

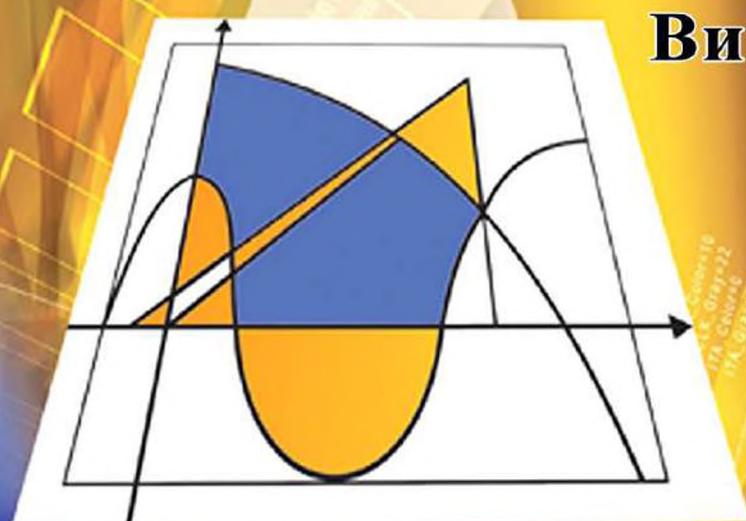
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



ЛУЦЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

НАУКОВІ НОТАТКИ

Випуск 67



ЛУЦЬК - 2019

НАУКОВІ НОТАТКИ

**Міжвузівський збірник
(за галузями знань «Технічні науки»)**

**Випуск 67
2019**

Луцьк 2019

ШАНОВНІ ДОПИСУВАЧІ, КОЛЕГИ!

Згідно наказу МОН України № 528 від 12.02.2015 р. затверджено Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ», що видається Луцьким національним технічним університетом як наукове фахове видання України.

В збірнику публікуються результати теоретичних та експериментальних досліджень, які раніше не висвітлювались в друці. Враховуючи, що збірник є фаховим виданням, в ньому корисно друкувати результати дисертаційних досліджень на здобуття наукового ступеня кандидата та доктора технічних наук за галузями знань "Технічні науки"

Статті друкуються українською, англійською або російською мовами.

Довідки за тел. (0332) 26-25-19 e-mail: notatki@ukr.net

Наша адреса:

43018, м. Луцьк, вул. Потебні, 56

Луцький національний технічний університет,
редакція міжвузівського збірника “Наукові нотатки”

Веб-сайт збірника: <http://notatki.com.ua>

З повагою,

*Відповідальний редактор,
професор Луцького НТУ*

В.Д. Рудъ

ЗМІСТ

Зміст	6
Аль-Мнішаві Хуссейн Абдулаєв, Аяду Хаяві Алатабі Особливості впливу колірної схеми на споживача в рекламному веб-дизайні	8
Березін Л.М. До розрахунків гвинтових циліндричних пружин на міцність та стійкість.....	13
Валенда Н.А. Метод автоматичної обробки паралельних корпусів.....	19
Гапонова О.П. Аналіз якості комплексних сульфоцементованих покриттів, отриманих методом електроіскрового легування.....	24
Гевко Р.Б., Никеруй Ю.С. Експериментальна установка та методика проведення досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень яблуками у тарі.....	29
Гудь В.З., Пік А.І., Левкович М.Г., Гупка В.В. Результати експериментальних досліджень величини крутного моменту при перевантаженні телескопічним гвинтовим транспортером сільськогосподарських вантажів.....	34
Дейнека О.Ю. Міжфазний розріз на межі зварювання ізотропної пластинки з криволінійним отвором і замкненого пружного ребра.....	41
Зозуля П.Ф., Поліщук О.С., Неймак В.С., Поліщук А.О. Застосування технології 3D-друку у взуттєвій промисловості.....	48
Іванченко О.В., Бойков І.В., Іванченко А.О. Вплив характеристик системи «автомобіль-дорога» на ефективність виконання завдань автомобільним транспортом.....	53
Калінін Ю.А., Бриков М.М., Петришинець І., Осіпов М.Ю., Андрушченко М.І., Єфременко В.Г. Оцінювання якості з'єднань високовуглецевої низьколегованої сталі після зварювання з прискореним охолодженням.....	58
Кошель С.О., Кошель Г.В. Структурний аналіз складних механізмів третього та четвертого класів.....	64
Кузнецов Ю.М. Етапи еволюції творчого мислення з елементами штучного інтелекту на прикладі синтезу цангових патронів.....	70
Мазанов В.Г., Самсоненко А.І., Лукашенко С.С. Проблеми побудови адекватних моделей робочих гальмівних систем автомобілів з АБС.....	82
Машенко В.А., Кvasnіков В.П., Крівцов В.В. Комп'ютерна система ідентифікації полімерних матеріалів на основі спектрів СІЧ-діапазону.....	90
Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Мисюра М.І., Коханенко В.Б. Вплив зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил у процесі експлуатації на ефективність гальмування двовісних автомобілів.....	95
Назарчук Л.В., Ткачук О.Л., Метельська Л.М. Застосування мережива для декорування сучасного жіночого одягу.....	102
Підмурняк О.О., Ганзюк А.Я., Стремецький О.І. Структура, мінеральний та хімічний склад сечового каміння.....	107
Поляченко А.І. Ручна обробка медичних зображень лікарем-діагностом у системі розпізнавання томографічних і рентгенівських знімків для пошуку і локалізації патологій.....	117
Ратушний О.В., Семенова Н.В. Методика дослідження напруженого стану золотника гідророзподільника.....	121
Скляров М.В., Лукашенко С.С., Корнєв О.В. Пропозиції з удосконалення автотехнічних експертіз дорожньо-транспортних пригод.....	128
Трушляков Є.І., Булавка С.С. Осушка повітря в передстартових системах термостатування до необхідної точки роси.....	135
Худяков І.В. Моделі бази даних інформаційної системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів.....	141
Чижик В.М., Любий Є.В., Дрига Ю.Ю. Методика оцінки соціального ефекту від організації роботи міського пасажирського транспорту за відомим для пасажирів розкладом руху.....	149
Чувашов Ю.М., Дідук І.І., Ященко О.М., Гулік В.І., Кошеленко Н.І. Отримання базальтових модифікованих B_2O_3 волокон для радіаційного захисту.....	156
Шерман М.І., Самчинська Я.Б., Кужелюк Н.І. Проектування веб-ресурсу з вивчення платформи Arduino для інженерів-програмістів з рівнем вищої освіти «магістр»	168

Крім цього, на будь якому етапі ідентифікації ПМ додаток „Спектральний аналіз” дозволяє змінити діапазон хвильових чисел спектру, що відповідно призводить до повторних обчислень першої та другої похідних та кодування смуг за встановленим пороговим рівнем.

У базі даних додатку „Спектральний аналіз” зберігається ім’я ПМ, посилання на файл даних спектру, діапазон хвильових чисел, параметри фільтрації, значення відхилень базового і порогового рівнів, штрих-код ПМ та закодований штрих-код у змінну типу double.

Висновки. Розробка алгоритму побудови штрих-коду ПМ за його спектром поглинання у середньому інфрачервоному діапазоні відкриває можливості до створення зручної бази штрих-кодів основних конструкційних матеріалів для використання у промисловості та державних органах метрологічного контролю. Базова структура алгоритму реалізована авторами у вигляді програмного додатку „Спектральний аналіз” системи інженерно-фізичних розрахунків MATLAB. Перевірка результатів роботи цієї програми показала її високу ефективність у ідентифікації ПМ на основі лінійних аморфних полімерів.

Перспективою подальших досліджень є розробка комп’ютерної системи для порівняння та кодування штрих-кодів при записі спектрів із різною роздільною здатністю спектрометрів для їх можливого використання у інших експертних системах при ідентифікації ПМ.

Список використаних джерел:

1. Blanco M. NIR spectroscopy: a rapid-response analytical tool / M. Blanco, I. Villarroya // Trends in analytical chemistry. – 2002. – Vol. 21. – N. 4. – P. 240–250.
2. Купцов А. Х. Фурье-КР и Фурье-ИК спектры полимеров / А. Х. Купцов, Г. Н. Жижин. – М.: Техносфера, 2013. – 696 с.
3. Sprouse collection of Infrared Spectra: (Series of 4 books), Book I, Polymers, Sprouse Scientific Systems, Charlotte, NC. – 1987.
4. Hummel D. O. Atlas of plastics additives: analysis by spectrometric methods / D. O. Hummel. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2002. – 569 p.
5. The Sadler Standard Spectra series: Attenuated Total Reflectance Spectra of Polymers 1987. The Infrared Spectra Atlas of Monomers and polymers, Philadelphia, PA, 1980. Infrared Spectra Atlas of Polymer Additives. – V. 1–3. The Sadler Research Laboratories (Division of Bio-Rad) Philadelphia, PA, 1987. An infrared spectroscopy atlas for the Coatings Industry, D. G. Anderson, S. K. Duffer, J. M. Julian, R. W. Scott, T. M. Sutliff, M. J. Vaickus, and J. T. Vandenberg, Federation of Societies for Coatings Technology, Philadelphia, 1980. – 896 p.
6. Pouchert C. J. Library of Infrared spectra / C. J. Pouchert. – Aldrich Chemical Co., 1981. – 1850 p.
7. Dillon J. D. Infrared Spectroscopy Atlas of Polyurethanes / J. D Dillon. – Technomic Publishing Co.: Lancaster, PA, 1989. – 195 p.
8. Атласы ИК-спектров органических веществ, полимеров, каучуков, резин и др. / Под ред. акад. В. А. Коптюга. – Новосибирск, НИОХ СО АН СССР, НИЦ по молекулярной спектроскопии. – Вып. 1–37. – 1978–1988.
9. [Hendra](#) P. J. Raman Spectra of Polymers / [P. J. Hendra, J. K. Agbenyega](#). – New York: John Wiley & Sons Chichester, 1993. – 333 p.
10. Шайерс Дж. Рециклинг пластмасс: наука, технологии, практика / Дж. Шайерс. – СПб.: Научные основы и технологии, 2012. – 640 с.
11. TruDefender FT and TruDefender FTi Handheld Chemical Identification [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.thermofisher.com/order/catalog/product/TRUDEFENDERFTCHEM>
12. IRAffinity-1S [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.shimadzu.com.ua/spectral-equipment/iraffinity-1s>
13. Дьяконов В. MATLAB. Обработка сигналов и изображений. Специальный справочник / В. Дьяконов. – СПб.; Питер, 2002. – 608 с.
14. Кетков Ю. Л. MATLAB 7: программирование, численные методы / Ю. Л. Кетков, А. Ю. Кетков, М. М. Шульц. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 752 с.

Стаття надійшла до редакції 17.05.2019

УДК 629.083

А.И. Назаров¹, И.А. Назаров¹, Е.М. Шпинда¹, Н.И. Мисюра¹, В.Б. Коханенко²

Харківський національний автомобільно-дорожній університет¹

Національний університет громадської захисти України²

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЖЕНИЯ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассматриваются вопросы, связанные с влиянием изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos в различном весовом состоянии на величину относительного изменения замедления в процессе эксплуатации и выбором рационального его значения. Выбор такого коэффициента распределения тормозных сил, в соответствии с уточненной теорией, позволит при экстренных торможениях на сухом асфальтобетоне создать условия для реализации большего тормозного момента на колесах задней оси автомобиля.

Ключевые слова: двухосный автомобиль, коэффициент межосевого распределения тормозных сил, замедление.

О.І. Назаров¹, І.О. Назаров¹, Є.М. Шпінда¹, М.І. Мисюра¹, В.Б. Коханенко²

Харківський національний автомобільно-дорожній університет¹

Національний університет цивільного захисту України²

ВПЛИВ ЗМІНИ КОЕФІЦІЄНТА РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ДВОВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ

Розглядаються питання, пов'язані з впливом зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями легкового автомобіля Lanos у різному ваговому стані на величину відносної зміни уповільнення в процесі експлуатації і вибором раціонального його значення. Вибір такого коефіцієнта розподілу гальмівних сил, відповідно до уточненої теорії, дозволить при екстрених гальмуваннях на сухому асфальтобетоні створити умови для реалізації більшого гальмівного моменту на колесах задньої осі автомобіля.

Ключові слова: двовісний автомобіль, коефіцієнт міжосевого розподілу гальмівних сил, уповільнення.

A. Nazarov¹, I. Nazarov¹, E. Spinda¹, N. Misura¹, V. Kochanenko²

Kharkov National Automobile and Highway University¹

National University of Civil Protection of Ukraine²

INFLUENCE OF CHANGE OF BRAKING FORCES DISTRIBUTION COEFFICIENT DURING OPERATION ON THE TWO-SHAFT CAR BRAKING EFFICIENCY

Issues related to the influence of changes in the brake force distribution coefficient between the axles of a Lanos passenger car in a different weight state on the value of the relative change in deceleration during operation and the choice of its rational value are considered. The choice of such a coefficient of distribution of braking forces, in accordance with a revised theory, will allow for emergency braking on dry asphalt concrete to create conditions for the realization of a greater braking torque on the wheels of the rear axle of the car.

The specified refinements did not affect the value of the rational calculated coefficient of adhesion, but the value of the constant coefficient of distribution of braking forces between the axles corresponding to this choice is shifted to the region of lower values. The choice of such a coefficient of distribution of braking forces, in accordance with a revised theory, will allow for emergency braking of Lanos cars on dry asphalt concrete to create conditions for the realization of a relatively greater deceleration of up to 16.5%.

Key words: biaxial car, center brake distribution coefficient, deceleration.

Постановка проблемы. В известных работах [1, 2] определены суммарные динамические нормальные реакции на передней и задней осях автомобиля в соответствии с классической теорией, т.е. на грани блокирования колес.

Необходимость получения выражения для идеального распределения тормозных сил была обусловлена [3-5] необходимостью предотвращения разновременного блокирования передних и задних колес, что оказывает влияние на устойчивость и эффективность торможения. Поэтому необходимо рассмотреть модель автомобиля, соответствующую торможению с незаблокированными и блокированными колесами на горизонтальном участке пути, с учетом внешних тормозных моментов на осях и сил аэродинамического сопротивления автомобиля, а также моментов инерции вращающихся масс и моментов сопротивления качению колес.

Анализ последних исследований и публикаций. Оценка влияния суммарных динамических нормальных реакций на колесах каждой оси автомобиля на предельное распределение тормозных сил предоставляет возможность сформулировать основные причины

снижения тормозной эффективности легковых автомобилей в процессе их эксплуатации, среди которых имеет место не полное использование удельной тормозной силы на колесах задней оси.

Идеальному процессу торможения с одновременным доведением до грани блокирования всех колёс соответствует классическое уравнение [1]

$$\beta = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L}, \quad (1)$$

где b, h – координаты центра масс транспортного средства;

L – продольная база транспортного средства;

z – коэффициент торможения.

Указанное выражение работает для динамической модели автомобиля в случае торможения со всеми заблокированными колёсами, однако при не блокированных колесах зависимость для тормозной силы на колесах задней оси не идентична.

Не решенная часть проблемы. В классической литературе [1, 2] дана оценка изменению коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля при торможении с блокированными колесами. Однако влияние изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля с учетом фаз процесса торможения на эффективность торможения ранее не рассматривалось.

Цель и методы ее достижения. Целью работы является оценка влияния коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля на минимальное относительное замедление с учетом фаз процесса торможения.

Решение поставленной проблемы обеспечивается использованием обобщения и анализа известных научных результатов с использованием методов классической механики и математического моделирования.

Алгоритм решения. Для оценки минимального различия между значениями нормальных осевых реакций, определяемых из выражений по классической [1, 2] и уточненной [6-8] теории торможения автомобиля, воспользуемся полученными уравнениями для нормальных реакций

$$R_{z1} = G_a \cdot \left[\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_\partial}{L} \right], \quad (2)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \left[\frac{a}{L} - z \cdot \frac{h - r_\partial}{L} \right], \quad (3)$$

где G_a – вес автомобиля;

a – координата центра масс автомобиля;

r_∂ – динамический радиус колес автомобиля.

Процесс торможения автомобиля, при котором колёса передней и задней осей одновременно доводятся до грани блокирования, можно считать идеальным, и к которому необходимо стремиться. Его реализация возможна при недопущении блокирования колёс и коэффициенте распределения общей тормозной силы на переднюю ось, определяемом из [6]

$$\beta = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_\partial}{L}. \quad (4)$$

Предположим, что, имея идеальное устройство для распределения тормозных сил, возможным есть доведение передних и задних колёс до предела блокирования. В этом случае в соответствии с уточненной теорией тормозные силы на осях будут отличаться от классических и соответствуют уравнениям [6-8]

$$P_{T1} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_\partial}{L} \right], \quad (5)$$

$$P_{T2} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[\frac{a}{L} - z \cdot \frac{h - r_\partial}{L} \right]. \quad (6)$$

где φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью дороги.

С использованием известных классических [1, 2] и представленных [6-8] выше уточненных зависимостей, на примере легкового автомобиля Lanos, получены расчётные значения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями, представлены в табл. 1 и табл. 2, при следующих параметрах [9]:

– автомобиль со снаряженной массой ($a=0,959$ м, $b=1,561$ м, $h=0,561$ м, $h_w=0,63$ м, $L=2,52$ м; $r_{cb}=0,28$ м, $G_a=10960$ Н);

– автомобиль с полной массой ($a=1,185$ м, $b=1,335$ м, $h=0,402$ м, $h_w=0,471$ м, $L=2,52$ м; $r_{cb}=0,28$ м, $G_a=15950$ Н).

Таблица 1

Расчётные значения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos со снаряженной массой

Параметр	Значение параметра							Расчетная формула
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент торможения, z	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент, β	0,642	0,653	0,664	0,675	0,686	0,697	0,708	(4)
	0,664	0,686	0,708	0,730	0,752	0,774	0,796	(1)

Таблица 2

Расчётные значения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos с полной массой

Параметр	Значение параметра							Расчетная формула
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент торможения, z	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент, β	0,540	0,545	0,55	0,555	0,560	0,565	0,570	(4)
	0,562	0,578	0,594	0,610	0,626	0,642	0,658	(1)

На основании расчетных данных (см. табл. 1 и табл. 2) построены графические зависимости коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos от коэффициента торможения, представленные на рис. 1 и рис. 2.

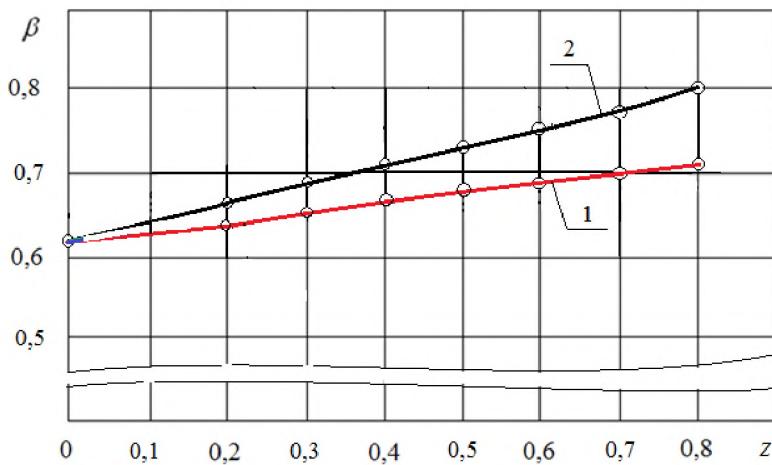
Анализ кривых (см. рис. 1 и рис. 2) показывает, что величина коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля при заблокированных колёсах (кривая 2) расположена выше кривой 1 (при неблокированных колесах). При этом в случае торможения легкового автомобиля с неблокированными колесами коэффициент распределения тормозных сил изменяется в меньших пределах, чем при блокированных. Максимального же значения достигает коэффициент распределения тормозных сил между осями при любом нагружочном состоянии легкового автомобиля в случае достижения предела блокирования всех колес.

С учетом аэродинамического фактора [7, 8] при торможении со всеми заблокированными колёсами предельные тормозные силы на осях автомобиля будут определяться по зависимостям

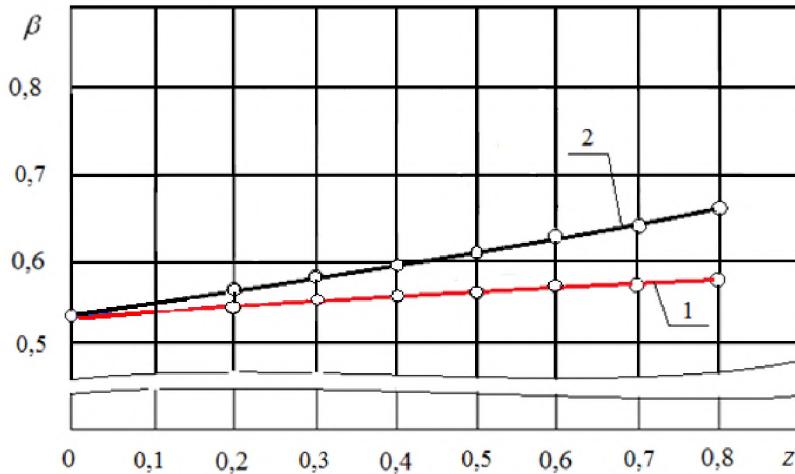
$$P_{T1} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} - \frac{\Delta P_{wi}}{G_a} \right], \quad (7)$$

$$P_{T2} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[\frac{a}{L} - z \cdot \frac{h}{L} + \frac{\Delta P_{wi}}{G_a} \right]. \quad (8)$$

где $\frac{\Delta P_{wi}}{G_a}$ – аэродинамический фактор.



1 – кривая, соответствующая торможению без блокирования колёс;
 2 – кривая, соответствующая торможению при всех заблокированных колёсах
Рис. 1. Изменение коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos со снаряженной массой



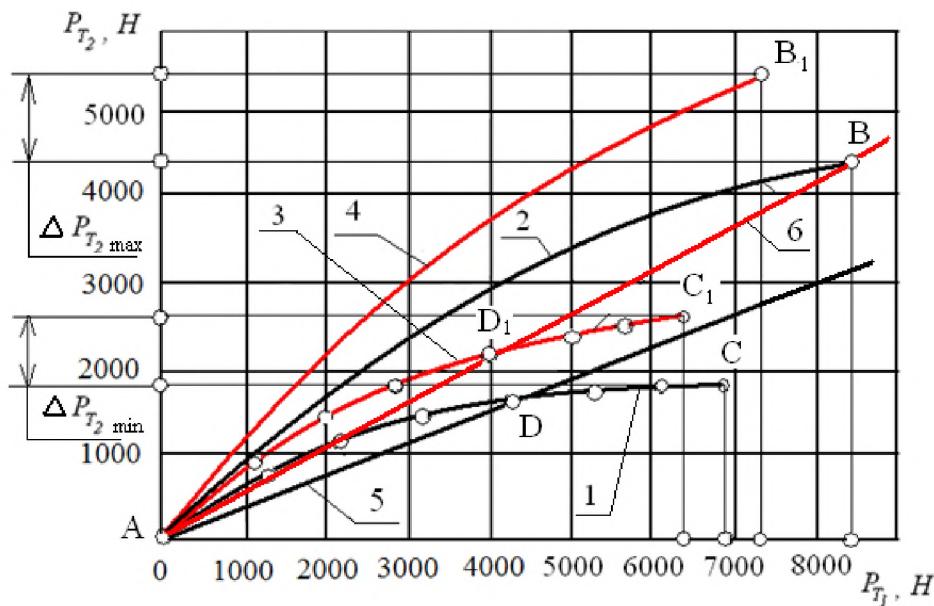
1 – кривая, соответствующая торможению без блокирования колёс;
 2 – кривая, соответствующая торможению при всех заблокированных колёсах
Рис. 2. Изменение коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos с полной массой

Пренебрегая аэродинамическим сопротивлением автомобиля, полученные зависимости принимают вид классических [1]

$$P_{T1} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} \right], \quad (9)$$

$$P_{T2} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[\frac{a}{L} - z \cdot \frac{h}{L} \right]. \quad (10)$$

На рис.3 приведены графические зависимости идеальных осевых тормозных сил автомобиля Lanos, построенные с помощью уравнений (7) и (8) в соответствии с уточненной теорией (кривые 3 и 4) и с помощью уравнений (9) и (10) – в соответствии с классической теорией (кривые 1 и 2), а также действительных осевых тормозных сил (прямые 5 и 6), обеспечиваемых тормозным приводом.



1 и 2 – кривые существующего идеального распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos со снаряженной массой;

3 и 4 – кривые предлагаемого идеального распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos с полной массой;

5 и 6 – прямые постоянного распределения тормозных сил

Рис. 3. Существующие и предлагаемые идеальные характеристики распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos

В соответствии с уточненной теорией [7, 8] по расчёту рационального распределения тормозных сил между осями при некотором оптимальном коэффициенте сцепления [2] согласно (4) для неблокированных колес можно определить

$$\beta_{pau} = \frac{b}{L} + \varphi_o \cdot \frac{h - r_d}{L}. \quad (11)$$

Тогда согласно (1) для блокированных колес рациональный коэффициент распределения тормозных сил между осями автомобиля

$$\beta_{pau} = \frac{b}{L} + \varphi_o \cdot \frac{h}{L}. \quad (12)$$

При неблокированных колесах двухосного автомобиля с учетом зависимости Гредескула А.Б. [2] в пределах изменения коэффициента торможения от минимального до максимального значения соотношение осевых тормозных сил будет соответствовать

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{1}{\beta_{pau}} - 1 = \frac{1}{\frac{b}{L} + \left(\frac{a}{L} \cdot z_{\min} + \frac{b}{L} \cdot z_{\max} \right) \cdot \frac{h - r_d}{L}} - 1. \quad (11)$$

При блокированных колесах это соотношение имеет вид

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{1}{\beta_{pau}} - 1 = \frac{1}{\frac{b}{L} + \left(\frac{a}{L} \cdot z_{\min} + \frac{b}{L} \cdot z_{\max} \right) \cdot \frac{h}{L}} - 1. \quad (12)$$

Прямая 5 (см. рис. 3) соответствует существующему постоянному рациональному распределению тормозных сил между осями автомобиля Lanos. При чем, точка D пересечения кривой 1 и прямой 5 соответствует оптимальному коэффициенту сцепления колёс с дорогой $\varphi_o = 0,53$, при котором в соответствии с классической теорией должно происходить одновременное блокирование колёс при выбранном постоянном распределении тормозных сил между осями, характеризуемом выражением (1), $\beta = \beta_{pau} = 0,74$.

Однако, в соответствии с выражением (4) постоянное значение коэффициента распределения тормозных сил между осями при $\varphi_o = 0,53$ равно $\beta = \beta_{par} = 0,68$.

При этом точка D_1 пересечения кривой 3 и прямой 6 соответствует оптимальному коэффициенту сцепления колёс с дорогой, при котором должно происходить доведение до грани блокирования всех колёс при выбранном постоянном распределении тормозных сил между осями $\beta = \beta_{par} = 0,68$ (см. рис. 3).

Таким образом, приведенные уточнения не повлияли на величину оптимального расчётного коэффициента сцепления $\varphi_o = 0,53$.

Кроме того, величина коэффициента межосевого распределения тормозной силы, определяемая в соответствии с полученным уравнением (4) $\beta = \beta_{par} = 0,68$, меньше, нежели полученная по (1) $\beta = \beta_{par} = 0,74$.

Следовательно, выбор коэффициента межосевого распределения тормозных сил в соответствии с уточненной теорией, по сравнению с классической, позволяет создать условия при торможениях на сухом асфальтобетоне (точки С₁ и В₁, см. рис. 3) для реализации большей тормозной силы на колесах задней оси автомобиля Lanos со снаряженной массой на $\Delta P_{T2max} = 30,1\%$, а с полной массой – на $\Delta P_{T2max} = 20,5\%$.

При этом минимальная величина относительного увеличения замедления двухосного автомобиля теоретически возможна при минимально возможном аэродинамическом сопротивлении, определяемом коэффициентом лобового сопротивления и начальной скоростью торможения, и может быть определена по формуле

$$\delta_j = 1 - \frac{P_{T1}^k + P_{T2}^k}{P_{T1}^y + P_{T2}^y + P_w}, \quad (13)$$

где P_{T1}^k, P_{T2}^k – предельные тормозные силы на передней и задней осях автомобиля в i -ом весовом состоянии, определяемые по классической теории (точки С и В, см. рис. 3);

P_{T1}^y, P_{T2}^y – предельные тормозные силы на передней и задней осях автомобиля в i -ом весовом состоянии, определяемые по уточненной теории (точки С₁ и В₁, см. рис. 3);

P_w – аэродинамическая сила лобового сопротивления автомобиля.

Минимальная величина относительного увеличения замедления автомобиля Lanos с коэффициентом лобового сопротивления 0,35 имеет место при начальных скоростях торможения до 80 км/час и составляет около 5,5%.

Как видно, с учетом минимального аэродинамического сопротивления автомобиля Lanos, что справедливо при начальных скоростях торможения до 80 км/час, увеличение предельных замедлений, определяемых по классической и уточненной теории, незначительно и разнится в пределах погрешности расчета. Следовательно, это и есть то значение начальной скорости торможения данного автомобиля, при котором аэродинамическое сопротивление можно не учитывать.

Таким образом, для легкового автомобиля Lanos в случае экстренных торможений с начальной скоростью более 80 км/час в соответствии с уточненной теорией точка одновременного доведения до грани блокирования всех колёс должна находиться на пересечении кривой 3 и прямой 6 (см. рис. 3) при $\varphi_o = 0,53$ и $\beta = 0,68$. В таком случае при экстренных торможениях учет сил аэродинамического сопротивления движению создает условия для реализации большего тормозного момента на колесах задней оси, что повышает эффективность торможения на 16,5%.

Выводы. В результате проведенных теоретических исследований получен диапазон изменения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos при изменении коэффициента торможения в пределах 0,2–0,8, который составляет:

- а) для автомобиля со снаряженной массой при торможении:
 - с неблокированными колесами 0,642–0,708;
 - с блокированными колесами 0,664–0,709;
- б) для автомобиля с полной массой при торможении:
 - с неблокированными колесами 0,540–0,570;