

Игорь КИСЕЛЕВ

Елена ДАВЫДОВА

Ленинградский Институт Инженеров

Железнодорожного Транспорта

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В ДИСКОВЫХ ТОРМОЗАХ

ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Резюме. Создана математическая модель процессов переноса теплоты для тормозных дисков высокоскоростного подвижного состава железных дорог. Предложена конструкция дисков с использованием для отвода теплоты центробежных тепловых труб. Приведены результаты термометрирования тормозного диска дизель-поезда при экстренном торможении до полной остановки с максимальных скоростей 200 и 160 км/ч. Измерены температурные пульсации в теле диска.

Внедрение высокоскоростного пассажирского сообщения на железных дорогах мира ставит задачи перспективного развития и совершенствования систем торможения. Ограничения использования конструкции колодочного тормоза, связанные с обеспечением эффективности торможения и требованиями безопасности движения, привели к применению на подвижном составе дискового тормоза в комплексе с электрическим и магниторельсовым.

Широкое применение дисковых тормозов на высокоскоростном подвижном составе осуществляется благодаря их высокой тормозной эффективности, отсутствию воздействия на поверхность катания колес, обеспечению тормозного пути в пределах заданной расстановки сигналов, снижению массы оборудования.

В процессе торможения в месте контакта пары трения "диск-накладка" выделяется теплота, часть которой идет на повышение температуры трущихся тел, а другая рассеивается в окружающую среду. Наиболее нагруженной частью пары трения является диск. Неравномерный нагрев диска по толщине в радиальном и окружном направлениях вызы-

вает изгибные деформации, напряжения от которых значительно превышают предел прочности чугунов. Знакопеременные напряжения, возникающие при многократном чередовании нагревов и охлаждений, приводят к разупрочнению материала диска, а также к зарождению и развитию трещин.

Таким образом прочностные свойства тормозных дисков в первую очередь определяются термической усталостью, которая зависит от максимальной температуры поверхности трения, объемного температурного поля, градиента температур по всем направлениям, теплофизических и механических свойств материала фрикционной пары. Проведение прочностных расчетов при проектировании конструкций дискового тормоза должно включать определение перечисленных параметров.

Постоянно растущие скорости движения повышают мощность теплового потока, направленного в тела пары трения. Для обеспечения высокой энергоемкости тормозных дисков необходимо улучшать их охлаждение. С целью снижения общего температурного уровня и быстрого отвода теплоты из зоны трения в начальный период торможения возможно использование центробежных тепловых труб.

Точность расчета температурного поля определяется, в основном, точностью задания граничных условий для уравнения теплопроводности. В связи с этим является необходимым исследование и задание коэффициентов теплообмена от всех поверхностей диска к окружающей среде.

Значение коэффициента взаимного перекрытия для пары трения значительно меньше единицы, что предполагает наличие температурных пульсаций на рабочей поверхности диска. Отсюда следует дополнительное увеличение поверхностных градиентов, необходимость учета влияния величин пульсаций на тепловое состояние пары трения.

Рассмотрение задач, связанных с определением нестационарного температурного поля, сводится к решению дифференциального уравнения теплопроводности в частных производных [1]. Расчетная схема модели диска построена в цилиндрических координатах (рис. I). Уравнение теплопроводности сформулировано как:

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right); \quad (1)$$

где $T = f(r, \varphi, z, z)$ - искомое температурное поле.

Крайевые условия для рассматриваемой задачи имеют вид:

начальные условия: $T(r, \varphi, z, 0) = T_0$;

граничные условия: $\frac{\partial T}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=30^\circ} = 0$;

- на оси симметрии

- на поверхности трения

$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} = g(r, z) - \alpha_1(r)(T - T_\theta)$;

- на остальных поверхностях

$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \Big|_{z=\delta} = \alpha_2(r)(T - T_\theta)$; $-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) \Big|_{r=R} = \alpha_3(r)(T - T_\theta)$;

$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \Big|_{z=R_0} = \alpha_4(r)(T - T_\theta)$; $-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \alpha_5(r)(T - T_\theta)$.

(2)

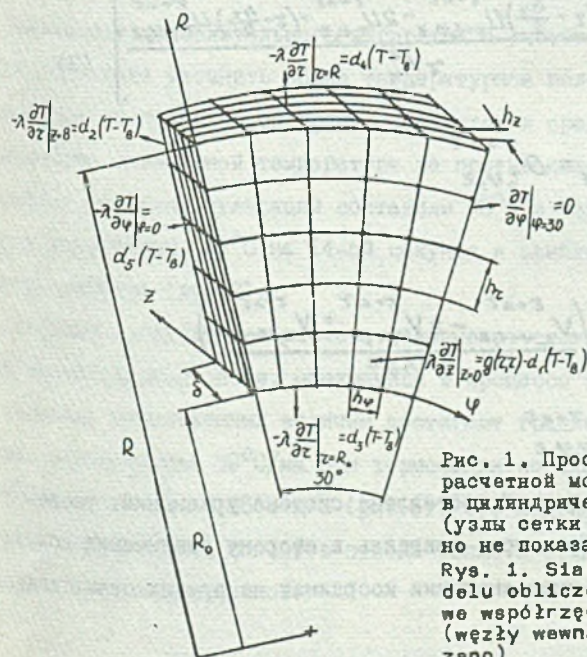


Рис. 1. Пространственная сетка расчетной модели сектора диска в цилиндрических координатах (узлы сетки внутри объема условно не показаны)

Rys. 1. Siatka przestrzenna modelu obliczeniowego części tarczy we współrzędnych biegunowych (węzły wewnątrz siatki nie pokazano)

При построении разностного алгоритма исходной трехмерной задачи использован метод суммарной аппроксимации, позволяющий строить экономичные аддитивные схемы для параболических уравнений. Экономичность их заключается в том, что многомерная задача сводится к ряду одномерных при условии, что процесс распространения теплоты делится на количество пространственных направлений.

Сочетание в себе положительных качеств явных схем (малый объем вычислительных работ) и неявных (абсолютная устойчивость), дают локально-одномерные схемы (ЛОС). Аппроксимация исходного уравнения разностными соотношениями в соответствии с ЛОС

для оси "OZ"

$$\frac{\theta_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z} - \theta_{z,\varphi,z}^z}{\Delta z} = \alpha \left(\frac{\theta_{z,\varphi,z+1}^{z+\Delta z} - 2\theta_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z} + \theta_{z,\varphi,z-1}^{z+\Delta z}}{h_z^2} \right)$$

$$\theta_{z,\varphi,z}^z = T_{z,\varphi,z}^z$$

для оси "Ox"

$$\frac{U_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z} - U_{z,\varphi,z}^z}{\Delta z} = \alpha \left[\frac{(\tau + \frac{h_x}{2}) U_{z+1,\varphi,z}^{z+\Delta z} - 2U_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z} + (\tau - \frac{h_x}{2}) U_{z-1,\varphi,z}^{z+\Delta z}}{\tau h_x^2} \right] \quad (3)$$

$$U_{z,\varphi,z}^z = \theta_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z}$$

для оси "Oφ"

$$\frac{V_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z} - V_{z,\varphi,z}^z}{\Delta z} = \alpha \left(\frac{V_{z,\varphi,z+1}^{z+\Delta z} - 2V_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z} + V_{z,\varphi,z-1}^{z+\Delta z}}{\tau^2 h_\varphi^2} \right)$$

$$V_{z,\varphi,z}^z = U_{z,\varphi,z}^{z+\Delta z}$$

Для каждого из направлений составлена система уравнений, решаемая методом подгонки. При этом, двигаясь в сторону увеличения координаты, при фиксированном значении координат на других осях, для

каждого узла определялись прогоночные коэффициенты, а при движении в обратном направлении вычислялись искомые значения температур.

Расчет прогоночных коэффициентов внутренних узлов сеточной модели производился по рекуррентным соотношениям, а для граничных — исходя из краевых условий задачи. Использование метода энергетического баланса при аппроксимации граничных условий позволяет учитывать количество теплоты, идущее на изменение теплосодержания элементарного объема с начальной точкой, лежащей на поверхности тела, а значит и получать более близкое к точному решение.

В результате последовательного решения уравнений по всем трем направлениям осуществлялся переход на следующий временной слой и определение общего температурного поля.

В работе проведен расчет задачи теплопроводности для перспективной конструкции секционного тормозного диска.

Анализ результатов показал, что максимум температур на поверхности трения достигается к концу первой трети процесса торможения и составляет 300°C при торможении со скорости $V_H = 44,4$ м/с и 460°C при $V_H = 55,5$ м/с.

Реализация вычислительного алгоритма с учетом температурных пульсаций позволила уточнить общее температурное поле диска. Максимум температур на поверхности трения повысился в среднем на 100°C при практически неизменной температуре на противоположной поверхности. Расчетные величины пульсаций составили 48°C в течение первых двух секунд торможения, 38°C на 14-ой секунде и приблизилась к нулю в середине процесса (рис.2).

Обобщение результатов расчета показывает сложный характер объемного температурного поля, меняющийся в процессе торможения.

Наиболее существенных величин достигают градиенты поверхностных слоев, составляющие $69^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ при торможении со скорости $V_H = 44,4$ м/с и $75^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ при $V_H = 55,5$ м/с (рис.3). Это подсказывает необходимость создания эффективных способов отвода теплоты от наиболее нагруженных поверхностных слоев дисков.

В работе [2] предложена конструкция тормозного диска с установкой центробежных тепловых труб (ЦТТ) для быстрого отвода теплоты из зоны трения в начальный момент торможения.

Анализ результатов вычислений позволил установить снижение общего температурного уровня, уменьшение градиентов в поверхностных слоях и перераспределение тепловых потоков, обусловленное усиленным отводом теплоты из зоны трения. Это указывает на несомненную перспективность такого решения проблемы охлаждения дисков. Отсутствие численных данных по внутренним процессам теплообмена в рабочем режиме ЦТТ затруднило постановку задачи в нестационарном виде. Поэтому для установления действительных значений температур и подтверждения эффективности ЦТТ, потребовались экспериментальные замеры.

В ходе исследований [3] получено объемное температурное поле тормозного диска с различными данными по максимумам и градиентам. При рассмотрении результатов измерений в секторе типовой конструкции и секторе, снабженном ЦТТ, установлено, что температура в слоях, близких к поверхности трения в секторе с ЦТТ, снижается на $70-90^{\circ}\text{C}$ по сравнению с показаниями в типовой конструкции, а в более удаленных слоях на $15-20^{\circ}\text{C}$. Выявлен также ряд закономерностей, на основа-

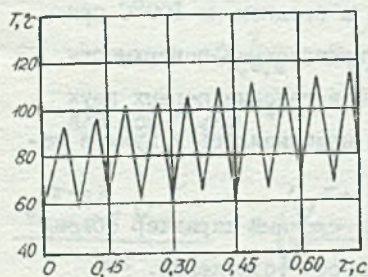


Рис. 2. Температурные пульсации на поверхности трения в течение первых 10-ти оборотов

Rys. 2. Zmiany temperatury na powierzchni tarcia w czasie pierwszych 10 obrotów

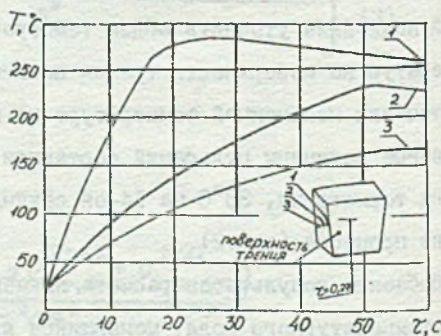


Рис. 3. Изменение температуры в точках боковой поверхности диска в процессе торможения ($V_H = 44,4$ м/с)

Rys. 3. Zmiany temperatury w punktach na powierzchni bocznej tarczy w czasie hamowania ($V_H = 44,4$ м/с)

ний которых приняты рекомендации по использованию охлаждающих устройств и путям повышения теплопередающей способности ЦТТ.

Зафиксированы поверхностные пульсации, которые составляют 30–45°C в процессе первых 15-ти секунд торможения.

Сила натяжения на накладку соответствовала давлению в пневматическом цилиндре 0,34 МПа. Для измерений пульсаций температур использовались датчики тепловых потоков.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] А.И.Исакеев, И.Г.Киселев, О.К.Николская, Б.А.Соловьев: Расчет температурных полей узлов энергетических установок. Под ред. Киселева И.Г. Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с.
- [2] Е.Н.Байбакова. Охлаждение тормозного диска с использованием центробежных тепловых труб. – В кн.: Вопросы совершенствования тормозов подвижного состава в условиях Сибири и Дальнего Востока. – Хабаровск: ХАБИИЖТ, 1985, с. 20 – 25.
- [3] И.Г.Киселев, В.А.Асмаловский, Е.Н.Байбакова: Экспериментальное определение температуры поверхности трения тормозного диска высокоскоростного вагона. "Пром. теплотехника", 1987, № 1, с. 19 – 22.

Recenzent: Doc. dr inż. Roman Bąk

Wpłynęło do Redakcji w styczniu 1990

PROCESY CIEPLNE W HAMULCACH TARCZOWYCH POJAZDÓW SZYNOWYCH

Streszczenie

W pracy przedstawiono model matematyczny procesu wymiany ciepła w hamulcach tarczowych stosowanych w zestawach kolejowych. Zaproponowano nową konstrukcję tarczy hamulcowej. Przedstawiono eksperymentalne wyniki badań takich tarcz dotyczące wymiany ciepła w czasie hamowania dla prędkości 160 km/h i 200 km/h.

Wyjaśniono również szereg zależności na podstawie których przyjęto rekomendacje dotyczące chłodzenia hamulców.

THERMAL PROCESSES IN DISK BRAKES OF RAIL-VEHICLES

Summary

A problem of heat conduction for a surface friction of the brake disk is considered in the unidimensional statement. Results on the measurement of the highspeed van disc temperature and schemes for installation and arrangement of the heat flow sensors are presented.

