

РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 669.013.002.5

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
ЛЕПЕТОВА Г.Л., к.т.н., доцент
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., ст. викладач

Дніпродзержинський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ПОРТАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ

Вступ. Прогрес у чорній металургії тісно пов'язаний з відкриттям нових технологічних ліній, для котрих притаманні транспортні операції. В обмежених умовах цехів, що підлягають реконструкції, та нових цехів, що будуються, необхідні компактні, маневрені машини, які не вимагають великих площ, здатні працювати в автономному режимі. Цим вимогам відповідають порталні машини на пневмоколісному ході, котрі завдяки компоновці пристосовані для транспортування контейнерів, піддонів, термосів в залежності від вантажу та його температури. Портальна компоновка досить нетрадиційна, досвіду проектування таких машин немає, зарубіжні аналоги практично недоступні, тому дослідження, що мають на меті обґрунтування параметрів несучих систем металургійних порталних машин у технологічних лініях виробництва, є актуальними.

Постановка задачі. Вітчизняний та зарубіжний досвід вказує, що в останні роки на заводах чорної металургії все більше поширення отримують машини з нетрадиційною компоновкою, в тому числі порталні машини на пневмоколісному ході, котрі призначені для внутрішньозаводських перевезень технологічних вантажів на відстані до 1,5 км. В комплект таких вантажів можуть входити контейнери для важких та нагрітих до 800°C виробів чи матеріалів, для доставки вапняку, сталюого скрапу, піддони для транспортування шламу, обрізі, прокатних профілів.

Для науково обґрунтованого підходу до проектування порталних несучих систем виявлено їх місце у компоновальному ряді металургійних технологічних машин, проведено огляд конструкції порталних машин, методів проектування порталних несучих систем, досліджень у напрямку конструктивного удосконалення технологічних машин для металургійного виробництва.

Виявлено, що технологічні порталні машини практично не мають аналогів у нашій країні, тільки отримують поширення, досліджені надто мало. Істотний внесок у розвиток теорії та практики порталних машин зробили Бейгул О.О. [1], [3], [5], Коробочка О.М. [1], [3], Лепетова Г.Л. [1, 2], Шматко Д.З. [1-5]. Разом з тим при розробці нових зразків бере гору конструктивний підхід, коли характеристики основних силових елементів несучих систем не отримують належного розрахункового обґрунтування, звідки метою роботи є обґрунтування параметрів несучих систем технологічних порталних машин на пневмоколісному ході.

Результати роботи. Основні розрахункові навантаження на несучу систему технологічної порталної машини формуються в процесі збуреного руху в поздовжній вертикальній площині [1, 2]. На рис.1 зображено розрахункову схему цієї машини; вжиті наступні позначення: 1 – шина пневматичного колеса; 2 – стійка несучої системи; 3 – лонжерон рами; 4 – направляюча штанга; 5 – вантажопідйомна штанга; 6 – піддон з вантажем.

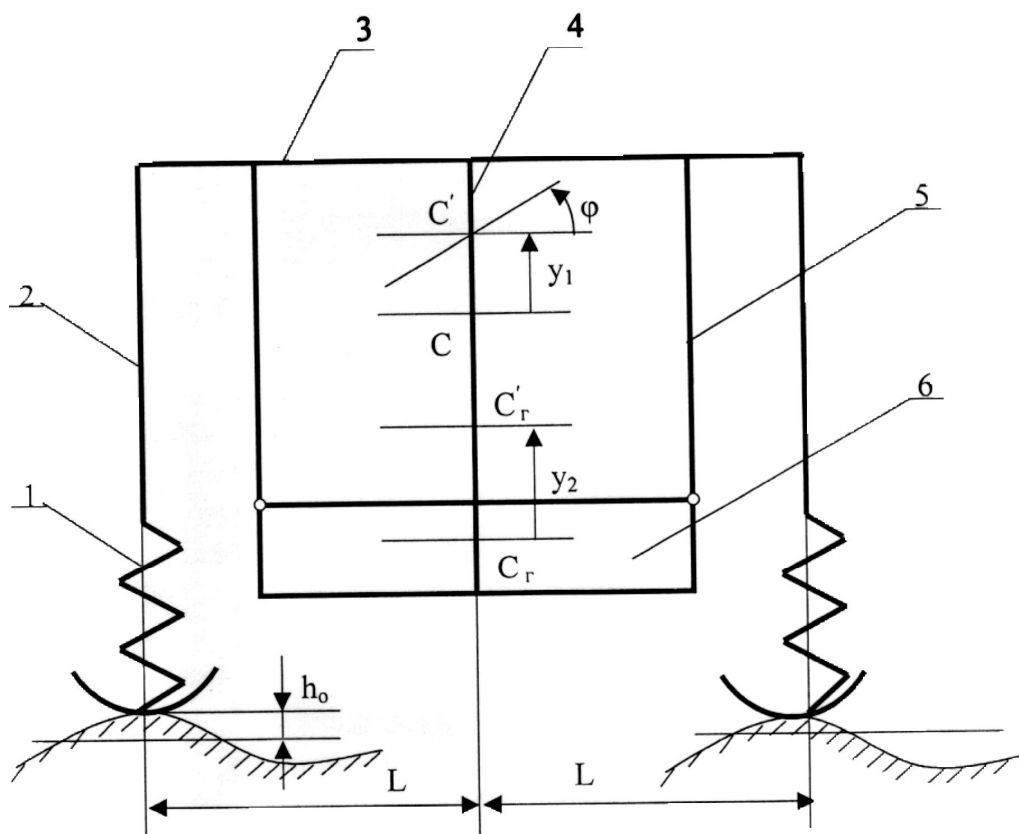


Рисунок 1 – Розрахункова схема порталної несучої системи

Особливістю порталної системи з направляючими штангами є те, що вони не чинять опору при переміщенні піддона з вантажем у вертикальному напрямку і заважають горизонтальним переміщенням у поздовжньому та поперечному напрямках.

Диференціальні рівняння збуреного руху технологічної порталної машини отримані за схемою рівняння Лагранжа другого роду

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{y}_1 + (4C_u + C_k)y_1 - C_k y_2 &= 2C_u h_0 \left(\sin \frac{2\pi vt}{l_0} + \sin \frac{2\pi(vt - 2L)}{l_0} \right); \\ m_r \ddot{y}_2 + C_k y_2 - C_k y_1 &= 0 \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$J_\Sigma \ddot{\varphi} + 4C_u L^2 \varphi = 2C_u L h_0 \left(\sin \frac{2\pi vt}{l_0} - \sin \frac{2\pi(vt - 2L)}{l_0} \right), \quad (2)$$

де m_k – маса несучої конструкції, кг;

C_u – коефіцієнт радіальної жорсткості шини колеса, Н/м;

C_k – коефіцієнт конструктивної жорсткості, Н/м;

y_1 – узагальнена координата центра маси несучої конструкції, м;

m_r – маса піддона з вантажем, кг;

y_2 – узагальнена координата центра маси піддона з вантажем, м;

J_Σ – сумарний момент інерції несучої системи конструкції та піддона з вантажем відносно поперечної осі, що проходить через центр маси системи, кг·м²;

φ – кут повороту системи у поздовжній вертикальній площині, рад;

L – половина бази порталної машини, м;
 h_0 – амплітудне значення апроксимуючої синусоїди, м;
 v – швидкість руху, м/с;
 t – час руху машини, с;
 l_0 – довжина апроксимуючої синусоїди, м.

Розрахункове вертикальне навантаження може бути отриманим за обставин, коли $2L/l_0 = 1, 2, 3, \dots$, і визначається наступним виразом

$$P_p = \frac{m_r g}{4} \left\{ 1 + \frac{16C_{us} m_r \Omega^2 h_0}{m_r g [m_r m_k (\Omega^2) / C_k - (m_r + m_k) \Omega^2 + 4C_{us}]} \right\}, \quad (3)$$

де P_p – розрахункове вертикальне навантаження, Н;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 Ω – кругова частота кінематичних збурень, 1/с.

При наїзді машини на високий бордюр під гострим кутом виникають бокові реакції у площині відповідних стійок, які досягають сили зчеплення коліс зі шляховим покриттям і розглядаються як розрахункові,

$$P_z = \frac{1}{4} mgf, \quad (4)$$

де P_z – розрахункова бокова сила, Н;

m – маса номінально завантаженої порталної машини, кг;
 f – коефіцієнт зчеплення коліс з покриттям.

При такому навантаженні внутрішні зусилля замикаються на рамі порталної несучої системи. Це плоско-просторова рама, зовні статично визначима, внутрішньо з урахуванням симетрії один раз статично невизначима. Взагалі проектувальні розрахунки статично невизначимих систем утруднені через невідомі співвідношення жорсткостей силових елементів на стадії проектування. Особливістю рами, що розглядається, є те, що вертикальні навантаження P_p цілком сприймаються поздовжніми силовими елементами. На разі плоско-просторова рама розпадається на дві балки, котрі перебувають в умовах чистого вигину. Таким чином, лонжерони розраховуються як статично визначимі двоопірні балки, і їх параметри визначаються на початковій стадії.

Фронтальний наїзд одним колесом на високий бордюр може призвести до складання рами порталної несучої системи у своїй площині [4]. Така ситуація розглядається як розрахункова при експлуатації технологічних порталних машин у щільних умовах виробництва. У цьому випадку відбувається ударна взаємодія порталної несучої системи з перешкодою, яка описується динамічною розрахунковою схемою з одним ступенем свободи. Сила удару залежить від швидкості зіткнення, маси піддона з вантажем, податливості системи і визначається за формулою

$$P_\delta = v_0 \sqrt{\frac{m_r}{\delta_{11}}}, \quad (5)$$

де P_δ – сила ударної взаємодії порталної машини з бордюром, Н;

v_0 – швидкість зіткнення, м/с;
 m_r – маса піддона з вантажем, кг;
 δ_{11} – податливість системи, м/Н.

Податливість системи δ_{11} визначається пружними ланками, які входять до складу динамічної системи, а саме:

$$\delta_{11} = \delta_{11}^{(p)} + \delta_{11}^{(c)} + \delta_{11}^{(u)}, \quad (6)$$

де $\delta_{11}^{(p)}$ – податливість рами у своїй площині, м/Н;

$\delta_{11}^{(c)}$ – податливість стійки у поздовжній вертикальній площині, м/Н;

$\delta_{11}^{(u)}$ – податливість шини колеса, м/Н.

Усі складові податливості системи визначено, сила ударної взаємодії порталльної машини з бордюром приймає остаточний вигляд

$$P_{\delta} = v_0 \sqrt{m / \left(\frac{L_2^3}{6EJ_{yn}} + \frac{LL_2^2}{6EJ_{yl}} + \frac{H_c^3}{3EJ_{zc}} + \frac{2LH_c^3}{3EJ_{zl}} + \frac{1}{C_{uu}} \right)}, \quad (7)$$

де H_c – висота стійки порталльної несучої системи, м;

C_{uu} – радіальна жорсткість шини колеса, Н/м;

$EJ_{yn}, EJ_{yl}, EJ_{zc}, EJ_{zl}$ – згинальні жорсткості силових елементів, Па·м⁴.

Висновки. Отримано розв’язання актуальної наукової задачі обґрунтування параметрів несучих систем технологічних порталльних машин на пневмоколісному ході, яке забезпечує раціональну металомісткість конструкцій, одержано наступні наукові та практичні результати:

1 – аналітично обґрунтовано введення розрахункового випадку, пов’язаного з косим наїздом порталльної машини на бордюр;

2 – лонжерони порталльних несучих систем слід рекомендувати з профілів закритого типу, поперечини – з профілів відкритого типу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Технологічні та конструктивні параметри несучих систем порталльних підйомно-транспортних машин / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, О.М.Коробочка, Г.Л.Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДГУ, 2007. – 167с.
2. Колесник И.А. Формирование вертикальных нагрузок на несущую систему технологического порталльного автомобиля / И.А.Колесник, Д.З.Шматко, А.Л.Лепетова // Горная электромеханика и автоматика. – Днепропетровск: НГУ, 2001. – Вып. 66. – С.100-105.
3. Оптимизация открытых профилей несущих систем по критерию минимальной крутильной жесткости / [О.О.Бейгул, А.Н.Коробочка, Д.З.Шматко, Л.В.Остапенко] // Системні технології: регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології». – 2001. – Вип. 2 (13). – С.17-20.
4. Цапко В.К. Выбор типа профилей лонжеронов порталльной технологической машины по динамическому критерию / В.К.Цапко, И.И.Леєпа, Д.З.Шматко // Вибрации в технике и технологиях. – Днепропетровск: НГУ. – 2001. – № 3 (19). – С.8-10.
5. О проектировочном расчете статически неопределимой несущей системы / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, И.О.Бейгул, Н.А.Лепетова] // Системні технології: регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології». – 2001. – Вип. 3 (14). – С.100-105.

Надійшла до редколегії 05.10.2016.