

МОШИНСОЗӢ ВА МОШИНШИНОСОӢ- MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE - МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 656.13

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ УСИЛИЙ ЭЛЕКТРОННЫМИ СИСТЕМАМИ ESP И EBD ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ НА УКЛОНЕ

Р.А. Давлатшоев

Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими

В статье исследуется влияние электронных систем распределения тормозных усилий ESP и EBD на эффективность торможения автомобиля в различных режимах движения, включая уклон. Представлена математическая модель расчёта результирующих давлений в тормозных контурах с учётом динамического коэффициента перераспределения тормозных сил. На примере автомобиля Mercedes-Benz W211 выполнены расчёты тормозных усилий, вертикальных реакций на осях и удельных тормозных сил при полной и частичной загрузке на уклоне 10° . Построены графики зависимости тормозных характеристик от замедления и угла уклона. Установлены диапазоны корректной и безопасной работы систем ESP и EBD.

Ключевые слова: электронные тормозные системы, ESP, EBD, распределение давления, замедление, тормозные силы, уклон, устойчивость, безопасность, Mercedes-Benz W211.

ТАҲЛИЛИ САМАРАНОКИИ ТАҚСИМОТИ ҚУВВАҲОИ БОЗДОРӢ БО ИСТИФОДА АЗ СИСТЕМАҲОИ ЭЛЕКТРОНИИ ESP ВА EBD ҲАНГОМИ ҲАРАКАТИ АВТОМОБИЛ ДАР НИШЕБӢ

Р.А. Давлатшоев

Дар мақола таъсири системаҳои электрони тақсими қувваҳои боздории ESP ва EBD ба самаранокии боздории автомобил дар шароити гуногуни ҳаракат, аз ҷумла ҳангоми ҳаракат дар нишебӣ, мавриди таҳлил қарор гирифтааст. Модели математикӣ барои ҳисоб намудани фишорҳои натиҷавӣ дар контурҳои системаи боздорӣ бо дарназардошти коэффиенти динамикии тақсими қувваҳои боздорӣ таҳия шудааст. Дар асоси намунаи автомобили Mercedes-Benz W211 ҳисобҳои марбут ба қувваҳои боздорӣ, ақсуламалҳои амудӣ дар меҳварҳо ва қувваҳои махсуси боздорӣ барои ҳолатҳои сарбории пурра ва нопурра дар нишебии 10° анҷом дода шудаанд. Графикҳои вобастагии нишондиҳандаҳои боздорӣ аз сустшавӣ ва кунҷи нишебӣ сохта шудаанд. Ҳудудҳои кори самаранок ва беҳатари системаҳои ESP ва EBD муайян гардида, самаранокии онҳо дар баландбардории устуворӣ ва беҳатарии автомобил исбот шудааст.

Калидвожаҳо: системаҳои электрони боздорӣ, ESP, EBD, тақсими фишор, сустшавӣ, қувваҳои боздорӣ, нишебӣ, устуворӣ, беҳатарӣ, Mercedes-Benz W211

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF BRAKE FORCE DISTRIBUTION BY ELECTRONIC SYSTEMS ESP AND EBD DURING VEHICLE MOTION ON A SLOPE

R.A. Davlatshoev

This article examines the influence of electronic brake force distribution systems ESP and EBD on vehicle braking efficiency under various driving conditions, including slope driving. A mathematical model is presented for calculating the resulting pressures in brake circuits, taking into account the dynamic coefficient of brake force redistribution. Using the example of a Mercedes-Benz W211, calculations were carried out for braking forces, vertical axle reactions, and specific brake forces under full and partial loading on a 10° slope. Graphs were plotted showing the relationship between braking characteristics and deceleration or slope angle. The operational ranges of correct and safe functioning of the ESP and EBD systems were determined.

Keywords: electronic brake systems, ESP, EBD, pressure distribution, deceleration, braking forces, slope, stability, safety, Mercedes-Benz W211

Введение

Безопасность движения автомобиля во многом зависит от корректного распределения тормозных усилий между передней и задней осями. В современных транспортных средствах, таких как Mercedes-Benz W211, эту функцию выполняют электронные системы ESP (Electronic Stability Program) и EBD (Electronic Brakeforce Distribution), заменяющие традиционные механические регуляторы [3, 4].

В условиях переменной загрузки и наличия уклонов дорожного полотна указанные системы обеспечивают адаптивное управление тормозным процессом, сводя к минимуму риск заноса и потери устойчивости автомобиля.

Цель исследования — выполнить теоретический анализ и инженерные расчёты перераспределения тормозных усилий с использованием математической модели функционирования систем ESP/EBD, определить поведение тормозной системы при различных режимах эксплуатации (изменение нагрузки, уклона и замедления), а также оценить корректность её работы на основе коэффициентов реализации сцепления.

Исследовательская часть

1.1. Теоретическая часть: математическая модель ESP/EBD

В современных автомобилях управление тормозными силами осуществляется с использованием электронных систем ESP и EBD. Эти системы повышают эффективность тормозного управления за счёт адаптивного перераспределения давления между осями.

Ключевым параметром является коэффициент перераспределения тормозных сил W_{Δ} , зависящий от ускорения, загрузки автомобиля, коэффициента сцепления и других динамических факторов. Его значение варьируется в пределах от 0,3 до 0,8.

Давление в заднем тормозном контуре p_{02} определяется выражением [5]:

$$p_{02} = p_0' \cdot (1 - W_{\Delta}) + p_{01} \cdot W_{\Delta} \quad (1)$$

где:

p_{02} — результирующее давление в заднем тормозном контуре;

p_{01} — расчётное давление, определяемое модулем ABS или по выражению (6);

$W_{\Delta} \in [0,3; 0,8]$ — динамический электронный коэффициент перераспределения тормозных сил, рассчитываемый по алгоритмам EBD/ESP.

$p_0' \in [2,5; 4 \text{ МПа}]$ — пороговое давление, при котором система начинает перераспределение усилий (аналог давления срабатывания);

Рассмотрены два режима движения:

а) по горизонтальной дороге;

б) на уклоне.

Для каждого случая применяются соответствующие выражения:

$$a) p_0' = \frac{G_a \cdot \varphi_0}{(\sum B_1^{i,n} + \sum B_2^{i,n})}; \quad б) p_0' = \frac{G_a \cdot \varphi_0 \cdot \cos \alpha}{(\sum B_1^{i,n} + \sum B_2^{i,n})}. \quad (2)$$

Оптимальное значение коэффициента сцепления при полной φ_0^A и частичной φ_0^B нагрузках для конкретного автомобиля определяется с учётом положения центра масс и комплексных параметров тормозных механизмов [5]

$$\varphi_0^A = \frac{a/L \cdot (\kappa + 1) - \kappa}{h/L \cdot (\kappa + 1)}; \quad \varphi_0^B = \frac{(a/L)_0 \cdot (\kappa + 1) - \kappa}{(h/L)_0 \cdot (\kappa + 1)}; \quad (3)$$

$$\kappa = \frac{B_2}{B_1}, \quad (4)$$

где:

a, h - координаты центра масс автомобиля с полной нагрузкой;

a_0, h_0 - координаты центра масс автомобиля с частичной нагрузкой; B_1, B_2 — комплексные параметры переднего и заднего тормозных механизмов соответственно;

κ - соотношение комплексных параметров тормозных механизмов по осям.

Тогда

$$a = \frac{G_2}{G_a} \cdot L; \quad a_0 = \frac{G_{02}}{G_0} \cdot L, \quad (5)$$

где:

G_a — полный вес автомобиля;

G_0 — снаряженный вес автомобиля;

G_2 — вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля;

G_{02} — снаряженный вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля;

L - база автомобиля.

В отличие от классических систем, в ABS/ESP отсутствует жёсткое механическое ограничение давления, и регулирование осуществляется в реальном времени. В этом случае расчётное давление p_{01} может быть определено по формуле [5]:

$$p_{01} = \frac{G_a \cdot z - (B_1 \cdot \Delta p_1 + B_2 \cdot \Delta p_2)}{B_1 + B_2 \cdot W_{\Delta}}; \quad (6)$$

где:

G_a — полный вес автомобиля, Н (например, $G_a = m_a \cdot g$);

z — относительное замедление, ($z = \frac{j}{g}$);

$\Delta p_1, \Delta p_2$ - приращения давления, создаваемые электронным модулем ABS/ESP для оптимизации распределения тормозных усилий между передней и задней осями в зависимости от условий движения.

Значения Δp_1 и Δp_2 , меняющиеся в диапазоне 2,5 – 4,0 МПа, вполне соответствуют реальным условиям эксплуатации автомобилей с системами ESP и EBD, включая Mercedes-Benz W211.

Коэффициент, учитывающий перераспределение динамической нагрузки при торможении определяется по выражениям:

$$W_{\Delta} = \frac{a_0}{L},$$

где:

a_0 — расстояние от центра тяжести до передней оси, м

L — колёсная база, м

При расчётах тормозных усилий в современных электронных системах управления, таких как ESP и ABS, учитываются следующие особенности [2, 3]:

- В формуле для определения давления p_{02} (в заднем контуре) это пороговое значение p_0' учитывается, поскольку задняя ось более чувствительна к перераспределению нагрузки и требует ограничения давления для предотвращения блокировки колёс.

- В формуле для определения давления p_{01} (в переднем контуре) p_0' не учитывается, так как передняя ось в большинстве случаев принимает на себя основную долю тормозного усилия, и ограничение давления здесь не требуется — особенно в системах ABS/ESP, где передние тормоза всегда активны.

- Пороговое давление p_0' не учитывается, поскольку в системах ESP/ABS регулирование давления в тормозных контурах осуществляется в реальном времени. Жёсткий порог срабатывания, характерный для механических регуляторов, отсутствует.

- Приращения давления Δp_1 , Δp_2 формируются и регулируются электронным модулятором ABS/ESP, который обеспечивает оптимальное распределение тормозных усилий с учётом текущих условий движения и дорожного покрытия.

Результаты исследования

1.2 Исходные параметры автомобиля Mercedes-Benz W211 для моделирования тормозных характеристик

Для проведения расчётов и моделирования тормозных характеристик автомобиля Mercedes-Benz W211 были использованы следующие исходные параметры, представленные в таблице 1. Эти данные включают массу, нагрузки на оси, геометрические характеристики автомобиля, а также параметры тормозных механизмов и давления в тормозных контурах.

Таблица 1 – Исходные параметры автомобиля Mercedes-Benz W211 для моделирования тормозных характеристик

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Снаряжённая масса автомобиля	m_0	1700	кг
Снаряжённый вес автомобиля	G_0	16677	Н
Нагрузка на заднюю ось (снаряжённый)	G_{02}	8004,96	Н
Полная масса автомобиля	m_a	2200	кг
Полный вес автомобиля	G_a	21582	Н
Нагрузка на заднюю ось (полная масса)	G_{a2}	11359,98	Н
Колёсная база	L	2,85	м
Расстояние от ЦМ до передней оси	a ; a_0	1,5; 1,37	м
Расстояние от ЦМ до задней оси	b ; b_0	1,35; 1,48	м
Высота центра масс	h ; h_0	0,55; 0,52	м
Замедление при торможении	z	0,63	—
Уклон дороги	α	0° и 10°	градус
Комплексные параметры тормозных механизмов (перед/зад)	B_1 ; B_2	0,001292; 0,000879	м ²
Соотношение комплексных параметров тормозных механизмов по осям	κ	0,68	-
Давление в контурах тормозов	p_{01} ; p_{02}	4,16; 3,56	МПа
Приращения давления ABS	Δp_1 ; Δp_2	3,3; 2,5	МПа
Динамический электронный коэффициент перераспределения тормозных сил	W_{Δ}	0,48	-
Оптимальное значение коэффициента сцепления с полной и частичной нагрузками	φ_0^A , φ_0^B	0,63; 0,41	-
Пороговое давление	$p_0^{/(\alpha=0^\circ)}$; $p_0^{/(\alpha=10^\circ)}$	3,12; 3,08 (≈ 3)	МПа

1.3. Расчёт тормозных сил

Тормозные силы на передней и задней осях автомобиля, в зависимости от давления в исполнительных органах тормозного привода, определяются по выражению [5]:

$$R_{x1} = B_1 \cdot (p_{01} - \Delta p_1); \quad R_{x2} = B_2 \cdot (p_{02} - \Delta p_2), \quad (7)$$

где:

- R_{x1} — тормозная сила на передней оси автомобиля;
- R_{x2} — тормозная сила на задней оси автомобиля;
- p_{01}, p_{02} — давления в приводах к передним и задним тормозным механизмам соответственно

В результате расчётов получены следующие значения:

$$R_{x1} = 1115,38 \text{ Н}; \quad R_{x2} = 931,74 \text{ Н}$$

1.4. Вертикальные реакции на осях (учёт уклона)

Нормальные реакции на осях автомобиля, в зависимости от относительного замедления, определяются следующими выражениями [5]:

а) на горизонтальной дороге

$$R_{z1} = \frac{G_a}{L} \cdot (b + h \cdot z); \quad R_{z2} = \frac{G_a}{L} \cdot (a - h \cdot z), \quad (8)$$

где R_{z1}, R_{z2} - нормальные реакции на осях; a, b и h - координаты центра масс автомобиля; L - база автомобиля; G_a - вес автомобиля; z - относительное замедления автомобиля ($z = \frac{j}{g}$);

б) на уклоне

$$R_{z1} = \frac{G_a}{L} \cdot (b + h \cdot z + h \cdot \sin \alpha); \quad R_{z2} = \frac{G_a}{L} \cdot (a - h \cdot z - h \cdot \sin \alpha). \quad (9)$$

Результаты расчётов приведены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Вертикальные реакции на передней и задней осях при уклоне 0° в зависимости от замедления z

z	R_{z1} снар. (Н)	R_{z2} снар. (Н)	R_{z1} полн. (Н)	R_{z2} полн. (Н)
0,2	9268,9	7408,1	11283,22	10525,96
0,3	9573,18	7103,82	11699,72	10109,46
0,4	9877,47	6799,53	12116,21	9692,97
0,5	10181,75	6495,25	12532,71	9276,47
0,6	10486,03	6190,97	12949,2	8859,98
0,7	10790,31	5886,69	13365,69	8443,48
0,8	11094,59	5582,41	13782,19	8026,99

Таблица 3 – Вертикальные реакции на передней и задней осях при уклоне 10° в зависимости от замедления z

z	R_{z1} снар. (Н)	R_{z2} снар. (Н)	R_{z1} полн. (Н)	R_{z2} полн. (Н)
0,2	9797,02	6879,98	12006,1	9803,09
0,3	10101,3	6575,7	12422,6	9386,59
0,4	10405,6	6271,42	12839,1	8970,1
0,5	10709,9	5967,14	13255,6	8553,6
0,6	11014,1	5662,86	13672,1	8137,11
0,7	11318,4	5358,57	14088,6	7720,61
0,8	11622,7	5054,29	14505,1	7304,12

1.5. Удельные тормозные силы

Для значений коэффициентов сцепления φ в пределах 0,2 до 0,8 все категории транспортных средств должны удовлетворять соотношению:

$$z \geq 0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2) \quad (10)$$

где z - коэффициент торможения транспортного средства (удельная тормозная сила); φ - коэффициент сцепления между шинами и дорогой.

В соответствии с Правилами №13 ЕЭК ООН (Приложение 10) [1] двухосные автотранспортные средства должны отвечать соотношению (10).

Для проверки выполнения условия (10) должны быть построены кривые реализуемого сцепления для передней и задней осей, рассчитанные по формулам:

$$\gamma_1 = \frac{R_{x1}}{R_{z1}}; \gamma_2 = \frac{R_{x2}}{R_{z2}}. \quad (11)$$

Результаты расчётов коэффициентов удельных тормозных сил при уклонах 0° и 10° представлены в таблицах 4 и 5, соответственно.

Таблица 4 – Значения коэффициентов удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 для снаряжённого и полного состояния автомобиля при уклоне 0°

z	γ_1 снар.	γ_2 снар.	γ_1 полн.	γ_2 полн.
0	0	0	0	0
0,2	0,12	0,13	0,1	0,09
0,3	0,12	0,13	0,1	0,09
0,4	0,11	0,14	0,09	0,1
0,5	0,11	0,14	0,09	0,1
0,6	0,11	0,15	0,09	0,11
0,7	0,1	0,16	0,08	0,11
0,8	0,1	0,17	0,08	0,12

Таблица 5 – Значения коэффициентов удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 для снаряжённого и полного состояния автомобиля при уклоне 10°

z	γ_1 снар.	γ_2 снар.	γ_1 полн.	γ_2 полн.
0	0	0	0	0
0,2	0,11	0,14	0,09	0,1
0,3	0,11	0,14	0,09	0,1
0,4	0,11	0,15	0,09	0,1
0,5	0,1	0,16	0,08	0,11
0,6	0,1	0,16	0,08	0,11
0,7	0,1	0,17	0,08	0,12
0,8	0,1	0,18	0,08	0,13

1.6. Графический анализ

По результатам расчётов, приведённым в таблицах 4 и 5, построим зависимости удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 для снаряжённого и полного состояния автомобиля при различных значениях уклона ($\alpha=0^\circ$, ($\alpha=10^\circ$). Также для анализа приведены сравнительные величины: $\gamma_3=z$, $\gamma_4=(z+0,07)/0,85$, $\gamma_5=z+0,05$, обеспечивающие оценку выполнения условия (1.10) по Правилам №13 ЕЭК ООН.

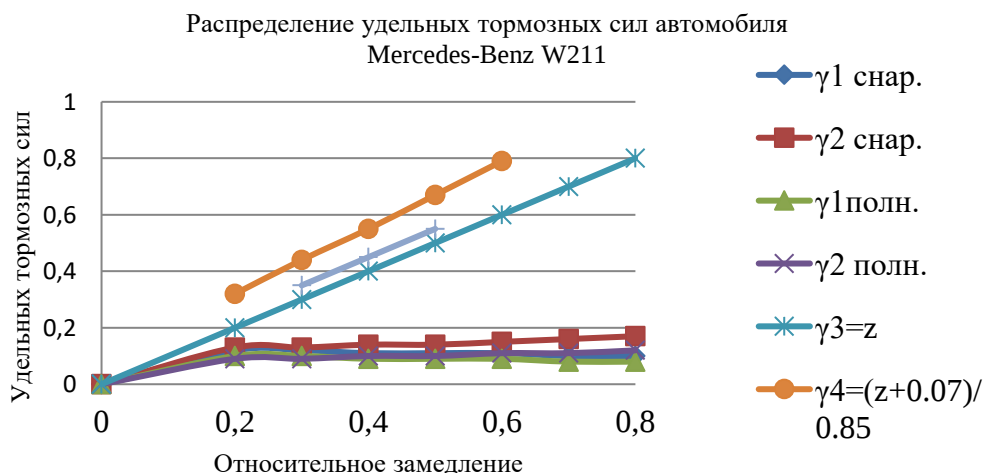
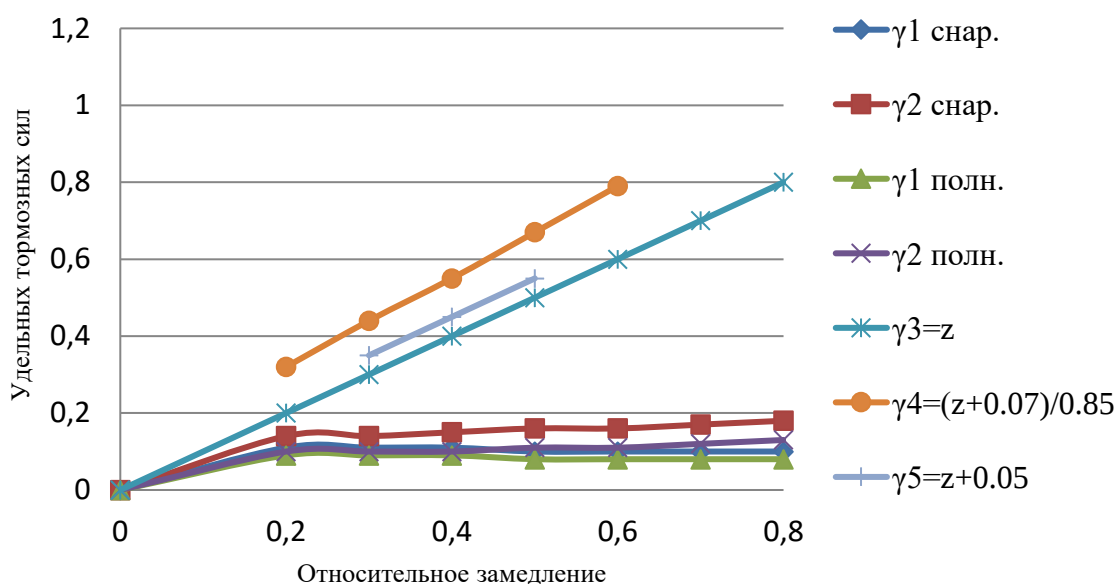


Рисунок 1 — Зависимости удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 от замедления z при уклоне $\alpha = 0^\circ$ (сравнение расчётных и нормативных кривых согласно Правилам №13 ЕЭК ООН)

Распределение удельных тормозных сил автомобиля
Mercedes-Benz W211Рисунок 2 — Зависимости удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 от замедления z при уклоне $\alpha = 10^\circ$ (сравнение расчётных и нормативных кривых согласно Правилам №13 ЕЭК ООН)**Выводы по результатам расчётов и построенных значений коэффициентов удельных тормозных сил при уклонах 0° и 10°**

- Согласно Правилам №13 ЕЭК ООН, значения удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 при различных режимах торможения (включая распределение тормозных сил z) не должны пересекать граничные линии γ_4 и γ_5 , отражающие условия блокировки колёс передней и задней осей.
- На основании представленных данных (таблиц 4 и 5), а также построенных графиков (рисунки 1 и 2), видно, что все рассчитанные значения удельных тормозных сил γ_1 и γ_2 — как для снаряжённого, так и для полностью нагруженного состояния автомобиля — находятся ниже предельных линий γ_4 и γ_5 . Это свидетельствует о соблюдении требований Правил №13 ЕЭК ООН и отсутствии риска преждевременной блокировки колёс при торможении.
- Значения коэффициентов показывают увеличение тормозных усилий с ростом параметра z , что свидетельствует о корректной адаптации тормозной системы к изменяющимся условиям нагрузки.
- При уклоне 10° отмечается перераспределение тормозных усилий в сторону увеличения коэффициента γ_2 , особенно для полного состояния автомобиля, что связано с перераспределением нагрузки на задний мост. Это указывает на эффективность электронных систем ESP и EBD в адаптивном управлении тормозным процессом при движении по наклонным дорогам.
- Различия в коэффициентах между снаряжённым и полным состояниями автомобиля обусловлены изменением распределения массы и динамических характеристик, что корректно учитывается электронными системами распределения тормозных усилий.
- Итоговые расчёты демонстрируют надёжность и адаптивность работы систем ESP и EBD при различных уклонах и нагрузках автомобиля, что способствует повышению устойчивости и безопасности движения.

Заключения

Проведённый анализ подтвердил, что работа электронных систем распределения тормозных усилий ESP и EBD соответствует требованиям Правил №13 ЕЭК ООН, обеспечивая необходимую устойчивость и эффективность торможения автомобиля на различных уклонах.

Применение адаптивного перераспределения тормозных усилий позволяет обеспечить надёжную и безопасную работу тормозной системы как в снаряжённом состоянии, так и при полной загрузке транспортного средства.

Особое внимание при проектировании и калибровке алгоритмов системы EBD следует уделять условиям частичной загрузки автомобиля и уклонам более 10° , поскольку в этих режимах существенно возрастает нагрузка на заднюю ось, что увеличивает риск преждевременной блокировки задних колёс и требует точного распределения тормозных усилий.

В целом, применение систем ESP и EBD способствует повышению устойчивости автомобиля при торможении, особенно в условиях изменения массы и продольного уклона дороги, а также обеспечивает

соответствие международным требованиям и повышает уровень безопасности дорожного движения в сложных эксплуатационных условиях.

Рецензент: Холов Д.П. — к.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация гидромелиоративных систем» Таджикского аграрного университета имени Ш. Шохтемур

Литература

1. Правила ЕЭК ООН №13. Единообразные предписания относительно сертификации тормозов транспортных средств.
2. Гольдфарб В.И. Теория автомобиля: Учебник. — М.: Машиностроение, 2012.
3. Малыгин Ю.С. Электронные системы управления автомобилем. — М.: Академия, 2018.
4. Bosch Automotive Handbook. — 10th Edition. Stuttgart: Bosch, 2018.
5. Давлатшоев Р. А. Повышение тормозных свойств автотранспортных средств в горных условиях эксплуатации : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Р. А. Давлатшоев ; ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени А. Г. и Н. Г. Столетовых». — Душанбе, 2007. — 220 с.

МАЪЛУМОТ ДАР БОРАИ МУАЛЛИФ-СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ-INFORMATION ABOUT AUTHOR

TJ	RU	EN
Давлатшоев Рашид Асанхонович	Давлатшоев Рашид Асанхонович	Davlatshoev Rashid Asankhonovich
н.и.т., дотсент	к.т.н., доцент	Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Донишгоҳи техники Тоҷикистон ба номи академик М.С. Осимӣ	Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими	Tajik technical university named after academician M.S. Osimi
E-mail: d_rashid71@mail.ru		