

КЕРУВАННЯ РУХОМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА В ПРОЦЕСІ НАВАНТАЖЕННЯ

Гурко В. О., Разарьонов Л. В., Аксьонова Л. А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

***Анотація.** У роботі розглянуто завдання керування рухом робочого обладнання фронтального навантажувача в умовах дії зовнішніх збурень, що є визначальними для процесу наповнення ковша. Запропоновано та досліджено спрощену математичну модель у просторі станів, що описує динаміку руху ковша як зосередженої маси з одним ступенем свободи. Для керування рухом ковша синтезовано лінійно-квадратичний регулятор, розширений інтегральною складовою з метою компенсації зовнішніх збурень. Результати комп'ютерного моделювання довели, що запропонований регулятор забезпечує нульову статичну похибку за наявності сталого збурення під час позиціонування ковша. Для збурень, що збільшуються, досягається суттєве зменшення похибки, що відповідає практичним вимогам до керування робочим обладнанням фронтальних навантажувачів.*

***Ключові слова:** фронтальний навантажувач, робоче обладнання, лінійно-квадратичний регулятор, інтегральна складова, зовнішні збурення.*

Вступ

Фронтальні навантажувачі належать до будівельних машин і застосовуються для навантажувальних і транспортних робіт у будівництві, гірничій промисловості, на складах та в комунальному господарстві. Ефективність їх роботи значною мірою визначається процесом наповнення ковша [1]. Саме цей етап найбільше впливає на такі показники, як продуктивність та енергоефективність машини.

Під час наповнення ківш взаємодіє з матеріалом, властивості якого можуть істотно змінюватися залежно від типу, вологості, щільності й умов укладання. Це призводить до виникнення змінних сил опору, значних динамічних навантажень і коливань, які ускладнюють керування. Тому оператор змушений постійно коригувати керувальні дії, орієнтуючись на власний досвід і суб'єктивні відчуття, що призводить до значної залежності результатів роботи від його досвіду та самопочуття, а також до зниження відтворюваності робочого процесу.

У зв'язку з цим актуальним є завдання розроблення автоматичних систем керування етапом наповнення ковша, які спрощують роботу оператора та зменшують вплив значених факторів на перебіг цього процесу [2].

Аналіз публікацій

Проблема автоматизації процесу наповнення ковша навантажувача досліджувалася у великій кількості наукових публікацій. Зок-

рема в [3] проаналізовано енергоефективність траєкторій руху ковша під час наповнення. Запропоновано метод визначення опорної траєкторії для конкретної комбінації «ківш-матеріал», що дозволяє зменшити окремі складові сил опору та підвищити ефективність процесу наповнення ковша.

Інший підхід запропоновано в роботі [4], де на основі вивчення дій оператора в процесі наповнення ковша сформульовано формалізовані правила керування навантажувачем, орієнтовані на подальшу реалізацію в автоматизованій системі керування.

Автори [5] запропонували підхід до формування оптимальної траєкторії руху ковша навантажувача під час його наповнення з урахуванням коефіцієнта заповнення, енергоефективності та тривалості робочого циклу. Для цього використовується математична модель, яка описує рух ковша та його взаємодію з матеріалом з урахуванням фізичних обмежень.

Недоліком підходу є відносна складність математичної моделі, що ускладнює її практичне застосування. Крім того, оптимальна траєкторія обчислюється заздалегідь і не враховує змін реальних умов у процесі роботи навантажувача.

Стаття [6] пропонує відносно простий закон автоматичного керування ковшем навантажувача, у якому рішення щодо підйому та повороту ковша приймаються на основі інформації про сили взаємодії ковша з матеріалом й оцінені за допомогою спостерігача збурень. Проте пороговий тип закону керування обме-

жує можливості компенсації збурень і плавність руху ковша.

У роботі [7] побудовано математичну модель процесу взаємодії ковша з матеріалом та на її основі запропоновано модельно-орієнтовану систему керування процесом його наповнення. Використання моделі дозволяє формувати керувальні дії з урахуванням динаміки процесу наповнення ковша та сил його взаємодії з матеріалом. Водночас керування реалізовано як послідовність окремих режимів руху ковша, що не утворюють єдиного закону керування для всієї фази наповнення.

Значна кількість досліджень присвячена використанню для керування процесом наповнення ковша навантажувача методів машинного навчання [8], що зумовлено прагненням зменшити залежність систем керування від складних аналітичних моделей взаємодії ковша з матеріалом.

Так, у [9] для керування процесом наповнення ковша застосовано навчання з вчителем з використанням інформації, отриманої під час ручного керування (обсяг вибірки становив лише 135 прикладів).

Керувальні дії щодо підйому та нахилу ковша, а також швидкості навантажувача визначаються на основі інформації від датчиків на машині, а похибки прогнозування кількісно оцінюються.

Проте якість керування таких систем істотно залежить від якості та обсягу інформації для тренування нейронної мережі, отриманої за різноманітних умов роботи навантажувача, як це зазначено в [10].

Виходом із ситуації може бути використання навчання з підкріпленням [11, 12]. Однак для отримання задовільного результату під час використання цього процесу необхідно тренування системи керування в польових умовах, що пов'язане з нераціональними витратами ресурсу машини. Крім того, загальним недоліком систем керування на основі машинного навчання є підвищена алгоритмічна складність і високі вимоги до обчислювальних ресурсів бортової системи керування.

Мета і постановка завдань

Проведений аналіз літератури доводить необхідність подальших досліджень, спрямованих на автоматизацію процесу наповнення ковша навантажувача. Таким чином, метою цієї роботи є підвищення продуктивності фронтального навантажувача способом розроблення системи керування процесом на-

внення ковша. Об'єктом роботи є процес керування ковшем фронтального навантажувача. Предметом роботи є модель системи автоматичного керування рухом ковша фронтального навантажувача.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

- побудувати та дослідити математичну модель руху робочого обладнання навантажувача;
- вибрати та синтезувати регулятор для керування рухом ковша навантажувача;
- способом комп'ютерного моделювання довести ефективність запропонованих рішень.

Математичне моделювання робочого обладнання навантажувача

Робоче обладнання навантажувача (стріла та ківш) є багатоланковою механічною системою, що приводиться в дію гідравлічними циліндрами. У загальному випадку рух робочого обладнання визначається складними кінематичними зв'язками та змінними силовими впливами (рис. 1), що істотно ускладнює побудову та аналіз математичної моделі.

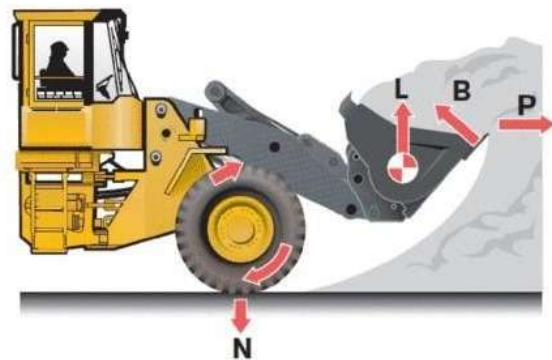


Рис. 1. Сили, що діють на робоче обладнання навантажувача під час наповнення ковша: L – рівнодійна сила опору матеріалу; P , B – складові сили опору матеріалу; N – нормальна реакція опорної поверхні

Тому для синтезу та дослідження динаміки системи керування процесом наповнення ковша навантажувача пропонується спрощена схема заміщення (рис. 2), у якій робоче обладнання розглядається як зосереджена маса m з одним ступенем свободи.

Маса рухається вертикально (набір матеріалу) вздовж узагальненої координати $y(t)$. Силовий вплив гідроприводу моделюється узагальненим керувальним впливом $u(t)$. Втрати енергії у гідросистемі, шарнірних з'єднаннях і внутрішнє тертя в першому наближенні описуються силою демпфування, що пропорційна швидкості руху:

$$F_o(t) = by(t), \quad (1)$$

де b – коефіцієнт демпфування.

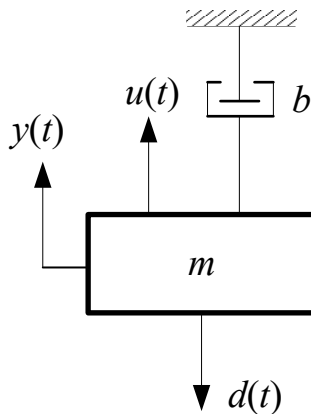


Рис. 2. Спрощена модель руху ковша навантажувача

Дія робочого середовища на ківш ураховується у вигляді узагальненого зовнішнього збурення $d(t)$, що зменшує ефективність керувального впливу:

$$d(t) = d_{\text{мат}}(t) + d_{\text{грав}}(t) + d_{\text{дод}}(t), \quad (2)$$

де $d_{\text{мат}}(t)$ – еквівалентний опір матеріалу; $d_{\text{грав}}(t)$ – вплив маси вантажу та гравітаційних складових, приведені до осі y ; $d_{\text{дод}}(t)$ – сукупність інших факторів.

За другим законом Ньютона сума проєкцій усіх сил на вісь y дорівнює добутку маси на прискорення:

$$\sum F(t) = my(t), \quad (3)$$

де $y(t)$ – прискорення маси m .

Підставимо до (3) сили (2):

$$u(t) - by(t) - d(t) = my(t), \quad (4)$$

звідки отримуємо рівняння руху робочого обладнання в стандартному вигляді:

$$my(t) + by(t) = u(t) - d(t). \quad (5)$$

Рівняння (5) руху моделі робочого обладнання навантажувача має вигляд диференціального рівняння другого порядку. Для подальшого аналізу та побудови системи керування доцільно подати цю модель у формі рівнянь стану, тобто як нормальну форму Коші. З цією метою введемо вектор стану, компоненти якого мають безпосередній фізичний зміст:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= y(t), \\ x_2(t) &= \dot{y}(t). \end{aligned} \quad (6)$$

Тоді похідні від координат стану визначаються як

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t), \\ \dot{x}_2(t) &= y(t). \end{aligned} \quad (7)$$

З рівнянь (5) та (7) отримаємо систему рівнянь у просторі станів:

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t) = x_2(t), \\ \dot{x}_2(t) = -\frac{b}{m}x_2(t) + \frac{1}{m}u(t) - \frac{1}{m}d(t) \end{cases} \quad (8)$$

або у матричному вигляді:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t) + \mathbf{E}d(t), \quad (9)$$

де $\mathbf{x}(t) = [x_1(t) \ x_2(t)]^T$, а матриці запишемо так:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{b}{m} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

У цьому випадку вихідною величиною системи, що безпосередньо визначає робочий процес, є вертикальне переміщення ковша:

$$y(t) = [1 \ 0]\mathbf{x}(t). \quad (11)$$

Модель (10), (11) є лінійною та зручною для подальшого синтезу системи керування.

Аналіз стійкості системи в просторі станів

Першим питанням аналізу системи є аналіз її стійкості [13]. Стійкість визначає, чи зберігає динамічна система рівновагу після відхилення від початкового стану.

Розглянемо динамічну модель (9) робочого обладнання навантажувача в просторі станів без урахування зовнішнього збурення $d(t)$, оскільки воно не впливає на внутрішні властивості системи:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t). \quad (12)$$

Стійкість лінійної стаціонарної системи визначається значеннями власних значень

λ_i матриці \mathbf{A} : для асимптотичної стійкості необхідно, щоб $\operatorname{Re}(\lambda_i) < 0$ [13]. Власні значення λ_i визначаємо з характеристичного рівняння:

$$\det(\lambda \mathbf{I} - \mathbf{A}) = 0, \quad (13)$$

де \mathbf{I} – одинична 2×2 матриця.

Отже:

$$\lambda \mathbf{I} - \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \lambda & -1 \\ 0 & \lambda + \frac{b}{m} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Звідси власні значення системи дорівнюють:

$$\lambda_1 = 0, \quad \lambda_2 = -\frac{b}{m}.$$

Наявність нульового кореня означає, що розімкнена система не є асимптотично стійкою. Водночас з фізично допустимих значень параметрів $m > 0$ та $b > 0$ випливає, що власне значення λ_2 є від'ємним, тому хоча система не є асимптотично стійкою, вона є стійкою за Ляпуновим.

Фізично це означає, що за відсутності керування та зовнішніх збурень швидкість руху ковша з часом затухає внаслідок демпфування, однак його положення $y(t)$ може значно відрізнитися від заданого та змінюватися залежно від початкових умов.

Отриманий результат доводить, що модель (9), (11) робочого обладнання навантажувача потребує застосування системи керування для забезпечення асимптотичної стійкості та точного відпрацювання заданих режимів руху, зокрема за наявності зовнішніх збурень $d(t)$.

Водночас відсутність власних значень матриці \mathbf{A} з додатною дійсною частиною підтверджує, що модель не має внутрішніх нестійких режимів, що є сприятливим для подальшого синтезу закону керування.

Однак перед синтезом системи керування потрібно визначити, чи є система керованою та спостережуваною.

Аналіз керованості та спостережуваності системи

Лінійна стаціонарна система в просторі станів є керованою, якщо за допомогою керувального впливу $u(t)$ можна перевести її з довільного початкового стану на довільний кінцевий стан за скінчений час.

Для перевірки керованості використовуємо критерій Калмана. Матриця керованості визначається як

$$\mathbf{C}_u = [\mathbf{B} \quad \mathbf{AB}]. \quad (15)$$

Отже:

$$\mathbf{C}_u = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m} \\ \frac{1}{m} & -\frac{b}{m^2} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Система керована, якщо дотримується умова

$$\operatorname{rank}(\mathbf{C}_u) = n, \quad (17)$$

де n – порядок системи. У нашому випадку $n = 2$.

Ранг матриці керованості (16) дорівнює 2, отже, система є цілком керованою за будь-яких фізично допустимих значень параметрів.

Система є спостережуваною, якщо за вимірюванням виходу $y(t)$ на деякому інтервалі часу можна однозначно відновити початковий стан $\mathbf{x}(0)$. Для перевірки використаємо критерій Калмана. Матриця спостережуваності визначається як

$$\mathbf{O} = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Отже:

$$\mathbf{O} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (19)$$

Ранг матриці (19) дорівнює 2, тобто система є повністю спостережуваною. Фізично це означає, що знання $y(t)$ достатньо для відновлення всього вектора стану, оскільки швидкість $x_2(t)$ може бути однозначно відновлена з рівняння динаміки системи.

Варто зазначити, що під час аналізу властивостей системи ми не враховували збурення $d(t)$, що належить до моделі (9). Додавання $d(t)$ не змінить властивостей керованості та спостережуваності, оскільки ці властивості визначаються матрицями \mathbf{A} , \mathbf{B} і \mathbf{C} . Водночас збурення впливає на якість роботи системи керування.

Синтез лінійно-квадратичного регулятора

Під час аналізу власних значень λ_i матриці \mathbf{A} розімкненої системи (12) було визначено, що для забезпечення необхідних характеристик робочого процесу потрібне використання зворотного зв'язку та застосування регулятора. Задачею керування є забезпечення астатизму 1-го порядку під час позиціонування ковша та прийнятної точності керування відпрацювання заданої траєкторії ковша $y_{ref}(t)$ за наявності зовнішніх збурень і зміни умов навантаження $d(t)$.

У сучасних системах керування, зокрема будівельними та дорожніми машинами, домінують ПД-регулятори, що обумовлено простотою їх реалізації та прийнятною якістю перехідних процесів за умови сталих параметрів об'єкта та відносно незначної зміни навантаження.

Проте робота навантажувача визначається змінними режимами роботи та нестационарним навантаженням. За таких умов застосування класичного ПД-регулятора потребує або переналаштування параметрів для різних режимів, або введення додаткових коригувальних ланок, що ускладнює структуру системи та знижує її універсальність. Крім того, ПД-регулятор, який працює лише з вихідною координатою, не дозволяє безпосередньо врахувати стан системи, зокрема швидкість руху ковша, що є важливим для формування плавних і енергоєфективних керувальних дій.

З іншого боку, математична модель (9) (11) побудована співвідносно координат стану системи. Тому для керування процесом наповнення ковша навантажувача доцільно використовувати методи сучасної теорії керування, орієнтовані на оптимізацію динамічних характеристик системи способом безпосереднього впливу на координати стану.

Така структура системи керування наведена на рис. 3.

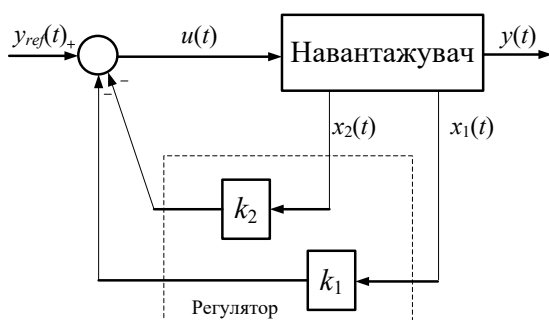


Рис. 3. Структура системи керування робочим обладнанням навантажувача в просторі станів

Керувальний вплив визначається виразом

$$u(t) = -k_1 x_1(t) - k_2 x_2(t) = -\mathbf{K}\mathbf{x}(t), \quad (20)$$

де $\mathbf{K} = [k_1 \ k_2]$ – вектор коефіцієнтів регулятора.

Рівняння стану для замкненої системи на рис. 3 має вигляд

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{BK})\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}y_{ref}(t). \quad (21)$$

Як регулятор \mathbf{K} застосуємо лінійно-квадратичний. У цьому випадку значення компонентів вектора \mathbf{K} визначаються як розв'язок задачі мінімізації такого квадратичного критерію якості:

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{x}^T(t)\mathbf{Q}\mathbf{x}(t) + ru(t)^2) dt, \quad (22)$$

де \mathbf{Q} – позитивно напіввизначена матриця 2×2 вагових коефіцієнтів, які визначають штраф за відхилення координат стану системи від бажаних значень;

r – штраф за використання керувального впливу.

Оптимальні значення \mathbf{K} у (20) отримують із розв'язку алгебраїчного рівняння Ріккати:

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} = 0, \quad (23)$$

з якого отримують матрицю \mathbf{P} . Після знаходження \mathbf{P} матриця коефіцієнтів оптимального регулятора обчислюється за формулою

$$\mathbf{K} = \mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T \mathbf{P}. \quad (24)$$

Після визначення \mathbf{K} замкнена система має таку матрицю коефіцієнтів:

$$\mathbf{A}_{cl} = \mathbf{A} - \mathbf{BK}, \quad (25)$$

власні значення якої визначають показники якості перехідного процесу.

Для синтезу системи керування структура рис. 3 реалізована в Simulink. Для моделювання рівнянь динаміки робочого обладнання у вигляді рівнянь (11), (12) використано блок State-Space. Для визначення числових параметрів як основу використано мінінавантажувач класу Bobcat S76. Водночас відповідно до рис. 2 сукупність мас ковша, стріли, з'єднувальних елементів і частини гідроприводу була зведена до еквівалентної зведеної маси $m = 400$ кг, а витрати енергії – до сили

демпфування з коефіцієнтом $b = 300$ Н·с/м. Матриці \mathbf{A} і \mathbf{B} визначені в (10), а:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Для синтезу регулятора використано функцію MATLAB lqr, а значення компонентів \mathbf{Q} та r у (22) були отримані під час чисельних експериментів, де було визначено, що

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 500 & 0 \\ 0 & 100 \end{bmatrix}, r = 0,01.$$

Під час синтезу отримані значення коефіцієнтів регулятора: $k_1 = 223,6$, $k_2 = 228,1$. Результати моделювання наведені на рис. 4. У цьому випадку розглядалось піднімання порожнього ковша на 1 м, тобто $d_0 = 0$. Як бачимо, регулятор це здійснює приблизно за 6 секунд без коливань, що є гарним результатом і відповідає фізичним можливостям навантажувача.

Введення до регулятора інтегральної складової

Вище було отримано регулятор, що є оптимальним та забезпечує нульову сталу помилку. Однак закон керування (20) та відповідні результати моделювання отримані за ідеальних умов.

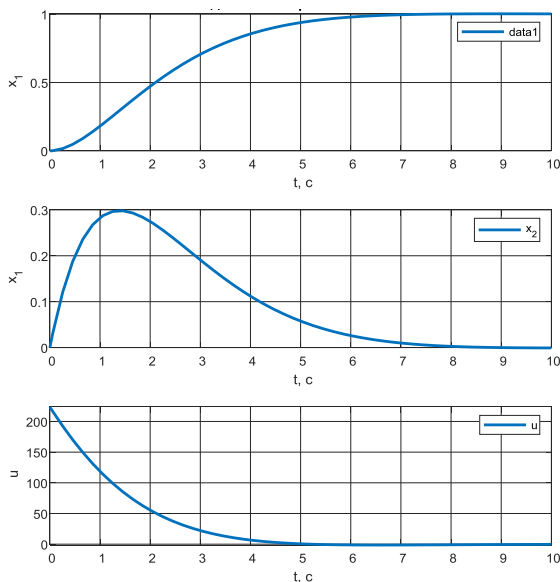


Рис. 4. Піднімання порожнього ковша з використанням лінійно-квадратичного регулятора

У реальності на робоче обладнання навантажувача впливають збурення $d(t)$. У такому

випадку рівняння замкненої можна записати так:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{BK})\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}y_{ref}(t) + \mathbf{E}d(t). \quad (26)$$

Нехай збурення є сталим або змінюється повільно, що для навантажувача відповідає, наприклад, переміщенню ковша з приблизно постійною масою вантажу, тобто $d(t) = d_0 = \text{const}$. Будемо також розглядати задачу позиціонування ($y_{ref} = \text{const}$) Тоді в усталеному режимі, тобто коли $\dot{\mathbf{x}} = 0$, і з урахуванням (26) умову рівноваги записуємо так:

$$0 = (\mathbf{A} - \mathbf{BK})\mathbf{x}_{ст} + (\mathbf{B}y_{ref} + \mathbf{E}d_0), \quad (27)$$

звідки

$$\mathbf{x}_{ст} = -(\mathbf{A} - \mathbf{BK})^{-1}(\mathbf{B}y_{ref} + \mathbf{E}d_0). \quad (28)$$

Вихідна координата в усталеному режимі дорівнює

$$y_{ст} = -\mathbf{C}(\mathbf{A} - \mathbf{BK})^{-1}(\mathbf{B}y_{ref} + \mathbf{E}d_0). \quad (29)$$

Із формули (29) випливає таке: за сталого збурення d_0 усталене значення виходу $y_{ст}$ є ненульовим та залежить від d_0 . Це означає, що навіть за умови асимптотичної стійкості матриці $(\mathbf{A} - \mathbf{BK})$ у (28) замкнена система з лінійно-квадратичним регулятором забезпечує лише стабілізацію, але не гарантує нульової статичної похибки за наявності сталих навантажень.

Отже, для підвищення точності руху ковша регулятор має формувати таке постійне керування, яке компенсує невідоме навантаження d_0 . Однак закон керування (20) не передбачає такої можливості, тому за сталих збурень він призводить до появи статичної похибки за координатою $y(t)$, що підтверджує рис. 5.

Рис. 5 ілюструє випадок, коли під час підняття ковша з постійною масою його маса раптово змінилася ($d_0 = -100$, $t = 2$ с), що може бути випадковим досипанням матеріалу до ковша. Результати моделювання доводять теоретичні розрахунки, що наявність постійного d_0 призвела до появи статичної похибки.

З огляду на те, що для навантажувача складова навантаження, пов'язана з вагою вантажу та опором матеріалу, може бути ста-

лою на значних інтервалах робочого циклу, доцільно доповнити закон керування інтегральною складовою, яка накопичує похибку за координатою $y(t)$ і формує додаткову складову керування для компенсації сталих і повільно змінних збурень (рис. 6).

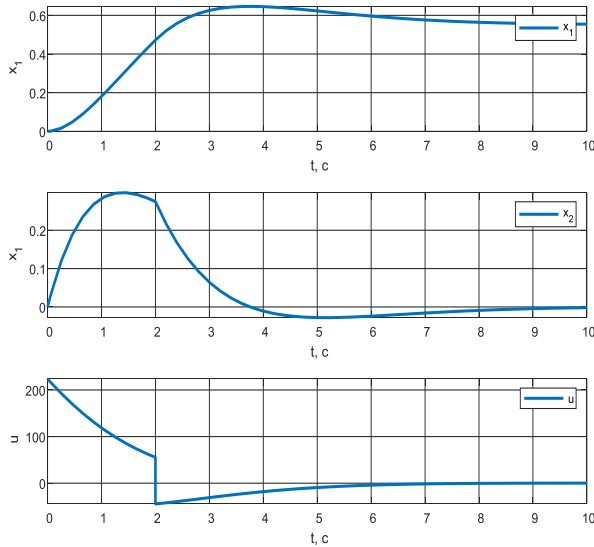


Рис. 5. Робота системи керування за наявності постійного збурення

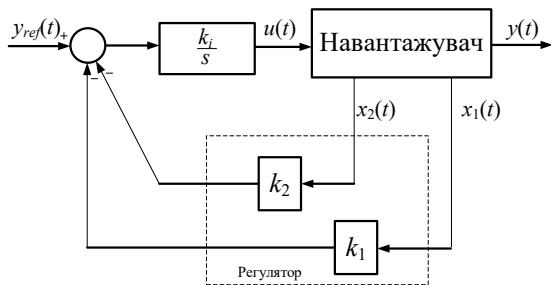


Рис. 6. Структура системи керування з інтегральною складовою

Це забезпечить усунення статичної похибки та підвищить точність відпрацювання заданого положення ковша за змінних навантажень.

Результати моделювання системи керування, що відповідають рис. 6 зі збуренням d_0 , аналогічним до рис. 5, наведені на рис. 7.

Оскільки регулятор змінив порядок системи, то змінилися й ваги в критерії оптимальності (22):

$$Q = \begin{bmatrix} 320 & 0 & 0 \\ 0 & 600 & 0 \\ 0 & 0 & 150 \end{bmatrix}, r = 0,005.$$

Під час синтезу отримані такі значення коефіцієнтів регулятора: $k_i = -253,0$,

$k_1 = 739,5$ та $k_2 = 543,5$. Від’ємний знак у k_i означає, що інтегратор працює на зменшення похибки, тобто формує керувальну дію в напрямку, протилежному відхиленню виходу від заданого значення.

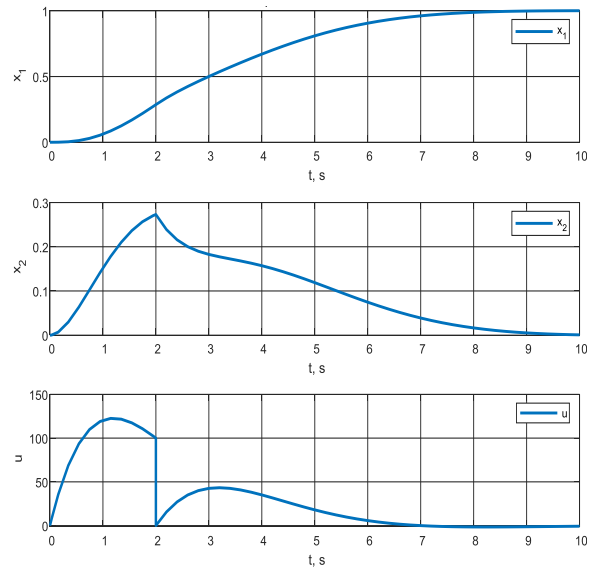


Рис. 7. Робота системи керування з лінійно-квадратичним регулятором та інтегратором за сталого збурення d_0

Як видно з рис. 7, на відміну від лінійно-квадратичного регулятора, запропонований регулятор з інтегратором дозволяє усунути статичну похибку за наявності сталого збурення. У момент $t = 2$ з появою збурення d_0 є деяка зміна швидкості переміщення ковша, але він все одно досягає бажаного положення, хоча на це витрачається на 1 с більше часу.

Проте варто зазначити, що в реальному процесі наповнення ковша зовнішнє навантаження не є сталим, а збільшується в часі, зокрема внаслідок зміни маси матеріалу в ківші. На окремих інтервалах процесу наповнення ковша таку зміну можна розглядати як обмежене лінійне збільшення збурення:

$$d(t) = d_0 + \alpha t, t \in [0, T], \quad (30)$$

де α – параметр, що визначає швидкість збільшення навантаження,

T – обмежений час, що визначається тривалістю відповідної фази руху.

Рух ковша під час збурення типу (30) ілюструє рис. 8.

Як видно з рис. 8, регулятор, хоча і з певною постійною помилкою (20 см), але впорався із завданням.

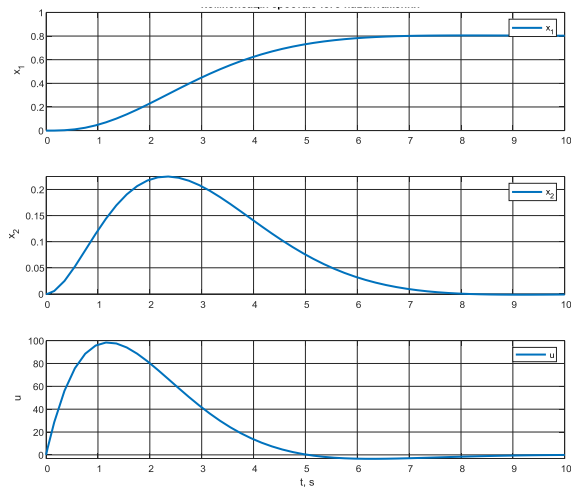


Рис. 8. Робота системи керування за збурення, що лінійно збільшується (30)

Варто зазначити, що за невеликих дискретних кроків переміщення ковша (а не підняття на умовні 1 м) ця помилка буде незначною, тому можна вважати, що запропонована система керування є ефективною. Повна компенсація лінійно збільшуваного збурення потребувала б використання додаткових інтегровальних ланок, що суттєво ускладнило б систему керування та знизило б її запаси стійкості.

Висновки

Актуальність завдання керування рухом ковша фронтального навантажувача під час його навантаження зумовлена дією зовнішніх збурень, що ускладнюють забезпечення заданого руху. У роботі доведено, що використання спрощеної моделі руху робочого обладнання фронтального навантажувача в просторі станів є достатнім для синтезу ефективної системи керування в умовах дії зовнішніх збурень.

Визначено, що розімкнена система не є асимптотично стійкою, що обмежує можливість керування ковшем без застосування відповідних регуляторів. Під час додаткового аналізу моделі було проаналізовано принципову можливість системи бути керованою та спостережуваною.

Визначено, що лінійно-квадратичний регулятор, оптимальний за заданим квадратичним критерієм якості, забезпечує стабілізацію руху ковша та задовільні динамічні характеристики, однак не гарантує нульової статичної похибки за наявності навіть сталих зовнішніх збурень. Введення інтегральної складової до структури регулятора дозволило усунути статичну похибку та підвищити точність керування ковшем за наявності збу-

рень, що підтверджено результатами комп'ютерного моделювання.

Варто зазначити, що роботу запропонованої системи керування досліджено лише для завдання позиціонування ковша, тому подальші дослідження доцільно спрямувати на аналіз якості відстеження заданої траєкторії руху ковша.

Література

1. Собко Б. Ю., Ложніков О. В., Вороний М. В. Встановлення впливу насипної густини гірничої маси залізородного кар'єру на продуктивність колісних навантажувачів. *Збірник наукових праць національного гірничого університету*. 2022. Т. 71. С. 7–16. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/71.007>
2. Adaptation of a wheel loader automatic bucket filling neural network using reinforcement learning / S. Dadhich et al. 2020. *International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*, Glasgow, UK, 19–24 July 2020. 2020. <https://doi.org/10.1109/ijcnn48605.2020.9206849>
3. Hemami A. Motion trajectory study in the scooping operation of an LHD-loader. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 1994. Vol. 30. No. 5. P. 1333–1338. <https://doi.org/10.1109/28.315248>
4. Filla R., Ericsson A., Palmberg J-O. Dynamic Simulation of Construction Machinery: Towards an Operator Model. *IFPE 2005 Technical Conference/ Las Vegas (NV), USA, March 16–18, 2005*. <https://doi.org/10.48550/arXiv.cs/0503087>.
5. Bucket Loading Trajectory Optimization for the Automated Wheel Loader / J. Yao et al. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2023. P. 1–11. <https://doi.org/10.1109/tvt.2023.3236507>
6. Autonomous Scooping of a Rock Pile by a Wheel Loader Using Disturbance Observer / O. Kanai et al. *23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction*, Tokyo, Japan, 3–5 October 2006. 2006. <https://doi.org/10.22260/isarc2006/0089>
7. Joint Optimization for Transport and Bucket Loading Phases of Automated Wheel Loaders / C. P. Edson et al. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2023. P. 1–9. <https://doi.org/10.1109/tmech.2023.3274416>
8. Кириченко І. Г., Гурко В. О. Застосування машинного навчання в інтелектуальній системі керування ковшем навантажувача. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2025. Вип. 108. С. 78–88. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2025.108.0.78>
9. Dadhich S., Sandin F., Bodin U. Predicting Bucket-Filling Control Actions of a Wheel-Loader Operator Using a Neural Network Ensemble. *2018 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*, Rio de Janeiro, 8–13 July

2018. <https://doi.org/10.1109/ijcnn.2018.8489388> 2018.
10. Eriksson D., Ghabcheloo R., Geimer M. Impact of Data Quantity and Composition on Bucket Filling Performance for Wheel Loaders. *2024 European Control Conference (ECC)*, Stockholm, Sweden, 25–28 June 2024. 2024. <https://doi.org/10.23919/ecc64448.2024.10591162>
 11. Adaptation of a wheel loader automatic bucket filling neural network using reinforcement learning / S. Dadhich et al. *2020 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*, Glasgow, United Kingdom, 19–24 July 2020. 2020. <https://doi.org/10.1109/ijcnn48605.2020.9206849>
 12. Shen C., Sloth C. Generalized Framework for Wheel Loader Automatic Shoveling Task with Expert Initialized Reinforcement Learning. *2024 IEEE/SICE International Symposium on System Integration*, Ha Long, Vietnam, 8–11 January 2024. <https://doi.org/10.1109/sii58957.2024.10417575>
 13. Nise N. S. *Control Systems Engineering*. Wiley & Sons, Incorporated, 2020. 942 p.

References

1. Sobko, B., Lozhnikov, O., Voronyi, M. (2022). Determination the influence of the rock mass density on the productivity of wheel loaders at the iron ore pit mining. *Collection of research papers of the National Mining University*. V. 71, P. 7–16. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/71.007>
2. Adaptation of a wheel loader automatic bucket filling neural network using reinforcement learning / S. Dadhich et al. *2020 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*, Glasgow, UK, 19–24 July 2020. 2020. <https://doi.org/10.1109/ijcnn48605.2020.9206849>
3. Hemami, A. (1994). Motion trajectory study in the scooping operation of an LHD-loader. *IEEE Transactions on Industry Applications*. Vol. 30, no. 5, P. 1333–1338. <https://doi.org/10.1109/28.315248>
4. Filla, R., Ericsson, A., Palmberg, J-O. (2005). Dynamic Simulation of Construction Machinery: Towards an Operator Model. *IFPE 2005 Technical Conference*, Las Vegas (NV), USA, March 16–18, 2005. <https://doi.org/10.48550/arXiv.cs/0503087>
5. Bucket Loading Trajectory Optimization for the Automated Wheel Loader / J. Yao et al. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2023, P. 1–11. <https://doi.org/10.1109/tvt.2023.3236507>
6. Autonomous Scooping of a Rock Pile by a Wheel Loader Using Disturbance Observer / O. Kanai et al. *23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction*, Tokyo, Japan, 3–5 October 2006. 2006. <https://doi.org/10.22260/isarc2006/0089>
7. Joint Optimization for Transport and Bucket Loading Phases of Automated Wheel Loaders / C. P. Edson et al. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2023, P. 1–9. <https://doi.org/10.1109/tmech.2023.3274416>
8. Kyrychenko, I., Hurko, V. (2025). Machine learning applications in intelligent wheel loader bucket control systems. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*. Issue. 108, P. 78–88. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2025.108.0.78>
9. Dadhich, S., Sandin, F., Bodin, U. (2018). Predicting Bucket-Filling Control Actions of a Wheel-Loader Operator Using a Neural Network Ensemble. *2018 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*, Rio de Janeiro, 8–13 July 2018. 2018. <https://doi.org/10.1109/ijcnn.2018.8489388>
10. Eriksson, D., Ghabcheloo, R., Geimer, M. (2024). Impact of Data Quantity and Composition on Bucket Filling Performance for Wheel Loaders. *2024 European Control Conference (ECC)*, Stockholm, Sweden, 25–28 June 2024. <https://doi.org/10.23919/ecc64448.2024.10591162>
11. Adaptation of a wheel loader automatic bucket filling neural network using reinforcement learning / S. Dadhich et al. *2020 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*, Glasgow, United Kingdom, 19–24 July 2020. 2020. <https://doi.org/10.1109/ijcnn48605.2020.9206849>
12. Shen, C., Sloth, C. (2024). Generalized Framework for Wheel Loader Automatic Shoveling Task with Expert Initialized Reinforcement Learning. *2024 IEEE/SICE International Symposium on System Integration*, Ha Long, Vietnam, 8–11 January 2024. <https://doi.org/10.1109/sii58957.2024.10417575>
13. Nise, N. S. (2020). *Control Systems Engineering*. Wiley & Sons, Incorporated, 942 p.

Гурко Володимир Олександрович, аспірант, кафедра будівельних і дорожніх машин, volgurko@khadi.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-9216-6682>,

Разарьонов Леонід Володимирович, к.т.н., доцент, кафедра експлуатації, випробування, сервісу будівельних та дорожніх машин, lrazarenof@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7597-2053>,

Аксьонова Лоліта Андріївна, студентка магістратури, кафедра автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій, lolita.aksonova@gmail.com,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, Україна.

Control of the Working Equipment Motion of a Wheel Loader during the Loading Process

Abstract. Problem. During the loading process of a wheel loader, the working equipment is subjected to significant external disturbances arising from the interaction between the bucket and the material.

These disturbances lead to dynamic loads, reduced positioning accuracy, and greater dependence on the operator's experience during the working process. **Goal.** The goal of this paper is to increase the productivity of a wheel loader by developing an automatic control system for the bucket-filling process that ensures stable, accurate motion of the working equipment under external disturbances. **Methodology.** A simplified mathematical model of the working equipment motion is developed in the state space, where the bucket is represented as a lumped mass with a single degree of freedom. The stability, controllability, and observability properties of the open-loop system are analysed. A linear-quadratic regulator is synthesised for motion control and extended with an integral component to compensate for constant and varying external disturbances. To validate the theoretical results, simulation studies were conducted. **Results.** The theoretical analysis shows that the open-loop system is not asymptotically stable, and that a linear-quadratic regulator stabilises the system but cannot eliminate steady-state error in the presence of constant external disturbances. The application of an integral component theoretically guarantees disturbance compensation. Computer simulation results confirm the analytical conclusions and demonstrate zero steady-state error under constant disturbances as well as a significant reduction of motion error under linearly increasing loads. **Originality.** A control structure based on a linear-quadratic regulator with an integral component is proposed for the control of wheel loader working

equipment using a simplified state-space model suitable for practical implementation. **Practical value.** The proposed control system can be implemented in real-time control systems for wheel loaders to improve stability, accuracy, and loading productivity under variable external disturbances.

Key words: wheel loader, working equipment, bucket motion control, linear-quadratic regulator, integral action, external disturbances.

Hurko Volodymyr, PhD student, Department of Construction and Road Machines

volgurko@khadi.kharkov.ua, ORCID:

<https://orcid.org/0009-0006-9216-6682>.

Razarenov Leonid, PhD in Eng. S., Department of Operation, Testing, and Service of Construction and Road Machines, lrazarenof@gmail.com, ORCID:

<https://orcid.org/0000-0002-2128-3500>.

Aksonova Lolita, master's student, Automation and Computer-Integrated Technologies Department, lolita.aksonova@gmail.com.

Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

Стаття надійшла до редакції / Received: 16.02.2026.

Прийнята до друку після рецензування / Revised and Accepted: 22.02.2026.

Дата публікації статті / Published: 11.05.2026.
