

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

БОГОМОЛОВ ВІКТОР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 629.113-59

СТВОРЕННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГАЛЬМУВАННЯМ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

СПЕЦІАЛЬНІСТЬ 05.22.02 – АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

АВТОРЕФЕРАТ

ДИСЕРТАЦІЇ НА ЗДОБУТТЯ НАУКОВОГО СТУПЕНЯ ДОКТОРА ТЕХНІЧНИХ
НАУК

ХАРКІВ – 2001

Дисертацію є рукопис

Робота виконана на кафедрі автомобілів Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету

Науковий консультант: Лауреат державної премії України, Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор Туленко Анатолій Миколайович, ректор Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету

Офіційні опоненти: 1. доктор технічних наук, професор Тернюк Микола

Єманулович, директор Інституту машин та систем НАН
України;

2. доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації та
ремонту автомобільної техніки Державного університету
“Львівська політехніка” Гудз Густав Степанович;

3. доктор технічних наук, професор кафедри системотехніки
і діагностики транспортних машин Варфоломеєв Володимир
Миколайович, (Харківський державний автомобільно-
дорожній технічний університет)

Провідна установа: Інститут проблем машинобудування імені А.М. Підгорного
НАН України

Захист відбудеться «23 жовт 2001 р. о 12:00 годині на засіданні спеціалі-
зованої вченої Ради ВАК України Д 064.059.02 при Харківському державному авто-
мобільно-дорожньому технічному університеті за адресою: 61002, Україна, м. Хар-
ків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету.

Автореферат розісланий « 2001 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої Ради

А.М.Юрченко

1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. Швидкості пересування, що збільшуються, транспортних засобів висувають усе більш жорсткі вимоги до ефективності основних систем безпеки.

Зменшення в цьому зв'язку часу на прийняття самого оптимального рішення в процесі керування гальмовою системою (ГС), особливо при екстреному гальмуванні, змушують творців гальмових систем усе більше впроваджувати автоматичні системи керування процесом гальмування.

Найбільш відомі і популярні з них – це регулятор гальмових сил (РГС) і антиблокувальна система (АБС).

Актуальність теми. Україна є експортером транспортних засобів категорій M₁, M₃, N₃, O₃, O₄, як у країни СНД, так і далекого зарубіжжя. Гальмова система автотранспортного засобу (АТЗ) одна із самих відповідальних, складних і дорогих систем на автомобілі. І дуже часто є визначальною в його конкурентоспроможності. Яка в першу чергу, як відомо, залежить від якості і ціни товару.

Рішення цієї проблеми на вітчизняних АТЗ дуже часто зводиться до закупівлі імпортного устаткування, наприклад, таких фірм, як KNORR BREMSE, WABCO Westinghouse.

Ці апарати досить надійні, але дуже дорогі. Це може сприяти деякому зниженню їх конкурентоспроможності на ринку СНД, наприклад, міських автобусів ЛАЗ. А ці автобуси, а також автомобілі КрАЗ, можуть бути однією з істотних статей взаєморозрахунків України і країн СНД за нафту, газ та ін.

Тому створення методики системного проектування, що дозволяє розробляти гальмові системи, їхні агрегати і механізми, взаємодіючи з нею, що по функціональних можливостях не уступають закордонним аналогам, освоєння цих конструкцій українськими виробниками, упровадження їх у гальмову систему українських АТЗ, для України є актуальною задачею.

Крім того, ВАК України (Бюлєтень ВАК України, №5, 2000 р., с.12) визначає роботи, присвячені підвищенню безпеки на транспорті, як найактуальніший напрямок досліджень.

За участь у роботі «Розроблення теоретичних та практичних основ створення та промислового освоєння нового покоління конкурентоспроможних, високоефективних та надійних апаратів пневматичних систем дорожніх транспортних засобів» автору присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки (Указ Президента України №1256/98 від 17 листопада 1998 р.).

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до:

- Постанови кабінету міністрів України №39 від 26 січня 1994 р. “Про організацію виробництва міських автобусів великої місткості”;

- Постанови Національної Ради з питань безпечної життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. "Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виробляються в Україні";
- була складовою частиною програми ДКНТ СРСР №054.04 за рішенням науково-технічної проблеми: «Розробити і впровадити прогресивні технічні засоби, прилади, системи і нові методи в області підвищення безпеки дорожнього руху на автомобільних дорогах країни на 1986...1990 роки» (тема 04.01: «Розробити теоретичні основи і створити нові конструкції автомобільних гальмових систем»);
- планів НДР кафедри автомобілів ХДАДТУ по проблемі: "Безпека дорожнього руху" комплексної теми: "Системне проектування і конструювання транспортних засобів, що забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху".

Мета і задачі дослідження. Метою наукової праці є створення теорії і методики системного проектування гальмових систем автотранспортних засобів категорій M_1 , M_2 , M_3 , N_1 , N_2 , N_3 , O_3 , O_4 , що дозволяють значно розширити можливості удосконалювання способів регулювання вихідних параметрів гальмової системи АТЗ, шляхом використання методів системного аналізу.

Відповідно до поставленої мети в роботі необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити критерій системної оцінки функціональних властивостей гальмової системи АТЗ, як системи «людина – машина»;
- розробити критерій і методику системної оцінки необхідності застосування РГС;
- розробити теоретичні основи і методику оцінки застосовності різних способів регулювання гальмових сил на АТЗ усіх категорій;
- розробити конструкції, конструктивні схеми, теоретичні основи і методики проектування пристройів, що дозволяють найбільш раціонально реалізувати кожний з відомих і знову знайдених способів регулювання гальмових сил;
- розробити рекомендації з подальшого удосконалювання гальмової системи АТЗ як системи автоматичного керування;
- провести експериментальні дослідження, що підтверджують справедливість теоретичних розробок.

Об'єктом дослідження є процес створення і теоретичного аналізу функціональних властивостей гальмових систем АТЗ, що визначає проблему системного підходу при розробці цих питань.

Предметом дослідження є удосконалювання способів регулювання вихідних параметрів гальмової системи АТЗ на основі методології системного підходу при проектуванні і теоретичному аналізі властивостей гальмової системи АТЗ.

При аналізі необхідності застосування РГС, способів регулювання гальмових сил, створенні основ теорії проектування РГС використовувалися методи

системного аналізу.

Наукова новизна дослідження полягає в тім, що на основі методології системного підходу вперше розроблена теорія системного проектування гальмової системи АТЗ із РГС, розроблені відповідні критерії оцінки її функціональних властивостей; уперше теоретично обґрунтована область можливих способів регулювання гальмових сил на АТЗ категорій M_1 , M_2 , N_1 , N_2 , N_3 , O_3 , O_4 ; уперше розроблена теорія синтезу найбільш раціональної вихідної характеристики РГС для АТЗ цих категорій; уперше теоретично доведена необхідність спільноговикористання РГС і АБС; удосконалена теорія створення гальмових систем АТЗ, як замкнтих систем автоматичного керування; удосконалена динамічна модель барабанного гальма; вперше розроблена теорія проектування РГС із характеристиками обмежника і компенсатора тиску в пневматичному гальмовому приводі (ПГП); удосконалена імовірнісна модель барабанного гальма з колодками, що плавають; одержали подальший розвиток моделі ідеального і реального розподілу нормальних реакцій по осях двох - і тривісного зчленованого АТЗ; уперше запропоновано системний комплекс критеріїв оцінки необхідності застосування РГС; уперше розроблені теоретичні основи підвищення стійкості вихідної характеристики РГС проти автоколивань у ньому.

Практичне значення одержаних результатів. Основні наукові положення, розробки і рекомендації використані в:

- навчальному процесі підготовки інженерів-механіків і інженерів-конструкторів по спеціальностях 7.090215 «Автомобілі та автомобільне господарство», 7.090211 «Колісні і гусеничні транспортні засоби»;
- 4 модифікаціях РГС у конструкції автобусів ЛАЗ (м.Львів);
- 2 модифікаціях РГС у конструкції тролейбусів ЗІУ (м.Энгельс Саратовської обл.);
- 3 модифікаціях РГС у конструкціях автомобілів Краз (м.Кременчук);
- 2 модифікаціях РГС у конструкції автобусів «Альтерна» (м.Лікіно-Дульово, Росія);
- 1 модифікації РГС у конструкції напівпричепа СЗАП (м. Ставрополь, Росія);
- РГС із характеристикою компенсатора тиску прийнятому до впровадження в конструкцію ГС міського автобуса виробництва авторемонтного заводу №126 (м.Харків);
- 2 модифікаціях регулятора рівня підлоги (РРП) у конструкціях пневмопідвіски автобусів ЛАЗ, ЛіАЗ, тролейбусів ЗІУ, напівпричепів СЗАП.

При цьому Вовчанським агрегатним заводом (м.Вовчанськ) впроваджені в серійне виробництво: 12 модифікацій РГС із характеристикою променевого типу; 2 модифікації РРП; прийняті до впровадження в серійне виробництво 4 модифікації

гальмових кранів з рівнобіжними секціями.

Особистий внесок здобувача. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать:

- методика системного проектування гальмової системи АТЗ із РГС;
- нові способи регулювання гальмових сил на АТЗ, конструктивні схеми і способи їхньої реалізації;
- методика синтезу найбільш раціональної вихідної характеристики РГС для двох і багатовісних АТЗ категорій $M_1, M_2, N_1, N_2, N_3, O_3, O_4$;
- методика створення гальмових систем із РТС, як замкнутих систем автоматичного керування;
- методика експериментальної оцінки ККД механізмів розтиску та ін.;
- узагальнена динамічна модель барабанного гальма;
- уdosконалена теорія проектування РГС із характеристикою променевого типу;
- теорія проектування РГС із характеристикою обмежника тиску;
- імовірнісна модель барабанного гальма з колодками, що плавають;
- розробка комплексу критеріїв оцінки необхідності застосування РГС;
- конструктивні схеми: гальмових кранів з рівнобіжними секціями, гальмового крана, об'єднаного з РГС;
- методика підвищення стійкості вихідних параметрів РГС проти автоколивань у ньому;
- конструктивні схеми комплексу апаратів керування пневмопідвіскою;
- результати експериментальних досліджень РГС і РРП.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації і робота в цілому доповідалися й одержали позитивну оцінку на:

- 4-х міжнародних конференціях, у тому числі:
- ХХII, ХХХ міжнародних науково-технічних конференціях «Безпека конструкцій автотранспортних засобів» (м.Дмітров, Московська обл. 1998, 2000 р.);
- 15-й науково-технічній конференції «Активна безпека автомобіля» (м.Москва, 1996 р.);
- 7-й Міжнародній конференції «Технології ремонту машин, механізмів і устаткування» (м.Алушта, 1999 р.);

а також:

- науково-технічній конференції «Надійність машин, механізмів, устаткування». Засновник Асоціація технологів-машинобудівників України. (п.Славське, м.Київ, 2000 р.);
- науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: прогрес, технології, кадри» (з міжнародною участю). (м.Севастополь, 2000 р.);
- науково-технічній конференції «Теорія і практика розробки колісних та гусеничних машин спеціального призначення» (м.Алушта, 2000 р.);

- 11-ти науково-технічних та науково-методичних сесіях ХДАДТУ (м. Харків, 1986...2000 р.р.) та ін.;
- засіданні наукової ради Українського інституту автобусо-тролейбусобудування (м. Львів, 2000 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 37 роботах, у тому числі 1 монографії, 27 друкованих роботах у фахових журналах ВАК України, 1 навчальному посібнику, у 2 матеріалах і тезах конференцій, 3 патентах і авторських посвідченнях на винаходи та ін.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 555 сторінок, у тому числі 146 макюнків на 117,5 стор., 4 таблиць на 6,5 стор., 12 додатків на 116 стор. Список використаних джерел містить 334 найменування на 28 стор.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

В вступі обґрунтовається необхідність створення методики проектування гальмової системи АТЗ на основі методології системного аналізу.

Пропонується комплекс критеріїв оцінки властивостей об'єкта, що проектується:

1. ефективність дії гальмової системи;
2. якість розподілу гальмових сил;
3. можливість блокування коліс тієї або іншої осі;
4. стабільність вихідних параметрів;
5. ергономічні показники, що визначають фактор зручності керування гальмовою системою.

Робиться висновок про те, що на першому етапі системного проектування його методика повинна давати відповідь на наступні основні питання:

1. потрібний чи ні для проектованого транспортного засобу РГС;
2. скільки регуляторів потрібно застосовувати на АТЗ;
3. якщо один, то в контурі якої осі застосовувати його найбільш доцільно;
4. яка вихідна характеристика РГС найбільш доцільна для даного АТЗ, синтез цієї характеристики;
5. які конструктивні співвідношення АТЗ і його гальмової системи найбільш доцільні з погляду більш ефективної роботи РГС.
6. у яких напрямках необхідно уdosконалювати конструкції апаратів, що працюють разом із РГС і визначають ефективність його роботи.

Обґрутовується тема дисертаційної роботи.

У першому розділі одержали подальший розвиток «плоскі» моделі розподілу нормальних реакцій по осях двох -, тривісного з балансирним візком і тривісного

зченованого АТЗ.

Ідеальний розподіл гальмових моментів і сил по осіх підкоряється наступним закономірностям:

- у двохосьового АТЗ

$$M_{T2} = \sqrt{\frac{P \cdot r_{a2}^2}{h} \left(\frac{Pb^2}{4h} + \frac{M_{T1}}{r_{a1}} \cdot E \right)} - \frac{b P r_{a2}}{2h} - \frac{M_{T1} r_{a2}}{r_{a1}}, \quad (1)$$

де M_{T1} , M_{T2} – гальмові моменти на колесах передньої і задньої осей відповідно; P – вага АТЗ; E – база; h – висота центра мас; b – відстань від центра мас до задньої осі; r_{11} , r_{22} – динамічний радіус колеса передньої і задньої осей;

- у балансирному візку тривісного АТЗ

$$T_2/T_3 = (1 + \phi_{\max} \tan \alpha) / (1 - \phi_{\max} \tan \alpha), \quad (2)$$

де T_2 , T_3 – гальмові сили на передній і задній осях балансирного візка; α - кут нахилу реактивних тяг;

- для тривісного зчленованого АТЗ

$$T_1 = [\varphi_{\max}] \frac{P_{1,3}(b + [\varphi_{\max}] \cdot h_1) - P_{2,3}m_3 \frac{[\varphi_{\max}] \cdot h_2 - d_3}{c_3 - m_3}}{J_2}; \quad (3)$$

$$T_3 = [\Phi_{\max}] \cdot P_{2,3} \frac{c_3 - m_3 + d_3 - [\Phi_{\max}] \cdot h_2}{c_2 - m_3}; \quad (4)$$

$$[\phi_{\max}] = \frac{P_{2,3} \frac{d_3}{c_3 - m_3} \left(1 + \frac{m_3}{L_3}\right) - P_1 \frac{a_3}{L_3} + \sqrt{\left[P_{2,3} \frac{d_3}{c_3 - m_3} \left(1 + \frac{m_3}{L_3}\right) - P_1 \frac{a_3}{L_3}\right]^2 + 4P_2 \left[P_{2,3} \frac{h_2}{c_3 - m_3} \left(1 + \frac{m_3}{L_3}\right) - \frac{P_1 h_1}{L_3}\right]}}{2 \left[P_{2,3} \frac{h_2}{c_3 - m_3} \left(1 + \frac{m_3}{L_3}\right) - \frac{P_1 h_1}{L_3}\right]}, \quad (5)$$

де T_1 , T_2 , T_3 – гальмові сили на 1-й, 2-й і 3-й осіах АТЗ; $P_{1,3}$, $P_{2,3}$ – вага «тягача» і «напівпричепа»; L_3 – база «тягача»; c_3 – відстань між 2-й і 3-й осіми; m_3 – відстань від зчіпки до 2-ї осі; a_3 , b_3 – відстань від ц.м. «тягача» до 1-ї і 2-ї осей; d_3 – відстань від ц.м. «напівпричепа» до 3-ї осі; h_1 , h_2 – висота ц.м. «тягача» і «напівпричепа».

Гальмова система повинна відповідати міжнародним вимогам Додатка 10 Правил №13 ЄЭК ООН. Тобто так звані криві реалізованого зчеплення повинні задовольняти відповідним граничним умовам.

Теоретичні дослідження показали, для того, щоб одержати в найбільш загальному виді відповіді на питання першого етапу системного проєктування необхідно розглянути нормативні вимоги Правил №13 для двохосового АТЗ перешукувати в координатах $M_{T_2} = f(M_{T_1})$.

По запропонованому способу в роботі розроблені відповідні методики для АТЗ категорій: M_1 , M_2 , M_3 , N_1 , N_2 , N_3 , O_3 , O_4 .

Так, наприклад, відповідно до цієї методики розподіл гальмових сил в АТЗ категорії M_1 у навантаженому і порожньому станах повинно задовольняти системі нерівностей:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{T2} \leq \left[P - \left(P_1 + z \frac{h}{E} P \right) \right] \cdot z \cdot r_a |_{z=0.15}^{0.3}; \quad M_{T2} \leq \left(P_2 - z \frac{h}{E} P \right) \cdot (z + 0.05) \cdot r_a |_{0.3}^{0.45}; \\ M_{T2} \leq \left[P - \left(P_1 + z \frac{h}{E} P \right) \right] \cdot z \cdot r_a |_{0.45}^{0.8}; \quad M_{T2 \max} \geq 1.05 \cdot \varepsilon_F \cdot P_F \cdot z_{yct} \cdot r_a - M_{T1 \max}; \quad (6) \\ M_{T2} \geq 0.85 \sqrt{\frac{P_F \cdot r_a \left(\frac{P_F \cdot b_F^2 \cdot r_a}{4h_F} + M_{T1} E \right)}{h_F} - M_{T1} - P_F \cdot r_a \left(\frac{0.85 b_F}{2h_F} + 0.07 \right)} \end{array} \right.$$

де «Г» - індекс, що відповідає навантаженню АТЗ; P_1 , P_2 – вага, що приходиться на передню і задню осі в статці; $z=j/g$ – коефіцієнт гальмування; j – поточне уповільнення АТЗ; $g=9.8 \text{ м/с}^2$.

Графічно вираження (6) представлені на рис. 1

Відповідно до класифікації РГС (див. рис. 9) питання про застосування типу РГС повинне вирішуватися в наступній послідовності: можливість узагалі не застосовувати РГС; застосування програмного РГС; застосування РГС-обмежника або компенсатора тиску; застосування РГС променевого типу; РГС променевого типу з нелінійною характеристистикою.

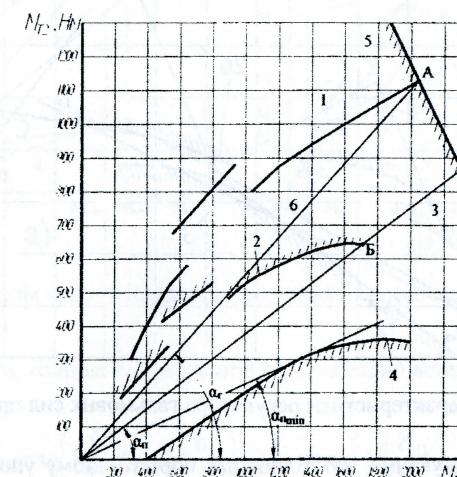


Рис.1 Границі криві для легкового автомобіля:

— - порожній автомобіль; — - навантажений автомобіль

З рис.1 видно, що якщо співвідношення гальмових сил по осіх АТЗ відповідає: $\alpha_{\Pi} > M_{T2}/M_{T1} > \alpha_{\Pi \min}$, (7)

тоді РГС можна не застосовувати.

Якщо має місце розташування граничних кривих, представлене на рис.2, тобто якщо виконуються умови (8), (9):

$$\begin{cases} 0.85 \sqrt{\frac{P_{\Gamma} \cdot r_{\alpha}}{h_{\Gamma}} \left(\frac{P_{\Gamma} \cdot b_{\Gamma}^2 \cdot r_{\alpha}}{4h_{\Gamma}} + M_{T1}E \right)} - P_{\Gamma} \cdot r_{\alpha} \left(0.85 \frac{b_{\Gamma}}{2h_{\Gamma}} + 0.07 \right) < \\ < \sqrt{\frac{P_{\Pi} \cdot r_{\alpha}}{h_{\Pi}} \left(\frac{P_{\Pi} \cdot b_{\Pi}^2 \cdot r_{\alpha}}{4h_{\Pi}} + M_{T1}E \right)} - \frac{b_{\Pi} P_{\Pi} \cdot r_{\alpha}}{2h_{\Pi}}; \quad M_{T1} = r_{\alpha} \cdot z \cdot P_{\Gamma} \frac{b_{\Gamma} + h_{\Gamma} z}{E} \Big|_{z=0.2}. \end{cases} \quad (8)$$

$$\left(b_{\Gamma} \left(\frac{P_{1\Pi}}{P_{\Pi}} + 0.8 \frac{h_{\Pi}}{E} \right) \right)^2 + 0.72 E^2 > 4E(0.43b_{\Gamma} + 0.07h_{\Gamma}) \left(\frac{P_{1\Pi}}{P_{\Pi}} + 0.8 \frac{h_{\Pi}}{E} \right), \quad (9)$$

де « Π » - індекс, що відповідає порожньому АТЗ,

тоді для такої гальмової системи досить РГС програмної дії.

Якщо криві ідеального розподілу гальмових сил мають явно виражений максимум, тобто

$$(E - b_{\Gamma})/h_{\Gamma} \leq (1.6 \dots 1.8) \cdot z_{\text{уст}}, \quad (10)$$

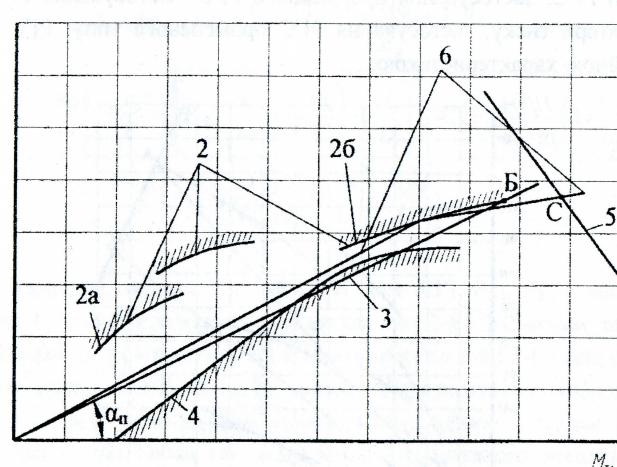


Рис.2 Синтез статичної характеристики регулятора гальмових сил програмної дії

де $z_{\text{уст}}$ – коефіцієнт гальмування, що відповідає нормативному уповільненню АТЗ, то для такого АТЗ досить застосування РГС - обмежника тиску.

Питання про необхідність використання компенсатора тиску або РГС

променевого типу (див. рис. 3) пропонується вирішувати за допомогою так званого узагальненого показника якості апроксимації ідеальних кривих:

$$\Pi_k = \Pi_{kG} + 0.5 \Pi_{kP}, \quad (11)$$

де Π_{kG} , Π_{kP} – показники якості апроксимації ідеальних кривих для навантаженого і порожнього станів АТЗ.

Для РГС променевого типу:

$$\Pi_{kGL} = \int_0^{M_{0.8\Gamma}} \operatorname{tg} \alpha_{\Gamma} M_{T1} dM_{T1} / \int_0^{M_{0.8\Gamma}} f(M_{1\Gamma}) dM_{T1}; \quad \Pi_{kPL} = \int_0^{M_{0.8\Pi}} \operatorname{tg} \alpha_{\Pi} M_{T1} dM_{T1} / \int_0^{M_{0.8\Pi}} f(M_{1\Pi}) dM_{T1}. \quad (12)$$

Для РГС – компенсатора тиску:

$$\Pi_{kGI} = \int_0^{M_{0.4\Gamma}} \operatorname{tg} \alpha_{\Gamma} M_{T1} dM_{T1} + \int_{M_{0.4\Gamma}}^{M_{0.8\Gamma}} (M_{0\Gamma} + \operatorname{tg} \alpha_{\Pi} \cdot M_{T1}) dM_{T1} / \int_0^{M_{0.8\Gamma}} f(M_{1\Gamma}) dM_{T1}, \quad (13)$$

$$\Pi_{kPI} = \int_0^{M_{1\Gamma}} \operatorname{tg} \alpha_{\Gamma} M_{T1} dM_{T1} + \int_{M_{1\Gamma}}^{M_{0.8\Pi}} (M_{0\Pi} + \operatorname{tg} \alpha_{\Pi} \cdot M_{T1}) dM_{T1} / \int_0^{M_{0.8\Pi}} f(M_{1\Pi}) dM_{T1}. \quad (14)$$

Таким чином, якщо $\Pi_{kPL} > \Pi_{kGI}$, то доцільно застосовувати РГС із характеристикою променевого типу, якщо $\Pi_{kGI} \geq \Pi_{kPL}$, то компенсатор тиску.

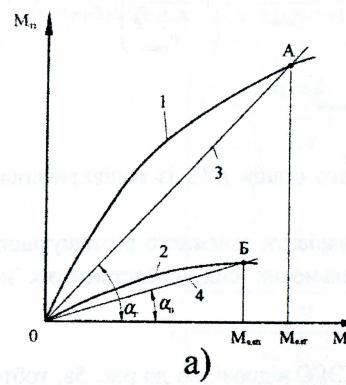


Рис.3 Апроксимація кривих ідеального розподілу гальмових моментів по осі АТЗ

Критерій того, коли на АТЗ категорії M_1 необхідно встановлювати два РГС, має такий вигляд:

$$\alpha_{\Gamma} - \alpha_{\Pi} = \operatorname{arctg} \left(1 / \left(\frac{P_{1\Gamma}}{P_{\Gamma}} + 0.8 \frac{h_{\Gamma}}{E} \right) - 1 \right) - \operatorname{arctg} \left(1 / \left(\frac{P_{1\Pi}}{P_{\Pi}} + 0.8 \frac{h_{\Pi}}{E} \right) - 1 \right) < \alpha_p, \quad (15)$$

де α_p – параметр РГС (див. рис. 9), що характеризує максимально можливий розбіг променів вихідної характеристики РГС.

Якщо умова (15) не виконується, то потрібно або застосовувати два РГС (на передній і задній осіх), або підбирати РГС, у якого α_p задовільняє (15).

Аналогічним чином було розроблено методики і для інших категорій.

Для рішення питання про принципову можливість виконання вимог Додатка 10 Правил №13 ЄК ООН з одним РГС, з погляду вагогеометричних параметрів АТЗ, вводиться поняття коефіцієнта ефективності гальмових сил (КЭГС) передньої і задньої осей АТЗ відповідно:

$$K_i = T_i / P_d, \quad (16)$$

де i – номер осі АТЗ; P_d – приводний тиск у пневмокамерах (гидроциліндрах).

Так, наприклад, для двохосового сідельного тягача вимоги Додатка 10 у координатах $K_2 = f(K_1)$ мають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_2 < \left(\frac{P_2 - z_{max} \cdot P_d}{P - P_{dmax}} \right) \cdot \frac{z_{max} \cdot P}{P_{dmax}} \cdot \frac{L_1 \cdot P_{dmax}}{E}; K_2 < \frac{1.35 \cdot z_{max} \cdot P}{P_{dmax}} \left(\frac{P_2 - z_{max} \cdot P_d}{P - P_{dmax}} \right) \cdot \left(1 - \frac{0.02}{z_{max} \cdot P_d} \right) \frac{L_3 \cdot P_{dmax}}{L_2 \cdot P_{dmax}}, \\ K_2 > \frac{z_{max} \cdot P}{P_{dmax}} \left[1 - \left(\frac{P_1 + z_{max} \cdot P_d}{P - P_{dmax}} \right) \cdot \frac{h}{E} \left(1 + \frac{0.08}{z_{max} \cdot P_d} \right) \right] \frac{L_2 \cdot P_{dmax}}{L_1 \cdot P_{dmax}}; K_2 > \frac{z_{max} \cdot P}{P_{dmax}} \left(\frac{P_2 - z_{max} \cdot P_d}{P - P_{dmax}} \right) \cdot \left(1 - \frac{0.08}{z_{max} \cdot P_d} \right) \frac{L_2 \cdot P_{dmax}}{L_3 \cdot P_{dmax}}; \end{array} \right. \quad (17)$$

$$L_1 = 0.15/z_{max}, \quad L_2 = 0.3/z_{max}, \quad L_3 = 0.6/z_{max}, \quad K_1 + K_2 = P \cdot z_{yst} / P_{dmax}.$$

Графічно (17) для порожнього і навантаженого станів АТЗ із напівприцепом представлена на рис.4.

Відповідно до рис.4 принципово можливо 4 варіанти взаємного розташування граничних значень коефіцієнтів ефективності гальмових сил, представлені на рис.5.

З рис. 5 можна зробити наступні висновки:

- у випадку розташування граничних значень КЭГС відповідно до рис. 5в, тобто коли $K_{2min}^{\Gamma} > K_{2max}^{\Pi}$ і $K_{1min}^{\Gamma} < K_{1max}^{\Pi}$, РГС необхідно встановлювати тільки в контурі задньої осі;
- для рис. 5г, коли $K_{2min}^{\Gamma} < K_{2max}^{\Pi}$ і $K_{1min}^{\Gamma} > K_{1max}^{\Pi}$, РГС необхідний тільки в контурі передньої осі;
- для рис.5а,б, якщо:

$$K_{2min}^{\Gamma} > K_{2max}^{\Pi} \text{ і } K_{1min}^{\Gamma} > K_{1max}^{\Pi}, \quad (18)$$

то найбільш раціонально застосовувати РГС у контурі кожної осі.

Однак у цьому випадку можна встановлювати один РГС, але при цьому:

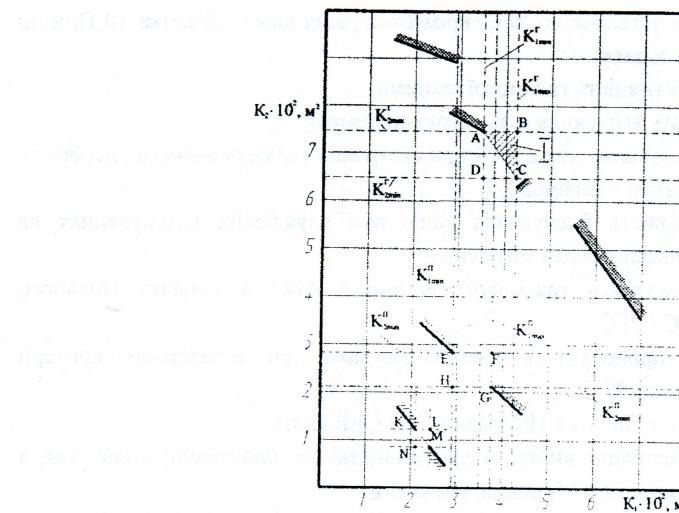


Рис.4 Графік припустимих значень коефіцієнтів ефективності передньої і задньої осей сідельного тягача:

- граничні криві для АТЗ із навантаженням напівприцепом; - граничні криві для АТЗ із порожнім напівприцепом

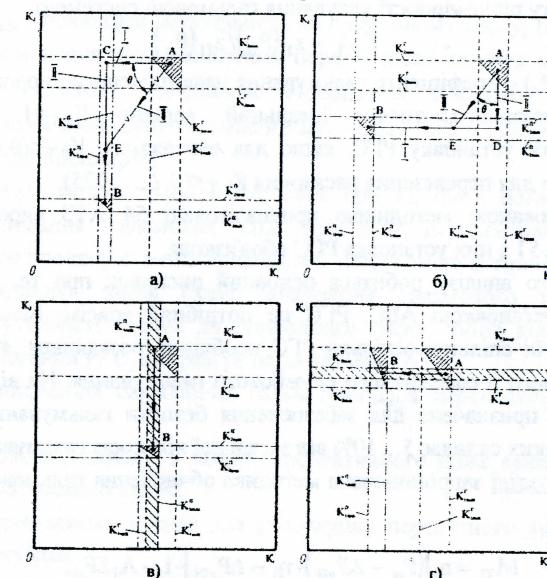


Рис.5 Можливі варіанти взаємного розташування граничних значень коефіцієнтів ефективності гальмових сил

Доводиться, що з установкою РГС, крім виконання вимог Додатка 10 Правил №13 ЄСК ООН в АТЗ додатково:

- підвищується ефективність гальмової системи;
- підвищується якість керування гальмовою системою;
- виключається блокування коліс АТЗ при екстрених гальмуваннях (на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення);
- знижується імовірність блокування коліс при службових гальмуваннях на дорогах з різним коефіцієнтом зчеплення;
- поліпшуються показники гальмової системи з АБС, у випадку спільнотого використання АБС і РГС.

Тому в роботі пропонується використовувати три незалежних критерії необхідності застосування РГС:

1. Виконання вимог Додатка 10 Правил №13 ЄСК ООН.
2. Можливість виконання вимог за ефективністю без блокування коліс. Так, з рис.6 для АТЗ категорії M_1 видно, що якщо:

$$M_{2d} < M_{2E}, \quad (19)$$

то на такому АТЗ без РГС неможливо виконати вимоги по ефективності гальмування без блоку.

3. Зручність керування гальмовою системою для чого вводиться поняття коефіцієнту рівномірності керування гальмовою системою

$$K_{P,T} = z_F(P_d)/z_P(P_d), \quad (20)$$

де $z_F(P_d)$, $z_P(P_d)$ – коефіцієнти гальмування навантаженого і порожнього АТЗ, як функцій приводного тиску. Ідеальний варіант $K_{P,T}=1$. Пропонується рекомендувати установку РГС, якщо для вантажного $K_{P,T} < (0.4.....0.5)$ і АТЗ призначеного для перевезення пасажирів $K_{P,T} < (0.7.....0.75)$.

За запропонованою методикою проаналізовані 54 АТЗ виробництва СНД. Виявилося, що на 51 з них установка РГС обов'язкова.

З проведеного аналізу робиться основний висновок про те, що недоцільно вважати, що з установкою АБС, РГС не потрібний зовсім. Більш раціонально використовувати їх спільно, оскільки РГС необхідно розглядати, як пристрій для полегшення якісного й ефективного службового гальмування. На відміну від АБС, що в основному призначена для забезпечення безпеки гальмування в екстрених випадках, число яких складає 5...10% від загальної кількості гальмувань.

В другому розділі запропонована методика обчислення гальмового моменту на осі АТЗ:

$$M_{Ti} = n_i [(P_{di} - \Delta P_{di}) \cdot \eta_i - \Delta P_{di} \cdot i_p] \cdot A_i \cdot \Sigma F_{ai}, \quad (21)$$

де i – номер осі АТЗ; n_i – кількість гальмових механізмів; P_{di} – приводний

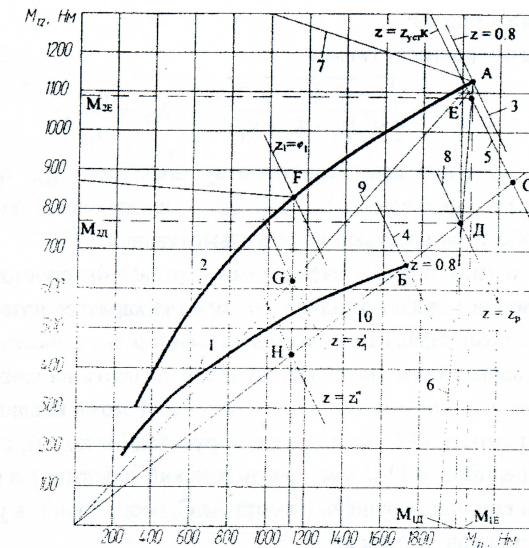


Рис.6 Ідеальний і реальний розподіл гальмових моментів по осях легкового автомобіля

тиск; ΔP_{di} , ΔP_{d2i} – початкова нечутливість по приводному тиску, обумовлена тертям і пружними елементами, розташованими перед і після входу в механізм розтику гальма; η_i , i_p – ККД і передатне відношення механізму розтику; A_i – трибогеометричний коефіцієнт гальмового механізму; ΣF_{ai} – сумарна активна площа пневмокамер (гідроциліндрів).

З аналізу (21) можна зробити висновок про те, що з погляду ефективності процесу регулювання гальмових сил найбільш перспективними способами здійснення цього процесу є: зміна приводного тиску; зміна активної площи робочого гальмового циліндра; зміна схеми виконання гальмового механізму; зміна початкової нечутливості гальма до приводного тиску; зміна кількості гальмових механізмів; інерційний РГС, що реагує на зміну маси АТЗ.

Для пневмопривода барабанних гальм найбільш перспективним є клиновий розтик.

Крім клинового розтику, в якості перспективного може вважатися так званий «Z»-образний розтикний кулак.

У роботі приводяться вирази для розрахунку передатного відношення і ККД «Z»-образного кулака.

Удосконалено методику експериментальної оцінки ККД кінематичних механізмів, що дозволяє оцінювати ККД, як на спеціальних стендах, так і

безпосередньо в складі машини.

Так, для механізму розтиску гальма:

$$\eta_1 = \sqrt{\frac{F_1}{N_T(F_1 + F_2 + F_3)}}, \quad N_T = \frac{\eta_{2T}}{\eta_{1T}}, \quad (22)$$

де «T» - індекс, що відповідає теоретичному значенню; η_1 , η_2 - ККД при загальмуванні і розгальмуванні; F_1 , F_2 , F_3 - площини петлі гистерезиса, що характеризують процеси загальмування і розгальмування.

РГС інерційного типу поряд з очевидними перевагами: простота конструкції; відсутність кінематичного зв'язку з підвіскою; вихідна характеристика променевого типу, має і недоліки: розподіляє гальмові сили тільки під час гальмування; у процесі сталої стадії гальмування, якщо зненацька колеса попадають на слизьку дорогу, це приведе до зростання вихідного тиску, а це у свою чергу може викликати блок коліс АТЗ і втрату його стійкості; РГС не працює при русі заднім ходом; схема гальмової системи з єдиним інерційним РГС має досить вузький діапазон регулювання; РГС сприйнятливий до зовнішніх порушень (робота АБС, нестабільність j_{scr}), що знижує якість керування гальмовою системою.

Способ регулювання гальмової сили кількістю гальмових механізмів найбільш прийнятно на вантажних АТЗ категорії N_3 , у конструкції яких мається піднімальний задній міст, при русі в порожньому стані.

Запропоновано критерій застосовності способу регулювання гальмових сил за рахунок зміни початкової нечутливості гальмової системи:

$$1 - \operatorname{tg}\alpha_{\Pi} / \operatorname{tg}\alpha_{\Gamma} \leq 0.35, \quad (23)$$

де α_{Π} і α_{Γ} - кути нахилу прямих, що апроксимують функції $M_{T2} = f(M_{T1})$ у порожньому і навантаженому станах відповідно.

Способ зміни схеми виконання гальмових механізмів (див. рис.7) доцільно застосовувати, якщо:

$$\operatorname{tg}\alpha_{\Gamma} / \operatorname{tg}\alpha_{\Pi} \leq 1.3 \dots 1.6. \quad (24)$$

Використання способу зміни активної площини пневмоциліндра (див. рис.8) має найбільші перспективи у випадку застосування електропневмопривода.

Запропоновано класифікацію РГС за вихідною характеристикою в залежності від складності її реалізації, рис. 9.

Розроблено конструкції і конструктивні схеми РГС усіх типів вихідних характеристик для гальмової системи з пневмоприводом.

Деякі з них представлені на рис. 10...13.

Доведено, що транспортні засоби категорії M_3 з допоміжним гальмом, яке включається постійно, що знаходяться в експлуатації, при приведенні в дію робочої гальмової системи не виконують міжнародних вимог по Додатку 10 Правил 13 ЕСЕК ООН. Запропоновано шляхи вирішення цієї невідповідності.

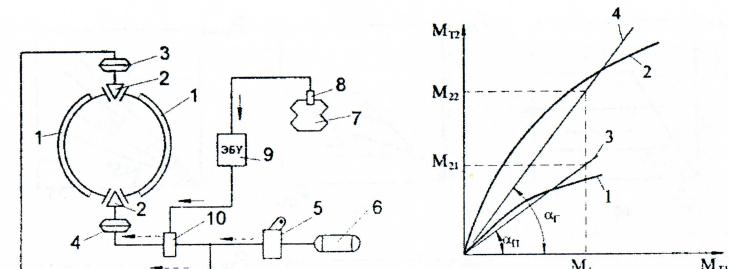


Рис.7 Принципова схема барабанного гальма з клиновим розтиском і схемою компонування, що змінюється

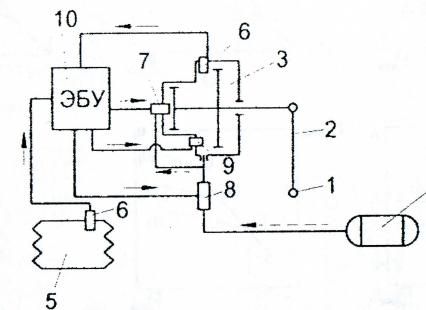


Рис.8 Принципова схема електропневмопривода

Вихідну характеристику РГС найбільше зручно синтезувати в координатах $P_{\text{двих}} = f(P_{\text{двх}})$.

Запропоновано методики синтезу статичних характеристик РГС для всіх розглянутих категорій АТЗ. Методики засновані на перебудові вимог Додатка 10 у координати $P_{\text{д2}} = f(P_{\text{д1}})$.

Так, наприклад, для двохвісного АТЗ категорії M_1 , вихідна характеристика РГС повинна виконувати умови:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(P_{\text{д2}} - \Delta P_{\text{д22}} \right) \leq \frac{[P - (P_1 + z \cdot h \cdot P/E)] \cdot z}{K_2 \cdot n_2} \Big|_{z=0.15}^{0.3} ; \left(P_{\text{д2}} - \Delta P_{\text{д22}} \right) \leq \frac{(P_1 + z \cdot h \cdot P/E) \cdot (z+0.5)}{K_2 \cdot n_2} \Big|_{0.3}^{0.45} ; \\ \left(P_{\text{д2}} - \Delta P_{\text{д22}} \right) \leq \frac{[P - (P_1 + z \cdot h \cdot P/E)] \cdot z}{K_2 \cdot n_2} \Big|_{0.45}^{0.8} ; \left(P_{\text{д2}} - \Delta P_{\text{д21}} \right) = \frac{P \cdot z - \left(P_{\text{д2}} - \Delta P_{\text{д22}} \right) K_2 \cdot n_2}{K_1 \cdot n_1} \end{array} \right. , \quad (25)$$

як у навантаженому, так і в порожньому станах.

При цьому характеристика РГС повинна максимально наблизитися до ідеальної кривої:

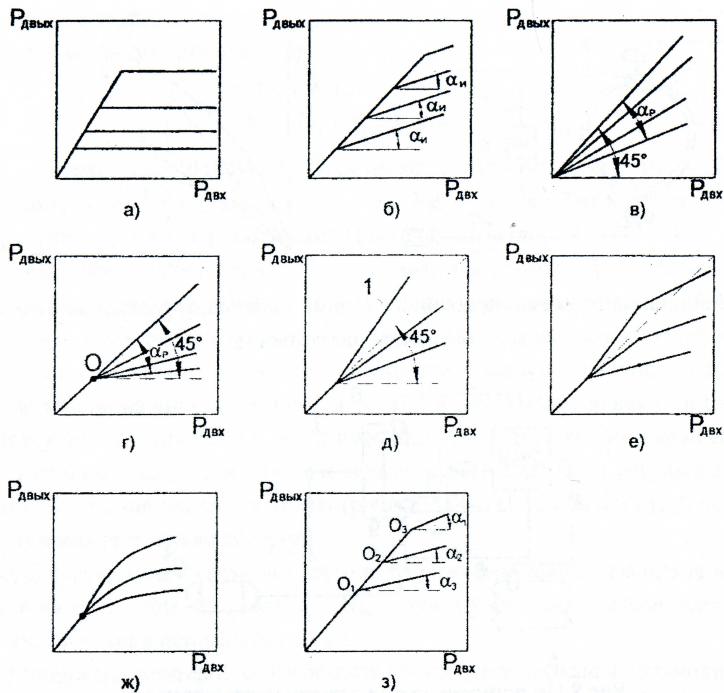


Рис.9 Класифікація вихідних характеристик РГС у залежності від складності її технічної реалізації:

а) – обмежник тиску; б) – компенсатор тиску; в) – променевого типу; г) – променевого типу з крапкою початку регулювання; д) – променевого типу сполучений з клапаном, що прискорює; е) – променевого типу зі зламом променів; ж) – променевого типу з нелінійною характеристикою; з) – променевого типу з перемінною крапкою початку регулювання

$$\frac{P_{d2} - \Delta P_{d22}}{\eta_2} = \sqrt{\frac{P \left[\frac{P B^2}{4h} + n_1 K_1 \left(P_{dl} - \Delta P_{dl1} - \frac{\Delta P_{dl1}}{\eta_1} \right) E \right]}{n_2 K_2} - \frac{bP}{2h} - n_1 K_1 \left(P_{dl} - \Delta P_{dl1} - \frac{\Delta P_{dl1}}{\eta_1} \right)} \quad (26)$$

На цій же основі запропонована методика вибору найбільш раціональної характеристики вихідних параметрів гальмових механізмів по осіах АТЗ.

Розроблено рекомендації з найбільш доцільної, з погляду напруженості підшипника маточини колеса, установці на осі АТЗ барабанного гальма, виконаного за схемою «симплекс», з рівними приводними зусиллями.

Удосконалено статичну модель барабанних гальм з колодками, що плавають, що може бути ефективно використана при складанні імовірнісної моделі

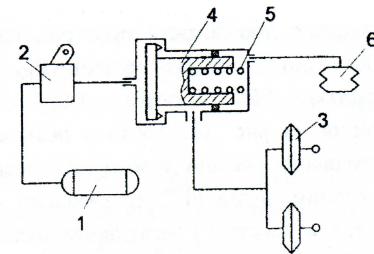


Рис.10 РГС із характеристикою обмежника тиску

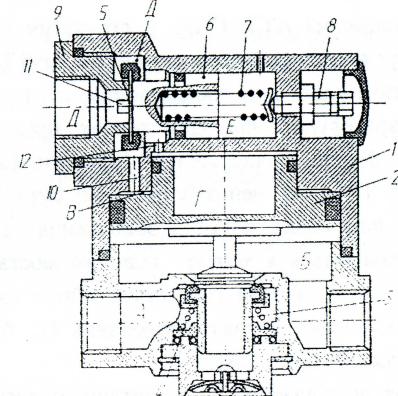


Рис.11 Принципова схема програмного РГС

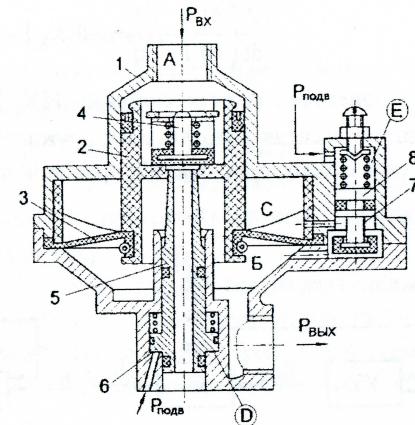


Рис.12 РГС променевого типу з нелінійною характеристикою та прискорюючим клапаном

зазначеніх гальм, а також у процесі їхнього конструювання.

У третьому розділі розроблені основи теорії проектування регуляторів гальмових сил.

В даний час гальмова система з РГС існує як розімкнута система автоматичного керування (САК), у якій керуючий пристрій (РГС) вимірює тільки вплив що задає і збурювання.

Визначено два основних шляхи створення замкнутих систем САК, тобто: САК, у якій РГС одержує інформацію і про завантаження АТЗ, і про гальмову силу на

відповідній осі АТЗ; САК, у структуру якої введено допоміжний пристрій, що коректує величину $P_{\text{вых}}$ таким чином, щоб T_i однозначно відповідало величині $P_{\text{вых}}$.

Разом з цим при проектуванні гальмових систем із РГС, як розімкнутих САК варто враховувати ще один зв'язок, представлений на рис. 14. Тобто з появою гальмової сили T_i відбувається перерозподіл нормальних реакцій дороги на колеса АТЗ N_i . Причому цей зв'язок може бути позитивним, якщо РГС встановлено у контурі переднього моста (зі збільшенням T_i , N_i також зростає) і негативним, якщо РГС знаходиться в контурі заднього моста (зі збільшенням T_i , N_i зменшується). Тобто у такій системі з'являється зв'язок між вихідною величиною T_i і керуючим пристроєм через сигнал збурювання N_i . А це у свою чергу може привести до нестабільної роботи САК.

Для дослідження цього питання в роботі розроблена узагальнена динамічна модель барабанного гальма. Рівняння Лагранжа для розглянутої системи має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = -F(X_K) - F_{\text{ПР}}(\dot{X}_K) - F_{\text{ПР}}^T + P_{\text{ПР}}^N, \quad (27)$$

де T – кінетична енергія системи; $F(X_K) F_{\text{ПР}}(\dot{X}_K) F_{\text{ПР}}^T P_{\text{ПР}}^N$ – приведені до осі приводного зусилля колодки сила пружності гальмового барабана, сила грузого тертя, сила сухого тертя, сила від привідній пневмокамери (гидроциліндра).

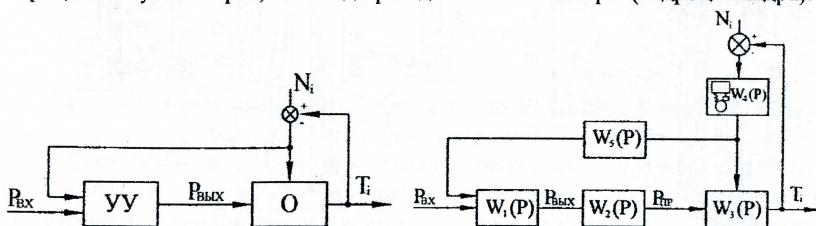


Рис.14 Структурна схема розімкнutoї САК з РГС:

$W_1(P)$ – передатна функція РГС; $W_2(P)$ – передатна функція трубопроводу і пневмокамери; $W_3(P)$ – передатна функція гальмового механізму з колесом; $W_4(P)$ – передатна функція підвіски (пневмопідвіски) з підресореною масою; $W_5(P)$ – передатна функція трубопроводу, що з'єднує пружний елемент пневмопідвіски і транспортного засобу, у АТЗ із пневмопідвіскою або кінематичним зв'язком РГС і підвіски; $P_{\text{вх}}$, $P_{\text{вых}}$ – вхідний і вихідний тиск РГС; УУ – керуючий пристрій; О – об'єкт керування; T_i – гальмова сила; N_i – збурювання (навантаження на вісь АТЗ)

Відмінною рисою цієї моделі від відомих є те, що уперше введено складової кінетичної енергії обода гальмового барабана:

$$T_6 = 8 \frac{1}{2} \int_0^{\frac{\pi}{4}} (l_6 + l_K) \int_0^{[w_6(l, \theta)]^2 dm_6}, \quad (28)$$

де l_6 , l_K – довжина обода та кільце що упрочнюють; w_6 – деформація барабана; l , θ – координати по довжині і куту охоплення; dm_6 – маса елементарної частинки обода.

Деформації гальмового барабана визначалися із суми:

$$\omega_6 = \omega_{60} + \omega_{62} + \omega_{61}, \quad (29)$$

де ω_{60} , ω_{62} , ω_{61} – складові від осесиметричного навантаження барабана, самоурівноваженої і «гітрової» навантажень.

Доведено, що щодо розглянутої задачі існуючі конструкції гальмових барабанів можуть розглядатися як статична ланка, а модель підвіски може бути зведена до одномасової.

Отримано критерій:

$$v_{\text{ЭП}}^2 > C_{\text{ПИ}} \cdot m_{\text{ПИ}}, \quad (30)$$

де $v_{\text{ЭП}}$, $C_{\text{ПИ}}$, $m_{\text{ПИ}}$ – коефіцієнти в'язкості і твердості в підвісі передньої осі, приведена до передньої осі маса АТЗ.

При невиконанні якого можуть виникати автоколивання.

Усунути їх можна за допомогою наступних заходів: гистерезис модуля зв'язку РГС із підвіскою повинний задовільнити вираженню:

$$\Delta P_{\text{ПР}} \geq 2P_{A \max} \cdot [1 - P_{0 \max} (1 - \eta^2) / 2P_{A \max}], \quad (31)$$

де $\Delta P_{\text{ПР}}$ – гистерезис модуля зв'язку РГС із пневмопідвіскою; $P_{A \max}$, $P_{0 \max}$ – амплітудна і постійна складові тиску в пневмопідвісі при коливаннях кузова АТЗ, що відповідають j_{\max} ; η – ККД механізму розтиску гальма;

- якщо на АТЗ можна встановлювати РГС і на 1-у, і на 2-у осі, то варто віддавати перевагу задній осі; - якщо на АТЗ РГС необхідно встановлювати тільки на 1-у вісь, то необхідно або застосовувати так званий статичний РГС (реагуючий тільки на статичний розподіл навантаження по осях АТЗ), або застосовувати схему «РГС у контурі кожної осі АТЗ».

У роботі запропоновані методики проектування РГС для гальмових систем із пневматичним гальмовим приводом: обмежника і компенсатора тиску, променевого типу.

Удосконалено методику раціонального вибору параметрів блоку перетворення вхідного тиску (БПВТ) не виконуючого і виконуючого функції клапана, що прискорює. Запропоновано класифікацію двохсідельного клапана в залежності від співвідношення посадкових діаметрів d_1 , d_2 , d_3 . Визначені найбільш придатні його конструкції.

Отримано вираження, що визначає мінімально можливе зусилля притиснення клапана з умови його герметичності:

$$R_0 > k_{r_T} k_3 P_{B \max} (d_H - h_{\Pi}) h_{\Pi} (1 + 0.4 \mu_p) \cdot 2\pi; \quad k_{r_T} = 1 / \left(0.8 + \frac{\sin 2\theta}{2} \cdot \frac{r_T}{h_{\Pi}} \right), \quad (32)$$

де h_{Π} – ширина крайки, що ущільнює; P_{max} - тиск повітря в порожнині, що ущільнюється; μ_p - коефіцієнт тертя клапана об гуму; r, θ - радіус округлення і кут охоплення крайки, що ущільнює.

Запропоновано методику проектування блоків перетворення сигналу як від пневмо-, так і від механічної підвісок. При цьому доведено, що у випадку пневмопідвіски доцільніше над усе застосовувати поршневий перетворюючий елемент. Оскільки будь-який закон вихідної характеристики РГС найпростіше синтезувати шляхом вибору відповідного профілю ребер поршня з перемінним ефективним діаметром. Запропоновано методику синтезу цього профілю.

Розроблено теоретичні основи проектування РГС променевого типу з нелінійною плавною і східчастою характеристиками.

Запропоновано принципову схему блоку перетворення вхідного тиску, об'єднаного з повітророзподільником причепа, що дозволяє спростити схему гальмового привода причіпного складу АТЗ.

Статичні моделі РГС розроблені з обліком гистерезису в них. Експериментальні дослідження показали, що розрахункові дані відхиляються від експериментальних не більш, ніж на 5...7%

У четвертому розділі розглядаються заходи, спрямовані на збільшення надійності РГС. Для збільшення герметичності пневмоапаратів двохседільні клапани пропонується виконувати за схемою «із шайбою манжети, що плаває».

Дуже важливо забезпечити працездатність РГС при виході з ладу зв'язку з підвіскою. У кінематичному зв'язку з ресорною підвіскою для цього передбачений механізм виводу РГС на максимальний тиск (див. Рис.12). Для пневматичної підвіски запропоновано ряд конструктивних схем безпечних з цього погляду блоків перетворення сигналу від пневмопідвіски (БПСП) як для РГС передньої, так і задньої осей АТЗ.

Для підвищення якості регулювання гальмових сил важливим є питання збільшення стабільності вихідних параметрів гальмової системи. Що стосується підвищення якості регулювання гальмових сил, то тут можуть бути виділені наступні напрямки досліджень – підвищення стабільності: вихідних параметрів РГС за рахунок удосконалювання його конструкції; вихідних параметрів гальмового механізму; сигналу, що задає, шляхом удосконалювання гальмового крана; керуючого сигналу шляхом удосконалювання апаратів пневмопідвіски.

У результаті проведених експериментальних досліджень у роботі розроблені конструктивні заходи щодо: збільшення стабільності значення крапки початку і точності регулювання початкових параметрів при настроюванні РГС, зменшенню його гистерезису.

Для аналізу питання збільшення стабільності вихідних параметрів гальмових механізмів запропонована імовірнісна модель барабанного гальма. У

якій як оцінний параметр прийнятий коефіцієнт варіації притискої колодки:

$$\frac{\sigma M_{kp}}{M_{kp}} = \sqrt{\frac{\sigma^2 P_d}{P_d^2} + \frac{\sigma^2 F_a}{F_a^2} + \frac{\sigma^2 i}{i^2} + \frac{\sigma^2 \eta}{\eta^2} + \frac{\sigma^2 A_l}{A_l^2}}. \quad (33)$$

Вперше удалося теоретично довести, що барабанний гальмовий механізм, виконаний за схемою «дуплекс» з колодками, що плавають, і механізмом розтиску, виконаним за схемою «ківніх приводних зусиль», крім того, що в 1.3...1.5 рази ефективніше аналогічного за схемою «симплекс», але ще і більш стабільний.

Аналіз (33) дозволив визначити основні шляхи, що сприяють підвищенню стабільності вихідних характеристик барабанного гальма, запропоновані у висновках по роботі.

Отримано співвідношення трибогеометричних параметрів притискої колодки, що плаває:

$$\operatorname{tg}\beta = \left[\frac{w}{a} + 1.15 \bar{\mu} \left(\frac{w}{a} \bar{\mu} + 1 \right) - \bar{\mu} \right] / \left[1.15 \left(\bar{\mu} \frac{w}{a} + 1 \right) - \bar{\mu} \left(\frac{w}{a} - \bar{\mu} \right) \right], \quad (34)$$

де a – відстань від осі гальмового барабана до опори колодки; w – відстань між опорами колодок; $\bar{\mu}$ – математичне чекання коефіцієнта тертя на поверхні «барабан – гальмова накладка», що забезпечує найбільшу стабільність її вихідних параметрів.

Удосконалено критерій, виконання якого не дає можливості появи так званого «скрипту» у барабанних гальмах з колодками, що плавають:

$$1.15(\mu_{\max} - \operatorname{tg}\beta) / (1 + \mu_{\max} \operatorname{tg}\beta) < |a + \mu_{\max} (w - \bar{p}_y)| / (w - \mu_{\max} a). \quad (35)$$

Аналіз існуючих конструкцій гальмових кранів дозволяє зробити висновок про те, що найбільш перспективною є схема виконання з рівнобіжним розташуванням секцій. Як показали експериментальні дослідження, у порівнянні з відомими конструкціями РААЗ і ПААЗ вони мають наступні переваги: забезпечують більш високу ефективність запасної гальмової системи; більш високі динамічні якості при розгальмовуванні ПГП; більш високий ступінь уніфікації; можливість пристрою трьохконтурного ПГП; більш високі можливості організації оптимального закону включення допоміжного гальма; можливість регулювання будь-якої черговості спрацьовування секцій; можливість сполучення з РГС із мінімальним ускладненням конструкції крана; висока працездатність при низьких температурах.

Розроблено 4 модифікації такого крана.

Розроблені динамічна і статична моделі гальмового крана в контурі ПГП добре погодяться з даними експериментальних досліджень.

На базі двосекційного запропонована схема гальмового крана, сполученого з РГС променевого типу, що дозволяє значно спростити ПГП АТЗ.

Було розроблено і впроваджена в серійне виробництво конструкція двоступінчастого регулятора рівня підлоги.

Розроблений комплекс експериментального устаткування і проведені

експериментальні дослідження виявили цілий ряд його переваг перед аналогами виробництва СНД, Східної і Західної Європи: захищений 3 патентами на винахід України і Росії; має двоступінчасту характеристику при малих габаритних розмірах; незначна початкова нечутливість до переміщення приводного важеля; без зміни габаритних розмірів може випускатися з будь якою наперед заданою замовником статичною витратою повітря; підвищений ресурс роботи; низькі витрати в процесі експлуатації; гарна працездатність при низьких температурах; технологічність у виробництві; можливість регулювання динамічної нейтралі т. і.

Запропоновано універсальний критерій працездатності РГС як у нормальніх умовах, так і при низьких температурах, що накладає обмеження на його зону початкової нечутливості.

Розроблено методику проектування і запропонована конструкція електро-пневматичного клапана швидкого підйому й опускання кузова АТЗ із пневмопідвіскою, що дозволяє значно підвищити споживчі якості АТЗ категорії M₃.

При дорожніх випробуваннях РГС сполученого з клапаном, що прискорює, на автобусах ЛАЗ-4207 спостерігалися автоколивання в РГС, що супроводжуються великою витратою стиснутого повітря. Розглядаючи регулятор, як систему, що відповідає рівнянню Релея були отримані висновки про те, що для усунення цих автоколивань необхідно: на вході в РГС поставити дросель; застосовувати двохседільний клапан конструкції ($d_1=d_2$; $d_3>d_2$; $d_3>d_1$); застосовувати РГС, не сполучений з клапаном, що прискорює. Проведені експериментальні дослідження підтвердили справедливість отриманих теоретичних передумов.

ВИСНОВКИ

1. В даний час немає системного підходу при проектуванні гальмових систем АТЗ. Створена теорія і методика такого підходу дозволяють значно розширити можливості удосконалювання способів регулювання їхніх вихідних параметрів.
2. Уперше доведено, що при оцінці необхідності застосування РГС у гальмовій системі АТЗ, як системі "людина-машина" необхідно виходити з комплексу трьох критеріїв:
 - виконання вимог Додатка 10 Правил №13 ЄЕК ООН;
 - можливість виконання вимог по нормативній ефективності без блоку коліс якої-небудь осі;
 - ергономічний показник, що характеризує зручність керування гальмовою системою.
3. Запропоновані методики системної оцінки необхідності установки РГС і синтезу його характеристики охоплюють усі відомі категорії транспортних засобів (M₁, M₂, M₃, N₁, N₂, N₃, O₂, O₃, тягачів, причепів і напівпричепів) і вперше дозволяють дати комплексну оцінку гальмової системи АТЗ по наступним питанням:
 - потрібний чи ні РГС на розглянутому АТЗ;

- скільки РГС потрібно застосовувати на АТЗ;
 - якщо досить одного РГС, то в якому контурі його необхідно встановлювати;
 - у яких випадках достатньо застосування програмного РГС без зв'язку з підвіскою, у тому числі в одиночного сідельного тягача;
 - який тип вихідної характеристики РГС найбільш доцільний для проектованого АТЗ;
 - коли від одного РГС у багатовісних АТЗ можна регулювати гальмові сили одночасно на двох і більш осіях;
 - при яких умовах у гальмовій системі причепа доцільно застосовувати один РГС для всіх осей.
4. Розрахунки показали, що на переважній більшості АТЗ (94% з числа прийнятих до аналізу) вироблених у СНД необхідно встановлювати регулятор гальмових сил. Недоцільно вважати, що з установкою АБС, РГС не потрібний зовсім. Більш раціонально використовувати їх спільно. Оскільки РГС необхідно розглядати, як пристрій для забезпечення якісного й ефективного службового гальмування, на відміну від АБС, що в основному призначено для забезпечення безпечної гальмування в екстрених випадках.
 5. Було сформульовано і теоретично обґрунтовано найбільш перспективні способи регулювання гальмових сил. Крім зміни величини приводного тиску це:
 - зміна кількості гальмових механізмів;
 - зміна початкової нечутливості гальма до приводного тиску;
 - зміна активної площині робочого гальмового циліндра;
 - зміна схеми виконання гальмового механізму;
 - комбінований.
 Уперше введено поняття дискретного способу регулювання гальмових сил. Розроблені критерії дозволяють на практиці оцінити можливість і доцільність використання того або іншого способу.
 6. Запропоновано конструктивні схеми РГС для гальмових систем із пневмоприводом, що дозволяють найбільш раціонально синтезувати наступні характеристики РГС як програмної дії, так і зв'язком з підвіскою АТЗ:
 - обмежники тиску;
 - компенсатори тиску;
 - променевого типу з крапкою початку регулювання без клапана, що прискорює;
 - променевого типу з крапкою початку регулювання, що плаває;
 - променевого типу зі зломом характеристики.
 7. Запропоновані методики вибору конструктивних параметрів РГС по п. 6 дозволяють:
 - найбільш раціонально розраховувати вихідні характеристики РГС по п. 6, а також регулятори: променевого типу об'єднані з прискорюючим клапаном,

- нелінійною характеристику, зі зв'язком від передньої і задньої пневмопідвісок одночасно – з урахуванням тертя (гистерезису) у них, а також геометричних і вагових співвідношень АТЗ;
- уперше здійснювати синтез вихідної характеристики РГС із мембраною перемінної активної площині і ребрами, що мають нелінійний профіль, що дає можливість у сполученні з розрізним підпружиненням рухливим штоком уперше здійснювати синтез параметрів РГС з будь якою наперед заданою характеристикою.
8. Уперше запропонована конструктивна схема РГС, що дозволяє створити замкнуту САК. Запропоновано конструктивну схему допоміжного пристрою, що дозволяє з одного боку створити замкнуту схему САК, з іншого – істотно підвищити ефективність аварійного гальмування.
9. Запропоновано критерій, що дозволяє виключити можливість появи хитливої роботи САК з РГС. Доведено, що якщо хитлива робота САК можлива, то при проектуванні гальмової системи з РГС необхідно:
- якщо на АТЗ можна встановлювати РГС на 1-у або 2-у осі, то варто віддавати перевагу задній осі;
 - якщо на АТЗ необхідно встановлювати РГС обов'язково на передню вісь, то потрібно застосовувати так званий статичний РГС (у роботі вперше приводиться схема такого РГС), або збільшувати гистерезис РГС (у роботі вперше приводиться методика вибору величини такого гистерезису як у БПВТ, так і в БПСП), або застосовувати схему «РГС у контурі кожної осі АТЗ». Така схема крім поліпшення якості керування процесом гальмування дозволяє:
 - підвищити ефективність гальмової системи, наблизивши її до максимально можливого без блоку коліс. При цьому ефективність гальмування АТЗ збільшується на 8...14% у порівнянні з випадком, коли РГС не застосовується;
 - одержати ефект відповідності уповільнення АТЗ ходу гальмової педалі в незалежності від завантаження АТЗ і місця розташування вантажу в кузові.
10. Розроблено критерій оцінки припустимої області використання РГС інерційного типу на АТЗ із пневматичним гальмовим приводом. Виявилось, що найбільш прийнятною схемою застосування таких регуляторів – це РГС у контурі кожного моста АТС.
11. Доведено, що транспортні засоби категорії М₃ із допоміжним гальмом, що знаходяться в експлуатації, який включається постійно при приведенні в дію робочої гальмової системи, не виконують міжнародних вимог за Додатком 10 Правил №13 ЄЕК ООН. Запропоновані заходи дозволяють усунути цей недолік як на міжнародному, так і на національному рівнях.
12. Доведено, що в кінематичних системах таких наприклад, як механізм розтиску гальма, доцільно використовувати поняття ККД, приведеного до приводного

- тиску (зусилля), що дозволяє більш точно враховувати всі складові початкової нечутливості механізму (у даному випадку – гальма). Запропонована методика оцінки нечутливості гальма до приводного тиску дозволяє ефективно мінімізувати втрати ефективності гальмування.
13. Доведено, що при проектуванні транспортних засобів усіх категорій ефективність гальмових механізмів повинна вибиратися як з погляду забезпечення нормованої ефективності гальмування, так і відповідності АТЗ вимогам Додатка 10 Правил №13 ЄЕК ООН. Запропоновано методики такого підходу в проектуванні гальмових систем.
14. Запропоновано класифікацію двохсідельних клапанів, що базується на його посадкових діаметрах. Розроблена на базі цієї класифікації теорія двохсідельних клапанів дозволяє проектувати їх з мінімальною початковою нечутливістю при надійній герметизації.
15. Доведено, що в променевому РГС зі зв'язком із пневмопідвіскою найбільш раціонально застосовувати блок перетворення сигналу від підвіски найбільш простого, поршневого типу.
- Запропоновано конструкції блоку перетворення сигналу від підвіски, що дозволяють:
- підвищити ефективність (на 20...25%) запасної гальмової системи у випадку виходу з ладу балона пневмопідвіски, зв'язаного з РГС;
 - виключити вплив балона пневмопідвіски, що вийшов з ладу, на ефективність робочої гальмової системи.
16. Розроблена теорія проектування блоку перетворення сигналу від підвіски дозволяє:
- уперше для АТЗ із пневмопідвіскою створити універсальний ряд БПСП, що при максимально можливій уніфікації складових блоку охоплює всі категорії АТЗ із пневмопідвіскою;
 - комплексно оцінити можливості БПСП в АТЗ із ресорною підвіскою, що дозволяє найбільш раціонально сполучити його геометричні параметри з кінематикою механізму зв'язку з підвіскою, у тому числі і при обриві цього зв'язку. В останньому випадку ефективність гальмування АТЗ із застосуванням механізму компенсації обриву, збільшується на 25...30%.
17. Вперше в СНД запропонована конструктивна схема РГС, об'єднаного з повітророзподільником причепа (напівпричепа). Такий апарат дозволяє спростити (на 1 пневмоаппарат стає менше) і здешевіти пневмопривод останніх.
18. Уперше запропонована конструктивна схема РГС променевого типу, сполученого з гальмовим краном, що мас рівнобіжні секції. Такий апарат дозволить спростити (на 1 пневмоаппарат стає менше) і здешевіти конструкцію пневмопривода гальма АТЗ категорій М і N.

19. Запропонована імовірнісна модель гальмової системи з барабанними гальмовими механізмами, що мають колодки, що плавають, дозволяє:
- оцінити прогнозовану стабільність вихідних параметрів гальмової системи;
 - одержати рекомендації на збільшення стабільності вихідних параметрів гальмової системи;
 - може бути використана в методиках оцінки нормативної бортової нерівномірності дії гальмових механізмів, імовірності випереджального блокування однієї з осей АТЗ та ін.
- Уперше доведено, що барабанний гальмовий механізм, виконаний за схемою «дуплекс» з колодками, що плавають, і механізмом розтиску виконаному за схемою «рівних приводних зусиль», крім того що в 1.3...1.5 рази ефективніше аналогічного за схемою «симплекс», але є і більш стабільний.
20. Доведено, що установка автоматичного регулятора зазору в колісних гальмових механізмах обов'язково в розрахунках повинна взаємопов'язуватись з перевіркою на бортову нерівномірність дії гальм. Оскільки такий регулятор виключає можливість експлуатаційного регулювання цієї нерівномірності. Якщо АТЗ не виконує вимог, що стосуються бортової нерівномірності дії гальмових механізмів, то необхідно:
- застосовувати гальмові механізми з більш стабільними вихідними характеристиками, наприклад, дисковими або барабанні з колодками, що плавають, виконаними за схемою «дуо-дуплекс»;
 - збільшувати кількість гальмових колодок;
 - застосовувати гальмові накладки з більш стабільними характеристиками;
 - вибирати найбільш раціональні геометричні співвідношення в гальмі;
 - застосовувати більш стабільні механізми розтиску (наприклад клиновий або пневмогідралічний привід);
 - замінити пневмокамери на пневмоциліндри;
 - переходити від діагональної розбивки привода до розбивки «по осях»;
 - застосовувати замкнуті системи автоматичного регулювання гальмових сил.
21. Експериментально доведено, що в процесі «скрипу» гальм, високочастотні коливання в основному робить гальмовий барабан. Удосконалено критерій, що дозволяє уникнути явища «скрипу» у барабанних гальмах.
22. Запропонована і впроваджена в серійне виробництво конструкція регулятора рівня підлоги має наступні переваги перед відомими аналогами:
- захищеність патентами України і Росії;
 - без зміни габаритних розмірів може випускатися з будь якою наперед заданою замовником статичною витратою стиснутого повітря. У тому числі може бути виконаний в одне-, двох- і багатоступінчастому варіантах;
 - незначна початкова нечутливість до переміщення приводного важеля;

- підвищений ресурс роботи (більш ніж $3 \cdot 10^6$ циклів спрацьовування);
 - гарна працездатність при низьких температурах (до $t = -45^\circ \dots -50^\circ C$);
 - універсальність;
 - низькі витрати в процесі експлуатації;
 - технологічність у виготовленні;
 - можливість регулювання динамічної нейтралі;
 - значно менша ціна в порівнянні з аналогами з Європи;
 - конкурентоздатність з відомими аналогами виробництва Західної Європи.
23. Вперше експериментально доведено, що при установці РГС об'єднаним з клапаном, що прискорює і з'єднанням трубопроводами з гальмовими камерами і гальмовим краном, довжина яких не перевищує 1...1.5 м, у контурі гальмової системи при різких гальмуваннях можуть виникнути автоколивання. Які супроводжуються великою витратою стиснутого повітря з ресивера контуру. Розроблені конструктивні заходи дозволяють виключити можливість появи таких автоколивань.
24. Розроблене і реалізоване в експериментальних зразках сімейство гальмових кранів у порівнянні з відомими конструкціями РААЗ і ПААЗ має наступні переваги:
- забезпечують більш високу ефективність запасної гальмової системи;
 - більш високі динамічні якості при розгальмуванні пневмопривода;
 - більш високий ступінь уніфікації між собою, а значить і краща ремонтопридатність;
 - можливість пристрою трьохконтурного гальмового пневмоприводу (у випадку застосування трьохсекційного гальмового крана);
 - більш високі можливості організації оптимального закону включення допоміжного гальма (у випадку застосування трьохсекційного гальмового крана);
 - можливість регулювання будь-якої черговості спрацьовування секцій, а це означає, що в конструкції крана вже закладені функції програмного РГС, що задає початкову нечутливість гальмових механізмів до приводного тиску регульованого контуру пневмоприводу;
 - висока працездатність при низьких температурах (до $t = -50^\circ \dots -55^\circ C$);
 - можливість сполучення з РГС при мінімальному ускладненні конструкції крана.
- Розроблені гальмові крані рекомендовані до серійного виробництва.
25. Експериментальні дослідження підтверджують справедливість теоретичних висновків. Погрішність розрахунків по запропонованих математичних моделях складає 6...12% у порівнянні з експериментальними даними. Розроблена теорія і методика системного підходу при проектуванні гальмової системи можуть бути використані при створенні і удосконалюванні гальмової системи АТЗ категорій M₁, M₂, M₃, N₁, N₂, N₃, O₃, O₄.

Основні положення дисертаційної роботи викладені в таких основних публікаціях:

1. Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Кирчать В.И. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом: Монография. -Харьков: РІО ХГАДТУ, 2000. – 472 с.
2. Богомолов В.А., Будько И.И. Экспериментальная оценка КПД механизма разжима колодок тормозов. – В сб.: Автомоб. трансп., Респ. межвед. научн.-техн. сб. вып. 26, 1989. – С.63-67.
3. Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Косый Р.А. Новые тормозные краны из Волчанска. – Автомоб. пром-сть, 1997, №8, С.18...20.
4. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И., Косый Р.А. Тормозные краны с параллельным расположением секций. Вестник ХГАДТУ. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – Вып 7, С.31...32.
5. Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.О. Системний підхід при проектуванні гальмівних систем автотранспортних засобів на прикладі великовантажних автомобілів. – Автомоб. трансп., 1998 г., вып.1, С.5...7 – Харьков: РІО ХГАДТУ/Сб. научн. тр.
6. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. Теоретические вопросы экспериментальной оценки КПД механизмов. Вестник ХГАДТУ. – Харьков: РІО ХГАДТУ / Сб. научн. тр., 1999 г., вып. 9. – С.16...18.
7. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Кирчать В.И., Клименко В.И. Синтез закона распределения тормозных сил по осям АТС категории М. Вестник ХГАДТУ. –2000 г., вып.11, С. 19...21.
8. Богомолов В.А. Классификация регуляторов тормозных сил автотранспортных средств// Автошляховик України. – 2000. - №3. – С.26...27.
9. Богомолов В.А. Регулятор тормозных сил с характеристикой ограничителя давления в пневматическом тормозном приводе. Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – Вып.79. – Сер.: Новые решения в современных технологиях, 2000. – С. 33...35.
10. Богомолов В.А. Регулятор тормозных сил с характеристикой компенсатора давления в пневмоприводе тормозов. Вестник ХГПУ.- Харьков: ХГПУ.- Вып.83.- Сер.: Новые решения в совр. технологиях, 2000. – С. 37...39.
11. Богомолов В.А. Многоступенчатый регулятор уровня пола транспортных средств с пневмоподвеской. Вестник ХГПУ. Сб. науч. тр. Вып.101. - Харьков: ХГПУ, 2000. – С. 29-33.
12. Богомолов В.А. Проектирование тормозной системы, как системы «человек – машина». Вестник ХГПУ. – Сер.: Технологии в машиностроении. – Харьков: ХГПУ. – Вып.104, 2000, С. 104...109.

- 13.Богомолов В.А. Тормозная система, как замкнутая система автоматического регулирования. В науч.-тех. сб. "Коммунальное хозяйство городов". Вып.23. Серия: Технические науки.:ХГДЗ - К.Техніка, 2000. – С. 186-190.
- 14.Богомолов В.А. Дискретный способ регулирования тормозных сил. Проблемы пожарной безопасности. Сб. научн. тр. ХИПБ. – Харьков: Фолио, 2000, вып. 7, С.28...31.
- 15.Богомолов В.А Автоколебания в автомобильных барабанных тормозных механизмах. Вестник ХГПУ.-Харьков:ХГПУ.-Вып.119.-Сер.:Новые решения в совр. технологиях, 2000.-С.26...28.
- 16.Богомолов В.А. Процесс торможения транспортного средства категорий М₃ с постоянно включаемым вспомогательным тормозом. В науч.-тех. сб. "Коммунальное хозяйство городов". Вып.22. Серия: Технические науки.:ХГДЗ - К.Техніка, 2000. – С. 175...178.
- 17.Богомолов В.А. Вероятностная модель тормозной системы. Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – Вып.80. – Сер.: Новые решения в современных технологиях, 2000. – С. 67...69.
- 18.Богомолов В.А. Модель жесткости тормозного барабана. /Динамика и прочность: Сб. научн. тр. ХГПУ. Вып. 57: - Харьков: ХГПУ. 2000. – С. 57...63.
- 19.Туренко А.М., Богомолов В.О., Цуприк А.Л. Аналіз енергетичних витрат на керування гальмівною системою автомобіля. – В сб.: Держ. ун-ту “Львівська політехніка”. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Львів. Вид. Держ. ун. “Львівська політехніка”, 2000, №396, С. 95..98.
- 20.Туренко А.М., Клименко В.И., Богомолов В.О., Шилов А.І. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів. Вісник Тернопільського ДТУ.-Тернопіль:ТДТУ.-Т.5,№4,2000.-С.124...127.
- 21.Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Сараев А.В. Анализ требований, предъявляемых к торможению тягача с прицепом (полуприцепом). В сб. научн. тр. Автомобильный транспорт. – Вып.3 – Харьков: РІО ХГАДТУ – 1999 г., С. 5...8.
- 22.Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Сараев А.В. Экспериментальный регулятор тормозных сил с функциями тормозного крана прицепа. В сб. научн. тр. Автомобильный транспорт. – Вып.4 – Харьков: РІО ХГАДТУ – 2000 г., С.5...7.
- 23.Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Шилов А.І. Влияние регулятора уровня пола на эксплуатационные свойства пневматической подвески. – Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – Вып. 82. – Сер.: Новые реш-я в совр. технологиях, 2000. – С. 42...43.
- 24.Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. Совершенствование способов

- регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств. // Механіка та машинобудування. – 2000. – №1. – С.106...110.
- 25.Богомолов В.А., Кирчатьй В.И. Аналіз возможних способов регулювання тормозних сил на автотранспортных средствах. Вестник ХГПУ.-Харків:ХГПУ._Вып.118.-Сер.:Новые реш. в совр. Технологиях,2000.-С.20...22.
 - 26.Туренко А.М., Богомолов В.О., Клименко В.І., Черков С.В. Регулятор рівня підлоги транспортного засобу. Патент на винахід України №21754A B60G 17/04 від 30.04.98.
 - 27.Туренко А.М., Богомолов В.О., Клименко В.І., Черков С.В. Регулятор рівня підлоги транспортного засобу. Патент на винахід України №21755A, 5 B60G 17/04 від 30.04.98.
 - 28.Туренко А.М., Богомолов В.О., Кліменко В.І., Рубанов О.А. Регулятор гальмівних сил. Патент на виніхід України “21756 A6B60T8/18 від 30.04.98 р
 - 29.Богомолов В.А., Кирчатьй В.И. Расчет тормозного пути АТС с пневматическим тормозным приводом. Вестник ХГПУ.:Харків:ХГПУ.Вып.128.,2000.-С.101...106.
 - 30.Туренко А.М., Кліменко В.І., Богомолов В.О., Цуприк А.Л. Придатність гіперболічної функції витрати для розрахунку пневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу. Машинознавство.-Львів.-2000.-№9(39).-С.35...38.

А також додаткових публікаціях:

1. Богомолов В.А., Кирчатьй В.И. Регулирование тормозных сил на трехосных АТС категории M₃. Вестник ХГПУ.-Харків:ХГПУ._Вып.118.-Сер.:Новые реш. В совр. Тех-ях,2000.-С.31...34.
2. Богомолов В.А., Кирчатьй В.И. Выбор рациональной выходной характеристики регулятора тормозных сил АТС категории M₃. Вестник ХГПУ.:Харків: ХГПУ.Вып.128.,2000.-С.86...92.
3. Богомолов В.А., Косый Р.А., Сопко А.Д. Тормозной кран, объединенный с регулятором тормозных сил. Автомоб. трансп., 1999 г., вып.3, С. 31...32.
4. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И., Косый Р.А. Повышение эффективности тормозных систем грузовых автомобилей. Труды междунар. науч.-техн. конф. Том 2, Ташкент, 1996 г.
5. Богомолов В.А. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств. Ассоциация автомобильных инженеров. Мат-лы р-ты XXVIII конференции ААИ «Проблемы качества и сертификация автотранспортных средств», Дмитров,2000.-С.99...103.

6. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами. Учб. посіб. під трифром МінВУЗа для студ-в спец-ті "Автомобілі та автомоб. госп-во" – К.: УМКВО, 1990. – 136 с. – на укр.яз.
7. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И., Рубанов О.А., Холявко В.И. Выбор соотношения и величин осевых тормозных моментов при проектировании тормозной системы автомобиля. Библиогр. указатель ВИНТИ «Депонированные научные работы», 1989 г., №4 (210), с.112. №1777-ап88 из НИИТ автопром.

АННОТАЦІЯ

Богомолов В.О. Створення і дослідження систем керування гальмуванням автотранспортних засобів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за фахом 05.22.02 – Автомобілі та трактори. – Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет Міністерства освіти та науки України, Харків, 2001.

Дисертація присвячена удосконалюванню конструкції і методики проектування гальмових систем автотранспортних засобів.

Розроблена методика проектування заснована на принципі системного підходу. Запропоновано критерії, що відповідають методології системного аналізу.

Розроблено конструкції і математичні моделі нових регуляторів гальмових сил, гальмових кранів, комплексу апаратів керування пневмопідвіскою.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили справедливість розроблених моделей.

Ключові слова: системний підхід, гальмова система, регулятор гальмових сил, автотранспортний засіб, Правила №13 ЄСК ООН, гальмовий механізм, гальмовий кран, підвіска автомобіля, регулятор рівня підлоги.

ABSTRACT

V.A. Bogomolov “Designing and research of the control systems of braking operation of the vehicles”. Manuscript.

This thesis for competition of academic degree of Doctor of Technical Science in specialty 05.22.02 – Motorcars and Tractors. Kharkiv State Motor-Road Technical University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2001.

This thesis is dedicated to the improvement of construction and technique of brake systems design for motor transport facilities.

Developed design technique is based on the principle of the system concept.

Criteria that meet the methodology of system concept were offered.

Constructions and mathematical models of new braking forces regulators, brake valves, complex of control mechanisms for pneumo-suspension were designed.

Conducted experimental research confirmed validity of the designed models.

Key words: system concept, brake system, braking forces regulator, motor transport facilities, regulations № EEC UNO, brake gear, brake valve, motor suspension, floor level controller.

АННОТАЦИЯ

Богомолов В.А. Создание и исследование систем управления торможением автотранспортных средств. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. – Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет Министерства образования Украины, Харьков, 2001.

На базе международных требований Приложения 10 Правил №13 ЕЭК ООН в диссертации разработана методика проектирования тормозной системы автотранспортных средств (ATC), основанная на принципе системного анализа.

Доказано, что основными критериями при проектировании тормозной системы являются: эффективность действия тормозной системы, качество распределения тормозных сил, возможность блокирования колес той или иной оси, стабильность выходных параметров, эргономические показатели, определяющие фактор удобства управления тормозной системой.

Впервые теоретически доказано, что наиболее целесообразной схемой исполнения тормозной системы являются совместное использование регулятора тормозных сил (PTC) и антиблокировочной системы.

Разработанная методика синтеза выходных параметров тормозной системы позволяет комплексно отвечать на вопросы: нужен или нет для данного ATC PTC; сколько PTC нужно применять на ATC; если один, то в контуре какой оси применять его наиболее целесообразно; какая выходная характеристика PTC наиболее целесообразна для данного ATC; какие конструктивные соотношения ATC наиболее целесообразны с точки зрения более эффективной работы PTC; в каких направлениях необходимо совершенствовать конструкции PTC и пневмоаппаратов, работающих с ним.

Предложены принципы конструирования тормозной системы, как замкнутой САУ.

Рассмотрены вопросы устойчивости тормозной системы, как системы автоматического управления.

Разработаны конструкции и математические модели новых PTC, тормозных кранов, комплекса аппаратов управления пневмоподвеской.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили справедливость разработанных моделей.

Ключевые слова: системный подход, тормозная система, регулятор тормозных

сил, автотранспортное средство, Правила №13 ЕЭК ООН, тормозной механизм, тормозной кран, подвеска автомобиля, регулятор уровня пола, система автоматического управления.

Підписано до друку 03.04.2001 р. Формат 60x84 1/16 Папір офсетний
Віддруковано на ризографі Об'єм 1,5 умовн.-друк. арк.
Зам. № 197/1450 Тираж 120 прим.

Адреса редакції видавця і поліграфпідприємства
ХДАДТУ, 61002, Харків-02, вул. Петровського, 25

Віддруковано видавництвом Харківського державного автомобільно-дорожнього
технічного університету