

5.3 Теоретичне дослідження динамічної стійкості короткобазових навантажувачів у транспортному режимі

Короткобазовий навантажувач (КБН) є універсальним транспортом, що призначений для здійснення розвантажувальних операцій та інших робіт на робочій ділянці. Завдяки відмінно продуманій конструкції навантажувач здатний працювати в замкнених умовах, що дозволяє робити цей вид транспорту незамінним у подібних ситуаціях [310]. Компонувальні схеми КБН обумовлені малими розмірами машини, необхідністю забезпечення стійкості через перекидання. Яскравим прикладом вдалого і раціонального компоновання є навантажувачі з бортовим поворотом, які складаються з двигуна, рами, гідрооб'ємної трансмісії, бортових передач, ходової частини, робочого обладнання з гідроприводом.

Незважаючи на переваги КБН через їх маневреність і широкий спектр швидкозмінного робочого обладнання, вони мають ряд недоліків. Так, наприклад, на пухких ґрунтах ці машини зі стандартними шинами буксують, вони можуть зав'язнути в піску або в ґрунті, не забезпечують «комфортної їзди» на нерівній поверхні. Однак і транспортний режим у КБН не позбавлений недоліків, оскільки через коротку базу й центр ваги, що конструктивно розташований ближче до задньої вісі, під час подолання нерівностей робочої ділянки машина втрачає стійкість (рис. 1), що знижує її ефективність і продуктивність. У зв'язку з цим, доцільно у якості критерію стійкості розглядати кут відхилення центру ваги відносно вертикалі коліс, що долають перешкоду [311].



Рисунок 1. Відрив задніх коліс під час подолання навантажувачем
одиначної перешкоди

З відносно невеликим часовим проміжком, що пройшов з моменту створення КБН, і недостатнім обсягом виконуваних досліджень до теперішнього часу невідпрацьовані методики й рекомендації із проектування та експлуатації машин означеного типу. Також слід зазначити, що ті навантажувачі, які випускаються в Україні, створені переважно методом копіювання аналогічних машин закордонних фірм, і тому не перевершують їх за технічними показниками, але через низьку вартість набули найбільшого поширення на території України. Слід зазначити, що навантажувачі закордонних виробників володіють, як правило, більшою вантажопідйомністю, ніж КБН вітчизняного зразка (вантажопідйомність іноземних КБН вище ніж у вітчизняних аналогів на 10%). Це пов'язано із захисними пристроями, якими оснащуються іноземні навантажувачі подібного типу (Bobcat, Caterpillar, Mustang, Komatsu та ін.). Брак використання прогресивних технологій у порівнянні із закордонними аналогами і спричинив меншу продуктивність, а також збільшення загальної маси машини.

Рух КБН по пересічній місцевості характеризується багатьма специфічними особливостями. Взаємодія окремих коліс з одиначними нерівностями, розміри яких можуть становити 0,25 від радіуса ходових коліс, проявляється в нерівномірному просторовому навантаженні ходової частини машини[312]. Різка зміна вертикальних реакцій (від нуля до максимуму в кілька

разів перевищення номінальної величини) на окремих колесах призводить до різких коливань машини, а через коротку базу і центр мас, що розташовано ближче до задньої вісі це спричиняє вивішування задніх коліс і як наслідок втратою поздовжньої стійкості. Саме тому, у даній монографії за критерій поздовжньої стійкості КБН було обрано кут відхилення центру мас навантажувача відносно вертикалі, яка проходить через вісь ходових коліс.

Необхідність обліку цих та інших факторів при оцінці стійкості машин означеного класу вимагає проведення попереднього математичного моделювання процесу руху навантажувача з імітацією умов руху, наближених до реального. Наведена в роботі математична модель розроблена для двохосьового КБН. Розглядається подолання одиночної граничної перешкоди, висота якої порівнюється з половиною кліренсу навантажувача[313].

У зв'язку з недостатнім досвідом проектування і експлуатації КБН, а також невизначеністю даних про динамічну стійкість у процесі подолання одиночної перешкоди як головних факторів, що формують динамічні процеси розглянутого класу машин, необхідно враховувати наступні:

- швидкість навантажувача в транспортному режимі особливо при подоланні одиночної перешкоди відіграє важливе значення, оскільки для короткобазової машини з гідростатичною трансмісією вона може приймати будь-які значення від 0 до 13 км/год [311];

- особливості конструкції КБН з гідростатичною трансмісією припускають переміщення його центру мас у вертикальному і горизонтальному напрямках при наїзді на перешкоду. Цей фактор викликає також необхідність аналізу динамічних процесів у взаємозв'язку з висотою розташування робочого обладнання над опорною поверхнею та масою вантажу [314].

При складанні математичного опису процесу переїзду КБН через одиничну перешкоду прийнято наступні припущення [315] (рис. 2):

- опорна поверхня – асфальтобетон, при цьому поперечні зусилля на ходових колесах обмежені зчіпними якостями рушіїв з опорною поверхнею;

- подолання колесами навантажувача перешкоди здійснюється перпендикулярно до ребра перешкоди, при цьому вплив сил на колеса в бічному напрямку відсутні (отже, розглядається плоска задача);
- деформація опорної поверхні та перешкоди не враховується;
- контакт коліс навантажувача з ребром перешкоди розглядається як точковий, реакція в точці контакту спрямована до центру колеса;
- висота перешкоди не перевищує статичний радіус колеса;
- залежність деформації шин від реакції R_v на ребрі перешкоди й від реакції R_y на плоскій опорній поверхні приймаються лінійними;
- проковзування шин на ребрі перешкоди відсутнє, тангенціальна деформація шин не враховується;
- розглядається рух навантажувача в поздовжній вертикальній площині без обліку сил, що діють у бічному напрямку й у припущенні, що обидва колеса одного моста входять у контакт із перешкодою одночасно (приймається плоска розрахункова схема руху КБН);
- пружні характеристики шин приймаються лінійними й однаковими для всіх коліс;
- жорсткість на ребрі перешкоди приймається постійною.

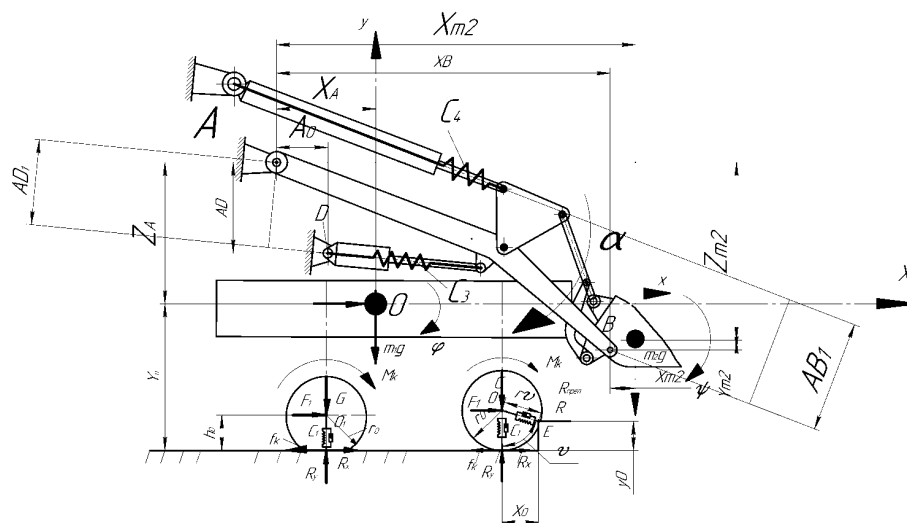


Рисунок 2. Розрахункова схема транспортного режиму КБН при початковому етапі подолання перешкоди

IMPROVEMENT OF SCIENTIFIC APPROACHES TO THE DEVELOPMENT OF ENGINEERING

Структурними елементами розробленої математичної моделі є аналітичний опис переміщення навантажувача в плоскій системі сил, опис взаємодії коліс з опорною поверхнею. Параметри машини, які є необхідними для математичного опису процесу подолання КБН одиночної нерівності, наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Розрахункові параметри процесу подолання КБН одиночної нерівності

№	Найменування показників	Величини
1	Маса остова КБН m , кг	3000
2	Маса робочого обладнання КБН m , кг	1100
3	Відстань від початку координат до задньої вісі КБН b , м	0,32
4	Відстань від початку координат до передньої вісі КБН a , м	0,94
5	Відстань від центру мас остова до центру мас робочого обладнання КБН по вертикалі y_D , м	0,25
6	Відстань від центру мас остова до центру мас робочого обладнання КБН по горизонталі x_D , м	0,87
7	Відстань від опорної поверхні до центру мас навантажувача Y_o , м	0,8
8	Висота перешкоди y_o , м	0,12
9	Відстань від точки кріплення стріли до початку координат навантажувача по вертикалі Y_a , м	0,85
10	Відстань від точки кріплення стріли до початку координат навантажувача по горизонталі X_a , м	0,43
11	Вільний радіус ходових коліс r_o , м	0,47

Поступальне переміщення КБН у напрямку координатних осей X і Y описується наступними диференціальними рівняннями.

Рівняння руху мають наступний вигляд.

Поступальне переміщення КБН у напрямку координатних осей X і Y описується наступними диференціальними рівняннями.

Рівняння руху мають вигляд:

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

Кінетична енергія КБН буде дорівнювати:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \left[(\dot{x} + z_A \cdot \dot{\phi})^2 + (\dot{y} - x_A \cdot \dot{\phi})^2 \right] + \frac{1}{2} m_2 \left[(\dot{x} + z_A \cdot \dot{\phi} - z_{m_2} \cdot \dot{\alpha})^2 + (\dot{y} - x_A \cdot \dot{\phi} - x_{m_2} \cdot \dot{\alpha})^2 \right] + \frac{1}{2} m_3 \cdot \left[(\dot{x} + Z_A \cdot \dot{\phi} + Z_{BA} \cdot \dot{\alpha})^2 + (\dot{y} - x_A \cdot \dot{\phi} - XB \cdot \dot{\phi})^2 \right] + \frac{1}{2} J_{m_1} \cdot \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} J_{m_2} (\dot{\phi} + \dot{\alpha})^2 \quad (2)$$

Похідні від кінетичної енергії по швидкості і за часом:

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = \ddot{x} \cdot m_1 + \ddot{x} \cdot m_2 + \ddot{\phi} \cdot m_1 \cdot Z_A + \ddot{\phi} \cdot m_2 \cdot Z_A - \ddot{\alpha} \cdot m_2 \cdot Z_{m_2},$$

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = \ddot{y} \cdot m_1 + \ddot{y} \cdot m_2 - \ddot{\phi} \cdot m_1 \cdot x_A - \ddot{\phi} \cdot m_2 \cdot x_A - \ddot{\alpha} \cdot m_2 \cdot x_{m_2},$$

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = \ddot{\phi} \cdot J_{m_1} + \ddot{\phi} \cdot J_{m_2} + \ddot{\alpha} \cdot J_{m_2} - \ddot{y} \cdot x_A \cdot m_1 - \ddot{y} \cdot x_A \cdot m_2 + \ddot{x} \cdot Z_A \cdot m_1 +$$

$$+ \ddot{x} \cdot Z_A \cdot m_2 + m_3 \cdot \ddot{\phi} \cdot (Z_A)^2 + m_3 \cdot \ddot{\phi} \cdot (x_A)^2 + XB^2 \cdot m_3 \cdot \ddot{\phi} + (x_A)^2 \cdot m_1 \cdot \ddot{\phi} + (x_A)^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\phi} + (Z_A)^2 \cdot m_1 \cdot \ddot{\phi} + (Z_A)^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\phi} + m_3 \cdot Z_A \cdot \dot{x} - m_3 \cdot x_A \cdot \dot{y} - XB \cdot m_3 \cdot \dot{y} + 2 \cdot XB \cdot m_3 \cdot \ddot{\phi} \cdot x_A + x_A \cdot x_{m_2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} - Z_A \cdot Z_{m_2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} + m_3 \cdot \ddot{\alpha} \cdot Z_A \cdot Z_{BA}$$

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J_{m_2} \cdot \ddot{\phi} + J_{m_2} \cdot \ddot{\alpha} - \ddot{y} \cdot x_{m_2} \cdot m_2 - \ddot{x} \cdot z_{m_2} \cdot m_2 + m_3 \cdot \ddot{\alpha} \cdot (Z_{BA})^2 + x_{m_2}^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} + (Z_{m_2})^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} + m_3 \cdot Z_{BA} \cdot \dot{x} + x_A \cdot x_{m_2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\phi} - Z_A \cdot Z_{m_2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\phi} + m_3 \cdot \ddot{\phi} \cdot Z_A \cdot Z_{BA}$$

Система диференціальних рівнянь була побудована відповідно до рівняння Лагранжа другого роду й виглядала наступним чином:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{x}}\right) &= Q_x; \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{y}}\right) &= Q_y; \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{\varphi}}\right) &= Q_\varphi; \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{\alpha}}\right) &= -\frac{d\Pi}{d\alpha}.\end{aligned}\tag{3}$$

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

$$Q_x = \frac{\delta A_x}{\delta x};\tag{4}$$

$$Q_y = \frac{\delta A_y}{\delta y};\tag{5}$$

$$Q_\varphi = \frac{\delta A_\varphi}{\delta \varphi};\tag{6}$$

Поступальне переміщення навантажувача в напрямку координатних осей X і Y , що проходять через центр мас навантажувача описуються наступними диференціальними рівняннями:

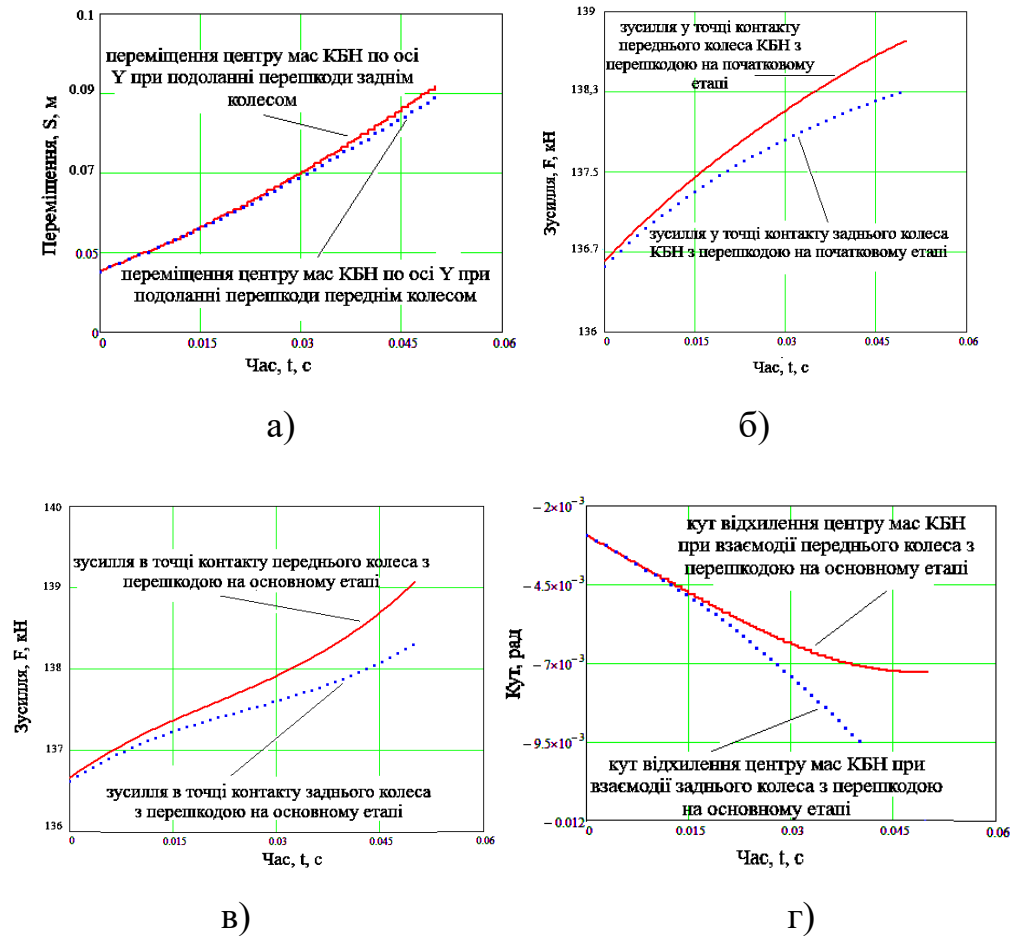
$$\begin{aligned}\ddot{x} \cdot m_1 + \ddot{x} \cdot m_2 + \ddot{\varphi} \cdot m_1 \cdot Z_A + \ddot{\varphi} \cdot m_2 \cdot Z_A - \ddot{\alpha} \cdot m_2 \cdot Z_{m2} &= R_{x1} + R_{x2} - (R_v \sin v) + (R_\tau \cos v); \\ \ddot{y} \cdot m_1 + \ddot{y} \cdot m_2 - \ddot{\varphi} \cdot m_1 \cdot x_A - \ddot{\varphi} \cdot m_2 \cdot x_A - \ddot{\alpha} \cdot m_2 \cdot x_{m2} &= -G + R_1 + R_2 + R_v \cos v + \\ &+ R_\tau \sin v;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\varphi} \cdot J_{m1} + \ddot{\varphi} \cdot J_{m2} + \ddot{\alpha} \cdot J_{m2} - \ddot{y} \cdot x_A \cdot m_1 - \ddot{y} \cdot x_A \cdot m_2 + \ddot{x} \cdot Z_A \cdot m_1 + \\ & + \ddot{x} \cdot Z_A \cdot m_2 + m_3 \cdot \ddot{\varphi} \cdot (Z_A)^2 + m_3 \cdot \ddot{\varphi} \cdot (x_A)^2 + XB^2 \cdot m_3 \cdot \ddot{\varphi} + (x_A)^2 \cdot m_1 \cdot \ddot{\varphi} + \\ & + (x_A)^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\varphi} + (Z_A)^2 \cdot m_1 \cdot \ddot{\varphi} + (Z_A)^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\varphi} + m_3 \cdot Z_A \cdot \dot{x} - m_3 \cdot x_A \cdot \dot{y} - \\ & - XB \cdot m_3 \cdot \dot{y} + 2 \cdot XB \cdot m_3 \cdot \ddot{\varphi} \cdot x_A + x_A \cdot x_{m2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} - Z_A \cdot Z_{m2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} + \\ & + m_3 \cdot \ddot{\alpha} \cdot Z_A \cdot Z_{BA} = -a \cdot R_1 + b \cdot R_2 + (-R_v \sin v + R_\tau \cos v) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \varphi - \\ & - R_{x1} \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi + R_{x2} \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi; \\ & J_{m2} \cdot \ddot{\varphi} + J_{m2} \cdot \ddot{\alpha} - \ddot{y} \cdot x_{m2} \cdot m_2 - \ddot{x} \cdot z_{m2} \cdot m_2 + m_3 \cdot \ddot{\alpha} \cdot (Z_{BA})^2 + x_{m2}^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} + \\ & + (Z_{m2})^2 \cdot m_2 \cdot \ddot{\alpha} + m_3 \cdot Z_{BA} \cdot \dot{x} + x_A \cdot x_{m2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\varphi} - Z_A \cdot Z_{m2} \cdot m_2 \cdot \ddot{\varphi} + m_3 \cdot \ddot{\varphi} \cdot Z_A \cdot Z_{BA} = \\ & = \alpha \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3 \end{aligned}$$

У цих рівняннях: x і y – відповідно поточні горизонтальні й вертикальні координати центра мас навантажувача; φ – поточний кут нахилу поздовжньої осі КБН; m_1, m_2, m_3 – маси остова, стріли та ковша відповідно; R_x і R_y – відповідно горизонтальна й вертикальна реакція в контакті i -го колеса з опорною поверхнею; R_v і R_τ – відповідно радіальна та тангенціальна реакції в контакті i -го колеса з перешкодою; r_v – 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; Z_A – відстань від центра мас навантажувача до точки кріплення стріли до остова машини; Y_0 – висота розташування центра мас навантажувача; y_0 – висота перешкоди; Z_{m2} – відстань від точки кріплення стріли до остова навантажувача до точки кріплення ковша; x_0 – відстань від центра колеса до перешкоди.

У результаті проведених досліджень розроблено математичну модель подолання одиночної перешкоди короткобазовим колісним навантажувачем з регульованою вручну гідрооб'ємною трансмісією при початковому та основному етапі подолання перешкоди (рис. 3).

На підставі аналізу рівнянь динаміки КБН встановлено закономірності та виявлено залежності конструктивних параметрів моделі навантажувача від критерію його стійкості під час подолання ним одиночної перешкоди.



а) залежність переміщення центру мас КБН від часу передніми та задніми колесами по осі Y ; б) залежність зусилля від часу у точці контакту передніх та задніх коліс КБН з перешкодою на початковому етапі; в) залежність зусилля від часу у точці контакту передніх та задніх коліс КБН з перешкодою на основному етапі; г) кут відхилення центру мас КБН при взаємодії передніх та задніх коліс з перешкодою на основному етапі

Рисунок 3. Результати взаємодії переднього моста навантажувача з перешкодою в порівнянні із взаємодією задніх коліс

Математична модель дозволяє оцінити величини і характер зміни вертикальних реакцій на колесах і сил, що виникають при подоланні навантажувачем одиначної нерівності. Ці параметри використовуються для оцінки зчіпних можливостей окремих коліс і величин, підведених до них крутний моментів.