

Варто відзначити, що запропонований підхід до дослідження динамічних явищ можна застосовувати, якщо несна конструкція складається не з одного, а з декількох стержневих елементів (телескопічні виконавчі органи маніпуляторів), а також за наявності зв'язаних із несним елементом рухомих вантажів (візків, кареток та ін.). Метод легко поширюється на випадки, коли несні ланки виконують одночасно поступальні і обертальні рухи у площині або у просторі.

Література

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. Изд. 4-е. – М.: Высш. шк., 1972. – 504 с.
2. Бурдаков С.Ф., Дьяченко В.А., Тимофеев А.Н. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. – М.: Машиностроение 1986. – 324 с.
3. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
4. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. – М.: Стройиздат, 1979. – 320 с.
5. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с.
6. Харченко Е.В. Моделирование движений подъемно-транспортных устройств автоматизированных складов// Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении: Республикан. межвед. научн.-техн. сб. – Львов: Изд-во при Львов. ун-те. – 1988, вып. 27. – С. 79-83.
7. Харченко Є., Квашенко О., Данило Я. Поперечні коливання несучих конструкцій з рухомими об'єктами// Технічні вісті. – 1996, № 1(4). – 1997, № 1(5). – С. 18-21.
8. Чабан В.И. Методы анализа электромеханических систем. – Львов: Вища шк., 1985. – 189 с.
9. Чабан В.И., Харченко Е.В. Электромеханическая математическая модель буровых установок// Изв. вузов: Нефть и газ. – 1984, № 5. – С. 16-22.
10. Чабан В.И., Харченко Е.В., Козубаш В.М. Алгоритм расчета виброактивности ротора асинхронного двигателя// Электричество. – 1990, № 1. – С. 71-75.
11. Kharchenko Y. Finite element of rod immovable coordinate system// Tenth International Workshop on New Approaches to High-Tech: Nondestructive Testing and Computer Simulations in Science and Engineering/ Proceedings of SPAS jointly with UWM. – Olsztyn, Poland: UWM, 2006. – PP. 179-181.
12. Kharchenko Ye., Sobkowski S. Mathematical Modeling of Movements of Intelligent Transport Devices of the Automated Warehouses// 12th IFAC Symposium on Information Control Problems in Manufacturing. – Vol. 1. – Saint-Etienne, France: ENSM SE, 2006. – PP. 223-228.

УДК 630*36(100) Проф. Б.В. Білик, канд. техн. наук; ст. викл. М.М. Борис;
доц. А.Г. Кусий, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ВПЛИВ ПЕРЕДАТНИХ ЧИСЕЛ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОГО ЛІСОВОГО ТРАКТОРА

Подано висліди аналізу математичного моделювання динамічних навантажень у трансмісії трелісного трактора та отримано залежності коефіцієнтів динамічності від передатних чисел механізмів трансмісії.

Ключові слова: трансмісія, динамічні навантаження, коефіцієнт динамічності, передатне число, трелісний трактор.

*Prof. B.V. Bilyk; senior teacher N. Borys;
assoc. prof. A. Kusyj – NUFWT of Ukraine, L'viv*

An influence of the numbers on the dynamic loadings in a transmission of a wheeling wood tractor

It was presented method and results of the analysis of the mathematical modeling of the dynamic loadings in the transmission of a trailing tractor and it was got the dependences of the dynamics coefficients on the numbers of the transmission's mechanisms.

Keywords: transmission, dynamic loadings, dynamics coefficients, numbers, trailing tractor.

Потреба широкого застосування колісних тракторів на лісозаготівлі, зокрема для первинного транспортування та вивезення деревини як у рівнинних, так і в гірських умовах, є очевидною. Це відповідає також прийнятому у 2000 р. Закону "Про мораторій на проведення суцільних рубань в ялицево-букових лісах Карпатського регіону". Практика створення лісотранспортних машин на базі промислових чи сільськогосподарських тракторів є неефективною, зокрема, внаслідок невідповідності параметрів їх силової передачі умовам експлуатації.

Лісові трактори працюють у дорожніх умовах, які характеризуються як складним профілем та мікропрофілем опорної поверхні, так і значними силами опору дороги, підйому та опору ковзанню вершини трельованого пакета деревини. Такі умови руху спричиняють значні динамічні навантаження в елементах ходової системи і в агрегатах трансмісії трактора, більшість деталей яких виходять з ладу внаслідок пришвидшеного вичерпування ресурсу довговічності.

На інтенсивність крутильних коливань і динамічних навантажень у трансмісії трактора впливають як конструктивні, так і експлуатаційні фактори. Тому дослідження впливу параметрів силової передачі лісового трактора на динамічні режими навантаження трансмісії є актуальним, сприятиме підвищенню надійності проектованих чи модернізованих машин.

Для аналізу впливу передатних чисел на коефіцієнти динамічності трансмісії під час усталеного та перехідного режимів руху трактора розроблено розрахункову модель крутильних коливань трансмісії для трактора-тягача з колісною формулою 4×4 (рис. 1), яка відображає розгалуження динамічної системи внаслідок наявності двох ведучих мостів.

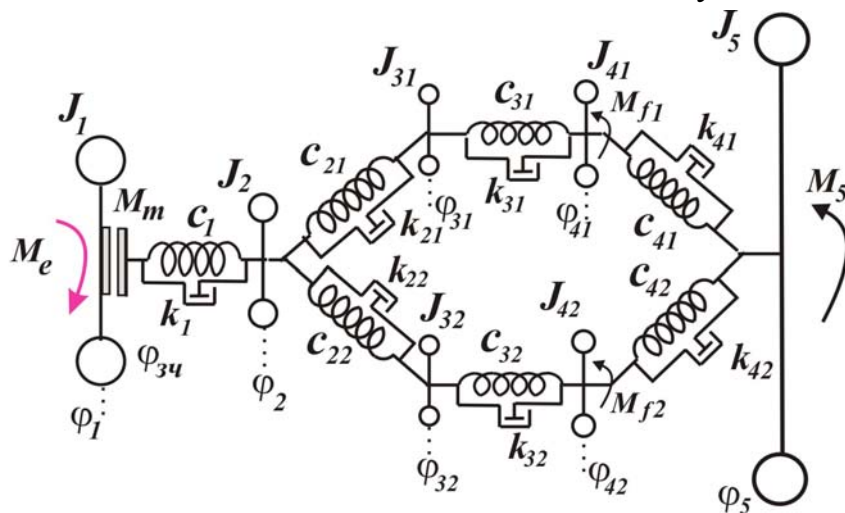


Рис. 1.
Схема зведеної
розрахункової моделі
крутильних коливань
трансмісії колісного
трактора

На схемі прийнято такі позначення зведених моментів інерції обертових мас: J_1 – маховика і ведучих деталей муфти зчеплення, J_2 – шестерень і гідропідтискних муфт коробки передач та роздавальної коробки, J_{31} і J_{32} та J_{41} і J_{42} – відповідно обертових частин головних передач та колісних редукторів й коліс переднього і заднього мостів; J_5 – обертової маси, яка еквівалентна поступальній масі трактора. Зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору: c_1 і k_1 – валів коробки передач та роздавальної коробки, c_{21} , c_{22} і k_{21} , k_{22} – карданних валів, c_{31} , c_{32} і k_{31} , k_{32} – півосей та c_{41} , c_{42} і k_{41} , k_{42} – шин відповідно переднього та заднього мостів. Узагальненими координатами прийнято зведені кути повороту обертових мас: φ_1 – маховика двигуна;

φ_2 – коробки передач і роздавальної коробки, φ_{31} і φ_{32} – головних передач та φ_{41} і φ_{42} – колісних редукторів та півосей відповідно переднього і заднього мостів; φ_5 – ведучих коліс. Зовнішні збурення: крутний момент двигуна M_e ; зведені моменти опору коченню коліс відповідно переднього і заднього мостів M_{f1} і M_{f2} та зведений момент опору ухилу дороги і опору ковзанню вершини трельованого пакета M_5 .

Беручи до уваги симетричність ведучих мостів, моменти інерції лівих і правих колісних редукторів і коліс та коефіцієнти жорсткості лівих і правих півосей та шин замінено зведеними моментами інерції J_{41} і J_{42} і відповідними зведеними жорсткостями c_{31} , c_{32} та c_{41} , c_{42} . Муфта зчеплення моделюється фрикційним елементом з моментом тертя M_m , зміна якого під час вмикання зчеплення залежить від умов руху трактора та темпу наростання моменту двигуна M_e . Таким чином, розрахункова модель є динамічною системою з сімома ступенями вільності і чотирма входами – M_1 , M_{f1} , M_{f2} і M_5 .

Параметри зведеної розрахункової моделі обчислюються за загальноприйнятими формулами, які витікають з умов рівності кінетичних енергій системи до і після зведення [1-4]. Зовнішні збурення – крутний момент двигуна M_e , та моменти опору M_{f1} , M_{f2} і M_5 обчислюються на кожному кроці інтегрування.

Момент двигуна M_e визначається за емпіричною формулою, як функція частоти n обертання колінчастого вала двигуна з урахуванням зміни подавання пального під час вмикання зчеплення.

Змінні моменти опору коченню ведучих коліс передньої та задньої осей трактора описуються такими залежностями:

$$\left. \begin{aligned} M_{f1} &= (m_1 + m_{Q1}) k_{m1} \cdot f \cdot r_{dik} \cdot (g + A_{z1} \sin(\omega_{Mf} t)); \\ M_{f2} &= (m_2 + m_{Q2}) k_{m2} \cdot f \cdot r_{dik} \cdot (g + A_{z2} \sin(\omega_{Mf} t + \gamma_2)). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де: m_1 , m_{Q1} і m_2 , m_{Q2} – маси тягача та частини маси пакета деревини, що припадає відповідно на передньою і задньою осі; k_{m1} і k_{m2} – коефіцієнти розподілу маси між переднім та заднім мостами; f – коефіцієнт опору коченню; r_{dik} – динамічний радіус i -того колеса k -тої осі; A_{z1} і A_{z2} – амплітуди пришвидшень вертикальних коливань передньої та задньої частин трактора, що виникають під час руху трактора по нерівностях синусоїдального мікропрофілю; ω_{Mf} – власна частота вертикальних коливань передньої та задньої осей трактора, γ_2 – фазовий кут, що відображає неодноразовість дії мікропрофілю на колеса осей.

Амплітуди пришвидшень вертикальних коливань залежать від нерівностей мікропрофілю. На підставі проведених експериментів і літературних даних [3] встановлено, що переважна кількість нерівностей лісової опорної поверхні мають довжину в межах $l_H = 0,4 \dots 3,0$ м, а для лісових тракторів максимальне значення $A_z = (0,4 \dots 0,6) g$.

Найбільші моменти в трансмісії виникають тоді, коли частота зміни моментів опору коченню M_{f1} і M_{f2} близька до основної частоти крутильних коливань трансмісії ω_{mp} , яка залежить від маси трактора та передатних чисел трансмісії. Ймовірність збігу частоти зміни моментів з власною частотою і виникнення резонансу в трансмісії є досить високою.

Система рівнянь (2) описує крутильні коливання прийнятої розрахункової схеми трансмісії трактора як динамічної системи із сімома ступенями вільності:

$$\left. \begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1 \dot{\varphi}_1 + c_1 \varphi_1 - k_1 \dot{\varphi}_2 - c_1 \varphi_2 &= M_1; \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + (k_1 + k_{21} + k_{22}) \dot{\varphi}_2 + (c_1 + c_{21} + c_{22}) \varphi_2 - \\
 - k_1 \dot{\varphi}_1 - k_{21} \dot{\varphi}_{31} - k_{22} \dot{\varphi}_{32} - c_1 \varphi_1 - c_{21} \varphi_{31} - c_{22} \varphi_{32} &= 0; \\
 J_{31} \ddot{\varphi}_{31} + (k_{21} + k_{31}) \dot{\varphi}_{31} + (c_{21} + c_{31}) \varphi_{31} - k_{21} \dot{\varphi}_2 - k_{31} \dot{\varphi}_{41} - c_{21} \varphi_2 - c_{31} \varphi_{41} &= 0; \\
 J_{32} \ddot{\varphi}_{32} + (k_{22} + k_{32}) \dot{\varphi}_{32} + (c_{22} + c_{32}) \varphi_{32} - k_{22} \dot{\varphi}_2 - k_{32} \dot{\varphi}_{42} - c_{22} \varphi_2 - c_{32} \varphi_{42} &= 0; \\
 J_{41} \ddot{\varphi}_{41} + (k_{31} + k_{41}) \dot{\varphi}_{41} + (c_{31} + c_{41}) \varphi_{41} - k_{31} \dot{\varphi}_{31} - k_{41} \dot{\varphi}_5 - c_{31} \varphi_{31} - c_{41} \varphi_5 &= -M_{f1}; \\
 J_{42} \ddot{\varphi}_{42} + (k_{32} + k_{42}) \dot{\varphi}_{42} + (c_{32} + c_{42}) \varphi_{42} - k_{32} \dot{\varphi}_{32} - k_{42} \dot{\varphi}_5 - c_{32} \varphi_{32} - c_{42} \varphi_5 &= -M_{f2}; \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 + (k_{41} + k_{42}) \dot{\varphi}_5 + (c_{41} + c_{42}) \varphi_5 - k_{41} \dot{\varphi}_{41} - k_{42} \dot{\varphi}_{42} - c_{41} \varphi_{41} - c_{42} \varphi_{42} &= -M_5.
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

На підставі вказаних рівнянь та залежностей розроблено комп'ютерну програму у середовищі Delphi 6 для знаходження розв'язків системи (2) із застосуванням числових методів [3]. Це дало змогу обчислити динамічні моменти на валах трансмісії для різних передач та передатних чисел агрегатів трансмісії.

Оскільки вільні коливання механічних систем з пружними зв'язками мас виникають або від зовнішнього поштовху, або після звільнення системи від додаткових зв'язків, то нехтуючи силами внутрішнього непружного опору, введемо позначення парціальних частот власних крутильних коливань зведених динамічних моментів, що навантажують вали коробки передач, роздавальної коробки, карданних валів, півосей, колісного редуктора і шин коліс передніх та задніх ведучих мостів, а також власну частоту крутильних коливань трансмісії.

На підставі виконаних обчислень, для різних передач коробки, при амплітуді вертикальних коливань мас трелівного трактора $A\ddot{z} = 0,6g$ м/с² та частоті ω_{Mf} , що відповідає умові виникнення резонансу вимушених крутильних коливань у трансмісії, ми побудували залежності коефіцієнта динамічності від передатних чисел колісного редуктора і головної передачі (рис. 2).

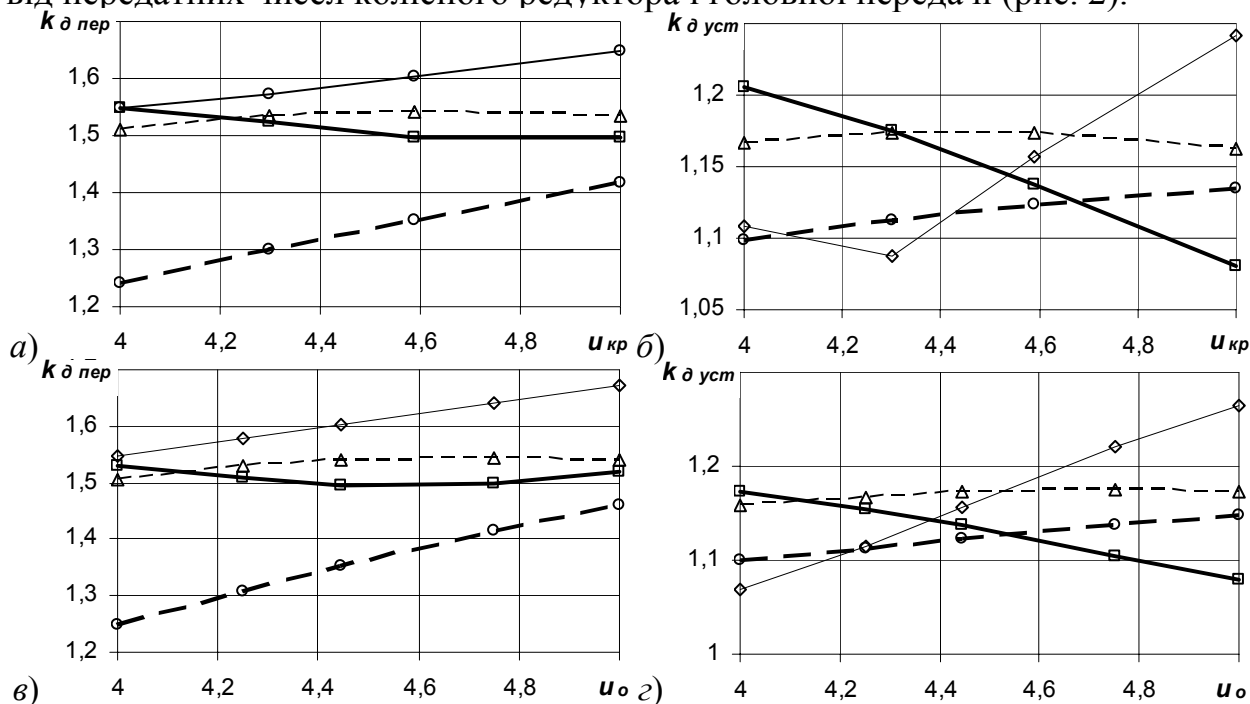


Рис. 2. Залежності коефіцієнтів динамічності для валів трансмісії колісного трелівного трактора на перехідному (а, в) і на усталеному (б, з) режимах від передатних чисел колісного редуктора $u_{кр}$ (а, б; $u_o = 4,444$) та головної передачі u_o (в, з; $u_{кр} = 4,59$): — — — — перша передача; — — — — друга передача; — — — — третя передача; — — — — четверта передача ($u_{рк} = 2,182$)

Аналіз отриманих результатів показав, що частота ω_{mf} змінних моментів опору коченню M_{f1} і M_{f2} істотно впливає на характер і амплітуди динамічних моментів M_{tr2} і M_{tr3} у трансмісії. Коли частота змінних моментів наближається до основної частоти крутильних коливань у трансмісії, то настає резонанс, який супроводжується різким зростанням максимумів та середніх значень амплітуд динамічних моментів, а також коефіцієнтів динамічності. Результати моделювання засвідчили, що на виникнення резонансних режимів у трансмісії впливають частоти збурення, навантаження на трактор та опір його рухові.

Якщо змінювати передатне число колісного редуктора $u_{кр}$ у діапазоні 4,0-5,0 (рис. 2, а), то коефіцієнт динамічності на перехідному режимі $k_{\partial пер}$ на першій і четвертій передачах істотно збільшується, на другій – дещо зменшується, а на третій спостерігається спочатку певне зростання, а потім зменшення. Подібний характер мають залежності $k_{\partial пер}$ від зміни u_o у діапазоні 4,0-5,0 (рис. 2, в). Залежності коефіцієнта динамічності $k_{\partial уст}$ на усталеному режимі від зміни $u_{кр}$ і u_o для різних ступенів коробки передач, також мають різний характер і не дають змогу зробити однозначних висновків. Тому ми перевірили залежності $k_{\partial пер}$ і $k_{\partial уст}$ від загального передатного числа трансмісії $u_{тр}$, обчисленого для усіх чотирьох ступенів коробки передач.

Сукупність отриманих значень коефіцієнтів динамічності, як функцій $u_{тр}$, показав, що існує однозначна залежність між коефіцієнтами динамічності та загальним передатним числом трансмісії – зростання $u_{тр}$ призводить до зростання $k_{\partial пер}$ і $k_{\partial уст}$ за певними гармонійними законами (рис. 3), які зумовлені їх залежністю не тільки від $u_{кр}$ та u_o , але й від передатних чисел коробки передач. Вплив передатних чисел конкретного агрегату на динамічні параметри трансмісії і трактора в цілому, залежить від квадрата добутку передатного числа не тільки самого агрегату, але й передатних чисел агрегатів, які є між ним і валом двигуна. Оскільки коробка передач є першою від двигуна, то її передатні числа завжди входять у $u_{тр}$ і впливають на усі динамічні параметри, незалежно від зміни $u_{кр}$ та u_o . Тому ввімкнення різних передач у коробці передач і зумовлює хвилеподібний характер залежностей k_{∂} під час зміни $u_{кр}$ і u_o .

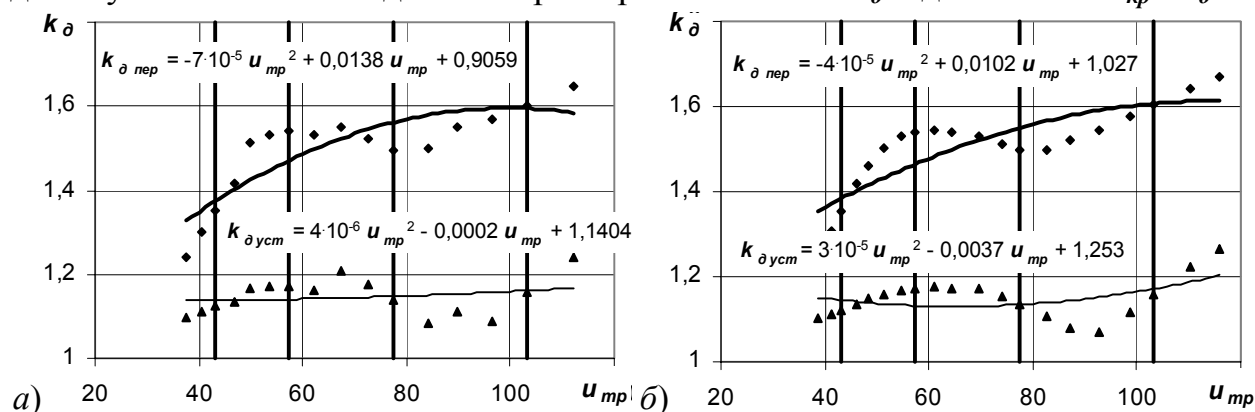


Рис. 3. Залежності коефіцієнтів динамічності в трансмісії трактора на перехідному і усталеному режимах руху від загального передатного числа трансмісії, обчисленого з урахуванням усіх ступенів коробки передач:
 а – постійне $u_o = 4,444$; $u_{кр}$ – змінне; б – постійне $u_{кр} = 4,59$; u_o – змінне

Таким чином, на підставі розробленої математичної моделі крутильних коливань в трансмісії трактора з колісною формулою 4×4 і проведених обчис-

лень, можна визначати навантажувальні режими трансмісії під час її проектування, а також обґрунтовано вибирати передатні числа механізмів трансмісії.

Література

1. Білик Б.В., Кусий А.Г. Визначення частот власних крутильних коливань трансмісій повнопривідних колісних машин// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2003, вип. 13.7. – С. 15-19.

2. Білик Б.В., Кусий А.Г., Хміль В.В. Моделювання та дослідження процесу вмикання зчеплення автомобіля// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2004, вип. 14.3. – С. 32-36.

3. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин. – К.-Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.

4. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. – Харків: ХДАШТУ, 2001. – 639 с.
