

УДК 621.869

DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.08

Ковалевський С. Г.¹, Ярижко О. В.¹, Краснокутський В. М.²¹Харківський національний автомобільно – дорожній університет²Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВОЇ РАМИ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА

Анотація. В статті представлена математична модель напівпричипного скрепера з усіма привідними колесами під час занурення ножа в ґрунт, реалізація якої дозволила отримати графіки динамічної зміни горизонтальної та вертикальної сили, що діє в шарнірах тягової рами. Отримані результати силового навантаження дозволили виконати дослідження напружено-деформованого стану тягової рами напівпричипного скрепера на основі створеної комп'ютерної моделі.

Ключові слова: скрепер, моделювання, робочий процес, навантаження, металоконструкція, тягова рама.

Вступ

Робота скреперів, супроводжується впливом на робоче обладнання та металоконструкцію змінних динамічних навантажень.

Процес заповнення ковша скрепера складається з декількох складових, які періодично повторюються в робочому циклі. Кожен з цих етапів супроводжується різними переміщеннями скрепера та окремих його вузлів, обумовленими діями зовнішніх сил при різанні та завантаженні ґрунта в ковш, що потребує окремого розглядання напруженого стану скреперного обладнання в декількох розрахункових положеннях.

Аналіз режимів навантаження металоконструкції скрепера під час виконання основних операцій копання дозволяє визначити раціональні режими роботи машини.

Тягова рама є однією з найбільш навантажених вузлів конструкції та доволі часто виходить з ладу, що призводить до позапланових ремонтів, тому визначення її напружено-деформованого стану під час виконання основних операцій заповнення ковша є актуальним завданням.

Аналіз публікацій.

Напружено-деформований стан металоконструкції самохідного скрепера при роботі зі штовхачами різного класу розглянуто в роботі [1].

Дослідження навантаження металоконструкції скрепера проводилося з використанням методу кінцевих елементів з використанням розробленого способу завдання граничних умов.

Проведені дослідження дозволили визначити найбільш навантажені елементи ковша, задньої рами і бампера, запропонувати удосконалення металоконструкції скрепера для підвищення її працездатності, розробити методику вибору основних параметрів пристрою, що знижує статичне і динамічне навантаження з боку штовхача на металоконструкцію скрепера.

Встановлено раціональні режими роботи агрегату з точки зору швидкостей руху, глибини різання і об'єму ґрунту в ковші при використанні різних типів штовхачів.

Питання навантаження тягової рами при інтенсивному заглибленні ножа скрепера в даній роботі не розглядаються.

В роботі [2] розглянуті питання навантаження тягової рами напівпричіпного скрепера на тяговому і транспортному режимах.

Дослідження напружено-деформованого стану тягової рами виконано в за допомогою програми АРМ, інтегрованої в графічний редактор.

Розглянуто випадок передачі тягового зусилля трактора безпосередньо на ківш, минаючи тягову раму, при розробці ґрунту.

Встановлено сприятливий вплив на напружено-деформований стан тягової рами скрепера її розвантаження від тягового зусилля трактора. Напружено-деформований стан поперечної балки тягової рами практично не залежить від режиму роботи скрепера, тоді як найбільш навантаженим елементом є арка-хобот тягової рами у місці переходу арки-хобота в поперечну балку.

В статті не розглянуто навантаження тягової рами на початку заповнення ковша при інтенсивному заглибленні ножа скрепера, вплив динаміки процесу не враховувався, або визначався коефіцієнтом динамічності, що збільшує похибку розрахунків.

У статті [3] розглянута можливість застосування комп'ютерного моделювання для отримання раціональних параметрів основної металоконструкції за умови збереження достатньої міцності при мінімальній масі.

Головною особливістю роботи є використання сучасних методів розрахунку металоконструкцій на міцність із використанням програм MSC Nastran for Windows, що дозволяє максимально наближено розрахувати металоконструкцію на відміну від класичних методів, які у більшості випадків базуються на емпіричних даних.

Задачу вдосконалення розрахунків тягової рами напівпричіпного скрепера на міцність та довговічність за рахунок визначення показників пружності її металоконструкції розглянуто в роботі [4]. Розроблено комп'ютерну модель тягової рами.

Запропоновано методику розрахунку показників деформації металоконструкції рами в горизонтальній та вертикальній площині та визначення коефіцієнтів пружності рами, але розрахунки на міцність не виконувалися.

Таким чином, розрахунок металоконструкцій на міцність із використанням методів комп'ютерного моделювання доволі часто використовуються в сучасних дослідженнях, але кожна окрема машина потребує створення своїх розрахункових схем.

Математичне моделювання напівпричіпного скрепера на початковому етапі робочого циклу.

На першому етапі роботи скрепера відбувається інтенсивне заглиблення ножа в ґрунт, яке викликає появу значних деформацій.

Прийняті обґрунтовані обмеження [4-6] дозволили спростити створення розрахункової схеми, математичної моделі та проведення досліджень.

Розрахункова схема напівпричіпного скрепера на початку набору ґрунту приведена на рис. 1.

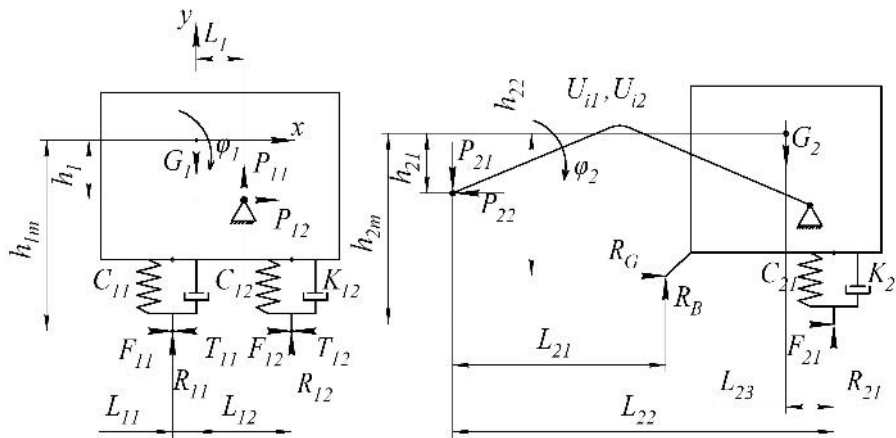


Рисунок 1 – Розрахункова схема напівпричіпного скрепера

З метою спрощення математичної моделі кутові коливання тягача та скрепера можливо не враховувати, зважаючи на їх невеликий вплив на діючі навантаження при заглибленні ковша.

Відповідно до прийнятих припущень розрахункова схема напівпричіпного скрепера в цьому випадку може бути представлена двома масовою системою m_1 , m_2 , що здійснює позадвжні і вертикальні переміщення x та y , в якій враховуються сили тяги на ведучих колесах тягача T_{11} , T_{12} ; реакції ґрунту на осях R_{11} , R_{12} , R_{21} ; опір коченню коліс F_{11} , F_{12} , F_{21} ; горизонтальна та вертикальна складові сили опору копання, що прикладені до ножа скрепера R_G , R_B та сили тяжіння G_1 , G_2 .

Пружні зв'язки системи характеризуються коефіцієнтами жорсткості тягової рами скрепера в горизонтальній та вертикальній площині U_1 та U_2 , радіальною жорсткістю ведучих коліс тягача C_{11} , C_{12} та скрепера C_{21} , з в'язким опором K_{11} , K_{12} , K_{21} .

Для визначення тягового зусилля по зчепленню розглянемо схему сил, діючих на напівпричіпний скрепер (рис. 2).

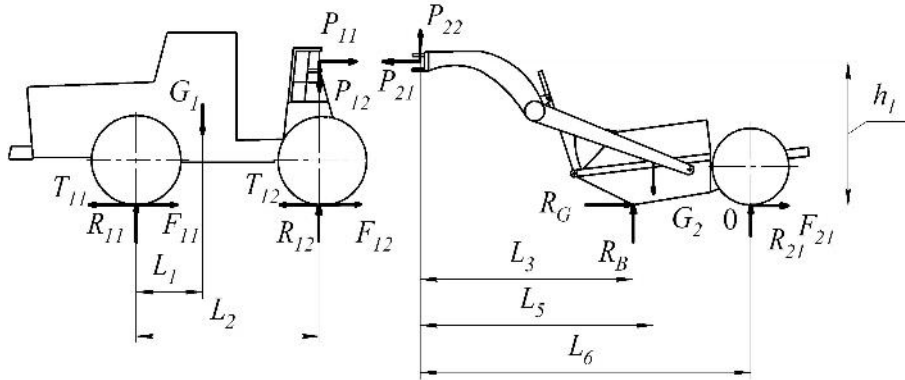


Рисунок 2 – Схема сил, діючих на напівпричіпний скрепер

Рівняння статички складені окремо для трактора і скрепера дозволяють отримати наступні вирази:

$$\begin{aligned} \sum R_i + R_B - G_1 - G_2 &= 0; \\ (R_{11} + R_{12})\varphi - R_G - \sum F_i &= 0; \\ R_{21}L_6 + (R_G + F_{21})h_1 + R_B L_3 - G_2 L_5 &= 0; \end{aligned} \quad (1)$$

$$T_{11} + T_{12} = \frac{G_1 + G_2 \left(1 - \frac{L_5}{L_6}\right)}{1 + \frac{\varphi h_1}{L_6} + \frac{\psi L_3}{L_6}} \varphi.$$

Для складання рівнянь руху напівпричіпного скрепера щодо узагальнених координат були визначені швидкості центрів ваги мас тягача і скрепера, кінетичні енергії та їх похідні від швидкості та часу, узагальнені сили, що діють з боку ведучих коліс та тягової рами.

Сили, що діють на тягач та скрепер з боку передніх ведучих та задніх коліс дорівнюють:

$$R_i = C_i y_i + K_i \dot{y}_i \quad (2)$$

Сили, що діють на тягач та скрепер з боку тягової рами:

$$P_1 = U_{11} \Delta x_i + U_{12} \Delta y_i \quad (4)$$

$$P_2 = U_{21} \Delta x_i + U_{22} \Delta y_i \quad (5)$$

де Δx_i - подовження рами в горизонтальному напрямку, Δy_i - подовження рами в вертикальному напрямку.

Коефіцієнти U_1, U_2 розраховані за деформаціями рами за допомогою методу кінцевих елементів [7, 8].

Сили опору різанню ґрунту визначалися інтенсивністю зростання опору копанню:

$$\begin{aligned} R_G &= Ax_2 \\ R_B &= R_G \psi \end{aligned} \quad (6)$$

Математична модель напівпричіпного скрепера на початковому етапі заповнення ковша прийме вигляд:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{x}_1 &= T_{11} + T_{12} - F_{11} - F_{12} - U_{11}(x_1 - x_2) - U_{12}(y_1 - y_2), \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= -C_1 y_1 - k_1 \dot{y}_1 + U_{21}(x_1 - x_2) + U_{22}(y_1 - y_2), \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 &= -R_G - F_{21} + U_{11}(x_1 - x_2) + U_{12}(y_1 - y_2), \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 &= C_2 y_2 + k_2 \dot{y}_2 - U_{21}(x_2 - x_1) - U_{22}(y_2 - y_1) + R_B. \end{aligned} \quad (7)$$

Моделювання навантаження металоконструкції проводилася при різних значеннях інтенсивності зростання опору копанню A , які змінювалися від 50 до 250 кН/м (рис. 3, 4).

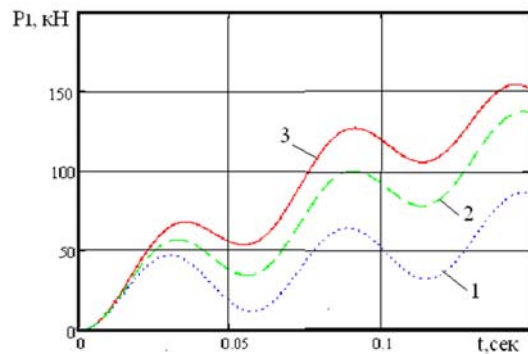


Рисунок 3 – Динаміка зміни горизонтальної сили
1 - $A = 50$ кН/м, 2 - $A = 150$ кН/м, 3 - $A = 250$ кН/м

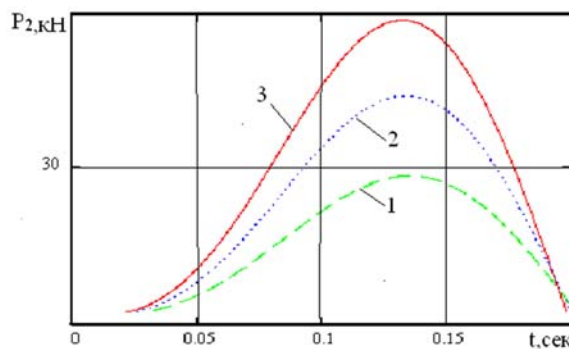


Рисунок 4 – Динаміка зміни вертикальної сили
1 - $A = 50$ кН/м, 2 - $A = 150$ кН/м, 3 - $A = 250$ кН/м

Аналіз результатів розрахунків з використанням створеної математичної моделі показав, що динаміка зміни горизонтальної та вертикальної сили, які діють в шарнірі кріплення тягової рами, має коливальний характер, а максимальні значення досягаються майже за однаковий проміжок часу в першому на півперіоді.

Результати досліджень показали (таблиця 1), що сили діючі в шарнірі кріплення тягової рами зростають з підвищенням інтенсивності опору копанню, досягаючи максимальних значень 150 та 60кН.

Горизонтальні зусилля значною мірою перевищують вертикальні та обидва збільшуються зі зростанням інтенсивності опору копанню. Темп підвищення максимумів горизонтальної сили нерівномірний, так при збільшенні інтенсивності з 50 до 150 кН/м, найбільше значення зростає на 19 %, а з 150 до 250 кН/м – на 11 %, що дає можливість зробити висновок про доцільність роботи з меншими швидкостями занурення ножів ковша в ґрунт з огляду на навантаження металоконструкції.

Темп зростання максимумів вертикальної сили можна вважати рівномірним з підвищенням швидкостей руху та категорії ґрунта, що розробляється.

Таблиця 1 – Сили, що діють в шарнірі арці тягової рами

Інтенсивність опору копанню A , кН/м	Горизонтальна сила в шарнірі арці P_1 , кН	Вертикальна сила в шарнірі арці P_2 , кН.
50	80	32
150	130	52
250	150	60

На основі отриманих даних було виконано дослідження напружено-деформованого стану тягової рами напівпричіпного скрепера на початку набору ґрунту для чого була створена комп'ютерна модель з урахуванням механічних характеристик сталі, з якої виготовлена рама.

Результати проведеної роботи, які представлені на рисунку 5, показали що найбільш напруженою ділянкою передньої частини рами є місця з'єднання арки з поперечною балкою, в яких максимальні значення напруг досягає 175 МПа при зануренні з інтенсивністю 250 кН/м. Напруги, які виникають в місцях з'єднання нижнього листа арки з боковими, а також в верхній провусині, є меншими та знаходяться в межах 70 – 105 МПа.

Коефіцієнт запасу за межею текучості в найбільш напруженому місці складає 1,9, що недостатньо для нормальної експлуатації тягової рами при таких розрахункових навантаженнях.

Засобами вирішення цього питання може бути використання більш міцної сталі, що приведе до подорожчання конструкції, або розробка конструктивних методів зниження діючих напружень.

Оскільки в цьому місці відбувається з'єднання складної конфігурації вертикального бокового листа с горизонтальною балкою, що виготовлена у формі труби, найбільш раціональним є зменшення концентратора напруги за рахунок збільшення радіусу сполучення, яке досягається впровадженням відповідної технології виконання складальних робіт та використанням додаткових деталей.

Збільшення радіусу з'єднання з 2 до 4 мм дозволило отримати зниження максимальних напруг на 68 % до 120МПа (рис. 6), а впровадження сполучення радіусом 6 мм забезпечило величину напруг у 80 МПа (рис. 7).

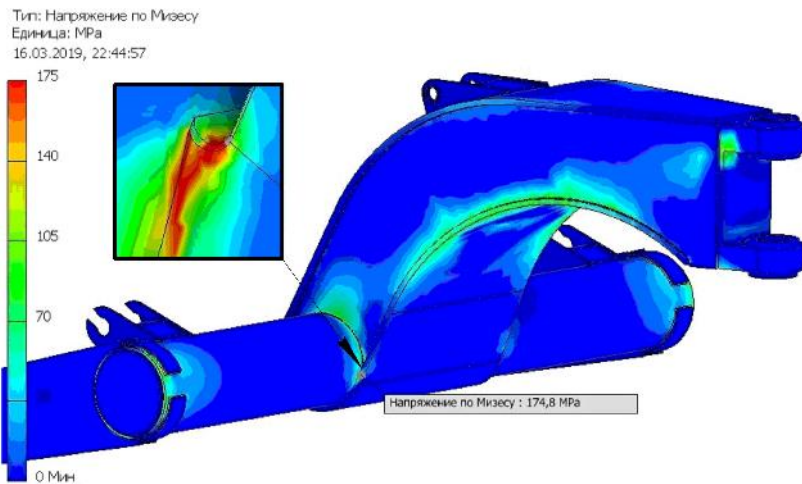


Рисунок 5 – Напруження в арці тягової рами при радіусі з'єднання 2мм

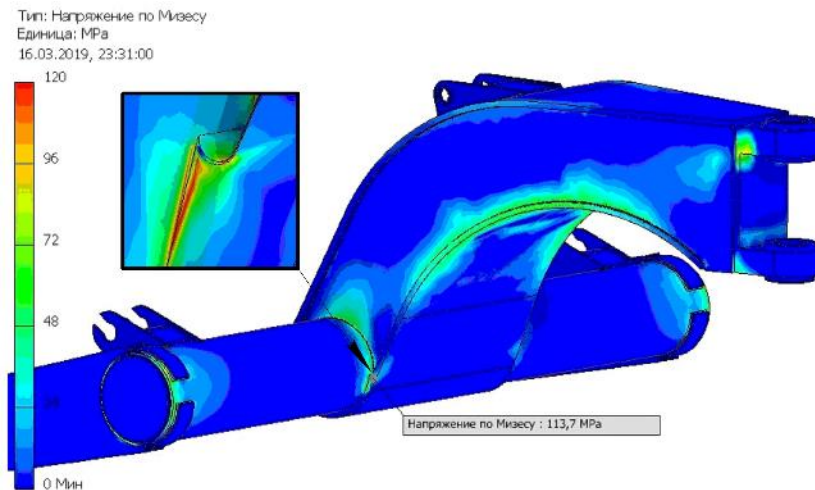


Рисунок 6 – Напруження в арці тягової рами при радіусі з'єднання 4мм

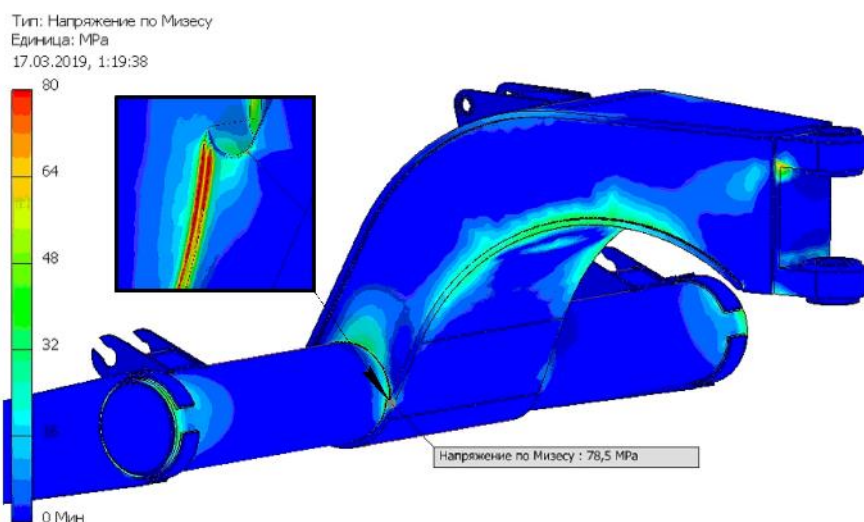


Рисунок 7 – Напруження в арці тягової рами при радіусі з'єднання 6мм

Висновки. Розроблено розрахункову схему напівпричіпного скрепера під час занурення ножа в ґрунт, на основі якої з урахуванням обґрунтованих обмежень та граничних умов, створено двохмасову математичну модель, що має можливість руху в горизонтальному та вертикальному напрямках. З метою спрощення математичної моделі кутові коливання тягача та скрепера не враховувались, зважаючи на невеликий їх вплив на діючі навантаження при заглибленні ковша.

Реалізація математичної моделі дозволило отримати графіки динамічної зміни горизонтальної та вертикальної сили, що діє в шарнірах тягової рами. Коливальний характер навантажень засвідчив, що максимальні значення досягаються майже за однаковий проміжок часу в першому напівперіоді, а горизонтальні та вертикальні зусилля зростають з підвищенням інтенсивності опору копанню, досягаючи максимальних значень 150 та 60кН відповідно.

Встановлено, що темп підвищення максимумів горизонтальної сили нерівномірний, так при збільшенні інтенсивності з 50 до 150 кН/м, найбільше значення зростає на 19 %, а з 150 до 250 кН/м – на 11 %, що дає можливість зробити висновок про доцільність роботи з меншими швидкостями занурення ножів ковша в ґрунт з огляду на навантаження металоконструкції.

Темп зростання максимумів вертикальної сили можна вважати рівномірним з підвищенням швидкостей руху та категорії ґрунта, що розробляється.

Отримані результати силового навантаження дозволили виконати дослідження напружено-деформованого стану тягової рами напівпричіпного скрепера на початку набору ґрунту для чого була

створена комп'ютерна модель з урахуванням механічних характеристик сталі, з якої виготовлена рама.

Проведене комп'ютерне моделювання показало що найбільш напруженою ділянкою передньої частини рами є місця з'єднання арки з поперечною балкою, в яких максимальні значення напруг досягає 175 МПа при занурені з інтенсивністю 250 кН/м. Напруги, які виникають в місцях з'єднання нижнього листа арки з боковими, а також в верхній провусині, є меншими та знаходяться в межах 70 – 105 МПа.

Коефіцієнт запасу за межею текучості в найбільш напруженому місці складає 1,9, що недостатньо для нормальної експлуатації тягової рами при таких розрахункових навантаженнях.

Збільшення радіусу з'єднання бокового листа арки з поперечною балкою з 2 до 4 мм дозволило отримати зниження максимальних напруг на 68 % до 120 МПа, а впровадження сполучення радіусом 6 мм забезпечило величину напруг у 80 МПа

Таким чином проведені дослідження показали необхідність доопрацювання металоконструкції тягової рами напівпричіпного скрепера з метою зменшення напруженого стану та підвищення її довговічності.

Список використаної літератури

1. Щемелёв А.М. Способы снижения нагруженности металлоконструкции скрепера МоА3-6014 при копании грунта / А.М. Щемелёв, О.В. Леоненко // Строительные и дорожные машины. 2004. - №8 - С.18 - 23.
2. Нилов, В.А. Исследование нагруженности тяговой рамы скрепера с шаровым седельным устройством / В.А. Нилов В.А., Д.А. Степанченко // Высокие технологии в строительном комплексе. - 2018. - № 1. - С 132-135.
3. Іваненко О.І. Удосконалення методу розрахунку і проектування головної балки мостового крану / О.І. Іваненко, О.В. Щербак // Підйомно-транспортна техніка. – 2018. - №3 (59). – С. 86-92.
4. Ковалевский С.Г. Моделирование нагружения тяговой рамы самоходного скрепера / С.Г. Ковалевский // Вестник ХНАДУ. Сб. научн. тр. - Х.: ХНАДУ – 2016 – Вып. 73. – С. 162–166.
5. Meirovitch L. Methods of Analytical Dynamics / L. Meirovitch // Dover Publications. - 2010. – P. 544.
6. Rehnberg A. Suspension design for off-road construction machines / A. Rehnberg // Stockholm. Sweden. - 2011. - 92 p.

7. Кириченко І. Г. Розробка методики визначення показників пружності тягової рами напівпричіпного скрепера / І. Г. Кириченко, С.Г. Ковалевський // Научно-технический журнал. Технология приборостроения. - 2017. - № 2. – С. 71-72.

8. [Hadianfard M.A. Reliability based design optimization of semi-rigid steel frames](#) / M.A. Hadianfard // [WIT Transactions on the Built Environment](#). – 2009. - Vol. 106. – P. 131-142.

RESEARCH OF STRESSES IN METAL STRUCTURE OF THE TRACTOR FRAME BY SEMI-TRAILER SCRAPER

Kovalevskyi S. G.¹, Yaryzhko A. V.¹, Krasnokutskyi V. M.²,

¹*Kharkiv National Automobile and Highway University*

²*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*

Abstract. A design scheme of a semi-trailer scraper was developed during the knife immersion into the soil, on the basis of which, taking into account reasonable restrictions and boundary conditions, a two-mass mathematical model was created, which has degrees of freedom in horizontal and vertical directions. In order to simplify the mathematical model, the angular oscillations of the tractor and the scraper were not taken into account, due to their small influence on the actual loads during bucket depth.

The implementation of the mathematical model allowed us to obtain graphs of the dynamic changes in the horizontal and vertical force acting in the hinges of the traction frame. The oscillatory nature of the loads showed that the maximum values are reached in almost the same period of time in the first half period, and the horizontal and vertical efforts increase with increasing intensity of resistance to digging, reaching maximum values of 150 and 60 kN, respectively.

It is established that the rate of increase of the maxima of the horizontal force is uneven, so with increasing intensity from 50 to 150 kN / m, the highest value increases by 19%, and from 150 to 250 kN / m - by 11%, which makes it possible to conclude that the work is expedient with lower speeds of dipping the bucket knives into the ground, taking into account the load on the metal structure.

The growth rate of the maxima of the vertical force can be considered uniform with an increase in the speeds of movement and the category of soil being developed.

The results of the force load allowed us to study the stress-strain state of the semi-trailer scraper frame at the beginning of the ground collection, for which a computer model was created taking into account the mechanical characteristics of the steel from which the frame was made.

Computer simulations performed showed that the most intense section of the front part of the frame is the junction of the arch with the

transverse beam, in which the maximum stress values reach 175 MPa when immersed with an intensity of 250 kN / m. The stresses that occur at the junctions of the lower arch sheet with the lateral ones, as well as at the upper lugs, are much smaller and are within 70 - 105 MPa.

The margin on yield strength in the most stressful place is 1.9, which is not enough for normal operation of the traction frame at such design loads.

An increase in the radius of the side arch sheet connection with the transverse beam from 2 mm to 4 mm made it possible to reduce the maximum stresses by 68% to 120 MPa, and the introduction of a connection with a radius of 6 mm provided a stress value of 80 MPa

Thus, the conducted studies have shown the need to refine the metal structure of the trailer frame of the semi-trailer scraper in order to reduce the stress state and increase its durability.

Keywords: scraper, modeling, working process, loading, metal construction, traction frame.