

Научная статья
УДК 629.083
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-4-624-638>
EDN: HNGYOJ



ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА СТАБИЛЬНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ НА СТЕНДЕ С ГОРИЗОНТАЛЬНО ВРАЩАЮЩИМИСЯ ОПОРНЫМИ ДИСКАМИ

П.М. Тарасов¹ ✉, И.М. Блянкинштейн², И.М. Колесников¹

¹ИЛ ООО «УНИК-АВТО»,
г. Красноярск, Россия

²Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Санкт-Петербург, Россия
✉ ответственный автор
tarasov_pasha@bk.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. Исследуется стабильность результатов измерения тормозной силы транспортного средства на стенде силового типа с опорной поверхностью в виде горизонтально вращающегося диска под каждое испытываемое колесо, на котором обеспечивается форма пятна контакта шины с опорной поверхностью, близкая к реальным дорожным условиям. Управляемые в эксперименте факторы: радиус размещения колеса на опорном диске и усилие нажатия на педаль привода тормозной системы; функция отклика – измеренная стендом тормозная сила.

Материалы и методы. Применено математическое планирование натурного эксперимента по испытанию тормозной системы легкового автомобиля на изготовленном стенде с целью получения статистических (регрессионных) моделей, связывающих значение реализованной тормозной силы с параметрами процесса торможения, такими как усилие на педали тормоза и плечо приложения тормозной силы. Для обработки эксперимента использован математический аппарат корреляционно-регрессионного анализа в программном обеспечении Microsoft Excel.

Результаты. Определен вид, структура и порядок статической (регрессионной) модели, связывающей значение реализованной тормозной силы с параметрами процесса торможения: усилие на педали тормоза и плечо приложения тормозной силы. Получена модель в виде нелинейного регрессионного уравнения, связывающего факторы с функцией отклика. Установлено, что максимальная пиковая нестабильность измерения тормозной силы (максимальная невязка эксперимента с расчетом), зафиксированная при использовании рассматриваемого стенда с горизонтально вращающимися опорными дисками, не превышает 5%, что является вполне приемлемым для практического применения – контроля тормозных свойств автомобилей в сфере эксплуатации.

Обсуждение и заключение. Полученная статистическая модель в виде регрессионного нелинейного уравнения может быть использована во внутреннем алгоритме работы стенда для контроля корректности измерения тормозной силы легковых автомобилей, находящихся в эксплуатации при ТО, техосмотрах и пр. Полученные статистические характеристики регрессионного уравнения могут быть использованы для обоснования метрологических характеристик стенда при утверждении его типа.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: автомобиль, тормозная система, стендовые испытания, математическая модель, регрессионное уравнение

Статья поступила в редакцию 09.04.2026; одобрена после рецензирования 20.05.2026; принята к публикации 21.08.2026.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи. Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Тарасов П.М., Блянкинштейн И.М., Колесников И.М. Экспериментально-расчетная оценка стабильности результатов измерения тормозной силы на стенде с горизонтально вращающимися опорными дисками // Вестник СибАДИ. 2026. Т. 23, № 4. С. 624-638. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-4-624-638>

© Тарасов П.М., Блянкинштейн И.М., Колесников И.М., 2026



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-4-624-638>

EDN: HNGYOJ

EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL ASSESSMENT OF STABILITY IN BRAKING FORCE MEASUREMENTS ON A TEST BENCH WITH HORIZONTALLY ROTATING SUPPORT DISCS

Pavel M. Tarasov¹✉, Igor' M. Blyankinstein², Igor' M. Kolesnikov¹

¹ UNIK-AUTO testing laboratory,
Krasnoyarsk, Russia

² St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering,
St. Petersburg, Russia

✉ corresponding author
tarasov_pasha@bk.ru

ABSTRACT

Introduction. The stability of vehicle braking force measurements is investigated on a power-type test bench equipped with a horizontally rotating disk under each test wheel, which ensures a tire-to-surface contact patch shape close to real road conditions. The factors controlled in the experiment include the wheel positioning radius on the support disk and the force applied to the brake pedal, while the response function is the braking force measured by the test bench.

Materials and Methods. A mathematical experimental design was used for a full-scale testing of a passenger car braking system on a custom-built test bench. This aimed to obtain static (regression) models linking the realized braking force to braking process parameters, such as brake pedal force and braking leverage. Correlation and regression analysis tools in Microsoft Excel were used to process the experimental data.

Results. The type, structure, and order of the static (regression) model linking the realized braking force to the braking process parameters (brake pedal force and braking leverage) have been determined. A model was obtained in the form of a nonlinear regression equation linking the factors to the response function. It was found that the maximum peak instability in braking force measurements (the maximum discrepancy between experimental and calculated values) for the test bench with horizontally rotating support discs does not exceed 5%. This is quite acceptable for practical application, in particular, for vehicle brake testing during operation.

Discussion and Conclusion. The obtained static model in the form of a nonlinear regression equation can be integrated into the test bench algorithm to control the accuracy of braking force measurements for in-service passenger cars during routine maintenance, periodic technical inspections, etc. The obtained statistical characteristics of the regression equation can be used to justify the metrological characteristics of the test bench for its type approval.

KEYWORDS: car, braking system, bench tests, mathematical model, regression equation

The article was submitted: April 09, 2026; approved after reviewing: May 20, 2026; accepted for publication: August 21, 2026.

All authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Tarasov P.M., Blyankinstein I.M., Kolesnikov I.M. Experimental and computational assessment of stability in braking force measurements on a test bench with horizontally rotating support discs. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2026; 23 (4): 624-638. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2026-23-4-624-638>

© Tarasov Pavel M., Blyankinstein Igor' M., Kolesnikov Igor' M., 2026



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Для оценки тормозных свойств колесных транспортных средств (КТС) и транспортно-технологических машин (ТТМ) при технических осмотрах, в условиях эксплуатации, на СТО и АТП широкое применение нашли роликовые стенды силового типа. Однако при всех известных достоинствах роликовых стендов (удобство и простота применения, компактность, универсальность в отношении типов испытуемых автомобилей, возможность обеспечения оперативности испытаний и высокого уровня автоматизации измерений и пр.) результаты испытаний КТС на них могут существенно отличаться от результатов дорожных испытаний, зачастую результаты испытаний отличаются слабой воспроизводимостью и повторяемостью, значительными разбросами в результатах измерений.

Одной из основных причин этого является несоответствие пятна контакта, направлений и значений действующих сил и реакций колеса на опорных роликах пятну контакта и действующим силам и реакциям колеса ТС, движущегося по дороге, а также различный темп и сила нажатия на педаль тормоза от измерения к измерению в процессе испытаний.

В связи с этим отечественными специалистами, а также специалистами за рубежом активно ведется работа по изучению данного вопроса. В работах [1, 2, 3, 4, 5] исследуются реакции в пятне контакта эластичной шины с цилиндрической опорной поверхностью бегового барабана, а также плоской поверхностью дороги. В работе [6] рассмотрены вопросы движения колеса по жесткой опорной поверхности. В работах [7, 8] исследовались возникающие силы и реакции в пятне контакта колеса с опорной поверхностью при движении и в процессе торможения. Статья [9] посвящена решению вопроса о том, какой радиус является силовым у колеса с эластичной шиной.

В работе [10] исследуется влияние износа протектора шин на характеристики сцепления шины с опорной поверхностью. В статье [11] рассмотрен вопрос трения упругого колеса с шипами с твердой обледенелой опорной поверхностью. В статье [12] представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на совершенствование методов диагностики тормозных систем больше-

грузных автомобилей с использованием стенда для имитации реальных осевых нагрузок.

В работе [13] рассмотрены характерные особенности проведения стендовых испытаний пневматических шин, процесс деформации шин и распределение сил при различных вариантах напряжения шин. Работы [14, 15] посвящены исследованию влияния современных систем на процесс торможения автомобиля на роликовых стендах.

Из зарубежных авторов можно выделить статью [16], где приводится конструкция и исследуется стенд, имитирующий модель $\frac{1}{4}$ автомобиля для моделирования процесса торможения автомобиля на разных покрытиях.

В работе [17] проведен анализ зависимости тормозной силы транспортного средства при испытаниях на роликовом тормозном стенде от режимов торможения. Рассмотрены режимы: резкого торможения, постепенного торможения и прерывистого торможения.

Таким образом, приведенные источники литературы подтверждают активную работу специалистов по решению проблем в данном направлении. Поэтому разработка и исследование метода контроля тормозной эффективности на стенде оригинальной конструкции – с горизонтальными опорными дисками, в котором при испытаниях автомобиля обеспечивается форма пятна контакта шины с опорной поверхностью, наиболее близкая к реальным дорожным условиям, является актуальной.

Авторами разработан стенд [18], оригинальность конструкции которого подтверждена патентом на изобретение¹. Конструкция стенда, априорно-аналитическое исследование свойств тормозного стенда рассмотрены в ранних работах [19, 20, 21, 22]. Изготовлен натурный образец стенда (в виде $\frac{1}{2}$, т.е. под одно колесо), оснащенный измерительной и регистрирующей аппаратурой, произведена настройка и тарировка. С целью определения стабильности измерения тормозной силы на стенде разработанной конструкции проведены испытания эффективности рабочей тормозной системы автомобиля категории M₁ – Ford Focus.

Проблема. В ходе предварительных испытаний установлено, что вследствие действия боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью стенда происходит неко-

¹ Патент на изобретение № 2783553, МПК G01L5/28, G01M 17/04 / Блянкинштейн И.М., Тарасов П.М. Стенд для испытания тормозных качеств и элементов подвески автомобилей; ФГБУ «Федеральный институт промышленной собственности»; заявл. 12.02.2022; опубл. 14.11.2022, Бюл. № 32.

торый боковой увод шины, в результате чего радиус размещения колеса на опорном диске может колебаться как в большую, так и в меньшую сторону, что также приводит к вариации измеряемой тормозной силы. Поэтому в процессе исследования работоспособности и оценки свойств стенда была поставлена задача определить влияние факторов – радиуса размещения колеса на опорном диске (плеча приложения тормозной силы) и усилия на педали тормоза на стабильность результатов измерения тормозной силы.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Для решения поставленной задачи использованы методы математического планирования эксперимента и корреляционно-регрессионного анализа. Статистические материалы получены путем организации и проведения натурного эксперимента.

Целью данного исследования является определение вида, структуры и порядка статистических (регрессионных) моделей, связывающих значение реализованной тормозной силы с параметрами процесса торможения, такими как усилие на педали тормоза (X_1) и плечо приложения тормозной силы (X_2).

В качестве исследуемых (управляемых, варьируемых) факторов рассматриваются: усилие на педали тормоза ($F_{\text{пед}}$, Н) и плечо приложения тормозной силы (L , м), функция отклика (Y) – измеренная тормозная сила F_T .

$$F_T = f(F_{\text{пед}}, L), \% \quad (1)$$

Под плечом приложения тормозной силы принимаем расстояние от оси вращения опорного диска до вертикальной плоскости, проходящей через середину беговой дорожки шины испытуемого колеса. Формула определения величины плеча будет иметь вид

$$L = 0,23 + 0,12 + 0,1025 + L_i, \quad (2)$$

где L_i расстояние, измеренное дальномером;

0,23 – радиус фланца крепления опорного диска;

0,12 – длина кронштейна крепления дальномера;

0,1025 – половина ширины беговой дорожки шины.

Необходимо построить математическую модель на основе функционала (1), отражающую связь измеренной тормозной силы с вышеуказанными факторами.

На начальном этапе рассматриваем использование линейного уравнения

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2. \quad (3)$$

А далее повышаем порядок модели, рассматриваем влияние парных линейных и нелинейных эффектов.

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_1 X_2 + b_4 X_1^2 + b_5 X_2^2 + b_6 X_1^2 X_2 + b_7 X_1 X_2^2. \quad (4)$$

Диапазоны варьирования управляемых факторов ограничены из следующих условий:

- усилие на педали тормоза будет изменяться от минимального значения до значения, ограниченного ГОСТ 33997–2016² 490 Н или 980 Н (для осей КТС, в тормозном приводе которых установлен регулятор тормозных сил);

- плечо приложения тормозной силы ограничено размерами опорного диска;

- вертикальная нагрузка от колеса на стенд принята постоянной вследствие незначительных изменений от измерения к измерению.

Функция отклика (измеренная тормозная сила в пятне контакта колеса с опорной поверхностью) ограничивается, с одной стороны, возможностями тормозного привода испытуемого автомобиля, а с другой стороны, коэффициентом сцепления колеса с поверхностью опорного диска.

В ходе эксперимента при измерениях тормозной силы изменяем усилие на педали тормоза, расположение ТС относительно оси вращения опорного диска стенда, регистрируем расстояние от оси вращения опорного диска стенда до внешней боковины колеса и значения тормозной силы.

Контролируемые факторы и диапазоны их варьирования сведены в таблице 1.

² ГОСТ 33997–2016 Межгосударственный стандарт. Колесные транспортные средства Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки (с Поправкой, с Изменением 1) утв. Приказом Росстандарта от 18.07.2017 № 708-ст. Применяется с 01.02.2018, Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2018 г. // ИС «Техэксперт: Интранет» / Консорциум «Кодекс» (дата обращения: 03.04.2026).

Таблица 1
Контролируемые параметры и диапазоны варьирования
Источник: составлено авторами.

Table 1
Controlled parameters and variation ranges
Source: compiled by the authors.

Контролируемый параметр	Диапазон варьирования
Усилие на органе управления тормозной системой	от 0 до 460 Н
Положение колеса относительно оси вращения опорного диска стенда (L)	от 0,42 до 1,0 м
Тормозная сила в пятне контакта колеса с опорной поверхностью F_t	от 0 до 5000 Н
Нагрузка на исследуемое колесо	const

Для получения данных о значениях тормозной силы и плеча приложения изготовлен натурный образец 1/2 разработанного стенда [18] (под одно колесо). Использование ½ стенда (под одно колесо) было вызвано ограниченными финансовыми возможностями. Авторами сделано предположение (допущение), что при исправной тормозной системе испытуемого транспортного средства, что было предварительно проверено на сертифицированном тормозном роликовом стенде СТМ-3500, результаты испытаний и выводы в отношении второго колеса испытуемой оси будут идентичными.

Стенд оснащен комплектом измерительной аппаратуры с функцией передачи данных посредством СОМ-порта на ПК. Внешний вид натурального образца стенда с установленным на нем автомобилем приведен на рисунках 1, 2, 3.

Реактивная тормозная сила на рычаге стенда и вертикальная нагрузка на испытуе-

мое колесо измеряются датчиками силы Keli SQB-A. Данные об измеренных параметрах силы обрабатываются штатными АЦП измерительных терминалов ХК3118Т1 датчиков силы Keli SQB-A и передаются (вводятся) на переносной ПК с привязкой к времени замера.

Для определения плеча приложения тормозной силы используется лазерный дальномер SW-LDS50A. Выходной сигнал лазерного датчика расстояния SW-LDS50A цифровой передается в ПК напрямую с привязкой к времени замера, через адаптер RS232.

Для сбора данных о значениях усилия на педали тормоза использован штатный датчик усилия от прибора «ЭФФЕКТ-02» (рисунок 4). Данные об усилении на педали тормоза передаются через блок управления прибора «ЭФФЕКТ-02» на ПК через адаптер RS232 с привязкой к времени замера.



Рисунок 1 – Внешний вид стенда
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Exterior of the test bench
Source: compiled by the authors.



Рисунок 2 – Автомобиль Ford Focus в процессе испытаний на стенде
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Ford Focus vehicle during tests on the test bench
Source: compiled by the authors.



Рисунок 3 – Автомобиль Ford Focus в процессе испытаний на стенде
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Ford Focus vehicle during tests on the test bench
Source: compiled by the authors.



Рисунок 4 – Прибор «ЭФФЕКТ-02» в салоне автомобиля
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – «EFFECT-02» device inside the vehicle
Source: compiled by the authors.

Таблица 2

План натурного эксперимента: количество измерений по уровням управляемых факторов

Источник: составлено авторами.

Table 2

Full-scale experiment plan: number of measurements across controlled factor levels

Source: compiled by the authors.

Радиус приложения	Усилие на педали тормоза			Кол-во измерений
	до 150 Н	150–300 Н	300–460 Н	
0,42–0,6 м	1	1+1+1	1	5
0,6–0,8 м	1	1+1+1	1	5
0,8–1,0 м	1+1	1+1	1	5

Таблица 3

Зафиксированные результаты измерений в экспериментах

Источник: составлено авторами.

Table 3

Recorded measurements during experiments

Source: compiled by the authors.

Радиус приложения	№ изм.	$F_{\text{т}} \text{ Н}$	$F_{\text{пед}} \text{ Н}$	$L, \text{ м}$
Малый	1	4609,11	186,39	0,5205
	2	4351,76	215,82	0,5275
	3	4097,17	176,58	0,5465
	4	4141,24	107,91	0,5475
	5	4449,37	206,01	0,5265
Средний	6	3898,08	156,96	0,6975
	7	3881,39	166,77	0,7005
	8	3973,90	353,16	0,7055
	9	4009,97	186,39	0,7015
	10	4216,20	137,34	0,6895
Большой	11	3854,78	147,15	0,8835
	12	3975,97	215,82	0,8755
	13	3930,41	343,3	0,8665
	14	3828,27	107,91	0,8675
	15	3894,09	156,96	0,8625

Для корректности проведения эксперимента и получения достоверных данных учтены общие принципы математического планирования эксперимента³. Эксперимент, содержащий конечное число опытов, позволяет получить выборочные оценки для коэффициентов уравнения $y=b_0+b_1x_1+\dots+b_kx_k$. Их точность и надежность зависят от свойств выборки и нуждаются в статистической проверке. Коэффициенты при независимых переменных указывают на силу влияния факторов. Чем больше численная величина коэффициента, тем

большее влияние оказывает фактор. Если коэффициент имеет знак плюс, то с увеличением значения фактора параметр оптимизации увеличивается, а если минус, то уменьшается. Величина коэффициента соответствует вкладу данного фактора в величину параметра оптимизации при переходе фактора с нулевого уровня на верхний или нижний.

В общем случае эксперимент, в котором реализуются все возможные сочетания уровней факторов, называется полным факторным экспериментом. Количество опытов в полном

³ Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. 2-е изд., М.: Наука, 1976. 279 с.

факторном эксперименте значительно превосходит число определяемых коэффициентов линейной модели. Другими словами, полный факторный эксперимент обладает большой избыточностью опытов.

С целью сокращения числа опытов за счет той информации, которая не существенна при построении линейных моделей, используется дробный факторный эксперимент. При этом нужно стремиться к тому, чтобы матрица планирования не лишилась своих оптимальных свойств.

При планировании натурального эксперимента заданные диапазоны варьирования факторов разбиваем на 3 уровня:

- усилие на педали тормоза: малое (до 150 Н), среднее (150–300 Н), большое (300–460 Н);
- положение колеса на опорном диске: малый радиус (0,42–0,6 м), средний радиус (0,6–0,8 м), большой радиус (0,8–1,0 м).

План эксперимента с количеством натуральных измерений представлен в таблице 2.

Параллельные опыты назначаем для среднего диапазона варьируемых параметров. Результаты натуральных измерений представлены в таблице 3. Ограничение максимального усилия на педали тормоза 353,16 Н было обусловлено тем, что при дальнейшем увеличении усилия на педали тормоза происходила блокировка колеса и начиналось его скольжение по поверхности опорного диска.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Статистическую обработку результатов измерения проводим, используя стандартную функцию «ЛИНЕЙН» программного обеспечения Microsoft Excel. Параметры линейного уравнения, соответствующего формуле (3), представлены в таблице 4 – для уравнения со свободным членом, в таблице 5 – с зануленным свободным членом.

Таблица 4

Результаты расчета параметров уравнения со свободным членом

Источник: составлено авторами.

Table 4

Calculation results for equation parameters with a free term

Source: compiled by the authors.

Параметры уравнения	X_2	X_1	Свободный член
Корни уравнений	-1329,6	0,3	4954,5
Стандартные ошибки корней	287,6	0,6	224,2
Коэффициент детерминированности	0,640	153,1 – стандартная ошибка функции	
F-статистика	10,7	12 – число степеней свободы	
Регрессионная сумма квадратов	501364,2	281509,7 – остаточная сумма квадратов	

Таблица 5

Результаты расчета параметров уравнения с зануленным свободным членом

Источник: составлено авторами.

Table 5

Calculation results for equation parameters without a free term

Source: compiled by the authors.

Параметры уравнения	X_2	X_1
Корни уравнений	4119,1	5,4
Стандартные ошибки корней	918,7	3,2
Коэффициент детерменированности	0,953	950,1 – стандартная ошибка функции
F-статистика	131,8	13 – число степеней свободы
Регрессионная сумма квадратов	238023672,4	11735122,9 – остаточная сумма квадратов

Таблица 6

Исходные данные с квадратами исследуемых параметров, а также парные нелинейные эффекты
Источник: составлено авторами.

Table 6

Initial data with squares of the studied parameters and nonlinear interaction effects

Source: compiled by the authors.

№	X_1	X_2	X_1^2	X_2^2	$X_1^2 \cdot X_2$	$X_2^2 \cdot X_1$	$X_1 \cdot X_2$
1	186,4	0,521	34741,2	0,271	18082,8	50,5	97,0
2	215,8	0,528	46578,3	0,278	24570,0	60,1	113,8
3	176,6	0,547	31180,5	0,299	17040,1	52,7	96,5
4	107,9	0,548	11644,6	0,300	6375,4	32,3	59,1
5	206,0	0,527	42440,1	0,277	22344,7	57,1	108,5
6	157,0	0,698	24636,4	0,487	17183,9	76,4	109,5
7	166,8	0,701	27812,2	0,491	19482,5	81,8	116,8
8	353,2	0,706	124722,0	0,498	87991,4	175,8	249,2
9	186,4	0,702	34741,2	0,492	24371,0	91,7	130,8
10	137,3	0,690	18862,3	0,475	13005,5	65,3	94,7
11	147,2	0,884	21653,1	0,781	19130,5	114,9	130,0
12	215,8	0,876	46578,3	0,767	40779,3	165,4	189,0
13	343,3	0,867	117854,9	0,751	102121,3	257,8	297,5
14	107,9	0,868	11644,6	0,753	10101,7	81,2	93,6
15	157,0	0,863	24636,4	0,744	21248,9	116,8	135,4

Таблица 7

Результаты расчета параметров нелинейного уравнения со свободным членом
Источник: составлено авторами.

Table 7

Calculation results for parameters of nonlinear equation with a free term

Source: compiled by the authors.

Параметры уравнения	$X_1 \cdot X_2$	$X_2^2 \cdot X_1$	$X_2^2 \cdot X_1$	X_2^2	X_1^2	X_2	X_1	св. член
Корни уравнений	-172,4	140,4	-0,09	-19754	0,07	25084,3	46,1	-3253
Стандартные ошибки корней	147,2	124,1	0,1	21853	0,09	28955,1	37,7	8822
Коэффициент детерминированности	0,803	148,39 – стандартная ошибка функции						
F-статистика	4,1	7 – число степеней свободы						
Регрессионная сумма квадратов	628729,8	154144,08 – остаточная сумма квадратов						

Как видно из таблицы 4, значения стандартных ошибок коэффициентов регрессии имеют большие значения (больше 1/2 значений самих коэффициентов) при невысокой детерминированности 0,64, поэтому данная модель недостаточно точно описывает зависимость тормозной силы от усилия на педали и плеча приложения тормозной силы. Из таблицы 5 следует, что в модели с зануленным свободным членом фактор X_2 является значимым (СКО меньше 1/2 значения коэффициента), а фактор X_1 незначимым.

Для нахождения модели, более точно описывающей зависимость тормозной силы от усилия на педали и плеча приложения тормозной силы, рассматриваем варианты нелинейных моделей (с квадратами исследуемых параметров, а также парные эффекты), варианты приведены в таблице 6.

Рассчитываем статистические параметры нелинейных уравнений, результаты для уравнения со свободным членом представлены в таблице 7, а с зануленным свободным членом в таблице 8.

Таблица 8

Результаты расчета параметров нелинейного уравнения с зануленным свободным членом
Источник: составлено авторами.

Table 8

Calculation results for parameters of nonlinear equation without a free term
Source: compiled by the authors.

Параметры уравнения	$X_1 \cdot X_2$	$X_2^2 \cdot X_1$	$X_1^2 \cdot X_2$	X_2^2	X_1^2	X_2	X_1
Корни уравнений	-119,0	96,8	-0,06	-11904	0,05	14505,9	32,7
Стандартные ошибки корней	26,3	36,3	0,08	4670	0,06	3724,2	10,4
Коэффициент детерминированности	0,99	140,15 – стандартная ошибка функции					
F-статистика	1815,3	8 – число степеней свободы					
Регрессионная сумма квадратов	249601656	157138,69 – остаточная сумма квадратов					

Таблица 9

Результаты расчета параметров уравнения со свободным членом
Источник: составлено авторами.

Table 9

Calculation results for parameters of equation with a free term
Source: compiled by the authors.

Параметры уравнения	$X_1 \cdot X_2$	$X_2^2 \cdot X_1$	$X_1^2 \cdot X_2$	X_2^2	X_1^2	св. член
Корни уравнений	-84,6	56,4	-5551	7457,9	31,4	1519
СКО корней	66,4	45,1	9149	13406,9	24,1	4813
Коэффициент детерминированности	0,786	136,5 – стандартная ошибка функции				
F-статистика	6,6	9 – число степеней свободы				
Регрессионная сумма квадратов	615142,5	167731,42 – остаточная сумма квадратов				

Таблица 10

Результаты расчета параметров уравнения с зануленным свободным членом
Источник: составлено авторами.

Table 10

Calculation results for parameters of equation without a free term
Source: compiled by the authors.

Параметры уравнения	$X_1 \cdot X_2$	$X_2^2 \cdot X_1$	$X_1^2 \cdot X_2$	X_2^2	X_1^2
Корни уравнений	-104,8	70,0	-8407	11675	38,7
СКО корней	16,7	12,4	1282	1021	5,9
Коэффициент детерминированности	0,999	130,2 – стандартная ошибка функции			
F-статистика	2943,4	10 – число степеней свободы			
Регрессионная сумма квадратов	249589208,0	169587,3 – остаточная сумма квадратов			

Полученные параметры уравнения показывают низкую значимость факторов X_1^2 и $X_1^2 \cdot X_2$, исключим данные факторы и произведем повторный расчет.

Удаляем из модели незначимые факторы X_1^2 и $X_1^2 \cdot X_2$ и рассчитываем статистики для итоговых уравнений, значения сводим в таблицы 9, 10.

В качестве итоговой модели принимаем уравнение с зануленным свободным членом,

так как коэффициент детерминированности для него более высокий (0,999), а также в данном уравнении все рассмотренные факторы парные эффекты и нелинейные компоненты – являются статистически значимыми:

$$Ft = 38,7 \cdot F_{\text{пед}} + 11675 \cdot L - 8407 \cdot L^2 + 70 \cdot L^2 \cdot F_{\text{пед}} - 104,8 \cdot F_{\text{пед}} \cdot L. \quad (5)$$

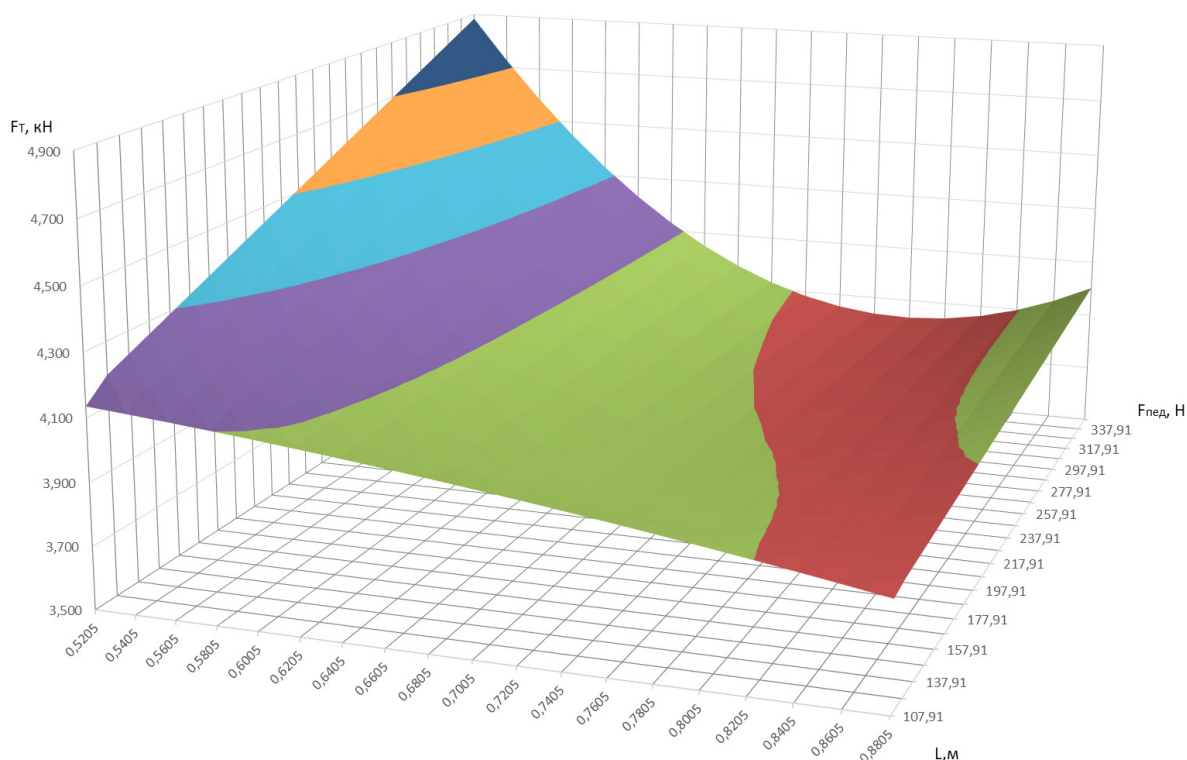


Рисунок 5 – Зависимость тормозной силы от усилия на педали тормоза и величины плеча
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Braking force vs. brake pedal force and wheel placement radius
Source: compiled by the authors.

Учитывая, что натурный эксперимент был выполнен с ограниченным числом измерений, для получения полной картины зависимости тормозной силы в пятне контакта колеса от усилия на педали и плеча применяем имитационное моделирование на основе полученной математической модели. Диапазон изменения усилия на педали тормоза [100–350 Н] будем варьировать с шагом 20 Н, а диапазон изменения плеча приложения тормозной силы [0,52–0,88 м] будем варьировать с шагом 0,02 м.

Таким образом, матрица планирования имитационного эксперимента будет иметь размер 19х24. Для каждой ячейки матрицы по формуле (5) рассчитываем значения измеряемой тормозной силы и представляем в виде поверхности на рисунке 5.

Оценку качества полученной зависимости проводим путем сравнения результатов имитационного эксперимента с натурным. Сравнение расчетных данных с экспериментальными приведено в таблице 11.

Таблица 11
Сравнение расчетных данных с экспериментальными
Источник: составлено авторами.

Table 11
Comparison of calculated and experimental data
Source: compiled by the authors.

№ изм.	$F_{\text{пед}}, \text{ Н}$	$L, \text{ м}$	$F_{\text{тэкс}}, \text{ Н}$	$F_{\text{трасс}}, \text{ Н}$	$\Delta, \text{ Н}$	$\delta, \%$
1	2	3	4	5	6	7
1	186,39	0,521	4609,11	4380,01	229,10	4,97
2	215,82	0,528	4351,76	4444,26	-92,51	-2,13
3	176,58	0,547	4097,17	4281,52	-184,35	-4,50
4	107,91	0,548	4141,24	4120,74	20,50	0,50
5	206,01	0,527	4449,37	4419,43	29,94	0,67
6	156,96	0,698	3898,08	3999,49	-101,40	-2,60
7	166,77	0,701	3881,39	3992,42	-111,03	-2,86
8	353,16	0,706	3973,90	3912,70	61,20	1,54
9	186,39	0,702	4009,97	3983,94	26,03	0,65
10	137,34	0,690	4216,20	4014,56	201,64	4,78
11	147,15	0,884	3854,78	3862,84	-8,07	-0,21
12	215,82	0,876	3975,97	3907,55	68,42	1,72
13	343,30	0,867	3930,41	3958,15	-27,74	-0,71
14	107,91	0,868	3828,27	3851,49	-23,22	-0,61
15	156,96	0,863	3894,09	3875,85	18,24	0,47
		Среднее знач.	4074,113	4066,997		
		Разница средних, %	0,19			
		СКО	236,473	210,260		
		Вариация	0,058	0,052		
		$\Delta \text{ max}, \text{ Н}$			229,1	
		$\delta \text{ max}, \%$				4,97

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При анализе экспериментальных данных, приведенных в таблице 11 (столбец 4), можно увидеть, что независимо от плеча (радиуса размещения колеса на опорном диске) приложения тормозной силы и от усилия нажатия на педали тормоза, среднеквадратическое отклонение (СКО) выборки из 15 измерений составляет 236,5 Н, среднее значение выборки составляет 4074 Н, а коэффициент вариации 0,058, т.е. разброс результатов составляет 5,8% во всем диапазоне варьирования управляемых факторов.

Анализ расчетных данных (поверхность на рисунке 5), полученных с использованием итоговой математической модели (5) свидетельствует о достаточно хорошей сходимости характеристик с данными эксперимента: в идентичных точках управляемых факторов

(таблица 11, столбец 5) среднее значение выборки составило 4067 Н, СКО 210 Н, коэффициент вариации 0,052.

Как следует из таблицы 11, максимальная пиковая нестабильность измерения тормозной силы (максимальная невязка эксперимента с расчетом), зафиксированная при использовании рассматриваемого стенда с горизонтально вращающимися опорными дисками, не превышает 229 Н или 5%, что является вполне приемлемым для практического применения для контроля тормозных свойств автомобилей в сфере эксплуатации.

В результате проведенного этапа исследования можно констатировать следующее.

Проведены экспериментально-расчетные исследования стабильности измерения тормозной силы на стенде с горизонтально вращающимися опорными дисками.

В ходе испытаний на стенде тормозной системы автомобиля категории M_1 подтверждено, что вследствие действия боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью стенда происходит боковой увод шины, в результате чего радиус размещения колеса на опорном диске может колебаться как в большую, так и в меньшую сторону, что также приводит к вариации измеряемой тормозной силы. Также на величину измеряемой на стенде тормозной силы влияет темп и усилие нажатия на педаль тормоза, следствием вариации которых является нестабильность результатов измерения тормозной силы.

Определен вид, структура и порядок статической (регрессионной) модели, связывающей значение реализованной тормозной силы с параметрами процесса торможения, такими как усилие на педали тормоза и плечо приложения тормозной силы. Наилучшими статистическими параметрами обладает нелинейное уравнение с зануленным свободным членом вида $F_t = 38,7 \cdot F_{\text{пед}} + 11675 \cdot L - 8407 \cdot L^2 + 70 \cdot L^2 \cdot F_{\text{пед}} - 104,8 \cdot F_{\text{пед}} \cdot L$, в данном уравнении все факторы статистически значимы, а коэффициент детерминированности составляет 0,99. Разница средних значений измеренной тормозной силы в эксперименте (4074 Н) и в расчете (4067 Н) составила 0,19%. Коэффициенты вариации измеренной тормозной силы для экспериментальных и расчетных значений составили 0,058 и 0,052 соответственно. Максимальная (пиковая) абсолютная погрешность измерения тормозной силы на всем поле плана эксперимента составила 229 Н (относительная погрешность 4,97%).

Полученная статическая модель в виде регрессионного нелинейного уравнения может быть использована во внутреннем алгоритме работы стенда для контроля корректности измерения тормозной силы легковых автомобилей, находящихся в эксплуатации при ТО, техосмотрах и пр.

Полученные статистические характеристики регрессионного уравнения могут быть использованы для обоснования метрологических характеристик стенда при утверждении его типа.

Полученная статическая модель в виде регрессионного нелинейного уравнения не содержит параметр «время», то есть не отражает характер изменения усилия на педали тормоза и изменения величины плеча во времени, в процессе измерения тормозной силы. Поэтому представляет научный и практический интерес построение динамической

модели, позволяющей отобразить характер формирования входных параметров ($F_{\text{пед}}$ и L) и их влияние на функцию отклика (измеренную тормозную силу F_t) во времени.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Федотов А.И., Яньков О.С., Потапов А.С., Портнягин Е.М. [и др.]. Контроль систем безопасности на стендах с беговыми барабанами // Изд-во ИРНТУ. Иркутск, 2021. 364 с.
2. Камнев А.В., Федотов А.И., Яньков О.С. Влияние давления воздуха в шинах на силовые потери при качении колес автомобиля по опорным роликам стенда // Автомобильная промышленность. 2022. № 10. С. 28–32.
3. Fedotov A.I., Młyńczak M. Analytical identification of parameters influencing measurement quality using flat brake tester Advances in Intelligent Systems and Computing. 2016. Т. 470:147–155.
4. Федотов А.И., Власов В.Г., Яньков О.С., Камнев А.В. Расчёт силы сопротивления качению эластичной шины по цилиндрическим поверхностям беговых барабанов стенда // Автомобильная промышленность. 2022. № 11:26–31.
5. Федотов А.И., Яньков О.С., Камнев А.В. Обоснование требований к давлению воздуха в шинах автомобилей при испытаниях на роликовых стендах // Вестник СибАДИ. 2025. 22(3):434–446. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-3-434-446>
6. Мамаев А.Н., Карелина М.Ю., Балабин А.О. Качение эластичного колеса по жесткой поверхности // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2024. № 1(76):67–75.
7. Дик А.Б. О радиусе эластичного колеса // Автомобильная промышленность. 2010. № 10: 21–30.
8. Pacejka H., Besselink I., Schmeitz A.J.C. An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes // Vehicle System Dynamics. 2010. 48 (sup1): 337–352. <https://doi.org/10.1080/00423111003748088>
9. Федотов А.И., Яньков О.С., Камнев А.В. О силовом радиусе колеса с эластичной шиной // Труды НАМИ. 2022. № 1 (288): 52–60. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2022-1-52-60>
10. Fedotov A.I., Markov A.S., Makhno D.E., Vikulov M.A. Influence of tire tread pattern wear on characteristics of its longitudinal adhesion with bearing surface // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering this link is disabled, 2019, 632(1):012026.
11. Кристальный С.Р., Балакина Е.В., Попов Н.В. Трение в контакте ошипованного колеса с твердой обледенелой опорной поверхностью // Трение и износ. 2022. Т. 43, № 1: 92–104. <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2022-43-1-92-104>
12. Mashekenova A.Kh., Baigereyev S.R., Toropov I.A., Iskakov R.H. Experimental study of a new roller stand design for vehicle brake diagnostics // Science and Technology of Kazakhstan. 2025. No. 2:423-432.

13. Гудков В.В., Сокол П.А. Сравнительный анализ процессов взаимодействия пневматических шин с барабанами испытательных стендов и горизонтальной опорной поверхностью // Воронежский научно-технический вестник. 2025. Т. 3, № 3(53):60–82. <https://doi.org/10.34220/2311-8873-2025-60-81>
14. Fedotov A.I., Yankov O., Chernyshkov A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands // E3S Web of Conferences, 2020; 157, 01021.
15. Федотов А.И., Янков О.С., Киселёв П.А., Ухватов Д.О. О диагностике автомобильных гибридных силовых установок на стендах с беговыми барабанами // International Journal of Advanced Studies. 2023. Т. 13, № 1. С. 42–61. <https://doi.org/10.12731/2227-920X-2023-13-1-42-61>
16. Zeng-Cheng Liao, Xian-Xu 'Frank' Bai, Yang Li, Xue-Cai Deng, Jun Sun. Design, modeling, and verification of a test bench for braking simulation of 1/4 vehicle // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2020. Т. 234. №. 5:1425-1441.
17. Firdaus R.M., Supriyo B., Suharjono A. Analysis of braking force efficiency measurements for various braking strategy applied for vehicle tested on roller brake tester // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2020. Т. 1517(1):012079. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1517/1/012079>
18. Блянкинштейн И.М., Тарасов П.М. Модифицированный метод и конструкция силового тормозного стенда для испытания автомобилей // International Journal of Advanced Studies. 2022. Т. 12, № 1:123–137. <https://doi.org/10.12731/2227-930X-2022-12-1-123-137>
19. Блянкинштейн И.М., Тарасов П.М. Априорно-аналитическое исследование свойств тормозного стенда с горизонтальными опорными дисками // Вестник гражданских инженеров. 2023. № 1(96):111–121. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2023-20-1-111-121>
20. Blyankinshtein I.M., Tarasov P. M. Braking force measurement errors on a stand with horizontal support discs // E3S Web of Conferences, St. Petersburg, 19–21 сентября 2023 года. Vol. 460. St. Petersburg: EDP Sciences, 2023.
21. Блянкинштейн И.М., Тарасов П.М. Обоснование величины плеча тормозной силы при испытаниях на стенде // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. 2024. № 1:35–38. <https://doi.org/10.36535/0236-1914-2024-01-6>
22. Блянкинштейн И.М., Михайлов С.П., Тарасов П.М. О необходимости повышения достоверности оценки тормозных свойств транспортных средств на роликовых стендах // Вестник гражданских инженеров. 2025. № 4(111): 126–136. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2025-22-4-126-136>
1. Fedotov A.I., Yankov O.S., Potapov A.S., Portnyagin E.M., et al. Monitoring of Safety Systems on Test Rigs with Rolling Drums. Publishing House of Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, 2021. 364 p. (In Russ.)
2. Kamnev A.V. The effect of tire air pressure on power losses when the car wheels are rolling on the support rollers of the stand. Kamnev A.V., Fedotov A.I., Yankov O.S. *Avtomobilnaya promyshlennost*. 2022; 10: 28-32. (In Russ.)
3. Fedotov A.I., Młyńczak M. Analytical Identification of Parameters influencing Measurement Quality Using a Flat Brake Tester. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2016. Vol. 470:147-155.
4. Fedotov A.I., Vlasov V.G., Yankov O.S., Kamnev A.V. Calculation of the rolling resistance force of an elastic tire on the cylindrical surfaces of the rolling drums of a test stand. *Automotive Industry*. 2022. No. 11: 26-31. (In Russ.)
5. Fedotov A.I., Yankov O.S., Kamnev A.V. Justification of requirements for air pressure in vehicle tires during testing on roller test stands. *Scientific peer-reviewed journal "Vestnik SibADI"*. 2025; 22(3):434-446. (In Russ.) (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-3-434-446>
6. Mamaev A.N., Karelina M.Yu., Balabin A.O. Rolling of an elastic wheel on a hard surface. *Bulletin of the Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI)*. 2024. No. 1 (76):67–75. (In Russ.)
7. Dik A.B. On the radius of an elastic wheel. *Automotive Industry*. 2010. No. 10. pp. 21–30. (In Russ.)
8. Pacejka H., Besselink I., Schmeitz A.J.C. An improved Magic Formula/Swift tire model that can handle inflation pressure changes. *Vehicle System Dynamics*. 2010. 48 (sup1): 337–352. <https://doi.org/10.1080/00423111003748088>
9. Fedotov A.I., Yankov O.S., Kamnev A.V. Fedotov A.I., Yankov O.S., Kamnev A.V. On the power radius of a wheel with an elastic tire *Proceedings of NAMI*. 2022. No. 1 (288):52-60. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2022-1-52-60>
10. Fedotov A.I., Markov A.S., Makhno D.E., Vikulov M.A. Influence of tire tread pattern wear on the characteristics of its longitudinal adhesion with bearing surface. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering this link is disabled, 2019, 632(1), 012026
11. Kristalny S.R., Balakina E.V., Popov N.V. Friction in contact of a studded wheel with a hard icy supporting surface. *Friction and wear*. 2022. Vol. 43, No. 1:92-104. (In Russ.) <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2022-43-1-92-104>
12. Mashekenova A. Kh., Baigereyev S. R., Toropov I. A., Isakov R.H. Experimental study of a new roller stand design for vehicle brake diagnostics. *Science and Technology of Kazakhstan*. 2025. No. 2:423-432.
13. Gudkov V.V., Sokol P.A. Comparative analysis of the interaction processes of pneumatic tires with test stand drums and a horizontal supporting surface. *Voronezh Scientific and Technical Bulletin*. 2025. Vol. 3, No. 3(53): 60-82. (In Russ.) <https://doi.org/10.34220/2311-8873-2025-60-81>
14. Fedotov A.I., Yankov O., Chernyshkov A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands. E3S Web of Conferences, 2020, 157, 01021.

REFERENCES

15. Fedotov A.I., Yankov O.S., Kiselev P.A., Ukhvatov D.O. On the diagnostics of automotive hybrid powertrains on dynamometers with rolling brakes. *International Journal of Advanced Studies*. 2023. Vol. 13. No. 1. Pp. 42-61. (In Russ.)

16. Zeng-Cheng Liao, Xian-Xu 'Frank' Bai, Yang Li, Xue-Cai Deng, Jun Sun. Design, modeling, and verification of a test bench for braking simulation of a quarter vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*. 2020. Vol. 234. No. 5: 1425-1441.

17. Firdaus R.M., Supriyo B., Suharjono A. Analysis of braking force efficiency measurements for various braking strategies applied for a vehicle tested on a roller brake tester. *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2020. Vol. 1517: 1:012079. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1517/1/012079>

18. Blyankinshtein I.M., Tarasov P.M. Modified method and design of a power brake rig for testing cars. *International Journal of Advanced Studies*. 2022. Vol. 12, No. 1: 123-137. (In Russ.) <https://doi.org/10.12731/2227-930X-2022-12-1-123-137>

19. Blyankinshtein I.M., Tarasov P.M. A priori analytical study of the properties of a brake rig with horizontal support discs. *Bulletin of Civil Engineers*. 2023. No. 1(96):111-121. (In Russ.) <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2023-20-1-111-121>

20. Blyankinshtein I.M., Tarasov P.M. Braking force measurement errors on a stand with horizontal support discs. E3S Web of Conferences, St. Petersburg, September 19–21, 2023. Vol. 460. St. Petersburg: EDP Sciences, 2023.

21. Blyankinshtein I.M., Tarasov P.M. Justification of the braking force arm value during stand testing. *Transport: science, technology, management. Scientific information collection*. 2024. No. 1: 35-38. (In Russ.) <https://doi.org/10.36535/0236-1914-2024-01-6>

22. Blyankinshtein I.M., Mikhailov S.P. Tarasov P.M. On the need to improve the reliability of assessing the braking properties of vehicles on roller stands. *Bulletin of Civil Engineers*. 2025. No. 4 (111): 126-136. (In Russ.) <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2025-22-4-126-136>

ЗАЯВЛЕННЫЙ ВКЛАД АВТОРОВ

Блянкинштейн И.М. Общее руководство исследованием, разработка плана эксперимента, анализ результатов, редактирование текста статьи.

Тарасов П.М. Выполнение экспериментальных и аналитических исследований, обработка и анализ результатов исследования, подготовка текста статьи.

Колесников И.М. Подготовка оборудования, выполнение экспериментальных исследований, подготовка текста статьи.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Blyankinstein I.M. Conceptualization, project administration, experimental design, data analysis, writing the manuscript

Tarasov P.M. Conducting experimental and analytical studies, data processing, data analysis, writing the manuscript.

Kolesnikov I.M. Equipment preparation, conducting experimental studies, writing the manuscript.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Блянкинштейн Игорь Михайлович – д-р техн. наук, проф. кафедры «Техническая эксплуатация транспортных средств» Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета (190005, г. Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноармейская, д. 4).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7630-5810>,

SPIN-код: 2067-7990,

Author ID: 57191164023,

e-mail: blyankinshtein@mail.ru

Тарасов Павел Михайлович – инженер испытательной лаборатории ООО «УНИК-АВТО» (660074, г. Красноярск, ул. 2-я Огородная, д. 25, помещ. 213).

ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5359-5708>,

SPIN-код: 7006-4480,

Author ID: 58822211500,

e-mail: tarasov_pasha@bk.ru

Колесников Игорь Михайлович – инженер испытательной лаборатории ООО «УНИК-АВТО» (660074, г. Красноярск, ул. 2-я Огородная, д. 25, помещ. 213).

SPIN-код: 1994-4337,

Author ID: 57126899000,

e-mail: acrolid@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Blyankinstein Igor' M. – Dr. of Sci. (Eng.), Professor at the Department of Technical Operation of Vehicles, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (4, 2nd Krasnoarmeiskaya Str., St. Petersburg, 190005).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7630-5810>,

SPIN-code: 2067-7990,

Author ID: 57191164023,

e-mail: blyankinshtein@mail.ru

Tarasov Pavel M. – engineer at UNIK-AUTO testing laboratory (25, 2nd Ogorodnaya Str., Krasnoyarsk, 660074).

ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5359-5708>,

SPIN-code: 7006-4480,

Author ID: 58822211500,

e-mail: tarasov_pasha@bk.ru

Kolesnikov Igor' M. – engineer at UNIK-AUTO testing laboratory (25, 2nd Ogorodnaya Str., Krasnoyarsk, 660074).

SPIN-code: 1994-4337,

Author ID: 57126899000,

e-mail: acrolid@yandex.ru