

БУДІВНИЦТВО ТА ЦИВІЛЬНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 621.869

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2021.4\(35\).111-119](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2021.4(35).111-119)**С.Л. Хачатурян**, доц., канд. техн. наук*Центральнoукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна**e-mail: serg130354@gmail.com***О.І. Іваненко**, доц., канд. техн. наук, **О.В. Щербак**, доц., канд. техн. наук*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна**e-mail: kaf_bdm@ukr.net, olegcherbak@gmail.com*

Дослідження впливу навантаженості на конструктивні елементи шарнірних машин для дорожнього будівництва

Останнім часом у дорожньому будівництві зростає номенклатура дорожньо-будівельної техніки, базовими агрегатами котрих є шарнірно-зчленовані тягачі. Виникає гостра необхідність у дослідженні робочих процесів таких машин. Характерним для робочого режиму шарнірно-зчленованих будівельно-дорожніх машин є виникнення значних динамічних навантажень на робоче обладнання та елементи конструкції при виконанні ними різноманітних технологічних операцій. У зв'язку з цим нагальним є проведення досліджень, спрямованих на визначення впливу динамічних навантажень на найбільш вразливі елементи конструкції шарнірно-зчленованої машини, а саме – шарнірне з'єднання піврам і гідроциліндрів рульового механізму. Проведено дослідження навантаженості конструктивних елементів шарнірно-зчленованих машин (шарнірного з'єднання та гідроприводу рульового керування) в робочому режимі, який відповідає явищу нищпорення. Дослідження виконано на базі узагальненої математичної моделі з використанням комп'ютерного моделювання. Саме такий підхід дозволяє використовувати результати досліджень при проектуванні та виготовленні шарнірно-зчленованих будівельно-дорожніх машин для забезпечення високого рівня надійності.

навантажувач, шарнірна рама, гідропривід, рульове керування, нищпорення, дослідження, математичне моделювання

Постановка проблеми. Шарнірно-зчленовані машини знаходять все більш широке застосування завдяки можливості створення на їх базі комплексу машин для дорожнього будівництва, ремонту та утримання доріг. Тому виникає необхідність їх всебічного дослідження з метою підвищення їх надійності та довговічності. Одним з основних вузлів шарнірно-зчленованих машин є шарнірне зчленування та гідропривід рульового управління, котрі забезпечують обертання напіврам навколо вертикального шарніра. У зв'язку з цим необхідне проведення дослідження навантаженості цих елементів, надійність і довговічність роботи котрих визначає якість виконання технологічного режиму шарнірно-зчленованих машин.

Аналіз основних досліджень і публікацій. На початку 90-х років минулого століття було запропоновано створення комплексу будівельно-дорожніх машин для будівництва, ремонту та утримання доріг на базі трактора К-701 з шарнірно-зчленованою рамою [1, 2]. У подальшому вирішувалися питання доцільності модульного формування будівельно-дорожніх машин [3] і обґрунтовувалась концепція

модульного проектування машин будівельного та дорожнього призначення [4], яка повинна була б містити не тільки конструктивний пошук, але й вирішувати питання їх аналітичного дослідження з метою встановлення екстремальних навантажень і режимів навантаження.

Як показали експериментальні дослідження [5], найбільш навантаженими машинами комплексу, які сприймають значні динамічні навантаження є машини напірної дії – фронтальний навантажувач та колісний бульдозер. При виконанні технологічних операцій можливо різке стопоріння машини, іноді супроводжувальне ударом робочого обладнання о перешкоду, яку важко подолати. При цьому виникають значні динамічні навантаження, які передаються на конструктивні елементи машини.

При оцінці динамічного навантаження, в якості розрахункового приймався випадок, коли навантажувач чи бульдозер при виконанні робочих операцій зустрічаються ковшем (відвалом) з перешкодою. Аналіз отриманої математичної моделі показує що істотний вплив на навантаженість гідроприводу рульового керування здійснює місце прикладення зусилля до ковша, кут складання напіврам і початкова швидкість руху машини. При цьому недостатньо дослідженими залишилися питання визначення впливу характеристик матеріалу, котрий розроблюється, та жорсткості шин, які вимагають подальшого вивчення.

Постановка завдання. На основі відомих досліджень отримати математичну модель і дослідити динамічні навантаження на шарнірне з'єднання напіврам і гідроциліндри рульового керування за допомогою комп'ютерного моделювання.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо вирішення поставленої задачі на прикладі шарнірно-зчленованого навантажувача у два етапи: створення та дослідження математичної моделі динамічної взаємодії робочого обладнання з розроблюваним середовищем і проведення машинного експерименту з метою визначення навантаження на несучу систему.

Навантаження, які сприймає навантажувач у випадку зустрічі ківша з перешкодою, максимальні, а іноді близькі до аварійних. При цьому ударна взаємодія передається на шарнірне з'єднання напіврам і гідроциліндри рульового керування, викликаючи їхнє передчасне руйнування. Для проведення всебічного дослідження цього режиму була розроблена математична модель, яка базується на фізичній моделі навантажувача, котра являє собою систему, що складається з трьох елементів: напіврама, на котрій встановлена силова установка (енергетичний модуль), напіврама з спеціальним обладнанням (технологічний модуль) і з'єднувально-керуючий модуль. Положення еквівалентної розрахункової динамічної моделі в горизонтальній площині (рис. 1) визначається трьома узагальненими координатами: поздовжнім переміщенням навантажувача (y); кутами повороту його напіврам у горизонтальній площині щодо початкового положення (φ_1 і φ_2).

У якості математичного апарату моделювання динаміки розглянутої механічної системи скористаємося рівняннями Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} = Q_k, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія;

Π – потенційна енергія розглянутої механічної системи;

Q_k – узагальнені сили системи;

q_k – узагальнені можливі переміщення системи.

За узагальнені координати розглянутої механічної системи приймемо: $q_1=y$, $q_2=\varphi_1$, $q_3=\varphi_2$ – кутові переміщення напіврам щодо осі вертикального шарніру. Кінетична енергія системи дорівнює:

$$T = T_1 + T_2, \quad (2)$$

де T_1 – кінетична енергія технологічного модуля;

T_2 – кінетична енергія енергетичного модуля.

Оскільки енергетичний і технологічний модулі виконують плоский рух, їхня кінетична енергія визначається залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2}(m_1 \cdot V_1^2 + J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2) \quad (3)$$

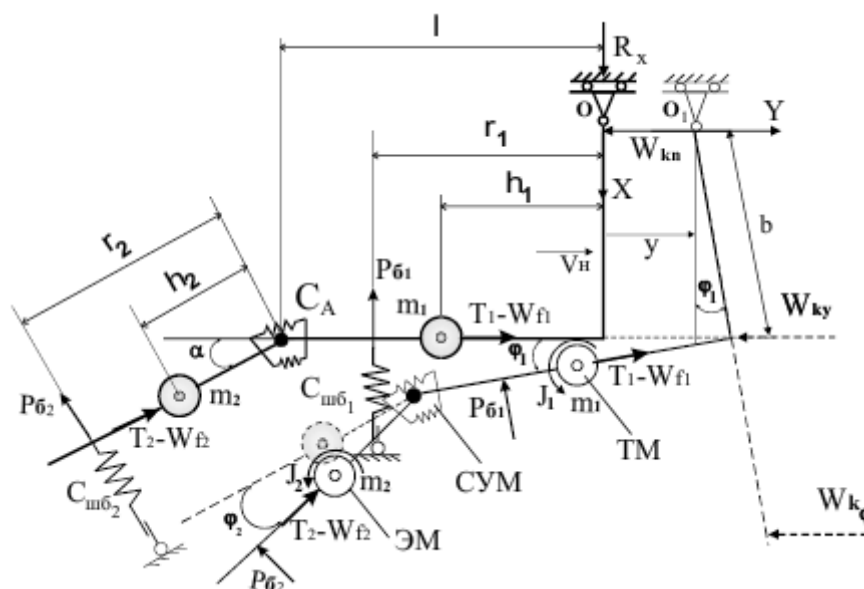
$$T_2 = \frac{1}{2}(m_2 \cdot V_2^2 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2),$$

де m_1, m_2 – маса відповідно технологічного та енергетичного модуля;

V_1, V_2 – абсолютні швидкості центрів мас відповідно технологічного та енергетичного модуля;

J_1, J_2 – власні моменти інерції відповідно технологічного та енергетичного модуля;

$\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ – кутові швидкості відповідно технологічного та енергетичного модуля.



T_1, T_2 – окружні зусилля на ведучих колесах; W_k – опір копанню; W_{f1}, W_{f2} – опір переміщенню; P_{61}, P_{62} – бічні зусилля в області контакту шин з опорною поверхнею; m_1, J_1 – маса й момент інерції щодо осі, що проходить перпендикулярно до опорної площини через центр мас O_1 технологічного модуля; m_2, J_2 – маса й момент інерції щодо осі, що проходить перпендикулярно опорної площини через центр мас O_2 енергетичного модуля; СУМ – з'єднувально-керуючий модуль; ТМ – технологічний модуль; ЕМ – енергетичний модуль

Рисунок 1 – Еквівалентна розрахункова динамічна модель

Джерело: [6]

Потенційна енергія обумовлена круговою жорсткістю C_A рульового механізму:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_A (\varphi_2 - \varphi_1)^2. \quad (4)$$

Після підстановки формул узагальнених сил у рівняння Лагранжу отримуємо систему диференціальних рівнянь, що описують робочий процес навантажувача:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & (m_1 + m_2)\ddot{y} + (m_1 + m_2)b \cdot \ddot{\varphi}_1 + m_2 \cdot h_2 \cdot \sin\alpha \cdot \ddot{\varphi}_2 - T_1 + T_2 \cdot \cos\alpha - P_{b2} \cdot \sin\alpha - \\
 & \quad - W_{kn} - W_{ky} - W_{k\varphi}; \\
 & (m_1 + m_2)b \cdot \ddot{y} + [J_1 + m_1(h_1^2 + b^2) + m_2(l^2 + b^2)]\ddot{\varphi}_1 + m_2(l \cdot h_2 \cdot \cos\alpha + \\
 & \quad + b \cdot h_2 \cdot \sin\alpha)\ddot{\varphi}_2 = T_1 \cdot b + T_2(b \cdot \cos\alpha - l \cdot \sin\alpha) - P_{b1} \cdot r_1 - P_{b2}(l \cdot \cos\alpha + \\
 & \quad + b \cdot \sin\alpha) + C_2(\varphi_2 - \varphi_1) - W_{ky} \cdot 2/3 \cdot \left(b + \frac{r_k}{2}\right); \\
 & m_2 \cdot h_2 \cdot \sin\alpha \cdot \ddot{y} + m_2(l \cdot h_2 \cdot \cos\alpha + b \cdot h_2 \cdot \sin\alpha)\ddot{\varphi}_1 + (J_2 + m_2 \cdot h_2^2)\ddot{\varphi}_2 = \\
 & \quad = -P_{b2} \cdot r_2 - C_2(\varphi_2 - \varphi_1).
 \end{aligned} \right. \quad (5)$$

У результаті розв'язання системи диференціальних рівнянь були отримані значення всіх шуканих величин: час процесу; швидкість і переміщення навантажувача; кутова швидкість і кутове переміщення технологічного модуля; кутова швидкість і кутове переміщення енергетичного модуля; сили тяги, що розвивають енергетичний і технологічний модулі; бічні реакції на колесах; складові сили опору копанню на робочому обладнанні $t, V_y, y, \omega_1, \varphi_1, \omega_2, \varphi_2, T_1, T_2, P_{b1}, P_{b2}, W_{kn}, W_{ky}, W_{k\varphi}$.

Особливістю створеної математичної моделі є можливість оцінити навантаження гідроприводу рульового керування в процесі зіткнення ківша з масивною перешкодою при його зануренні в розроблювальний матеріал.

Для цього в середовищі *MathCAD* створений розрахунковий блок, що дозволяє на базі аналізу роботи рульового механізму оцінити рівень навантаженості гідроприводу рульового керування.

При різкому стопорінні навантажувача відбувається поворот задньої напіврами (енергетичного модуля) відносно осі вертикального шарніра на кут φ_2 (рис. 2). Це спричиняє різкий стрибок тиску в гідроприводі механізму рульового керування. На розрахунковій схемі гідроциліндри замінені еквівалентними їм пружинами із жорсткістю C_1, C_2 . Жорсткість гідроциліндрів рульового керування, а на навантажувачі Т-156 у гідроприводі рульового керування встановлені гідроциліндри ЦС-80, прийнята $2 \cdot 106 \text{ Н/м}$ на основі експериментально визначених даних [5].

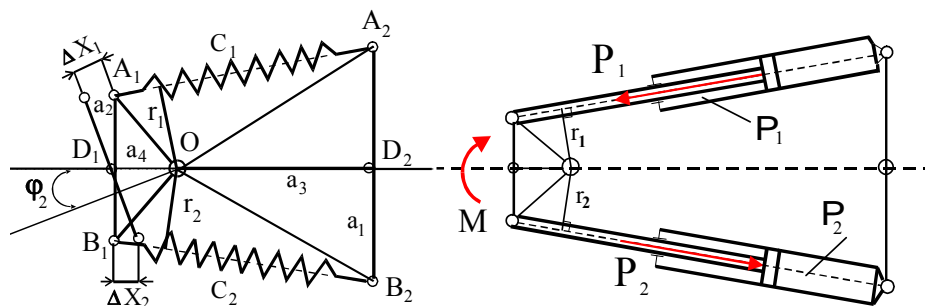


Рисунок 2 – Розрахункова схема для визначення тиску та кругового моменту у механізмі складання напіврам

Джерело: розроблено авторами з використанням [6]

Виконавши аналіз геометрії механізму рульового керування за методикою [5], що дозволяє розрахунковим шляхом визначити тиск у гідроциліндрах рульового керування, та відповідно зусилля котрі передаються на несучу систему базового тягача, отримана залежність для визначення тиску в гідроприводі механізму:

$$P = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 (r_1 + r_2) - \pi \cdot d^2 \cdot r_1}, \quad (6)$$

де M – круговий момент, що виникає в рульовому механізмі;
 r_1, r_2 – плечі зусиль (рис. 2);

D – діаметр поршня гідроциліндра;

d – діаметр штока гідроциліндра.

Круговий момент M визначається залежністю

$$M = C_A (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (7)$$

Результатом розрахунку математичної моделі була оцінка ступеня навантаженості гідроприводу рульового керування в момент занурення ковша навантажувача в розроблювальний масив, супроводжуваного зустріччю його із перешкодою яку важко подолати. Аналіз математичної моделі показав, що істотний вплив на формування навантаженості з'єднувально-керуючого модуля здійснює координата прикладення – b , сили копання – W_k , швидкість занурення – V_n , кут складання напіврам – α . У випадку прикладення зовнішньої сили опору копанню W_k по центру ковша (центральному удару), зміна тиску в гідроприводі механізму керування залежить від кута складання α .

Зі збільшенням кута α зростає й тиск. При центральному ударі максимальне значення величини тиску досягає в крайньому положенні $\alpha=30^\circ$ і становить 17МПа . Збільшення α веде також і до збільшення часу циклу $t_{\text{ц}}$. Якщо при взаємодії з кутом $\alpha=5^\circ$, тиск досягає найбільшого значення за $0,324\text{с}$, а весь процес триває $0,486\text{с}$, тоді як у крайньому положенні $\alpha=30^\circ$, максимум досягається за $0,441\text{с}$, а процес протікає $0,729\text{с}$. Істотний вплив на величину навантаження гідроприводу рульового керування здійснює місце прикладення сили до ковша. Якщо розглянути процес удару краєм ківша об перешкоду при прямолінійному русі ($\alpha=0^\circ$) з початковою швидкістю $1,2\text{м/с}$, то тиск при цьому становить $26,3\text{МПа}$. Цей процес можна розділити на три фази: перший пік відповідає удару об тверду перешкоду, наступні стрибки тиску пов'язані з продовженням занурення в масив матеріалу й третя фаза – сталий стаціонарний тиск.

У ході математичного моделювання було проведено ранжирування факторів, які впливають на навантаженість гідроприводу з'єднувально-керуючого модуля.

У загальному випадку тиск залежить від таких факторів: $P=f(B, \alpha, V_n, C_A, C_{\text{шб}}, C_{\text{ро}})$, де B – координата прикладення опору копанню; α – кут між напіврамами навантажувача; V_n – початкова швидкість, при якій відбувалося занурення в масив; C_A – кругова жорсткість рульового механізму; $C_{\text{шб}}$ – бічна жорсткість шин; $C_{\text{ро}}$ – жорсткість робочого обладнання. Ступінь вплив всіх вказаних факторів представлена на рис. 3.

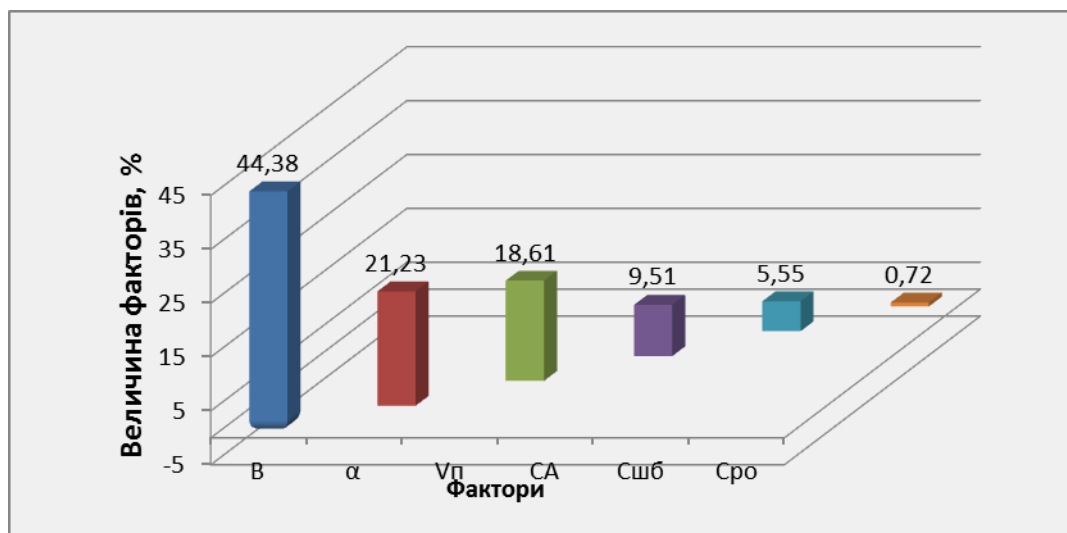


Рисунок 3 – Значимість впливу факторів, що визначають навантаженість гідроприводу з'єднувально-керуючого органу

Джерело: розроблено авторами

При виконанні технологічних операцій машинами напірного дії (фронтальний навантажувач, колісний бульдозер) виникає явище рискання, котре обумовлюється асиметричним додатком зовнішнього навантаження з боку ґрунту на ківш фронтального навантажувача чи відвал колісного бульдозера, що викликає кутовий зсув енергетичного модуля машини [6]. За характеристику рискання нами був прийнятий круговий момент, що виникає в з'єднувально-керуючому механізмі, котрий лінійно залежить від кругової жорсткості та кута рискання. При цьому величина кута рискання в першу чергу визначається круговою жорсткістю C_A з'єднувально-керуючого модуля й бічною жорсткістю шин, яка входить у бічну силу P_{b1} , а також характеристикою ґрунту, що розроблюється.

Для визначення навантаження на несучу систему був проведений машинний експеримент, який дозволив вивчити вплив дії ударних навантажень від робочого обладнання на шарнірне з'єднання напіврам.

Машинний експеримент був проведений при постійному значенні кругової жорсткості, що дорівнює 500кНм , і різних значеннях жорсткості шин, які приймалися рівними 500 , 750 і 1000кН/м , і таких характеристиках ґрунту: $A=23\text{кН/м}$, $C=15,27\text{кН/м}^2$, $D=20\text{кН/м}^3$. На рис. 4÷6 представлені графіки зміни кругового моменту при цих параметрах.

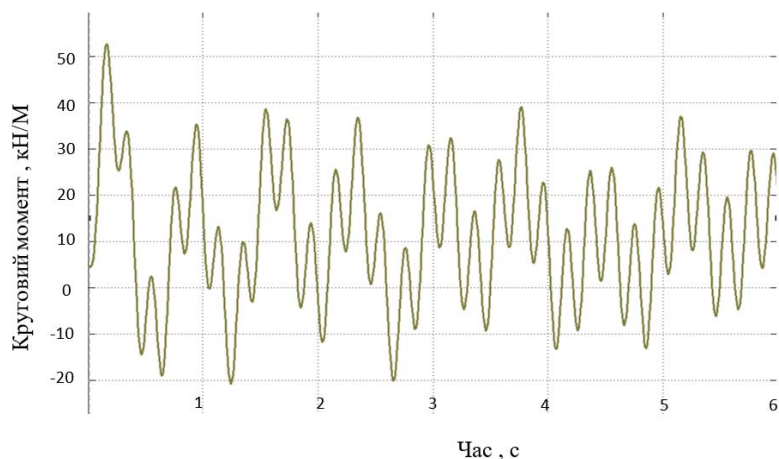


Рисунок 4 – Зміна кругового моменту при жорсткості шини 500кН/м

Джерело: розроблено авторами

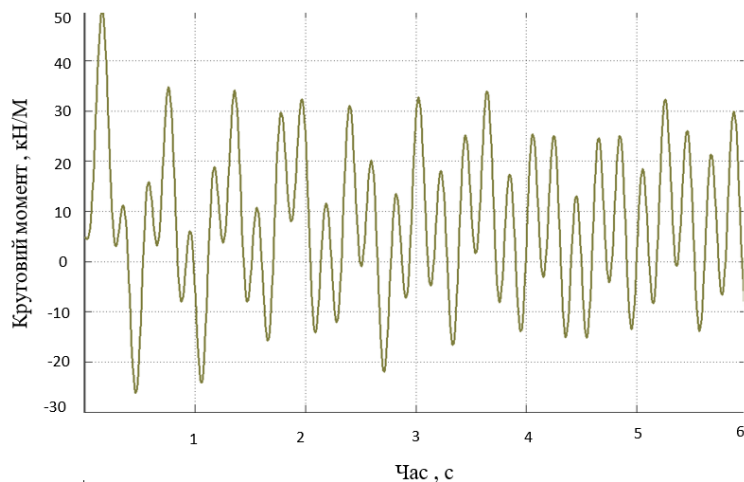


Рисунок 5 – Зміна кругового моменту при жорсткості шини 750кН/м

Джерело: розроблено авторами

На рис. 7÷9 наведені графіки зміни кругового моменту при рівних значеннях кругової жорсткості та шин, але з іншими характеристиками ґрунту: $A=95\text{кН/м}$, $C=63\text{кН/м}^2$, $D=83\text{кН/м}^3$, які характеризують найбільш важкий ґрунт.

З графіків видно, що на характер зміни величини кругового моменту впливає як кругова жорсткість, так і характеристики ґрунту що розробляється. Все це свідчить про необхідність подальших досліджень з метою вироблення практичних рекомендацій.

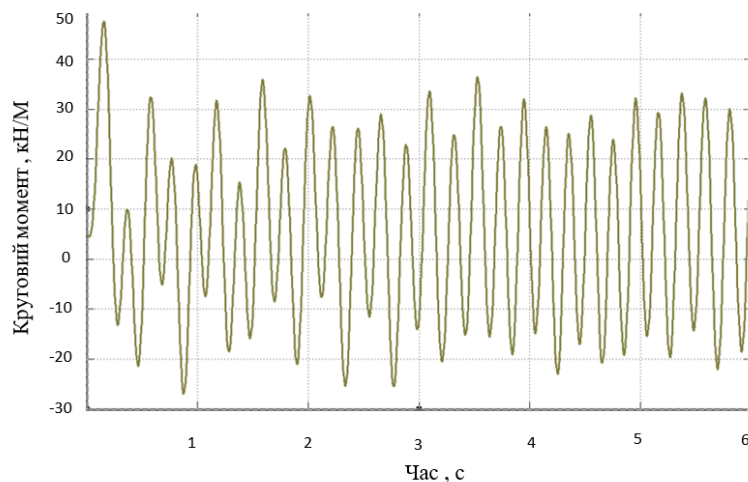


Рисунок 6 – Зміна кругового моменту при жорсткості шини 1000кН/м

Джерело: розроблено авторами

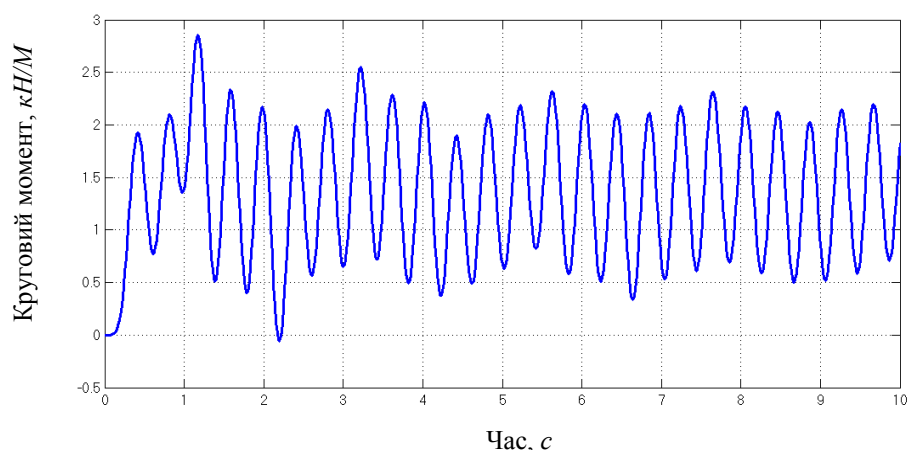


Рисунок 7 – Зміна кругового моменту при $C=250\text{кН}\cdot\text{м/рад}$

Джерело: розроблено авторами

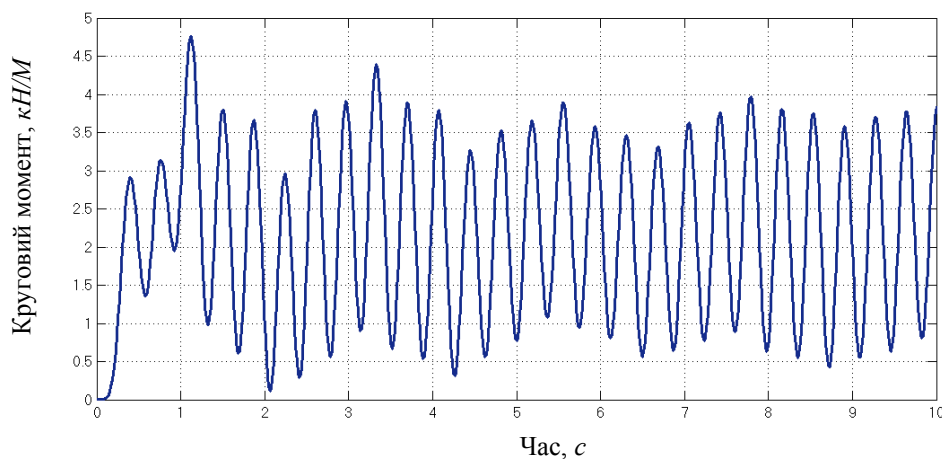
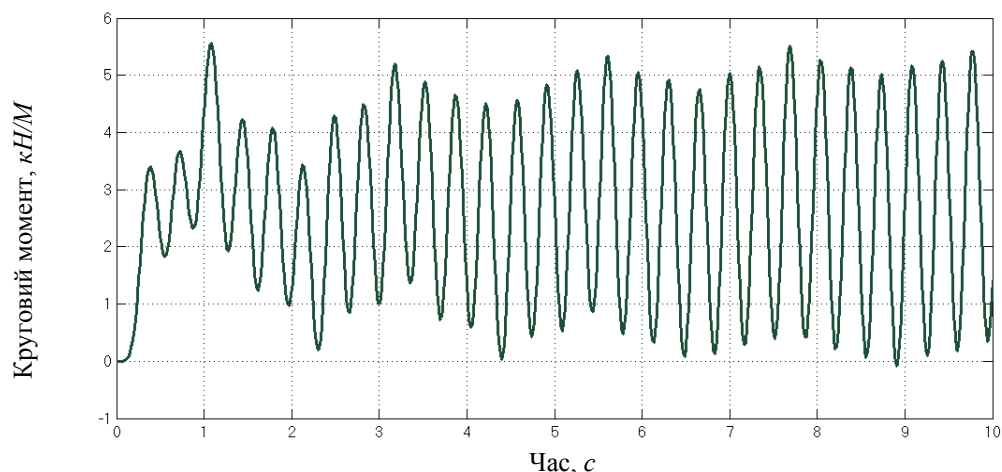


Рисунок 8 – Зміна кругового моменту при $C=500\text{кН}\cdot\text{м/рад}$

Джерело: розроблено авторами

Рисунок 9 – Зміна кругового моменту при $C=750\text{кН}\cdot\text{м}/\text{рад}$

Джерело: розроблено авторами

Висновки. 1. Розглянута можливість створення комплексу машин для дорожнього будівництва на базі колісного трактора Т-150К з шарнірно-з'єднаною рамою. Встановлено необхідність врахування особливостей технологічного процесу будівництва доріг і експлуатаційних режимів навантаження.

2. Прийнята еквівалентна динамічна модель навантажувача адекватно відображає фізичну сутність процесів, які відбуваються в гідроприводі рульового механізму з'єднувально-керуючого пристрою. Аналіз математичної моделі показав, що істотний вплив на навантаженість гідроприводу рульового керування здійснює місце прикладення сили до ковша, кут складання напіврам і початкова швидкість руху навантажувача.

3. У ході дослідження встановлено, що місце прикладення сили до ківшу визначає, який з гідроциліндрів повороту буде навантажений. При взаємодії середньою частиною й краєм ковша, протилежним напрямку повороту, навантаженим виявляється гідроциліндр P_2 . А при взаємодії місцем від середини й до краю в бік повороту – гідроциліндр P_1 . Збільшення кута складання напіврам веде до росту величини тиску, так при взаємодії середньою частиною ковша (центральному удару) зміна кута з 0° до 15° викликає ріст значення тиску від 0 до 17МПа .

4. Результати аналітичного дослідження дають можливість розробити практичні рекомендації зі зниження навантаженості гідроприводу рульового керування й металоємкості з'єднувально-керуючого пристрою. Проведені дослідження зміни кругового моменту з'єднувально-керуючого модуля з урахуванням характеристик матеріалу, який розроблюється, та жорсткості шин, засвідчили необхідність урахування цих додаткових навантажень при розрахунку рами шарнірної машини та гідроприводу керування.

Список літератури

1. Попов Н.С., Баловнев В.И. Развитие дорожно-строительного машиностроения на конвертируемых предприятиях: Строительные и дорожные машины, 1994. №10. С.2-8.
2. Попов Н.С., Баловнев В.И. Перспективные отечественные дорожно-строительные машины и комплексы. *Строительные и дорожные машины*. 1996. №6. С. 2-6.
3. Кухтов В.Г., Щербак О.В. Модульное формирование строительно-дорожных машин. *Труды первой городской конференции «Актуальные проблемы современной науки у дослідженнях молодих вчених м. Харкова»*, АТ Бізнес Інформ», 1997. С. 50-52.
4. Кириченко И.Г. Модульная концепция проектирования технологических машин для строительного производства. Харьков: Издательство ХНАДУ, 2002. 119 с.
5. Щербак О.В. Разработка рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Харьков, 2000. 130 с.

6. Іваненко О.І., Щербак О.В. Дослідження впливу навантаженості на конструктивні елементи шарнірних машин для дорожнього будівництва. (Частина 1. Теоретичні дослідження) . *Наукові вісти Давіського університету* (Електронне видання). 2019. №16.

References

1. Popov, N.S., Balovnev, V.I.(1994). Razvitiye dorozhno-stroitel'nogo mashinostroyeniya na konvertiruyemykh predpriyatiyakh [Development of road-building machine-building at convertible enterprises]. *Stroitel'nyye i dorozhnyye mashiny – Building and road machines. 10, 2–8* [in Russian].
2. Popov, N.S., Balovnev, V.I.(1996). Perspektivnyye otechestvennyye dorozhno-stroitel'nyye mashiny i komplekсы [Promising domestic road-building machines and complexes]. *Stroitel'nyye i dorozhnyye mashiny – Building and road machines. 6, 2–6* [in Russian].
3. Kukhtov, V.G., Shcherbak, O.V.(1997). Modul'noye formirovaniye stroitel'no-dorozhnykh mashin [Modular formation of road construction machines]. *Trudy pervoy gorodskoy konferentsii «Aktual'ni problemy suchasnoyi nauky u doslidzhennyakh molodykh vchenykh m. Kharkova» – Proceedings of the first city conference "Actual problems of modern science in the research of young scientists in Kharkiv". 50-52* [in Russian].
4. Kirichenko, I.G.(2002). Modul'naya kontsepsiya proyektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya stroitel'nogo proizvodstva [Modular concept for the design of technological machines for the construction industry]. Kharkiv: Izdatel'stvo KHNADU [in Russian].
5. Shcherbak, O.V.(2000). Razrabotka ratsional'nykh parametrov soyedinitel'no-upravlyayushchego modulya frontal'nogo pogruchika [Development of rational parameters of the front loader connecting and control module]: *Candidate's thesis*. Kharkiv [in Russian].
6. Ivanenko, O.I., Shcherbak, O.V.(2019). Doslidzhennya vplyvu navantazhenosti na konstruktyvni elementy sharnirnykh mashyn dlya dorozhn'oho budivnytstva. (Chastyna 1. Teoretychni doslidzhennya) [Investigation of the influence of load on the structural elements of articulated machines for road construction. (Part 1. Theoretical research)]. *Naukovi visti Daliv's'koho universytetu (Elektronne vydannya)*. – *Scientific news of Daliv University (Electronic edition)*. 16 [in Ukrainian].

Serhiy Khachatryan, Assoc. Prof., PhD in tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Oleh Ivanenko, Assoc. Prof., PhD in tech. sci., **Oleh Shcherbak**, Assoc. Prof., PhD in tech. sci.

National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

Research of the Effect of Loading on Structural Elements of Articulated Machines for Road Construction

On the basis of machines with an articulated frame it is possible to create a complex of machines for road construction, repair and maintenance. Therefore, a number of comprehensive studies are needed to increase their reliability and durability. This is especially true of the main joints of the articulated joint and the hydraulic steering, which ensure the rotation of the frame parts around the vertical hinge.

The research was performed in two stages. At the first stage the mathematical model of dynamic interaction of the working equipment of the car with the developed environment was created and investigated. In the second stage, a machine experiment was performed to determine the loads on the bearing system. The mathematical model is based on the physical model of the loader, which consists of three elements: two hinged parts of the frame, one installed energy module, the other – the technological module and the connecting and control module. The Lagrange equation of the second kind served as a basis for modeling the dynamics of the equivalent calculated dynamic model. The solution of the complex system of differential equations allowed to obtain all the required values, which have a significant impact on the formation of the load of the coupling-control device. According to the results of mathematical modeling, the ranking of factors that affect the load of the hydraulic drive of the coupling and control device. The machine experiment allowed to determine the load on the load-bearing system and to study the effect of the impact loads from the working equipment on the hinged connection of the frame parts.

As the analysis of the mathematical model showed, the place of application of force to the bucket, the angle of assembly of the frame parts and the initial speed of the loader have a significant effect on the load of the hydraulic drive. The load of the hydraulic cylinders is determined by the place of application of force to the bucket. The change in the circular torque of the coupling and control module, taking into account the characteristics of the material being developed and the stiffness of the tires, must be taken into account when calculating the frame of the articulated machine and the hydraulic drive.

loader, articulated frame, hydraulic drive, steering, dredging, research, mathematical modeling

Одержано (Received) 06.04.2021

Прорецензовано (Reviewed) 19.04.2021

Прийнято до друку (Approved) 26.04.2021