

УДК 629.413-592.113

DOI: 10.18372/0370-2197.2(87).14720

М. В. КИНДРАЧУК¹, В. С. СКРЫПНИК², Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ², И. О. БЕКИШ²,
А. Н. ВУДВУД³

¹Национальный авиационный университет, Украина

²Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

³Одесский национальный политехнический университет, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОКРЫХ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи рассмотрены основные эксплуатационные параметры мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств и произведено их сравнение с сухими. Делается упор на то, что графические зависимости должны иметь волновой характер.

Ключевые слова: транспортное средство, пара трения, фрикционная накладка, тормозной диск, орошение водой, основные эксплуатационные параметры.

Введение. При проектировании дисково-колодочного тормоза транспортного средства конструктор должен выбрать основные параметры с условия не превышения допустимого температурного режима для материалов фрикционной накладки, как при проведении испытаний типа I и II, регламентируемых Правилами 13 [1], так и в заданных реальных режимах работы сухих и мокрых пар трения тормоза.

Особые трудности возникают при испытаниях мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств, поскольку для обеспечения безопасности движения необходимо увеличивать прижимное усилие накладок к поясам трения тормозного диска как минимум в 2,0 – 2,5 раза. Кроме того, загрязнение отдельных участков пояса трения существенно сказывается на величине динамического коэффициента трения во фрикционном узле тормоза, что в свою очередь, влияет на величину тормозного момента.

Состояние проблемы. Противоречивые данные об орошаемой воде, попадающей на полированные и матовые поверхности дисков тормозов транспортных средств, движущихся по дорожному полотну в слабый и сильный дождь, а также полученные закономерности изменения основных эксплуатационных параметров мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов заставили обратить внимание на существенную проблему.

Установлено, что толщина водяного слоя, образовавшегося на поясе трения сплошного диска тормоза переднего колеса транспортного средства зависит от: [2; 3; 4]:

- скорости скольжения – толщина водяного слоя резко падает, а затем квазистабилизируется в связи с ростом удельных нагрузок в паре трения;
- удельных нагрузок – толщина водяного слоя при сильном и слабом дожде отличается в 2,0 – 2,5 раза;
- при увеличении контактных нагрузок происходит уменьшение влияния вязкости пленки воды на динамический коэффициент трения, поскольку слой воды расплющивается по обе стороны от радиусов поясов трения диска;
- среднего радиуса пояса трения – толщина водяного слоя уменьшается с увеличением радиуса пояса трения из-за центробежных сил инерции и ее момента.

Увеличение удельных нагрузок в паре трения тормоза не в состоянии замедлить колебания атомов в кристаллической решетке пояса трения и поэтому закономерности изменения эксплуатационных параметров мокрых пар трения тормоза имеют волновой характер.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

- энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза;
- эксплуатационные параметры мокрых пар трения дисково-колодочного тормоза;
- средства удаления влаги с рабочих поверхностей пар трения дисково-колодочного тормоза;

Цель работы – установить закономерности изменения основных эксплуатационных параметров мокрых пар трения дисково-колодочного тормоза транспортного средства и предложить конструктивные решения по удалению влаги с поясов трения диска.

Энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза. В открытых дисково-колодочных тормозах рабочая площадь накладки значительно меньше площади пояса трения любого типа диска, т. е. $K_{вз} < 1,0$. В этом случае при большой скорости скольжения средняя температура приповерхностного слоя фрикционной накладки может достигать поверхностной температуры пояса трения диска.

Рассмотрим изменение за один оборот диска температуры элементарного сектора поверхности его пояса трения, положение которого определяется угловой координатой φ . Он находится под действием импульсного теплового потока в течении времени τ_n прохождения под рабочей поверхностью накладки (рис. 1, а) температура элемента поверхности пояса трения диска уменьшается в результате вынужденного воздушного его охлаждения и распространения теплоты теплопроводностью вглубь тела диска и при этом его средняя поверхностная температура за один оборот равна t_2 .

В отличие от диска каждый элемент поверхности трения накладки находится под воздействием теплового импульсного тока в течении всего времени торможения. Средняя температура поверхности трения накладки за время $\tau_{об}$ в общем случае не может быть равна и выше t_1 так как их коэффициенты теплопроводности материалов отличаются в 70 раз, а термические сопротивления слоя в 1,0 мм материалов в 14,4 раза. Однако в любом случае $t_1 > t_3$ и разница между ними будет определяться режимом торможения, переменной величиной плотности импульсного теплового тока, теплофизическими характеристиками материалов, коэффициентом взаимного перекрытия.

Широкого применения для дисков тормозов нашли сталь и чугун, обладающие весьма большими значениями коэффициентов тепло- и температуропроводности, а время единичного торможения даже при высокой начальной скорости не превышает 10 с. Поэтому кривая АБ (рис. 1, б) характеризует распределение поверхностной температуры диска по угловой координате φ .

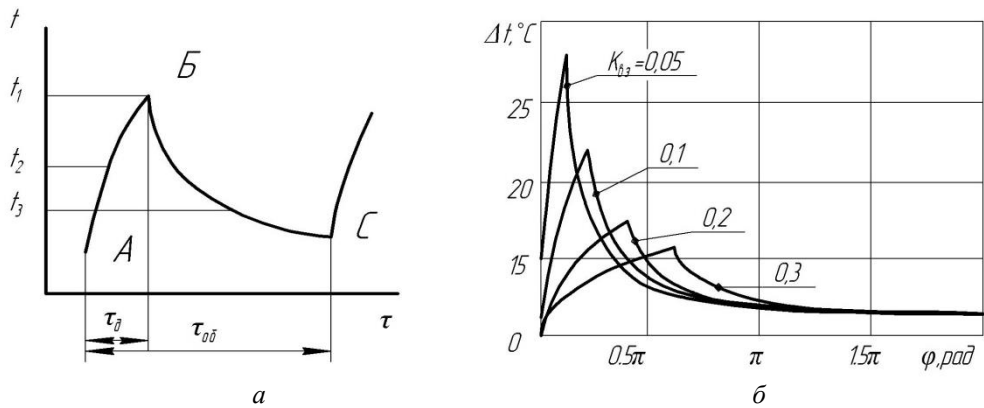


Рис. 1. Качественная и реальная зависимости изменения температуры: элемента поверхности трения диска за время одного оборота (а) и от угловой координаты φ при различных значениях коэффициентов взаимного перекрытия $k_{вз}$ и весе транспортного средства $G_a = 26$ т (б)

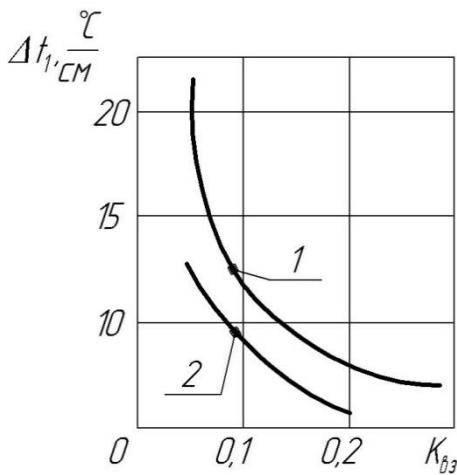


Рис. 2. Закономерности изменения максимального температурного градиента на диске от коэффициента взаимного перекрытия при $G_a = 26$ т

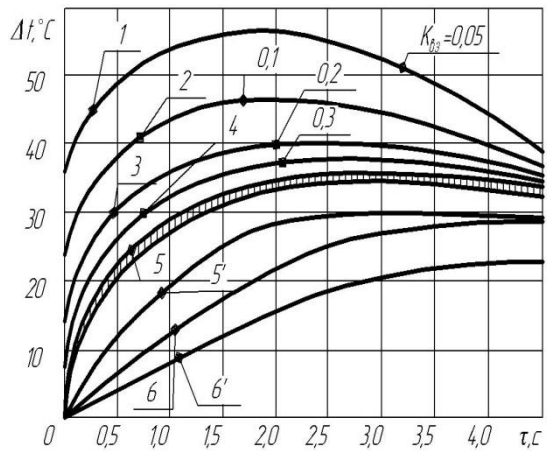


Рис. 3. Закономерности приращения средней температуры: поверхностной (5) и объемной (6) диска: приповерхностного слоя накладки (1, 2, 3, 4) при различных $k_{вз}$ и $G_a = 26$ т в зависимости от времени торможения: 5, 6 и 5', 6' – сухой и мокрый диск

Величина приращения поверхностной температуры зависит от плотности импульсного теплового потока и времени его действия. Как и следовало ожидать, при принятой характеристике изменения мощности трения, максимальное приращение поверхностной температуры происходит в начале торможения. На рис. 1 б показано изменение температуры элемента поверхности трения диска за первый оборот для различных значений коэффициента взаимного перекрытия и полного веса транспортных средств $G_a = 26$ т.

Как видно из графической зависимости (рис. 1, б) коэффициент взаимного перекрытия существенно влияет на величину и характер изменения температуры элемента поверхности пояса трения. При $k_{вз} = 0,05$ приращение его температуры уже во время первого оборота достигает в момент выхода из-под накладки $18,0^{\circ}\text{C}$, а максимальное приращение за время торможения – 60°C . После выхода

елемента диска из-под рабочей поверхности накладки температура его поверхности резко падает. Причем абсолютные ее значения в конце оборота, т.е. перед входом в накладку зависят лишь от режима и времени торможения и не зависят от коэффициентов взаимного перекрытия.

Из-за высокой плотности теплового потока, особенно при малых значениях коэффициента взаимного перекрытия, возникают большие температурные градиенты в поверхностной зоне. Так, в паре трения дисково-колодочного тормоза с $K_{вз} = 0,05$ при торможении транспортного средства общим весом 26,0 т максимальный температурный градиент достигает $t_r = 22,5^\circ\text{C}/\text{см}$ (рис. 2).

С увеличением коэффициента взаимного перекрытия максимальные значения температурного градиента резко уменьшаются.

Для мокрых пар трения тормоза градиент температуры уменьшается на 23%.

На рис. 3 показано изменение средней температуры рабочей поверхности накладки и диска при различных значениях $K_{вз}$, за время единичного торможения транспортного средства 26 т. Анализ показал, что влияние коэффициента взаимного перекрытия на среднюю температуру поверхности пояса трения диска невелико и обусловлено лишь различием коэффициентов распределения тепловых потоков. Величина средней поверхностной температуры диска при изменении $K_{вз}$ от 0,3 до 0,05 не выходило за пределы заштрихованного поля (кривая 5, рис. 3).

Значительно более существенным оказалось влияние $K_{вз}$ на среднюю температуру приповерхностного слоя накладки. Как видно из рис. 3 при изменении $K_{вз}$ от 0,3 до 0,05 максимальное значение средней температуры приповерхностного слоя накладки возросло на 50%.

На основании изложенного может быть сделан вывод, что при проектировании дисково-колодочных тормозов не целесообразно назначать коэффициент взаимного перекрытия меньше $0,12 \div 0,15$. При более низких значениях $K_{вз}$ наряду с увеличением удельных нагрузок резко возрастает максимальный температурный градиент на поясе трения диска и температура поверхностного слоя накладки.

Приповерхностный слой накладки в мокрых парах трения свою энергонагруженность почти не изменил, а вот тормозной диск снизил свою поверхностную и объемную температуры, соответственно на 52% и 44%.

Эксплуатационные параметры мокрых пар трения дисково-колодочного тормоза. Одной из основных причин недостаточной стабильности дисково-колодочных тормозов транспортных средств является неустойчивый динамический коэффициент трения фрикционных материалов. Для большинства пар трения при фрикционном взаимодействии рост поверхностной температуры, удельных нагрузок, скоростей скольжения и других параметров приводит к снижению динамического коэффициента трения.

В настоящее время достаточно хорошо изучены фрикционные характеристики материалов на каучуковом связующем при работе их в барабанно-колодочных тормозах. Известно, что эти материалы имеют достаточно высокий и стабильный динамический коэффициент трения, если удельные нагрузки не превышают 1,5 МПа, а поверхностные температуры 200–250°C. При более высоких температурах динамический коэффициент резко уменьшается и при 400°C поверхностный слой накладки разрушается из-за выгорания связующего - формальдегидной смолы. Исследованиями отечественных [5] и зарубежных [6] авторов установлено, что поверхностная температура в открытых дисково-колодочных тормозах достигает 500 – 700°C, что служит существенным препят-

ствием широкому использованию в них материалов на каучуковом связующем. Более перспективными для этих тормозов являются материалы на смоляной основе типа Ретинакс, выдерживающие поверхностные температуры до 400°C и удельные нагрузки до $5,5\text{МПа}$. Однако особенности работы этих материалов в открытых дисково-колодочных тормозах транспортных средств не изучены.

На кафедре автосервиса и материаловедения Кубанского государственного технологического университета (Россия) на модельном дисково-колодочном тормозе на стенде [6] были проведены исследования влияния температуры поверхности трения, скорости скольжения, развиваемого тормозного момента (в пределах изменения этих величин при длительном режиме торможения), а также коэффициента взаимного перекрытия на стабильность работы переднего дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства марки MAN модели TGA 26.420 при использовании материала Ретинакс марки ФК-24А. Испытания проводились в диапазоне изменения поверхностных температур $t = 20 - 500^{\circ}\text{C}$ (максимальная зарегистрирована температура); скорость скольжения по среднему радиусу пояса трения диска $V=0,6 - 4,5$ м/с; развиваемые тормозные моменты $M = 80 - 240$ Нм; коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз} = 0,15 - 0,2$. Оценочным параметром служил динамический коэффициент трения, который определялся по известной формуле, с учетом силы трения и нормального прижимного усилия накладке к поясу трения диска.

Полученные в результате экспериментального исследования характеристика теплостойкости материала ФК-24А приведена на рис. 4 (сплошные линии). Как видно из графиков, этот материал обеспечивает высокие значения динамического коэффициента трения во всем диапазоне регистрировавшихся температур, независимо от коэффициента взаимного перекрытия.

Что касается мокрых пар трения тормоза, то в них динамический коэффициент трения снизился на 15%.

С целью исключения влияния температуры на зависимость динамического коэффициента трения от скорости скольжения и тормозного момента далее приведены данные, полученные при температурах тормозного диска, не превышающих 50°C . Относительная скорость скольжения пар трения существенно влияет на величину динамического коэффициента трения. Изменение скорости скольжения с $0,6$ до $4,5$ м/с привело к снижению f от $0,5$ до $0,25$ (рис. 5 а), а в мокрых парах трения его снижение составило, соответственно, 24% и 21%. Величина развиваемого тормозного момента также оказывает влияние на динамический коэффициент трения. Так, при изменении M от 80 до 240 Нм f снижается на 25%, однако при больших тормозных моментах явно стремится к стабилизации (рис. 5 б). В то же время для мокрых пар трения наблюдалось для рассматриваемых тормозных моментов падение динамических коэффициентов, соответственно на 33,3% и 31,5%. Очевидно, это снижение вызвано увеличением удельных нагрузок на фрикционный контакт. Можно было бы ожидать аналогичное влияние коэффициента взаимного перекрытия на величину динамического коэффициента трения. Однако, как видно из графиков (рис. 5 б) для идентичных режимов торможения различие f при изменении $K_{вз}$ от $0,2$ до $0,15$ не превышает нескольких процентов. Объясняется это относительным увеличением фактической площади контакта при уменьшении размеров накладке, что положительно влияет на динамический коэффициент трения и компенсирует его снижение за счет повышения удельных нагрузок.

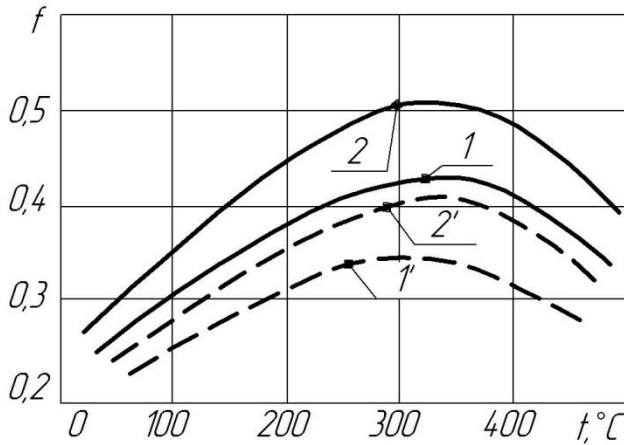


Рис. 4 Зависимость динамического коэффициента трения материалов ФК-24 А от температуры нагревания поверхности диска при $M = 240$ Нм, $V = 4,5$ м/с и коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз}$ (1 – 0,15; 2 – 0,2) для сухих (1,2) и мокрых (1',2') пар трения тормоза

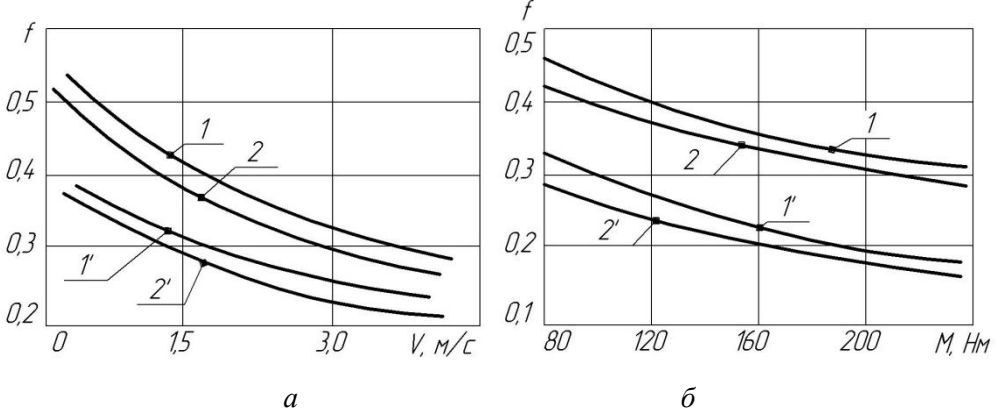


Рис. 5. Зависимость динамического коэффициента трения от: скорости скольжения при $M = 160$ Нм, (а); тормозного момента при $V = 2,5$ (б) м/с и коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз}$ (1 – 0,15; 2 – 0,2) для сухих (1,2) и мокрых (1',2') пар трения переднего дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели MAN марки TGA 26.420

Конструктивные решения по удалению влаги с поясов трения тормозных дисков. Эффекта уменьшения количества воды, попадающей на элементы пары трения дисково-колодочного тормоза транспортного средства возможно достичь следующим образом: частично или полностью покрывать пленкой фторопласта матовую поверхность диска для снижения ее смачиваемости; покрывать матовую поверхность диска перфорированной пленкой из полимерного материала для уменьшения ее смачиваемости; интенсификацией теплообмена с матовой поверхности диска путем нанесения гальваническим способом пленки из теплопроводных материалов (меди, цинка, олова, хрома, никеля или кадмия); применением систем для принудительного удаления влаги с рабочих поверхностей металлических элементов тормозов (ленточно- и барабанно-колодочных), за счет электроосмотического эффекта; применением устройств для принудительного удаления влаги с поясов трения дисков тормозов за счет эффекта се-

гнерово колесо; применение защитных кожухов для тормозов передней оси транспортного средства.

Одним из основных недостатков тормозных дисков является то, что микрорельеф пояса трения подвержен износу, поскольку в процессе электротермомеханического трения шлифуется рабочей поверхностью накладок. Микрорельеф микровыступов матовой поверхности диска остается постоянным и каналы между микровыступами являются резервуарами для воды. Последняя и орошает пояса трения дисков при их вращении. Напрашивается идея возвысить пояс трения диска над его матовой поверхностью, что снизит орошение водой пояса трения (см. рис. 6, а).

Компания Ultra-tech, Флорида, США разработала на наноуровне новое ультра сухое гидрофобное покрытие, которое отталкивает любые виды жидкости. Покрытие создает невидимый барьер, включая слой воздуха, над поверхностью, т. е. оно ее экранирует. Инновационное покрытие может применяться в диапазоне температур -34°C до 149°C . Предложенное покрытие может использоваться для поверхностей изделий, которые находятся в статическом положении.

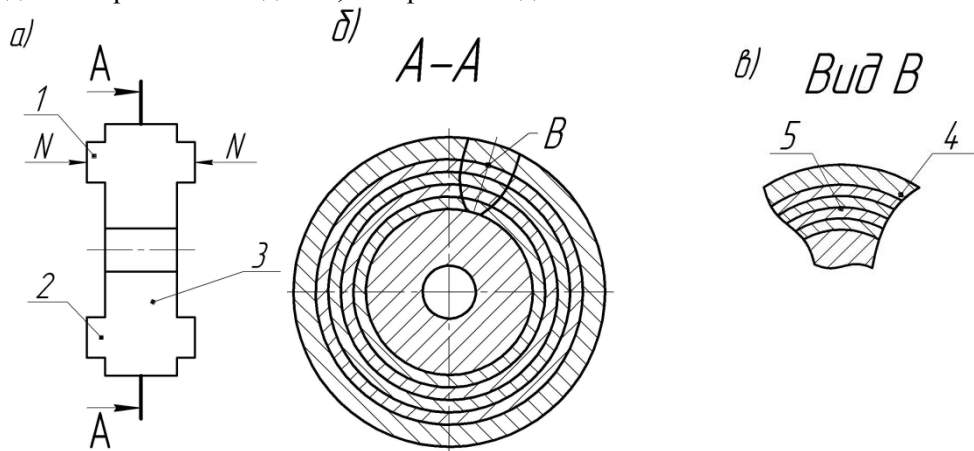


Рис. 6. Усовершенствованный диск тормоза: а – фронтальный вид; б – продольное сечение по А-А диска; в – вид В на термоизоляционные кольца: 1 – фрикционная накладка; 2 – выступающий пояс трения; 3 – тормозной диск; 4 – цилиндрические кольца из различных материалов; 5 – термоизоляция

Второй путь является более эффективным, поскольку предусматривает создание переменного отрицательного электромагнитного поля возле пояса трения диска, состоящего из ряда цилиндрических колец с различных материалов, которые между собой термоизолированы (рис. 6 в). В связи с тем, что торцы цилиндрических колец с разных материалов в процессе торможения контактируют на неодинаковых дугах с рабочей поверхностью накладки, их в поясе трения располагают с большим потенциалом на меньшем радиусе пояса трения.

В процессе фрикционного взаимодействия рабочей поверхности накладки 1, являющейся для каждой пары торцевых поверхностей цилиндрических колец 4, генерируется термоЭДС, т. е. возникает отрицательное электромагнитное поле. Последнее и будет отталкивать струи воды, которые также заряжены отрицательно.

Выводы. Таким образом, экспериментальным путем полученные основные эксплуатационные параметры мокрых пар трения и произведено их сравнение с сухими парами трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

Список литературы

1. ГОСТ Р 41.13 – 2007 (Правила №13 ЕЭКНООН) Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N, O в отношении торможения. – М.: Стандартформ, 2009. – 170 с.
2. Крагельский И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
3. Mitschke Manfred, Braun Horst, Das Verhalten von Scheibenbremsen bei Nass. "Dtsch. Kraftfahrforsh. Und. Strassenverkehrstechn.", 1970, №240, 31 S., ill. (нем. рез. англ.).
4. Влияние влажности на работу дискового тормоза. Jahn M. Zur Wirksamkeit der Scheibenbremse bei Nasseinfluss. "Kraftfahrzeugtechnik", 1976, №3, 74 – 76, 77 (нем.).
5. Гудз Г. С., Глобчак Н. В., Коляса А. Л., Яворский Я. П. Тепловой расчет автомобильных дисковых тормозов на тепличных режимах испытаний. – Львов: Лига – пресс, 2007. – 126 с. – На укр. яз.
6. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. Стандарт. – Баку: «Апострофф», 2016. – 272 с.

Стаття надійшла до редакції 21.05.2020.

*М. В. КИДРАЧУК, В. С. СКРИПНИК², Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ, І. О. БЕКІШ,
О. М. ВУДВУД*

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МОКРИХ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У матеріалах статті розглянуті основні експлуатаційні параметри мокрих пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів та проведено їх порівняння з сухими. Робиться наголос на тому, що графічні залежності повинні мати хвильовий характер. При проектуванні дисково-колодкового гальма транспортного засобу конструктор повинен вибрати основні параметри з умови неперевикнення допустимого температурного режиму для матеріалів фрикційної накладки, як при проведенні випробувань типу I і II, що регламентуються Правилами 13, так і заданих реальних режимах роботи сухих і мокрих пар тертя гальма. Особливі труднощі виникають при випробуваннях мокрих пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів оскільки для забезпечення безпеки руху необхідно збільшувати притискне зусилля накладок до поясів тертя гальмівного диска як мінімум в 2,0 - 2,5 рази. Крім того, забруднення окремих ділянок пояса тертя істотно позначається на величині динамічного коефіцієнта тертя у фрикційній вузлі гальма, що в свою чергу, впливає на величину гальмівного моменту. Величина приросту поверхневої температури залежить від щільності імпульсного теплового потоку і часу його дії. В одній з основних причин недостатньої стабільності дисково-колодкових гальм транспортних засобів є нестійкий динамічний коефіцієнт тертя фрикційних матеріалів. Для більшості пар тертя при фрикційній взаємодії зростання поверхневої температури, питомих навантажень, швидкостей ковзання та інших параметрів призводить до зниження динамічного коефіцієнта тертя. В даний час досить добре вивчені фрикційні характеристики матеріалів на каучуковому сполучному при роботі їх в барабанно-колодкових гальмах. Відомо, що ці матеріали мають досить високий і стабільний динамічний коефіцієнт тертя, якщо питомі навантаження і поверхневі температури не перевищують допустимих значень для матеріалів. При

більш високих температурах динамічний коефіцієнт різко зменшується і при перевищенні допустимих температур поверхневий шар накладки руйнується через вигорання сполучного - формальдегіду. Більш перспективними для гальм є матеріали на смоляний основі типу Ретінакс, що витримують високі поверхневі температури і питомі навантаження. Однак особливості роботи цих матеріалів у відкритих дисково-колодкових гальмах транспортних засобів не вивчені. З метою виключення впливу температури на залежність динамічного коефіцієнта тертя від швидкості ковзання і гальмівного моменту далі наведено дані, отримані при деяких температурах гальмівного диска. Мікрорельєф мікровиступів матової поверхні диска залишається постійним і канали між мікровиступів є резервуарами для води. Остання і зрощує пояса тертя дисків при їх обертанні. Напрошується ідея підняти пояс тертя диска над його матовою поверхнею, що знизить зрошення водою пояса тертя. В процесі фрикційного взаємодії робочої поверхні, яка є для кожної пари торцевих поверхонь циліндричних кілець, генерується термоЕРС, т. е. виникає негативне електромагнітне поле. Останнє і буде відштовхувати струмені води, які також заряджені негативно. Таким чином, експериментальним шляхом отримані основні експлуатаційні параметри мокрих пар тертя і проведено їх порівняння з сухими парами тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів.

Ключові слова: транспортний засіб, пара тертя, фрикційна накладка, гальмівний диск, зрошення водою, основні експлуатаційні параметри.

Стаття надійшла до редакції 21.05.2020.

Киндрачук Мирослав Васильевич – докт. техн. наук, професор, заведуючий кафедри машинобудівництва, Київський національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, г. Київ, Україна, 03058, E-mail: nau12@ukr.net

Скрыпник Василий Степанович – докт. техн. наук, доцент кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019

Журавлев Дмитрий Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: dmytro.2103@ukr.net

Бекиш Ирина Орестивна – канд. техн. наук, доцент кафедри інженерної і комп'ютерної графіки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 47 19, E-mail: ikg@nung.edu.ua

Вудвуд Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедри під'ємно-транспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет, Україна, 65044, г. Одеса, пр. Шевченка, 1

M. V. KINDRACHUK, V. S. SKRYPNYK, D. Yu. ZHURAVLOV, I. O. BEKISH, O. M. VUDVUD

EXPERIMENTAL STUDIES OF WET PAIRS OF FRICTION OF DISC-PAD BRAKES OF VEHICLES

In the materials of the article the main operational parameters of wet friction pairs of disc-pad brakes of vehicles are considered and their comparison with dry ones is made. It is emphasized that graphical dependencies should be of a wave nature. When designing the disc-pad brake of the vehicle, the designer must choose the basic parameters from the condition of not exceeding the allowable temperature for friction lining materials, both when conducting type I and II tests regulated by Rules 13 and specified real modes of dry and wet brake friction pairs. Particular difficulties arise when testing wet friction pairs of disc brake pads of vehicles because to ensure traffic safety it is necessary to increase the clamping force of the pads to the friction belts of the brake disc at least 2.0 - 2.5 times. In addition, the contamination of individual sections of the friction belt significantly affects the value of the dynamic coefficient of friction in the friction unit of the brake, which in turn affects the value of the braking torque. The magnitude of the increase in surface temperature depends on the density of the pulsed heat flux and the time of its action. One of the main reasons for the insufficient stability of the disc-brake brakes of vehicles is the unstable dynamic friction coefficient of friction materials. For most friction pairs with frictional interaction, the increase in surface temperature, specific loads, sliding speeds and other parameters leads to a decrease in the dynamic coefficient of friction. Currently, the frictional characteristics of materials on a rubber binder when working in drum-pad brakes are well studied. It is known that these materials have a fairly high and stable dynamic coefficient of friction, if the specific loads and surface temperatures do not exceed the allowable values for materials. At higher temperatures, the dynamic coefficient decreases sharply and when the allowable temperatures are exceeded, the surface layer of the lining is destroyed due to the burning of the binder - formaldehyde. More promising for brakes are resin-based materials such as Retinax, which can withstand high surface temperatures and specific loads. However, the peculiarities of the operation of these materials in open disc-brake brakes of vehicles have not been studied. In order to exclude the effect of temperature on the dependence of the dynamic coefficient of friction on the sliding speed and braking torque, the following data obtained at some temperatures of the brake disc. The microrelief of the microprojections of the matte surface of the disk remains constant and the channels between the microprojections are water tanks. The latter irrigates the friction belts of the disks during their rotation. The idea is to raise the friction belt of the disk over its matte surface, which will reduce water irrigation of the friction belt. In the process of frictional interaction of the working surface, which is for each pair of end surfaces of cylindrical rings, thermoEMF is generated, ie there is a negative electromagnetic field. The latter will repel jets of water, which are also negatively charged. Thus, the main operational parameters of wet friction pairs were obtained experimentally and compared with dry friction pairs of disc-pad brakes of vehicles.

Key words: vehicle, friction pair, friction lining, brake disc, water irrigation, basic operational parameters.

References

1. GOST R 41.13 – 2007 (Pravila №13 YEEKNOON) Yedinoobraznyye predpisaniya, kasayushchiyesya transportnykh sredstv kategoriy M, N, O v otnoshenii tormozheniya. – M.: Standartform, 2009. – 170 s.
2. Kragel'skiy I. V. Treniye i iznos / I. V. Kragel'skiy – M.: Mashino-stroyeniye, 1986. – 480 s.
3. Mitschke Manfred, Braun Horst, Das Vtrhalten von Scheibenbrensen bei Nass. "Dtsch. Kraftfahroforsch. Und. Strassenverkehrstechn.", 1970, №240, 31 S., ill. (nem. rez. angl.).
4. Vliyaniye vlazhnosti na rabotu diskovogo tormoza. Jahn M. Zur Wirksamkeit der Scheibenbremse bei Nasseinfluss. "Kraftfahrzeugtechnik", 1976, №3, 74 – 76, 77 (nem.).
5. Gudz G. S., Globchak N. V., Kolyasa A. L., Yavorskiy YA. P. Teplovoy raschet avtomobil'nykh diskovykh tormozov na tepichnykh rezhimakh ispytaniy. – L'vov: Liga – press, 2007. – 126 s. – Na ukr. yaz.
6. Proyechnyy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovokolodochnykh tormozov transportnykh sredstv / A. KH. dzhanakhmedov, A. I. Vol'chenko, A. V. Voznyy [i dr.]. Standart. – Baku: «Apostroff», 2016. – 272 s.