

Ю.В. Човнюк, к.т.н., доцент;
М.Г. Діктерук, к.т.н., доцент;
К.І. Почка, к.т.н., доцент (КНУБА, Київ)

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ КОЛІСНИХ ТРЕЛЮВАЛЬНИХ МАШИН

АНОТАЦІЯ. Встановлено основні закономірності зміни у часі експлуатаційних параметрів колісних трелювальних машин під дією прикладених сил. Наведено умови, за яких вказані параметри набувають оптимальних значень у режимах реальної експлуатації машин. Для зниження динамічної навантаженості вузлів та агрегатів лісової колісної машини, зокрема її трансмісії використана розрахункова схема машини, яка базується на математичній моделі подвійного маятника. Отримано оптимальні значення коефіцієнта трансмісії, які залежать від темпу вмикання зчеплення та довжини підвіски пачки дерев.

Ключові слова: динамічний аналіз, оптимізація, параметри, колісні трелювальні машини.

АННОТАЦИЯ. Установлены основные закономерности изменения во времени эксплуатационных параметров колесных трелевочных машин под действием приложенных сил. Приведены условия, при которых указанные параметры приобретают оптимальные значения в режимах реальной эксплуатации машин. Для снижения динамической нагруженности узлов и агрегатов лесной колесной машины, в частности ее трансмиссии использована расчетная схема машины, которая базируется на математической модели двойного маятника. Получены оптимальные значения коэффициента трансмиссии, которые зависят от темпа включения сцепления и длины подвески пачки деревьев.

Ключевые слова: динамический анализ, оптимизация, параметры, колёсные трелёвочные машины.

SUMMARY. The basic conformities to law of time-history operating parameters of the wheeled skidder machines are set under an action of attached forces. Terms are brought which give the optimal values for indicated parameters in the modes of the real exploitation of machines. The mathematical model of double pendulum is used in the calculation chart for the decline of dynamic work-load of knots and asms of the forest wheeled machine (in particular, its transmission). The optimal values of transmission's coefficients are got which depend on the pendant's length of trees' pack as well.

Key words: dynamic analysis, optimization, parameters, wheel skidder machines.

Постановка проблеми. Сучасний період розвитку України характеризується інтенсивним розвитком лісового машинобудування у зв'язку з використанням лісових агрегатних машин на найбільш трудомістких операціях лісозаготівельного циклу – трелюванні. Це пов'язано з необхідністю впровадження прогресивних технологій, оснащенням лісгосподарських та лісозаготівельних підприємств новою технікою, що дозволяє здійснити ведення лісового господарства за принципами стійкого довготривалого розвитку.

В наш час визначились два основних напрямки технології ведення лісосічних робіт, які передбачають вивезення деревини сортиментами. Сортиментна технологія, яка невпинно зростає, є ефективною тільки

у опанованих регіонах України з розвинутою мережею доріг (шляхів) загального користування та за наявності спеціальної техніки. Лісозаготівельна техніка, яка є у наявності у більшості підприємств лісового комплексу держави, внаслідок відсутності спеціалізованих колісних машин, не задовольняє екологічним вимогам (та вимогам лісозаготівлі). Це не дає змоги реалізувати перехід на перспективну для умов України сортиментну заготівлю деревини, особливо на вирубках проміжного користування, об'єм яких постійно зростає (зокрема, й у наших сусідів – білорусів [1]).

Нова вітчизняна лісозаготівельна техніка за своїми технологічними параметрами відповідає чи наближається до найкращих зарубіжних зразків, проте поступається їм за

надійністю та енергонасиченням. Розглядаючи колісний трелювальний трактор у цілому як єдину систему, що складається з окремих ланцюгів, з високим ступенем надійності, головна увага повинна надаватись завантаженості елементів технологічного обладнання у процесі виконання різних видів роботи (набирання пачки деревини та її транспортування до місця розвантаження). З точки зору завантаженості ці режими роботи будуть визначати експлуатаційну надійність обладнання й машини у цілому.

Слід зазначити основні особливості компонування технологічного обладнання колісних трелювальних тракторів.

Оцінка конструктивної досконалості колісних трелювальних тракторів повинна здійснюватись із урахуванням показників, які характеризують співвідношення між параметрами трелювального обладнання й самого трактора. На додаток до вже відомих показників, таких як питома потужність трактора N_{II} , питома матеріаломісткість G_{II} , для трелювальних тракторів характерними показниками будуть довжина F та висота H виносу за задню вісь точки прикладання навантаження від пачки дерев, база трактора L_T та його колія K_T . Співвідношення показників F/L_T та H/L_T характеризує розміщення пачки відносно точки перекидання трактора у поздовжній площині, впливає на розподіл ваги тягача та вантажу вповдовж мостів. Відношення H/K_T характеризує поперечну стійкість трактора.

Важливим параметром трелювального обладнання є величина ходу підвіски захоплюючого пристрою по горизонталі, що визначає його можливості при набиранні пачки дерев й прохідність його у процесі руху. Співвідношення F/L_T повинно бути у межах $0,40...0,50$, а H/K_T у межах $1,10...1,30$. Сучасні колісні трактори оснащені обладнанням паралелограмного та абочного типів. Для стріли паралелограмного типу хід вздовж горизонталі повинен бути до $1,5$ м, а по вертикалі до $2,0$ м. По-

вний хід підвіски захоплювача у тракторів зі стрілою паралелограмного типу приблизно вдвічі більше ніж зі стрілою абочного типу. Основа колісних трелювальних тракторів зазвичай має напіврамну конструкцію. Спосіб транспортування пачки сортименту значно впливає на конструкцію технологічного обладнання й у цілому на компонування лісотранспортної машини. За видом застосовуваного навісного обладнання, що застосовується на трелювальних тракторах, їх можна умовно розділити на три типи: з чокерним обладнанням, маніпулятором та кліщовим захоплювачем.

Огляд літератури за темою дослідження. Дослідженням щодо динаміки навантаження трелювального трактора й технологічного обладнання приділено багато робіт [2-4]. У кожній з них вирішується окреме питання. Дослідження авторів даної роботи засновані на розрахунковій схемі двомасової моделі трактора [2] і двомасовій моделі пачки дерев, що подається у вигляді системи математичних маятників.

Мета даної роботи полягає у розробці конструктивних схем підвіски пачки дерев та дослідженні експлуатаційних параметрів технологічного обладнання колісних трелювальних тракторів різних тягових класів, а також їх оптимізації.

Виклад основного матеріалу

Будь-яка лісова машина є механічна система, призначена для виконання робочих операцій лісозаготівельного процесу. Лісові машини відносяться до розряду транспортно-технологічних, оскільки лісозаготівельний процес включає первісну обробку предмета праці (дерев) з перетворенням їх у напівфабрикати (сортименти, тріску та ін.) й операції щодо їх переміщення до місць подальшої переробки й споживання.

До початку математичного вивчення динамічних процесів, що відбуваються у колісному трелювальному тракторі, необхідно розробити схему реальний об'єкту, тобто обрати його ідеалізовану фізичну модель. Розрізняють динамічні детерміновані й статистичні моделі, в цьому разі, за звичай,

побудова статистичної моделі здійснюється на основі динамічної моделі. Слід зазначити, що найчастіше при дослідженні динаміки лісових машин достатньо мати достовірну динамічну модель, що дозволяє вирішити питання їх експлуатаційної надійності. При побудові динамічних моделей для розв'язування інженерних задач фізичні системи спрощуються й враховуються лише головні фактори, які мають вирішальне значення при вивченні процесів, що розглядаються.

Для технологічного обладнання з підвишеним до нього дерева і самої машини характерні вимушені коливання, викликані періодичними за часом та випадковими зовнішніми силами. При цьому найбільш інтенсивні вимушені коливання відбуваються при співпадінні частоти зовнішніх сил з однією з частот власних коливань системи. Це, так звані резонансні коливання, які небезпечні з точки зору як довговічності, так і міцності ланцюгів механізмів і обладнання.

Не менш небезпечні й автоколивання, виникнення яких обумовлене динамічною нестійкістю деяких робочих режимів (пуску/гальмування – так званих перехідних режимів функціонування) і не залежних від зовнішніх, періодичних за часом сил. Характерним видом коливань крім названих вище перехідних процесів, які зазвичай виникають при неусталеному русі, наприклад, при пуску/гальмуванні джерела руху робочих органів, є коливання, що виникають при переході з одного режиму руху на інший.

У даній роботі, як було зазначено вище, у якості розрахункової моделі розглядається двомасова модель трактора й двомасова модель пачки дерев, котра представлена на рис. 1 у вигляді системи математичних маятників. На цій схемі прийняті наступні позначення: m_1 та m_2 – рознесені у просторі маси пачки сортиментів; L_1 та L_2 – довжини плечей прийнятих важелів подвійного маятника; h – висота підйому відносно полотна шляху; α_1 та α_2 – відповідно кути плечей L_1 та L_2 ; x_1 , x_2 , y_{m_1} і y_{m_2} – Декартові координати мас m_1 та m_2 .

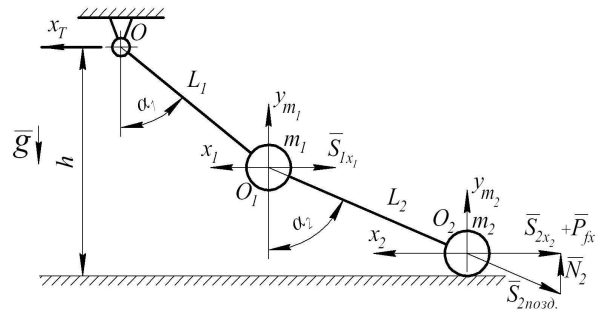


Рис. 1. Розрахункова схема пачки сортиментів у вигляді системи математичних маятників

Диференціальні рівняння вільних коливань системи мають наступний вид:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2 \cdot \cos^2 \alpha_1) \cdot L_1 \cdot \ddot{\alpha}_1 + \\ + m_2 \cdot L_2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 + \\ + m_1 \cdot g \cdot \sin \alpha_1 = 0; \\ L_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_1 + \\ + L_2 \cdot \cos^2 \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де g – прискорення вільного падіння;

$$(*) \equiv \frac{d}{dt}(\quad), \quad (**) \equiv \frac{d^2}{dt^2}(\quad), \quad t - \text{час.}$$

Дослідження власних частот коливань двомасової моделі пачки дерев на ПЕОМ показують, що їх діапазон змінюється у межах $f_{вл} = (1,4...3,5) \text{ Гц}$. У подальшому були отримані рівняння системи при рухомій точці підвіски O (тобто процес руху пачки дерев).

Для $\alpha_{1,2} \ll 1$ можна отримати з (1) спрощену систему диференціальних рівнянь (лінійну):

$$\begin{cases} (m_1 + m_2) \cdot L_1 \cdot \ddot{\alpha}_1 + m_2 \cdot L_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 + \\ + m_1 \cdot g \cdot \alpha_1 = 0; \\ L_1 \cdot \ddot{\alpha}_1 + L_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

У цьому випадку (2) система має лише одну власну частоту коливань класичного математичного маятника

$$2\pi \cdot f_{вл} = \Omega_{вл} = \sqrt{\frac{g}{L_1}}. \quad (3)$$

При $\cos \alpha_2 \neq 0$, тобто $0 < \alpha_2 < 90^\circ$, з (1) маємо:

$$\ddot{\alpha}_1 + \frac{g}{L_1} \cdot \sin \alpha_1 = 0, \quad (4)$$

тобто класичне рівняння коливань математичного маятника з довжиною каната L_1 .

Приймаємо, що точка O переміщується за напрямком x_T . У цьому випадку з'являються інерційні сили, прикладені до мас m_1 та m_2 , спрямовані вздовж осей x_1 та x_2 (аеродинамічним опором при цьому нехтуємо):

$$S_{1x_1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_T; \quad S_{2x_2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_T. \quad (5)$$

У найбільш загальному випадку $x_T(t)$ задається зовні (технологіями транспортування деревини). (Тому, у загальному випадку, $\ddot{x}_T \neq 0$).

Розглядаючи S_{1x_1} та S_{2x_2} як звичайні зовнішні сили, прикладені до подвійного маятника, складемо рівняння його відносного руху, використовуючи другий закон Ньютона. В такому випадку із врахуванням демпфірування у канаті (коефіцієнт K – коефіцієнт в'язкого опору у канаті L_1) та у пачці дерев рівняння приймають наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} & (m_1 + m_2 \cdot \cos^2 \alpha_1) \cdot L_1 \cdot \ddot{\alpha}_1 + \\ & + m_2 \cdot L_2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 + \\ & + \frac{K}{m_1 \cdot L_1^2} \cdot \dot{\alpha}_1 + m_1 \cdot g \cdot L_1 \cdot \sin \alpha_1 = \\ & = m_1 \cdot L_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \ddot{x}_T(t); \\ & m_2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_1 + \\ & + m_2 \cdot L_2^2 \cdot \cos^2 \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 = \\ & = m_2 \cdot L_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{x}_T(t) - \\ & - |P_{fx} \cdot \cos \alpha_2| \cdot \text{sign}(\dot{x}_2). \end{aligned} \right. \quad (6)$$

У (6) значення $\text{sign}(\dot{x}_2)$ вказує на те, що сила опору переміщенню сортиментів P_{fx} можлива тільки за наявності руху.

Із врахуванням прийнятої розрахункової моделі колісного трельовального трактора й пачки дерев були визначені динамічні показники взаємодії базової машини з пачкою дерев.

Коефіцієнт динамічності трансмісії $k_{тр}$ змінюється залежно від темпу вмикання зчеплення $t_{зч}$, яке визначається величиною максимального пружного моменту у транс-

місії та довжиною підвісу пачки сортиментів.

Динаміка підвішеної пачки дерев у перехідних та усталених режимах руху буде визначатись динамічними властивостями системи та її геометричними параметрами. У даній роботі пропонується у якості коефіцієнта динамічності у системі “підвіска – пачка дерев” прийняти наступне значення k_d :

$$k_d = \frac{\alpha_{\max}}{\alpha_{\text{устал}}}, \quad (7)$$

де α_{\max} – максимальне відхилення тягового каната за процес зрушення; $\alpha_{\text{устал}}$ – відхилення тягового каната за усталений рух трактора.

Такий підхід при визначенні k_d дозволяє вивчити руху пачки дерев за різних експлуатаційних умовах. До таких умов можна віднести зміну темпу вмикання муфти зчеплення, величину сили опору переміщенню пачки дерев та інші фактори.

На рис. 2 наведені залежності коефіцієнта динамічності трансмісії $k_{тр}$ від темпу вмикання зчеплення $t_{зч}$ для різних темпів запуску двигуна при значенні опору переміщенню пачки дерев $P_{fx} = 11,50 \text{ кН}$. Як видно із залежностей, за більшою частотою обертання колінчастого вала й більш високому темпі вмикання зчеплення $k_{тр}$ вище для $n = 162,32 \text{ рад/с}$ (1550 об/хв) і досягає у початковий момент 2,85. За збільшенням часу (темпу) вмикання зчеплення $k_{тр}$ зменшується для обох чисел обертів двигуна й при $t_{зч} = 3 \text{ с}$ знаходиться у межах 1,8...1,9.

На рис. 3 наведені залежності коефіцієнта динамічності трансмісії від довжини підвіски сортиментів для двох значень обертів колінчастого вала двигуна при темпі вмикання зчеплення, який дорівнює 1,4 с. Як видно із залежностей, за збільшення значення числа обертів $k_{тр}$ вище для всіх довжин підвіски пачки дерев у середньому на 15,25%. За збільшенням довжини підвіски коефіцієнт динамічності трансмісії зменшується.

Так, при $L = 0,55\text{ м}$ $k_{\text{тр}} = 2,85$ та

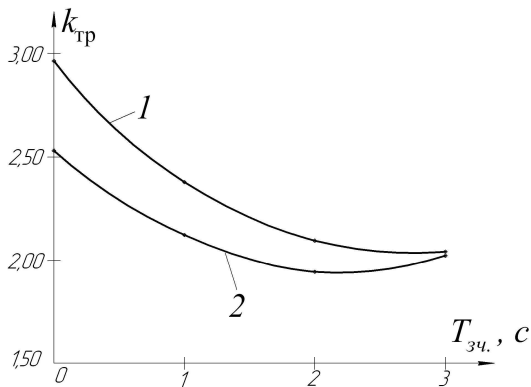


Рис. 2. Залежність коефіцієнта динамічності трансмісії від темпу вмикання зчеплення:
1 – $n = 162,32\text{ рад/с}$; 2 – $n = 130,90\text{ рад/с}$;
 $P_{\text{fx}} = 11,50\text{ кН}$

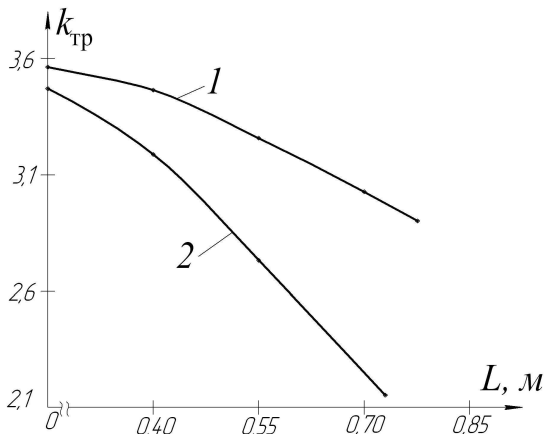


Рис. 3. Залежність коефіцієнта динамічності трансмісії від довжини підвіски сортиментів:
1 – $n = 162,32\text{ рад/с}$ (1550 об/хв);
2 – $n = 130,90\text{ рад/с}$ (1250 об/хв);

$$t_{\text{зч}} = 1,4\text{ с}; Q = 5,2\text{ м}^3$$

$k_{\text{тр}} = 3,3$ для $n = 130,90\text{ рад/с}$ (1250 об/хв) та $n = 162,32\text{ рад/с}$ (1550 об/хв) відповідно.

Динаміка поведінки трелювального трактора залежної від довжини підвіски пачки дерев не має пояснення з позиції оптимальності цієї величини й обирається в, основному, за конструктивними та технологічними міркуваннями.

Висновки

1. Дослідження експлуатаційних параметрів колісних трелювальних тракторів можливе при дослідженні динамічних явищ, які виникають у характерних режи-

мах роботи за умов розробки динамічних моделей, що відображають основні види взаємодії між вузлами й агрегатами всередині об'єкта.

2. Зниження динамічної навантаженості у вузлах і агрегатах лісової колісної машини досягається вибором експлуатаційних режимів, а також доцільним підбором параметрів технологічного обладнання, які дають змогу знижувати динамічні навантаження від зовнішнього джерела збурень пачки дерев при її транспортуванні.

3. Розрахунковими дослідженнями встановлені коефіцієнти динамічної навантаженості трансмісії колісного трактора тягового класу 1,4 тс і технологічного обладнання в залежності від темпу вмикання зчеплення та довжини підвіски пачки дерев, що, в свою чергу, дозволяє знайти мінімальні (оптимальні) значення $k_{\text{тр}}$.

4. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для вдосконалення та уточнення існуючих інженерних методів розрахунку експлуатаційних параметрів колісних трелювальних тракторів як у процесах їх проектування/конструювання, так і у режимах реального функціонування (роботи).

Література

1. Жуков А.В. Теория лесных машин. / А.В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 320 с.
2. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. / Д.А. Чудаков. – М., 1963. – 224 с.
3. Баринов К.П. Проектирование и расчёт специальных лесных машин. / К.П. Баринов. – Л.: ЛТА, 1983. – 172 с.
4. Аникин Н.И. Снижение динамической нагруженности и повышение долговечности трансмиссий лесопромышленных колёсных тракторов на основе анализа динамических процессов в характерных условиях эксплуатации. / Н.И. Аникин. ... Дис. канд. техн. наук. – Химки, 1988. – 285 с.

Рецензент: В.С. Ловейкін, д.т.н., проф.
(НУБіП України, Київ)

Отримано: 11.01.2012 р.