

Рис. Діаграма розтягу матеріалів

**Література**

1. Андрейків О.С. Залишкові напруження в металах біля включень після пластичного деформування / О.С. Андрейків, М.М. Стадник, І.Я. Горбачевський // Доповіді АН УРСР. – Сер.: А. – 1981. – № 2. – С. 42-44.
2. Стадник М.М. Термопружний стан та міцність тіл з тонкими включеннями довільної жорсткості. – Львів : Вид-во НЛТУ України; "Дослідно-видавничий центр Наукового товариства ім. Т.Г. Шевченка", 2015. – 316 с.
3. Прокопенко Г.И. Структура и свойства металлов и сплавов : справочник / Г.И. Прокопенко, В.А. Рафаловский. – К. : Изд-во "Наук. думка", 1985-1986.
4. Тихонов Л.В. Механические свойства металлов и сплавов / Л.В. Тихонов, В.А. Кононенко, Г.И. Прокопенко, В.А. Рафаловский, 1986. – 568 с.

Надійшла до редакції 11.10.2016 р.

**Стадник М.М., Горбачевський І.Я. Концентрація напружень взле еліпсоїдального включення в теле вследствие предварительного пластического деформирования**

Исследованы напряжения, что сохраняются в неоднородном упругом теле с эллипсоидальным и сфероидальным нежесткими инородными включениями после снятия внешних усилий, приводящих к предварительному пластическому деформированию, в местах наибольшей концентрации. Задача решается приближенно с учетом тонкости включения. В качестве тестовой выбрана задача для упругого тела из стали со сфероидальным включением из никеля или меди при условии, что предварительная деформация составила 8 %. Показано, что остаточные напряжения достигают существенных значений, и это может сказаться в будущем на эксплуатации такого композита.

**Ключевые слова:** включение, концентрация напряжений, остаточные деформации.

**Stadnyk M.M., Horbachevskyy I.Ya. Stress Concentration Near the Ellipsoidal Inclusion in the Body as a Result of the Preliminary Plastic Deformation**

This paper deals with the investigation of stresses in nonhomogeneous elastic body with ellipsoidal and spheroidal non-rigid inclusions after the removal of external forces, leading to a preliminary plastic deformation. The problem is solved approximately taking into account an

inclusion subtlety. As a test it is considered a problem for elastic body of steel with spheroidal inclusion from nickel or copper provided that preliminary deformation was made 8 %. It was shown that the residual stress values are weighty, and can affect the operation of the future composite.

**Keywords:** inclusion, stress concentration, residual deformations.

**УДК 539.3**

**ПОПЕРЕЧНО-КУТОВІ КОЛИВАННЯ ОДНОВІСНОГО ПРИЧЕПА ІЗ ДОДАТКОВИМ СТАБІЛІЗАЦІЙНИМ ПРУЖНИМ ЕЛЕМЕНТОМ**

**Б.І. Сокіл<sup>1</sup>, А.А. Звонко<sup>2</sup>, Р.А. Нанівський<sup>3</sup>, А.О. Дзюба<sup>4</sup>**

Для одновісного причепа розглянуто задачу про вплив геометричних розмірів, силових характеристик системи підресорювання та модернізованого пружного з'єднання тягача і причепа на поперечно-кутові коливання та стійкість руху причепа вздовж горизонтальної криволінійної ділянки шляху. Прийнято, що причеп рухається вздовж криволінійної ділянки шляху зі сталюю за величиною швидкістю; відновлювальна сила пружних амортизаторів і пружного з'єднання тягача та причепа описуються лінійними залежностями деформації відповідних пружних елементів. На основі отриманого закону поперечно-кутових коливань підресореної частини причепа та рівнянь кінестатики механічної системи підресорена-непідресорена частини причепа отримано критичне значення швидкості стійкого руху як функцію геометричних, кінематичних та силових параметрів досліджуваної системи. Показано, що використання модернізованого пружного з'єднання причепа та тягача значною мірою підвищує стійкість на перекидування причепа.

**Ключові слова:** стійкість руху, коливання підресореної частини, амплітуда, частота коливань, критична швидкість руху.

**Актуальність тематики дослідження.** Одновісні причепа широко використовують для перевезення різних видів вантажів, апаратури, спеціального обладнання. Вибір у таких причепах за базову систему підвіски із ресорними чи пружинними елементами не завжди забезпечує належні умови їх експлуатації [1, 2]. Це насамперед стосується віброчутливих вантажів або апаратури, яка стаціонарно встановлена на причепі. Система підресорювання таких спеціалізованих причепів потребує модернізації чи встановлення на них додаткового віброзахисного обладнання. Зокрема, у [3] для транспортування вибухонебезпечних об'єктів у контейнерах на причепі, запропоновано використовувати додаткову систему підпружинення контейнерів – систему квазінульової жорсткості [4]. Вона ефективно захищає вантажі відносно невеликих мас.

Використовувати її для стаціонарно встановленого обладнання на одновісний причеп за умови, що геометричні розміри обладнання значні, є задачею проблематичною. Крім цього, якщо центр ваги стаціонарно розміщеного обладнання знаходиться на значній віддалі від непідресореної частини причепа, то динаміка останньої значною мірою впливає на його стійкість руху вздовж криволінійних ділянок шляху чи шляху із нерівностями [5, 6]. Саме часткове вирі-

<sup>1</sup> проф. Б.І. Сокіл, д-р техн. наук – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного;  
<sup>2</sup> ст. викл. А.А. Звонко, канд. техн. наук – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного;  
<sup>3</sup> ст. викл. Р.А. Нанівський, канд. техн. наук – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного;  
<sup>4</sup> зас. нач. факультету РВіА А.О. Дзюба – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного

шення задачі про забезпечення стійкості руху спеціалізованих одновісних причепів із стаціонарно розміщеним обладнанням є предметом розгляду роботи. У ній запропоновано при кріпленні причепа використовувати додатковий пристрій із тягачем та розроблено методику оцінки впливу його на критичну швидкість стійкого руху.

**Постановка задачі.** За розрахункову (фізичну) модель одновісного причепа із стаціонарно розміщеним на ньому вантажем приймаємо систему двох тіл: непідресорена маса, підресорена маса із стаціонарно розміщеним обладнанням. Зазначені тіла з'єднані системою підресорювання – пружними амортизаторами і демпферними пристроями. На відміну від традиційного (безмоментного) з'єднання півпричепа із тягачем, у роботі запропоновано використовувати додатковий пристрій, який передає від тягача крутний момент  $M_3$ . Останній намагається повернути у горизонтальне положення підресореної частини причепа (ПЧП) навколо поздовжньої осі, що проходить через точку з'єднання причепа і тягача та точку причепа, коли збігається із середньою точкою між амортизаторами. Величина вказаного моменту є пропорційною куту повороту ПЧМ навколо поздовжньої осі.

Основні припущення щодо досліджуваної моделі об'єкта:

- під час руху причепа горизонтальні переміщення точок кріплення демпферних пристроїв і ПЧП є малими і ними можна знехтувати (причеп здійснює поперечно-кутові коливання навколо вказаної вище поздовжньої осі. Через вісь проходить вертикальна площина симетрії підресореної маси із вантажем);
- силові характеристики системи підресорювання та зовнішній крутний момент описуються лінійними функціями деформації чи швидкості деформації відповідного елемента;
- пружні характеристики пневмоколіс є значно більшими, ніж амортизаторів, тому їх деформацією під час руху причепа шляхом із нерівностями чи пересіченою місцевістю можна знехтувати.

У такому разі для описання відносного положення ПЧП достатньо вибрати одну узагальнену координату – кут її повороту  $\phi$  навколо поздовжньої осі. Задача полягає у: а) дослідженні впливу поперечно-кутових коливань підресореної частини причепа на стійкість його руху вздовж криволінійної ділянки шляху; б) виборі закону зміни крутного моменту, який максимально забезпечував би стійкість руху причепа.

**Методика розв'язування задачі.** Перш за все перейдемо до дослідження динаміки ПЧП. Відповідно до прийнятої узагальненої координати, сили пружності амортизаторів, демпферних пристроїв та зовнішній крутний момент для випадку малих коливань ПЧП описуються залежностями:  $F_a = c_a(\phi \pm \Delta_{cm})$ ,  $= a\alpha\dot{\phi}$ ,  $M_3 = C\phi$ , у яких  $a, c_a, \alpha, C$ ,  $\Delta_{cm}$  – сталі ( $2a$  – віддаль між точками кріплення пружних амортизаторів до підресореної частини,  $c_a$  – коефіцієнти жорсткості пружних амортизаторів);  $C$  – стала, яка характеризує зовнішній крутний момент;  $\alpha$  – коефіцієнт, який описує силу опору амортизаторів;  $\Delta_{cm}$  – статична деформація підресореної частини причепа ( $\Delta_{cm} = \frac{m_{\Pi}g}{2c_a}$ ,  $m_{\Pi}$  – маса

ПЧП). Наведене вище дає змогу диференціальне рівняння поперечно-кутових коливань ПЧП [7] подати у вигляді

$$I_o\ddot{\phi} + 2\alpha a^2\dot{\phi} + (2c_a a^2 + C)\phi = 0, \quad (1)$$

де  $I_o$  – момент інерції підресореної маси причепа відносно поздовжньої осі коливань.

Примітки 1

1. У роботі розглядаємо тільки власні коливання підресореної маси причепа. Їх причиною може бути, наприклад, наїзд причепа на поодинокую нерівність і враховуємо останнє за допомогою початкових умов.
2. Максимальні значення сил опору є малою величиною, порівняно із максимальним значенням відновлювальної сили пружних амортизаторів:  $\max R_0 \ll \max F_a$  (для захисту обладнання від ударних навантажень).

Отже, власні поперечно-кутові коливання ПЧП, яким протидіє зовнішній крутний момент, описуються залежністю

$$\phi(t) = a_\phi \exp\left(\frac{\alpha a^2}{I_o} t\right) \sin\left[\sqrt{\frac{1}{I_o}(2c_a a^2 + C) - \left(\frac{\alpha a^2}{I_o}\right)^2} t + \phi_0\right], \quad (2)$$

де  $a_\phi$  – параметр, який виражається через початкові значення кута повороту  $\phi_0$  і кутової швидкості  $\dot{\phi}_0$  співвідношенням, а саме:

$$a_\phi = \sqrt{\phi_0^2 + \left(\dot{\phi}_0 + \frac{\alpha a^2}{I_o} \phi_0\right)^2} / \left[\frac{1}{I_o}(2c_a a^2 + C) - \left(\frac{\alpha a^2}{I_o}\right)^2\right]^{1/2}.$$

Отримана вище залежність є базовою для визначення динамічних реакцій системи непідресорена-підресорена частина причепа під час руху останнього вздовж криволінійної ділянки шляху. Рівняння кінестатики [7] для останньої набувають такого вигляду:

$$\begin{aligned} N_1 + N_2 - P_H - P_{\Pi} - \Phi_r^x \sin \phi + \Phi_e^x \cos \phi &= 0, \\ F_{mp,1} + F_{mp,2} + \Phi_r^x \cos \phi + \Phi_e^x \sin \phi + F_D - \Phi_e^H - \Phi_e^B &= 0, \\ (F_{mp,1} + F_{mp,2})(R + h \cos \phi) + N_2 a - N_1 a + M_r^\Phi + P_1 H \sin \phi + \Phi_e^{\Pi} H \cos \phi - \Phi_e^H h \cos \phi - M_3 &= 0, \\ (\Phi_e^H + \Phi_e^B \sin \phi + \Phi_r^x \cos \phi) b - F_D l &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

де:  $N_1, N_2$  – нормальні складові реакцій поверхні, вздовж котрої рухається причеп (прикладені відповідно до правого та лівого коліс);  $F_{mp,1}, F_{mp,2}$  – поперечні складові реакцій поверхні руху (сили протидії заносу причепа на криволінійних ділянках шляху (прикладені відповідно до правого та лівого коліс). Ці сили визначаються залежностями:  $F_{mp,1} = fN_1, F_{mp,2} = fN_2$ );  $f$  – коефіцієнт тертя шини і поверхні руху у поперечному напрямку);  $F_D$  – горизонтальна сила динамічного тиску на причеп, що діє на причепний пристрій причепа з боку тягача;  $P_1, P$  – ваги непідресореної та підресореної частин причепа;  $\Phi_e^H$  та  $\Phi_e^B$  – головні вектори сил інерції ПЧП та непідресореної частин причепа у переносному русі;  $M_r^\Phi$  – головний момент сил інерції ПЧП у відносному його русі (навколо поздовжньої осі);  $b, H$  – параметри, які визначають лінію дії головного вектора сил інерції ПЧП у переносному русі. Якщо вважати, що вага ПЧП розподілена рівномірно вздовж його об'єму, то виходячи із визначення [7], сили інерції ПЧП у

відносному русі визначаються відповідно до співвідношень:  $\Phi_r^z = -mh_c\ddot{\phi}$ ,  $\Phi_r^n = -mh_c(\dot{\phi})^2$ ,  $M_r^p = -I_o\ddot{\phi}$ ,  $h_c = \frac{4}{3}H$ . Щодо сил інерції переносного руху, то у разі переміщення причепа вздовж криволінійної ділянки шляху зі сталою за величиною швидкістю  $V$  вони визначаються залежностями:  $\Phi_e^n = \frac{P_{\Pi}}{g\rho}V^2$ ,  $\Phi_e^H = \frac{P_{\Pi}}{g\rho}V^2$ .

Примітки 2.

1. У роботі досліджуємо вплив динаміки відносних коливань ПЧП на стійкість руху причепа вздовж криволінійної ділянки шляху за умови сталої швидкості переносного руху. Вказаний рух на амплітуду поперечно-кутових коливань ПЧП не впливає.
2. Додатковий кут відхилення ПЧП, зумовлений переносним рухом, дорівнює

$$\bar{\phi} = \frac{P_{\Pi}}{g\rho(2c_a a^2 + C)}HV^2.$$

Це дає змогу перейти до визначення критичної з огляду на перекидування швидкості стійкого руху причепа. З цією метою, обмежуючись у співвідношеннях (3) екстремальними значеннями кінематичних характеристик відносного руху, отримуємо:

$$N_1 + N_2 - P_H - P_{\Pi} + \frac{P_{\Pi}}{g}\omega^2 h_c(1 - a_{\phi}) = 0,$$

$$f(N_1 + N_2) - \frac{P_{\Pi}}{g}\omega^2 h_c(1 + a_{\phi}) + F_{\partial} - \left(\frac{P_{\Pi}}{g} + \frac{P_H}{g}\right)\frac{V^2}{\rho} = 0$$

$$C\bar{a}_{\phi} - f(N_1 + N_2)(R + h) - N_2 a + N_1 a - P_{\Pi} H a_{\phi} - I_o \omega^2 a_{\phi} - \frac{P_{\Pi}}{g\rho}V^2 H + \frac{P_H}{g\rho}V^2 h = 0,$$

$$\left(\frac{P_{\Pi}}{g\rho}V^2 + \frac{P_{\Pi}}{g}\omega^2 h_c(1 + a_{\phi})\right)b - F_{\partial} l = 0,$$

де параметр  $\omega^2$ , виходячи із наведених припущень, набуде значення

$$\omega^2 = \frac{1}{I_0}(2c_a a^2 + C), \bar{a}_{\phi} = a_{\phi} + \bar{\phi}.$$

Із останнього рівняння системи (4) легко знайти горизонтальну силу динамічної дії тягача на пристрій зчеплення його із причепом

$$F = \frac{P_{\Pi} b}{gl} \left( \frac{V^2}{\rho} + \omega^2 h_c(1 + a_{\phi}) \right) = \frac{P_{\Pi} b}{g} \left( \frac{V^2}{\rho} + \frac{h_c}{I_0} (2c_a a^2 + C)(1 + a_{\phi}) \right).$$

Щодо критичної швидкості стійкого руху причепа, то умовою для визначення її величини слугує умова відриву правого колеса від дорожнього покриття, тобто  $N_2 = 0$ . Отже, для визначення критичної швидкості стійкого руху отримується система рівнянь:

$$N_1 - P_H - P_{\Pi} + \frac{P_{\Pi}}{g}\omega^2 h_c(1 - a_{\phi}) = 0,$$

$$C\bar{a}_{\phi} - ((R + h)f - a)N_1 - a_{\phi}(I_o \omega^2 + P_{\Pi} H) + \frac{P_H}{g\rho}V^2 h - \frac{P_{\Pi}}{g\rho}V^2 H = 0.$$

Вона визначає критичне значення швидкості стійкого руху  $V_{кр.}$  як функцію геометричних параметрів, внутрішніх та зовнішніх силових чинників, а також амплітуди поперечно-кутових коливань у вигляді

$$V_{кр.} = \sqrt{\frac{\Theta \left( P_H + P_{\Pi} - \frac{P_{\Pi}}{g}\omega^2 h_c \right) - a_{\phi} \left( \Theta \frac{P_{\Pi}}{g}\omega^2 h_c + I_o \omega^2 + P_{\Pi} H - C \right)}{\Xi}} \rho g,$$

де:  $\Theta = (a - f(R + h))$ ,  $\Xi = P_{\Pi} H \frac{2c_a a^2}{2c_a a^2 + C} - P_{\Pi} h$ .

Якщо врахувати, що для причепа із стаціонарно встановленим обладнанням  $\frac{P_H}{P_{\Pi}}$  є величиною порядку 0,05 ÷ 0,1, то для визначення критичної швидкості стійкого руху причепа остання залежність трансформується до вигляду

$$V_{кр.} = \sqrt{\frac{\left(1 + k - \frac{\omega^2 h_c}{g}\right) \Theta - a_{\phi} \left(\frac{\omega^2}{g} \left(\Theta h_c + \frac{l_1^2}{3}\right) + H - \frac{C}{P_{\Pi}}\right)}{\Xi_1}} \rho g,$$

де враховано, що маса ПЧП розподілена вздовж його висоти ( $l_1$ ) рівномірно, а  $k = \frac{P_H}{P_{\Pi}}$ ,  $\Xi_1 = \frac{\Xi}{P_{\Pi}} = H \frac{2c_a a^2}{2c_a a^2 + C} - kh$ .

Зауважимо, окремим випадком отриманого вище результату при  $a_{\phi} = 0$  ( $\omega = 0$ ) є значення критичної швидкості стійкого руху одновісного причепа із додатковим пристроєм, що протидіє його перекидуванню, але без урахування його поперечно-кутових коливань

$$\bar{V}_{кр.} = \sqrt{\frac{(1+k)\Theta}{\Xi_1}} \rho g.$$

Нижче, на рис., подано залежності критичної швидкості стійкого руху причепа від амплітуди поперечно-кутових коливань при  $k = 0,1$ ,  $R = 0,7m$ ,  $l_1 = 1m$ ,  $H = 0,67m$ ,  $c_a = 7000H/m$ , різних значень параметру  $C$ .

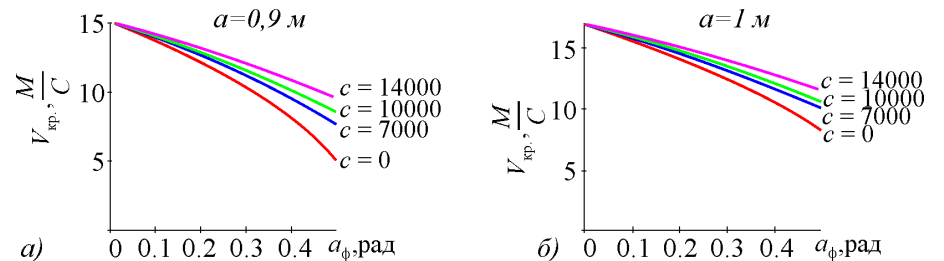


Рис. Залежність критичної швидкості стійкого руху від амплітуди поперечно-кутових коливань за різних значень параметра  $C$

**Висновки.** Отримані на основі розробленої методики аналітичні та побудовані на їх базі графічні залежності показують:

- а) нехтування у розрахункових залежностях для критичної швидкості стійкого руху причепа поперечно-кутовими коливань призводить до завищеної її величини;
- б) критичне значення швидкості стійкого руху вздовж криволінійної ділянки шляху є меншим для більших значень амплітуд поперечно-кутових коливань: зростання амплітуди коливань від 0,3 рад. до 0,4 рад. за вказаних вище геометричних та силових параметрів півпричепа призводить до зменшення критичної швидкості руху від 10 до 20 %;
- г) встановлення на тягачі додаткового пристрою, який протидіє перекидуванню причепа, призводить до зростання величини критичної швидкості стійкого руху, до того ж, для більш жорстких силових його характеристик критична швидкість стійкого руху є більшою.

Отримані у роботі розрахункові залежності можуть бути одночасно базою для проектно-конструкторських робіт, які стосуються модернізації системи зчеплення тягача та причепа спеціального призначення з метою підвищення його стійких характеристик.

### Література

1. Душенко В.В. Проблемы выбора параметров систем поддресоривания транспортных средств и пути их решения / В.В. Душенко, С.М. Воронцов // Системотехника на автомобильном транспорте : матер. Республ. науч.-практ. конф. – Харьков : Изд-во ХАДУ, 1998. – С. 56-60.
2. Хачатуров А.А. Динамика системы "дорога – шина – автомобиль – водитель" / А.А. Хачатуров. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1976. – 535 с.
3. Соколовский С.А. Эффективность использования механической системы с прощелкиванием для защиты от вибраций при эксплуатации транспортных средств / С.А. Соколовский, Э.Н. Гринченко, А.Я. Калиновский, М.Ю. Яковлев // Механіка, машинознавство та електропостачання : зб. наук. праць. – 2011. – С. 185-187.
4. Ольшанский В.П. Линеаризация в системах с квазиулучевой жесткостью / В.П. Ольшанский, Е.Н. Гринченко // Динамика и прочность машин. – Харків : Вид-во ХГПУ. – 1998. – Вип. 56. – С. 111-117.
5. Поляков А.П. Математична модель поперечно-кутових коливань напівпричепа сидельного автопоїзда / А.П. Поляков, М.С. Гречанюк // Вісник СХУ ім. Володимира Даля : зб. наук. праць. – Луганськ. – 2012. – № 9 (180). – С. 39-44.
6. Поляков А.П. Диференціальні рівняння поперечно-кутових коливань напівпричепа вантажного автомобіля / А.П. Поляков, М.С. Гречанюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту : наук. журнал. – Вінниця : Вид-во ВНТУ. – 2011. – Вип. 4. – С. 160-163.
7. Айзерман М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман. – М. : Изд-во "Наука", 1980. – 367 с.

Надійшла до редакції 28.09.2016 р.

### Сокіл Б.І., Звонко А.А., Нанівський Р.А., Дзюба А.А. Поперечно-угловые колебания одноосного прицепа с дополнительным стабилизирующим упругим элементом

Для одноосного прицепа рассмотрена задача о влиянии геометрических размеров, силовых характеристик системы поддресоривания и модернизированного упругого соединения тягача и прицепа на поперечно-угловые колебания и устойчивость движения прицепа вдоль горизонтального криволинейного участка пути. Принято, что прицеп движется вдоль криволинейного участка пути с постоянной по величине скоростью; восстановительная сила упругих амортизаторов и упругого соединения тягача и прицепа описываются линейными зависимостями деформаций соответствующих упругих элементов. На базе полученного закона поперечно-угловых колебаний поддресоренной части прицепа и уравнений кинестатики механической системы поддресоренная-неподдресоренная часть прицепа получено критическое значение скорости устойчивого движения как функцию геометрических, кинематических и силовых параметров иссле-

дуемой системы. Показано, что использование модернизированного упругого соединения прицепа и тягача в значительной степени повышает устойчивость на опрокидывание прицепа.

**Ключевые слова:** устойчивость движения, колебания поддресоренной части, амплитуда, частота колебаний, критическая скорость движения.

### Sokil B.I., Zvonko A.A., Naniivskiy R.A., Dzyuba A.A. Transverse Angular Vibrations of Uniaxial Trailer with Additional Stabilizing Elastic Element

For uniaxial trailer we reviewed the task of the influence of geometric dimensions, power characteristics of sprung system and modernized elastic connection of towing vehicle and trailer on the transverse angular vibrations and motion stability of the trailer along the horizontal curved stretch of a track. While reviewing this task it is assumed that the trailer moves along a curved stretch of the track with constant speed; the renewable force of elastic shock absorbers and elastic connection of towing vehicle and trailer is described by linear dependencies of deformation of the respective elastic elements. Based on the obtained law of transverse angular vibrations of the sprung part of trailer and the equations of kinestatics mechanical system of sprung-not sprung part of the trailer received the critical speed of stable motion as a function of geometric, kinematic and force parameters of the system. It is shown that the use of modernized elastic connection of trailer and towing vehicle significantly increases the resistance to trailer tipover.

**Keywords:** motion stability, sprung part vibrations, amplitude, vibration frequency, critical speed.

УДК 517.4:534.12:621

### ОЦІНЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТЯГОВОГО КАНАТУ НА ПІДСТАВІ В'ЯЗКОПРУЖНОЇ МОДЕЛІ

Л.Ф. Дзюба<sup>1</sup>, О.І. Хитряк<sup>2</sup>, Х.І. Ліщинська<sup>3</sup>, В.В. Бариліяк<sup>4</sup>

Досліджено коливання тягового канату мобільної підвісної лісотранспортної установки. У диференціальному рівнянні поперечних коливань поздовжньо-рухомого канату враховано нелінійність його механічних властивостей. Цю нелінійність описано в'язкопружною моделлю Кельвіна-Фойгта. Розв'язок слабо нелінійного диференціального рівняння в часткових похідних побудовано з використанням методу Крилова-Боголюбова-Митропольського і подано у вигляді асимптотичного ряду. Отримані на підставі побудованого розв'язку диференціальні залежності для амплітуди та фази поперечних коливань дають змогу дослідити вплив довжини ділянки канату, швидкості його поздовжнього руху та динамічної в'язкості на амплітуду і частоту коливань.

**Ключові слова:** тяговий канат, поздовжньо-рухомі гнучкі тіла, коливання, амплітуда, частота, хвильова теорія руху, в'язкопружна модель Кельвіна-Фойгта, методи збурень.

**Актуальність завдання та огляд основних результатів.** Сучасні тенденції розвитку лісової промисловості свідчать про безумовну перспективність застосування підвісних канатних лісотранспортних установок як ефективних та екологічно ощадних засобів первинного транспортування деревини у гірській місцевості [1-3]. У мобільних підвісних канатних лісотранспортних установках тяговий канат працює на довжинах до 400 м, що відповідає довжині прольоту

<sup>1</sup> доц. Л.Ф. Дзюба, канд. техн. наук – Львівський ДУ безпеки життєдіяльності;

<sup>2</sup> доц. О.І. Хитряк, канд. техн. наук – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного;

<sup>3</sup> ст. викл. Х.І. Ліщинська, канд. техн. наук – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного;

<sup>4</sup> ст. викл. В.В. Бариліяк, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів