baltic Federal University, 2011. 374 p.
6. Birkhoff G. Lattice theory. Moscow: Science, 1984. 566 p.
7. Abramova L.S., Chernobaev N.S. Coordinated traffic control on the city's highway network. Monograph. Kharkiv: Publishing house "Tochka". 2012. 160 p.

Контакты: ¹Doctor of Technical Sciences, professor L. Abramova, KhNAHU, Department of Traffic management and safety, Ya.Mudroho st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail: abramova_ls@ukr.net

²Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor H. Pitysia, KhNAHU, Department of Traffic management and safety, Ya.Mudroho st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail: gennadij.ptitsa@gmail.com

ИЗМЕНЕНИЯ В РАСПРЕДЕЛЕНИИ СКОРОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, СВЯЗАННЫЕ С УСЛОЖНЕННЫМИ УСЛОВИЯМИ ДВИЖЕНИЯ В ГОРОДАХ

THE CHANGES IN VEHICLE SPEED DISTRIBUTION RELATED TO COMPLICATED TRAFFIC CONDITIONS IN CITIES

Peter Horbachov¹, Vũ Đức Minh², Stanislav Svichynskyi³, Ihor Shtanko⁴

Abstract. Most of the existing approaches to predict vehicle speed implies determining its average value at some point or a short road section. However, the speed of vehicles at a certain place is random due to the influence of many factors. It makes the task of determining the vehicle speed distribution actual, especially in urban areas where traffic conditions cannot be considered free. During the research, it was determined that in urban traffic conditions, the normal distribution of the free-flow speed changes to the gamma distribution because of the decrease in the average speed and increase in the speed standard deviation.

Keywords: vehicle speed, speed distribution, complicated traffic conditions, urban traffic, narrow carriageway.

1. Introduction

Vehicles' speed is the object of study for many scientists in the transport field. This is the most important parameter of traffic management quality as it reflects travel conditions and specifies its result. At the same time, modern transport modelling software estimates the speed in any traffic conditions mostly as an average value at a point or a segment of a carriageway, but it is obvious that the vehicle speed at a specific place and time is random.

Speed randomness is caused by many factors – from the person's driving style to a large number of other road users with their behaviour that cannot be predicted reliably. In this case, the main characteristic of the speed as a random variable is a distribution law – some function or rule that reflects an interconnection between values of a random variable and their probabilities [1].

In urban areas, the task of speed distribution determination becomes even more relevant because traffic conditions here cannot be considered free. Vehicle speed usually decreases under traffic conditions complication, and various drivers' reactions to the complications appearing during driving contribute to the speed randomness and require addressing the task of determining the speed distribution parameters. Speed variation affects the travel comfort [2] and fuel consumption, which, in turn, determines the influence of traffic flows on the environment [3]. So, to precisely calculate the volume of exhaust emissions in an urban environment, it is not enough to know the speed distribution since the emission intensity strongly depends on vehicle speed variation [4].

Thus, the problem of determining a vehicle speed distribution under various urban conditions remains relevant. The solution to the problem will become the basis for increasing the accuracy of the analytical modelling the transport systems operation.

2. Literature review

The experience in determining the vehicle speed distribution mainly includes experimental studies in free-flow conditions on interurban roads. The purpose of such studies is to determine the speed chosen by drivers [5]. In this case, the only speed limit is a legal maximum speed set by traffic regulations or local road signs at the section under investigation. The main purpose of setting this limit is to prescribe the general tendency in driving speeds, to assign the rational bounds of the speed values, and to ensure traffic safety [6–8].

The complication of traffic conditions caused by topography, road curves, visibility and other restrictions are mostly neutralized by choosing the appropriate road section and the survey time. At that, the legal maximum speed is always quite high and the driving at extremely low speed, which is several times less than the maximum one and close to 0, is a rare or even impossible event.

Under these conditions, the instantaneous vehicles' speed is determined at a considered cross-section of the road using the appropriate technical devices. A commonality of approaches

to determine the speed led to a similarity of the obtained results testifying that the distribution of vehicle speed at the cross-section of an interurban road is normal. Corresponding surveys have begun in the 1950s [9] and their number has been growing, especially since the beginning of the 20th century [10, 11]. And already in the paper of Berry and Belmont [9], normal distribution is mentioned as a typical distribution of the instantaneous vehicle speed under free-flow conditions. Further studies [12–19] confirmed these results. Although the statistical assessments of the conformity between the empirical speed distribution and the theoretical normal law are presented rarely, the plots provided in the mentioned papers leave no doubt that they are close to the density curve of the Gaussian distribution.

However, the issue of the vehicle speed distribution under more stringent speed limits remains open. Traffic conditions complicated in terms of speed usually occur in cities because of the influence of dense traffic, single-grade intersections, carriageway width, traffic lights, and other reasons. Much fewer works are devoted to the study of this influence, but some of them do not reject the results obtained outside the cities. For example, paper [20] is devoted to the research of the speed of two-wheeled vehicles that are widely used in Southeast Asia [20, 21]. Paper [20] presents the probability density plots for motorcycle speed in the centre of Hanoi (Vietnam). Here, the observations were carried out on the links of the urban street network, and the results have confirmed that the speed distribution visually corresponds to the normal one. This fact can be explained by substantially lower requirements of two-wheeled vehicles to road space [21] that provides them with more freedom during driving in urban conditions, but this assumption requires appropriate verification.

Confirmation of the possibility to use the normal distribution to represent the speed in urban conditions can also be found in papers [22] and [23]. The first one is devoted to the research of vehicle speed on 17 urban arterial roads in three Indian cities – New Delhi, Jaipur and Chandigarh; the second one presents the data from 7 sections of the inner ring road in Delhi. However, along with normally distributed speed, authors Dhamaniya and Chandra [22] have noted the possibility of appearing of two modes on the speed density function plot, that can be explained by the presence of cyclists in the traffic flow, whose average speed is much lower than the motor vehicles' speed. Speed distribution density plots presented in this paper also allows noting a shift of the mode of speed distribution to the left from the mean of theoretical normal distribution. This fact may testify to the presence of certain trends in the speed values caused by urban traffic conditions, which are more complicated compared to the free-flow ones.

Urban traffic conditions are of attention in paper [24], where data were collected in Assam (India) on four roads with one lane per direction. The results of fitting the distribution to the speed values appeared to be slightly different because single-lane urban traffic significantly complicates driving conditions. Two fittings resulted in lognormal distribution and two more fittings – in gamma distribution. Both distributions were three-parametric including shift parameter. Also, all distributions had a left-shifted peak of the density curve that confirms the trends noted during the analysis of the paper [22].

Almost all speed studies carried out in different countries on different continents result in a graphical description of the regularities in vehicle speed under different conditions and only sometimes the result includes statistical analysis with a criteria-based assessment of the conformity between the empirical and theoretical distribution. So, it is necessary to carefully research the distribution of vehicle speed in complicated traffic conditions to explain the abovementioned trends.

One of the reasons for vehicle speed decreasing is the insufficient width of the traffic lane, i.e. the width that makes driving uncomfortable. This issue is also studied in several works which point to the influence of the lane width on the vehicle speed and the frequency of traffic accidents [25, 26]. Apart from that, the research containing the data of active experiment at a driving simulator [27] allowed determining that the lane width, lane number, and the roadside width significantly affect the behaviour of car driver, the choice of speed, and the number of

deviations from usual movement trajectory. These findings confirm the expediency of in-depth research on the distribution of vehicle speed in complicated traffic conditions.

Such conditions occur at the narrow sections of the carriageways and the zones of influence of signalized intersections, where traffic conditions in terms of speed are a priori more complicated compared to free-flow conditions. The complications emerge since a part of vehicles needs to stop before the stop-line of a signalized intersection to allow passing for other flows. The speed study results nearest to those obtained for complicated conditions are presented in works [20, 21, 24] where urban traffic regularities are explored. In particular, paper [24] contains the mention of the proximity of empirical speed distribution to the theoretical gamma law.

Summarizing the results of the vehicle speed studies, it should be noted that the only method to explore the speed variable was the field survey of the traffic flow. None of the studies resulted in obtaining a reliable analytical model providing the speed estimate.

In all the mentioned studies, the choice of the road section for speed measurements was of big attention. The manual [28] explicitly indicates the need to avoid the zones of influence of traffic lights, non-signalized intersections, pedestrian crossings, and other objects causing vehicle acceleration or deceleration. It is obvious that these requirements cannot be met in cities and especially in their centres [29]. It points to the need to determine the distribution of the speed values measured under traffic conditions complicated in terms of speed.

3. Problem statement

The purpose of this paper is to substantiate the regularities in the values of vehicle speed under complicated traffic conditions. To achieve the purpose, first of all, it is necessary to put forward a valid hypothesis regarding a type of speed distribution for the mentioned conditions.

In the general case, traffic conditions complication does not imply the obligatory full stop of a car even though does not forbid it. Therefore, in urban transport systems, both the narrow sections of the carriageway and the zones before the intersection stop-line can be classified as the places with complicated conditions.

Among these two places, the narrow carriageway can be considered as the place causing less complication which frequently leads only to vehicle speed decreasing without a full stop. For the narrow carriageway, the full stop should indicate the carriageway width which in a driver's opinion is less than car dimensions. During the field studies, speed decreasing or stop should be the responses of a particular driver only to available carriageway width while other reasons (for example, cars of the same or counter direction) for such responses should be excluded. In other words, the measurement of the factual speeds under traffic conditions complicated by the narrow carriageway should be done on the street section outside the zones influenced by signalized and non-signalized intersections or pedestrian crossings, public transport stops without a lay-by, etc.

At that, the vehicles covered by the speed survey should be of similar speed and dimensional characteristics to avoid the bimodality in the speed distribution. So, it is reasonable to focus the study on cars, minibuses, and light trucks with a gross weight of fewer than 2.5 tons. For these vehicle types, the movement in the centres of cities is usually not restricted, unlike heavy lorries.

4. Background of the changes in speed distribution under the influence of narrow carriageway

A prerequisite to form the hypothesis for the type of distribution of vehicle speed under complicated conditions is the assumption of the change of the left tail of free-flow speed distribution under the influence of average speed decreasing.

Since the scalar speed is determined only on the non-negative range of values, the minimum value of the speed equals 0. If the average speed is much greater than 0, that is the characteristic of the free-flow speed, the left tail of the normal distribution has a low probability. It allows neglecting the left tail during the statistical test of the conformity of the free-flow speed to the normal distribution, although the domain of this distribution consists of all real numbers.

However, in case of using such a distribution, a decrease in the average speed should lead to the emergence of a heavy negative tail, figure 1.

Since such a tail is impossible because speed has only non-negative values over its domain, the question is to what distribution does the normal one change in the mentioned conditions. This paper is not aimed to find a comprehensive and complete theoretical explanation of this phenomenon. The scope is to find a convenient tool to research the changes in the vehicle speed distribution caused by the changes in traffic conditions. The knowledge of this distribution is essential for improving the accuracy of transport system modelling, and the use of a descriptive approach will be sufficient for this case.

To find the tool, it is necessary to determine the maximum possible change in the normal distribution of the free-flow speed. To this end, it is reasonable to assess the consequence of speed decreasing till the situation when zero value of speed will be to the right of the centre of the normal distribution, figure 2.

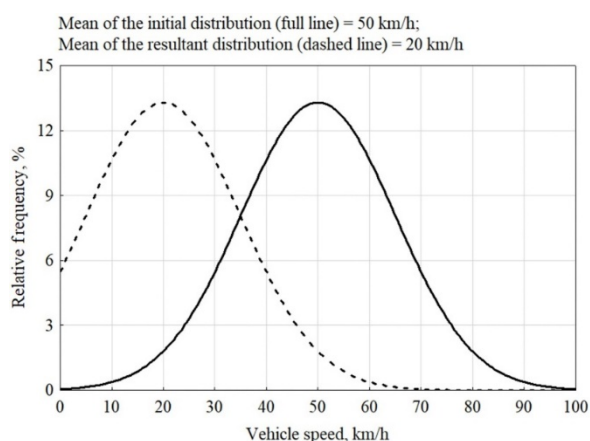


Fig. 1. The example of the consequence of a decrease in average speed when it is normally distributed: the centre of the initial distribution shifts to the left and a heavy negative tail appears in the resultant distribution

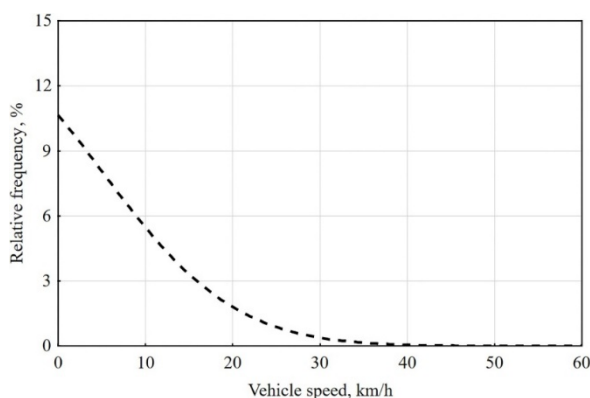


Fig. 2. The example of the consequence of a significant decrease in average speed when the speed is normally distributed: the case when zero value of speed is to the right of the centre of the normal distribution

It is obvious that in this case, only the right tail of normal distribution remains valid. Figure 2 shows the similarity of appearance between this tail and exponential distribution, and it is unlikely that the hypothesis of conformity between them will be rejected by the results of the statistical test based on empirical data. Therefore, with the practical and descriptive views, it is logical to consider the exponential distribution as a result of an extreme change in the vehicle speed distribution when the average speed approaches 0. Given the lack of theoretical prerequisites for the analytical description of road users' behaviour, this level of substantiation for the changes in speed distribution can be considered as sufficient for further research.

Under the assumption about the transformation of a normal speed distribution to an exponential one in the most complicated traffic conditions, there is a need only to find a link

between these two distributions. Gamma distribution is well suitable to be such a link [30]. On the one hand, the exponential distribution is a special case of gamma distribution when the shape parameter equals 1. On the other hand, the normal distribution is an asymptotic form of gamma distribution with the shape parameter tending to infinity. Besides, Erlang distribution, which arises from the sum of independent exponentially distributed random variables, belongs to the gamma family. The number of summands (variables in this case) determines the shape parameter of the Erlang distribution, and according to the central limit theorem, the sum of a large number of independent and identically distributed random variables tends towards the normal distribution [1, 30]. Having such properties, gamma distribution is a convenient tool to describe the change of normal distribution to an exponential one and vice versa.

According to this, the traffic conditions complication causing the decrease in average vehicle speed will lead to a decrease in the shape parameter of gamma distribution and bring it closer to the exponential one. At the same time, the shape parameter of gamma distribution should increase with average speed increasing, i.e. with the reduction of the number of restrictions on vehicle movement. In the limiting case – when the traffic conditions tend to completely free – the shape parameter should tend to infinity. Since the normal distribution is the limiting case of gamma distribution with the shape parameter tending to infinity, the hypothesis explains the similarity between the distribution of vehicles' speed on interurban roads and normal distribution.

As the narrow carriageway is not an extreme case in terms of speed reduction since it does not require a full stop of the vehicle, the hypothesis of the gamma distribution of the vehicles' speed in the narrow section of the carriageway looks well-grounded.

The estimation of gamma distribution parameters in case of a decrease in average vehicle speed requires an answer to the question of how the shape parameter will change in this case. The shape parameter g directly depends on the main moments of the speed variable – the average speed $\bar{v}$ and the standard deviation σ [31]:

$$g = \left(\frac{\bar{v}}{\sigma} \right)^2. \quad (1)$$

So, to predict the shape parameter of the gamma distribution, it is necessary to estimate these main moments in different traffic conditions.

Currently, we have found only one example of the relationship which allows determining numerical characteristics of the car speed distribution. Thus, paper [8] shows the regression relationship between a coefficient of variation of vehicle speed in free-flow conditions and the speed value ranging between 18 mph and 35 mph (8 m/s and 15.6 m/s respectively):

$$k_v = 0,448 - 0,0078 \cdot v. \quad (2)$$

Regression model (2) is based on about 100 observations of car traffic under free-flow conditions in the city. Coefficient of variation for the given range of speed takes the values between 0.17 and 0.33. It means that standard deviation σ for the given range of speed takes the values between 5.10 mph and 6.93 mph (2.28 m/s and 3.10 m/s respectively), and these numbers refer to the free-flow conditions when the speed is expected to be close to maximum $\bar{v}_{\max} \approx \sigma_{\max}$. According to equation (1), it leads to a large value of the gamma distribution shape parameter, $g \in [9,2; 34,6]$ i.e. $g_{\max} \gg 1$. In this case, the gamma distribution is almost symmetrical and similar to the normal distribution of vehicle speed.

According to equation (2), the standard deviation increases with a decrease in vehicle speed, but very slowly. In the extreme case, when $\bar{v} = 0$, $\sigma = 0,448 \cdot \bar{v}$, and the distribution shape parameter equals $g = 4.982$.

It should be noted that the main moments of the variable of vehicle speed at narrow carriageway as well as before the stop-line are the result of the behaviour of different drivers in different conditions which strongly depends on the restrictions caused by these conditions [32].

As the narrow carriageway is not an extreme case in terms of speed reduction since it does not require a full stop of the vehicle, the hypothesis of the gamma distribution of the vehicles' speed in the narrow section of the carriageway looks well-grounded. As a result, the actual speed values should allow assessing the changes in the speed distribution under the influence of complicated traffic conditions.

5. Research of the vehicle speed influenced by the narrow carriageway

First of all, it should be noted that all the requirements to the experimental conditions mentioned at the end of the "Problem statement" can be ensured by the choice of the streets in the city centre which are free of public transport.

The research of the speed under traffic conditions complicated by the narrow carriageway should be conducted on a street section outside the zones influenced by intersections. In the context of determining the influence of complicated traffic conditions on the speed variable, it means that during experiments the speed is expected to be higher before the narrow section of the carriageway and after it. So, the street section should be located far enough from the previous and the next intersection so that drivers, on the one hand, have time to reach the speed that is too high to pass a narrow section and, on the other hand, have space after the section and before the next intersection (or the queue before the intersection) to increase the speed.

In typical urban conditions, the sections appropriate for the research and having carriageway width that is insufficient for free-flow traffic can be found on relatively narrow streets with one traffic lane in each direction. The streets with described conditions are widely met in the city centres because of car parking at the right lanes. But another feature of the city centre is compact planning and the short links between single-grade intersections.

So, it is reasonable to focus on the search of a carriageway 'bottleneck' caused, for example, by illegal parking, rather than just a street with narrow lanes. This is because the 'bottleneck' although excludes the possibility to study drivers' habituation to the lane width but allows fully characterizing the initial response of drivers to the narrow carriageway.

At the same time, it does not mean that any bottleneck stemming from the level of driving culture or observance of traffic regulations creates conditions for the study of driver's response to the narrow carriageway. Such a bottleneck should appear and influence the traffic long enough to not only measure the available width of the carriageway but organize the video recording of the traffic under complicated conditions. Also, the available carriageway width should be within the narrow range with the bounds that are unknown at the beginning of the experiment. It means that before the start of the experiment, there are only qualitative requirements to the bottleneck – on the one hand, the carriageway width should be sufficient for car passing, and, on the other hand, it should make some part of drivers to reduce the speed.

According to all the listed requirements to the place of experiments, the segment of Yaroslava Mudroho St. between Alchevskiyh St. and Chernyshevska St. in Kharkiv, Ukraine (figure 3) was chosen as the segment which is potentially suitable for observations aimed to test the hypothesis set up in section 4.



Fig. 3. The segment of Yaroslava Mudroho St. (Kharkiv, Ukraine) selected for experimental research

The characteristics of this link are as follows:

- the distance between the stop-lines of intersections is a little more than 170 m;
- the influence zone of the intersections is about 60 m that is enough for a queue of about 12 cars before the next intersection and to reach the speed of 55 km/h (15.5 m/s) at a typical acceleration of 2 m/s for cars that start from the stop-line of the previous intersection.

At such characteristics, there remain 50 more meters for arising the bottleneck, which meets all the requirements for the experimenting. At the bottleneck, the traffic on the lane chosen for the experimental study should be relatively free and the contraflow lane should be occupied. In this case, the traffic conditions can be considered as complicated. The lane for the traffic towards Alchevskyh St. is usually more loaded than the contraflow lane due to the structure of transport demand and road network in Kharkiv. Therefore, the observations should be made on the lane for the traffic towards Chernyshevska St.

Under usual driving conditions, parked cars do not narrow the carriageway so much as to make drivers reduce the speed on the segment. So, to make the observations, there was a need to wait until the necessary conditions appear. It happened in the morning on 16 March 2018, when the carriageway width was significantly narrowed due to the heavy snowfall the day before and the parked cars. At the bottleneck, the carriageway width available for oncoming traffic flows was only 5.45 m, figure 4. The width was measured between the mirrors of the cars parked on the opposite sides of the street.



Fig. 4. The conditions of the experiment for assessing the influence of the carriageway width on the vehicles' speed

Video of the traffic on Yaroslava Mudroho St. towards Chernyshevska St. was recorded from 8:30 a.m. till 10:16 a.m. – for so long as the necessary conditions for the research had been existing including the contraflow lane occupied by the car queue. During this time, 225 cars had crossed the bottleneck, but the requirement of the free road lane after the bottleneck was not met for 9 cars because of the too-long queue before Chernyshevska St. Video processing implied the calculation of the time between the moments when the front point of a passing car crosses the front and rear points of the grey car of 4.375 m length parked at the curb. The precision of passing time determining is 1/30 s. The general results of the processing are in table 1.

Table 1. Statistical characteristics of the car speed at the narrow carriageway

Parameter	Value
Number of observations	216
Minimum speed (m/s)	1.32
Maximum speed (m/s)	12.50
Average speed (m/s)	5.99
Speed standard deviation (m/s)	2.32
Scale parameter of the gamma distribution	0.899
Shape parameter of the gamma distribution	6.666

The table shows that the speed of passing the bottleneck varies widely which is probably caused not only by the drivers' behaviour at the narrow carriageway but also by the different influences of the cars from the queue on the contraflow lane.

The average speed of 5.99 m/s significantly differs from the values for the city streets with free-flow conditions – 8.4 m/s [22], 16.36 m/s [23] and 12.24 m/s [24]. This fact confirms the significant influence of the carriageway (lane) width on the vehicle speed. This influence is also clearly seen in the video, where the car drivers accelerating after crossing the previous intersection reduce the speed before the narrow section of the carriageway.

The observation results provided a sufficient amount of data for the statistical test of the hypothesis set up in section 4. The goodness of fit of the gamma distribution to the obtained set of speed values was estimated in STATISTICA 10 software using the Kolmogorov-Smirnov and χ^2 test, figure 5a. Both criteria indicate that the hypothesis of the conformity between the empirical distribution of the speed influenced by the narrow carriageway and the gamma distribution is not rejected, which can be considered as a positive result of experimental verification of the hypothesis. To estimate the degree of change in the speed histogram against the typical free-flow speed distribution, the attempt to fit the normal distribution to the obtained speed values was also made. A positive result of fitting was obtained at the number of bins that are minimum sufficient for Pearson criterion, figure 5b.

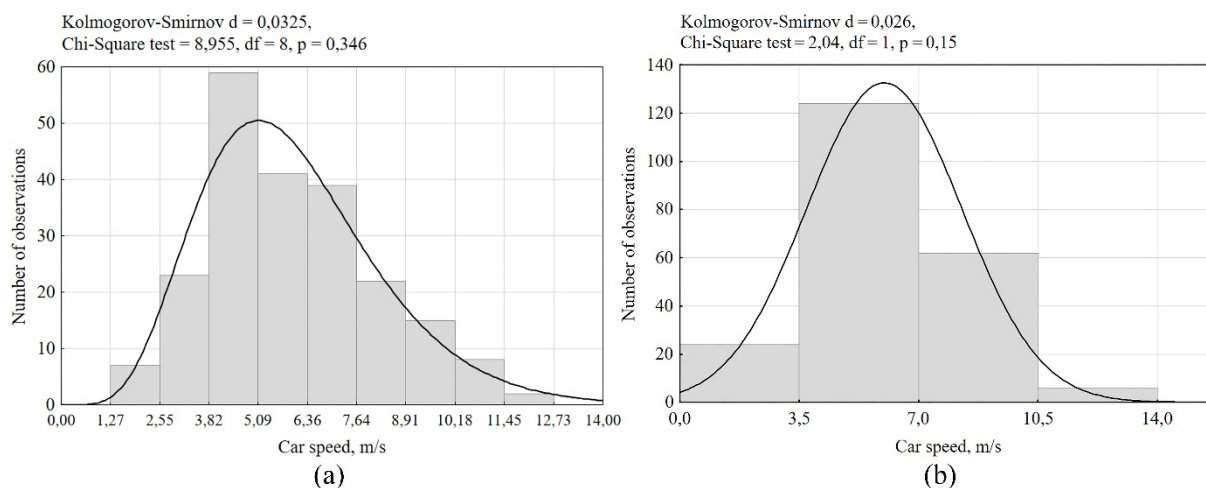


Fig. 5. The result of fitting the theoretical distribution to the speed influenced by the narrow carriageway: (a) Gamma distribution; (b) Normal distribution

It makes this result supporting the considerations regarding the relationship between gamma and normal distribution taken as the basis of the hypothesis of car speed distribution under conditions complicated by the narrow section of the carriageway.

The average car speed of 5.99 m/s is less than those used for the construction of equation (2), which provided the information for estimating the values of the gamma distribution parameter in subsection 3.2. The speed standard deviation appeared to be within the range indicated in paper [17] – 2.32 m/s. The gamma distribution shape parameter, which has taken the value 6.666, has decreased compared to the case of free-flow conditions due to the decrease in average speed, and it indicates that this parameter has slightly approached 1. These trends correspond to the hypothesis of the gamma distribution of the vehicle speed but provide too little information to predict the speed distribution type under other conditions.

6. Conclusions

The conducted research has provided the background for the change of the normal distribution of the vehicle speed in free-flow conditions to the gamma one caused by the complication of traffic conditions. This finding creates the opportunity to research the vehicle speed in urban areas where traffic conditions are a priori more complicated compared to the free-flow. At the same time, it is necessary to note that this type of complicated traffic conditions

does not imply an obligatory full stop of a vehicle although does not forbid it. It should be taken into account during speed measurements.

During the speed studies, it was found out that the gamma distribution can be used to describe the vehicle speed at a narrow carriageway that can be explained by a decrease in average speed and an increase in speed standard deviation.

The results obtained in this paper allow concluding that the gamma distribution is applicable to describe the variable of the vehicle speed under urban traffic conditions. It opens up opportunities to improve the accuracy of assessing traffic management quality, the volume of exhaust emissions and acceleration noise.

References

1. Ash R.B. (2008). Basic Probability Theory. Mineola, Dover publications.
2. Chung C.C., Gartner N. (1973). Acceleration Noise as a Measure of Effectiveness in the Operation of Traffic Control System (Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, Operations Research Center) Working Paper OR 015-73.
3. Zefreh M.M., Torok A. (2018). Theoretical Comparison of the effects of different traffic conditions on urban road traffic noise. Journal of Advanced Transportation, Article ID 7949574.
4. Govorushenko N.Ja. (2011). Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta (raschjotnye metody issledovanij). Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University.
5. Cascetta E. (2001). Transportation Systems Engineering: Theory and Methods. Boston, Springer.
6. TRB (1998). Managing Speed. Review of Current Practices for Setting and Enforcing Speed Limits (Transportation Research Board Special Report 254). Washington, National Research Council.
7. Tefft B.C. (2011). Impact Speed and a Pedestrian's Risk of Severe Injury or Death. Washington, AAA Foundation for Traffic Safety.
8. Taylor M.C., Lynam D.A., Baruya A. (2000). The effects of drivers' speed on the frequency of road accidents (TRL REPORT 421). Crowthorne, Transport Research Laboratory.
9. Belmont D.M., Berry D.S. (1951). Distribution of vehicle speeds and travel times (Proc. 2nd Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probability). Berkeley, Univ. of Calif. Press, 589–602.
10. Patel C., Solanki J., Sharma J., Thakkar C., Nilesh P., Naik S. (2018). Spot speed study at A.V. road. International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education, 4(2), 3207–3209.
11. Khan J.A., Tarry S.R. (2018). Speed spot study by comparing time mean speed and space mean speed: a case study. International Journal of Advanced Science and Research, 3(1), 97–102.
12. Garber N.J., Hoel L.A. (2009). Traffic and Highway Engineering (4th Ed). Toronto, Cengage Learning.
13. Frith W.J., Patterson T.L. (2001). Speed variation, absolute speed and their contribution to safety, with special reference to the work of Solomon (Tech. Conf. Papers of Transportation Group New Zealand). Wellington, Institution of Professional Engineers, 8 p.
14. RSA (2012). Free speed survey 2011 (Urban and Rural). Ballina, Road Safety Authority.
15. RSA (2000). Down with Speed: A Review of the Literature, and the Impact of Speed on New Zealanders. Ballina, Road Safety Authority.
16. Murray D., Johnson S.L. (2010). Empirical analysis of truck and automobile speeds on rural interstates: impact of posted speed limits (Compendium of Papers of TRB 89th Annual Meeting). Washington, Transportation Research Board, 13 p.
17. Vadeby A., Forsman A. (2014). Speed distribution and traffic safety measures (Proc. of "Transport Research Arena" Conference). Paris, TRA, 10 p.
18. Haque N.N., Halder S., Islam A., Nag R., Alam R.B., Hassan M. (2013). Traffic Speed Study (Report). Dhaka, Dept. of Civil Eng., Ahsanullah Univ. of Sci. and Technology.
19. Wang H., Ni D., Chen Q.-Y., Li J. (2013). Stochastic modeling of the equilibrium speed-density relationship. Journal of Advanced Transportation, 47, 126–150.
20. Minh C.C., Sanoa K., Matsumoto S. (2005). The speed, flow and headway analyses of motorbike traffic. Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies, 6, 1496–1508.
21. Y N.C., Minh C.C., Sano K., Matsumoto S. (2009). Motorbike equivalent units at road segments under mixed traffic flow in urban road. Proc. of the Eastern Asia Society for Transportation Studies, 7.
22. Dhamaniya A., Chandra S. (2013). Speed characteristics of mixed traffic flow on urban arterials. Int. Journal of Civil, Environmental, Structural, Construction and Architecture Engineering., 7(11), 883–888.
23. Rao A.M., Rao K.R. (2015). Free speed modeling for urban arterials – a case study on Delhi. Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 43(3), 111–119.

24. Maurya A.K., Dey S., Das S. (2015). Speed and time headway distribution under mixed traffic condition. *Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies*, 11, 1774–1792.
25. Milton J., Mannering F. (1998). The relationship among highway geometries, traffic-related elements and motor-vehicle accident frequencies. *Transportation*, 25, 395–413.
26. Sawalha Z., Sayed T. (2001). Evaluating safety of urban arterial carriageways. *Journal of Transportation Engineering*, 127(2), 151–158.
27. Shuo L., Junhua W., Ting F. (2016). Effects of lane width, lane position and edge shoulder width on driving behavior in underground urban expressways: a driving simulator study. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 13(1010), DOI:10.3390/ijerph13101010.
28. MassSAFE (2005). Spot Speed Study Workshop Instruction Manual. Amherst: University of Massachusetts.
29. Krystopchuk M., Pashkevych S., Khitrov I. and Tkhoruk Ye. (2019). Formation and distribution flows of external transport in the city. *Reliability and Statistics in Transportation and Communication Selected Papers from the 19th International Conference on Reliability and Statistics in Transportation and Communication "RelStat'19"*, 16–19 October, Riga, vol. 117, 141–150.
30. Horbachov P., Svichynskyi S. (2018). Theoretical substantiation of trip length distribution for home-based work trips in urban transit systems. *The Journal of Transport and Land Use*, 11(1), 593–632.
31. Forbes C., Evans M., Hastings N., Peacock B. (2011). *Statistical Distributions* (4th Ed). Hoboken, Wiley.
32. Makarichev O., Horbachov P., Voronkov O., Svichynskyi S. (2019). Reliability of adaptive traffic lights ensured by warm standby with estimation of its use. *Proc. of TheRMIT Workshop "ICTERI'2019"*, Kherson, Ukraine, 16 p.

Contacts: ¹prof., DSc Peter Horbachov, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department of Transport Systems and Logistics, Yaroslava Mudroho st. 25, Kharkiv, Ukraine, +38 (057) 707-37-83, e-mail: gorbachov.pf@gmail.com

²Traffic Engineer, Head of Traffic Forecasting Department Vũ Đức Minh, Transport Engineering Design Inc. (TEDI), Highway and Airport Engineering Division, 278 Ton Duc Thang st., Ha Noi, Viet Nam, +84-024-3851-4431, e-mail: vdmnh1969@yahoo.com.vn

³ass. prof., PhD Stanislav Svichynskyi, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department of Transport Systems and Logistics, Yaroslava Mudroho st. 25, Kharkiv, Ukraine, +38 (057) 707-37-83, e-mail: stas_svichinsky@ukr.net

⁴Master Student Ihor Shtanko, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department of Transport Systems and Logistics, Yaroslava Mudroho st. 25, Kharkiv, Ukraine, +38 (057) 707-37-83, e-mail: shtanko000@gmail.com

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОМОЩЬЮ ВИДЕОКАМЕР

VEHICLE IDENTIFICATION USING VIDEO CAMERS

Vladimir Bezrodny¹, Alexandra Bezrodnaya²

Abstract. Vehicle identification systems through license plate recognition are of great practical importance. This is especially important for speed control in urban environments to ensure road safety. The use of video cameras will reduce road accidents and reduce pedestrian injuries.

Keywords: safety, check in, plate number, speed, video camera.

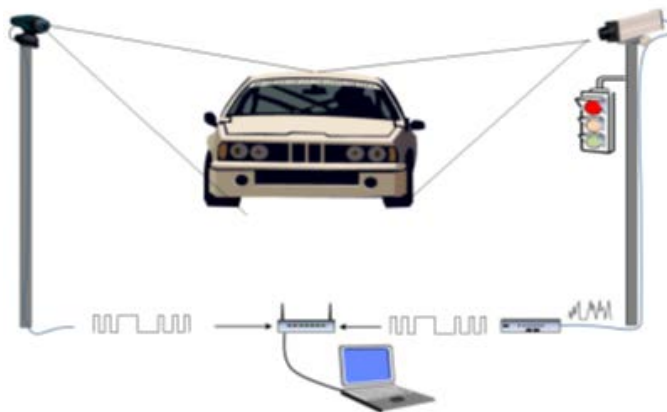
1. Введение:

Системы идентификации транспортных средств посредством распознавания номерных знаков, имеет большое практическое значение. Особенно это важно для контроля скоростного режима в городских условиях для обеспечения безопасности дорожного движения. Применение видеокамер позволит снизить аварийность на дорогах и уменьшить травматизм пешеходов.

2. Изложение:

Передающая телевизионная камера – устройство, предназначенное для преобразования оптического изображения, получаемого при помощи объектива на мишени вакуумной передающей трубки или на светочувствительной матрице в телевизионный видеосигнал или цифровой поток видеоданных. Механический метод регистрации движущихся изображений был предложен еще в 1884 году инженером Нипков. На многие годы вперед определило развитие телеприемной аппаратуры создание иконоскопа – вакуумной регистрирующей трубки, предложенной выдающимся российским ученым, эмигрировавшим в США, Александром Зворыкиным. Интересно, что еще в 1927 году советским инженером-изобретателем Терменом была построена телевизионная система, основанная на регистрации и воспроизведении изображения с помощью системы зеркал, позволяющая получить изображения на экране до 1,5 метров. Фактически уже тогда был создан прототип современных видеопроекторов с микрозеркальным DMD-чипом, только без цветовых колес. Этот аппарат стоял в кремле в кабинете Климента Ворошилова, откуда можно было наблюдать за Александровским садом. Все рассмотренные системы предусматривали сканирование картинки отдельных кадров или по спирали как в механических системах Нипкова или построчно как в действующих телевизионных стандартах NTSC, PAL, Secam. Термин видеокамера появился в результате интерпретации английского Camcorder, полученного в результате объединения двух слов Camera и Recorder и обозначало комбинированное устройство, способное снимать и записывать видеоизображения. [1]

Таблицы: Система оптической идентификации с помощью видеокамер (СОИ) предназначена для автоматического определения типа транспортного средства или номера автомобиля (транспортного средства, далее - ТС) и занесения считанного номера и изображения ТС в базу данных на ведущем компьютере. В качестве ТС могут выступать автомобили (фиг. 1). Система основана на компьютерном анализе видеоизображения. Видеокамера крепится на специально изготавливаемой опоре или на существующих конструкциях (фиг. 2). Для освещения в темное время суток используется инфракрасный осветитель, оборудованный датчиком освещенности. При прохождении автомобиля или железнодорожного вагона в зоне контроля происходит анализ видеосигнала и распознавание ТС или его номера. В базе данных для каждого контролируемого транспортного средства сохраняется фотография его номера, что позволяет при ручном контроле при необходимости сличить номер, занесенный в базу данных, с изображением.



Фиг. 1. Система оптической идентификации



Фиг. 2. Видеокамера системы оптической идентификации

Система распознавания государственных регистрационных знаков автомобилей AutoTRASSIR предназначена для автоматической идентификации номеров транспортных средств, попавших в поле зрения видеокамеры. Модуль распознает все шаблоны номерных знаков России, Украины, Белоруссии, Казахстана, Грузии и Тайваня с высоким показателем 99%. Фиксация номеров транспортных средств может осуществляться одновременно для неограниченного количества автомобилей, попавших в кадр, на нескольких полосах движения, включая противоположно направленный трафик. Система автоматического распознавания автомобильных номеров AutoTRASSIR позволяет отслеживать проезд интересующего автомобиля из архива на скриншотах и фрагментах видео. Поддерживается ведение журнала, формирование подробных отчетов, иерархичное классифицирование распознанных номеров по группам, интеграция с приборами измерения скорости и комплексными системами безопасности, включающими [2].

Приложение находит широкое применение в государственном, коммерческом и частном секторе. Симбиоз AutoTRASSIR с радарными измерениями скорости (до 200 км/ч или до 250 км/ч при использовании камер с частотой кадров в секунду 60 Fps) может быть использован для определения номеров транспортных средств нарушителей, не соблюдающих ПДД. В автоматическом режиме система способна фиксировать регистрационные знаки автомашин, находящихся в угоне или нарушающих правила стоянки.

Для автохозяйств, складских и таможенных терминалов, паркингов, территорий частных владений и других система AutoTRASSIR в тандеме с системами контроля и управления доступом, а также во взаимодействии со шлагбаумами и общей системой видеонаблюдения предприятия может служить автоматическим фиксатором проезжающего через въездные/выездные ворота автотранспорта, способствовать

оптимизации работы пропускной системы и контроля времени погрузки/разгрузки товаров, ведению учета и баз данных транспортных средств, находящихся на территории, сокращению воровства и пресечению появления нежелательных визитеров.

3. Заключение:

Из вышеизложенного следует, что применение видеокамер как на дорогах, так и на складских и таможенных терминалах и т.д., приведет к уменьшению аварийности на дорогах и более четкой и слаженной работе предприятий.

Литература (изцяло на латиница):

- 1 Маняшин А. В. Информационные технологии на автомобильном транспорте : монография / А.В. Маняшин. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2014 – 128 с.;
- 2 http://ardo.odessa.ua/katalog/po/autotrassir-2-kanala-do-30-km_ch/.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ИДЕНТИФИКАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

IMPROVEMENT OF THE VEHICLE IDENTIFICATION METHOD

Vladimir Volkov, Andrey Levterov, Igor Gritsuk, Tatiana Volkova

Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine

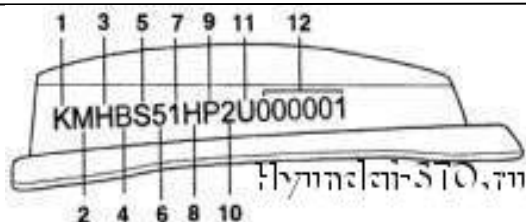
Abstract . The review and formulated requirements for means of identification of vehicles, put forward by modern road conditions. A technique for automatic identification of vehicles associated with the use of a barcode is proposed and described.

Keywords: vehicle, road traffic, vehicle identification, barcode, scanning device.

Введение: Рост числа транспортных средств (ТС), являясь порождением и прямым следствием технического прогресса, в свою очередь, влечет за собой целый ряд таких проблем как существенное увеличение интенсивности дорожного движения, ухудшение экологической обстановки, учащение угонов (и одновременно с ним – затруднение поиска угнанных ТС и т.д [1]. Необходимым условием решения большинства упомянутых проблем является, в частности, однозначная идентификация участников дорожного движения.

Изложение: Следует отметить, что в данном направлении было приложено немало усилий. Первые шаги были сделаны еще в 1901г., на заре автомобилестроения [2]. Уже тогда регистрация ТС была обязательной и сопровождалась оснащением ТС государственными регистрационными знаками (ГРЗ). Номерные знаки до сих пор находят свое применение в качестве средства идентификации ТС. Например, при автоматической регистрации нарушений скоростного режима именно ГРЗ считываются видеокамерой и распознаются с помощью специального программного обеспечения, устанавливаемого в устройство контроля [3].

Вместе с тем, недостатки номерного знака как средства идентификации вполне очевидны. Во-первых, ГРЗ при угоне может быть легко заменен. Во-вторых, номерной знак может быть загрязнен, особенно при неблагоприятных погодных условиях, и вследствие этого не читаем. Кроме того, что еще более нежелательно, распознан ошибочно. Вышеупомянутые недостатки создали предпосылки для поиска альтернативного, более надежного средства идентификации ТС. Такой альтернативой стал VIN-номер (Vehicle Identification Number – идентификационный номер автомобиля); соответствующий стандарт ISO 3779 был принят в 1977г. [4]. Последняя редакция датируется 1996 годом. VIN-номер наносится на кузове автомобиля, обычно в нескольких местах, и состоит из семнадцати символов. Причем каждый символ содержит определенные данные об автомобиле: 1-й – страна-производитель, 2-й – фирма-изготовитель, 3-й – тип транспортного средства, с 4-го по 8-й – характеристики ТС (тип кузова, тип двигателя, модель, серия и т.д.), 10-й – модельный год, 11-й – завод-сборщик, с 12-го по 17-й – последовательность прохода ТС по сборочному конвейеру. Кроме того, при составлении номера автопроизводители придерживаются правил вычисления контрольного числа (9-й символ VIN-номера), что является действенным средством защиты от перебивки номеров. Образцы идентификационных номеров следующим образом: Volkswagen Jetta - VWZZZ16ZEW563899; Volvo - YV1744243H1784645; Mazda 626 – JMZGD112320150056. Структура номера показана на фиг.1, а в таблице 1 приведена расшифровка идентификационного номера ТС.



Фиг. 1. Структура идентификационного номера (VIN) автомобиля GI-2

Таблица 1. Расшифровка идентификационного номера

Пози-ция	Наименование	Обозна-чение	Расшифровка
1	Географическая зона	K	Корея
2	Изготовитель	M	Hyundai motor company
3	Тип автомобиля	H	Легковой
4	Модель автомобиля	B	Getz
5	Модификация и серия	S	Базовая (L)
6	Тип кузова	5	Пятидверный хэтчбек
7	Системы пассивной безопасности	1	Ремни безопасности с преднатяжителем (водителя и пассажира)
8	Тип двигателя	H	Бензиновый 1.3 SOHC (рабочий объем 1,3 л.)
9	Рулевое управление	P	Левостороннее
10	Год выпуска	2	2002
11	Завод-изготовитель	U	Улсан (Корея)
12	Серийный номер автомобиля		000001-999999

Совершенно очевидно, что в современных дорожных условиях, характеризующихся высокой насыщенностью движения, единственно приемлемым может считаться решение, обеспечивающее автоматическую идентификацию ТС. Таким образом, возникает потребность в средствах, позволяющих представить информацию об автомобиле в виде, удобном для автоматического считывания.

Средством для автоматической идентификации ТС может стать штрих-код, позволяющий представить информацию о VIN-коде, изначально (в отличие от ГРЗ) ориентированную на считывание техническими средствами. В настоящее время штрих-коды используются в торговле, складском учете, библиотечном деле, охранных системах, почтовом деле, сборочном производстве, обработке документов и многих других областях. Их широкому распространению способствовала, в частности, относительная простота устройств считывания – сканеров [5]. Среди существующих типов штрих-кодов вполне можно выбрать такой, который бы соответствовал рассматриваемой области применения. Например, Code 128 – непрерывный код переменной длины, позволяющий отобразить 128 знаков ASCII, т.е. способный содержать как цифровые, так и буквенные

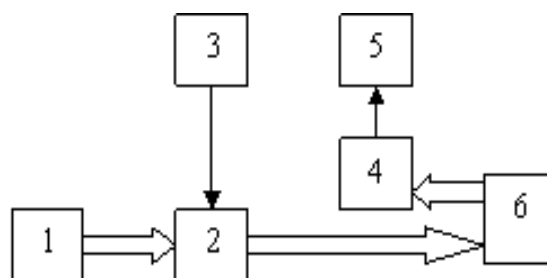
символы (фиг. 2). Дополнительным аргументом в пользу стандарта Code 128 является предусмотренная им возможность проверки правильности считывания, снижающая вероятность ошибочной идентификации ТС.



Фиг. 2. Пример штрих-кода стандарта Code128

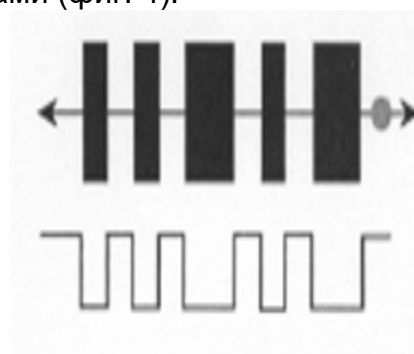
В качестве поверхности для размещения штрих-кода с информацией об ТС, на основании априорных соображений, выберем лобовое стекло [6]. При этом штрих-код на лобовом стекле может быть расположен, либо по вертикали всей высоты стекла, либо по горизонтали всей его длины, либо его части. Одновременно предъявим к считывающему устройству - сканеру следующее требование: его лазер должен работать в ИК-диапазоне (данное ограничение продиктовано как соображениями безопасности для зрения водителя и пассажиров, так и недопустимостью потери водителем контроля над дорожной обстановкой в результате ослепления, которое может наступить при использовании лазерного луча видимого диапазона). Задача нанесения штрих-кода на ветровое стекло может быть решена одним из нескольких способов: в частности, штрих-код может быть выполнен в промежуточном слое многослойного стекла при его изготовлении [7].

Процесс изготовления многослойного стекла с нанесением штрих-кода может быть реализован по одной из известных технологий. Например, заливкой жидкой стекломассы без химических добавок в матрицу-шаблон, наносимого штрих-кода, в те ячейки матрицы, которые, согласно штрих-коду, должны пропускать инфракрасное излучение и видимый свет, и заливкой жидкой стекломассы с различными химическими добавками в те ячейки матрицы, которые должны отражать инфракрасное излучение и пропускать видимый свет; или, например, путем пропускания ленты стекла через ванну флотации с одновременным нанесением покрытий через трафарет со штрих кодом методом пиролиза моносилана, водорода или этилена при температуре 600°C; или путем диспергирования через трафарет со штрих-кодом nano частиц различных химических компонентов в слоистом вяжущем веществе с образованием покрытий; или экстрагированием в матрицу-шаблон штрих-кода рецептуры смолы и пластификатора, который смешивается, через узкое отверстие овальной головки, соответствующей размеру формируемого стекла, или другими известными методами, среди которых предпочтение может быть отдано nano технологиям. Кроме того, штрих-код может быть нанесен на внутренней или внешней поверхности стекла путем напыления, например, с использованием nano технологий, причем для видимой части спектра пропускающие свойства стекла остаются однородными. Предложенная методика может быть реализована, например, следующим устройством, структурная схема которого представлена на фиг.3.



Фиг. 3. Структурная схема считывающего устройства

В состав этого устройства входят: 1 – лазер инфракрасного диапазона, 2 – оптический модулятор, 3 – блок сканирования лазерного луча, 4 – фотоприемник, 5 – блок управления и обработки данных и 6 – лобовое стекло автомобиля со штрих-кодом, идентифицирующим ТС [7,8]. Работает устройство следующим образом. Поток оптического излучения инфракрасного диапазона с лазера 1 в виде квазипараллельного пучка проходя через оптический модулятор 2, разворачивается блоком 3 сканирования под некоторым углом к проезжей части дороги поперек или вдоль движения транспортных средств, в зависимости от того вертикально или горизонтально нанесен штрих-код на лобовом стекле 6 ТС. Отраженный от штрих-кода, расположенного на лобовом стекле ТС, оптический луч принимается фотоприемником 4, который преобразует его в электрический сигнал и усиливает последний. С выхода фотоприемника 4 электрический сигнал, соответствующий рисунку штрихов, поступает на вход блока 5 управления и обработки данных, где преобразуется в цифровой сигнал и по нему производится идентификация ТС. При этом размер считывающего луча меньше ширины самого узкого штриха и пробела между штрихами (фиг. 4).



Фиг.4. Цифровой импульсный сигнал, соответствующий штрих-коду

Все узлы и блоки устройства, реализующего предложенный метод, располагаются либо на опоре или арке над дорогой, либо выполняются виде компактного прибора для автономного использования, например, сотрудниками ГАИ. Обратим внимание на то обстоятельство, что при аварии ветровое стекло зачастую разбивается; соответственно, содержащаяся в штрих-коде уникальная информация об ТС при этом будет утеряна. Для таких случаев рекомендуется следующий порядок действий: на предприятие, выпускающее ветровые стекла со штрих-кодом, направляется заявка на изготовление дубликата; на время, требующееся для выполнения заявки, автомобиль оснащается специальным «временным» ветровым стеклом с соответствующим штрих-кодом.

Заключение: Используя одну из существующих технологий, на ветровое стекло ТС можно нанести штрих-код с информацией об ТС, проявляющийся только под воздействием сканирующего лазерного луча ИК-диапазона, и тем самым решить задачу однозначной автоматической идентификации ТС.

Литература:

1. Volkov V.P., Matejchik V.P., Komov P.B. i dr. – Har'kov: Izdatel'stvo NTMT, 2015. – 246 s.
2. SHlyahinskij K. V. Avtomobil' v Rossii: istoriya avtomobilya. – M.: Hobbikniga, 1993. – 96s.
3. Patent RF №2382416, MPK G08G1/052. Sposob opredeleniya skorosti dvizheniya i koordinat transportnyh sredstv s posleduyushchej ih identifikaciej i avtomaticheskoy registraciej narushenij pravil dorozhnogo dvizheniya i ustrojstvo dlya ego osushchestvleniya / S. K. Osipov, A. YU. Malinkin (RF). – №2008110340; zayavl.20.03.2008; opubl.20.02.2010. – 10s.
4. Identifikacionnyj nomer avtomobilya. Rezhim dostupa: <http://carinfo.kiev.ua/cars/vin>.

5. Tipy odnomernyh shtrih-kodov. Rezhim dostupa:

http://www.barcoding.ru/articles_1_2.htm.

6. Patent UA №60808, MPK (2011.01) C08L29/00. Sposib виготовлення багатосхарового скла / A. I. Levterov – №u201015495; zayavl.22.12.2010; opubl.25.06.2011, byul. №12 – 4s.

7. Patent RF №2294944, MPK (2006) C08L29/14. Pogloshchayushchaya infrakrasnoe izluchenie (IK) polivinilbutiral'naya kompoziciya, izgotovlennyj iz nee sloj i soderzhashchee ego mnogoslojnoe steklo / Fisher U. Kejt. – № 2003117450/04; zayavl.14.11.2001; opubl.10.12.2004. – 4 s.

8. Patent UA № 62116, MPK (2006.01) G08G1/017. Sposib identifikacii transportnih zasobiv / A. I. Levterov – №u2010101360; zayavl.07.02.2011; opubl.10.08.2011, byul. №15 – 4 s

За контакти: prof., doct. texn. nauk Vladimir Volkov Name Surname, Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine, phone 8067 74 721 77, e-mail: volf-949@ukr.net

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТОРМОЗНОГО ПУТИ ЛЕГКОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

FORECASTING CHANGES IN THE BRAKING DISTANCE OF PASSENGER VEHICLES

Vladimir Volkov, Igor Gritsuk, Tatiana Volkova, Nadija Ponomarova, Ganna Pliekhova

Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine

Abstract. The article proposes a dependence describing the change in the maximum design speed of light vehicles on the relative time. This made it possible to predict changes in the value of the braking distance - the main indicator of the efficiency of braking vehicles in time and the throughput of the highway.

Keywords: vehicle, braking system, braking process, steady-state deceleration, stopping distance.

Введение: Критериями эффективности рабочей тормозной системы при дорожных испытаниях транспортных средств (ТС), и автомобилей в частности, являются тормозной путь и установившееся замедление [1]. Кроме того, в качестве критерия оценки эффективности торможения может использоваться время торможения [2].

Тормозной путь S_T и время торможения T являются интегральными показателями эффективности торможения, поскольку учитывают начальную скорость торможения V_0 и длительность динамической стадии процесса (включающую время запаздывания включения тормозов τ_C , время нарастания замедления τ_H или тормозной силы от нуля до максимума). Замедление ТС является дифференциальной характеристикой эффективности торможения, оценивающей работу тормозных механизмов [2].

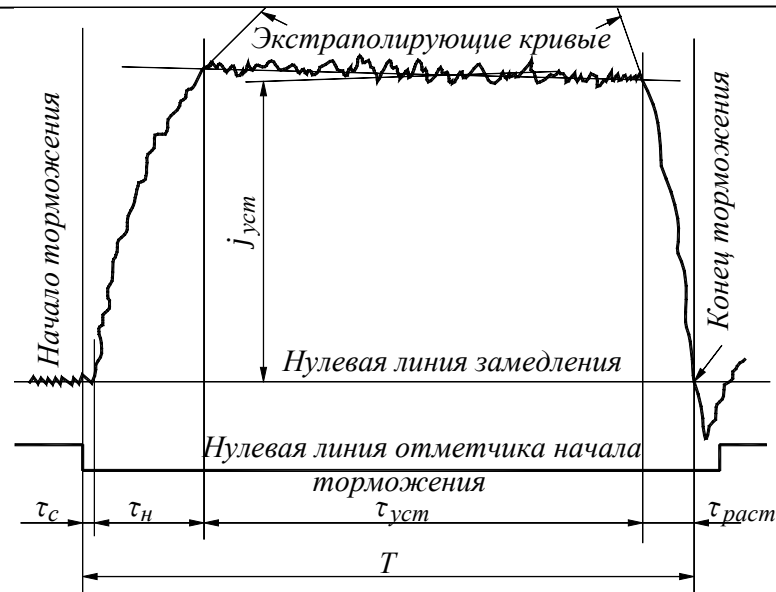
Стабильность тормозных свойств в течение всего периода эксплуатации обеспечивает необходимый технический уровень и конкурентоспособность ТС. Соответствие этих свойств предъявляемым требованиям можно обеспечить при прогнозировании на стадии проектирования развития требований к тормозным свойствам как ТС, так и ТС, находящихся в эксплуатации.

Изложение: Замедление ТС не зависит от начальной скорости торможения и при торможении является величиной переменной. Изменение замедления во времени характеризует предложенная в [3] тормозная диаграмма (фиг. 1). Параметры указанной тормозной диаграммы регламентируются соответствующими Правилами [1]. Установившееся замедление является критерием эффективности торможения и поэтому нормируется его минимально допустимая величина [1, 3, 4, 5], т.е. должно выполняться условие $j_{уст} \geq [j_{уст}]$, где $[j_{уст}]$ – нормируемая стандартами величина установившегося замедления ТС.

При обработке реальных тормозных диаграмм производят усреднение кривой на участке установившегося процесса торможения (фиг. 1). Поэтому термин установившегося замедления дополняют словом “среднее” и сравнивают полученный результат с нормативным значением. Тормозной путь ТС, определяемый по параметрам тормозной диаграммы вычисляется как:

$$S_T = V_0 \cdot \left(\tau_C + \frac{\tau_H}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2 j_{уст}} - \frac{j_{уст} \cdot \tau_H^2}{24}. \quad (1)$$

Для оценки эффективности торможения могут использоваться также [2] средние по времени и пути торможения замедления ТС, учитывающие динамическую стадию процесса.



Фиг. 1. Пример реальной тормозной диаграммы ТС [3]

В работе [4] предложена зависимость, которая позволяет прогнозировать увеличение максимально допустимого среднего установившегося замедления с течением времени.

$$[j_{уст}] = j_{max} [1 - \exp(-B\lambda)] \quad (2)$$

где j_{max} – максимально возможное замедление, обусловленное сцепными свойствами ТС,

$$j_{max} = \varphi'' \cdot g, \quad (3)$$

φ'' – максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой, определяемый по условиям проведения испытаний на сухом асфальтобетоне [1]; принимаем $\varphi'' = 0,8$;

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

B – коэффициент, который зависит от категории ТС.

Увеличение нормативных требований к среднему установившемуся замедлению $j_{уст}$ обусловлено ростом максимальных скоростей ТС, заложенным в их конструкцию. Поэтому представляет интерес оценка изменения максимально допустимого тормозного пути ТС с увеличением их максимальной конструктивной скорости движения V_{max} и минимально допустимого среднего установившегося замедления $[j_{уст}]$. Поскольку тормозной путь (кроме указанных выше параметров) зависит ещё и от времени срабатывания тормозной системы, то появляется возможность оценки снижения тормозного пути за счёт сокращения динамической стадии процесса торможения. В литературе, а также в нормативных документах [1, 3] эквивалентное время динамической стадии (время срабатывания) предлагается определить из следующей зависимости

$$\tau_{сраб} = \tau_c + 0,5 \cdot \tau_n \quad (4)$$

Для ТС категории M_1 максимально допустимая величина $\tau_{сраб}$ составляет 0,36с [1].

В работе [6] определено максимально возможное ускорение автомобиля, определяемое его сцепными свойствами

$$a_a = \varphi \cdot g - \frac{K \cdot F}{m} V^2, \quad (5)$$

где K – коэффициент сопротивления воздуха;
 F – площадь лобового сечения ТС;
 m – общая масса ТС.

При $a_a=0$ достигается максимальная скорость в случае передачи тягового усилия колёсным двигателем ТС [5]

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{\varphi \cdot g}{(K \cdot F)/m}}, \text{ м/с} \quad (6)$$

При $\varphi=\varphi''=0,8$ и $(K \cdot F)/m=3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}$ (допустимый уровень для легковых и грузовых ТС [6]) величина $V_{\max}=161 \text{ м/с}$ или 582 км/ч . Если допустить, что рост максимальных скоростей движения также подчиняется экспоненциальному закону и ограничивается величиной $V_{\max}$, то зависимость $V_{\max}=V_{\max}(\lambda)$ может быть представлена в виде

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{\varphi \cdot g}{(K \cdot F)/m}} [K - \exp(-c \cdot \lambda)], \text{ м/с} \quad (7)$$

где c – коэффициент, представляющий собой величину, обратную постоянной времени K – начальный коэффициент, соответствующий получению $V_{\max}$ при $\lambda=0$.

В работе [7] проведён прогноз роста скоростей движения легковых ТС во времени (см. фиг. 2, кривая 1). В таблице 1 приведены значения $V_{\max}$, достигнутые на различных временных этапах существования легковых ТС [7].

Определим для каждого временного интервала величину коэффициента

$$c = -\frac{1}{\lambda} \cdot \ln \left| 1,043 - \frac{3,6 V_{\max}}{582} \right| \quad (8)$$

Учитывая, что функция $V_{\max}=V_{\max}(\lambda)$ является случайной функцией, определим функцию математического ожидания, усредняя показатель c по всем периодам времени (табл. 1). Среднее значение показателя c (оценка математического ожидания)

$$\bar{c} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N c_i \quad (9)$$

где c_i – значение c , соответствующее i -му значению λ ;
 N – число рассматриваемых временных периодов, $N=22$ (табл. 1).

Среднее квадратичное отклонение величины c

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (c_i - \bar{c})^2}{N-1}}, \quad (10)$$

Таблица 1. Характеристики динамических рядов конструктивных скоростей движения ТС на различных этапах его эволюции [7]

Период времени	Максимальная скорость движения V_{max} , км/ч	λ	c	Коэффициент прироста скорости
1900-1917	25	0-0,17		
1917-1929	75	0,17-0,29	0,528-0,310	1,0075
1929-1941	76	0,29-0,41	0,318-0,225	1,5
1941-1960	114	0,41-0,60	0,405-0,277	1,015
1960-1966	116	0,60-0,66	0,283-0,257	1,25
1966-1990	145	0,66-0,90	0,349-0,256	1,0225
1990-2002	148	0,90-1,02	0,263-0,232	1,5
2002-2005	222	1,02-1,05	0,404-0,393	1,0075
2005-2011	224	1,05-1,11	0,399-0,377	1,25
2011-2017	280	1,11-1,17	0,519-0,492	1,015
2017-2020	284	1,17-1,20	0,503-0,490	1,125
2020-2032	320	1,20-1,32	0,589-0,536	1,0225

По параметрам, представленными в таблице 1 определено, что $\bar{c}=0,382$, $\sigma_c=0,14$, $K=1,043$. Таким образом, зависимость от времени максимальной конструктивной скорости движения легковых ТС имеет вид

$$V_{max} = 3,6 \sqrt{\frac{\varphi \cdot g}{(K \cdot F) / m}} \{1,043 - \exp[-(\bar{c} \pm \sigma_c) \lambda]\}, \text{ км/ч} \quad (11)$$

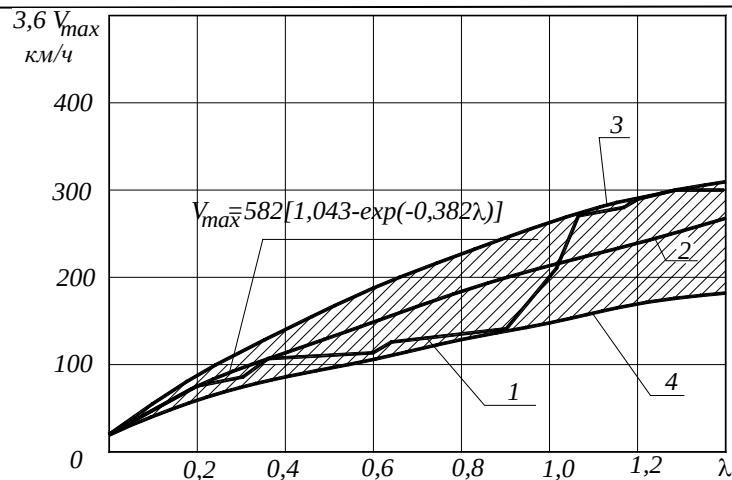
Подставляя полученные числовые значения, получим

$$V_{max} = 582 \{1,043 - \exp[-(0,382 \pm 0,14_c) \lambda]\}, \text{ км/ч} \quad (12)$$

На фиг. 2 представлена линия регрессии V_{max} по λ (кривая 2) и граничные кривые 3, 4, соответствующие зависимости (7) при $c = \bar{c} + \sigma_c$ и $c = \bar{c} - \sigma_c$.

Максимально допустимый тормозной путь ТС может быть определён по следующей зависимости [1]

$$\begin{aligned}
 S_{Tmax} &= (\tau_c + 0,5\tau_H) \cdot \frac{V_{max}}{3,6} + \frac{V_{max}^2}{26[j_{yct}]} = \\
 &= \frac{V_{max}}{3,6} \cdot \left(\tau_c + 0,5\tau_H + \frac{V_{max}}{26[j_{yct}]} \right),
 \end{aligned} \quad (13)$$



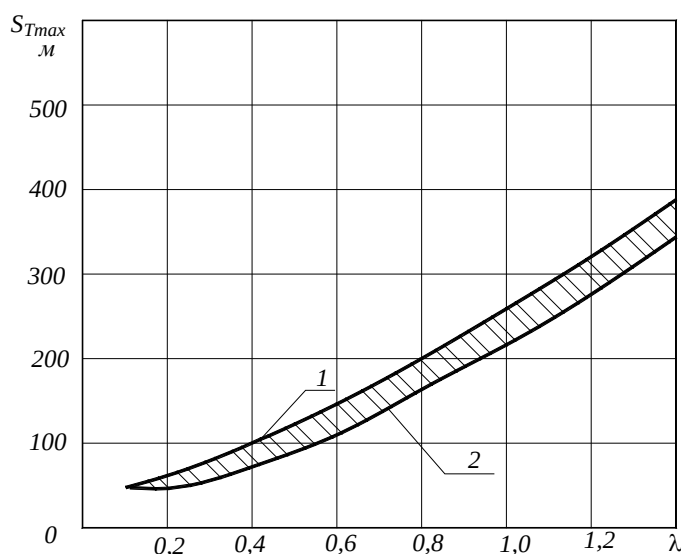
Фиг. 2. Динамика конструктивных скоростей движения легковых ТС: 1 – кривая полученная в [7]; 2 – линия регрессии по λ ; 3, 4 – верхняя и нижняя границы рассеяния

Подставляя (1) и (7) в (13), получим

$$S_{Tmax} = \sqrt{\frac{\varphi \cdot g}{(K \cdot F)/m}} [1,043 - \exp(-c\lambda)] \cdot \left[\tau_c + 0,5\tau_H + \frac{0,5}{\sqrt{(\varphi \cdot g \cdot K \cdot F)/m}} \cdot \frac{1,043 - \exp(-c\lambda)}{1 - \exp(-B\lambda)} \right] \quad (14)$$

На фиг. 3 (кривая 1) приведён график зависимости (14) для легковых ТС категории M_1 при $c = \bar{c} = 0,382$, $\varphi = 0,8$, $K \cdot F/m = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}$, $B = 2,432$.

Известно, что зависимость тормозного пути от скорости является квадратичной параболой. Более пологое протекание кривой 1 на фиг. 3 обусловлено тем, что с ростом V_{max} происходит рост $[j_{ycm}]$. Однако увеличение $[j_{ycm}]$ недостаточно для того, чтобы сохранять S_{Tmax} постоянным с увеличением V_{max} . Резервом для снижения максимально допустимого тормозного пути является уменьшение $\tau_{сраб}$. На фиг. 3 (кривая 2) приведён график зависимости (14) при $\tau_{сраб} = 0$. Заштрихованная зона – это максимально возможное снижение тормозного пути за счёт уменьшения времени срабатывания тормозной системы ТС.



Фиг. 3. Изменение максимально допустимого тормозного пути легковых ТС категории M_1 : 1 – нормативное время срабатывания $\tau_c + 0,5 \cdot \tau_H = 0,36 \text{ с}$; 2 – время срабатывания $\tau_c + 0,5 \cdot \tau_H = 0$

Заключение: Полученные результаты позволяют в дальнейшем разработать требования к обеспечению активной безопасности ТС с учётом перспективы роста их максимальных скоростей движения, а также – произвести оценку изменения пропускной способности автомобильной дороги.

Литература:

1. Edinoobraznye predpisaniya, kasayushiesya oficialnogo utverzhdeniya transportnyh sredstv v otnoshenii tormozheniya. Pravila EEK OON №13. Izd-vo OON, 1973. – 74 s.
2. Gurevich L.V. Kolichestvennaya ocenka effektivnosti tormoznyh sistem // Avtomobilnaya promyshlennost. – 1974. – №3. – s. 15-18.
3. Buharin N.A., Prozorov V.S., Shukin M.M. Avtomobili. – L.: Mashinostroenie, 1973. – 504 s.
4. Volkov V.P. Obespechenie stabilnosti tormoznyh svoystv avtotransportnyh sredstv. Nauchnoe izdanie: Monografiya. – Harkov: Izd-vo HNADU. – 2003. – 306 s.
5. Volkov V., Gritsuk I., Volkova T. i insh. Assessment of the Influence of Braking Devices over the Stability of Braking Properties of the Vehicles" SAE Technical Paper 2020-01-5163, 2020, doi:10.4271/2020-01-5163 – 8 p.
6. Metlyuk N.F., Avtushko V.P. Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskh privodov avtomobilej. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 232 s.
7. Yaresenko N.V. Dovgostrokovye prognozuvannya shvidkостей руху на автомобільних дорогах: Avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.22.11 / Harkiv. derzh. avtom. dorozh. tehn. un-t. – Harkiv, 1996. – 16 s.

За контакти: prof., doct. texn. nauk Vladimir Volkov Name Surname, Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine, phone 8067 74 721 77, e-mail: volf-949@ukr.net

**КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА НА
ИЗМЕНЕНИЕ КЛИМАТА****COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF THE BIODIESEL FUEL
INFLUENCE ON CLIMATE CHANGE****Volkov Vladimir, Nataliia Vnykova, Olena Pozdnyakova, Volkova Tetiana****Kharkiv National Automobile and Highway University**

Abstract: A comprehensive assessment of the impact on the environment was carried out, in particular, the consumption of water, energy, natural resources and the emission of greenhouse gases CO₂, NO_x when the basic models of VOLVO FM, FH, FE, FL tractors operate on biodiesel fuel of various compositions and with different requirements of EURO4-6 standards for fuel. The positive and negative factors of influence on the environment when using biofuels throughout the entire life cycle of vehicles have been determined. The application of a comprehensive quantitative assessment of the impact of vehicles on climate change allows predicting the environmental consequences of the use of biodiesel fuels on vehicles.

Keywords: greenhouse effect, biodiesel fuel, vehicle life cycle.

ВВЕДЕНИЕ: Применение на транспортных средствах (ТС) альтернативных топлив является одним из главных направлений снижения влияния ТС на климат планеты. При оценке эффективности тех или иных направлений улучшения состояния окружающей среды необходимо применять комплексный подход, который анализирует деятельность автотранспорта в течение всего его жизненного цикла. Такой подход позволит найти оптимальное соотношение между положительными и отрицательными последствиями применения любого решения, а именно биодизельного топлива и не допустит роста потребления природных ресурсов и эмиссии одних веществ при уменьшении влияния других.

Автомобильный транспорт является одним из основных источников антропогенных выбросов, которые оказывают глобальное влияние на климат планеты, поэтому, поиск путей уменьшения потребления природных ресурсов и эмиссии загрязняющих веществ (ЗВ) в течение жизненного цикла ТС является актуальной задачей. Европейский союз (ЕС) ужесточил ограничения на выбросы углекислого газа для ТС с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) и установил целевой показатель сокращения выбросов CO₂ на 37,5% к 2030 г. по сравнению с уровнем 2021 г. На переходном этапе установлена цель - сокращение эмиссии CO₂ для автомобилей на 15% до 2025 года. Законодательство также установило нормы выбросов CO₂ для новых микроавтобусов (31%) к 2030 году [1]. Плановые показатели сокращения выбросов парниковых газов (ПГ) на длительную перспективу для ЕС определены Европейской комиссией в Дорожной карте перехода к конкурентоспособной низкоуглеродистой экономике до 2050 году. Предусмотрено сокращение выбросов ПГ странами ЕС в транспорте на 60% к 2050 году (по сравнению с уровнем 1990 г.) [2]. Предложено несколько главных направлений уменьшения влияния автотранспорта на парниковый эффект по сценарию BLUE MAP [3]. Основная роль в снижении выбросов CO₂ отводится [5]:

- повышению топливной экономичности ТС (52%);
- применению биотоплива (17%);
- использованию электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками (17%);
- применению водородного топлива на автотранспорте (14%).

Детальный анализ возможных путей снижения энергопотребления и эмиссии CO₂ в Украине проведен в работе [4], где выделено 3 основных направления:

- повышение эффективности использования транспортных средств;

- повышение эффективности транспортной системы в целом с оптимизацией использования различных видов транспорта и улучшением инфраструктуры;
- обновление автопарка энергетически более эффективными ТС.

Сочетание указанных выше мероприятий обеспечит уменьшение эмиссии CO₂. Несколько литературных источников отмечают важность учета роли биотоплива в возможном уменьшении выбросов ПГ в течение жизненного цикла ТС [5, 6]. Выбросы CO₂ при сжигании биомассы являются климатически нейтральными благодаря поглощению биомассой CO₂ в процессе выращивания [7]. Обычно, в качестве биотоплива для автотранспорта используют биогаз, биоэтанол и биодизель. В нашей работе рассмотрены экологические аспекты применения биодизельного топлива на ТС. Мировой опыт анализа экологических проблем, возникающих при эмиссии отработанных газов (ОГ) дизельными двигателями указывает на то, что использование биодизельного топлива снижает выбросы практически всех вредных веществ, за исключением оксидов азота [8]. Известны два основных подхода повышения качества биодизельного топлива. Первый подход предлагает минимизировать недостатки эксплуатационных характеристик ТС за счет применения смесевых топлив с низким содержанием биодизельного топлива, например, B5-B7. В этом случае применение биодизельного топлива не оказывает существенного влияния на топливную систему. Второй подход нацелен на получение биодизельного топлива новых поколений с лучшими эксплуатационными характеристиками и меньшей себестоимостью [9]. Согласно новым требованиям ЕС, которые начали действовать с 2018 года, в дизельное топливо (ДТ) добавляют биокomпоненты двух типов: FAME (Fatty Acid Methyl Esters), т. е. метиловые эфиры жирных кислот (МЭЖК) и HVO (Hydrotreated Vegetable Oil) - гидроочищенное растительное масло (ГРМ). На современном этапе МЭЖК - наиболее часто используется в мире для биодобавки к ДТ и относится к 1 поколению биодизельного топлива. Сырьем для МЭЖК в странах ЕС главным образом является рапсовое масло. Известно, что МЭЖК нельзя использовать в старых моделях ТС [2, 10].

Сырьем для биодобавки второго поколения (ГРМ) являются органические отходы, например, растительное масло, рыбий жир и т. д.

Проведенный анализ проблемы снижения выбросов диоксида углерода от автомобильного транспорта показывает, что:

- автотранспорт играет одну из ведущих ролей в росте эмиссии CO₂;
- к основным способам снижения выбросов CO₂ относится: повышение топливной экономичности ТС, применение биотоплива, использование комбинированных энергоустановок и водородных топливных элементов;
- среди разнообразного сырья для получения биотоплива (биогаз, биоэтанол, биодизель) наибольшее влияние на окружающую среду, на всех стадиях производства, оказывают технологии производства биодизельного топлива;
- применение биодизельного топлива приводит к уменьшению эмиссии ЗВ и CO₂, но часто сопровождается ростом эмиссии оксидов азота. Кроме того, существенный положительный эффект наблюдается при высоком содержании биодобавок в ДТ, начиная с B20, а в ЕС в основном используют топливо B5 и B7.

ИЗЛОЖЕНИЕ: Целью работы явилось определение комплексного воздействия на климатические изменения тягачей VOLVO на протяжении жизненного цикла при использовании биодизельного топлива различного состава. Для достижения этой цели необходимо было решить следующие задачи:

- оценить затраты воды, энергии, эмиссию CO₂, NO_x и природных ресурсов при работе ТС VOLVO на биотопливе различного состава с помощью экологического калькулятор;
- сравнить влияние на окружающую среду базовых моделей тягачей при работе на биотопливе различного состава для стандартов EURO4-6;

- определить положительные и отрицательные факторы влияния на окружающую среду при использовании биотоплива на примере ТС VOLVO и проанализировать их соотношение;

- проанализировать возможность внедрения различных мероприятий уменьшения эмиссии CO₂ в современных условиях.

Объектом наших исследований являлись базовые модели ТС VOLVO FM, FH, FL, FE. Для улучшения экологических показателей грузовиков и определению путей уменьшения их влияния на окружающую среду в корпорации была создана компьютерная программа «Environmental Footprint Calculator» [13]. Анализ проводили для полного жизненного цикла ТС. Оценивали влияние на окружающую среду смесевых топлив различного состава и для различных стандартов (Euro4-6). Символы B7 и B30 указывают на использование биодизельного топлива с содержанием МЭЖК в количестве соответственно 7% и 30% в смеси с традиционным ДТ. Символом B0 обозначено ДТ без биодобавок, B100 – топливо с 100% содержанием МЭЖК. Определялась масса материалов ТС подвергаемая рециклингу. Средний расход принимали топлива 23л / 100 км, а общий пробег - 100000 км.

Environmental Footprint Calculator позволяет пользователям ТС VOLVO оценить эффективность различных направлений уменьшения влияния грузовиков на климатические изменения нашей планеты и применять такие меры, которые обеспечивают эффективное использование природных ресурсов и уменьшение эмиссии CO₂ в течение всего жизненного цикла ТС VOLVO. На рис. 1 представлен пример расчета использования природных ресурсов и эмиссии 3В на протяжении жизненного цикла грузовика VOLVO FM. Применялось топливо B7 и стандарт Euro-5. Как видно из рис. 1, практически вся эмиссия 3В и расход материалов происходит на этапе эксплуатации ТС. Результаты определения расхода материалов и эмиссии 3В представлены на рис. 2.

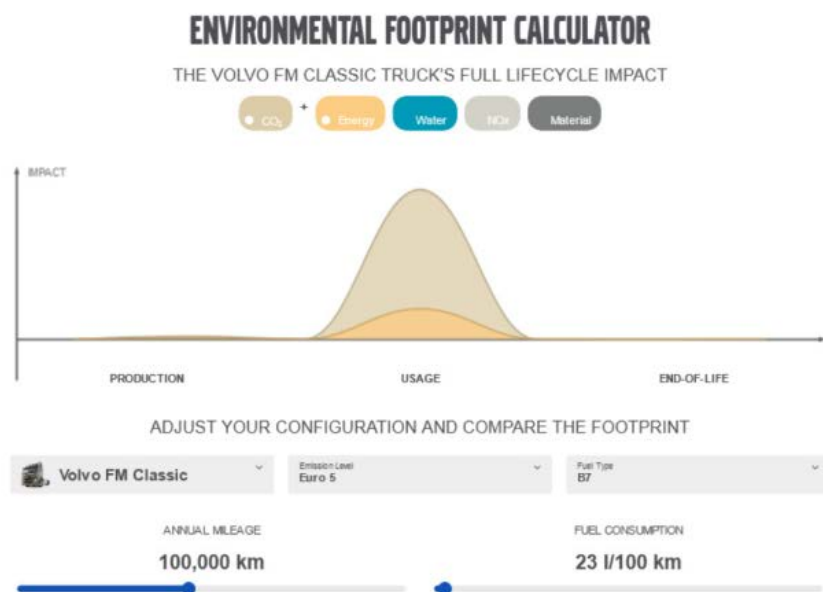


Рис. 1. Использование природных ресурсов и эмиссия загрязняющих веществ на протяжении жизненного цикла грузовика VOLVO FM

Известно, что в странах ЕС уже действуют стандарты Euro-6.



Рис. 2. Результаты расчета расхода природных ресурсов и эмиссии загрязняющих веществ при использовании топлива B100

В качестве примера представлены результаты расчетов зависимости эмиссии 3В и потребления ресурсов от вида топлива, для тягачей VOLVO FM (табл. 1).

Таблица 1. Зависимость эмиссии 3В и потребления ресурсов от вида топлива для VOLVO FM.

Тип топлива	Эмиссия CO ₂ , кг-экв. CO ₂	Расход энергии; МВт·час (MWh)	Расход воды; м ³	Эмиссия оксидов азота NO _x ; кг	Масса материалов рециклинга; кг
Топливо Euro-4					
B0	1690000	6430	2070	7390	3490
B7	1650000	6700	2440	7630	3490
B30	1500000	7620	3670	8340	3490
Топливо Euro-5					
B0	1700000	6440	2240	4250	3490
B7	1650000	6720	2610	4410	3490
B30	1510000	7630	3830	4880	3490
Топливо Euro-6					
B0	1710000	6510	10000	1050	3520
B7	1670000	6790	10400	1110	3520
B100	1070000	10500	15300	1840	3520

Была проанализирована зависимость уменьшения эмиссии углекислого газа от стандартов Евро и вида топлива. Для всех моделей получили практически одинаковые результаты. Пример расчета для модели VOLVO FM приведен в таблице 2. При расчетах принимали эмиссию CO₂ для обычного ДТ (B0) за 100%.

Таблица 2. Уменьшение эмиссии CO₂ в зависимости от стандартов Евро и вида топлива

Тип топлива	Euro-4	Euro-5	Euro-6
B0	100%	100%	100%
B7	- 2,4%	-2,9%	- 2,3%
B30	- 11,2%	-11,2%	
B100			- 37,4%

Анализ эмиссии углекислого газа показывает, что при использовании биодизельного топлива вместо традиционного B0 наблюдается уменьшение эмиссии CO₂ для всех базовых моделей. При равных условиях максимальные абсолютные значения наблюдаются для моделей VOLVO FM. Наименьшие значение эмиссии CO₂ при всех стандартах и для всех видов топлива имеют VOLVO FE. Смена стандартов топлива от Euro-4 до Euro-6 практически не влияет на эмиссию CO₂. Для топлива B7 эмиссия CO₂ уменьшается по сравнению с B0 в среднем лишь на 2,65%. А именно такой состав биодизельных топлив, в основном, используется в мире на современном этапе. Существенное уменьшение эмиссии наблюдается лишь при значительном росте биодобавок в биодизельном топливе. Для топлива B30 оно составляет в среднем 11,23% (табл. 2). Для топлива B100, при соответствии стандартам Euro-6, составляет 37,4% (табл. 2). Таким образом, изменение стандартов от Euro-4 до Euro-6 практически не

влияет на эмиссию CO_2 . Для наиболее распространенного биодизельного топлива (B7) уменьшение эмиссии CO_2 по сравнению с B0 не существенно.

Проанализировали зависимость роста эмиссии оксидов азота от стандартов Euro и вида топлива. Для всех моделей получили одинаковые результаты. Их средние значения приведены в таблице 3. При расчетах принимали эмиссию оксидов азота для топлива B0 равной 100%.

Таблица 3. Рост эмиссии оксидов азота в зависимости от стандартов Euro и вида топлива

Тип топлива	Euro-4	Euro-5	Euro-6
B0	100 %	100 %	100 %
B7	+3,35 %	+4,07 %	+ 5,44 %
B30	+ 12,75 %	+15,12 %	
B100			+ 71,2 %

Анализ данных табл.3 показывает, что при замене традиционного ДТ B0 на биодизельное наблюдается рост эмиссии NO_x для всех стандартов Euro. При равных условиях максимальные абсолютные значения эмиссии оксидов азота наблюдаются для моделей VOLVO FM. Рост доли биодобавок во всех случаях (от B0 до B100) приводит к увеличению эмиссии оксидов азота. Для топлива B7 рост эмиссии NO_x составляет от 3,35 до 5,4% в зависимости от стандарта Euro (табл. 3), а для B30 - от 12,75 до 15,12%. Максимальный рост эмиссии NO_x - 25,3% наблюдаются для топлива B100. Безусловно, для всех моделей наблюдается существенное абсолютное уменьшение эмиссии оксидов азота при изменении стандартов от Euro 4 до Euro 6 для одинакового типа топлива. Полученные результаты коррелируются с данными и для других дизельных ДВС [14]. В работе [14] предложена методика оптимизации состава биодизельного топлива, состоящего из смеси ДТ и рапсового или подсолнечного масла в исследованиях на дизельных двигателях Д-245.12С. Подчеркивается, что среди газообразных токсичных компонентов ОГ дизельных двигателей от 30 до 80% по массе и от 65 до 95% по токсичности приходится на оксиды азота NO_x . [15]. Для топлива B20 на основе метиловых эфиров рапсового масла (МЕРО) установлено снижение эмиссии NO_x на 10,2% по сравнению с B0. Однако, для B60 наблюдается рост эмиссии NO_x на 6, 49%. Это коррелирует с полученными нами результатами по росту эмиссии NO_x при увеличении доли биодобавки в ДТ для грузовиков VOLVO. Следует отметить, что для биодизельного топлива на основе подсолнечного масла уменьшение эмиссии NO_x происходит на 4,4% только начиная с B15 по сравнению с B0. В США, проводились исследования влияния состава биодизельного топлива на выбросы ЗВ [8]. Выбросы оксидов азота по сравнению с работой на ДТ выросли на 1 - 10% [18]. Но в работе [8] для тяжелых ТС, которые были оборудованы дизелями Cummins ISM 2000 и работали на топливе B20 отмечалось некоторое снижение выбросов оксидов азота - на 5%, что можно объяснить особенностью состава применяемого топлива и режимом работы двигателя.

Анализ зависимости роста расхода воды от стандартов Euro и вида топлива показал, что для всех моделей получили практически одинаковые результаты. Средние значения приведены в таблице 4. При расчетах принимали расход воды топлива при использовании B0 равным 100%. При использовании биодизельного топлива вместо традиционного B0 наблюдается значительный рост расходов воды для всех моделей VOLVO для всех стандартов Euro. По данным таблицы 4 при замене топлива B0 на B7 расход воды растет в среднем на 13,9%, а при использовании B30 - на 55-65% (табл. 4).

Таблица 4. Рост расхода воды в зависимости от стандартов Euro и вида топлива

Тип топлива	Euro-4	Euro-5	Euro-6
B0	100 %	100 %	100 %
B7	+ 16,3 %	+12,53 %	+12,7 %
B30	+ 69,56%	+64,65 %	
B100			+25,30 %

В работе [2] отмечалось, что использование воды при производстве биотоплива влияет на социальную стабильность. Постоянный рост производства биотоплива добавляет дополнительную нагрузку на водные ресурсы многих регионов, которые уже страдают от ее недостатка [16]. Именно недостаток воды, а не земли, может оказаться главным фактором который ограничивает производства сырья для биотоплива. Около 70% пресной воды в мире расходуется на сельскохозяйственные нужды. А применение биодизельного топлива требует больших затрат воды на всех стадиях производства.

Анализ зависимости роста затрат энергии от стандартов Euro и вида топлива показал для всех моделей одинаковые результаты. Они приведены в таблице 5. При расчетах принимали расход энергии для топлива B0 равным 100%. Затраты энергии на протяжении жизненного цикла ТС практически не зависят от вида стандартов Euro для каждой модели грузовика.

Таблица 5. Рост расхода энергии в зависимости от стандартов Euro и вида топлива

Тип Топлива	Euro-4	Euro-5	Euro-6
B0	100 %	100 %	100 %
B7	+4,20 %	+4,18 %	+ 4,13 %
B30	+18,30 %	+17,87 %	
B100			+ 59,77%

Наибольший расход энергии наблюдаются для моделей VOLVO FM. При применении топлива B7 он растет на 4,2% (табл. 5), а для B30 - на 18%. Значительный рост наблюдается при использовании топлива B100. Известно, что при работе дизеля Cummins на смеси B20 расход топлива увеличивается на 1,7-2,7%, а при работе на B100 из рапсового масла - на 14% в сравнении с ДТ [8]. Применение смесового топлива B20 снижает мощность примерно на 1-2%, что практически незаметно в эксплуатации. При использовании B100 мощность снижается примерно на 8% в сравнении с дизельным топливом.

Полученные результаты показывают, что использование биодизельного топлива при любых соотношениях с традиционным ДТ для всех моделей ТС приводит к уменьшению эмиссии CO₂, но сопровождаются ростом эмиссии оксидов азота. Приведенные данные позволяют спрогнозировать значительный рост потребления воды при увеличении производства биотоплива в мире. Применение биотоплива является не единственной мерой уменьшения эмиссии CO₂ при эксплуатации автотранспорта. Более эффективными могут быть пути, указанные в работе [4]. Стимулирование альтернативных видов моторного топлива и источников энергии должно осуществляться исключительно на основе комплексного анализа их эффективности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ: 1. Проведена оценка влияния биодизельного топлива на изменения климата на примере грузовиков VOLVO с помощью специализированной компьютерной программы. Показано, что замена традиционного ДТ на биодизельное приводит к уменьшению эмиссии диоксидов углерода, однако, существенное уменьшение (на 12% и 62%) наблюдается только для топлива B30 и B100. Для типичных современных биодизельных топлив B7 уменьшение эмиссии CO₂ составляет не более 3%.

2. Установлено, что при комплексном анализе влияния тягачей VOLVO на окружающую среду рост доли биодобавок в биодизель приводит к росту потребления воды и энергии а также эмиссии NO_x.

3. Уменьшить эмиссию CO₂, и вообще, влияние на окружающую среду возможно более эффективными путями, чем применение биодизельного топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kutenev, VF, Kozlov, AV, Terenchenko, AS, Shute, Yu. V. Problematic issues of limiting CO₂ emissions from motor vehicles. [Electronic resource] - access mode: <http://www.aae-press.ru/j0062/art016.htm>

2. A PESTLE Analysis of Biofuels Energy Industry in Europe Spyridon Achinas, Johan Horjus, Vasileios Achinas and Gerrit Jan Willem Euverink Sustainability 2019, 11, 5981; www.mdpi.com/journal/sustainability
3. Energy Technology Perspectives. Scenarios and Strategies to 2050. — Paris: International Energy Agency, 2006. — 486 p.
4. Redzyuk, AM, Klimenko, OA On the strategy of increasing energy efficiency by road transport. - Research and production journal № 4 (256) 2018 p.2-10.
5. Achinas, S.; Euverink, G. J. W. Feasibility study of biogas production from hardly degradable material in co-inoculated bioreactor. Energies 2019, 2, 1040.
6. Ghanimeh, S.; Khalil, C. A.; Ibrahim, E. Anaerobic digestion of food waste with aerobic post-treatment. Waste Manag. Res. 2018, 36, 965–974.
7. Cherubini, F.; Strømman, A.H. Life cycle assessment of bioenergy systems: State of the art and future challenges. Bioresour. Technol. 2011, 02, 37-451.
8. Nagornov, S. A., Dvoretzky, D. S., Romantsova, S. V., Tarov, V. P. Technique and technology of production and processing of vegetable oils: Textbook. allowance. Tambov, I-in: GOU VPO TSTU, 2010. [Electronic resource] - access mode: http://window.edu.ru/catalog/pdf2txt/159/73159/51472?p_page=5
9. Kuchkina, A. Yu., Sushchik, N. N. Feedstocks, Methods and Perspectives of Biodiesel Production. Journal of Siberian Federal Univer. Biology 1 (2014 7) 14-42. – 15 –
10. Bonomi, A., Klein, B. C., Chagas, M. F., Dias Souza, N R. Technical Report Comparison of Biofuel Life Cycle Analysis Tools Phase 2, Part 1: FAME and HVO/HEFA. [Electronic resource] - access mode: <http://task39.sites.olt.ubc.ca/files/2019/05/Task-39-CTBE-biofuels-LCA-comparison-Final-Report-Phase-2-Part-1-February-11-2019.pdf>
11. Presser S, Nazarian A., Millo A. Laser driven calorimetry measurements of petroleum and biodiesel fuel.//Fuel, 2018,-vol.214.-p.656-666.
12. Field, C. B., Campbell, J. E., Lobell, D. B. Biomass energy: the scale of the potential resource, Trends in Ecology and Evolution, Vol 23. [Electronic resource] - access mode: <http://www.cas.miamioh.edu/~stevenmh/field%20et%20al%202008.pdf>.
13. «Environmental Footprint Calculator». [Electronic resource] - access mode: <https://www.volvotrucks.ru/ru-ru/trucks/volvo-fh/volvo-fh-Ing1.html>
14. Markov, V.A., Devyanin, S.N., Zykov, S.A. Optimization of the composition of biofuels with additives of rapeseed and sunflower oil methyl esters. Journal Transport on Alternative Fuel 2016, No. 5 (53), pp. 12-31. 15. Markov, VA, Bashirov, RM, Gabitov, II, Toxicity of diesel exhaust gases. - M.: In-in MGTU im. Bauman, 2002.-376 p.
16. UNEP. The Bioenergy and Water Nexus; Oeko-Institut and IEA Bioenergy Task 43; UNEP: Nairobi, Kenya, 2011. - [Electronic resource] - access mode: <https://www.cbd.int/agriculture/2011-121/UNEP-WCMC2-sep11-en.pdf>

Для контактов: Volkov Vladimir Head of Department of Technical Exploitation and Service of Cars Kharkiv National Automobile and Highway University Yaroslava Mudrogo Str. 25, Kharkov, Ukraine E-mail: volf-949@ukr.net Contact tel.: +38-067-747-21-77

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЧНОСТИ МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПО РАСХОДУ ТОПЛИВА

Юрий Горбик

DETERMINATION OF THE ACCURACY OF THE METHOD FOR DIAGNOSING A PASSENGER CAR BY FUEL CONSUMPTION

Yurij Gorbik

Abstract. The paper evaluates the accuracy and reliability of the computational and analytical method for determining the fuel consumption and the efficiency of the vehicle by the units proposed on the example of the VAZ-21101 car (according to two mathematical models).

Keywords: car, fuel consumption, car efficiency, car speed

1. Введение:

Расход топлива является комплексным показателем, характеризующим эффективность использования транспортного средства, энергетическое совершенство конструкции автомобиля, уровень технического состояния машины, разнообразие условий эксплуатации.

Изменение технического состояния узлов и систем автомобиля приводит к повышенным потерям энергии, что в итоге увеличивает расход топлива и снижает мощность автомобиля. Если проводить контроль потерь энергии в каждом агрегате автомобиля, то по расходу топлива можно диагностировать не только общее состояние автомобиля, но и локализовать неисправность по агрегатам. Оценка технического состояния автомобиля может выполняться по экспериментально-расчетным данным расхода топлива. Индивидуальная оценка технического состояния агрегатов также может оцениваться по частным КПД и индикаторного расходе топлива [1].

В процессе работы автомобиля со 100% энергии сжигаемого топлива примерно 33% расходуется на выпуск и 35% - на охлаждение. С 32% остального топлива около 10% расходуется на насосные и механические потери в двигателе, столько же на потери в трансмиссии. Часть энергии топлива теряется в колесах и подвески автомобиля. Общий КПД автомобиля (ВАЗ 21101) при средних условиях эксплуатации составляет около 0,062 ... 0,065 [2].

Изменение технического состояния узлов и систем автомобиля приводит к повышенным потерям энергии, что в итоге увеличивает расход топлива и снижает мощность автомобиля. Если выполнять контроль потери энергии в каждом агрегате автомобиля, то по расходу топлива можно диагностировать не только общее состояние автомобиля, но и локализовать неисправность по агрегатам.

Целью работы является оценка достоверности и точности методики и алгоритма диагностики технического состояния автомобиля по изменению индикаторного расхода топлива автомобиля.

2. Изложение:

Эксперимент представляет собой проверку теоретического метода определения расхода топлива, и определение погрешности эксперимента.

Для проведения эксперимента был использован легковой автомобиль ВАЗ 21101 [3, 5]. Автомобиль 2007 года выпуска, с пробегом 148 тыс. км., Который находится в исправном состоянии. Перед экспериментом было проведено полное ТО автомобиля и диагностика всех основных параметров.

Для определения расхода топлива при движении автомобиля использовался показатель продолжительности впрыска топлива форсунками. Продолжительность впрыска современных форсунок составляет от 2 ... 10 мс в зависимости от режима работы двигателя. Это достаточно малый промежуток времени, изменения давления в надплунжерной полости происходят очень быстро. Если принять что продолжительность

впрыска составляет 3 мс на XX, то это соответствует всего 10,5° п.к.в., и если предположить, что необходимо проводить измерения в 4 каналах - по числу цилиндров двигателя, то при таких быстроменяющихся сигналах необходимо применение высокочастотной измерительной аппаратуры. Если принять на основе ряда публикаций, один измерительный канал должен работать с частотой минимум 500 кГц (500 - тысяч замеров в секунду, замер выполняется каждые 2 мкс). И учитывая, что изменения продолжительности впрыска вносятся ЭБУ с шагом в 100 мкс то относительная погрешность составит 2% погрешности. То в основу измерительного комплекса для проведения экспресс диагностики должен быть положен осциллограф с быстродействующим АЦП и малой ступенью квантования.

В качестве такого прибора был выбран цифровой осциллограф отечественного производства USB-Scope III [6].

Цифровой диагностический 8-ми каналный (6 каналов + 2 линии модуля зажигания) USB-осциллограф предназначен для мониторинга, измерения и анализа электрических сигналов автомобилей. По полученным данным можно оценить работоспособность датчиков и исполнительных механизмов и устройств. Комплектуется кабелями и адаптерами для подключения.

Количество каналов в режиме осциллографа: 1, 2, 4, 8 (по выбору). Разрешение АЦП: 16 бит, диапазон входного напряжения: $\pm 6\text{В}$ (входной делитель 1: 1), может переключаться в режим делителя 1: 5 есть измерять сигнал $\pm 30\text{В}$. Аналоговые каналы 5-6, $\pm 60\text{В}$ (входной делитель 1:10) переключаются в режим $\pm 300\text{В}$ (внутренний делитель 1:20). Максимальная частота оцифровки на канал: в 1-но канальном режиме - 12,5 МГц; в 2-х канальном режиме - 5 МГц; в 4-х канальном режиме - 2,5 МГц; в 8-ми канальном режиме - 1,25 МГц. Шести канальный режим включить невозможно. Можно включить восьми канальный режим но не использовать два канала, которые замеряют процессы системы зажигания бензинового автомобиля. Режим оцифровки - непрерывный поток. Входное сопротивление - 1 МОм. В режиме цифрового анализатора используются измерительные каналы со следующими параметрами: Количество входов цифрового анализатора - 8. Режимы - 2-х, 4-х, 8-х канальный анализатор. Максимальная частота оцифровки на канал: в 8-й канальном режиме - 100 МГц ;. Режим оцифровки - непрерывный поток. Входное сопротивление - 10 кОм.

АЦП имеет 16 бит позволяет иметь такие параметры детализации по напряжению (только в аналоговом режиме): для диапазона входных напряжений $\pm 6\text{В}$ - 2 мВ, для диапазона входных напряжений $\pm 30\text{В}$ 10 мВ, для диапазона входных напряжений $\pm 60\text{В}$ - 20 мВ, для диапазона входных напряжений $\pm 300\text{В}$ - 100 мВ.

USB Autoscope III обеспечен гальванической развязкой измерительных цепей и цепей ПК (шины USB). Тестовое напряжение изоляции - 2 кВ в течение 1 минуты. Емкость изоляции - не выше 15 пФ. Сопротивление изоляции - не менее 20 ГОм.

Основные возможности ПО: режим отображения + запись + измерение в реальном масштабе времени одновременно. Диапазон временной шкалы: аналоговый режим 2 мкс / дел. - 1с / дел.; цифровой анализатор 0,2 мкс / дел. - 1 с / дел. Диапазон шкалы напряжения (в аналоговом режиме): 2 мВ / дел. - 20В / дел. Таким образом проводится измерение до 8-ми заданных экспериментом параметров непосредственно с частотой преобразования от 1250 кГц до 12,5 МГц. с возможностью создания пользовательских настроек для часто используемых режимов; выполнения программы USB_Oscilloscope файлов скриптов анализатора с целью автоматизации анализа осциллограмм. Предусмотрена функция отображения значения измеряемой физической величины. С целью автоматизации анализа осциллограмм, встроена функция выполнения программой анализа осциллограмм по внешнему алгоритму, записанному в файлах скриптов. Сохранение выходных форматов – бинарный файл, графический, печатный.

Для проведения эксперимента был подключен измерительный комплекс, состоящий из ноутбука, осциллографа USB AutoScop III и необходимых проводов для подключения датчиков согласно табл. 1.

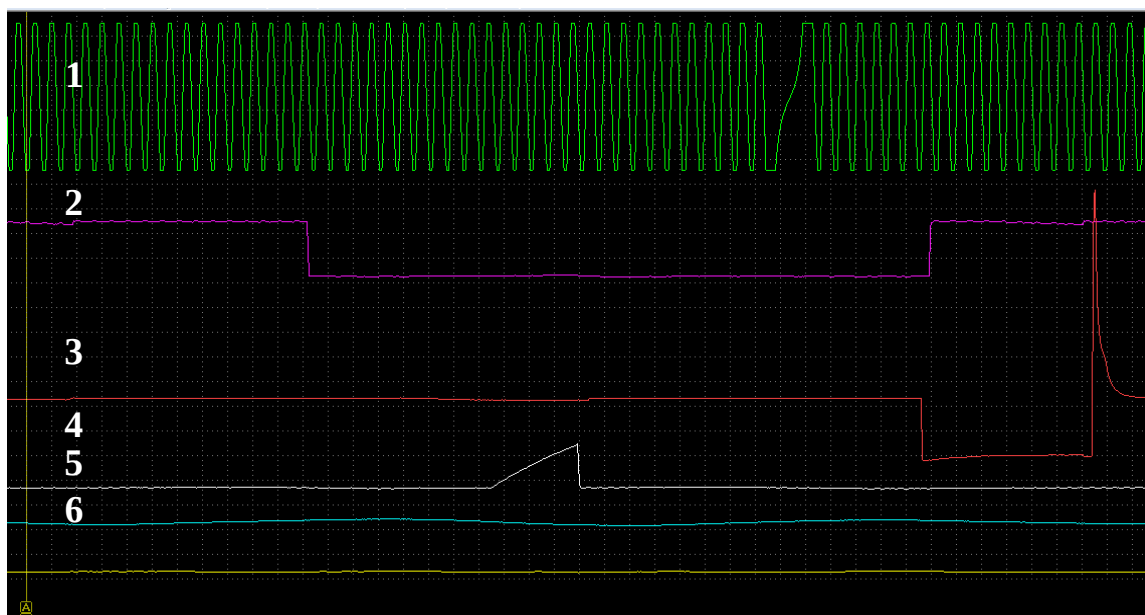
Таблица 1 – Исходные данные для настройки каналов

№ канала	Источник сигнала	Имя канала	Единица измерения	Масштабный множитель
1	Датчик коленчатого вала	Коленвал	В	5
2	Датчик скорости	Скорость	В	5
3	Токовые клещи	Клещи	В	2
4	Датчик фазы	Распредвал	В	5
5	Форсунка	Форсунка	В	5
6	Датчик массового расхода воздуха	ДМРВ	кг/ч	1

Измерения расхода топлива автомобилем ВАЗ-21101 проводились в диапазоне скоростей 20-60 км/ч. с шагом 20 км/ч и с записью сигналов с датчиков, таких как датчик положения коленчатого вала, датчик массового расхода воздуха, датчик фаз, ток с модуля зажигания, сигнал с форсунки, сигнал с датчика скорости. Для эксперимента мы использовали ровный участок трассы Харьков-Киев, без продольного уклона.

Длина участка составляла около 1 км. Для большей достоверности эксперимента и уменьшения погрешности от встречного ветра измерения проводили на заданной скорости в обоих направлениях, и по три раза в каждом направлении.

На фиг. 1 представлен фрагмент общего вида сигналов с датчиков снятых с помощью осциллографа USB Autoscope III



1 - сигнал с датчика коленчатого вала; 2 - сигнал с датчика скорости; 3 - сигнал с форсунки; 4 - сигнал с токовых клещей; 5 - сигнал с ДМРВ; 6 - сигнал с датчика фазы

Фиг. 1. Общий вид сигналов датчиков

Алгоритм обработки результатов испытаний:

С индивидуального файла, записанного в процессе испытания, определим следующие параметры:

- номер включенной передачи и скорость движения автомобиля по спидометру (эта информация записана в имени файла)

- продолжительность управляющего импульса τ_k на форсунке (мс) «Форсунка» канал 5,

- период вращения распределительного вала T_y (мс) - из графика «датчик фазы» канал 4,

- напряжение с датчика скорости U_d канал 2;

- измерить напряжение U_{θ} по графику «массовый расход воздуха», канал 6;

По результатам измерений вычисляем:

– скорость автомобиля, км/ч

$$V_a = \frac{3,6 \cdot \pi}{30} \cdot \frac{n_k}{U_K} \cdot U_{\theta} \cdot r_k \quad (1)$$

- продолжительность управляющего импульса на форсунку:

$$T_i = 1000 \cdot \frac{\tau_k - \tau_{II}}{F}, \text{ мс} \quad (2)$$

где τ_k, τ_{II} – момент закрытия и открытия иглы форсунки соответственно;

F – частота выборки сигнала ($F=500/6=83,8$ кГц).

– цикловую подачу топлива одной форсунки:

$$Q_{II} = q_{\phi} \cdot \frac{T_i}{60000} \cdot 1000 \cdot \rho_T, \text{ мг}, \quad (3)$$

где q_{ϕ} – продуктивность форсунки

ρ_T – плотность топлива

T_i – продолжительность управляющего импульса на форсунку

– частоту вращения коленчатого вала по формуле:

$$n = \frac{1,2 \cdot 10^5}{T_{II}}, \text{ хв}^{-1}. \quad (4)$$

– объемный часовой расход топлива по формуле, л/ч:

$$Q_n = g_{\phi} \cdot (\tau_k - \tau_n) \cdot 1,2 \cdot n \cdot 10^{-4} = 0,0005 \cdot n \cdot (\tau_k - \tau_n). \quad (5)$$

– массовый часовой расход топлива по формуле, кг/ч:

$$G_i = 0,75 \cdot Q_i. \quad (6)$$

– крутящий момент на валу двигателя:

$$M_{кр} = \frac{1000 \cdot H_H}{120 \cdot \pi \cdot n} G_n \cdot \eta_e = 116713,625 \cdot \eta_e \cdot \frac{G_n}{n}, \quad (7)$$

где $H_H = 44000$ кДж/кг – низшая теплота сгорания бензина,

$\eta_e = 0,25 \dots 0,32$ – эффективный КПД двигателя в зависимости от нагрузки и частоты вращения вала.

– часовой расход топлива по формуле:

$$Q_T = z \cdot q_{\phi} \cdot \frac{T_i}{60000} \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{60}{1000}, \quad (8)$$

где z - число цилиндров двигателя ($z=4$)

T_i – продолжительность управляющего импульса на форсунку, мс.

– удельный путевой расход топлива, л/100 км.

$$Q_y = \frac{100 \cdot Q_T}{V_a}. \quad (9)$$

Результаты эксперимента приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Результаты эксперимента

Скорость	Удельный путевой расход топлива, Q_y , л/100 км	Часовой расход топлива Q_T , л/ч	Продолжительность управляющего импульса на форсунку T_i , мс
20	11.5	2,3	44.1
40	7.64	3,05	47.7
60	6.84	4,1	59.6

После проведения эксперимента и обработки результатов, были проанализированы значения расхода топлива рассчитанные по формуле Н.Я. Говорущенко, по формуле через общий КПД автомобиля и значения расхода полученные экспериментальным путем.

3. Заключение:

В работе проведена оценка точности и достоверности расчетно-аналитического метода определения расхода топлива и коэффициентов полезного действия автомобиля по агрегатам предложены на примере автомобиля ВАЗ-21101 (по двум математическим моделям). Для подтверждения результатов математического моделирования расхода топлива через КПД были проведены экспериментальные исследования топливной экономичности автомобиля ВАЗ-21101 с использованием измерительного комплекса, состоящего из ноутбука, осциллографа USB AutoScop III.

Сравнительный анализ полученных значений расхода топлива по формуле Н.Я. Говорущенко, через общий КПД автомобиля, и данные полученные экспериментальным путем показали, что метод действительно работает и его погрешность составляет не более 5%. Это позволяет сделать вывод, что общая оценка технического состояния автомобиля может выполняться по экспериментально-расчетным данным расхода топлива.

Литература (изцяло на латиница):

1. N.YA. Govorushchenko, YU.V. Gorbik «Metody diagnostirovaniya avtomobilej po izmeneniyu obshchego i indikatornogo raskhoda topliva i chastnyh KPD v otdel'nyh agregatah». Transport ekologiya – ustojchivoe razvitie: materialy XVI nauchno-tehnicheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. Varna: TU, 2010. – S. 442 – 450.
2. S.I. Krivoshepov «Razrabotka metodiki i algoritma obshchego diagnostirovaniya avtomobilej po izmeneniyu koefficienta poleznogo dejstviya»: dis. kand. tekhn. nauk: 05.22.20. H., 1999. – 164 s.
3. B S. Vasil'ev, M S Vysockij, K. L. Gavrilov i dr.; [pod obshch. red. V M. Prihod'ko]. Avtomobil'nyj spravochnik. M.: OAO "Izdatel'stvo "Mashinostroenie", 2004 – 704 s.
4. N.YA. Govorushchenko. S.I. Krivoshepov «Novaya metodika normirovaniya raskhoda topliva transportnyh mashin (metod chetyrekh KPD)». Avtomobil'nyj transport: sb. nauch. Trudov. H.: HNADU. 2009. - №25. – S. 58-61.
5. Harakteristiki VAZ 21101 [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <https://carexpert.ru/models/vaz/21101/tech/vaz101s.htm>.
6. Rukovodstvo po ekspluatacii USB Autoscope III [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <https://gelion.by/files/rukovodstvo-%20USB-Autoscope-3.pdf>.

За контакти:

Yurij Gorbik, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: yuragorbik@gmail.com, tel.: +38-057-707-36-87.

КОНТРОЛЬ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ ГАЗОВОГО ТРАКТА ТУРБОНАДДУВА

CONTROL PARAMETERS STATE GAS PATH TURBO CHARGERS

Alexander Dityatiev

Abstract. The engine power under operating conditions depends significantly on the parameters of the cylinder filling. With a decrease in power, deterioration of dynamic properties, it is necessary to control the tightness of the components of the turbocharger, the correct operation of actuators, sensors, and the control unit. To control the tightness, it is possible to use pneumotesters, in particular, the NIIAT-K69M pneumotester, which is widespread in the countries of the Commonwealth of Independent States. Differences in the structure of gasoline and diesel engines cause the use of different tests and procedures for assessing the technical condition of turbocharger components. The principles and methods of controlling the components of turbochargers by external technical means are given.

Keywords: Turbocharger, technical condition, tightness, the control of components.

1. Въведение:

В программе автопроизводителей основное место занимают автомобили с двигателями с турбонаддувом. Независимо от вида топлива (лёгкое, дизельное топливо), такие двигатели имеют ряд преимуществ по сравнению с обычными, атмосферными двигателями. Это в первую очередь, высокая литровая и удельная мощность (кВт/л, кВт/кг) и высокая экономичность. Иначе говоря, двигатель с турбокомпрессором легче, расходует меньше топлива по сравнению с атмосферным аналогом той же мощности. Однако по надёжности он уступает атмосферному двигателю; например, более четверти всех отказов дизельного двигателя приходится на турбокомпрессор [1]. Низкие показатели надёжности, в числе прочих причин, обусловлены более сложной системой питания воздухом. Особую актуальность постоянный контроль технического состояния турбокомпрессора приобретает при больших пробегах автомобиля.

2. Изложение:

К основными эксплуатационным показателям двигателя, среди прочих, относится мощность, поэтому при анализе параметров надёжности, первую очередь целесообразно рассмотреть именно мощность.

Эффективная мощность двигателя может быть определена по формуле: [2]

$$N_e = \frac{H_u \cdot i \cdot V_h \cdot p_k}{L_0 \cdot T_k} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot m, \quad (1)$$

где H_u – низшая теплотворная способность топлива; i – количество цилиндров; V_h – рабочий объём одного цилиндра; p_k – давление наддува; n – частота вращения вала двигателя; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1кг топлива;

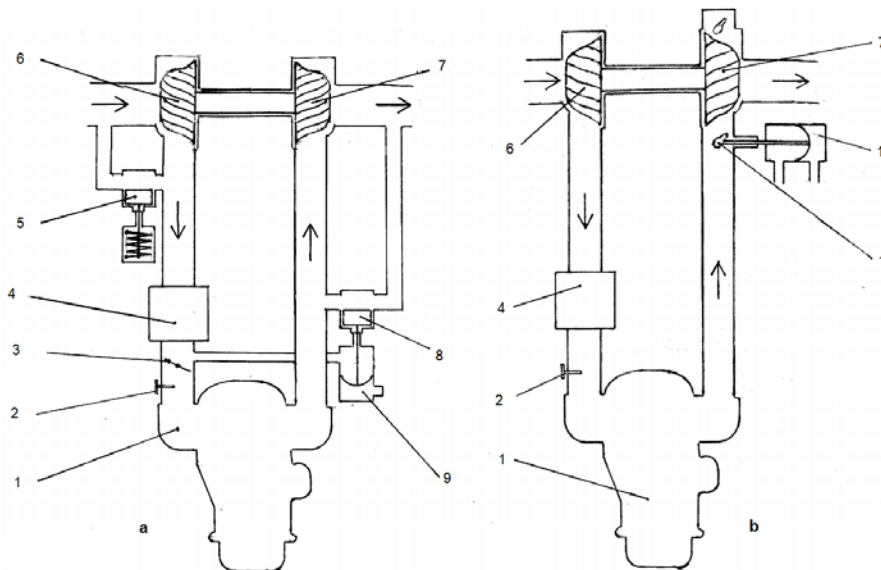
η_i – коэффициент избытка воздуха, R – универсальная газовая постоянная; T_k – температура на выходе компрессора; m – тактность двигателя, η_i – индикаторный КПД; η_m – коэффициент наполнения; η_m – механический КПД.

Как следует из формулы (1), величины H_u , i , V_h , R , m в процессе эксплуатации автомобиля не изменяются, величину n контролирует водитель; механический КПД η_m , относящийся к двигателю, от технического состояния мало зависит и меняется незначительно. Напротив, показатели p_k , n , T_k , η_i , η_m непосредственно влияют на мощностные параметры двигателя. Отметим, что эта группа показателей напрямую связана с наполнением цилиндров воздухом.

Схемы турбинной и компрессорной частей турбокомпрессоров представлены на

рис. 1. Как следует из рисунка, устройство как турбинной части, так и компрессорной части у бензиновых и дизельных двигателей существенно отличаются, в основном, из-за отсутствия у дизеля дроссельной заслонки, а также сравнительно низкой температурой отработавших газов. У бензинового двигателя в контуре компрессора имеется клапан ограничения давления, рис. 1.а, регулирующий давление при резком закрытии дроссельной заслонки. На других режимах давление регулируется при помощи перепускного клапана отработавших газов с приводом от давления наддува [3] или с электроприводом. У дизеля эту функцию выполняет направляющий аппарат турбинного колеса.

Основными неисправностями турбокомпрессора как бензинового, так и дизельного двигателя, в условиях эксплуатации являются снижение давления наддува, большой износ подшипникового узла, механические повреждения лопаток



Фиг. 1. Схемы наддува: **а** - двигатель лёгкого топлива; **б** - дизельный двигатель. 1 – двигатель; 2 – датчик давления и температуры, 3 – дроссельная заслонка, 4 – промежуточный охладитель; 5 – перепускной клапан компрессора; 6 – компрессорное колесо; 7 – турбинное колесо; 8 – перепускной клапан (байпас турбины); 9,10 - камера с диафрагмой клапана ограничения давления наддува; 11 – заслонка направляющего аппарата.

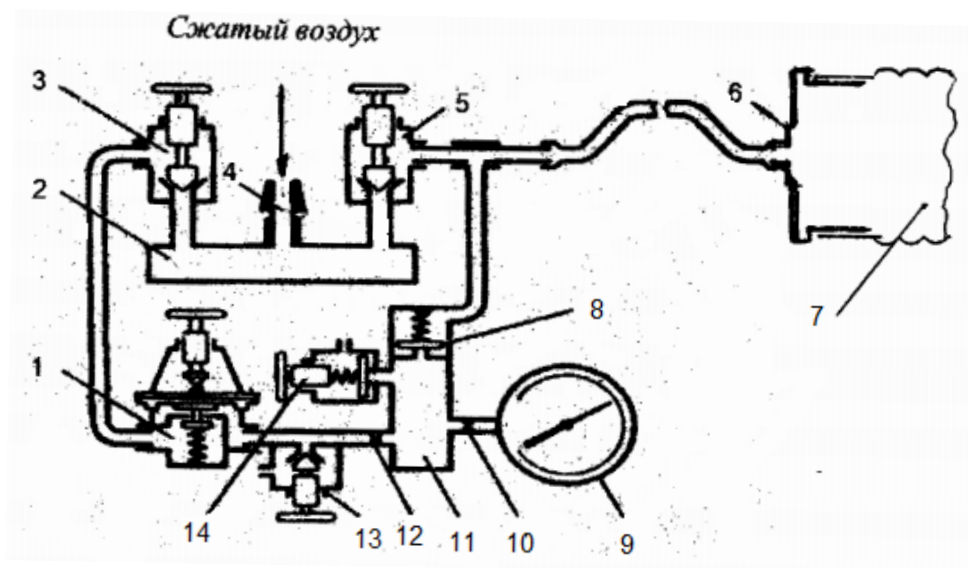
компрессорного и турбинного колёс, неплотности в воздушном контуре компрессора, утечки масла в турбинную, компрессорную части, шумы, свисты при работе, а также ошибки в регулировании [4]. Следствием снижения давления наддува является снижение мощности двигателя и ухудшение динамических свойств автомобиля.

Локализацию неисправностей турбокомпрессора всегда начинают с чтения ошибок в блоке управления двигателем. При наличии записей устраняют неисправности.

Для выяснения причин снижения давления наддува прежде всего визуально тщательно проверяют герметичность всего контура сжатого воздуха. Контролю подлежит компрессор, перепускной клапан, уплотнения, хомуты, промежуточный охладитель, рукава, трубы, правильное закрепление компонентов. Обращают внимание на малые повреждения в шлангах, на изгибах, заломах, элементах гофрированных частей. Такие повреждения обычно сопровождаются наличием масляного пятна.

В ряде случаев компоненты напорного воздушного контура бывают визуально недоступны и контроль затруднён или невозможен. Тогда в контур под давлением подается воздух и локализуются его утечки и места разгерметизации. Для этого рукав, соединяющий воздушный фильтр с впускным коллектором рассоединяется и в направлении последнего устанавливается переходник – адаптер. Воздух в переходник подаётся из дозатора, в качестве которого может быть использован распространённый

прибор – пневмотестер НИИАТ – К69М.



Фиг. 2. Схема пневмотестера НИИАТ – К69М: 1 — редуктор давления; 2 — коллектор; 3 — вентиль измерения утечек; 4 — выпускной штуцер; 5 — вентиль прослушивания утечек; 6 — адаптер; 7 — рукав системы впуска; 8 — обратный клапан; 9 — измерительный манометр; 10, 12 — калиброванные отверстия; 11 — воздушная камера; 13 — регулировочная игла; 14 — предохранительный клапан.

Для такой комплектации, например, для автомобиля Skoda Octavia, переходник должен иметь со стороны двигателя охватываемый диаметр 65 мм, со стороны НИИАТ – К69М – любой доступный диаметр с сечением не менее 25 мм². Процедура контроля включает подключение пневмотестера к переходнику, установку относительных утечек 75% (давление около 50 кПа), прослушивание шумов утечки, контроль утечек через сомнительные сопряжения при помощи мыльного раствора. Давление 50 кПа является безопасным для компонентов впускной системы. При работе с пневмотестером пользуются вентилем 3, редуктором давления 4, наконечником 6.

У некоторых двигателей имеется связь впускного трубопровода с системой вентиляции картера через распределительный клапан, который направляет поток картерных газов или во впускной трубопровод (после дроссельной заслонки), или непосредственно к насосной части турбонагнетателя. Ввиду высокой вероятности разрушения распределительного клапана, на время испытаний необходимо снять оба трубопровода от системы вентиляции картера, а образующиеся отверстия во впускной системе следует заглушить.

Ошибки в регулировании давления наддува возникают из-за некорректной работы исполнительных устройств, датчиков, блока управления. Последняя причина встречается крайне редко, однако не следует её вовсе исключать.

Давление наддува может быть измерено сканером и штатными средствами. При этом отношение давления наддува к давлению на входе в турбину должно быть в пределах $1,25 \pm 0,1$ [5]. Это соотношение может не выполняться по причине деформации элементов выпускной системы, засорения сажей или оплавления носителя катализатора. Давление отработавших газов, измеренное в выпускном коллекторе, у исправного двигателя должно быть не более 10 кПа.

Неправильная работа исполнительных устройств может выражаться в наличии неплотностей, что обнаруживается с помощью пневмотестера. Подвижные части исполнительных устройств работают в условиях высоких температур, достигающих до 1000 °С и поэтому могут частично или полностью терять подвижность. Это касается привода перепускного клапана у бензинового двигателя и направляющего аппарата турбины у дизеля. Кроме того, приводы используют энергию вакуума, который создаёт специальный расположенный на двигателе вакуумный насос. Приводы контролируют

подключением на время теста внешнего вакуумного насоса с ручным приводом.

С датчиками давления обычно совмещены датчики температуры, показания которых контролируют при помощи сканеров и внешних образцовых термометров после длительной стоянки автомобиля, когда температура двигателя становится равной температуре окружающей среды.

3. Заключение:

Для получения высоких мощностных качеств двигателя необходимо содержать систему питания воздухом в надлежащем техническом состоянии.

Состояние системы питания воздухом определяется давлением наддува, герметичностью, корректной работой исполнительных устройств, датчиков, блока управления.

При оценке герметичности газового тракта турбокомпрессора целесообразно использовать пневмотестер, в частности, НИИАТ К - 69М.

Различия в назначении компонентов турбокомпрессора обуславливают использование различных методов и средств оценки их технического состояния.

Литература :

1. Gaffarov A.G. Vosstanovlenie turbokompressorov avtomobil'nyh dizelej primeneniem usovershenstvovannogo remontnogo komplekta podshipnikovogo uzla: avtoref. diss.-Orenburg, 2012.- 16 s.

2. Leonov O. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Neoriya porshnevyyh I kombinirovannykh dvigatelej. Uchebnik/ O. Leonov, N. Ivaschenko, A. Orlin, M. Kruglov, D. Vyirubov, V. Ivin, A. Mednov, G. Mizernyuk, S. Roganov. – M., Mashinostroenie, 1983

3. Dvuhlitrovyiy dvigatel FSI s turbonadduvom. Posobie po programme samoobrazovaniya 337. <http://www.vwrt.ru/baza-znaniy/remont-i-obsluzhivanie/uzlyi-i-agregaty/dvuhlitrovyiy-dvigatel-fsi-s-turbonadduvom-ssp-337>

4. HrulYov A.E. Ispolzovanie logiko-veroyatnostnykh metodov dlya opredeleniya prichin otkazov turbokompressorov v ekspluatatsii. Nauchnyie trudyi Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii „Servisnyie tehnologii na avtomobilnom transporte i v mashinostroenii“, Charkov 2019, s.303 – 306.

5. Chernyakov A.A. Diagnostirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya turbokompressorov dizelej podvizhnogo sostava. – Zapiski gornogo instituta, Sant-Peterburg, 2014, t.209, str. 206-207.

За контакти: канд.техн.наук Alexander Dityatiev, Харковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, (+38) 068 608 20 95, alex-dit@ukr.net

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ОБРАТНЫХ СВЯЗЕЙ ДЛЯ ПОИСКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

USING FEEDBACK ALGORITHMS FOR TROUBLESHOOTING THE ENGINE MANAGEMENT SYSTEM

Зенкин Евгений

Abstract. One of the important systems in the engine is the variable valve timing system. It uses a negative feedback algorithm to correct changes in her technical condition. Including introducing adaptation as the technical condition deteriorates. Measuring the parameters of the signals from the camshaft position sensor and the control valve simultaneously allows diagnostics and troubleshooting in this system

Keywords: Electronic control of variable valve timing mechanism, feedback algorithm, troubleshooting

1. Введение:

Во всех МПСУ и каждому из их элементов обязательно присуща связь - влияние входного сигнала на выходящий.

Обратная связь - влияние результата функционирования любой системы на характер дальнейшего функционирования. Термин «обратная связь» используют применительно протекания процессов в социальных, биологических, технических, экономических и других системах, а также в кибернетике [1] и теории автоматического регулирования и управления.

Типы обратной связи: По характеру воздействия различают: положительную и отрицательную обратную связь

Положительная обратная связь влияет на систему таким образом, что увеличивает выходной результат ее функционирования. В теории автоматического управления положительная обратная связь реализуется путем передачи на вход системы части выходного сигнала таким образом, что сигнал обратной связи совпадает в фазе с входным сигналом, эквивалентен увеличению входного сигнала. В отдельных случаях положительная связь может приводить к генерации в системе - когда любая флуктуация в системе передается на ее вход и усиливается, благодаря чему в системе возникают незатухающие колебания.

Отрицательная обратная связь влияет на систему таким образом, что уменьшает выходной результат ее функционирования. В теории автоматического управления отрицательную обратную связь реализуется путем передачи на вход системы части выходного сигнала таким образом, что сигнал обратной связи находится в противофазе с входным сигналом, эквивалентен уменьшению входного сигнала, что приводит к снижению коэффициента усиления системы, но при этом также повышается устойчивость системы и уменьшается погрешность и инерционность системы.

- жесткая обратная связь действует в установившемся и переходном режимах работы системы.

- гибкая обратная связь действует только в переходном режиме работы системы, несет информацию о скорости изменений в системе. В теории автоматического управления реализуется добавлением в контур обратной связи дифференцирующих элементов.

Общая и местная обратная связь

- общая обратная связь формируется за счет передачи результата функционирования всей системы на ее вход.

- местная обратная связь формируется за счет передачи результата функционирования отдельного звена системы на вход этого звена.

Кроме того, в САУ различают внешнюю обратную связь, которая соединяет выход всей системы с ее входом, и внутренний (местную), соединяющая выход отдельного элемента или группы последовательно соединенных элементов с их входом.

2. Изложение:

К основным функциональным методам, которые обеспечивают работу МПСУ, относятся:

1. Диспетчер времени, регулирует последовательность выполнения всех операций и их привязку ко времени и / или угла поворота коленчатого вала.
2. Программы сбора, обработки и распределения информации.
3. Диспетчер режимов, определяет режим работы двигателя и, соответственно, области программы, по которой должно строиться управления.
4. Алгоритмы формирования управления по всем управляющим воздействиям
5. Алгоритмы преобразования и вывода управляющих команд на исполнительные устройства.
6. Алгоритмы, обеспечивающие диагностирование работы системы управления и ее элементов, а также запоминание и вывод соответствующей информации.
7. Алгоритмы, обеспечивающие работоспособность МПСУ при отказе отдельных ее элементов.
8. Алгоритмы бортового диагностирования работы двигателя средствами МПСУ и вывода соответствующей информации.
9. Алгоритмы оптимизации, адаптации и самообучению.
10. Алгоритм управления выбирается, опираясь на заданные требования к качеству управления каждым двигателем и с учетом его конкретного назначения. В первую очередь алгоритмы зависят от принципиальной структуры системы управления, которая может быть замкнутой, разомкнутой и комбинированной.

Во всех системах управления и каждому из их элементов обязательно присутствует прямая связь - влияние входного сигнала на выходной. Обратная связь - влияние выходного сигнала на входной может быть обусловлена естественными свойствами системы или целенаправленно в организована в ней искусственно. Обратные связи могут охватывать как всю систему управления, так и любую ее часть. Обратные связи могут иметь место, например, в исполнительных устройствах. В них обратные связи могут быть как негативные, уменьшающие несоответствие значений выходного сигнала значением входного сигнала, так и позитивные, увеличивающие это несоответствие до технически максимально возможного предела. Положительные обратные связи могут быть только местные, охватывающих отдельные части систем; если они охватывают всю систему (с выхода на вход), тогда она вообще теряет возможности выполнять свое назначение [2].

Адаптивным считают управления, при котором автоматическая смена настроек, алгоритмов, критериев качества и даже цепей управления, вплоть до самообучения, выполняется на основе сбора и анализа значительного объема информации. Такая адаптация производится специальными программными блоками в процессоре выполнением процедур автоматического приспособления к любым, в том числе и неконтролируемым возмущениям

Адаптация может осуществляться автоматически:

- регулированием критерия качества замкнутой системой с обратной связью по отклонению;
 - программным куированием в функции возмущений, как правило, по разомкнутых схемах.
 - выбором параметров алгоритмов управления путем анализа ситуации, например, использованием математических моделей процессов, протекающих в двигателе;
 - поиском параметров алгоритмов управления замкнутыми системами, действующими по отклонениям критерия качества, вызванным пробными воздействиями.
- изменением структуры системы управления на основе диагностирования двигателя и для обеспечения надежности.

Принято различать программную, поисковую и аналитическую адаптацию [2].

Программная адаптация выполняется по программам, изменяемых в процессе управления на основе информации об условиях, режим работы и состоянии двигателя. Формируется программное управление (главным образом в разомкнутых системах) с использованием базовых и корректирующих программ, хранящихся в процессоре. Для каждый управляющего воздействия используется свой набор программ.

Главное ее отличие это гибкость программ, позволяет осуществлять автоматическую их коррекцию в процессе управления. В этом случае принято говорить о программно-адаптивное управление.

Такое построение разомкнутой программного управления позволяет осуществить достаточно но сложное и точное управление с учетом значительного числа режимных факторов. Возможно и более сложное разомкнуто программно-адаптивное управление, при котором не только программы или алгоритмы управления, но и структура системы, изменяются в зависимости от условий работы двигателя по заранее заложенной программе. Этот подход используется практически во всех системах микропроцессорного управления автомобильного двигателями [2].

Конечно программные системы наиболее быстродействующие, но в то же время и грубые. Программная адаптация не может обеспечить высокую точность достижения и поддержания оптимума критерия, так как она преодолевает неопределенность, создаваемую только контролируемыми возмущениями. Этого недостатка лишены замкнутые системы управления, в которых для программной адаптации в микропроцессор поступает и информация о фактических значениях основных управляемых параметров двигателя, по которым ведется оценка качества управления.

Но неограниченное быстродействие делает программную адаптацию незаменимой в оптимизации переходных процессов двигателя и гарантирует быстрый выход в область близких к оптимальным настроек режимов, установившихся.

Поисковая адаптация - это автоматически проведен непосредственно на работающем двигателе поиск местоположения оптимума критерия качества и вывод двигателя на этот режим. Поиск осуществляется путем подачи в двигатель пробных воздействий и анализа, вышли изменений управляющих воздействий и управляемых параметров двигателя, по результатам которого корректируется математическое обеспечение процессора для достижения, в конечном итоге, оптимальной совокупности управляющих воздействий.

Поисковая адаптация наиболее точная, но процедуры поиска требуют определенного времени для их проведения. И осуществления этих процедур возможно далеко не на всех режимах работы двигателей. Наиболее просто она выполняется на режимах, установившиеся. Адаптация, осуществляемая поисковыми системами, обеспечивает больший эффект за счет более точной оптимизации управляющих воздействий, приспособления к неконтролируемым изменениям условий работы, индивидуальным различиям конкретного образца двигателя, износ деталей и изменениям его характеристик во времени.

Аналитическая адаптация - это вычисление и реализация микропроцессором, например, на основе математической модели двигателя, оптимальной совокупности управляющих воздействий. Аналитическая адаптация достаточно быстродействующая, но требует контроля, по крайней мере, части возмущений и управляемых параметров двигателя. Точность аналитических систем определяется совершенством модели. Создать модель конкретного двигателя, отражает индивидуально изменяющиеся со временем его характеристики, довольно трудно.

Поисковые адаптивные системы управления для двигателей предпочтительнее аналитических через существенно меньше необходимый объем исходной информации и невозможности и создание достаточно точной модели двигателя.

Адаптация - не единственный метод достижения высокого качества управления. В системах управления двигателем рядом с адаптивными успешно применяются и робастные (грубые) методы. Робастные системы управления двигателем обычно

обеспечивают достаточно высокую или даже оптимальное качество управления на одном, наиболее важном или наиболее тяжелом режиме, например, при 100% -ном резком повышении нагрузки. В других режимах обеспечивается качество, хотя и не оптимальное, но, однако, не хуже, чем в выбранном основном режиме. Робастные системы управления обычно более быстродействующие и проще реализованы, чем адаптивные.

Наибольший эффект дает разумное сочетание в комплексной системе управления двигателем как адаптивных, так и робастных методов. Конечно, робастное управления той или иной степени дополняет адаптивное.

Одной из важных систем в работе двигателя внутреннего сгорания является система газораспределения. В современных двигателях система газораспределения имеет электронное управление, которое построено по принципу адаптивной обратной отрицательной связи. В основе этой системы лежит исполнительный механизм - клапан который перепускает масло в полости шестерни механизма газораспределения, и датчик положения распределительного вала. При запуске двигателя блок управления двигателем изначально не вводит никакой обратной связи, а просто берёт значение управляющего импульса на клапан-регулятор по матрице режимов работы двигателя. То есть фактически осуществляется управление на основании таких основных параметров как частота вращения двигателя, нагрузка на двигатель, расход воздуха, положение дроссельной заслонки и педали газа. Однако уже после того как двигатель вышел на холостой ход система управления начинает отслеживать обратную связь. Для этого блок управления двигателем измеряет смещение между сигналом датчика положения коленчатого вала и датчиком положения распределительного вала. В случае значительных отклонений блок управления двигателем записывает в память неисправностей ошибку.

Как показали эксперименты, проведенные на большом количестве автомобилей, ошибка в память блока управления записывается в случае обрыва проводов электрического клапана управления этой системой, или обрыва датчика. Если же имеет место незначительное рассогласование между работой системы поворота шестерни на распределительном валу и реальном смещением распределительного вала ошибка может не записываться. Даже при том, что параметры работы системы газораспределения будут не оптимальными. Есть множество факторов неконтролируемых напрямую датчиками, связанными с отклонениями в работе системы, например, такие как вязкость масла, механический износ системы, утечки масла по уплотнениям износ либо загрязнённость клапана управления. По мере того, как в эксплуатации возникают подобные проблемы блок управления вводит коррекцию. Она вводится в управляющий сигнал клапана в зависимости от рассогласования положения распределительного вала заданного и реального.

Электронный блок управления проводит измерения сигнала с датчика коленчатого вала и датчика фазы распределительного вала и определяет положение ВМТ.

В зависимости от режима работы он меняет плотность сигнала шим (широтно импульсной модуляции) на клапане подачи масла чтобы распределительный вал вернулся на больший или меньший угол для нужной фазы открытия клапанов.

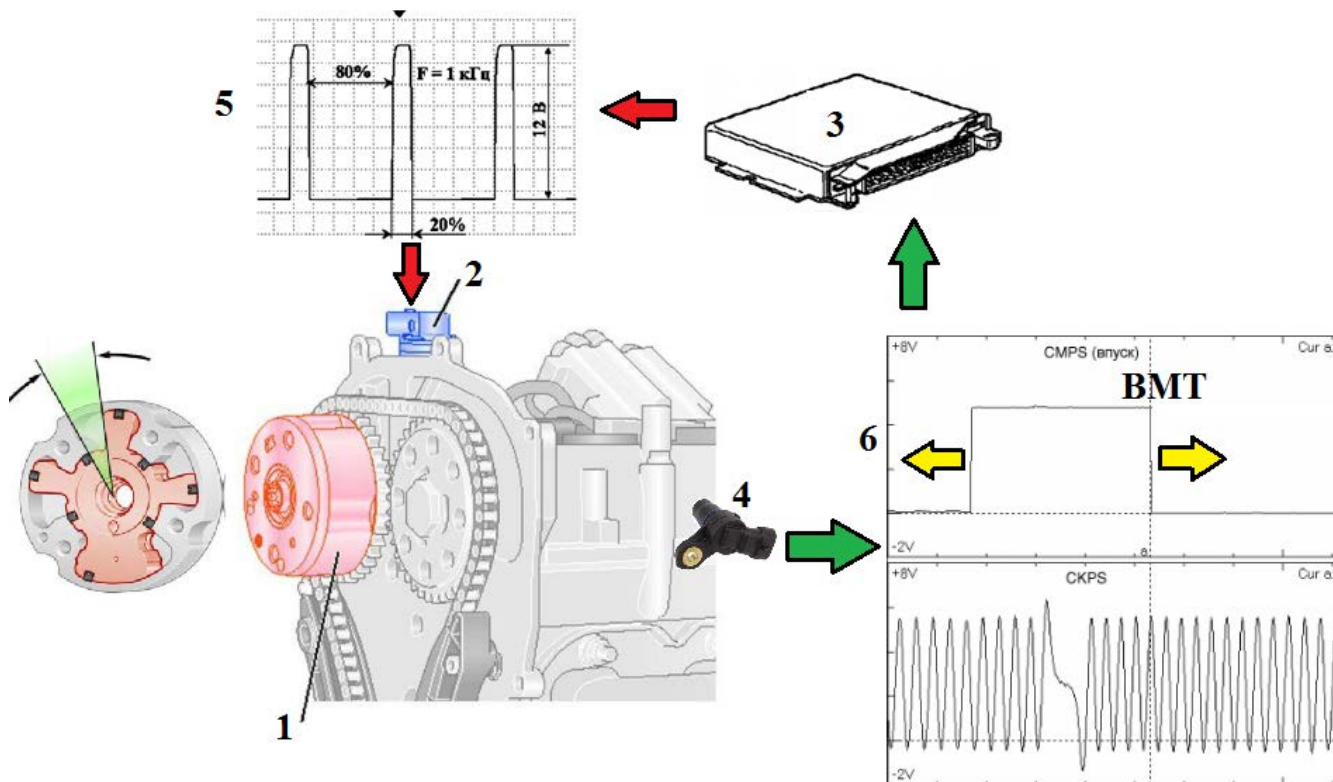
Принцип управления системой изменений фазами газораспределения представлено на фиг.1.

Наличие вышеописанных алгоритмов адаптивного управления позволяет выделить в контуре управления два сигнала основной и корректирующий, причём под корректирующим значением подразумевается величина изменения сигнала ЭБУ для исполнительного механизма под действием внешних воздействий.

Если производить измерения двух сигналов одновременно, то есть сигнала на датчик положения распределительного вала и сигнала управления на клапан регулятор, то можно установить между ними четкую взаимосвязь а также выявить зависимости

между техническим состоянием системы изменения газораспределения, величиной коррекции которая должна компенсировать ухудшения технического состояния.

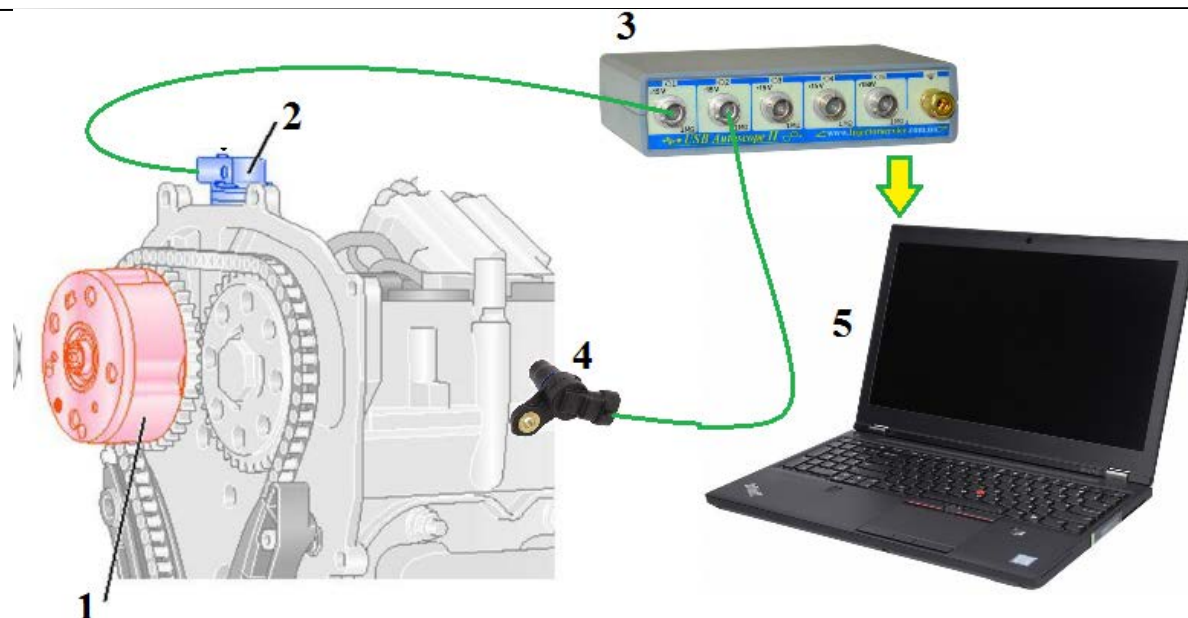
Поэтому мы можем оценивать ее техническое состояние не только измеряя сигнал датчика фазы, но и сравнивать его смещение относительно ВМТ с величиной. Изменения ШИМ сигнала на клапане. И введенной электронным блоком адаптации, связанной с ухудшением технического состояния механизма изменения фаз.



Фиг. 1. Реализация обратной связи в системе изменения фаз газораспределения

1 - гидравлический модуль поворота распределительного вала; 2 - Клапан изменения давления масла;
3 Электронный блок управления двигателем; 4 - датчик фазы распределительного вала; 5 - ШИМ сигнал управления на клапане; 6 - Сигнал датчика фазы.

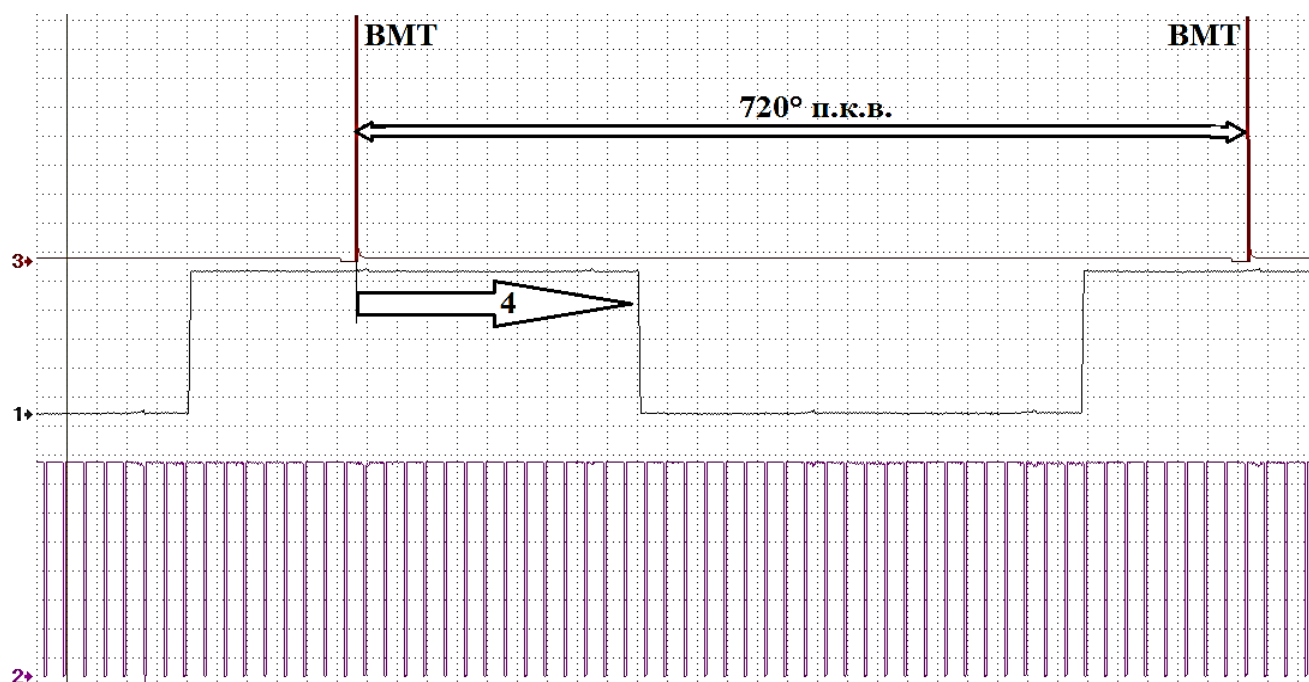
На фиг. 2 показано подключения измерительной аппаратуры



Фиг. 2. Проведение измерений

1 - гидравлический модуль поворота распределительного вала; 2 - Клапан изменения давления масла; 3 - Осциллограф USB Scope; 4 - датчик фазы распределительного вала; 5 - Ноутбук с программным обеспечением.

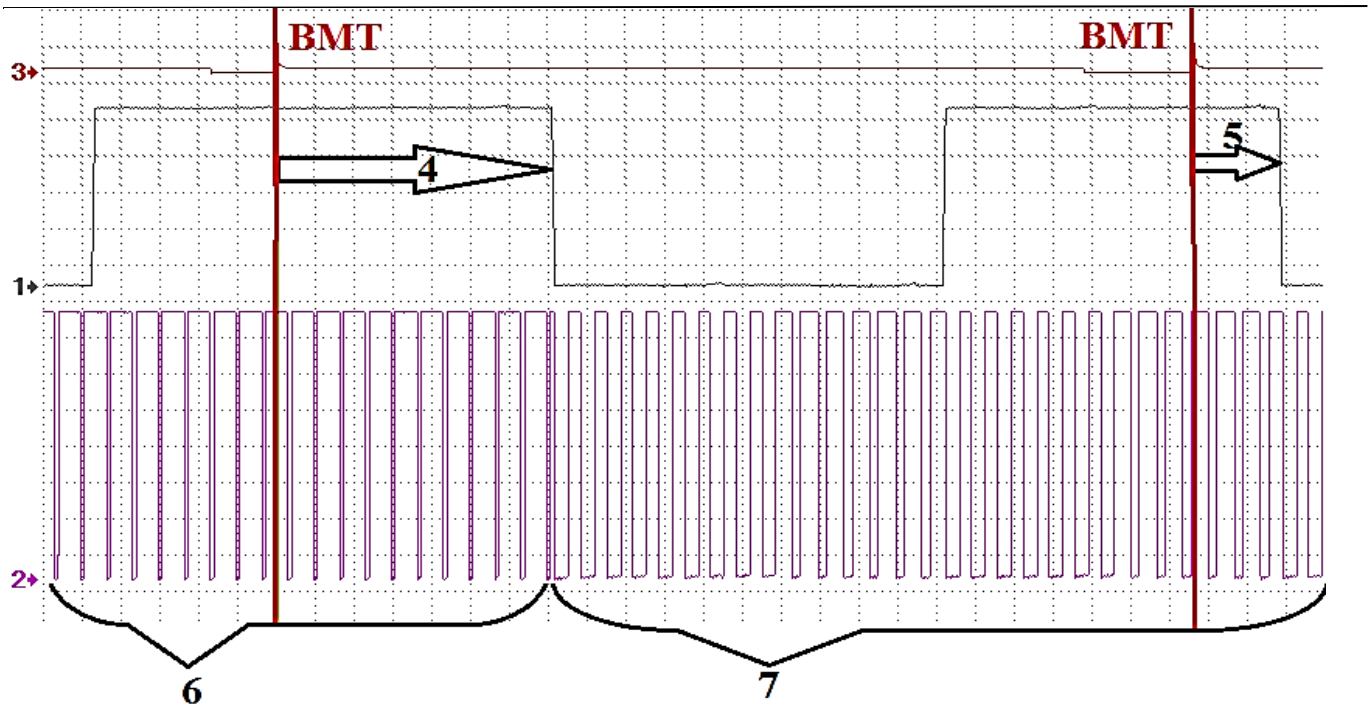
В процессе проведения измерений были получены следующие осциллограммы: осциллограммы для фаз ГРМ на холостом ходу, и при медленном и резком ускорении.



Фиг. 3. Фазы ГРМ на холостом ходу

1 - сигнал датчика распределительного вала; 2 - ШИМ сигнал клапана; 3 - Расчетные BMT; 4 - смещение фазы ГРМ.

На фиг. 4 Показано изменение ШИМ сигнала на управляющем клапане в момент резкого нажатия на педаль газа.



Фиг. 4. Изменение фазы ГРМ при нажатии на педаль акселератора

1 - сигнал датчика распределительного вала; 2 - ШИМ сигнал клапана; 3 - Расчетные ВМТ; 4 - смещение фазы ГРМ на XX. 5 - смещение фазы ГРМ на разгоне. 6 - Базовый сигнал ШИМ для поддержания фазы; 7 - Изменение ШИМ сигнала.

Положение верхней мёртвой точки было предварительно определено расчетным путем на незаведённом двигателе. С использованием сигнала датчика положения коленчатого вала и поднятия поршня в максимальное верхнее положение.

3. Заключение:

Как показали проведенные эксперименты на бензиновых двигателях. Если производить измерение не только основного диагностического параметра но и величины корректировки, то можно получить более достоверную постановку диагноза; и выявить часть неисправностей, не определяемых традиционными самим блоком управления двигателя, то есть бортовой самодиагностикой. Также по величине вводимой корректировки можно спрогнозировать техническое состояние агрегата и составить прогноз дальнейших изменений. Однако стоит заметить, что на ряде автомобилей с двумя распределительными валами соответственно используется два клапана для изменения фазы газораспределения каждого вала соответственно и два датчика положения распределительного вала.

При изменении режима работы двигателя происходит поворот как впускного так и выпускного валов на разную величину по углу поворота. Соответственно они получают и разные управляющие сигналы, более того, техническое состояние их клапанов и системы изменения фаз может быть разным. Отсюда вытекает вывод, Что необходимо измерять все четыре сигнала для таких двигателей и наблюдать за ними параллельно.

1. Pinskiy F.I. Davtjan. R.I. Chernjak B.Ja. Mikroprocessornye sistemy upravlenija avtomobil'-nymi dvigateljami vnutrennego sgoraniya. [Uchebnoe posobie] – Moscow.: Legion – Avtodata, 2002. – 136 s.
2. Sistemy upravlenija benzinovymi dvigateljami. Uzly i agregaty./ [Perevod s nem. Ju.G.Grudskij, A.G.Ivanov]. – Moscow.: ООО «KZhI Za ruljom», 2005. – 432 s. .
3. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami Bosch.Uzly i agregaty/ [Perevod s nemeckogo Ju.G.Grudskij, A.G.Ivanov]. – Moscow.: ЗАО «KZhI Za ruljom», 2004. – 478 s.

4. Gubertus Gjunter. Diagnostika dizel'nyh dvigatelej. Serija «avtomehanik»./ Gubertus Gjunter. [per.s nem.] – M.: ZAO «KZhl Za ruljom», 2004. – 176 s
5. Grehov L.V. Ivashhenko N.A., Markov V.A. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: Uchebnik dlja vuzov / Grehov L.V., – Moscow.: Legion – Avtodata, 2005. – 344 s

Контакты: PhD Zenkin Evgen, KHNADU, st. Yaroslava Mudrogo 25, Kharkov, Ukraine, +380977061930, e-mail: crservice2008@gmail.com

ОЦЕНКА МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

ESTIMATION OF THE MOMENT OF INERTIA OF MOBILE PARTS OF A CAR ENGINE

Yuri Zybtsev¹, Alexander Nazarov¹

Abstract. The article proposes a method for assessing the moment of inertia of an automobile engine, including hanging the driving wheels on jacks, accelerating the suspended wheels with a record of the process, dismantling the wheels and accelerating without them. Based on the data of the two acceleration series, the moment of inertia of the 1.8 liter Honda Civic engine was calculated as $0.178 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Keywords: moment of inertia, engine, car, acceleration, video recording, Honda Civic 1.8

1. Введение:

Момент инерции (МИ) или эквивалентная масса (ЭМ) вращающихся частей двигателя – необходимая составляющая всех расчетов динамики автомобиля.

Однако значения этих показателей не приводятся в технических характеристиках автомобиля и двигателя. Их приходится находить в разрозненных публикациях.

В книге [1] и монографии [2] приведены значения МИ двигателей базовых постсоветских автомобилей.

Эти данные с другими дополнениями повторяются во многих методических источниках, хотя некоторые из них сообщают малоизвестные сведения.

Так, в работе [3] приведены данные по МИ двигателей с гидротрансформаторами.

Конкретные значения можно найти в исследовательских работах. Например, в статье [4] приведено значение МИ двигателя Cummins ISF 2.8 л (на автомобиле Gazel Next) $0,3144 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Так же обстоит дело с зарубежными источниками. В исследовании [5] приведены результаты измерения на роликовом стенде оригинальным методом МИ двигателей ряда легковых автомобилей, преимущественно чешского производства, а в статье [6] описана методика и результаты расчетов МИ двигателей ряда европейских легковых автомобилей.

Удивляют некоторые западные данные. Так в книге [7] для двигателя объемом 5 л указан МИ $0,8 \text{ in-lb-sec}^2$, т.е. $0,234 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Наши источники указывают для такого двигателя МИ $0,4-0,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Можно бы предположить, что двигатель турбирован, но в статье [8] для атмосферного V8 двигателя 5 л кроссовера Range Rover Sport L320 указан МИ $0,224 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (с гидротрансформатором).

МИ двигателя Civic в сети не найден, следует обратить внимание на его измерение в эксплуатации и исследованиях.

Все описанные методы, например [4] и [8], – это разные варианты метода выбега, многие из них реализуются на быстроходном инерционном стенде, имеющем собственный привод. Если на стенде нет привода, разгон выполняют двигателем автомобиля. Но в этом случае метод непригоден для автомобилей с АКПП, на которых запрещается размыкать трансмиссию на ходу переводом селектора в нейтральное положение.

2. Изложение:

Поскольку в математической модели разгона присутствуют два неизвестных – момент инерции вращающихся частей двигателя, приведенный к коленчатому валу, и неизвестный крутящий момент двигателя, необходимы два режима.

Предлагается выполнять два разгона с разными массами, но в одном и том же интервале скоростей и на той же передаче.

Принято допущение, что при этом запас тяги будет одинаков в обоих режимах даже на автомобиле с АКПП, т.е. $P_{p1} = P_{p2}$.

Запас тяги $P_p(v)$ будем понимать как разность между суммарной полной окружной силой на всех ведущих колесах P_k и суммой статических сопротивлений, т.е. сопротивления воздуха P_w и суммарного дорожного сопротивления P_ψ . Именно эта разность используется для разгона автомобиля.

Эксперимент может быть реализован разными способами.

Самый доступный из них – лабораторный, с вывешенными на домкратах ведущими колесами, а затем так же на домкратах, но со снятыми колесами. Выполняется в закрытом помещении, что исключает зависимость от погоды и времени суток.

Такой эксперимент описывает система из двух уравнений с двумя неизвестными

$$\begin{cases} P_{p1} = (m_d + m_t + 2m_k) \cdot a_{ck} \\ P_{p2} = (m_d + m_t) \cdot a_{bk} \end{cases}, \quad (1)$$

где m_d , m_t , m_k – приведенные к контакту ведущего колеса с дорогой массы подвижных частей двигателя, трансмиссии и колеса соответственно;

a_{ck} , a_{bk} – ускорения с колесами и без колес соответственно.

В нашем случае корректнее было бы описывать процесс в терминах вращательного движения, но термины поступательного движения привычнее и понятнее, а главное – никак не меняют результата расчетов.

В условиях предлагаемого эксперимента разгону системы «двигатель – трансмиссия – колеса» препятствуют внутренние сопротивления в двигателе и трансмиссии плюс сопротивление воздуха вращению колес и открытых частей трансмиссии.

При работе в установившемся тепловом режиме различие внешних сопротивлений в двух режимах будет пренебрежимо мало и принятое допущение о равенстве запасов тяги можно считать корректным.

Вычтем первое уравнение из второго и преобразуем. Получаем решение

$$\begin{aligned} 0 &= m_d \cdot (a_{bk} - a_{ck}) + m_t \cdot (a_{bk} - a_{ck}) - 2m_k \cdot a_{ck} \\ m_d &= \frac{2m_k \cdot a_{ck}}{a_{bk} - a_{ck}} - m_t = \frac{2m_k}{a_{bk}/a_{ck} - 1} - m_t. \end{aligned} \quad (2)$$

Отсюда можно найти приведенный к колесу момент инерции двигателя

$$I_{д.пр} = m_d \cdot r_k^2, \quad (3)$$

где r_k – радиус качения колеса, м.

Как показано в [9], радиус качения ведущих колес переднеприводного автомобиля несколько повышается с ростом создаваемой ими тяговой силы, но изменение укладывается в доли миллиметра, так что можно считать $r_k = \text{Const}$.

Собственный момент инерции двигателя, приведенный к оси коленчатого вала,

$$I_d = I_{д.пр} / (u_0 \cdot u_i \cdot u_{gt})^2, \quad (4)$$

где u_0 , u_i , u_{gt} – передаточные числа соответственно главной пары, включенной передачи и гидротрансформатора.

Эксперимент проведен на седане Honda Civic d4 (2006) с автоматической гидромеханической трансмиссией (АКПП).

Водитель, включив двигатель, разгонял трансмиссию с вывешенными колесами резким нажатием на педаль акселератора.

Параметры процесса разгона регистрировались видеозаписью показаний спидометра и тахометра. Спидометр был откалиброван по сигналам GPS [11], получено калибровочное уравнение $V_{GPS} = 0,9528 V_{спид.} - 0,83$. Видеозаписи обрабатывались в программе Virtual Dub [12] в покадровом режиме.

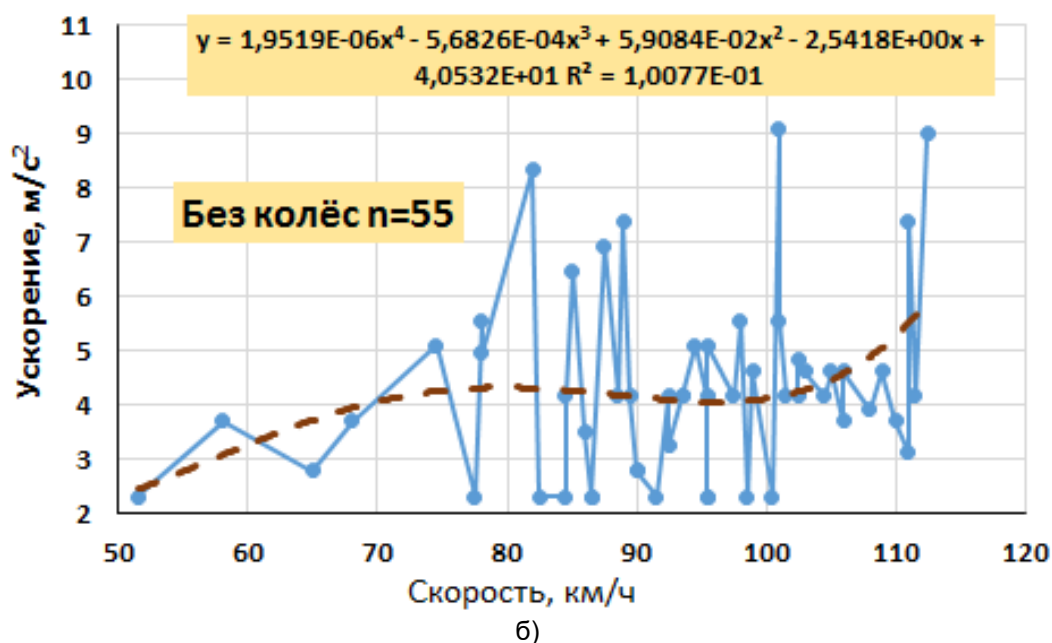
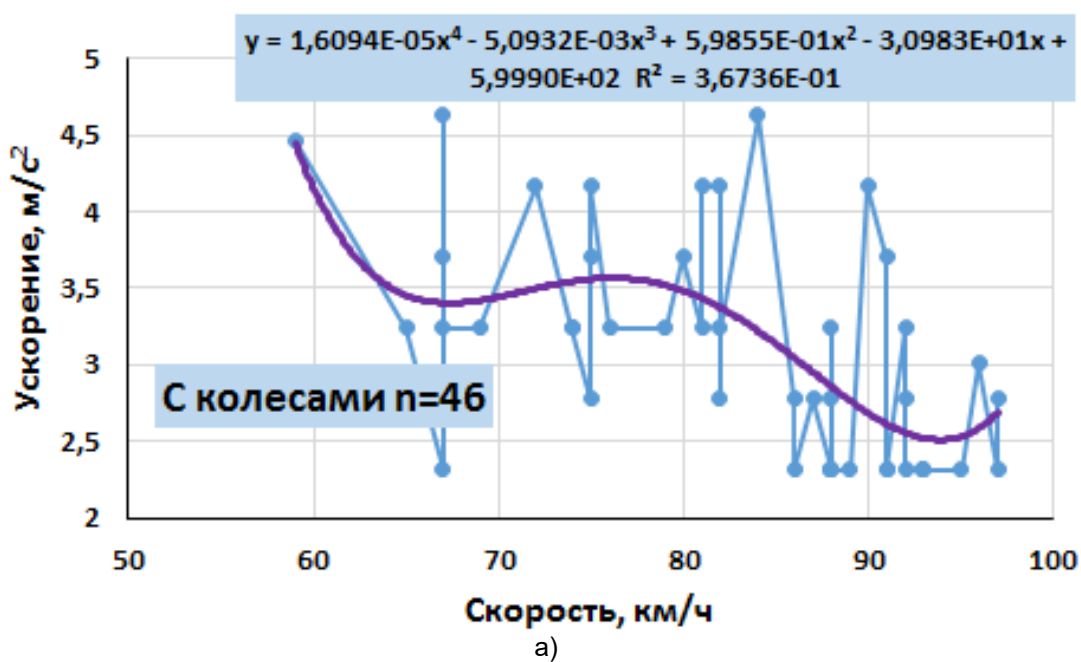
Выполнены 24 пробы.

Затем были сняты колеса и выполнены 20 проб без них. Разброс ускорений довольно велик.

Видеозаписи отдельных проб отличаются одна от другой и содержат от одного до четырех участков разгона на разных передачах.

Общее количество взятых в расчет участков разгона с колесами – 46, без колес – 55. По каждому участку найдены средняя скорость в км/ч и среднее ускорение в м/с² при допущении, что в пределах участка движение равноускоренное.

Ниже представлены графические зависимости ускорения разгона от средней на участке скорости по всем разгонам «с колесами» (фиг. 1, а) и «без колес» (фиг. 1, б).



Фиг. 1. Зависимость ускорения разгона с колесами (а) и без колес (б) от скорости

Для расчетов по формуле (2) нужны значения ускорений, снятые в обоих режимах на одинаковом диапазоне скоростей.

На фиг. 1, а «с колесами» видны два участка со стабильной (после удаления явных выбросов) скоростью – 65-82 и 86-97 км/ч.

На фиг. 1, б «без колес» первый участок отпадает (мало точек, видная на глаз нестабильность), зато второй хорошо подходит.

Среднее ускорение при разгоне с колесами $a_{ск}=2,6469$ м/с², без колес – $a_{бк}=3,8792$ м/с².

Ранее были измерены приведенные массы колес m_k методом бифилярного подвеса и трансмиссии m_t методом выбега [10].

Средние значения составили $m_k=10,49$ кг и $m_t=5,4$ кг.

Эквивалентная (приведенная) масса двигателя вычислена по формуле (2)

$$m_d = \frac{2 \cdot 10,49}{3,8792 / 2,6469 - 1} - 5,4 = 39,664 \text{ кг}.$$

Радиус качения колеса с шиной 205/55 R16 равен 0,307 м [13].

Приведенный к оси ведущего колеса МИ двигателя, а затем к оси коленчатого вала

$$I_{д.пр} = m_d \cdot r_k^2; \quad I_{д.пр} = 39,664 \cdot 0,307^2 = 3,7383 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_d = I_{д.пр} / (u_0 \cdot u_i \cdot u_{gt})^2;$$

$$I_d = 3,7383 / (4,437 \cdot 1,022 \cdot 1,01)^2 = 0,1782 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Выше принято допущение, что средний запас тяги в обеих отобранных сериях проб был одинаков. Проверка это подтвердила.

Запас тяги по разгону с колесами и без них

$$P_{p1}=2,6469 \cdot (2 \cdot 10,49 + 5,4 + 39,664) = 174,81 \text{ Н}.$$

$$P_{p2}=3,8792 \cdot (5,4 + 39,664) = 174,81 \text{ Н}.$$

Силы одинаковы, следовательно, объединение двух уравнений в общую систему математически корректно, расчетным формулам и результатам эксперимента можно доверять.

Упомянутый выше способ для двигателя AGU 1,8 автомобиля Škoda Octavia дал значение того же порядка 0,218 кг·м².

В работе [5] для двух разных дизелей 1,7 л получены значения МИ 0,142 и 0,181 кг·м². Полученный результат укладывается в этот ряд.

Отметим недостатки методики.

Описанный эксперимент был поставлен для определения момента инерции трансмиссии методом выбега, поэтому исполнители не уделяли особого внимания разгону – это был просто этап подготовки выбега.

Этим объясняется несовершенная методика разгона, большой разброс его характеристик, не всегда полная запись процесса разгона.

Указанные недостатки можно устранить, установив ограничитель степени открытия дроссельной заслонки либо другого органа регулирования подачи топлива (проще всего – упор под педалью газа). Такая мера не только стабилизирует подачу топлива, но и ограничит ее. В результате разгон замедлится, длительность каждого участка увеличится, точность измерения интервалов времени возрастет.

Желательно использовать более точные методы измерения окружной скорости колес и частоты вращения коленчатого вала.

Необходимо более тщательно проанализировать устойчивость результата к изменениям числа проб и (или) участков, обосновать рекомендуемые значения.

Описанный выше эксперимент недостаточно устойчив. Так, удаление двух вероятных выбросов из выборки объемом 19 единиц изменило результат с 0,178 до 0,193, т.е. на 8%. Но этот недостаток легко преодолевается увеличением числа проб.

Несмотря на указанные слабые места метода, остаются его достоинства: простота организации и выполнения замеров, небольшие затраты времени и труда, возможность совмещения с другими задачами, нетребовательность к инструментарию (в простейшем варианте достаточно иметь домкрат и мобильный телефон с видеокамерой).

Метод работает там, где отказывают все другие.

3. Заключение:

Предложенный метод дает результаты, не выходящие за рамки значений 8%, получаемых другими методами, и может быть рекомендован для оценки момента инерции автомобильного двигателя, в первом приближении, при отсутствии надежных данных.

Литература:

1. Bortnitsky P.I. Traction-speed qualities of cars. / Bortnitsky P.I., Zadorozhny V.I. / Reference book. Kiev, Vishche school, 1978, 176 p..
2. Tsitovich I.S. The car dynamics / Tsitovich I.S., Algin V.B.//Minsk: Science and Technology, 1981.- 191 p.
3. Suvorov I.A. On the study of loading modes of the light commercial vehicle transmission under certain operating conditions / Suvorov I.A, Kuzmin N.A. // Modern problems of science and education. - 2013. - No. 6. / Access: <http://www.science-education.ru/en/article/>
4. Pexa M. Pomiar momentu bezwładności silnika pojazdu. Moment of inertia measurement of vehicle engine / Martin PEXA Josef POŠTA Zdeněk ALEŠ Bohuslav PETERKA / Exploatacja i Niezawodnosc, №3 / 2010, p. 44-47 // <http://www.ein.org.pl/podstronywydania47pdf07.pdf>
5. Ubysh A. Problems of rotational mass in passenger vehicles / Aleksander UBYSZ // Transport Problems. 2010 Volume 5 Issue 1. – P. 33-40 // Access: http://transportproblems.polsl.pl/pl/archiwum/2010/zeszyt1/2010t5z1_04.pdf
6. Gillespie T. Fundamentals of vehicle Dynamics / Society of. Automotive Engineers (SAE). Warrendale, PA/ – 1992/ – 495 p.
7. Shakouri P. Fuel Efficiency by Coasting in the Vehicle / Payman Shakouri, Andrzej Ordys, Paul Darnell, Peter Kavanagh / International Journal of Vehicular Technology Volume 2013 (2013), Article ID 391650, 14 pages Access: <http://dx.doi.org/10.1155/2013/391650>
8. Zuiiev V.A. The non-braking method for determining the engine moment of inertia on a roller bench / Materials of the 8th Intern. science-practice conf. Modern energy installations on transport, technologies and equipment for their maintenance ". September 28-29, 2017 - Kherson: Kherson State Maritime Academy. - with. 417-423
9. Estimation of the rolling radius of the driving wheels according to the parameters of acceleration and coasting of the car / Volkov V.P., Rabinovich E.Kh., Barannik I.M., Mitsov V.V. // Ukrainian metrological journal. - 2013. - №4. - P. 38-42
10. Measurement of the inertia moment of automotive automatic transmission by the coasting method / Rabinovich E.Kh., Volkov V.P., Zybtev Yu.V.. [et al.] // Ukrainian metrological journal. - 2013.-№2. - P. 28-33
11. Zybtev Yu.V. Measuring the speed of the car when on-road self-diagnosis / Yu.V. Zybtev // Ukrainian metrological journal. - 2014. - №1.- C. 35-41
12. Welcome to virtualdub.org! - virtualdub.org // – Access: www.virtualdub.org
13. Tire_data_calculator // – Access: http://bndtechsource.ucoz.com/index/tire_data_calculator/0-20

За контакти:

¹Yuri Zybtev, Senior Lecturer, Kharkiv National Automobile and Highway University, 61102 Kharkov, Ukraine, dandz0814@gmail.com

¹Alexander Nazarov, Ph.D., associate professor, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, hefer64@ukr.net

ПРОБЛЕМЫ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ПУНКТАХ ПОГРУЗКИ-РАЗГРУЗКИ

PROBLEMS OF TRANSPORT SERVICE OF TRUCKS AT LOADING AND UNLOADING POINTS

Kateryna Kovtsur¹, Yevhen Liubyi², Natalia Ptytsia³, Vitalii Fedorov⁴

Abstract. The article presents an analysis of existing approaches to determine the idle time by trucks at the loading and unloading points. The main problems in cargo flows service at transport points are considered. It is proposed to take into account the priority in servicing trucks at the loading and unloading points. The characteristics of each type of flow are described, which are probabilistic quantities, such as service time, arrival of the traffic flow intensity, cost of idle time and congestion of the loading and unloading point.

Keywords: idle time, priority, loading / unloading point, trucks, service time, transport service, flow.

1. Введение:

На сегодняшний день украинский рынок транспортных услуг диктует такие условия, в которых автотранспортные перевозчики находятся в положении «заложника» ситуации. Выполняя заказ на перевозку грузов в междугороднем сообщении перевозчики не имеют никаких гарантий, что транспортное средство (ТС) будет обслужено в пунктах погрузки и разгрузки согласно срокам, указанных в заявке и договоре на перевозку, что место выгрузки не изменится и, в конце концов, что заявка не будет вообще отменена. В данных условиях автотранспортным перевозчикам почти невозможно спланировать работу ТС [1]. Для повышения эффективности работы транспорта, перевозчики, сразу после подписания заявки на перевозку, ищут обратную загрузку и подписывают заявки на перевозку. Однако из-за несвоевременной выгрузки по причине непроизводительных простоев в пунктах выгрузки, переадресаций или возврата товара, перевозчики вынуждены отказываться от других запланированных заявок на перевозку. По причине некачественной организации процесса погрузки и разгрузки ТС могут простаивать в пунктах погрузки и разгрузки от нескольких часов до нескольких суток из-за отсутствия груза, несоответствующего заявленному качеству груза, отсутствия грузчиков, большой очереди в пункте обслуживания и т.п. Средняя стоимость простоя автомобиля по Украине значительно меньше суточной зарплаты водителя.

Таким образом, неотъемлемой частью процесса доставки, от которой прямопропорционально зависит производительность и общие затраты на перевозку грузов, являются непроизводительные простои ТС, возникающие преимущественно в пунктах погрузки и разгрузки. Поэтому актуальным вопросом является выявление факторов, которые оказывают влияние на время пребывания ТС в пункте погрузки и разгрузки, и которые в полной мере характеризуют поток ТС, поступающих на обслуживание в пункты погрузки и разгрузки.

2. Теоретические исследования транспортного обслуживания грузовых автомобилей в пунктах погрузки-разгрузки:

Результаты анализа технологического процесса системы доставки грузов в междугороднем сообщении показал, что несмотря на особые условия доставки различных грузов, время на простой ТС в пунктах погрузки и разгрузки остается неурегулированным. Анализ литературных источников по вопросам повышения эффективности функционирования системы доставки [2-4] показал, что существующие подходы по совершенствованию перевозки недостаточно учитывают теоретическое и практическое обоснование времени нахождения ТС в пунктах погрузки-разгрузки. Исходя из того, что существующие подходы не в полной мере учитывают характер обслуживания ТС в грузовых пунктах, возникает необходимость формализации времени их пребывания в пунктах погрузки-разгрузки с учетом показателей, оказывающих влияние на скорость

обслуживания. Это позволит разработать научнообоснованные меры по повышению эффективности перевозок в системе поставок грузов в междугороднес сообщении.

Время нахождения ТС в пункте погрузки-разгрузки можно представить как сумму определенных отрезков времени. Время нахождения автомобиля в пункте погрузки-разгрузки определяется целевой функцией, которую можно представить как

$$t_{п(р)} = t_m + t_o + t_{обсл} + t_{п} + t_d \rightarrow \min, \quad (1)$$

где t_m – время маневрирования, ч.;

t_o – время ожидания обслуживания, ч.;

$t_{обсл}$ – время обслуживания, ч.;

$t_{п}$ – время на прием груза (при погрузке $t_{п}=0$), ч.;

t_d – время на оформление документов, ч.

Время простоя автомобиля в пункте погрузки-разгрузки включает ряд составляющих. Весомыми факторами, влияющими на время нахождения автомобиля в пункте погрузки-разгрузки являются (рис. 1):

- фактическая грузоподъемность автомобиля;
- интенсивность прибытия ТС;
- количество постов погрузки-разгрузки;
- способ проведения работ по разгрузке: немеханизированный, с использованием средств малой механизации и механизированный.

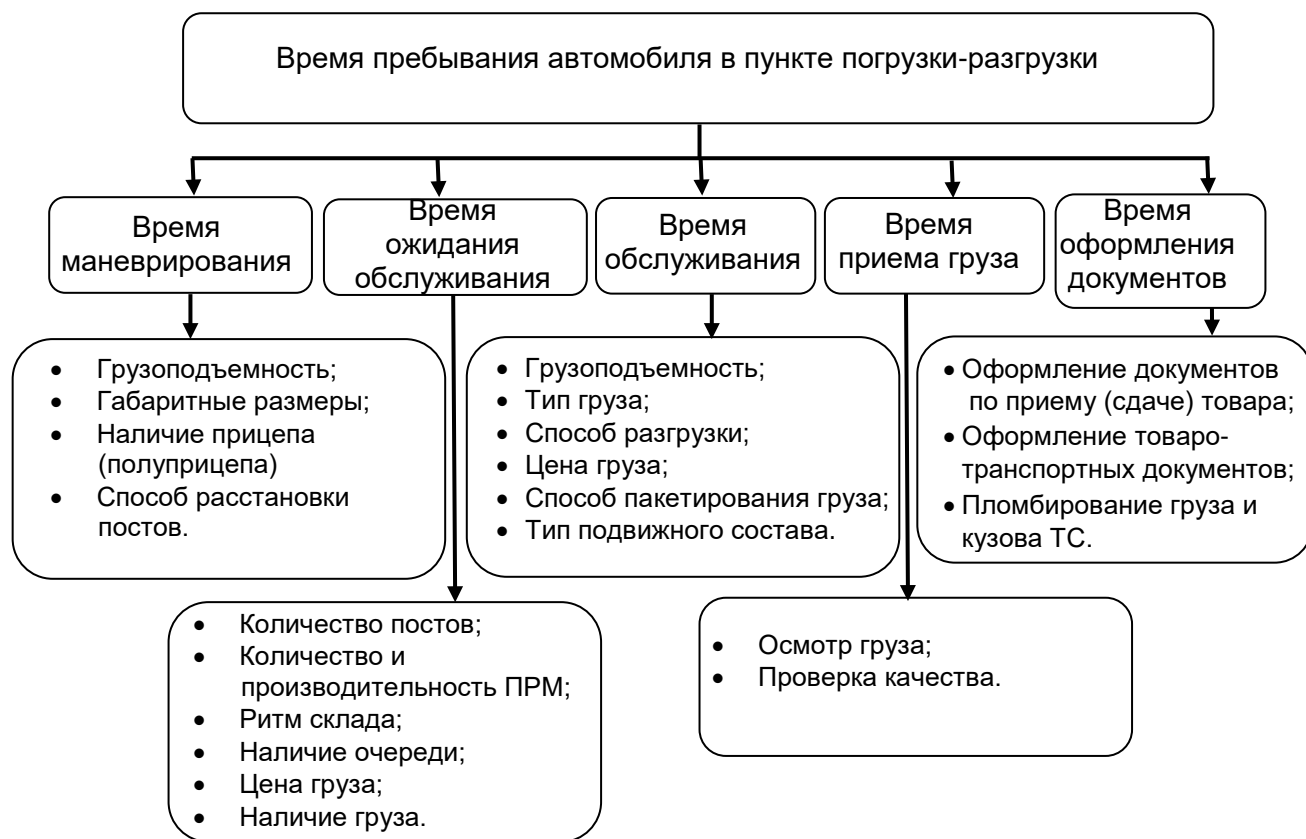


Рис. 1. Составляющие времени пребывания автомобиля в пунктах погрузки-разгрузки

Время обслуживания зависит от фактической грузоподъемности ТС и способа выполнения работ по погрузке и разгрузке. Время ожидания обслуживания прямопропорционально зависит от количества постов погрузки-разгрузки, и методика его определения должна основываться на теории стационарного пуассоновский потока и учитывать приоритетность обслуживания.

Все существующие пункты переработки грузов чаще всего включают по несколько постов погрузки и разгрузки. Груз, поступающий на обработку в них, разнообразен и имеет разную стоимостную характеристику. Чаще всего автомобили, прибывающие в эти пункты под погрузку или разгрузку, обрабатываются в разное время суток. Практика обслуживания ТС в пунктах переработки показывает, что существует определенный приоритет в обслуживании различных грузопотоков. Под приоритетом следует понимать преимущественное право выбора из очереди для обслуживания заявок одного класса по отношению к заявкам других классов (рис. 2).

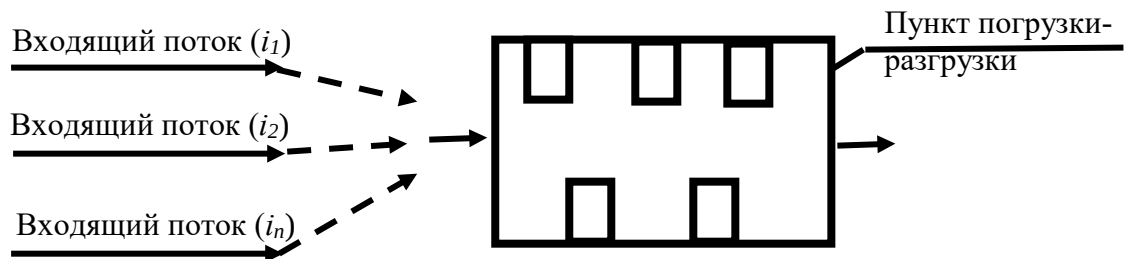


Рис. 2. Блок-схема многоканальной системы массового обслуживания с несколькими входными потоками

Анализ исследования заявок на обслуживание в распределительных центрах и перерабатывающих пунктах показал, что в современных условиях можно выделить три типа приоритета заявок, поступающих в пункты обработки:

- автомобили с импортированным грузом (Приоритет 1);
- автомобили с запаллетированным грузом, стоимость которого значительна (Приоритет 2);
- автомобили с другим грузом (Приоритет 3).

Импортированный груз имеет самый высокий приоритет, так как жизненный цикл этого типа товара уменьшается через долгий процесс доставки в цепи от производителя/дистрибьютора к распределительному центру. Транспортировка импортного груза является продолжительным процессом, так как он сопровождается рядом технологических операций, таких как затаможивание, растаможивание, пересечение границы и т.п., поэтому время погрузки и разгрузки в пунктах обработки по объективным причинам следует минимизировать. Штрафные санкции за простой ТС с этим типом груза, согласно заявкам и договорам на перевозку, значительно превышают ставки за простой автомобилей с грузом, который не пересекал границ государства. Интенсивность прибытия автомобилей с таким типом груза невысокая по отношению к другим видам приоритета. Именно поэтому ТС с импортированным грузом обслуживают в первую очередь с максимальным приоритетом.

Грузовой поток со вторым приоритетом также может нанести значительные и нежелательные для предприятия убытки. К этому потоку относятся ТС с грузом, который имеет высокий спрос, является запаллетированным и консолидированным. Приоритет данного типа груза ниже за импортированный, так как затраты, которые могут возникнуть в процессе ожидания обслуживания автомобиля и/или порчи груза, будут меньше. Интенсивность прибытия на обслуживание автомобилей с таким типом груза является наибольшей среди других приоритетов. Однако их ценность уступает импортируемому типу груза.

К прочим грузам (Приоритет 3) относятся товары, загруженные навалом, или оборотные грузы (тара, поддоны и т.д.) и, стоимость которых незначительна. По результатам натурных обследований, грузы, загруженные навалом, и обратная тара дольше разгружаются. Потери, которые могут возникнуть в связи с простоем автомобилей и / или порчей данного вида груза, по сравнению с грузами первого и

второго приоритета, незначительны. Поэтому для пунктов переработки целесообразно обслуживать такие ТС последними.

В общем случае автомобили, прибывающие в пункт переработки, становятся в общую очередь и ожидают вызова к конкретному посту погрузки-разгрузки.

Для того, чтобы автомобиль, который является первым среди тех, что отнесены к наивысшему приоритету, начал обслуживаться, нужно ему дождаться завершения обслуживания автомобиля, который уже загружается или разгружается, так как замена недообслуженного автомобиля на тот, что в первую очередь претендует на обслуживание, сопровождается значительными затратами времени на выполнение непроизводительных операций, что приведет к дополнительным затратам. Это указывает на существование именно относительного приоритета в обслуживании ТС. Относительный приоритет предполагает, что если в процессе текущего обслуживания заявки в систему поступают заявки с более высокими приоритетами, то обслуживание текущей заявки не прерывается.

Если же к обслуживанию поступает заявка с более низким приоритетом, то он становится последним в очередь. Перед тем, как стать ему под погрузку-разгрузку, должно быть: закончена погрузка-разгрузка того автомобиля, который уже находится на посту и который уже начали обслуживать; должны быть обслужены все ТС, которые находились в очереди, до приезда последнего; а также обслужены все те ТС, которые приехали в пункт обслуживания после исследуемого ТС за время его ожидания, но которые имели выше приоритет, и поэтому были обслужены раньше. Таким образом, за время ожидания обслуживания исследуемого ТС существует вероятность прибытия автомобилей с более высоким приоритетом, которые станут под погрузку-разгрузку раньше исследуемого ТС (рисунок 3).

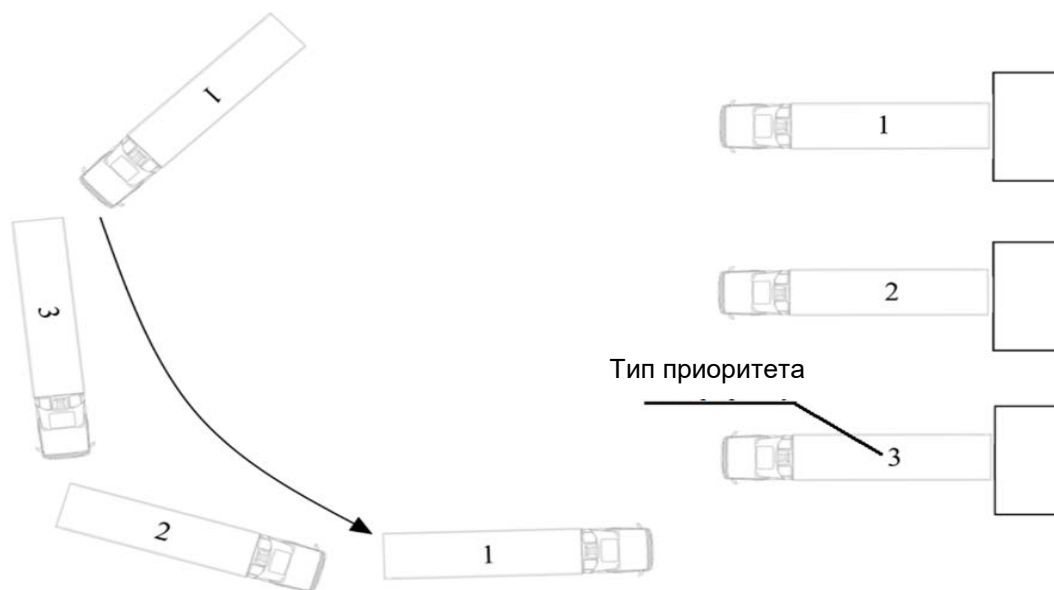


Рис. 3. Относительный приоритет в обслуживании ТС в пунктах переработки

Анализируемый входящий поток является неоднородным, а значит и система массового обслуживания является многоканальной с несколькими входящими потоками.

3. Заключение:

Анализ функционирования пунктов погрузки-разгрузки показал, что существует относительный приоритет в обслуживании ТС. На основе чего выделены три основных потока ТС, характеризующихся различным приоритетом обслуживания и для которых целесообразно разработать математические модели времени их пребывания в пунктах разгрузки с использованием методов математического моделирования и теории

массового обслуживания с учетом как экономических, так и технологических показателей, а также требований, предъявляемых грузополучателями.

Литература:

1. Kovtsur E., Ptytsia N., Fedorov V. Do pytannia vyznachennia chasu znakhodzhennia avtomobiliv u punktakh navantazhennia ta rozvantazhennia. *Systemy upravlinnia navihatsii ta zviazku Zbirnyk naukovykh prats*, 2020, Vol. 1(59), pp 59-62. URI: <http://journals.nupp.edu.ua/sunz/issue/view/63>
2. Rusinov I. A. Optimizaciya raboty kontejnernih terminalov *Vestnik YUzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta Komp'yuternye tekhnologii, upravlenie, radioelektronika*, 2010, Vol.12, pp 31-36.
3. Rahbari A, Mahdi Nasiri M. Robust vehicle routing and cross-dock scheduling with uncertain loading and unloading time *1st International Conference on Systems Optimization & Business Management*. (Babol, Iran), 2017.
4. Kurejchik V. M., Rokotyanskij A. A. Geneticheskij algoritm resheniya logisticheskoy zadachi. Moscow.: Fizmatlit, 2006. – p 320.

Контакты: ¹ Ph. D. of Engineering Kateryna Kovtsur, Kharkov National Automobile And Highway University, Department “Transport Systems and Logistics”, Yaroslava Mudrogo st., 25, Kharkiv, Ukraine, +3(8050)7721919, e-mail: kovtsyr@ukr.net

² Ph. D. of Engineering, associate professor Yevhen Liubiyi, Kharkov National Automobile And Highway University, Department “Transport Systems and Logistics”, Yaroslava Mudrogo st., 25, Kharkiv, Ukraine, +3(8050)1661808, e-mail: lion_khadi@ukr.net

³ Ph. D. of Engineering Natalia Ptytsia, Kharkov National Automobile And Highway University, Department “Transport Systems and Logistics”, Yaroslava Mudrogo st., 25, Kharkiv, Ukraine, +3(8050)3003468, e-mail: nataliya.ptitsa@gmail.com

⁴ Vitalii Fedorov, AB InBev Efes Group, Transport Department, Rohanska str., 161, Kharkiv, Ukraine, +3(8066)0882285, e-mail: vitaliif@gmail.com

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА РАСХОД ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

INFLUENCE OF OPERATING CONDITIONS ON FUEL CONSUMPTION OF TRANSPORT VEHICLES

Krivoshapov Sergey¹

Abstract. The operating conditions affect the change in the resource and fuel consumption of the vehicle. A mathematical model was compiled to calculate the resource of the machine. The graphical dependence of the resource change on the speed for the KrAZ-6322 car has been obtained. The maximum value of the vehicle resource was taken as the resource corresponding to the first road category. For the rest of the road categories, the resource is defined as a fraction of the resource for the first category. Average speed values were calculated for each category. A mathematical model for calculating fuel consumption has been compiled. Fuel consumption for each road category is obtained in terms of vehicle speed. A graph of the change in fuel consumption versus speed for the KrAZ-6322 car has been built. The relationship between resource and fuel consumption is obtained. The coefficient of correction of fuel consumption for each category of roads is calculated, the value of which is proposed to normalize the fuel economy of the vehicle from the operating conditions.

Keywords: vehicle, durability, resource, operating conditions, modelling.

1. Введение:

Качество продукции – совокупность свойств, обусловленных ее пригодности удовлетворять определенным требованиям в соответствии с предназначением ее использования [1]. Основное назначение автомобиля – это перемещать грузы и людей в пространстве. Функционирование автомобиля происходит в некоторой среде, которое принято называть условиями эксплуатации.

В работе [2] все внешние факторы, воздействующие на транспортное средство во время движения, принято разделять на четыре группы: дорожные, транспортные, атмосферно-климатические и культуру эксплуатации. Вместе с водителем и автомобилем условия эксплуатации составляют единую систему, которая представлена на рис. 1.



Фиг. 1. Взаимодействие системы машина-человек с элементами условий эксплуатации [2]

Условия эксплуатации воздействует на транспортное средство, что приводит к изменению показателей качества, выражающихся в количественной оценке свойств машины. К эксплуатационным показателям качества относятся: мощность, производительность, КПД, топливная экономичность и др.

Эксплуатация автомобилей происходит в течение продолжительного времени. Интенсивность потребления топлива в начальный и конечный период эксплуатации будет различным. В процессе эксплуатации можно управлять интенсивностью изменения расхода топлива, зная закономерность изменения этого показателя в зависимости от использования ресурса машины.

2. Изложение:

Условия эксплуатации автомобиля влияют на изменение режима нагружения двигателя, трансмиссии и колес, что в свою очередь воздействует на баланс энергии,

которая передается через агрегаты, а также необходимой для сжигания топливно-воздушной смеси и расходуемой на изнашивание трущихся поверхностей.

В работе [3] ресурс автомобиля корректируется пятью коэффициентами, учитывающие следующие факторы: условия эксплуатации; модификацию подвижного состава и организации его работы; природно-климатические условия; пробег с начала эксплуатации; размер предприятия и количество технологически совместных групп.

Все условия эксплуатации распределены на 5 категорий [4] в зависимости от условий движения, дорожного покрытия и рельефа местности.

В работе [5] ресурс автомобиля определяется по состоянию двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Около 70 % износа в ДВС приходится на цилиндропоршневую группу (ЦПГ). Пробег полного цикла эксплуатации автомобиля можно рассчитать по формуле:

$$L_a = \frac{0.638 \cdot S_n \cdot D_n \cdot X_u \cdot \delta_{\max} \cdot V_a}{\gamma}, \quad (1)$$

где S_n и D_n - соответственно, ход поршня и диаметр цилиндра, мм;

X_u - количество цилиндров;

$\delta_{\max}$ - максимальный износ цилиндров двигателя, мм;

V_a - скорость автомобиля, км/ч.

γ - скорость (интенсивность) изнашивания, мг/мин.

Скорость изнашивания ЦПГ ДВС [5] зависит от частоты вращения коленчатого вала n и среднего эффективного давления P_e :

$$\gamma_u = A_n \cdot n + B_n \cdot n^2 + C_n \cdot n^3 + A_p \cdot P_e. \quad (2)$$

где A_n , B_n , C_n и A_p - коэффициенты, зависящие от конструкции ДВС и автомобиля.

В работе [5] приведены следующие формулы для определения эксплуатационной частоты вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления двигателя:

$$n = \frac{i_o \cdot i_k \cdot V_a}{0.377 \cdot r_k}; \quad P_e = 12.5 \cdot \frac{r_k}{V_h \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_{mp}} \cdot (G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2). \quad (3)$$

где i_o – передаточное число главной передачи;

i_k – передаточное число коробки передачи;

r_k – динамический радиус колеса, м;

ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

G_a - вес автомобиля. Н;

kF - фактор обтекаемости,

V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л;

η_{mp} - КПД трансмиссии.

Средневзвешенное передаточное число КПП и коэффициент суммарного дорожного сопротивления [5] может быть рассчитано по следующим формулам:

$$i_k = \frac{K_c \cdot i_{kp} \cdot V_{\max}}{V_a}; \quad \psi = \frac{0.01 \cdot V_{\max}}{V_a}, \quad (4)$$

где K_c - скоростной коэффициент;

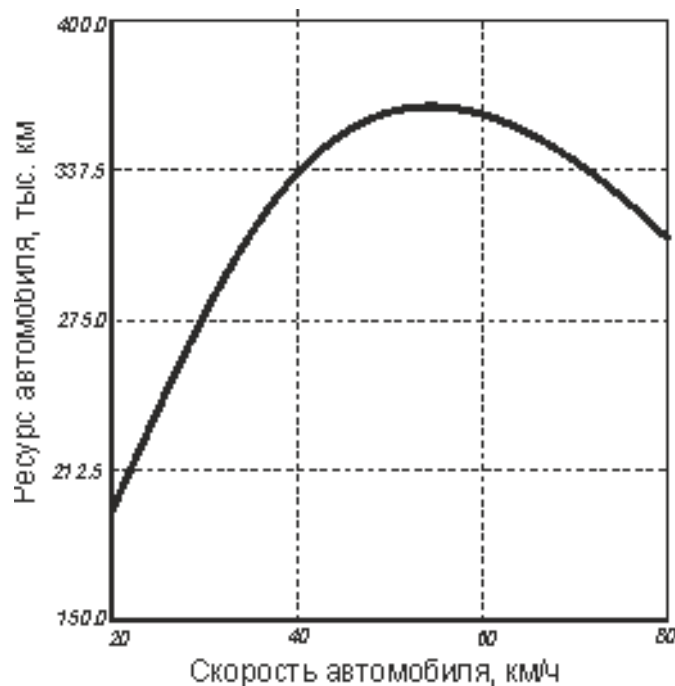
i_{kp} - передаточное число повышенной (максимальной) передачи;

$V_{\max}$ - максимальная скорость автомобиля, км/ч.

Для примера рассчитаем L_a для автомобиля КрАЗ-6322, при следующих исходных данных [6, 7]: $A_n=3.9 \cdot 10^{-5}$; $B_n=-4.6 \cdot 10^{-8}$; $C_n=9.9 \cdot 10^{-11}$; $A_p=1.15 \cdot 10^{-3}$; $D_n=130$ мм; $S_n=140$ мм; $\delta_{\max}=0.3$ мм; $X_n=8$; $G_a=124600$ Н; $kF=6,9$ Н·с²/м²; $V_h=14.86$ л; $K_c=0.62$;

$i_0=8.173$; $\eta_{mp}=0.84$ г/см³; $i_k=0,6$ м; $\eta_{mp}=0,87$; $V_{max}=80$ км/ч; $i_{kp}=0.71$.

На рис. 1 приведен график изменения ресурса автомобиля КраЗ-6322 в зависимости от скорости.



Фиг. 1. Зависимость ресурса от скорости для автомобиля КраЗ-6322

Максимальное значение ресурса автомобиля КраЗ-6322 наблюдается при средней скорости 55 км/ч, который составляет 365 тыс. км. Принимаем это значение за базовое значение ресурса для первой категории дорог.

На дорогах второй категории [4] ресурс снижается на 10 %, по сравнению с базовым ресурсом, т.е. составит 328 тыс. км. Для третьей, четвертой и пятой категории дорог ресурс соответственно составляет 0.8, 0.7 и 0.6 от ресурса для первой категории, т.е. 292 тыс. км, 255 тыс. км и 219 тыс. км, соответственно.

Приведем математическую модель расчета расхода топлива от скорости по методике проф. Говорущенко Н.Я.

Расход топлива рассчитывается на формуле [5]:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot \left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2) \right], \quad (5)$$

где η_i - индикаторный КПД двигателя;

A , B и C - постоянные конструктивные коэффициенты:

$$A = \frac{7.8 \cdot a_m \cdot V_h \cdot i_0}{H_n \cdot \rho_t \cdot r_k}; \quad B = \frac{0.687 \cdot b_m \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_n \cdot \rho_t \cdot r_k^2}; \quad C = \frac{100}{H_n \cdot \rho_t \cdot \eta_{mp}}, \quad (6)$$

где a_m и b_m - коэффициенты механических потерь;

S_n - ход поршня и диаметр цилиндров, м;

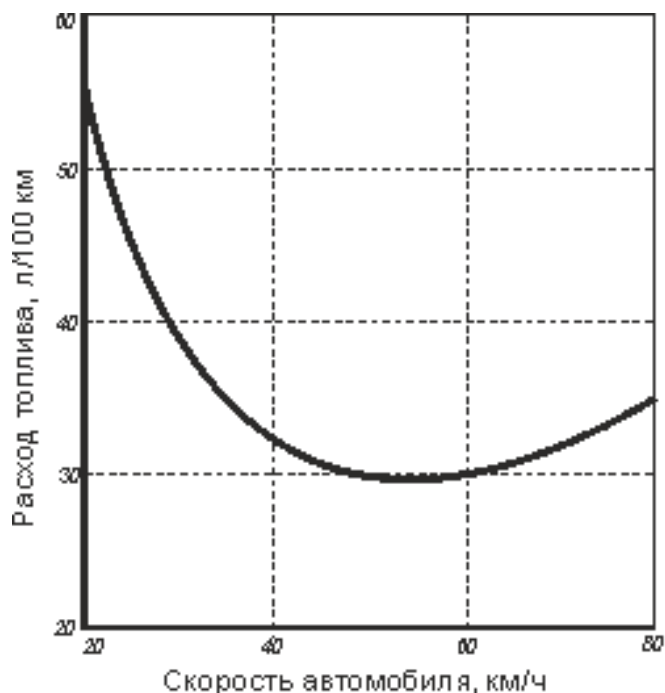
H_n - низшая теплота сгорания, кДж/кг;

ρ_t - плотность топлива, г/см³.

Для примера рассчитаем Q для автомобиля КраЗ-6322, при следующих исходных данных [6, 7]: $a_m=48$ кПа; $b_m=16$ кПа·с/м; $S_n=0,14$ м; $H_n=43000$ кДж/кг; $\rho_t=0.84$ г/см³;

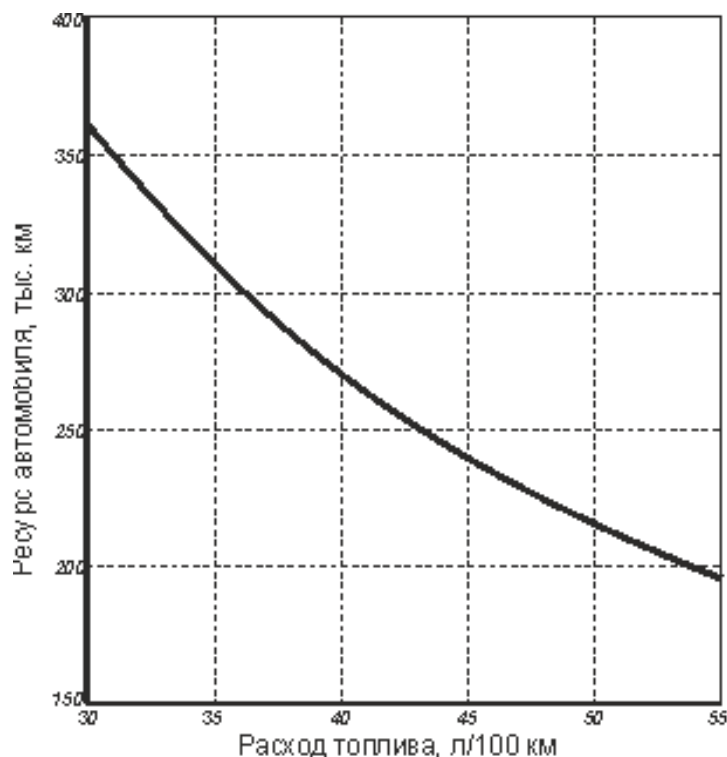
$\eta_i = 0.5$.

На рис. 2 приведен график изменения расхода топлива для автомобиля КрАЗ-6322 в зависимости от средней технической скорости.



Фиг. 2. Зависимость ресурса от скорости для автомобиля КрАЗ-6322

Приравняем ресурс и расход топлива относительно скорости автомобиля. На рис. 3 приведено графическое представление взаимного влияния расхода топлива и ресурса автомобиля КрАЗ-6322.



Фиг. 3. Зависимость расхода топлива от ресурса для автомобиля КрАЗ-6322

В табл. 1 приведены результаты расчета по определению ресурса и расхода топлива для автомобиля КрАЗ-6322. Также рассчитан коэффициент снижения расхода

топлива для разных категорий дорог.

При расчете коэффициента корректирования расхода топлива (в табл. 1) за базовое значение принят расход, соответствующей первой категории дорог. Для автомобиля КрАЗ-6322 минимальный расход топлива соответствует 29,8 л/100 км.

Таблица 1. Расчетные значения коэффициентов корректирования в зависимости от условий эксплуатации

Категория условий эксплуатации	Коэффициент корректирования ресурса по методике [3, 4]	Ресурс автомобиля, тыс. км	Средняя техническая скорость, км	Расход топлива, л/100 км	Коэффициент корректирования расхода топлива
1	1.0	364.7	55,0	29,8	1.0
2	0.9	328.2	38,2	33,1	1.112
3	0.8	291.8	31,8	37,3	1.252
4	0.7	255.3	26,8	42,6	1.431
5	0.6	218.8	22,4	49,8	1,671

Как и следовало ожидать, состояние дороги приводит к снижению ресурса и повышению расхода топлива транспортного средства.

Расчеты показали, что расход топлива на пятой категории дорог в 1.67 раз выше, чем расход топлива на дороге первой категории.

К сожалению, в законодательстве Украины не учитывается изменения ресурса от условий эксплуатации [8]. В методике нормирования расхода топлива [9], действующей на Украине, нет прямого упоминания о категории дорог.

Чем ниже скорость автомобиля, тем сильнее проявляется влияние условий эксплуатации на изменение расхода топлива и ресурс автомобиля.

3. Заключение:

Разработанная методика позволяет определить корректирующий коэффициент расхода топлива автомобиля от дорожных условий эксплуатации. Полученные результаты могут быть использованы в системе управления материальными затратами в процессе эксплуатации машин.

Литература:

1. GOST-15467. Upravlenie kachestvom produkci. Osnovnye ponjatija terminy i opredelenija. Moskva, IPK Izdatel'stvo Standartov. 0-22.
2. Polozhenye o profylaktycheskom obsluzhyvanii y remonte transportnykh mashyn (Metodycheskiye rekomendacyi). Har'kova, RIO HGADTU. 0-39.
3. Polozhenye o tekhnicheskome obsluzhyvanii y remonte podvyznozhnoho sostava avtomobil'noho transporta. Moskva, Mynysterstvo avtomobil'noho transporta RSFSR. 0-73.
4. Кузнецов Е.С. и др. Техническая эксплуатация автомобилей
5. Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). Har'kova, RIO HGADTU. 0-474.
6. Ponyzovkyn A.N., Vlasko Ju.M., Ljalykov M.B. Kratkyj avtomobil'nyj spravochnyk. Moskva, AO «TANSKOSALTYNGh», NYYAT. 0-779.
7. Avtomobili KrAZ-6322-02, KrAZ-63221-02, KrAZ-6446-02. Rukovodstvo po jekspluatacii 6322-02-3902010.URL: <http://krazrus.ru/docs/rukovodstvo-po-ekspluatacii-kraz-6322-02-63221-02-6446-02.pdf>
8. Pro zatverdzhennja "Polozhennja pro tekhnichne obslughovuvannja i remont dorozhnykh transportnykh zasobiv avtomobil'noho transportu". Verhovna Rada Ukraïni. Zakonodavstvo Ukraïni. URI: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98#Text>.
9. Normy vytrat palyva i mastyl'nyh materi-aliv na avtomobil'nomu transporti. Kyiv, DP "DerzhavtotransNDIproekt". 0-120.

За контакти: Ass Prof. PhD. Krivoshepov Sergey Ivanovich, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.", Yroslava Mudrogo str. 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)7073768, keat@lhadi.kharkov.ua:

ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОЛНООПОРНЫМ СТЕНДОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Игорь Мармут, Эрнест Рабинович

FEATURES OF POWER INTERACTION OF A CAR WITH A FULL-SUPPORTED STAND DURING BRAKING

Ihor Marmut¹, Ernest Rabinovich²

Abstract. The article discusses the issues of modeling conditions for obtaining diagnostic information about complex objects. As an example, the study of the braking qualities of four-wheel drive cars on an inertial roller stand is considered. A power model of the system of interaction between the car and the stand has been developed, taking into account the design features of the stand and the design features of the car suspension. The power model of the system under consideration contains the equilibrium equations of the body, two bridges, the equations of motion of the rollers and wheels of the tested vehicle. Based on the results of the analysis of the acting forces in the "car-stand" system, the load utilization factor q was determined during brake tests of a 4x4 vehicle.

Keywords: Brake system, full-supported roller stand, power interaction, diagnostics.

1. Введение:

Для диагностирования тормозных качеств автомобилей наиболее приспособлены роликовые стенды инерционного типов. Как показывают многие исследования, именно они дают наиболее достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Это касается, прежде всего, параметров, определяющих точность моделирования на стенде реальных скоростных и тепловых режимов [1-6]. Наиболее подходящим средством решения задачи диагностирования тормозных систем полноприводных автомобилей и автомобилей с ABS является применение полноопорного инерционного роликового стенда.

Цель исследования. Проанализировать особенности проверки тормозных свойств полноприводных автомобилей на стендах и силовое взаимодействие автомобиля с полноопорным роликовым стендом при проверке в тормозном режиме.

2. Изложение:

2.1 Кинестатическая модель системы «автомобиль-стенд».

При проверке на инерционном стенде приводом разгоняют колеса и ролики до заданной скорости, после чего отключают привод и осуществляют торможение. Тормозные моменты M_{Π} и M_3 вызывают угловые замедление колес и роликов ε_{K1} , ε_1 , ε_2 и ε_{K2} , ε_3 , ε_4 соответственно.

Движение описывается следующей системой уравнений:

$$\Sigma M_{O_{\Pi}} = M_{\Pi} - (T_1 + T_2) \cdot R - I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma M_{O_3} = M_3 - (T_3 + T_4) \cdot R - I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} = 0, \quad (2)$$

$$\Sigma M_{O_1} = I_1 \cdot \varepsilon_1 - T_1 \cdot r = 0, \quad \Sigma M_{O_2} = I_2 \cdot \varepsilon_2 - T_2 \cdot r = 0, \quad (3)$$

$$\Sigma M_{O_3} = I_3 \cdot \varepsilon_3 - T_3 \cdot r = 0, \quad \Sigma M_{O_4} = I_4 \cdot \varepsilon_4 - T_4 \cdot r = 0, \quad (4)$$

где I_{K1} , I_{K2} , I_1 , I_2 , I_3 , I_4 – моменты инерции колес и роликов; R – динамический радиус колеса; r – радиус ролика.

К началу проскальзывания:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{K1} \cdot \frac{R}{r}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \varepsilon_{K2} \cdot \frac{R}{r}. \quad (5)$$

Зависимость замедлений от тормозных моментов:

$$\varepsilon_{K1} = \frac{M_{\Pi}}{I_{K1} + \frac{I_1 + I_2}{r^2} \cdot R^2}, \quad \varepsilon_{K2} = \frac{M_3}{I_{K2} + \frac{I_3 + I_4}{r^2} \cdot R^2}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{M_{\Pi} \cdot R \cdot r}{(I_1 + I_2) \cdot R^2 + I_{K1} \cdot r^2}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{M \cdot R \cdot r}{(I_3 + I_4) \cdot R^2 + I_{K2} \cdot r^2}. \quad (7)$$

Замедление колес и роликов прямо пропорциональны M_{Π} и M_3 . Каждая из этих величин может служить диагностическим параметром.

Вместо физической величины «момент инерции» удобно пользоваться величиной «приведенная инерционная масса» – это масса m фиктивного поступательного движущегося тела, которое при линейной скорости V , равной окружной скорости ω вращающегося тела на радиусе приведения R , имеет ту же кинетическую энергию, что и вращающееся тело:

$$\frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{m \cdot V^2}{2} \quad (8)$$

Учитывая, что $\omega = V/R$, получим:

$$m = \frac{I}{R^2}. \quad (9)$$

Тогда
$$\varepsilon_{K1} = \frac{M_{\Pi}}{m_{K1} \cdot R^2 + (m_1 + m_2) \cdot R^2} = \frac{M_{\Pi}}{m_{C1} \cdot R^2}, \quad j_{K1} = \frac{P_{\Pi}}{m_{C1}}, \quad (10)$$

$$\varepsilon_{K2} = \frac{M_3}{m_{K2} \cdot R^2 + (m_3 + m_4) \cdot R^2} = \frac{M_3}{m_{C2} \cdot R^2}, \quad j_{K2} = \frac{P_3}{m_{C2}}, \quad (11)$$

$$m_{C1} = m_{K1} + m_1 + m_2, \quad m_{C2} = m_{K2} + m_3 + m_4; \quad (12)$$

где m_{K1} , m_{K2} – инерционные массы (ИМ) переднего и заднего колес и связанных с ними вращающихся частей автомобиля; m_1 , m_2 , m_3 , m_4 – ИМ роликов и связанных с ними вращающихся частей стэнда; j_{K1} , j_{K2} – линейные замедления.

Для определения достижимых сил сцепления необходимо изучить их зависимость от действующего тормозного момента, параметров автомобиля и стэнда. С этой целью составим систему уравнений кинетостатики для системы «автомобиль-стэнд». Самый общий случай – инерционный стэнд без связи между роликами. Рассматриваем проверку передних и задних тормозов автомобиля на полноопорном стэнде симметричной схемы (фиг. 1).

Вес кузова будет состоять из произведения снаряженной массы автомобиля и ускорение свободного падения $m_{\text{САРА}} \cdot g = G_{\text{САРА}}$, за исключением переднего и заднего мостов с колесами:

$$G = G_{\text{САРА}} - G_{\Pi} - G_3. \quad (13)$$

При кинетостатическом анализе под снаряженной массой, а также величинами, относящимися к левой и правой частям автомобиля, будем понимать половину этих величин, так как центр тяжести автомобиля находится примерно на оси, разделяющей правую и левую части автомобиля, а автомобиль удобно рассматривать на плоскости, проходящей через эту ось.

Примем допущения, которые обычно используются в подобных случаях [7]:

- 1) упругие характеристики шин и подвески линейные;
- 2) трения и сопротивление качению очень малы;
- 3) коэффициент сцепления шин со всеми роликами одинаков и постоянен;
- 4) смещения осей колес очень малы и ими можно пренебречь.

Представим автомобиль в виде трех тел: кузова и двух мостов с колесами. Мосты, связанные с кузовом через подвеску, имеет вертикальную и горизонтальную податливость. Кинетостатическая модель рассматриваемой системы должна включать в себя уравнения равновесия этих трех тел и уравнения движения роликов и колес [7].

Равновесие переднего колеса:

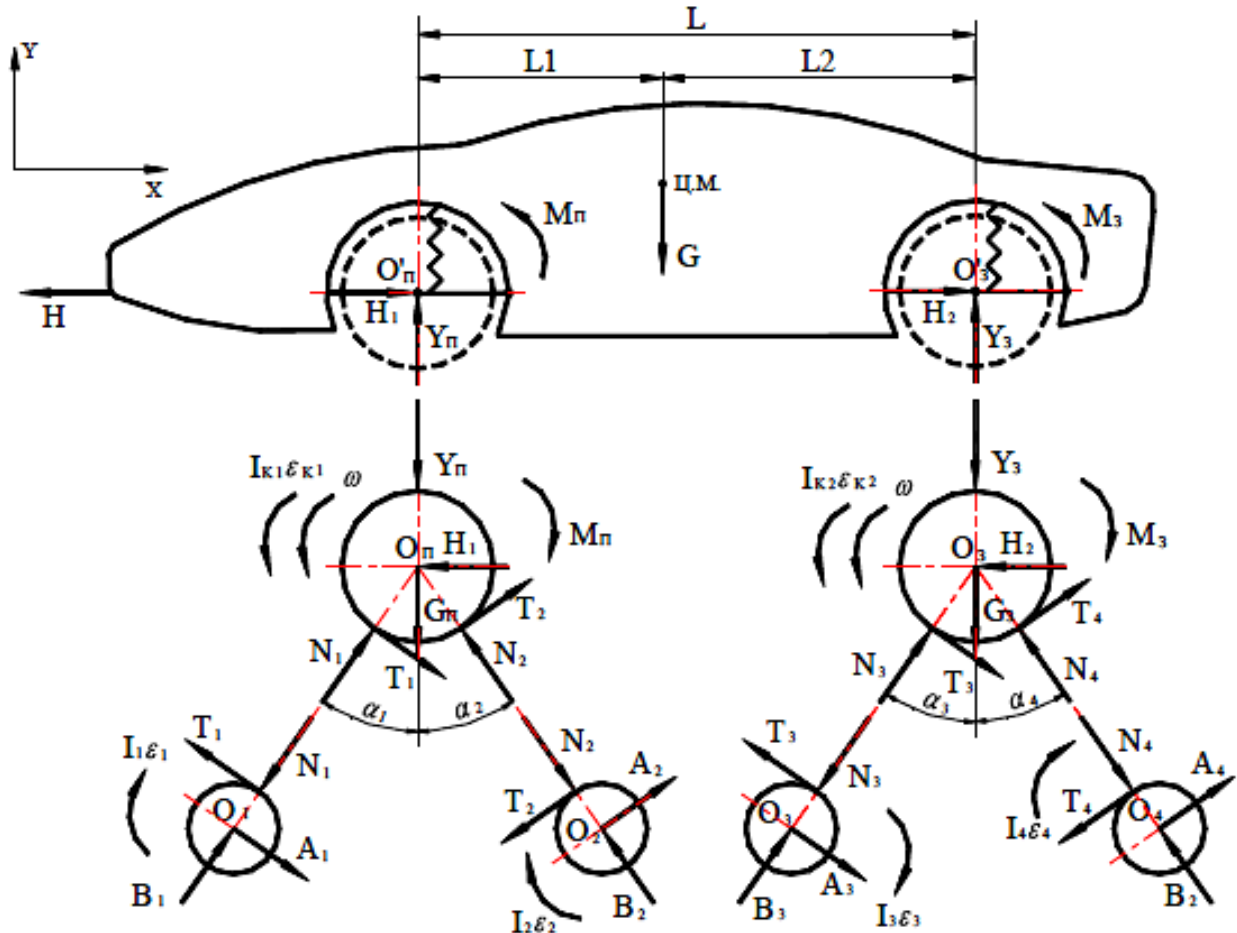
$$\Sigma X = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 - H_1 = 0, \quad (14)$$

$$\Sigma Y = -T_1 \cdot \sin \alpha_1 + T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{\Pi} + G_{\Pi}) = 0. \quad (15)$$

Равновесие заднего колеса:

$$\Sigma X = T_3 \cdot \cos \alpha_3 + T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 - H_2 = 0, \quad (16)$$

$$\Sigma Y = -T_3 \cdot \sin \alpha_3 + T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (17)$$



Фиг. 1. Схема сил в системе «автомобиль-стенд» при проверке передних и задних тормозов на инерционном стенде со связью между роликами: M_{Π} , M_3 – тормозные моменты на переднем и заднем колесах; G , G_{Π} , G_3 – вес кузова без передних и задних мостов и колес, переднего и заднего мостов с колесами; H_1 , Y_{Π} – составляющие усилия в передней подвеске; H_2 , Y_3 – составляющие усилия в задней подвеске; H – усилие в крепежном соединении

Равновесие кузова:

$$\begin{aligned} \Sigma X &= H_1 + H_2 - H = 0, & \Sigma Y &= -G + Y_{\Pi} + Y_3 = 0, \\ \Sigma M_{O_3} &= -M_{\Pi} - M_3 + Y_{\Pi} \cdot L - G \cdot L_2 = 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Движение передних колес:

$$M_{\Pi} - I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} - (T_1 + T_2) = 0. \quad (19)$$

Движение задних колес:

$$M_3 - I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} - (T_3 + T_4) = 0. \quad (20)$$

Движение роликов:

$$\begin{aligned} I_1 \cdot \varepsilon_1 - T_1 \cdot r &= 0, & I_2 \cdot \varepsilon_2 - T_2 \cdot r &= 0, \\ I_3 \cdot \varepsilon_3 - T_3 \cdot r &= 0, & I_4 \cdot \varepsilon_4 - T_4 \cdot r &= 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Таким образом, полученная система из 13 уравнений, содержит 19 неизвестных. Часть из них можно найти:

$$H = H_1 + H_2, \quad (22)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{K1} \cdot \frac{R}{r}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \varepsilon_{K2} \cdot \frac{R}{r}. \quad (23)$$

Тогда
$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_3 = \frac{m_3 \cdot M_2}{m_{C2} \cdot R}, \quad T_4 = \frac{m_4 \cdot M_2}{m_{C2} \cdot R}. \quad (24)$$

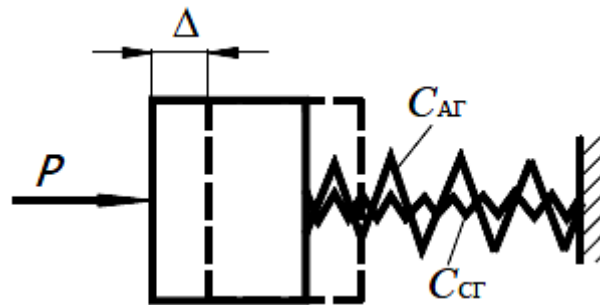
Теперь система состоит из 6 уравнений с 8-ю неизвестными, будучи статически неопределенной. Лишними двумя неизвестными являются горизонтальные реакции в подвесках обоих колес H_1 и H_2 .

2.2 Определение горизонтальных реакций в подвесках

Пока колеса и ролики вращаются без сопротивлений, реакции H_1 и H_2 отсутствуют. Возникают они при торможении по следующим причинам. Когда накладки входят в контакт с тормозным диском (барабаном), создается тормозной момент, который вызывает замедление колеса и роликов. При этом появляются тангенциальные силы в контакте шины с передними и задними роликами передних (T_1 и T_2) и задних (T_3 и T_4) колес. Учитывая вышеизложенное и работу [7], можем определить горизонтальные нагрузки на переднюю и заднюю оси:

$$P_1 = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2; \quad P_2 = T_3 \cdot \cos \alpha_3 + T_4 \cdot \cos \alpha_4. \quad (25)$$

Сдвигу осей колес под действием сил P_1 и P_2 препятствуют передняя и задняя подвески с одной стороны, задние ролики переднего и заднего блоков стенда – с другой стороны. Таким образом, колеса находятся под действием нагрузки и опираются на две опоры – кузов и стенд. Кузов нельзя считать твердой опорой, он может смещаться по горизонтали за счет податливости подвесок, самого кузова и свободных колес. На стенд колеса опираются через упругие шины. Итак, мы пришли к механической задаче определения усилий в параллельных упругих связях (фиг. 2). Силу P воспринимают параллельно две упругие системы: а) шины испытуемых передних колес, опирающихся на спаренные ролики стенда; б) другие части автомобиля, в том числе подвески обеих осей, имеющих некоторую горизонтальную продольную податливость, шины задних колес. Обозначим жесткости этих двух систем соответственно C_{CG} и C_{AG} .



Фиг. 2. Схема упругих связей колес проверяемой оси с неподвижной опорой

Тогда общая жесткость параллельных упругих связей составит $C_{\text{ОБЩ}} = C_{CG} + C_{AG}$, а перемещение оси под действием силы P : $\Delta = P / C_{\text{ОБЩ}}$. Для нашего случая перемещения передней и задней осей под действием сил P_1 и P_2 будут составлять соответственно:

$$\Delta_1 = \frac{P_1}{C_{\text{ОБЩ}}} = \frac{P_1}{C_{1CG} + C_{1AG}}, \quad \Delta_2 = \frac{P_2}{C_{\text{ОБЩ}}} = \frac{P_2}{C_{2CG} + C_{2AG}} \quad (26)$$

Выражая жесткости через податливости $C=1/\lambda$, получим:

$$\Delta_1 = \frac{P_1}{\frac{1}{\lambda_{1\text{СГ}}} + \frac{1}{\lambda_{1\text{АГ}}}} = P_1 \cdot \frac{\lambda_{1\text{СГ}} \cdot \lambda_{1\text{АГ}}}{\lambda_{1\text{СГ}} + \lambda_{1\text{АГ}}}; \quad \Delta_2 = \frac{P_2}{\frac{1}{\lambda_{2\text{СГ}}} + \frac{1}{\lambda_{2\text{АГ}}}} = P_2 \cdot \frac{\lambda_{2\text{СГ}} \cdot \lambda_{2\text{АГ}}}{\lambda_{2\text{СГ}} + \lambda_{2\text{АГ}}} \quad (27)$$

Податливость автомобиля $\lambda_{1\text{АГ}}$ при определении горизонтальной реакции передней подвески будет состоять из податливости передней части кузова $\lambda_{\text{ПЧ}}$, податливости передней подвески $\lambda_{\text{ПП}}$ и податливости крепежного устройства $\lambda_{\text{КР}}$, которые необходимы при проведении тормозных испытаний на полноопорных стендах:

$$\lambda_{1\text{АГ}} = \lambda_{\text{ПЧ}} + \lambda_{\text{ПП}} + \lambda_{\text{КР}}. \quad (28)$$

Податливости передней части кузова и крепления значительно ниже податливости шин и передней подвески и без потери для точности могут быть приняты равными 0. Тогда податливость автомобиля при определении реакции H_1 сводится к податливости передней подвески:

$$\lambda_{1\text{АГ}} = \lambda_{\text{ПП}}. \quad (29)$$

Учитывая вышеизложенное, можно записать:

$$P_1 = P_{1\text{СГ}} + P_{1\text{АГ}}, \quad (30)$$

$$P_{1\text{СГ}} = \Delta_1 \cdot C_{1\text{СГ}} = \Delta_1 / \lambda_{1\text{СГ}}; \quad P_{1\text{АГ}} = \Delta_1 \cdot C_{1\text{АГ}} = \Delta_1 / \lambda_{1\text{АГ}}. \quad (31)$$

Горизонтальная реакция в передней подвеске:

$$H_1 = P_{1\text{АГ}} = \Delta_1 / \lambda_{\text{ПП}} = P_1 \cdot \frac{\lambda_{1\text{СГ}} \cdot \lambda_{\text{ПП}}}{(\lambda_{1\text{СГ}} + \lambda_{\text{ПП}}) \cdot \lambda_{\text{ПП}}} = P_1 \cdot \frac{\lambda_{1\text{СГ}}}{\lambda_{1\text{СГ}} + \lambda_{\text{ПП}}}. \quad (32)$$

Назовем коэффициентом упругой связи автомобиля с передним блоком роликов $K_{\text{АС1}}$ следующую величину:

$$K_{\text{АС1}} = \frac{\lambda_{1\text{СГ}}}{\lambda_{1\text{СГ}} + \lambda_{\text{ПП}}}. \quad (33)$$

Тогда горизонтальная реакция в передней подвеске с учетом выражения (25) примет вид:

$$H_1 = (T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot K_{\text{АС1}}, \quad (34)$$

или с учетом выражений (24):

$$H_1 = \frac{m_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 \cdot \cos \alpha_2}{m_{\text{С1}} \cdot R} \cdot K_{\text{АС1}} \cdot M_{\text{П}}. \quad (35)$$

Для удобства обозначим:

$$h_1 = \frac{m_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 \cdot \cos \alpha_2}{m_{\text{С1}} \cdot R} \cdot K_{\text{АС1}}. \quad (36)$$

$$H_1 = h_1 \cdot M_{\text{П}}. \quad (37)$$

Определение горизонтальной реакции в задней подвеске H_2 осложняется тем, что в величину податливости автомобиля входит еще и податливость средней части кузова, значением которой нельзя пренебрегать. Так, величина податливости автомобиля при определении реакции H_2 :

$$\lambda_{2\text{АГ}} = \lambda_{\text{ПЧ}} + \lambda_{\text{КР}} + \lambda_{\text{СЧ}} + \lambda_{\text{ЗП}}. \quad (38)$$

Как оговаривалось выше, переднюю часть кузова и крепежное устройство можно принять абсолютно жесткими, то есть $\lambda_{\text{КР}} = \lambda_{\text{ПЧ}} = 0$. Значение податливости $C_{2\text{СГ}}$

останется таким же.

Для задней подвески:

$$P_2 = P_{2\text{сг}} + P_{2\text{аг}}, \quad (39)$$

$$P_{2\text{сг}} = \Delta_2 / \lambda_{2\text{сг}}, \quad P_{2\text{аг}} = \Delta_2 / \lambda_{2\text{аг}} = \Delta_2 / (\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}}). \quad (40)$$

Откуда:

$$P_2 = \frac{\Delta_2}{\lambda_{2\text{сг}}} + \frac{\Delta_2}{\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}}} = \frac{(\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}} + \lambda_{2\text{сг}}) \cdot \Delta_2}{\lambda_{2\text{сг}} \cdot (\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}})}. \quad (41)$$

Смещение балки заднего моста под действием силы P_2 :

$$\Delta_2 = P_2 \cdot \frac{\lambda_{2\text{сг}} \cdot (\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}})}{\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}} + \lambda_{2\text{сг}}}. \quad (42)$$

Горизонтальная реакция в задней подвеске H_2 с учетом выражений (40):

$$H_2 = P_{2\text{аг}} = \frac{\lambda_{2\text{сг}} \cdot (\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}})}{(\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}} + \lambda_{2\text{сг}}) \cdot (\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}})} = \frac{\lambda_{2\text{сг}} \cdot P_2}{\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}} + \lambda_{2\text{сг}}}. \quad (43)$$

Как и для случая передней подвески введем понятие коэффициента упругой связи автомобиля с задним блоком роликов стенда $K_{\text{АС2}}$:

$$K_{\text{АС2}} = \frac{\lambda_{2\text{сг}}}{\lambda_{3\text{п}} + \lambda_{\text{сч}} + \lambda_{2\text{сг}}}. \quad (44)$$

Учитывая выражения (25) и (26), выражение горизонтальной реакции в задней подвеске H_2 примет вид:

$$H_2 = h_2 \cdot M_3, \quad (45)$$

где

$$h_2 = \frac{m_3 \cdot \cos \alpha_3 + m_4 \cdot \cos \alpha_4}{m_{\text{СЗ}} \cdot R} \cdot K_{\text{АС2}}. \quad (46)$$

Значение продольной или тангенциальной жесткости (податливости) шин приводятся в работе [7].

Значение продольной податливости подвески в литературе не встречаются. Однако, поскольку характеристики отдельных элементов подвески, особенно резиновых, могут заметно меняться в эксплуатации, будем ориентироваться на экспериментальные значения, полученные автором работы [7].

После определения реакций H_1 и H_2 решения системы уравнений не представляет сложностей.

Вертикальные усилия в передней и задней подвесках:

$$Y_{\text{п}} = \frac{G \cdot L_2 + (M_{\text{п}} + M_3)}{L}; \quad Y_3 = \frac{G \cdot L_1 - (M_{\text{п}} + M_3)}{L}. \quad (47)$$

Полные нагрузки на колеса:

$$G_{\text{кп}} = Y_{\text{п}} + G_{\text{п}} = G_{\text{псг}} + \frac{M_{\text{п}} + M_3}{L}; \quad G_{3\text{п}} = Y_3 + G_3 = G_{3\text{сг}} - \frac{M_{\text{п}} + M_3}{L}. \quad (48)$$

Учитывая выражение (3), найдем соотношение между тормозными моментами на передних и задних колесах:

$$M_3 = \frac{M_{\text{п}} \cdot (1 - \beta)}{\beta}. \quad (49)$$

Радиальные реакции N_1 , N_2 , N_3 , N_4 определяются из совместного решения пар уравнений (14) и (15), (16) и (17):

$$N_1 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha_2} \right] + G_{\Pi CT}}{\cos \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2}; \quad (50)$$

$$N_2 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha_1} \right] + G_{\Pi CT}}{\cos \alpha_2 + \sin \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}; \quad (51)$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha_4} \right] + G_{3 CT}}{\cos \alpha_3 + \sin \alpha_3 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_4}; \quad (52)$$

$$N_4 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha_3} \right] + G_{3 CT}}{\cos \alpha_4 + \sin \alpha_4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_3}. \quad (53)$$

Для симметричной схемы ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha'$, $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha''$) эти же выражения будут иметь вид:

$$N_1 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 \cdot \cos 2\alpha' + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\Pi CT}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (54)$$

$$N_2 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2\alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\Pi CT}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (55)$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha''} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 \cdot \cos 2\alpha'' + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3 CT}}{2 \cdot \cos \alpha''}; \quad (56)$$

$$N_4 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha''} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2\alpha''}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3 CT}}{2 \cdot \cos \alpha''}. \quad (57)$$

2.3 Торможение с проскальзыванием роликов по шинам

Исходя из результатов расчета в работе [7], с увеличением тормозных моментов M_{Π} и M_3 растут замедления и силы T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , N_2 , N_4 , а силы N_1 и N_3 снижаются. При некоторых значениях M_{Π} и M_3 они уменьшатся настолько, что сил сцепления окажется недостаточно для передачи сил инерции передних роликов переднего и заднего блоков стенда.

При дальнейшем увеличении тормозных моментов будет меняться описание процессов. Будем называть торможения без проскальзывания первым этапом процесса торможения на участке нарастания моментов, а торможение с проскальзыванием одного из роликов – вторым этапом. Концу I этапа и началу II соответствует некоторое критическое значение тормозного момента. Его выражение в общем виде можно получить из условия:

$$T_1 = \varphi \cdot N_1, \quad (58)$$

где φ – коэффициент сцепления шины с роликом.

После подстановок и преобразований получим:

$$M_{\Pi 1} = \frac{\varphi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L}) - \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2}]}. \quad (59)$$

При другом сочетании параметров первым заскользит задний ролик, при условии $T_2 = \varphi \cdot N_2$. Значение тормозного момента, критическое по проскальзыванию заднего ролика переднего блока:

$$M_{\Pi 2} = \frac{\varphi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_2 \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L}) + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1}]}. \quad (60)$$

Аналогично для передних и задних роликов заднего блока критические значения тормозного момента составят:

$$M_{33} = \frac{\varphi \cdot G_{3 CT} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) - \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4}]}. \quad (61)$$

$$M_{34} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_4 \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\tan \alpha_3}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha_3} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3}} \quad (62)$$

Коефіцієнт використання навантаження:

$$q_{п1усл} = \frac{M_{п1}}{G_{п1CT} \cdot R}; \quad q_{3усл} = \frac{M_3}{G_{3CT} \cdot R} \quad (63)$$

После подстановок и преобразований с учетом выражений (57...60) получим:

$$q_{п1усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\tan \alpha_2}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\tan \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L})] + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2}}; \quad (64)$$

$$q_{п2усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_2 \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\tan \alpha_1}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L})] + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1}}; \quad (65)$$

$$q_{33усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\tan \alpha_4}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha_4} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4}}; \quad (66)$$

$$q_{34усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_4 \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\tan \alpha_3}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha_3} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3}} \quad (67)$$

Для стенов симметричной схемы вышеизложенные выражение будут иметь вид:

$$M_{п1} = \frac{\varphi \cdot G_{п1CT} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_1 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\tan \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L})] + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'}}; \quad (68)$$

$$M_{п2} = \frac{\varphi \cdot G_{п2CT} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_2 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\tan \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L})] + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'}}; \quad (69)$$

$$M_{33} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_3 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha''} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{\sin \alpha''}}; \quad (70)$$

$$M_{34} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_4 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha''} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{\sin \alpha''}}; \quad (71)$$

$$q_{п1усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_1 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\tan \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L})] + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'}}; \quad (72)$$

$$q_{п2усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_2 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\tan \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L})] + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'}}; \quad (73)$$

$$q_{33усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_3 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha''} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{\sin \alpha''}}; \quad (74)$$

$$q_{34усл} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_4 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\tan \alpha''} + \frac{1}{(1-\beta) \cdot L})] + \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{\sin \alpha''}} \quad (75)$$

3. Заключение:

Для повышения точности диагностирования полноприводных автомобилей на роликовом стенде необходимо использовать полноопорный инерционный роликовый стенд, а также учитывать особенности силового взаимодействия автомобиля со стендом при торможении.

Литература (изцяло на латиница):

1. Marmut I.A. (2001). Rozrobka naukovo-metodychnykh osnov proektuvannia universalnykh peresuvnykh stantsii diahnostryky lehkovykh avtomobiliv [Development of the scientific and systematic design foundations of universal mobile diagnostics service stations of cars]. Candidate's thesis. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian], 208 p.
2. Govorushchenko N.YA., Volkov V.P., Rabinovich E.KH., Marmut I.A., & Zuyev V.A. (2009). Rolikovyie stendy dlya proverki tormoznykh i tyagovykh svoystv avtomobiley (teoriya, raschet i konstruirovaniye) [Roller stands for testing brake and traction properties of cars (theory, calculation and design)]. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian], 344 p.

3. Marmut I.A. (2018). Obosnovanie vybora diametra rolikov inerczionnogo tormoznogo stenda [Justification for the choice of the diameter of the rollers of the inertial brake stand]. Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv – Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes, 13, 241–247 [in Ukrainian].
4. Marmut I.A., & Rabinovich E.KH. (2018). K voprosu optimizatsii konstruktivnyih parametrov rolikovogo stenda dlya proverki tormozov [On the issue of optimizing the design parameters of a roller stand for checking brakes]. Transport, ekologiya – ustoychivoe razvitie – Transport, ecology - sustainable development: Proceedings of the XXIV International Scientific and Practical Conference, (pp. 119–124). Varna.
5. Marmut I.A. (2017). Modeliuvannia protsesu halmuvannia avtomobilia na inertsiiinomu rolykovomu stendi [Modeling of the car braking process on an inertial roller stand]. Proceedings from: mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia «Synerhetyka, mekhatronika, telematyka dorozhnykh mashyn i system u navchalnomu protsesi ta nautsi» – international scientific-practical conference «Synergetics, Mechatronics, Telematics of Road Machines and Systems in Educational Process and Science». (pp. 155–159). Kharkiv [in Ukrainian].
6. Marmut I.A. (2018). Matematychni modeli stendovoi diahnostyky halmivnykh system avtomobiliv [Mathematical models of bench diagnostics of car braking systems]. Naukovyi zhurnal Lutskoho NTU «Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti» – Scientific journal of Lutsk NTU "Modern technologies in mechanical engineering and transport", 2(11), 90–96 [in Ukrainian].
7. Rabinovich E. Kh. (1981). Issledovanie i sovershenstvovanie metodov i sredstv stendovoy proverki avtomobil'nykh tormozov [Research and perfection of methods and means of bench check of automobile brakes]. Candidate's thesis. Kharkov:KhADI [in Ukrainian], 229 p.

За контакти:

¹ Ihor Marmut, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: mia2005.62@ukr.net, tel.: +38-057-707-36-87.

² Ph. D., Senior Researcher, eng. Ernest Rabinovich. Retiree; 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. +38(067)5797220. erjara3@gmail.com.

ОЦЕНКА УРОВНЯ И СОСТОЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ ПРОИЗВОДСТВА УСЛУГ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОСЕРВИСА

ASSESSMENT OF THE LEVEL AND STATE OF TECHNOLOGIES OF PRODUCTION OF SERVICES AT THE ENTERPRISES OF THE AUTOSERVICE

Nikolay Mastepan, Olena Mastepan

Abstract. The paper develops evaluation methods, which are the basis of the process monitoring system. The order of assessment, analysis, search, development and implementation of new technological processes at car service enterprises is substantiated. Recommendations for the formation of a targeted program of technology development are given

Keywords: car, service, technology, rating, development

1. Введение:

Автосервис является динамично развивающейся отраслью экономики. Большинство предприятий автосервиса имеют существенное влияние на формирование сферы обслуживания населения своего региона.

Основным аспектом в развитии предприятия автосервиса является совершенствование существующих и внедрение новых технологических процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей. Совершенствование и развитие общего производственного процесса предприятия определяется его технологическим уровнем. Обеспечение конкурентоспособности предприятия гарантирует использование современных технологий технического обслуживания и ремонта автомобилей. Внедрение на предприятии современных технологий позволяют привлечь новых потребителей услуг данного региона, расширить рынок услуг автосервиса за счет привлечения потребителей услуг соседних регионов. Кроме этого, использование современных технологий позволяет ускорить процесс производства и предоставления услуг, повысить качество обслуживания потребителей, часто снизить издержки производства и в целом повысить эффективность производственного процесса предприятия.

На предприятии автосервиса необходимо постоянно обращать серьезное внимание развитию технологий. Новые технологии влияют на изменение общего производственного процесса, составляющих методов, способов и форм обслуживания и ремонта узлов и агрегатов автомобилей, изменяют, улучшают, как правило, процессы взаимоотношений с потребителями услуг автосервиса.

Важным вопросом развития предприятия автосервису является, современное развитие компьютерных технологий производства технического обслуживания и ремонта автомобилей. Для обеспечения конкурентоспособности предприятия автосервиса важным является использование информационных технологий. Данное обстоятельство предполагает повышение квалификации исполнителей производственного процесса. В сети интернета работник автосервиса может получить недостающую для выполнения работ информацию о параметрах и характеристиках узлов и агрегатов автомобиля и др.

2. Изложение:

Предприятия автосервиса должны иметь программу и методологию развития производственного процесса производства и реализации услуг в целом и программу совершенствования и внедрения новых технологических процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей и его узлов, агрегатов. Необходимо постоянно держать в поле зрения тенденции развития автомобилестроения и сервиса автомобилей с целью повышения качества услуг и эффективности производственного процесса обслуживания и ремонта автомобилей.

Основными задачами работников предприятий автосервиса являются работы по развитию, совершенствованию общего производственного процесса. Которые включают следующие этапы [1, 2, 3]:

1) Определение технической политики предприятий по технической эксплуатации подвижного состава. Она формируется на основе учета существующего хозяйственного и действующего законодательства, программы научно-технического прогресса и т.д. Техническая политика должна обеспечивать необходимый уровень конкурентоспособности предприятия.

2) разработка, поиск, приобретение и внедрение новых технологических процессов и доведение до исполнителей нормативно-технологической документации.

3) Планирование, организация и управление новыми или усовершенствованными процессами ТО и ТР транспортных средств.

4) Создание новых мощностей, совершенствование и рационализация производственной базы.

5) Организация материально-технического обеспечения, хранения запчастей, материалов, оборудования.

6) Разработка мероприятий по экономии всех видов ресурсов.

7) Анализ и оценка технического состояния производственной базы, технологического оборудования, производственных запасов после совершенствования процесса.

8) Комплектация персоналом, повышение квалификации.

Работы по развитию производственного процесса должны выполняться по схеме (рис. 1).



Рисунок 1 - Схема внедрения технологического процесса производства услуг автосервиса

При оценке уровня и состояния новых технологий технического обслуживания и ремонта на предприятиях автосервиса необходимо пройти несколько этапов (рис. 1):

1 этап: выявить и провести анализ появившихся новых технологических процессов производства конкретных услуг в отрасли автосервиса. При этом необходимо

анализировать возможность повышения технического уровня услуги: достижение большей точности сборки, регулировки сопряжений, повышение точности измерений параметров технического состояния систем, агрегатов и узлов автомобиля, улучшение внешнего вида автомобиля и его составных частей и другие.

2 этап предполагает оценку зрелости технологий, уровень доведения их до кондиции, надежности протекания процессов при подготовке и производстве сервисной услуги. Анализируются технологическая концепция, техническое обеспечение процессов производства, область и условия применения технологии.

3 этап предусматривает изучение соответствия данного технологического процесса обслуживания и ремонта автомобилей запросам и ожиданиям потребителей услуг. Для этого проводится опрос по телефону, анкетирование потребителей услуг данного предприятия. Изучается насыщенность рынка услуг относительно рассматриваемой технологии и возможность его расширения за счет привлечения новых клиентов благодаря внедрению новых более совершенных технологий.

4 этап заключается в анализе технических и технологических возможностей предприятия по внедрению и применению новой технологии. Основными вопросами данного этапа, требующими проработки, являются: оценка соответствия планировочного решения техническому обеспечению протекающего процесса, совместимость внедряемого технологического оборудования с установленным ранее на данном предприятии.

5 этап: оценка целесообразности приобретения и внедрения новой, более современной технологии на предприятии. Для этого оценивается экономическая эффективность внедрения новой технологии. Особенный акцент при этом ставится на расширение рынка услуг за счет привлечения новых клиентов. При этом необходимо изучить возможность применения методов рационального ценообразования.

6 этап предусматривает экспериментальную апробацию технологического процесса и проверку ее качества и эффективности.

7 этап предусматривает увязку нового технологического процесса обслуживания или ремонта узла, агрегата по месту и времени выполнения с общим технологическим процессом предприятия. Составляющие технологические элементы: операции, переходы должны быть согласованы и адаптированы в общем производственном процессе производства сервисных услуг.

Важной составляющей методологии развития производственного процесса является оценка состояния и уровня технологий на предприятии автосервиса. На основании результатов оценки принимается управленческое решение по формированию целевой программы развития технологий на предприятии (рис. 2).

Оценка и анализ технологий является составляющими частями процесса контроля производства технического обслуживания и ремонта, поэтому его необходимо осуществлять периодически и систематически.

Важными этапами оценки технологических процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей являются:

- конкретизация объектов мониторинга: агрегатов, систем, узлов и механизмов автомобиля;
- определение характеристик, критериев, показателей мониторинга;
- формирование статистических баз по полученным данным мониторинга;
- обработка статистической информации по составляющим производственного процесса;
- анализ систематизация и структурирование информации для принятия управленческих решений по развитию технологических процессов;
- формирование целевой программы развития технологий обслуживания и ремонта на предприятии.

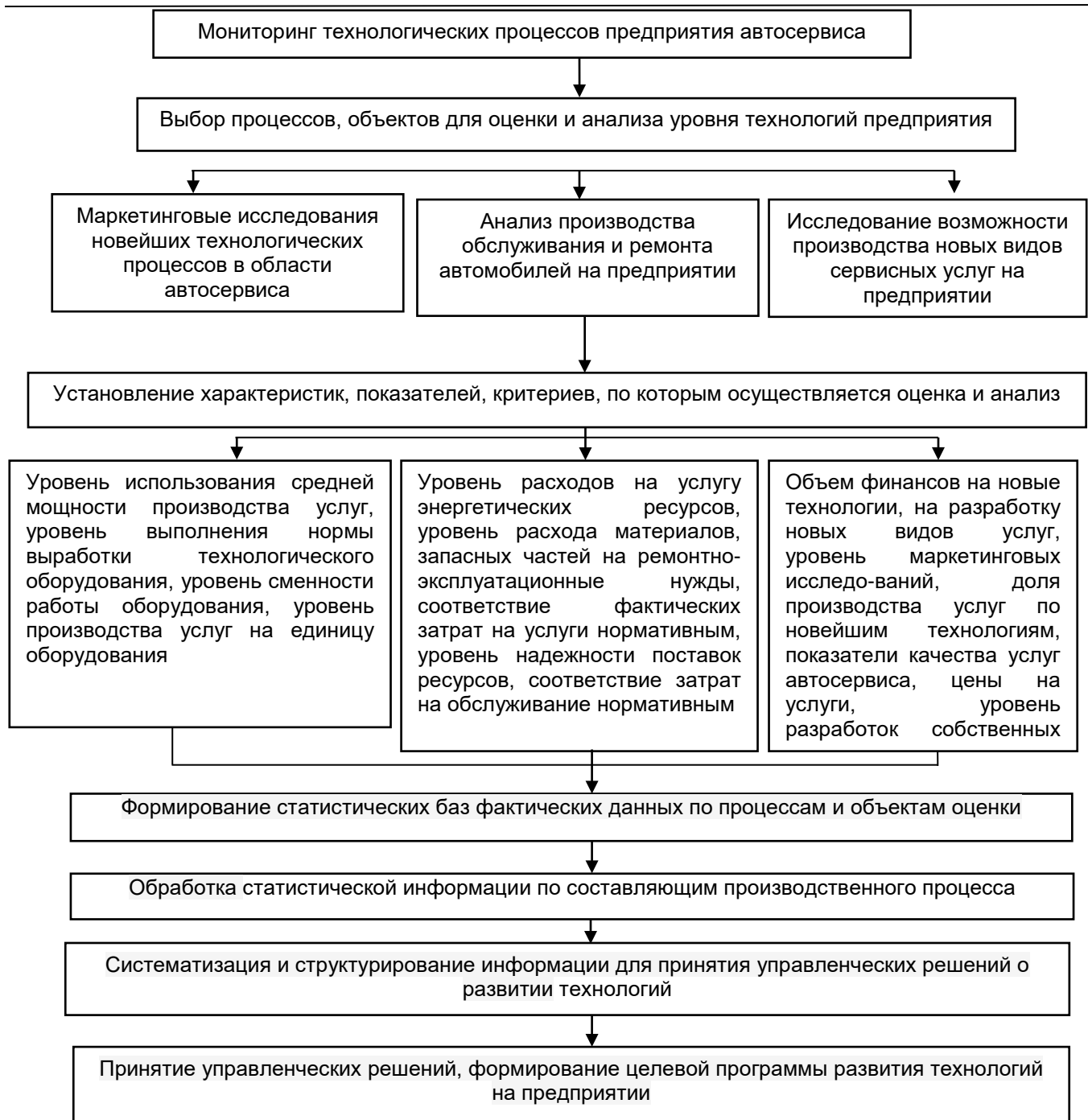


Рисунок 2 - Схема оценки состояния и развития технологий на предприятии автосервиса

3. Заключение:

При формировании программы развития технологий необходимо произвести анализ производства услуг на предприятии, новейших технологических процессов, возможности производства новых видов сервисных услуг на предприятии.

Литература:

1. Markov O.D. Rynok, avtomobil', klient. – M.: Transport, 1999. - 270s.
2. Malikhina O.V. Formirovanie modeley i metodov upravleniya predpriyatiyami avtoservisa : Dis. ... kand. ekon. nauk. - SPb.: RGB, 2006. – 168s.

Contacts: Associate Professor, Ph.D., Nikolay Mastepan, Donbass National Academy of Construction and Architecture, 84333, Str. Heroes of the Heavenly Hundred, 14, Kramatorsk, Donetsk region, Ukraine, +380954927056, e-mail: mastepanma@gmail.com

Contacts: graduate student, Olena Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380508015103, e-mail: mastepanea@gmail.com

СИСТЕМА МОНИТОРИНГА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ МАТЕРИАЛЬНЫМИ РЕСУРСАМИ

SYSTEM OF MONITORING OF PROVISION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF MAINTENANCE AND REPAIR OF VEHICLES BY MATERIAL RESOURCES

Serhii Mastepan, Victor Kuzmin

Abstract. In the paper, an approach to the formation of a system for monitoring the material and technical support of the processes of maintenance and repair of vehicles at road transport enterprises is considered. The tasks of material and technical support are stated. The groups of factors influencing the level of stocks of materials available at the enterprise are analyzed. The monitoring procedure has been developed.

Keywords: car, service, production process, development

1. Введение:

Материально-техническое обеспечение (МТО) предприятия является элементом сферы товарного обращения предприятия. Оно может влиять на качество производства услуг по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей и уровень эффективности производства.

МТО производственного процесса предприятия, осуществляющего техническое обслуживание и ремонт транспортных средств – процесс обеспечения энергетическими ресурсами, материалами, запасными частями, агрегатами и т.п., необходимыми для производства услуг.

Система материально-технического обеспечения требует постоянного мониторинга и отладки. Это будет залогом своевременного поступления качественных энергетических и материальных ресурсов на предприятие.

2. Изложение:

Задачами материально-технического обеспечения процесса технического обслуживания и ремонта автомобилей на предприятии являются [1]:

определение потребности в энергетических и материальных ресурсах по всей номенклатуре видов работ и для всех структурных подразделений предприятия;

нормирование затрат ресурсов по номенклатуре услуг по обслуживанию и ремонту транспортных средств;

разработка экономически обоснованных объемов запасов материальных ресурсов на предприятии;

оптимизация объемов поставок материальных ресурсов;

изучение и анализ рынка и качества ресурсов и составление договоров на поставку конкретных ресурсов;

составление графиков и организация поставки ресурсов на предприятие;

организация складского хозяйства, контроль за состоянием складов и условиями хранения материалов и запасных частей;

разработка мероприятий по экономному хранению и использованию энергетических и материальных ресурсов.

Важной составляющей управления МТО является оптимизация запасов на предприятии. Мониторинг уровня запасов материальных ресурсов проводится с целью уменьшения объемов оборотных средств и затрат на хранение ресурсов. Для предприятия, осуществляющего техническое обслуживание и ремонт автомобилей, предусматривается определение размера запасов отдельных ресурсов: материалов для ТО и ремонта, запасных частей, агрегатов, энергетических ресурсов с учетом текущей ситуации как на предприятии, так и в регионе. При этом используются методы и инструменты логистики с целью своевременной поставки ресурсов и уменьшение их

запасов. Блок-схема модели оптимизации поставки ресурсов по результатам мониторинга процессов формирования запасов представлена на рис. 1.



Рисунок 1 - Блок-схема мониторингу и оптимизации системы обеспечения предприятия материальными ресурсами

Факторы, влияющие на уровень имеющихся запасов материалов, могут быть разделены на следующие группы.

Первая группа факторов характеризует уровень и состояние рынка ресурсов. В эту группу входят: разветвленность рынка ресурсов, уровень соответствия качества ресурсов договорным условиям, соблюдение поставщиками графиков поставки, несоответствие количества и номенклатуры поставляемых ресурсов указанным в договорах.

Второй группа факторов характеризует стабильность процесса использования ресурсов, которая определяется соответствием спроса на услуги автосервиса прогнозным расчетам предприятия, незначительными колебаниями величины спроса, правильными прогнозированием, расчетами и стабильным выполнением производственной программы.

Третья группа факторов характеризуется экономико-производственной ситуацией на предприятии. К этой группе относятся такие факторы, как финансовая устойчивость предприятия, совершенство системы планирования потребности в материальных ресурсах, кризисные явления в стране и на предприятии (например, не запланированы профилактические и ремонтные работы по оборудованию и сооружениям) и др.

Четвёртая группа факторов характеризуется несовершенством производственной базы предприятия. Несовершенство производственной базы — это устаревшее технологическое оборудование и устаревшие технологии, высоко затратные технологии.

Пятая группа факторов характеризуется несовершенной организацией производства ТО и ремонта. Несовершенная организация определяется низкой технологической дисциплиной, низким качеством выполнения работ, использованием некачественных материалов, отсутствием системы контроля использования ресурсов и тому подобное.

Влияние указанных факторов приводит к несоответствию в процессах материально-технического снабжения. На предприятиях создается или дефицит ресурсов ⚠:

$$\delta = Q_{ck}(t_n) - Q_{norm}, \text{ при условии: } Q_{ck}(t_n) - Q_{norm} < 0 \quad (1)$$

или их излишек ρ :

$$\rho = Q_{ck}(t_n) - Q_{norm}, \text{ при условии: } Q_{ck}(t_n) - Q_{norm} > 0 \quad (2)$$

где $Q_{ck}(t_n)$ – имеющиеся на предприятии ресурсы;
 Q_{norm} – нормированные (нужные) ресурсы.

Дефицит – это отсутствие необходимых ресурсов для реализации какого-либо действия. При дефиците ресурсов нарушается протекание производственного процесса, увеличивается время обслуживания автомобилей, уменьшается спрос на услуги и, как результат, доходы предприятия.

На этом этапе решается задача мониторинга, анализа и оценки характера, механизмов и степени влияния различных факторов на формирование запасов ресурсов, необходимых для протекания производственного процесса. По каждому фактору по всей номенклатуре ресурсов необходимо провести анализ возможных производственных ситуаций, приводящих к образованию как дефицита, так и избытка ресурсов. Осуществляется прогнозная оценка объемов возможного дефицита или избытка запасов по всей номенклатуре.

Процесс влияния различных факторов на обеспечение ТО и ремонта автомобилей ресурсами и на уровень запасов носит случайный, не всегда предсказуемый характер. Для предотвращения негативного влияния отклонений в поставках ресурсов, необходимых для ТО и ремонта, нужно прогнозировать потери доходов от действия различных факторов [2].

Величина ожидаемых потерь из-за дефицита запаса материальных ресурсов C_δ должна прогнозироваться на весь срок колебаний в поставках ресурсов и определяется по формуле:

$$C_\delta = \sum_i (T_{ni} \frac{Q_{pi}}{365} \cdot M(\Delta t_i, f_i)), \quad (3)$$

где T_{ni} – цена нормо-часа i – ой услуги по ТО и ремонту автомобиля ($i = 1, 2, 3, \dots$);
 Q_{pi} – годовые объемы производства по номенклатуре услуг, по которым произошло колебание в поставках ресурсов и ведется прогнозирование;
 365 – дни года;
 $M(\Delta t_i, f_i)$ – математическое ожидание отклонение объемов производства услуг и колебаний в поставках i -го ресурсу под влиянием f_i фактора на протяжении периода Δt .

Существует несколько направлений адаптации к условиям дефицита материальных ресурсов производственных процессов предприятий, осуществляющих ТО и ремонт автомобилей [3]. По результатам мониторинга и прогнозирования последствий колебаний в поставках ресурсов можно реализовать следующие мероприятия:

1. Осуществить снижение объемов производства до уровня, соответствующего уровням запасов ресурсов. Это направление не желательно. Снижение объемов производства приведет к снижению производительности труда, уровней доходов и тому подобное. Может повыситься себестоимость производства услуг автосервиса, и это может стать причиной банкротства предприятия.

2. Можно заменить один вид материального ресурса другим. На рынке ресурсов для предприятий автосервиса представлен широкий спектр предложений. При недостатке какого-то ресурса, предприятие может заменить его на аналогичный по цене и качеству, на более дорогой и качественный, на более дешевый и более низкого качества. Первый случай мало вероятен. На рынке запасных частей и агрегатов для автомобилей очень много подделок. Предприятия автосервиса, как правило, хотя заключают договоры на поставку оригинальных запасных частей и материалов от заводов производителей.

Невыполнение указанного условия часто приводит к снижению качества технического обслуживания и ремонта автомобилей. Использование более дорогих ресурсов приводит часто к необоснованному повышению себестоимости услуг и не всегда приемлемое с экономической точки зрения для предприятия.

3. Изменение номенклатуры услуг. Изменение номенклатуры влечет за собой организационные расходы, связанные с переходом на другую номенклатуру услуг, сужение производственных функций предприятия, потерю статуса предприятия комплексного типа. Сужать номенклатуру услуг предприятию не желательно. Необходимо решать вопрос оптимизации системы снабжения ресурсов на основе логистического подхода.

Избыток ресурсов также негативное явление. При избытке увеличиваются расходы на их хранение, увеличивается время обращения оборотных средств, может возникнуть проблема нехватки оборотных средств и тому подобное.

Потери от хранения увеличенных запасов ресурсов C_p можно определить по формуле:

$$C_p = z_i \cdot R_Q \cdot M_{Qi} \cdot \Delta t, \quad (4)$$

где z_i – цена i -го материального ресурса;

R_Q – затраты i -го ресурса на нормо-час годового объема работ;

M_{Qi} – математическое ожидание величины недовыполнения суточных объемов работ с использованием i -го материального ресурса;

Δt – период, на протяжении которого сохраняются лишние запасы i -го материального ресурса.

При формировании производственной программы предприятия автосервиса и плана материально-технического снабжения на определенный период необходимо, чтобы нормативный запас ресурса Q_{norm} и фактически поставленный объем ресурсов $Q_{ck}(t_n)$ на предприятие совпадали.

Фактические и нормированные запасы ресурсов на предприятии $Q_{ck}(t_n)$ и Q_{norm} могут, под влиянием приведенных ранее факторов, иметь между собой такие взаимоотношения:

$$Q_{ck}(t_n) = Q_{norm}, \quad Q_{ck}(t_n) > Q_{norm}, \quad Q_{ck}(t_n) < Q_{norm} \quad (5)$$

Возможные колебания фактического запаса материальных ресурсов на предприятии $Q_{ck}(t_n)$ и нормативного запаса Q_{norm} определяются методами теории вероятности и математической статистики с использованием модели формирования потерь от колебаний в использовании материальных ресурсов.

3. Заключение:

Мониторинг процесса материально-технического обеспечения должен вестись на основе учета факторов, влияющие на уровень запасов и фактические расходы.

Литература:

1. Golokteev K., Matveev I. Upravlenie proizvodstvom: instrumenty, kotorye rabotayut., — SPb.: Piter, 2008. — ISBN 978-5-91180-599-9.
2. Atamanchuk G.V. Obespechenie ratsional'nosti upravleniya. — M.: Yuridicheskaya literatura, 1996. — 352 s.
3. Lukinskiy V.S., Berezhnoy V.I., Berezhnaya E.V., Tsvirin'ko I.A. Logistika avtomobil'nogo transporta: kontseptsiya, metody, modeli. M.: Finansy i statistika, 2002. — 280 s.

Contacts: docent, PhD, Serhii Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380509652038, e-mail: mastepansm@gmail.com

Contacts: Senior Lecturer, Donbass National Academy of Construction and Architecture, 84333, Str. Heroes of the Heavenly Hundred, 14, Kramatorsk, Donetsk region, Ukraine, +380508638976, e-mail: kuzmin@donnaba.edu.ua

УТОЧНЕНИЕ СРОКОВ СМЕНЫ АНТИФИЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОБУСОВ

CLARIFICATION OF TERMS FOR REPLACING ANTIFREEZE DURING BUS OPERATION

Mikhail Nahliuk¹

Abstract. The results of changes of the main indicators of antifreeze quality depending on the operating time as a result of exploitation of buses. The article presents a mathematical model of forecasting the residual life of antifreeze. With the help of a technical endoscope obtained photographs of the surface parts of the engine cooling system after the motor operation with antifreeze.

Key words: bus, antifreeze, exploitation, mathematical model, operating time.

1. Введение:

В условиях непрерывно меняющихся цен на нефтепродукты, специальные жидкости и антифризы, особенно актуальными становятся вопросы, о рациональном использовании этих продуктов. Малые сроки эксплуатации антифриза приводят к его необоснованному перерасходу, большие – к снижению эксплуатационной надежности и долговечности деталей системы охлаждения двигателя. Оптимальным решением в данной ситуации является проведение периодического контроля, который позволит прогнозировать сроки эксплуатации антифриза, в двигателе ссылаясь на его фактическое состояние.

2. Изложение:

При эксплуатации автобусов периодический контроль работающих антифризов в большинстве случаев не проводят, упуская из виду то, что антифриз контактирует одновременно со многими поверхностями деталей двигателя изготовленных из разных материалов и сплавов.

При появлении в двигателе неисправностей антифриз может потерять работоспособность в течение очень короткого промежутка времени и стать одной из причин наступления отказа в работе системы охлаждения и двигателя, повышенного износа деталей и преждевременного уменьшения ресурса [1, 2].

В процессе эксплуатации автобусов и автомобилей, при работе двигателя антифриз, выполняя функции по отводу тепла, также накапливает продукты коррозионного изнашивания и загрязнений, а это приводит к изменению основных показателей качества антифриза. К основным видам загрязнений охлаждающих жидкостей в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести продукты химической и кавитационной коррозии, масляные и жировые отложения, частицы песка, накипи, грязи, силиконовых герметиков, продукты разложения антифризов (гели) и отработанные присадки [1].

Использование не качественного антифриза приводит к преждевременным отказам в работе системы охлаждения двигателя: выходу из строя радиатора, вследствие его коррозионного изнашивания или закупорки трубок; набухание и потеря эластичности резиновых шлангов приводит к утечкам; сильное вспенивание ухудшает охлаждение и приводит к перегреву теплонапряженных деталей двигателя.

Одним из показателей качества охлаждающей жидкости является электропроводность антифриза. Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. Результаты измерений электропроводности стандартных растворов, при различных температурах, приведенные в литературе [3]. В работе [4, 5, 6] описаны исследования и приведены результаты изменения электропроводности различных углеводородных жидкостей, чистых и отработанных образцов различных масел.

Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены, необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является величина, которая измеряется в километрах пробега или времени (месяц, год). Однако в таком случае не учитывается то, что при простое автомобиля с работающим двигателем (прогрев, движение на подъём, простой на светофоре и т.д.) охлаждающая жидкость продолжает работать и вырабатывать свой ресурс. В работах [7, 8, 9] рассматривается влияние охлаждающей жидкости на изменение расхода топлива.

Ресурс двигателей в первую очередь определяется изнашиванием деталей и узлов систем двигателя. Для снижения отказов деталей, узлов и систем двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение изменения основных показателей качества антифризов.

В связи с этим целью работы является исследование изменения основных показателей качества антифриза и оценка технического состояния поверхности деталей системы охлаждения двигателя на момент замены при эксплуатации автобусов.

Производители автомобилей и автобусов обязательно указывают в карте сервисного обслуживания периодичность технического обслуживания и замену антифриза, моторных и трансмиссионных масел в силовых агрегатах на период гарантийного обслуживания.

Картой сервисного обслуживания автомобилей Hyundai предусмотрена замена антифриза через 45 тыс. км, ВАЗ, ПАЗ и Богдан через 60 тыс. км или 24 месяца эксплуатации.

Диагностируя антифриз, можно получить объективную информацию о процессе изменения основных показателей качества антифриза, электропроводности и скорости поступления продуктов коррозионного изнашивания сопряжений и деталей системы охлаждения двигателя при эксплуатации [10].

При выполнении технического обслуживания по замене антифриза А-40 на автомобиле ВАЗ-2115 с помощью технического эндоскопа производилась оценка состояния поверхности деталей системы охлаждения (фото 1 и 2).



а



б

Фото 1. Мазеобразные отложения в нижнем резиновом патрубке радиатора (а) и коррозия в трубках радиатора (б)

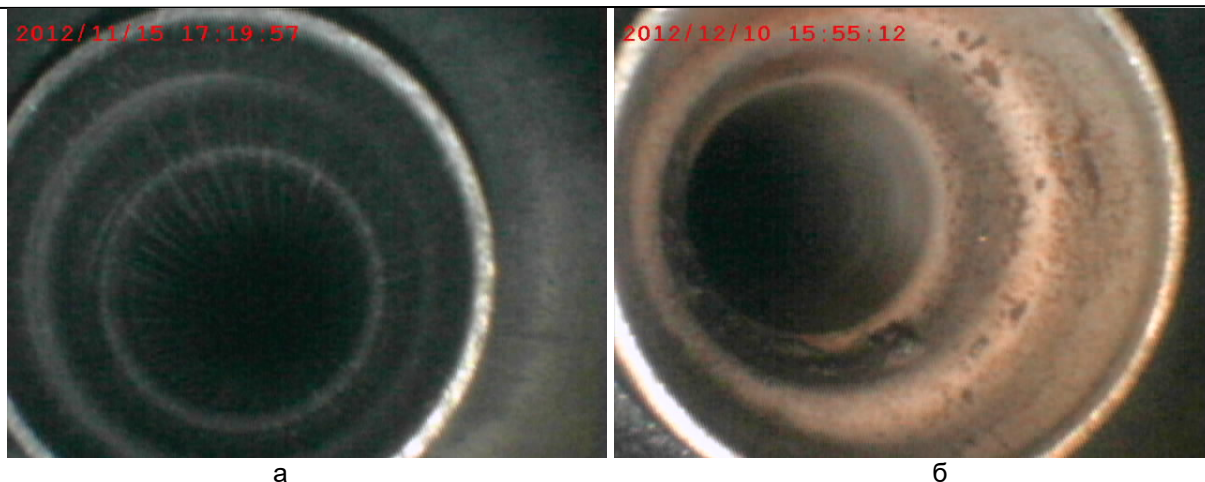


Фото 2. Состояние поверхности трубок радиатора нового (а) и после замены антифриза (б)

Изменение основных показателей от пробега характеризующих качество антифриза применяемого в автомобиле Hyundai i30 представлены в табл.1.

Таблица 1. Результаты изменения показателей качества антифриза “GlycoShell G11” при эксплуатации автомобиля Hyundai i30

Показатели	Норма по ГОСТ 28084	39 тыс. км	52 тыс. км
1. Плотность при 20 °С, г/см ³	1,065-1,085	1,085	1,085
2. Температура начала кристаллизации, °С	- 40	- 42	- 42
3. Водородный показатель, рН	7,5-11,0	7,75	7,59
4. Щелочность, см ³ , не менее	10	9,1	9,7
5. Электропроводность, Ом ⁻¹ ·м ⁻¹	-	6,689·10 ⁻⁵	7,758·10 ⁻⁵
6. Коррозионное воздействие на металлы, г/м ² ·сут:			
- медь	0,1	0,012	0,015
- латунь	0,1	0,037	0,05
- алюминий	0,1	0,011	0,04
- сталь	0,1	0,1	0,135
- чугун	0,1	0,1	0,153
7. Концентрация продуктов коррозионного изнашивания, г/т			
Sn	-	-	<1
Cu	-	-	2
Al	-	-	6
Fe	-	-	3

Анализируя изменение показателей качества антифриза представленных в табл. 1 нужно отметить, что при пробеге 52 тыс. км произошло увеличение коррозии деталей изготовленных из стали до 35% и чугуна до 53% по сравнению с предыдущим значением. Увеличение значения электропроводности антифриза составило около 16%.

Зная предельное значение концентрации продуктов коррозионного изнашивания и измеренное значение можно уточнять остаточный ресурс антифриза по формуле

$$L_{ж}^{ост} = (F_{д.к} - F_{изм}) \cdot V_o \cdot \rho_{ж} \cdot V_a / 60H, \quad (1)$$

где $F_{д.к}$ – допустимая концентрация продуктов коррозионного изнашивания в антифризе, г/т;

$F_{изм}$ – измеренная концентрация продуктов коррозионного изнашивания в антифризе, г/т;

V_o – объём системы охлаждения, м³;

$\rho_{ж}$ – плотность антифриза, т/м³;

V_a – скорость движения автомобиля, км/ч;

I – скорость поступления продуктов коррозионного изнашивания в антифриз, г/мин.

Таблица 2. Результаты анализа охлаждающей жидкости “ХТ Antifreeze”

Наименование показателя		ХТ Antifreeze (0 км)	Срок службы антифриза в двигателе автобуса		
			Neoplan 121 тыс. км	Van Hool 120 тыс. км	Setra 120 тыс. км
1. Плотность при 20°C, г/см ³		1,145	1,062	1,085	1,065
2. Температура застывания, °C		<-30	<-30	<-30	<-30
3. Водородный показатель, pH		6,5	6,61	7,08	7
4. Щелочность, см ³ , не менее		14,3	14	11,4	10,5
5. Электропроводность, Ом ⁻¹ ·м ⁻¹		6,216·10 ⁻⁵	6,573·10 ⁻⁵	5,86·10 ⁻⁵	6,216·10 ⁻⁵
6. Вязкость кинематическая, мм ² /с, при 80°C		1,28	0,79	1,02	0,81
7. Коррозионное воздействие на металлы, г/м ² ·сут:					
– медь		0,0044	0,0075	0,0023	0,0111
– латунь		0,0028	0,0049	0,002	0,0073
– алюминий		0,0086	0,0104	0,0062	0,0086
– сталь		0,0578	0,0994	0,1308	0,0547
– чугун		0,1168	0,0628	0,1017	0,1035
8. Концентрация продуктов коррозионного изнашивания, г/т:					
Fe		-	236	338	326
Al		-	216	410	92
Cu		-	20	782	16
Sn		-	172	147	115
9. Скорость поступления в антифриз: алюминия	мг/км	-	0,12	0,24	0,05
	мг/л	-	0,44	0,96	0,22
железа	мг/км	-	0,13	0,2	0,19
	мг/л	-	0,48	0,79	0,77
меди	мг/км	-	0,01	0,46	0,009
	мг/л	-	0,04	1,82	0,038

Изменение основных показателей от пробега характеризующих качество антифриза применяемого в автобусах (пробег автобусов с начала эксплуатации более 500 тыс. км) представлены в табл. 2.

Анализируя изменение показателей качества антифриза представленных в табл. 2 нужно отметить, что при пробеге 120 тыс. км замене подлежит антифриз в автобусе Van Hool из-за повышенной коррозии стальных деталей.

3. Заключение:

Выполняя оценку основных показателей качества антифризов при проведении технического обслуживания и анализируя состояние поверхности деталей системы охлаждения с помощью технического эндоскопа при замене охлаждающей жидкости. Можно точнее установить целесообразность эксплуатации автобуса на данном антифризе конкретного производителя и сроках его замены.

Литература:

1. Dragomirov S. G. Fil'try dlja ochistki ohlazhdajushhej zhidkosti v avtomobil'nyh dvigateljah / S. G. Dragomirov, M. Shkapcova, A. Glinkin // Aktual'nye problemy jekspluatacii avtotransportnyh sredstv: materialy XIII mezhdunar. nauch.- praktich. konf., 28 –29 oktjabrja 2009 g. – Vladimir: VIGU, 2009. – S. 307–311.
2. Bezjukov O. K. Formalizacija processov starenija ohlazhdajushhih zhidkostej DVS / O. K. Bezjukov, V. A. Zhukov, O. V. Zhukova // Dvigateli vnutrennego sgoranija : nauch.-tehn. zhurnal. – Har'kov: NTU "HPI". – 1989. – № 2. – S. 105–109.
3. Spravochnik himika / pod red. Nikol'skogo B. P., 3 tom, 2-e izd. dop. i per. – M: Himija, 1964. – 1010s.
4. Vencel' E. S. Uluchshenie kachestva i povysenie srokov sluzhby neftjanyh masel / E. S. Vencel', S. G. Zhalkin, N. I. Dan'ko. – Har'kov: UkrGAZhT, 2003. – 168 s.
5. Bogorodickij N. P. Jeлектrotehnicheskie materialy / N. P. Bogorodickij, V. V. Pasynkov, B. M. Tareev. – L.: «Jenergija», 1977. – 352 s.
6. Belousov A. I. Izmerenie udel'noj ob'emnoj jelektroprovodimosti uglevodorodnyh zhidkostej / A. I. Belousov, I. V. Rozhkov, E. M. Bushueva // Himija i tehnologija topliv i masel. –1985. – № 3. – S.35–40.
7. Astapenkov V. A. Ohlazhdajushhaja zhidkost' jekonomit toplivo / V. A. Astapenkov //Avtodorozhnik Ukrainy. –1994. – №2.– S.15–16.
8. Galkin M.L. Innovacionnye jenergojeffektivnye antifrizy dlja avtomobil'nogo transporta / M.L. Galkin, A.M. Rukavishnikov // Avtomobil'nyj transport: nauch.-tehn. zhurnal. – 2013. – №12. – S.24–25.
9. Jakovlev B.P. O korrozii i nakipi v sistemah ohlazhdenija traktornyh dvigatelej / B.P. Jakovlev // Traktory i sel'hozmashiny. – 1973. – №2. – S.17–19.
10. Nagljuk M.I. Utochnenie srokov smeny antifrizov pri jekspluatacii / M.I. Nagljuk, V.P. Volkov, I.S. Nagljuk // Naukovi notatki: mizhvuzivs'kij zb. – Luc'k, 2012. – Vip. 37. – S.246–256.

Контакты: 1. Assistant, PhD. in Technical Science Nahliuk Mikhail. Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical operation and service vehicles", Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, Tel.: +380577073768. E-mail: golkiper86@ukr.net

МОДЕЛЬ КОНТАКТА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ С ДОРОГОЙ

Михаил Подригало¹, Азиз Абдулгазис¹, Михаил Холодов¹

MODEL OF PNEUMATIC TYRE CONTACT WITH ROAD

Mikhail Podrigalo¹, Aziz Abdulgazis², Mikhail Kholodov³

Abstract. The proposed analytical model of the frictional contact of a car wheel with the road is obtained based on the hypothesis of a decrease in the normal reaction of the road to the wheel due to the effect of vertical centrifugal acceleration caused by the radial deformation of the wheel. It is assumed that the perceived decrease in traction coefficient with increasing wheel axle speed causes a corresponding decrease in normal road response. It has been determined that the decrease in the normal reaction of the road can reach 25% at high values of the wheel speed.

Keywords: Vehicle, Adhesion coefficient, wheel, normal reaction, skidding

1. Введение:

Коэффициент сцепления колеса автомобиля с дорогой оказывает существенное влияние на эксплуатационные свойства автомобиля и безопасность дорожного движения.

Несмотря на значительное количество научных исследований, посвященных контакту колеса с дорогой и коэффициенту сцепления, большинство полученных математических моделей являются следствием обработки большого количества экспериментальных данных.

Исследованию коэффициента сцепления пневматической шины с дорогой посвящено значительное количество теоретических и экспериментальных исследований.

Построению фундаментальных моделей качения деформируемого колеса по опорной поверхности посвящены работы М.А. Левина, Н.А. Фуфаева, Е.А. Чудакова, А.С. Федосова, М.А. Петрова, В.А. Петрушева, Н.В. Расејка, В.И. Кнороза [1-8]

Модели, предложенные в указанных работах, легли в основу теории автомобиля, поскольку позволили определить соотношения между расчетными параметрами колеса в различных режимах качения. Определено, что продольный ϕ_x и боковой ϕ_y коэффициенты сцепления колеса с дорогой зависят от следующих факторов:

- линейной скорости оси колеса (скорости автомобиля);
- относительного буксования или проскальзывания (скольжения) колеса в пятне контакта;

- внутреннего давления воздуха в шине, определяющего радиальный, боковой и крутильный коэффициенты жесткости шины, а также жесткость на продольный сдвиг.

Теоретическому и экспериментальному исследованию коэффициента сцепления колеса с дорогой посвящены работы [10-16]. Однако влияние скорости и проскальзывания в пятне контакта в указанных работах не определено, поскольку в фундаментальных работах по качению деформируемого колеса по твердой поверхности не учтено действие центробежного ускорения. Это ускорение направлено вертикально вверх и приложено к центру масс колеса, который при радиальной деформации шины располагается выше оси вращения [17-18]. Действие указанного ускорения определяет изменение динамического радиуса колеса [17] и, следовательно, приводит к уменьшению нормальной реакции дороги.

Действие вертикального центробежного ускорения, на наш взгляд, является причиной влияния скорости, скольжения в контакте, внутреннего давления воздуха в шине на коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Предлагается гипотеза о том, что поскольку при вращении колеса уменьшается нормальная нагрузка, то это приводит к уменьшению ощущаемого (эффективного) коэффициента сцепления.

2. Изложение:

Вращающееся деформируемое колесо автомобиля находится в зоне действия двух потенциальных полей. Первое поле – гравитационное поле Земли, а второе – поле, создаваемое центробежным ускорением разбалансированным вследствие радиальной деформации шины колесом (рисунок 1).

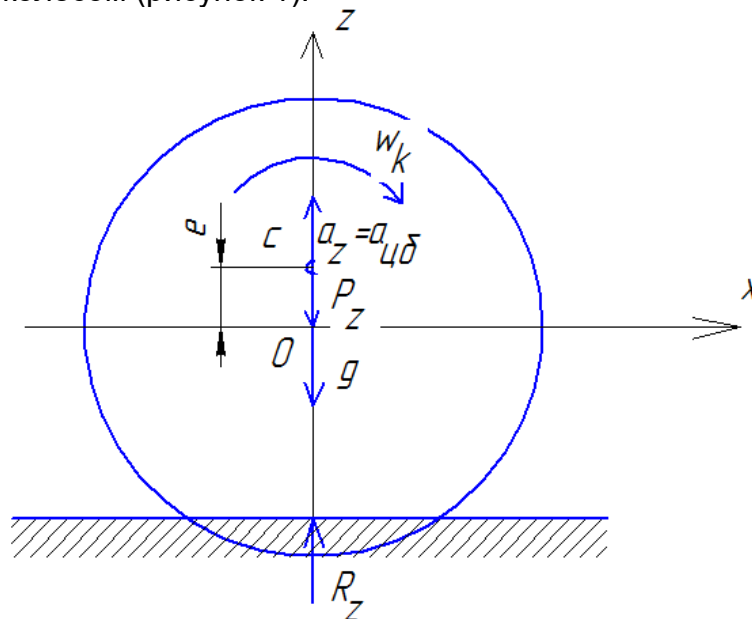


Рисунок.2 Схема действия ускорений, нормальных нагрузки и реакции дороги на колеса

С помощью схемы, представленной на рис.2, определим нормальную реакцию R_z дороги на колесо

$$R_z = m_{\text{кпр}} \cdot g - m_k \cdot a_z = m_{\text{кпр}} \cdot g \cdot \left(1 - \frac{m_k}{m_{\text{кпр}}} \cdot \frac{a_z}{g} \right); \quad (1)$$

m_k – собственная масса колеса;

$m_{\text{кпр}}$ – приведенная к рассматриваемому колесу часть массы автомобиля;

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

a_z – вертикальное ускорение центра масс автомобиля;

$$a_z = a_{\text{цб}} = \omega_k^2 \cdot e; \quad (2)$$

$a_{\text{цб}}$ – центробежное ускорение центра масс С колеса;

e – эксцентриситет (смещение центра масс С относительно оси вращения О колеса);

Многие авторы не учитывают уменьшение нормальной реакции дороги на колесо, вызванное действием центробежного ускорения на деформируемое колесо, и считают, что влияние скорости движения колеса на коэффициент сцепления с дорогой обусловлено процессами в шине. Предположим, что при указанном подходе определяется некий видимый (эквивалентный или ощущаемый) коэффициент сцепления колеса с дорогой.

В работе [17] определена величина уменьшения нормальной реакции на колесо в установившемся режиме движения

$$\Delta R_z = \frac{P_z}{1 + \frac{C_z}{m_k \omega_k^2 f}}. \quad (3)$$

Из условия

$$(P_z - \Delta R_z) \varphi_x = P_z \varphi_{x\varphi} \quad (4)$$

Определим

$$\varphi_{x\varphi} = \varphi_x \left(1 - \frac{\Delta R_z}{P_z} \right), \quad (5)$$

где $\varphi_{x\varphi}$ -ощущаемое (эффективное) значение коэффициента сцепления колеса с дорогой
После подстановки (3) в (5) определим

$$\varphi_{x\varphi} = \frac{\varphi_x}{1 + \frac{m_k \omega_k^2 f}{C_z}}. \quad (6)$$

Анализ уравнения (6) показывает, что с ростом угловой скорости колеса ω_k происходит уменьшение эффективного коэффициента $\varphi_{x\varphi}$ сцепления колеса с дорогой. При определении взаимосвязи между параметрами C_z и F можно будет говорить о влиянии внутреннего давления воздуха в шине на величину $\varphi_{x\varphi}$

В тяговом режиме движения угловая скорость колеса ω_k , связана со скоростью оси (автомобиля) V_a через относительное буксование S следующей зависимостью:

$$S = 1 - \frac{V_a}{\omega_k r_{\varphi}}, \quad (7)$$

где r_{φ} – динамический радиус колеса.

Из уравнения (7) определим угловую скорость колеса

$$\omega_k = \frac{V_a}{(1-S)r_{\varphi}}. \quad (8)$$

В работе [17] определен динамический радиус колеса в установившемся режиме движения

$$r_{\varphi \text{ усн}} = r_{св} - \frac{P_z}{C_z} \cdot \frac{1 - \frac{m_k \omega_k^2 f}{c_z}}{1 + \frac{m_k \omega_k^2 f}{c_z}}, \quad (9)$$

где $r_{св}$ – свободный радиус колеса.

При подстановке выражения (8) в уравнение (6) мы не будем учитывать соотношения (9), поскольку при незначительном повышении точности данного расчета

увеличится сложность получаемого аналитического выражения. В работе [3] предложены вероятностный метод определения динамического радиуса колеса, согласно которому его среднее значение можно определить по формуле

$$\bar{r}_o = r_{co} - \frac{P_z}{2C_z}. \quad (10)$$

Уравнение (6) с учетом (8) и (10) примет вид

$$\varphi_{xz} = \frac{\varphi_x}{1 + \frac{m_k f}{C_z} \cdot \frac{V_a^2}{(1-S)^2 \left(r_{co} - \frac{P_z}{2C_z} \right)^2}}. \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет в трехмерном пространстве построить зависимость φ_{xz} от скорости автомобиля V_a и относительного буксования S . В четырехмерном пространстве можно учесть также зависимость от C_z .

3. Заключение:

Выдвинутая гипотеза, заключающаяся в том, что уменьшение коэффициента сцепления колеса с дорогой нужно объяснять снижением нормальной реакции дороги на колесо вследствие действия центробежного ускорения, позволила получить аналитическое выражение для расчета эффективного (ощущаемого) коэффициента сцепления в зависимости от скорости движения, буксования (скольжения) колеса и радиальной жесткости шины.

Литература:

1. Левин М. А. Теория качения деформируемого колеса / М. А. Левин Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1989. – 272 с.
2. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1947. – 72 с.
3. Федосов А. С. Модель стационарного плоского движения колеса / А. С. Федосов // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов ХНАДУ. – 2002. – Вып. 9. – С. 122–126.
4. Ечеистов Ю. А. Качение автомобильного колеса по твердой дороге / Ю. А. Ечеистов // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 3. – С. 21 – 22.
5. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров – Омск: Западно -Сибирское книжное издательство, 1973. – 224 с.
6. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
7. Расајка Н.В. Tyre factors and front wheel vibration. – International Journal of vehicle Wising, 1980, V.1, №2, pp97-119.
8. Работа автомобильной шины / под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
9. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 239с.
10. Лепешкин А.В. Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении /А.В. Лепешкин, С.Е. Петров//Известия МГТУ «МАМИ», 2012-N2(14), т.1. – с.233-241.
11. Клец Д.М. Экспериментальное определение коэффициента сцепления колес с дорогой/Д.М. Клец//Механіка та машинобудування, 2012-N1-с.54-65
12. Иванов В.Г. Об оценке сцепления колеса с дорогой/В.Г.Иванов, Г.В. Бутылин, В.Э. Сахович, Б.Н. Широков//Мехатроника, автоматизация, управление- М: Новые технологии, 2004-N9-с. 47-56.

13. Захаренко А.В. Определение коэффициента сцепления колеса автомобиля с поверхностью деформируемого грунта и необходимого крутящего момента двигателя в процессе эксплуатации/А.В. Захаренко//Вестник ИрГТУ, 2012 – N2(61) – с.63-66.
14. Соустова А.И. Определение коэффициента сцепления колеса с дорогой расчетно-экспериментальным путем /А.И. Соустова, И.Ю. Чуйко//Современные технологии. Моделирование – 2019- Т.62, N2 – с. 68-77.
15. Феватов С.А. Влияние эксплуатационных факторов на курсовую устойчивость грузового автомобиля со сдвоенными задними колесами: Канд. техн. наук: 05.22.10 – «Эксплуатация автомобильного транспорта» /Феватов Сададин Асанович.-Симферополь, 2015.-217с.
16. Назарко О.О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів в тяговому режимі руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.О. Назарко, – Харків, 2013. – 123 с
17. Абдулгасис А.У. Оценка влияния скорости движения на динамический радиус колеса автомобиля/А.У. Абдулгасис//Учебные записки Крымского инженерно-педагогического университета» - Симферополь: НИЦ КИПУ, 2020г. №3(69) – с.196-201.
18. Подригало М.А. Оценка погрешности определения массы на весах при движении автомобиля/ М.А. Подригало, Д.М. Клец, М.В. Байцур, А.У. Абдулгасис // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції “Експлуатаційна та сервісна інженерія” -ХНТУСГ, 2020 (15-16 жовтня 2020р). Україна, Харків – с.142-144.
19. Динаміка колеса автомобіля / А.У. Абдулгасіс, Д.В. Абрамов, М.П. Артьомов и др.; под ред. М.А. Подригало и О.С. Полянського. – Харьков: ХНАДУ, 2019. – 199 с.

Контакти:

¹Doctor of Technical Science, Professor, Mikhail Podrigalo, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technology of Machine Building and Repair", 61002, Str. Yaroslava Mudroho 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: pmikhab@gmail.com

²Ph.D Associate Professor Aziz Abdugazis, Kharkov National Automobile Highway University, 61002, Str. Yaroslava Mudroho 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: u.a.abdulaziz@gmail.com;

³Ph.D Associate Professor Mikhail Kholodov, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Automobiles", 61002, Str. Yaroslava Mudroho 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: michaelkholodov@gmail.com.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ИЗНОСА ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА ПЕРЕДНЕЙ ОСИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

METHOD OF EVALUATION OF WEAR OF BRAKE MECHANISMS INSTALLED ON THE FRONT AXIS OF CARS

Nazarov Alexander¹, Nazarov Ivan¹, Belov Valentin¹,
Ivanchenko Yevhen¹, Sergienko Nicolai²

Abstract. *Issues of assessing the wear of friction pairs of brake mechanisms installed on the front axle of passenger cars in order to increase their resource during operation are considered. The basis is the problem of establishing the relationship for disc brakes between the area of friction contact, the coefficient of distribution of the braking force on the front axle of the vehicle, the magnitude of the braking distance and the braking coefficient. The creation of a methodology for assessing the wear of friction pairs, as the most loaded nodes of the brakes of the front axle of a car, will allow, in the first approximation, to select the optimal values of these parameters, which will lead to a decrease in the intensity of their wear during emergency braking.*

Key words: *car, brake, wear, friction area, wear rate.*

1. Введение:

Практика эксплуатации легковых автомобилей, а также анализ причин выхода из строя различных механизмов и узлов достаточно уверенно свидетельствует о том, что большая их часть теряет работоспособность не вследствие поломок, а из-за износа рабочих поверхностей сопряженных деталей.

Многочисленные исследования показали, что около 70% выхода из строя автомобилей при эксплуатации возникает из-за износа в узлах трения, особенно в тормозных механизмах, установленных на передней оси легковых автомобилей [1, 2].

Одной из задач современной науки о трении и износе, является подбор оптимального сочетания материалов и прогнозирование ресурса по режиму работы тормозных механизмов, в том числе и взаимосвязи площади фрикционных пар с параметрами торможения автомобиля [3].

При увеличении площади фрикционного контакта происходит значительное изменение свойств фрикционных материалов в приповерхностных слоях. Эти изменения в ряде случаев оказывают решающее влияние на процессы трения и интенсивность изнашивания поверхностей трения тормозных механизмов [4].

Теоретические исследования представлены в виде аналитических зависимостей, полученных на основе теории трения И.В. Крагельского [4], которые позволяют оценить возможную величину предельного износа фрикционных поверхностей тормозов легковых автомобилей.

2. Изложение:

В процессе циклических экстренных торможений легковых автомобилей под управляющим воздействием тормозного привода возникающая сила трения скольжения в фрикционном контакте «ротор–колодка» создает момент трения, что замедляет вращение колес, и, в результате, – движение автомобиля [1, 2, 5, 6].

В результате трения происходит износ и нагрев сопряженных деталей тормозных механизмов, особенно в локальных трибологических контактах [7-9].

Кроме того, поверхности локального трибологического контакта стираются неравномерно во время эксплуатации. Поэтому периодически требуется их повторная механическая обработка, что снижает ресурс тормозов [9-11].

Итак, неравномерный износ поверхностей трения тормозных механизмов и их нагрев приводит к снижению и эффективности торможений, и ресурса в процессе эксплуатации.

Современные законы регулирования тормозных сил между осями легковых автомобилей предполагают изменение их в соответствии с динамическим перераспределением нормальной нагрузки между осями автомобиля [12].

Необходимо отметить, что процесс распределения тормозных сил не носит постоянный характер и может существенно изменяться в режиме, как служебных, так и экстренных торможений. В связи с этим в реальных тормозных системах легковых автомобилей, оборудованных электронными системами слежения за процессом торможения, коэффициент распределения тормозных сил изменяется в пределах 0,6-0,75 [1, 12].

Кроме того, в работах рекомендуется [13, 14] коэффициент распределения тормозных сил выбирать так, чтобы обеспечивалась одинаковая энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов.

В результате анализа литературных источников [1-14] установлено, что:

- обеспечение требуемой эффективности торможения на всем периоде эксплуатации приводит к превышению энергонагруженности тормозов передней оси, и, как следствие, – чрезмерному нагреву их фрикционных поверхностей;

- превышение энергонагруженности тормозов сопровождается ускоренное изнашивание и температурные деформации сопряженных деталей, резко влияет на качество прилегания фрикционных поверхностей сопряженных деталей «ротор-колодка», что вызывает снижение коэффициента трения скольжения при локальных трибологических контактах.

Целью исследования является установление зависимости предельного износа фрикционных поверхностей тормозных механизмов, устанавливаемых на передней оси легковых автомобилей, от параметров их тормозных систем.

Соотношение энергонагруженности передних и задних тормозов автомобилей при экстренных торможениях, а следовательно, и предельный износ их фрикционных поверхностей [16] будет определяться коэффициентом распределения тормозных сил [12]

$$\beta = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (1)$$

где K_1, K_2 – конструктивный коэффициент тормозов передней и задней осей;

p_1, p_2 – давление в контуре передних и задних тормозов.

Осуществим оценку энергонагруженности передних тормозов легкового автомобиля при экстренных циклических торможениях, выполняемых на ровной горизонтальной дороге.

При этом кинетическая энергия, поглощаемая всеми тормозами легкового автомобиля в течение одного экстренного торможения с учетом момента инерции вращающихся масс и скольжения колес, может быть представлена, как

$$W_T = \frac{G_a}{2g} \cdot \delta_i \cdot \vartheta_a^2 \cdot (1 - \delta_\kappa)^2, \quad (2)$$

где δ_i – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс передней оси;

δ_κ – коэффициент, учитывающий скольжения колес;

ϑ_a – начальная скорость торможения автомобиля;

G – вес автомобиля.

Работа трения, которая осуществляется всеми тормозами при серии последовательных торможений, определяется

$$A_{TP} = W_T \cdot n, \quad (3)$$

где n – число торможений.

При этом работа, выполняемая только передними тормозами, определяется

$$A_{TI} = \beta \cdot A_{TP}, \quad (4)$$

где β – коэффициент распределения тормозных сил между осями автомобиля.

С другой стороны, эта работа может быть определена с учетом тормозного пути автомобиля, при котором происходит износ поверхностей трения передних тормозных механизмов [1]

$$A_{T1} = P_{T1} \cdot S_T = P_T \cdot \beta \cdot S_T \quad (5)$$

где S_T – тормозной путь автомобиля;

P_T – суммарная тормозная сила автомобиля.

С учетом выше изложенного, тормозной путь автомобиля может быть определен, как

$$S_T = \frac{G_a \cdot \delta_i \cdot g_a^2 \cdot (1 - \delta_k)^2 \cdot n}{2g \cdot P_T} \quad (6)$$

Очевидно, что некоторому предельному значению суммарной тормозной силы автомобиля $[P_T] = \gamma_T \cdot G_a$ будет соответствовать предельный тормозной путь $[S_T]$, т.е.

$$[S_T] = \frac{\delta_i \cdot g_a^2 \cdot (1 - \delta_k)^2 \cdot n}{2g \cdot [\gamma_T]} \quad (7)$$

где $[\gamma_T] = \varphi$ – максимальная удельная тормозная сила автомобиля.

Величина износа фрикционных поверхностей дискового тормозного механизма (рис. 1), как наиболее применяемого на передней оси автомобиля, определяется по полученной ранее зависимости [15]

$$U_i = k_i \cdot \frac{g_a \cdot \beta \cdot \gamma_T \cdot m_a \cdot g}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_\delta}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (8)$$

где k_i – коэффициент, характеризующий износостойкость материала i -ой детали;

r_k – радиус качения колеса;

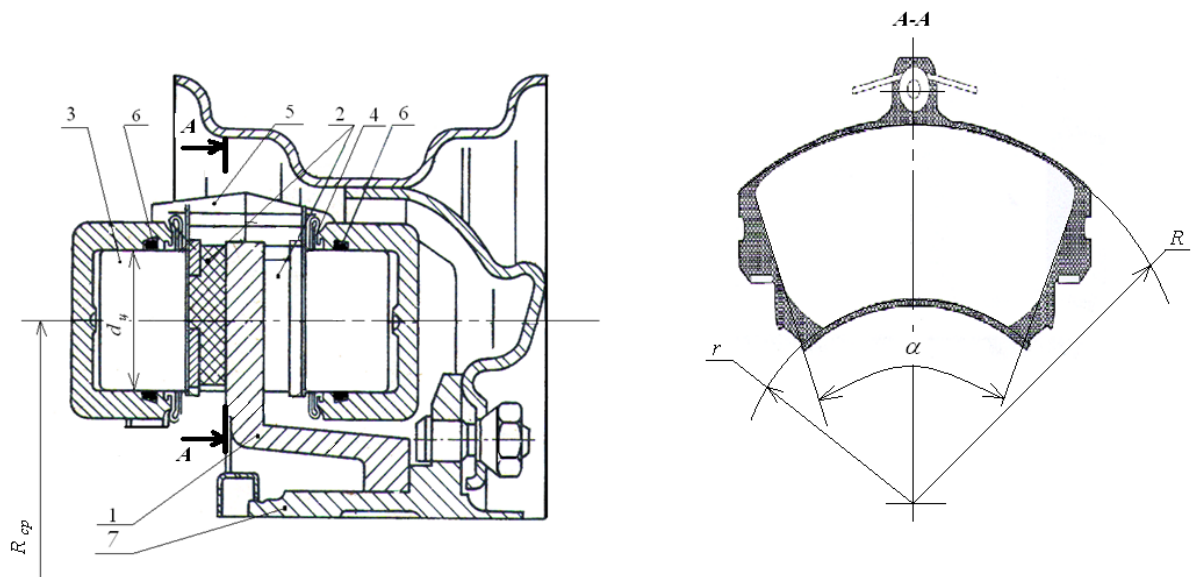
r_δ – динамический радиус колеса;

μ – коэффициент трения скольжения фрикционных пар;

$l_k = R - r$ – ширина поверхности трения;

$R_{cp} = 0,5(R + r)$ – средний радиус трения;

T_i – время трения фрикционных поверхностей (время тормозного пути).



Фиг. 1. Схема дискового тормоза: 1 - тормозной диск переднего (правого) колеса; 2 - тормозные колодки; 3 - поршень; 4 – чехол защитный; 5 – суппорт (правого) тормоза; 6 – уплотняющие кольца; 7 - ступица переднего (правого) тормоза

Зависимость времени торможения, в течение которого реализуется тормозной путь, от начальной скорости, коэффициента торможения и величины тормозного пути может быть представлена в виде

$$T_i = \frac{g_a + \sqrt{g_a^2 - 2z \cdot g \cdot S_T}}{z \cdot g}, \quad (9)$$

где z – коэффициент торможения [1].

Принимая во внимание то, что поверхность трения, ограниченная внешним и внутренним радиусами тормозного диска и углом охвата (см. фиг. 1), может считаться сектором, то справедлива зависимость

$$F_k = \frac{\alpha \cdot \pi}{360} \cdot (R^2 - r^2) \quad (10)$$

где α – угол охвата колодки;

R_i, r_i – внешний и внутренний радиусы тормозного диска, которые определяют средний радиус трения сопряженных фрикционных поверхностей.

С учетом выше представленных формул, после преобразований получим зависимость для оценки износа i -й фрикционной поверхности дискового тормоза

$$U_i = k_i \cdot \frac{\beta \cdot m_a \cdot \gamma_T \cdot \alpha}{360 F_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_\partial}{r_k} \cdot g_a^2 \cdot \frac{1}{z} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \frac{2z \cdot g \cdot S_T}{g_a^2}} \right) \leq [U_i], \quad (11)$$

где $[U_i]$ – предельно допустимая величина износа i -ой поверхности.

Если принять соотношение $\frac{r_\partial}{r_k}$ равным единице, то в случае торможения с максимальным замедлением, что возможно при $\gamma_T = \varphi$, зависимость (11) примет вид

$$[U_i] = k_i \cdot m_a \cdot g_a^2 \cdot \frac{\beta}{z} \cdot \frac{\varphi}{\mu} \cdot \frac{\alpha}{360 F_k} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \frac{2z \cdot g \cdot S_T}{g_a^2}} \right). \quad (12)$$

Полученная формула может применяться для определения величины износа фрикционных поверхностей тех деталей, износы которых достигли предельного значения. Такими деталями являются быстросменные детали тормозных механизмов – тормозные колодки и тормозные диски, которые меняются при техническом обслуживании автомобилей.

В соответствии с полученной закономерностью (12) можно утверждать, что при равных прочих условиях эксплуатации, предельный износ фрикционного сопряжения дисковых тормозных механизмов, установленных на передней оси легковых автомобилей, будет меньше, если принимать:

– наименьшие значения коэффициента постоянного распределения тормозных сил между осями (практическое значение имеет равное распределение тормозных сил или близкий к нему);

– наименьшие значения углов охвата тормозных колодок при наибольшей площади фрикционного контакта с высоким и стабильным коэффициентом трения скольжения;

– наименьшие коэффициенты, характеризующие скорость изнашивания материалов диска и накладок тормозных колодок.

3. Выводы:

Получена зависимость величины предельного износа фрикционных поверхностей дисковых тормозных механизмов, установленных на передней оси легковых автомобилей, которая позволяет на стадии разработки выбрать параметры тормозных систем такими, что при определенных условиях эксплуатации износ тормозов будет наименьшим, что обеспечит их наибольший ресурс.

Література:

1. Agejkin Ya.S. Teoriya avtomobilya [E`lektronny`j resurs]: ucheb. posob. / Ya.S. Agejkin, N.S. Vol'skaya. – M.: MGIU, 2008. – 318 s. Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>.
2. Hans-PeterKlug. Nutzfahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funktion; Prüf- und Wartungsarbeiten / Hans-PeterKlug. – 3. – überarb. unterw. Aufl. – Würzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
3. Khrushhov M.M. Povy`shenie iznosostojkosti i sroka sluzhby` mashin. Novy`e metody` opredeleniya iznosa detalej mashin / Khrushhov M.M. – M.: Mashgiz, 1953. – s. 22-26.
4. Raschetny`e metody` ocenki treniya i iznosa: sb. nauchn. trudov; pod. red. I.V. Kragel'skogo]. – Bryansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo, 1975. – 234s.
5. Diskovy`e tormoza, tormozny`e sistemy`, barabanny`e tormoza [E`lektronny`j resurs]. – Rezhim dostupa: http://bymotors.info/tuning/tormoz_sist/151-diskovye-tormoza-tormoznye-sistemy-barabannye-tormoza.html
6. M. Shang Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). – Shenyang, China. – 2010. – vol. 4. – pp. 411–416.
7. Gudz G.S. Sravnitel'ny`j analiz teplonagruzhennosti diskovy`kh tormozny`kh mekhanizmov avtobusov pri razlichny`kh tipakh ispy`tanij / G.S. Gudz, Ya.P. Yavorskij // Avtomobil'ny`j transport. – Khar'kov: RIO KhGADTU, 2001. – #7. – S. 50-52.
8. Nagiev A.V. Issledovanie vliyaniya nagreva tormozny`kh nakladok na tormoznuyu dinamichnost` avtomobilya v e`kspluatatsionny`kh usloviyakh [Tekst]: dis. ... kand. tekhn. nauk: specz. 05.05.03/ Nagiev Anatolij Vladimirovich. – Khar'kov, 1982. – 124 s.
9. Dmitriev A.I. Komp'yuternoe modelirovanie lokal'ny`kh tribologicheskikh kontaktov na primere pary` treniya avtomobil'nogo tormoza / Dmitriev A.I., Smolin A.Yu., Psakh'e S.G. i dr. // Fizicheskaya mezomekhanika. – Vy`p. #2. – T. 10. – 2007. – s. 15-28.
10. Tyurin S.V. Issledovaniya izmeneniya e`ffektivnosti tormozheniya mezhdru ocheredny`mi tekhnicheskimi obsluzhivaniyami / Tyurin S.V., Kasimov R.K., Revin A.A. i dr. // Izvestiya volggtu. – vy`p.21(124). – t.7. – 2013. – s. 41-44
11. Nazarov I.A. Obespechenie e`ffektivnosti e`kstrenny`kh tormozhenij legkovy`kh avtomobilej v e`kspluatatsionny`kh usloviyakh: (konf. «Molody`e ucheny`e – al'ternativnoj transportnoj e`nergetike», 4-6 iyulya 2016 g.: sb. nauchn. trudov «Al'ternativny`e istochniki e`nergii v transportno-tekhnologicheskome komplekse») [E`lektronny`j resurs] / I.A. Nazarov, A.I. Nazarov, V.I. Nazarov, A.I. Timchenko. – Voronezh: FGBOU VPO VGLA, 2017. – T.4.–Vy`p. 1(7). – S.290–296. – ISSN 2409-7829.
12. Klimenko V.I. K metodike analiza i vy`bora raspredeleniya tormozny`kh sil mezhdru osyami dvukhosnogo transportnogo sredstva / Klimenko V.I., Leont`ev D.N., Lomaka S.I. Ry`zhikh A.A. // Izvestiya MGTU MAMI. – #1(11). – 2011. –s. 31-36
13. Nazarov A.I. Povy`shenie dolgovechnosti tormozny`kh kolodok kolesny`kh mashin putem racional'nogo raspredeleniya pogloshaemoj e`nergii mezhdru tormozny`mi mekhanizmami / Nazarov A.I., Volkov V.P., Podrigalo M.A. // Usovershenstvovanie sredstv mekhanizaczii na avtotransporte i povy`shenie iznosostojkosti e`lementov mashin: Mezhvuz. sb. nauch. tr. – Khar'kov: KharGAZhT, 1997. – Vy`p. – s.71-72.
14. Gudz G.S. Sravnitel'ny`j analiz teplonagruzhennosti diskovy`kh tormozny`kh mekhanizmov avtobusov pri razlichny`kh tipakh ispy`tanij / G.S. Gudz, Ya.P. Yavorskij // Avtomobil'ny`j transport. – Khar'kov: RIO KhGADTU, 2001. – #7. – S. 50-52.
15. Nazarov O.I. Matematichna model` znoshuvannya diskovykh gal'mi`vnikh mekhanizmi`v legkovykh avtomobi`li`v v umovakh ekspluataczii / Nazarov O.I., Klecz D.M., Nazarov I.O. // Vi`snik NTU «KhPI». Seri`ya: «Matematichne modelyuvannya v tekhnici` ta tekhnologiyakh». – #6(1115) – 2015 – S.91-101.

За контакти:

¹Nazarov Alexander, Ph.D., Associate Professor, Department of Technical Operation and Car Service, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: hefer64@ukr.net

¹Nazarov Ivan, Candidate of Technical Sciences, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: hefer64@ukr.net

¹Belov Valentin, Senior Lecturer, Kharkiv National Automobile and Highway University, 61102 Kharkov, Ukraine, belov.valentin45@gmail.com

¹Ivanchenko Yevhen, Bachelor, Department of Technical Operation and Service of Cars, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: jeka131305@gmail.com

²Nicolai Sergienko, Ph.D., associate professor, Kharkov National Polytechnic University "KhPI", Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, nesergienko@gmail.com

АКТУАЛЬНОСТЬ КОРРЕКТИРОВКИ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

RELEVANCE OF ADJUSTING THE EXISTING SYSTEM OF MAINTENANCE OF PASSENGER CARS

Вячеслав Павленко

Abstract. Currently, the maintenance system is not perfect and has shortcomings. With the introduction of modern monitoring and diagnostic systems, it is possible to modernize the adopted planned and preventive system of maintenance and repair. Such a system will be based on the software and communication level. That is, in each car there will be a device that will diagnose the car every time it starts the engine. All information from sensors and control units of all systems of the car will be transferred to the server of the service center to which the car is fixed.

Keywords: Car, maintenance, diagnostics, repair, prevention, self-diagnostics, monitoring.

1. Введение:

Техническое обслуживание (ТО) – комплекс операций или операция относительно поддержки работоспособности или исправности изделия во время использования по назначению, хранение и транспортировка.

ТО предназначено для поддержки подвижного состава в технически исправном состоянии, уменьшение интенсивности изнашивания деталей, а также для выявления отказов и неисправностей с целью их своевременного устранения.

Существуют следующие системы технического обслуживания и ремонта автомобилей: планово-предупредительная, по фактическому состоянию и смешанная, объединяет элементы первых двух систем.

Планово-предупредительная система ТО есть официально принятой. Основы этой системы установлены в документе «Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» [1]. Особенностью является плановое проведение технического обслуживания с целью поддержки исправного состояния транспортного средства, при необходимости восстановления, с помощью ремонта. Согласно документу, выделяют следующие виды технического обслуживания:

- подготовку к продаже;
- техническое обслуживание в период обкатки;
- ежедневное обслуживание (ЕО);
- первое техническое обслуживание (ТО-1);
- второе техническое обслуживание (ТО-2);
- сезонное техническое обслуживание;
- текущий ремонт (ТР);
- капитальный ремонт;
- ТО при консервации дорожных транспортных средств (ДТС);
- техническое обслуживание и ремонт ДТС на линии.

2. Изложение:

Все технические влияния регламентированы, в положении где указаны периодичность, трудоемкость и корректирующие нормативы [2]. В связи с этим появляются и недостатки, так как они непосредственно связаны с пробегом транспортного средства, и фактически не учитывают реального технического состояния.

Таким образом, часть операций, связанных с плановым ремонтом, или заменой деталей или узлов, нецелесообразны, потому что их предельное состояние еще не наступило. Наоборот, при правильно установленной периодичности технического обслуживания, есть возможность уменьшить количество отказов, тем самым

существенным образом снизить затраты на текущий ремонт. Следует отметить, что при планово-предупредительной системе ТО важную роль играет ежедневное обслуживание, которое обеспечивает своевременное выявление неисправностей, а также контроль основных систем которые влияют на безопасность эксплуатации. Имея ряд недостатков, она позволяет наиболее тщательно контролировать состояние транспортных средств, в процессе их полезного срока использования.

Главным недостатком планово-предупредительной системы ТО и ремонта есть то, что она затратная. При этом затраты обусловлены не только высоким объемом принудительных работ, а и ошибками в оценке реального технического состояния транспортного средства, которые не позволяют добиться его стопроцентной надежности, а следовательно, система все равно не исключает отказов и внеплановых ремонтов.

Альтернативой «Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» есть «Положение о профилактическом обслуживании и ремонте транспортных средств» [3]. В нем планово-предупредительная система более похожая на систему ТО по фактическому состоянию. Она реализует новую концепцию профилактического обслуживания и ремонта машин на основе диагностической информации при индивидуальном подходе к каждой машине и при использовании современных методов контроля.

Вместо традиционных технических влияний - ЕО, ТО-1, ТО-2 и ТР, каждое из которых составляется в разных соотношениях от обязательных, контрольно-диагностических, регулировочных и ремонтных операций, введенны три интегральных влияния, которые включают обязательные работы (ОР), контрольно -диагностические (Д) и все работы по устранению выявленных неисправностей (УН). Такая система более гибкая, в ней нет четкого размежевания между ТО и ТР и регламентация работ по каждой машине осуществляется в основном по результатам диагностирования.

Система технического обслуживания и ремонта по фактическому состоянию [4] транспортных средств, также как и планово-предупредительная система, направлена на контроль и управление техническим состоянием транспортного средства на протяжении срока его эксплуатации. Основной особенностью является периодический контроль состояния с помощью диагностических влияний. В отличие от «планово-принудительного», эта система предусматривает профилактическое вмешательство только в те узлы, состояние которых может привести к возникновению неисправности или отказы в будущий межконтрольный период. Эти узлы определяются с помощью широкого спектра диагностических средств, которые позволяют определить необходимые функциональные параметры без дополнительных операций разборки и сборки. При этом ряд прогнозируемых параметров (например, параметров износа) контролируется в плановом порядке с определенной периодичностью стационарным диагностическим оборудованием (стендами) в ремонтной зоне, а те параметры, которые могут привести к быстрому развитию неисправности и превращению ее в отказ, должны дополнительно контролироваться средствами бортовой диагностики.

Задача системы ТО и ремонта по состоянию – выявление неисправностей на ранних стадиях, определение степени их опасности для функционирования транспортного средства в целом, достоверный прогноз остаточной наработки, назначение оптимального срока ремонтно-профилактического влияния.

Однако переход к системы ТО и ремонта «по состоянию», которая не имеет строго фиксированной периодичности большинства профилактических влияний, невозможен без объективных предпосылок, и в первую очередь - без достижения определенного уровня надежности подвижного состава и развития контрольно- диагностической базы знаний. Чтобы отказаться от принудительного и всеобъемлющего контроля технического состояния методами «ручного» вмешательства, необходимо иметь достоверную и точную информацию о максимуме возможных на транспортном средстве неисправностей - степени их опасности, признаки проявления, характер и темпе их развития; о зависимости и влиянии тех или других отклонений на работу других систем и агрегатов, о

параметрах, которые описывают неисправность, их допустимых и предельных значениях, об образах эффективного контроля и восстановления трудоспособности узлов и агрегатов.

Смешанная система имеет элементы и той, и другой с рассмотренных прежде систем и состоит в основе построения существующей планово-предупредительной системы технического обслуживания и ремонта автомобилей.

В современных экономических условиях принятая планово-предупредительная система обслуживания автомобилей на транспортных предприятиях просто не может существовать. Все более большого распространения приобретает система обслуживания по фактическому стану, где главную роль играет диагностирование, с помощью которого не только обнаруживают неисправности, но и определяется остаточный ресурс.

Системы технического обслуживания и ремонта несовершенные и имеют недостатки. Система планово-предупредительная не учитывает фактического технического стана, не полное использование ресурса деталей, а система по фактическому техническому стану не имеет строго фиксированной периодичности большинства профилактических влияний. Общим недостатком этих систем является невозможность предупреждения возможных неисправностей за небольшое время эксплуатации автомобиля.

То есть на данное время принятые системы не имеют возможности предусмотреть неисправность автомобиля в реальном времени в любой промежуток его эксплуатации.

По моему мнению системы ТО и Р нуждаются в усовершенствовании в бок диагностирования автомобилей в реальном времени и внедрение специальных пространств для самодиагностики и возможности предупреждения неисправностей.

На данное время планово-предупредительная система работает лишь по фактическому прибытию автомобиля на сервис. Это не позволяет деталям достичь своего максимального износа. Например если пробег оповещает о том что нужно заменить смазочное масло, но оно еще не потеряло своих рабочих свойств, то по планово-предупредительной системе масло все равно будет заменено, тем самым исключает возможность эксплуатации транспортного средства дальше. Это приводит к лишним затратам.

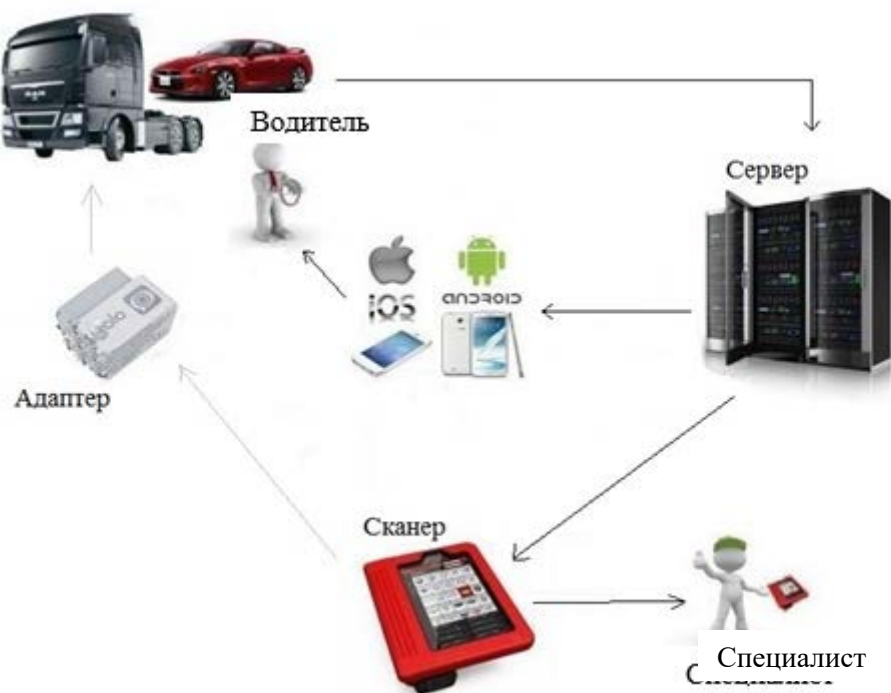
В свою очередь система обслуживания по фактическому состоянию точнее в выявлении неисправностей на ранних стадиях, определение степени их опасности, но более затратная во времени и нет периодичности периодов диагностирования и выявления неисправностей.

Внедрение информационно-коммуникационной системы диагностирование автомобиля в реальном времени дает возможность решить проблемы и недостатки предыдущих систем обслуживания автомобилей. Такая система есть что-то среднее между планово-предупредительной системой и системой по фактическому состоянию. Но она не может существовать обособленно сама по себе, потому что тогда количество заездов на сервис будет увеличено в разы. Поэтому ее надо внедрять в существующие системы обслуживания для повышения коэффициента технической готовности автомобиля.

В наше время есть возможность к внедрению самодиагностики автомобиля в реальном времени и на больших расстояниях. Для этого нужно устройство с GPRS передатчиком, которое будет отправлять показатели датчиков из автомобиля на сервер сервиса на котором числится на обслуживании автомобиль (фиг. 1).

С помощью программ проводится анализ информации и при выходе показателей выше или ниже заданного диапазона фиксируется неисправность. После чего программа высылает дату, время и другую информацию сообщением на смартфон или электронную почту владельцу. Если программа не в состоянии дать ответ на то как исправить какую-то поломку или необходимо вмешательство специалиста, то программа отправляет и ему сообщение. Специалист просматривает данные и условия возникновения отклонений.

Принимается решения о срочности принятия мер. По необходимости дается онлайн консультация водителю авто.



Фиг. 1. Наглядная схема работы онлайн диагностики.

После заезда автомобиля на сервис проводится диагностика руководящим путем, для того чтобы исключить неисправность сервера или программы на нем.

Наглядным примером внедрения такой системы компания Chevrolet, которая запустила сервис Proactive Alerts [5], что анализирует состояние автомобиля и сообщает водителю о возможной будущей поломки. Похожая технология есть в General Motors, используется в самолете Boeing 787, и американский автопроизводитель стал первой компанией среди конкурентов, которая задействовала ее.

Система работает с помощью спутникового сервиса Onstar, что принадлежит General Motors и устанавливается на большинство современных модели марки. Компания отметила, что анализ технического состояния машин проводится «сложной системой, которая каждый год собирает миллиарды частичек информации».

Каждый раз, когда водитель заводит машину, система анализирует работу стартера, топливного насоса и аккумулятора и других систем автомобиля. Данные сверяются с базой данных по Onstar, и если система покажет несоответствие показателей нормальной работы, водителю будет направлено информационное сообщение.

База данных формируется на основе показаний, собранных с других автомобилей. Сообщение водителю поступает на экран мультимедийной системы, или по SMS, или по электронной почте - в зависимости от того, какой образ оповещения он выберет в настройках Onstar. Сервис Proactive Alerts уже доступен для владельцев пикапа Chevy Silverado, внедорожников Tahoe, Suburban, спорткара Corvette и кроссовера Equinox, выпускаемых с 2016 года. Он входит в базовую подписку Onstar на пять лет.

Современные автомобили, как правило, оснащенные электронными системами, которые обеспечивают оптимальное управление двигателем, трансмиссией, тормозами и т.п. В большинстве случаев каждой из них руководит свой электронный блок управления, который работает по определенной программе в автоматическом режиме [6]. Это исключает необходимость в устройствах ввода и вывода информации для постоянного

вмешательства извне в процесс работы (монитор, клавиатура и т.п.). Потребность в связи с электронным блоком управления и доступе к показаниям системы самодиагностики возникает только на этапе технического обслуживания или ремонта автомобиля и осуществляется специальными методами.

Определение и устранение неисправностей сложных электронных устройств непростая задача, тем более что их функционирование в системе электрооборудования автомобиля взаимосвязанное. Объективная диагностика электронной автоматики возможна только с использованием специальных инструментов, приборов и оборудования. В процессе ее проведения осуществляется измерение и сравнение с эталонными значениями разных рабочих параметров двигателя и автомобиля.

Технология проведения диагностики предусматривает обязательную проверку данных, полученных от системы самодиагностики, путем измерения соответствующих физических параметров. Например, если на дисплее сканера появился код ошибки, расшифровывается как «Нет сигнала датчика температуры охлаждающей жидкости», это не означает, что отказал в работе сам датчик. Неисправность может быть в проводах, которые совмещают датчик и блок управления, в контактах, в самом блоке управления и т.п. Для выявления неисправности необходимо провести определенное количество измерений напряжения, токов, сопротивлений и установить место повреждения. На основе полученных результатов оказываются неисправности отдельных систем, узлов, агрегатов, потом с учетом косвенных показателей трудоспособности анализируется их техническое состояние. В конечном итоге появляется возможность достоверно оценить техническое состояние автомобиля.

Электронный блок управления (ЭБУ) вырабатывает самопроверку своего функционирования таким способом: программированные чипы памяти обеспечены тестовыми комбинациями, которые могут восстанавливаться и использоваться в целях сравнения (фиг. 2) [7]. Для запоминающих устройств применяется сравнение с итоговыми данными испытаний для гарантии того, что все данные и программы хранятся в этих устройствах правильно.



Фиг. 2. Структурная схема самодиагностики систем автомобилей.

Возможности самодиагностики включают: идентификацию системы и ЭБУ; распознавание, хранение и считывание информации о статических и единичных нарушениях работы; считывание текущих реальных данных, которые включают условия

окружающей среды и спецификации; моделирование функций системы; программирование параметров системы.

Отдельные программы для испытательного блока хранятся в подключаемых модулях, в то время как корректирования и передача данных в системе осуществляются с помощью интерфейса данных.

3. Заключение:

Принятая система технического обслуживания несовершенная. Она использует устаревшую планово-предупредительную систему которая не в состоянии предупредить о неисправности за какой-либо небольшой отрезок времени и реализуется только за пробегом и фактический заездом на сервис.

Если внедрить коммуникационно-диагностические меры и разработать базы знаний с внедрением облачных технологий, то это может модернизировать имеющуюся систему, сделать ее более гибкой. Такая модернизация может решить ряд недостатков и улучшить проведение технического обслуживания автомобилей.

1. Polozhennya pro tehnlchne obslugovuvannya I remont dorozhnlh transportnih zasoblv avtomobilnogo transportu / Mlnsterstvo transportu UkraYini. - K .; Derzhavniy departament avtomobilnogo transportu. - UkraYina: 1998. - 16 s.
2. Положення про профілактичне обслуговування і ремонт транспортних ресурсів. - Харків: ХНАДУ, 1998. - 40с.
3. Nauchnyie aspektyi razvitiya transportno-telematicheskikh sistem / Sbornik nauchnyih trudov. - Moskva: MADI, 2010. - 412s.
4. Kompaniya Chevrolet nauchila mashinyi predskazyivat buduschee // Servis Proactive Alerts [Elektronnyy resurs]. - Rezhim dostupu: <https://motor.ru/news/chevyonstar-10-05-2016.htm>
5. Komp'yuternaya diagnostika dvigatelya [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupu: https://wiki.zr.ru/Komp'yuternaya_diagnostika_dvigatelya
6. Volkov V. P. Osobennosti diagnostiki mekhatronnykh sistem avtomobiley / V. P. Volkov, N. N. Aleksa, A. V. Mishchenko, A. YU. Ryzhko // KHADI. – Khar'kov, 2007. – S. 7
7. Stantsiya tekhnicheskogo obsluzhivaniya [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupu: https://ru.wikipedia.org/wiki/Stantsiya_tekhnicheskogo_obs_luzhivaniya

Контакты: PhD Pavlenko Viacheslav, KHNADU, st. Yaroslava Mudrogo 25, Kharkov, Ukraine, +380958760108, e-mail: vp.khadi@gmail.com

ОСОБЕННОСТИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОВО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Ирина Сараева, Александр Воробьев, Дмитрий Себко

DIAGNOSTIC FEATURES OF THE CYLINDER PISTON GROUP OF GASOLINE ENGINES OF A CAR

Irina Saraieva¹, Oleksandr Vorobiov², Dmytro Sebko³

Abstract. The task of diagnosing the engine is reduced to establishing the belonging of the technical condition to one of two subsets - serviceable and serviceable or faulty, but serviceable. It is necessary to recognize and localize the fault location. The analysis of the diagnostic and structural parameters of the engine's CPG is carried out. A typical range of diagnostic parameters has been established for most modern gasoline engines.

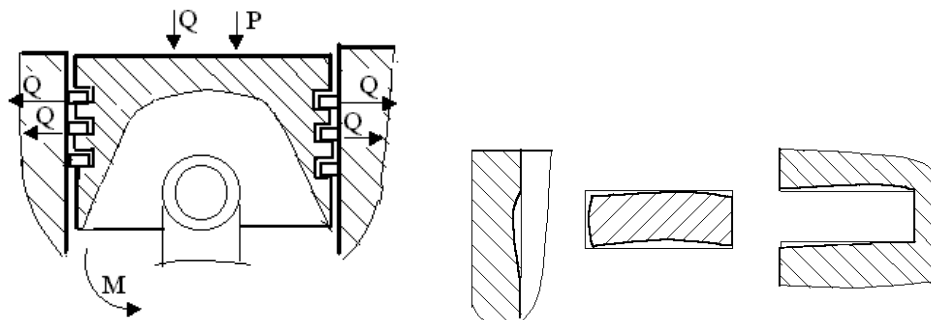
Keywords: car, engine, diagnostics, cylinder, piston, clearance, compression.

1. Введение:

При диагностировании цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) бензинового двигателя без его разборки существует проблема правильной постановки диагноза. В первую очередь, это обусловлено как сложностью самой конструкции двигателя внутреннего сгорания (ДВС), так и сложностью процессов, сопутствующих превращению тепловой энергии в механическую работу. Наиболее нагруженными элементами, воспринимающими как механические, так и тепловые нагрузки в ДВС, являются ЦПГ и клапанная группа.

2. Изложение:

ЦПГ относится к кривошипно-шатунному механизму (КШМ) и обеспечивает герметичность тактов двигателя. ЦПГ включает в себя цилиндры, поршни и поршневые кольца. Основными факторами, под действием которых происходит изменение технического состояния ЦПГ двигателя, это: высокое давление 3-5 Мпа; высокая температура газов до 2500°K внутри цилиндра; перегибка поршня в окрестностях его верхней мертвой точки (ВМТ) (фиг.1.).



Фиг.1. Основные факторы, влияющие на износ деталей ЦПГ двигателя:

P – давление;

Q – потоки тепловой нагрузки;

M – момент, вызывающий перегибку поршня

Наибольшая нагрузка при этом воспринимается верхним компрессионным кольцом, поршневой перегородкой под этим кольцом и верхним поясом цилиндра. Рост давления при сгорании приводит к существенному увеличению усилия прижатия кольца к поверхности цилиндра и нижней поверхности канавки поршня. При этом через верхнее компрессионное кольцо отводится до 50-60% всего выделившегося тепла. Чтобы обеспечить передачу тепла через кольцо, необходимо точное прилегание кольца к канавке поршня и к поверхности цилиндра. Кроме того, верхнее компрессионное кольцо работает в условиях большего масляного голодания, чем другие кольца, что также

является существенным фактором, увеличивающим износ как самого кольца, так и верхнего пояса цилиндра.

При приближении поршня к ВМТ под действием силы давления газов, увеличивается сила трения между бобышками поршня и поршневым пальцем. Это вызывает поворот поршня вместе с шатуном, то есть движение поршня от одной стенки гильзы к другой, так называемую, перекидку поршня. Перекидка поршня вблизи ВМТ, в зависимости от степени износа и угла опережения зажигания, происходит с сильным ударным импульсом, дополнительно нагружающим ЦПГ. Конструктивно момент начала перекидки и скорость перекидки поршня зависят от величины смещения оси поршневого пальца. Установлено, что смещение поршневого пальца относительно оси поршня на оптимальную величину (1-2,5 мм) приводит к снижению износа гильзы цилиндра в верхнем поясе на 20-23% и уменьшению износа кольца на 28%.

Однако, проблема износа и, следовательно, контроля за этим износом остается. В результате температурных и механических нагрузок верхнее компрессионное кольцо приобретает характерный профиль поперечного сечения с несимметричной бочкообразностью наружной поверхности и небольшой вогнутостью на торцах. Нижняя поверхность канавки поршня становится конической со скругленным краем, а на стенке цилиндра, в окрестностях ВМТ, появляется характерная выработка.

Если выше перечисленные неисправности вовремя не устранить, происходит более сильное разрушение ЦПГ с изломом поршневых колец и образованием задиров на поверхности цилиндра. Вид технического состояния объекта характеризуется соответствием или несоответствием качества объекта определенным техническим требованиям, установленным технической документацией на этот объект. Различают следующие виды технического состояния: исправность и неисправность, работоспособность и неработоспособность, правильное функционирование и неправильное функционирование.

Алгоритм функционирования ЦПГ сводится к обеспечению герметичности тактов двигателя. При этом избыточное давление из надпоршневого пространства не должно проникать в картер двигателя, а из картера в камеру сгорания не должно поступать масло. Следовательно, ЦПГ двигателя, несущая высокие тепловые и механические нагрузки, под действием которых изменяется вид ее технического состояния, является исправной, если работоспособны и правильно функционируют все элементы, входящие в эту группу: поршни, поршневые кольца, цилиндры, - и неисправной, если неправильно функционирует хотя бы один элемент из этой группы, что приводит к нарушению герметичности камеры сгорания, попаданию в неё масла, падению в ней давления сжатия и прорыву газов в картер двигателя.

Современные двигатели автомобилей за редким исключением являются многоцилиндровыми. Выход из строя какого-либо цилиндра еще не означает полную потерю работоспособности всего двигателя. Однако, такое неисправное, но работоспособное состояние двигателя ведет к ухудшению его конструктивных и эксплуатационных характеристик: потере мощности, снижению крутящего момента, увеличенному расходу горюче-смазочных материалов.

ЦПГ двигателя не без оснований можно отнести к сложному механическому объекту диагностики, в котором количество сопрягаемых деталей пропорционально числу цилиндров, а сложность процессов, сопутствующих превращению тепловой энергии в механическую работу, снижает возможность использования точных аналитических зависимостей. Непосредственный доступ к структурным параметрам ЦПГ ограничен. Задача диагностирования ЦПГ сводится к установлению принадлежности технического состояния одному из двух подмножеств – исправному и работоспособному или неисправному, но работоспособному, а также распознаванию и локализации места неисправности.

Выполнен анализ диагностических и структурных параметров ЦПГ двигателя [1-13]. Установлен характерный диапазон диагностических параметров для большинства современных бензиновых двигателей (табл. 1.) [14, 15].

Таблица 1. Характеристики структурных параметров ЦПГ современных бензиновых двигателей легковых автомобилей

Наименования контролируемых параметров	Номинальные значения параметра, мм	Допустимые значения параметра, мм	Предельно возможные значения параметра, мм
Зазор в стыках поршневых колец	0,3-0,4 для верхнего	0,7-0,8	0,9-1,0 и более
	0,2-0,3 для среднего и коромыслового маслосъемного	0,7-0,8	0,9-1,0 и более
	0,4-0,5 для наборного маслосъемного	1,2-1,4	1,5 и более
Зазор между поршнем и кольцом по высоте канавки	0,015-0,02	0,03-0,09	0,1 и более
зазор между цилиндром и поршнем в верхнем поясе	0,02-0,05	0,06-0,09	0,12- 0,15 и более

3. Заключение:

На сегодняшний день наиболее распространенным, доступным и достоверным остаются методы технической диагностики ЦПГ, дающие общую оценку герметичности надпоршневого пространства. Однако, эти и другие известные методы не дают желаемой информации о техническом состоянии ЦПГ и герметичности клапанов двигателя, вследствие неточности и противоречивости получаемых сведений, достоверность которых составляет 35-75%. При этом достоверность диагностического заключения во многом определяется опытом оператора и, следовательно, имеет субъективный характер. Выполнен анализ диагностических и структурных параметров ЦПГ двигателя. Установлен характерный диапазон диагностических параметров для большинства современных бензиновых двигателей.

Литература:

1. Avtomobili Volkswagen "Passat". Rukovodstvo po remontu. – M.: Assotsiatsiya nezavisimyykh izdateley, 1997. – 254s.
2. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Scoda Felicia, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 252s.
3. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii VW Polo, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 1995. – 272s.
4. Rukovodstvo po remontu, ekspluatatsii i obsluzhivaniyu avtomobiley VAZ-2110, VAZ-2111, VAZ-2112. Sost. Yametov V.A., Kosarev S.N. i dr., - M.: Rus'Avtokniga, 2001. – 208s.
5. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Opel Omega, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 288s.
6. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Opej Vectra, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 256s.
7. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Mercedes 190, 190E & 190D. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
8. Rukovodstvo po remontu, ekspluatatsii i tekhnicheskemu obsluzhivaniyu Mercedes-Benz/ Dvigateli - 200, 200D, 230, 250, 250D, 260, 280, 300, 300D,320. Tekhno-Vook 2001. - 336s.
9. Rukovodstvo po remontu i tekhnicheskemu obsluzhivaniyu avtomobiley Daewoo Nexia s 1994 g. vypuska. Tekhno-Vook, 2001. - 272s.

10. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Ford Mondeo, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2001. – 296s.
11. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii BMW 5, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 224s.
12. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Nissan Bluebird, benzin/dizel', 84-91 gody vypuska./Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
13. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Renault 19 benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
14. Sarayeva I.YU. Regressionny analiz sluchayno velichiny kompressii / Otkrytyye informatsionnyye i komp'yuternyye integrovannyye tekhnologii: sb. nauch. tr. – Khar'kov: Nats. aerokosm. un-t «KHAU», 2011. vyp. 51. – S. 105-110. 18.
15. Saraêva Í. Metod díagnostiki germetichností kameri zgorannya benzinovogo dviguna avtomobílya. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pieszow, 2017. – S. 85-93.

За контакти:

¹ Irina Saraieva, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudryy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: sarayeva9@gmail.com, tel.: +38-057-707-36-87.

² Oleksandr Vorobiov, P.G., Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudryy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, tel. +38 093-47-76-660, e-mail: sanechek007@icloud.com.

ORCID <https://orcid.org/0000-0002-2882-957X>.

³ Dmytro Sebko, P.G., Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine. +38 099-107-22-82, e-mail: dsebko@gmail.com ORCID <https://orcid.org/0000-0002-6851-3369>

ПРИМЕРНА СТРУКТУРА НА АВТОТЕХНИЧЕСКАТА ЕКСПЕРТИЗА НА ПЪТНОТРАНСПОРТНО ПРОИЗШЕСТВИЕ

EXAMPLE STRUCTURE OF THE AUTO TECHNICAL EXAMINATION OF A TRAFFIC ACCIDENT

Mikhail Serafimov

Technical University of Varna

Abstract: It describes such a structure of auto technical expertise of a traffic accident, which allows the expertise to be understandable and convenient for use by the persons involved in the investigation of a traffic accident.

Key words: Traffic accident, auto technical expertise, structure.

Въведение

Автотехническата експертиза е основание за разследващия полицаи или следователя да предложи досъдебното разследване за съдебно производство или за прекратяване. Заключение на автотехническата експертиза е един от основните мотиви в обвинителния акт на прокурора и един от най-важните фактори за решението на съдебния състав.

За да може автотехническата експертиза да изпълни тази роля, трябва логиката, последователността и обосноваването на направените изводи и заключения да бъдат разбираеми за лицата, участващи в разследването на произшествието.

Последователност на действията на експерта при изготвяне на експертизата

Експертизата започва с нейното наименование (автотехническа, тройна, комплексна, допълнителна, повторна и др.). Не е необходимо експертизата да се адресира до възложителя ѝ, тя не е писмо, молба или някакво заявление. Следва основанията за експертизата – описва се документът на възложителя (постановление на разследващ полицаи/следовател или определение на съдебен състав). Написват се имената на вещите лица (експертите) с техните професионални и научни звания. Полезно е след имената им да се напишат телефонните им номера и електронната поща, което дава възможност при необходимост да се осъществи бърза комуникация между назначаващия орган и вещите лица.

Понякога от момента на предаване на експертизата до насрочването на съдебно заседание по съответното дело изминават месеци, а дори и години. В такива случаи за вещите лица е необходимо да си припомнят за какво произшествие е експертизата, която трябва да защитят в съда. Това дава основание първият раздел на експертизата да бъде:

1. Сведения за произшествието

Описват се накратко обстоятелствата на произшествието – място, време, участници, пострадали, пътни условия, атмосферни условия, употреба на алкохол или наркотици от водачите на участвалите пътни превозни средства. Добре е мястото на произшествието да бъде илюстрирано със сателитна снимка на Google Earth и със снимка от албума към протокола за оглед или снимка на Street View.

Следва втори раздел с наименование:

2. Задачи на експертизата

Описват се задачите на експертизата така, както са дадени в документа за възлагането ѝ. Понякога част от задачите на експертизата са дадени от едната или и от двете страни на съдебното производство. При граждански дела често задачите на експертизата са формулирани в исковата молба на ищеца по делото и в отговора на исковата молба от ответника.

Преди да се пристъпи към необходимите действия за отговор на поставените задачи, следва да се оформи трети раздел с наименование:

3. Данни със значение за експертизата

В този раздел се представят необходимите технически данни за участвалите в произшествието пътни транспортни средства, данни от общината за пътната структура в мястото на произшествието, метеорологична справка, данни от протоколите за оглед на местопроизшествието и на пътните транспортни средства, показания на участници и свидетели на произшествието. Не е необходимо да се представя пълният текст на показанията, а само тези части, които ще служат за обосноваване на определени изводи. Представят се само тези технически данни за участвалите пътнотранспортни средства, които ще се използват в експертизата. Подходящо е те да се дадат в таблица.

Целесъобразно е отделните части на този раздел да се номерират (3.1, 3.2...). Това дава възможност в по-нататъшния текст на експертизата да се правят препратки към различните части на този раздел, когато се обосновават определени констатации или приемания.

Този раздел може да бъде представен и като приложение в края на експертизата. Отделните части на приложението може да се означат с П1, П2 ..., към които да се правят препратки.

Следва четвърти раздел, в който се представят извършените действия за отговорите на поставените задачи. Този раздел може да има наименование:

4. Констатации, приемания, анализи и пресмятания

Това наименование се определя от вида и последователността на действията, които се извършват за получаване на отговора на всяка от поставените задачи. Ако това наименование изглежда твърде дълго, то може да бъде **Анализ на произшествието**. Наименованието *Отговор на поставените задачи* не е подходящо, защото често наименованието и последователността на отделните части на този раздел не може да съвпадат със съдържанието и последователността на задачите в документа за възлагане на експертизата. Например може задачата за определяне на скоростта на сблъскалите се автомобили в документа за възлагане на експертизата да предхожда задачата за определяне на мястото на удара. Но за определяне на скоростта на автомобилите трябва да се определи мястото на удара, следователно в този раздел определянето на мястото на удара трябва да предхожда определянето на скоростта на автомобилите. Ако в документа за възлагане на експертизата има ограничен брой задачи (например: 1. Да се определи мястото на удара. 2. Да се определи скоростта на автомобилите. 3. Да се определи водачите на автомобилите имали ли са възможност да избегнат произшествието. 4. Да се опише механизмът на произшествието), то за отговора на третата задача следва да се определи каква видимост са имали водачите един към друг в момента на възникването на опасността, отстоянието на автомобилите от мястото на удара в този момент, дължината на опасните зони за спирането им при определените им скорости и при разрешената за пътния участък скорост, възможности за извършване на маневра от водачите на автомобилите. Следователно в случая за отговора на третия въпрос в този раздел ще има четири части с различни наименования, т.е. оказва се невъзможно в този раздел да се спази последователността и съдържанието на задачите в документа за възлагане.

Често използваното наименование на този раздел *Констативна и съобразителна част* едва ли е най-подходящо, защото понятието *съобразителен* се отнася за човек, а не за документ, дори когато този документ е експертиза.

Действията в този раздел имат следната последователност:

Констатации

За отговора на всяка задача се правят констатации на фактите, които са описани в протоколите за оглед, в данните от общината за пътната структура в мястото на произшествието, в метеорологичната справка и в други подобни документи в делото. От показанията на участниците и свидетелите като констатации се използват само тези данни, които не подлежат на съмнение (например документирані данни за здравословно състояние; ползване на диоптрични очила; видими увреждания, които ограничават скоростта на движение на пострадалото лице).

Приемания

В използваните за пресмятанията формули има величини, чиито стойности се приемат от специализирани литературни източници. Тези стойности често са дадени в интервал, който трябва да се посочи заедно с номера на използвания източник от списъка в края на експертизата. Ако се избере стойност, различна от средноаритметичната за интервала, тя трябва да бъде обоснована. Ако няма основание за такъв избор, приема се средноаритметичната стойност, като така възможната максимална грешка е най-малка.

Когато в няколко използвани източника са дадени различни интервали на търсената стойност, може да се приеме средноаритметичната стойност на тези различни интервали. Ако се предпочете един или няколко от наличните източници, това следва да се обоснове. Например, когато данните са средностатистически резултат от многобройни експерименти, те следва да бъдат предпочетени пред данните от единични или малобройни експерименти.

Съществен дял в приеманията заемат показанията на участниците и свидетелите. От показанията им първоначално се разглеждат тези данни, които не са очевидно неприемливи. Например, ако има регистрирано обаждане до телефон 112 за произшествието в 18 ч, а свидетелят казва, че то е станало в 19 ч, ясно е, че това сведение от свидетеля не може да се приеме. Ако свидетелят е казал, че след занасяне автомобилът се е завъртял около вертикалната си ос няколко пъти, а следите от гумите му по асфалта показват, че се е завъртял на по-малко от 360°, ясно е, че това сведение не може да се приеме.

В хода на изготвяне на експертизата може да се наложи някои показания да бъдат отхвърлени в резултат на пресмятания или на технически данни за дадено транспортно средство. Например, ако водач на автомобил е казал, че е извършил обратен завои и тогава е бил ударен от друг автомобил, а се окаже, че ширината на пътя е по-малка от минималния диаметър на завиване на автомобила, ясно е, че това сведение следва да бъде отхвърлено.

Нерядко в показанията на участниците и свидетелите има различия. Те може да се дължат или на различната способност на разпитваните да преценяват определени величини и явления (например разстояние, скорост, време, интензивност на дъжда, сила на вятъра, състояние на пътната настилка), или на нежелание да кажат истината. Първоначално експертът може или да приеме тези данни, които се подкрепят от поголемия брой свидетели, или да приеме за разглеждане няколко варианта в зависимост от броя на значително различаващите се данни. След извършване на необходимите пресмятания ще бъдат отхвърлени тези данни или варианти, които противоречат на получените резултати.

Ако в протокола за оглед на местопроизшествието има разлика между написано и документирано чрез фотоснимка в албума към него, приоритет има фотоснимката.

Анализи

За определяне на стойността на някои величини, необходими за пресмятанията, може да се наложи да се прави анализ на някои данни от делото. Например по формата

на деформациите на сблъскали се автомобили може да се определи под какъв ъгъл са се намирали техните надлъжни оси в момента на удара. Ако се знае посоката на движение на единия от автомобилите, по този начин може да се определят ъглите между надлъжните оси на автомобилите и едната от осите на избраната координатна система (например оста на пътното платно). Стойностите на тези ъгли се използват за определяне на скоростите на автомобилите в момента на удара по метода „Momentum 360“ [1, 2].

За да може да се избере коя формула, например от типа на тези на Appel, Searle [2, 3], да се използва за определяне скоростта на автомобила в момента на удара на пешеходец, трябва да се направи анализ на механизма на удара – дали тялото на пешеходеца е носено на предния капак преди изпадането му, дали автомобилът в момента на удара е бил в процес на спиране, дали центърът на началния контакт между автомобила и пешеходеца е по-ниско или по-високо от центъра на тежестта на пешеходеца.

За да се прецени кой от наличните методи ще се използва при следващите пресмятания за даване на отговор на поставена задача, следва да се направи анализ на направените констатации, за да се установи за кой от наличните методи са налице необходимите данни. Например при удар на пешеходец, ако е известно мястото на удара и мястото на спиране на тялото му след удара, може да се определи скоростта на автомобила в момента на удара по формули от типа на тези на Appel и Searle. Ако е известно мястото на удара и това, че след удара автомобилът е бил в процес на екстрено спиране, може да се определи скоростта му в момента на удара по изминатото разстояние до спирането му след удара. Ако тези данни не са известни, може да се определи скоростта на автомобила в момента на удара по мястото на удара на тялото на пешеходеца в предната част на автомобила (най-често в предното му стъкло).

Ако ударът между два автомобила не е страничен, а челен ексцентричен, при определяне на скоростите на автомобилите следва да се приеме или определи загубата на скорост, съответстваща на деформациите на автомобилите. Един от възможните начини за постигане на тази цел е да се използват данни от краш тестове на автомобили от същата марка, модел и година на производство, съответстващи на начина на удар между автомобилите [4]. В такъв случай е необходимо да се намерят в Google подходящи клипове на краш тестове, да се съпоставят деформациите на тестваните и на процесните автомобили и на тази основа да се приеме стойност на загубата на скорост, която ще се използва в по-нататъшните пресмятания.

Пресмятания

След констатациите, приеманията и анализите се пристъпва към необходимите пресмятания. Описва се и се обосновава избраният метод за пресмятане. Всяка използвана формула най-напред се представя с буквените означения на величините, след което се описва същността на всяко означение, посочва се препоръчаната стойност и номерът на използвания източник от списъка в края на експертизата, обосновава се избраната стойност, ако в източника тя е дадена в интервал. Не е допустимо във формулите да се поставят стойности на величините, без да е описано как са избрани. Това би било основание за въпроси и възражения от всеки неудовлетворен от резултата адвокат. При необходимост формулите или част от тях се номерират.

Не е необходимо при представяне на формулата, която ще се използва за определено пресмятане, да се описва подробно пътят за нейното получаване чрез показване на разни математически сложности. Очакването, че така ще се породи впечатление за коректност на направените пресмятания едва ли е основателно. Достатъчно е да се покаже крайният ѝ вид и да се посочи източникът, където е описан начинът на получаването ѝ. Който се интересува от тези подробности, ще направи справка в посочения източник.

Има литературни източници, в които за определянето на една и съща величина са дадени различни формули. Например за определяне на скоростта на автомобила в момента на удар на пешеходец в един източник [2] са дадени няколко формули (от типа на формулите на Searle и Appel), а в друг източник [3] за същата цел броят на формулите от този тип е още по-голям. Тези формули са резултат от обработка на данни от действителни удари на пешеходци и от експерименти с манекени, чиито характеристики са близки до биологичните характеристики на човека. При едни и същи входни данни тези формули обикновено дават различаващи се резултати. В такива случаи експертът следва да използва поне две, ако не и повече формули, съответстващи на характеристиките на произшествието, и да приеме средноаритметичната стойност на получените от тези формули резултати.

Когато данните от делото позволяват за отговора на дадена задача да се използват няколко метода, следва да се предпочете този, който дава най-голяма точност. Например, ако са известни следните данни:

а) след удара на пешеходец автомобилът е бил в процес на екстрено спиране на разстояние, което е известно;

б) известно е мястото на удара на тялото на пешеходеца в предното стъкло на автомобила;

в) известно е разстоянието на отхвърляне на тялото на пешеходеца след удара, то пресмятането на скоростта на автомобила в момента на удара следва да стане по формулата, използваща разстоянието на екстрено спиране на автомобила след удара (данните „а“), тъй като в тази формула единствената величина, за която се приема стойност от литературни източници, е спирачното забавяне при екстрено спиране, за която има достатъчно точни данни като резултат от многобройни експерименти.

Пресмятанията по методите, използващи данните „б“ и „в“ следва да се използват като контролни. Ако получените резултати по тези макар и по-неточни методи са значител-

но различаващи се от резултата по данните „а“, следва да се допусне, че след удара автомобилът не е спирал екстрено на цялото разстояние. Съвременните автомобили с антиблокировъчни системи (ABS) при екстрено спиране не оставят плътни, ясно видими спирачни следи като автомобилите без ABS. Поради това често такива следи не се отбелязват в протокола за оглед и за това дали автомобилът след удара е бил в процес на екстрено спиране се съди по показанията на водача, които може да не са точни, като се има предвид стресовото му състояние в момента на произшествието или съставената от адвоката му защитна теза (ако на дадено разстояние спирането не е екстрено, скоростта в момента на удара на пешеходеца ще се получи по-ниска).

И в този раздел отделните части следва да бъдат номерирани (4.1, 4.2 ...). След като са извършени всички необходими действия за получаване на отговори на поставените задачи, тези отговори следва да се систематизират в пети раздел на експертизата с логичното наименование:

5. Заключение

Понякога ползващият експертизата първоначално се интересува само от отговорите на поставените задачи, а не от действията за получаването им. За тази цел е добре заключението да съдържа, освен отговорите на поставените задачи, също така и самите задачи. Едно от възможните и подходящи оформяния на тези части на заключението е следното:

Отговор на задача 1 (Да се определи мястото на удара между автомобилите.)

Мястото на удара между автомобилите по дължината на пътното платно е на ... 4.1).

Отговор на задача 2 (Да се определи скоростта на процесния автомобил непосредствено преди удара.)

Скоростта на лекия автомобил „Шкода Фабия“ е ... (4.2).

След всеки отговор е полезно да се постави в скоби номерът на частта от експертизата, в която той е получен. Така тази част лесно може да бъде намерена от тези, които се интересуват от съдържанието ѝ. Когато отговорът на даден въпрос произтича от няколко части на експертизата, посочват се техните номера.

Когато отговорът на някой въпрос е твърде обемист (например описването на механизма на произшествието), в заключението следва да се напише само „Механизмът на произшествието е описан в 4.5“.

След заключението се описват използваните източници в раздел шести с наименование:

6. Използвани източници

Това наименование е задължително в случаите, когато източниците освен специална литература са и данни от страници в Интернет, сателитни снимки от Google Earth, снимки от Street View. Ако е използвана само специална литература, наименованието може да бъде **Използвана литература**.

Добре е източниците да бъдат подредени по реда на тяхното цитиране в експертизата. В списъка не следва да има заглавия, към които няма препратки в експертизата. За една и съща информация може да има препратка към повече от един източник.

Някои бележки относно стила и правописа на текста в експертизата

В експертизата не трябва да има неразбираеми, безсмислени или излишни текстове. Например, когато е написано, че „пешеходецът е пресичал в посока отдясно наляво“, следва да се добави „по отношение на посоката на движение на автомобила“ или „по отношение на посоката на огледа“. Излишно е да се дават пояснения от вида „Съставянето на мащабна скица на местопроизшествието е с голямо значение за експертизата“. След като съставянето на такава скица фигурира в задачите на експертизата, няма смисъл да се коментира нейното значение.

Когато се пише за някое от участвалите в произшествието пътни превозни средства, не е необходимо всеки път освен марката и моделът му да се изписва регистрационният номер, къде и кога е станало произшествието. Това веднъж е направено в раздела „Сведения за произшествието“. Повтарянето на това ненужно дълго многократно изписване чрез copy-paste е твърде досадно за четящия експертизата. Ако в произшествието са участвали само един автомобил „Опел Корса“ и един автомобил „Шкода Фабия“, това кратко написване е достатъчно, за да е ясно за кой автомобил става дума.

В автотехническите експертизи често се среща изразът „Експертизата приема ...“. Вместо това е по-добре да се пише „Приема се ...“, тъй като експертизата е действие на експерти, в случая завършващо с документ, следователно приемането се прави от експертите, а не от нещо друго.

Добре би било експертите да обръщат повече внимание на правилното поставяне на пълен или кратък член на имената от мъжки род. Твърде притеснително е, когато в една експертиза се види написано „Автомобилите, който са се сблъскали ...“ или „Автоматичните скоростни кутий ...“.

Не следва да се пише „200м“, а „200 м“. Препинателни знаци след дума не следва да се отделят с интервал (автомобилът , който). След мерните единици по системата SI не се слага точка като за съкращаване (200 м., 20 с.) [5]. По-добре е да се пише „200 м, 20 с“ вместо „200 метра, 20 секунди“.

Формулите следва да се изписват с помощта на приложението Equation към редактора Word. Изписване на формула $V_a = 0,5 \cdot t_3 \cdot \varphi_y \cdot g + \sqrt{2 \cdot \varphi_y \cdot g \cdot S_{\text{сп}}}$ вместо $v_a = 0,5t_3\varphi_yg + \sqrt{2\varphi_ygS_{\text{сп}}}$ не допринася за авторитета на експерта.

Когато се разлистват страниците на една експертиза, погледът най-напред попада в горната дясна част на страницата. Следователно там е мястото на номера на страницата.

Полезно е в лявата част на горното поле на всяка страница (без първата) с дребен шрифт да е изписан номерът на делото. Така, ако в едно дело има повече от една автотехническа експертиза, при евентуално разбъркване на страниците на делото няма да е възможно да се разменят страници от експертизите.

Почернянето (**bold**) на големи обеми от текста (например задачите на експертизата или отговорите на задачите в заключението) не е подходящо, защото дразни с вида си. Освен това почернянето се използва за заглавията на частите на експертизата. Ако трябва да се обърне внимание на даден текст, той може да бъде изписан в курсив, с друг шрифт, да бъде подчертан, да бъде отделен с интервал, да се промени стойността на разреждането на буквите или стойността на интервала. Ако все пак се счете за целесъобразно този текст да бъде почернен, то за да се различава от заглавията следва да бъде даден в курсив (*italic*).

Полезно е за автора на експертизата на първата страница, например в горното поле вляво, с дребен шрифт да е поставен пореден за автора номер на експертизата. Този номер може да служи за следното:

- Може да се постави на подходящо място на фактурата за възнаграждението на експерта. Това улеснява съставянето на информация за кои експертизи фактурите са изплатени и за кои не.

- Когато експертизата е възложена от следовател или разследващ полицай, в нея фигурира номерът на досъдебното производство. Когато делото отиде в съда и вещото лице получи призовка за явяване в съдебно заседание, в нея не фигурира номерът на досъдебното производство, а номерът на наказателното, гражданското или търговското дело и името на обвиняемия или на ищеца и ответника. Това затруднява намирането на съответната експертиза в архива на експерта. Ако се направи списък, в който в азбучен ред са подредени имената на евентуалните обвиняеми по всяко дело и до тях се напишат собствените за вещото лице номера на експертизите, намирането на съответстващата на призовката експертиза не представлява проблем. Разбира се, трябва и файловете на експертизите да са подредени в списък с техните поредни номера, а ако експертизите се съхраняват и на хартия, да бъдат подредени в папки.

Заключение

Предложената примерна структура на автотехническа експертиза е резултат от над 20-годишната практика на автора и на множество отзиви от ползватели на съставени от него или с негово участие експертизи. Тази структура би могла да послужи на тези експерти, които са с по-малка практика и имат желание да подобрят качеството на своите експертизи.

Ако една експертиза има недостатъци по отношение на структурата, яснотата, стила и правописа на текста, това може да породви съмнения и за недостатъци по отношение на коректността на извършените действия и точността на направените заключения. Тези съмнения обикновено имат като следствие искане за повторна, допълнителна, тройна или друга от възможните видове експертиза. Това води до уронване на авторитета на автора (авторите) на експертизата и до допълнителни разходи по делото, както и до излишно забавяне на разследването

Литература

1. Иларионов В. А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. Москва, Транспорт, 1989.
2. Карапетков С. Автотехническа експертиза. ТУ-София, 2005.
3. Eubanks J.J, W.R. Haight. Pedestrian involved traffic collision reconstruction methodology. SAE 921591.

4. Серафимов М.Н. Вариант за определяне на скоростта на автомобилите в момента на челен удар. Сп. „Машиностроителна техника и технологии“. Издание на НТС-Варна и ТУ-Варна, бр. 1/2017.

5. https://ibl.bas.bg/ezikovi_spravki/sakrashteniyata-na-edinitsite-za-izmervane/

За контакти: Проф. д-р инж. Михаил Николов Серафимов, 0887 331 363, m.serafimov@abv.bg

ИЗПОЛЗВАНЕ НА НЯКОИ КОМПЮТЪРНИ ПРИЛОЖЕНИЯ ПРИ ИЗГОТВЯНЕ НА АВТОТЕХНИЧЕСКА ЕКСПЕРТИЗА НА ПЪТНОТРАНСПОРТНО ПРОИЗШЕСТВИЕ

USE OF COMPUTER APPLICATIONS IN THE PREPARATION OF AUTO TECHNICAL EXAMINATION OF A TRAFFIC ACCIDENT

Mihail Serafimov

Abstract: The possibilities for using some computer applications (for example Google Earth Pro, Street View, Google Maps) in the preparation of auto technical expertise of a traffic accident are described.

Key words: Computer applications, auto technical expertise, traffic accident.

Въведение

В протокола за оглед на местопроизшествието може да липсват някои размери и описания, необходими за изготвянето на автотехническата експертиза [1]. Инструментите на някои компютърни приложения (Google Earth Pro, Street View, Google Карти) позволяват отстраняването на такива пропуски.

Инструментите на текстовия редактор Word дават възможност в текста на експертизата да се вмъкват различни изображения, улесняващи разбирането на механизма на произшествието и на методите, чрез които се е стигнало до направените заключения.

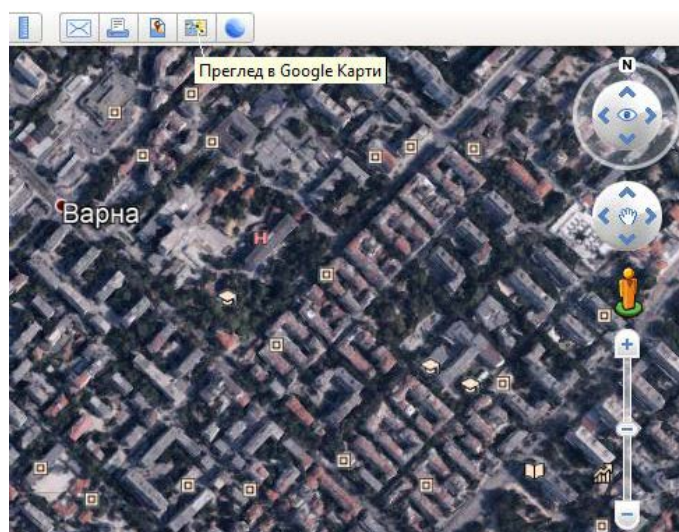
Тези и други компютърни приложения със своите инструменти дават възможност да се подобри качеството на изготвяната автотехническа експертиза, което е и целта на настоящата статия.

1. Намиране на населено място или адрес в средата на Google Карти

Когато произшествието е в населено място, обикновено в протокола за оглед е посочено името на улицата и номера на дома, в близост до който е станало произшествието. Ако експертът не знае къде е населеното място, трябва да се стартира приложението Google Earth Pro и от него да се премине в приложението Google Карти с помощта на иконата, показана на **фиг. 1**.

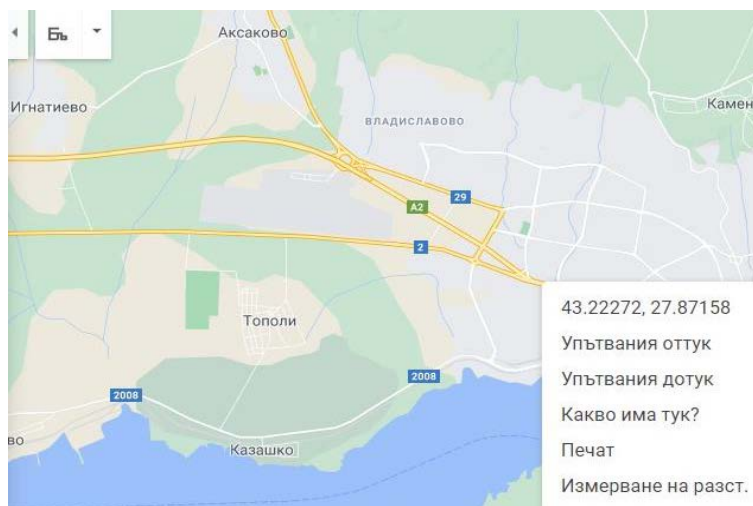
На картата на произволен път се кликва с десния бутон на мишката, в излезлия прозорец се кликва върху „Упътвания от тук“ (**фиг. 2**). В прозореца в ляво на реда, на който пише „Изберете направление“, се избира пътуване с автомобил, написва се името на населеното място (Игнатиево, България).

Приложението показва възможните маршрути до населеното място и в прозореца дава информация за тях – разстояние, време за пътуване (**фиг. 3**).

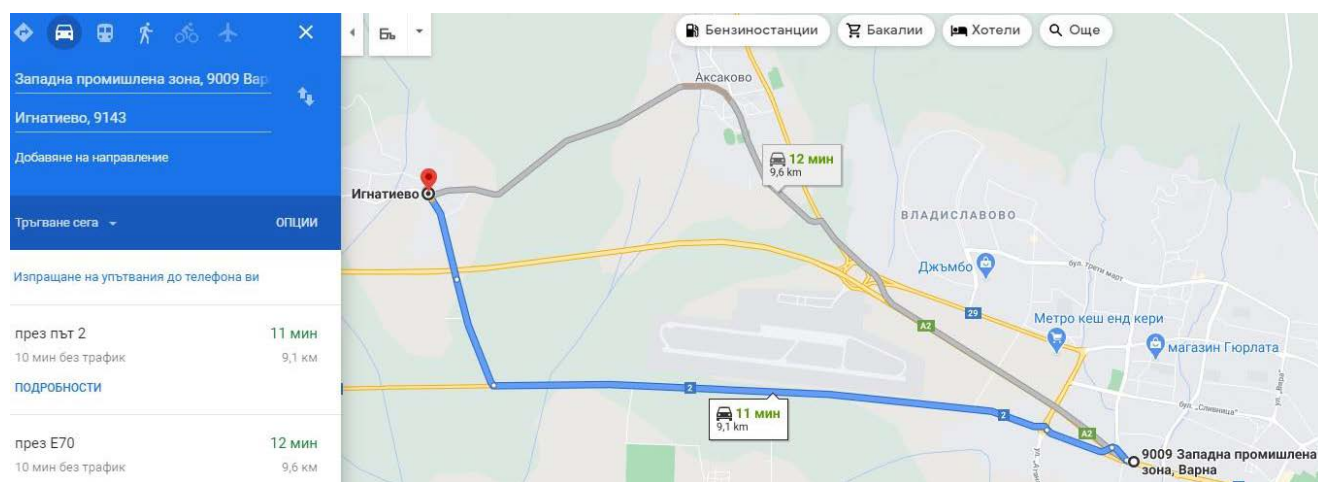


Фиг. 1

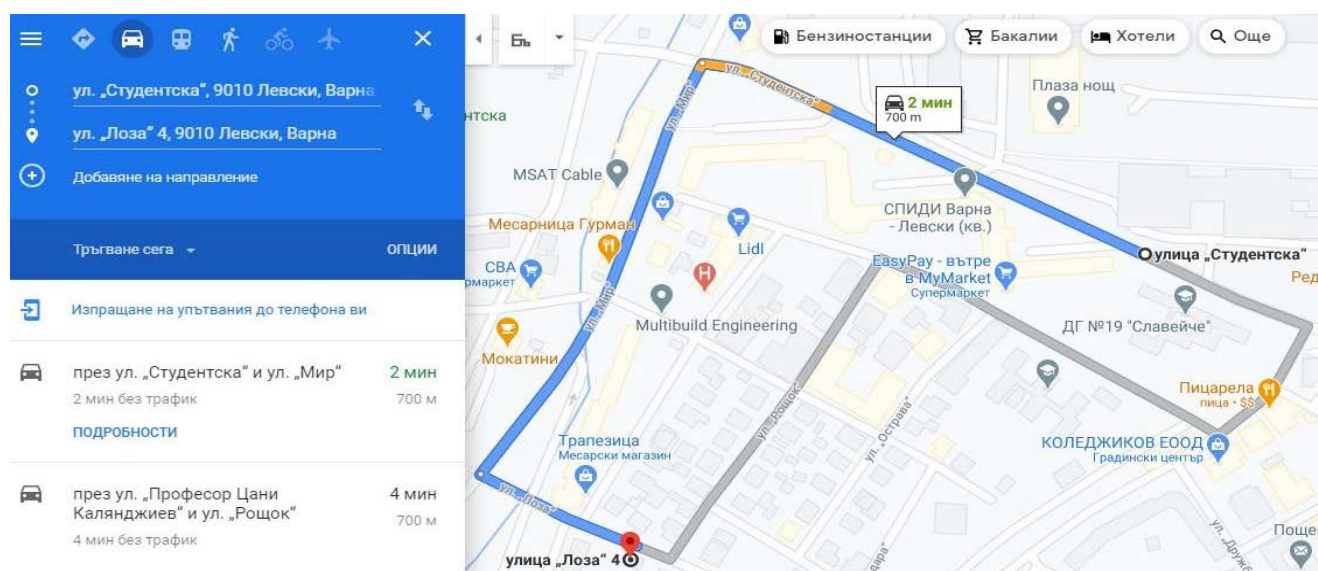
За да се намери посочен адрес в населено място се постъпва по подобен начин. Увеличава се изображението на населеното място. На произволна улица (в случая на ул. „Студентска“ във Варна) се кликва с десния бутон, на реда „Изберете направление“ в случая се изписва „ул. Лоза № 4, Варна, България“. Приложението показва възможните маршрути до този адрес и в прозореца дава информация за тях (фиг. 4).



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

2. Определяне на разстояния в средата на Google Earth Pro

Кликва се върху иконата „Добавяне на път“ (фиг. 5). Появява се прозорец, в който се кликва върху надписа „Мерки“ и от падащия списък се избира „Метри“.

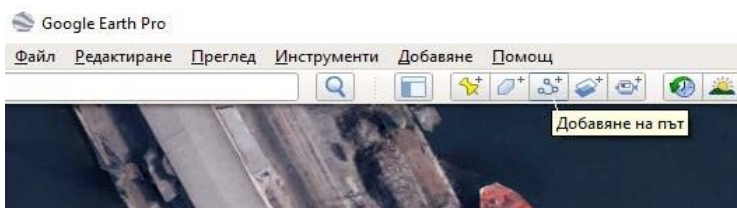
Този прозорец се премества така, че да не закрива разстоянието, което ще се измерва. Показалецът на мишката се е превърнал в квадратче. Ще се мери дължината на червения плавателен съд

на **фиг. 6**. За тази цел центърът на квадратчето се поставя в единия край на съда и се кликва, после това се повтаря в другия край на съда. Появява се бяла линия с червена точка в мястото на началното кликване и синя точка в мястото на второто кликване. Всяка от двете точки може да бъде намествана с квадратчето, което се превръща в пръстче когато се постави върху точката. В таблицата се изписва разстоянието, в случая 227 м. На реда в таблицата, където се чете „Път без име“, може да се напише името на обекта, чиято дължина е измерена (**фиг.6**).

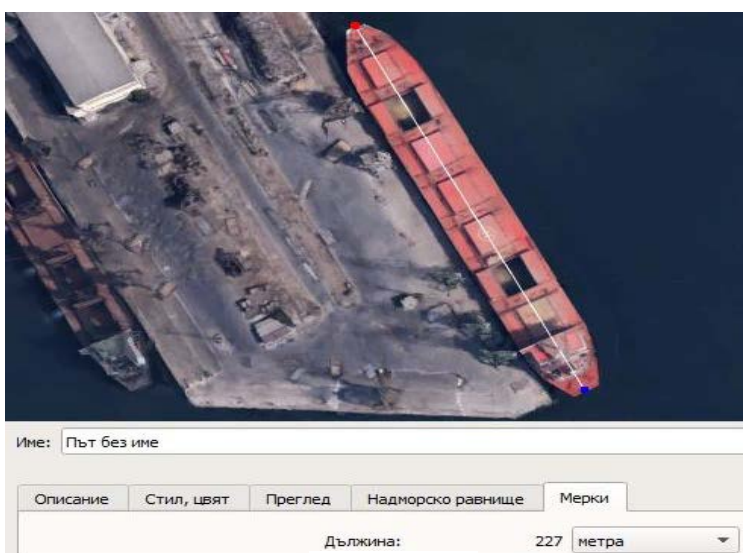
Ако трябва да се мери разстояние по крива линия, с последователни кликания на къси прави отсечки се изминава разстоянието по кривата. В таблицата се показва сумата на дължините на правите отсечки. Ясно е, че колкото по-къси са правите отсечки, толкова по-точно ще е измерването. На **фиг. 7** е показано измерването на дължината на завой на автомагистрала „Хемус“ край Повеляново (1330 м).

При измерване на разстояния с инструментите на Google Earth Pro върху сателитни изображения на земната повърхност следва да се отговори на въпроса с каква точност са тези измервания.

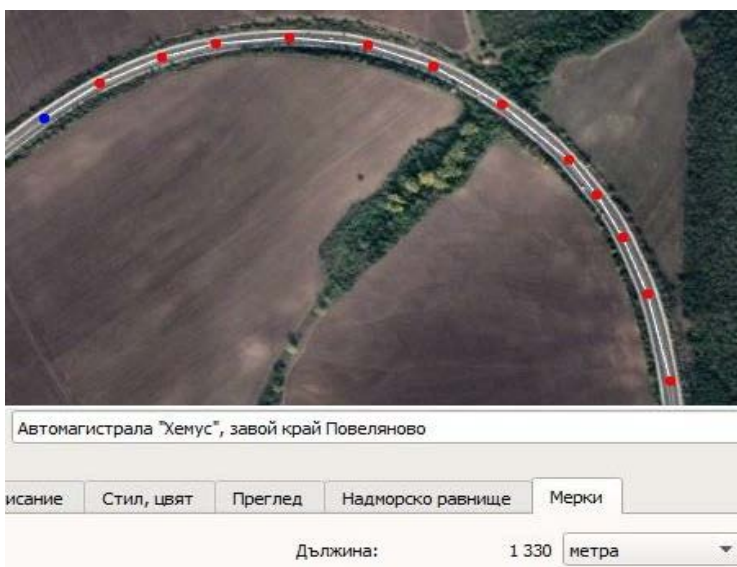
На **фиг. 8** е показана част от парка покрай ул. „Мечтание“ в кв. „Младост“ на Варна. С инструментите на Google Earth Pro е определено разстоянието 98,70 м от ръба на бордюра на тротоара (десния край, синята точка) до началото на пеше-



Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7

ходната алея в парка (левия край, червената точка). По същата линия е измерено разстояние 98,90 м с ролков инструмент за измерване на разстояния. В този случай грешката при измерване на разстоянието с инструментите на Google Earth Pro е

$$\frac{98,90 - 98,70}{98,90} \cdot 100 = 0,20\%$$

На **фиг. 9** е показана част от ул. „Мечтание“. С инструментите на Google Earth Pro е определена ширина на пътното платно на улицата 15,20 м. С ролковия инструмент е измерена ширина на платното 15,45 м. В този случай грешката при измерване на разстоянието с инструментите на Google Earth Pro е

$$\frac{15,45 - 15,20}{15,45} \cdot 100 = 1,62\%$$

Вижда се, че точността на измерванията на разстояния с инструментите на Google Earth

Pro е достатъчна за целите на автотехническата експертиза. Вижда се също, че колкото по-голямо разстояние се измерва, толкова по-голяма е точността на измерването.

Това се дължи на обстоятелството, че в използваната безплатна версия на Google Earth Pro разделителната способност не е достатъчно висока, което води до известна грешка при определяне на границите на извършваното измерване (например границите на пътното платно). При по-големите разстояния тази грешка влияе по-малко на точността на измерването.

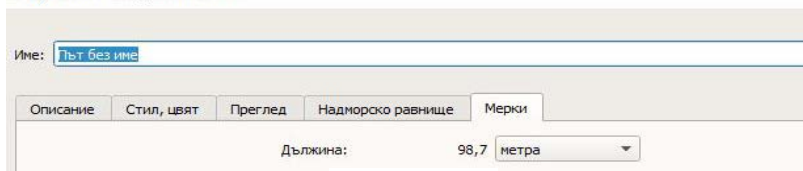
3. Определяне на разстояния в средата на Google Earth Pro с поставяне на маркери в средата на Street View

В протокола за оглед за мястото на произшествието може да е написано, например, че то е станало на 715 м след табелата за край на с. Припек в посока на запад към с. Слънчево, Варненска област (**фиг. 10**).

Жълтото човече се премества с мишката върху главната улица в западния край на селото. Пътищата, по които може да се минава в средата на Street View се оцветяват в синьо (**фиг. 11**).



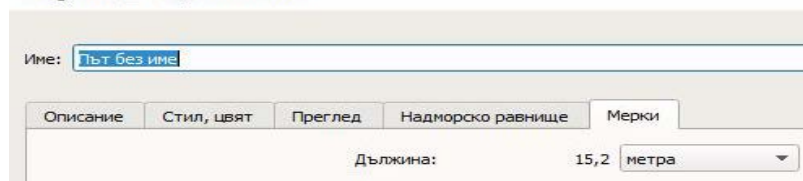
Google Earth - Създаване на: Път



Фиг. 8



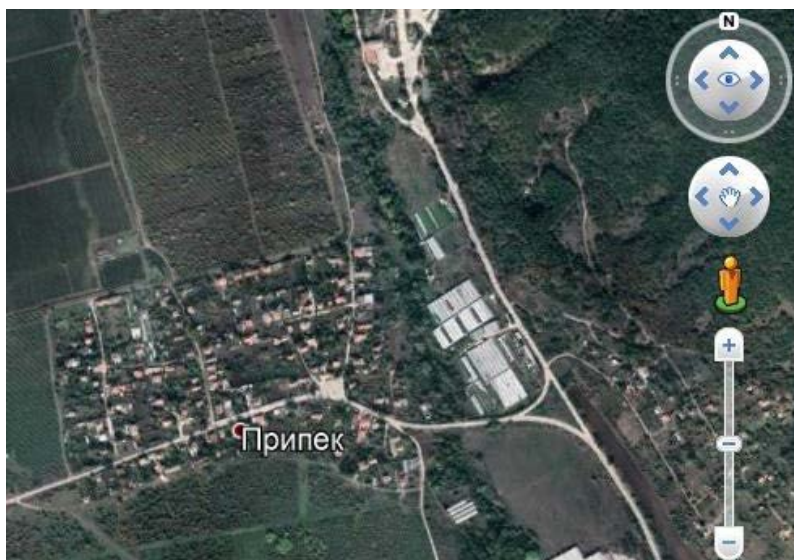
Google Earth - Създаване на: Път



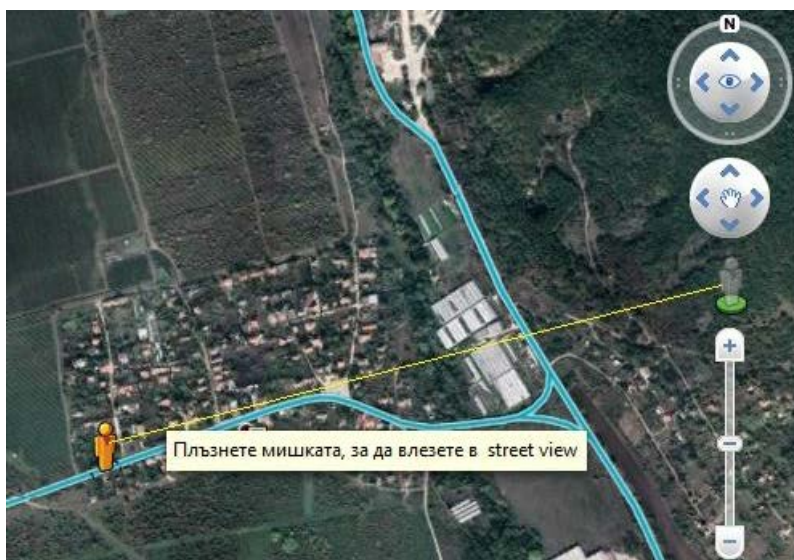
Фиг. 9

След отпускане на бутона на мишката при- ложението преминава в режим Street View (фиг. 12). Чрез завъртане на изображението с мишката се намира посоката на запад. Чрез последователни двукратни кликания с мишката по пътя се осъществява придвижване, като се достига до табелата за край на селото (фиг. 13).

Клика се върху иконата с форма на кабърче и надпис „Добавяне на показалец“. Появяват се жълто квадратче (маркер) и прозорец (фиг. 14). Квадратчето се намества в основата на табелата за край на Припек, на реда „Име“ може да се напише какъв е маркираният обект, след което се кликва в прозорчето „ОК“.



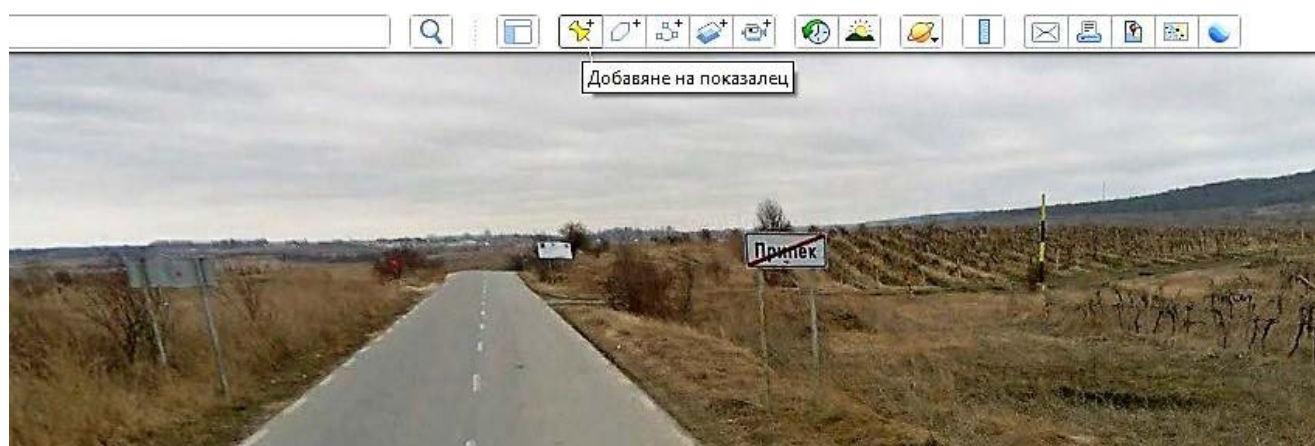
Фиг. 10



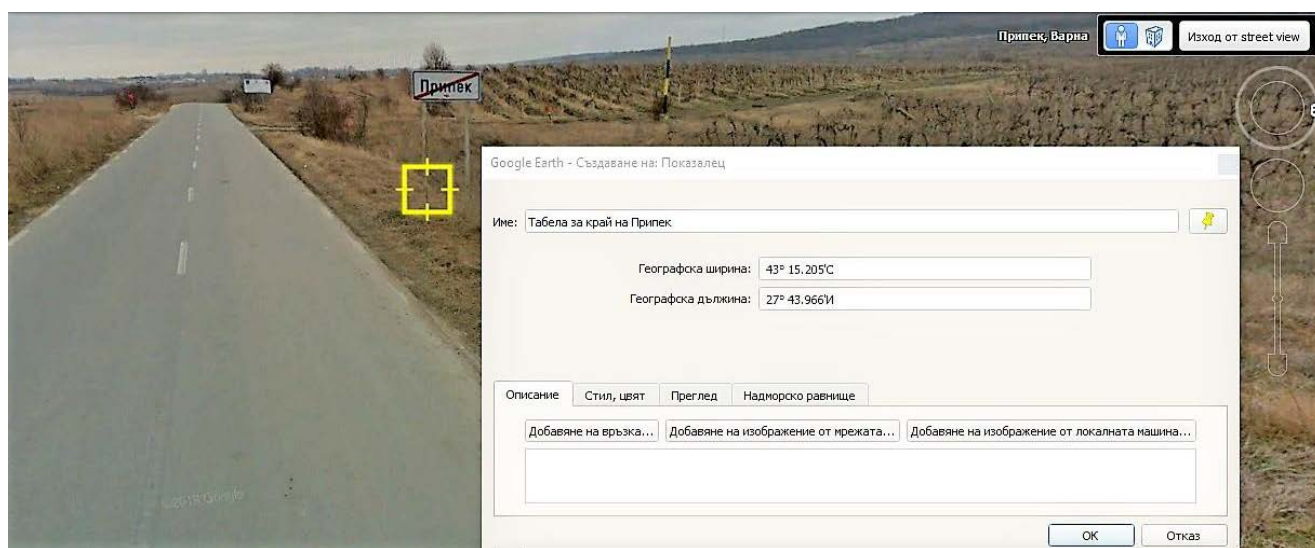
Фиг. 11



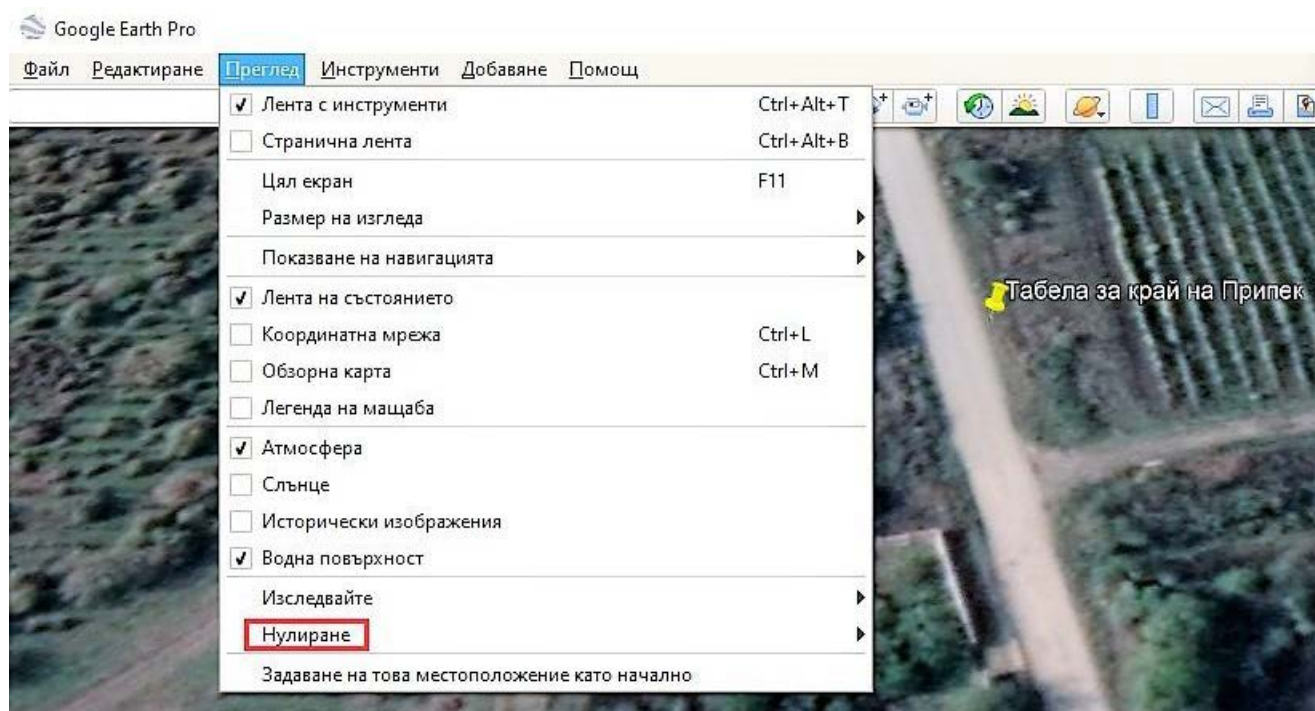
Фиг. 12



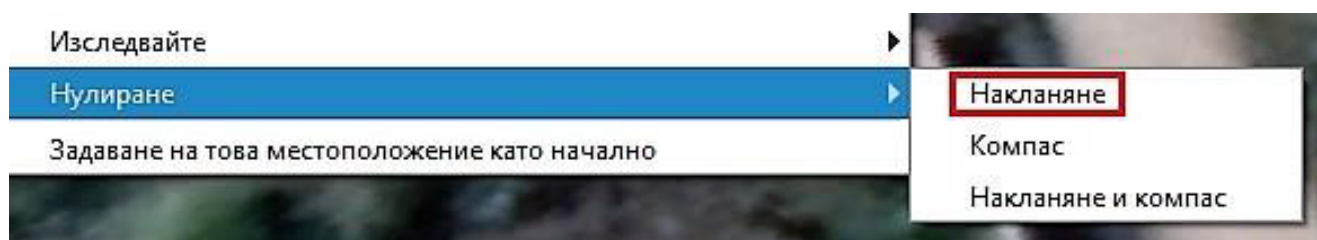
Фиг. 13



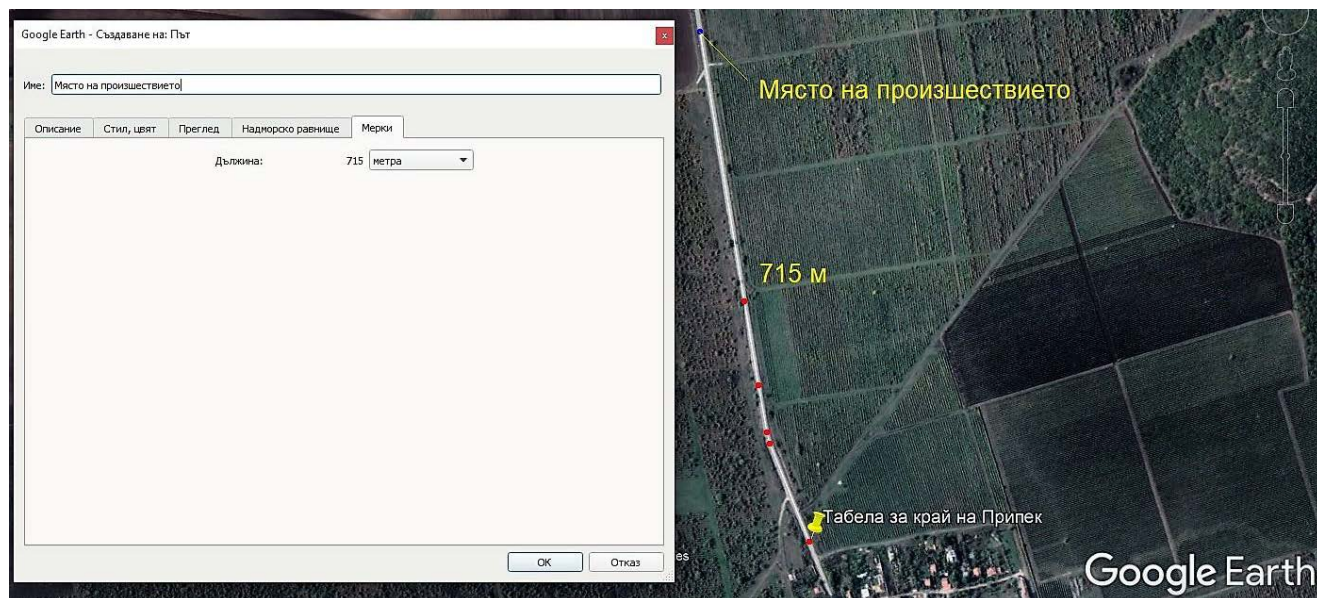
Фиг. 14



Фиг. 15



Фиг. 16



Фиг. 17

Квадратчето и прозорецът изчезват. Кликва се върху надписа „Изход от street view“ в горния десен ъгъл на **фиг.14**. Приложението преминава в режим на сателитно изображение, като маркерът е на мястото, където е табелата за край на Припек (**фиг. 15**). Но изображението не е във вид на план, а е под наклон. За да се нулира наклонът, се кликва в менюто върху надписа „Преглед“ и в падащия списък се кликва върху надписа „Нулиране“. В появилия се страничен списък се кликва върху надписа „Накланяне“ (**фиг. 16**). Изображението придобива вид на план. Мащабът му може да бъде променен чрез превъртане с колелцето на мишката. По познатия вече начин от маркера за табелата за край на Припек се измерва разстоянието 715 м (**фиг. 17**). След кликване върху надписа „ОК“ в прозореца, измереното разстояние се изобразява с тънка



Фиг. 18

бяла линия, прозорецът изчезва (**фиг. 18**). Надписите с жълт цвят на **фиг. 17** и **фиг. 18** са направени с приложението Paint (виж раздел 10).

4. Място на произшествието в средата на Google Earth Pro и Street View

Изображението на **фиг. 18** се завърта така, че север да е насочен към горната му страна. Мащабът се променя така, че да обхване двете села Припек и Слънчево и се отбелязва с надпис мястото на произшествието в края на тънката бяла линия (**фиг. 19**). Полученото изображение в средата на Google Earth Pro вече може да бъде поставено в автотехническата експертиза.



Фиг. 19



Фиг. 20

По познатия начин (**фиг. 11**) жълтото човече се поставя на пътя малко преди мястото на произшествието гледано към Слънчево (**фиг. 20**). След отпускане на бутона на мишката приложението преминава в режим Street View. По дължината на пътя се вижда тънката

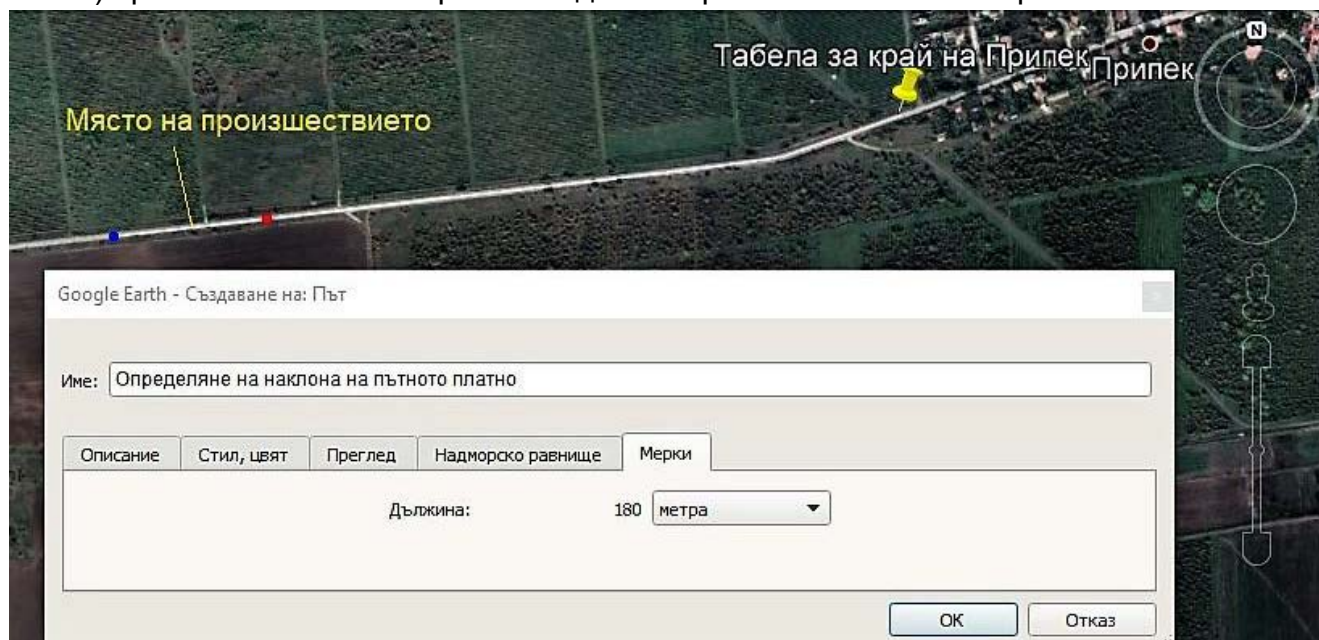


Фиг. 21

бяла линия, в чийто край в посока към Слънчево се намира мястото на произшествието (**фиг. 21**). Полученото изображение в средата на Street View вече може да бъде поставено в автотехническата експертиза.

5. Определяне на наклона на пътното платно в участъка на произшествието

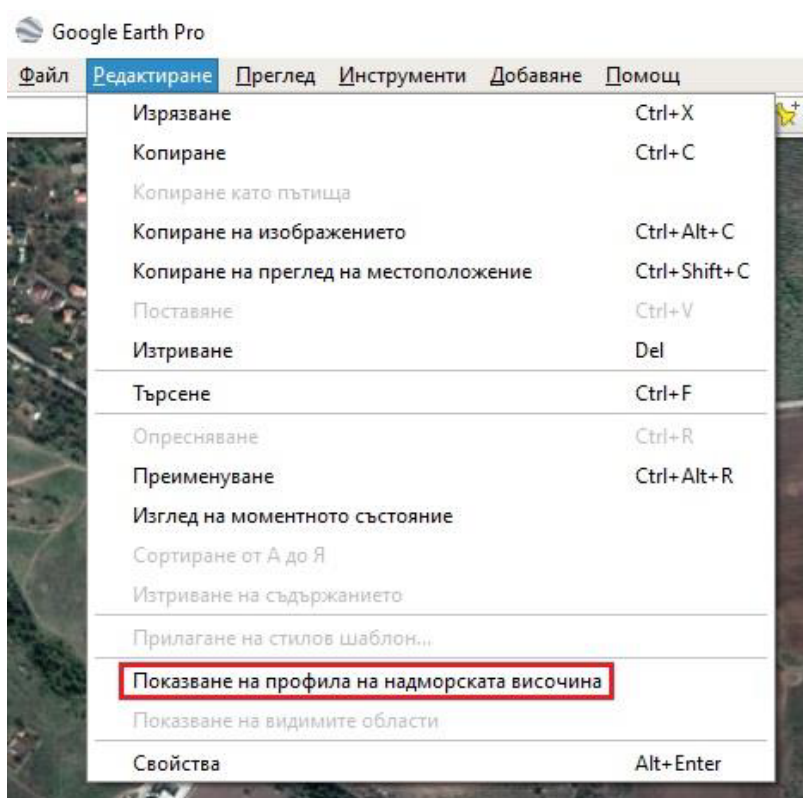
В средата на Google Earth Pro (фиг. 22) се описва произволно разстояние (в случая 180 м) приблизително симетрично от двете страни на мястото на произшествието.



Фиг. 22

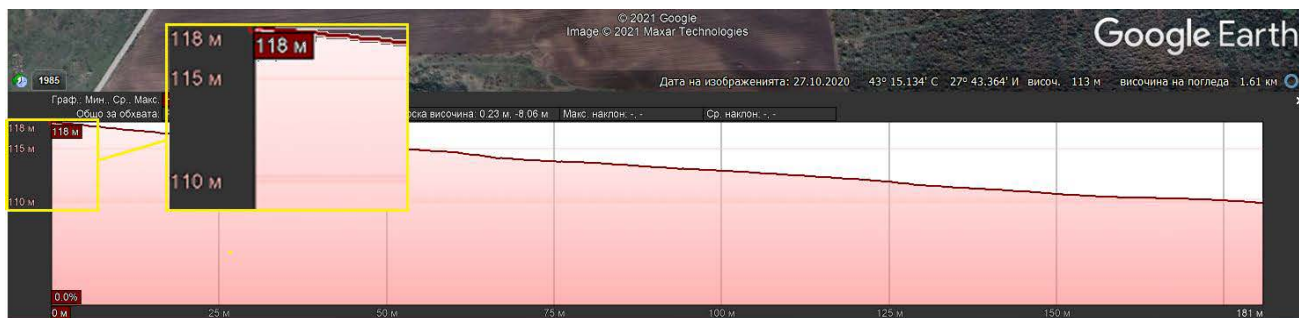
Разстоянието може да се променя чрез преместване на червената и на синята точки. То трябва да обхваща разстоянието на спиране на участващите в произшествието пътни транспортни средства. Кликва се върху надписа „ОК“ в прозореца, след това се кликва върху надписа „Редактиране“ от менюто и от падащия списък се избира надписът „Показване на профила на надморската височина“ (фиг. 23). Появява се показаното на фиг. 24 изображение. Фрагментът в лявата част на изображението е показан допълнително в увеличен мащаб. Вижда се, че на описаното разстояние 180 м има наклон нагоре към Слънчево с денивелация $118 - 110 = 8$ м, която определя наклон $(8/180) \cdot 100 = 4,44 \%$ или $4,44/100$.

Ако автомобил в момента на произшествие е бил в процес на спиране и ако се знае дължината и разположението на спирачния му път, може да се определи наклон



Фиг. 23

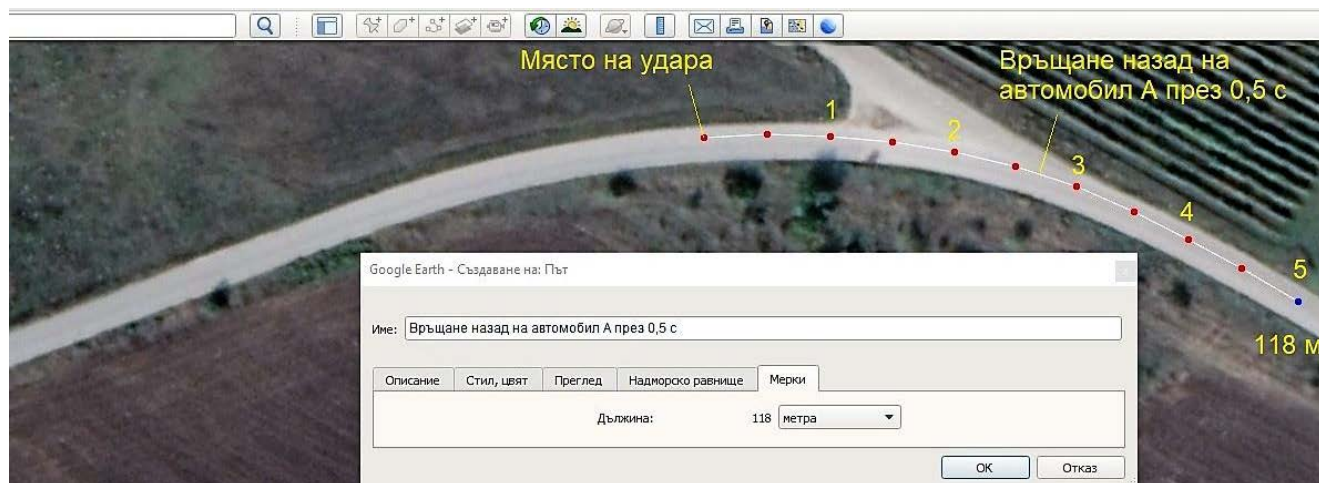
нът на пътното плато по протежението на този спирачен път, което ще позволи да се направи точна корекция на спирачното забавяне като зависимо от наклона.



Фиг. 24

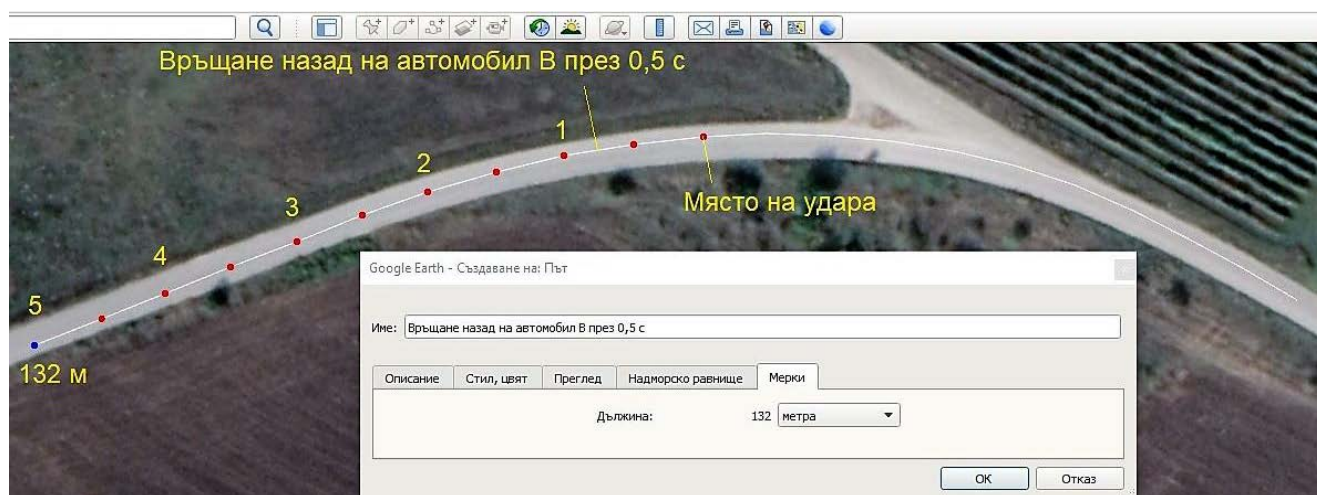
6. Определяне на ограничена видимост поради кривина на проекцията на оста на пътя в хоризонтална равнина

Ако два автомобила са се сблъскали в завой, възниква въпросът в кой момент за водачите им се е открила видимост един към друг. Предполага се, че е определено мястото на удара между автомобил А и автомобил В. Пресметнатата е скоростта преди удара на автомобил А – 85 км/ч (23,61 м/с) и на автомобил В – 95 км/ч (26,39 м/с). За определяне на положението на автомобилите в момента на откриване на видимост за водачите им един към друг следва в средата на Google Earth Pro автомобилите да се върнат назад от мястото на удара през равни равни интервали от време (в случая 0,5 с), като по траекторията им се измерват равни отсечки, съответстващи на скоростта им (в случая 10 на брой).



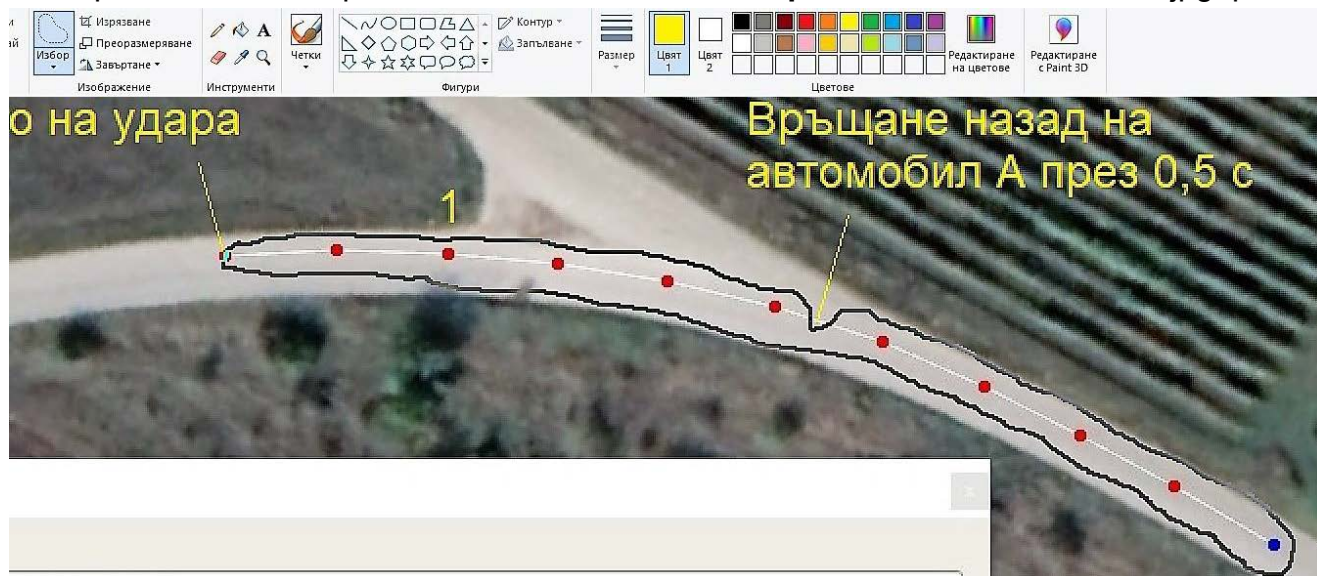
Фиг. 25

На **фиг. 25** в средата на Google Earth Pro е показан завой в участъка между Припек и Слънчево непосредствено преди Слънчево. Автомобилът А се е движел в посока към Слънчево, а автомобил В – в обратна посока. За автомобил А в посока към Припек последователно се измерват 10 отсечки всяка с дължина $23,61/2 = 11,81$ м. С клавиша „prt sc“ (копиране на екрана) изображението се пренася в средата на приложението Paint на Microsoft Office, с което изображението се обработва до вида, показан на **фиг. 25**, след което се записва като файл във формат jpg.



Фиг. 26

Връщаме се в средата на Gogle Earth Pro на изображението, показано на **фиг. 25**, без да променяме мащаба и ориентацията му, кликваме с показалеца (във вид на длан) с десния бутон върху върнатата траектория на автомобил А, и я изтриваме чрез „Изтриване“. След това (без да се променя мащабът и ориентацията на изображението) за автомобил В в посока към Слънчево последователно се измерват 10 отсечки всяка с дължина $26,39/2 = 13,20$ м. По същия начин в средата на Paint изображението се обработва до вида, показан на **фиг. 26** и се записва като jpg файл.

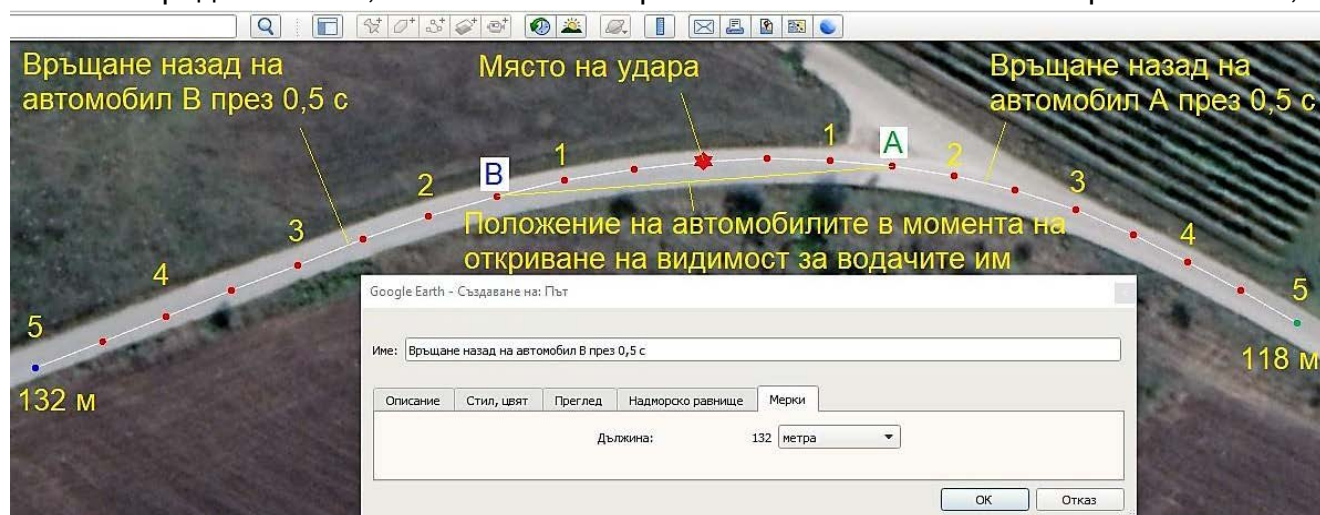


Фиг. 27

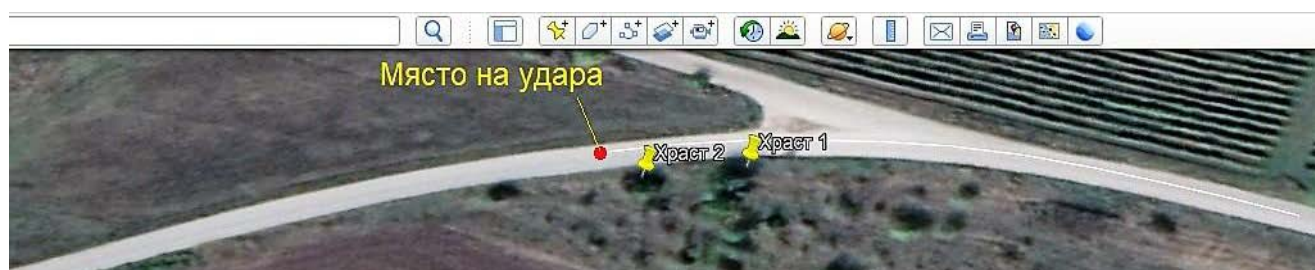
В средата на Paint последователно се отварят в два отделни прозореца **фиг. 25** и **фиг. 26** в еднакъв мащаб. На **фиг. 25** криволинейно се маркира връщането назад на автомобиля А (**фиг. 27**) и се пренася на **фиг. 26**, като мястото на удара на **фиг. 25** се намества върху мястото на удара на **фиг. 26**. Така се получават съединени връщанията назад на двата автомобиля (**фиг. 28**).

В средата на Paint **фиг. 28** е допълнително обработена, като са поставени необходимите надписи и означения. Прекарва се линия през две точки с еднакви номера (секунди), след което тя се мести докато опре до вътрешния край на пътното

платно. Предполага се, че извън този край на пътното платно има растителност,



Фиг. 28



Фиг. 29

която ограничава видимостта. Така се получават положенията на главите на водачите на автомобил А и автомобил В в момента на откриване на видимост за водачите един към друг. В случая тези положения във времето са на 1,5 с преди момента на удара, като автомобил А е бил на разстояние $1,5 \cdot 23,61 = 35,42$ м преди мястото на удара, а автомобил В – на $1,5 \cdot 26,39 = 39,59$ м преди мястото на удара. Към тези разстояния се добавят съответните разстояния от главите на водачите до предните страни на автомобилите. В автотехническата експертиза получените разстояния ще се съпоставят с опасните зони за спиране на съответните автомобили и ще се определи дали водачите са имали техническа възможност да избегнат удара чрез спиране.

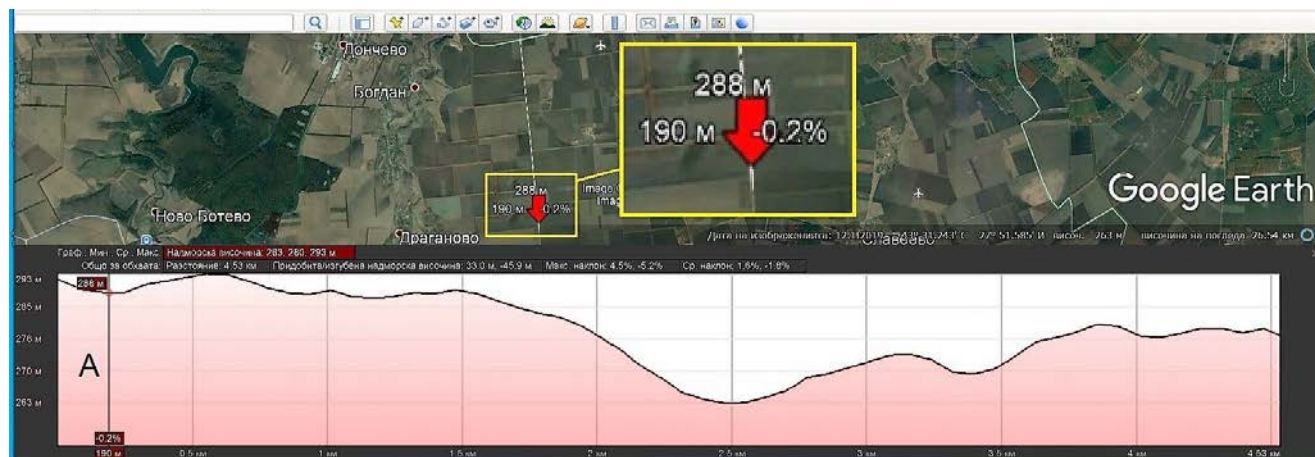
Ако извън вътрешния край на пътното платно в зоната на завоя има само отделни дървета и високи храсти, те се маркират в средата на Street View и после в средата на Google Earth Pro линията ВА (фиг. 28) се мести до допиране в „Храст 1“, после до „Храст 2“ (фиг. 29) и така се определят ивиците на видимост за водачите един към друг.

7. Определяне на ограничена видимост в прав участък на пътното платно поради кривина на оста на пътното платно във вертикална равнина

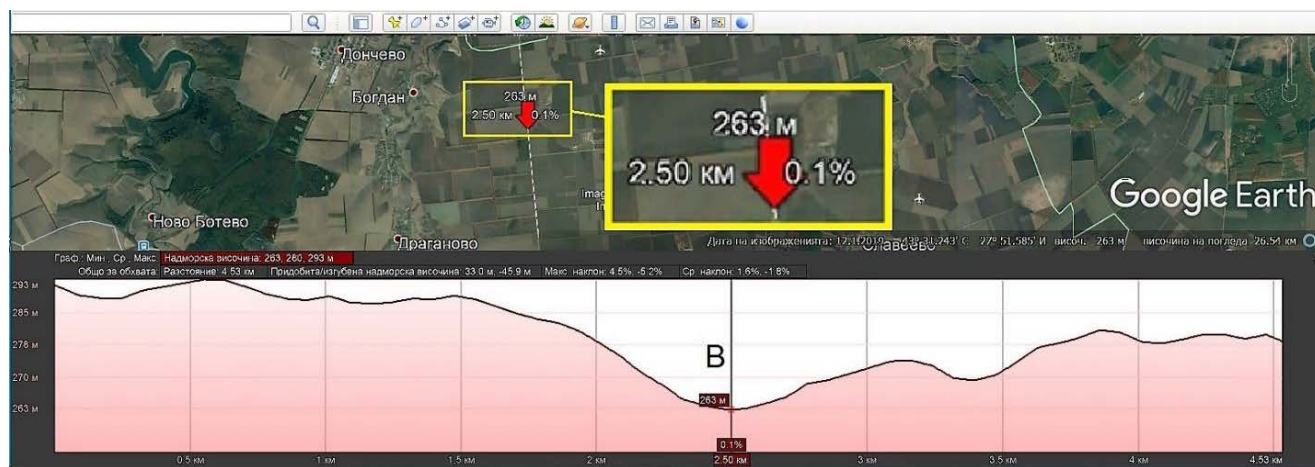
На фиг. 30 по познатия начин е показан профилът (надморската височина) на участък от пътя Варна-Добрич между равнището на селата Драганово и Дончево на разстояние 4,53 км.

С преместването на плъзгача, означен с А на **фиг. 30**, може да се види надморската височина на всяка точка от този пътен участък. На **фиг. 30** плъзгачът е поставен на 190 м след началото на пътния участък в посока към Добрич. Надморската височина в тази точка е 288 м.

На **фиг. 31** плъзгачът е поставен в най-ниската точка В на пътния профил на 2,5 км след началото на пътния участък. Надморската височина в тази точка е 263 м. Денивелацията между точките А и В е $288 - 263 = 25$ м. Ако се приеме, че единият автомобил е в т. А на пътното платно, а другият автомобил – в т. В на пътното платно



Фиг. 30



Фиг. 31

и че се движат един срещу друг, като се знае височината от пътното платно до очите на водачите на автомобилите и височината на автомобилите с несложни графични построения и тригонометрични пресмятания може да се определи дали в това положение на автомобилите водачите им ще имат видимост един към друг.

Ако между точките А и В автомобилите са се сблъскали, то при определени място на удара и скорост на автомобилите преди удара чрез връщане на автомобилите от мястото на удара през равни интервали от време (както е описано в 5) може да се определи положението им, в което за водачите им се е открила видимост един към друг.

8. Вграждане на илюстрации в автотехническата експертиза

Илюстрациите, които се вграждат в автотехническата експертиза, може да бъдат снимки от албума към протокола за оглед на местопроизшествието; снимки, направени от вещото лице; снимки от компютърни приложения; сканирани документи; скици с изображения на травмите на пострадалите – в комплексни автотехнически и съдебно-медицински експертизи [2] и др. подобни. Всяко изображение трябва да е записано във файл с формат jpg за снимки и pdf за документи.

8.1. Вграждане на изображение в jpg формат

Необходимо е в експертизата да се покаже деформацията на автомобил „Ауди А6“ 2004 г в резултат на краш тест [3]. В средата на Google се написва „Краш тест на Ауди А4 2004“. Излиза списък, в който се намира видеоклип „Euro NCAP-Audi A6-2004 Crash test“. Стартира се клипът и чрез последователни спирания и пускания се избира положението с максимална деформация на автомобила. С помощта на клавиша prt sc изображението се пренася в приложение, с което то може да бъде обработено (от-страняване на ненужните части на изображението, яркост, контраст, надписи и др.).

За тази цел в случая е използвано приложението Paint (за определяне на границите на изображението и записването му в jpg формат) и приложението Снимки (за подобряване на качеството на изображението). Директно от Файлов мениджър записаният файл може да се копира в средата на Word. Обикновено изображението заема цялата ширина на текстовото поле и преместването му е затруднено. За да се променят размерите на изображението и да стане лесно преместването му, се кликва върху него с десния бутон на мишката, в появилия се списък се кликва върху Wrap Text, в следващия списък се кликва върху Square. По този начин също не се допуска снимката да закрива част от текста.



[Grab your reader's attention with a great quote from the document or use this space to emphasize a key point. To place this text box anywhere on the page, just drag it.]

Фиг. 32



Фиг. 33

При кликване с левия бутон на мишката върху снимката по ъглите ѝ се появяват кръгчета, с чието прехващане и преместване може да се изменят размерите на снимката (фиг. 32). С натиснат ляв бутон маркираната снимка може да се мести с помощта на мишката и да се постави на желаното място.

За да се постави надпис под снимката трябва под нея да се постави текстов прозорец. Показалецът на мишката се поставя под снимката. В менюто на Word се кликва върху Insert, след това върху иконата Text, в появилия се списък върху Text Box, после върху Simple Text Box. Появява се прозорецът, показан на **фиг. 32**. След кликване в прозореца с левия бутон на мишката, при което се маркира намиращият се там текст, може да се напише желаният текст, в случая „Фиг. 30“. С помощта на кръгчетата по границите на прозореца се настройват размерите му, с мишката прозорецът се поставя на желаното място под снимката. Линията, очертаваща границите на текстовия прозорец (**фиг. 33**), може да се премахне чрез кликване върху нея с десния бутон на мишката, в появилия се списък се кликва върху Format Shape, след това върху No line. Следва групиране на снимката и текстовия прозорец с цел двете изображения да станат едно, което предпазва от разместването им.

За тази цел при натиснат клавиш ctrl се маркират последователно текстовият прозорец и снимката, след кликване с десния бутон в появилия се прозорец се избира Group, още веднъж Group и групирането е завършено. Ако се окаже, че групираното изображение закрива част от текста, отново се извършва маркиране с десния бутон, Wrap и Square. С мишката групираното изображение се премества на желаното място.

Ако се наложат някакви корекции по снимката, изпълнява се десен бутон на мишката, Group, Ungroup. Изображенията се разгрупират и снимката може да се коригира с подходящо приложение, след което се връща във файла на Word и отново се извършва групирането.

След като вече е създаден един текстов прозорец, той може да бъде копиран за всяко следващо изображение, като се променят размерите му и текстът в него.

8.2. Враждане на документ в tif формат

Необходимият за експертизата документ от делото за произшествието се сканира в tif формат (другите възможни формати

ПРОТОКОЛ за разпит на свидетел

Днес, 04.08.2020 г. в град Варна, подписана И. А. – разследващ полицай в сектор „Разследване на престъпления по транспорта“ към ОД на МВР – град Варна, на основание чл. 117 и чл. 139 от НПК, разпитах в качеството на свидетел по Досъдебно производство № ***/ 2020 г. по описа на сектор „Пътна Полиция“ при ОД на МВР град Варна лицето:

С. Д. Ф. ЕГН 670826****, родена в град Силистра, българско гражданство, българка, висше образование, Свободна професия- съдебен и технически преводач, разведена, пост. и наст. адрес – град София, ул. „И. П.“ № **, вх. Б, ет. 4, ап. 24.

Разпитът започна в 15 часа, 40 мин.

На зададените въпроси свидетелят отговори:

Запозната съм с правата и задълженията си в качеството на свидетел, както и с отговорността, която нося по чл. 290 от НК и разбрах техния смисъл.

По случая мога да кажа следното: Уведомена съм за обстоятелството, че нямам задължението да дам показания по въпроси, отговорите на които биха уличили в извършване на престъпление мен, мои възходящи, низходящи, братя, сестри или съпруг или лице с което се намирам във фактическо съжителство - чл. 121, ал.1 от НПК. В тази връзка желая да дам показания с оглед разяснения по разследването и изясняване на фактическата обстановка.

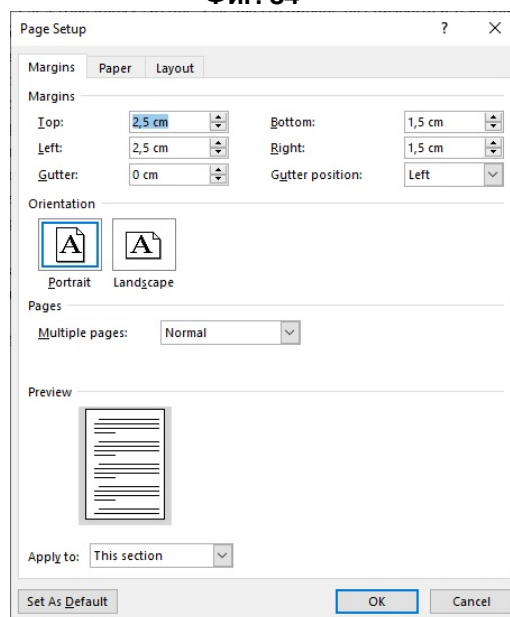
Протокола прочетох лично и удостоверявам с подписа си, че показанията ми са записани правилно.

Разпитът приключи в 17 часа, 12 мин.

СВИДЕТЕЛ:

РАЗСЛЕДВАЩ ПОЛИЦАЙ:

Фиг. 34



Фиг. 35

при сканиране не са подходящи за вграждане в документ на Word).

Ако ще се показва целият текст на документа, директно от Файлов мениджър файлът се копира в експертизата, след което изображението може да се обработва, както е описано в 8.1.

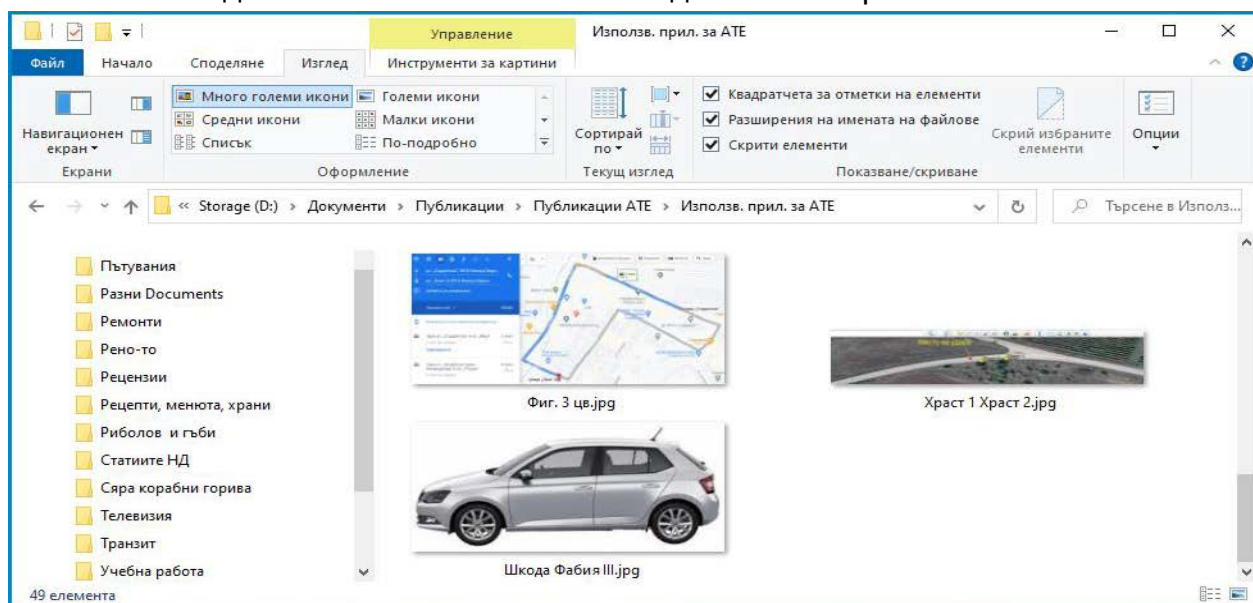
Ако ще се показва само част от текста, файлът трябва от Файлов мениджър да се зареди в средата на приложение за обработка на изображения (Например Microsoft Picture Manager, Снимки, Paint и др.). След оформяне на необходимата част от текста, тя се копира в експертизата на желаното място и може да се обработва както е описано в 8.1 (**фиг. 34**).

9. Определяне на разположението на текста в страницата на Word

Разположението на текста в страницата на текстовия редактор Word става чрез избиране на размерите на полетата около текста. В менюто се кликва върху Layout, след това върху иконата Margins, после най-долу в появилия се списък върху Custom Margins. Появява се показаният на **фиг. 35** прозорец. Вижда се, че в настоящия документ полето над текста и вляво е 2,5 см, отдолу и в дясно е 1,5 см. Със стрелките тези размери може да се променят. С иконите Portrait и Landscape се избира ориентацията на страницата. Надписът Paper показва размерите на текстовото поле. Когато ще се печата от двете страни на листа хартия след кликване върху Layout надписът Different odd and even променя лявото и дясното поле на четните страници.

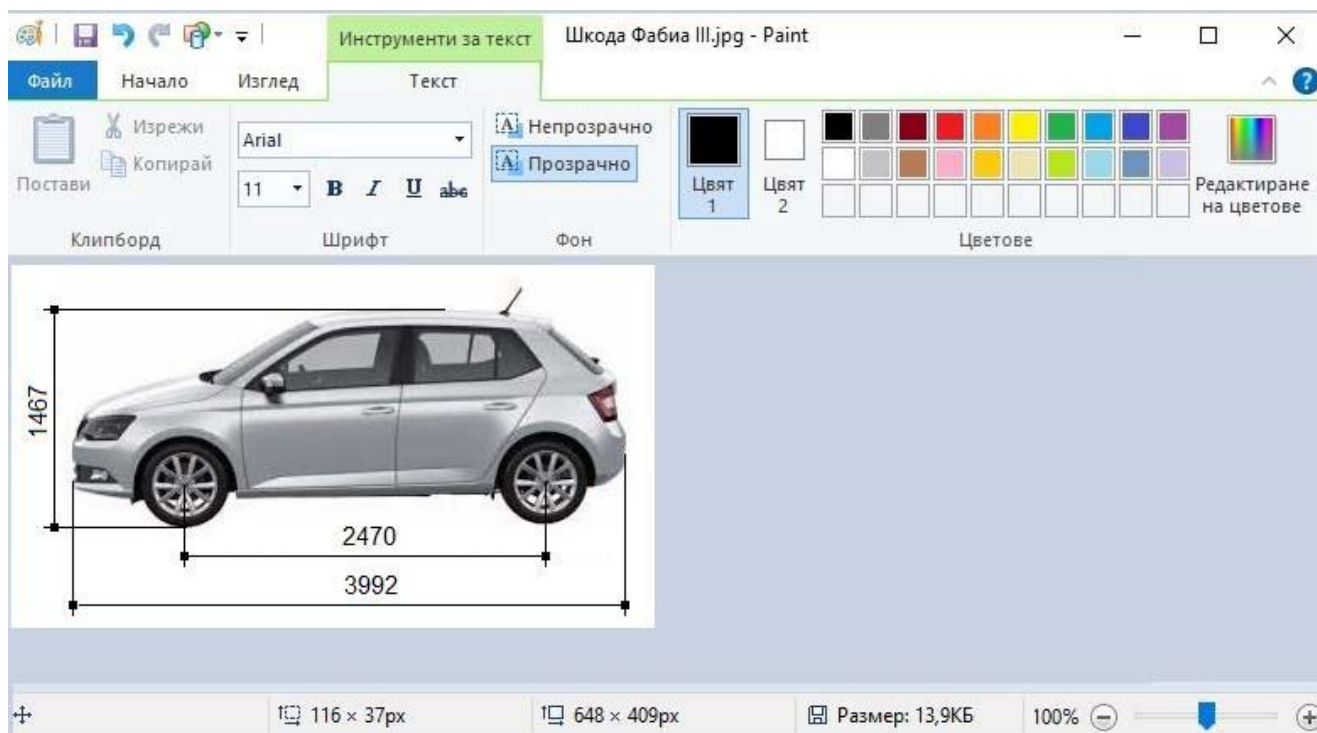
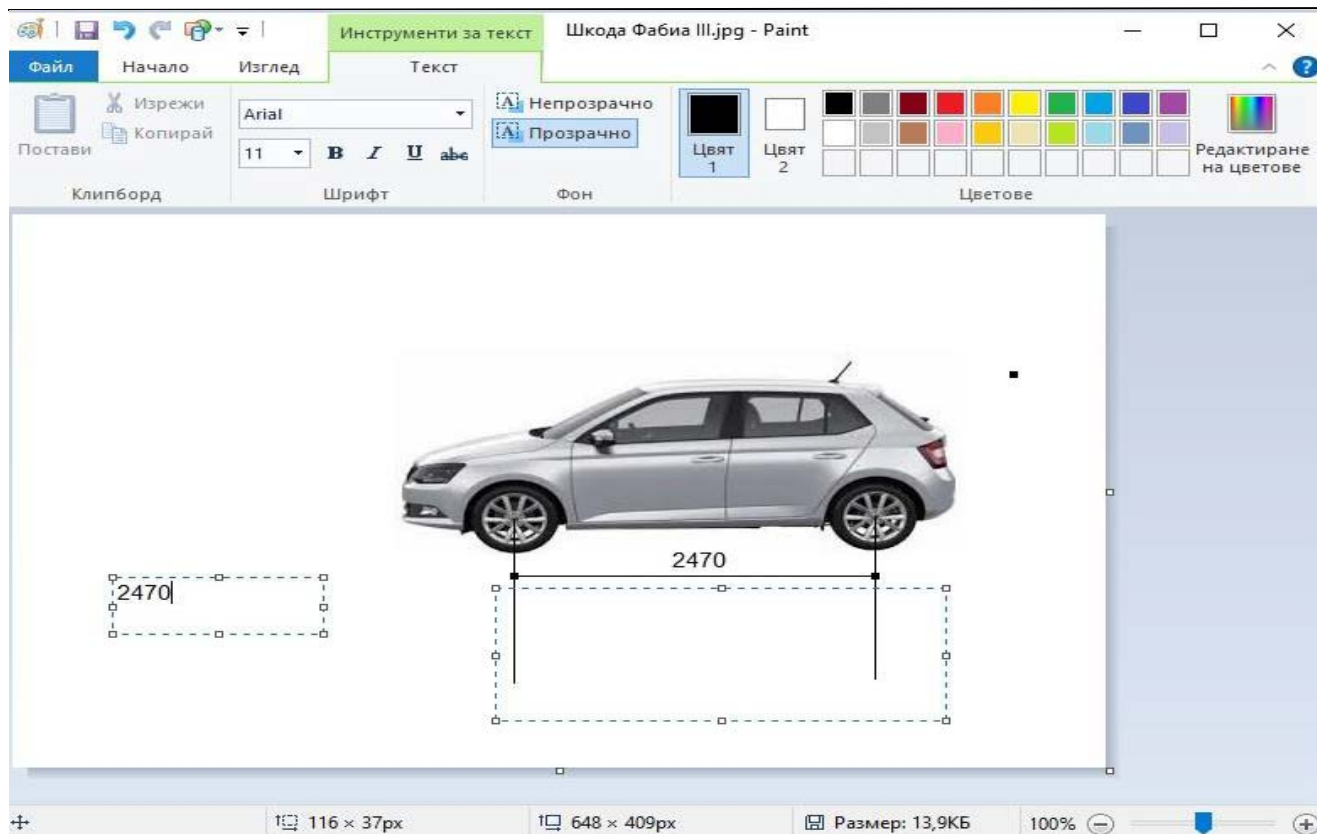
10. Редактиране на изображения с приложението Paint

Файлове с формат pdf (сканирани документи) и с формат jpg (снимки, сканирани картини) може да се отварят в приложението Paint с цел да бъдат редактирани. Едно от най-честите действия е поставянето на надписи в изображението.



Фиг. 36

На **фиг. 36** в прозореца на Файлов мениджър се вижда файлът Шкода Фабия III.jpg. След кликване върху файла с десния бутон от появилия се списък се избира



Фиг. 38

„Отвори с“ и от следващия списък – Paint. Разширява се бялото поле на приложението. След кликуване върху пунктирания правоъгълник над надписа „Избор“, с показалеца на мишката (превърнал се в кръстче) се обгражда изображението и се премества по средата на бялото поле (фиг. 37).

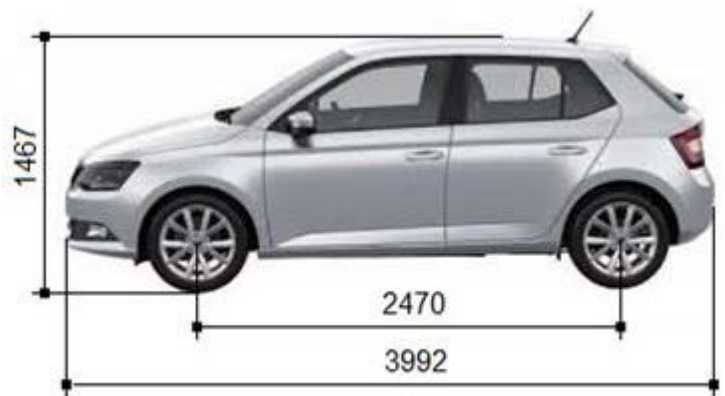
Ще бъдат поставени надписи на габаритните размери на автомобила. От набора инструменти с надпис „Фигури“ се избира чертане на права линия. От иконата с надпис „Размер“ се избира най-малката дебелина на линията. От центровете на двете колела с показалеца на мишката (във вид на кръстче) се спускат линии с натиснат ляв бутон, като едновременно е натиснат клавишът shift, за да се гарантира чертането на вертикални линии. За да се постави размерът на базата на автомобила се кликва върху буквата А, с натиснат ляв бутон се очертава правоъгълно поле с пунктирни граници. От прозореца с надпис „Шрифт“ се избира видът и размерът на шрифта, в случая шрифт Arial с размер 11. В полето се написва размерът на базата на автомобила в милиметри 2470. Кликва се извън полето и по познатия вече начин размерът се премества между двете вертикални линии на подходящо разстояние под автомобила. Под размера се изчертава размерната линия. В това приложение няма инструмент за изобразяване на подходящи за оразмеряване стрелки, затова вместо стрелки се поставят малки квадратчета, начертани с правоъгълника от „Фигури“ с натиснат клавиш shift, за да се начертае квадрат, който се запълва с черен цвят с помощта на иконата с вид на кофичка, от която изтича червена боя. Отстранява се излишната дължина на вертикалните линии чрез ограждане с „Избор“ и клавиш delete.

По същия начин се поставят надписи за дължината и височината на автомобила. Надписът на височината се завърта като се огради с „Избор“, кликове се върху „Завъртане“, след това върху „Завъртане наляво на 90 градуса“. След няколко опита се разбира как трябва да се огради надписът, за да не се отрязва част от него при завъртането.

Полученото изображение се премества в горния ляв ъгъл на работното поле (фиг. 38). Чрез последователно избиране на „Файл-Записване като-JPEG картина“ файлът се записва на желаното място в jpg формат, като му се дава име. После този файл може директно да се копира в страница на автотехническата експертиза. Друг начин за копиране на изображението е чрез „Избор-Избиране на всичко-Копирай“, след това „Paste“ в експертизата (фиг. 39) .

Когато в експертизата са поставени едно под друго две изображения с еднаква ширина или едно до друго две изображения с еднаква височина, полезно е те да бъдат групирани, т.е. да се превърнат в

едно изображение. По този начин не се допуска взаимно разместване на изображенията при работа върху експертизата или при изпращането ѝ по електронна поща. Групирането се извършва по посочения в 8.1 начин.



Фиг. 39

Заклучение

Настоящата статия е предназначена за вещите лица с все още малък опит в изготвянето на автотехнически експертизи. Възможно е да бъде полезна и за други вещи лица, като улесни работата им по оформянето на автотехническата експертиза.

Използвани приложения

(В скоби са дадени годините на последно модифициране на приложенията)

1. Google Earth Pro (2020)
2. Street View (2012, 2015, 2019)
3. Word 2016 (2020)
4. Снимки (2017)
5. Microsoft Office Picture Manager (2021)
6. Paint (2017)

Литература

1. Радойнова Д., М. Серафимов. Оглед на пътнотранспортно местопроизшествие. „Колор принт“-Варна, 2007.
 2. Радойнова Д., М. Серафимов. Комплексна съдебномедицинска и автотехническа експертиза. Сп. „Общество и право“ бр. 3, 2019.
 3. Серафимов М. Вариант за определяне на скоростта на автомобилите в момента на челен удар. Сп. „Машиностроителна техника и технологии“. Издание на НТС-Варна и ТУ- Варна, бр. 1/2017.
- За контакти: Проф. дтн инж. Михаил Николов Серафимов, 0887 331 363, m.serafimov@abv.bg