

О.О. Бейгул, М.М. Корнійчук, Г.Л. Лепетова

## **СИСТЕМНЕ ФОРМУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА НЕСУЧУ КОНСТРУКЦІЮ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА З U-ПОДІБНОЮ РАМОЮ**

*Анотація. Розроблена системна математична модель формування динамічних навантажень на несучу конструкцію зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою.*

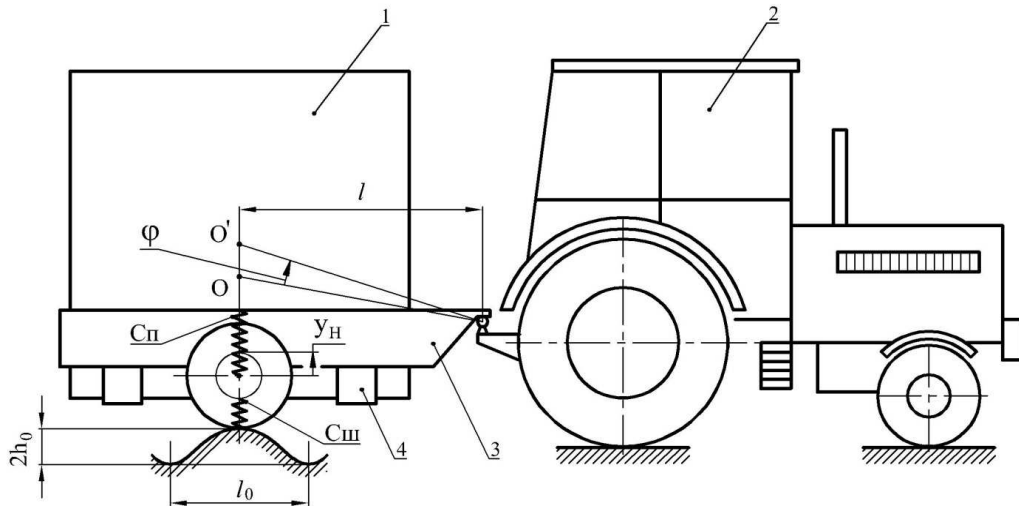
**Постановка проблеми.** Перспектива розвитку механізації технологічних транспортних операцій у металургійному виробництві тісно пов'язана з залученням нових транспортних засобів, у тому числі нетрадиційних компоновок. Так, для виконання перевезень, пов'язаних з автономним навантаженням, транспортуванням, розвантаженням та складуванням контейнерів ефективним слід вважати технологічний спецавтотранспорт з U-подібною рамою. Для науково обґрунтованого вибору таких несучих конструкцій вирішальну роль відіграють динамічні навантаження, формування яких описується математичною моделлю процесу збуреного руху контейнеровоза в умовах технологічних доріг металургійного виробництва.

**Аналіз досліджень та публікацій.** У ряді джерел [1, 2] описані автотранспортні засоби для транспортування вантажів у контейнерах та пакетах. Робота [3] цілком присвячена контейнеровозу з U-подібною рамою. Робота [4] висвітлює проблеми вибору типу несучих систем контейнеровозів з U-подібною рамою. Роботи [5-7] присвячені дослідженню динаміки дволанкових систем «тягач-напівпричіп».

**Нерозв'язана частина загальної проблеми.** Вище згадані наукові праці дають загальне уявлення про контейнерні перевезення, висвітлюють конкретні конструктивні рішення, розкривають методологію динамічних досліджень зчленованих транспортних засобів, але їм не вистачає конкретики, пов'язаної з компоновочними та конструктивними особливостями зчленованої машини з U-подібною рамою при визначенні розрахункових навантажень.

Мета роботи, таким чином, полягає у розробці системної математичної моделі формування динамічних навантажень на несучу конструкцію зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою в умовах технологічних перевезень металургійного виробництва.

Виклад основного матеріалу. Схема зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою подана на рис. 1.



1 – контейнер; 2 – тягач;

3 – напівпричіп з U-подібною рамою; 4 – ложемент

Рисунок 1 – Зчленований контейнеровоз з U-подібною рамою

У якості важливого припущення математичної моделі приймаємо, що точна кріплення напівпричепа до тягача не має вертикальних переміщень. Диференціальні рівняння коливань у збуреному русі отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j^F, \quad (1)$$

де  $T$  – кінетична енергія системи, Дж;

$\Pi$  – потенціальна енергія системи, Дж;

$Q_j^F$  –  $j$ -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м);

$q_j$  –  $j$ -а узагальнена координата.

Відповідно розрахунковій схемі приймаємо наступні узагальнені координати:  $\phi$  – кут повороту напівпричепа відносно поперечної осі, яка проходить через точку кріплення,  $y_H$  – переміщення невіднесених частин напівпричепа.

Кінетична енергія системи приймає наступний вигляд:

$$T = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_n \dot{y}_n^2 + \frac{1}{2} m_c v^2, \quad (2)$$

де  $I$  – момент інерції напівпричепа з контейнером відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м<sup>2</sup>;

$m_n$  – маса невідвісаних частин напівпричепа, кг;

$m_c$  – сумарна маса системи «тягач-напівпричіп», кг;

$v$  – швидкість руху системи «тягач-напівпричіп», м/с.

Потенціальна енергія системи приймає наступний вигляд:

$$P = \frac{1}{2} C_{\text{п}} (l\varphi - y_n)^2 + \frac{1}{2} C_{\text{ш}} (y_n - h), \quad (3)$$

де  $C_{\text{п}}$  – сумарний коефіцієнт жорсткості пружної підвіски напівпричепа, Н/м;

$C_{\text{ш}}$  – сумарний коефіцієнт жорсткості пневматиків напівпричепа, Н/м;

$h$  – висота профілю нерівностей технологічної дороги під підвіскою напівпричепа, м.

У загальному вигляді можна записати

$$h = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (4)$$

де  $h$  – висота нерівностей, м;

$h_0$  – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

$x$  – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

$l_0$  – довжина сіносоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі системи

$$x = vt. \quad (5)$$

З урахуванням виразу (5) підйом коліс напівпричепа дорівнює

$$h = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \quad (6)$$

або після введення нового позначення

$$h = h_0 \sin \omega t, \quad (7)$$

де  $\omega$  – кутова частота кінематичних збурень, 1/с.

Нехтуючи силами неконсервативного походження, підставляємо вирази кінетичної та потенціальної енергій у рівняння Лагранжа другого роду (1), отримуємо наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} I\ddot{\varphi} + C_{\Pi}l^2\dot{\varphi} - C_{\Pi}ly_{\text{H}} &= 0, \\ -C_{\Pi}l\dot{\varphi} + m_{\text{H}}\ddot{y}_{\text{H}} + (C_{\Pi} + C_{\text{Ш}})y_{\text{H}} &= C_{\text{Ш}}h_0 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Стационарну частину розв'язання системи (8) будемо розшукувати у вигляді

$$\varphi = A_1 \sin \omega t, \quad (9)$$

$$y_{\text{H}} = A_2 \sin \omega t. \quad (10)$$

Підставляючи (9) та (10) у диференціальні рівняння (8), отримуємо наступну систему алгебраїчних рівнянь для визначення амплітуд коливань  $A_j$ :

$$\left. \begin{aligned} (C_{\Pi}l^2 - I\omega^2)A_1 - C_{\Pi}lA_2 &= 0, \\ -C_{\Pi}lA_1 + (C_{\Pi} + C_{\text{Ш}} - m_{\text{H}}\omega^2)A_2 &= C_{\text{Ш}}h_0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Далі скористаємось правилом Крамера розв'язання систем алгебраїчних рівнянь, розв'язання системи (11) має наступний вигляд:

$$A_j = \frac{\Delta_j}{D} \quad (j = 1, 2). \quad (12)$$

Тут  $D$  – визначник, складений з коефіцієнтів системи (11):

$$D = \begin{vmatrix} C_{\Pi}l^2 - I\omega^2 & -C_{\Pi}l \\ -C_{\Pi}l & C_{\Pi} + C_{\text{Ш}} - m_{\text{H}}\omega^2 \end{vmatrix}. \quad (13)$$

Розкриваючи визначник (13), отримуємо

$$D = I m_{\text{H}} (\omega^2)^2 - (C_{\Pi} m_{\text{H}} l^2 + C_{\Pi} I + C_{\text{Ш}} I) \omega^2 + C_{\Pi} C_{\text{Ш}} l^2. \quad (14)$$

$\Delta_j$  – визначник, який отримується з визначника  $D$  шляхом заміни  $j$ -го стовпчика стовпчиком, складеним з правих частин системи (11).

У такому разі отримуємо:

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} 0 & -C_{\Pi}l \\ C_{\text{Ш}}h_0 & C_{\Pi} + C_{\text{Ш}} - m_{\text{H}}\omega^2 \end{vmatrix} = C_{\Pi} C_{\text{Ш}} l h_0, \quad (15)$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} C_{\Pi}l^2 - I\omega^2 & 0 \\ -C_{\Pi}l & C_{\text{Ш}}h_0 \end{vmatrix} = (C_{\Pi} C_{\text{Ш}} l^2 - C_{\text{Ш}} I \omega^2) h_0. \quad (16)$$

Об'єднуючи вирази (14) – (16), отримуємо розв'язання системи диференціальних рівнянь (11):

$$\varphi = \frac{C_{\text{п}} C_{\text{ш}} l h_0}{I m_{\text{н}} (\omega^2)^2 - (C_{\text{п}} m_{\text{н}} l^2 + C_{\text{п}} I + C_{\text{ш}} I) \omega^2 + C_{\text{п}} C_{\text{ш}} l^2}, \quad (17)$$

$$y_{\text{н}} = \frac{(C_{\text{п}} C_{\text{ш}} l^2 - C_{\text{ш}} I \omega^2) h_0}{I m_{\text{н}} (\omega^2)^2 - (C_{\text{п}} m_{\text{н}} l^2 + C_{\text{п}} I + C_{\text{ш}} I) \omega^2 + C_{\text{п}} C_{\text{ш}} l^2}. \quad (18)$$

З виразів (17) та (18) витікає, що при відсутності кінематичних збурень, тобто при  $h_0 = 0$ , коливання системи не відбуваються, навантаження контейнеровоза відбувається у квазистатичному режимі. При наявності кінематичних збурень навантаження системи характеризується коефіцієнтом динамічності

$$k_{\text{д}} = \frac{l\varphi - y_{\text{н}}}{y_{\text{ст}}}, \quad (19)$$

де  $k_{\text{д}}$  – коефіцієнт динамічності;

$y_{\text{ст}}$  – статичний прогин пружного елемента підвіски контейнеровоза, м.

Тут узагальнені координати  $\varphi$  та  $y_{\text{н}}$  визначаються виразами (17) та (18) відповідно.

Якщо порівняти головний визначник (13) або у розкритому вигляді (14) з відповідним частотним визначником вільних коливань системи «тягач-напівпричіп», то неважко збагнути, що вони у точності співпадають при  $\omega = p$ , де  $p$  – власна кругова частота коливань системи. Але у цьому разі визначник обертається в нуль, що свідчить про появу резонансних режимів:

$$I m_{\text{н}} (\omega^2)^2 - (C_{\text{п}} m_{\text{н}} l^2 + C_{\text{п}} I + C_{\text{ш}} I) \omega^2 + C_{\text{п}} C_{\text{ш}} l^2 = 0. \quad (20)$$

Розв'язуючи біквдратне рівняння (20), а також зважаючи на вираз (6), отримуємо критичні параметри кінематичних збурень з наступного рівняння:

$$\frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = \frac{C_{\text{п}} m_{\text{н}} l^2 + C_{\text{п}} I + C_{\text{ш}} I}{2I m_{\text{н}}} \pm \sqrt{\left( \frac{C_{\text{п}} m_{\text{н}} l^2 + C_{\text{п}} I + C_{\text{ш}} I}{2I m_{\text{н}}} \right)^2 - \frac{C_{\text{п}} C_{\text{ш}} l^2}{I m_{\text{н}}}}. \quad (21)$$

Прирівнюємо чисельник виразу (18) нулю:

$$(C_{\text{п}}C_{\text{ш}}l^2 - C_{\text{ш}}I\omega^2)h_0 = 0, \quad (22)$$

звідки отримуємо частоту антирезонансу системи «тягач-напівпричіп»

$$\omega^2 = \frac{C_{\text{п}}l^2}{I}, \quad (23)$$

а також відповідну швидкість

$$v_{\text{ар}} = \frac{ll_0}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\text{п}}}{I}}, \quad (24)$$

де  $v_{\text{ар}}$  – швидкість пересування системи «тягач-напівпричіп» у режимі антирезонансу, м/с.

**Висновок.** Таким чином, розроблена системна математична модель формування динамічних навантажень на несучу конструкцію зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою з залученням математичного апарату аналітичної механіки, що дозволяє свідомо обирати розрахункові випадки навантаження, адекватні динамічні схеми для вибору раціональних за металомісткістю несучих систем контейнеровозів з U-подібною рамою.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах / М.И. Грифф, Р.А. Затван, В.Ф. Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159 с.
2. Грушников В.А. Выбор транспортных средств для контейнерной доставки строительных грузов / В.А. Грушников // Промышленный транспорт. – 1987. – №11. – С. 7.
3. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф. Золотарев, И.А. Тоцкий // Промышленный транспорт. – 1979. – №6. – С.22.
4. Дослідження та вибір типу несучої системи автоскrapовоза з U-подібною рамою / [О.О. Бейгул, М.М. Корнійчук, Г.Л. Лепетова, Д.В. Найда] // Надійність металургійного обладнання. Зб. наук. праць за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції, 28–31 жовтня 2013р. – Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2013. – С. 138–141.
5. Бейгул В.О. Математична модель збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид»/ В.О. Бейгул, І.І. Лєєпа, Г.Л. Лепетова // Системні технології. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2006. – Вип. 4(45). – С. 94–98.
6. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П. Веселов, А.Н. Густомясов, В.И. Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С. 92–97.
7. Лобас Л.Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г. Лобас, Ю.Л. Ващенко // Прикладная механика. – 1991. – Т.27. – №12. – С. 85–91.