



Разработка метода рационального проектирования фрикционного узла тормоза дисково-колодочного типа

© А.Е. Литвинов*, П.А. Поляков*, А.А. Голиков*, Н.А. Задаянчук**

*Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, Россия

**Кубанский государственный университет, г. Краснодар, Россия

Резюме: Цель – разработка метода рационального проектирования фрикционного узла с наложением ограничений по минимизации маховых масс вращающихся элементов и отсутствием наступления термостабилизационного состояния. Исходными данными для расчета являлись тормозной момент, удельное давление в паре трения, угловая скорость и диаметр ступицы тормозного диска. Для расчета конструктивных и эксплуатационных параметров тормоза дисково-колодочного типа на предварительном этапе применялся метод геометрического программирования. Затем уточнялись параметры, исходя из условий взаимоисключающих факторов (энергоемкость и время торможения) и напряженно-деформированного состояния. На основе алгоритма метода рационального проектирования фрикционного узла была разработана программа для расчета на языке программирования DELPHI. На предварительном этапе проектирования определены диапазоны конструктивных параметров: диаметр тормозного диска – от 0,237 до 0,37 м; ширина рабочих поверхностей – от 0,0335 до 0,1 м; толщина полу-дисков – от 0,012 до 0,026 м. Окончательным результатом метода рационального проектирования явились уточненные диапазоны конструктивных параметров: диаметр – от 0,31 до 0,324 м; ширина – от 0,041 до 0,0485 м; толщина – от 0,0148 до 0,0151 м. Установлено, что разработанный метод рационального проектирования уменьшает диапазоны диаметра проектируемого тормозного диска по сравнению с предварительным расчетом в 9,5 раза, тогда как диапазоны ширины рабочих поверхностей снижаются в 8,9 раза, а диапазон толщины – в 46,6 раза. На завершающем этапе используемого метода были определены второстепенные конструктивные и эксплуатационные параметры фрикционного узла: площади рабочей и нерабочей поверхностей пар трения, коэффициент их взаимного перекрытия. Предложенный метод рационального проектирования уменьшает выборный диапазон конструктивных параметров, что позволит обеспечить более рациональный выбор соответствия их заданным эксплуатационным характеристикам. Разработанный метод предлагает проектирование фрикционного узла тормоза дисково-колодочного типа на основе ограничений по металлоемкости и наступлению термостабилизационного состояния.

Ключевые слова: тормозной диск, геометрическое программирование, термостабилизационное состояние, маховые массы, энергоемкость

Для цитирования: Литвинов А.Е., Поляков П.А., Голиков А.А., Задаянчук Н.А. Разработка метода рационального проектирования фрикционного узла тормоза дисково-колодочного типа. *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2021. Т. 25. № 3. С. 309–319. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-3-309-319>

Rational design for a friction unit of a disc-shoe brake

Artem E. Litvinov*, Pavel A. Polyakov*, Aleksey A. Golikov*, Nina A. Zadayanchuk**

*Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

**Kuban State University, Krasnodar, Russia

Abstract: In this study, we develop a rational design for a friction unit provided that restrictions are imposed on the fly-wheel masses of rotating elements and the onset of a thermal stabilization state. The input calculation data were the braking torque, specific pressure in the friction pair, angular velocity and the diameter of the brake disc hub. The geometric programming method was used at the preliminary stage to calculate the design and operational parameters of a disc-shoe brake. Further, the parameters were refined based on the conditions of mutually exclusive factors (energy intensity and braking time) and the stress-strain state. On the basis of the proposed rational design for a friction unit, a software application for calculating in the DELPHI programming language was developed. The ranges of design parameters were determined at the preliminary design stage: a brake disc diameter from 0.237 to 0.37 m; the width of working surfaces from 0.0335 to 0.1 m; and the thickness of half-discs from 0.012 to 0.026 m. The final result of the rational design method was the specified ranges of design parameters: diameter from 0.31 to 0.324 m; width from 0.041 to 0.0485 m; and thick-

ness from 0.0148 to 0.0151 m. The developed method of rational design reduces the diameter ranges of the designed brake disc in comparison with the preliminary calculation by 9.5 times, while the ranges of the width of the working surfaces are reduced by 8.9 times, and the thickness range – by 46.6 times. At the final stage, the secondary design and operational parameters of the friction unit were determined: the areas of the working and non-working surfaces of the friction pairs and the coefficient of their mutual overlap. The proposed method of rational design reduces the selected range of design parameters, which will provide a more rational choice of compliance with their specified performance characteristics.

Keywords: brake disc, geometric programming, thermal stabilization state, flyweight, energy consumption

For citation: Litvinov AE, Polyakov PA, Golikov AA, Zadayanchuk NA. Rational design for a friction unit of a disc-shoe brake. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Proceedings of Irkutsk State Technical University*. 2021;25(3):309–319. (In Russ.) <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-3-309-319>

ВВЕДЕНИЕ

В современном машиностроении в достаточном количестве применяются различные типы фрикционных узлов тормозных механизмов. Объединяющим компонентом всех фрикционных узлов является сила трения и ее производные эксплуатационные параметры. В результате трения в тормозных механизмах побочным продуктом при их работе является образование тепла, главным критерием которого является температура на рабочих поверхностях фрикционного узла тормозного механизма. Многие исследования информируют о влиянии температуры на эксплуатационные параметры пар трения тормозного механизма. В целом все работы, посвященные изучению тормозных механизмов, можно классифицировать на три направления:

- 1) посвящено эксплуатационным параметрам, влияющим на энергонагруженность пар трения тормозов;
- 2) заключается в борьбе с энергонагруженностью с помощью различных способов охлаждения;
- 3) связано с управлением тормозным механизмом.

В работе [1, 2] авторы приводят исследование, посвященное влиянию скорости скольжения и температуры контакта на стабильность коэффициента трения. В исследовании [3] уделяется внимание влиянию диссипаций на нестабильную работу тормозной системы. В рамках статьи [4] приводится решение прямой задачи по проектированию профиля геометрии пар трения с достижением наилучших параметров распределения давления по площади контакта. В исследо-

ваниях [5, 6] авторы приводят решение обратной задачи с определением геометрии поверхности трения фрикционного узла от режима трения и распределения удельного давления в парах трения различных типов тормозов. В работе [7] описывается влияние колебаний и тепловых процессов на износофрикционные параметры пар трения ленточно-колодочного тормоза. В рамках лабораторных исследований [8] определена оценка линейного износа для реального фрикционного узла дисково-колодочного тормоза.

В рамках второго направления приведены исследования [9–13], в которых температура играет роль входного параметра и оценивается теплоотдача от различных типов вентиляционного аппарата. В исследовании [14] производится расчет коэффициентов теплоотдачи от значений поверхностной температуры двух контактирующих тел, в [15] показан расчет параметров вентилируемых тормозных дисков, в [16] приводится расчет количества воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат тормозного диска от его геометрических параметров.

Работы, связанные с управлением тормозной системой или, в частности, с тормозным механизмом, также широко представлены в отечественных и зарубежных статьях. В литературном источнике [17] представлено разработанное рекуперативное устройство для пневматической тормозной системы. В исследовании [18] приводится электронная система управления тормозной системы автомобиля.

После анализа литературных источников можно сделать вывод о том, что исследова-



ния представляют собой отдельные расчеты параметров тормоза. Конструктивные параметры рассчитываются от одного или двух эксплуатационных параметров. Отсутствуют методы проектирования пар трения фрикционных узлов тормозов. Методика определения конструктивных параметров из эксплуатационных показателей тормоза не предполагает наличия каких-либо ограничений. В результате чего необходимо сформулировать цель исследования – это разработка метода рационального проектирования фрикционных узлов тормозного механизма с учетом ограничений по минимизации маховых масс вращающегося металлического фрикционного элемента и отсутствия термостабилизационного состояния.

АЛГОРИТМ МЕТОДА РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для выполнения разработки метода рационального проектирования фрикционных узлов тормоза дисково-колодочного типа, работающего в различных режимах торможения, необходимо разработать алгоритм. Режимы торможения могут быть однократными (апериодическими или длительными) и повторно-кратковременными. Задача по проектированию фрикционного узла является многокритериальной. Решение этой задачи заключается во всестороннем анализе фрикционных узлов, содержащих теоретические зависимости по оценке их конструктивных и эксплуатационных параметров.

Для разработки метода проектирования необходимо наложить следующие ограничения:

Первым ограничением являются габаритные размеры пары трения тормоза дисково-колодочного типа. Из большого числа критериев (диаметр, толщина, ширина рабочей накладки, плотность материала тормозного диска, площади рабочей и нерабочей поверхностей тормозного диска), которые могут оказывать влияние на габаритные размеры тормозного механизма, однозначно можно выделить массу вращающегося металлического элемента фрикционного узла ($m_{m\partial}$).

Вторым ограничением можно считать

определяющий критерий, который влияет на эксплуатационные параметры тормозного механизма. К эксплуатационным показателям тормоза дисково-колодочного типа, помимо тормозного момента, удельного давления и коэффициента трения, относятся показатели теплового состояния. В качестве показателей теплового состояния первым является температура на поверхности рабочих пар трения (ограничивается температурой деструкции материалов фрикционной накладки t_n), вторым параметром считается момент наступления термостабилизационного состояния тормозного диска (условие возникновения при равенстве подведенной и отведенной энергии от пар трения).

Опираясь на ранее разработанные методы проектирования фрикционных узлов барабанно-колодочного типа [19], разработан алгоритм поэтапного рационального проектирования [5], представленный на рис. 1.

Первым этапом задается диапазон исходных данных и материал, из которого будут изготавливаться металлический и неметаллический элементы фрикционного узла. В список исходных параметров включают удельные нагрузки на рабочей поверхности тормозного диска ($p_{m\partial}$), необходимый тормозной момент фрикционного узла (M_T), предельную угловую скорость тормозного диска ($\omega_{m\partial}$), диаметр ступицы (d_{cm}).

Диапазоны исходных данных представлены далее.

Вторым этапом производится определение основных геометрических параметров тормозного диска (диаметр D , рабочая ширина B и толщина δ):

$$\begin{cases} p'_{m\partial} \leq p_{m\partial} \leq \overline{p_{m\partial}}; \\ M'_T \leq M_T \leq \overline{M_T}; \\ d'_{cm} \leq d_{cm} \leq \overline{d_{cm}}; \\ \omega'_{m\partial} \leq \omega_{m\partial} \leq \overline{\omega_{m\partial}}. \end{cases} \quad (1)$$

$$D = \frac{d_{cm}}{2} + \sqrt{\frac{d_{cm}^2}{4} + \frac{8M_T}{f[p]}}; \quad (2)$$

$$B = \frac{D}{2} - \frac{d_{cm}}{2}; \quad (3)$$

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_T}{[\sigma_{из}]B}}; \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} D' &\leq D \leq \bar{D} \\ B' &\leq B \leq \bar{B} \\ \delta' &\leq \delta \leq \bar{\delta} \end{aligned} \right\} \alpha'_i \leq \alpha_i \leq \bar{\alpha}_i; (i=1,2,3), \quad (5)$$

где f – коэффициент трения материала фрикционного узла; $[p]$ – допустимое давление (выбирается из условия (1)), МПа; $[\sigma_{из}]$ – допустимое напряжение при изгибе, МПа.

После определения основных конструктивных параметров необходимо уделить внимание второстепенным конструктивным и эксплуатационным параметрам: площади

рабочей поверхности тормозного диска ($A_{pm\delta}$) и фрикционной накладки ($A_{pфн}$), площади нерабочей поверхности тормозного диска (с учетом ребер вентиляционного аппарата) ($A_{нm\delta}$) и площади нерабочей поверхности фрикционной накладки ($A_{нфн}$), коэффициенту отношения рабочей и нерабочей поверхностей тормозного диска (K), коэффициенту взаимного перекрытия пар трения ($K_{вз}$), силе трения ($F_{тр}$), работе трения ($W_{тр}$). Окончательный расчет будет выполнен, когда конструктивные параметры будут удовлетворять всем наложенным ограничениям разработанного метода.

$$A_{pm\delta} = \frac{\pi}{4}(2DB - B^2); \quad (6)$$

$$A_{нm\delta} = \frac{\pi}{4}(2DB - B^2) + 2n\delta(d - B); \quad (7)$$

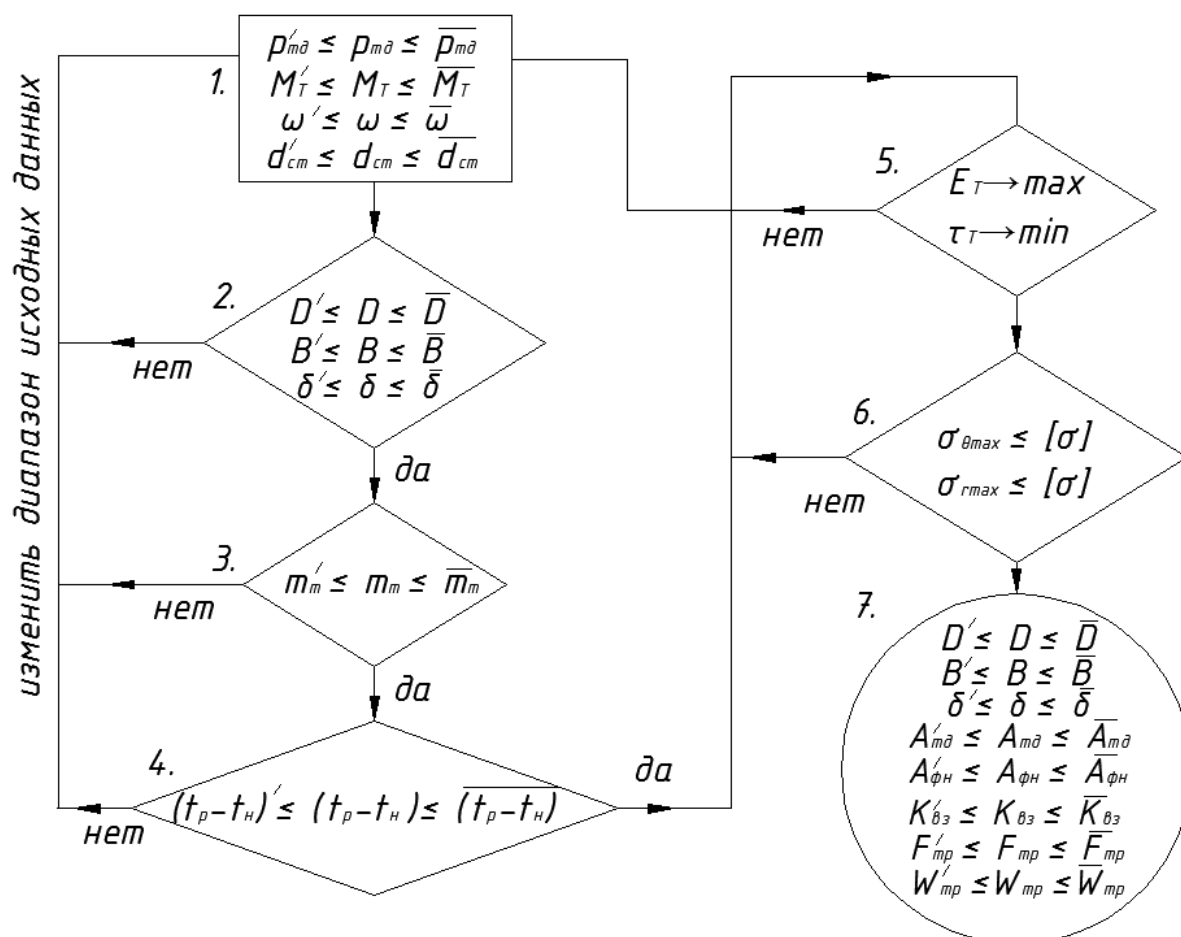


Рис. 1. Алгоритм метода рационального проектирования фрикционного узла тормоза дисково-колодочного типа
Fig. 1. Algorithm of the rational design method of the disc-shoe brake friction unit



$$A_{pфн} = A_{нфн} = \frac{\pi}{4} (2DB - B^2) \frac{\alpha}{360^\circ}; \quad (8)$$

$$K = \frac{A_{pмд}}{A_{нмд}} = \frac{\frac{\pi}{4} (2DB - B^2)}{\frac{\pi}{4} (2DB - B^2) + 2n\delta(d - B)}; \quad (9)$$

$$K_{вз} = \frac{A_{pфн}}{A_{пмд}} = \frac{\frac{\pi}{4} (2DB - B^2) \frac{\alpha}{360^\circ}}{\frac{\pi}{4} (2DB - B^2)}; \quad (10)$$

$$F_{mp} = fp \frac{\pi}{4} (2DB - B^2) \frac{\alpha}{360^\circ}; \quad (11)$$

$$W_{mp} = fp\omega \frac{\pi}{4} (2DB - B^2) \frac{\alpha}{360^\circ} \tau, \quad (12)$$

где τ – время торможения, с.

Для реализации метода многокритериальности из количества геометрических параметров тормозного диска необходимо с помощью метода геометрического программирования сформулировать две целевые функции: первая $f_o(D, B, \delta)$ будет минимизировать маховые массы металлического фрикционного элемента, вторая $f_o'(D, B, \delta)$ – мини-

мизировать наступление термостабилизационного состояния и увеличивать энергоемкость фрикционного узла.

Маховые массы характеризуются моментом инерции, который определяется произведением массы на квадрат радиуса от центра вращения до центра масс:

$$I = \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i^2, \quad (13)$$

где m_i – масса i -го элемента тормозного диска, кг; r_i – радиус от центра вращения до центра масс i -го элемента тормозного диска, м.

Термостабилизационное состояние – это состояние, при котором аккумулируемое тепло становится равным по величине отведенной от поверхностей паре трения. Критерием, отвечающим за наступление термостабилизационного состояния, является разница между температурой на рабочей поверхности и температурой нерабочих поверхностей ($t_p - t_n$). Чем больше будет разница температур, тем меньше возможность наступления явления термостабилизации.

Для реализации метода геометрического программирования формулируются целевые функции $f_o(D, B, \delta)$ и $f_o'(D, B, \delta)$:

$$f_o(D, B, \delta) \rightarrow \min; \quad D > 0; B > 0; \delta > 0; \quad (15)$$

$$f_o(D, B, \delta) = \sum_{i \in 2} c_i \prod_j D^{a_{ij}} \cdot B^{a_{ij}} \delta^{a_{ij}}; \quad i = 1; \quad c_i > 0; \quad (16)$$

$$f_o'(D, B, \delta) \rightarrow \max; \quad D > 0; B > 0; \delta > 0; \quad (17)$$

$$f_o'(D, B, \delta) = \sum_{i \in 2} c_i \prod_j D^{a_{ij}} \cdot B^{a_{ij}} \delta^{a_{ij}}; \quad i = 1; \quad c_i > 0; \quad (18)$$

$$f_o(D, B, \delta) = c_1 \left[\frac{\pi \rho \delta}{4} (2DB - B^2) + \frac{\pi D \delta B}{n} \right] \rightarrow \min; \quad (19)$$

$$f_o'(D, B, \delta) = c_2 \left[\frac{2\pi B \lambda}{\ln\left(\frac{D}{D-B}\right)} + \alpha \pi B D + \frac{\pi \delta}{4\lambda} (2DB - B^2) \right] \rightarrow \max. \quad (20)$$

Метод геометрического программирования может реализовать рациональные конструктивные параметры тормозного диска.

Геометрическое решение метода геометрического программирования показано на рис. 2. Конструктивные параметры тормозного диска составляют ребра параллелепипеда π , состоящего из множества точек, удовлетворяющих условиям (5). После введения ограничений, налагаемых целевой функцией $f_0(D, B, \delta)$, из параллелепипеда π выделяется подмножество G , точки которого удовлетворяют как параметрическому множеству (5), так и ограничениям маховых масс (19):

$$m'_m \leq m_m \leq \overline{m_m}, \quad (21)$$

после необходимо проверить конструктивные параметры на отсутствие термостабилизационного состояния:

$$(t_p - t_n)' \leq (t_p - t_n) \leq \overline{(t_p - t_n)}. \quad (22)$$

Для этого из подмножества G выделяют множество D (рис. 2), точки которого удовлетворяют условиям максимизации по

разнице температур (22) и целевой функции $f'_0(D, B, \delta)$ (20).

Решением метода рационального проектирования является определение диапазона конструктивных параметров исходя из двух взаимоисключающих факторов: максимизации энергоемкости и минимизации времени торможения.

Энергоемкость пар трения характеризует количество энергии, аккумулируемое на рабочих поверхностях тормозного диска. Поэтому от увеличения энергоемкости зависит эффективность фрикционного узла тормозного механизма. Общая энергоемкость тормозного механизма рассчитывается по формуле:

$$E_T = \frac{W_{mp}}{t_n}, \quad (23)$$

где t_n – поверхностная температура фрикционного узла, °C.

$$E_T = \left[fp\omega \frac{\pi}{4t_n} (2DB - B^2) \frac{\alpha}{360^\circ} \tau \right]. \quad (24)$$

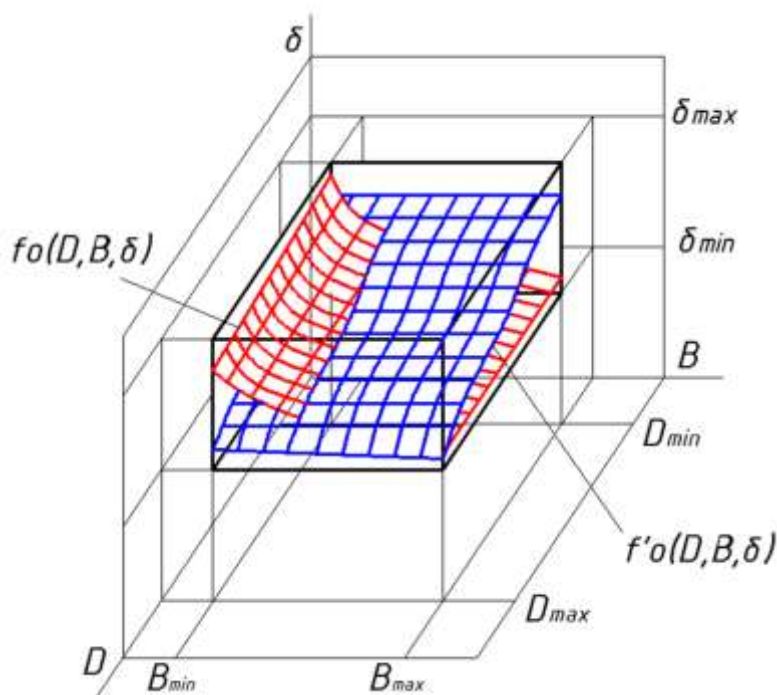


Рис. 2. Схема решения методом геометрического программирования
Fig. 2. Decision diagram by the geometric programming method

Среди допустимых точек множества D должно существовать несколько оптимальных точек, которые отвечают решению метода рационального проектирования. Эти точки находятся в диапазоне с шагом от точки пересечения взаимоисключающих факторов (рис. 3). Шаг возможно задать при решении метода рационального проектирования.

В итоге проводят проверку на соответствие условию напряженно-деформированного состояния полученных конструктивных параметров тормозного диска (25), (26).

Для оценки напряженно-деформированного состояния рассчитывается окружное σ_θ и радиальное σ_r напряжения:

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{\gamma \omega^2}{4g} \left[\frac{D^2}{4} (3 + \mu) + \frac{d_{cm}^2}{4} (1 - \mu) \right] \leq [\sigma]; \quad (25)$$

$$\sigma_{r \max} = \frac{3 + \mu}{8} \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} \left(\frac{D}{2} - \frac{d_{cm}}{2} \right)^2 \leq [\sigma], \quad (26)$$

где γ – вес единицы объема материала диска; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; μ – коэффициент Пуассона для материала тормозного диска.

Разработанный метод рационального проектирования [19] при заданных исходных данных дает возможность количественно оценить функциональные эксплуатационные

параметры, показатели спроектированных тормозных механизмов дисково-колодочного типа при варьировании их конструктивными параметрами в заданных границах с учетом двух взаимоисключающих факторов.

Согласно алгоритму разработанного метода рационального проектирования фрикционных узлов тормоза дисково-колодочного типа, разработана программа с использованием языка программирования DELPHI.

В качестве исходных данных был выбран диапазон тормозного момента на примере грузового автомобиля от 1540 до 2130 Нм. Удельные нагрузки находились в граничных пределах от 1,0 до 3,5 МПа. Угловая скорость изменялась в пределах от 29,8 до 43,2 с^{-1} . Диаметр ступицы выбирался из границ, заключенных в диапазоне от 0,17 до 0,22 м. Коэффициент трения материала фрикционной накладки равен 0,3 [20]. Моделируемая предельная температура рабочих пар трения в процессе торможения задавалась равной 250°C, которая соответствует предельной температуре деструкции материала фрикционных накладок тормозного механизма. В качестве материала тормозного диска выбираем серый литой чугун Gh190. Результат расчета с помощью метода рационального проектирования фрикционного узла представлен в таблице.

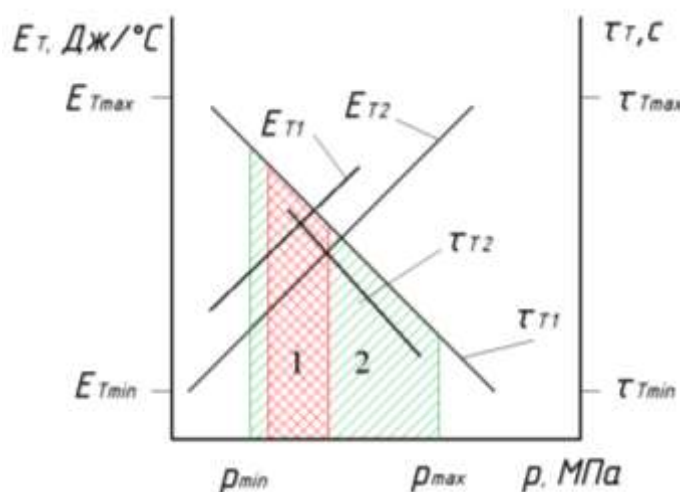


Рис. 3. Схема решения методом взаимоисключающих факторов: 1 – для повторно-кратковременного, 2 – для длительного режима торможения

Fig. 3. Decision diagram by the method of mutually exclusive factors: 1 – for intermittent braking mode, 2 – for extended braking mode

Результаты проектирования фрикционных узлов тормоза дисково-колодочного тормоза с рациональными конструктивными и эксплуатационными параметрами

Results of designing friction units of the disc-shoe brake with rational design and operational parameters

Исходные параметры			Ограничения по массе тормозного диска		
–	пределы			пределы	
	нижний	верхний		нижний	верхний
p , МПа	1,0	3,5	$m_{тд}$, кг	14,4	22,1
M_T , Нм	1540	2130	Ограничения по тепловой нагруженности тормозного диска		
ω , с ⁻¹	29,8	43,2		пределы	
$d_{см}$, м	0,17	0,22		нижний	верхний
t_p , °C	–	250	$t_p - t_n$, °C	54	98
Основные конструктивные параметры после первого этапа проектирования			Диапазон, определяемый условием взаимоисключающих факторов		
B , м	0,0335	0,1		пределы	
δ , м	0,012	0,026		нижний	верхний
D , м	0,237	0,37	T_T , с	25,0	30,0
Результаты метода рационального проектирования фрикционного узла тормоза дисково-колодочного типа			Ет, кДж/°C	0,65	0,88
B , м	0,041	0,0485	$A_{рмд}$, м ²	0,0204	0,0225
δ , м	0,0138	0,0151	$A_{рфн}$, м ²	0,0011	0,00187
D , м	0,31	0,324	K	1	1
–			$K_{вз}$	0,05	0,083
			$F_{тр}$, кН	0,321	1,96
			$W_{тр}$, кДж	9,56	84,7

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан метод рационального проектирования фрикционных узлов тормозов дисково-колодочного типа. Произведенный метод основан на определении диапазона рациональных конструктивных параметров пар трения тормозного механизма дисково-колодочного типа исходя из заданного диапазона конструктивных и эксплуатационных данных. Метод базируется на зависимостях основных конструктивных параметров (диаметр тормозного диска, его толщина и ширина рабочей поверхности) от тормозного момента, угловой скорости и удельных нагрузок в паре трения. В процессе проектирования на геометрические размеры налагаются с помощью метода геометрического проектирования следующие ограничения: минимизация момента инерции тормозного диска [6–8], а именно – снижение маховых масс; отсутствие наступления явления термостабилизации в металлическом фрикционном элементе. В дальнейшем диапазон конструктивных параметров уточнялся исходя из условия взаимоисключающих факторов: увеличения энергоемкости фрикционного узла и уменьшения времени торможения. В заключительном этапе проводился проверочный расчет напряженно-

деформированного состояния. При подстановке диапазона исходных данных использовали программу, разработанную на основе алгоритма предложенного метода. После предварительного расчета конструктивных параметров диапазон значений составлял: диаметр тормозного диска – от 0,237 до 0,37 м; ширина рабочих поверхностей – от 0,0335 до 0,1 м; толщина – от 0,012 до 0,026 м.

После применения методов геометрического программирования и взаимоисключающих факторов диапазоны конструктивных параметров составили: диаметр – от 0,31 до 0,324 м; ширина – от 0,041 до 0,0485 м; толщина – от 0,0148 до 0,0151 м.

Интервалы геометрических параметров тормозного диска после предварительного расчета:

$$\Delta D = D_{\max} - D_{\min} = 0,37 - 0,237 = 0,133 \text{ мм};$$

$$\Delta B = B_{\max} - B_{\min} = 0,1 - 0,0335 = 0,0665 \text{ мм}; \quad (27)$$

$$\Delta \delta = \delta_{\max} - \delta_{\min} = 0,026 - 0,012 = 0,014 \text{ мм}.$$

Интервалы геометрических параметров тормозного диска после применения методов геометрического программирования и взаимоисключающих факторов:



$$\begin{aligned}\Delta D' &= D_{\max} - D_{\min} = 0,324 - 0,31 = 0,014 \text{ мм}; \\ \Delta B' &= B_{\max} - B_{\min} = 0,0485 - 0,041 = 0,0075 \text{ мм}; \\ \Delta \delta' &= \delta_{\max} - \delta_{\min} = 0,0151 - 0,0148 = 0,0003 \text{ мм}.\end{aligned}\quad (28)$$

Отношение интервалов геометрических параметров до и после применения методов геометрического программирования и взаимоисключающих факторов:

$$\begin{aligned}I_1 &= \frac{\Delta D}{\Delta D'} = \frac{0,133}{0,014} = 9,5; \\ I_2 &= \frac{\Delta B}{\Delta B'} = \frac{0,0665}{0,0075} = 8,9; \\ I_3 &= \frac{\Delta \delta}{\Delta \delta'} = \frac{0,014}{0,0003} = 46,6.\end{aligned}\quad (29)$$

Таким образом, диапазоны рациональных конструктивных параметров по сравнению с предварительным этапом для диаметра тормозного диска были уменьшены в 9,5 раза; для ширины рабочих поверхностей уменьшены в 8,9 раза; для толщины металлического фрикционного элемента уменьшены в 46,6 раза. На основании этого можно сделать заключение, что разработанный метод рационального проектирования [19] снижает вариативность конструктивных параметров, обеспечивая снижение металлоемкости и препятствуя наступлению термостабилизационного состояния.

Список литературы

1. Nosko O. Analytical study of sliding instability due to velocity- and temperature-dependent friction // *Tribology Letters*. 2016. Vol. 61. <https://doi.org/10.1007/s11249-015-0628-9>
2. Mortazavi V., Wang Chuanfeng, Nosonovsky M. Stability of frictional sliding with the coefficient of friction depended on the temperature // *Journal of Tribology*. 2012. Vol. 134. Iss. 4. P. 041601. <https://doi.org/10.1115/1.4006577>
3. Úradníček J., Musil M., Bachratý M., Havelka F. Destabilization of disc brake mechanical system due to nonproportional damping // *Engineering Mechanics*. 2020: Proceedings 26th International Conference (Brno, 24–25 November, 2020). Brno, 2020. Vol. 26. P. 496–499. <https://doi.org/10.21495/5896-3-496>
4. Polyakov P.A., Litvinov A.E., Polyakova E.A., Fedotov E.S., Tagiev R.S. Design of surface profile of pairs of friction unit // *Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2020. Vol. 843. P. 012001.
5. Марков А.М., Габеев А.В., Иванов А.В., Габеев Д.А. Методика исследования характеристик пары трения фрикционного узла поглощающего аппарата // *Актуальные проблемы в машиностроении*. 2018. Т. 5. № 3-4. С. 137–143.
6. Поляков П.А., Федотов Е.С., Полякова Е.А., Голиков А.А., Виниченко В.О. Математическое моделирование удельного давления тормозного механизма // *Мехатроника, автоматика и робототехника*. 2020. № 5. С. 20–25. <https://doi.org/10.26160/2541-8637-2020-5-20-25>
7. Вольченко Д.А. Волновая природа изменения параметров металлополимерных пар трения тормозных устройств при фрикционном взаимодействии // *Вісник Севастопольського національного технічного університету*. 2014. Вип. 152. С. 14–22.
8. Бевз О., Магопек С., Матвиенко А. Исследование надежности тормозного механизма автомобиля Hyundai Accent // *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2019. № 1(32). С. 68–78. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1\(32\).68-78](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1(32).68-78)
9. Indira R., Bharatish A. Optimization of ventilated brake disc rotor geometry for enhanced structural characteristics // *Journal of Measurements in Engineering*. 2020. Vol. 8. Iss. 3. P. 98–106. <https://doi.org/10.21595/jme.2020.21399>
10. Panelli M. Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators // *Thermal and Environmental Issues in Energy Systems, ASME-UIT-ATI: Proceedings International Conference*. Sorrento, 2010. <https://doi.org/10.13140/2.1.3525.7122>
11. Nejat A., Aslani M., Mirzakhilili E., Najian Asl R. Heat transfer enhancement in ventilated brake disk using double airfoil vanes // *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. 2011. Vol. 3. No. 4. P. 045001. <https://doi.org/10.1115/1.4004931>
12. Yan H.B., Zhang Q.C., Lu T.J. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc // *International Journal of Thermal Sciences*. 2016. Vol. 107. P. 39–55. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.026>
13. Mew T.D., Kang Ki-Ju, Kienhöfer F.W., Kim T. Transient thermal response of a highly porous ventilated brake disc // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2015. Vol. 229. P. 674–683. <https://doi.org/10.1177/0954407014567516>
14. Nosko O. Partition of friction heat between sliding semispaces due to adhesion-deformational heat generation // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. Vol. 64. P. 1189–1195. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.056>

15. Volchenko N., Volchenko A., Volchenko D., Poliakov P., Malyk V., Zhuravliov D., et al. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated diskshoe brakes of vehicles // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 1. No. 5. P. 47–53. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154712>
16. Литвинов А.Е., Поляков П.А., Полякова Е.А., Тагиев Р.С., Федотов Е.С., Голиков А.А. Разработка методики оценки системы охлаждения тормозных дисков // *Вестник Ижевского государственного технического университета им. М.Т. Калашникова*. 2020. Т. 23. № 1. С. 14–22. <https://doi.org/10.22213/2413-1172-2020-1-14-22>
17. Shailendra Pratar V., Siddharth S., Shwetang D., Rishi A. Pneumatic Braking Mechanism // *engrXiv. Preprints*.

<https://doi.org/10.31224/osf.io/5dtz2>
18. Victoria R., Petrescu V. Mechatronic systems to the braking mechanisms // *Journal of Mechatronics and Robotics*. 2020. Vol. 4. № 1. P. 156–190. <https://doi.org/10.3844/jmrsp.2020.156.190>
19. Поляков П.А., Федотов Е.С., Полякова Е.А. Метод проектирования современных тормозных механизмов с сервоусилением // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2017. Т. 21. № 7. С. 39–50. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-7-39-50>
20. Braun O.M. Modern understanding of the frictional mechanisms // *Visnik National Academy Nauk Ukraine*. 2012. № 12. P. 12–18. <https://doi.org/10.15407/vsn2012.12.012>

References

1. Nosko O. Analytical study of sliding instability due to velocity- and temperature-dependent friction. *Tribology Letters*. 2016;61. <https://doi.org/10.1007/s11249-015-0628-9>
2. Mortazavi V, Wang Chuanfeng, Nosonovsky M. Stability of frictional sliding with the coefficient of friction depended on the temperature. *Journal of Tribology*. 2012;134(4):041601. <https://doi.org/10.1115/1.4006577>
3. Úradníček J, Musil M, Bachratý M, Havelka F. Destabilization of disc brake mechanical system due to nonproportional damping. In: *Engineering Mechanics 2020: Proceedings 26th International Conference*. 24–25 November 2020, Brno. Brno; 2020, vol. 26, p. 496–499. <https://doi.org/10.21495/5896-3-496>
4. Polyakov PA, Litvinov AE, Polyakova EA, Fedotov ES, Tagiev RS. Design of surface profile of pairs of friction unit. In: *Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2020;843:012001.
5. Markov AM, Gabets AV, Ivanov AV, Gabets DA. Methods of research of characteristics of friction pair of the friction unit draft gear. *Aktual'nye problemy v mashinostroenii = Actual Problems in Machine Building*. 2018;5(3-4):137–143. (In Russ.)
6. Polyakov PA, Fedotov ES, Polyakova EA, Golikov AA, Vinichenko VO. Mathematical modeling of brake specific pressure. *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*. 2020;5:20–25. <https://doi.org/10.26160/2541-8637-2020-5-20-25>
7. Volchenko DA. The wave nature change parameters of metal-polymer pairs friction of braking devices at frictional interaction. *Vestnik Sevastopol'skogo nacional'nogo tekhnicheskogo universiteta = Bulletin of Sevastopol National Technical University*. 2014;152:14–22.
8. Bevz O, Magopec S, Matvienko A. The study of the reliability of the brake mechanism of the car Hyundai Accent. *Central'noukraińs'kij naukovij visnik. Tekhnichni nauki = Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*. 2019;1(32):68–78. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1\(32\).68-78](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1(32).68-78)
9. Indira R, Bharatish A. Optimization of ventilated brake disc rotor geometry for enhanced structural characteristics. *Journal of Measurements in Engineering*. 2020;8(3):98–106. <https://doi.org/10.21595/jme.2020.21399>

10. Panelli M. Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators. In: *Thermal and Environmental Issues in Energy Systems, ASME-UIT-ATI: Proceedings International Conference*. Sorrento; 2010. <https://doi.org/10.13140/2.1.3525.7122>
11. Nejat A, Aslani M, Mirzakhali E, Najian Asl R. Heat transfer enhancement in ventilated brake disk using double airfoil vanes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. 2011;3(4):045001. <https://doi.org/10.1115/1.4004931>
12. Yan HB, Zhang QC, Lu TJ. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc. *International Journal of Thermal Sciences*. 2016;107:39–55. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.026>
13. Mew TD, Kang Ki-Ju, Kienhöfer FW, Kim T. Transient thermal response of a highly porous ventilated brake disc. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2015;229:674–683. <https://doi.org/10.1177/0954407014567516>
14. Nosko O. Partition of friction heat between sliding semispaces due to adhesion-deformational heat generation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013;64:1189–1195. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.056>
15. Volchenko N, Volchenko A, Volchenko D, Poliakov P, Malyk V, Zhuravliov D, et al. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated diskshoe brakes of vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019;1(5):47–53. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154712>
16. Litvinov AE, Polyakov PA, Polyakova EA, Tagiev RS, Fedotov ES, Golikov AA. Development of methodology for evaluating the brake disc cooling system. *Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni M.T. Kalashnikova*. 2020;23(1):14–22. (In Russ.) <https://doi.org/10.22213/2413-1172-2020-1-14-22>
17. Shailendra Pratar V, Siddharth S, Shwetang D, Rishi A. Pneumatic braking mechanism. *engrXiv. Preprints*. <https://doi.org/10.31224/osf.io/5dtz2>
18. Petrescu R.V.V. Mechatronic systems to the braking mechanisms. *Journal of Mechatronics and Robotics*. 2020;4(1):156–190.



<https://doi.org/10.3844/jmrsp.2020.156.190>

19. Polyakov PA, Fedotov ES, Polyakova EA. Design method of modern servo-assisted brake mechanisms. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = *Proceedings of Irkutsk State Technical*

University. 2017;21(7):39–50. (In Russ.)

<https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-7-39-50>

20. Braun OM. Modern understanding of the frictional mechanisms. *Visnik National Academy Nauk Ukraine*. 2012;12:12–18. <https://doi.org/10.15407/visn2012.12.012>

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Литвинов Артем Евгеньевич,

доктор технических наук, доцент,
профессор кафедры наземного транспорта
и механики,
Кубанский государственный технологический
университет,
350062, г. Краснодар, ул. Московская, 2, Россия;
e-mail: artstyleone@mail.ru

Поляков Павел Александрович,

кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры автосервиса и материаловедения,
Кубанский государственный технологический
университет,
350062, г. Краснодар, ул. Московская, 2, Россия;
✉ e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Голиков Алексей Александрович,

ассистент кафедры систем управления
и технологических комплексов,
Кубанский государственный технологический
университет,
350062, г. Краснодар, ул. Московская, 2, Россия;
e-mail: kubstukup@yandex.ru

Задаянчук Нина Александровна,

преподаватель кафедры информационных
образовательных технологий,
Кубанский государственный университет,
350062, г. Краснодар, ул. Ставропольская, 149,
Россия;
e-mail: nina-nuska@mail.ru

Заявленный вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 12.03.2021; одобрена после рецензирования 29.04.2021; принята к публикации 30.06.2021.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Artem E. Litvinov,

Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Professor of the Department of Ground Transport
and Mechanics,
Kuban State Technological University,
2 Moskovskaya St., Krasnodar 350062, Russia;
e-mail: artstyleone@mail.ru

Pavel A. Polyakov,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Associate Professor of the Department of Car Service
and Materials Science,
Kuban State Technological University,
2 Moskovskaya St., Krasnodar 350062, Russia;
✉ e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Aleksey A. Golikov,

Assistant Professor of the Department of Control Systems
and Technological Complexes,
Kuban State Technological University,
2 Moskovskaya St., Krasnodar 350062, Russia;
e-mail: kubstukup@yandex.ru

Nina A. Zadayanchuk,

Lecturer of the Department of Information Educational
Technologies,
Kuban State University,
149 Stavropolskaya St., Krasnodar 350062, Russia;
e-mail: nina-nuska@mail.ru

Contribution of the authors

The authors contributed equally to this article.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

Information about the article

The article was submitted 12.03.2021; approved after reviewing 29.04.2021; accepted for publication 30.06.2021.