

Thermal analysis of brake disc system applied to light vehicles

**ZILDA DE CASTRO SILVEIRA
SOUZA, M. C.**

SAE BRASIL

AFFILIATED TO
SAE
INTERNATIONAL®

**Congresso 2015
SAE BRASIL**

24th SAE BRASIL International
Congress and Display
São Paulo, Brasil
September, 22nd to 24th

Análise termo estrutural de um freio a disco aplicado em veículos leves

Thermal analysis of brake disc system applied to light vehicles

Souza, M. C.; Silveira, Z.C

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
Avenida Trabalhador são-carlense, 400, São Carlos, S.P, Brasil. CEP: 13566-590

Copyright © 2015 SAE International

Abstract

In this paper is presented a numerical thermo-structural model applied to automotive disc brake. The coupling of the physical and mechanical behavior during braking process must be investigated in order to provide reliability as well as safety to vehicle and to the driver. In this way, the development of the analytical and numerical models can support the better knowledge's about brake system considering different braking process. During operational performance, parameters as: local temperature, friction coefficient, contact area, stress variation can be previously studied, during preliminary design phase, using virtual models, that each more fitted can support in the anticipating of potential and catastrophic failures. In this work was propose a structural and thermal model, based on experimental dynamics vehicle performance results to verify temperature gradient is significantly influenced by mass variation of the disc (expected condition). As a result, it can be seen that the maximum equivalent stress of Von Mises increases by 33%, with a mass reduction of 25%, which allow a satisfactory safety factor. This study indicates the mass reduction in the system must be made systematically in order of guarantee the integrity of components during the critical braking process.

Key-words: brake disc; thermal analysis; finite element; light vehicles, design of experiments; braking process.

Resumo

Neste trabalho é proposto um modelo termo estrutural numérico desenvolvido para um sistema de freios a disco utilizado em veículos leves. O acoplamento de fenômenos físicos e mecânicos durante o processo de frenagem devem ser investigados gradativamente, para que o freio, como item de segurança automotiva, tenha confiabilidade e durabilidade dentro da vida útil estimada. Nesse contexto, a obtenção de modelos analítico-numérico pode auxiliar na previsão do comportamento de sistemas de freios, frente a diferentes tipos de frenagens, e permitindo de forma iterativa a inserção e alteração de variáveis provenientes de efeitos estruturais, térmicos e tribológicos. Os resultados indicaram que uma

redução de 25% na massa do sistema, acarreta um aumento de 35% na tensão máxima equivalente. Porém, com um fator de segurança de projeto, ainda satisfatório. Este estudo indica que a redução de massa no sistema de freios, principalmente do disco deve ser feita de forma sistemática, com o desenvolvimento de modelos numéricos e métodos de análise de sensibilidade paramétrica, para garantir a integridade estrutural do par pastilha-disco durante os períodos nos quais ocorrem processos de frenagens críticos.

Palavras-chave: freio a disco; análise térmica; elementos finitos; veículos leves; planejamento de experimentos; dinâmica de frenagem.

1. Introdução

Freios a disco são sistemas mecânicos utilizados para controle da velocidade de um corpo. Segundo Yevtuskenko e Grzes (2010) o aumento do momento de atrito é limitado pela área da superfície de contato, coeficiente de atrito, pressão por unidade de área e ângulo de recobrimento da sapata/pastilha. Entretanto, o máximo valor da temperatura é um dos fatores fundamentais do processo de frenagem. Durante o fenômeno da frenagem, a energia cinética é convertida em energia térmica e parâmetros do processo, como por exemplo, velocidade, pressão de contato, coeficiente de atrito e propriedades termofísicas do material variam com o tempo. A partir dessa variação, a temperatura pode chegar a operar acima de um determinado valor crítico podendo ocasionar sérios problemas operacionais, como por exemplo, o efeito de *fading*, vibrações em baixa frequência, fadiga térmica na pastilha e disco, conduzindo à falha prematura. A predição da distribuição da temperatura durante o processo de frenagem pode ser obtida por meio de testes experimentais ou estimativos analíticos. A obtenção de resultados com maior confiabilidade das investigações experimentais pode ser ajustada com modelos numéricos. Portanto, a determinação do valor máximo da temperatura no estágio inicial do processo do projeto de um sistema de freios pode evitar falhas prematuras. Entretanto, segundo Yevtuskenko e Grzes (2010), a obtenção de soluções analíticas considerando sistemas de aquecimento de atrito requer semi-espacos ou faixas planas retangulares e, assim a aplicação de uma região finita para o

estudo do contato é inviável. Dessa forma, é bastante complexa a obtenção de uma solução exata para a determinação da área na qual ocorre o pico máximo de temperatura durante o processo de frenagem, mesmo porque o sistema de disco de freio possui uma geometria complexa. O uso de métodos numéricos, como por exemplo, o método dos elementos finitos, pode auxiliar no entendimento dos diferentes e acoplados fenômenos envolvidos durante os processos de frenagem. Segundo Limpert (1999), frenagens repetidas por um longo tempo, particularmente durante descidas muito inclinadas ou frenagens de emergências causam preocupações sobre a segurança do componente. Além disso, variáveis indesejáveis como folga entre componentes, desgastes, vibrações ocorridas por frequências baixas e vaporização de lubrificante de freio afetam diretamente o desempenho de frenagem. Portanto, o conhecimento do pico de temperatura não é só importante para um projeto seguro, mas também, para assegurar que os passageiros do veículo automotor estarão seguros. Talati e Jalalifar (2008, 2009) formularam dois modelos físicos para o problema térmico em questão: modelo macroscópico e modelo microscópico. No modelo macroscópico, a primeira *Lei da Termodinâmica* foi usada, já no modelo microscópico, variáveis diversas foram usadas, como tempo de frenagem, dimensões e geometria do sistema de freio em estudo. Ambos os discos e pastilhas foram estudados na geração e transformação do calor. A condução da transferência de calor foi aferida usando o método de elementos finitos. O problema analítico de geração de calor foi resolvido analiticamente usando uma função de aproximação denominada *Método de Gree*. Além disso, as influências de distorção termodinâmica foram desprezadas. Gao e Lin (2002) analisaram um modelo não simétrico de sistema de freios, com um sistema de gerador de calor dinâmico, ou seja, como se a geração de calor girasse com o disco. Condições de contorno foram aferidas para esse modelo complexo. Seus resultados numéricos sobre o transiente térmico revelaram que os parâmetros operacionais de frenagem influenciam substancialmente na distribuição de temperatura na interface do disco/pastilha e na máxima temperatura de contato. O objetivo deste trabalho é avaliar numericamente o comportamento térmico e estrutural do disco de freio a disco utilizado em veículos leves.

2. Considerações sobre os elementos finitos térmicos

O uso do método dos elementos finitos para resolver problemas relacionados com transferência de calor envolve cálculos de temperatura dentro de um corpo sólido. Um produto do cálculo de temperatura é a informação vetorial do fluxo de calor, dentro ou na superfície do corpo. A transferência de calor de ou para um corpo é realizada por convecção e radiação, mesmo que o valor de calor transferido por radiação seja pequeno. A transferência de calor pode ser interpretada de forma análoga à mecânica dos sólidos. Assim, o fluxo de calor nas fronteiras do sólido pode ser comparado a carregamento na superfície do mesmo, usualmente representado em uma análise de tensão [2]. Além disso, uma fonte de calor, internamente distribuída pelo corpo, é análoga a uma força. As temperaturas são o equivalente a deformação do material. Outro fenômeno característico de transferência de calor é a condução, que significa o movimento ou difusividade do calor dentro do material. Para um problema em regime

permanente – *steady time* – a expressão que representa esse fenômeno é dada pela Equação 1:

$$K_T T = Q \quad (1)$$

Na equação (1), a matriz (K_T) depende da condutividade do material, (T) é o vetor nodal de temperatura no sólido, e (Q) é o vetor de carregamentos térmicos. A condições de contorno de convecção e radiação podem contribuir para o valor da grandeza (K_T) e de (Q). Esse equacionamento é típico de problemas que objetivam encontrar a temperatura dos nós. Um fato interessante a ser observado é o uso da malha ou elementos, os quais podem ser usados tanto para uma análise térmica, quanto para uma análise de tensão. A condutividade térmica e outras propriedades podem depender fortemente da temperatura, fazendo com que (K_T) se torne uma função da temperatura, ao invés de ser apenas uma matriz de termos constantes. Devido a essas funções de (K_T), o problema pode se tornar não linear. Além disso, o problema é inerentemente não linear quando há transferência de calor, por meio de radiação – o modelo físico da radiação contém termos elevados a quarta potência. Se a condição de regime permanente não é aplicável ao problema, a expressão a ser usada será a representada pela *Equação 2*, contendo os termos de matriz de massa térmica e os vetores nodais de mudança de temperatura. Essa equação é equivalente a expressão que descreve os fenômenos de dinâmica estrutural. O procedimento da análise térmica usando o método dos elementos finitos (MEF) implicam no uso de funções de forma, cujas propriedades governam a capacidade do elemento. O fluxo de calor, considerando apenas a direção axial é ilustrado pela Equação (2).

$$q = A \cdot f_x \quad (2)$$

Sendo q um parâmetro nodal, A é o fluxo de calor (constante) para a área da seção transversal estudada e f é o fluxo de calor por unidade de área. A aproximação é usada para obter a matriz de rigidez de pequenos deslocamentos – baseado nos elementos finitos. Essa aproximação se inicia com a interpolação da temperatura para com um elemento, a partir de uma temperatura nodal (T_e). A Equação 3 ilustra essa expressão:

$$T = [N_1 N_2 \dots N_n] \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots T_n \end{Bmatrix} \text{ ou } T = N \cdot T_e \quad (3)$$

Funções individuais de forma em N dimensões adequam-se ao tipo de elemento e podem ser exatamente aquelas usadas para interpolar um campo de deformação. A forma de interpolação define o que o elemento pode ser representado. Em coordenadas cartesianas, gradientes de temperatura em um plano são representados pelas *Equações 4 e 5* em um elemento.

$$\begin{Bmatrix} \partial T / \partial x \\ \partial T / \partial y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \partial N_1 / \partial x & \partial N_2 / \partial x & \dots & \partial N_n / \partial x \\ \partial N_1 / \partial y & \partial N_2 / \partial y & \dots & \partial N_n / \partial y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \dots \\ T_n \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Ou

$$T_{\partial} = BT_e \quad (5)$$

Sendo:

$$B = \begin{Bmatrix} \partial/\partial x \\ \partial/\partial y \end{Bmatrix} N \quad (a)$$

Dessa maneira, para problemas envolvendo corpos sólidos, o termo $(\partial T/\partial x)$ é adicionado. O equacionamento para um elemento, considerando a condutividade térmica é ilustrado pela *Equação 6*.

$$k_T = \int B^T \kappa B dV \quad (6)$$

Onde K é um vetor de condutividade térmica, para materiais anisotrópicos, cuja equação (b) geral é descrita como:

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{Bmatrix} = -\kappa \begin{Bmatrix} \partial T/\partial x \\ \partial T/\partial y \\ \partial T/\partial z \end{Bmatrix} \quad (b)$$

Sendo x, y, e z mutuamente perpendiculares aos eixos (não exatamente inseridos no plano Cartesiano) e κ , em geral, uma matriz de condução térmica 3x3. Considerando um material isotrópico, a matriz κ é reduzida para uma matriz diagonal, com $\kappa_{11}=\kappa_{22}=\kappa_{33}=\kappa$. Reescrevendo a *Equação 1*, fazendo um balanço de energia em um elemento de volume diferencial em regime permanente, obtém-se a *Equação (c)*.

$$-\left[\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z} \right] \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{Bmatrix} + q_v = c\rho \frac{\partial T}{\partial t} \quad (c)$$

Sendo q_v a taxa do fluxo de calor interno sendo gerado por unidade de volume, c é o calor específico, ρ é densidade e t é o tempo. Se o corpo for plano, e não houver radiação, a transferência de calor através da superfície plana e lateral, pode ser completada com os termos de fluxo, usando a *Equação (c)*. Como resultado, considerando o material isotrópico e em regime permanente, $(\partial T/\partial t = 0)$, a *Equação (c)* pode ser reescrita usando operadores gradientes, como ilustra a *Equação (d)*.

$$k\nabla^2 T = -q_v \text{ ou } k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) = -q_v \quad (d)$$

Portanto, um problema em regime permanente é resolvido, assim que for determinada a função $T=T(x,y,z)$, a qual satisfaz as *Equações (b) e (c)*, juntamente com as condições de contorno relacionadas aos efeitos da convecção e radiação. Quando as condições de estado estacionário não prevalecem, a mudança de temperatura por unidade de volume é resistida por massa térmica, dependente da densidade de massa (ρ) do material e seu calor específico (c). A *Equação 7* ilustra essa mudança.

$$K_T T + C \dot{T} = Q \quad (7)$$

Sendo:

$$Q = Q(t) \quad (8)$$

Nesses casos tem-se: $\dot{T} = \partial T/\partial t$. É comum o carregamento térmico (Q) ser dependente do tempo. A matriz C pode ser nomeada como matriz de capacidade térmica, ilustrada pela *Equação 9*.

$$C = \sum c, \text{ onde } c = \int N^T N \rho c dV \quad (9)$$

Para linearizar o problema, T será calculado como uma função do tempo, como as temperaturas são descritas. Q é uma função no tempo, KT e C são funções independentes do tempo. A estimativa usualmente realizada usando uma integração no tempo. Portanto, a *Equação 7* pode ser reescrita da seguinte forma:

$$K_T T_n + C \dot{T}_n = Q_n \quad (10)$$

Onde n é o enésimo instante do tempo; a temperatura nodal inicial, T_0 , é conhecida e Q_n também é conhecido para qualquer n.

3. Estudo de caso

O veículo analisado é um automotor, protótipo, de auto desempenho projetado pelos os estudantes da Escola de Engenharia de São Carlos, no ano de 2011. Esse veículo, conforme apresentado pela *Figura 1*, foi desenvolvido para a competição Fórmula-SAE®, que ocorre todos os anos, durante o início do Verão.



Figura 1: Protótipo Analisado (Fonte: <http://www.formula.eesc.usp.br/formulan/images/Carros/EX2.png>)

Uma consideração importante no modelo dinâmico é o passeio do centro de gravidade, uma vez que o mesmo influenciaria na intensidade do momento causado pelas forças inerciais do veículo durante a frenagem. Esse momento é causado pelo produto vetorial das forças inerciais pela altura do centro de gravidade. No entanto, como o protótipo tem apenas um passageiro, além de tanque de combustível pequeno e abaixo do Centro de Gravidade (CG) do veículo serão desconsiderados os cálculos de passeio do centro de

gravidade em todas as direções do sistema de coordenadas. O cálculo termo estrutural será realizado apenas sobre o disco dianteiro. A princípio, pode se pensar que a escolha do disco dianteiro foi meramente simbólica, para o trabalho em questão. No entanto, como as tensões mecânicas e térmicas são maiores nesse componente, o problema de cálculo numérico não apenas se torna mais interessante e desafiador; mas também, analise o componente mais crítico. Antes de iniciar a modelagem termo estrutural é necessária a realização do cálculo da dinâmica de frenagem do veículo. A *Figura 2* ilustra as variáveis geométricas de um veículo.

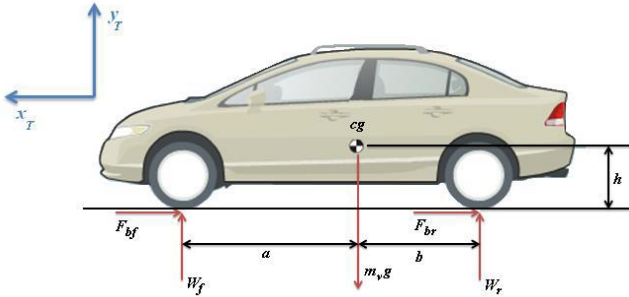


Figura 2: Diagrama de corpo livre de um veículo sob ação do processo de frenagem. (Fonte: Husain (2010) apud Rocha (2011).)

As forças verticais no eixo dianteiro e traseiro variam com a desaceleração durante a frenagem. Assim, é necessário modelar essa mudança de peso nos eixos, para, então, mensurar as forças de frenagem. As *Equações 11 e 12* ilustram as forças nos eixos do automotor.

$$F_{zR,dyn} = \left(\frac{W_r}{W_r + W_f} \cdot h / (a + b) \cdot a_g \right) \cdot m \cdot g \quad (11)$$

$$F_{zF,dyn} = \left(1 - \frac{W_r}{W_r + W_f} + h / (a + b) \cdot a_g \right) \cdot m \cdot g \quad (12)$$

Sendo, F_{zF} é a força vertical no eixo dianteiro, F_{zR} é a força vertical no eixo traseiro, a e b são parâmetros geométricos, ilustrados na *Figura 2*, m é massa, g é a gravidade, a_g é a aceleração em unidades de gravidade, h é a altura do centro de gravidade do veículo e W_r e W_f são, respectivamente, peso estático traseiro e peso estático dianteiro. A *Tabela 1* ilustra os valores desses parâmetros para o estudo de caso em questão.

Tabela 1: Parâmetros físicos e geométricos do veículo.

Peso estático dianteiro	0.48
Massa	280 kg
Altura do CG	300 mm
Distância entre eixos	1570 mm
Coefficiente máximo de adesão	1,4

Além dos pesos dinâmicos, há força dinâmica de frenagem a ser modelada. As *Equações 13 e 14* apresentam as equações para a força de frenagem:

$$F_{xR} / m \cdot g = \left[\frac{W_r}{W_r + W_f} \cdot a_g - h / (a + b) \cdot a_g^2 \right] \quad (13)$$

$$F_{xF} / m \cdot g = \left[\left(1 - \frac{W_r}{W_r + W_f} \right) \cdot a_g + h / (a + b) \cdot a_g^2 \right] \quad (14)$$

Sendo: $F_{xR} / m \cdot g$ e $F_{xF} / m \cdot g$ são forças normalizadas de frenagem no eixo traseiro e dianteiro, respectivamente. Como resultado da modelagem, ilustra-se o comportamento dinâmico de frenagem para o veículo observado nas *Figuras 3 e 4*.

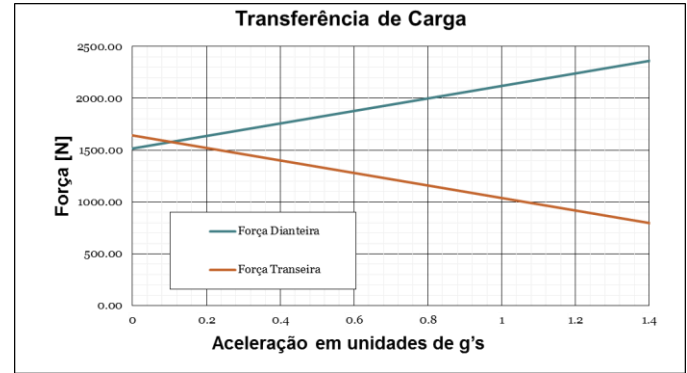


Figura 3: Relação entre força e aceleração dos pesos dinâmicos verticais.

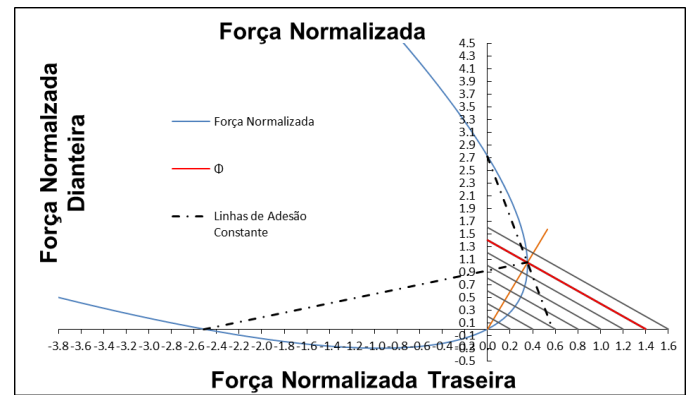


Figura 4: Forças de frenagem normalizadas

4. Modelagem termo estrutural

4.1 Hipóteses adotadas

O estudo de caso é baseado em cálculos estruturais e térmicos. Por isso, para que os cálculos sejam coerentes e confiáveis, há a necessidade de elencar as hipóteses necessárias nas simulações. As simulações térmicas e estruturais têm procedimentos distintos, mas objetivos similares, os quais são demonstrar confiabilidade para com o componente mecânico. A simulação térmica tem o objetivo de demonstrar o transiente térmico em uma frenagem de máxima dissipação de energia. Já a análise estrutural objetiva o questionamento sobre se o material suporta a quantidade de tensão imposta em uma frenagem de máxima dissipação de energia. O disco de freio em análise está ilustrado na *Figura 5*.

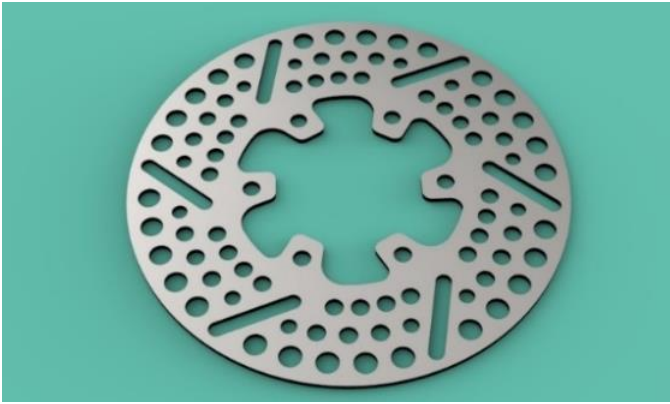


Figura 5: Disco de freio usado para as análises numéricas

Os modelos físicos para o disco de freio deverão obedecer às seguintes hipóteses:

1. As propriedades dos materiais são isotrópicas e independentes da temperatura.
2. A real superfície de contato dos materiais em operação – interface disco/pastilha – será igual a superfície aparente de contato, assim, a pressão será uniformemente distribuída por toda a superfície de contato.
3. O calor de atrito é dissipado para a atmosfera pelas outras superfícies, de acordo com a lei de convecção de Newton. O coeficiente de transferência de calor (h) deverá ser constante durante o processo de frenagem.
4. A pressão é obtida pela equação (15):

$$p = p_0 \left(1 - e^{-\frac{t}{t_m}} \right), 0 \leq t \leq t_s \quad (15)$$

Além disso, a velocidade angular varia com o tempo dada pela equação (16):

$$\omega(t) = \omega_0 \left[1 - \frac{t}{t_s} \right], 0 \leq t \leq t_s \quad (16)$$

Onde p_0 é a pressão nominal, ω_0 é a velocidade angular inicial, t_s^0 é o tempo total de frenagem, em uma condição de desaceleração constante, e t_m é o *Step Time* imposto pela condição de frenagem. É de conhecimento que a pressão varia no tempo, juntamente com a não linearidade da velocidade angular. Mesmo sendo complexo, conjecturar a pressão como variável do *Step Time* coloca o problema em um âmbito mais realista. A Figura 6 ilustra a condição de frenagem utilizada no trabalho em questão.

5. O material do disco de freio deverá ser de aço, temperado e revenido. A têmpera do componente deverá ser executada com o objetivo de aumentar a dureza do disco para que o mesmo tenha a propriedade de desgaste e não de deformação, quando em contato com a pastilha de freio. Portanto, uma característica do disco de freio é sua não deformação devido ao contato disco/freio.
6. A pastilha será manufaturada com material compósito (carbono e cerâmica). Esse material possibilita que não haja deformação na pastilha, na direção da aplicação da força, nem na direção transversal a mesma. Assim, toda a pressão gerada no circuito

hidráulico será transformada em pressão nos discos de freio.

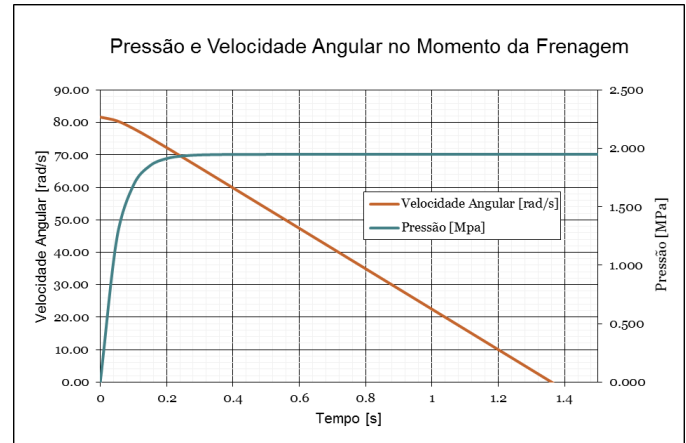


Figura 6: Condição de frenagem simulada.

7. A força de atrito é recorrente da força de compressão gerada sobre o disco em movimento, Limpert (1999). Para a modelagem numérica, assumir-se-á que toda a força de compressão será transformada em força de atrito, negligenciando quaisquer deformações sobre a face do disco em movimento. Essa hipótese é baseada na dureza do rotor e da pastilha, mencionada nas hipóteses (6) e (7). Portanto, a deformação transversal é mínima, tendendo a zero, por isso, não prejudica a confiabilidade do modelo.
8. Segundo Ling (1973) e Cook (2005), a intensidade média do fluxo de calor na área de contato da pastilha pode ser obtida pela equação (17).

$$q_p(t) = (1 - \gamma) \cdot \mu \cdot p(t) \cdot r_{\text{efetivo}} \cdot \omega(t) \quad 0 \leq t \leq t_s \quad (17)$$

No disco, essa intensidade é dada pela equação (18):

$$q_d(t) = \gamma \cdot \mu \cdot p(t) \cdot r_{\text{efetivo}} \cdot \omega(t) \quad 0 \leq t \leq t_s \quad (18)$$

Onde as variáveis são: γ é o fator de calor particionado, ϕ_0 é o ângulo de abertura da pastilha, μ é o coeficiente de atrito, $p(t)$ é a pressão de contato, $\omega(t)$ é a velocidade angular, t é o tempo e t_s é o tempo de frenagem e r_{efetivo} é o raio efetivo da frenagem.

9. Blok (1940) sugere que o fator de calor particionado é representado pela fração do fluxo de calor de atrito, que entra no disco, pela equação (19):

$$\gamma = \frac{1}{1 + \frac{\rho_p c_p K_p}{\rho_d c_d K_d}} \quad (19)$$

Sendo: ρ a densidade, c é o calor específico e K é a condutividade térmica.

10. O calor de atrito é dissipado para a atmosfera pelas outras superfícies, devido a lei de Newton.

11. O efeito da convecção será mensurado por uma estimativa, a qual o disco é representado por uma placa plana e um tubo com escoamento externo.

4.2 Cálculo Estrutural

O cálculo estrutural é realizado considerando o campo de tensões cisalhantes sobre o disco de freio. Assim, é necessário obter uma estimativa da força de atrito durante o processo de frenagem. A *Tabela 2* apresenta os dados necessários para a realização das análises estruturais.

Tabela 2: Dados de entrada para análise estrutural.

Força de frenagem Total (Ff)	2884 N
Raio do pneu (Roda)	204 mm
Raio efetivo do Disco	69.5 mm

A força de atrito considerada no disco de freio é obtida da *Equação 21*. A *Equação 20* mostra a equivalência de momentos com o disco de freio e a força de frenagem no pneu.

$$F_f \cdot 0.5 \cdot r_{roda} = F_{atrito} \cdot r_{efetivo} \quad (20)$$

$$F_{atrito} = \frac{2884 [N] \cdot 0.5 \cdot 204 [mm]}{69.5 [mm]} = 4220 N \quad (21)$$

4.3. Cálculo Térmico

A estimativa dos efeitos térmicos sobre a pastilha e disco requer uma análise mais acurada considerando os fenômenos de convecção e fluxo de calor. De acordo com Talati e Jalalifar (2008, 2009), a radiação aumenta a não linearidade da simulação térmica, porém, não apresenta efeitos significativos na dispersão de gradientes térmicos.

4.3.1. Modelagem do Fluxo de Calor

O equacionamento do fluxo de calor sobre o disco de freio é proveniente da dissipação da energia cinética em energia térmica. Para mensurar a energia dissipada no disco de freio é necessário mensurar a energia absorvida pelo disco e pela pastilha – elemento de atrito. Nesse trabalho, o equacionamento térmico (fluxo de calor por condução e convecção) não será apresentado, somente as equações finais que com os resultados da *Figura 7* apresentam o calor absorvido. Assim, as *Equações 22 e 23* apresentam taxas de condução de calor absorvidos pelo disco e pastilha, respectivamente.

$$q_d(t) = \gamma \cdot \frac{\frac{m \cdot \omega_0^2 \cdot R^2}{4} \cdot k \cdot (1 - \alpha) \cdot (1 - \phi_{Freio}) \cdot \left[1 - \frac{t}{t_s^0} \right] \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{t_m}} \right)}{S_p \cdot \left[\frac{t_s^0}{2} - t_m - \left(\frac{t_m^2 \cdot \left(e^{-\frac{t_s^0}{t_m}} \right) - t_m^2}{t_s^0} \right) - t_m \cdot \frac{(t_s^0 - t_m)}{t_s^0} \right]} \quad (22)$$

$$q_p(t) = (1 - \gamma) \cdot \frac{\frac{m \cdot \omega_0^2 \cdot R^2}{4} \cdot k \cdot (1 - \alpha) \cdot (1 - \phi_{Freio}) \cdot \left[1 - \frac{t}{t_s^0} \right] \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{t_m}} \right)}{S_p \cdot \left[\frac{t_s^0}{2} - t_m - \left(\frac{t_m^2 \cdot \left(e^{-\frac{t_s^0}{t_m}} \right) - t_m^2}{t_s^0} \right) - t_m \cdot \frac{(t_s^0 - t_m)}{t_s^0} \right]} \quad (23)$$

Sendo: q_d e q_p as energias absorvidas pelo disco e pastilha, respectivamente; S_p é a área de contato pastilha/disco [m^2], m é a massa do sistema [kg], ω_0 é a velocidade angular inicial de frenagem [rad/s], t_s^0 é o tempo total de frenagem [s], t_m é o step time [s], k é a porcentagem da inércia rotativa do veículo, α é o *slip ratio* do pneu, ϕ_{Freio} é a porcentagem de força de frenagem no eixo traseiro, R é o raio da roda [m] e γ é a partição de calor absorvida pelo disco. O cálculo da partição de calor é dado pelas *Equações 24 e 25*.

$$\gamma = \frac{1}{1 + \varepsilon} \quad (24)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{\rho_p c_p K_p}{\rho_d c_d K_d}} \quad (25)$$

Nas quais as variáveis descritas nas equações são: γ a partição do fluxo de calor encaminhado para o disco; ε é o coeficiente de atividade térmica e K_d e K_p representam as condutividades térmicas do disco e da pastilha, respectivamente. Os parâmetros ρ_p e ρ_d são as densidades mássicas da pastilha e disco, respectivamente; e c_p e c_d são os calores específicos da pastilha e do disco, respectivamente. A *Figura 7* mostra o comportamento do fluxo térmico absorvido pelo disco e pelo elemento de atrito.

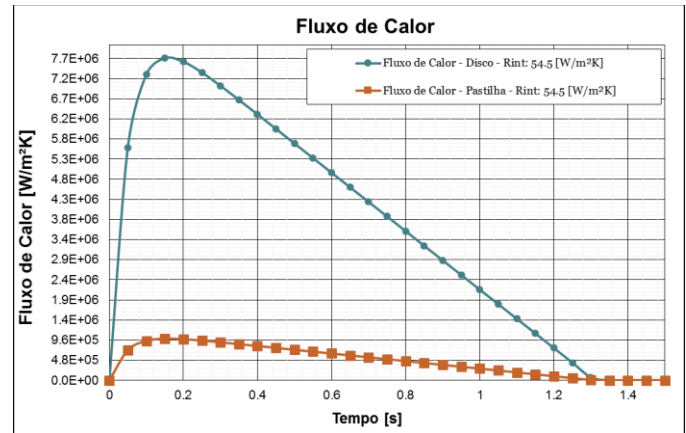


Figura 7: Fluxo de Calor o disco e pastilha no tempo.

4.3.2. Modelagem da Convecção

De acordo com Jianyong (2012), sugere dois equacionamentos para estimar a perda de calor do sistema e, assim, encontrar o coeficiente de convecção mais adequado. As *Equações 26, 27, 28 e 29* mostram uma simplificação para o caso do disco de freio, considerando-o como uma placa plana, na qual a velocidade do ar causa convecção forçada.

$$h_{placa}=0.664 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{l} \quad \text{Laminar } Re < 5 \cdot 10^5 \quad (26)$$

$$h_{placa}=0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{l} \quad \text{Turbulento } Re > 5 \cdot 10^5 \quad (27)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{\infty} \cdot l}{\mu} \quad (28)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K_{ar}} \quad (29)$$

Sendo: Re o número de Reynolds, Pr o número de Prandtl, c_p é o coeficiente de capacidade térmica a pressão constante para o ar, K_{ar} é a condutividade térmica do ar, v_{∞} é a velocidade do ar, l é diâmetro do disco e ρ é a densidade do ar para o nível do mar. O segundo equacionamento para a convecção do ar, sobre um disco de freio, é a aproximação do mesmo a um tubo sofrendo convecção forçada na sua seção transversal. As Equações 30, 31, 32 e 33 apresentam essa condição.

$$h_{tubo}=0.989 \cdot Re^{0.330} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{d} \quad 0.4 < Re < 4 \quad (30)$$

$$h_{tubo}=0.911 \cdot Re^{0.385} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{d} \quad 4 < Re < 40 \quad (31)$$

$$h_{tubo}=0.683 \cdot Re^{0.466} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{d} \quad 40 < Re < 4000 \quad (32)$$

$$h_{tubo}=0.193 \cdot Re^{0.618} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{d} \quad 4000 < Re < 40000 \quad (33)$$

$$h_{tubo}=0.027 \cdot Re^{0.805} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{K_{ar}}{d} \quad 40000 < Re < 400000 \quad (34)$$

Para fins ilustrativos, a Figura 8 apresenta a variação de coeficiente convectivo pela velocidade de giro da roda. Uma aproximação, realizada nesse procedimento, foi igualar o módulo da velocidade do vento com o módulo da velocidade do automotor. As velocidades de ensaio foram mensuradas em 60 km/h.

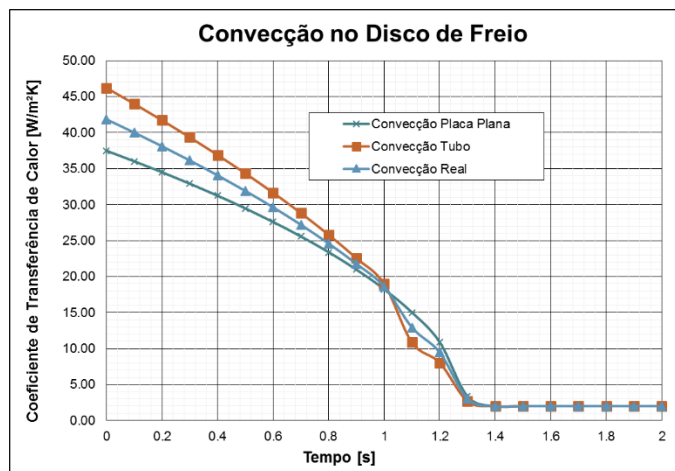


Figura 8: Convecção ao longo do tempo, no disco de freio.

Enunciados os equacionamentos para realizar a simulação térmica, as propriedades físicas dos elementos analisados são ilustradas pela Tabela 3.

Tabela 3: Propriedades Físicas e geometria do par disco-pastilha.

Propriedades Físicas	Valores
Densidade do Disco	7850 kg/m³
Densidade da Pastilha	2595 kg/m³
Condutividade Térmica do Aço	49.8 W/m²K

Condutividade Térmica da Pastilha	1.2 W/m²K
Tensão de Escoamento	320 MPa
Calor Específico da Pastilha	1465 J/KgK
Calor Específico do Disco	530.33 J/KgK
Área da Pastilha	0.0022 m²
Área do Disco	0.014 m²

A condição de contorno de aplicação do fluxo de calor, juntamente com a convecção é ilustrada pela Figura 9.

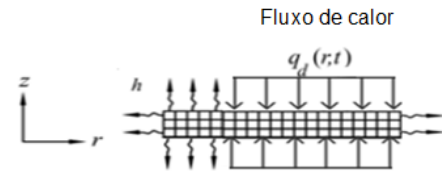


Figura 9: Condição de contorno para análise térmica.

A partir das condições de contorno e propriedades físicas descritas, além dos cálculos para o modelo térmico e modelo estrutural, enunciar-se-á as análises numéricas.

5. Análises numéricas e discussões

5.1 Análise Estrutural

Para a análise estrutural foram realizadas duas simulações mecânico-estrutural: uma para um disco de 3 mm e outra para um disco de 4 mm. O objetivo era mensurar o gradiente de tensão acarretado pela redução de massa desse componente. É importante ressaltar que a redução de massa do disco de freio é um fator importante em veículos de alto desempenho, já que diminui a inércia rotativa da roda. Portanto medir a confiabilidade do mesmo é mais que necessário. A Tabela 4 ilustra a diminuição de massa, juntamente com a variação de tensão.

Tabela 4: Resposta da análise estrutural

Espessura do Disco [mm]	Tensão Máxima Equivalente de Von Mises [MPa]	Massa [g]
3 mm	198	427
4 mm	149	569

Como resultado, pode se observar que a tensão máxima equivalente de Von Mises aumenta em 33%, com uma redução de massa de 25%. No entanto, mesmo havendo esse aumento percentual na tensão máxima equivalente de Von Mises, o valor atingido ainda é inferior à tensão de escoamento do material – 320 MPa. Portanto, do ponto de vista estrutural seria plausível essa redução de inércia rotativa, não comprometendo o projeto do componente.

5.2 Análise Térmica

A análise térmica tem o objetivo de ilustrar o comportamento da temperatura, durante uma frenagem de emergência, usando duas condições de espessuras – 3 mm e 4 mm. Além disso, tem o objetivo de ilustrar se a diminuição de massa é

viável. Os resultados da simulação podem ser analisados pela Figura 10.

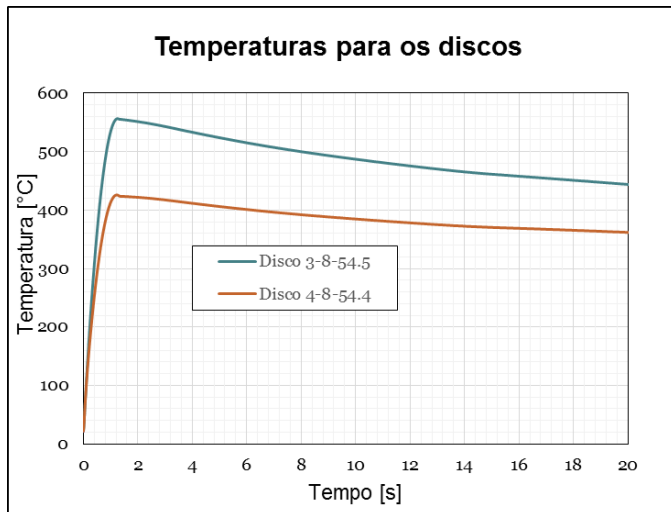


Figura 10: Resultados obtidos para a temperatura, para uma análise de transiente térmico.

A partir da Figura 10 pode ser observado que a redução de 1 mm de espessura, proporciona um aumento no gradiente de temperatura de, aproximadamente, 150°C. Nas análises de transiente térmico, os dois discos de freios são capazes de absorver suficiente energia. No entanto, o disco de menor espessura terá problemas de fadiga térmica, acarretando deformações, vibrações, ruído e uma possível dissipação de trincas devido a formação de *hot spots*.

Conclusões

Como resultado desse trabalho foi possível a visualização do processo de frenagem em condição dinâmica, juntamente com a análise da variação das tensões, proveniente das análises estrutural e do transiente térmico. Além disso, pode-se observar que alterações geométricas na pastilha e no disco de freio não devem ser feitas sem uma análise criteriosa, e deve ser feita considerando os fenômenos acoplados, como foi abordado preliminarmente nesse trabalho. Análises de sensibilidade paramétrica e validações experimentais estão sendo feitas para complementar e extrapolar os resultados obtidos. Esse estudo é fundamental para garantir a confiabilidade e durabilidade de sistemas de freios.

Referencias

1. Adamowicz, A.; Grzes, P., Analysis of disc brake temperature distribution during braking under non-axisymmetric load. "Applied Thermal Engineering", v.3: 1003-1012, 2012.
2. Cook, R.D. Finite element modeling for stress analysis". John and Wiley & Sons. p. 180-225, 2005.
3. Yevtusenko, A. A. e Grzes, P. (2010) The FEM-Modeling of the frictional heating phenomenon in the pad/disc tribosystem (a review). *Numerical Heat Transfer, Part A*. num. 58, p.207-226.
4. Jianyong Z. (2012) Analysis of temperature field of axle disc brake equipment for high-speed locomotive.

5. Limpert, R. "Brake Design and Safety". Editora: SAE, Inc. 4th Edition.
6. Talati, F. and Jalalifar, S., Analysis of heat conduction in a disk brake system. "Heat Mass Transfer", n.45, 1047-1059. 2009.

Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer aos membros da Equipe EESC USP – Fórmula SAE® pelos dados fornecidos, e pela dedicação a esse projeto de constante aprendizagem para os alunos e pesquisadores da engenharia mecânica e áreas afins.

As a result, it can be seen that the maximum equivalent Mises stress increases by 33%, with a mass reduction of 25%. This design condition also provides a satisfactory safety factor. This study indicates the mass reduction in the system must be made systematically in order to guarantee the integrity of components during the critical braking process.

Key-words: brake disc; thermal analysis; finite element; light vehicles, design of experiments; braking process.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of SAE.

ISSN 0148-7191

©Copyright 2015 SAE International.

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The authors solely responsible for the content of the paper.