

*Л. В. РАЗАРЬОНОВ, В. О. ГУРКО***РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ МАЛОГАБАРИТНИХ ФРОНТАЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ ІЗ БОРТОВОЮ СИСТЕМОЮ ПОВОРОТУ**

У статті проведено огляд експлуатації фронтальних малогабаритних навантажувачів та представлено методику й результати дослідження динамічних процесів і розрахунку показників завантаження, коливань та стійкості короткобазового навантажувача з бортовою системою повороту. Моделюванням динамічних процесів доведено можливість оцінки зовнішніх навантажень на ковші за спрощеною залежністю. Запропоновано експрес-методи оцінки показників завантаженості машин, їх стійкості та теплового режиму роботи гідроприводів. Аналіз результатів натурних випробувань та розрахункових даних дозволив встановити, що найбільш важкий режим навантаження робочого органу та тягового приводу навантажувача забезпечується в нормальних процесах проникнення ковша в штабель сипучого матеріалу при постійному робочому об'ємі тягових насосів. Самозбудження автоколивань навантажувача можливе на заключній фазі його стопоріння в штабелі сипучого матеріалу, коли днище ковша нахилено вперед під кутом, а ходові колеса виводяться на повний режим буксування. Проведено аналіз стійкості навантажувача при виконанні робочого циклу. Встановлено режими навантаження та температури гідростатична трансмісія (ГСТ) тягового приводу малогабаритних навантажувачів з бортовою системою повороту. Наведені методики прогнозування основних параметрів і навантаження малогабаритних навантажувачів, пропозиції по удосконалюванню системи теплообміну гідроприводу і способам керування тяговим приводом. Запропоновано заходи стабілізації температури ГСТ, що забезпечують безперебійну роботу навантажувачів. Обґрунтовано можливість використання отриманих залежностей при побудові комп'ютерної моделі навантажувача і впровадженні інтелектуальних систем автоматичного керування процесом наповнення ковша з застосуванням методів машинного навчання.

Ключові слова: гідростатична трансмісія, тяговий привід, малогабаритний навантажувач, бортова система повороту

*L. RAZAREN OV, V. HURKO***RESULTS OF STUDYING THE OPERATIONAL PROCESSES OF SMALL-SIZED SKID-STEER LOADERS WITH AN ON-BOARD STEERING SYSTEM**

The paper reviews the operation of skid-steer loaders and presents the methodology and results of studying dynamic processes and calculating the indicators of loading, oscillations, and stability of skid-steer loaders. The modeling of dynamic processes has proved the possibility of estimating external loads on buckets using a simplified relationship. Express methods for assessing machine load indicators, their stability, and the thermal regime of hydraulic drives are proposed. The analysis of field tests and calculated data established that the most severe loading mode of the working implement and traction drive of the loader occurs during normal bucket penetration into a pile of bulk material at a constant working volume of traction pumps. Self-excitation of the loader's oscillations is possible during the final phase of its stopping in a bulk material pile, when the bucket bottom is tilted forward at an angle and the wheels are brought to full slip mode. The stability of the loader during the working cycle was analyzed. The load and temperature regimes of the hydraulic traction drive of skid-steer loaders are determined. Methods for predicting the main parameters and load of skid-steer loaders, proposals for improving the heat exchange system of the hydraulic drive, and methods of controlling the traction drive are presented. Measures to stabilize the hydraulic drive temperature to ensure uninterrupted operation of skid-steer loaders are proposed. The possibility of using the obtained dependencies in developing a computer model of a loader and introducing intelligent systems for automatic control of the bucket filling process using machine learning methods is substantiated.

Keywords: hydrostatic transmission, traction drive, small loader, on-board steering system

Вступ. Малогабаритні короткобазові пневмоколісні ківшові навантажувачі з бортовою системою повороту набули широкого застосування у багатьох галузях промисловості. Лідерами у їхньому виготовленні є фірми BobCat, JCB, CAT, Locust, Komatsu, New Holland та ін. Дані машини оснащуються ковшами місткістю 0,3-0,5 м³ та характеризуються високими експлуатаційними показниками, великою гамою навісного обладнання, маневреності, мобільності, прохідності тощо [1, 2, 14, 15]. Ці навантажувачі прості в управлінні та обслуговуванні, а їх вартість та експлуатаційні витрати порівняно невеликі.

Водночас зростання вимог до продуктивності, точності виконання операцій і безпеки праці обумовлює необхідність зниження ролі людського чинника в управлінні цими машинами. Саме тому одним з основних напрямків подальшого розвитку навантажувачів є розробка систем їх автоматизації.

Аналіз публікацій. Досвід експлуатації навантажувачів типу ПМТС-1200, UNC-060 (Чехія) свідчить, що понад 60% річного часу їх використовують на перевантаженні сипучих вантажів (щебеню, піску, дрібнокускових матеріалів, зруйнованого ґрунту). Порівняння

навантаженості тягача навантажувача, обладнаного перерахованими вище видами змінного обладнання, показує, що найважчі режими навантаження досягаються під час перевантаження сипучих вантажів основним ковшем. З усіх технологічних операцій робочого циклу максимальні зусилля на робочому обладнанні відповідають процесу впровадження ковша в перевантажуваний матеріал, що підтверджується роботами Векслер В.М., Муха Т.І., Амашеха Насера, Базанова А.Ф., Забегалова Г.В., Казарінова В.М., Фохта Л.Г. Назарова Л.В., Стогова В.М., Холодова А.М. та ін. Основна увага вчених зосереджена на дослідженні робочих процесів та умов навантаження робочого обладнання машин традиційної конструкції. У окремих роботах розглядалося навантаження механічних трансмісій машин [3–5]. Відомості про дослідження навантаження тягового приводу короткобазових навантажувачів з гідрооб'ємними передачами відсутні взагалі. Аналіз робочих процесів і умов навантаження навантажувачів з бортовою системою повороту свідчить, що завдяки

© Л. В. Разарьонов, В. О. Гурко, 2025

короткій колісній базі і ручному регулюванню насосів тягового приводу навантажувачі даного типу мають ряд принципових особливостей. Їм притаманні багатоваріантне формування тягових характеристик та коливання у процесі стопоріння машини. У зв'язку з цим встановлені раніше закономірності не можна використовувати для оцінки навантаження їх робочого обладнання та тягового приводу.

З огляду на те, що максимальні зусилля припадають саме на фазу проникнення ковша в матеріал, впливає нагальна потреба автоматизації цієї операції. Автоматичне керування процесом наповнення ковша дозволить підвищити продуктивність навантажувача завдяки зменшенню недозавантаження ковша, знизити коливання навантажень на ходові колеса та гідропривід через плавне регулювання початкової швидкості руху ковша й подачі насоса, а також мінімізувати вплив індивідуальних особливостей оператора на продуктивність і надійність машини.

Перші роботи з автоматизації наповнення ковша базуються на модельному підході, коли аналітичні співвідношення взаємодії ковша з матеріалом використовуються для розрахунку траєкторії руху ковша під час його завантаження та відповідних сил [6]. Проте на практиці такі моделі виявляються вразливими до невизначеностей щодо властивостей матеріалу, через що точність прогнозів і ефективність керування суттєво знижується. З урахуванням цього дедалі частіше відходять від жорстко заданих моделей на користь безмодельних методів, зокрема тих, що базуються на алгоритмах машинного навчання [7, 8].

Серед методів машинного навчання найбільш перспективним для автоматизації навантажувачів є навчання з підкріпленням [9, 10], які не потребують великого масиву розмічених даних для виявлення закономірностей, а дають змогу агенту самостійно шукати оптимальні рішення, оцінюючи кожну дію через систему винагород і штрафів.

Проте чисто безмодельні методи навчання з підкріпленням вимагають тисячі взаємодій із середовищем для досягнення прийнятного рівня продуктивності, що в польових випробуваннях призводить до швидкого зносу обладнання та невиправданих витрат часу й ресурсів. Саме тому в сучасних дослідженнях пропонують попередньо будувати обчислювальні імітаційні моделі динаміки навантажувача [11, 12], а вже на їхній основі виконувати навчання з підкріпленням. Це дозволяє досягти значного скорочення кількості експериментальних ітерацій та підвищити ефективність алгоритмів керування.

Мета і задачі. Метою виконання дослідження є розробка методики дослідження динамічних процесів та розрахунку показників коливального процесу та стійкості короткобазового навантажувача з бортовою системою повороту. До основних вирішуваних завдань віднесено:

- розробка розрахункової схеми моделі навантажувача при зануренні ковша в штабель сипучого матеріалу;

- визначення температурного режиму роботи малогабаритного навантажувача.

Основна частина. На кафедрі БДМ ХНАДУ виконано дослідження малогабаритних колісних навантажувачів з бортовою системою повороту, обладнаних регульованими вручну гідростатичними передачами (ГСП) у тяговому приводі. Необхідність постановки досліджень продиктована, з одного боку, підвищенням інтересом заводів – виробників та експлуатуючих організацій до машин подібного роду, а з іншого боку – особливостями формування динамічних процесів, що супроводжують їхню роботу та відрізняють ці машини від решти землерийно-транспортних машин (ЗТМ). У межах східної Європи та Азії недостатній досвід їх експлуатації та вкрай обмежені дані про результати випробувань. Це спричиняє труднощі у прийнятті рішень при проектуванні подібних машин, у виборі режимів руху та прийомів виконання технологічних операцій під час їх експлуатації.

Завдяки високій маневреності, обумовленій безступінчастим регулюванням швидкості руху та здатністю виконувати розворот на місці, продуктивність навантажувачів даного типу порівнянна з продуктивністю більш важких та потужних машин класичного компонування. Ефективність їх використання висока і у зв'язку з відносно малою вартістю і широким набором робочих органів, що швидко змінюються [13].

Разом з тим, їх надійність, готовність до застосування в будь-яку пору року залежить не тільки від експлуатаційних показників, закладених заводом-виробником, а й від техніки виконання ними робочих процесів, в процесі використання.

Коротка колісна база аналізованих навантажувачів, гранично близьке розташування опущеного ковша до передніх ходових коліс, теоретична можливість впровадження в матеріал, що перевантажується з будь-якими, що допускаються регулюванням ГСТ, початковими швидкостями, здатність виконувати цей процес як з незмінною, так і нарощується або знижується подачею тягових насос. Вони схильні за певних умов до самозбудження інтенсивних автоколивань щодо опорної поверхні. З вказаних причин сприймаються ними динамічні навантаження перевищують досягнуті у довго базових колісних ЗТМ з механічною та гідромеханічною трансмісіями. На окремих етапах виконання технологічного процесу стійкість навантажувача знаходиться на межі допустимої. При всьому сказаному експлуатаційна продуктивність машини залежить від теплового режиму роботи гідрооб'ємних передач тягового приводу.

Як об'єкти експериментального вивчення служили навантажувачі ПМТС-1200 і UNC 060. Їх випробування проведені на перевантаженні щеленю крупністю 10...20 мм, заштабелюваного на майданчиках з твердим покриттям, в піщаному кар'єрі при видобутку піску природного залягання і пошаровому різанні ґрунту. Основна увага приділялася формуванню динамічних навантажень

на робочому обладнанні та в тяговому приводі, оцінці стійкості машини та тепловому режиму роботи їх гідроприводів. Поруч із

експериментальними дослідженнями, виконано моделювання динамічних процесів.

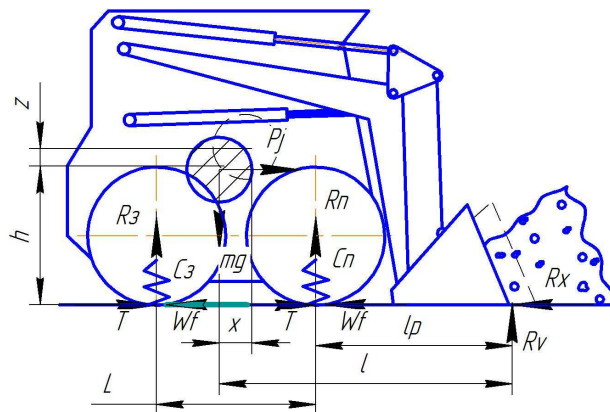


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на навантажувач при занурення в штабель

На основі отриманих даних запропоновано експрес-методи оцінки показників завантаженості машин, їх стійкості та теплового режиму роботи гідроприводів.

При впровадженні навантажувача в штабель матеріалу, що перевантажується, опір на ковші R_x пов'язаний з переміщенням x (м), кутом нахилу днища ковша до опорної поверхні α (рад).

$$R_x = a_0 + (1 + b\alpha^2)(a_1x + a_2x^2 + a_3x^3), \text{ кН.} \quad (1)$$

Постійні коефіцієнти $a_0, \dots, a_3, b$, що входять у рівність (1), для навантажувача ПМТС-1200 отримані дослідним шляхом, наведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів $a_0, \dots, a_3, b$, що входять у рівність (1)

Перевантажуваний матеріал	a_0 , кН	b	a_1 , кН/м	a_2 , кН/м ²	a_3 , кН/м ³
Щебінь крупністю 10...20 мм	0,56	13,0	13,93	-11,67	55,32
Пісок природного залягання	-----	10,0	10,4	-36,85	418,6

У ході експериментів встановлено, що самозбудження автоколивань навантажувача можливе на заключній фазі його стопоріння в штабелі сипучого матеріалу, коли днище ковша нахилено вперед під кутом більше 10° , а ходові колеса виводяться на повний режим буксування.

Моделюванням динамічних процесів доведено можливість оцінки зовнішніх навантажень на ковші за спрощеною залежністю, отриманою на основі рішення істотно нелінійного рівняння руху машини,

$$R_{x_{\max}} = mg(\varphi - f) + [1 + (\varphi - f)K_e]K_v V \sqrt{Am}, \quad (2)$$

де mg – сила тяжіння машини, обумовлена її масою m ;

φ і f – коефіцієнти зчеплення та опору коченню;

V – початкова швидкість впровадження навантажувача в сипуче середовище;

A – інтенсивність зростання опору занурення ковша навантажувача;

K_e – коефіцієнт, що визначається пружними властивостями ходового обладнання та геометричними параметрами навантажувача;

K_v – коефіцієнт, що враховує пайову участь інерційної сили у формуванні навантаження на

ковші R_x і свідчить про розбіжність у часі максимумів інерційної сили $V\sqrt{A \cdot m}$ та тягового зусилля.

З розгляду геометрії короткобазового навантажувача (рис. 1.) Впливає

$$K_e = \frac{h}{L + lp} \frac{1 + \frac{C_n}{C_3} \cdot \frac{lp}{L + lp}}{1 + \frac{C_n}{C_3} \cdot \frac{lp^2}{(L + lp)^2}}, \quad (3)$$

де C_n і C_3 – радіальні жорсткості шин передніх та задніх коліс.

Коефіцієнт K_v залежить від способу регулювання ГСТ тягового приводу в процесі впровадження ковша в матеріал, що перевантажується: при незмінному робочому обсязі тягових насосів

$$K_v = \sqrt{\frac{(mg(\varphi - f))^2}{4V^2 Am} + 1} - \frac{mg(\varphi - f)}{2V \sqrt{Am}}, \quad (4)$$

при зменшенні їх подачі

$$K_v = e^{-m_0}, \quad (5)$$

де

$$n = \frac{mg(\varphi - f)}{2V \cdot m}; \quad t_0 = \left(\sqrt{\omega^2 - n^2} \right)^{-1} \arccos \left(\frac{-n}{\omega} \right);$$

$$\omega^2 = \frac{A}{m};$$

при збільшенні подачі

$$K_v \approx 1.0; \quad (6)$$

Розрахункова інтенсивність зростання опору впровадженню ковша в штабель сипучого матеріалу перебуває у співвідношенні

$$A = \frac{dR_x}{dx} = (1 + b\alpha^2)(a_1 + 2a_2x_{cm} + 3a_3x_{cm}^2); \quad (7)$$

в якому x_{cm} – переміщення ковша під дією тягового зусилля $T\varphi = mg(\varphi - f)$ і визначається рішенням кубічного рівняння (1) при $Rx_{cm} = T\varphi$.

У випадках удару робочого органу про приховану в матеріалі перешкоду, що перевантажується, в рівність (2) в місце інтенсивності A необхідно вводити наведену жорсткість перешкоди і робочого обладнання. Система підвіски стріли до кістяка малогабаритних навантажувачів більш податлива, ніж у аналогічних машин класичного компонування. Приведена до ріжучої кромки ковша жорсткість робочого обладнання пов'язана з масою машини m співвідношенням

$$C_{po} = (420 \dots 450)m, \text{ кН/м.}$$

Навантаження на рушії та в тяговому приводі встановлені відповідно до наступного. Найбільша опорна реакція на ходових колесах навантажувача $Rz_{\max}$ у нормальних робочих процесах відповідає «осідання» машини назад по завершенню стопоріння (рис.1.)

$$Rz_{\max} = mg + K_z V \sqrt{A \cdot m}.$$

Наведена до поступального переміщення маса частини трансмісії між гідромоторами і ходовими колесами (включаючи останні) при робочому об'ємі тягових насосів, що дорівнює половині максимального, не перевищує 1,7% маси маховика ДВЗ з роторами насосів та їх приводом і 1,5% маси. Тому цю частину трансмісії, укладену між моторами та колесами, у першому наближенні можна вважати без інерційною. Тоді пікові викиди тиску робочої рідини, що живить тягові мотори, визначаються виразом:

$$(P_2 - P_1)_{\max} = \frac{10^3 \pi r_k (mg + K_z V \sqrt{A \cdot m}) \varphi}{V_m i_{\text{бр}} \eta_{\text{бр}}} + P_v, \quad (8)$$

де r_k – радіус ходового колеса;

V_m – робочий об'єм гідромоторів;

$i_{\text{бр}}$ та $\eta_{\text{бр}}$ – передавальне число та к.к.д. бортових

редукторів;

P_v – гідродинамічні втрати в тяговому приводі, що залежать від швидкості руху машини v ,

$$P_v = \lambda V + \varepsilon V^2. \quad (9)$$

В останній рівності λ і ε коефіцієнти гідродинамічних опорів. Для навантажувача ПМТС– 1200, обладнаними двома ГСТ– 90: $\lambda = 0,34$ МПа·с/м та $\varepsilon = 0,275$ МПа·с²/м².

Аналіз результатів натурних випробувань та розрахункових даних дозволив встановити – найбільш важкий режим навантаження робочого органу та тягового приводу навантажувача забезпечується в нормальних процесах занурення ківша в штабель сипучого матеріалу при постійному робочому об'ємі тягових насосів (2), (4), (8). І тут теоретично можлива реалізація найвищої початкової швидкості навантажувача. В інших випадках регулювання швидкості руху, за інших рівних умов, динамічні зусилля нижче, ніж у розглянутому варіанті. Мінімальне їх значення відповідає переміщенню навантажувача в процесі впровадження ковша в матеріал, що перевантажується, зі зниженням подачі тягових насосів. Без істотного збільшення навантажень початкова швидкість машини може досягати 7 км/год, хоча кращою є швидкість, що дорівнює 4...5 км/год. Тоді найбільше реалізуються тягові можливості навантажувача і повністю виключається ймовірність заглохання двигуна.

Менш очікуваних і досягнутих у варіанті з незмінною подачею насосів виявилися найбільші динамічні навантаження в процесі впровадження ковша в сипуче середовище з нарощуванням подачі робочої рідини в тяговому приводі. Зумовлено це низкою причин:

– із збільшенням подачі насосів енергія двигуна частково витрачається на розгін мас трансмісії та подолання зростаючих у часі гідродинамічних опорів у тяговому приводі. Це спричиняє зниження тягових можливостей машини;

– при початкових швидкостях руху навантажувача більше 6,5...7,5 км/год спроба подальшого збільшення подачі насосів веде до підвищення необхідного крутного моменту їх приводу і заглохання двигуна перш ніж зусилля досягають найвищої величини;

– граничний темп зростання подачі насосів обмежений швидкістю системи сервокерування їх похилими дисками, тому з початковими швидкостями понад 6,5 км/год. не вдається сформувати тягову характеристику машини, при якій $K_v = 1(2)$.

Викладене дає підставу рекомендувати для навантажувачів типу ПМТС-1200 як розрахункові навантаження, що визначаються рівностями (2), (4), (8) і відповідні впровадженню ковша в штабель сипучого матеріалу з незмінною подачею тягових насосів. Однак у зв'язку з безступінчастим регулюванням тягового приводу вимагає

вирішення питання призначення розрахункової початкової швидкості машини.

Аналіз виконання навантажувачами нормальних робочих процесів свідчить. Запас кінетичної енергії маховика з трансмісією в номінальному режимі роботи ДВЗ достатній для короточасного повного буксування ходових коліс при стопорінні машини, що має високу теоретичну швидкість. Розгляд балансу енергії елементів системи двигун – матеріал, що перевантажується, дозволило встановити, що початкова швидкість V_p , при якій $R_x \rightarrow R_{nmax}$, приблизно в два рази перевищує швидкість V_ϕ , що допускає повне буксування ходових коліс за потужністю ДВЗ

$$V_p \approx 2V_\phi \leq V_{en},$$

де V_{en} – максимальна швидкість навантажувача на холостому ході.

Величина V_ϕ відшукується з умови реалізації потужності двигуна на формування окружного зусилля на колесах, обмеженого зчепленням двигунів з опорною поверхнею. У більшості короткобазових навантажувачів можливе повне буксування ходових коліс з теоретичною швидкістю 3,0...5,0 км/год. Отже, початкова розрахункова швидкість цих машин лежить в інтервалі значень від 1,7 до 2,8 м/с. Навантажувач ПМТС-1200 $V_p = 2,5$ м/с.

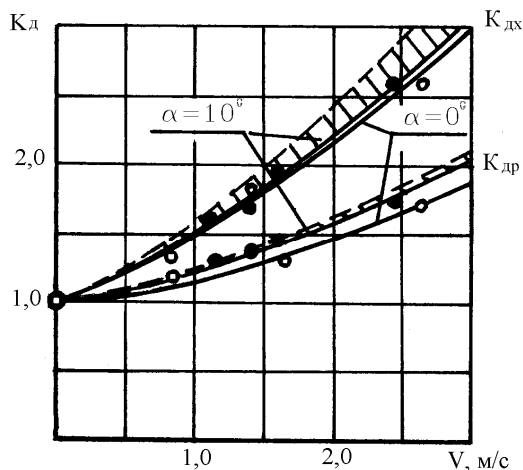


Рисунок 2 – Коефіцієнти динамічності зусиль на ковші навантажувача при зануренні ковша в пісок природного залягання КДХ, тяговому приводі КДР залежно від швидкості

Випробування останнього на піску, щебені та суглинку 2 категорії показали, що найбільші навантаження на робочому устаткуванні виникають при впровадженні ковша у пісок природного залягання, а в тяговому приводі – при перевантаженні щебеню на асфальтобетонному покритті. На рис. 2 наведені коефіцієнти динамічності зусиль на ківші ($K_{дх}$) та в тяговому приводі ($K_{др}$), отримані розрахунком (пунктир) та за результатами експериментів при випробуваннях

ПМТС-1200 у піщаних кар'єрі. Експериментальним шляхом досягнуто значення $K_{дх} = 2,6$ при його розрахунковій величині, що дорівнює 3,0. Розузгодження розрахункових та експериментальних зусиль у середньому не перевищує 10%, а в гіршому випадку – не більше 15%.

Коротка колісна база та можливість виконання розвороту машини, що переміщається з високою швидкістю, проти включенням тягових насосів створюють передумови перекидання навантажувача на різучу кромку ківша. Як правило виведення машини в описаний режим руху супроводжується інтенсивними коливаннями її кістяка. У цьому, поряд з оцінкою стійкості в розрахункових положеннях для звичайних колісних навантажувачів, виконано аналіз стійкості машин, що розглядаються, при їх розвороті відразу. Максимальне уповільнення обертання ходових коліс зумовлюється найвищим темпом зміни робочого об'єму тягових насосів. $V_{H_i} = \kappa \omega_e t \leq V_{H \max}$ і такими, що відповідають цьому кутовим прискоренням коліс.

$$\varepsilon = \frac{1}{I_{\phi p}} \frac{\partial \omega_m}{\partial t} = \frac{\kappa \omega_e^2 \eta_0^2}{V_m I_{\phi p}}. \quad (10)$$

В останніх співвідношеннях:

ω_e – кутова швидкість роторів насоса;

V_m – робочий об'єм гідромоторів;

K_ω – постійна тягових насосів; залежить від подачі підживлювального насоса, параметрів циліндрів управління і кінематики механізму повороту похилого диска (для ПМТС-1200 $K = 0.159$ (см³/об)/рад).

Дослідженням на екстремум функціональних залежностей зміни в часі тангенціального та нормального прискорень навантажувача при розвороті встановлено умови його найбільш ймовірного перекидання. Що відповідає цьому найбільше тангенціальне $P\tau$ і нормальне P_N інерційні зусилля у центрі тяжкості досягають значень [15]

$$P\tau = m \frac{K \omega_e^2 r_k \eta_0^2}{2 V_m I_{\phi p}}; \quad (11)$$

$$P_N = m \frac{V^2}{b}, \quad (12)$$

де крім уже названих величин

m – маса машини з вантажем;

V_m – швидкість навантажувача до моменту його виходу на розворот;

b – колія навантажувача.

Знижується стійкість машини під час одночасного з розворотом гальмування стріли, що опускається.

За умовою перекидання допустима висота центру ваги навантажувача з вантажем у ковші у транспортному режимі руху не повинна

підвищувати значення

$$h_{\text{цм}} < \frac{gb^2}{2V^2}. \quad (13)$$

Для ПМТС-1200 $h_{\text{цм}} < 0.9$ м, що відповідає розташуванню центру мас ковша з вантажем у 1т. на висоті не більше 0.8 м над опорною поверхнею.

Працездатність і продуктивність навантажувачів з гідрооб'ємними передачами в тяговому приводі залежать від теплового стану останнього. У малогабаритних навантажувачів гідроагрегати тягового приводу розміщені в вкрай обмеженому просторі. Тому дуже малі радіуси викривлення гідроліній, а тому великі гідродинамічні опори. Останні помітно підвищуються зі збільшенням швидкості руху машини. Тому втрати потужності в тяговому приводі, що перетворюються в тепло, зростають із збільшенням навантажувачем відстані транспортування S [14].

$$N_q = N_{\text{ов}}(0,046 + 0,0064S). \quad (14)$$

де $N_{\text{ов}}$ – потужність двигуна.

При цьому тривалість робочого циклу навантажувача ПМТС-1200 із двома розворотами на 180° на місці виражається залежністю [14]

$$t_y = 18 + 0,54S. \quad (15)$$

Таким чином, ефективність застосування навантажувачів типу ПМТС-1200 зі зростанням дальності переміщення вантажу знижується не тільки за рахунок збільшення часу циклу та зниження продуктивності, але й за рахунок більш інтенсивного нагрівання робочої рідини гідроприводу та необхідності в технологічних зупинках машини.

Висновки. Виконані дослідження дозволили намітити заходи підвищення експлуатаційних показників малогабаритних навантажувачів з бортовою системою повороту.

Навантаженість тягового приводу та робочого обладнання, стійкість навантажувача залежать від техніки виконання окремих операцій технологічного процесу. Найкраще використання тягових можливостей, стовідсоткове заповнення ковша з однієї спроби цих машин досягається при їх впровадженні в штабель сипучого матеріалу зі швидкістю до 5 км/год. Бажано під час впровадження ковша в штабель плавно знижувати подачу тягових насосів. Тим самим виключається небезпека заглохання двигуна і обмежується коефіцієнт динамічності до значень 1.2...1.5.

Підвищити стійкість короткобазових навантажувачів можна встановленням в систему управління їх тяговим приводом і робочим обладнанням блокувальних пристроїв, що запобігають можливості розвороту навантажувача відразу проти включенням тягових насосів на максимальному робочому обсязі. Доцільно обмежити конструктивними заходами можливість

розвороту машини відразу при неприпустимо піднятому ковші. У всіх випадках, на нашу думку, кабіна малогабаритних навантажувачів має забезпечити люк аварійного виходу.

Знижують рівень коливань кістяка машини в транспортному режимі руху і зменшують навантаження на стрілові гідроциліндри газогідравлічні захисні пристрої, що встановлюються в системі підвіски робочого обладнання.

При цілорічному використанні малогабаритних навантажувачів у регіонах із сезонним перепадом температур атмосферного повітря понад 30°C система теплообміну їх гідроприводів повинна забезпечувати нормальну роботу машин як у теплу, так і холодну пору року. З цією метою система охолодження гідроприводу повинна забезпечуватися терморегулятором, що при необхідності обмежує потік робочої рідини, що проходить через радіатор. Для швидкого приведення навантажувача в робочий стан в холодну пору року бажаний регульований підігрів робочої рідини.

Оскільки здебільшого теплообмінники з примусовою подачею охолоджуючого повітря розташовують у моторному відсіку навантажувача, що особливо важливу увагу слід приділяти повітрязбірним елементам системи охолодження гідроприводу, виключивши попадання в неї повітря, що омиває двигун. Останнє має особливо важливе значення для машин, з забезпеченими дизелями повітряного охолодження.

Не дивлячись на відносну простоту, встановлені залежності дозволяють оцінити зовнішні навантаження на ківші та динамічні процеси у гідроприводі короткобазового фронтального навантажувача під час проникнення ковша в штабель сипучого матеріалу, ці залежності є достатньо точними та можуть бути використані для побудови комп'ютерної моделі машини. У подальших дослідженнях така модель стане основою для навчання системи автоматичного керування процесом наповнення ковша з використанням методів підкріпленого навчання та адаптивного регулювання гідроприводу.

Список літератури

1. Разарёнов Л.В. Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных та лесотехнических работ» / Л.В. Разарёнов. – Харьков, 2011. 22с.
2. Разарёнов Л.В., Вороновский Д. В. Методи підвищення ефективності роботи малогабаритного навантажувача з бортовою системою повороту. *Вісник ХНАДУ*, 2023. Вип. 101, т. 1. С. 92–97 с.
3. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. *20th International Scientific Conference Engineering for rural development* 26-28.05.2021. Jelgava, Latvia – pp. 457-463.
4. Подригало М. А. Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі // М. А.Подригало, О. А. Бобошко, Л. В.Разарьонов, О. Г. Закапко, О. Ізінченко, В. М.

- Краснокутський / Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. № 2. 2020 – с. 84-89
5. Патент 148809 на корисну модель України МПК (2006.01) А01В51/02 *Самохідне шасі з переднім поворотним мостом*. Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Рогозин І.В. Бюл. №38/2021.
 6. Filla R., Obermayr M., Frank B. A study to compare trajectory generation algorithms for automatic bucket filling in wheel loaders. *3rd Commercial Vehicle Technology Symposium : Proceedings*, Kaiserslautern, 2014. P. 357–374.
 7. Dadhich S. et al. Field test of neural-network based automatic bucket-filling algorithm for wheel-loaders. *Automation in construction*. 2019. Vol. 97. P. 1–12.
 8. Dadhich S., Bodin U., Sandin F., Andersson U. Machine learning approach to automatic bucket loading. *24th Mediterranean Conference on Control and Automation: Proceedings*, Athens, Greece, 2016. P. 1260-1265.
 9. Huang J. et al. Data-Driven reinforcement-learning-based automatic bucket-filling for wheel loaders. *Applied sciences*. 2021. Vol. 11, no. 19. P. 9191.
 10. Yao J. et al. Bucket loading trajectory optimization for the automated wheel loader. *IEEE transactions on vehicular technology*. 2023. P.1-11.
 11. Huang J. et al. Data-Driven Reinforcement-Learning-Based Automatic Bucket-Filling for Wheel Loaders. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, no. 19. P. 9191.
 12. Egli P., Terenzi L., Hutter M. Reinforcement Learning-Based Bucket-Filling for Autonomous Excavation. *IEEE Transactions on Field Robotics*. 2024. P. 1.
 13. Вантух З.З., Здобицький А.Я. *Самохідні навантажувачі / З.З. Вантух, А.Я. Здобицький / навчальний посібник – Львів: ЛІЦ ПТОДІСЗ, 2019. 82 с.*
 14. Разарьонов Л.В., С.Г. Ковалевський, А.В. Яришко. Енерговитрати руху та тепловий режим роботи ГСТ малогабаритного навантажувача з некерованими колесами. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Харків. ХНАДУ. 2020. Вип. 88. Т.2. С. 99-103.
 15. Разарьонов Л.В., Гурко В. О. Особливості роботи короткобазового малогабаритного навантажувача з бортовим поворотом при виконання развороту. *Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск "Машинознавство та САПР"*. Харків, НТУ «ХПІ», 2024. № 2. С.1-5.
- References (transliterated)**
1. Razarenov L.V. (2011). *Improving the efficiency of short-base wheel loaders with an on-board turning system: autoref. thesis to apply for a candidate of science degree*. technical Sciences: specialist 05.05.04 "Machines for earth, road and wood engineering works". Kharkiv, 22 p.
 2. Razar'онов L.V., D. V. Voronov's'kyi (2023). *Metody pidvyshchennya efektyvnosti roboty malohabarytnoho navantazhuvacha z bortovoyu systemoyu povorotu*. *Visnyk KHNADU*, vip. 101, t. 1, pp. 92-97.
 3. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. *20th International Scientific Conference Engineering for rural development 26-28.05.2021*. Jelgava, Latvia, pp. 457-463.
 4. Podryhalo M. A. (2020). Otsinka lehkosti keruvannia perednim povorotnym mostom perspektyvnoho traktornoho samokhidnoho shasi // M. A.Podryhalo, O. A. Boboshko, L. V.Razaronov, O. H. Zakapko, O. I.Zinchenko, V. M. Krasnokutskiy / *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR. no. 2., pp. 84–89.
 5. Patent 148809 for the utility model of Ukraine IPC (2006.01) А01В51/02 *Self-propelled chassis with a front swivel axle*. Baitsur M.V., Bisha V.M., Boboshko O.A., Egorov P.A., Zakapko O.G., Podrigalo M.A., Razarenov L.V., Rogozin I.V.. Bull. No. 38/2021.
 6. Filla R., Obermayr M., Frank B. (2014). A study to compare trajectory generation algorithms for automatic bucket filling in wheel loaders. *3rd Commercial Vehicle Technology Symposium : Proceedings, Kaiserslautern*, pp. 357–374.
 7. Dadhich S. et al. (2019). Field test of neural-network based automatic bucket-filling algorithm for wheel-loaders. *Automation in construction*. Vol. 97, pp. 1–12.
 8. Dadhich S., Bodin U., Sandin F., Andersson U. (2016). Machine learning approach to automatic bucket loading. *24th Mediterranean Conference on Control and Automation : Proceedings*, Athens, Greece, pp. 1260-1265.
 9. J. Huang et al. Data-Driven reinforcement-learning-based automatic bucket-filling for wheel loaders. *Applied sciences*. 2021. Vol. 11, no. 19. P. 9191.
 10. Yao J. et al. (2023). Bucket loading trajectory optimization for the automated wheel loader. *IEEE transactions on vehicular technology*. P.1-11.
 11. Huang J. et al. (2021). Data-Driven Reinforcement-Learning-Based Automatic Bucket-Filling for Wheel Loaders. *Applied Sciences*. Vol. 11, no. 19. P. 9191.
 12. Egli P., Terenzi L., Hutter M. Reinforcement Learning-Based Bucket-Filling for Autonomous Excavation. *IEEE Transactions on Field Robotics*. 2024. P. 1.
 13. Vantukh Z. Z., A. Ya. Zdobyskyi. *Self-propelled loaders study guide*. Lviv: LC PTODSZ, 2019. 82 p.
 14. Razaronov L.V., S.G. Kovalevskij, A.V. Yarithzko (2020). *Energovitrati ruhu ta teploviy rezhim roboti GST malogabaritnogo navantazhuvacha z nekerovanimi kolesami Visnik Harkivskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu*. Kharkiv. HNADU, Vol. 88. T.2, pp. 99–103.
 15. Razaronov L.V., Gurko V. O. (2024). *Osoblivosti roboti kortkobazovogo malogabaritnogo navantazhuvacha z bortovim povorotom pri vikonannya razvorotu*. *Visnik NTU "KhPI". Tematichnij vipusk "Mashynoznavstvo ta SAPR"*. Kharkiv, NTU "KhPI", no. 2, pp.1 – 5.

Надійшло (received) 30.05.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Разарьонов Леонід Володимирович / Razarenov Leonid – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри Експлуатації, випробування, сервісу будівельних та дорожніх машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: lrzarenof@gmail.com

Гурко Володимир Олександрович / Hurko Volodymyr – аспірант (postgraduate student), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-9216-6682>; e-mail: volgurko@khadi.kharkov.ua