

УДК 629.331

ВДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ТО МЕХАНІЗМУ КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ

Лисенко С.В., к.т.н., доц.,
Огієвич М.В.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Для механічної системи автомобіля в цілому припускаємо, що рух відбувається тільки в площині x_0y_0 .

Рівняння руху центру мас автомобіля, в осях тригранника $Sx_0y_0z_0$ запишемо у вигляді

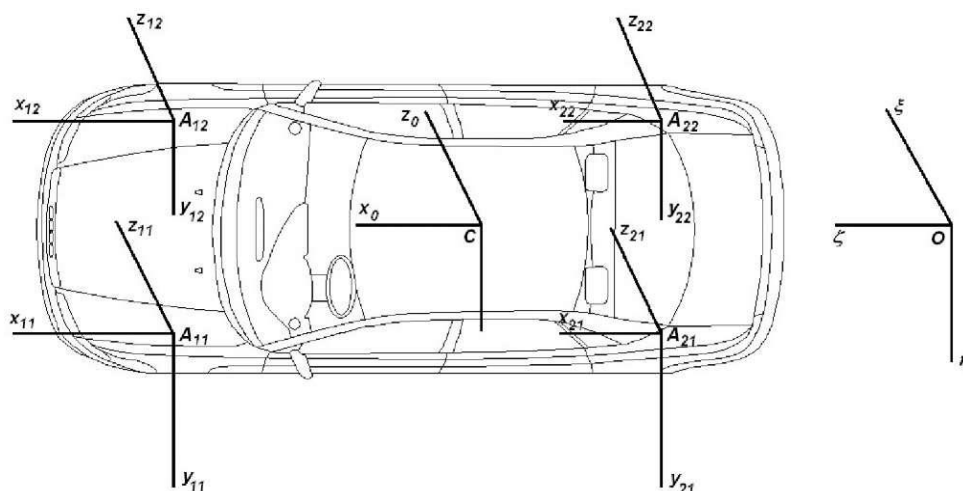


Рисунок 1 – Системи координат різних локальних областей автомобілів

$$M \frac{dV_x}{dT} = \sum_{i,j=1}^2 P_{ijx} + MV_y \Omega_z + F_{a_x}, \quad (1)$$

$$M \frac{dV_y}{dT} = \sum_{i,j=1}^2 P_{ijy} + MV_x \Omega_z + F_{a_y}, \quad (2)$$

$$M \frac{dV_z}{dT} = \sum_{i,j=1}^2 N_{ij} - Mg. \quad (3)$$

Тут T – час, M – повна маса автомобіля з колесами, (V_x, V_y, V_z) – проекції на осі $Sx_0y_0z_0$ відповідно векторів абсолютної швидкості точки C , Ω_z – проекція на вертикальну вісь абсолютною кутовою швидкості тригранника $Sx_0y_0z_0$, Mg – сила тяжіння, $(P_{ijx}, P_{ijy}, N_{ij})$ – проекції контактної сили і нормальна реакція, $MV_y \Omega_z, -MV_x \Omega_z, 0$ – проекції сил інерції, (F_{a_x}, F_{a_y}) – проекції аеродинамічної сили.

Рівняння зміни кінетичного моменту автомобіля в цілому відносно точки C в проекціях на осі тригранника $Sx_0y_0z_0$ при відсутності відриву коліс від дороги мають вигляд:

$$I_x \frac{d\Omega_x}{dT} = [(N_{11} - N_{21}) - (N_{12} - N_{22})]B - \left(\sum_{i,j=1}^2 P_{ijy} \right)Z - \sum_{j=1}^2 I_{1j} [\dot{\Omega}_{1j} \sin \Theta + \dot{\Omega}_{1j} \dot{\Theta} \cos \Theta - \Omega_{1j} \Omega_z \cos \Theta] \quad (4)$$

$$I_y \frac{d\Omega_y}{dT} = [(N_{21} - N_{22}) \cdot A_2 - (N_{12} - N_{22})] \cdot A_1 - \left(\sum_{i,j=1}^2 P_{ijx} \right)Z - \sum_{j=1}^2 I_{1j} [\dot{\Omega}_{1j} \cos \Theta - \dot{\Omega}_{1j} \dot{\Theta} \sin \Theta + \Omega_{1j} \Omega_z \sin \Theta] - \sum_{j=1}^2 I_{2j} \dot{\Omega}_{2j}, \quad (5)$$

$$I_z \frac{d\Omega_z}{dT} = [(P_{12x} + P_{22x}) - (P_{11x} - P_{21x})]B + (P_{11y} + P_{12y})A_1 - (P_{21y} + P_{22y})A_2 \quad (6)$$

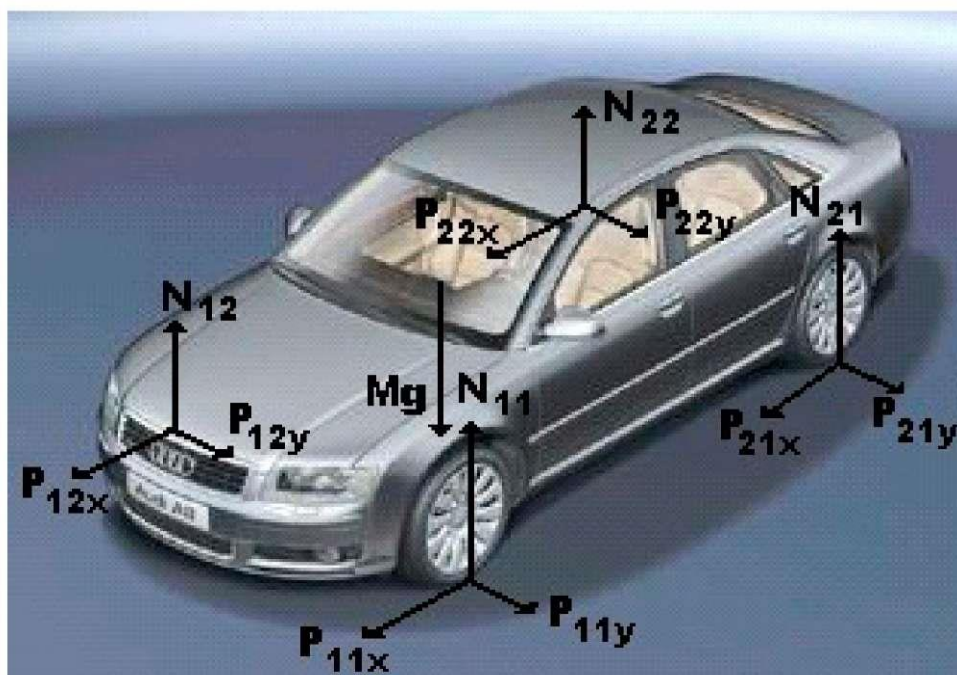


Рисунок 2 – Сили діючі на автомобіль

Тут враховувалося, що $\vec{k}_{ij} = (I_{ij}\Omega_{ij} \sin \Theta, I_{ij}\Omega_{ij} \cos \Theta, 0)^T$ – кінетичний момент колеса.

Враховується, що швидкість зміни кінетичного моменту колеса дорівнює:

$$\frac{d\vec{k}_{ij}}{dt} = \begin{pmatrix} I_{ij}\dot{\Omega}_{ij} \sin \Theta + I_{ij}\dot{\Omega}_{ij} \dot{\Theta} \cos \Theta - I_{ij}\Omega_{ij}\Omega_z \cos \Theta \\ I_{ij}\dot{\Omega}_{ij} \cos \Theta + I_{ij}\Omega_{ij} \dot{\Theta} \sin \Theta - I_{ij}\Omega_{ij}\Omega_z \sin \Theta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

і нехтує зміною розвалу коліс.

Зміною кінетичного моменту в результаті руху центру мас колеса при повороті навколо осі будемо нехтувати внаслідок його меншості.

Пневматична гальмівна система, (показана на рисунку 2.7) має резервуари двох типів : центральний резервуар і робочі гальмівні циліндри, до

кожного робочого циліндра веде два трубопроводи: один (1) веде з центрального резервуару в гальмівний циліндр, а інший (2) з гальмівного циліндра в атмосферу. Розглянемо систему, в якій встановлений один клапан, який відкриває і закриває поперемінно кожен трубопровід. (Коли 1 відкритий - 2 закритий (заповнення) і коли 1 закритий - 2 відкритий (випуск)).

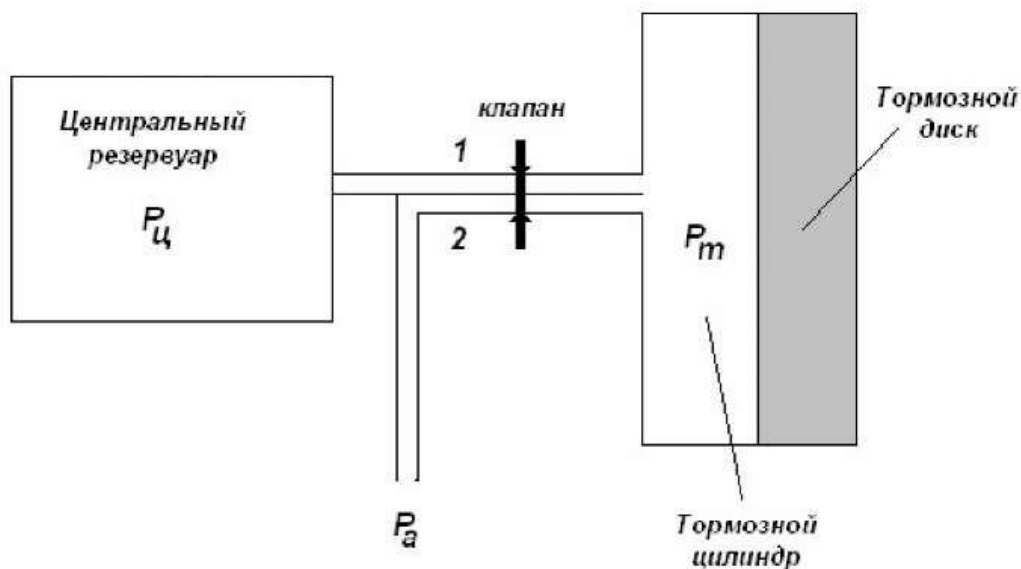


Рисунок 3 – Модель гальмівної системи

Передбачається, що момент гальмівних сил пропорційний тиску в гальмівному циліндрі і спрямований проти кутової швидкості обертання колеса

$$L_{ij} = -K_L P_{m_{ij}} \text{sign} \Omega_{ij}. \quad (8)$$

Використовуємо наближену модель зміни тиску в гальмівному циліндрі у вигляді динамічної ланки першого порядку.

$$\begin{cases} T_{e_{in}} \frac{dP_{m_{ij}}}{dT} + P_{m_{ij}} = P_{\text{ц}} (T + \Delta t_b) \\ e_{in} \frac{dP_{m_{ij}}}{dT} + P_{m_{ij}} = P_a \end{cases} \quad (9)$$

де $P_{m_{ij}}$ – тиск на кінці трубопроводу, а T_e – постійна часу трубопроводу і Δt_b – запізнювання в часі внаслідок руху поршня.

Динамічні рівняння:

$$\begin{aligned} M \frac{dV_x}{dT} &= \sum_{i,j=1}^2 P_{ijx} + MV_y \Omega_z + F_{a_x} \\ M \frac{dV_y}{dT} &= \sum_{i,j=1}^2 P_{ijy} + MV_x \Omega_z + F_{a_y} \\ M \frac{dV_z}{dT} &= \sum_{i,j=1}^2 N_{ijz} - Mg \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned}
 I_x \frac{d\Omega_x}{dT} &= [(N_{11} + N_{21}) - (N_{12} + N_{22})]B - \left(\sum_{i,j=1}^2 P_{ijy} \right)Z - \\
 &- \sum_{j=1}^2 I_{1jy} \left[\dot{\Omega}_{1jx} \sin \Theta_{1j} + \Omega_{1jx} \cos \Theta_{1j} - \Omega_{1jx} \Omega_z \cos \Theta_{1j} \right] \\
 I_y \frac{d\Omega_y}{dT} &= [(N_{21} + N_{22})A_2 - (N_{11} + N_{12})]A_1 - \left(\sum_{i,j=1}^2 P_{ijx} \right)Z - \\
 &- \sum_{j=1}^2 I_{1jy} \left[\dot{\Omega}_{1jy} \cos \Theta_{1j} - \Omega_{1jy} \dot{\Theta}_{1j} \sin \Theta_{1j} + \Omega_{1jy} \Omega_z \sin \Theta_{1j} \right] - \sum_{j=1}^2 I_{2jy} \dot{\Omega}_{2jy} \\
 I_z \frac{d\Omega_z}{dT} &= [(P_{12r} + P_{22r}) - (P_{11x} + P_{21x})]B + (P_{11y} + P_{12y})A_1 - (P_{21y} + P_{22y})A_2
 \end{aligned} \tag{11}$$

Кінематичні рівняння:

$$\begin{aligned}
 \frac{dX}{dT} &= V_x \cos \psi - V_y \sin \psi \\
 \frac{dY}{dT} &= V_x \sin \psi + V_y \cos \psi
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$\frac{dZ}{dT} = V_z$$

$$\frac{d\psi}{dT} = \Omega_z$$

$$\frac{d\gamma}{dT} = \Omega_x$$

$$\frac{d\vartheta}{dT} = \Omega_y$$

(13)

$$P_{11x_0} = P_{11x} \cos \Theta_{11} - P_{11y} \sin \Theta_{11},$$

$$P_{11y_0} = P_{11x} \sin \Theta_{11} + P_{11y} \cos \Theta_{11},$$

$$P_{12x_0} = P_{12x} \cos \Theta_{12} - P_{12y} \sin \Theta_{12},$$

$$P_{12y_0} = P_{12x} \sin \Theta_{12} + P_{12y} \cos \Theta_{12},$$

$$P_{21x_0} = P_{21x}, P_{21y_0} = P_{21y}, P_{22x_0} = P_{22x}, P_{22y_0} = P_{22y}$$

(14)

Вертикальні коливання:

$$m_A \frac{d^2 z_{A_{ij}}}{dT^2} = N_{ij} + C_{jz} \Delta z_{ij} + R_j \frac{d\Delta z_{ij}}{dT}$$

(15)

Рівняння обертального руху колеса:

$$I_j \frac{d\Omega_{ijy}}{dT} = -P_{ijx} (R - \check{\zeta}_{ij}) + L_{ij}$$

(16)

Рух контактного елемента:

$$\begin{aligned}
 M_c \frac{d}{dt} (V_x + \Omega_{ij} R + \dot{\xi}_{ij}) &= -C_x \frac{d\check{\xi}_{ij}}{dT} - K_x \check{\xi}_{ij} + P_{ijx} \\
 M_c \frac{d}{dt} (V_g + \dot{\eta}_{ij}) &= -C_y \frac{d\check{\eta}_{ij}}{dT} - K_g \check{\eta}_{ij} + P_{ijy} \\
 0 &= -C_z \frac{d\check{\zeta}_{ij}}{dT} - K_z \check{\zeta}_{ij} + N_{ij}
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Контактна сила:

$$\begin{aligned}
 P_{xij} &= -v N_{ij} \frac{s_{xij}}{s_{ij}} \varphi(s_{ij}), \\
 P_{yij} &= -v N_{ij} \frac{s_{yij}}{s_{ij}} \varphi(s_{ij}), \\
 s_{xij} &= \frac{V_x - \Omega_{yij} R + \check{\xi}_{ij}}{V_x} \\
 s_{yij} &= \frac{V_{Ayij} + \dot{\eta}_{ij}}{V_{Axij}} \\
 s_{ij} &= \sqrt{s_{xij}^2 + s_{yij}^2}
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

Модель гальмівної системи:

$$\begin{aligned}
 L_{ij} &= -K_L P_{mij} \text{sign} \Omega_{ij} \\
 \left\{ \begin{aligned}
 T_{ein} \frac{dP_{mij}}{dT} + P_{mij} &= P_u (T + \Delta t_b) \\
 T_{eout} \frac{dP_{mij}}{dT} + P_{mij} &= P_a
 \end{aligned} \right.
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

$$\tag{20}$$

Повна система рівнянь складається з 32 диференціальних рівнянь, які описують: динамічну і кінематичну поведінку корпусу, деформацію шин, обертання коліс і зміну тиску в моделі гальма.

Література

1. Аулин, В. В., Гриньків, А. В. Использование теоретико-информационного подхода для анализа технического состояния топливной системы автомобиля / "MOTROL" journal according of the Commission of Motorization and Energetic in Agriculture, CULS. 2016. Vol.18. №2. P.63-69.
2. Аулін, В. В., Гриньків, А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С.36-41.
3. Аулін, В. В., Гриньків, А. В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану транспортних засобів на основі теорії сенситивів. Науковий журнал "Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів". №5. Харків: ХНТУСГ. 2016. С. 109-116