

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

*Доктора техн. наук, профессора РУКТЕШЕЛЬ О. С., ЗАХАРИК Ю. М.,
инженеры ТРЕТЬЯК Д. В., БОГДАНОВА И. И.*

Белорусский национальный технический университет

По оценкам Всемирной организации здравоохранения, в мире ежегодно в дорожных авариях погибают 1,2 млн чел. и около 50 млн получают травмы. Прогнозы показывают, что эти цифры увеличатся примерно на 65 % за следующие 20 лет, если не будут приняты решительные меры по преодолению этой негативной тенденции. Общие издержки от дорожных происшествий и травматизма в мире оцениваются в 518 млрд дол. США в год [1]. Поэтому создание безопасных автотранспортных средств — одна из важнейших глобальных задач мирового автомобилестроения.

Вопросы обеспечения эффективного торможения как одного из определяющих факторов безопасности автомобиля являются предметом глубоких научных исследований на протяжении многих десятилетий. При этом данный вопрос должен рассматриваться в тесной взаимосвязи с другими свойствами автомобиля, например устойчивостью или эргономичностью. Первые попытки создания комплексного подхода к проектированию тормозных устройств автомобиля, учитывающего гамму целевых конструктивных факторов, а не только обеспечиваемое замедление или тормозной путь, относятся к началу XIX в. [2–4].

В связи с массовым распространением на современных автомобилях систем активной безопасности (САБ) с повышенным быстродействием одним из наиболее критических факторов, влияющих как на их эффективность, так и на эффективность всей тормозной системы, в общем случае, является величина петли гистерезиса. Это явление затрагивает и вопросы интеграции тормозных систем с САБ, и вопро-

сы применения технологии Brake-by-Wire, и проблемы создания тормозов с самоусилением.

Под гистерезисом (от греч. hysteresis — отставание) понимается запаздывание изменения одной физической величины от изменения другой физической величины, определяющей внешними условиями. Гистерезис наблюдается в тех случаях, когда состояние тела определяется внешними условиями не только в данный момент времени, но и в предшествующие. Под гистерезисом понимается запаздывание изменения усилия со стороны тормозной колодки, прикладываемого к тормозному диску, для получения тормозного момента, от изменения управляющего воздействия со стороны тормозного привода.

Применительно к ДТМ гистерезис имеет место при изменении знака сил трения в режиме оттормаживания, который на определенном конечном интервале уменьшения управляющего воздействия поддерживает постоянное усилие сжатия на поверхность трения.

До настоящего времени не получена фундаментальная аналитическая зависимость, которая позволила бы рассчитать значение гистерезиса тормозного механизма. В связи с этим при динамическом расчете тормозного привода пользуются эмпирическими зависимостями или экспериментальными характеристиками. Большинство современных аналитических моделей ДТМ нацелено прежде всего на оценку шумовых и вибрационных процессов в элементах механизма [5–7]. Использование их для решения задачи уменьшения гистерезисных потерь не представляется возможным, так как они не учитывают такие важные конструктивные

и эксплуатационные факторы, влияющие на величину гистерезиса, как зазоры между колодками и тормозным диском, моменты и силы трения в элементах механизма.

Соответственно проблема уменьшения гистерезисных потерь в дисковых тормозах до сих пор остается открытой. Для ее решения необходимо разработать методику расчета ДТМ с учетом сил трения в подвижных соединениях и определить конструктивные параметры механизмов, которые влияют на величину гистерезиса. Авторы предлагают новую методику расчета параметров ДТМ с гидравлическим управлением, позволяющую с высокой точностью определять величину гистерезисных потерь в тормозе на стадии его проектирования.

Методика расчета параметров дискового тормозного механизма с гидравлическим управлением. Процесс передачи усилия от привода к колодкам тормозного механизма предлагается условно разбить на два последовательных этапа: передачу усилия от тормозного привода к внутренней колодке через поршень (рис. 1а); передачу усилия от тормозного привода к внешней колодке через скобу и ее направляющие (рис. 1б).

При разработке модели приняты следующие допущения:

- элементы тормоза при их контактировании считаются жесткими недеформируемыми телами. Это допущение позволяет применять III закон Ньютона при силовом анализе механизма;
- коэффициенты трения – статические, имеют постоянное значение и не зависят от скорости относительного проскальзывания трущихся поверхностей фрикционных пар;

- коэффициент трения пары «скоба–поршень» равен коэффициенту трения пары «скоба–направляющая» μ_c ;
- две направляющие скобы заменены одной с усредненной длиной;
- ось симметрии поршня тормозного механизма совпадает с осью X–X (рис. 1а);
- масса внутренней и внешней тормозной колодки одинакова и равна m_p ;
- линии действия сил F_{dr} и F_N совпадают (рис. 1б).

Расчетные схемы передачи усилия в тормозе на первом и втором этапах приведены на рис. 1.

На рис. 1а, б приняты следующие обозначения: A, D – начало системы координат при рассмотрении передачи усилия на первом и втором этапе соответственно; B_1, B_2 – центр масс внутренней и внешней колодок соответственно; C – центр масс скобы; a, b, c, e, h, k, m, n – координаты точек приложения сил; d – диаметр поршня механизма; d_g – то же направляющей скобы; F_p – сила, действующая на поршень со стороны привода; F_{dr} – реактивная сила, действующая на поршень со стороны внутренней тормозной колодки; F_n – то же со стороны тормозного диска; F_1^T, F_2^T – сила трения внутренней и внешней тормозных колодок соответственно; $F_3^T, F_4^T, F_5^T, F_6^T$ – силы трения, возникающие вследствие перекоса скобы; F_1^H, F_2^H – реактивные силы, действующие на колодки перпендикулярно относительно линии перемещения; $F_3^H, F_4^H, F_5^H, F_6^H$ – то же на скобу перпендикулярно относительно линии перемещения вследствие ее перекоса; F_{p1}, F_{p2}, F – сила тяжести внутренней, внешней тормозной колодки и скобы соответственно.

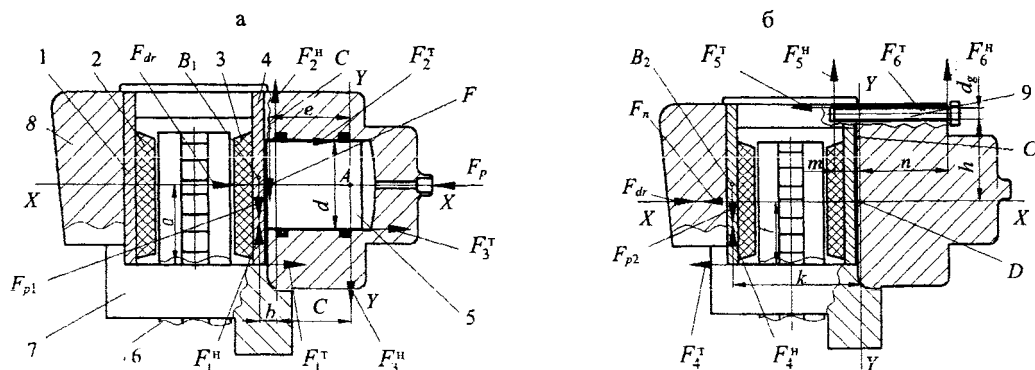


Рис. 1. Расчетные схемы передачи усилия в тормозе: а – первый этап; б – второй этап; 1, 4 – колодки; 2, 3 – фрикционные накладки; 5 – поршень; 6 – тормозной диск; 7 – суппорт; 8 – скоба; 9 – направляющие скобы

С учетом действия реактивных сил составим систему уравнений равновесия на первом этапе передачи усилия в тормозе:

$$\begin{cases} \sum F_{i_{x-x}} = 0; \\ \sum F_{i_{y-y}} = 0; \\ \sum M_A = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $\sum F_{i_{x-x}}$ – сумма проекций всех сил на ось $X-X$; $\sum F_{i_{y-y}}$ – то же на ось $Y-Y$; $\sum M_A$ – сумма моментов всех сил и моментов относительно начала системы координат.

Система уравнений в соответствии с рис. 1а имеет вид:

$$\begin{cases} F_{dr} + F_1^T + F_3^T + F_4^T - F_p = 0; \\ F + F_{p1} - F_1^H - F_4^H + F_3^H = 0; \\ -F_1^T a + F_4^T \frac{d}{2} - F_3^T \frac{d}{2} - Fe - F_{p1}(b+c) + \\ + F_1^H(b+c) + F_4^H c = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Сила, действующая на поршень со стороны тормозного привода, находится по формуле

$$F_p = p_h S_p, \quad (3)$$

где p_h – давление жидкости в тормозной системе при торможении; S_p – площадь поршня механизма.

Силы трения F_1^T , F_3^T и F_4^T рассчитываются следующим образом:

$$F_1^T = F_1^H \mu_s, \quad (4)$$

где μ_s – коэффициент трения пары «суппорт-колодка»,

$$F_3^T = F_3^H \mu_c; \quad (5)$$

$$F_4^T = F_4^H \mu_c, \quad (6)$$

где μ_c – коэффициент трения пары «скоба-поршень».

Сила тяжести внутренней колодки находится по формуле

$$F_{p1} = F_3^H = m_p g, \quad (7)$$

где m_p – масса колодки с накладкой; g – ускорение свободного падения.

Решая совместно относительно F_{dr} систему уравнений (2) с учетом выражений (3)–(7), получим:

$$F_{dr} = p S_p - \frac{2g\mu_c}{c} \left[m_p a \mu_s - m_c \left(\frac{d}{2} \mu_c - e + c \right) \right] - g(m_p \mu_s + m_c \mu_c). \quad (8)$$

При отгормаживании система (2) и уравнение (8) примут вид:

$$\begin{cases} F_{dr} - F_1^T - F_3^T - F_4^T - F_p = 0; \\ F + F_{p1} - F_1^H - F_4^H + F_3^H = 0; \\ F_1^T a - F_4^T \frac{d}{2} + F_3^T \frac{d}{2} - Fe - F_{p1}(b+c) + \\ + F_1^H(b+c) + F_4^H c = 0; \end{cases} \quad (9)$$

$$F_{dr} = p_h^* S_p + \frac{2g\mu_c}{c} \left[m_c \left(\frac{d}{2} \mu_c + e - c \right) - m_p a \mu_s \right] + g(m_p \mu_s + m_c \mu_c), \quad (10)$$

где p_h^* – давление жидкости в тормозной системе в начале отгормаживания.

При рассмотрении расчетной схемы передачи усилия в тормозе на втором этапе координатные оси направлены таким образом, что ось $X-X$ совпадает с направлением перемещения скобы тормоза, а ось $Y-Y$ проходит через центр масс скобы (рис. 1б).

С учетом действия реактивных сил составим систему уравнений равновесия на втором этапе передачи усилия в тормозе:

$$\begin{cases} \sum F_{i_{x-x}} = 0; \\ \sum F_{i_{y-y}} = 0; \\ \sum M_D = 0, \end{cases} \quad (11)$$

где $\sum F_{i_{x-x}}$ – сумма проекций всех сил на ось $X-X$; $\sum F_{i_{y-y}}$ – то же на ось $Y-Y$; $\sum M_D$ – сумма моментов всех сил и моментов относительно начала системы координат.

Система уравнений в соответствии с рис. 1б имеет вид:

$$\begin{cases} F_{dr} - F_n - F_2^T - F_5^T - F_6^T = 0; \\ F_{p2} - F_2^H - F_5^H - F_6^H = 0; \\ F_2^T a - F_5^T (h+l) - F_6^T (h+l) - \\ - F_{p2} k + F_2^H k + F_5^H m - F_6^H n = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Влияние скобы на направляющую можно представить в виде двух сил F_5^H и F_6^H , действующих на верхнюю и нижнюю поверхности скобы. В этом случае силы трения F_5^T и F_6^T могут быть определены по формулам:

$$F_5^T = F_5^H \mu_c; \quad (13)$$

$$F_6^T = F_6^H \mu_c. \quad (14)$$

Определяем силу тяжести скобы F

$$F = m_c g, \quad (15)$$

где m_c – масса скобы.

Сила тяжести внешней колодки

$$F_{p2} = F_2^H = m_p g. \quad (16)$$

Решая совместно относительно F_n систему уравнений (12) с учетом (13)–(16), получим:

$$F_n = F_{dr} - m_p g \mu_s. \quad (17)$$

С учетом (10) выражение (17) примет вид

$$F_n = p_h S_p - \frac{2g\mu_c}{c} \left[m_p a \mu_s - m_c \left(\frac{d}{2} \mu_c - e + c \right) \right] - g(m_p \mu_s + m_c \mu_c) - m_p g \mu_s. \quad (18)$$

При оттормаживании система (12) и уравнение (17) преобразуются следующим образом:

$$\begin{cases} F_{dr} - F_n + F_2^T + F_5^T + F_6^T = 0; \\ F_{p2} - F_2^H - F_5^H - F_6^H = 0; \\ -F_2^T a + F_5^T (h+l) + F_6^T (h+l) - \\ - F_{p2} k + F_2^H k + F_5^H m - F_6^H n = 0; \end{cases} \quad (19)$$

$$F_n = F_{dr} + m_p g \mu_s. \quad (20)$$

С учетом (10) выражение (20) примет вид

$$F_n = p_h^* S_p + \frac{2g\mu_c}{c} \left[m_c \left(\frac{d}{2} \mu_c + e - c \right) - m_p a \mu_s \right] + g(m_p \mu_s + m_c \mu_c) + m_p g \mu_s. \quad (21)$$

Для нахождения интервала указанного изменения давления приравняем выражения (18) и (21) и разрешим полученное равенство относительно давления к началу оттормаживания, а именно:

$$\begin{aligned} p_h S_p - \frac{2g\mu_c}{c} \left[m_p a \mu_s - m_c \left(\frac{d}{2} \mu_c - e + c \right) \right] - \\ - g(m_p \mu_s + m_c \mu_c) - m_p g \mu_s = \\ = p_h^* S_p + \frac{2g\mu_c}{c} \left[m_c \left(\frac{d}{2} \mu_c + e - c \right) - m_p a \mu_s \right] + \\ + g(m_p \mu_s + m_c \mu_c) + m_p g \mu_s. \end{aligned}$$

Тогда

$$p_h^* = p_h - \frac{2}{S_p} \left[m_c g \mu_c \left(1 + \frac{2(e-c)}{c} \right) + 2m_p g \mu_s \right]. \quad (22)$$

Для упрощения выражения введены следующие обозначения:

$$K_1 = \frac{2}{S_p}; \quad (23)$$

$$K_2 = 1 + \frac{2(e-c)}{c}; \quad (24)$$

$$F_p^T = m_p g \mu_s; \quad (25)$$

$$F_c^T = m_c g \mu_c. \quad (26)$$

Выражение (25) представляет собой суммарную силу трения тормозной колодки с фрикционной накладкой, а выражение (26) – суммарную силу трения скобы тормоза.

С учетом (23)–(26) выражение (22) примет вид

$$p_h^* = p_h - K_1 (K_2 F_c^T + 2F_p^T). \quad (27)$$

Нечувствительность тормозного механизма по давлению определяется интервалом изменения давления, при котором отсутствует изменение усилия на накладку. Эта величина в общем случае определяется по формуле:

$$\Delta p_h = p_h - p_h^* \quad (28)$$

где Δp_h – интервал изменения давления, при котором отсутствует изменение усилия на накладку.

С учетом (27) выражение (28) примет вид

$$\Delta p_h = K_1 (K_2 F_c^T + 2F_p^T) \quad (29)$$

Соответственно гистерезисные потери в тормозе рассчитываются по формуле

$$\Delta = \frac{\Delta p_h}{P_h} \cdot 100 \% \quad (30)$$

Итак, с учетом (29) выражение (30) примет вид

$$\Delta = \frac{1}{P_h} (K_1 (K_2 F_c^T + 2F_p^T)) \cdot 100 \% \quad (31)$$

С целью проверки правильности разработанной методики расчета теоретически полученное значение гистерезиса в ДТМ с гидравлическим управлением сравнивалось с результатами экспериментальных исследований тормоза, проведенными на кафедре автомобильной техники машиностроительного факультета Технического университета Ильменау (Германия) [8]. Объектом испытаний являлись компоненты гидравлической тормозной системы малотоннажного грузового автомобиля Multicar. Для определения теоретического значения использовались численные значения параметров тормоза, приведенные в табл. 1.

В результате проведенных расчетов и экспериментов установлено, что величина гистерезисных потерь в рассматриваемом ДТМ равна 6,3 % по результатам расчетов и 6,4 % – по результатам экспериментов. Установлено, что ошибка теоретического значения рассматриваемого параметра по сравнению со значением, полученным при проведении стендовых испытаний, не превышает 1,6 %.

Соответственно методика расчета параметров ДТМ с гидравлическим управлением позволяет с высокой точностью определять величину гистерезисных потерь в тормозе на стадии его проектирования и является эффективным инструментом для определения конструктивных параметров механизма.

Таблица 1

Параметры ДТМ с гидравлическим управлением

Параметр	Обозначение	Значение	Диапазон значений	Источник
Давление в приводе, МПа	p	12	6–18	[8]
Диаметр поршня, мм	d	33	17–50	[8]
Масса скобы, кг	m_c	4,7	2,4–7,1	[8]
Коэффициент трения пар «скоба–поршень» и «скоба–направляющая»	μ_c	0,6	0,3–0,9	[9]
Размерный параметр, мм	e	114	55–171	[8]
Размерный параметр, мм	c	18	9–27	[8]
Масса колодки с накладкой, кг	m_p	0,3	0,15–0,45	[8]
Коэффициент трения пары «суппорт–колодка»	μ_s	0,18	0,09–0,27	[10, с. 116]

Проведен комплексный анализ для получения качественной и количественной оценки влияния конструктивных параметров тормоза на величину гистерезиса в нем. Для этого величина этих параметров изменялась в интервале приблизительно ± 50 % от первоначального значения (табл. 1).

В результате установлено, что на величину гистерезисных потерь преимущественное влияние оказывают следующие параметры:

- диаметр поршня d ;
- давление в тормозном приводе p ;
- размерный параметр c ;
- масса скобы m_c ;
- коэффициент трения пар «скоба–поршень» и «скоба–направляющая» μ_c ;
- размерный параметр e .

Графики зависимости гистерезиса Δ в тормозном механизме от указанных параметров представлены на рис. 2–4.

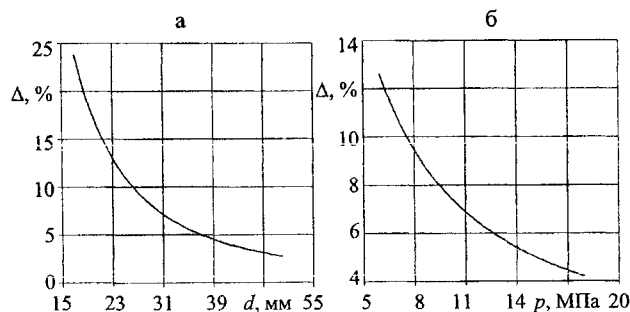


Рис. 2. Зависимость гистерезиса от параметров тормоза: а – от диаметра поршня d ; б – от давления в тормозном приводе p

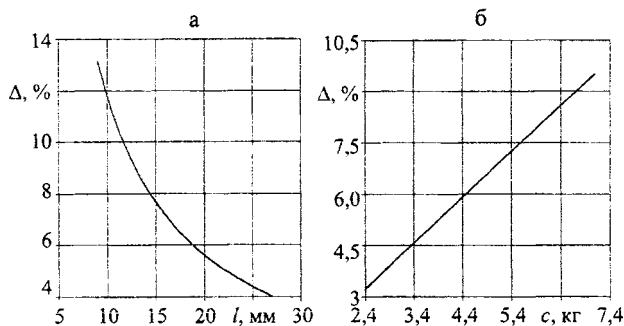


Рис. 3. Зависимость гистерезиса от параметров тормоза: а – от размерного параметра l ; б – от массы скобы m_c

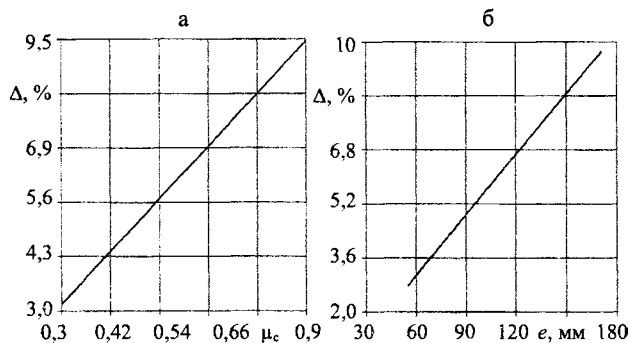


Рис. 4. Зависимость гистерезиса от параметров тормоза: а – от коэффициента трения пар «скоба–поршень» и «скоба–направляющая» μ_c ; б – от размерного параметра e

Наибольшее влияние на величину гистерезисных потерь в ДТМ с гидравлическим управлением оказывают диаметр поршня и давление в тормозном приводе (рис. 2). С уменьшением значения этих параметров величина гистерезиса снижается по гиперболической зависимости. Схожий характер имеет зависимость гистерезиса от размерного параметра c (рис. 3а).

Как видно из графиков (рис. 3б и 4), существует практически линейная зависимость между величиной гистерезиса и массой скобы, коэффициентом трения пар «скоба–поршень» и «скоба–направляющая» и размерным параметром e . Это объясняется тем, что согласно (26) величина суммарной силы трения скобы тормоза прямо пропорциональна ее массе и коэффициенту трения пар «скоба–поршень» и «скоба–направляющая». От размерного параметра e напрямую зависят величина коэффициента K_2 (24) и нечувствительность тормозного механизма по давлению Δp_h (29). А значение гистерезиса в свою очередь прямо пропорционально этой величине (31).

Поэтому данные параметры представляются наиболее подходящими для минимизации значения гистерезисных потерь в тормозе. Этому будет также способствовать оптимизация параметров c , d и p с учетом неизменности тормозного момента, развиваемого механизмом.

Еще один эффективный путь снижения гистерезиса – снижение массы скобы тормоза. Соответственно авторами была разработана и запатентована конструкция ДТМ с самоусилением, что позволило снизить массу и размеры его элементов [11–15].

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований теоретически обоснована и экспериментально подтверждена усовершенствованная методика расчета ДТМ с гидравлическим управлением с учетом трения в подвижных соединениях.

2. Найдены аналитические зависимости для коэффициентов передачи, зависящих от конструктивных особенностей тормозного механизма. Предложенная зависимость (31) позволяет на стадии проектирования определять величину гистерезиса тормозного механизма по давлению управления в приводе.

3. Выполнено сравнение результатов теоретического расчета с результатами стендовых испытаний дискового тормоза с гидравлическим управлением.

4. Выявлены конструктивные параметры тормоза, которые оказывают преимущественное влияние на величину гистерезисных потерь в нем, а следовательно, и на его эффективность. Установлено, что для минимизации значения гистерезисных потерь в ДТМ с гидравлическим управлением одним из наиболее эффективных путей является снижение массы скобы тормоза. Соответственно авторами была разработана и запатентована конструкция ДТМ с самоусилением, что позволило снизить массу и размеры его элементов.

5. Проведенный комплекс теоретических и экспериментальных исследований подтверждает правильность теоретических положений и позволяет достоверно определять гистерезис в ДТМ с гидравлическим управлением.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Coelingh, E.** Collision warning with auto brake – a real life safety perspective / E. Coelingh [and others] // Proc. of 20th Enhanced Safety of Vehicle Conference. № 07-0450. – Lyon, France. – 2007. – 9 p.
2. **Леру, М.** Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения / М. Леру. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 158 с.
3. **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. **Литвинов, А. С.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 297 с.
5. **Oh, J. E.** Analysis of out-of-plane motion of a disc brake system using a two-degree-of-freedom model with contact stiffness / J. E. Oh, Y. G. Joe, K. Shin // Journal of Automobile Engineering. – 2005. – Vol. 219. – P. 869–879.
6. **Hultén, J.** Brake Squeal – A Self-Exciting Mechanism with Constant Friction / J. Hultén // SAE Technical paper series. № 932965. – Warrendale: SAE, 1993. – 13 p.
7. **MacLennan, L. D.** Analysis of brake assembly with floating disc / L. D. MacLennan // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2005. – Vol. 218. – P. 1021–1032.
8. **Tretsiak, D. V.** Research in hydraulic brake components and operational factors influencing the hysteresis losses / D. V. Tretsiak [et al.] // Journal of Automobile Engineering. – 2008. – Vol. 222, part D. – 13 p.
9. **Friction coefficients** // Science&Engineering Encyclopedia [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа: <http://www.diracdelta.co.uk/science/source/fr/friction/source.html>. – Дата доступа: 25.01.2008.
10. **Крагельский, И. В.** Коэффициенты трения: справочное пособие / И. В. Крагельский, И. Э. Виноградова. – М.: Машиностроение, 1962. – 220 с.
11. **Tretsiak, D.** Research in self-boosting disc brakes for commercial vehicles / D. Tretsiak, S. Kliuzovich // Proc. of FISITA 2006 Student Congress. – Yokohama, Japan, 2006. – 8 p.
12. **Дисковый тормоз:** пат. 3799 Респ. Беларусь, МПК7 С 08 J 5/20, С 08 G 2/30 / Д. В. Третьяк, А. И. Бондарчук, С. В. Клевзович, В. Г. Иванов, Б. Н. Широков; заяв. Д. В. Третьяк, А. И. Бондарчук. – № а 0000011; заявл. 12.02.07; опубл. 30.08.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 2. – С. 174.
13. **Третьяк, Д. В.** Исследование дисковых тормозных механизмов с самоусилением для большегрузных автомобилей / Д. В. Третьяк // Механика машин, механизмов, материалов. – 2008. – № 3 (4). – С. 39–43.
14. **Tretsiak, D.** Enhancement of the vehicle brake systems efficiency due to the hysteresis losses reducing / D. Tretsiak, S. Kutter // Proc. of FISITA 2008 Student Congress. – Munich, Germany, 2008. – 8 p.
15. **Дисковый тормоз:** пат. 12441 Респ. Беларусь, МПК (2006) F 16D 55/22, В 60Т 8/54 / Д. В. Третьяк, А. И. Бондарчук, С. В. Клевзович, В. Г. Иванов; заявл. Д. В. Третьяк, А. И. Бондарчук. – № а 20060867; заявл. 30.08.06; опубл. 30.04.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 2. – С. 174.

Поступила 11.01.2010

УДК 625.72

УЧЕТ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЙ ПРИ РАССЛЕДОВАНИИ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ

*Канд. техн. наук, доц. СЕЛЮКОВ Д. Д.,
докт. техн. наук, проф. ЛЕОНОВИЧ И. И.*

*ГУ «Центр судебных экспертиз и криминалистики Министерства юстиции Республики Беларусь»,
Белорусский национальный технический университет*

Увеличение количества и повышение качества транспортных услуг сопряжены с ростом транспортного парка, совершенствованием улично-дорожной сети. Негативной стороной

этого процесса является достаточно высокий уровень дорожно-транспортных происшествий, и в частности рост относительных показателей аварийности (рис. 1).