

УДК 629.114

Магопець С.О., к.т.н., Золенко О.О., аспірант
Кіровоградський НТУ, м. Кіровоград

НОВА КОНСТРУКЦІЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМОПРИВОДУ ГАЛЬМ ДЛЯ АВТОПОЇЗДІВ

Представлено конструкцію нового регулятора гальмівних сил для автопоїзду, перевагами якого є підвищення ефективності гальмування та швидкодії спрацювання пневматичного гальмівного приводу, покращення коефіцієнту сумісності його ланок.

Вступ

З досвіду експлуатації автомобільних потягів відомо, що їх продуктивність вища від одиночних автомобілів. Разом з тим керованість та стійкість при гальмуванні значно гірші, а довжина гальмівного шляху автопоїздів значно більша. Поліпшення активної безпеки автомобіля є актуальною задачею на сучасному етапі розвитку автомобілебудування.

Аналіз літературних джерел

Для оцінки гальмівної ефективності автотранспортних засобів (АТЗ) запропоновано багато методик. Найбільш наочним, з точки зору аналізу, є рівняння, яке визначає довжину гальмівного шляху S_m :

$$S_m = v_0(\tau_c + 0,5\tau_n) + \frac{v_0^2}{2j_{уст}}; \quad (1)$$

$$j_{уст} = \frac{\varphi_x g}{K_e}, \quad (2)$$

де $j_{уст}$ – усталене сповільнення; φ_x – коефіцієнт зчеплення шини з дорогою; g – прискорення вільного падіння; K_e – коефіцієнт ефективності гальмування; v_0 – початкова швидкість руху АТЗ; τ_c – час запізнення спрацювання гальмівного приводу; τ_n – час наростання загальної гальмівної сили P до максимального значення. Як видно з цієї формули, якщо вважати початкову швидкість руху АТЗ сталою, для зменшення гальмівного шляху можливо:

1) підвищення значення коефіцієнту φ_x . Цей параметр залежить від багатьох факторів: стану та конструкції шини, стану дорожнього покриття, режиму гальмування (зі заблокованими колесами чи ні). Остання властивість широко застосовується в системах ABS, що запобігають блокуванню коліс;

2) зменшення коефіцієнту ефективності гальмування K_e . Значення цього коефіцієнту визначається, в першу чергу, дійсним перерозподілом гальмівних сил по осях автомобіля, а для автопоїзду – ще й зусиллями, що діють у зчепному пристрої. Зменшення K_e є складною комплексною задачею, яка вирішується одночасно з іншими проблемами. Додатково ускладнює задачу те, що величина коефіцієнта ефективності гальмування є змінною і залежить від інтенсивності гальмування, коефіцієнту зчеплення з дорогою φ_x , та ступеня завантаження ланок автопоїзду. Зменшення цього коефіцієнту, як правило, досягають встановленням на АТЗ регуляторів різних типів, намагаючись досягти оптимального перерозподілу гальмівних сил між осями;

3) зменшення загального часу спрацювання гальмівного приводу $\tau_{сп} = \tau_c + \tau_n$. Як стверджують автори [1], τ_c знаходиться в межах 0,2...1,5 с, а τ_n для вантажних автомобілів з пневматичним гальмівним приводом (ПП) приймає значення 0,15...1,5 с. Загальний час спра-

цювання τ_{cp} у цьому випадку лежить в межах 0,35...3,0 с. За даними дослідників [2] швидкодія ПГП може досягати значень навіть більших за 3 с. За цей час АТЗ зі швидкістю 60 км/год проходить шлях близько 40 метрів. Слід зауважити, що швидкодія гальмівного приводу регламентується відповідними законодавчими актами, наприклад, ГОСТ 25478-91, Правила ЄЕК ООН №13, відповідно до яких встановлюється максимально допустимий час спрацювання τ_{cp} для одиночних АТЗ категорій $N_1...N_3$ - 1,0 с, а для автопоїздів цієї категорії 1,2 с. Звідси можна зробити висновок, що швидкодія ПГП автопоїздів великої та середньої вантажопідйомності в багатьох випадках, особливо після деякого періоду експлуатації, не відповідає вимогам нормативних актів, що регламентують безпеку на автомобільному транспорті. Значною мірою це стосується саме автопоїздів. Тому слід більш детально розглянути особливості пневматичного гальмівного приводу традиційної схеми.

Автомобільні поїзди характеризуються не лише найнижчою швидкістю пневматичного гальмівного приводу, але й значно гіршою гальмівною ефективністю, що знайшло відображення у відповідних нормативних актах (ГОСТ 25478-91). Зменшення швидкодії обумовлено саме наявністю причепа. Це викликано цілою низкою причин:

1) складність конструкції, наявність великої кількості пристроїв, що зменшує надійність усієї системи та погіршує її швидкодію. До того ж це перешкоджає реалізації складних алгоритмів керування з метою оптимального розподілення гальмівних сил по осях АТЗ;

2) підвищений час спрацювання, обумовлений вимушеною централізацією органів керування, і, як наслідок, велику довжину пневматичних магістралей; застосування прискорюючих пристроїв не тільки ускладнює конструкцію, але й погіршує надійність усієї системи. Навіть застосування такої апаратури не дозволяє суттєво підвищити швидкодію;

3) досить складним є сам процес гальмування багатоланкових АТЗ. Час спрацювання для кожної із гальмівних камер свій, причому, чим далі від органів керування знаходиться

гальмівна камера, тим більше потрібно часу для її спрацювання. На рис. 1 наведено зміну в часі тиску в гальмівних камерах автопоїзду КамАЗ [1]. З графіку видно, що тиск в гальмівних камерах переднього та заднього мостів причепа (криві 3 та 4) наростає набагато повільніше, ніж тягача (криві 1 та 2). До того ж величина тиску в камерах причепа досягає дещо меншого значення, ніж в камерах тягача. За тих обставин, коли що на тягачі та на причепі встановлено однакові гальмівні механізми, ефективність гальмування причепа виявляється меншою, ніж тягача. Відповідно і уповільнення причепа буде менше, ніж тягача, що ілюструє рис. 2. На ньому наведено орієнтовну гальмівну діаграму автопоїзду. Крива 1 відповідає тягачу, крива 2 причепу.

Вище перелічені недоліки приводять до того, що питома гальмівна сила причепа γ_n є меншою, ніж питома гальмівна сила тягача γ_t , внаслідок чого в більшості випадків причеп накочується на тягач, що може привести до втрати стійкості у вигляді так званого складування автопоїзду.

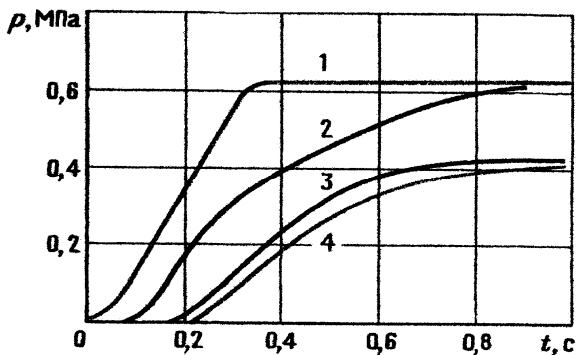


Рис. 1. Динамічна характеристика гальмівної системи автопоїзду КамАЗ

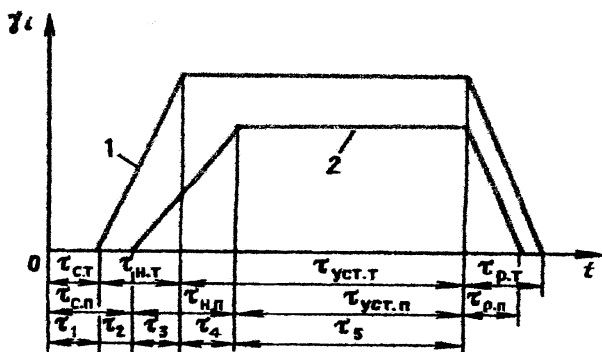


Рис. 2. Гальмівна діаграма автопоїзду

Тому багато науковців погоджуються в тому питанні, що питома гальмівна сила причепа повинна дорівнювати питомій гальмівній силі тягача, або трохи її перевищувати. В останньому випадку в зчїпному пристрої автопоїзда діють розтягуючі зусилля, що приводить не тільки до покращення гальмівної ефективності і скорочення гальмівного шляху, але й до підвищення курсової стійкості багатоланкового АТЗ при гальмуванні.

З усього вище наведеного можна зробити висновок, що для ефективнішого регулювання сумарних гальмівних сил окремих ланок автопоїздів слід застосовувати пристрій, що буде корегувати гальмові зусилля на колесах однієї з ланок в залежності від величини зусилля, що діє в зчїпному пристрої.

Нова конструкція електропневматичного гальмівного приводу для причепа

Оскільки зменшення гальмівної ефективності автопоїзду обумовлено саме дією причепа, то слід, в першу чергу, підвищити ефективність дії саме гальмівної системи причепа. Тому на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету було розроблено нову конструкцію електропневматичного гальмівного приводу (ЕППГ) причепа. Його схема наведена на рис. 3. Найважливішою особливістю даної схеми є те, що в неї введено новий прилад – датчик сили, що діє в зчїпному пристрої автопоїзду. Цей датчик включається у схему керування гальмівними механізмами причепа зі зворотнім зв'язком, що дає можливість точніше регулювати гальмівні сили на колесах причепа та значно покращити коефіцієнт сумісності тягача та причепа. При цьому є можливість не тільки підвищити питому гальмівну силу причепа до рівня тягача, але є можливість так запрограмувати електронний блок керування, щоб на всіх режимах гальмування при будь-якому завантаженні причепа та коефіцієнті зчеплення з дорогою в зчїпному пристрої діяли невеликі розтягуючі зусилля, що суттєво покращить стійкість автопоїзду під час гальмування.

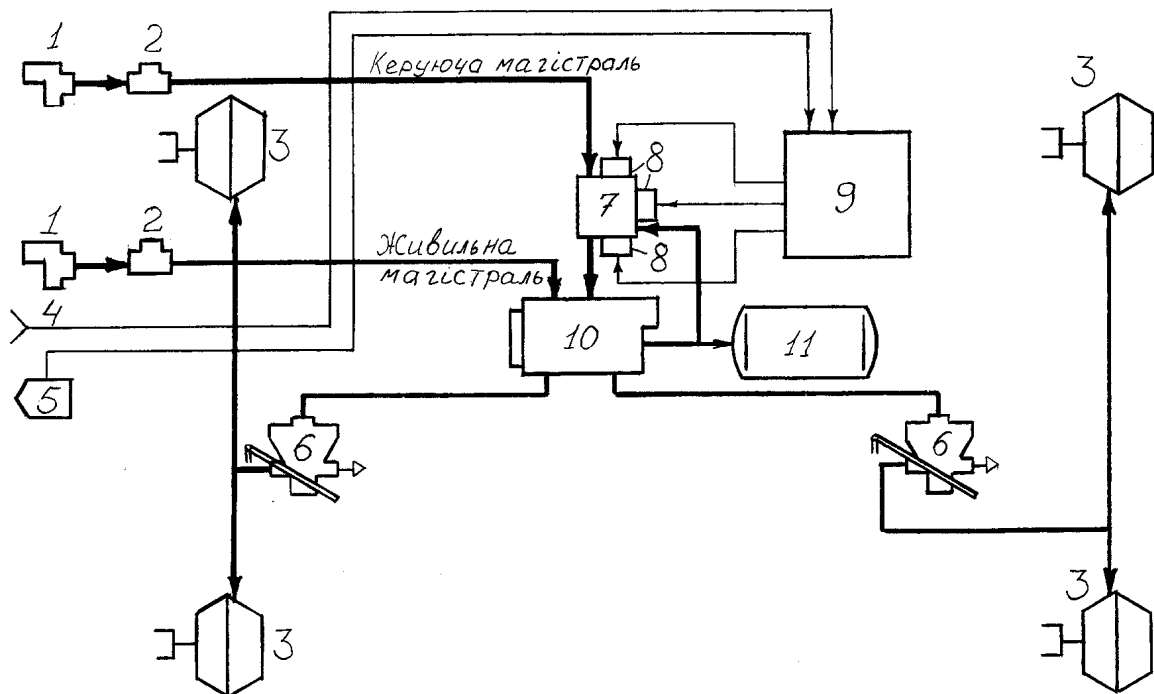


Рис. 3. Функціональна схема ЕППГ, розроблена в КНТУ

1 – з'єднувальна головка; 2 – магістральний фільтр; 3 – гальмівні камери причепа; 4 – електричний з'єднувальний затискач; 5 – датчик сили; 6 – регулятор гальмівних сил; 7 – електропневматичний модулятор тиску; 8 – електромагнітний клапан модулятора тиску; 9 – електронний блок керування; 10 – повітрярозподілювач; 11 – ресивер

Беззаперечною перевагою є те, що більшість з причепів які зараз експлуатуються, можуть бути дообладнані за приведеною схемою. У конструкції збережено всі існуючі прилади, і, у разі відмови електричної частини, штатна гальмівна система буде виконувати роль запасної, що значно підвищить надійність гальмівної системи. Для керування тиском у пневматичних камерах гальмівних механізмів використовується штатний повітрярозподільувач. Для регулювання роботою ППП в керуючу магістраль причепа увімкнено модулятор тиску 7, що приводиться в дію електромагнітними клапанами 8 за командами з електронного блоку керування 9. Для того, щоб не відбувалося хибного спрацювання приладів, наприклад під час перемикавання передач, існує контактний затискач 4, напруга на якому з'являється після того, як водій починає тиснути на педаль гальм. Тобто система вмикається в роботу тільки під час гальмування. Після того, як на затискачі 4 з'явиться напруга, електронний блок керування оцінює силу в зчіпному пристрої автопоїзду за допомогою датчика 5 і, якщо вона менша за якусь межу (її можна встановити програмно), подає напругу на електромагнітні клапани. При цьому керуюча магістраль тягача відсікається від причепа, і тиск в магістралі після модулятора підвищується до тих пір, доки в зчіпному пристрої сила не досягне заданої величини. Після цього електронний блок керування від'єднує електромагнітний клапан, який подає стиснуте повітря в керуючу магістраль за модулятором. Якщо сила досягне неприпустимо великої межі, або необхідно буде розгальмувати причеп, за допомогою електричного сигналу відкриється відповідний клапан і випустить повітря з керуючої магістралі в атмосферу.

Система, що описана, має ряд переваг перед традиційною схемою:

- скорочення часу спрацювання через те, що модулятор можна розмістити дуже близько до повітрярозподільника;
- можливість точного приведення питомої гальмівної сили причепа до питомої гальмівної сили тягача на всіх режимах експлуатації;
- можливість досягнення набагато більшої точності в процесі керування через застосування зворотного зв'язку в системі керування;
- легке дообладнання системи для роботи в режимі ABS. Для чого достатньо лише встановити датчики швидкості обертання коліс та дещо змінити програму керування електронного блоку. Сам електронний блок та модулятор тиску допускають можливість такого переобладнання без додаткових змін в їх конструкції.

Перехід від традиційного ППП до електропневматичного пов'язаний з великими ускладненнями. Для цього необхідно змінити велику кількість приладів, через що втрачається уніфікація з традиційним приводом, тому пропонується схема, яка дозволяє переобладнати існуючі приводи причепів, зберігши всі їх прилади та додавши лише декілька нових, і одночасно мати всі переваги ЕППП.

Висновки

Для більш ефективного перерозподілу гальмівних зусиль між осями одиночних АТЗ зараз широко використовують регулятори гальмівних сил. Слід очікувати, що найближчим часом для раціональнішого перерозподілу гальмівних сил між ланками автопоїздів будуть використовуватися регулятори, які базуватимуться на запропонованих вище принципах.

Список літератури

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Гуревич Л. В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация. – М.: Транспорт, 1988.

Стаття надійшла до редакції 23.04.07
© Магопець С.О., Золенко О.О., 2007