

УДК 534:62-752:629.11.012.57

Моделювання коливань системи підресорювання ходової частини гусеничних вантажопідійомних машин

Modeling of oscillations of the undercarriage suspension system of crawler load-lifting machines

Човнюк Ю.В., к.т.н., доц. (Київській національний університет будівництва і архітектури, м. Київ), **Задорожний А.О., к.т.н., доц.** (Військовий інститут танкових військ НУ «Харківський політехнічний інститут»), **Стаховський О.В., д.т.н. проф.** (Національний університет оборони України, м. Київ), **Чередніченко П.П., доц., Сергєєв О.В., к.т.н.** (Військовий інститут танкових військ НУ «Харківський політехнічний інститут»), **Довгопол Ю.І. старший викладач,** (Національний університет оборони України, м. Київ), **Гончарук Є.В., магістрант** (Військовий інститут танкових військ НУ «Харківський політехнічний інститут»)

Chovnyuk Yurii, Ph.D., Associate Professor (Kyiv National University of Construction and Architecture), **Zadorozhny Andrey, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor** (National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv), **Stakhovsky Oleh, Doctor of Engineering, Professor** (National University of Defense of Ukraine, Kyiv), **Cherednichenko Petro, Associate Professor** (Kyiv National University of Construction and Architecture), **Strgeev O.S., PhD** (National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv), **Dovgopol Y.I., senior Lecturer** (National University of Defense of Ukraine, Kyiv), **Honcharuk E.V., graduate student** (National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv)

Розглянуто поздовжні пружинні коливання гусеничних стрічок як суперпозиція двох слабо затухаючих хвиль, що одночасно рухаються назустріч одна одній. Теоретично представлено, що значне зменшення коливань гусеничних стрічок може бути досягнуте шляхом підбору параметрів демпфуючого пристрою, який ліквідує відбиті хвилі на межах натягу та провису гусеничних стрічок. Представлені розрахункові параметри фіксації гусеничних стрічок на зубчастих вінцях ведучих коліс та меж кінцевого їх закріплення, від яких не відбиваються хвилі.

This paper considers longitudinal vibrations of spring elements of the caterpillar mover and undercarriage support system of crawler load-lifting machines within the

framework of the discrete-continuum model. A comprehensive analysis of the wave processes arising during the caterpillar mover operation is carried out.

Crawler belts of modern hoisting machines are spring-closed chains consisting of movable links with lugs (tracks) of relatively small mass, connected by rigid elements - fingers. By design, the pins can be covered with wear-resistant rubber when pressing into the lugs of the tracks [1]. The effect of the elasticity of caterpillar belts leads to the fact that when the caterpillar machine moves, some parts of the caterpillar mover acquire the properties of oscillating systems in which dynamic processes of wave type are maintained.

One of the effective ways to eliminate the reflected waves on the boundaries of adhesion of caterpillar belts with the teeth of drive wheel crowns is the introduction of a tensioning mechanism with elastic-dissipative elements into the design of the running gear of the caterpillar. The provision of uniform tensioning of the caterpillar belt (using the tensioning mechanism) allows for the exclusion of the possibility of resonance occurrence as a result of the addition of the incident and reflected waves. In this way, it is possible to achieve a uniform distribution of dynamic loads on the teeth of the drive wheel gears as well as in other units and parts of the crawler.

Longitudinal spring oscillations of caterpillar belts are considered a superposition of two weakly damped waves simultaneously moving toward each other. It is theoretically presented that a significant reduction of caterpillar belt oscillations can be achieved by selecting the parameters of a damping device that eliminates reflected waves at the tension and sagging boundaries of the caterpillar belts. Estimated parameters of fixation of caterpillar belts on toothed crowns of driving wheels and boundaries of their final fixation, from which waves are not reflected, are presented.

Ключові слова: дискретно-континуальне моделювання, хвилі, динаміка машин, подовжені коливання, пружинні елементи, гусеничний рушій, гусенична стрічка, вантажопідйомні машини.

Keywords: discrete-continuum modeling, waves, machine dynamics, longitudinal oscillations, spring elements, caterpillar mover, caterpillar belt, hoisting machines.

Постановка проблеми. Гусеничний рушій – це пристрій, призначений для забезпечення руху вантажопідйомної машини за рахунок крутного моменту, який підводиться від трансмісії до ведучих коліс та зчеплення гусеничних стрічок з ґрунтом. Гусеничний рушій дозволяє досягнути високої прохідності машини внаслідок малого питомого тиску на ґрунт.

Гусеничний рушій машини складається з двох гусеничних стрічок, двох ведучих коліс, від 5-ти і більше опорних катків з кожної сторони, двох направляючих коліс з механізмами натягу гусеничних стрічок та підтримуючих катків.

У даній роботі зроблена спроба розв'язати задачу та розвинути ідею узгодження конструкцій систем підресорювання, механізмів натягу ходових частин гусеничних рушіїв гусеничних вантажопідйомних машин, як демпфуючого гасника, що впливає на зменшення коливань гусеничної стрічки. Гусенична стрічка розглядається як пружинна система задля

подальшого забезпечення рівномірного розподілу динамічних навантажень на неї.

Аналіз публікацій по темі досліджень. У роботах [2,3] запропонований й теоретично обґрунтований спосіб зниження коливань пружинних елементів машин, що заснований на ідеї узгодження шляхом усунення у системі відбитих хвиль. Зокрема, на прикладі крутих коливань трансмісії [2] та згінних коливань балки [3] показано, що узгодження може бути забезпечене за допомогою кінцевих гасників, які не відбивають хвилі, а повністю поглинають енергію збурень, що розповсюджується від джерела. Автор [4] запропонував використати хвильовий метод зниження пружинних поздовжніх коливань гусеничних стрічок, котрі розглядалися як дискретні системи (тобто системи із зосередженими параметрами). На думку авторів даного дослідження, такий підхід має деякі хиби, оскільки розгляд хвильових процесів у крутих системах гусеничних стрічок слід ліпше здійснювати у межах моделі дискретно-континуальних систем, щоб адекватно осмислювати всі особливості виникаючих хвилеподібних утворень [5-7].

Частково подібний підхід реалізований у роботах [8-15] та сучасних дослідженнях [16-20].

Мета роботи полягає у розвитку і обґрунтуванні ідеї узгодженого демпферного гасника для розв'язання задачі щодо суттєвого зменшення коливань гусеничної стрічки як пружної системи.

Виклад основного змісту дослідження.

Пружні гусеничні рушії сучасних машин представляють собою замкнений ланцюг, який складається з піддатливих ділянок малої маси, які віддалені одна від одної жорсткими масивними елементами [15]. Рухливість гусеничних стрічок призводить до того, що при русі гусеничних машин деякі ділянки гусеничного обводу набувають властивостей коливальних систем, у котрих динамічні процеси можуть мати хвильовий характер. Ефективним засобом знищення відбитих хвиль на границях гусеничної стрічки є введення у конструкцію ходової частини гусеничної машини механізму натягу з пружно-дисипативними елементами. Забезпечення узгодженості гусеничної стрічки й натяжного механізму дозволяє виключити виникнення резонансу у результаті складання падаючої та відбитої хвиль і таким чином досягти рівномірного розподілу динамічних навантажень як у обводі, так і в інших вузлах та деталях гусеничного рушія.

Математична модель.

Розглянемо дискретну модель (точніше, дискретно-континуальну) гусеничної стрічки у вигляді ланцюга однорідних мас і невагомих пружних елементів, які мають внутрішнє тертя (рис.1). На одному кінці гусеничної стрічки діє періодична зовнішня сила, а на іншому кінці гусеничної стрічки

встановлено пристрій для її натягу, який включає у себе інерційний пружний елемент та демпфер.

Поздовжні коливання такої системи описуються наступними рівняннями:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + c \times (x_1 - x_2) + \beta \times (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \times e^{i\omega t}; i^2 = -1, \\ \vdots \\ m\ddot{x}_n + c \times (2x_n - x_{n-1} - x_{n+1}) + \beta \times (2\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1} - \dot{x}_{n+1}) = 0 \\ n = 2, 3, \dots, N - 1, \\ \vdots \\ m_N \times x_N + c_N \times x_N + c(x_N - x_{N-1}) + \beta \times (\dot{x}_N - \dot{x}_{N-1}) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

де: n – порядковий номер маси траку гусеничної стрічки;

x_n – поздовжнє переміщення n -го траку відносно положення рівноваги;

m_1, c – маса та поздовжня жорсткість ланки гусеничної стрічки;

β – коефіцієнт, який враховує втрати у шарнірних з'єднаннях гусеничної стрічки; m_N, c_N, β_N – маса, жорсткість і коефіцієнт демпфування кінцевого закріплення гільки;

F_0, ω – амплітуда й частота зовнішньої сили.

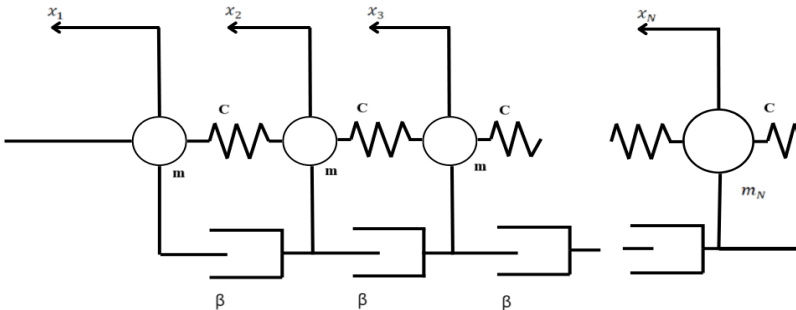


Рис. 1. Дискретно-континуальна модель гусеничної стрічки у вигляді ланцюга однорідних мас і невагомих пружних елементів, що мають внутрішнє тертя

Хвиля, яка розповсюджується від джерела збурення до ланцюга однорідних мас цієї дискретно-континуальної системи (ДКС), після взаємодії з кінцевим закріпленням між зуб'ями зубчастих вінців ведучих коліс відбивається від них та розповсюджується у протилежному напрямку. Тому поздовжнє переміщення n -ої маси ланцюга можна подати у вигляді суперпозиції двох затухаючих хвиль:

$$x_n(\epsilon) = A \times \exp[i \times (\omega t - \gamma \times n \times a)] + B \times \exp[i \times (\omega t + \gamma \times n \times a)]. \quad (2)$$

де: A – амплітуда хвилі збурення;

B – амплітуда хвилі, відбитої від закріплення;

ω – частота хвилі; $\gamma = (K - i\alpha)$ – комплексне хвильове число;

a – крок гусениці.

Підставляючи розв’язок у вигляді біжучої хвилі $x_n \sim \exp[i \times (\omega t \pm \gamma n a)]$ у рівняння (1), матимемо співвідношення, які зв’язують комплексне хвильове число $\gamma = K - i\alpha$ й частоту ω :

$$ch\{i\gamma a\} = \frac{(c - \frac{m\omega^2}{2} + i\beta\omega}{(c + i\beta\omega)}. \quad (3)$$

З відношення (3) випливає, що параметри (Ka) є нелінійними функціями частоти ω . Зокрема, у випадку довгохвильових збурень ($Ka \ll 1$), коли ланцюг мас має близький за своїми властивостями до в’язкопружного стрижня (тобто до ДКС), з відношення (3) матимемо лінійний закон для K ($Ka = (\frac{m}{c})^{\frac{1}{2}} \times \omega$) й квадратичну частотну залежність для параметру α , який характеризує експоненціальне згасання хвилі у вздовж ланцюга мас $a = \beta \times (\frac{m}{c})^{\frac{1}{2}} \times \frac{\omega^2}{2c}$.

Якщо втратами у системі знехтувати ($\beta=0$), з відношення (3) витікає універсальне дисперсійне співвідношення, яке характерне для багатьох дисперсних систем [7]: $\omega = 2(\frac{m}{c})^{\frac{1}{2}} \times \sin\left|\frac{Ka}{2}\right|$.

Зокрема, такий закон дисперсії буде справедливий для системи, що використовується у якості приведеної моделі при розрахунку крутих коливань трансмісій [2].

Підстановкою розв’язку відношення (2) у рівняння руху кінцевої ланки гусеничної стрічки (1) знаходимо зв’язок між амплітудами падаючої (A) та відбитої (B) хвиль переміщення на границях гусеничної стрічки:

$$\frac{\beta}{A} = \exp\{-2i \times \gamma \times Na\} \times \frac{(Z_0 - Z_n)}{(Z_0 + Z_n)}. \quad (4)$$

де:

комплексна величина Z_n :

$$Z_n = \beta_n + i \times \left(m_n \times \omega - \frac{c_n}{\omega}\right) + \left(\beta - \frac{ic}{\omega}\right) \times (1 - ch\{i\gamma \times a\}).$$

$$\text{Величина } Z_0 = \left(\beta - \frac{ic}{\omega}\right) \times sh\{i \times \gamma \times a\}.$$

Комплексна величина Z_n , яка входить у (4), залежить від частоти хвилі ω , параметрів кінцевого закріплення, параметрів ланцюга мас й характеризує імпеданс кінцевого закріплення. Величина Z_0 визначає імпеданс однорідного ланцюга мас з внутрішнім тертям.

З відношення (4) відомо, що відбиті від закріпленого кінця хвилі відсутні ($\frac{B}{A} = 0$), якщо імпеданс закріплення дорівнює імпедансу ланцюга мас $Z_0 = Z_n$. Таке з'єднання ланцюга й кінцевої ланки можна вважати узгодженим.

Для отримання узгодженого з навантаженням з'єднання, параметри закріплення m_n, c_n, β_n й параметри ланцюга мас (m, c) та β , повинні задовольняти наступним співвідношенням:

$$\begin{cases} m_n \times \omega^2 - c_n - c \times (1 - e^{\alpha a} \times \cos Ka) - \beta \times \omega \times e^{\alpha a} \times \sin Ka = 0, \\ \beta_n \times \omega + \beta \times \omega \times (1 - e^{\alpha a} \times \cos Ka) - c \times e^{\alpha a} \times \sin Ka = 0. \end{cases} \quad (5)$$

де:

($K a$) та частота ω зв'язані рівнянням (3).

Таким чином, вихідна задача звелась до дослідження системи двох рівнянь (5) для визначення трьох параметрів закріплення m_n, c_n за заданими параметрами ланцюга мас (m, c, β) та частотою збурення ω .

Фазова швидкість розповсюдження у ДКС хвиль характеризується залежністю:

$$V_\phi = \frac{\omega}{K} = \frac{\omega \times ia}{\left[\text{Arch} \left\{ \frac{c - \frac{m\omega^2}{2} + i\beta\omega}{c + i\beta\omega} \right\} - \alpha a \right]}. \quad (6)$$

Групова швидкість:

$$V_{\text{Гр}} = \frac{d\omega}{dK} = \frac{2 \sin[iKa + \alpha a] \times ia \times (c + i\beta \times \omega)^2}{m \times [2\omega c + \omega^2 \times i\beta]}. \quad (7)$$

При $\beta=0$ з (6) та (7) маємо:

$$V_\phi = \left(\frac{c}{m}\right)^{1/2} \times a \times \left\{ \frac{\sin|Ka|2|}{\left(\frac{Ka}{2}\right)} \right\}. \quad (8)$$

$$V_{\text{Гр}} = a \times \cos\left(\frac{Ka}{2}\right). \quad (9)$$

При $K a \ll 1$ (у межах моделі в'язкого пружного стрижня ДКС) маємо:

$$V_{гр} = V_{\phi} = \left(\frac{c}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \times a = const. \quad (10)$$

Виходячи з виразу (9), можна встановити умови, при яких $V_{гр} = 0$, тобто хвиля у ДКС не переносить у системі енергію:

$$\frac{K^* \times a}{2} = (2p + 1) \times \frac{\pi}{2} \Leftrightarrow K^* = \frac{(2p+1) \times \pi}{a}, p = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (11)$$

При цьому частоти, для котрих виконується (11), визначається зі співвідношення:

$$\omega^* = 2 \times \left(\frac{c}{m}\right)^{\frac{1}{2}}. \quad (12)$$

Для отримання узгодженого з навантаженням з'єднання, параметри закріплення у ДКС й параметри самого "ланцюга" m_N, c_N, β_N . (m, c, β), повинні задовольняти співвідношенням (5), які зазначені вище. Так, при $\beta=0$ з (5) маємо наступну умову узгодження: $\beta_N = \beta_N^* = \left(m c - \frac{m \omega^2}{4}\right)^{\frac{1}{2}}$, а маса й жорсткість закріплення задовольняють рівнянням: $m_N = m_N^* = \frac{m}{2}, c_N = c_N^* = 0$, або $\frac{(m_N^* - \frac{m}{2})}{c_N^*} = \omega^2$.

Зрозуміло, розв'язання поставленої задачі щодо відшукання параметрів кінцевого закріплення у ДКС, яке не відбиває хвилі, має сенс лише для слабко затухаючих хвиль, коли втрати у шарнірних з'єднаннях гусениці малі ($\beta \times \omega \ll c$).

При $\beta \omega \ll c$ значення коефіцієнта демпфування закріплення β_N близьке до значення β_N^* , яке обчислене за відсутності втрат:

$$\beta_N = \beta_N^* \times e^{\alpha a} - \beta \times (1 - e^{\alpha a} \times \cos K a). \quad (13)$$

Припускаючи, що маса й жорсткість закріплення дорівнюють, відповідно, $m_N = m_N^* = \frac{m}{2}, c_N = c_N^* = 0$, ми не досягнемо повного узгодження на границі гілки ($\frac{B}{A} = 0$). Однак, перевага демпфуючого пристрою з такими параметрами полягає у тому, що він не має резонансних властивостей і тому не критичний щодо малих змін частоти збурення ω і параметрів системи. Залежність коефіцієнта відбиття $\frac{B}{A}$ у цьому випадку також не носить резонансного характеру та має вид:

$$\left| \frac{B}{A} \right| = -\exp \left\{ -\frac{2\alpha}{(Na)} \right\} \times \frac{(\beta \times \rho - c \times \frac{\varphi}{\omega})}{\left[4 \times (c \times \frac{\rho}{\omega} + \beta \times \varphi)^2 + (\beta + \rho - c \times \frac{\varphi}{\omega})^2 \right]}. \quad (14)$$

де:

$$\rho = ch(\alpha a) \times \sin(Ka), \quad \varphi = sh(\alpha a) \times \cos(Ka).$$

Зокрема, при $\beta\omega \ll c$ коефіцієнт відбиття $\left| \frac{B}{A} \right|$ не перевищує величини $\frac{\beta \times \omega}{(nc)}$.

Результати дослідження

Наведемо приклад розрахунку для гусеничної стрічки з гумово-металевими шарнірами та з параметрами $m=8,96\text{кг}$, $a=0,14\text{м}$, $c=10^7\text{Н/м}$, $\beta=1,7 \times 10^3\text{ кг/с}$, близькими до відомих з експериментальних досліджень [1].

При частоті збурення $\omega=200\text{с}^{-1}$, $m_N = \frac{m}{2}$, $C_N = 0$, маємо:

$$\beta_N = 9,465 \times 10^3 \text{ кг/с}.$$

На останок зазначимо, що величина коефіцієнта демпфування закріплення β_N залежить від частоти ω , тобто узгодження може бути досягнуте лише на певній частоті. Однак, у випадку довгохвильових збурень ($Ka \ll 1$), система (5) набуває виду:

$$\begin{cases} m_N \times \omega^2 - c_N - c \times (1 - e^{\alpha a}) - \beta \times \omega \times e^{\alpha a} \times Ka = 0, \\ \beta_N \times \omega + \beta \times \omega \times (1 - e^{\alpha a}) - c \times e^{\alpha a} \times Ka = 0, \end{cases} \quad (15)$$

Коефіцієнт демпфування закріплення можна вважати постійним і незалежним від частоти збурення: $\beta_N = (mc)^{\frac{1}{2}}$. Таким чином, при $Ka \ll 1$ узгодження досягається практично на всіх частотах вказаного діапазону за фіксованих параметрів гусеничної стрічки та кінцевого закріплення.

Висновки

1. У роботі обґрунтований хвильовий метод зниження поздовжніх коливань пружних гусеничних стрічок у межах дискретно-континуальної моделі останніх.

2. Поздовжні коливання пружної гусеничної стрічки слід розглядати як суперпозицію двох біжучих назустріч одна одній слабо затухаючих хвиль. Показано, що зменшення коливань гусеничної стрічки може бути досягнуте шляхом підбору параметрів демпферного пристрою, який ліквідує відбиті хвилі на межі закріплення гусеничної стрічки. Розраховані

параметри гусеничної стрічки й кінцевого закріплення, котре не відбиває хвилі, що утворюються у системі.

3. Проведений дисперсійно-хвильовий аналіз виникаючих у системі хвилеподібних утворень дозволив встановити їх основні параметри (групову та фазову швидкості розповсюдження хвиль), а також умови, за яких ці утворення не переносять взагалі ніякої енергії ($V_{гр} = 0$).

4. Величина коефіцієнта демпфування закріплення β_N залежить від частоти ω , тобто узгодження у дискретно-континуальній системі (ДКС) може бути досягнуте лише на певній частоті. Однак, у випадку довгохвильових збурень ($Ka \ll 1$) коефіцієнт демпфування закріплення можна вважати постійним і незалежним від частоти збурення: $\beta_N = (mc)^{\frac{1}{2}}$. Таким чином, при $Ka \ll 1$ узгодження досягається практично на усіх частотах вказаного діапазону за фіксованих значень параметрів «ланцюга» мас кінцевого закріплення (хвильового гасника). Резонансні явища у гусеничній стрічці відсутні.

5. Проведені дослідження й отримані розрахунково-аналітичні залежності для параметрів хвильового гасника у ДКС можуть слугувати основою для подальшого вдосконалення й уточнення існуючих інженерних розрахунків подібних систем.

References

1. Platonov V.F. *Dynamyka y nadyzhnost husenychnoho dvyzhytelia*. – М.: Mashynostroenye, 1973. 231s.
2. Vesnytskyi A.Y., Myloserdova Y.V. *Sohlasovanye transmyssyy po krutylnym kolebanyam. Yzvestyia vuzov. Mashynostroenye*. 1991. №4-6. S. 86-90.
3. Vesnytskyi A.Y., Myloserdova Y.V. *Sohlasovannyy tortsevoi hasytel yzghybnykh kolebanyi balky. Akustycheskyi zhurnal*. 1995. T. 41, №4. s. 572-575.
4. Myloserdova Y.V. *Volnvoi metod snyzheniya prodolnykh kolebanyi upruhykh husenyts. Problemy mashynostroenya y nadyzhnosti mashyn*. 1998. №1. S. 16-18.
5. Horoshko O.A. *Krytycheskye sluchay dvyzheniya sterzhnia s dempferom na kontse. Prykladnaia mekhanyka*. 1978. T14. №4. S. 129-132.
6. Elyseev S.V., Nerubenko H.P. *Dynamycheskye hasytery kolebanyi – Novosybyrsk: Nauka*, 1982. 144s.
7. Rabynovych M.Y., Trubetskov D.Y. *Vvedenye v teoriyu kolebanyi y voln*. – М.: Nauka, 1984. 432s.
8. Ziablykov V.M., Smyrnov V.D. *Umenshenye dynamycheskykh nahruzok v krutylnykh systemakh sohlasovannym ympedansom. Yzvestyia vuzov. Mashynostroenye*. 1985. №9. S. 82-87.
9. Leonov S.Y. *Volnovoe dvyzhenye vetvei husenychnykh dvyhatele. Yzvestyia vuzov. Mashynostroenye*. 1963. №5. S.174.
10. Karamyshkyn V.V. *Dynamycheskoe hashenye kolebanyi*. - L.: Mashynostroenye, 1988. 108s.

11. Kornev M.S., Leznykov L.M. Dynamicheskiye hasytely kolebaniy: teoriya y tekhnicheskoye prylozheniye. – M.: Nauka, 1988. 302s. 1991. S. 102-103.
12. Kobelev V.M., Kopelev Yu.F., Hevva V.F. Udarno-dynamicheskoye vybrohasytely. Mekhanyka mashyn. 1977. 13. 33-34. S. 103-110.
13. Kobelev V.M y dr. Dempfirovaniye mykrokolebaniy v mekhanicheskyykh systemakh mnohomassovyyu vybrohasyteliyamy. Rasseianye enerhiy pry kolebaniyakh mekhanicheskyykh system. – K.: Naukova dumka, 1970. S. 442-449.
14. Myloserdova Y.V., Potapov A.Y. Vybratsyy v nelyneinykh sterzhniakh pry nalychyy vnutrennykh rezonansov. Mashynovedeniye. 1983. №4. S. 18-24.
- 15] Platonov V.F. Dynamika y nadezhnost husenychnoho dvyhatelia. – M.: Mashynostroeniye, 1973. 231s.
16. Kalinin Ye., Kolesnik. I., Lebedieva I., Balabai T. Matematychna model husenychnoho traktora z urakhuvanniam zminy haikovocho navantazhennia ta vertykalnykh kolyvan ostova. Tekhniko-tekhnolohichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannia novoi tekhniki y tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. 2016. Vyp. 24(38). S. 49-62.
- 17] Balakyn P.D., Kuznetsov Э.А., Skrypnychenko D.A., Rakhymshanov N.E. Matematycheskoye modelirovaniye dynamiki dvyzheniia mnohotselevykh husenychnyykh mashyn. Omskiy nauchnyy vestnyk. 2012. №3(113). S. 40-44.
18. Karsakov A.A., Kosulnykov R.A., Fomyn S.D., Nazarov E.A. Osobennosti raboty husenychnoho dvyhatelia. Yzvestiya Nyzhnevolskogo ahro- unyversytetskoho kompleksa: Nauka y vysshee professyonalnoe obrazovaniye. 2018. №3(51). S. 355-363.
19. Derzhanskiy V.B., Marynyn S.N., Taratorkyn Y.A. Stablyzatsiya priamoho dvyzheniia transportnoi mashyny pry osnovnykh protsessakh v husenytsakh. Vestnyk KNU. 2013. №2. Seryia “Tekhnicheskoye nauky”. Vyp. 8. S.61-65.
20. Sylabev V.A., Berdov E.Y. Osobennosti vzaymodeistviy husenychnoho dvyhatelia s deformiruemoi opornoj poverkhnostiuy pry neravnomernom dvyzheniuy mashyny. Vestnyk YuUrHU. Seryia “Mashynostroeniye”. 2021. T.21. №4. S. 49-60.

Література

1. Платонов В.Ф. Динамика и надёжность гусеничного движителя. – М.: Машиностроение, 1973. 231с.
2. Весницкий А.И., Милосердова И.В. Согласование трансмиссии по крутильным колебаниям. Известия вузов. Машиностроение. 1991. №4-6. С. 86-90.
3. Весницкий А.И., Милосердова И.В. Согласованный торцевой гаситель изгибных колебаний балки. Акустический журнал. 1995. Т. 41, №4. с. 572-575.
4. Милосердова И.В. Волновой метод снижения продольных колебаний упругих гусениц. Проблемы машиностроения и надёжности машин. 1998. №1. С. 16-18.
5. Горошко О.А. Критические случаи движения стержня с демпфером на канце. Прикладная механика. 1978. Т14. №4. С. 129-132.
6. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний – Новосибирск: Наука, 1982. 144с.
7. Рабинович М.И., Трубецков Д.И. Введение в теорию колебаний и волн. – М.: Наука, 1984. 432с.
8. Зябликов В.М., Смирнов В.Д. Уменьшение динамических нагрузок в крутильных системах согласованным импедансом. Известия вузов. Машиностроение. 1985. №9. С. 82-87.
9. Леонов С.И. Волновое движение ветвей гусеничных двигателей. Известия вузов. Машиностроение. 1963. №5. С.174.

10. Карамышкин В.В. Динамическое гашение колебаний.- Л.: Машиностроение, 1988. 108с.
11. Корнев М.С., Лезников Л.М. Динамические гасители колебаний: теория и технические приложения. – М.: Наука, 1988. 302с. 1991. С. 102-103.
12. Кобелев В.М., Копелев Ю.Ф., Гевва В.Ф. Ударно-динамические виброгасители. Механика машин. 1977. 13 .33-34.С. 103-110.
13. Кобелев В.М и др. Демпфирование микроколебаний в механических системах многомассовыми виброгасителями. Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – К.: Наукова думка, 1970. С. 442-449.
14. Милосердова И.В., Погапов А.И. Вибрации в нелинейных стержнях при наличии внутренних резонансов. Машиноведение. 1983. №4. С. 18-24.
15. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного двигателя. – М.: Машиностроение, 1973. 231с.
16. Калінін Є., Колеснік І., Лебедева І., Балабай Т. Математична модель гусеничного трактора з урахуванням зміни гайкового навантаження та вертикальних коливань остова. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2016. Вип. 24(38). С. 49-62.
17. Балакин П.Д., Кузнецов Э.А., Скрипниченко Д.А., Рахимшанов Н.Е. Математическое моделирование динамики движения многоцелевых гусеничных машин. Омский научный вестник. 2012. №3(113). С. 40-44.
18. Карсаков А.А., Косульников Р.А., Фомин С.Д., Назаров Е.А. Особенности работы гусеничного двигателя. Известия Нижневолжского агро- университетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2018. №3(51). С. 355-363.
19. Держанский В.Б., Маринин С.Н., Тараторкин И.А. Стабилизация прямого движения транспортной машины при основных процессах в гусеницах. Вестник КГУ. 2013. №2. Серия “Технические науки”. Вып. 8. С.61-65.
20. Силабьев В.А., Бердов Е.И. Особенности взаимодействий гусеничного двигателя с деформируемой опорной поверхностью при неравномерном движении машины. Вестник ЮУрГУ. Серия “Машиностроение”. 2021. Т.21. №4. С. 49-60.