

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОРОТКОБАЗОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ПІД ЧАС ЗДІЙСНЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ОПЕРАЦІЙ

Мусаєв З. Р.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

***Анотація.** Здійснено аналітичне дослідження процесу переїзду короткобазового навантажувача через переешкоду, результати якого дозволять виявити оптимальні параметри машини під час її взаємодії з опорною поверхнею та підвищити стійкість механізму, а також ефективність проведення робіт на робочій ділянці.*

***Ключові слова:** навантажувач, транспортний режим, переешкода, стійкість.*

Вступ

Постійно зростаючі обсяги робіт у будівництві визначають необхідність випуску поряд з машинами середнього й важкого класу малогабаритних машин багатофункціонального призначення, що дозволяють істотно знизити частку ручної праці. Завдяки універсальності, економічності, високій мобільності й маневреності, а також простоті керування в сполученні зі швидкою зміною робочих органів, короткобазові навантажувачі (КБН) є високоефективним засобом механізації ручної праці. Але разом із тим вітчизняний і закордонний досвід використання малогабаритних машин свідчить про недостатню їх стійкість, зокрема це стосується транспортних операцій. Внаслідок цього експлуатаційна продуктивність такого класу машин значно нижче. Для вирішення проблеми необхідно детально розглянути процес взаємодії ходового обладнання навантажувача з опорною поверхнею. У роботі подано математичний опис процесу подолання КБН одиначної нерівності. Як об'єкт теоретичного дослідження було обрано малогабаритний навантажувач ПМТС 1200.

Аналіз публікацій

Проблеми поздовжньої стійкості під час подолання одиначної нерівності розглядали Л. В. Назаров, Л. В. Разарьонов [1, 2] та ін. Процес з'їзду гусеничного навантажувача з переешкоди досліджували Ю. Г. Беренгард [3] та М. М. Гайцгорі. Процес моделювання динаміки вантажопідійомних машин описували у своїх роботах В. С. Ловейкін [4], І. О. Нефьодов О.[5]. У цих роботах пропонуються засоби зменшення динамічних навантажень на вантажопідійомник фронтального навантажувача.

Мета і постановка завдання

Вітчизняний і закордонний досвід використання малогабаритних машин свідчить про недостатню стійкість, зокрема це стосується транспортних операцій. Так, на ГПУ «Полтавагазовидобування» внаслідок часткової втрати стійкості під час здійснення транспортних операцій машина не відпрацьовувала свій експлуатаційний термін. Отже, експлуатаційна продуктивність цього класу машин значно нижче заявленої. Метою роботи є аналітичне дослідження процесу переїзду КБН крізь переешкоду, результати якого дозволять виявити оптимальні параметри машини під час взаємодії з опорною поверхнею та підвищити її стійкість та ефективність.

Дослідження процесу подолання короткобазовим навантажувачем одиначної переешкоди

Під час складання розрахункової схеми навантажувача (рис. 1) прийняті такі допущення [6]:

- опорною поверхнею є асфальтобетон, у цьому випадку поперечні зусилля на ходових колесах обмежені зчіпними якостями рушіїв з опорною поверхнею;
- подолання колесами навантажувача переешкоди здійснюється перпендикулярно до ребра переешкоди, у цьому випадку вплив сил на колеса в бічному напрямку відсутній (отже, розглядається плоска задача);
- деформація опорної поверхні і переешкоди не враховується;
- контакт коліс навантажувача з ребром переешкоди розглядається як точковий, реакція в точці контактування спрямована до центра колеса;
- висота переешкоди не перевищує статичного радіуса колеса;

– залежність деформації шин від реакції R_0 на ребрі перешкоди та від реакції R_y на плоскій опорній поверхні приймаються лінійними;

– проковзування шин на ребрі перешкоди відсутнє, тангенціальна деформація шин не враховується;

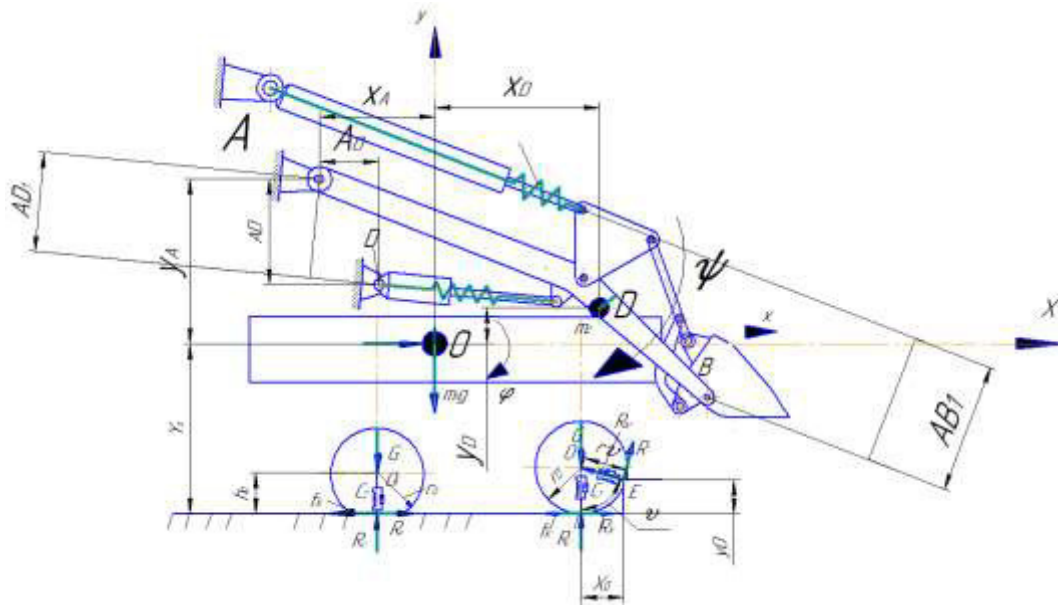


Рис. 1. Розрахункова схема процесу подолання КБН однієї нерівності

де:

x і y – поточні горизонтальні й вертикальні координати центра мас навантажувача;

φ – поточний кут нахилу поздовжньої осі КБН;

ψ – поточний кут нахилу робочого обладнання КБН;

m_1, m_2 – маси остова, стріли та ковша;

R_x і R_y – горизонтальна й вертикальна реакція в контакті i -го колеса з опорною поверхнею;

R_0 і R_τ – радіальна та тангенціальна реакції в контакті i -го колеса з перешкодою;

r_0 – відстань від ребра перешкоди до осі колеса, що долає перешкоду;

AD_1 – відстань від осі гідроциліндра підйому стріли до точки кріплення стріли до остова навантажувача;

y_A – відстань від центра мас навантажувача до точки кріплення стріли до остова машини;

Y_0 – висота розташування центра мас навантажувача;

y_0 – висота перешкоди;

x_0 – відстань від центра колеса до перешкоди;

x_A – відстань від точки A до початку координат навантажувача;

x_D – відстань від m_1 до m_2 за горизонталлю;

y_D – відстань від m_1 до m_2 за вертикаллю.

Початок координат збігається із центром мас остова навантажувача.

Узагальнені координати, що описують положення машини:

x – горизонтальне переміщення центра мас остова;

y – вертикальне переміщення центра мас остова;

φ – кутове переміщення маси остова;

ψ – кутове переміщення стріли навантажувача з ковшем і важелями механізму повороту ковша відносно остова навантажувача.

Кутова швидкість маси m_2 є сумою переносної швидкості остова $\dot{\varphi}$ й відносної швидкості $\dot{\psi}$.

Кінетична енергія всієї машини визначається як

$$T = T_O + T_c, \quad (1)$$

де T_O – кінетична енергія остова машини;

T_c – кінетична енергія стріли навантажувача з ковшем і важелями механізму повороту ковша;

$$T_O = \frac{m_1^2}{2} (V_{1x}^2 + V_{1y}^2) + \frac{J_1}{2} \dot{\varphi}^2, \quad (2)$$

де V_{1x} – швидкість остова в напрямку осі x ;

V_{1y} – швидкість остова в напрямку осі y ; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість остова; J_1 – власний момент інерції остова відносно поперечної осі.

Відповідно до прийнятих узагальнених координат

$$V_{1x} = \dot{x}; \quad V_{1y} = \dot{y}.$$

Таким чином,

$$T_O = \frac{m_1^2}{2}(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{J_1}{2}\dot{\phi}^2. \quad (3)$$

Кінетична енергія стріли визначається як

$$T_c = \frac{m_2^2}{2}(V_{m2x}^2 + V_{m2y}^2) + \frac{J_2}{2}(\dot{\phi} + \dot{\psi})^2, \quad (4)$$

де V_{m2x} – горизонтальна складова швидкості маси m_2 , V_{m2y} – вертикальна складова швидкості маси m_2 , J_2 – власний момент інерції маси m_2 .

Швидкість V_{m2} маси m_2 визначається як сума швидкості шарніра A (переносна швидкість) і швидкості маси m_2 стосовно точки A (відносна швидкість). У проєкціях на осі x та y

$$\bar{V}_{m2} = \bar{V}_A + \bar{V}_{m2/A}, \quad (5)$$

система диференціальних рівнянь була побудована відповідно до рівняння Лагранжа другого роду й має такий вид:

$$(m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\phi} + m_2 (y_D - y_A)\ddot{\psi} = R x_1 + R x_2 - (R v \sin v) + (R \tau \cos v); \quad (13)$$

$$(m_1 + m_2)\ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\phi} - m_2 (x_D - x_A)\ddot{\psi} = -G + R_1 + R_2 + R v \cos v + R \tau \sin v; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} & m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + [m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2] \ddot{\phi} + \\ & + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\psi} = \\ & = -a \cdot R_1 + b \cdot R_2 + (-R v \sin v + R \tau \cos v) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \phi - \\ & - R x_1 \cdot (Y_0 + y) \cdot \phi + R x_2 \cdot (Y_0 + y) \cdot \phi; \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\phi} + \\ & + [m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2] \ddot{\psi} = \psi \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3. \end{aligned} \quad (16)$$

Висновки

Отже, у процесі аналітичного дослідження вдалося побудувати математичну модель процесу переїзду КБН крізь одиночну перешкоду, яка дозволить знайти оптимальні параметри машини під час взаємодії з опорною поверхнею та підвищити її стійкість та ефективність.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dx} \right) = Q_x; \quad (6)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dy} \right) = Q_y; \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\phi} \right) = Q_\phi; \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\psi} \right) = -\frac{d\Pi}{d\psi}. \quad (9)$$

Узагальнені сили Q_x , Q_y і Q_ϕ були виражені через роботи на віртуальних переміщеннях:

$$Q_x = \frac{\delta A_x}{\delta x}; \quad (10)$$

$$Q_y = \frac{\delta A_y}{\delta y}; \quad (11)$$

$$Q_\phi = \frac{\delta A_\phi}{\delta \phi}; \quad (12)$$

поступове переміщення навантажувача в напрямку координатних осей X і Y , які проходять крізь центр мас навантажувача, описуються такими диференціальними рівняннями:

Література

1. Назаров Л. В., Разаренов Л. В. Динамика поворота малогабаритного колесного погрузчика. Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. Зб. наук. праць. Харьков, 2009. Вып. 81. С. 62–64.
2. Назаров Л. В., Разаренов Л. В. Динамическая устойчивость короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота. Наук. Вісн. Харків: ХДТУБА, 2009. Вып. 55. С. 217–224.

3. Беренгард Ю. Г. Исследование динамических нагрузок в гидросистеме рабочего оборудования погрузчика. Строительные и дорожные машины. 1983. № 11. С. 21–22.
4. Ловейкин В. С. Оптимизация режима движения механизма поворота по комплексному критерию. Горн., строит., дорож. и мелиорат. машины. Респ. межв. сб. 1989. № 42. С. 115–120.
5. Нефьодов І. О. Засоби зменшення динамічних навантажень на вантажопідійомник фронтального навантажувача: автореф. дис. на здобуття наук. ступіня канд. техн. наук. Одеса, 2014.
6. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., Мусаєв З. Р. Математичне моделювання процесу подолання одиначної перешкоди короткобазовим навантажувачем: тези доповідей 9-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики». Одеса, 2019 р. С. 164–167.

References

1. Nazarov L. V., Razarenov L. V. Dinamika povorota malogabaritnogo kolesnogo pogruzchika. [Dynamics of rotation of a small-sized wheel loader] Vestnik HNTUSH im. P. Vasilenka. Zb. Nauk. Prats. Harkov. 2009. Vyip. 81. S. 62–64.
2. Nazarov L. V., Razarenov L. V. Dinamicheskaya ustoychivost korotkobazovogo pogruzchika s bortovoy sistemoy povorota. [Dynamic stability of a short-base loader with an onboard steering system] Nauk. Visn. Harkiv: HDTUBA. 2009. Vyip. 55. S. 217–224.
3. Berengard Yu.G. Issledovanie dinamicheskikh nagruzok v gidrosisteme rabocheho oborudovaniya pogruzchika. [Study of dynamic loads in the hydraulic system of the working equipment of the loader] Stroitelnyie i dorozhnyie mashiny – 1983. № 11. s. 21–22.
4. Loveykin V. S. Optimizatsiya rezhima dvizheniya mehanizma povorota po kompleksnomu kriteriyu. [Optimization of the rotation mode of the turning mechanism according to a complex criterion] Gorn., stroit., dorozh. i meliorat. mashiny. Resp. Mezhh. Sb. 1989. № 42. S. 115–120.
5. Nef'odov I. O. Zasoby zmeshennya dynamichnykh navantazhen na vantazhopidjomyk frontalnogo navantazhuvacha. [Tools for reducing the dynamic load on the loader lift of the front loader] Avtoreferat na zdobuttya vchenogo stupinyu kand. tehn. nauk. Odesa. 2014.
6. Rozenfel'd M. V., Yefymenko O.V., Musayev Z. R. Matematychnye modelyuvannya procesu podolannya odynychnoyi pereshkody korotkobazovym navantazhuvachem. [Mathematical modeling of the process of overcoming a single obstacle by the short-range loader]. 9-a mizhnarodna naukova-praktychna konferenciya: Tezy dopovidej 9-yi mizhnarodnoyi naukovopraktychnoyi konferenciyi «Problemy rozvytku transportu i logistyky». Odesa, 2019. S. 164–167.

Мусаєв Заур Разилович¹, асистент,
+380(98) 044-43-84, 0336musaev@gmail.com,
¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет

Studying interaction of a short-base loader with the support surface at transport operations

Abstract. The article describes the transport mode of a small-sized loader, namely, the process of moving through a single obstacle. Due to the short base and center of gravity, structurally located closer to the rear axle, in some modes of the transport process, when overcoming the unevenness of the working surface, the machine loses stability, which reduces its efficiency and productivity. Therefore, the problem arises of increasing the efficiency of short-base loaders. The transport mode of the loader is characterized by the interaction of the thrusters of the machine with the supporting surface, which leads to partial or complete loss of its stability. In this paper, a partial loss of stability was considered, when a loader overcomes a single bump. The paper looks into a corresponding problem and suggests a way to solve it using mathematical modeling.

Keywords: loader, transport mode, obstacle, stability.

Musaev Zaur Razilovich¹, assistant,
+380 (98) 044-43-84, 0336musaev@gmail.com,
¹Harkiv National Automobile and highway
University

Дослідження взаємодії короткобазового навантажувача з опорною поверхнею під час здійснення транспортних операцій

Анотація. У роботі розглянуто транспортний режим малогабаритного навантажувача, зокрема процес переїзду крізь одиначну перешкоду. Оскільки машина має коротку базу і центр ваги, що конструктивно розташований ближче до задньої осі, в деяких режимах транспортного процесу під час подолання нерівностей робочої поверхні машина втрачає стійкість, що знижує її ефективність і продуктивність, тому виникає завдання підвищення ефективності КБН. Транспортний режим навантажувача, що характеризується взаємодією його рушіїв з опорною поверхнею, призводить до часткової або повної втрати стійкості машини. У роботі розглядалася часткова втрата стійкості під час подолання КБН одиначної нерівності. У статті розглядається відповідне завдання і пропонується шлях його вирішення за допомогою математичного моделювання.

Ключові слова: навантажувач, транспортний режим, перешкода, стійкість.

Мусаєв Заур Разилович¹, асистент,
+380(98) 044-43-84, 0336musaev@gmail.com,
¹Харківський національний автомобільно-
дорожній університет