

УДК 629.413-592.112

А. И. ВОЛЬЧЕНКО<sup>1</sup>, М. В. КИНДРАЧУК<sup>2</sup>, А. В. ВОЗНЬЙ<sup>1</sup>, И. О. БЕКИШ<sup>1</sup>,  
В. С. ВИТВИЦКИЙ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

<sup>2</sup>Национальный авиационный университет, Украина

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ (часть третья)

*В материалах статьи произведена оценка энергонагруженности серийных и с элементами охлаждения самовентилируемых тормозных дисков, применяемых в подкатегориях грузовых транспортных средств. Установлена эффективность вынужденного воздушного охлаждения пар трения тормозов транспортных средств.*

**Ключевые слова:** подкатегория транспортных средств, дисково-колодочный тормоз, пара трения, самовентилируемый тормозной диск, элементы охлаждения, энергонагруженность, эффективность охлаждения

**Введение.** Процесс трения в металлополимерных парах трения дисково-колодочных тормозов относится к высокоэнергетическим явлениям. Для его реализации необходимо подвод снаружи большого количества энергии. Трибосистема считается электро- и термодинамически устойчивой, когда она имеет минимальный запас внутренней энергии, то есть при условии  $U = \min$  [1]. Таким образом, для обеспечения электродинамических, и, как следствие, термодинамических условий работоспособности трибоузла, он должен рассеивать подведенную тепловую энергию так, чтобы материалы фрикционной накладки не достигали допустимой поверхностной температуры. Такое термодинамическое состояние и является критерием стабилизации процесса трения и износа. При этом диссипация энергии протекает через механические, физические и химические процессы, которые происходят в поверхностных и приповерхностных слоях металлополимерных пар трения дисково-колодочного тормоза. Однако этого недостаточно и поэтому пары трения дисково-колодочного тормоза необходимо принудительно охлаждать встречными потоками воздуха при движении транспортного средства.

**Состояние проблемы.** Широкое применение дисково-колодочных тормозов в подкатегориях транспортных средств требует от них надежности, и как следствие, обеспечение перевозимых пассажиров и грузов. Однако в настоящее время условиям эксплуатации дисково-колодочных тормозов транспортных средств не отвечают не только фрикционные материалы накладок, но и сплошные, и самовентилируемые тормозные диски показателям энергонагруженности и металлоемкости. Однако фирмы-изготовители дисково-колодочных тормозов, поставляющих их для транспортных средств, не всегда то или иное конструктивное решение принимают необоснованно для интенсификации вынужденного охлаждения тормозных дисков, руководствуясь в первую очередь коммерческими и рекламными целями. Доходит до того, что самовентилируемый тормозной диск в составе тормоза грузового транспортного средства может снизить его энергонагруженность на 50 %. В материалах статьи покажем на основе оценки энергонагруженности самовентилируемых тормозных дисков и их усовершенствованных конструкций, что это не соответствует действительности.

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

- особенности проведения экспериментальных исследований дисково-колодочных тормозов транспортных средств;
- средства для проведения экспериментальных исследований дисково-колодочных тормозов;
- результаты оценки энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

**Цель работы** – оценка энергонагруженности серийных и с элементами охлаждения самовентилируемых тормозных дисков и их эффективности дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели «MAN».

**Особенности проведения экспериментальных исследований дисково-колодочных тормозов транспортного средства.** Прежде чем приступить к эксплуатационным экспериментальным исследованиям серийных самовентилируемых дисков тормозов грузовых транспортных средств модели «MAN» необходимо температурным методом оценить тепловой баланс матовых и полированных поверхностей с помощью специальных электрических нагревательных устройств. Нагревание беговых дорожек трения серийных самовентилируемых тормозных дисков производится до объемной температуры 100–130 °С. После чего серийный самовентилируемый диск на воздухе естественным путем охлаждается, что позволяет определять коэффициенты теплоотдачи от его матовых и полированных поверхностей. После чего самовентилируемый диск, устанавливается на тормозном стенде и проходит приработку пар трения с регистрацией следующих эксплуатационных параметров: нормального усилия прижатия накладок, времени торможения, угловой скорости вращения диска, давления воздуха между парами трения и поверхностной температуры пар трения.

Вышеотмеченную процедуру лабораторных исследований проходят самовентилируемые диски с элементами охлаждения на их беговых дорожках трения. Элементами охлаждения являются: отверстия и канавки расположенные под углом и веерно, а также их комбинации (рис. 1). При этом время приведения экспериментальных исследований в данном случае будет намного больше, нежели в первом случае.

Эксплуатационные испытания серийных самовентилируемых тормозных дисков проводятся на дисково-колодочных тормозах грузового транспортного средства модели «MAN» в два этапа. На первом этапе оценивается эффективность вынужденного охлаждения серийного самовентилируемого тормозного диска. На одном из мостов транспортного средства используют серийный диск, а во втором диске устанавливают заглушки на его заборные отверстия и вентиляционные каналы. Сначала пары трения дисково-колодочного тормоза циклическими торможениями (режим торможения отвечает I-му типу испытаний и подкатегории транспортных средств согласно правила № 13 Европейской Экономической Комиссии при Организации Объединенных Наций). При циклических торможениях доводят поверхностные температуры пар трения тормоза до температуры выше допустимой для материалов фрикционной накладки и по соотношению полученных температур второго диска к первому и находят эффективность вынужденного охлаждения самовентилируемого тормозного диска.

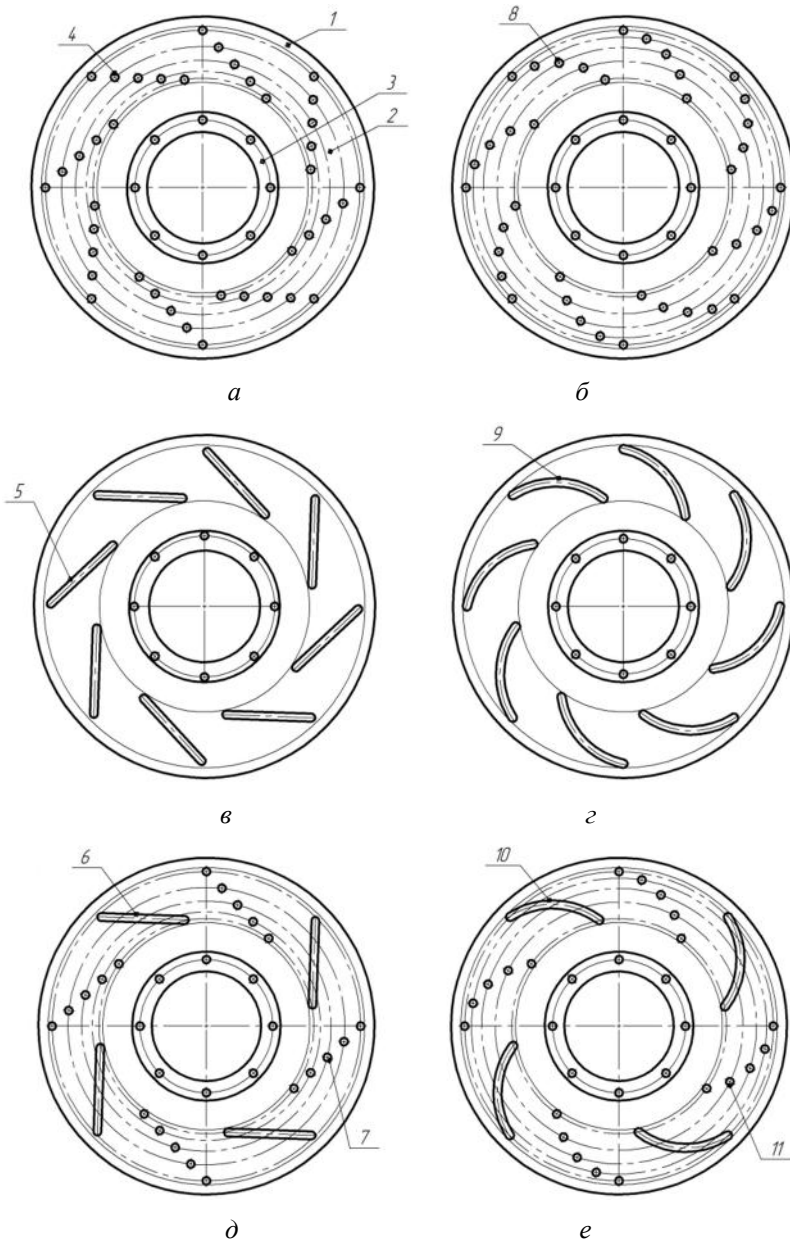


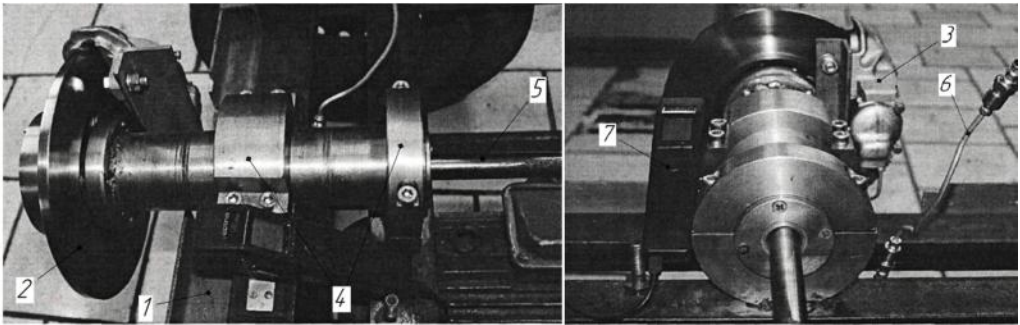
Рис. 1. Самовентилируемые тормозные диски с элементами охлаждения:  
 1, 2, 3 – диск с беговой дорожкой трения и с фланцем (а); 4, 5 – с расположением отверстий (а) и канавок (б) под углом; 6, 7 –комбинированный вариант (в); 8, 9 – с расположением отверстий (г) и канавок (д) веерно; 10, 11 – комбинированный вариант (е)

Аналогичным образом поступают и в дальнейшем сравнивая энергонагруженности самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения (каждой конструкции в отдельности) с энергонагруженностью «чистого» самовентилируемого тормозного диска. На втором этапе оценивают эффективность вынужденного воздушного охлаждения беговых дорожек трения серийного са-

моventилируемого тормозного и усовершенствованного с элементами охлаждения при движении грузового транспортного средства с различными установившимися скоростями. На первом и втором этапе эксплуатационных испытаний грузового транспортного средства модели «MAN» измерялись и определялись следующие эксплуатационные параметры: скорость торможения и движения; время движения и торможения; поверхностные температуры пар трения; температура омывающего воздуха в полости вентиляционного канала.

**Средства для проведения экспериментальных исследований дисково-колодочных тормозов.** Исследование энергонагруженности фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов грузового транспортного средства модели «MAN» выполнялись в стендовых условиях, исходя из того что они были одним из этапов установления закономерностей изменения их эксплуатационных параметров.

Стенд для испытания дисково-колодочных тормозов транспортных средств с различными типами тормозных дисков с наружным диаметром 0,43 м, изготовленных из чугуна (СЧ 25) или стали (сталь 65Г) (рис. 2). Вращение тормозному диску 2 передается с помощью ременной передачи от трехфазного короткозамкнутого электродвигателя мощностью 3,0 кВт со скоростью вращения вала  $1500 \text{ мин}^{-1}$ .

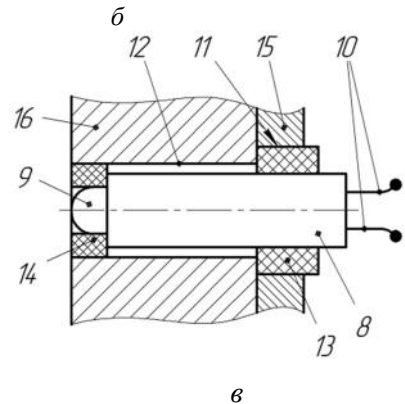


*a*

*б*

Рис. 2. Стенд для исследования дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств:

- a, б* – виды: фронтальный, сбоку;  
*в* – монтаж термодатчика; 1 – рама стенда; 2 – сплошной тормозной диск; 3 – суппорт; 4 – опоры вала;  
 5 – приводной вал; 6 – гидравлический привод тормоза; 7 – пирометр; 8, 9 – термодатчик и его головка; 10 – термоэлектроды; 11, 12 – отверстия;  
 13, 14 – изоляторы; 15 – тормозная колодка;  
 16 – фрикционная накладка



*в*

Подбор диаметров шкивов ременной передачи, т.е. ее передаточного отношения  $u = 6,3; 3,1; 2,1$  и  $1,6$ , угловая скорость вращения тормозного диска составила, соответственно, 25; 50, 75 и  $100 \text{ с}^{-1}$ , что соответствовало линейной скорости транспортных средств в 10,0; 20,0; 30,0 и 40,0 м/с (36,0; 72,0; 98,0 и 134,0 км/ч). Нормальная нагрузка на суппорт тормоза задавалась с помощью гидропривода – главного тормозного цилиндра грузового транспортного средства модели «MAN». Давление жидкости, возникающее в главном тормозном

цилиндре измерялось с помощью манометра, вмонтированного в один из выходов тормозного цилиндра.

Дисково-колодочный тормоз без суппорта (*a*) и его самовентилируемый диск (*б*) передней оси грузового транспортного средства модели «MAN» проиллюстрирован на (рис. 3).

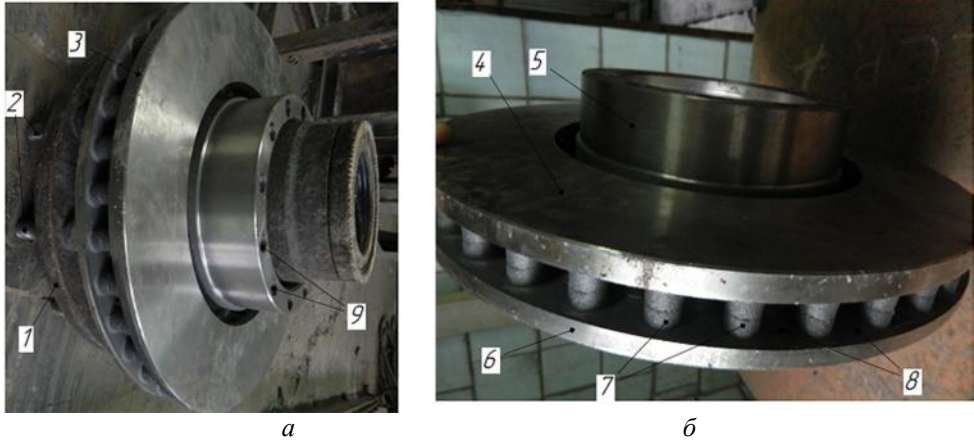


Рис. 3. Дисково-колодочный тормоз без суппорта (*a*) и его самовентилируемый диск (*б*) передней оси транспортного средства модели «MAN»: 1 – ступица; 2 – крепежные шпильки; 3 – самовентилируемый тормозной диск; 4 – полудиск; 5, 6 – полудиск с фланцем; 7 – соединительные цилиндрические элементы; 8 – вентиляционные полости; 9 – крепежные отверстия

Измерение поверхностных температур пар трения дисково-колодочных тормозов производилось хромель-копелевой термопарой (рис. 2, *в*) согласно разработанной методики [2, 3].

Рассмотрим работу усовершенствованного самовентилируемого диска в составе тормоза грузового транспортного средства модели «MAN» в двух режимах: тормозном и свободного вращения колеса (рис. 4).

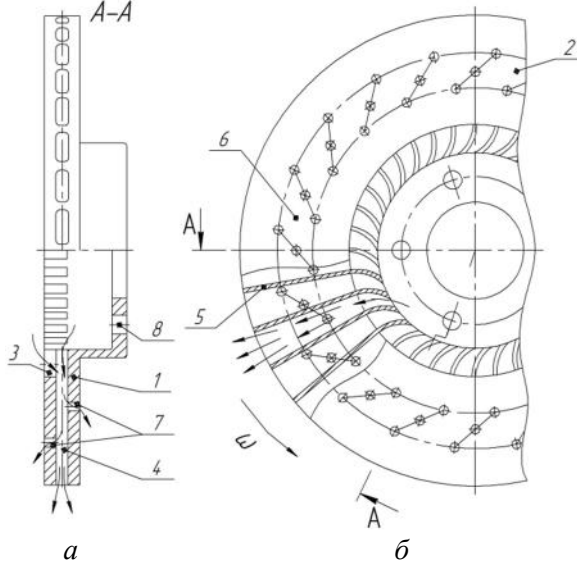


Рис. 4. Усовершенствованный самовентилируемый тормозной диск (*a*) и его поперечный разрез по *A–A* (*б*): 1 – полудиск с фланцем; 2 – полудиск; 3 – заборные отверстия; 4 – вентиляционные каналы; 5 – радиальные ребра; 6 – беговые дорожки трения диска; 7 – вентиляционные отверстия расположенные под углом; 8 – крепежные отверстия;  $\omega$  – угловая скорость вращения диска;  $\rightarrow$  направление движения воздушных потоков

При движении грузового транспортного средства модели «MAN» обтекающие потоки воздуха тормозной механизм через заборные отверстия 3 попадают

в вентиляционные каналы 4. На своем пути следования потоки воздуха охлаждаются поверхности полудиска с фланцем 1 и полудиска 2, а также радиальных ребер 5. При этом воздух меняет свои термодинамические параметры в процессах сжатие (сечения заборных отверстий 3) – сжатие в начале входа в конфузурные вентиляционные каналы 4) – расширение. Кроме того, выходящий поток воздуха делится на два потока. Большая часть потока воздуха через вентиляционные каналы 4 уходит в атмосферу, а меньшая часть потока сжимается в сечениях вентиляционных отверстий 7, расположенных под углом на беговой дорожке трения 6 тормозного диска.

Интенсивность охлаждения внешних и внутренних поверхностей самовентилируемого тормозного диска зависит от расхода омываемого воздуха в единицу времени, т.е. от скорости движения транспортного средства. Дополнительным эффектом для циркулирующего воздуха в полостях вращающегося диска является постоянное формирование объемных вихрей, которые при этом имеют их охлажденные ядра, снижая тем самым температуру потоков воздуха.

При фрикционном взаимодействии пар трения дисково-колодочного тормоза транспортного средства наблюдается следующая картина (рис. 5). На последнем проиллюстрирована количественная оценка перекрытия поверхностями накладок беговой дорожки трения диска. Согласно рис. 4, а вентиляционные отверстия 7, расположенные под углом на беговой дорожке трения 6 диска, соединены с вентиляционными каналами 4. В процессе торможения неподвижные рабочие поверхности накладок 2 перекрывают вентиляционные отверстия 7, способствуя тем самым увеличению скорости прохождения воздушными потоками вентиляционных каналов 4, что позволило увеличить в их объема воздуха. При этом в месте сопряжения рабочих поверхностей накладок 2 с беговыми дорожками трения 6 диска между их микровыступами при перекрытии вентиляционных отверстий 4 формируются плоские воздушные вихри, снижая локально энергонагруженность пар трения тормоза.

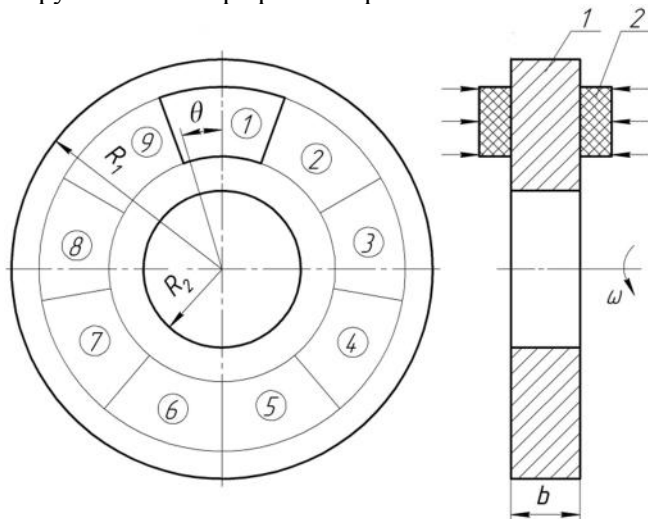


Рис. 5. Количественная оценка перекрытия накладками беговой дорожки трения диска за один оборот: 1 – тормозной диск; 2 – фрикционные накладки;  $N$  – импульсное нормальное усилие;  $\omega$  – угловая скорость вращения диска

На рис. 6 изображена схема измерения давления воздуха, попадающего между микровыступами пар трения самовентилируемого дисково-колодочного тормоза.

Усовершенствованный тормозной диск *1* своей беговой дорожкой трения фрикционно взаимодействует с рабочей поверхностью накладки *2* колодки *3*, которые находятся в суппорте *4* тормоза. В накладке *2* колодки *3* просверлено отверстие *5*, на котором нарезана резьба *6*. Штуцер *7* ввинчен в тело колодки *3*. Между последней и штуцером *7* установлена уплотнительная резиновая шайба *8*. Штуцера *7* соединены трубкой *9* с водяным U-образным манометром *10*.

Измерение снижения давления воздуха между парами трения производится в лабораторных условиях на стенде дисково-колодочного тормоза.

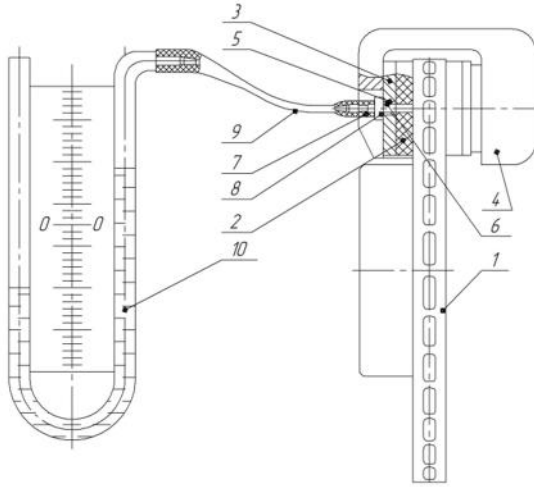


Рис. 6. Схема измерения давления воздуха между парами трения тормоза: *1* – усовершенствованный самовентилируемый тормозной диск; *2, 3* – фрикционная накладка колодки; *4* – суппорт тормоза; *5, 6* – отверстие с резьбой; *7* – соединительные штуцера; *8* – резиновая шайба; *9* – трубка; *10* – U-образный манометр

Схема измерения усредненной температуры циркулирующего воздуха в полости усовершенствованного самовентилируемого диска тормоза проиллюстрирована на рис. 7. В тело накладки *3* заподлицо ее рабочей поверхности вмонтирована токосъемная пластина *5*, от которой через отверстие *4* в ко

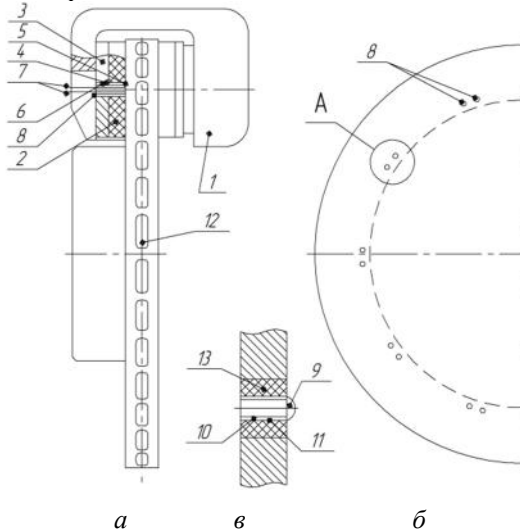


Рис. 7. Схема измерения усредненной температуры циркулирующего воздуха в полости усовершенствованного самовентилируемого диска тормоза (*а*); монтаж термопары в полости диска (*б*) и расположение концов термоэлектродов термопары на беговой дорожке трения диска (*в*): *1* – суппорт тормоза; *2, 3, 4* – тормозная колодка и накладка с отверстием; *5* – токосъемная пластина; *6, 10* – керамические трубки; *7, 8, 9* – термоэлектроды пластины и термопары; *11, 12* – отверстия в самовентилируемом тормозном диске; *13* – теплоизоляционная втулка

лодке *2* и накладке *3* пропущено два термоэлектрода *7*, находящиеся в керамической трубке *6*. В самовентилируемом тормозном диске *11* по кольцу беговой дорожки трения выполнены отверстия *12*, в которые запрессована теплоизоляционная втулка *13* вместе с керамической трубкой *10*. В последней находятся

термоэлектроды 8 термопары 9. Термоэлектроды 8 расположены заподлицо беговой дорожки трения диска 12.

Измерение усредненной температуры циркулирующего воздуха в полости усовершенствованного самовентилируемого диска производились в лабораторных условиях на стенде дисково-колодочного тормоза и в эксплуатационных условиях на тормозах грузового транспортного средства модели «MAN».

**Результаты оценки энергонагруженности дисково-колодочных тормозов транспортных средств.** Уделим внимание основным эксплуатационным параметрам серийных и с элементами охлаждения самовентилируемых дисков в составе тормоза грузового транспортного средства модели «MAN».

Из табл. 1 и рис. 8, касающихся энергонагруженности дисков, полученных при циклических испытаниях грузового транспортного средства модели «MAN» согласно с правилами 13 ЕЭК ООН [4] установлено следующее:

– средняя объемная температура самовентилируемого диска с и без фланца различается только на 7,9 % в то время как глубинный градиент – на 13,9 %, что подтверждает истину о том что фланец диска со своей металлоемкостью способствует росту не только поверхностных температурных градиентов, но и глубинных;

– применение самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения, расположенных на их беговых дорожках трения в виде отверстий ( $d = 4-6$  мм) и канавок глубиной (0,08 до 0,1 толщины полудисков без учета толщины ребер или цилиндрических столбиков), которые являются эквивалентными по торцевой площади и их комбинации. Первые способствуют созданию объемных вихрей в вентиляционных каналах как при торможении так и при свободном вращении колеса. Вторые способствуют созданию плоских вихрей при торможении. При этом колебание объемной температуры диска составляет от 8,7 до 9,9 %, а глубинных температурных градиентов – от 7,7 до 12,2 %.

Таблица 1

**Энергонагруженность самовентилируемых дисков с элементами охлаждения дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели «MAN»**

Конструктивные выполнения рабочей поверхности диска:			Средняя объемная температура диска, °С		Процентное отклонение	Градиент температуры по срединной толщине диска, °С/мм		Процентное отклонение
			без фланца	С фланцем		без фланца	с фланцем	
серийное			148,1	136,4	7,9	0,68	0,79	13,9
С расположением	канавок	веерно	127,3	115,1	9,6	1,01	1,15	12,2
		под углом	131,4	118,4	9,9	0,85	0,96	П,4
	отверстий	веерно	129,2	117,9	8,7	0,96	1,04	7,7
		под углом	133,5	121,2	9,2	0,79	0,88	10,2



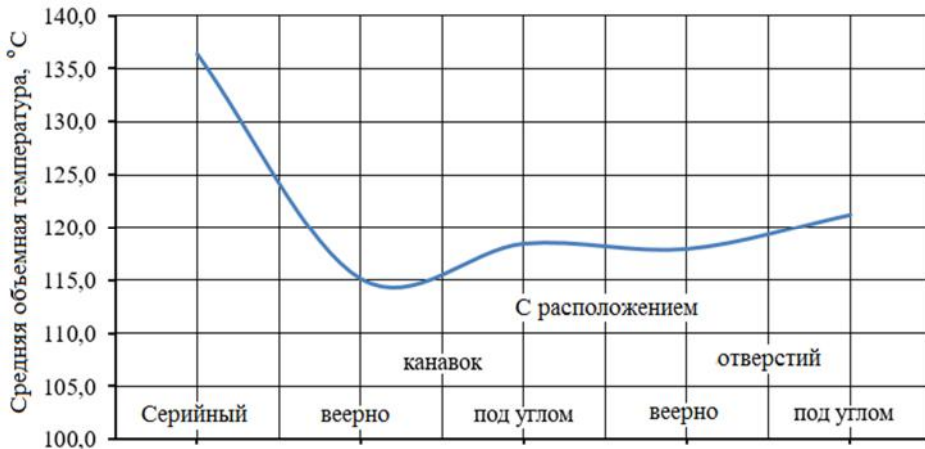


Рис. 8. Значения средней объемной температуры серийных и усовершенствованных с элементами охлаждения самовентилируемых дисков тормоза грузового транспортного средства модели «MAN»

Проанализируем зависимость коэффициента взаимного перекрытия пар трения тормоза от конструктивного выполнения самовентилируемого тормозного диска с элементами охлаждения (рис. 9). Минимальный  $K_{\text{вз}} = 0,185$  имеет серийный диск в связи с тем, что повышенная поверхностная температура дисков способствует их аксиальному перекосу (экранированию), а температурные деформации полудисков возле реберных зон вызывают волнистость или горбатость кольцевой поверхности трения дисков. Кроме того, увеличиваются удельные нагрузки на фрикционные накладки колодок, способствуя образованию локальных температурных пятен на поверхности трения дисков. Среднее значение  $K_{\text{вз}} = 0,215$  для канавок на беговой дорожке трения дисков является максимальным, поскольку в них формируется плоский вихрь и создается дополнительное давление встречным потоком воздуха на фрикционные накладки. Очевидно, что наличие отверстий на беговой дорожке трения диска ведет к снижению  $K_{\text{вз}}$ .

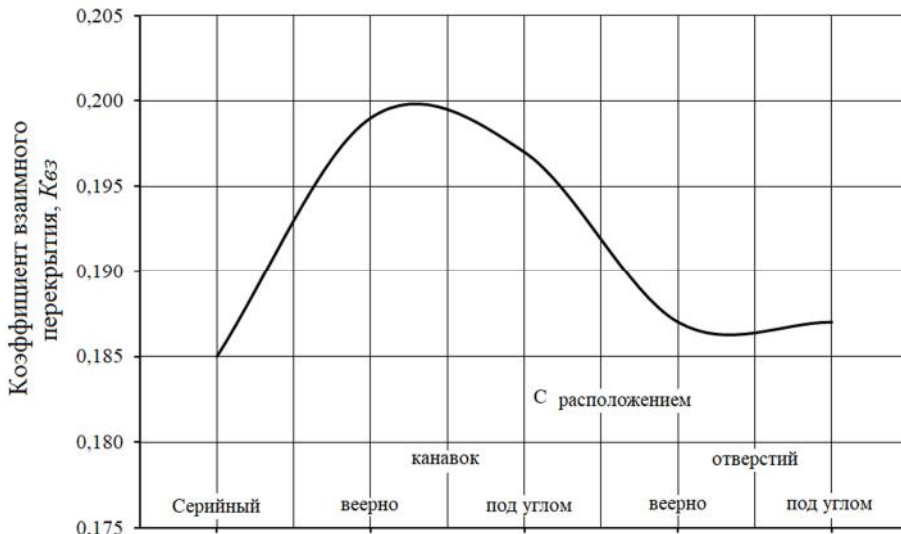


Рис. 9. Зависимость коэффициента взаимного перекрытия пар трения тормоза от конструктивного выполнения самовентилируемого тормозного диска с элементами охлаждения

Известно, что величина  $K_{\text{вз}}$  сказывается на анализируемом тормозном моменте, который имеет пары трения тормоза с самовентилируемым диском с элементами охлаждения в зависимости от динамических коэффициентов трения грузового транспортного средства модели «MAN» (рис. 10). Из последнего следует, что развиваемые тормозные моменты парами трения тормоза зависят от динамического коэффициента трения между их трущимися поверхностями.

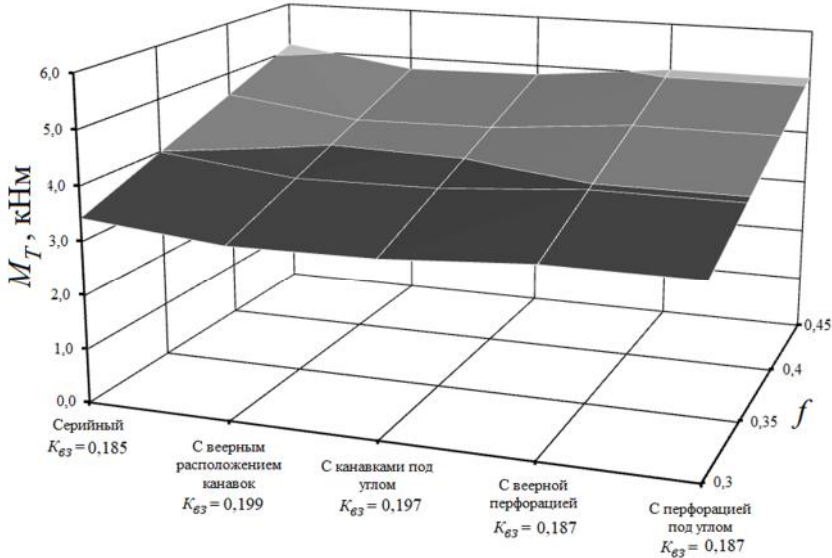


Рис. 10. Зависимость тормозного момента, развиваемого самовентилируемым дисково-колодочным тормозом с элементами охлаждения в зависимости от динамических коэффициентов трения грузового транспортного средства модели «MAN»

Значительное влияние на анализируемый тормозной момент в парах трения тормоза с самовентилируемым диском оказывает средний радиус кольцевой поверхности трения диска (рис. 11).

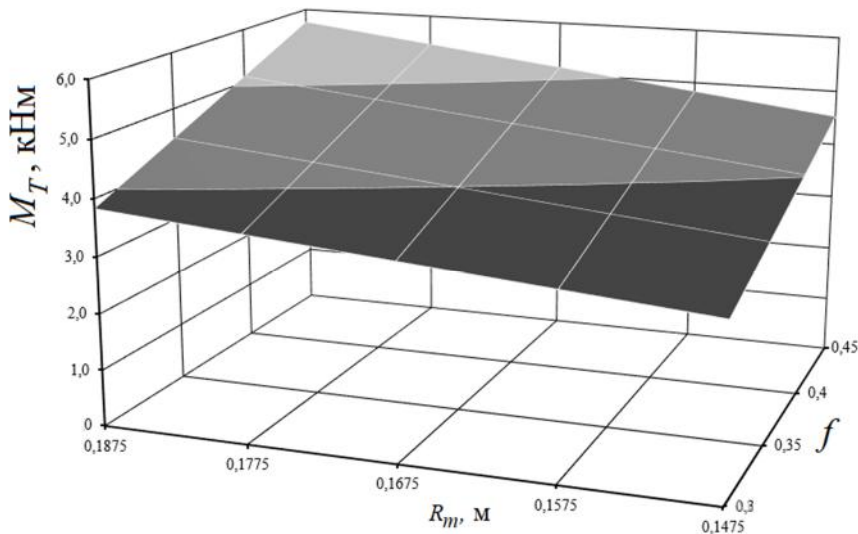


Рис. 11. Закономерность изменения тормозного момента, развиваемого дисково-колодочным тормозом грузового транспортного средства модели «MAN» в зависимости от среднего радиуса беговой дорожки трения и различных динамических коэффициентах трения

Так при збільшенні  $R_m$  від 0,1475 до 0,1875 м, а динамічного коефіцієнта тертя від 0,3 до 0,45 тормозний момент збільшився з 3,01 до 5,75 кНм, т.е. на 47,6 %.

**Висновки.** Таким чином, в результаті проведених експериментальних досліджень встановлено закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів дисково-колодочних тормозів з самовентилюваними дисками з елементами охолодження для вантажного транспортного засобу моделі «MAN».

#### Список літератури

1. Проектний і перевірений розрахунок фрикційних вузлів барабанно- і дисково-колодочних тормозів транспортних засобів / А. Х. Джанахмедов, А. І. Вольченко, А. В. Возний [і др.]. Стандарт. – Баку: «Апострофф», 2016. – 272с.
2. Капітонова Л. В. Вплив перфорації дисків на їх температуру в умовах взльету і посадки транспортних літаків [Текст] / Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – №70. – 2015. – С. 160–167.
3. Кравченко К. О. Визначення шляхів підвищення ефективності охолодження гальмівних елементів транспортних засобів / К. О. Кравченко // Міжвузівськ. зб.: Наукові нотатки, Луцьк, № 46, 2014. – С. 295–300.
4. ГОСТ Р41.13-2007 (Правила № 13 ЕЭК ООН). Єдинообразні предписання, касаються транспортних засобів категорій М, Т і О в відношенні гальмування. – М.: Стандартинформ, 2009. – 170 с.
5. Кита Я. Вплив отворів в тормозних дисках на охолодження тормозів / Я. Кита // Sumitomo Electr. Rem. – 1986. – № 93. – С. 88–92. – (Пер. з япон.).

Стаття надійшла до редакції 29.05.2018.

*О. І. ВОЛЬЧЕНКО, М. В. КИДРАЧУК, А. В. ВОЗНИЙ, І. О. БЕКІШ, В. С. ВИТВИЦЬКИЙ*

#### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ (частина третя)

Процес тертя в металополімерних парах тертя дисково-колодочних гальм відноситься до високоенергетичних явищ. Для його реалізації необхідно підведення зовні великої кількості енергії. Трибосистема вважається електро- і термодинамічно стійкою, коли вона має мінімальний запас внутрішньої енергії. Таким чином, для забезпечення електродинамічних, і, як наслідок, термодинамічних умов працездатності трибовузла, він повинен розсіювати підведену теплову енергію так, щоб матеріали фрикційної накладки не досягли допустимої поверхневої температури. Такий термодинамічний стан і є критерієм стабілізації процесу тертя і зносу. При цьому дисипація енергії протікає через механічні, фізичні і хімічні процеси, які відбуваються в поверхневих і приповерхневих шарах металополімерних пар тертя дисково-колодочного гальма. Однак цього недостатньо і тому пари тертя дисково-колодочного гальма необхідно примусово охолоджувати зустрічними потоками повітря при русі транспортного засобу.

У матеріалах статті проведена оцінка енергоавантаженості серійних і з елементами охолодження самовентилюваних гальмівних дисків, що застосовуються у підкатегоріях вантажних транспортних засобів. Встановлено ефективність вимушеного повітряного охолодження пар тертя гальм транспортних засобів. У даній публікації розглянуті наступні питання стосовно досліджуваної проблеми: особливості проведення експериментальних досліджень дисково-колодочних гальм транспортних засобів; засоби для проведення експериментальних досліджень дисково-колодочних гальм; результати оцінки енергоавантаженості пар тертя дисково-колодочних гальм транспортних засобів.

---

**Ключові слова:** категорія транспортних засобів, дисково-колодкове гальмо, пара тертя, самовентильований гальмівний диск, елементи охолодження, енергонавантаженисть, ефективність охолодження.

**Вольченко Александр Иванович** – доктор техн. наук, профессор кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

**Киндрачук Мирослав Васильевич** – докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой машиноведения, Киевский национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, Киев, Украина, 03058, E-mail: nau12@ukr.net.

**Возный Андрей Владимирович** – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com.

**Бекиш Ирина Орестовна** – канд. техн. наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 47 19, E-mail: arina555@rambler.ru.

**Витвицкий Василий Степанович** – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vtvtytskyi.v.s@gmail.com.

*A. I. VOLCHENKO, M. V. KINDRACHUK, A. V. VOZNYI, I. O. BEKISH, V. S. VYTVYTSKYI*

### EXPERIMENTAL RESEARCHES OF ENERGYLOADING OF FRICTION PAIRS OF DISC BRAKES OF VEHICLES (part three)

The friction process in metal-polymer friction pairs of disk brakes is related to high-energy phenomena. For its implementation, it is necessary to supply a lot of energy from outside. The tribosystem is considered to be electro- and thermal-dynamically stable when it has a minimum reserve of internal energy. Thus, in order to ensure electro-dynamic and, as a consequence, thermal-dynamic conditions for the operation of the tribosystem, it must dissipate the supplied thermal energy so that the materials of the friction pads do not reach the allowable surface temperature. This thermodynamic state is the criterion for stabilizing the process of friction and wear. At the same time energy dissipation proceeds through mechanical, physical and chemical processes that occur in the surface and near-surface layers of metal-polymer friction pairs of the disk brake. However, this is not enough and therefore the friction pairs of the disk brake must be cooled by counter flows of air when the vehicle is moving.

In the materials of the article, the energyloading of the serial brake discs and with the cooling elements of self-ventilated brake discs used in the subcategories of trucks is estimated. The efficiency of forced air cooling of brake friction pairs of vehicles is established.

In this publication, the following questions are considered: features of carrying out of experimental researches of disk brakes of vehicles; means for carrying out experimental researches of disk brakes; results of the assessment of the energyloading of friction pairs of disk brakes of vehicles.

**Keywords:** subcategory of vehicles, disk brake, friction pair, self-ventilated brake disc, cooling elements, energyloading, cooling efficiency.

#### References

1. Proyeektnyy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovokolodochnykh tormozov transportnykh sredstv / A. Kh. Dzhanakhmedov. A. I. Volchenko. A. V. Voznyy [i dr.]. Standart. – Baku: «Apostroff». 2016. – 272s.
2. Kapitonova L. V. Vliyaniye perforatsii diskov na ikh temperaturu v usloviyakh vzleta i posadki transportnykh samoletov [Tekst] / Otkrytyye informatsionnyye i kom-pyuternyye integrirovannyye tekhnologii. – №70. – 2015. – S. 160–167.
3. Kravchenko K. O. Viznachennya shlyakhiv pidvishchennya effektivnosti okhologdzhennya galmivnykh elementiv transportnykh zasobiv / K. O. Kravchenko // Mizhvuzivsk. zb.: Naukovi notatki. Lutsk. № 46. 2014. – S. 295–300.
4. GOST R41.13-2007 (Pravila № 13 EEK OON). Edinoobraznyye predpisaniya. kasyushchiyesya transportnykh sredstv kategoriy M, T i O v otnoshenii tormozheniya. – M. : Standartinform. 2009. – 170 s.
5. Kita Ya. Vliyaniye otverstiy v tormoznykh diskakh na okhlazhdeniye tormozov / Ya. Kita // Sumitomo Electr. Rem. – 1986. – № 93. – S. 88–92. – (Per. s yapon.).