

«Адаптивний»

АДАПТИВНА СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ
СИСТЕМОЮ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ КАТЕГОРІЇ N₃C

2020 рік

АНОТАЦІЯ

Актуальність роботи. Безпека дорожнього руху, під час експлуатації колісних транспортних засобів (КТЗ), є важливим аспектом, а оскільки в дорожньому русі все частіше стали приймати участь багатовісні КТЗ то дослідження питання адаптивності їх запасної гальмової системи є актуальним.

Метою роботи є вдосконалення системи керування запасною гальмовою системою транспортного засобу.

Об'єктом дослідження є процес гальмування багатовісного транспортного засобу при виході з ладу одного з контурів його гальмового приводу.

Предметом дослідження є ефективність гальмування багатовісного транспортного засобу при виході з ладу одного з контурів його гальмового приводу.

Методи дослідження. В процесі аналізу робіт за обраним напрямом досліджень використовувався історичний метод. При виборі компоновальних схем гальмового приводу використовувався методи системного аналізу. Для дослідження динаміки процесу гальмування багатовісного транспортного засобу під час виходу з ладу одного з контурів гальмового приводу використовувалися методи математичного та комп'ютерного моделювання.

Ключові слова: багатовісні транспортні засоби, адаптивна система, компенсація.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ НАЙБЛИЖЧИХ АНАЛОГІВ ТА ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ	5
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ	6
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ	9
РОЗДІЛ 4. ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ АВТОМОБІЛЯ.....	13
4.1 Блок тиску в першому, другому та третьому контурах.....	14
4.2 Блок визначення зчеплення коліс з дорогою R_z	14
4.3 Блок виявлення коефіцієнта гальмування транспортного засобу f_x	15
4.4 Блок швидкості автомобіля V	15
4.5 Блок розподілу навантаження по мостам R_{z_d}	16
РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ТА АНАЛІЗ ІМІТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ	17
ВИСНОВКИ	19
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	20

ВСТУП

Відомо, що від справності гальмового керування залежить безпека водія, пасажирів та інших учасників дорожнього руху. Також відомо, що транспортний засіб не може бути допущений до експлуатації, якщо в нього відсутня хоча б одна з наступних гальмових систем: робоча, стоянкова або запасна (аварійна). Крім того в залежності від призначення транспортного засобу або особливостей умов його експлуатації він може додатково бути обладнаний допоміжною гальмовою системою, зупинковою гальмовою системою та системою керування гальмами причепа або напівпричепа.

Робоча гальмова система є основною системою гальмового керування і використовується найбільш часто. Саме за допомогою її водій може знизити швидкість руху автомобіля, або повністю його зупинити, або може утримувати транспортний засіб в нерухомому стані під час коротко тривалій зупинці.

Стоянкова гальмова система використовується тільки під час довготривалої зупинки або під час початку руху транспортного засобу на поздовжньому ухилі дороги.

Запасна (аварійна) гальмова система починає функціонувати в разі виходу з ладу робочої гальмової системи і забезпечує меншу ефективність гальмування транспортного засобу у порівнянні із робочою гальмовою системою.

Реалізація адаптивного керування запасною гальмовою системою на багатовісних транспортних засобах, які експлуатуються в будівельній галузі, в межах мегаполісів та великих міст, дозволить підвищити безпеку дорожнього руху та може зберегти не одне життя у разі виникнення аварійної ситуації.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ НАЙБЛИЖЧИХ АНАЛОГІВ ТА ВИБІР
ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

На основі отриманого завдання проведемо аналіз основних параметрів проєктованого автомобіля та визначимо основні параметри вітчизняних і зарубіжних автомобілів-аналогів (таблиця 1.1).

- а) Тип автомобіля – транспортний засіб спеціального призначення;
- б) Пасажиromісткість – 3 чоловіка;
- в) Максимальна швидкість – $V_{\max} = 110$ км/год;
- г) Коефіцієнт сумарного дорожнього опору – $\psi_{\max} = 0,55$;
- д) коефіцієнт сумарного дорожнього опору при русі автомобіля з максимальною швидкістю – $\psi_v = 0,020$.

Таблиця 1.1 – Основні параметри автомобілів-аналогів

Параметри	Найближчі аналоги			
	Перший	Другий	Третій	Той, що прийнято
1	2	3	4	5
Вид автомобіля	Вантажний автомобіль			
Споряджена маса, m_0	7500	10000	8000	6000
Повна маса m_a , кг	15000	16000	14200	11000
Максимальна швидкість V_{\max} , км/год	74	95	60	110
Статичний радіус колеса з навантаженням r_c , м	0.53	0,53	0,53	0,53
Коефіцієнт опору повітря k , Н·с ² /м ⁴	0,6	0,6	0,6	0,6
Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x	0,3675	0,3675	0,3675	0,3675

На основі проведеного аналізу автомобілів аналогів приймемо кількість мостів КТЗ рівним чотири.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ

Запасна гальмова система призначена для плавного зниження швидкості руху або зупинки транспортного засобу в разі виходу з ладу його робочої гальмової системи. Зазвичай запасна система менш ефективна, ніж робоча.

Функції запасної гальмової системи виконує один з контурів, оскільки наявність двосекційного гальмівного крана і подвійного захисного клапана дозволяє обом контурам працювати незалежно один від одного при падінні тиску повітря в будь-якому з них.

Незважаючи на кількість гальмових систем, якими обладнується транспортний засіб вони складаються з двох структурних елементів, це гальмовий привід та гальмовий механізм. Гальмові приводи бувають механічні, пневматичні, гідравлічні, електричні або комбіновані. В якості гальмових механізмів використовуються дискові, барабанні, стрічкові або електромотор-колеса (електромагнітні гальма).

Гальмові приводи для забезпечення функціонування запасної (аварійної) гальмової системи розділені на контури [1–5]. На автомобілях малого класу використовують так звані діагональні контури, а на автомобілях великого класу (з великими вагово-габаритними параметрами) використовують осьові контури. Типова схема розділення гальмового привода на два осьових контури зображена на рис. 2.1. На схемі передній та задній осьові контури обладнані модуляторами АБС, які забезпечують обертання колеса під час гальмування без їх блокування. Слід відзначити що не завжди ефективність дії переднього контуру дорівнює ефективності дії заднього контуру. Це пов'язано із розташуванням координати центра ваги транспортного засобу та параметрами гальмового механізму.

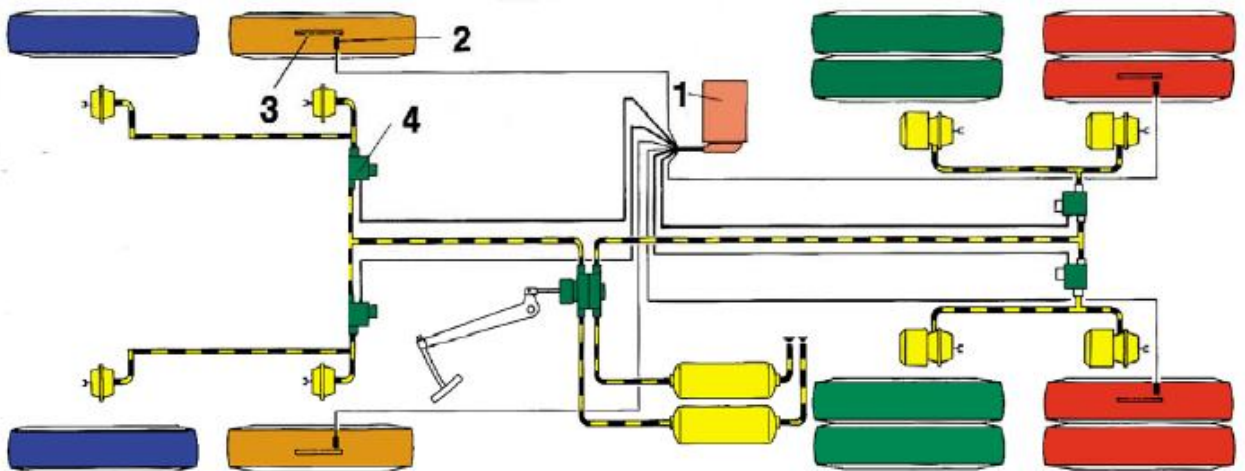
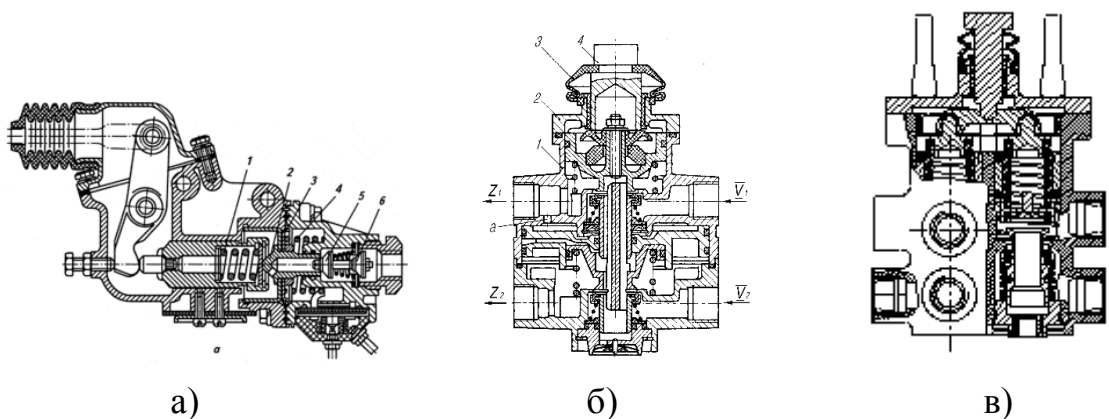


Рис. 2.1. Типова схема гальмового керування двовісного транспортного засобу:
 1 – блок керування модуляторами тиску ABS; 2 – датчик частоти обертання автомобільного колеса; 3 – кодове колесо; 4 – модулятор ABS

Контури гальмового приводу спрацьовують завдяки пристрою, який отримав назву – гальмовий кран. Аналіз науково-технічної літератури показав, що гальмові крани в залежності від конструкції можуть бути: односекційними, двосекційними або трисекційними.

Односекційні крани встановлювалися на автомобілі, які випускалися на початку ХХ ст., двосекційні гальмові крани встановлюються на сучасних транспортних засобах, а трисекційні – майже не використовуються, вони серійно освоєні на виробництві тільки Вовчанським агрегатним заводом для автомобілів Урал [9].

Конструкція різних типів гальмових кранів [3–4] наведена на рис. 2.2.



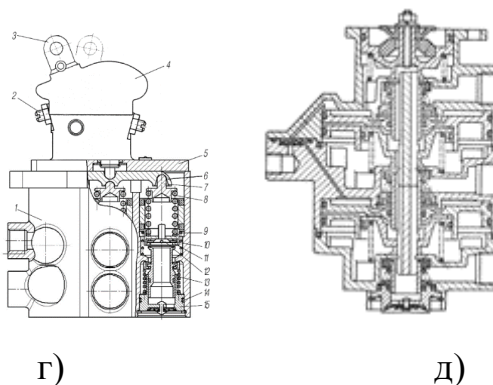


Рис. 2.2. Конструкції пневматичних гальмових кранів: а – односекційний, б – двосекційний з послідовними секціями, в – двосекційний з паралельними секціями, г – трисекційний з паралельними секціями, д – трисекційний з послідовними секціями

В залежності від схеми підключення контурів до гальмових механізмів ефективність дії запасної (аварійної) гальмової системи такого автомобіля буде відрізнятися одна від одної [5].

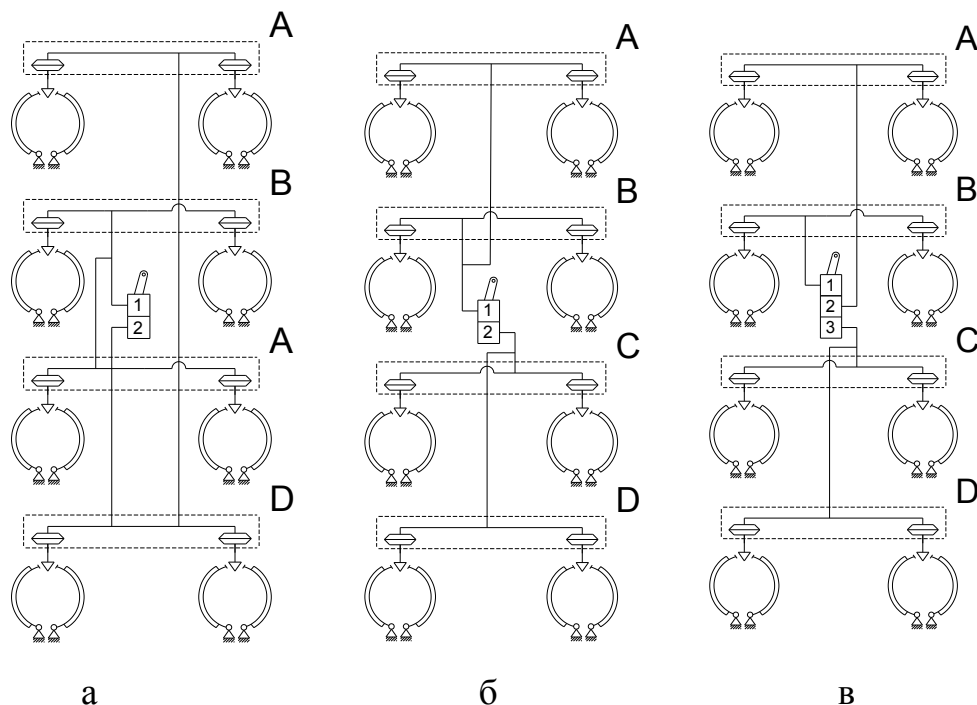


Рис. 11. Схема розділення приводу на контури : а – схема з двома контурами та двосекційним гальмовим краном; б – схема з двома контурами та

двосекційним гальмовим краном; в – схема з трьома контурами та трисекційним гальмовим краном.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ (АВАРІЙНОЮ) ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ

Для моделювання динаміки гальмування багатовісного КТЗ приймемо не класичну математичну модель керування запасною гальмовою системою, яка впроваджена в рамках науково-дослідної теми «Підвищення живучості багатовісних вантажних автомобілів військового призначення шляхом використання автоматичної трансмісії та підвищення надійності гальм» та представляє собою взаємозв'язок між відомими залежностями та заново розробленими [6–8] під час виконання науково-технічного пошуку автора.

Загальна вага багатовісного КТЗ (G_a, H), визначається з відомої залежності

$$G_a = m \cdot g, \quad (3.1)$$

де m – маса багатовісного транспортного засобу, кг;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Сумарні статичні навантаження ($\sum R_{z_ст}^{перед}, H$), які діють на передні мости багатовісного КТЗ визначаємо як

$$\sum R_{z_ст}^{перед} = R_{z_ст1}^{перед} + R_{z_ст2}^{перед} \quad (3.2)$$

Сумарні статичні навантаження ($\sum R_{z_ст}^{зад}, H$), які діють на задні мости багатовісного КТЗ визначаємо аналогічно виразу (3.2) з виразу

$$\sum R_{z_ст}^{зад} = R_{z_ст3}^{зад} + R_{z_ст4}^{зад} \quad (3.3)$$

Умовні координати розташування маси, що припадає на передні та задні мости багатовісного транспортного засобу, відповідно x та y , визначаємо з некласичних рівнянь, запропонованих в роботі [8]

$$x = \frac{a \cdot \sum_{j=1}^2 R_{z2_f} + c \cdot R_{z2_2}}{m \cdot g} + \frac{\sum_{j=1}^2 R_{z2_f} \cdot b \cdot R_{z1_1}}{m \cdot g \cdot \sum_{j=1}^2 R_{z1_f}} \quad (3.4)$$

$$y = \frac{a \cdot \sum_{j=1}^2 R_{z1_f} + b \cdot R_{z1_2}}{m \cdot g} + \frac{\sum_{j=1}^2 R_{z1_f} \cdot c \cdot R_{z2_2}}{m \cdot g \cdot \sum_{j=1}^2 R_{z2_f}} \quad (3.5)$$

де b , a та c – відстані між першим та другим, другим та третім, а також третім та четвертим мостами прийнятого чотиривісного КТЗ, м;

R_{z1_1} , R_{z1_2} , R_{z2_1} , R_{z2_2} – статичні навантаження на відповідні два передні та два задні мости КТЗ, Н;

Відстань k від центру мас до першого моста багатовісного КТЗ, визначаємо за некласичною залежністю [8]

$$k = \frac{x \cdot \sum_{j=1}^2 R_{z1_f} - c \cdot \sum_{j=2}^2 R_{z2_f}}{\sum_{j=1}^2 R_{z2_f}} \quad (3.6)$$

Умовну колісну базу багатовісного автомобіля (L_a , м) визначаємо за залежністю

$$L_a = x + y \quad (3.7)$$

Висоту центра мас (h_g , м) розрахуємо за залежністю та порівняємо результати розрахунку із координатами центру ваги автомобілів аналогів

$$h_g = 0,25 \cdot L_a \quad (3.8)$$

Коефіцієнти розподілу ваги між суміжними передніми λ_{1_1} , λ_{1_2} та задніми λ_{2_1} , λ_{2_2} мостами багатовісного автомобіля визначаємо використавши відповідні залежності запропоновані в роботі [8]

$$\lambda_{1_1} = \lambda_{1_2} = \frac{\sum_{j=1}^2 R_{z1_f}}{R_{z1_f}} \quad (3.9)$$

$$\lambda_{2_1} = \lambda_{2_2} = \frac{\sum_{j=1}^2 R_{z2_f}}{R_{z2_f}} \quad (3.10)$$

Реалізоване зчеплення визначаємо з відомої залежності

$$f_i = \frac{M_{\tau i} - M_{ji}}{r_d \cdot R_{zi}}, \quad (3.11)$$

де $M_{\tau i}$ – гальмовий момент, Н·м;

M_{ji} – інерційний момент колеса, Н·м;

r_d – динамічний радіус колеса, м;

R_{zi} – статичне навантаження на вісь, Н.

Гальмовий момент (M_{Ti} , Н · м) на відповідному колесі КТЗ, визначимо за відомою залежністю

$$M_{Ti} = p_i \cdot c, \quad (3.12)$$

де p_i – тиск в гальмовій камері відповідного контуру гальмового привода, Па;
 c – коефіцієнт підсилення гальмового механізму.

Інерційний момент колеса (M_{ji} , Н · м) визначаємо за відомою залежністю

$$M_{ji} = -I_k \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.13)$$

де I_k – момент інерції колеса, кг · м²;

$\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення колеса, рад/с²;

Момент інерції (I_k , кг · м²), визначимо з залежності [6]

$$I_k = 92 - 473 \cdot r_{ст} + 636 \cdot r_{ст}^2 \quad (3.14)$$

де $r_{ст}$ – статичний радіус колеса, м;

Коефіцієнт z визначаємо з залежності [8], яку приведемо до виду

$$z = \frac{\sum_{i=1}^2 A \cdot y + \sum_{i=3}^4 A \cdot x}{1 - h_g \left(\sum_{i=1}^2 A - \sum_{i=3}^4 A \right)}, \quad (3.15)$$

де $\sum_{i=1}^2 A$ та $\sum_{i=3}^4 A$ – параметри, що визначаються за виразами

$$\sum_{i=1}^2 A = \left(\frac{f_{1_1}}{\lambda_{1_1} \cdot (L_a + x_1)} + \frac{f_{1_2}}{\lambda_{1_2} \cdot (L_a + x_2)} \right) \quad (3.16)$$

$$\sum_{i=3}^4 A = \left(\frac{f_{2_1}}{\lambda_{2_1} \cdot (L_a + y_1)} + \frac{f_{2_2}}{\lambda_{2_2} \cdot (L_a + y_2)} \right), \quad (3.17)$$

де $f_{1_1} = f_{1_2} = f_{2_1} = f_{2_2}$ – реалізовані зчеплення на передніх та задніх вісях багатовісного автомобіля.

РОЗДІЛ 4

ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ АВТОМОБІЛЯ

Імітаційна модель системи керування запасною гальмовою системою була спроектована в середовищі MATLAB Simulink і поділяє гальмовий привід чотирьохвісного КТЗ на три незалежні контури.

Загальний вигляд імітаційної моделі керування запасною гальмовою системою зображено на рисунку 4.1. Модель складається з блоків $p_1 \dots p_3$, які визначають відповідно тиск в першому, другому та третьому контурах гальмової системи КТЗ. Блоку розрахунку реалізованого зчеплення (f_x) коліс багатівісного КТЗ. Блоку визначення коефіцієнта гальмування (z) транспортного засобу. Блоку визначення швидкості руху автомобіля V , уповільнення j_a та гальмового шляху S транспортного засобу, а також блоку визначення перерозподілу навантажень (R_{z_d}) між мостам багатівісного КТЗ.

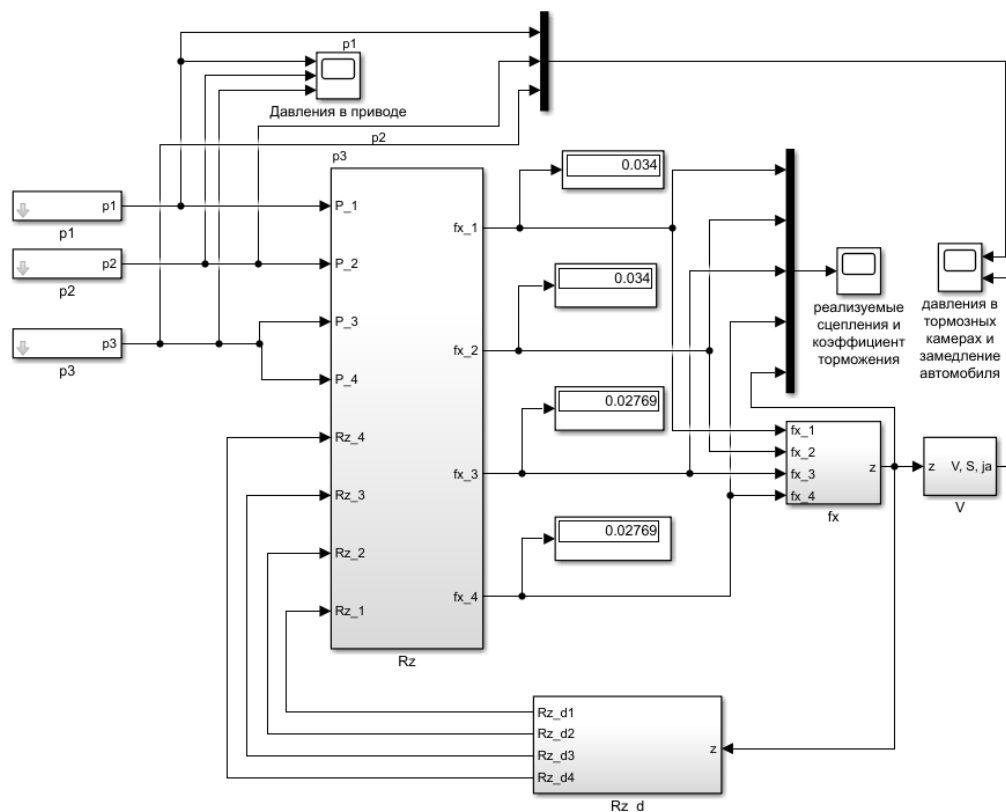


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд імітаційної моделі керування запасною гальмовою системою

4.1 Блок визначення тиску в першому, другому та третьому контурах

Під час визначення тиску в контурах гальмового приводу використано блочний підхід, який окремо розраховує тиск в трьох контурах. Для всіх контурів гальмового приводу КТЗ структура блоку є типовою, та враховує моменти часу при яких відбувається раптове відключення конуру під час гальмування КТЗ (рис. 4.2).

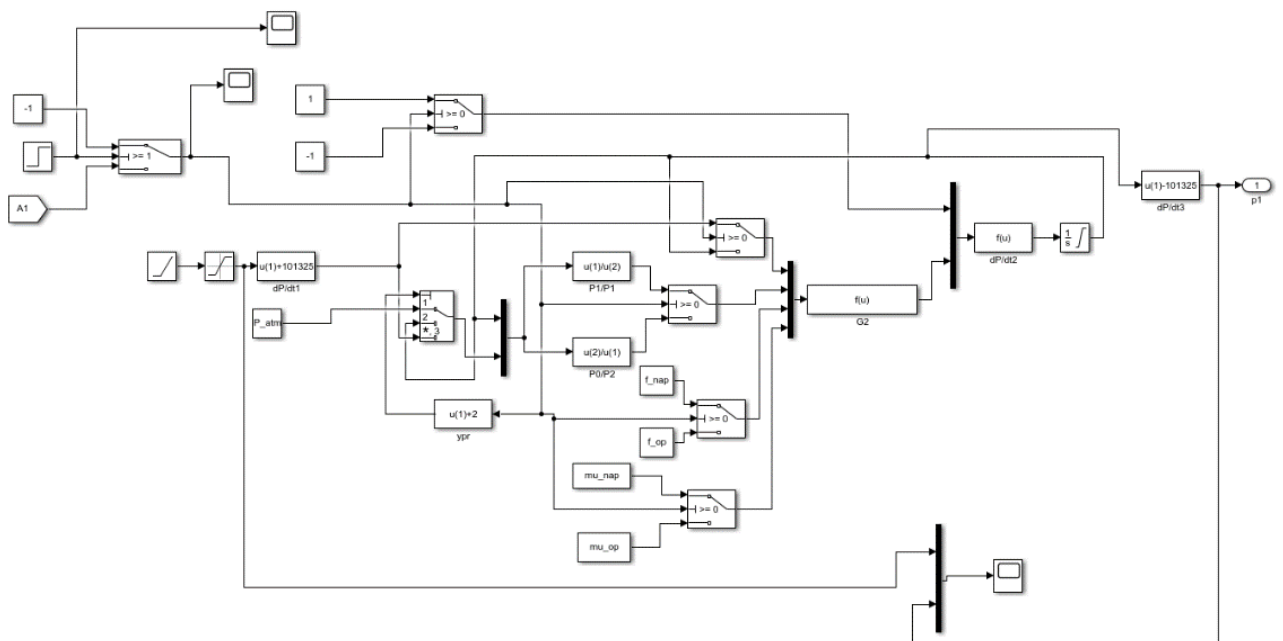


Рисунок 4.2 – Блок-схема блоку визначення тиску в контурі гальмового приводу КТЗ

4.2 Блок визначення реалізованого зчеплення коліс КТЗ з дорогою

Структура блоку визначення величини реалізованого зчеплення коліс КТЗ з дорогою (рис. 4.3) враховує межу по зчепленню шини автомобільного колеса

з поверхнею дорожнього покриття та формує сигнал до системи керування адаптивним гальмовим приводом.

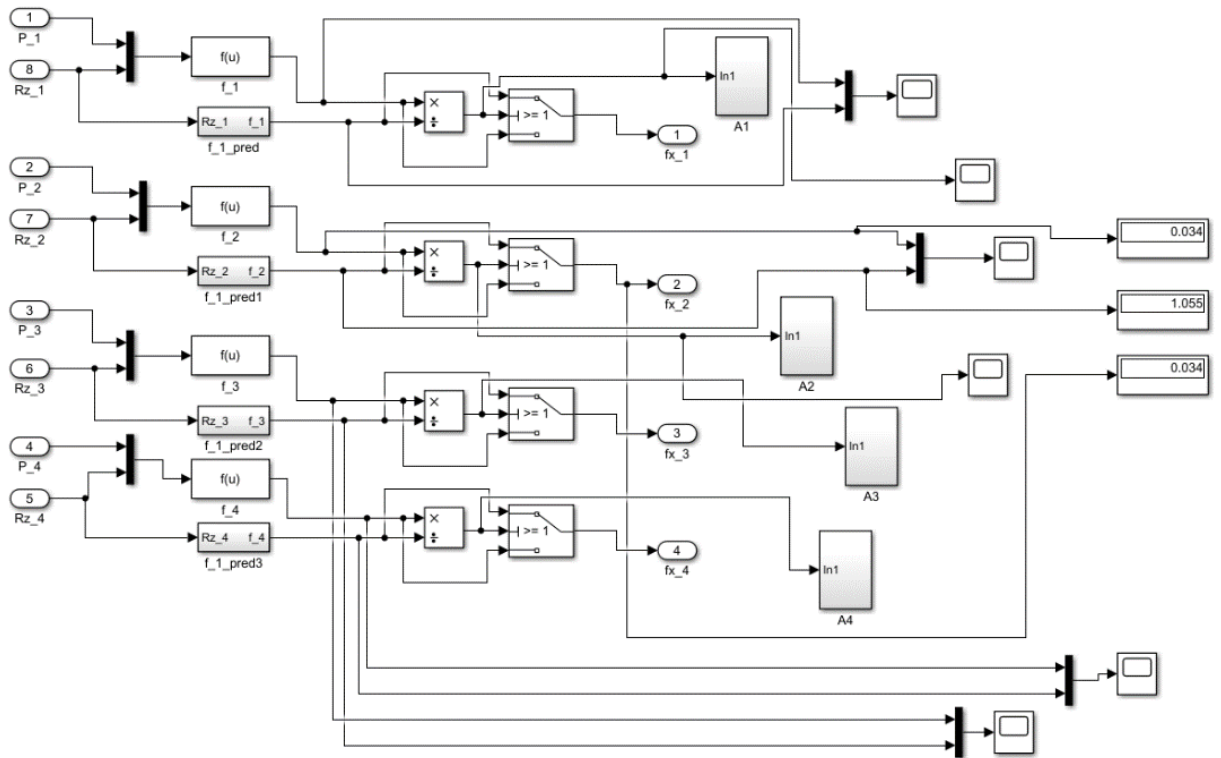


Рисунок 4.3 – Блок визначення зчеплення коліс з дорогою R_z

4.3 Блок визначення коефіцієнта гальмування (z) багатовісного КТЗ

Блок визначення коефіцієнта гальмування транспортного засобу (рис. 4.4) базується на рівнянні (3.15), яке враховує особливості впливу реалізованого зчеплення та координат розташування центру ваги багатовісного.

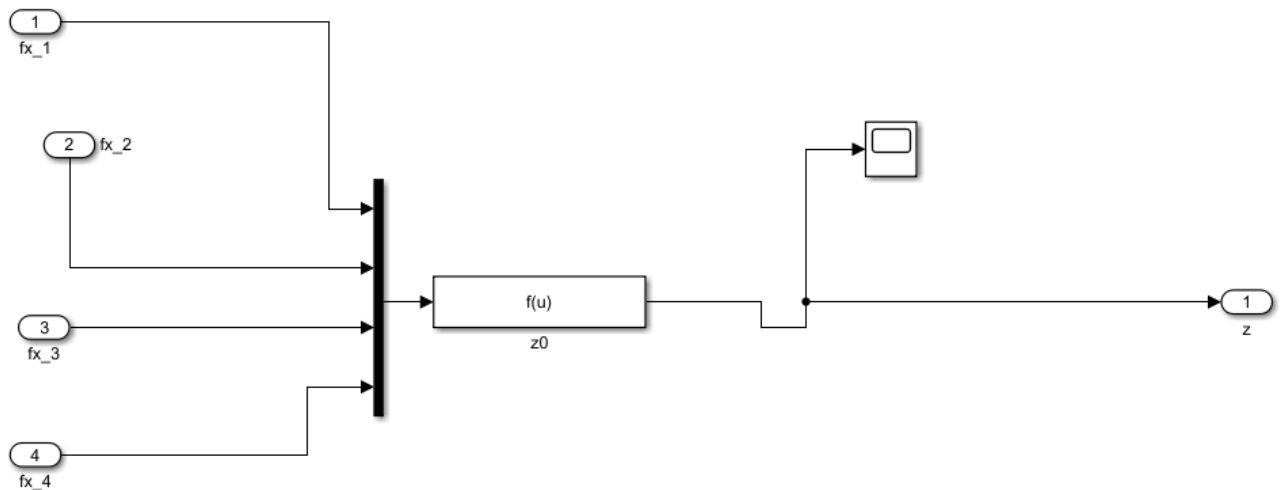


Рисунок 4.4 – Блок визначення коефіцієнта гальмування багатовісного транспортного засобу

4.4 Блок визначення швидкості руху автомобіля, його уповільнення та гальмового шляху

Інтегруючи уповільнення КТЗ, яке попередньо визначається шляхом множення коефіцієнта гальмування автомобіля на прискорення вільного падіння, отримаємо швидкість гальмування автомобіля у відповідні моменти часу. Інтегруючи отримані значення швидкості (рис. 4.5) визначається шлях, який пройде багатовісний КТЗ під час гальмування. Розроблена модель також враховує особливості зміни уповільнення КТЗ у разі, коли швидкість КТЗ досягне нульового значення.

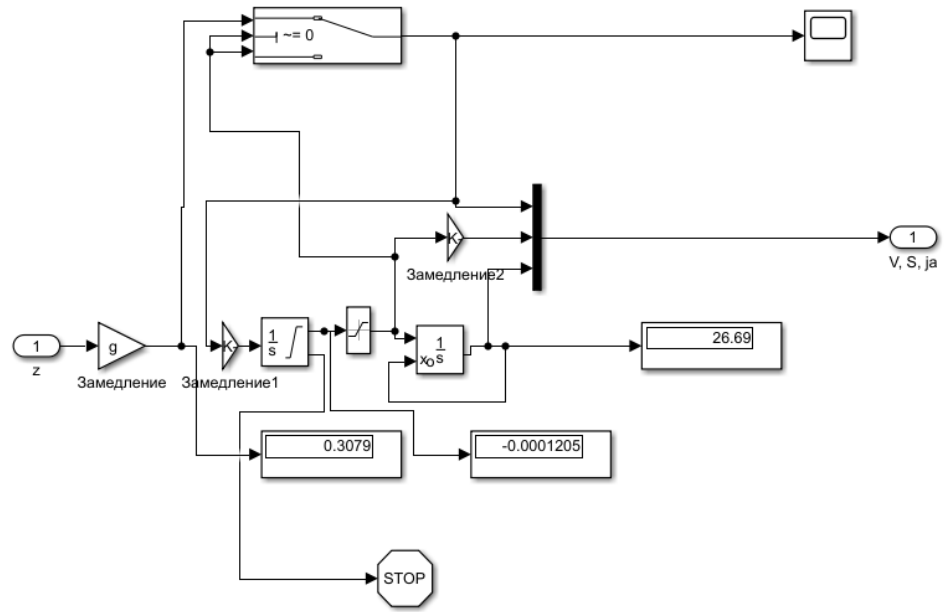


Рисунок 4.5 – Блок визначення швидкості руху автомобіля, його уповільнення та гальмового шляху

4.5 Блок визначення зміни навантаження R_{z_d} на мостах КТЗ

Критерієм перерозподілу навантаження між мостами багатовісного КТЗ є величина коефіцієнта гальмування автомобіля. Модель перерозподілу вертикальних навантажень є класичною. Блок визначення зміни навантаження на мостах КТЗ зображено на рисунку 4.6

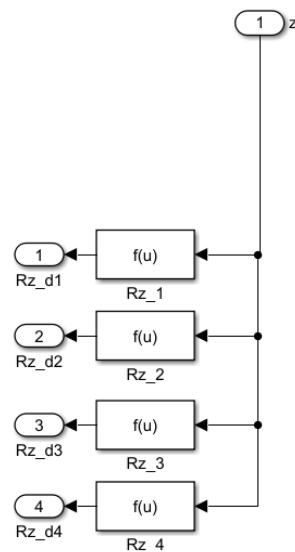


Рисунок 4.6 – Блок зміни навантаження R_{z_d} на мостах КТЗ

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ТА АНАЛІЗ ІМІТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЗАПАСНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ

Аналізуючи результати моделювання зміни реалізованого зчеплення колеса з дорожньою поверхнею можна побачити (рис. 5.1), що в наслідок адаптації до умов гальмування для забезпечення більш високого уповільнення на третій та четвертій вісях прийнятого чотиривісного КТЗ реалізоване зчеплення знижується, а на другій вісі реалізоване зчеплення – збільшується. В наслідок цього уповільнення автомобіля не падає так швидко, а автомобіль зупиняється швидше у порівнянні з гальмуванням без автоматичної системи адаптивного гальмування. Результати дослідження динаміки гальмування чотиривісного автомобіля зображено на рисунку 5.2.

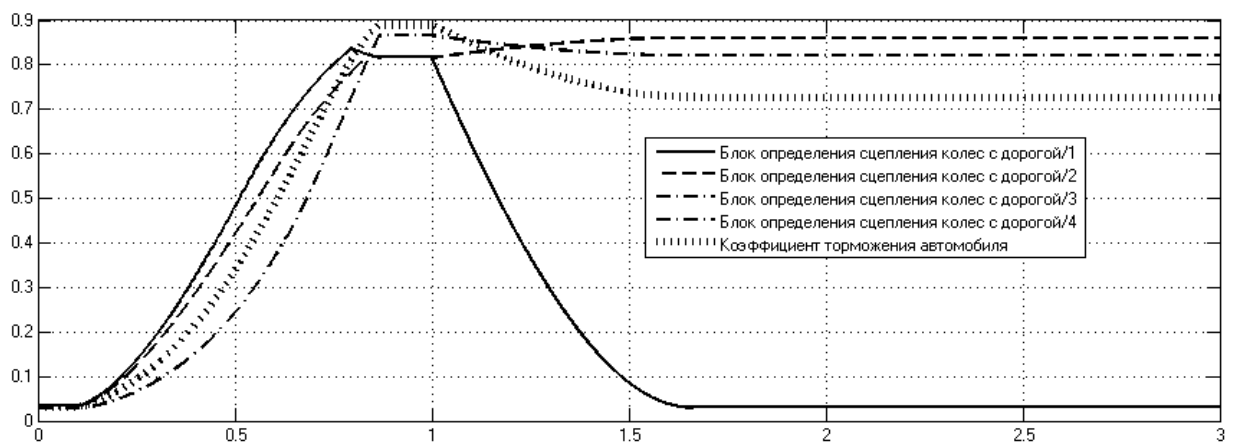
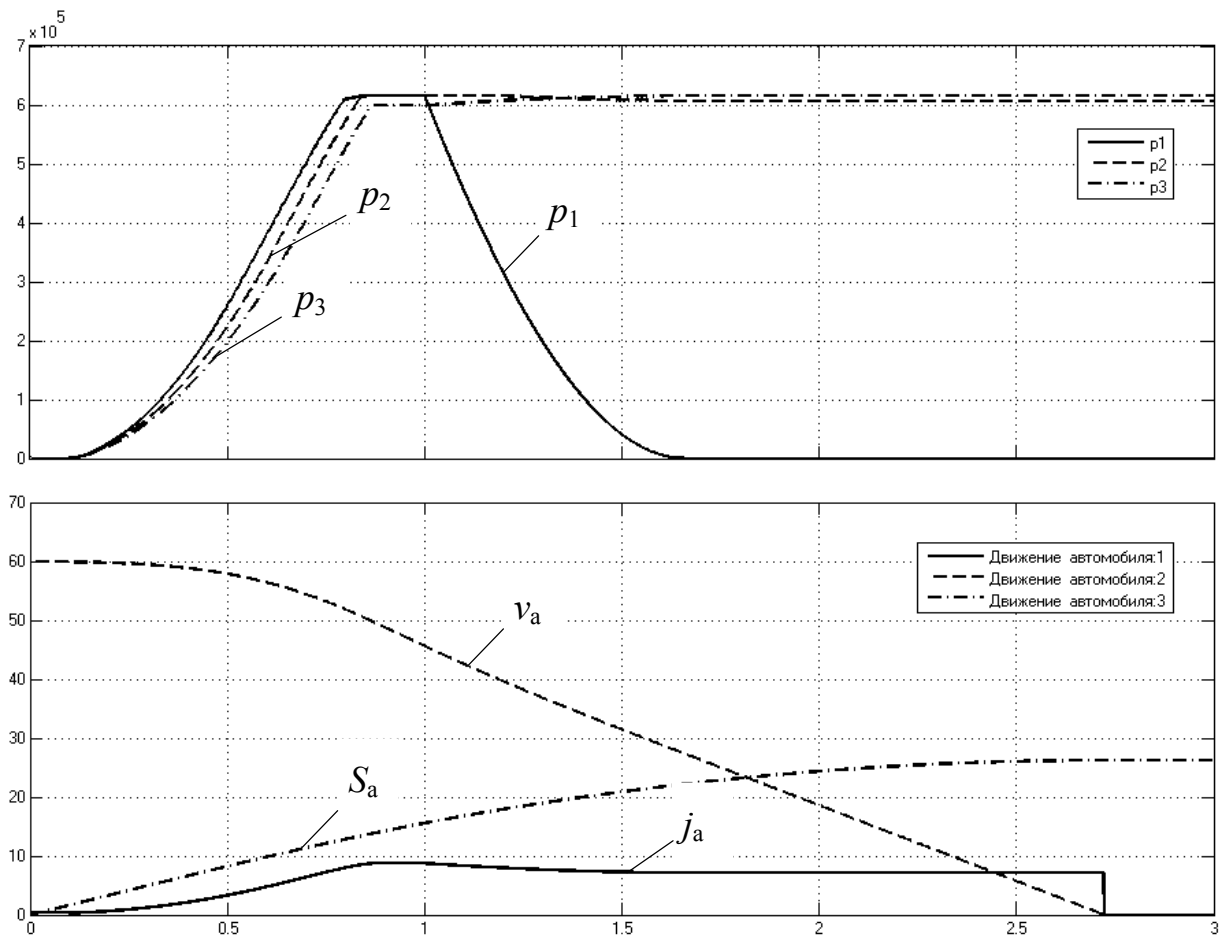


Рисунок 5.1 – Зміна реалізованого зчеплення

З графіку зображеному на рисунку 5.2 можна зробити висновок, що при виході з ладу одного із трьох контурів автомобіля, система автоматично компенсує втрату ефективності гальмування КТЗ шляхом підвищення тиску в інших (справних) контурах його гальмового приводу.



p_1, p_2, p_3 , – тиск в першому, другому та третьому контурах відповідно;

v_a – швидкість автомобіля; S_a – гальмування автомобіля;

j_a – уповільнення автомобіля

Рисунок 5.1 – Графік тиску в гальмових камерах автомобіля при виході з ладу одного з контурів та уповільнення автомобіля

ВИСНОВКИ

Проаналізовані результати роботи імітаційної моделі показали, що шляхом регулювання тиску в справних контурах гальмового приводу багатовісного КТЗ можна підвищити ефективність дії запасної (аварійної) гальмової системи. Під час перерозподілу ваги між мостами багатовісного КТЗ не завжди вдається підвищувати тиск в справних контурах, а навпаки необхідно його дещо знижувати з метою забезпечення кочення автомобільного колеса без блокування. Аналіз результатів дослідження показав, що при виході з ладу переднього контуру гальмового приводу автомобіля, система автоматично компенсує втрату ефективності гальмування КТЗ шляхом підвищення тиску в контурі, який з'єднано з задніми двома мостами, та знижує тиск в контурі, який з'єднано з другим мостом КТЗ.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов – М.: Машиностроение, 1984. – 272с;
2. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272с.;
3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: Учебное пособие для специальностей «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др. Под ред. А.И. Гришкевича – М.: Высшая школа, 1985. – 240с.;
4. Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 240с.;
5. Л.В. Крайник, І.Г. Дуфанець. Обґрунтування та оцінка ефективності схеми гальмового приводу тривісного моноблочного автобуса. – Х: ХНАДУ, 2008. – 4 с. ;
6. Реализация интеллектуальных функций в электроннопневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2е издание, дополненное, 2015. - 450 с. ;
7. Leontiev, D. N., Mikhalevich, N. G., & Frolov, A. A. (2018). Influence of vertical load on braking force and tyre adhesion coefficient of vehicle wheel. *Theory and Practice of Forensic Science and Criminalistics*, 18, 383-392. <https://doi.org/10.32353/khrife.2018.42>. ;
8. Туренко А. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Д. Н. Леонтьев // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета

[Текст] : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т ; [редкол.: Богомолов В. А. (глав. ред.) и др.]. - Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 13-17.