

УДК 631.362.3  
UDC 631.362.3Крайник Л.В.<sup>1</sup>, Дуфанець І.Г.<sup>2</sup>  
1-БАТ «Укравтобуспром»2-Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій Імені С.З.  
Гжицького**ФОРМУВАННЯ СХЕМИ ПРИВОДУ ГАЛЬМ І ДИФЕРЕНТУ МОНОБЛОЧНОГО КУЗОВА  
ТРИВІСНОГО АВТОБУСА**

Першочергові роботи, які виникають під час розробки гальмівної системи автобуса та інших транспортних засобів, полягають у формуванні структури гальмівної системи. Для тривісних автобусів з моноблочним кузовом проблемним є визначення оптимальної схеми контурів з усіх можливих варіантів з метою забезпечення стабільності, безпеки та ефективності гальмування в різних умовах експлуатації з дотриманням вимог нормативних документів, зокрема Правил ЄЕК ООН № 13. Визначальну роль при цьому відіграє динаміка перерозподілу навантажень на осі під час гальмування, що супроводжується зміною положення центра мас та диферентом кузова автобуса, який впливає на ефективність гальмування, стійкість і керованість транспортного засобу. Додатковим чинником є нерівномірний розподіл навантажень на осі автобуса, середня вісь є ведучою з здвоєними шинами з найбільшим навантаженням, а передня і задня осі – з одинарними шинами і практично вдвоє меншими навантаженнями. Нормативні вимоги чинні як щодо номінальної, так і спорядженої мас автобуса, що суттєво відрізняються з умов навантажень на осі і центру мас. Значний вплив на динаміку перерозподілу навантажень має і кінематика напрямних штанг пневмопідвіски автобуса.

Опрацьовано питання зближення координат центру диференту кузова (до зведеного центру мас кузова) з умов кінематики пневмопідвіски та схеми контурів робочої гальмівної системи.

**Ключові слова:** автобус, тривісний, гальмівна система, диферент кузова, пневматична схема, перерозподіл навантаження, гальмування.

**ВСТУП**

При впровадженні у виробництво сімейства великих двовісних та особливо великих тривісних автобусів з моноблочним кузовом, у виробників виходить на одну з перших позицій уніфікація кузовних елементів, вузлів та агрегатів, у тому числі гальмівної системи відповідного модельного ряду (рис.1). Уніфікація елементів гальмівної системи значно ускладнює процес формування гальмівного приводу [1,2].

Основною проблемою в даному питанні є оптимізація схем поділу контурів гальмівного приводу 3-вісних автобусів з урахуванням максимальної уніфікації систем і агрегатів з базовою двовісною моделлю, а також забезпечення відповідності вимогам сповільнення при гальмуванні одним з контурів робочої гальмівної системи при використанні його як одного з можливих варіантів запасної гальмівної системи, який відповідно до нормативно правових документів повинен забезпечувати сповільнення не менше 2,5 м/с<sup>2</sup> для автобусів категорії М3 [1,3].

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ І ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Відомі дослідження у сфері синтезу гальмівних систем тривісних автомобілів зосереджені насамперед на значно більш розповсюджених вантажівках, як підвищеної прохідності з одинарними шинами на всіх осях, так і загального призначення зі здвоєними шинами 2-ї і 3-ї осей [3-7]. При цьому, однак, в цих конструкціях домінує так зв. балансірна ресорна підвіска задніх осей з однаковим статичним навантаженням на осі, що дозволяє звести схему до еквівалентної двовісної схеми. З аналізу існуючих джерел інформації та вихідних даних для розробки гальмівної системи тривісного автобуса по проекту «Богдан А231» теоретично можливими є три варіанти схеми міжосьового поділу приводу, (окрім діагональної), кожен з них має свої конструктивні особливості та вплив на ефективність і безпеку гальмування транспортного засобу. а саме:

- 1) I контур – привід та гальмівні механізми переднього моста,  
II контур – привід та гальмівні механізми середнього та заднього мостів;
- 2) I контур – привід та гальмівні механізми переднього та заднього мостів,  
II контур – привід та гальмівні механізми середнього моста;
- 3) I контур – привід та гальмівні механізми переднього та середнього мостів,  
II контур – привід та гальмівні механізми заднього моста.

Враховуючи суттєво різний розподіл навантажень на осі, попередньо проведені розрахунки ефективності вищезазначених варіантів засвідчили перевагу власне 2-ї схеми контурів (передня і

задня осі з одинарними шинами у I контурі та середня, ведуча вісь з здвоєними шинами у II контурі) [8]. Разом з тим при повній масі автобуса сповільнення при використанні контуру II було на межі допустимого згідно нормативних вимог [1, 9], що обумовило пошук та опрацювання додаткових рішень щодо підвищення ефективності запасної гальмівної системи.

та наявність крім вище наведених варіантів розподілу контурів опрацьовано ще один з можливих варіантів розподілу контурів – з вк, а саме:

I контур – привід та гальмівні механізми переднього та заднього мостів;

II контур – привід та гальмівні механізми середнього та заднього мостів;

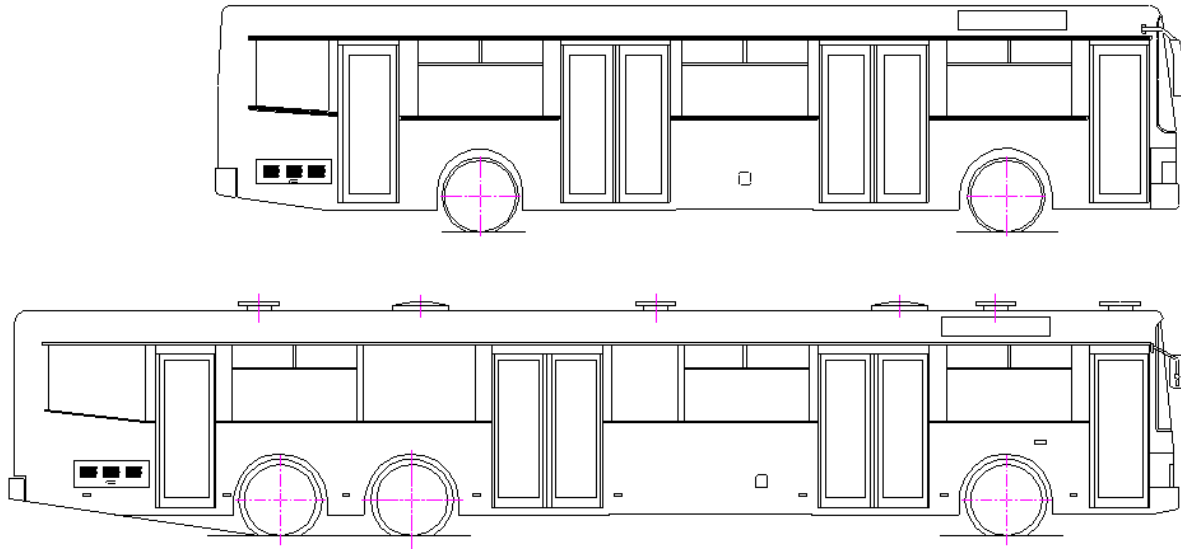


Рисунок 1 Великий двохвісний і надвеликий тривісний автобуси з моноблочним кузовом.

### ЦІЛІ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є розроблення схеми контурів приводу гальмівної системи з умов ефективності та забезпечення раціонального керування диферентом моноблочного кузова тривісного автобуса з урахуванням особливостей його кінематики та динаміки при гальмуванні. Це передбачає всебічний аналіз конструктивних і функціональних рішень, які дозволяють оптимізувати розподіл гальмівних зусиль між осями, підвищити стійкість і керованість транспортного засобу під час гальмування, а також забезпечити кращу стабілізацію просторового положення кузова та зменшити динамічний перерозподіл навантажень на осі, незалежно від змін навантаження чи режимів руху.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Проведені аналітичні дослідження динаміки гальмування тривісних автобусів вказують, що з умов забезпечення необхідної ефективності гальмування при спорядженій масі, де перепад осьових навантажень при задньомоторному компонуванні автобуса особливо відчутний для першої та другої осей, (відповідно з дисковими та барабанными гальмами), ефективним рішенням було б підключення гальм третьої осі до обидвох контурів. Цей варіант розподілу контурів гальмівної системи автобуса передбачає задіяння при роботі приводу та гальмівних механізмів заднього моста у I та II контурах. При такій комбінації виникає питання розділення контурів I та II у випадку виходу з ладу одного з них, з метою безпеки руху та дотримання вимог нормативно правових документів [1]. З цією метою з огляду та аналізу існуючої апаратури пневмоприводу гальм колісних машин, прийнято рішення застосувати прискорювальний клапан Knorr-Bremse для задньої, 3-ї осі з функцією двох незалежних входів та підєднанням до них відповідно контурів I і II [10].

Додатковими факторами, які формують умови чіткої аналітичної оцінки ефективності вибору схеми приводу для особливо великого тривісного автобуса є, крім звичайного для класичних схем двохвісних автобусів динамічного перерозподілу осьових навантажень при гальмуванні, є також істотний вплив значного збільшення габаритної довжини і, відповідно, слабкого взаємозв'язку коливань кузова у зонах передньої і задньої підвіски, що обумовлює необхідність враховувати кінематичні схеми підвіски [4,6,11]. Відповідно, кінематика підвісок має значний вплив на переміщення умовного центру мас та динамічний перерозподіл осьових навантажень, як при повній,

так і при спорядженій масах автобуса, що також впливає на ефективність гальмування та відповідність нормативним вимогам.

Враховуючи вищенаведене, важливим етапом конструктивного синтезу гальмівного приводу тривісного автобуса є формування антикльовної кінематики підвіски з максимальним наближенням координат центру диференту кузова  $O(h_1, l_{01})$  до зведеного центру мас кузова  $O(h, a)$ . – рис.2.

(уточнити на рис.2 позначення по  $O$  і  $O_1$  та

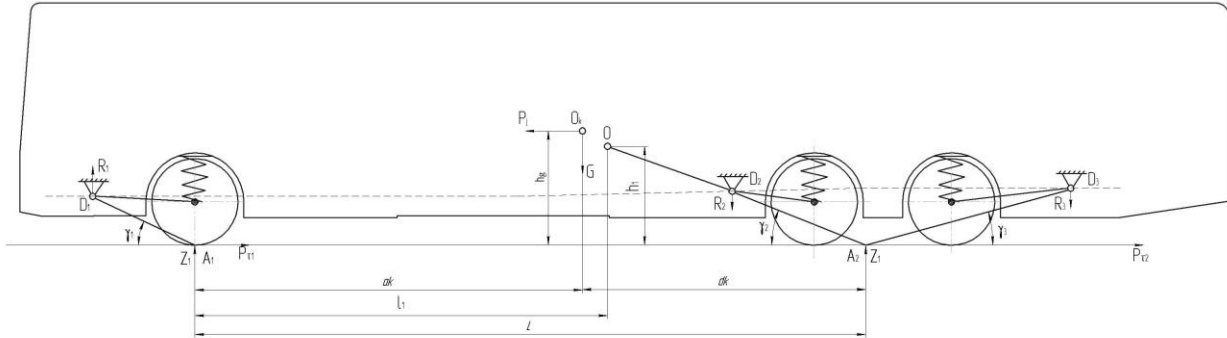


Рисунок 2 Сили, що діють на гальмуючий автобус з антикльовним варіантом кінематичної схеми підвіски.

Розглянемо як один з варіантів розв'язання поставленої задачі, підбір параметрів направляючих пристроїв підвіски з поздовжніми або поздовжньо-поперечними важелями з метою повної ліквідації кута диференту кузова при гальмуванні.

Формули для визначення координат центру диференту відображаються наступним чином:

$$l_{01} = \frac{L \tan \gamma_2}{\tan \gamma_1 + \tan \gamma_2} \quad (1)$$

$$h_1 = l_{01} \tan \gamma \quad (2)$$

де  $l_{01}$  і  $h_1$  – відстань від центру диференту  $O$  відповідно до вертикальної площини, яка проходить через передню вісь автобуса і до поверхні дороги;  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$  - кути, які залежать від розміщення центрів повороту  $D_1$  і  $D_2$  направляючих забудови підвіски (рис.2).

Еквівалентний центр диференту кузова щодо 2 і 3 осей формується співвідношенням навантажень між осями.

Аналіз показав, що для ліквідації диференту кузова при гальмуванні автобуса необхідно виконати умову:

$$a_k \beta_r \tan \gamma_1 + b_k (1 - \beta_r) \tan \gamma_2 = h_g \quad (3)$$

де:  $a_k$  – відстань від центру передньої осі до вертикальної проекції центру мас автобуса;  $b_k$  - відстань від еквівалентного центру роздільних підвісок 2-ї і 3-ї осей до вертикальної проекції центру мас на опорну поверхню;  $\beta_r$  - коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили між передніми, середніми і задніми колесами, що діє в напрямку поздовжньої осі автобуса.

Використовуючи вираз для координат центру диференту, умову відсутності диференту можна записати так:

$$h_1 = \frac{h_g}{1 - \left[ \frac{\beta_r}{l_{01}} - \frac{(1 - \beta_r)}{L - l_{01}} \right] (l_{01} - a_k)} \quad (4)$$

де значення  $\beta_r$  визначається співвідношенням:

$$\beta_{\Gamma} = \frac{\sum_j^2 (X_{1j} \cos \alpha_{1j} - Y_{1j} \sin \alpha_{1j})}{\sum_j^2 (X_{1j} \cos \alpha_{1j} - Y_{1j} \sin \alpha_{1j} + X_{2j} + X_{3j})} M \quad (5)$$

де:  $X_{1j}$ ,  $X_{2j}$ ,  $X_{3j}$ ,  $Y_{1j}$  – дотичні реакції, які діють в контакті колеса з дорогою і скеровані відповідно вздовж і перпендикулярно до площини його обертання.

Зазначимо, що при не повернутих керованих колесах, тобто при  $\alpha_{1j} = 0$ , можна приймати  $\beta_{\Gamma} = \beta_{\text{Д}}$ , де  $\beta_{\text{Д}}$  – коефіцієнт розподілу сумарного гальмівного моменту між передніми, середніми і задніми колесами.

Приведена залежність  $h_1(\ell_{01})$  є геометричним місцем центрів диференту, для яких при гальмуванні автобуса поздовжньо – кутові коливання кузова відсутні. Зокрема, при  $h_1 = h_g$  отримана умова виконується у двох випадках:

1) при  $\ell_{01} = a_k$  (центр диференту збігається із центром мас кузова);

2) при  $\ell_{01} = \beta_{\Gamma} L$  (при виконанні другої умови відсутні також вертикальні коливання кузова при гальмуванні).

Для тривісного автобуса значення  $\beta_{\Gamma}$  можна визначити за формулою:

$$\beta_{\Gamma} = \frac{M_{\Gamma 1}}{M_{\Gamma 1} + M_{\Gamma 2} + M_{\Gamma 3}} \quad (6)$$

$$M_{\Gamma i} = P_{\Gamma i} \cdot r_{\delta} \quad (7)$$

де:  $M_{\Gamma i}$  – гальмівний момент,  $r_{\delta}$  – динамічний радіус колеса.

На основі отриманого значення  $\beta_{\Gamma}$  та з врахуванням формул (1), (2), (4) можна підібрати координати точок повороту  $D_1$  та  $D_2$  таким чином, що при гальмуванні автобуса поздовжньо-кутові коливання кузова будуть мінімізовані.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

У ході дослідження, спрямованого на формування схеми приводу гальм і мінімізації диференту моноблочного кузова тривісного автобуса, було отримано результати, що дозволяють комплексно сформувати відповідні технічні рішення. Враховуючи суттєві відмінності цього класу автобусів у порівнянні до звичних тривісних вантажівок щодо нерівномірного розподілу навантажень на осі та відсутність кінематично зв'язаних балансірних підвісок 2-ї і 3-ї осей слід констатувати необхідність окремого підходу – методики формування схеми контурів пневмоприводу гальм. При цьому тематика приводу гальм тривісних дволанкових (зчленованих) автобусів вимагає окремого дослідження і уточнень з врахуванням динаміки навантажень зчпного пристрою (поворотного круга). Моделювання динаміки гальмування з урахуванням різних варіантів можливих схем приводу та розподілу гальмівних зусиль між передньою, середньою та задньою осями продемонструвало значний вплив конфігурації приводу на ефективність запасної гальмової системи та збільшення безпеки руху. Особливої уваги заслуговують результати, які свідчать про ефективність адаптивної схеми керування, що забезпечує корекцію гальмівних моментів залежно від зміни положення центра мас і умов руху, зокрема при неповному завантаженні автобуса чи під час гальмування на ухилі чи підйомі.

Щодо диферента кузова, встановлено, що варіації розміщення навантаження та зміщення центра мас мають істотний вплив на просторову орієнтацію кузова, що, своєю чергою, впливає на розподіл навантаження між осями. Розроблена модель дозволила ідентифікувати критичні режими, за яких значний диферент суттєво впливає на динаміку гальмування та може спричинити втрату курсової стійкості руху.

### ВИСНОВКИ

Результати дослідження підтверджують доцільність інтегрованого підходу до побудови гальмівної системи та системи формування диференту кузова, що відчутно відрізняються від тривісних вантажівок з балансірною ресорною підвіскою 2-ї і 3-ї осей. Отримані дані можуть бути використані як основа для удосконалення конструктивних рішень при проектуванні сучасних тривісних автобусів, зокрема в частині забезпечення активної безпеки руху та, відповідно, максимальної ефективності запасної (аварійної) гальмової системи.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- 1.Правила UN/ECE R 13. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування. – Введено вперше; Ввід. 24.07.2002. [Чинні від 14.01.2008]. – Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. – 276 с.
- 2.Свинарчук О.В., Крайник Л.В., Дуфанець І.Г., та інші Надвеликий тривісний міський автобус/тролейбус «Богдан» А231 «Автотехніка. Автобуси, вантажівки» - Львів. 2007. 01/07 с.8-16.
- 3.Богомолів В.О., Клименко В.І., Дон Є.Ю., Тімонін В.О., Вербицький В.І., Особливості вибору раціональних схем компоновання гальмівного приводу при забезпеченні високої ефективності гальмування багатовісного транспортного засобу. Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів. Харків, 2019. Вип. 17. С. 62-73.
- 4.Крайник Л.В., Дуфанець І.Г. Обґрунтування та оцінка ефективності схеми гальмового приводу тривісного моноблочного автобуса. Автомобільний транспорт, ХНАДУ, Харків, 2008. Вип. 42. С 17-19.
- 5.Крайник Л.В., Дуфанець І.Г. Динаміка і параметрична оптимізація гальмового приводу тривісного автобуса з моноблочним кузовом. Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. Харків, 2009. Вип. 2(9). С 33-36
- 6.Дем'янюк В.А. Аналіз процесу гальмування автобусів та синтез їх гальмових керувань // Вісник НУ "Львівська політехніка". "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів" – Львів. 2004. - №509. – с.17-20.
- 7.Knorr-Bremse. (2015). Agricultural and forestry vehicles. Brake equipment catalogue, Y206317 - (EN – Rev. 001).
- 8.Леонтьєв Д. М. (2021) Теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою. / дис. на здобуття ступеня докт. техн. наук. Леонтьєв Дмитро Миколайович // Харків: ХНАДУ.
- 9.Nunney MJ. Light and Heavy Vehicle Technology. Routledge; 2007.
- 10.Kamiński, Z.. Calculation of the optimal braking force distribution in three-axle trailers with tandem suspension. Acta Mechanica et Automatica Vol. 16, no 3, 2022 pp. 189-199.
- 11.Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів : [навчальний посібник] / В.П. Сахно, А.В. Костенко, М.І. Загороднов та ін. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с. ISBN 978-617-579-924-6 ISBN 978-617-579-925-3 (Ч. 1).

## REFERENCES

- 1.Pravyla UN/ECE R 13. Yedyni tekhnichni prypysy shchodo ofitsiinoho zatverdzhennia dorozhnikh transportnykh zasobiv katehorii M, N i O stosovno halmuvannia. – Vvedeno vpershe; Vvid. 24.07.2002. [Chynni vid 14.01.2008]. – Zheneva : Yevropeiska Ekonomichna Komisiia Orhanizatsii Ob'iednanykh Natsii, 2008. – 276 s.
- 2.Svynarchuk O.V., Kraynyk L.V., Dufanets I.H., ta inshi. Nadvelyky tryvisnyi miskyi avtobus/troleibus «Bohdan» A231 «Avtotekhnika. Avtobusy, vantazhivky» – Lviv. 2007. 01/07 s.8-16.
- 3.Bohomolov V.O., Klymenko V.I., Don Ye.Yu., Timonin V.O., Verbytskyi V.I. Osoblyvosti vyboru ratsionalnykh skhem komponuvannia halmivnoho pryvodu pry zabezpechenni vysokoi efektyvnosti halmuvannia bahatovisnoho transportnoho zasobu. Tekhnichniyi serv is ahropromyslovoho lisovoho ta transportnoho kompleksiv. Kharkiv, 2019. Vyp. 17. S. 62-73.
- 4.Kraynyk L.V., Dufanets I.H. Obhruntuvannia ta otsinka efektyvnosti skhemy halmovoho pryvodu tryvisnoho monobl ochnoho avtobusa. Avtomobilnyi transport, Kharkiv, 2008. Vyp. 42. S. 17-19.
- 5.Kraynyk L.V., Dufanets I.H. Dynamika i parametrychna optymizatsiia halmovoho pryvodu tryvisnoho avtobusa z monoblochnym kuzovom. Visti Avtomobilno-dorozhnoho instytutu. Kharkiv, 2009. Vyp. 2(9). S. 33-36.
- 6.Demianiuk V.A. Analiz protsesu halmuvannia avtobusiv ta syntez yikh halmovykh keruvan // Visnyk NU "Lvivska politekhnika". "Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv" – Lviv. 2004. - №509. – s.17-20.
- 7.Knorr-Bremse. (2015). Agricultural and forestry vehicles. Brake equipment catalogue, Y206317 - (EN – Rev. 001).

8. Leontiev D. M. (2021) *Teoretychni osnovy halmuvannia bahatovisnykh transportnykh zasobiv z elektro pnevmatychnoiu halmovoiu systemoiu.* / dys. na здобuttia stupenia dokt. tekhn. nauk. Leontiev Dmytro Mykolaiovych // Kharkiv: KHNADU.
9. Nunney M.J. *Light and Heavy Vehicle Technology.* Routledge; 2007.
10. Kaminski, Z. Calculation of the optimal braking force distribution in three-axle trailers with tandem suspension. *Acta Mechanica et Automatica* Vol. 16, no 3, 2022 pp. 189-199.
11. Sakhno V.P. ta in. *Ekspluatatsiini vlastyvoli avtotransportnykh zasobiv. V 3 ch. Ch. 1. Dynamichnist ta palyvna ekonomichnist avtotransportnykh zasobiv : [navchalnyi posibnyk] / V.P. Sakhno, A.V. Kostenko, M.I. Zahorodnov ta in. – Donetsk: Vyd-vo «Noulidzh» (donetske viddilennia), 2014. – 444 s. ISBN 978-617-579-924-6 ISBN 978-617-579-925-3 (Ch. 1).*

***L. Krainyk, I. Dufanets Formation of the brake and differential drive scheme of the mono-block body of a three-axle bus.***

The primary tasks that arise during the development of the braking system of a bus and other vehicles are to form the structure of the braking system. For three-axle buses with a monoblock body, the problem is to determine the optimal circuit scheme from all possible options in order to ensure stability, safety and braking efficiency in various operating conditions in compliance with the requirements of regulatory documents, in particular UNECE Regulations No. 13. The dynamics of redistribution of loads on the axles during braking plays a decisive role, which is accompanied by a change in the position of the center of mass and the trim of the bus body, which affects the braking efficiency, stability and controllability of the vehicle. An additional factor is the uneven distribution of loads on the bus axles, the middle axle is the driving one with dual tires with the highest load, and the front and rear axles – with single tires and almost half the loads. Regulatory requirements apply to both the nominal and curb weights of the bus, which differ significantly from the conditions of axle loads and the center of mass. The kinematics of the guide rods of the bus air suspension also have a significant impact on the dynamics of load redistribution.

The issue of approaching the coordinates of the center of the body trim (to the reduced center of mass of the body) from the conditions of the air suspension kinematics and the circuit diagram of the working brake system has been studied.

**Keywords:** bus, three-axle, brake system, body trim, pneumatic circuit, load redistribution, braking.

*КРАЙНИК Любомир Васильович*, доктор технічних наук, голова правління ВАТ «Укравтобуспром» e-mail: [l.kraynyk@gmail.com](mailto:l.kraynyk@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-0524-9126>

*ДУФАНЕЦЬ Ігор Гнатович*, старший викладач, кафедри автомобілів та тракторів, Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького e-mail: [dufaneci@gmail.com](mailto:dufaneci@gmail.com) . <https://orcid.org/0009-0001-2019-4362>

*Lubomyr KRAYNYK* Doctor of Technical Sciences, head of the board JSC "Ukraudobusprom" e-mail: [l.kraynyk@gmail.com](mailto:l.kraynyk@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-0524-9126>

*Ihor DUFANETS* Senior Lecturer, Department of Automobiles and Tractors, Lviv National Stepan Gzhytsky University of Veterinary Medicine and Biotechnology e-mail: [dufaneci@gmail.com](mailto:dufaneci@gmail.com) <https://orcid.org/0009-0001-2019-4362>.

DOI 10.36910/automash.v1i24.1729