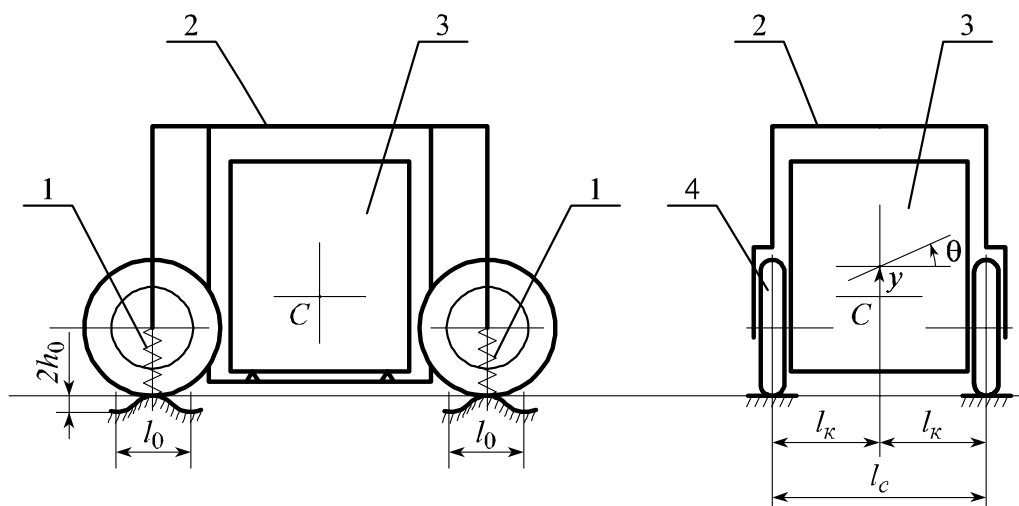


Дніпродзержинський державний технічний університет

ВПЛИВ СТАБІЛІЗАТОРА ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ НА КРИТИЧНУ ШВИДКІСТЬ ПОРТАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА 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 розвантаженням контейнерів доцільною є портална компоновка несучої системи (рис.1). 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 порталних несучих систем.



1 – пружна підвіска; 2 – портална несуча система; 3 – контейнер; 4 – колесо

Рисунок 1 – Розрахункова схема порталного контейнеровоза

Постановка задачі. Проблемам контейнерної доставки вантажів на компонувальному, конструктивному, експлуатаційному рівнях присвячені роботи [1, 2]. Характерною особливістю порталних контейнеровозів є наявність великої будівельної висоти, високо розташованого центру мас, що разом зі специфічним навантаженням додає проблеми стійкості збуреного руху у поперечній площині. Основним джерелом поперечних коливань таких систем є асиметричні кінематичні збурення з боку нерівностей технологічних доріг. При застосуванні пружної підвіски у порталних контейнеровозах парировати поперечні коливання можна застосуванням стабілізаторів поперечної стійкості, параметри яких підбираються певним чином.

У ряді публікацій розглядаються питання з вибору параметрів стабілізаторів поперечної стійкості у статичній [3] та динамічній [4, 5] постановках, але ці праці не враховують порталну компоновку несучих систем, тому нерозв'язаною частиною загальної проблеми слід вважати вибір параметрів стабілізатора поперечної стійкості порталного контейнеровоза при кососиметричних збуреннях.

Результати роботи. Враховуючи співвідношення мас у динамічній системі порталного контейнеровоза (рис.1), 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);

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

У такому разі система має два ступеня свободи, коли $q_1 = y$, $q_2 = \theta$, де y – вертикальне переміщення машини, а θ – кут повороту машини 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 машини, кг;

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

m_c – сумарна маса машини, кг;

v – швидкість руху машини, м/с.

Потенціальна енергія системи

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

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

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

l_k – половина колії машини, м;

h_n – підйом правих коліс машини на нерівностях синусоїдального профілю, м.

Коефіцієнт еквівалентної жорсткості визначається за формулою

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

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

$C_{п}$ – 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

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

де h_0 – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

x – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

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

При русі машини

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

З урахуванням виразу (7) підйом правих коліс машини дорівнює

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

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

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{п}} \ddot{y} + 4C_e y &= 2C_e h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \\ I_{\text{п}} \ddot{\theta} + (4C_e l_{\kappa}^2 + 2C_{\beta}) \theta &= 2C_e l_{\kappa} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Перше рівняння системи (9) поділимо на $m_{\text{п}}$, друге – на $I_{\text{п}}$, отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + \frac{4C_e}{m_{\text{п}}} y &= \frac{2C_e h_0}{m_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \\ \ddot{\theta} + \frac{4C_e l_{\kappa}^2 + 2C_{\beta}}{I_{\text{п}}} \theta &= \frac{2C_e l_{\kappa} h_0}{I_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Вводимо наступні позначення:

$$\frac{4C_e}{m_{\text{п}}} = p_y^2; \quad (11)$$

$$\frac{4C_e l_{\kappa}^2 + 2C_{\beta}}{I_{\text{п}}} = p_{\theta}^2. \quad (12)$$

Переписуємо систему (10) з урахуванням позначень (11) та (12):

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + p_y^2 y &= \frac{2C_e h_0}{m_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \\ \ddot{\theta} + p_{\theta}^2 \theta &= \frac{2C_e l_{\kappa} h_0}{I_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Розв'язання рівнянь системи (13) мають вигляд:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{h_0 p_y^2}{2 \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right); \quad (14)$$

$$\theta = C_3 \cos p_\theta t + C_4 \sin p_\theta t + \frac{2C_e l_\kappa h_0 p_\theta^2}{(4C_e l_\kappa^2 + 2C_\beta) \left(p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (15)$$

У виразах (14) та (15) перші два доданки описують вільні коливання системи, які швидко затухають, і їх можна не брати до уваги. У такому разі розв'язання рівнянь (13) можна записати наступним чином:

$$y = \frac{h_0 p_y^2}{2 \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (16)$$

$$\theta = \frac{2C_e l_\kappa h_0 p_\theta^2}{(4C_e l_\kappa^2 + 2C_\beta) \left(p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right), \quad (17)$$

де ψ_i – фазовий кут, рад.

З цих рівнянь записуємо умову втрати стійкості порталного контейнеровоза у поперечних коливаннях при кососиметричних збуреннях

$$p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (18)$$

або після розкриття p_θ^2 :

$$\frac{4C_e l_\kappa^2 + 2C_\beta}{I_\pi} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0, \quad (19)$$

звідки отримуємо критичну швидкість руху, при якій порталний контейнеровоз втрачає стійкість:

$$v_{кр} = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{4C_e l_\kappa^2 + 2C_\beta}{I_\pi}}. \quad (20)$$

Висновки. Таким чином, отримано і обґрунтовано умову стійкості збуреного руху порталного контейнеровоза на пневмоколісному ході з пружною підвіскою при кососиметричних кінематичних збуреннях шляхом математичного моделювання методами аналітичної механіки. Розроблена математична модель сприяє активному втручання у власні динамічні характеристики порталного контейнеровоза у поперечних коливаннях на стадії проектування машини шляхом вибору відповідних жорсткісних характеристик стабілізатора поперечної стійкості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Беккер И.Г. Портальные автомобили / И.Г.Беккер. – М.: Машиностроение, 1971. – 316с.
2. Технологічні і конструктивні параметри несучих систем порталних підйомно-транспортних машин / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, О.М.Коробочка, Г.Л.Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007. – 167с.
3. Бейгул О.О. Про вибір жорсткісних параметрів стабілізатора поперечної стійкості зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою / О.О.Бейгул, М.М.Корнійчук, Г.Л.Лепетова // Розвиток наукових досліджень – 2014: десята міжнар. наук.-практ. конф., 24-26 лист. 2014р.: матеріали. – Полтава: ІнтерГрафіка, 2014. – Т.5. – С.7-9.
4. Бейгул О.О. Вплив стабілізатора поперечної стійкості на критичну швидкість зчленованого контейнеровоза при кососиметричних збуреннях / О.О.Бейгул,

М.М.Корнійчук, Г.Л.Лепетова // *Металлургическая и горнорудная промышленность: науч.-техн. и произв. журнал.* – Днепропетровск: Укрметаллургинформ «НТА». – 2014. – Вып. 4 (289). – С.71-73.

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

Надійшла до редколегії 05.1.2016.

УДК 631.315.2:62;52:01.04

МАМАЕВ Л.М., к.т.н., профессор
БЕЙГУЛ О.А., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КАБЕЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ

Введение. В кабелях управления дефекты накапливаются с увеличением количества циклов изгибных деформаций. Трудность измерения сил трения, необходимых для перемещения отдельных элементов кабеля относительно друг друга, заключается в том, что относительные перемещения элементов происходят во время изгиба кабеля. В этом случае, измеряя усилие трения, необходимо исключить изгиб кабеля, либо измерить усилие изгиба кабеля без относительного перемещения его элементов. Второе моделировать на лабораторных установках не представляется возможным. Наиболее надежным способом исследования влияния сил трения на величину изгибающего момента является измерение изгибающего момента параллельно с изменением сил трения в образцах, находящихся в одинаковых условиях.

Постановка задачи. На основе пропорциональной зависимости при моделировании условий подвижной эксплуатации выведен интересующий параметр, а именно, величина сил трения при изгибе кабеля. Исходя из этого, можно записать

$$F_{\text{ТР}} = \mu f_n,$$

где μ – коэффициент трения (для резины $\mu = 0,8$).

$$f_n = \frac{P_t}{\rho},$$

где P_t – растягивающее усилие в прядях,

ρ – радиус кривизны, определяемый как $\rho = \frac{r_{cp}}{\sin^2 \alpha}$, где r_{cp} – средний радиус наружного слоя прядей, α – угол свивки прядей в кабель.

Учитывая, что $P_t = EF \left(\frac{dU}{dx} \cos^2 \alpha + r_{cp} \frac{dV}{dx} \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right)$, получаем

$$F_{\text{ТР}} = \mu \frac{EF \left(\frac{du}{dx} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha + r_{cp} \frac{dV}{dx} \sin^3 \alpha \cos \alpha \right) n}{r_{cp} \cdot \cos \alpha},$$

где n – число прядей наружного слоя.

Учитывая, что растягивающие усилия возникают только при изгибе кабеля, можно упростить формулу: