УДК 629-413-592.112

О. Б. СТАДНИК

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

ИМПУЛЬСНАЯ И ДЛИТЕЛЬНАЯ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Рассмотрен вопрос формирования контурной площади контакта дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства в зависимости от режима (циклического и длительного) нагружения их пар трения. С применением метода математического планирования экстремальных экспериментов получена функциональная зависимость относительной контурной площади контакта от варьируемых конструктивных и эксплуатационных параметров сплошного и самовентилируемого диска в виде полинома второго порядка, адекватно описывающая исследуемые процессы. Проанализированы результаты исследований и выделены основные факторы, влияющие на формирование контурной площади контакта при импульсном и длительном подводе теплоты в ее зоны.

***Ключевые слова**: дисково-колодочный тормоз, пары трения, сплошной и самовентилируемый диск, импульсный и длительный подвод теплоты, эксплуатационные и конструктивные параметры, контурная площадь контакта.*

Введение. При проектировании фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств важным условием обеспечения долговечности и минимальной себестоимости конструкции является правильный выбор параметров сплошного или самовентилируемого диска и материалов пары трения с учетом преимущественных условий их эксплуатации.

Эксплуатации фрикционных узлов автотранспортных средств предшествуют предварительные этапы испытаний типа I (циклические) и II (длительные) согласно Правилу 13 ЕЭК ООН [1]. При этом пары трения дисково-колодочного тормоза имеют неодинаковую энергоемкость вследствие формирования различных по величине контурных площадей контакта его пар трения.

Состояние проблемы. Процесс электротермомеханического трения, реализуемого дисково-колодочным тормозным механизмом автотранспортного средства, может быть непродолжительным (единичное торможение), продолжительным и длительным (циклическое и длительное торможение). От продолжительности процесса трения зависит величина генерируемых на поверхности трения токов, количество возникающей теплоты и глубина проникновения тепловых волн по толщине тормозного диска.

В [2-4] предложены методы расчета энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин и автотранспортных средств. Однако в указанных исследованиях не уделено внимание формированию контурной площади контакта пар трения дисково-колодочного тормоза.

В [5] рассмотрено формирование контурной площади контакта фрикционных пар дисково-колодочного тормоза подъемно-транспортных машин при циклических режимах их нагружения с учетом параметров конструкции узла трения. При этом применен метод математического планирования экстремальных экспериментов, на основании которого получена функциональная зависимость относительной

$$W_a' = m_a(V_H^2 - V_K^2)/(6\cdot\tau_1) = 0{,}053 m_a, \text{ Вт} \quad (1)$$

$$W_a'' = m_a g S_2[0{,}1(i-(f+\gamma_\tau'))] /(6\cdot\tau_2) = 0{,}046 m_a, \text{ Вт} \quad (2)$$

где m_a - масса автотранспортного средства, кг; V_H, V_K - регламентируемые скорости, соответственно, в начале и конце торможения, м/с; $\tau_{1,2}$ – время: циклического (60,0 с) и длительного (720,0 с) режимов торможения; g - ускорение свободного падения, м/с^2; i - величина уклона дороги (i=0,06); S_2 - протяженность спуска, (5,0 км); f – коэффициент сопротивления качению; γ_τ' - удельная тормозная сила, создаваемая тормозом-замедлителем ($f + \gamma_\tau' = 0{,}02$).

Из анализа величин энергий, рассчитанных по зависимостям (1) и (2), следует, что общая энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза на предварительном этапе испытаний I приблизительно на 13 % выше, чем при испытаниях II. Это объясняется тем, что условия теплоотвода лучше при длительном подводе теплоты к тормозному диску. При циклическом нагружении тормоза (испытания типа I) имеет место импульсный подвод теплоты к тормозному диску.

Формирование контурной площади контакта пар трения дисково-колодочного тормоза. При контактировании фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза должно выполняться условие обеспечения максимальной энергоемкости их пар трения при сохранении необходимого уровня эффективности. При этом должен поддерживаться заданный уровень нагрузки на пару трения и выполняться условие оптимальности конструктивных параметров в узлах трения тормоза.

Стабилизация нагрузки на фрикционном контакте представляет собой сложную и до настоящего времени недостаточно изученную электротермомеханическую задачу, решение которой затруднено необходимостью учета вероятностных значений параметров нагружения фрикционных узлов тормоза и величины износа элементов их пар трения. Основным параметром, дестабилизирующим процессы на фрикционном контакте, является нестационарное температурное поле. Вследствие неравномерного нагревания отдельных участков поверхности трения и объема поверхностного слоя металлический элемент (контртело) пары трения упруго деформируется. В результате меняется топография поверхности трения, и контакт фрикционных накладок с контртелом происходит по вершинам упругих макроволн [6]. Макродеформации поверхности трения зависят, в основном, от разности градиентов поверхностных температур и формы контртела пары трения. При неизменном значении замыкающего усилия тормоза изменение топографии поверхности трения контртела приводит к перераспределению и росту удельных нагрузок при уменьшении площади контактирования. В общем случае в расчетах дисково-колодочных тормозов используются геометрические характеристики узла трения, в первую очередь, средний радиус трения и поминальная площадь контакта (A_a) элементов фрикционной пары. В расчетах используют также удельные характеристики нагружения пары трения (импульсную осевую силу, удельные нагрузки, тепловой поток и т.д.), пропорциональные номинальным площадям контакта. Это приводит, в ряде случаев, к занижению значений удельных характеристик и, как следствие, к перегрузке пар трения тормоза. Точность расчетов существенно повышается, если в качестве параметра, характеризующего геометрию пары трения, используется не номинальная (A_a), а контурная (A_c) площадь контакта.

Параметры температурного поля и значения действующих удельных нагрузок зависят от величины контурной площади контакта, пропорциональной степени внедрения упругой макроволны поверхности трения контртела в материал накладки. При торможении макроволна движется по поверхности трения накладки. В результате этого происходит приработка и изнашивание накладки, а суммарную площадь следов приработки ошибочно принимают за контурную площадь контакта фрикционной пары тормоза. В действительности фактическое значение контурной площади контакта, особенно при использовании сравнительно твердых фрикционных материалов на смоляном или комбинированном связующем, значительно меньше приработанной площади накладки. Из этого следует, что величина контурной площади контакта, определенная по следам приработки накладок к поверхности трения контртела тормоза не может характеризовать действительные значения контурной площади контакта.

Управлять величиной контурной площади контакта можно, изменяя параметры конструкции фрикционного узла тормоза и режим нагружения его пар трения: удельную нагрузку p_a, начальную скорость скольжения $V_{ск}$, тепловой поток W_a, количество циклических торможений n, коэффициент взаимного перекрытия элементов фрикционной пары тормоза $K_{вз}$, соотношение между шириной вентиляционного канала и толщиной тормозного диска θ, твердость НВ материалов фрикционных накладок.

Для исследования динамики формирования контурной площади контакта и экспериментальной оценки ее действительных значений предложен метод вероятностной оценки контурной площади контактов микровыступов пар трения скольжения [5]. Метод заключается в экспериментальном определении вероятности контакта точки одной поверхности трения с другой. При достаточно большом времени наблюдения частота попадания точки, принадлежащей одной поверхности (A_c), на другую (A_a) определяется зависимостью вида: $\eta_c=t_к/t=A_c/A_a$, где $t_к$, t – время: суммарное контакта точки; наблюдения; A_c, A_a – площади контакта фрикционной накладки с контртелом: контурная, номинальная.

В качестве датчика контакта использованы металлические проводники, вмонтированные во фрикционную накладку тормозной колодки перпендикулярно поверхности пояса трения тормозного диска. Датчики периодически контактируют с выступом на поверхности трения металлического контртела, что вызывает в измерительной цепи протекание тока, продолжительность которого фиксирует регистрирующий прибор [5].

Формирование η_c экспериментально исследовалось на дисково-колодочном тормозе автобуса А172 и на машине трения и износа СМЦ-2. Основные эксплуатационные параметры для тормозных испытаний типа I и II дисково-колодочного тормоза были взяты из правила №13 ЕЭК ООН [1] и работ [3,4]. В качестве фрикционных накладок использовались композиции шифров АТИ-270, АТИ-470 и ФК-24А с твердостью $НВ_н$ – 26 МПа, 33 МПа и 40 МПа, соответственно; материал контртела – чугун СЧ 21. Для получения функциональной зависимости между относительной контурной площадью контактов (η_c) и варьируемыми параметрами был использован близкий к D – оптимальному плану эксперимента, состоящий из 54 опытов. Уровни и интервалы варьирования факторов приведены в табл. 1 и 2. Каждый фактор варьировался на трех уровнях, а диапазоны их варьирования выбраны с учетом реальных условий эксплуатации тормозов автобуса А172. В результате обработки экспериментальных данных на

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов при циклическом нагружении пар трения дисково-колодочного тормоза

Факторы	Единица измерений	Обозначения		Кодовые уровни варьирования			Интервал варьирования
		натуральное	кодовое	–1	0	+1	
				Натуральные уровни варьирования			
Импульсное осевое усилие	кН	N	X_1	0,8	1,4	2,0	0,6
Начальная скорость скольжения	м/с	$V_{ск}$	X_2	6,85	10,3	13,7	3,4
Тепловой поток	Вт	W_a	X_3	600,0	780,0	960,0	180,0
Количество циклических торможений	–	n	X_4	15,0	20,0	25,0	5,0
Коэффициент взаимного перекрытия	–	$K_{вз}$	X_5	0,08	0,12	0,16	0,04
Фактор, учитывающий форму тормозного диска	–	θ	X_6	0,0	0,3	0,6	0,3
Твердость материала накладки	МПа	$НВ_н$	X_7	26,0	33,0	40,0	7,0

Таблица 2

Уровни и интервалы варьирования факторов при длительном нагружении пар трения дисково-колодочного тормоза

Факторы	Единица измерений	Обозначения		Кодовые уровни варьирования			Интервал варьирования
		натуральное	кодовое	–1	0	+1	
				Натуральные уровни варьирования			
Удельная нагрузка	МПа	p_a	X_1	0,8	1,2	1,8	0,4
Постоянная скорость скольжения	м/с	$V_{ск}$	X_2	3,45	5,15	6,85	1,7
Тепловой поток	Вт	W_a	X_3	600,0	780,0	960,0	180,0
Время торможения	с	τ_2	X_4	360,0	720,0	1080,0	360,0
Коэффициент взаимного перекрытия	–	$K_{вз}$	X_5	0,08	0,12	0,16	0,04
Фактор, учитывающий форму тормозного диска	–	θ	X_6	0,0	0,3	0,6	0,3
Твердость материала накладки	МПа	$НВ_н$	X_7	26,0	33,0	40,0	7,0

ЭВМ получены функциональные зависимости η_c от варьируемых параметров в виде полинома второго порядка, адекватно описывающие исследуемые процессы импульсного (тип торможений I) и длительного (тип торможений II) подвода теплоты к парам трения дисково-колодочного тормоза. Они имеют следующий вид:

$$\eta_c = -1{,}794 - 0{,}023 \cdot x_1^2 - 3{,}024 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2 - 5{,}371 \cdot 10^{-7} \cdot x_3^2 - 19{,}092 \cdot x_5^2 + 0{,}071 \cdot x_6^2 - \\ - 3{,}952 \cdot 10^{-5} \cdot x_7^2 + 3{,}521 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_2 + 3{,}372 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 \cdot x_3 - 0{,}179 \cdot x_1 \cdot x_5 - 0{,}247 \times \\ \times x_1 \cdot x_6 - 2{,}043 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_7 - 2{,}496 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 \cdot x_3 - 0{,}021 \cdot x_2 \cdot x_5 - 6{,}275 \cdot 10^{-3} \times \\ \times x_2 \cdot x_6 - 2{,}175 \cdot 10^{-4} \cdot x_2 \cdot x_7 - 2{,}978 \cdot 10^{-4} \cdot x_3 \cdot x_5 + 4{,}451 \cdot 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_6 - 2{,}668 \times \\ \times 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_7 + 8{,}991 \cdot 10^{-15} \cdot x_4 \cdot x_5 + 3{,}863 \cdot 10^{-15} \cdot x_5 \cdot x_6 - 0{,}134 \cdot x_5 \cdot x_7 - \\ - 2{,}896 \cdot 10^{-3} \cdot x_6 \cdot x_7 \qquad (3)$$

$$\eta_c = -0{,}237 + 0{,}065 \cdot x_1^2 - 7{,}839 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2 - 2{,}682 \cdot 10^{-8} \cdot x_3^2 + 3{,}78 \cdot x_5^2 - 0{,}208 \cdot x_6^2 + \\ + 5{,}994 \cdot 10^{-4} \cdot x_7^2 + 0{,}02 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1{,}958 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 \cdot x_3 - 0{,}536 \cdot x_1 \cdot x_5 - 0{,}159 \cdot x_1 \cdot x_6 - \\ - 2{,}849 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_7 - 4{,}209 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 \cdot x_3 - 0{,}084 \cdot x_2 \cdot x_5 - 0{,}019 \cdot x_2 \cdot x_6 - 6{,}703 \times \\ \times 10^{-4} \cdot x_2 \cdot x_7 - 5{,}952 \cdot 10^{-4} \cdot x_3 \cdot x_5 - 1{,}382 \cdot 10^{-4} \cdot x_3 \cdot x_6 - 2{,}744 \cdot 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_7 + \\ + 1{,}789 \cdot 10^{-15} \cdot x_4 \cdot x_5 + 2{,}077 \cdot 10^{-15} \cdot x_4 \cdot x_6 - 3{,}634 \cdot 10^{-15} \cdot x_5 \cdot x_6 - 0{,}062 \cdot x_5 \cdot x_7 - \\ - 3{,}005 \cdot 10^{-3} \cdot x_6 \cdot x_7 \qquad (4)$$

Оценка значимости коэффициентов регрессии проводилась по критерию Стьюдента, а проверка адекватности модели – по критерию Фишера [5]. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений показало, что средняя относительная погрешность не превышает 7,5%.

Глубина проникновения теплоты в тело тормозного диска и фрикционной накладки при длительном и импульсном режимах нагружения узла трения. Результаты расчетов по разработанной методике [6] с учетом изменения коэффициентов температуропроводности при температурах 150; 300 и 450 °С позволили произвести анализ полученных данных при импульсном и длительном режимах подведения теплоты, которые свидетельствуют о следующем:

импульсном (тормозной диск)

– при изменении $a_ш$ в пределах $(0{,}87\ldots1{,}08)10^{-5}$ м^2/с глубина проникновения теплоты колебалась от 0,051 мм до 0,22 мм, т.е. прогретым был приповерхностный слой тормозного диска;

длительном (тормозной диск)

– при изменении $a_ш$ в пределах $(0{,}87\ldots1{,}08)10^{-5}$ м^2/с глубина проникновения теплоты колебалась от 5,1 мм до 22,02 мм, т.е. была прогрета полностью половина толщины тормозного диска, что позволило тепловым волнам встретиться в его вертикальном среднем сечении;

импульсном (накладка)

– при изменении $a_н$ в пределах $(0{,}2\ldots0{,}6)10^{-6}$ м^2/с глубина проникновения теплоты составила от 0,008 мм до 0,052 мм, т.е. прогретым был поверхностный слой накладки;

длительном (накладка)

– при изменении $a_н$ в пределах $(0{,}2\ldots0{,}6)10^{-6}$ м^2/с глубина проникновения теплоты составила от 0,77 мм до 5,19 мм, т.е. прогретым был рабочий слой накладки.

При расчетах время изменялось следующим образом: при подведении теплоты импульсном - от 0,0001с до 0,0015 с; длительном - от 1,0 с до 14,0 с.

Таким образом, энергонагруженность тормозного диска такова, что эффективная глубина проникновения тепловых токов при длительном тепловом режиме нагружения не превышает его номинальную толщину. Встреча тепловых волн в

вертикальном среднем сечении тормозного диска способствует его попаданию в зону установившейся температуры, когда наступает равенство количеств генерируемой и отводимой теплоты от боковых поверхностей тормозного диска.

Анализ полученных результатов исследований. Прежде чем построить графические зависимости вида $\eta_c=f(N,\ V_{ск})$, $\eta_c=f(V_{ск},\ W_a)$, и $\eta_c=f(K_{вз},\ НВ_н)$ [при импульсном подвое теплоты] и $\eta_c=f(p_a,\ V_{ск})$, $\eta_c=f(V_{ск},\ W_a)$, и $\eta_c=f(K_{вз},\ НВ_н)$ [при длительном подвое теплоты] для сплошного и самовентилируемого дисков необходимо учесть особенности тормозных режимов типа I и II для пар трения дисково-колодочного тормоза автобуса А172:

–

Проанализируем графические зависимости относительной контурной площади контакта η_c при длительном подводе теплоты к поясу трения сплошного (рис. 6 *а*, 7 *а*, 8 *а*) и самовентилируемого (рис. 6 *б*, 7 *б*, 8 *б*) тормозных дисков при варьировании конструктивными и эксплуатационными параметрами тормоза в зависимостях вида для:

сплошного диска

– $\eta_c=f(p_a, V_{ск})$ при увеличении p_a параметр η_c возрастает от до 0,55 до 0,725 при любом значении $V_{ск}$;

– $\eta_c=f(V_{ск}, W_a)$ с ростом W_a значение η_c увеличивается от 0,5 до 0,65 при любом значении $V_{ск}$;

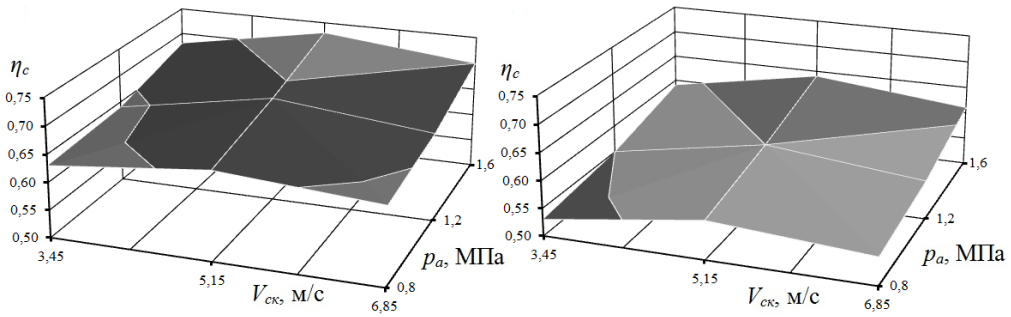
– $\eta_c=f(K_{вз}, НВ_н)$ при постоянном значении $K_{вз}$ с уменьшением $НВ_н$ параметр η_c колеблется в пределах от 0,4 до 0,8;

самовентилируемого диска

– $\eta_c=f(p_a, V_{ск})$ при увеличении p_a значение η_c увеличивается от до 0,525 до 0,68 независимо от $V_{ск}$;

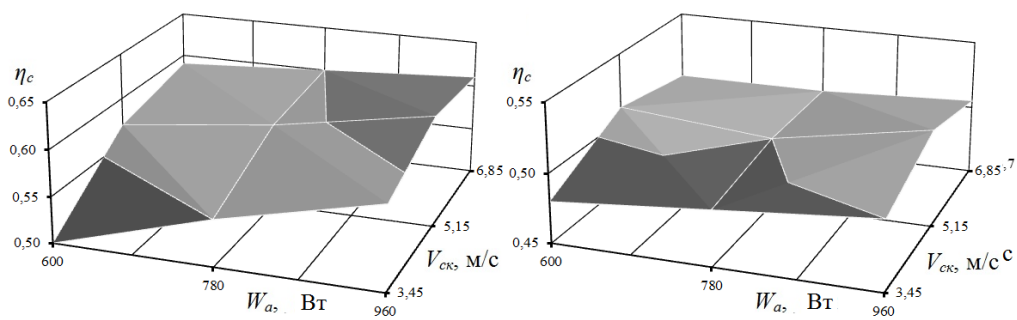
– $\eta_c=f(V_{ск}, W_a)$ при увеличении $V_{ск}$ и W_a параметр η_c возрастает от 0,475 до 0,52;

– $\eta_c=f(K_{вз}, НВ_н)$ с изменением $K_{вз}$ при уменьшении $НВ_н$ значение η_c изменялось от 0,2 до 0,65.



а *б*

Рис. 6. Зависимость относительной контурной площади контакта η_c от удельных нагрузок p_a и скорости скольжения $V_{ск}$ при фиксированных значениях W_a=960 Вт, $K_{вз}$=0,12, τ_2=720с, θ=0 (сплошной тормозной диск) при длительном подводе теплоты: *а* – шифр АТИ-270 ($НВ_н$=26 МПа); *б* – шифр ФК-24А ($НВ_н$=40 МПа)



а *б*

Рис. 7. Зависимость относительной контурной площади контакта η_c от скорости скольжения $V_{ск}$ и аккумулируемого теплового потока W_a при фиксированных значениях p_a=1,2 МПа, $K_{вз}$=0,12, τ_2=720 с для АТИ-470 ($НВ_н$=33 МПа) при длительном подводе теплоты: *а* – θ=0 (сплошной тормозной диск); *б* – θ=0,6 (самовентилируемый тормозной диск)

О. Б. СТАДНИК

ІМПУЛЬСНА І ТРИВАЛА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Розглянуто питання формування контурної площі контакту дисково-колодкового гальма автотранспортного засобу залежно від циклічного і тривалого режиму навантаження їх пар тертя. Із застосуванням методу математичного планування екстремальних експериментів отримано функціональну залежність відносної контурної площі контакту від варійованих параметрів суцільного і самовентильованого диску у вигляді полінома другого порядку, яка адекватно описує досліджувані процеси. Проаналізовано результати досліджень і виділено основні фактори, які впливають на формування контурної площі контакту при імпульсному і тривалому підводі теплоти в її зони.

Ключові слова: дисково-колодкове гальмо, пари тертя, суцільний і самовентильований диск, імпульсне і тривале підведення теплоти, експлуатаційні і конструктивні параметри, контурна площа контакту.

O. B. STADNYK

PULSE AND LONG-TERM ENERGY-LOADING OF FRICTION PAIRS OF DISK BRAKES OF VEHICLE

We’ve examined the question of forming contour contact area of disk brake of the vehicle, depending on cyclic and long-term loading mode of friction pairs. Using the method of mathematical planning of extreme experiments we’ve obtained functional dependence of the relative contour contact area of variable parameters of solid and self-ventilated disk as a second order polynomial, which adequately describes the researches processes. We’ve analyzed the results of research and we’ve identified the main factors that influence the formation of contour contact area under pulse and long-term heat input in her area.

Keywords: disc brake, friction pairs, solid and self-ventilated disk, pulse and long-term heat input, operating and design parameters, contour contact area.

Стадник Олег Богданович - аспірант кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.