

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 669.013.002.5:531.3

DOI 10.31319/2519-2884.33.2018.193

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
ГРИЩЕНКО Д.І., аспірант
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ КОНТЕЙНЕРОВОЗА З БУГЕЛЬНОЮ РАМОЮ ПРИ КОСОСИМЕТРИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ЗБУРЕННЯХ

Вступ. Прогрес металургійної галузі тісно пов'язаний з подальшим зростанням механізації та автоматизації транспортних операцій у технологічних лініях, де постають нові задачі на шляху розробки перспективних зразків спецавтотранспорту. Так для виконання операцій, пов'язаних з автономним завантаженням, транспортуванням та розвантажуванням контейнерів доцільною уявляється компоновка несучої системи з бугельною рамою. Технологічний спецавтотранспорт з такою компоновкою не має аналогів як у вітчизняному, так і в зарубіжному автомобілебудуванні, тому потребує додаткових досліджень по формуванню зовнішніх навантажень, внутрішніх зусиль для науково обгрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів основних силових елементів несучих систем.

Постановка задачі. Проблема доставки вантажів на конструйованому, конструктивному, експлуатаційному рівнях присвячено роботи [1, 2]. У роботі [3] описано вітчизняний дослідний зразок контейнеровоза з бугельною рамою на базі трактора Т-150К. Ця машина має зчленовану несучу систему, вписується у дволанкову динамічну систему, яку ретельно досліджено у роботі [4]. У випадку пружної підвіски контейнеровоза з бугельною рамою слід застосувати стабілізатори поперечної стійкості, динамічний критерій вибору параметрів цих пристроїв досліджено у роботі [5].

Згадані вище роботи не враховують поперечні коливання несучої системи з бугельною рамою та високо розташованим центром маси контейнера при кососиметричних збуреннях.

Таким чином, мета роботи полягає у виявленні впливу стабілізатора поперечної стійкості на критичну швидкість зчленованого контейнеровоза при кососиметричних збуреннях.

Результати роботи. На рис.1 зображено зчленований контейнеровоз з бугельною рамою на вигляді збоку, на рис.2 показано розрахункову схему контейнеровоза на вигляді ззаду.

Враховуючи співвідношення мас у динамічній системі зчленованого напівпричепа з контейнером, масою незалежної пружної підвіски будемо нехтувати, вплив стабілізатора поперечної стійкості будемо враховувати шляхом залучення еквівалентної жорсткості підвіски при кососиметричних збуреннях.

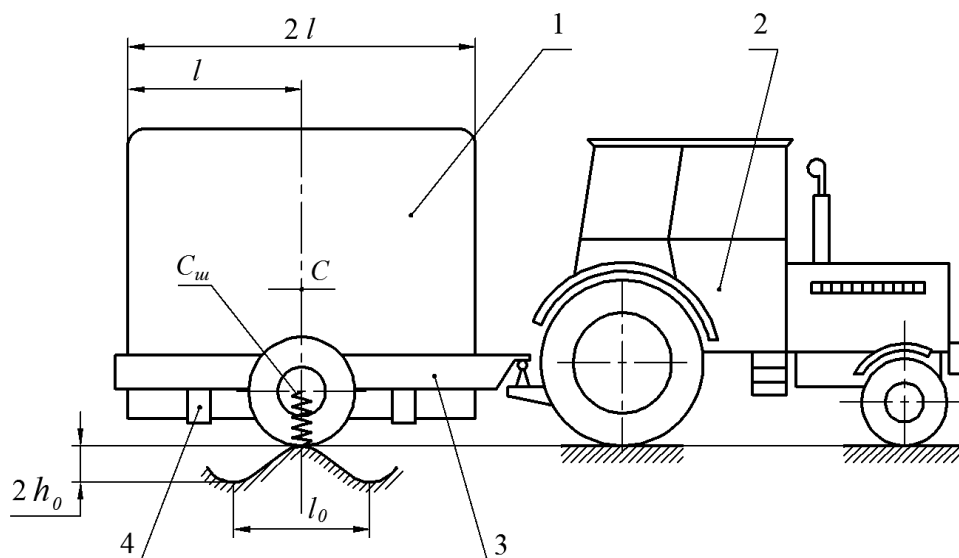
Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду:

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

де T – кінетична енергія системи, Дж;

Π – потенціальна енергія системи, Дж;

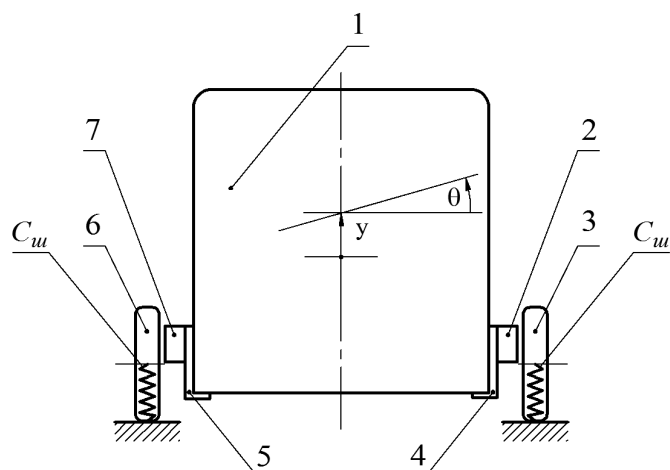
q_j – j -а узагальнена координата, м (рад);



1 – контейнер; 2 – тягач; 3 – напівпричіп з бугельною рамою; 4 – ложемент

Рисунок 1 – Зчленований контейнеровоз з бугельною рамою

Q_j – j -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м).



1 – контейнер; 2 – бугельна рама;
3 – пружна підвіска

Рисунок 2 – Розрахункова схема контейнеровоза з бугельною рамою на вигляді ззаду

v – швидкість руху системи, м/с .

Потенціальна енергія системи

$$П = \frac{C_e}{2}(y - l_k \theta)^2 + \frac{C_e}{2}(y + l_k \theta - h_n)^2 + \frac{C_\beta}{2} \theta^2, \quad (3)$$

де C_e – коефіцієнт еквівалентної жорсткості пружної підвіски, Н/м;

C_β – коефіцієнт кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н·м;

l_k – половина колії напівпричепа, м;

У такому разі система має два ступеня свободи, коли $q_1 = y$, $q_2 = \theta$, де y – вертикальне переміщення напівпричепа, а θ – кут повороту напівпричепа у поперечній площині.

Кінетична енергія системи

$$T = \frac{m_n \dot{y}^2}{2} + \frac{I_n \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2}, \quad (2)$$

де m_n – маса підресорених частин напівпричепа, кг;

I_n – момент інерції підресорених частин напівпричепа відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр маси цих частин, кг·м²;

m_c – сумарна маса напівпричепа, кг;

h_{Π} – підйом правого колеса напівпричепи на нерівностях синусоїдального профілю, м.

Коефіцієнт еквівалентної жорсткості визначається за формулою

$$C_e = \frac{C_{\text{ш}} C_{\Pi}}{C_{\text{ш}} + C_{\Pi}}, \quad (4)$$

де $C_{\text{ш}}$ – коефіцієнт радіальної жорсткості пневматика підвіски, Н/м;

C_{Π} – коефіцієнт жорсткості підвіски, Н/м.

Коефіцієнт кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості має наступний вигляд:

$$C_{\beta} = C_c \frac{l_c^2}{2}, \quad (5)$$

де C_c – коефіцієнт лінійної жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н/м;

l_c – довжина стабілізатора, яка працює на кручення при перекосах підресорених частин, м.

У загальному вигляді можна записати

$$h_{\Pi} = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (6)$$

де h_{Π} – висота нерівностей, м;

h_0 – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

x – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

l_0 – довжина синусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі системи

$$x = vt. \quad (7)$$

З урахуванням виразу (7) підйом правого колеса напівпричепи дорівнює:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (8)$$

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

$$m_{\Pi} \ddot{y} + 2C_e y = C_e h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (9)$$

$$I_{\Pi} \ddot{\theta} + (2C_e l_c^2 + C_{\beta}) \theta = C_e l_c h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (10)$$

Рівняння (9) поділимо на m_{Π} , рівняння (10) – на I_{Π} , отримуємо:

$$\ddot{y} + \frac{2C_e}{m_{\Pi}} y = \frac{C_e h_0}{m_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (11)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{2C_e l_c^2 + C_{\beta}}{I_{\Pi}} \theta = \frac{C_e l_c h_0}{I_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (12)$$

Вводимо наступні позначення:

$$\frac{2C_e}{m_{\Pi}} = p_y^2; \quad (13)$$

$$\frac{2C_e l_k^2 + C_{\beta}}{I_{\Pi}} = p_{\theta}^2. \quad (14)$$

Переписуємо рівняння (11) та (12) з урахуванням позначень (13) та (14):

$$\ddot{y} + p_y^2 y = \frac{C_e h_0}{m_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (15)$$

$$\ddot{\theta} + p_{\theta}^2 \theta = \frac{C_e h_0 l_k}{I_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (16)$$

Розв'язання рівнянь (15) та (16) мають вигляд:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{h_0 p_y^2}{2 \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right); \quad (17)$$

$$\theta = C_3 \cos p_{\theta} t + C_4 \sin p_{\theta} t + \frac{C_e h_0 l_k p_{\theta}^2}{(2C_e l_k^2 + C_{\beta}) \left(p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (18)$$

У виразах (17) та (18) перші два доданки описують вільні коливання системи, які швидко затухають, і їх можна не брати до уваги. У такому разі розв'язання рівнянь (15) та (16) можна записати наступним чином:

$$y = \frac{h_0 p_y^2}{2 \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right); \quad (19)$$

$$\theta = \frac{C_e h_0 l_k p_{\theta}^2}{(2C_e l_k^2 + C_{\beta}) \left(p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right), \quad (20)$$

де ψ_i – фазовий кут, рад.

З цих розв'язань записуємо умову втрати стійкості системи у поперечних коливаннях при кососиметричних збуреннях:

$$p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (21)$$

або після розкриття p_{θ}^2 :

$$\frac{2C_e l_k^2 + C_{\beta}}{I_{\Pi}} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0, \quad (22)$$

звідки отримуємо критичну швидкість руху, при якій система втрачає стійкість:

$$v_{кр} = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_e l_k^2 + C_\beta}{I_\Pi}}. \quad (23)$$

Висновки. Таким чином, отримано і обґрунтовано умову стійкості збуреного руху зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою при кососиметричних збуреннях шляхом математичного моделювання методами аналітичної механіки. Розроблена математична модель сприяє активному втручанню у власні динамічні характеристики у поперечних коливаннях контейнеровоза шляхом вибору відповідних жорсткісних характеристик стабілізатора поперечної стійкості.

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. – 159с.
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. 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.
5. Бейгул О.А. Динамический аспект выбора параметров стабилизаторов поперечной устойчивости / О.А.Бейгул // Проблемы обчислювальної механіки та міцності конструкцій. – Дніпропетровськ: Навчальна книга, 1998. – Т.4. – С.21-27.

Надійшла до редколегії 26.11.2018.

УДК 621.795

DOI 10.31319/2519-2884.33.2018.194

МЕЩАНИНОВ С.К., д.т.н. професор
ВОЛОШИН Р.В., магістр
МАКАРЧУК С.І., аспірант

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Вступ. На сьогоднішній день вирішення питань підвищення надійності, економічності та ресурсу деталей та вузлів машин, агрегатів, відповідальних конструкцій вимагає застосування матеріалів, здатних працювати в різних агресивних середовищах, в умовах перепаду температур і тисків, підвищених вібрацій, при змінних контактних, ударних, статичних навантаженнях є дуже актуальним і своєчасним.

Постановка задачі. Відомо, що втрати, пов'язані з руйнуванням машин та іншого обладнання через знос тих чи інших деталей, величезні [1]. При цьому очевидно, що використання дефіцитних і дорогих конструкційних матеріалів в усьому обсязі неминуче. Існує велика кількість традиційних методів загартування, які мають свої особливості, переваги і недоліки. У зв'язку з цим метою даної роботи є проведення порівняльного аналізу існуючих способів поверхневого зміцнення деталей машин.

Результати роботи. На сьогоднішній день в залежності від способів нагріву роз-