

ризик у під час виконання програми робіт у цих проектах, а відтак зумовлює потребу розроблення відповідних положень щодо системно-чинникового підходу до означення керованих складових системної ефективності, як потенційних елементів системи через яких можна активізувати реакції на технологічний ризик. 3. Системно-чинниковий підхід дає змогу розглянути виробничу підсистему проектів сівби озимих зернових на підставі таких її системно поєднаних складових як вхідні впливи, параметри підсистеми, управлінська складова та характеристики її функціонування. Для означення можливості керування характеристиками функціонування цієї підсистеми, виокремлюються чинники ефективності, розкривається їх сутність, причинно-наслідкові зв'язки, означається їх керованість та ступінь впливу на технологічний ризик цих проектів. 4. Розкриття системних передумов формування технологічного ризику є важливим етапом розроблення відповідних методів щодо формалізації закономірностей його причин, а відтак і методів їх синтезу в імітаційних моделях віртуальних проектів сівби озимих культур. Виконання на їх підставі комп'ютерних експериментів із врахуванням некерованої та стохастичної сутності проектного середовища дає змогу здійснити кількісне оцінення ефективності відповідних реакцій на технологічний ризик, а відтак і обґрунтувати практичні рекомендації щодо їх застосування у тих чи інших виробничих умовах.

### **Література**

1. Айвазян С.А., Енюков И.Е., Мешалкин Л.Д. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных. Справочное изд. – М.: Финансы и статистика, 1983. – 471 с.
2. Альянах И. Н. Моделирование вычислительных систем / И. Н. Альянах. – Л. : Машиностроение, 1988. – 233 с.
3. Бомба М.Я., Томашівський З.М. Наукові і практичні основи обробітку ґрунту: Навчальний посібник. - Івано-Франківськ: Галичина, - 1993. – 148 с.
4. Дружинин В. В. Системотехника / В. В. Дружинин, Д. С. Контров. – М. : Радио и связь, 1985. – 200 с.
5. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве / Ф. С. Завалишин. – М. : Колос, 1973. – 319 с.
6. Куперман Ф.М. Морфофизиология растений. Морфофизиологический анализ этапов органогенеза различных жизненных форм покрытосеменных растений. - 3-е изд., доп. - М.: Высш. шк., 1977. – 288 с.
7. Лихочвор В.В. Рослинництво. Технології вирощування сільськогосподарських культур. – Львів: НВФ “Укр. технології”, 2002. – 800 с.
8. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / В. І. Пастухов; Харк. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка. – Х., 2004. – 38 с.
9. Сидорчук О. В. Технологічні вимоги механізованого процесу в рослинництві до темпів ремонту машин / О. В. Сидорчук, М. І. Карпа, В. О. Тимочко, С. А. Федосенко // Підвищення організаційно-технічного рівня ремонтно-відновних процесів в АПК регіону: Пр. ін-ту / Львів с.-г. ін-т. – Львів, 1990. – С 84-90.

УДК 692.113-592

## **УПРАВЛІННЯ ДИНАМІКОЮ АВТОПОЇЗДА В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ З АБС**

**Сирота В.І., кандидат технічних наук**  
**Рачковський Л.В.**

Динаміка руху транспортного засобу під час гальмування із ковзанням описується диференціальними рівняннями поздовжнього, поперечного та обертального руху. Їх аналіз показує, що всі види руху безпосередньо залежать від сил, що виникають в результаті взаємодії шини з опорною поверхнею [1]. Поздовжні та поперечні сили ( $F_x$  та  $F_y$ ) взаємодії шини з опорною поверхнею залежать від коефіцієнта проковзування  $S$ , кута бічного відведення  $\delta$  та вертикального

навантаження  $F_z$ . Якщо під час гальмування при криволінійному русі виникає зміна коефіцієнта проковзування  $S$ , то одразу ж змінюються поздовжні та поперечні сили ( $F_x$  та  $F_y$ ). Внаслідок чого змінюється поперечна динаміка автопоїзда. Сили, що діють на колесо під час гальмування з проковзуванням показано на рис. 1.

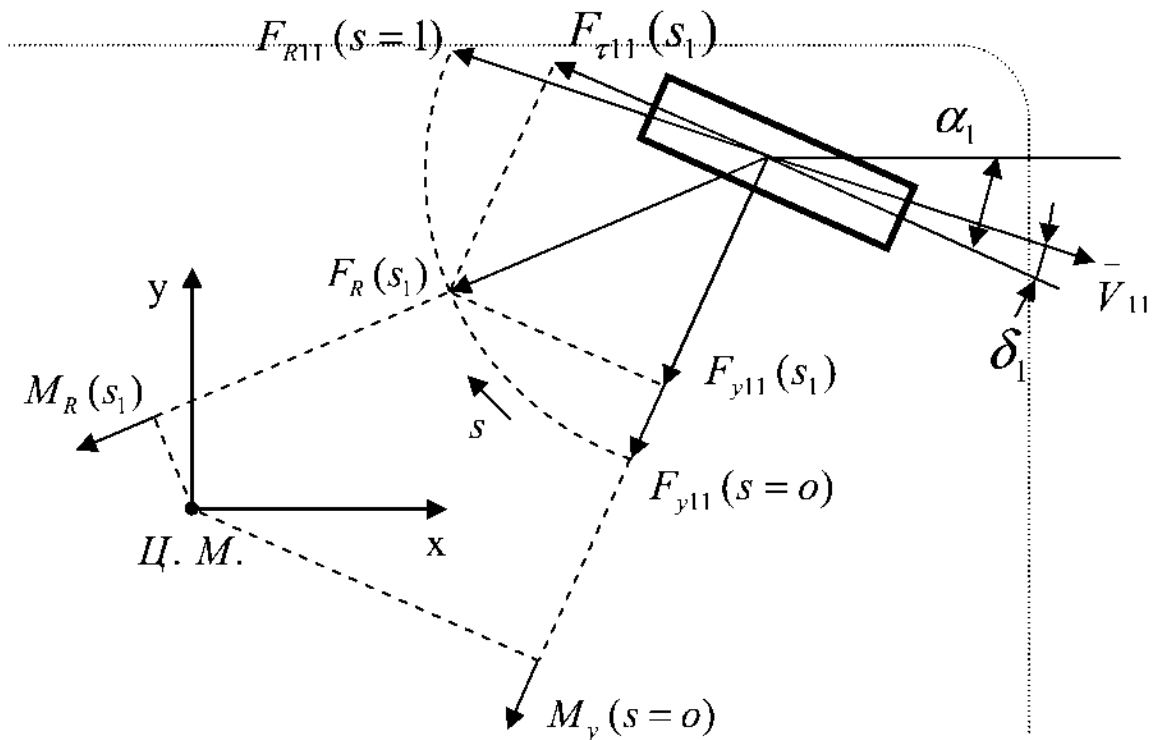


Рис. 1. Сили, що діють на колесо під час гальмування з проковзуванням

У колеса, що котяться вільно ( $S=0$ ) результуюча сила колеса  $F_R(S=0)$  дорівнює боковій силі  $F_{y11}(S=0)$ , яка пропорційна куту відведення колеса  $\delta$ . При гальмуванні, в наслідок підвищення коефіцієнта проковзування ( $S_f$ ) підвищується гальмівна сила  $F_{r11}$  та одночасно зменшується бічна сила  $F_{y11}$ . Результуюча сила  $F_{R11}(S_f)$  розраховується додаванням векторів  $F_{x11}(S_f)$  та  $F_{y11}(S_f)$ . В результаті зміни коефіцієнта проковзування виникає розвертаючий момент результуючої сили  $F_{R11}$ , що в свою чергу призводить до зміни моменту рискання (моменту кутового переміщення відносно вертикальної осі) від  $M_R(S=0)$  до  $M_R(S_f)$ . Крім того, зниження  $F_{y11}(S_f)$  сприяє зменшенню розвертаючого моменту, який в значній мірі визначається бічною силою.

Сучасна гальмівна система автопоїзда має забезпечувати високі гальмівні характеристики в усіх можливих умовах руху та попереджати критичні ситуації, пов'язані в першу чергу з поперечним рухом, такими як занос, складання або перекидання автопоїзда. Забезпечення цих вимог можливе при оптимізації стратегії управління антиблокувальною системою (АБС) гальм. Порівняльне дослідження найпопулярніших стратегій [2] управління показало, що застосування стратегії незалежного керування кожним колесом на автопоїзді дозволяє суттєво зменшити гальмівний шлях при прямолінійному гальмуванні, але призводить до складання легкозавантаженого автопоїзда при гальмуванні на межі зчеплення в повороті. Дослідження показало, що при існуючих АБС стратегія управління має відрізнитися для керованих і некерованих осей автопоїзда. Так кожна некерована вісь автопоїзда має бути обладнана стратегією управління по відстаючому колесу, щоб допомагати водію утримувати управління траєкторією в повороті та незалежне управління колесами має застосовуватись на керованих осях, для поліпшення характеристик сповільнення. Робочий процес АБС включає дві або три фази регулювання. Система, яка реалізує дві фази регулювання («впуск» та «випуск») в принципі не може забезпечити зміну вихідної величини згідно заданого закону, оскільки процес регулювання має коливальний характер. Тому більшість фірм-виробників від неї відмовились і застосовують систем, що реалізує три фази регулювання («впуск», «випуск» та «закрито»). Протяжність цих фаз суттєво впливають на процес блокування та розблокування колеса і, як наслідок, гальмівні

характеристики, стійкість та керованість автопоїзда при гальмуванні.

Алгоритм управління фазами регулювання тиску в значній мірі визначає ефективність роботи АБС. Одним із найперспективніших є дискретний спосіб [3]. Відповідно до нього, при гальмуванні часовий інтервал  $t_i$ , що отримано з датчика частоти обертання колеса, завжди менший ніж наступний інтервал  $t_{i+1}$ . І чим більша різниця, тим інтенсивніше гальмується колесо. Створення алгоритма, який управляє робочими фазами за величиною кутового прискорення колеса, дозволяє підтримувати коефіцієнт ковзання  $S$  близько до оптимального значення, тим самим підвищуючи гальмівні характеристики, стійкість та керованість автопоїзда. Кутове прискорення колеса при гальмуванні можна визначити:

$$\frac{d\omega^-}{dt} = \frac{4\pi(t_{i+1} - t_i)}{Nt_i t_{i+1} (t_{i+1} + t_i)} \quad (1)$$

де  $N$  – кількість зубців імпульсного колеса.

Значення  $\frac{d\omega^-}{dt}$ , розраховане за формулою (1) блок керування порівнює з збереженим пороговим значенням  $\frac{d\omega^-_{np}}{dt}$ , і якщо  $\frac{d\omega^-}{dt} \geq \frac{d\omega^-_{np}}{dt}$ , колесо необхідно розгальмувати, і навпаки, якщо  $\frac{d\omega^-}{dt} \leq \frac{d\omega^-_{np}}{dt}$  продовжувати гальмувати.

При розгальмуванні часовий інтервал  $t_i$ , що отримано з датчика частоти обертання колеса, завжди більший ніж наступний інтервал  $t_{i+1}$ , і якщо допустити, що колесо розганяється рівномірно, то кутове прискорення колеса визначається:

$$\frac{d\omega^+}{dt} = \frac{4\pi(t_i - t_{i+1})}{Nt_i t_{i+1} (t_{i+1} + t_i)} \quad (2)$$

Його значення теж порівнюється з пороговим  $\frac{d\omega^+_{np}}{dt}$ , при досягненні якого на модулятор подається команда на підвищення тиску.

При такому розрахунку кутового прискорення  $\frac{d\omega}{dt}$  для визначення моменту подачі команди виконавчим механізмам необхідно мати інформацію як мінімум про два часових інтервала  $(t_i, t_{i+1})$ . В зв'язку з цим виникає необхідність прогнозування величини часового інтервалу  $t_{i+1}^{\pm np}$  на деякий час вперед, щоби до того як з'явиться можливість виміряти реальне значення  $t_{i+1}$ . Визначити прогнозовану величину  $t_{i+1}^{\pm np}$  можна з рівнянь (1) для режиму гальмування колеса, та (2) для режиму розгальмовування, якщо замість  $\frac{d\omega^{\pm}}{dt}$  підставити  $\frac{d\omega^{\pm}_{np}}{dt}$ . Таким чином отримуємо два рівняння: для режиму гальмування

$$(t_{i+1}^{-np})^2 t_i \frac{d\omega^-_{np}}{dt} N + t_{i+1}^{-np} (t_i^2 \frac{d\omega^-_{np}}{dt} N - 4\pi) + 4\pi t_i = 0 \quad (3)$$

та для режии розгальмовування

$$(t_{i+1}^{+np})^2 t_i \frac{d\omega^+_{np}}{dt} N + t_{i+1}^{+np} (t_i^2 \frac{d\omega^+_{np}}{dt} N - 4\pi) + 4\pi t_i = 0 \quad (4)$$

Розв'язавши ці рівняння відносно прогнозованої величини  $t_{i+1}^{\pm np}$ , в кожному випадку з двох отриманих коренів, для підвищення надійності процесу регулювання, обираються мінімальні. В ході виміру величини  $t_{i+1}$  для режиму гальмування необхідно враховувати, що прогнозована величина має бути більшою за виміряну, тобто слід виконувати умову  $\min(t_{i+1}^{-np}) > t_{i+1}$ , а якщо вона не виконується подавати команду на розгальмовування. При розгальмовуванні колеса прогнозована величина повинна задовольняти умову  $0 < \min(t_{i+1}^{+np}) < t_{i+1}$ .

Такий підхід дає можливість за допомогою лише за допомогою одного значення часового інтервала надійно визначити необхідність в гальмуванні і розгальмовуванні колеса. На його основі можна побудувати адаптивний алгоритм управління АБС.

### *Література*

1. *Абрамов А.М.* Управление динамикой движения седельных автопоездов// Транспорт Российской Федерации . – 2007. – №9. – с.70-73.
2. *Kienhöfer F., Cebon D.* An Investigation of ABS Strategies for Articulated Vehicles.// 8th International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions, Midrand, South Africa. – 2004.
3. *Леонтьев Д.Н.* Усовершенствованный алгоритм управления АБС// Автомобильная промышленность. – 2010. – №9. – с.25-28.

УДК 658.631.3

## **КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ КОНФІГУРАЦІЇ ПРОЕКТУ ЗЕРНОВОГО ТОКУ**

**Скібчик В.І.**

**Вступ.** Ефективність інжинірингових проектів визначається правильністю управління їх конфігурацією. Зокрема, ефективність виробництва зерна значною мірою залежить від конфігурації проекту зернового току. Основним показником роботи току є його продуктивність, яка залежить від характеристик обладнання, що застосовується для післязбиральної обробки зерна, площ закритих та відкритих площадок, організації виконання технологічних процесів. Тому постає питання щодо обґрунтування параметрів технологічного обладнання, його кількості, площ закритих та відкритих площадок, організаційних режимів технологічних процесів тощо. Відповідь на ці запитання можна отримати лише на основі моделювання. Першим кроком на цьому шляху є обґрунтування концептуальної моделі.

**Аналіз публікацій та постановка завдання.** Для визначення продуктивності току користуються: нормативами, результатами виробничих експериментів або аналітичними розрахунками [3, 4]. Кожен з цих методів характеризується певними недоліками. Нормативний метод недостатньо враховує особливості конкретних виробничих умов [3]. Виробничі експерименти вимагають значних витрат коштів та часу. Їх дані неможливо використати для довгострокового прогнозування. Аналітичні методи [4] характеризуються значною неточністю. Вони унеможливають врахування впливу агрометеорологічних умов збирання зернових культур на потік зерна та його післязбиральну обробку.

**Мета статті** – розроблення концептуальної моделі конфігурації проекту зернового току.

### **Основна частина**

Побудова концептуальної моделі передбачає визначення характеристик системи за наступними етапами - визначення і орієнтація, стратифікація, деталізація, локалізація, структуризація та управління, виділення процесів, відображення стану [1].

На першому етапі окреслюються мета та завдання системи-продукту - зернового току. Зокрема їх можна означити як підвищення ефективності післязбиральної обробки зерна – забезпечення своєчасності проведення технологічних операцій на току, визначення раціональних параметрів току для заданих умов збирання ранніх зернових культур. Найвища ефективність системи післязбиральної обробки зерна може бути досягнута за умови, коли параметри току (конструкційні параметри і режими роботи складових елементів) є узгодженні з характеристиками потоку зерна.

На етапі стратифікації модельована система-продукт розглядається як набір частин