

Г. В. МАКСАМЕТЯН

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ТЕПЛОВОМ РАСЧЕТЕ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОМОБИЛЕЙ

(Сообщение 1)

Важнейшими требованиями, которые предъявляются к тормозным механизмам автомобилей являются стабильность и надежность их действия. Эти качества в первую очередь зависят от стабильности коэффициента трения в широком диапазоне температур. Для автомобильного тормоза наиболее распространенного типа — барабанного тормоза с внутренними колодками, снижение эффективности действия происходит также в результате расширения и деформации тормозного барабана. Барабанные тормоза современных автомобилей склонны к снижению эффективности действия, приводящему к явлению „феддинга“, которое обычно начинается вследствие изменения геометрической формы рабочей поверхности барабана и сопровождается резким повышением температуры и понижением коэффициента трения фрикционной пары. Анализ многочисленных исследований тормозных устройств автомобилей [1, 2, 3, 5, 6, 7] приводит к выводу о том, что тепловой режим тормоза является основным фактором, определяющим сохранение фрикционных свойств тормозной пары. Из приведенных соображений следует, что для создания надежной конструкции тормозного механизма необходимо располагать достаточно точным методом теплового расчета, позволяющим установить влияние любых изменений конструкции и режима торможения на температуру. Располагая таким методом расчета можно было бы определить направление необходимых изменений конструкции для снижения тепловой напряженности тормоза. Это тем более необходимо сейчас потому, что СССР присоединился к международным „Предписаниям“ Европейской экономической комиссии ООН, содержащим повышенные требования к тормозным системам автомобилей, особенно при длительной работе тормозов.

Основываясь на анализе процессов теплообмена напишем уравнение теплового баланса тормозного механизма в виде

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{ост}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{о}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{в}}$ — количество фрикционного тепла, выделяемое тормозом;

$Q_{\text{ост}}$ — количество тепла, поглощаемое деталями тормоза;

- $Q_{\text{в}}$ — количество тепла, отводимое от тормоза во внешнюю среду;
 $Q_{\text{ст}}$ — количество тепла, поглощаемое стыкующимися с тормозом массами (например ступицей колеса);
 Q_0 — количество тепла, отводимое специальными мерами охлаждения (системой жидкостного охлаждения, обдув сжатым воздухом, обрызгивание водой и т. д.).

При торможении автомобиля его тормозами выделяется тепло, пропорциональное мощности торможения:

$$Q_{\text{в}} = 860 N, \text{ ккал/час}, \quad (2)$$

где N — средняя тормозная мощность автомобиля (квт), которая для случая единичного торможения определяется по формуле

$$N = 9,81 \cdot 10^{-4} \frac{c_p 2G_s V_{\text{д}}^2}{2g} \text{ квт}, \quad (3)$$

Для случая длительного торможения

$$N = \frac{G_s(i-f)V}{102} = N_x \text{ квт}, \quad (4)$$

где N_x — тормозная мощность дополнительного тормоза (двигателя на соответствующей передаче, моторного или иного замедлителя). Остальные обозначения общепринятые в теории автомобиля [6].

Фрикционное тепло $Q_{\text{ф}}$ распределяется между барабаном и колодками в соответствии с коэффициентом распределения тепловых потоков — m .

$$Q_{\text{ф}} = Q_{\text{б}} + Q_{\text{к}}; \quad Q_{\text{б}} = m Q_{\text{ф}}; \quad Q_{\text{к}} = (1 - m) Q_{\text{ф}}.$$

где $Q_{\text{б}}$ и $Q_{\text{к}}$ — тепло, идущее в барабан и в колоду, соответственно. Поэтому,

$$Q_{\text{б}} = \frac{860 m G_s (i - f) V}{102} = N_{\text{б}}. \quad (5)$$

Количество тепла, поглощаемое деталями тормоза пропорционально весу теплопоглощающих деталей ($G_{\text{т}}$), их средней теплоемкости (C), и разности температур тормоза ($\vartheta_{\text{т}}$) и окружающего воздуха (ϑ_0):

$$Q_{\text{ст}} = G_{\text{т}} \cdot C (\vartheta_{\text{т}} - \vartheta_0) \text{ ккал/час}. \quad (6)$$

Количество тепла, отводимое путем конвекции омывающим тормоз воздухом определяется по формуле.

$$Q_{\text{в}} = KF (\vartheta_{\text{т}} - \vartheta_0) \text{ ккал/час}, \quad (7)$$

где K — коэффициент теплопередачи, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$, гр ;

F — омываемая воздухом поверхность тормоза.

Выбор коэффициента теплопередачи K представляет наибольшие трудности. Е. А. Чудаков [7], Н. А. Бухарин [2] и Б. В. Гольд [3] принимают $K_0 = 5 \text{ ккал}$ при скорости автомобиля $V = 1 \text{ м/сек}$, считая

$K = K_0 \frac{ds}{dt}$. Из теории теплопроводности известно, что процесс теплообмена между двумя газами, разделенными плоской стенкой оценивается по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (8)$$

Учитывая, что для тормозных механизмов $\alpha_2 = \infty$ и имея ввиду разницу поверхностей трения (внутренней) и теплоотдачи (наружной), формулу (8) приводим к виду

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{F_{тр}}{F_{от}}} \quad (8a)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи наружной стенки барабана, для скоростей до 70 км/час, $\alpha_1 = V - 10$ ккал/м², ч, гр, где V — и км/час;

δ — толщина стенки барабана, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала барабана, ккал/м, час, гр;

$F_{тр}$ — поверхность трения, м².

Уравнение, выражающее отвод тепла от тормоза через соприкасающиеся массы можно написать в виде

$$Q_{от} = -\lambda \int_{F_{от}} (\text{grad } \vartheta_c) dF_{от} \quad (9)$$

где $\text{grad } \vartheta_c$ — температурный градиент на стыках соприкасающихся деталей;

$dF_{от}$ — элементарные площади стыков.

Чтобы решить уравнение (9), необходимо знать значение градиента температур на стыках и его изменение на всех стыкующихся площадках, что невозможно. В этом случае целесообразно пользоваться формулой А. Д. Крюкова [5].

$$Q_{от} = \Delta t \sqrt{\frac{l}{\alpha_1} \lambda F_{от}} \quad (10)$$

где Δt — разность температур соприкасающихся деталей;

l — периметр поверхности соприкосновения;

$F_{от}$ — площадь поверхности контакта.

Количество тепла, отводимое специальными черами охлаждения Q_0 зависит от способа охлаждения. Ввиду их многообразия, здесь рассмотрим только отвод тепла через систему жидкостного охлаждения. В этом случае конструкция тормоза должна быть изменена. А именно, фрикционная накладка приклеивается к внутренней поверхности барабана, а колодки изготавливаются полыми из металла высокой теплопроводности. Колодки включаются в систему охлаждения и тепло

отводится в радиатор.

Количество тепла, рассеиваемое радиатором может быть определено из выражения

$$Q_0 = F_{\Phi} S K \Delta t_{\text{раг}} = G_{\text{ж}} \cdot C_{\text{ж}} (\vartheta_{\text{ж}} - \vartheta_{\text{в}}) \text{ ккал/час}, \quad (11)$$

где S — охлаждающая поверхность радиатора с фронтом $F_{\Phi} = 1 \text{ м}^2$;

K — коэффициент теплопередачи по формуле (8);

$\Delta t_{\text{раг}}$ — разности между температурами жидкости и радиаторе и воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

$\vartheta_{\text{ж}}, \vartheta_{\text{в}}$ — температура жидкости при входе в радиатор и выходе из него.

Таким образом определены все члены, входящие в уравнение теплового баланса (1). Решение этих уравнений позволит определить скорости рассеивания тепла тормозом или его равновесную температуру при длительном торможении. После несложных преобразований, выражение для установившейся температуры тормоза при отсутствии замедлителя примет вид

$$\vartheta_{\text{р}} = \vartheta_{\text{т}} - \vartheta_{\text{в}} = \frac{8,4 \cdot m G_{\text{ж}} (i - f) V}{K F_{\text{т}} + \frac{1}{2} \lambda F_{\text{ст}} + G_{\text{ж}} C_{\text{ж}}}, \quad (12)$$

где $G_{\text{ж}}$ — вес, приходящийся на данное колесо автомобиля.

В настоящее время, тепловой расчет тормоза производится по неполному уравнению теплового баланса, без учета последних двух его членов [2, 3, 7]. Естественно, что точность его невысока, особенно, ввиду того, что вся трудность перекладывается на определение коэффициента теплопередачи K . Однако у этого метода еще один недостаток. Он не указывает конструктору путей снижения теплонапряженности тормоза. Ввиду отмеченных недостатков метода теплового баланса, целесообразно тепловой расчет тормоза вести методом теплового моделирования, впервые примененного М. П. Александровым к расчету тормозов подъемно-транспортных машин [1].

Процесс нагрева и охлаждения тормоза описывается системой дифференциальных уравнений движения, неразрывности, переноса тепла и состояния, решение которых средствами современной математики невозможно. Одним из путей решения задачи является применение теории подобия, позволяющее решать тепловую задачу тормоза без упрощающих допущений и имеющее достоверность решения основных дифференциальных уравнений, если бы последнее было возможно. Для моделирования тепловых процессов и создания методики теплового расчета тормоза по критериальным уравнениям необходимо составление системы дифференциальных уравнений в частных производных и установление условий однозначности (начальных и граничных условий). Последующая обработка полученной системы уравнений аппаратом теории подобия позволяет составить общее критериальное уравнение, которое является научной основой постановки эксперимента. Результаты экспериментального исследования, обработанные в критериальной

форме позволяют установить вид связи между критериями и симплексами, влияющими на процесс нагрева и охлаждения тормоза.

На основе анализа системы дифференциальных уравнений и условий однозначности для автомобильных тормозов барабанного типа получено критериальное уравнение, устанавливающее зависимость температурного симплекса от критериев и симплексов, выражающих особенности режима торможения и конструкции тормоза

$$\frac{\partial y}{\partial x} = f \left(FO; Pe; \frac{t_1}{t_0}; \frac{a}{a_0}; \frac{a_{\phi}}{a_{\phi 0}}; \frac{t_{\tau}}{t_{\tau 0}}; \frac{h}{h_0}; \frac{K_{\text{кр}}}{K_{\text{кр}0}}; \frac{\xi}{\xi_0}; \frac{U}{U_0}; \frac{S}{S_0}; \frac{S_{\text{ст}}}{S_{\text{ст}0}} \right) \quad (13)$$

Уравнение (13) является критериальным уравнением для наиболее общего случая нестационарного режима торможения. Оно пригодное для определения температурного симплекса при единичном, повторно-кратковременном и длительном режимах торможения.

Поскольку с точки зрения теплового состояния тормоза наиболее напряженным является режим длительного торможения, представляющий собой стационарный процесс, уравнение (13) может быть приведено к виду:

$$\frac{\partial y}{\partial x} = f \left(FO; Pe; \frac{a}{a_0}; \frac{a_{\phi}}{a_{\phi 0}}; \frac{K_{\text{кр}}}{K_{\text{кр}0}}; \frac{\xi}{\xi_0}; \frac{U}{U_0}; \frac{S}{S_0}; \frac{S_{\text{ст}}}{S_{\text{ст}0}} \right) \quad (14)$$

где ∂y — установившаяся температура тормоза;

∂_0 — температура среды на „бесконечности“;

$FO = \frac{at_1}{D^2}$ — критерий Фурье (t_1 — время торможения, D — диаметр тормоза);

$Pe = \frac{VD}{a_0}$ — критерий Пекле (V — скорость скольжения);

a, a_{ϕ} — теплопроводности барабана и фрикционной накладки;

$K_{\text{кр}}$ — коэффициент взаимного перекрытия;

$\xi, U, S, S_{\text{ст}}$ — отношения площадей вентиляционных отверстий (ξ), поверхности теплоотдачи (U), площади сечения воздушного зазора между барабаном и ободом колеса (S) и поверхности теплопроводной стыковки барабана и ступицы колеса ($S_{\text{ст}}$) — к поверхности трения.

Уравнение (14) отличается от (13) тем, что из него исключены все временные симплексы (t_1, t_{τ}, h) за исключением критерия Фурье, в котором время представляет собой фактор интенсивности торможения. Уравнение (14), выведенное теоретически, без всякой связи с каким бы то ни было экспериментом, является научной основой организации экспериментального исследования, с помощью которого определяется вид уравнения, необходимого для теплового расчета тормоза. Экспериментальные исследования проведены на тягово-тормозном стенде с беговыми барабанами и в дорожных условиях. Общий вид экспериментальной установки и испытуемого автомобиля на ней показан на рис. 1. Целью экспериментальных исследований являлось

изучение теплового режима тормозов и установление влияния различных конструктивных и режимных факторов на их нагрев. Стеновыми

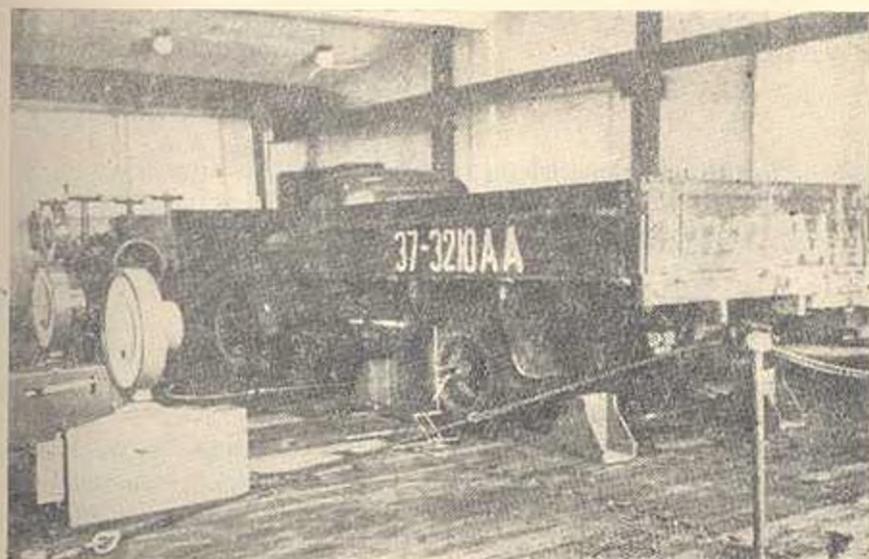


Рис. 1.

испытаниями установлено, что температура накладок тормоза при торможении с постоянной интенсивностью, через 8—12 минут стабилизируется и в дальнейшем изменяется незначительно (рис. 2). На рис. 2

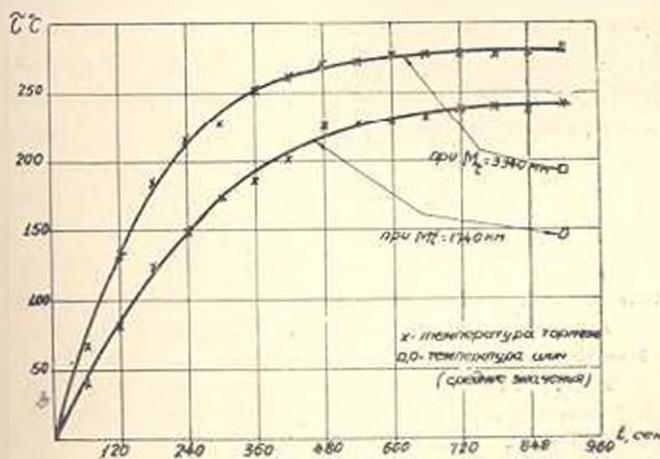


Рис. 2.

приведен график зависимости температур накладок тормоза автомобиля ЗИЛ-16А от времени торможения при двух значениях тормозного момента, соответствующих режимам движения с постоянными скоростями 30 и 40 км/час на спусках с уклонами 6 и 10%. На этом

же графике показаны значения температур шин, замеренные игольчатыми термометрами на неподвижном колесе.

Ереванский политехнический институт

ин. К. Маркса

Получено LVII 1965.

2. Վ. ԽՈՐՈՒՓՆԵՑԱՆ

ԱՎՏՈՂՈՐԻՎԱԶԻՆ ԱՐԳԵԼՎԱԿՆԵՐԻ ՉԵՐՄԱՅԻՆ ՀԱՇՎԱՐԿԸ ՄԱԿԵԼԱՅՈՐԱՆ ՄԵՋՈՑՈՎ

(Հայտնություն 1)

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Ավտոմոբիլային արգելակի հոսափոխությունը և էրկայակեցությունը մեծ նշանակություն ունի երթևեկության անվտանգությունը ապահովելու և փոխադրամենների արտադրողականությունը բարձրացնելու համար. հասկապես լեռնային պայմաններում և կախված է դիսափորապես արգելակային մեխանիզմի չերմային լարվածությունից:

Ներկայումս չերմային հաշվարկը կատարվում է ջերմային բալանսի պարզեցված բանաձևով [2, 3, 6], որի ճշտությունը փոքր է. իսկ հաշվարկի մեթոդիկան ցույց չի տալիս կոնստրուկտորին այն ուղիները, որոնցով հնարավոր կլինի փոքրացնել արգելակի ջերմային լարվածությունը:

Առաջարկվում է չերմային հաշվարկը կատարել կամ ջերմային բալանսի լրիվ բանաձևով (1), (12), կամ շափանչային հավասարումներով, օդադարձելով նմանության տեսության ապարատը Ստալված շափանչային հավասարումը (14) թույլ է տալիս որոշելու ջերմաստիճանային սխեմայի քաղցրահամակցությունը, կախված արգելակային մեխանիզմի կառուցվածքային առանձնահատկություններից և արգելակման ուժից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин, М., 1958.
2. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей, М., 1950.
3. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля., М., 1963.
4. Конаков И. К. Теория колес и ее применение в теплотехнике, М., 1959.
5. Крюков А. Д. Тепловой расчет трансмиссий транспортных машин, М., 1961.
6. Максакетян Г. В. Теория автомобиля, Ереван, 1963.
7. Чудаков Г. А. Расчет автомобиля, М., 1947.