УДК 629.02

***Б. В. БІЛИК*[1]**

ВПЛИВ ПООДИНОКИХ НЕРІВНОСТЕЙ ДОРОГИ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ТРАНСМІСІЇ ЛІСОВОЗНОГО АВТОМОБІЛЯ

Подано математичну модель розрахунку поступального руху і крутильних коливань трансмісії тривісного лісовозного автомобіля підвищеної прохідності. Змодельовано вертикальні коливання та процес розгону автомобіля з урахуванням перемикання передач коробки. Розроблена комп'ютерна програма дає змогу кількісно оцінити вплив поодиноких нерівностей на інтенсивність коливань та динамічних навантажень трансмісії.

[1] **Богдан Васильович БІЛИК** – член-кореспондент ЛАН України, кандидат технічних наук, професор, Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів. Тел.: +38(032) 239-27-69. E-mail: bilykbv@ukr.net

Нерівності дороги істотно впливають не тільки на швидкість і продуктивність, але й на динамічні процеси і довговічність трансмісії та інших вузлів автомобіля. Дослідження крутильних коливань трансмісії автомобіля підвищеної прохідності вимагає адекватного моделювання зовнішніх впливів, які діють на лісовозний автопотяг. Основними зовнішніми впливами на трансмісію є змінний крутний момент двигуна, змінні сили та моменти опору рухові, тобто сили опору коченню, опору підйому та повітря. Нерівності покриття дороги збурюють вертикальні коливання автомобіля, які, своєю чергою, викликають періодичну зміну нормальних реакцій дороги та сил і моментів опору коченню ведучих коліс. Таким чином простежується взаємозв'язок між нерівностями дороги та коливаннями автомобіля, які вони спричинюють, і динамічними моментами та крутильними коливаннями в трансмісії. Тому зрозуміла потреба розроблення комплексної математичної моделі, яка об'єднувала б динамічні властивості лісовозного автопотяга, як об'єкта, що рухається поступально і являє собою систему мас і пружних та дисипативних елементів підвісок та шин коліс, і моделі трансмісії автомобіля-тягача з її обертовими масами і пружними валами.

Мікропрофіль, яким описують нерівності дороги, коли моделюють крутильні коливання трансмісії, переважно задають у вигляді синусоїди або певної випадкової функції. Однак є усі підстави розглядати поверхню дороги як сукупність поодиноких нерівностей **[**2**]**. Залежно від розмірів кожної з них, водій відповідно знижує швидкість руху і до зустрічі з наступною нерівністю коливання автомобіля або зовсім затухають, або істотно зменшуються **[**1**]**. Тому вважати мікропрофіль синусоподібним чи випадковим, без урахування змінної швидкості, є досить проблемним.

Схему алгоритму розробленої моделі зображено на рис. 1. Якщо знехтувати зміною сили опору коченню причепа, спричиненою переїздом його коліс через нерівності, і вважати, що зміна ухилу дороги відбувається плавно і мало впливає на інтенсивність крутильних коливань трансмісії, то алгоритм міститиме такі процедури:

- PoczVert – процедура обчислення параметрів розрахункової моделі і початкових умов вертикальних коливань автомобіля-тягача;
- PoczTr1 – обчислення зведених параметрів розрахункової моделі трансмісії та початкових умов під час зрушення автопотяга з місця;
- PoczTr2 – обчислення зведених параметрів трансмісії під час перемикання коробки передач в процесі розгону та усталеного руху автопотяга;
- ModelVert – моделювання поодиноких нерівностей-горбиків дороги у вигляді зміщених косинусоїд (рис. 4) та обчислення пришвидшень вертикальних коливань і змінних нормальних реакцій дороги на колеса кожної з осей автомобіля;
- ModTr6x6 – обчислення змінного крутного моменту двигуна під час розгону і перемикання передач та руху на усталеній швидкості, обчислення моментів опору коченню, підйому, опору повітря, а також пришвидшень обертових мас трансмісії та поступальної маси автопотяга;
- EkosC і AdamC – процедури числового інтегрування системи 12-ти диференційних рівнянь другого порядку методом Ейлера-Коші та Адамса, що описують вертикальні коливання, крутильні коливання трансмісії та поступальний рух автопотяга;
- RozTr6x6 – головна процедура, яка у циклі об'єднує процес обчислень на кожному кроці інтегрування та формує масиви значень величин для виведення їх у вигляді графіків в основній програмі.

Зображена на рис. 2 розрахункова модель вертикальних коливань – це динамічна система, що містить підресорені маси m_1 − над передньою віссю і m_2 − над заднім візком; непідресорені маси переднього, середнього і заднього мостів $m_{íi}$, $m_{íñ}$ і $m_{íç}$; пружні елементи з жорсткістю $ñ_{ð1}$, $ñ_{ð2}$, $ñ_{ø}$, та коефіцієнти в'язкого тертя k_{p1}, k_{p2} і $k_ш$, що моделюють передні та задні ресори і шини автомобіля **[**2**]**. Вертикальні переміщення точок контакту коліс переднього, середнього і заднього мостів автомобіля з опорною поверхнею дороги описують функції q_n, q_c і $q_з$.

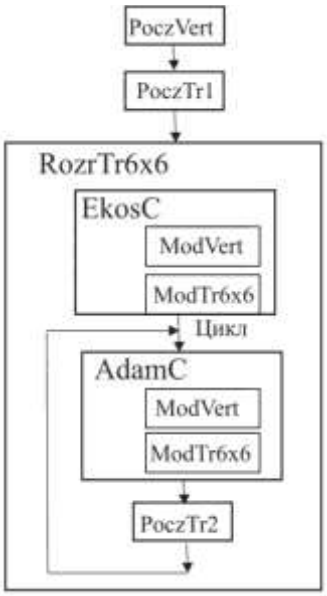

Рис. 1. Структура алгоритму моделювання поступального руху, вертикальних коливань і крутильних коливань трансмісії лісовозного автомобіля

Беручи до уваги, що коефіцієнт розподілу підресорної маси автомобіля у більшості випадків не виходить за межі $\varepsilon = 0,7 - 1,4$, можна припустити, що коливання підресорної маси над передньою віссю незалежні від її коливань над заднім візком **[**1, 2**]**. Таке припущення не призводить до істотних похибок розрахунків.

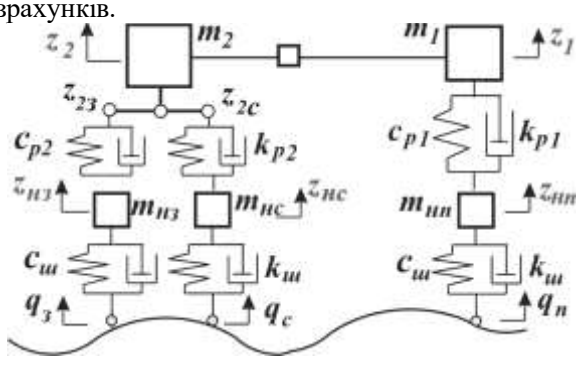

Рис. 2. Схема розрахункової моделі вертикальних коливань тривісного автомобіля з балансирною підвіскою заднього візка

У цьому випадку розрахункова модель має шість ступенів вільності, її можна описати такою системою диференційних рівнянь:

$$m_1\ddot{z}_1 + k_{p1}\dot{z}_1 + c_{p1}z_1 - k_{\partial 1}\dot{z}_{\text{пі}} + c_{\partial 1}z_{\text{пі}} = 0;$$

$$m_2\ddot{z}_2 + 2k_{p2}\dot{z}_2 + 2c_{p2}z_2 - k_{\partial 2}(\dot{z}_{\text{пл}} + \dot{z}_{\text{пп}}) - \tilde{n}_{\partial 2}(z_{\text{пл}} + z_{\text{пп}}) = 0;$$

$$m_{\text{пл}}\ddot{z}_{\text{пі}} + (k_{p1} + k_{\text{ø}})\dot{z}_{\text{пі}} + (\tilde{n}_{p1} + \tilde{n}_{\text{ø}})z_{\text{пі}} - k_{\partial 1}\dot{z}_{\text{п}1} - \tilde{n}_{\partial 1}z_{\text{п}1} =$$
$$= k_{\text{ø}}\dot{q}_1 - c_{\text{ø}}q_1;$$

$$m_{\text{пл}}\ddot{z}_{\text{пл}} + (k_{p2} + k_{\text{ø}})\dot{z}_{\text{пл}} + (\tilde{n}_{p2} + \tilde{n}_{\text{ø}})z_{\text{пл}} - k_{\partial 2}\dot{z}_{2\text{л}} - \tilde{n}_{\partial 2}z_{2\text{л}} =$$
$$= k_{\text{ø}}\dot{q}_2 - c_{\text{ø}}q_2;$$

$$m_{\text{пп}}\ddot{z}_{\text{пп}} + (k_{p2} + k_{\text{ø}})\dot{z}_{\text{пп}} + (\tilde{n}_{p2} + \tilde{n}_{\text{ø}})z_{\text{пп}} - k_{\partial 2}\dot{z}_{2\text{п}} - \tilde{n}_{\partial 2}z_{2\text{п}} =$$
$$= k_{\text{ø}}\dot{q}_3 - c_{\text{ø}}q_3;$$

$$\dot{z}_{2c} = (k_{p2}(\dot{z}_{\text{пл}} - \dot{z}_{\text{пп}}) + \tilde{n}_{p2}(z_{\text{пл}} - z_{\text{пп}}) + 2k_{p2}\dot{z}_2 +$$
$$+2\tilde{n}_{p2}z_2 - 2\tilde{n}_{p2}z_{2\text{л}})/2k_{p2}.$$

Модель крутильних коливань трансмісії (рис. 3) охоплює основні обертові маси − маховика двигуна J_1, зчеплення J_6, коробки передач J_2, роздавальної коробки J_3, ведучих коліс J_4 та обертової маси J_5, еквівалентної поступальній масі автопотяга. Пружні і дисипативні властивості трансмісії задано коефіцієнтами крутильної жорсткості та в'язкого опору демпфера зчеплення і первинного вала коробки передач (c_1, k_1), карданного вала до роздавальної коробки (c_2, k_2), карданних валів до ведучих мостів (c_3, k_3), шин ведучих коліс (c_4, k_4) [3]. На трансмісію автомобіля діють чотири зовнішні впливи − крутний момент двигуна M_1, момент тертя зчеплення $M_{3ч}$ (тільки під час його вмикання), момент опору коченню ведучих коліс M_K та момент опору підйому і опору повітря M_5.

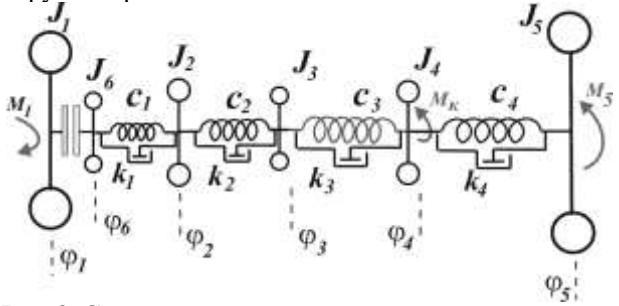

Рис. 3. Схема зведеної до вала двигуна розрахункової моделі трансмісії тривісного автомобіля з колісною формулою 6×6

Динамічна модель трансмісії має шість ступенів вільності, її можна описати такою системою диференційних рівнянь:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = (M_1 - M_{\text{ç÷}});$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 = M_{\text{ÒÐ}1} - k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3);$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 = k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - k_3(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_3(\varphi_3 - \varphi_4);$$

$$J_4\ddot{\varphi}_4 = k_3(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) - k_4(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) -$$
$$-c_4(\varphi_4 - \varphi_5) - M_{kn} - M_{kc} - M_{kz};$$

$$J_5\ddot{\varphi}_5 = k_4(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) - M_5;\ J_6\ddot{\varphi}_6 = M_2 - M_{\text{ÒÐ}1},$$

де $M_{\text{ÒÐ}1} = k_1(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\varphi_6 - \varphi_2)$.

Використовуючи описані вище процедури розроблено комп'ютерну програму, яка у середовищі Delphi 7, у циклі, виконує потрібні обчислення та числове інтегрування наведених двох систем диференційних рівнянь.

Якщо задати нерівності поверхні дороги у вигляді поодиноких косинусоїд-горбків тої чи іншої довжини L_H, котрі чергуються через достатньо довгі відрізки шляху на яких коливання автомобіля затухають повністю, то можна наочно простежувати вплив кожної нерівності на коливання нормальних реакцій дороги $R_{П}$, R_C і $R_З$ під колесами передньої, середньої та задньої осей (рис. 4), а також динамічних моментів у трансмісії автомобіля, наприклад, моменту в одному з карданних валів $M_{кард}$ (рис. 5).

Серія обчислень для лісовозного автопотяга з тривісним автомобілем підвищеної прохідності КамАЗ-4310, як з повним навантаженням 14000 кг, так і без пакета деревини, показала, що найбільші розмахи динамічних моментів у валах трансмісії виникають під час переїзду через поодинокі нерівності довжиною в діапазоні L_H=0,6-2,0 м − під час руху на четвертій передачі (V>38 −40 км/год), і в діапазоні L_H=1− 3,5 м − під час руху на п'ятій передачі (V>40 −45 км/год) (рис. 6, 7).

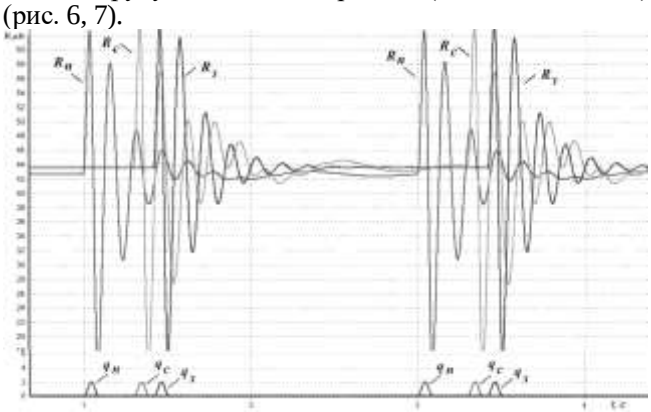

Рис. 4. Графіки зміни нормальних реакцій $R_{П}$, R_C, $R_З$ дороги на колеса передньої, середньої та задньої осей під час переїзду через дві поодинокі нерівності: $q_п$, q_c, $q_з$ − косинусоподібна нерівність висотою 2 см і довжиною L_H =1 м у моменти переїзду її колесами передньої, середньої та задньої осей (швидкість руху V= 40 км/год)

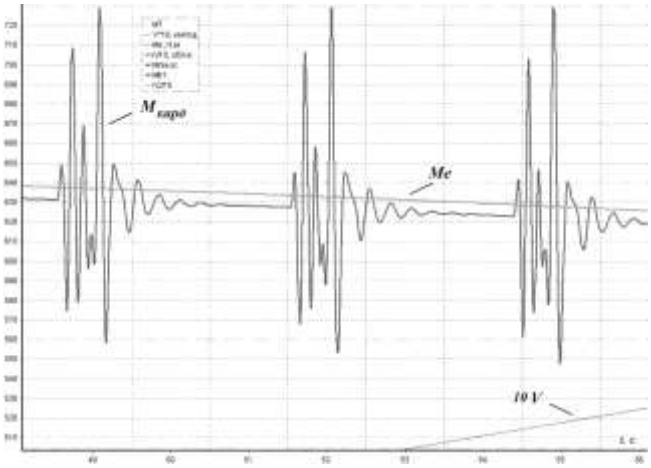

Рис. 5. Графік коливань зведеного динамічного моменту в карданному валі, спричинених переїздом трьох послідовних нерівностей довжиною L_H =2 м і висотою 5 см (швидкість руху 50-52 км/год)

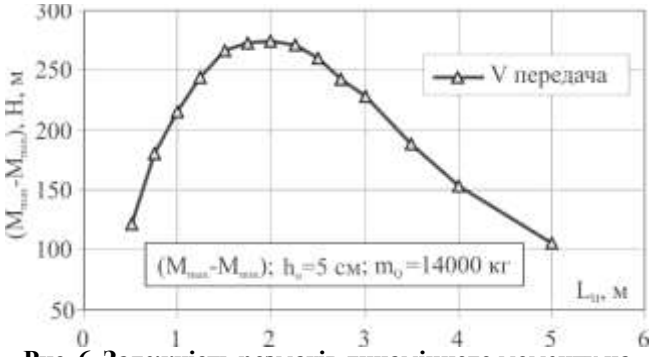

Рис. 6. Залежність розмахів динамічного моменту на вихідному валі коробки передач від довжини поодиноких нерівностей

Наголосимо на тому, що нерівності висотою h_H>5 см, внаслідок інтенсивних коливань автомобіля, викликають короткочасне відривання окремих коліс від поверхні дороги, що призводить до ще більшого зростання коливань і розмахів динамічних моментів у валах трансмісії, а також небезпеки втрати керованості автомобіля. Зниження значення коефіцієнта затухання у підвісці, наприклад, у разі несправності амортизаторів, також підвищує ймовірність відривання коліс, а розмахи динамічних моментів можуть зрости у два рази і більше.

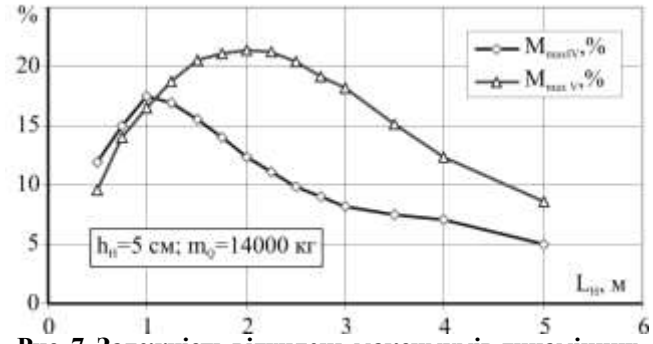

Рис. 7. Залежність відхилень максимумів динамічних моментів у % від довжини нерівності під час руху на IV і V передачах

Висновки. Швидкість руху автомобіля в реальних умовах обмежується не лише сумарним опором дороги, але й інтенсивністю вертикальних коливань. Тому, для заданих параметрів системи підресорювання автомобіля, можлива швидкість та висоти й довжини нерівностей дороги взаємопов'язані.

Можна вважати, що під час переїзду через нерівність того чи іншого розміру обмеження швидкості наступає внаслідок короткочасних відривань коліс від поверхні дороги. Розроблена математична модель поступального руху та спільних вертикальних і крутильних коливань трансмісії автомобіля, дає змогу не тільки кількісно оцінити вплив нерівностей на динамічні навантаження трансмісії, але й визначити небезпечні швидкості та висоти й довжини нерівностей дороги для конкретних автомобілів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин : навч. посібник. – Київ-Львів : Вид. дім. "Панорама", 1998. – 208 с.

2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.

3. Білик Б.В., Шевченко Н.В. Аналіз впливу передатних чисел трансмісії на процес розгону і паливну економічність тривісного автомобіля // Динаміка, надійність і довговічність механічних и біомеханічних систем та елементів їх конструкцій : матер. Міжнар. наук. конф., 2-5 вересня 2008 р. – Севастополь, 2008. – С. 117-122.

B. V. Bilyk

INFLUENCING OF SINGLE INEQUALITIES OF ROAD ON DYNAMIC LOADING OF TRANSMISSION OF TIMBER TRANSPORTING TRACK

The mathematical model for the calculation of forward motion and turning vibrations of three-axial timber transporting track of the promoted communicating. Vertical vibrations and process of acceleration of car are designed taking into account switching of transmissions of box. The computer program gives a possibility to evaluate the influence of single inequalities on intensity of vibrations and dynamic loadings of power transmission.