

УДК 622.6-592.112

Н. М. СТЕБЕЛЕЦКАЯ

Национальный авиационный университет, Украина

СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭНЕРГОЕМКОСТИ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ БАРАБАННО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Проиллюстрированы конструкция, работа различных типов пар трения барабанно-колодочных тормозов и их эксплуатационные особенности. Проведён сравнительный анализ энергоёмкости и эффективности фрикционных узлов тормозов.

Ключевые слова: фрикционный узел, барабанно-колодочные тормоза, энергоёмкость, эффективность торможения.

Введение. Профессор А.В. Чичинадзе в одной из своих многочисленных работ указал, что одним из путей существенного снижения динамической и тепловой нагруженности пар трения тормозов является разработка многослойной конструкции их фрикционных узлов. Такая рекомендация в полной мере относится к барабанно-колодочным тормозам транспортных средств.

Профессор М.П. Александров в проведенных исследованиях отметил, что двухступенчатые барабанно-колодочные тормоза являются перспективным видом тормозных устройств, как с точки зрения уменьшения динамической нагруженности, так и снижения энергонагруженности их пар трения.

Профессор А.И. Вольченко в многочисленных работах подчеркивал, что принудительное охлаждение пар трения тормозных устройств должно быть косвенным, т.е. без подачи теплоносителя (в любом фазовом состоянии) в зоны их контактного взаимодействия. Это обстоятельство связано с тем, что в зоне контактирования пар трения процессы поляризации и деполяризации должны проходить естественным путем.

Цель работы – оценка энергоёмкости и эффективности новых и усовершенствованных фрикционных узлов барабанно-колодочных тормозов транспортных средств.

Оценка энергоёмкости и эффективности фрикционных узлов барабанно-колодочных тормозов. Для количественной оценки процессов теплообразования и теплоотвода предложено понятие удельной энергоёмкости металлических элементов трения тормозных устройств по величине теплового показателя E_T . Он определяется по количеству внешней энергии A_{TP} (работы трения), потраченной на изменение температурного градиента обода металлического элемента трения в широком диапазоне температур:

$$E_T = \frac{A_{TP}}{\Delta t}, \quad (1)$$

где $A_{TP} = fpAv$; f – динамический коэффициент трения; p – удельные нагрузки в паре трения; A – фактическая площадь контакта поверхностей трения; v – скорость скольжения в паре трения.

Оценка эффективности фрикционных узлов тормозных устройств осуществляется по таким параметрам:

коэффициентом стабильности

$$\alpha_{cm} = \frac{M_{cp}}{M_{max}} = \frac{f_{cp}}{f_{max}}; \quad (2)$$

коэффициентом колебания тормозного момента

$$\gamma = \frac{M_{\min}}{M_{\max}} = \frac{f_{\min}}{f_{\max}}, \quad (3)$$

где M_{\min} , M_{cp} , M_{\max} – тормозные моменты: минимальный, средний, максимальный; f_{\min} , f_{cp} , f_{\max} – динамические коэффициенты трения: минимальный, средний, максимальный;

эффективности торможения возведенной эффективности торможения

$$\beta_{\text{эф}} = \frac{\alpha_{cm}}{\tau_{Ti}^2}; \quad (4)$$

$$H_{\text{эф.т}} = \frac{n \cdot \alpha_{cm}}{\Delta g_i \cdot \tau_{Ti}}; \quad (5)$$

где τ_{Ti} – время i -го торможения; n – количество циклических торможений; Δg_i – массовое изнашивание рабочей поверхности накладки после i -го торможения.

Оценочные параметры зависимостей (4) и (5) предложены А.В. Чичинадзе.

Выполнены теоретические и экспериментальные исследования теплонагруженности барабанно-колодочных тормозов транспортных средств позволили наметить пути повышения эффективности их пар трения. Такими решениями являются: выравнивание удельных нагрузок в парах трения и снижения их теплонагруженности; использование двух пар трения при отказе от тормозных колодок в барабанном тормозе.

Особенности конструкции и работа двухступенчатого барабанного камерного тормоза. На рис. 1 *а, б* приведен продольный разрез общего вида двухступенчатого барабанного камерного тормоза (*а*) и его поперечный разрез А-А (*б*) [1].

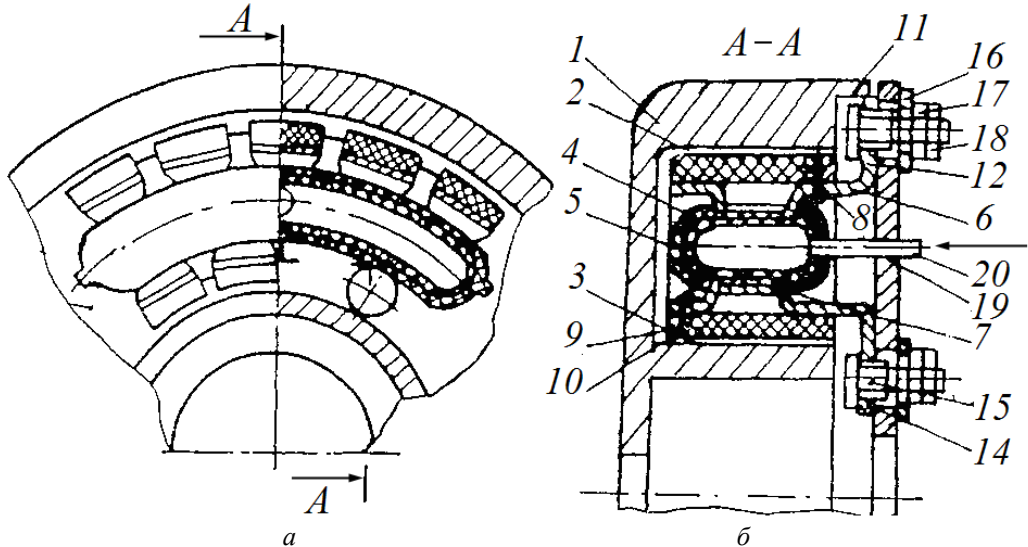


Рис. 1. Продольный разрез общего вида двухступенчатого барабанного камерного тормоза (*а*) и его поперечный разрез по А-А (*б*): 1, 2, 3, 11 – тормозной барабан с верхней и нижней поверхностями трения и свободным краем; 4, 5 – тормозная камера с армированным стальным каркасом; 6, 7, 8, 12, 14 – пластины с П-подобными полочками с отверстиями и лапами с отверстиями; 9 – фрикционные накладки; 10 – заклепки; 19 – тормозной щит с отверстиями; 15 – специальный болт; 16 – упругая шайба; 17, 18 – гайки: основная и контрольная; 20 – трубопровод

Двухступенчатый барабанный камерный тормоз содержит тормозной барабан 1, который имеет верхнюю 2 и нижнюю 3 поверхности трения. В кольцевом зазоре между поверхностями трения тормозного барабана 1 находится тормозная камера 4, изготовленная из резины, и по ее периметру армирована стальным каркасом 5.

В тормозную камеру в верхнюю и нижнюю части заформированы также пластины 6 сложной конфигурации, которые имеют П-подобные полочки 7 с ответвлениями, в которых выполнены отверстия 8. Аналогичные отверстия, симметричные отмеченным, выполнены и у фрикционных накладок 9. Последние крепятся к ответвлениям пластин 6 с помощью заклепок 10. Кроме полочек 7 с ответвлениями пластин 6, расположенных параллельно поверхности трения 2 и 3, со стороны свободного края обода 11 тормозного барабана 1 ответвление полочек 7 имеют лапы 12. Последние располагаются перпендикулярно поверхности трения 2 и 3, и сталкиваются с тормозным щитом 13. В лапах 12 выполнены отверстия 14. Аналогичные отверстия выполнены и в тормозном щите 13. Крепятся лапы 12 к тормозному щиту 13 с помощью специального болта 15, на который с внешней стороны щита 13 насаживается пружинная шайба 16 и навинчивающаяся основная гайка 17 и контргайка 18. Из торца тормозной камеры 4 подведен через отверстие 19 в тормозном щите 13 трубопровод 20, по которому подается сжатый воздух в объем тормозной камеры 4.

Условием рациональной работы двухступенчатого барабанного камерного тормоза является то, что отношение величин коэффициентов взаимного перекрытия верхних пар трения фрикционных узлов (отношение площадей взаимодействия в статике) к нижним парам трения фрикционных узлов равняется отношению радиусов, на которых они взаимодействуют.

Двухступенчатый барабанный камерный тормоз работает следующим образом.

Первый режим торможения возможен в том случае, если зазоры между верхними и нижними парами трения фрикционных узлов одинаковы. При подаче сжатого воздуха через трубопровод 20 в объем тормозной камеры 4 происходит ее расширение в радиальном направлении, которое ведет к взаимодействию рабочих поверхностей фрикционных накладок 9 с верхней 2 и нижней 3 поверхностями трения тормозного барабана 1, и как следствие, к его остановке.

Второй режим торможения возможен в том случае, если зазор между верхними парами трения фрикционных узлов меньше, чем зазор между нижними парами трения. В этом случае первыми начинают работать верхние пары трения фрикционных узлов, притормаживая тормозной барабан 1. При увеличении давления сжатого воздуха, который приходит по трубопроводу 20 в объем тормозной камеры 4 увеличивается ее радиальное расширение, которое приводит к работе нижнюю пару трения фрикционных узлов тормоза, и как следствие, к остановке барабана 1.

Таким образом, применение двухступенчатого барабанного камерного тормоза обеспечивает равномерное распределение удельных нагрузок на взаимодействующих фрикционных узлах, что способствует их равномерному износу при больших тормозных моментах, которые развиваются тормозом подобного вида.

Особенности конструкции и работа барабанно-колодочного тормоза с охлаждением типа «тепловая труба». Остановимся на конструктивных особенностях предложенных технических решений. Особенности конструкции первого (без алюминиевых пластин) и второго вариантов охлаждающих устройств, смонтированных в задних тормозных колодках транспортного средства ЗИЛ-130. Второй конструктивный вариант охлаждающего устройства приведено на рис. 2 [2].

На рис. 2 показан фрагмент барабанно-колодочного тормоза с охлаждением типа «тепловая труба».

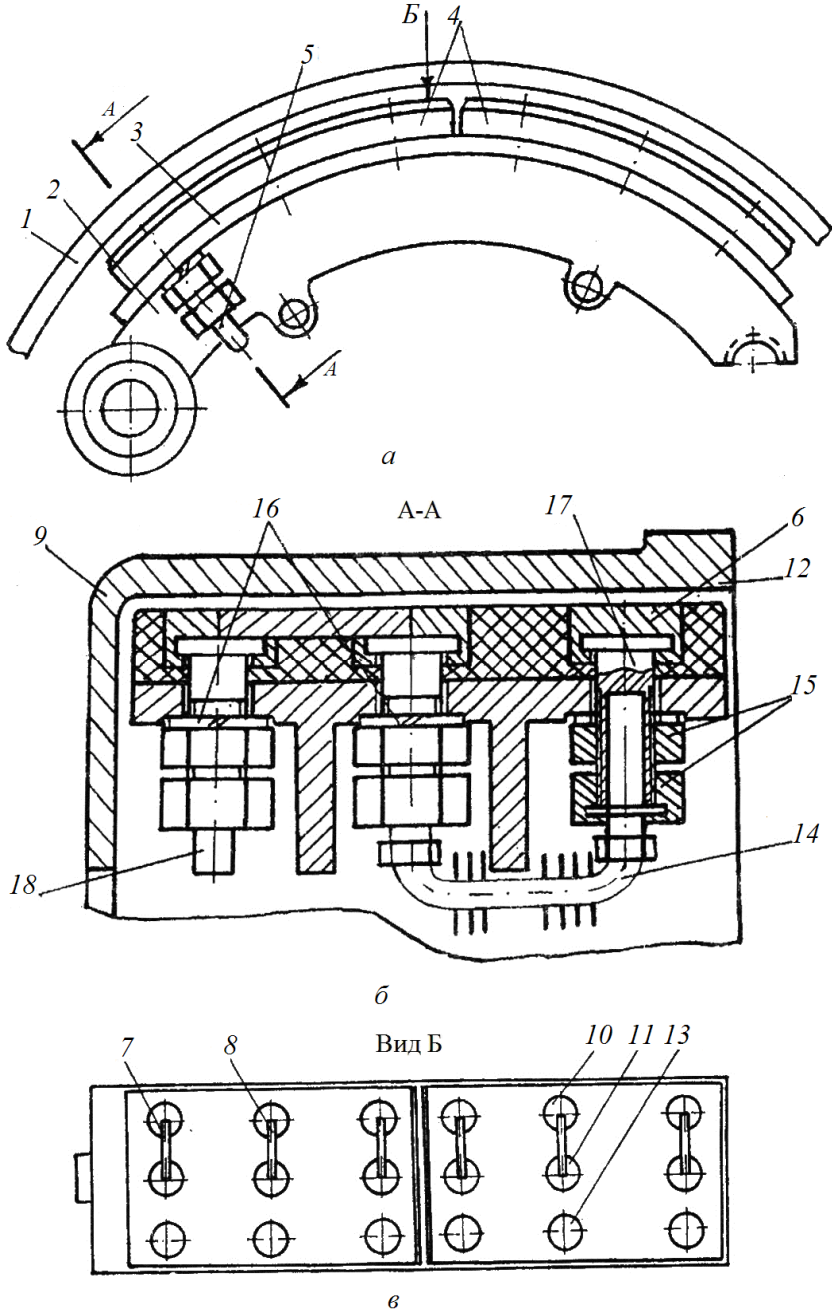


Рис. 2. Барабанно-колодочный тормоз с охлаждением типа «тепловая труба»: *а* – фрагмент барабанно-колодочного тормоза; *б* – поперечный разрез А-А фрикционного узла с охлаждением; *в* – вид сверху на тормозную колодку; 1, 9, 12 – тормозной барабан с фланцем и со свободным краем обода; 2, 3, 4 – тормозная колодка с основанием и с накладками; 5, 17, 18 – пустотелые винты с горячей и холодной зоной; 6, 7 и 10, 11, 13 – теплоотводящие вставки с поперечным вырезом и их ряды; 8 – теплопроводные пластины; 14 – гибкий оребренный трубопровод; 15, 16 – крепежные гайки и шайбы

Барабанно-колодочный тормоз содержит тормозной барабан 1, тормозную колодку 2, на основании 3 которой установлены фрикционные накладки 4, пустотелые винты 5, являющиеся устройством для охлаждения пар трения тормоза, выполненные в виде тепловой трубы. Сверху на головки пустотелых винтов 5 прямоугольной формы надеты теплоотводящие вставки 6, имеющие в своей нижней части вырезы (не показаны) для удобства их соединения с пустотелыми винтами 5. В верхней части теплоотводящие вставки 6 имеют поперечные вырезы 7, в которых установлены поперечные теплопроводные пластины 8 со стороны защемления обода барабана 1 с фланцем 9, соединяющие первый 10 и второй 11 ряды теплоотводящих вставок 6. При этом второй ряд 11 последних находится в средней части накладок 4. Вторым ряд 11 концов пустотелых винтов 5 со стороны нерабочей поверхности основания 3 колодки 2 и свободного края обода барабана 12 соединен с третьим рядом 13 посредством гибкого оребренного трубопровода 14. Фрикционные накладки 4 крепятся к основанию 3 тормозной колодки 2 посредством гаек 15 через шайбу 16. Полость винтов 5 представляет собой так называемые «тепловые трубы», которые заполняются хладагентом – водой, аммиаком, метиловый спирт, жидким металлом и другими хладагентами, а также в качестве фитиля – тонкой путаной проволокой, губчатым медным порошком и другими материалами. Фитиль применяется для увеличения поверхности теплообмена. После чего незаполненная полость винтов 5 вакуумируется и герметизируется. В трубке различают горячую 17 и холодную 18 зоны. При подводе теплоты к горячей зоне 17 хладагент превращается в пар, который конденсируется в холодной зоне 18, а затем по фитилю передается в горячую зону 17 тепловой трубы. Таким образом, осуществляется циркуляция хладагента в различных фазах в объеме тепловой трубы.

Барабанно-колодочный тормоз с устройствами для выравнивания теплонагруженности его пар трения работает следующим образом. При взаимодействии рабочих поверхностей тормозного барабана 1 и накладок 4 с теплоотводящими вставками 6 вследствие разных по величине коэффициентов их теплопроводности большая часть теплоты передается от обода барабана 1 к горячей зоне 17 тепловой трубы, в которой хладагент превращается в пар. После чего он конденсируется в холодной зоне 18 и снова возвращается в горячую зону 17 тепловой трубы. Циклы циркуляции хладагента повторяются, способствуя тем самым работе тепловых труб в режиме снижения поверхностных температур пар трения барабанно-колодочного тормоза. Выравнивание теплонагруженности пар трения тормоза достигается за счет последовательного соединения горячих зон 17 тепловых труб первого 10 и второго 11 ряда посредством поперечных теплопроводных пластин 8, установленных в накладках 4. Первый ряд 10 тепловых труб нагревается в 1,225 раза выше, чем их второй ряд 11, что и обеспечивает быстрый отвод теплоты от пар трения тормоза. В дальнейшем переданная теплота от второго ряда 11 тепловых труб с помощью увеличенной зоны конденсации (оребреного гибкого трубопровода 14) интенсивно рассеивается в окружающую среду. Третий ряд 13 тепловых труб также осуществляет сброс теплоты в оребренный гибкий трубопровод 14. Таким образом, за счет неравномерного охлаждения пар трения тормоза и достигается выравнивание их теплонагруженности.

При работе тормоза совместно с фрикционными накладками 4 изнашиваются теплоотводящие вставки 6 и поперечные теплопроводные пластины 8. При этом головки винтов 5 устанавливаются на величину допустимого износа фрик-

ционных накладок 4, поэтому они не подвержены износу. В дальнейшем замененные теплоотводящие вставки 6 и пластины 8 совместно с пустотелыми винтами 5 применяются для крепления новых фрикционных накладок 4.

Упрощение конструкции устройств для охлаждения и выравнивания поверхностных температур пар трения тормоза позволит использовать многократно пустотелые винты. При применении предлагаемых устройств достигается повышение эффективности и надежности тормоза.

Технические характеристики охлаждающего устройства приведены в работе [3].

Сравнительный анализ параметров различных видов барабанно-колодочных тормозов. В табл. 1 приведен сравнительный анализ эксплуатационных параметров барабанно-колодочных тормозов с эффективными и энергоемкими новыми и усовершенствованными фрикционными узлами, а в табл. 2 сравнительный анализ характеристик барабанно-колодочных тормозов с эффективными и энергоемкими усовершенствованным и новым фрикционными узлами.

Таблица 1

Сравнительный анализ эксплуатационных параметров барабанно-колодочных тормозов с эффективными и энергоемкими усовершенствованными и новыми фрикционными узлами

№	Наименование параметров	Символ обозначения	Единица измерения	Числовые значения параметров		
				I*	II*	III*
1	Площадь поверхностей барабана: полируемая матовая	A_b	м ²	0,1846	0,1846	0,1846
		A_n	м ²			
		A_m	м ²			
2	Площади поверхностей контакта: фрикционного материала алюминиевых пластин медных вставок	A_{ϕ}	м ²	0,062	0,062	0,124
		A_a	м ²	–	0,0036	–
		A_e	м ²	0,005	0,005	–
3	Площади поверхностей тепловых труб с ребрами	A_m	м ²			
4	Коэффициент взаимного перекрытия пар трения: внутренних внешних	$K_{B3} = \frac{A_{ш} A_n}{A_0}$	–	0,586	0,586	0,9
			–			
			–			
5	Удельные нагрузки в парах трения внутренних:	$p = \frac{N}{A}$	МПа	0,5	0,5	0,4
			p_{max1}			
	минимальные	p_{min1}	МПа	0,3	0,3	0,2
			p_{min1}	МПа		
	внешних:	p_{max2}	МПа	–	–	0,4
			p_{min2}	МПа	–	–
6	Динамический коэффициент трение в парах трения внутренних:	$f = \frac{F_m}{N}$	–	0,3	0,3	0,35
			f_{min1}			
	максимальный	f_{max1}	–	–	–	0,35
			f_{max1}	–	–	–
	внешних:	f_{min2}	–	–	–	0,35
			f_{max2}	–	–	–

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
7	Тормозной момент пар трения:	M_T	кНм			
	внутренних:	$M_{T_{\max 1}}$	кНм			124,05
	максимальный	$M_{T_{\min 1}}$	кН·м			62,028
	минимальный	$M_{T_{\max 2}}$	кН·м			206,75
0	внешних:	$M_{T_{\min 2}}$	кН·м			103,38
	максимальный					
8	Длительность торможения	τ_T	с	3,1	3,1	4,5
9	Количество циклических торможений	n	-	20	20	20
1 0	Весовой износ рабочих поверхностей накладок:	Δg	г			
	внутренних	Δg_1	г	30,5	31,5	42,7
	внешних	Δg_2	г	-	-	41,2

*Примечание: I, II – первый и второй варианты охлаждающих устройств, смонтированных в задних тормозных колодках; III – двухступенчатый барабанный камерный тормоз.

Таблица 2

Сравнительный анализ характеристик барабанно-колодочных тормозов с эффективными и энергоемкими усовершенствованным и новым трением узлами

№ п/п	Наименование параметров	Символ обозначения	Единица измерения	Числовые значения параметров		
				I*	II*	III*
1	2	3	4	5	6	7
1	Масса барабанов	G_I	кг			86,6
2	Работа трения в парах:	$W_{mp} = f p \vartheta$	кН	700	700	560
				-	-	280
3	Мощность торможения парами трения:	$p = \frac{f F_T V}{A_n}$	кВт/м ²	196,0	196,0	196,0
				-	-	98,0
4	Коэффициенты:	$\alpha_{cm} = M_{cp} / M_{max}$	-	0,875	0,875	1,0
				колебания	$\alpha_{cm} = M_{min} / M_{max}$	-
5	тормозного момента			0,75	0,75	1,0
				Поверхностные температуры пар трения:	t_n	°С
6	внутренних			200,0	180,0	250,0
				внешних	-	-
6	Общая энергоемкость пар трения	$E_T = \frac{W_{mp}}{\Delta t}$	кН/°С	3,5	3,89	2,24
				внутренних	-	-
	внешних					

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7
7	Эффективность торможения пара-ми трения	$\beta_{cp} = \frac{\alpha_{cm}}{\tau^2_{\Gamma}}$	1/c ²	0,091	0,091	0,049
	внутренними					
	внешними					
8	Возведенная эффективность тор-можения параи трения:	$H_{эф.м} = \frac{n\alpha_{cm}}{\Delta g_i \tau_i}$	1/(г·с)	0,185	0,179	0,104
	внутренними					
	внешними					

*Примечание: I, II – второй и третий варианты охладительных устройств, смонтированных в задних тормозных колодках; III – двухступенчатый барабанный камерный тормоз.

Выводы. Сравнительный анализ характеристик усовершенствованных (в качестве базовых взяты конструктивные параметры заднего транспортного средства ЗИЛ-130) и новых (в качестве базовых взяты конструктивные параметры заднего тормоза транспортного средства КраЗ-250) фрикционных узлов показал, что величины:

– коэффициентов стабильности и колебания тормозного момента для первого и второго конструктивных вариантов внутренних фрикционных узлов при одинаковом коэффициенте взаимного перекрытия ($k_{вз} = 0,586$) является одинаковыми из-за того, что материалы их фрикционных накладок не превышают допустимую температуру;

– общей энергоемкости внутренних пар трения второго конструктивного варианта является больше, чем для первого варианта при одинаковой работе трения, которую выполняют фрикционные узлы при разнице поверхностных температур в 20 °С на их парах трения;

– эффективности торможения внутренними параи трения для первого и второго конструктивных вариантов является одинаковой через почти одинаковый принудительное охлаждение их фрикционных узлов;

– возведенной эффективности торможения внутренними параи трения для первого конструктивного варианта является больше на 0,006, чем для второго варианта из-за незначительной разницы в изнашивании их рабочих поверхностей накладок;

– пяти характеристик для третьего конструктивного варианта является значительно меньшими, за исключением коэффициентов стабильности и колебания тормозного момента, в связи с тем, что их оценка проводилась для одинаковых внешних и внутренних пар трения новых фрикционных узлов тормоза.

Список литературы

1. Пат. 2239737 С1 России, МПК⁷ F16D 65/08. Двухступенчатый барабанный камерный тормоз / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко и др.; заявитель и патентообладатель дочерняя компания «Укрзавидобування» (Украина). – Заявл. 05.02.2003; Опубл. 10.11.2004, Бюл. №31. – 8с.

2. Пат. 2224927 С2 России, МПК⁷ F16D 65/82. Устройство для выравнивания теплонагруженности барабанно-колодочного тормоза / А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, и др.; заявители и патентообладатели: Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа; ассоциация «Автобус». – Заявл. 10.02.2000; Опубл. 27.02.2004, Бюл. №6. – 4с.

3. Теплонагруженность фрикционных узлов барабанно-колодочных тормозов транспортных средств / [А.И. Вольченко, В.В. Дячук, В.В. Волощук и др.] / Днепропетровск: Научный вестник НГУ, №1, 2004. – С.61–63.

Стаття надійшла до редакції 25.02.2013

Н. М. СТЕБЕЛЕЦЬКА

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ І ЕНЕРГОЄМНОСТІ
ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Проілюстровано конструкцію, робота різних типів пар тертя барабанно-колодкових гальм та їх експлуатаційні особливості. Проведено порівняльний аналіз енергоємності та ефективності фрикційних вузлів гальм.

Ключові слова: фрикційний вузол, барабанно-колодкові гальма, енергоємність, ефективність гальмування.

N. M. STEBELETSKAYA

**COMPARATIVE ANALYSES OF EFFICIENCY AND ENERGY CAPACITY
OF VEHICLES DRUM-BLOCK BRAKES FRICTION KNOTS**

The construction features, work of different types of friction pairs of drum-block brakes and features of their operational parameters have been illustrated. The comparative analysis of energy efficiency and power consumption of new and improved of ZIL-130 and KrAZ-250 vehicles drum-block brakes frictional knots is made. In paper, theoretical and experimental studies of heat load vehicles drum-block brakes of that are allowed to identify ways to improve their friction pairs.

Keywords: friction knot, drum-block brakes, power consumption, braking efficiency

Стебелецкая Наталья Мироновна – аспирант Национального авиационного университета, кафедра машиноведения.