

УДК 629.3.082(075.35)

В.Н.Старченко, А.В.Кущенко, Е.Г.Руденко

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля

МЕТОДИКА СРАВНИТЕЛЬНЫХ РАСЧЕТОВ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИСКОВОГО ТОРМОЗА

Разработана и реализована математическая модель расчета температуры сопряженных поверхностей фрикционной пары трения дискового тормоза автотранспортных средств при нестационарном процессе торможения, изложены перспективы развития новых фрикционных материалов колодок на основе углерод-углеродных (С-С) композитов,. Выполнен анализ полученных результатов, сделаны выводы, даны рекомендации. Рис.2, ист.8.

Ключевые слова: автомобиль, тормоз дисковый, колодка тормозная, материал фрикционный, работа трения, температура, пара трения.

Постановка проблемы. В настоящее время развитие автомобильного транспорта идет по пути увеличения мощности автомобилей, скорости их движения, а также массогабаритных показателей перевозимых ими грузов. В связи с этим возрастает энергонагруженность тормозных систем автотранспортных средств. Для повышения эффективности торможения автомобильного подвижного состава необходимо создать исполнительным механизмом тормозной системы достаточную тормозную мощность и обеспечить устойчивое сцепление колес с дорожным покрытием при одновременном улучшении теплоотвода из зоны трения колодок с диском.

Тем самым, для повышения срока службы, экономичности и технологичности процесса изготовления и установки на автомобиль тормозного механизма, устойчивости его трибологических характеристик к температурным и механическим напряжениям существует необходимость продолжения работ по созданию новых перспективных фрикционных материалов с улучшенными механическими и теплофизическими свойствами, имеющим стабильный коэффициент трения, а также совершенствованию математического описания теплового процесса торможения.

Анализ последних исследований. Показатели качества тормозных устройств определяются в основном конструктивным исполнением исполнительного механизма, включающего пары трения и оптимальным сочетанием соответствующих фрикционных материалов, которые должны обеспечивать выполнение нормативов и требований по величине тормозного пути, времени торможения и допускаемому замедлению, предъявляемым к тормозным системам автотранспортных средств.

В условиях непрерывного повышения нагрузок на тормозные устройства барабанные тормозные механизмы уступают дисковым по причине недостаточной теплорассеивающей способности, склонности к потере эффективности при нагревании и нестабильности тормозного момента последних [1, 2]. Таким образом, наиболее перспективными в настоящее время являются дисковые тормозные устройства, что вызывает необходимость решения вопросов, связанных с повышением их прочности и надежности, которые в значительной мере определяются величиной механических и термических нагрузок, возникающих в элементах пары трения при торможении.

Современный этап развития автотранспортных средств характеризуется постоянным увеличением тормозного момента, который реализует тормоз, что приводит к росту реализованной тепловой мощности и температуры в зоне контакта. Существующие фрикционные материалы из-за недостаточно благоприятных трибологических свойств не в полной мере отвечают современным требованиям.

Современное состояние проблемы торможения на АТС требует разработки новых фрикционных материалов для дисковых тормозов, отличающихся более высокими прочностными характеристиками, а также стойкостью к термоударам за счет улучшения теплофизических свойств материала: температуропроводности, теплопроводности, теплоемкости и плотности. Для успешного и результативного проведения исследований экспериментальной направленности, необходимо выполнение предварительного сравнительного экспресс-расчета тепловых характеристик разных вариантов фрикционных пар, позволяющего существенно ограничить объем стендовых испытаний. Таким образом, целесообразной представляется разработка упрощенной методики теплового расчета рабочего процесса исполнительного механизма автомобильного дискового тормоза. Между тем существующие аналитические решения указанной тепловой задачи [3, 4] усложнены и излишне

адаптированы к конкретным вариантам тормозов, что не позволяет расширить область возможных решений на остальные варианты, в т.ч. связанные с заменой материала колодок.

Цель данной работы – разработка упрощенной расчетной методики определения температурных временных зависимостей процесса торможения в зоне контакта тормозных пар дискового тормоза автомобилей для разных видов фрикционных материалов колодок.

Результаты исследований. Решение указанных выше проблем легло в основу создания новых фрикционных материалов на основе С-С композитов. Их лабораторные исследования были направлены на определение эффективности тормозов в целом, а также исследование и обеспечение стабильности трибологических характеристик в функции температуры, скорости скольжения и давления в контакте фрикционных пар [4, 5].

Тепловой баланс фрикционной пары исполнительного механизма дискового тормоза (рис. 1) в полных дифференциалах в упрощенном виде может быть представлен в виде следующих соотношений

$$Q_1 dt + \rho_1 c_1 V_1 dT_1 = a_1 \omega M_T dt; \quad (1)$$

$$Q_2 dt + \rho_2 c_2 V_2 dT_2 = a_2 \omega M_T dt, \quad (2)$$

где Q_1 и Q_2 – потоки теплоты, соответственно, от диска и от тормозной колодки в окружающую среду; t – время; T_1, T_2 – осредненные температуры соответственно материалов диска и колодки; ω – угловая частота вращения диска; M_T – тормозной момент; ρ_1, ρ_2 – плотность соответственно материалов диска и колодки; c_1, c_2 – теплоемкость соответственно материалов диска и колодки; V_1 и V_2 – объемы, соответственно, диска и колодок; a_1, a_2 – среднеэффективные коэффициенты распределения тепловых потоков [6].

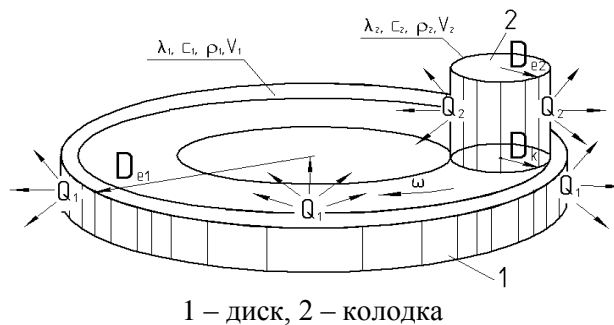


Рис.1. Расчетная схема дискового тормоза

Упрощенно полагая процесс распространения теплоты в телах колодки и диска аналогичным тепловому процессу в цилиндрических стенках, определим термическое сопротивление теплопередачи диска и колодки в виде

$$R_D = R_1 + R_{1B}; \quad (3)$$

$$R_K = R_2 + R_{2B}, \quad (4)$$

где R_1 и R_2 – термические сопротивления тел диска и колодки;

R_{1B} и R_{2B} – термические сопротивления воздухоомываемых участков границ диска и колодки.

При этом

$$R_1 = \frac{D_K \ln \frac{D_{e1}}{D_K}}{2\lambda_1} = \frac{\ln \sqrt{\frac{f_1}{f_K}} \sqrt{\frac{4f_K}{\pi}}}{2\lambda_1} = \frac{\ln \frac{f_1}{f_K} \sqrt{\frac{f_K}{\pi}}}{2\lambda_1} \text{ и} \quad (5)$$

$$R_2 = \frac{D_K \ln \frac{D_{e2}}{D_K}}{2\lambda_2} = \frac{\ln \frac{f_2}{f_K} \sqrt{\frac{f_K}{\pi}}}{2\lambda_2} \quad (6)$$

где D_K – эквивалентный диаметр колодки в зоне сопряжения с диском; D_{e1} и D_{e2} – эквивалентные диаметры, соответственно, воздухоомываемой поверхности диска и колодки; λ_1 и λ_2 – коэффициенты теплопроводности, соответственно, материалов диска и колодки; f_1 и f_2 – площади, соответственно, воздухоомываемой поверхности диска и колодки.

Термическое сопротивление воздухоомываемых участков деталей тормозной пары имеет вид

$$R_{1\dot{a}} = \frac{f_K}{\alpha_1 f_1}; R_{2\dot{a}} = \frac{f_K}{\alpha_2 f_2}, \quad (7)$$

где $\alpha_{1,2} = 16,7 \cdot (1 + 1,33 \cdot W^{0,5})$ вычисляется по формуле профессора Иноземцева В.Г.; W – скорость движения.

С учетом выражений (3) – (7) потоки теплоты от деталей тормозной пары в воздух имеют вид

$$Q_1 = \frac{(T_K - T_{\dot{A}}) f_K}{R_1 + R_{1\dot{A}}}; \quad (8)$$

$$Q_2 = \frac{(T_K - T_{\dot{A}}) f_K}{R_2 + R_{2\dot{A}}}, \quad (9)$$

где T_K и T_B – температура контакта поверхностей пары трения и, соответственно, атмосферного воздуха.

С учетом (7), (8) дифференциальные уравнения (1), (2) приобретают вид

$$\dot{a}_1 \omega \dot{\Delta} - \frac{(T_K - T_{\dot{A}}) f_K}{R_1 + R_{1\dot{A}}} dt = \beta_1 \rho_1 c_1 V_1 dt; \quad (10)$$

$$\dot{a}_2 \omega \dot{\Delta} - \frac{(T_K - T_{\dot{A}}) f_K}{R_2 + R_{2\dot{A}}} dt = \beta_2 \rho_2 c_2 V_2 dt, \quad (11)$$

где $\beta_{1,2} = dT_{1,2}/dT_K$ – среднеэффективный коэффициент, определяющий среднедействующее соотношение темпа роста средних температур $T_{1,2}$ материалов деталей фрикционной пары в сравнении с темпом роста температуры фрикционного контакта T_K ; определяется по результатам экспериментальных исследований пробных вариантов, для предварительных расчетов допускается принимать значение $1/2$.

Разделив левую и правую части уравнений (10) и (11) на $T_K - T_B$, получим

$$\left(\frac{\dot{a}_1 \omega \dot{\Delta} - \frac{f_K}{R_1 + R_{1\dot{A}}}}{(T_K - T_{\dot{A}})} \right) dt = \beta_1 \rho_1 c_1 V_1 \frac{d\dot{\Delta}}{(T_K - T_{\dot{A}})}; \quad (12)$$

$$\left(\frac{\dot{a}_2 \omega \dot{\Delta} - \frac{f_K}{R_2 + R_{2\dot{A}}}}{(T_K - T_{\dot{A}})} \right) dt = \beta_2 \rho_2 c_2 V_2 \frac{d\dot{\Delta}}{(T_K - T_{\dot{A}})}. \quad (13)$$

Непосредственное интегрирование уравнений (12), (13) невозможно вследствие неизвестности временной зависимости $T_K - T_B$ от t . Поэтому усредним по времени разность $T_K - T_B$ в знаменателе первого члена левых частей выражений (12), (13):

$$\frac{\dot{\Delta} - \dot{\Delta}_A}{2} = \frac{\dot{\Delta} - \dot{\Delta}_A + \dot{\Delta}_{\dot{E}0} - \dot{\Delta}_A}{2} = \frac{\dot{\Delta} + \dot{\Delta}_{\dot{E}0} - 2\dot{\Delta}_A}{2}, \quad (14)$$

где T_{K0} – начальное (при $t = 0$) значение температуры зоны фрикционного контакта.

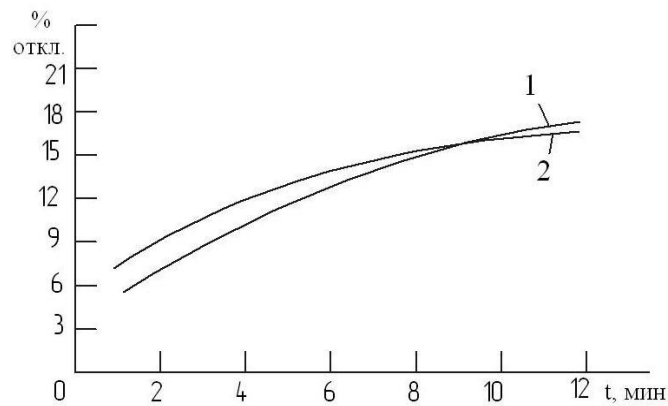
Интегрируя и затем потенцируя (12) и (13), с учетом (14) получим

$$\dot{\Delta} = \dot{\Delta}_{\dot{E}0} - \dot{\Delta}_A + \dot{\Delta}_A \exp \left[\left(\frac{\dot{a}_2 \omega \dot{\Delta} - \frac{f_K}{R_1 + R_{1\dot{A}}}}{0,5(T_K + T_{\dot{E}0} - 2\dot{\Delta}_A)} - \frac{f_K}{R_1 + R_{1\dot{A}}} \right) \frac{t}{\beta_1 \rho_1 c_1 V} \right]; \quad (15)$$

$$\dot{\Delta} = \dot{\Delta}_{\dot{E}0} - \dot{\Delta}_A + \dot{\Delta}_A \exp \left[\left(\frac{\dot{a}_2 \omega \dot{\Delta} - \frac{f_K}{R_2 + R_{2\dot{A}}}}{0,5(T_K + T_{\dot{E}0} - 2\dot{\Delta}_A)} - \frac{f_K}{R_2 + R_{2\dot{A}}} \right) \frac{t}{\beta_2 \rho_2 c_2 V} \right]. \quad (16)$$

Для решения рекуррентных соотношений (15), (16) необходимо применять итерационные методы, при этом в качестве "нулевого" приближения можно принять $T_K = T_{K0}$.

Рассчитанные по предложенной приближенной методике температурно-временные зависимости для колодок дискового тормоза, изготовленных из традиционных фрикционных материалов, имеют отклонения от известных экспериментальных данных [7] не более 16-18 % (рис.2).



1- чугун – металлокераміка, 2 - чугун – асбополімер

Рис. 2. Залежність відсотка відхилень по часу процесу гальмування

При розрахунок прийняті такі вихідні дані: початкова швидкість автобуса 60 км/ч, повна маса автобуса $G=9600$ кг; коефіцієнт розподілення удельної гальмівної сили - 0,5; коефіцієнт теплопровідності матеріала диска (чугун ЧНМХ): $\lambda = 51,0$ Вт/м К; коефіцієнт температуропровідності $a = 14 \cdot 10^{-6}$ м²/с згідно експериментальних даних. Коефіцієнт теплопровідності матеріала колодки (металлокераміка М-106): $\lambda = 28,4$ Вт/м К; коефіцієнт температуропровідності $a = 0,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Шаг змін параметрів по часу при проведенні розрахунок був прийнятий 1 мин. Номинальна товщина диска становила 0,02 м, при діаметрі 0,42 м.

Таким чином, досягнуту ступінь відповідності розрахунок експериментальним даним, ухвалюючи обмежений рівень передбачуваного об'єму і призначення передбачуваної методики, слід вважати повністю задовільною. В зв'язі з цим отримані в даній роботі розрахунок співвідношення можна запропонувати для застосування при проведенні порівняльних попередніх розрахунок теплових характеристик виконавчого механізму автомобільного дискового гальма, виготовлених з різних матеріалів.

Висновки. В результаті проведених теоретических досліджень поставлена і розв'язана з достатньою ступенню наближення теплова задача нестационарного теплообміну в системі "гальмівні колодки-диск-оточуюча повітряна середина" в квазіоднорідній постановці. Відхилення результатів розрахунок, виконаних по запропонованій методиці для традиційних матеріалів мали відхилення від експериментальних даних в межах 16-18%, що слід вважати задовільним результатом. Запропоновані розрахунок співвідношення цілорозумно використовувати для наближених попередніх теплових розрахунок варіантів фрикційних пар автомобільного дискового гальма, які мають порівняльну направленість.

1. Карпінос Д.М., Тучинський Л.І. Композиційні матеріали в техніці. - К.: Техніка, 1985.-152с.
2. Булавкин А.С. Особливості сумісного використання дискових і барабаних гальмівних механізмів на легкових автомобілях: Дис. канд. техн. наук: 05. 05. 03. - Харків, 1984. - 214 с.
3. Голубенко А.Л., Старченко В.Н., Гурін І.В. Фрикційні вуглерод-вуглеродні композити для гальмівних пристроїв рухомого складу // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. – Луганск, 2006. - №8 (102), Частина 2. - С. 256-261.
4. Композитний матеріал на основі вуглець-вуглець для фрикційних елементів: Патент на винахід №82267. Україна. МПК С04В 35/83, С04В 35/52, F16D 69/00/ Старченко В.М., Полупан Є.В., Шевченко С.І. (UA). Заявл. 03.05.2006; Опубл. 25.03.08, Бюл. №6. – 4 с.
5. Чичинадзе А.В. Розрахунок і дослідження зовнішнього тертя при гальмуванні. М.: Наука, 1967. - 396 с.
6. Гальмівні пристрої: Справочник/ Під ред. М.П. Александрова. - М.: Машиностроение, 1985. - 312 с.
7. Коляса О.Л. Обґрунтування теплової моделі дискових гальмівних механізмів автомобільних коліс: Дис. канд. техн. наук: 05.22.02. - Львів, 2002. - 132 с.
8. Яворський Я.П. Вдосконалення методу теплового розрахунок автомобільних дискових гальм при тривалих гальмуваннях на основі комп'ютерного моделювання: Дис. канд. техн. наук: 05.22.02. - Львів, 2004. - 146 с.