

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ СКЛАДОВОЇ НАВАНТАЖЕННЯ ШИН ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА РОЗРАХУНОК ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ

(Представлено д.т.н., проф. Кравченком О.П.)

*Змодельовано динамічні процеси в шині вантажних автомобілів при нерівностях доріг та проведено оцінку впливу динамічної складової навантаження на інтенсивність зношування протектора при експлуатації; проаналізовані чинники, що впливають на критичний знос шин.*

**Постановка проблеми.** У сучасних умовах відбувається постійне нарощування обсягів автомобільних перевезень. Особливо це актуально для вантажних автомобілів, які забезпечують стабільну роботу більшості галузей промисловості. При значних добових пробігах (до 1200 км) особливо важливо прогнозувати ресурс шин, передбачати термін виходу їх з експлуатації розрахунковими методами. Проблема в пошуку й адаптації існуючих розрахункових методик визначення ресурсу шин вантажних автомобілів. Вирішення даного завдання покликане підвищити ефективність роботи технічної служби АТП та точність обліку фондів підприємств. Саме надійність автомобільної шини, її технічний стан забезпечує безпеку, комфортабельність, стійкість руху автотранспортного засобу (АТЗ) і його економічність. Особливо важливим є збільшення вимог і підвищення ролі шин у забезпеченні безпеки руху. В умовах роботи сучасного комерційного автотранспорту від 90 до 97 % всіх шин виходять з експлуатації в результаті зносу. На інтенсивність зношування протектора шини мають вплив багато чинників: конструкція шини, технічний стан вузлів автомобіля, дорожні умови, кваліфікація водія та ін. Крім того, особливо важливо враховувати якість шляхів, що викликає значне динамічне перевантаження шини від нормативного значення. Саме врахування динамічної складової навантаження при розрахунку інтенсивності зношування протектора шин дозволить підвищити точність прогнозування фактичного ресурсу шин.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій** свідчить, що проблема щодо інтенсивності зношування протектора вантажних автомобілів є актуальною. В роботах [1, 2] необхідно відзначити, що аналізуються фактори, які впливають на знос і засоби технічної експлуатації, що дозволяють збільшити ресурс шин. Крім того, постійно вдосконалюються розрахункові методи визначення інтенсивності зношування протектора [3–7]. Але проблема загальної інженерної методики визначення ресурсу шин розрахунковими методами залишається тільки на теоретичному рівні. Для практичного використання існують статистичні методи, що базуються на великій кількості фактичного матеріалу. На підставі цих даних наказ № 488 [8] нормує ресурс шин різних виробників і типорозмірів. Але статистичні дані, на підставі яких розроблений наказ № 488, збирались в період 5–10 років, таким чином, його актуальність постійно змінюється з часом, бо не враховуються технологічні зміни та постійне вдосконалення конструкції шин та їх матеріалу.

**Мета статті.** Дана публікація має за мету порівняльний аналіз різних розрахункових методик визначення інтенсивності зносу та ресурсу шин і врахування динамічної складової при визначенні навантаження та її вплив на інтенсивність зношування шин.

**Викладення основного матеріалу, результати дослідження.** Інтенсивність зношування протектора шин залежить від великої кількості факторів, що залежать від технічних характеристик автомобіля й самих шин і від експлуатаційних характеристик – дорожнього покриття, умов навантаження, кваліфікації водія та ін.

Зношування шин є комплексом різних його видів. Найбільш наявні види зносу: абразивний, втомний, скачування й сколювання. Аналізуючи природу й механізм зношування, можна виділити вплив внутрішніх і зовнішніх чинників на інтенсивність і механізм зношування. Всі чинники можна розділити на постійні (механічні властивості шин в цілому, рецептурний склад, технологія, конструкція та ін.) і змінні (тиск, швидкість ковзання, температура, відносне ковзання, потужність тертя, вплив геометрії траси, теплофізичні властивості поверхні дороги, вплив доквілля). За останні 50 років розроблено ряд розрахункових методик і математичних моделей, які виникли на базі узагальнених теорій і постійно поновлюваних практичних експериментів. Але всі ці моделі залишилися на етапі наукових досліджень. Жодна не знайшла використання в практичній експлуатації шин в умовах АТП при нормуванні ресурсу шин вантажних автомобілів.

Група контактних методів виникла на основі рішення контактної задачі й чисельних лабораторних випробувань. За основу принципів опору матеріалів, фізико-хімічних параметрів шин і опорних

поверхонь, що створює якісно інший підхід, використовується математичне моделювання. Вирішення подібних завдань зводиться, як правило, до обчислення інтенсивності зносу або ж обчислення циклів навантаження до досягнення його критичної величини.

Розглядаються методики, що можна визнати вузловими точками в розвитку теорії розрахунку інтенсивності зношування шин. Виходячи з міркування, що в умовах близьких до нормальних в експлуатації автомобільної шини, домінуючим видом зносу є втомний, було отримано загальне рівняння для даного виду зношування без урахування дотичних напружень та еволюції контактних характеристик, для відомого режиму руху. При реалізації втомного зносу гум на стергій поверхні не виявляється будь-якого рисунка стирання. Теоретичні уявлення про втомне зношування мають загальний характер і експериментально підтверджені при стиранні каучуків, пластмас, металів та інших матеріалів [3, 4]. Відповідно загальне рівняння для обчислення інтенсивності зношування в пружному контакті має вигляд [3]:

$$I_h = k \cdot \left( \frac{p_a}{E} \right)^{1+\alpha t} \cdot \mu^t \cdot \left( \frac{E}{\sigma_z} \right)^t, \quad (1)$$

де  $I_h$  – інтенсивність зносу, м/цикл;  $k$  – коефіцієнт, що залежить від шорсткості поверхні й властивостей втомного руйнування матеріалу;  $p_a/E$  – безрозмірний контактний тиск;  $\sigma_z$  – межа міцності;  $\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $t$  – параметр фрикційної втоми матеріалу.

Дане відношення було підтверджено численними роботами. Наприклад, було підтверджено для автомобільних шин [5], зразків з гуми, що рухаються по металу в різному діапазоні температур і швидкостей.

Втомна модель з врахуванням дотичної напруги є досконалішим продовженням попередньої втомної моделі. За допомогою даної моделі можлива диференціація між інтенсивністю зносу ведучих, ведених і керованих коліс. До них належить так само розгорнута форма представлення дорожнього покриття та реалізована через чисельне вираження шорсткості поверхні й константи шорсткості. Окрім цього, у формулу введено значення проковзування [5]:

$$I_h = \frac{C_1 \cdot S \cdot \tau^{1+\beta t}}{2 \cdot \pi \cdot R_c \cdot (2 + \beta \cdot t)} \cdot \left( \frac{k}{C_2 \cdot \sigma_z} \right)^t \cdot \left( \frac{E \cdot \mu}{1 - \nu^2} \right)^{t - \beta t - 1}, \quad (2)$$

де  $I_h$  – інтенсивність зносу, м/цикл;  $C_1, C_2$  – константи шорсткості поверхні;  $\beta$  – шорсткість поверхні;  $S$  – проковзування;  $\tau$  – величина дотичних напружень;  $t$  – параметр фрикційної втомності матеріалу;  $\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;  $k$  – коефіцієнт, що залежить від шорсткості поверхні й властивостей втомного руйнування;  $\alpha$  – параметр закону зношування;  $R_c$  – статичний радіус шини;  $\sigma_z$  – межа міцності матеріалу шини;  $E$  – модуль пружності матеріалу.

Існує алгоритм розрахунку зношування шини з урахуванням еволюції її контактних характеристик [6]. Головною відмінною особливістю даної методики є розрахунок з урахуванням мінливості контактних характеристик у парі шина–дорожнє покриття. Знос за один цикл дорівнює [6]:

$$h = a \cdot K \cdot |\psi - 1| \cdot p_0^a \cdot C(\alpha, q^*), \quad (3)$$

де  $h$  – знос, що виражено товщиною шару, стертого за 1 цикл;  $a$  – напівширина майданчику контакту;  $K$  – параметр фрикційної втомності;  $\psi$  – відносна швидкість тіл, що контактують;  $p_0^a$  – максимальний контактний тиск напівширини майданчику;  $C(\alpha, q^*)$  – коефіцієнт, що залежить від параметра закону зношування й координати зони зчеплення (проковзування).

Мінливість контактних характеристик введена через коефіцієнт  $C$ , що змінюється залежно від еволюції втомних характеристик ( $\alpha$ ) і геометрії зон зчеплення (проковзування) ( $q^*$ ), за законом, що представлено у [6].

Найбільш узагальнена розрахункова модель [7] розроблена на підставі теорії втомного зношування:

$$I_k = \frac{0,03 \cdot k \cdot (1 - \mu^2)^{2/3} \cdot \tau_{\max}^t \cdot S_{\max} \cdot p_a^{1/3} \cdot G_I^{1/3}}{2 \cdot \pi \cdot r_0^{4/3} \cdot \sigma_B^t \cdot E^{2/3} \cdot k_{\text{ю}}^{2/3} \cdot B_I^{2/3} \cdot \alpha_2^{1/3} \cdot \xi^{1/3}}, \quad (4)$$

де  $I_k$  – інтенсивність зносу, м/цикл;  $k$  – коефіцієнт, який враховує матеріал (для еластичних матеріалів  $k = 3$ );  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона (для резини  $\mu = 0,5$  МПа);  $\tau_{\max}$  – максимальні дотичні напруження;  $S_{\max}$  – максимальне проковзування;  $t$  – показник ступеня для втомної кривої ( $t = 3$ );  $p_a$  – середнє нормальне навантаження;  $G_{\text{п}}$  – вага екіпажу;  $r_0$  – радіус бігової доріжки;  $\sigma_B$  – межа міцності матеріалу шини при розтягу (для шин вантажних автомобілів до 15 МПа);  $E$  – модуль пружності матеріалу;  $k_{\text{нр}}$  – коефіцієнт насиченості рисунка протектора;  $B_{\text{п}}$  – ширина протектора;  $\alpha_2$  – постійний коефіцієнт (4,1...5,8 – для вантажних автомобілів);  $\xi$  – конструктивний коефіцієнт (для вантажних автомобілів  $\xi = 1,92$ ).

Порівняльний аналіз результату розрахунку по наведеній залежності та фактичного ресурсу показує, що фактичний ресурс відрізняється від розрахункових значень від декількох десятків відсотків до 2–3 разів [9].

На таку похибку в розрахунках впливають декілька факторів:

- нестабільна характеристика дорожнього покриття;
- невизначені й випадкові змінності основних характеристик двох контактуючих тіл: колеса й дороги;
- неможливість достовірно визначити механічні характеристики шин при постійному вдосконаленні технології виробництва;

- вплив динамічної складової навантаження на інтенсивність зношування.

Перші три чинника відкоригувати можливо статистично, третій чинник – дуже складно враховувати при прогнозуванні процесу зношування шин вантажних автомобілів в умовах АТП. Динамічні процеси у підвісці розглянуто в роботах [10, 11].

Розглядається більш детально динаміка для керованих коліс, шини яких мають найбільшу інтенсивність зносу.

Для керованих коліс використовуються ресори, які компенсують нерівності дороги та підвищують комфорт. На першому етапі ресори змодельовані як лінійний елемент [10]. На рисунку 1, а позначено:  $S$  – підресорювання керованого колеса та  $R$  – кероване колесо;  $m_S$  – об'єднує маси колеса, підшипника, осі та жорстко поєднані з цими частинами деталі механіки демпфування.

Якщо враховувати максимально відкриту позицію підресорювання покриття  $z_{R0}$ , а також підресорювання керованого колеса  $z_{S0}$ , то можна записати диференціальні рівняння:

$$m_S \ddot{z}_i = -m_S g + c_R \cdot \overbrace{(z_{R0} - z_{Si} + h_i)}^{\cdot} \overbrace{d_R}^{\cdot} \cdot \overbrace{(z_{Si} - h_i)}^{\cdot} \overbrace{c_S}^{\cdot} \cdot \overbrace{(z_{S0} - z_{Si} + z_i)}^{\cdot} \overbrace{d_S}^{\cdot} \cdot \overbrace{(z_i - \dot{z}_{Si})}^{\cdot}; \quad (5)$$

$$m_i \ddot{z}_i = -m_i g + c_S \cdot \overbrace{(z_{S0} - z_i + z_{Si})}^{\cdot} \overbrace{d_S}^{\cdot} \cdot \overbrace{(z_i - \dot{z}_{Si})}^{\cdot}. \quad (6)$$

Якщо колесо відривається від поверхні (за умови  $(z_{Si} - h_i) > z_{R0}$ ), то можна знехтувати впливом пружини, тобто  $c_R \cdot \overbrace{(z_{R0} - z_{Si} + h_i)}^{\cdot}$ . Тертя та кінцеві упори не будуть враховані.

На рисунку 2 зображена модель симуляції рівнянь руху в Simulink у вигляді блоків. Симуляцію вертикальної динаміки цієї моделі показано на рисунку 3, а. Зверху донизу показано поведінку в часі величин:  $z_i$ ,  $z_{Si}$ ,  $h_i$ . Значення прийняті зі зменшенням у 100 разів від навантаження на автомобіль:  $m_i = 50$  кг,  $m_{Si} = 2$  кг,  $c_R = 100$  кН/м,  $c_S = 15$  кН/м,  $d_S = 500$  Нс/м,  $z_{R0} = 0,1$  м,  $z_{S0} = 0,3$  м. Величина, що описує нерівності поверхні  $h_i$ , це збурююча вхідна величина щодо нерівності висотою 30 мм та діє від  $t = 1$  с до  $t = 2$  с. Спочатку коливається система в ненапруженому стані на рівні стаціонарних значень. Маса конструкції  $m_i$  коливається значно сильніше на пружині (графік для  $z_i$ ), ніж жорсткіше гумове колесо (графік для  $z_{Si}$ ), яке чіткіше слідує протіканню коливань величини  $h_i$ .

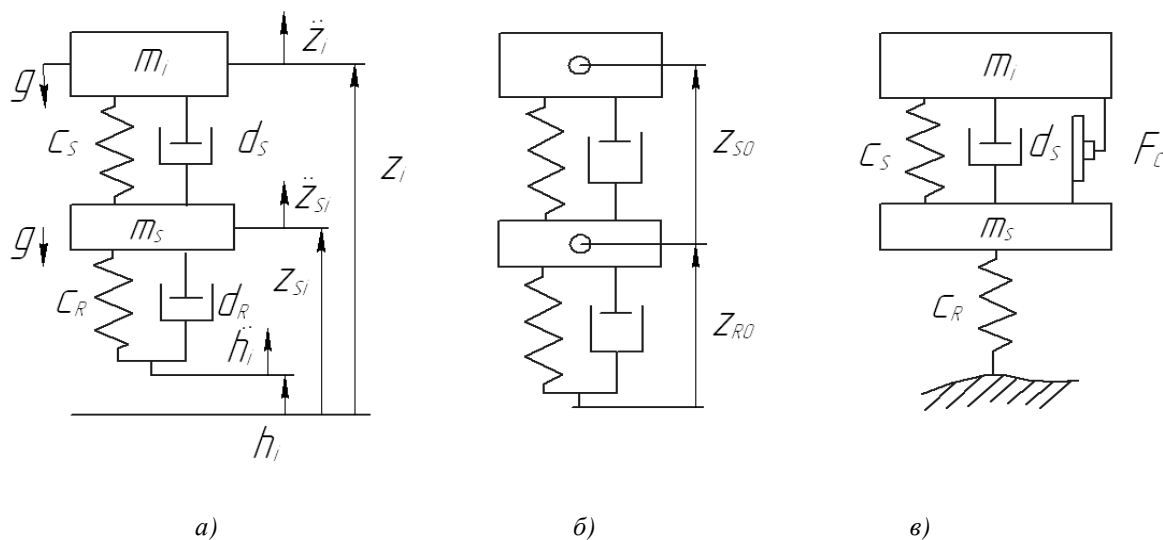


Рис. 1. Величини лінійної моделі:

а – для підресорювання керованого колеса; б – повністю розвантажена;

в – спрощена з кулонівським тертям

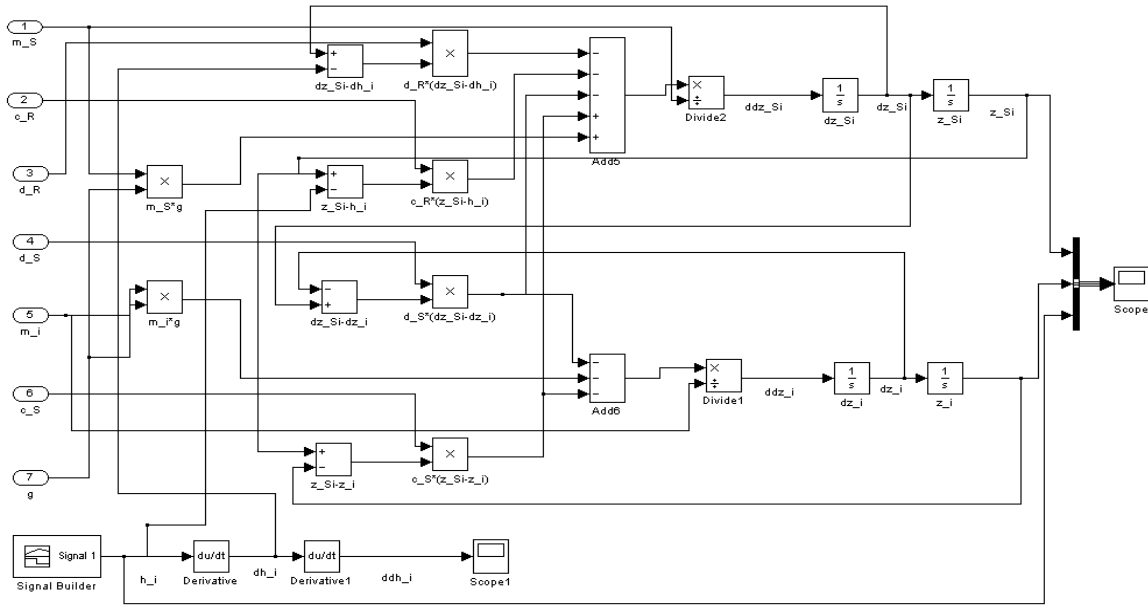


Рис. 2. Схема реалізації рівнянь для простої моделі керованого колеса

Для демпфування керованого колеса необхідна регульована механіка, яка буде представлена незмінним кулонівським тертям  $F_C$ , що не залежить від швидкості руху. Враховуючи це, можна отримати рівняння (7) та (8); результат розрахунку наведено на рисунку 3, б):

$$m_s \ddot{z}_{Si} = -m_s g + c_R \cdot \text{sgn}(\dot{z}_{Si}) F_C - d_R (\dot{z}_{Si} - \dot{h}_i) - c_S (z_{S0} - z_{Si} + z_i) + d_S (\dot{z}_i - \dot{z}_{Si}); \quad (7)$$

$$m_i \ddot{z}_i = -m_i g + c_S \cdot \text{sgn}(\dot{z}_{Si}) F_C + d_S (\dot{z}_{Si} - \dot{z}_i); \quad (8)$$

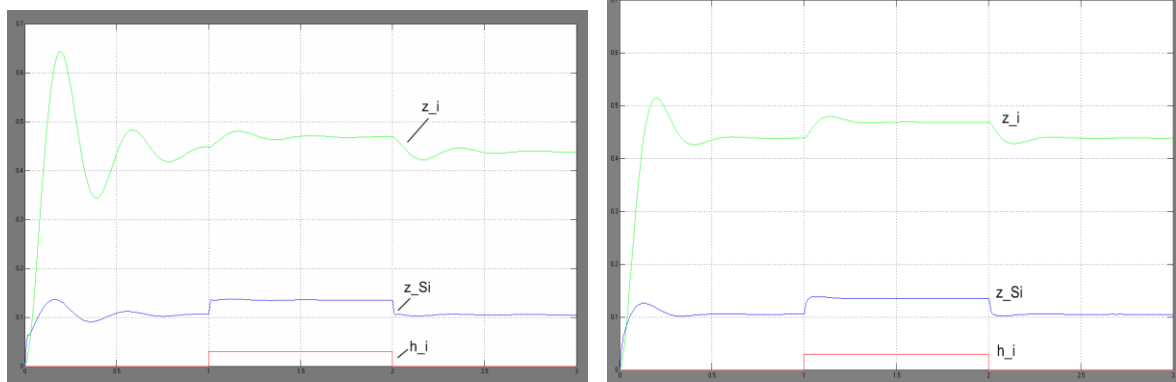


Рис. 3. Вертикальний рух лінійної моделі підресорювання керованого колеса по рівнянням при наїзді на нерівність висотою 30 мм:  
а – (5) і (6) при  $F_C = 0 \text{ H}$ ; б – (7) і (8) кулонівським тертям при  $F_C = 100 \text{ H}$

Симуляція показує швидкий перехідний процес через високий ступінь загального демпфування. Збільшення тертя зменшує динамічні характеристики, але суттєво погіршує експлуатацію механічних систем.

Також досліджені повздовжні коливання системи [10]. Розглядається лінійна модель. Так як керовані колеса повинні компенсувати великі нерівності поверхні, то їх ресори м'якші, ніж у приводних колесах, тобто  $c_w > c_s$ . Це призводить до того, що повздовжня динаміка з коливаннями у напрямку повздовжньої осі буде більш виражена, ніж динаміка з поперечними коливаннями. Необхідно дослідити: як можна описати повздовжні коливання простою лінійною моделлю (рис. 4).

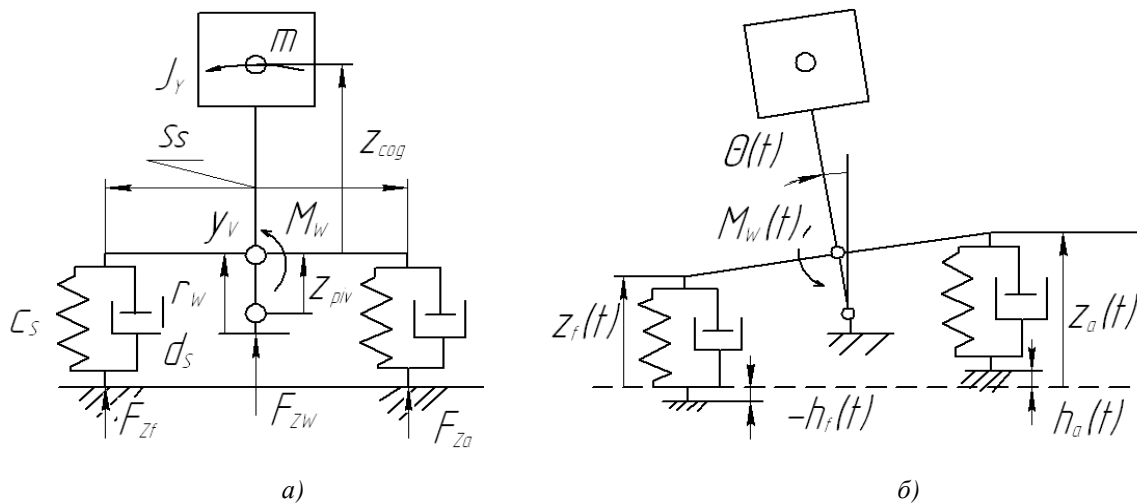


Рис. 4. Спрощена лінійна модель коливань: а – конструкція; б – позначення величин

Прийняті такі припущення: автомобіль коливається тільки у повздовжньому напрямку відносно вертикальної осі без вертикальних коливань, приводні колеса жорсткі та навантажені постійною силою  $F_{zw} = F_{zf} + F_{za} = \text{const}$ . Величина  $F_{zw}$  залежить від геометрії конструкції та повинна бути більшою, ніж навантаження керованих коліс:  $F_{zra} = F_{zfa} + F_{zra}$ . Керовані колеса приймаються жорсткими та масою  $m_s$ , яку можна знехтувати;  $z_{piv}$  позначає відстань поперечної осі в напрямі від  $z_v$  до осі  $y_v$ ;  $z_{piv}$  знаходиться між точкою перетину середньої площини колеса та опорної поверхні та віссю  $y_v$  і залежно від ситуації та приводного моменту може швидко змінюватися в певному діапазоні. Нерівності поверхні описуються змінною  $h_i$ , при цьому повинно бути  $h_f = -h_a$ , щоб сила  $F_{zw} \approx \text{const}$ . Приводні моменти правого та лівого приводу будуть поєднані в один  $M_w = M_r + M_l$ ;  $M_w$  та  $h_i$  – це вхідні величини. Відхилення приймаються малими, так що відстань між передньою та задньою точкою перетину середньої площини колеса та опорної поверхні була постійною  $s_s$  та  $\sin\theta = \tan\theta = \theta$ .

Незважаючи на спрощення цієї моделлю, повинні бути описані в першому наближенні взаємозв'язки між розрахунковими параметрами:  $m$ ,  $F_{zw}$ ,  $z_{cog}$ ,  $s_s$ ,  $c_s$ ,  $d_s$ ,  $r_w$ .

Після переміщень та перегрупувань, отримано диференціальне рівняння:

$$z_{cog}^2 m \ddot{\theta} + \frac{s_s^2 d_s}{2} \dot{\theta} + \left( \frac{s_s^2 c_s}{2} - (mg - F_{zw}) z_{cog} \right) \theta = M_w + \frac{s_s c_s}{2} (h_a - h_f) + \frac{s_s d_s}{2} (\dot{h}_a - \dot{h}_f). \quad (9)$$

Схема реалізації та результати дослідження наведено на рисунках 5 та 6.

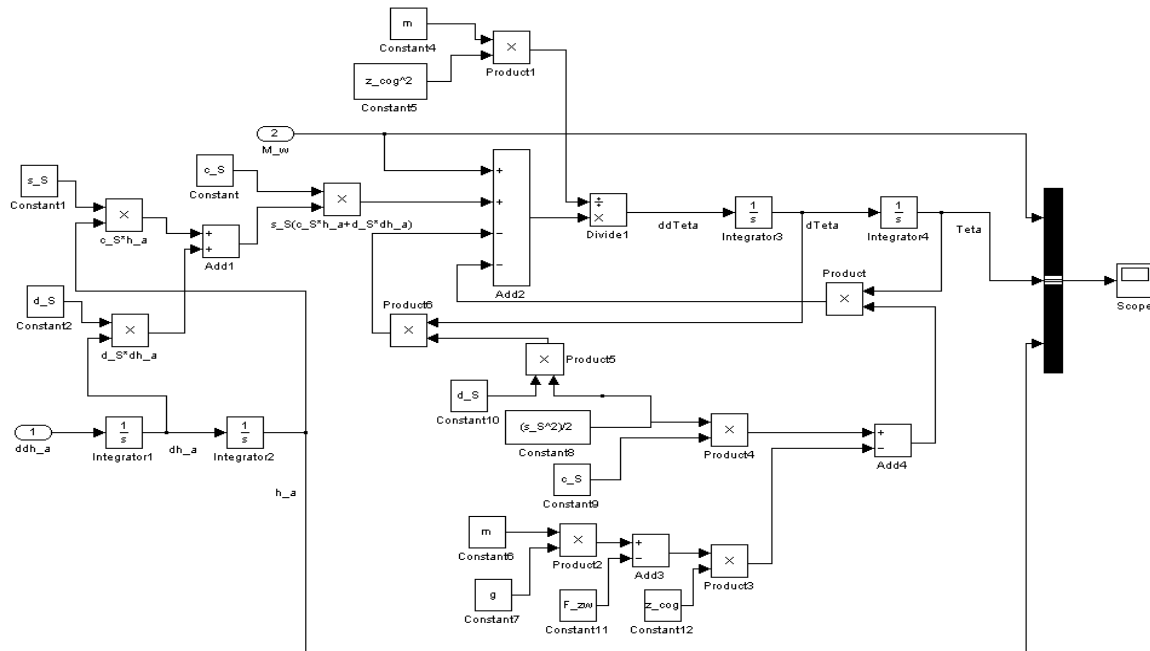


Рис. 5. Схема реалізації рівняння (8)  
для динаміки коливань у поздовжньому напрямку

Дослідження показали, що раціональний вибір підвіски з урахуванням реальних умов експлуатації дозволяє зменшити амплітуду та кількість коливань. Це дозволяє зменшити інтенсивність зносу та уникнути плямистого зносу. При наявності у шини таких видів зносу можна робити висновок про неефективну або несправну підвіску та амортизатори автомобіля.

Таким чином, динамічна складова в навантаженні шини може короткочасно досягати до 300 % середнього значення. Враховуючи показник ступеня (1/3) в розрахунковій формулі (4), кількість перешкод при експлуатації вантажних автомобілів в умовах автомобільних шляхів України, як мінімум 3 цикли навантаження при переїзді кожної перешкоди, а також перевантаження вантажних автомобілів можна статистично оцінити вплив динамічної складової навантаження в 20–40 % зменшення ресурсу. Ця поправка суттєво наближує фактичний ресурс шин до ресурсу, що визначений виробником. Ці дані наведено в [9] та узгоджено з експериментальними дослідженнями [12].

Динамічна складова залежить від якості дорожнього покриття й може бути врахована додатковим коефіцієнтом, що змінюється в діапазоні 1,1–1,4 й може бути орієнтовно визначена залежно від 6 типів дорожнього покриття та 5 категорій експлуатації. Більш точно цей коефіцієнт можна призначити при врахуванні реальних умов експлуатації вантажних автомобілів на кожному АТП, маршрутів їх експлуатації та виробничих завдань.

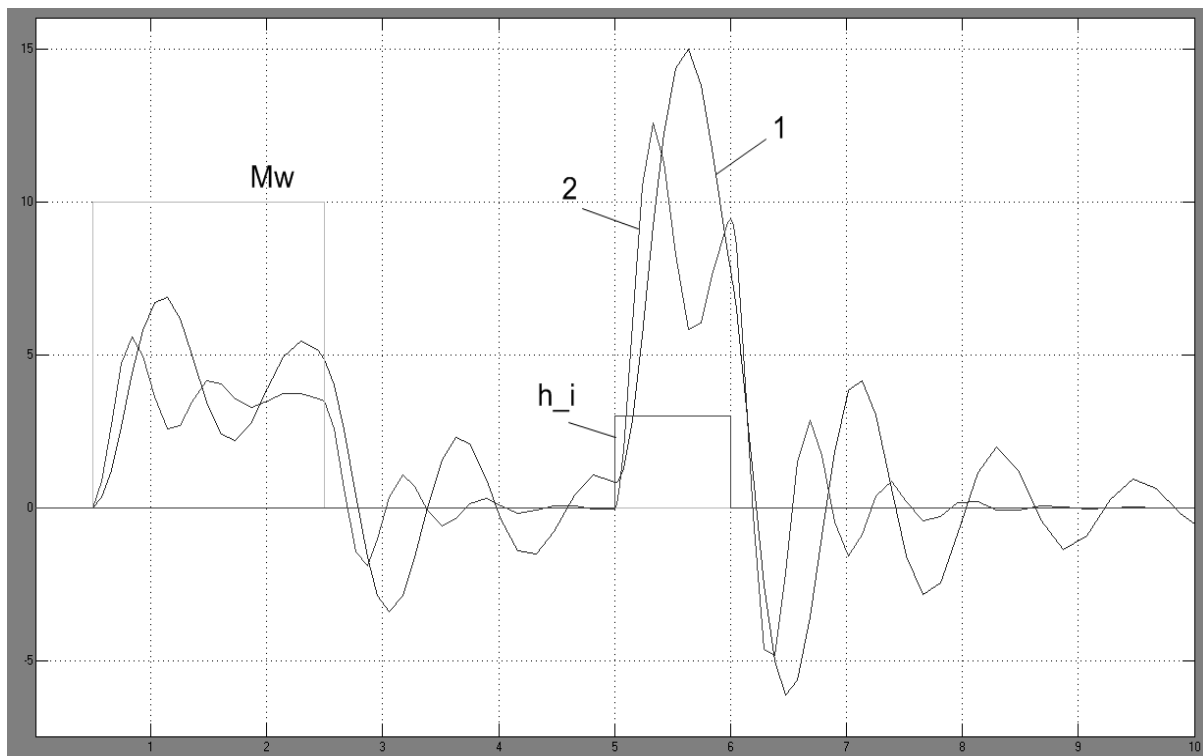


Рис. 6. Симуляція кута нахилу в повздожньому напрямку  $\theta(t)$  лінійної моделі коливань при збуренні моментом  $M_w = 100 \text{ Нм}$  та проїзд через 30 мм сходинку 1 –  $z_{piv} = 0,2 \text{ м}$ ;

$$2 - z_{piv} = 0 \text{ м}$$

Таким чином, чинниками, які зумовлюють наближення критичного зносу, є:

1. Накопичення втомних напружень і руйнувань в масиві протекторної гуми від впливу динамічних перевантажень.

2. Наростання нерівномірності зносу по довжині бігової доріжки та плямистого зносу при значних динамічних впливах, що призводить до мінливості радіуса кочення. Беручи до уваги сталість швидкості автомобіля та непостійність радіуса кочення колеса необхідно призвести або до посиленого проковзування в зоні контакту, або до мінливості й збільшення амплітуди дотичних поздовжніх напружень.

3. Підвищення жорсткості шини в дотичному напрямку при нерівномірному зносі (умовні ребра жорсткості). Підвищення дотичної жорсткості тягне за собою зниження здатності до шини пружної деформації, отже, більш ранній її перехід до проковзування.

4. Підвищення жорсткості шини в нормальному напрямку при динамічному перевантаженні, що пояснюється миттєвим підвищенням внутрішнього тиску в зоні контакту. З підвищенням жорсткості шини в нормальному напрямку знижується її протидія проникаючим впливам таким, як проколи, порізи, зрізи та ін., що здатні інтенсифікувати процес зношування.

5. Зменшення діаметра шини в процесі зношування є геометричною передумовою більшого циклічного навантаження шини – зменшення довжини її розгортки, зменшення радіуса бігової доріжки. У результаті відбувається більше робочих циклів за одиницю пробігу та зменшується довжина контактної площадки, тобто, інтенсивність зношування протектора зростає.

Всі ці чинники залежать також і від динамічної складової навантаження, що суттєво посилює їх вплив.

**Висновки.** Прогнозування ресурсу шин вантажних автомобілів розрахунковими методами можна суттєво поліпшити за рахунок введення коефіцієнта, що враховує динамічну складову в навантаженні шин та впливає на середнє нормальне навантаження, це дозволить вирішити ряд важливих питань щодо експлуатації вантажних автомобілів і технічного стану його елементів в умовах конкретного підприємства.

Аналіз умов експлуатації вантажних автомобілів надають інформацію про частку кожного фактора, які впливають на зношування шин, в тому числі й перемінних, що залежать від умов експлуатації.

#### Список використаної літератури:

1. *Ларин А.Н.* Колесные узлы современных автомобилей / *А.Н. Ларин, Е.Е. Черток, А.Н. Юрченко.* – Харьков : «С.А.М.», 2004. – 260 с.
2. *Балабин И.В.* Автомобильные и тракторные колеса и шины / *И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин.* – М. : МГТУ «МАМИ», 2012. – 920 с.
3. *Ратнер С.Б.* ДАН СССР / *С.Б. Ратне, Е.Г. Лурье.* – 1966. – Т. 166. – С. 909–912.
4. *Rhee S.K.* «Wear» / *S.K. Rhee.* – 1970. – Vol. 16, № 6. – P. 431–445.
5. *Крагельский И.В.* Усталостный механизм износа протектора автомобильных шин / *И.В. Крагельский, Е.Ф. Непомнящий* // Фрикционный износ резин. – М. ; Л. : Химия, 1964. – С. 9–20.
6. *Морозов А.В.* Теоретико-экспериментальное определение долговечности по износу массивных высокоэластичных шин : дис. ... к.т.н. / *А.В. Морозов* // Институт проблем механики РАН. – М., 2007. – 131 с.
7. *Крагельский И.В.* Узлы трения машин : справочник / *И.В. Крагельский, Н.М. Михин* – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
8. Про затвердження експлуатаційних норм середнього ресурсу пневматичних шин колісних транспортних засобів і спеціальних машин, виконаних на колісних шасі / Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 20 травня 2006 року № 488.
9. Аналіз моделей розрахунку показників довговічності, зносу і ресурсу пневматичних шин вантажних автомобілів / *О.П. Кравченко, О.П. Сакно, О.В. Лукічов, В.Д. Вінокуров* // зб. наук. пр. – Донецьк : ДІЗТ, 2011. – Вип. 25. – С. 92–95.
10. Моделювання коливальних процесів в підвісці автомобіля та їх вплив на знос шин / *О.П. Кравченко, О.П. Сакно, О.В. Лукічов, С.А. Матвієнко* // Український міжвуз. наук.-техніч. зб. «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». – Львів : Національний університет «Львівська політехніка», 2011. – Вип. 45. – С. 78–83.
11. *Кравченко О.П.* Дослідження процесу вібрації в моделі підвіски автомобілів та її вплив на інтенсивність зносу шин / *О.П. Кравченко, О.П. Сакно, О.В. Лукічов* // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2012. – Вип. 2 (32), Т. 2. – С. 153–159.
12. *Kravchenko Alexander.* Research of Dynamics of Tire Wear of Trucks and Prognostication of Their Service Life / *Alexander Kravchenko, Olga Sakno, Alexander Lukichov* // Transport Problems. – Katowice : Silesian University of Technology Faculty of Transport, 2012. – Pp. 295–304.

САКНО Ольга Петрівна – аспірант кафедри «Автоніка та управління на транспорті» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Наукові інтереси:

– поліпшення технічної експлуатації шин вантажних автомобілів;

– аналіз надійності автомобільних шин.

E-mail: [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru)

Стаття надійшла до редакції 21.06.2012

**Сакно О.П.** Моделювання динамічної складової навантаження шин вантажних автомобілів та її вплив на розрахунок інтенсивності зношування

**Сакно О.П.** Моделирование динамической составляющей нагрузки шин грузовых автомобилей и ее влияние на расчет интенсивности изнашивания

**Sakno O.** Modeling of the dynamic load component of truck tires and its effect on the calculation of wear intensity

УДК 629.017:629.083

**Моделирование динамической составляющей нагрузки шин грузовых автомобилей и ее влияние на расчет интенсивности изнашивания / О.П. Сакно**

Смоделированы динамические процессы в шине грузовых автомобилей при неровностях автомобильных дорог и проведена оценка влияния динамической составляющей нагрузки на интенсивность изнашивания протектора при эксплуатации; проанализированы факторы, которые влияют на критический износ шин.

УДК 629.017:629.083



**Modeling of the dynamic load component of truck tires and its effect on the calculation of wear intensity / O.Sakno**

Dynamic processes are simulated in a truck tire at the motorroad irregularities and the effect of the dynamic load component on wear intensity of tread in service is evaluated; factors are analyzed to influence on the critical tire wear.