

Возный А.В.

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина***РОБАСТНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

В материалах статьи проиллюстрировано робастный подход к расчету и проектированию фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов, включающий в себя влияние качества фрикционных поверхностей, устойчивости и стабилизации эксплуатационных параметров, режимов энергонагруженности, а также влияние внешних и внутренних полей на эксплуатационные параметры дисково-колодочного тормоза.

**Ключевые слова:** дисково-колодочный тормоз, пары трения, робастный подход, расчет и проектирование, внутренние и внешние поля воздействия, структурно-параметрический синтез.

**Состояние проблемы.** Для оценки работоспособности проектируемых фрикционных устройств дисково-колодочных тормозов *автотранспортных средств* в настоящее время используются не только методы тепловой динамики и моделирования, но и методы позволяющие производить оценку энергетических уровней на микро- и наноуровнях поверхностных и подповерхностных слоев пар трения трибосопряжения [1]. Все это позволит прогнозировать износо-фрикционные свойства пар трения тормоза по параметрам трения и изнашивания на этапе выбора фрикционных материалов, находящегося в состоянии неравновесной трибологии. Последняя для полимерных фрикционных элементов характеризуется равновесной и неравновесной статистической механикой и термодинамическим пределом, оценивающим ее трехфазное состояние при работе в диапазоне поверхностных температур ниже и выше допустимой температуры для фрикционных материалов накладки. Электротермомеханическое трение микровыступов пар трения тормоза происходит в едином поле взаимодействия за счет изменения градиентов параметров процессов, явлений и эффектов при омывании скоростными токами сред их рабочих и нерабочих поверхностей.

Остановимся на конструкции и работе дисково-колодочного тормоза (рис. 1 а, б, в). Последний состоит из вращающегося сплошного диска 1, к которому с обеих сторон при помощи привода (на рис. 1 а, б, в не показан) прижимаются неподвижные колодки 2 с фрикционными накладками 3. Последние расположены внутри суппорта 4, закрепленного на кронштейне цапфы (на рис. 1 а, б, в не показана). При фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей накладок 3 с вращающимся тормозным диском 1 под действием нормального прижимного усилия  $N$  формируется беговая дорожка трения диска 5.

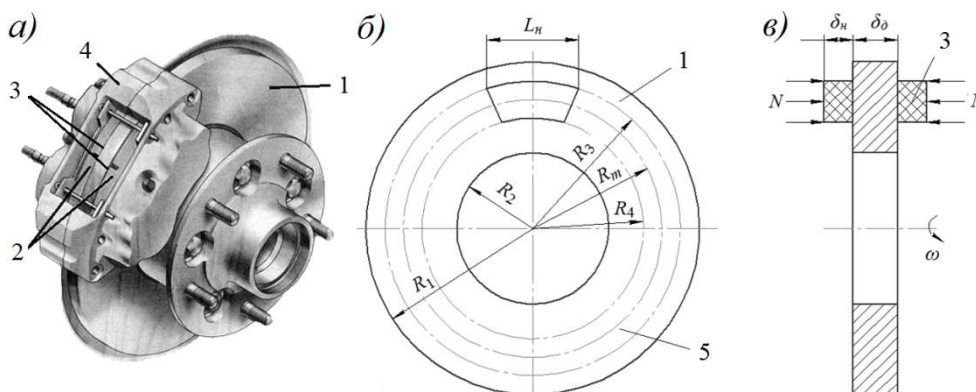


Рисунок 1. а, б, в. Дисково-колодочный тормоз (а) и схема фрикционного взаимодействия его пар трения (б, в): 1 – вращающийся сплошной тормозной диск; 2, 3 – неподвижные колодки с фрикционными накладками; 4 – суппорт; 5 – беговая дорожка трения

На рис. 1 а, б, в использованы следующие обозначения:  $N$  – прижимное усилие;  $\omega$  – угловая скорость диска;  $R_1, R_2$  – внешний и внутренний радиусы тормозного диска;  $R_3, R_4, R_m$  – радиусы

беговой дорожки трения диска: максимальный, минимальный и средний;  $\delta_n, \delta_o$  – толщина: накладки; диска.

**Технические условия и влияние полей на эксплуатационные параметры дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства.** Типовые технические условия на выбор материалов для фрикционной пары трения включают параметры, приведенные в табл. 1 [2]. Кроме параметров, представленных в последней, указывают тип контакта, требования к контактной податливости стыка пар трения, а также вид охлаждения (естественный, вынужденный и кондуктивный), огнестойкости, влагостойкости материала и показатели качества в соответствии с ГОСТ 18090-72.

Таблица 1

Технические условия на пару трения дисково-колодочного тормоза

Параметр	Буквенное обозначение	Единица измерения	
Нагрузка на пару трения	$N$	кН	
Продолжительность скольжения с учетом скорости начала и конца замыкания при включении	$\tau$	с	
Число включений в час	$n$	–	
Податливость стыка контакта	$\Pi$	мм/кН	
Динамический коэффициент взаимного перекрытия трения	$K_{вз}$	–	
	$f$	–	
Средние значения разности потенциалов при: генерировании электрических токов; аккумулировании тепловых токов и их циркуляции в тормозном диске	$\Delta\varphi_{э}$	мВ	
	$\Delta\varphi_m$	мВ	
Коэффициенты:	температуропроводности	$a$	м <sup>2</sup> /с
	распределения тепловых потоков	$\alpha_1, \alpha_2$	–
Температуры: вспышки, поверхностные, объемные	$t_{в}, t_n, t_o$	°С	
Напряжения: механические, температурные	$\sigma_m, \sigma_t$	МПа	
Момент инерции маховых масс тормозного диска	$J_m$	кН·м·с <sup>2</sup>	
Работа	трения	$W_{тр}$	Дж
Мощность		$P_{тр}$	Вт
Энергетическая объемная интенсивность изнашивания	$i_v$	мм <sup>3</sup> /с	

Необходимо учитывать, что большинство из перечисленных выше требований, в первую очередь, отвечают фрикционные пары, у которых стабильно и равномерно протекает изменение химического, фазового состава, структуры и, следовательно, обеспечивается постоянство свойств поверхностного и приповерхностного слоев в процессе эксплуатации.

На нормальную работу фрикционного узла существенное влияние оказывают внешние и внутренние поля (табл. 2), возникающие на поверхностных и в приповерхностных слоях пар трения в зависимости от вида энергии поля, способа воздействия и изменения выходных параметров (динамического коэффициента трения ( $f$ ) и энергетической объемной интенсивности изнашивания ( $i_v$ ) материалов накладки) при допустимой величине их энергетического состояния.

**Влияние энергонагруженности фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза на износо-фрикционные свойства их пар трения.** Рассмотрим это влияние применительно к различным материалам фрикционных накладок колодок автомобилей семейства ВАЗ 2108-2110; 99 [3] передних дисково-колодочных тормозов, испытывающих неодинаковые режимы нагружения (табл. 3).

Анализ полученных эксплуатационных параметров для дисково-колодочных тормозов показал следующее:

– только первый фрикционный материал работал при удельных нагрузках от 2,0 до 8,0 МПа, а все остальные материалы работали при удельных нагрузках от 2,0 до 6,0 МПа;

– минимальное значение динамического коэффициента трения имели третий (0,21), второй (0,26) и десятый (0,275) фрикционные материалы; в то же время в остальных фрикционных материалах минимальные значения динамического коэффициента трения колебались от 0,33 до 0,46; при этом максимальные значения динамического коэффициента трения изменялись от 0,47 до 0,66;

## Влияние внешних и внутренних полей

Вид энергии поля	Способ воздействия	Изменение выходных параметров при допустимой величине энергетического состояния	
		$f$	$i_v$
Механическая	Существенное изменение градиента механических свойств по толщине пар трения	Изменяется в 1,5-2,0 раза	Изменяется в 1,2-1,5 раза
Электрическая	Генерирование электрического тока на пятнах контактов микровыступов	Изменяется до 3,0 раза	Увеличение в 2,5-5,0 раз
Тепловая	Нагревание или вынужденное охлаждение	Изменяется в 2,0-3,0 раза	Изменяется в 5,0-10, раз
Химическая	Экзо- и эндотермические реакции в приповерхностном слое полимерной накладки	Изменяется на 15,0-20,0%	Увеличение в 2,0-3,0 раза
Электромагнитная	Трение в слабом магнитном поле	Увеличение на 40,0-50,0%	Увеличение на 20,0-30,0%
Скоростные поля омывающих сред	Омывание поверхностных и приповерхностных слоев пар трения	Увеличение в 1,1-1,25 раза	Увеличение в 1,05-1,15 раза

Таблица 3

Результаты тестов фрикционных накладок колодок легковых автомобилей семейства ВАЗ 2108-2110; 99 передних дисково-колодочных тормозах при различных режимах нагружения

№	Марка материала накладки	Колебания			Линейный износ*		Прочность соединения накладки с колодкой*, МПа
		$p$ , МПа	$f$	$t_n$ , °C	диска	накладки	
1	РОСТДОТ 5000EURO	2,0-8,0	0,36-0,546	50,0-540,0	0,04/ –	1,07/0,85	9,5/2,5
2	591 700В (Германия)	2,0-6,0	0,26-0,5	50,0-500,0	0,023/ –	0,79/0,85	3,45/3,5
3	MS 13.0460-2965.2 (Германия)	2,0-6,0	0,21-0,51	50,0-50,0	0,05/ –	7,2/0,85	13,2/3,5
4	311 FF КВА 60 793 00 (фирма Continental Teves)	2,0-6,0	0,41-0,58	50,0-530,0	0,02/ –	0,71/0,85	8,4/2,8
5	RX 2040 (фирма Continental Teves)	2,0-6,0	0,39-0,66	50,0-530,0	0,012/ –	0,7/0,85	9,6/2,8
6	LMS 11690R – 01107/364 GDB 469.8.80.91 безасбестовые	2,0-6,0	0,46-0,51	50,0-400,0	0,025/ –	0,81/0,85	10,0/2,8
7	АОВ 0173 (фирма Allied Nippon)	2,0-6,0	0,64-0,37	50,0-450,0	0,011/ –	0,52/0,85	8,4/2,8
8	V210, безасбестовые (FinWahle, Германия)	2,0-6,0	0,58-0,33	50,0-450,0	0,02/ –	1,02/0,85	9,8/2,8
9	FDB 527 (фирма Federal Mogul)	2,0-6,0	0,47-0,39	50,0-450,0	0,024/ –	0,63/0,85	6,2/2,8
10	FD-P-2003 (фирма Pilenga)	2,0-6,0	0,535-0,275	50,0-450,0	0,005/ –	1,22/0,85	10,8/2,8

\* Примечание: в числителе – текущие значения величин параметров, а в знаменателе их допустимые величины.

– минимальная поверхностная температура для всех пар трения составляла 50°C, а максимальная - (530-540) °C, которая намного превышала допустимую температуру (390°C) для материалов фрикционной накладки; только для шестого материала накладки максимальная поверхностная температура составила 400°C.

– минимальный линейный износ беговой дорожки трения диска имели десятая, седьмая и пятая пары трения, изменяющегося от 0,005 до 0,012мм; что касается линейного износа рабочих поверхностей фрикционных накладок то их минимальный износ имел место в девятой (0,63мм), пятой (0,7мм) и четвертой (0,71мм) парах трения, а максимальный износ - в восьмой (1,02мм), первой

(1,07) и десятой (1,22мм) парах трения; при этом регламентируемый износ рабочей поверхности накладки (0,85мм) был превышен в первой (1,07мм), восьмой (1,02мм) и десятой (1,22мм) парах трения, что связано с большими величинами удельных нагрузок, динамических коэффициентов трения и, как следствие, поверхностных температур пар трения;

– прочность соединения нерабочей поверхности фрикционной накладки с основанием колодок только в одном случае не отвечало допустимой величине (3,5МПа) для второй пары трения составляло 3,45 МПа; для всех остальных пар трения текущие значения величин прочности соединения были больше в (2,20- 3,85) раза.

Таким образом, из-за небольших коэффициентов взаимного перекрытия пар трения (0,1-0,2) в дисково-колодочных тормозах автотранспортных средств наблюдается увеличение удельных нагрузок в 8-10 раз, динамического коэффициента трения в 1,5-1,7 раза, поверхностных температур в 1,3-1,7 раза, и как следствие, износа пар трения в 3,5-4,5 раза большего, нежели в парах трения барабанно-колодочных тормозов автотранспортных средств.

**Робастный подход к расчету и проектированию фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов.** Робастный подход к расчету и проектированию фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств является новым, поскольку включает в себя состояния их поверхностных и подповерхностных слоев, связанных с качеством фрикционных поверхностей, устойчивостью и стабильностью эксплуатационных параметров. Кроме того, осуществляется регулирование и управление эксплуатационными параметрами при электротермомеханическом трении. В конечном итоге, проводится оптимизация как конструктивных, так и эксплуатационных параметров фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза. Основой для проведения последней является структурно-параметрический синтез фрикционного узла тормоза.

В дальнейшем рассматривается качество переходных процессов фрикционных узлов, устойчивость, стабилизация, регулирование и управление их эксплуатационными параметрами и в конце оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения тормоза.

Алгоритм синтеза фрикционного узла формируют в соответствии с техническими условиями на пару трения тормоза, в которых должны учитываться для материалов пары составляющие их поверхностных и подповерхностных слоев, рассматриваемые на нано-, микро- и миллиуровнях. При этом необходимо обратить внимание на: разность потенциалов, выхода электронов и их дебаевскую длину пробега, уровни Ферми, тип контакта (омический, нейтральный и блокирующий) и его электро- и теплопроводность, а также условия снижения трибоэффекта. Производят предварительный выбор пары трения, включающий:

– по справочным данным, пользуясь критерием НВ (твердость по Бринеллю) и  $\delta_p$  (линейное удлинение при разрыве), подбирают наиболее износостойкий материал контртела (сопротивление изнашиванию пропорционально этому критерию);

– на основании сопоставления кривых фрикционной теплостойкости в виде зависимостей динамического коэффициента трения  $f$  и интенсивности изнашивания  $i$  от максимальной температуры поверхности трения  $t_{max}$  (ниже и выше допустимой температуры для материалов фрикционной накладки)  $f=f(W_{mp}, N, t_{max})$  и  $i=i(W_{mp}, N, t_{max})$  (где  $W_{mp}$  - работа трения;  $N$  - нормальное прижимное усилие) выявляют пару трения, отвечающую техническим условиям;

– выбирают конструкцию фрикционного узла (одно- или многопарный) и вид нагружения (апериодический, циклический или длительный), обеспечивающий импульсный или длительный подвод теплоты к фрикционным поверхностям, коэффициент взаимного перекрытия  $K_{\text{вз}}$  и конструктивные размеры пары трения, а также продолжительность их косвенного охлаждения;

– в тех случаях, когда в готовой конструкции фрикционная пара не удовлетворяет техническим условиям, то разрабатывается новая конструкция с очередным отбором ряда опытных материалов с последующими их стендовыми или промышленными испытаниями пар трения дисково-колодочного тормоза.

**Выводы.** Таким образом, рассмотрены особенности робастного подхода к расчету и проектированию фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства включающего в себя влияние качества фрикционных поверхностей, устойчивости и стабильности эксплуатационных параметров, а также влияние внешних и внутренних полей на эксплуатационные параметры дисково-колодочного тормоза, и предложен алгоритм предварительного выбора пары трения тормоза.

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. – Баку: Апостроф, 2016. – 253с.
2. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко [и др.]. – Киев – Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. – 371с.
3. Промышленные испытания фрикционных накладок колодок автомобилей семейства ВАЗ 2108-2110; 99 / Автомобильный завод GM-AVTOVAZ // Закрытое акционерное обществоТольятти, – 2014 г.

#### REFERENCES

1. Volchenko, A., Volchenko, N., Voznyiy, A. et al. (2016). *Design and check calculation of the friction drum-nodes and disk-drum brakes of vehicles*. Baku, Apostrof Publ., 253 p.
2. Volchenko, A., Kindrachuk, M., Volchenko, D. et al. (2015). *Tribology*. Kyiv, Krasnodar, Plai Publ., 371 p.
3. Automobile Plant GM-AVTOVAZ. (2014). *Industrial tests of the friction lining pads of vehicles VAZ 2108-2110; 99*. Joint Stock Company Togliatti.

#### **Возный А.В. Робастний підхід до розрахунку і проектуванню фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів.**

У матеріалах статті проілюстровано робастний підхід до розрахунку і проектування фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм, що включає в себе вплив якості фрикційних поверхонь, стійкості і стабілізації експлуатаційних параметрів, режимів енергонавантаженості, а також вплив зовнішніх і внутрішніх полів на експлуатаційні параметри дисково-колодкового гальма.

**Ключові слова:** дисково-колодкове гальмо, пари тертя, робастний підхід, розрахунок і проектування, внутрішні і зовнішні поля впливу, структурно-параметричний синтез.

#### **A. Voznyi. Robust approach to the calculation and design of the friction units of the disk brakes of the vehicles.**

At present to evaluate the performance of devices designed friction units of the disk brakes of the vehicles we are using not only the methods of thermal dynamics and modeling techniques but also enabling the evaluation of the energy levels at the micro- and nanoscale surface and sub-surface layers of friction pairs of tribomating. All of this will allow to predicting the wear and friction properties of the friction pairs of the brake by the parameters of friction and wear at the stage of selection of friction materials in a state of non-equilibrium tribology. The non-equilibrium tribology for polymer friction elements is characterized by equilibrium and nonequilibrium statistical mechanics and thermodynamic limit, assessing its three-phase state at the surface in the temperature range above and below the allowable temperature for the friction material of the pad. Electric-thermal-mechanical friction of microprotrusions of the friction pairs of the brake occurs in a single field of interaction by changing the gradient of the parameters of the processes, phenomena and effects when washing high-speed air flow of the working and non-working surfaces.

We've illustrated a robust approach to the calculation and design of the friction units of disk brakes, which includes the impact of the quality of the friction surfaces, stability and stabilization of operating parameters, energyloading modes, and the impact of internal and external fields on the operating parameters of disk brake.

The article provides specifications for friction pair of disk brake, the general scheme of contact interaction with electric-thermal-mechanical friction and described preselection brake friction pair algorithm.

**Keywords:** disc brake, friction pairs, robust approach, calculation and design, internal and external field effects, structural and parametric synthesis.

#### **АВТОР:**

**ВОЗНЫЙ Андрей Владимирович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина, e-mail: [Anarkil@i.ua](mailto:Anarkil@i.ua)

#### **АВТОР:**

**ВОЗНИЙ Андрій Володимирович**, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Науково-дослідного інституту нафтогазової енергетики і екології, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна, e-mail: [Anarkil@i.ua](mailto:Anarkil@i.ua)

#### **AUTHOR:**

**Andriy VOZNYI**, Ph.D., senior researcher at the Petroleum Power and Environmental Engineering Research Institute, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine, e-mail: [Anarkil@i.ua](mailto:Anarkil@i.ua)