

Висновки. Виконано дослідження надійності параметрів конструктивної схеми башти атракціону та виконана оцінка міцності елементів металевої конструкції та стійкості з урахуванням вітрового навантаження.

ЛІТЕРАТУРА

1. ТУ У 13326217.004-2001. Атракцион – башня с прямолинейным подъёмом до 50 м. Технические условия. – Зарегистрировано 19.06.2001 в Держстандарт Украины; введ. 20.06.2001 – 65 с.
2. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю. Н. Работнов. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 744 с
3. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. 4-е изд. перераб. – М. : Наука, 1987. –352 с.
4. Патент на корисну модель № 114755. Підіймач. Архіпов В. І., Архіпов О. В., Архіпова Т. Ф., Грабчак Д. В. – Бюлетень № 5. – 10.03.2017 р.

УДК 669.013.002.5:531.3

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, Україна

ОБГРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА НЕСУЧУ СИСТЕМУ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА З БУГЕЛЬНОЮ РАМОЮ У ЗБУРЕНОМУ РУСІ

Вступ. Бугельна компоновка несучих систем технологічних транспортних засобів досить нетрадиційна. Як свідчить огляд літературних джерел, лише поодинокі наукові праці присвячені таким машинам. Якщо для звичайної компоновки, особливо у загальному автомобілебудуванні, накопичений багатий досвід розробки математичних моделей збуреного руху, формування зовнішніх навантажень, внутрішніх зусиль, то для зчленованих контейнеровозів на пневмоколісному ході з бугельною рамою все доводить робити вперше.

Постановка задачі. Для науково обгрунтованого вибору таких несучих систем 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 і пакетах. Робота [3] цілком присвячена контейнеровозу з бугельною рамою; робота [4] висвітлює проблеми створення шарнірно зчленованих рамних систем. Роботи [5-8] присвячені дослідженню динаміки дволанкових систем «тягач-напівпричіп».

Нерозв'язана частина загальної проблеми. Вище згадані наукові праці дають загальні уявлення про контейнерні перевезення, висвітлюють конкретні конструктивні рішення, розкривають сутність динамічних досліджень зчленованих транспортних засобів, але їм не вистачає конкретики, пов'язаної з компоновальними та конструктивними особливостями зчленованих машин з бугельною рамою при визначенні розрахункових навантажень.

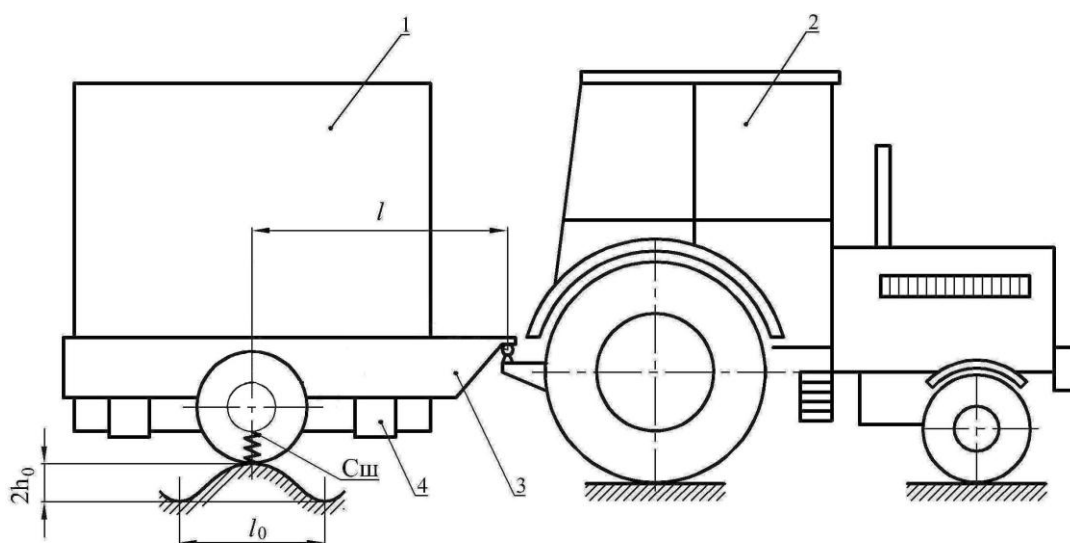
Мета роботи, таким чином, полягає в обґрунтуванні динамічних навантажень на несучу систему зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою на пневмоколісному ході в умовах технологічних перевезень металургійного виробництва.

Результати роботи. Розрахункова схема зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою, жорсткою підвіскою на пневмоколісному ході представлена на рис. 1.

Диференціальні рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду [9]

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

де T – кінетична енергія системи, Дж; Π – потенціальна енергія системи, Дж; Q_j^F – j -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м); q_j – j -а узагальнена координата; s – кількість ступенів свободи системи.



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

Рисунок 1 – Схема зчленованого контейнеровоза з жорсткою підвіскою

У якості важливого конструктивного припущення приймаємо, що передні та задні ложементи кріплення контейнера розташовані на однакових відстанях від осі напівпричепа.

У такому разі вузол зчеплення розвантажується. Диференціальне рівняння коливань у збуреному русі отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду (1). Відповідно розрахунковій схемі система має один ступінь свободи, у якості узагальної координати виступає кут повороту напівпричепа відносно поперечної осі, яка проходить через точку кріплення до тягача.

Кінетична енергія системи приймає наступний вигляд:

$$T = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m v^2, \quad (2)$$

де T – кінетична енергія системи, Дж; I – момент інерції напівпричепа з контейнером відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість напівпричепа у коливаннях, с^{-1} ; m – маса напівпричепа з контейнером, кг; v – швидкість руху контейнеровоза, м/с.

Потенціальна енергія системи приймає наступний вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot 2C_{\text{ш}}(l\varphi - h)^2 = C_{\text{ш}}(l\varphi - h)^2, \quad (3)$$

де Π – потенціальна енергія системи, Дж; $C_{\text{ш}}$ – радіальна жорсткість пневматики підвіски, Н/м; l – відстань від точки зчеплення до центра маси напівпричепа з контейнером, м; φ – кут повороту напівпричепа у поздовжній площині, рад; h – поточна висота нерівностей технологічної дороги, м.

Виконуємо диференціювання за схемою рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{2} I \cdot 2\dot{\varphi} = I\dot{\varphi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I\ddot{\varphi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} \equiv 0;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = C_{\text{ш}} \cdot 2(l\varphi - h)l = 2C_{\text{ш}}l^2\varphi - 2C_{\text{ш}}lh.$$

Об'єднуючи ці вирази, нехтуючи силами неконсервативного походження, отримуємо диференціальне рівняння збуреного руху зчленованого контейнеровоза з жорсткою підвіскою:

$$I\ddot{\varphi} + 2C_{\text{ш}}l^2\varphi - 2C_{\text{ш}}lh = 0. \quad (4)$$

Останній доданок у рівнянні (4) переносимо у праву частину:

$$I\ddot{\varphi} + 2C_{\text{ш}}l^2\varphi = 2C_{\text{ш}}lh. \quad (5)$$

Ділимо рівняння (5) на I , отримуємо:

$$\ddot{\varphi} + \frac{2C_{\text{ш}}l^2}{I}\varphi = \frac{2C_{\text{ш}}lh}{I}. \quad (6)$$

Вводимо наступне позначення:

$$\frac{2C_{\text{ш}}l^2}{I} = p^2. \quad (7)$$

Перепишемо рівняння (6) з урахуванням (7):

$$\ddot{\varphi} + p^2\varphi = \frac{2C_{\text{ш}}lh}{I}, \quad (8)$$

де p – кутова частина власних коливань напівпричепа з контейнером, с^{-1} .

У загальному вигляді можна записати

$$h = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (9)$$

де h_0 – амплітудне значення профілю нерівностей, м; x – абсциса апроксимуючої функції, м; l_0 – довжина синусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі системи

$$x = vt. \quad (10)$$

З урахуванням виразу (10) поточна висота нерівностей дорівнює

$$h = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (11)$$

або після введення нового позначення

$$h = h_0 \sin \omega t, \quad (12)$$

де ω – кругова частота кінематичних збурень, с^{-1} .

$$\omega = \frac{2\pi\nu}{l_0}. \quad (13)$$

Переписуємо рівняння (8) з урахуванням виразу (12):

$$\ddot{\varphi} + p^2 \varphi = \frac{2C_{\text{ш}}lh_0}{I} \sin \omega t. \quad (14)$$

Розв'язання рівняння (14) має наступний вигляд [10].

$$\varphi = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + \frac{2C_{\text{ш}}lh_0}{Ip^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)}} \sin(\omega t - \psi). \quad (15)$$

Перші два доданки у виразі (15) описують вільні коливання системи, які швидко затухають, третій доданок описує вимушені коливання з частотою кінематичних збурень. Таким чином, вимушені коливання описуються наступним рівнянням:

$$\varphi = \frac{2C_{\text{ш}}lh_0}{Ip^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)}} \sin(\omega t - \psi), \quad (16)$$

де ψ – фазовий кут вимушених коливань, рад.

Амплітуда вимушених коливань відповідно виразу (16) дорівнює

$$\varphi_0 = \frac{2C_{\text{ш}}lh_0}{Ip^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)}}, \quad (17)$$

або остаточно:

$$\varphi_0 = \pm \frac{2C_{\text{ш}}lh_0}{Ip^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)}}. \quad (18)$$

У виразі (18) знак «+» приймається при $\left|\frac{\omega}{p}\right| < 1$, знак «-» приймається при $\left|\frac{\omega}{p}\right| > 1$. З цього виразу безпосередньо витікає умова резонансу:

$$\omega = p. \quad (19)$$

Після підстановки виразів кругових частот (13) та (7) в умову резонансу (19) отримуємо:

$$\frac{2\pi\nu}{l_0} = \sqrt{\frac{2C_{\text{ш}}l^2}{I}}, \quad (20)$$

звідки витікає критична швидкість контейнеровоза, при якій настає резонанс:

$$v_{кр} = \frac{ll_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_{ш}}{I}}. \quad (21)$$

Збільшення навантажень на вузли підвіски контейнеровоза, а разом з тим і на бугельну несучу систему напівпричепа при русі по нерівностях технологічних доріг характеризуємо коефіцієнтом динамічності, який залежить від конструктивних особливостей підвіски, параметрів шляху, швидкості руху і по суті виражається наступною залежністю:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{f_{\partial}}{f_c}, \quad (22)$$

де K_{∂} – коефіцієнт динамічності; f_{∂} – амплітуда коливань коліс напівпричепа у збуреному русі контейнеровоза, м; f_c – статичний прогин пневматика жорсткої підвіски напівпричепа, м.

Розкриваємо амплітуду коливань коліс напівпричепа у збуреному русі контейнеровоза

$$f_{\partial} = (l\varphi_0 - h_0)\sin\omega t, \quad (23)$$

Записуємо вирази коефіцієнтів динамічності у дорезонансній та зарезонансній зонах.
Дорезонансна зона:

$$K_{\partial}^{(\partial)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_{ш}l^2}{I_p^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)} - 1 \right], \quad (24)$$

де $K_{\partial}^{(\partial)}$ – коефіцієнт динамічності у дорезонансній зоні.

Зарезонансна зона:

$$K_{\partial}^{(z)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_{ш}l^2}{I_p^2 \left(\frac{\omega^2}{p^2} - 1\right)} - 1 \right], \quad (25)$$

де $K_{\partial}^{(z)}$ – коефіцієнт динамічності у зарезонансній зоні.

Вводимо нове позначення:

$$\frac{\omega}{p} = \chi. \quad (26)$$

Тоді вирази (24) та (25) приймають наступний вигляд:

$$K_{\partial}^{(\partial)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_{ш}l^2}{I_p^2(1 - \chi^2)} - 1 \right]; \quad (27)$$

$$K_{\delta}^{(3)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_{\text{ш}} l^2}{I_p^2 (\chi^2 - 1)} - 1 \right]. \quad (28)$$

Розкриваємо власну кругову частоту у виразах (27) та (28) і далі скорочуємо їх

$$K_{\delta}^{(\partial)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{1}{1 - \chi^2} - 1 \right]; \quad (29)$$

$$K_{\delta}^{(3)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{1}{\chi^2 - 1} - 1 \right]. \quad (30)$$

Після простих перетворень вирази (29) та (30) приймають вигляд розв'язуючих умов для відношень кругових частот χ у дорезонансній та зарезонансній зонах:

$$\chi^{(\partial)} = \sqrt{\frac{(K_{\delta}^{(\partial)} - 1) f_c}{(K_{\delta}^{(\partial)} - 1) f_c + h_0}}, \quad (31)$$

де $\chi^{(\partial)}$ – відношення кругових частот (26) у дорезонансній зоні;

$$\chi^{(3)} = \sqrt{\frac{(K_{\delta}^{(3)} - 1) f_c + 2h_0}{(K_{\delta}^{(3)} - 1) f_c + h_0}}, \quad (32)$$

де $\chi^{(3)}$ – відношення кругових частот (26) у зарезонансній зоні.

Далі вертаємось до виразу (26), розриваємо його:

$$\chi^{(\partial)} = \frac{\omega^{(\partial)}}{p} = \frac{2\pi v^{(\partial)}}{l_0} : \sqrt{\frac{2C_{\text{ш}} l^2}{I}} = \frac{2\pi}{ll_0} \sqrt{\frac{I}{2C_{\text{ш}} l^2}} v^{(\partial)}, \quad (33)$$

де $\omega^{(\partial)}$ – кругова частота кінематичних збурень у дорезонансній зоні, с^{-1} ; $v^{(\partial)}$ – швидкість руху контейнеровоза у дорезонансній зоні, м/с .

Прирівнюємо вирази (31) та (33), отримуємо рівняння відносно швидкості руху контейнеровоза у дорезонансній зоні, при якій коефіцієнт динамічності дорівнює $K_{\delta}^{(\partial)}$:

$$v^{(\partial)} = \frac{ll_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_{\text{ш}}}{I}} \sqrt{\frac{(K_{\delta}^{(\partial)} - 1) f_c}{(K_{\delta}^{(\partial)} - 1) f_c + h_0}}. \quad (34)$$

Розкриваємо вираз (26) для зарезонансної зони:

$$\chi^{(3)} = \frac{\omega^{(3)}}{p} = \frac{2\pi v^{(3)}}{l_0} : \sqrt{\frac{2C_{\text{ш}} l^2}{I}} = \frac{2\pi}{ll_0} \sqrt{\frac{I}{2C_{\text{ш}} l^2}} v^{(3)}, \quad (35)$$

де $\omega^{(3)}$ – кругова частота кінематичних збурень у зарезонансній зоні, с^{-1} ; $v^{(3)}$ – швидкість руху контейнеровоза у зарезонансній зоні, м/с .

Прирівнюємо вирази (32) та (35), отримуємо рівняння відносно швидкості руху контейнеровоза у зарезонансній зоні, при якій коефіцієнт динамічності дорівнює $K_{\delta}^{(3)}$:

$$v^{(3)} = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_{ш}}{I}} \sqrt{\frac{(K_{\partial}^{(3)} - 1)f_c + 2h_0}{(K_{\partial}^{(3)} - 1)f_c + h_0}}. \quad (36)$$

Висновки. Таким чином, розроблена математична модель збуреного руху у поздовжній площині зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою на пневмоколісному ході, отримані власні динамічні характеристики системи, визначені коефіцієнти динамічності в дорезонансній та за резонансній зонах, визначена критична швидкість, яка відповідає резонансу системи. Дослідження виконано методами аналітичної механіки з залученням рівняння Лагранжа другого роду, що дозволяє визначити раціональні режими руху з прогнозованою динамікою процесу, забезпечує надійні розрахунки на міцність, націлені на створення довершених конструкцій зчленованих контейнеровозів з бугельною рамою на пневмоколісному ході.

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. – М. : Транспорт, 1987. – № 11. – С. 7.
3. Золотарев А. Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А. Ф. Золотарев, И. А. Тоцкий // Промышленный транспорт. – М. : Транспорт, 1979. – № 6. – С. 22.
4. Малиновский Е. Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е. Ю. Малиновский, М. М. Гайцгори. – М. : Машиностроение, 1974. – 176 с.
5. 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.
6. Лобас Л. Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л. Г. Лобас, Ю. Л. Ващенко // Прикладная механика. – 1991. – Т. 27. – С. 85–91.
7. Бейгул В. О. Математична модель збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» / В. О. Бейгул, І. І. Леєпа, Г. Л. Лепетова // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць – Дніпропетровськ : ДНВП «Системні технології», 2006. – Вип. 4(45). – С. 94–98.
8. Бейгул О. А. Математическая модель формирования нагрузок и определение параметров U-образной несущей системы сочлененного контейнеровоза / О. А. Бейгул, Н. Н. Корнийчук, А. Л. Лепетова // Металлургическая и горнорудная промышленность. Науч.-техн. и произв. журнал. – Днепропетровск : Укрметаллургинформ «НТА», 2014. – 5(290). – С. 95–98.
9. Яблонский А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – М. : Высшая школа, 1966. – 256 с.
10. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – [13-е изд., испр.]. – М. : Наука, 1986. – 544 с.