

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ НА МІЦНІСТЬ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ПОРТАЛЬНОЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ НА ПНЕВМОКОЛІСНОМУ ХОДІ

Розроблено математичну модель формування зовнішніх навантажень на порталну несучу систему та основи проектувального розрахунку на міцність порталних підйомно-транспортних машин на пневмоколісному ході.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ФОРМУВАННЯ, ЗОВНІШНІ НАВАНТАЖЕННЯ, ПОРТАЛЬНА НЕСУЧА СИСТЕМА, ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК.

Разработаны математическая модель формирования внешних нагрузок на порталную несущую систему и основы проектировочного расчета на прочность порталных подъемно-транспортных машин на пневмоколесном ходу.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ФОРМИРОВАНИЕ, ВНЕШНИЕ НАГРУЗКИ, ПОРТАЛЬНАЯ НЕСУЩАЯ СИСТЕМА, ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ.

The mathematical model of load forming at portal load-carrying system and the basis of structural design for portal lifting-and-shifting machine with pneumatic wheels has been worked.

MATHEMATICAL MODEL, FORMATION, EXTERNAL LOADS, PORTAL LOAD CARRY SYSTEM, PROJECTING THE CALCULATION.

Постановка проблеми. Несуча система порталної підйомно-транспортної машини на пневмоколісному ході являє собою складну просторову конструкцію, яка спільно з окремими агрегатами підлягає дії усіх складових головного вектору та головного моменту зовнішнього навантаження. Однак не всі вони мають рівноцінний вплив, тому для кожного силового елемента належить визначити головні силові фактори, які визначають взаємодію між елементами конструкції та навантаженням несучої системи в цілому.

Аналіз досліджень і публікацій. Робота [1] присвячена комплексному дослідженню порталних технологічних машин на пневмоколісному ході з обґрунтуванням технологічних та конструктивних параметрів несучих систем. У роботі [2] розроблена математична модель збуреного руху технологічного порталного автомобіля у поздовжній вертикальній площині, отримані розрахункові навантаження на лонжерони несучої системи такої компоновки. Робота [3] має на меті розробку заходів щодо зменшення металомісткості рам несучих систем технологічних порталних машин на пневмоколісному ході.

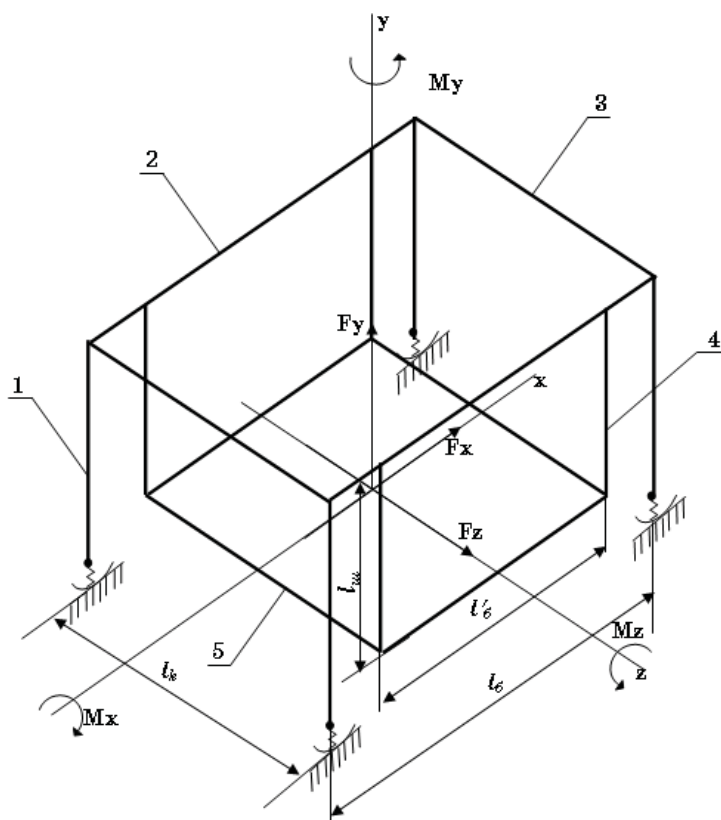
Як відомо, не завжди однозначним є вибір типу профілів силових елементів несучих систем транспортних засобів на пневмоколісному ході. На випадок прийняття відкритих тонкостінних профілів автори роботи [4] пропонують оптимізацію таких профілів за критерієм мінімальної

крутильної жорсткості на шляху розробки довершених за металомісткістю конструкцій. При виконанні проектувальних розрахунків на міцність порталних несучих систем виникають проблеми, пов’язані зі статичною невизначимістю відповідних рам. У роботі [5] намічено шлях проектування статично невизначимих порталних несучих систем.

Невирішена частина загальної проблеми. Роботи [1–3] не враховують ряд розрахункових випадків навантаження; проблеми, висвітлені у роботах [4] та [5], актуальні, направлені на створення довершених конструкцій, разом з тим носять локальний характер.

Мета роботи, таким чином, полягає у розробці основ проектувального розрахунку на міцність несучої системи порталної підйомно-транспортної машини на пневмоколісному ході.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 представлена розрахункова схема порталної несучої системи, яка ілюструє формування зовнішніх навантажень, у тому числі: поздовжньої сили F_x , вертикальної сили F_y , поперечної сили F_z , поперечного моменту M_x , курсового моменту M_y , поздовжнього моменту M_z .



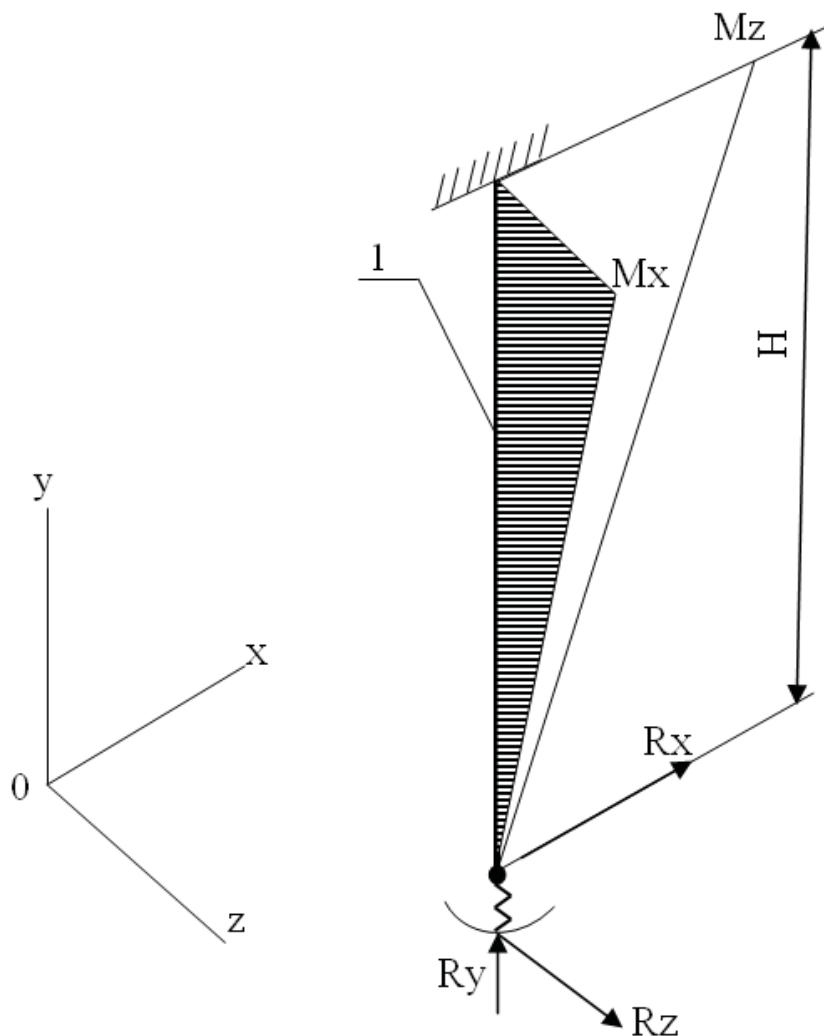
1 – стійка; 2 – лонжерон рами; 3 – поперечина рами;
4 – вантажопідйомна штанга; 5 – піддон вантажопідйомного пристрою.

Рисунок 1 – Силкові фактори, які діють на несучу систему порталної машини

В основу проектувального розрахунку несучої системи порталної машини покладено шість розрахункових випадків, а також їх комбінації: 1) рух по нерівностях на горизонтальній ділянці шляху; 2) екстрене гальмування на горизонтальній ділянці шляху; 3) боковий нахил при

перевищенні однієї з колій у 300 мм; 4) вісесиметричне подолання фронтальної перешкоди на межі зриву зчеплення ведучих коліс; 5) кососиметричне подолання фронтальної перешкоди на межі зриву зчеплення ведучих коліс; 6) частотне навантаження. Частотне навантаження посідає особливе місце у визначенні параметрів порталних несучих систем.

На рис. 2 представлена розрахункова схема стійки, показані зовнішні навантаження, епюри згинаючих моментів, визначено небезпечний перетин у защемленні.



1 – стійка.

Рисунок 2 – Епюри згинаючих моментів

З шести внутрішніх силових факторів найбільш істотними є згинаючі моменти у поздовжній та поперечній площинах. Ці моменти реалізуються у двох розрахункових випадках: 1) вісесиметричне подолання фронтальної перешкоди на межі зриву зчеплення ведучих коліс; 2) боковий нахил при перевищенні однієї з колій у 300 мм.

$$M_z = K_{\sigma 4} (m_b + m_b) g f H / 4, \quad (1)$$

де M_z – розрахунковий згинаючий момент у поздовжній площині, Н·м;
 $K_{\partial 4}$ – коефіцієнт динамічності, який відповідає четвертому розрахунковому випадку;
 m_k – маса машини, кг;
 m_b – маса корисного вантажу, кг;
 f – коефіцієнт зчеплення;
 H – висота стійки, м.

$$M_x = K_{\partial 3} (m_k + m_b) g f H \Delta h / 4 l_k, \quad (2)$$

де M_x – розрахунковий згинаючий момент у поперечній площині, Н·м;
 $K_{\partial 3}$ – коефіцієнт динамічності, який відповідає третьому розрахунковому випадку;
 Δh – перевищення однієї колії над іншою, м;
 l_k – колія машини, м.

Враховуючи можливість сумісної дії двох моментів, стійки слід рекомендувати круглого закритого профілю. Умова міцності набуває наступного вигляду:

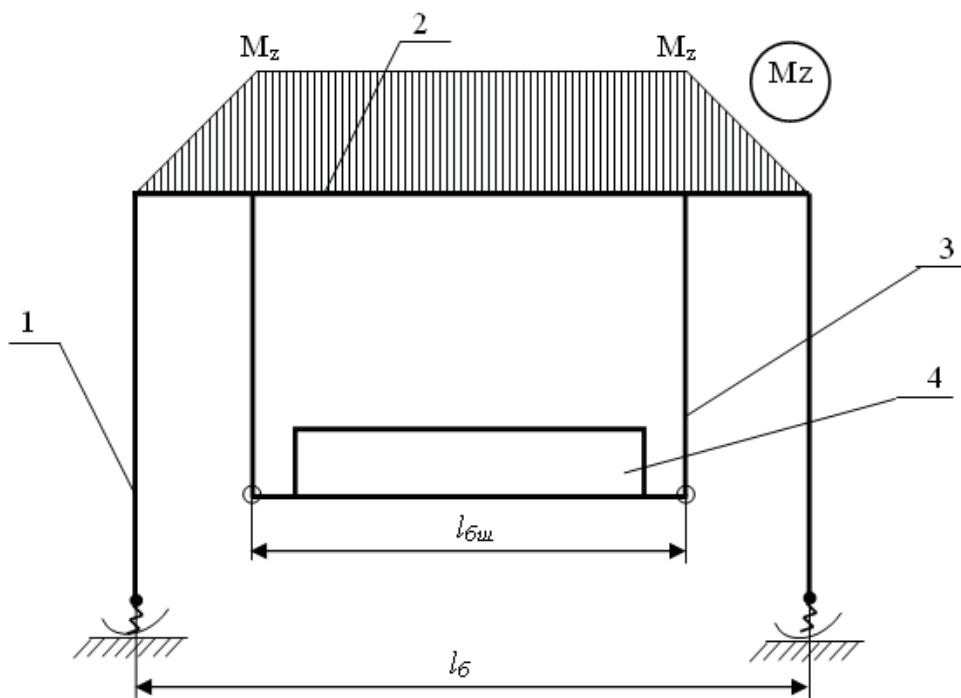
$$\sigma = \frac{\sqrt{M_z^2 + M_x^2}}{0,1 d_c^3 (1 - \alpha^4)} \leq [\sigma], \quad (3)$$

де σ – розрахункове напруження, Па;
 d_c – зовнішній діаметр поперечного перетину стійки, м;
 α – відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього;
 $[\sigma]$ – допустиме напруження, Па.

Підставляючи вирази згинаючих моментів (1) та (2) в умову міцності (3), отримуємо:

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{(m_k + m_b) g H \sqrt{(K_{\partial 3} \Delta h / l_k)^2 + (K_{\partial 4} f)^2}}{0,4 [\sigma] (1 - \alpha^4)}}. \quad (4)$$

На рис. 3 представлена схема навантаження лонжеронів рами. З шести внутрішніх силових факторів найбільш істотним є згинальний момент у поздовжній площині, який реалізується у першому розрахунковому випадку.



1 – стійка; 2 – лонжерон; 3 – вантажопідйомна штанга; 4 – піддон.

Рисунок 3 – Епюра згинаючих моментів для лонжеронів

Розрахунковий згинаючий момент дорівнює:

$$M_z = K_{\delta 1} m_b g (l_{\delta} - l_{\delta_{ш}}) / 8 ; \quad (5)$$

де M_z – розрахунковий згинаючий момент, Н·м;

$K_{\delta 1}$ – коефіцієнт динамічності, який відповідає першому розрахунковому випадку;

l_{δ} – база портальної машини, м;

$l_{\delta_{ш}}$ – база штанг вантажопідйомного пристрою, м.

Підставляючи (5) в умову міцності при згинанні, отримаємо:

$$W_{z_{л}} = [K_{\delta 1} m_b g (l_{\delta} - l_{\delta_{ш}})] / 8 [\sigma], \quad (6)$$

де $W_{z_{л}}$ – момент опору згинанню поперечного перетину лонжерона, м³.

На рис. 4 представлена схема навантаження поперечин рами. З шести внутрішніх силових факторів найбільш суттєвим є згинаючий момент у поперечній площині, який реалізується третім розрахунковим випадком: боковий нахил при перевищенні однієї з колій у 300 мм:

$$M_x = K_{\delta 3} (m_k + m_b) g H \Delta h / 4 l_k , \quad (7)$$

де M_x – розрахунковий згинаючий момент для поперечини рами, Н·м;

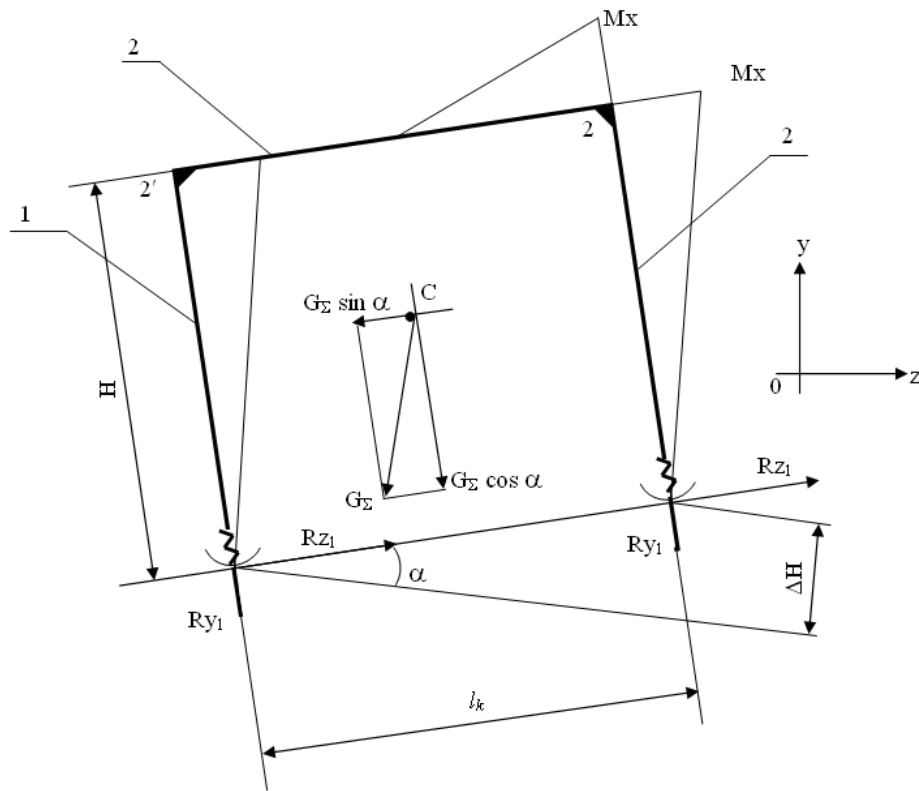
$K_{\delta 3}$ – коефіцієнт динамічності, який відповідає третьому розрахунковому випадку;

l_k – колія портальної машини, м.

З умови міцності при згинанні отримуємо вираз моменту опору згинанню:

$$W_{x_n} \geq K_{\sigma 3} (m_k + m_b) g H \Delta h / 4 [\sigma] l_k, \quad (8)$$

де W_{x_n} – момент опору згинанню поперечини рами у вертикальній площині, м^3 .



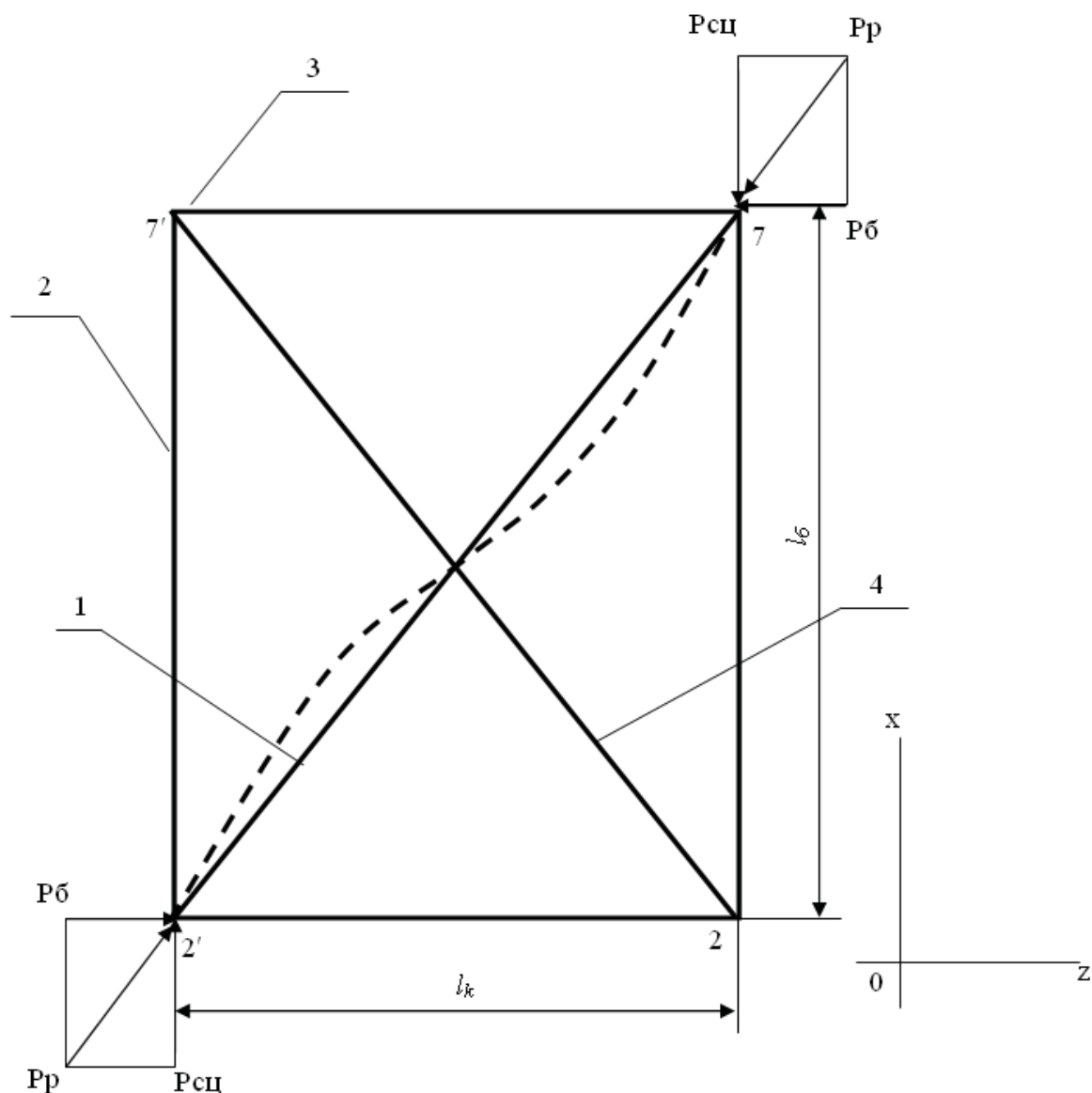
1 – стійка; 2 – поперечина рами.

Рисунок 4 – Схема навантаження поперечини

При діагональному навантаженні рами несучої системи порталної машини з'являються сили, які складають її у своїй площині. Лонжерони та поперечини, розраховані на навантаження з площини рами, не пристосовані для сприйняття сил, які складають, коли силові елементи мають працювати у площині мінімальних моментів опору згинанню, а вузли сполучення більше нагадують шарнірні, ніж моментні.

Введення розтяжок, розташованих по діагоналям рами, знімає цю проблему. При цьому лонжерони та поперечини звільняються від згинання у площині рами, працюють на стиснення, розтяжки працюють лише на розтягнення, вузли сполучення припускають шарнірне виконання. Розтяжки слід виготовляти з легкого відкритого профілю, коли вони не впливають на крутильну жорсткість рами.

Моделює таке навантаження п'ятий розрахунковий випадок: 5) косиметричне подолання фронтальної перешкоди на межі зриву зчеплення ведучих коліс. Схема навантаження рами представлена на рис. 5.



1,4 – розтяжки; 2 – лонжерон рами; 3 – поперечина рами.

Рисунок 5 – Схема навантаження рами у її площині

Як це очевидно з рис. 5, розтяжка 1 стиснена, втрачає стійкість і випадає з сприйняття зовнішніх навантажень, розтяжка 4 працює на розтягнення, зусилля у ній визначається за формулою:

$$N_p = K_{\delta 5} (m_k + m_b) g f \sqrt{l_\delta^2 + l_k^2} / 4 l_\delta, \quad (9)$$

де N_p – зусилля у розтяжці, Н;

$K_{\delta 5}$ – коефіцієнт динамічності, який відповідає п'ятому розрахунковому випадку.

З умови міцності при розтягненні отримуємо площу перетину розтяжки:

$$F_p \geq K_{\delta 5} (m_k + m_b) g f \sqrt{l_\delta^2 + l_k^2} / 4 [\sigma] l_\delta, \quad (10)$$

де F_p – площа поперечного перетину розтяжки, m^2 .

А далі з таблиць сортаменту підбираємо відповідний відкритий профіль.

З шести внутрішніх силових факторів у вантажопідйомних штангах найбільш істотним є згинаючий момент у поперечній площині, який реалізується третім розрахунковим випадком: боковий нахил при перевищенні однієї з колій у 300 мм.

З умови міцності при згинанні отримуємо наступний вираз для зовнішнього діаметра вантажопідйомної штанги:

$$d_u \geq \sqrt[3]{\frac{K_{c3} m_b g \Delta h l_u}{0,4[\sigma](1 - \alpha^4) l_k}}, \quad (11)$$

де d_u – зовнішній діаметр штанги, отриманий у згоді з третім розрахунковим випадком, м;

l_u – довжина штанги, м.

Висновок. В результаті проведеного дослідження формування зовнішніх навантажень, сприйняття та передачі внутрішніх зусиль у силових елементах розроблено основи проектувального розрахунку на міцність несучої системи порталної підйомно-транспортної машини на базі характерних режимів руху з урахуванням компоновальних та експлуатаційних особливостей, що є підґрунтям для розробки та створення порталних машин з раціональною металомісткістю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Технологічні та конструктивні параметри несучої системи порталних підйомно-транспортних машин /[О.О. Бейгул, Д.З. Шматко, О.М. Коробочка, Г.Л. Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007. – 167 с.
2. Колесник И.А. Формирование вертикальных нагрузок на несущую систему технологического порталного автомобиля /И.А. Колесник, Д.З. Шматко, А.Л. Лепетова, //Горная электромеханика и автоматика. – Днепропетровск: НГУ, 2001. – Вып. 66. – С. 100 – 105.
3. Смирнов Г.Ф. Уменьшение металлоемкости рам несущих систем порталных машин на пневмоколесном ходу /Г.Ф. Смирнов, Д.З. Шматко //Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2004. – Вип. 1 (9). – С. 14 – 22.
4. Оптимизация открытых профилей несущих систем по критерию минимальной крутильной жесткости /[О.А. Бейгул, А.Н. Коробочка, Д.З. Шматко, Л.В. Остапенко] //Системні технології. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2001. – Вип. 2 (13). – С. 17 – 20.
5. О проектировочном расчете статически неопределимой системы /[О.А. Бейгул, Д.З. Шматко, И.О. Бейгул, Н.А. Лепетова] //Системні технології. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2001. – Вип. 3 (14). – С. 100–105.

Отримано 12.04.2011 р.