

УДК 629-413-592.112

Возный А.В., к.т.н.

*Ивано-Франковский национальный технический университет  
нефти и газа*

## **ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РЕСУРСА ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК В РАЗЛИЧНЫХ ТИПАХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ**

***Аннотация.** В данной статье предложен метод оценки ресурса накладок узлов трения различных видов тормозных устройств при использовании в них одинаковых материалов пар трения на основе мощности их трения. Также показаны пути увеличения ресурса накладок при электротермомеханическом нагружении в парах трения тормозов за счет варьирования конструктивными параметрами пар трения (накладки, тормозного диска, барабана и шкива).*

***Анотація.** У даній статті запропоновано метод оцінки ресурсу накладок вузлів тертя різних видів гальмівних пристроїв при використанні в них однакових матеріалів пар тертя на основі потужності їх тертя. Також показані шляхи збільшення ресурсу накладок при електротермомеханічному навантаженні в парах тертя гальм за рахунок варіювання конструктивними параметрами пар тертя (накладки, гальмівного диска, барабана і шківів).*

***Annotation.** Im vorliegenden Artikel ist die Methode der Wertung der Ressource von dem Belagen der Knoten der Reibung verschiedener Arten der Bremseinrichtungen bei der Nutzung in ihnen der identischen Materialien Paare Reibung aufgrund der Leistung ihrer Reibung angeboten. Auch sind die Wege der Vergrößerung von der Ressource der Laschen bei der elektromechanischen Belastung in Paaren der Reibung durch die Rechnung der Abweichung die konstruktiven Parametern Paare Reibung (die Laschen, der Scheibenbremse, der Trommel und der Scheibe).*

**Введение.** Основной задачей процессов электротермомеханического трения во фрикционных узлах тормозных устройств является преобразование кинетической энергии движения в другие виды энергии. Эффективность торможения определяется полнотой протекания такого преобразования на поверхностях и в приповерхностных слоях пар трения тормозов. В энергетическом балансе при торможении участвуют различные виды энергии. Энергия, выделяющаяся при торможении преимущественно распределяется по трем составляющим энергетического баланса – механической, электрической и тепловой (химическая энергия, связанная с

деструкционными процессами в поверхностных слоях полимерных накладок, является составляющей тепловой энергии). При этом из-за разницы в теплофизических и физико-механических свойствах пятен контактов микровыступов фрикционного взаимодействия тепловая и электрическая составляющая преимущественно распределяются в металлическом фрикционном элементе и частично в поверхностных слоях неметаллического фрикционного элемента, а механическая составляющая, в основном, направлена на реализацию трения и на изнашивание фрикционных накладок [1].

**Состояние проблемы.** Износ – явление значительно более сложное, чем электротермомеханическое трение; оно представляет собой результат совокупности физико-химических эффектов и процессов на нано-, микро- и макроуровнях, протекающих на поверхностях фрикционного взаимодействия и в приповерхностных слоях металлополимерных пар трения [2-4].

Явления электротермомеханического трения и износа взаимосвязаны и сопровождаются соответствующими процессами и эффектами. Выделим процессы и эффекты происходящие на наноуровнях в металлическом так и в неметаллическом фрикционных элементах: образование уровня Ферми и потенциального барьера, работа выхода электронов и ионов, и ее экранирование, поляризация и деполяризация, образование поверхностных пленок и выполнение ими роли акцепторов и доноров электронов и др.

Остановимся на процессах и эффектах имеющих место на микроуровнях, характеризующиеся типовым микропрофилем с радиусом микровыступа  $r$ , на котором происходят механические, электрические и тепловые взаимодействия, связанные с возникновением и воздействием динамических, электрических и тепловых токов, взаимодействующих с омывающими и выделяющимися с поверхностных слоев накладок токами сред, способствующих окислительно-восстановительным процессам на поверхностях микровыступов элементов трения.

Рассмотрим процессы и эффекты происходящие на макроуровнях к которым относятся, имеющие импульсную и волновую природу: эксплуатационные параметры, температуры: вспышки, поверхностные и объемные; две последних способствуют развитию поверхностных и объемных температурных градиентов, и как следствие, – термонапряжений; механические свойства материалов, имеющими положительный градиент [5, 6]. При этом возможно ослабление положительного градиента механических свойств материалов пары трения при высоких поверхностных температурах, а также при инверсии тепловых потоков между рабочими поверхностями пар трения.

Большой частью износ рабочих поверхностей фрикционных накладок происходит в результате усталостного механизма разрушения. В первую очередь, такой механизм обусловлен дискретным характером фрикционного контакта микровыступов металлополимерных пар.

Количественно износ материалов определяется объемом изношенного материала  $V_m$  (в  $\text{мм}^3$ ), весом изношенного материала  $q$  (в г), толщиной (высотой) изношенного слоя  $h$  (в мм) и характеризуется следующими эксплуатационными параметрами: весовой интенсивностью износа  $I_q = q/AL$  (в  $\text{г}/\text{мм}^3$ ), линейной интенсивностью износа  $i_h = h/L$ , энергетической интенсивностью износа  $I_W = \sum W/AL$  (в  $\text{Дж}/\text{мм}^3$ ). В приведенных зависимостях использованы следующие обозначения:  $A$  – площадь разрушения (обычно номинальная площадь контакта);  $L$  – путь трения;  $\sum W$  – суммарная составляющая энергетического баланса. В дальнейшем, при оценке рабочей поверхности накладки использована ее энергетическая интенсивность износа.

**Цель работы.** Разработка обобщенного метода оценки ресурса фрикционных накладок, применяемых в различных типах узлов трения, при электротермомеханическом нагружении в тормозных устройствах.

**Особенности конструкции различных типов фрикционных узлов и их работа в тормозных устройствах.** Решающее влияние на работоспособность узла трения оказывает правильный выбор материалов фрикционных накладок. Условия работы фрикционных материалов в дисково-колодочных тормозах отличаются от аналогичных условий работы в тормозных устройствах других видов. Материалы накладки должны обладать высоким (0,3 и выше) и стабильным в диапазоне рабочих скоростей, удельных нагрузок и поверхностных температур, динамическим коэффициентом трения; высокой (в 3...6 раз большей, чем у барабанно-колодочных тормозов) механической прочностью; износостойкостью, сопоставимой со сроком службы узла трения барабанно-колодочного тормоза равной мощности трения в аналогичных условиях эксплуатации. Что касается фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки, то в нем часть тормозной ленты над отдельной фрикционной накладкой совместно с беговой дорожкой трения можно представить как отдельное тормозное устройство. Данный тормоз имеет металлоемкий тормозной шкив, который является аккумулятором тепловой энергии, а четному количеству фрикционных накладок, расположенных на набегающей и сбегаяющей ветвях тормозной ленты, отводится роль накопителей как статических, так и генерируемых в процессе электротермомеханического трения электрических зарядов. В ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки самой нагруженной

является первая накладка набегающей ветви ленты, а в барабанно-колодочном тормозе – накладки самоприжимной тормозной колодки заднего механизма автомобиля.

Остановимся на конструктивных особенностях и работе различных типов фрикционных узлов тормозных устройств. На рис. 1 *а, б* показаны пары трения дисково-колодочного тормоза. Пары трения состоят из фрикционных накладок 2, которые находятся в неподвижных тормозных колодках. При фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей накладок 2 с вращающимся тормозным диском 1 под действием нормального прижимного усилия  $N$  образуется беговая дорожка трения диска 3.

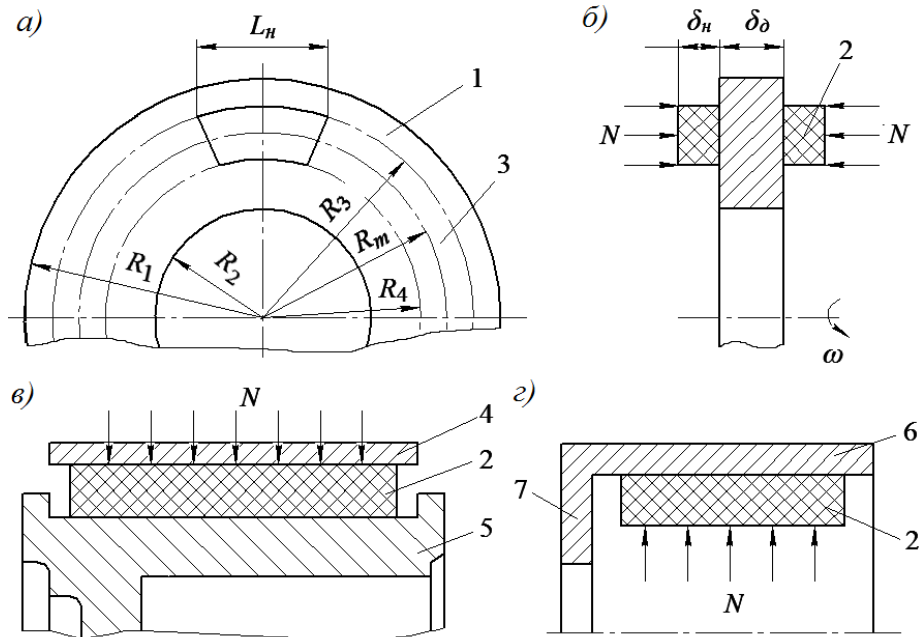


Рисунок 1 *а, б, в, г* – Схемы различных типов фрикционных узлов тормозных устройств: *а, б* – дисково-колодочного (продольный и поперечный разрез); *в* – ленточно-колодочного (поперечный разрез); *г* – барабанно-колодочного (поперечный разрез)

На рис. 1 *в* проиллюстрирован фрикционный узел ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. При затягивании тормозной ленты 4 под действием нормального усилия  $N$  рабочая поверхность фрикционной накладки 2 взаимодействует с беговой дорожкой трения обода шкива 5. Таким образом реализуется фрикционное взаимодействие пар трения ленточно-колодочного тормоза.

Фрикционный узел барабанно-колодочного тормоза автомобиля представлен на рис. 1 *г*. Узел содержит обод тормозного барабана 6 с фланцем 7, а также фрикционные накладки 2, находящиеся на тормозных колодках. При разжатии последних в их носочной части

рабочие поверхности накладок 2 фрикционно взаимодействуют с внутренней (рабочей) поверхностью обода тормозного барабана 6.

Конструктивные особенности различных типов фрикционных узлов тормозных устройств и их режимы нагружения и оказывают влияние на ресурс самого слабого элемента пары трения – фрикционную накладку.

**Энергетическая оценка ресурса фрикционных накладок узлов трения тормозных устройств.** Оценку фрикционных накладок пар трения тормозов производим исходя из концепции затрат мощности электротермомеханического трения [1, 6].

В суммарную составляющую мощности трения фрикционного узла тормоза входят механическая, электрическая и тепловая компоненты. На основании расчетно-экспериментальных данных определяют механическую составляющую мощности трения фрикционного узла при заданных параметрах фрикционной накладки по следующей зависимости

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r V_{\text{ск}} N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (1)$$

где  $r$  – приведенный радиус микровыступов поверхностей металлического фрикционного элемента, м;  $V_{\text{ск}}$  – скорость скольжения, м/с;  $N$  – нормальное прижимное усилие, Н;  $L_n$  – длина фрикционной накладки, м.

Электрическая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{\text{эл}} = k_g \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \quad (2)$$

где  $k_g$  – коэффициент, учитывающий время контакта микровыступов фрикционной накладки с микровыступами металлического фрикционного элемента ( $k_g = 2 \cdot 10^2$ );  $I$  – сила тока, генерируемая микровыступами металлополимерных пар трения при условии  $A_r < A_a$ , что фактическая площадь контактирования ( $A_r$ ) мала по сравнению с номинальной ( $A_a$ ), а при  $A_r = A_a$  фиксируется трибоЭДС в сопряжении, А;  $U$  – трибоЭДС в конце процесса торможения, В.

Сила тока  $I$  определяется по зависимости вида

$$I = \sqrt{\frac{t_{\text{max}} \cdot \alpha_T \cdot (dt / dl_k) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho \cdot N}}, \quad (3)$$

где  $t_{\text{max}}$  – максимальная температура на пятне контакта микровыступов, °С;  $\alpha_T$  – коэффициент внешней теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $(dt / dl_k)$  – градиент температуры по длине контакта, °С/мм;  $V_m$  – объем микровыступа, м<sup>3</sup>;  $\tau$  – время контактирования, с;  $R_k$  – термическое

сопротивление контакта, °С/Вт;  $\rho$  – удельное электрическое сопротивление, (Ом·мм<sup>2</sup>)/м;  $N$  – импульсное нормальное усилие, Н.

Тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{\text{тепл}} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_T = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{ск}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}, \quad (4)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения металлического фрикционного элемента, с<sup>-1</sup>;  $M_T$  – тормозной момент, развиваемый парой трения тормоза, Н·м;  $f$  – динамический коэффициент трения.

Таким образом, суммарная составляющая мощность трения фрикционного узла тормоза равна

$$\sum W = W_{\text{мех}} + W_{\text{тепл}} + W_{\text{эл}}, \text{ Дж/с}, \quad (5)$$

По найденной величине энергетического баланса фрикционного узла тормоза определяют объемную интенсивность изнашивания рабочей поверхности накладки по формуле

$$u_v = I_W^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6)$$

где  $I_W$  – энергетическая интенсивность изнашивания, Дж/м<sup>3</sup>;  $\sum W$  – суммарная составляющая энергетического баланса, Дж/с;  $i_h$  – удельная линейная интенсивность изнашивания, мм/м;  $HB$  – твердость металлического фрикционного элемента, МПа.

Затем по величине объемной интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки определяют ее фактический ресурс по следующей зависимости

$$t_r = \frac{L_n \cdot H_n \cdot 2/3\delta_n}{u_v}, \text{ с} \quad (7)$$

где  $H_n$  и  $2/3\delta_n$  – ширина и допустимая толщина износа накладки, м.

В дальнейшем в зависимости от прогнозируемой долговечности фрикционной накладки пары трения тормозного устройства задают величину требуемого приращения ее ресурса  $n(t_r)$ .

Определение рациональных значений площади, длины фрикционной накладки и приведенного радиуса микровыступов металлических фрикционных элементов осуществляют по эмпирическим формулам, полученным в ходе экспериментальных исследований тормозных устройств.

Рабочую площадь накладки, обеспечивающую прогнозируемый ресурс, находим по формуле

$$S_n = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left( 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_g \cdot I \cdot U + 2,63 \cdot \frac{r \cdot V_{ск} \cdot N}{L_n} \right)}{2/3 \cdot \delta_n} \quad (8)$$

Приведенный радиус микровыступов поверхностей металлических фрикционных элементов, обеспечивающих прогнозируемый ресурс накладки определяем по зависимости вида

$$r = \frac{\left( \frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_g \cdot I \cdot U \right) \cdot L_n}{2,63 \cdot V_{ск} \cdot N} \quad (9)$$

Длину накладки, обеспечивающую ее прогнозируемый ресурс определяем по зависимости вида

$$L_n = \frac{2,63 \cdot r \cdot V_{ск} \cdot N}{\left( \frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_g \cdot I \cdot U \right)}, \quad (10)$$

где  $t_r$  – фактический ресурс накладки при ее износе до допустимой толщины, с.

В дальнейшем производим проверочный расчет конструктивных и эксплуатационных параметров различных типов фрикционных узлов тормозов.

**Проверочный расчет конструктивных и эксплуатационных параметров различных типов фрикционных узлов тормозов.** На последнем этапе энергетической оценки ресурса фрикционных накладок узлов трения тормозных устройств производят проверочный расчет конструктивных (ширины беговой дорожки трения диска; ширины фрикционных накладок в узлах трения ленточно- и барабанно-колодочных тормозов) и эксплуатационного (тормозного момента) параметра с новыми конструктивными параметрами фрикционных накладок (табл. 1).

Таблица 1 – Расчетные зависимости для проверочной оценки конструктивных и эксплуатационных параметров различных типов фрикционных узлов тормозов

Уточняемые параметры	Фрикционные узлы различных видов тормозных устройств		
	дисково-	ленточно-	барабанно-
	колодочного		
Ширина: беговой дорожки трения диска;	$b_0 = \frac{K_{63} \pi (R_1^2 - R_2^2)}{L_n};$ (11)	–	–
фрикционной накладки.	$b_n = \frac{K_{63} \pi (R_1^2 - R_2^2)}{L_n};$ (12)	$b_n = \frac{K_{63} 2\pi R'}{n};$ (13)	$b_n = \frac{n \cdot S_n}{K_{63} 2\pi R''};$ (14)
Тормозной момент	$M_T = S_n f p R_m;$ (15)	$M_T = (Q_n - Q_c) R';$ (16)	$M_T = S_n f p R''.$ (17)

В зависимостях (11) – (17), приведенных в табл. 1, использованы следующие условные обозначения:  $K_{63}$  – коэффициент взаимного перекрытия пар трения;  $p$  – удельные нагрузки;  $Q_n, Q_c$  – натяжение набегающей и сбегающей ветви тормозной ленты;  $R', R''$  – радиусы рабочей поверхности обода шкива и барабана;  $n$  – количество накладок.

При условии, что  $M_T$  (тормозной момент, заложенный в тепловую составляющую мощности трения) примерно равен величине  $M_{T1}$  и завершается оптимизация конструктивных параметров фрикционных накладок колодок. В случае если  $M_{T1}$  отличается на более чем 10,0% для  $M_T$  необходимо провести новые расчеты с откорректированными конструктивными и эксплуатационными параметрами дисково-, ленточно- и барабанно-колодочного тормозных устройств.

**Анализ полученных расчетно-экспериментальных результатов исследований.** В качестве примера остановимся на оценке ресурса фрикционных накладок дисково-колодочного тормоза.

В табл. 2 приведены исходные и расчетно-экспериментальные данные фактического ресурса фрикционной накладки при ее изнашивании до допустимой толщины при заданных конструктивных параметрах пары трения «сталь 35ХНЛ-ФК 24А» дисково-колодочного тормоза автомобиля ВА3-2110 при  $V_{ск}=18,0$  м/с. На основании полученных расчетно-экспериментальных данных была построена графическая зависимость вида  $t_r = \mu(N, f)$  (рис. 2). Анализ последней показал следующее.



Таблица 2 – Расчетно-экспериментальные данные фактического ресурса фрикционной накладки при ее изнашивании до допустимой толщины при заданных конструктивных параметрах пары трения «сталь 35ХНЛ-ФК24А» дисково-колодочного тормоза при  $V_{ск}=18,0$  м/с

Заданные параметры	Расчетно-экспериментальные данные							
	$N$ , кН	$f$	$W_{мех}$ , Дж/с	$W_{тепл}$ , Дж/с	$W_{эл}$ , Дж/с	$\Sigma W$ , Дж/с	$u_v$ , м <sup>3</sup> /с	$t_r$ , ч
$r=1,0$ мкм;	15,0	0,35	7,10	10,23	0,445	17,778	$1,27 \cdot 10^{-10}$	145,8
	17,0		8,05	11,60	0,45	20,095	$1,44 \cdot 10^{-10}$	129,0
	19,0		8,99	12,96	0,455	22,411	$1,6 \cdot 10^{-10}$	115,7
21,0	9,94		14,33	0,46	24,727	$1,77 \cdot 10^{-10}$	104,8	
$L_H=0,1$ м;	15,0	0,4	7,10	11,69	0,455	19,250	$1,2 \cdot 10^{-10}$	153,9
	17,0		8,05	13,25	0,46	21,761	$1,36 \cdot 10^{-10}$	136,2
$H_H=0,05$ м;	19,0		8,99	14,81	0,465	24,272	$1,52 \cdot 10^{-10}$	122,1
	21,0		9,94	16,37	0,47	26,783	$1,67 \cdot 10^{-10}$	110,6
$\delta_H=0,02$ м;	15,0	0,45	7,10	13,16	0,47	20,727	$1,15 \cdot 10^{-10}$	160,8
	17,0		8,05	14,91	0,475	23,433	$1,3 \cdot 10^{-10}$	142,2
	19,0		8,99	16,66	0,48	26,139	$1,45 \cdot 10^{-10}$	127,5
	21,0		9,94	18,42	0,485	28,845	$1,6 \cdot 10^{-10}$	115,6
HB=400 МПа;	15,0	0,5	7,10	14,62	0,485	22,204	$1,11 \cdot 10^{-10}$	166,8
	17,0		8,05	16,57	0,49	25,105	$1,26 \cdot 10^{-10}$	147,5
$i_h=10^{-9}$ мм/м	19,0		8,99	18,52	0,495	28,006	$1,4 \cdot 10^{-10}$	132,2
	21,0		9,94	20,46	0,5	30,906	$1,55 \cdot 10^{-10}$	119,8

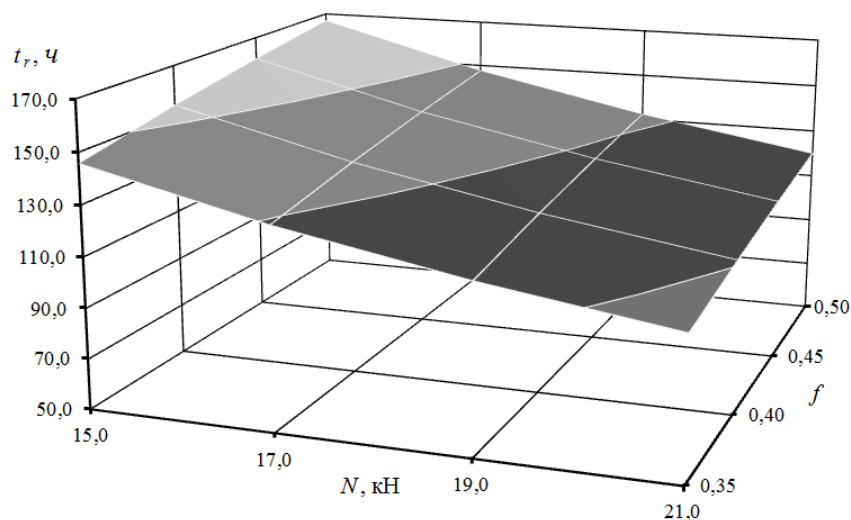


Рисунок 2 - Зависимость фактического ресурса фрикционной накладки ( $t_r$ ) дисково-колодочного тормоза от прижимного нормального усилия ( $N$ ) и динамического коэффициента трения ( $f$ ) при скорости скольжения  $V_{ск} = 18,0$  м/с

Для увеличения в 1,25 раза ресурса фрикционной накладки необходимо соблюдать регламентируемые величины коэффициентов взаимного перекрытия пар трения, но при этом представляется возможным в:

- 1,25 раза увеличить площадь фрикционной накладки при сохранении неизменным отношения ее длины к ширине. При этом она составит  $0,00625 \text{ м}^2$ ;

- 2,3 раза увеличить длину фрикционной накладки за счет уменьшения ее ширины при сохранении площади на прежнем уровне. Новые конструктивные параметры составят: длина 0,23 м, ширина 0,022 м;

- 2,27 раза уменьшить приведенный радиус микровыступов поверхностей тормозного диска за счет повышения чистоты обработки его поверхностей беговых дорожек трения.

Отклонение  $M_{T1}$ , полученного значения по зависимости (15) от  $M_T$ , фигурируемого в зависимости (4) составляет всего 0,5%, что для подобных расчетов является хорошим результатом.

Аналогичным образом поступаем при оценке ресурса фрикционных накладок узлов трения ленточно- и барабанно-колодочного тормоза. На основании расчетно-эксплуатационных данных приведены значения улучшенных конструктивных параметров для увеличения ресурса фрикционной накладки в 1,25 раза для различных тормозных устройств (см. табл. 3).

Таблица 3 - Значения улучшенных конструктивных параметров, для увеличения ресурса фрикционной накладки в 1,25 раза для различных типов узлов трения тормозных устройств

Улучшенные конструктивные параметры	Тормозные устройства:		
	дисково-	ленточно-	барабанно-
	колодочные*		
$S_n, \text{ м}^2$	$\frac{1,25}{0,00625}$	$\frac{1,25}{0,0345}$	$\frac{1,25}{0,033}$
$L_n, \text{ м}$	$\frac{2,3}{0,23}$	$\frac{1,88}{0,43}$	$\frac{1,62}{0,36}$
$r, \text{ мкм}$	$\frac{2,27}{0,44}$	$\frac{2,24}{0,45}$	$\frac{2,32}{0,43}$

\*Примечание: в числителе указана величина, в сколько раз увеличивается (для  $S_n$  и  $L_n$ ) и уменьшается (для  $r$ ) исходные значения конструктивных параметров, а в знаменателе – значение улучшенного конструктивного параметра.

Анализ полученных данных, приведенных в табл. 3, позволяет констатировать следующее:

– поскольку рабочие поверхности фрикционных накладок дисково-, барабанно- и ленточно-колодочного тормоза относятся к различным типам узлов трения, их площади отличаются в 4,5-5,3 раза;

– площадь и длина фрикционных накладок ленточно- и барабанно-колодочных тормозов различаются незначительно, поскольку у них коэффициент взаимного перекрытия почти одинаковый;

– радиус микровыступов металлического элемента во всех узлах трения почти одинаковый, поскольку он фрикционно взаимодействует с композиционным материалом ФК-24А.

### ВЫВОДЫ

Таким образом, предложен метод оценки ресурса фрикционных накладок различных типов узлов трения тормозных устройств при электротермомеханическом нагружении и проиллюстрированы пути увеличения их ресурса за счет варьирования конструктивными параметрами накладки.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко [и др.]. – Киев-Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. – 371с.
2. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575с.
3. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 475с.
4. Колесников В. И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах / В. И. Колесников. – М.: Наука, 2003. – 279с.
5. Бартенев Г. М. Трение и износ полимеров / Г. М. Бартенев, В. В. Лаврентьев. – Л.: Химия, 1972. – 239с.
6. Бартенев Г. М. Физика полимеров / Г. М. Бартенев, С. Я. Френкель. – Л.: Химия, 1990. – 432с.
7. Томский К. О. Повышение эффективности работы и износостойкости тормозных устройств путем применения биметаллических материалов: дисс. ...канд. техн. наук: 05.02.04 / Томский Кирилл Олегович. – Москва, 2013. – 152с.