

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Análise térmica de um freio a tambor para rodas traseiras de veículos de passeio

Candidato: Alexandre B. Chiaroni
Orientadora: Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

São Carlos, Dezembro de 2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

Análise térmica de um freio a tambor para rodas traseiras de veículos de passeio

Candidato: Alexandre B. Chiaroni
Orientadora: Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

Trabalho de Conclusão de curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica, da Escola de
Engenharia de São Carlos, da
Universidade de São Paulo, como
parte dos requisitos necessários para
a conclusão do curso de Graduação
em Engenharia Mecatrônica.

São Carlos, Dezembro de 2014

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTA TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

C381a Chiaroni, Alexandre Bof
 Análise térmica de um freio a tambor para rodas
traseiras de veículos de passeio / Alexandre Bof
Chiaroni; orientadora Zilda de Castro Silveira. São
Carlos, 2014.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecatrônica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2014.

1. freio a tambor. 2. lona de freio. 3. análise
térmica. 4. elementos finitos. 5. veículo de
passageiro. I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: **Alexandre Bof Chiaroni**

Título: **Análise térmica de um freio a tambor para rodas traseiras de veículos de passeio**

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jonas de Carvalho
Instituição: SEM - EESC -USP
Nota atribuída: (10,0) Dez



Eng. Matheus Stoshy de Freitas
Instituição: SEM - EESC -USP
Nota atribuída: (10,0) Dez



Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira (Orientadora)
Instituição: SEM - EESC -USP
Nota atribuída: (10,0) Dez



Média: 10,0 (Dez)

Resultado: Aprovado

Este trabalho pode ser encaminhado ao site da biblioteca da EESC-USP

☒ Sim

☐ Não

Data: 01/12/2014

Chiaroni, A.B. (2014) **Análise térmica de um freio a tambor para rodas traseiras de veículos de passeio**. Trabalho de Conclusão de Curso. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 77p.

Resumo

Esse trabalho apresenta uma análise térmica de uma lona de freios de um subconjunto tambor/sapata presente em sistemas de freios de rodas traseiras para veículos de passageiros com motores de até 1000cc. Há uma dificuldade em se encontrar artigos e trabalhos técnicos, tanto em bases de dados acadêmicas, como em bases de dados de livre acesso, os quais mostrem o ciclo completo de um projeto de um sistema de freios. Isso ocorre principalmente devido à confidencialidade de indústrias fabricantes e de fornecedores de peças, uma vez que um sistema de freios é um produto de grande valor agregado. Nesse estudo, foram obtidas as distribuições transientes de temperatura de um modelo de uma lona de freios, através de simulações numéricas. As condições de contorno do modelo foram calculadas de acordo com um artigo de referência. A geometria e as propriedades mecânicas e térmicas do material da lona foram obtidas através de dados fornecidos pelo fabricante. Os resultados numéricos mostraram os gradientes de temperatura na lona para diferentes tipos de frenagem, como frenagem de emergência, frenagem em trecho de declive e frenagens repetidas, as quais são desenvolvidas pelo veículo em condições urbanas de locomoção. A temperatura máxima atingida na superfície da lona foi de 375,64 °C no caso de frenagem em trecho de declive após 200 s de frenagem, a uma velocidade de 60 km/h, considerando uma inclinação de pista de 10%.

Palavras-chave: *freio a tambor; lona de freio; análise térmica, elementos finitos, veículo de passageiros.*

Chiaroni, A.B. (2014) **Thermal analysis of a rear drum brake for lightweight passenger vehicles.** Trabalho de Conclusão de Curso. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 77p.

Abstract

This work presents a thermal analysis of a sub-set drum/shoe brake lining of a braking system in a rear drum brake for a lightweight passenger vehicle with engines of up to 1,000 cc, for a future application to hybrid power trains. In academic databases, as well as free research database, it is difficult to find papers and even technical works which show the complete cycle of the design of an automotive braking system. It occurs mostly due to the confidentiality of industries and industrial parts suppliers, once the brake system is a product of high added value. In this study, transient temperature field distributions of the shoe lining were obtained by numerical simulations. Boundary conditions of the model were calculated according to a reference paper. The geometry and mechanical and thermal properties of the brake shoe lining were obtained from data provided by the manufacturer. Numerical results show the transient temperature field in the lining during different types of braking processes, such as once emergency braking, continuous downhill braking and repetitive braking, which are developed by the vehicle in urban situations. The maximum temperature reached on the lining surface was 375.64 °C for the continuous downhill braking case after 200 s of braking at 60 km/h, considering a 10% slope.

Key-words: *drum brake; brake lining; thermal analysis; finite element; passenger's vehicle.*

Agradecimentos

À Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira, pelo apoio durante todo este Trabalho de Conclusão de Curso e pelas oportunidades acadêmicas proporcionadas durante minha graduação.

À CPFL pelo apoio financeiro durante a realização das pesquisas.

À Fras-le por ceder dados técnicos referentes à lona

À Universidade de São Paulo pela utilização de suas instalações e pelo auxílio dado através de seus funcionários e colaboradores.

À minha família e namorada pelo apoio e confiança durante toda minha graduação e realização desse trabalho.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama de corpo livre de um veículo durante a frenagem. (Fonte: Husain (2010) <i>apud</i> Rocha (2011)).	19
Figura 2: Classificação de freios e embreagens de acordo com os princípios físicos, modos de acionamento e arranjos (Fonte: Norton (2004)).	21
Figura 3: Freio por atrito (Fonte: Silveira e Purqueiro (2012) <i>apud</i> Porpíglío (2012)).	22
Figura 4: Freio a disco: disco, pastilha e <i>calíper</i> . (Fonte: Talati e Jalalifar (2009)).	24
Figura 5: Esquema de freio a disco (Fonte: Silveira e Carvalho (2011) <i>apud</i> Porpíglío (2012)).	24
Figura 6: Componentes do freio a disco: (1) <i>calíper</i> , (2) anel de vedação, (3) êmbolo, (4) suporte, (5) pinos deslizantes, (6) molas, (7) pastilhas de freio, (8) parafuso sangrador, (9) coifas, (10) coifas dos pinos deslizantes (Fonte: Kawaguchi (2005) <i>apud</i> Rocha (2011)).	25
Figura 7: Freio a disco: (a) Freio no início da vida útil; (b) Após tempo (t_1) de uso e c) Após tempo $t_2 > t_1$ de uso (Fonte: Oliveira (1983) <i>apud</i> Rocha (2011)).	26
Figura 8: Esquema de freio a tambor (Fonte: Silveira e Carvalho (2011) <i>apud</i> Porpíglío (2012)).	26
Figura 9: Esquema de freio a tambor com sapatas longas internas. (Fonte: Juvinali (2008) <i>apud</i> Rocha (2011)).	27
Figura 10: Diagrama de corpo livre de freio a tambor de sapata interna. (Fonte: Shigley (2005) <i>apud</i> Rocha (2011)).	28
Figura 11: Desgaste adesivo. (Fonte: Porpíglío (2011)).	30
Figura 12: Desgaste abrasivo. (Fonte: Porpíglío (2011)).	31
Figura 13: Transferência de calor unidimensional em parede plana (Fonte: Incropera (2007)).	34
Figura 14: Desenho técnico da roda traseira de um Celta 1.0.	43
Figura 15: Tambor de freio de um Celta 1.0.	44
Figura 16: Desenho da lona de freios.	45
Figura 17: Fluxograma com as etapas para se realizar as análises térmicas.	46
Figura 18: Modelo de elementos finitos da lona de freios.	47
Figura 19: Modelo de elementos finitos do tambor.	48
Figura 20: Condições de contorno aplicadas à lona de freio.	49
Figura 21: Comportamento da velocidade em função do tempo em uma frenagem de emergência (Fonte: Liu <i>et al.</i> (2011)).	51

Figura 22: comportamento da velocidade em uma frenagem em declive (Fonte: Liu <i>et al.</i> (2011)).	53
Figura 23: Comportamento da velocidade para duas frenagens (Fonte: Liu <i>et al.</i> , 2011)	55
Figura 24: Pressão necessária para realizar a frenagem do veículo para $\mu = 0,4$.	56
Figura 25: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e 1s.	56
Figura 26: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e 3s.	57
Figura 27: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e 1s.	57
Figura 28: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e 3s.	57
Figura 29: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem para 60 km/h e 3s.	58
Figura 30: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e declive de 5%.	59
Figura 31: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e declive de 10%.	59
Figura 32: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e declive de 5%.	60
Figura 33: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e declive de 10%.	60
Figura 34: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem no caso de 60 km/h e declive de 10%.	60
Figura 35: Máxima temperatura no tambor para 60 km/h e declive de 10%.	61
Figura 36: Gradiente de temperatura do tambor ao final do processo de frenagem no caso de 60 km/h e declive de 10%.	62
Figura 37: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e intervalos de 5s.	63
Figura 38: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e intervalos de 10s.	63
Figura 39: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e intervalos de 5s.	64
Figura 40: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e intervalos de 10s.	64
Figura 41: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem para 60 km/h e intervalos de 5s.	64
Figura 42: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem para 60 km/h e intervalos de 10s.	65
Figura 43: Abrasômetro tipo Roda de Borracha.	69
Figura 44: Montagem experimental.	70

Figura 45: Gradiente de temperatura da amostra da lona obtido numericamente, para a situação de 510 rpm e 2897,9 g	73
Figura 46: Máxima temperatura da amostra da lona para 510 rpm e 2897,5 g.....	73
Figura 47: Máxima temperatura da amostra da lona para 710 rpm e 2897,9 g.	74
Figura 48: Máxima temperatura da amostra da lona para 880 rpm e 2897,9 g	74
Figura 49: Máxima temperatura da amostra da lona para 510 rpm e 3926,5 g	75
Figura 50: Máxima temperatura da amostra da lona para 710 rpm e 3926,5 g	75
Figura 51: Máxima temperatura da amostra da lona para 880 rpm e 3926,5 g	75
Figura 52: Desenho do perfil da amostra da lona para 880 rpm e 2897,5 g.	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades mais importantes dos materiais de fricção.....	33
Tabela 2: Massa e distribuição de pesos do Celta 1.0.....	43
Tabela 3: Dimensões do tambor de freio do Celta 1.0.	44
Tabela 4: Dimensões da lona de freios.	45
Tabela 5: Propriedades mecânicas e térmicas da lona de freios.	47
Tabela 6: Propriedades mecânicas e térmicas do ferro fundido cinzento, material do tambor.	47
Tabela 7: Parâmetros adotados no modelo da lona de freios.	49
Tabela 8: Temperaturas máximas na superfície da amostra da lona nas condições adotadas no experimento.....	72
Tabela 9: Valores de Δm obtidos no experimento.	76
Tabela 10: Valores de δ medidos no perfilômetro e calculados	77

Lista de símbolos

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
a	Matriz das variáveis nos pontos de discretização	[]
B	Matriz dos gradientes das funções de forma	[]
D	Matriz de condutividade térmica	[W/(m K)]
N	Matriz das funções de forma	[]
W	Matriz das funções peso	[]
A	Área de seção transversal	[m ²]
a	Distância do ponto de pivotamento ao eixo de giro da roda	[m]
a_j	Variáveis nos pontos de discretização	
a_{xt}	Aceleração na direção xt	[m/s ²]
b	Largura da sapata	[m]
c	Calor específico	[J/(kg K)]
E	Poder emissivo	[W/m ²]
E_{acu}	Energia acumulada	[J]
E_{dis}	Energia dissipada	[J]
E_{ent}	Energia que entra	[J]
E_g	Energia gerada	[J]
E_{sai}	Energia que sai	[J]
Ė	Taxa de dissipação de energia	[W]
F	Força de acionamento	[N]
F_{AD}	Força de arrasto aerodinâmico	[N]
F_{bf}	Força de frenagem no eixo dianteiro	[N]
F_{br}	Força de freagem no eixo traseiro	[N]
F_{b,max}	Força máxima de frenagem	[N]
F_f	Força de atrito	[N]
F_{rol}	Força de resistência ao rolamento	[N]
F_{xt}	Força na direção xt	[N]
F_{yt}	Força na direção yt	[N]
G	Taxa de energia radiante incidente	[W/m ²]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
H	Dureza	[N/m ²]
h	Coeficiente de convecção	[W/(m ² K)]
K	Coeficiente de desgaste	[]
k	Coeficiente de condutividade térmica	[W/(m K)]
L	Comprimento	[m]
m	massa	[kg]
M _{cg}	Momento em torno do cg	[N m]
M _f	Momento da força de frenagem	[N m]
M _n	Momento das forças normais	[N m]
m _v	Massa do veículo	[kg]
N	Força normal	[N]
N _j	Funções de forma	[]
p	Pressão da sapata contra o tambor	[Pa]
P _{b,m}	Potência média de frenagem	[W]
p _a	Pressão absoluta	[Pa]
Q	Taxa de geração de calor interno	[W/m ³]
q	Fluxo de calor na interface de atrito	[W/m ²]
q _x	Taxa de transferência de calor na direção x	[W]
q'' _{conv}	Fluxo de calor por convecção	[W/m ²]
q'' _{rad}	Fluxo de calor por radiação	[W/m ²]
q'' _x	Fluxo de calor por condução na direção x	[W/m ²]
R	Raio do pneu	[m]
r	Raio externo da lona	[m]
R _x	Reação no pino de articulação na direção x	[N]
R _y	Reação no pino de articulação na direção y	[N]
R _Ω	Resíduo no domínio Ω	[]
R _Γ	Resíduo no contorno Γ	[]
S	Área da superfície de fricção	[m ²]
t _b	Tempo de frenagem	[s]
T _b	Torque da sapata contra o tambor	[N m]
T _f	Torque de frenagem	[N m]
T _s	Temperatura da superfície	°C
T _∞	Temperatura do ar	°C
u	Solução exata do problema	[]

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
\hat{u}	Solução aproximada do problema	[]
V	Velocidade do veículo	[m/s]
v	Velocidade de deslizamento	[m/s]
V_0	Velocidade inicial	[m/s]
V_f	Velocidade final	[m/s]
W_f	Peso estático no eixo dianteiro	[N]
W_i	Funções de peso	[]
W_r	Peso estático no eixo traseiro	[N]
W'_f	Peso dinâmico no eixo dianteiro	[N]
W'_r	Peso dinâmico no eixo traseiro	[N]
α	Absorvidade	[]
β	Coeficiente de convecção-radiação	[W/(m ² K)]
δ	Profundidade de desgaste	[m]
ε	Emissividade	[]
Θ	Temperatura	°C
θ	Ângulo	Rad
θ_1	Diferença entre ângulo de arco da sapata e ângulo de arco da lona	Rad
θ_2	Ângulo do arco da sapata	Rad
μ_e	Coeficiente de atrito estático entre pista e pneu	[]
μ	Coeficiente de atrito entre a lona e o tambor	[]
ξ	“Efusividade térmica”	[J m ² /(K s ^{0,5})]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Coeficiente de partição de calor	[]
φ	Ângulo inclinação de pista	Rad
φ_0	Ângulo de arco da lona	Rad
ω	Velocidade angular	Rad/[s]

Sumário

1. Introdução.....	16
1.1. Objetivo.....	17
2. Embasamento Teórico.....	17
2.1. Dinâmica da Frenagem.....	17
2.2 Considerações sobre freios.....	20
2.2.1 Freios automotivos: considerações e tipos.....	23
2.2.1.2 Freios a Disco.....	24
2.2.1.2 Freios a Tambor.....	26
2.2.2 Modos de falhas, materiais e coeficiente de atrito.....	30
2.4. Considerações sobre Transferência de Calor.....	33
2.4.1. Condução.....	33
2.4.2. Convecção.....	35
2.4.3. Radiação.....	35
2.5. Aplicação do Método dos Elementos Finitos a Transferência de Calor.....	37
3. Metodologia.....	42
3.1 Estudo de caso.....	42
3.2. Formulação do Problema.....	45
3.2.1. Frenagem de Emergência.....	51
3.2.2. Frenagem em Trecho de Declive.....	53
3.2.3. Frenagens Repetidas.....	54
4. Resultados e Discussões.....	55
4.1. Frenagem de Emergência.....	56
4.2. Frenagem em Trecho de Declive.....	58
4.3. Frenagens Repetidas.....	62
5. Conclusões.....	65
Referências.....	68
Apêndice A: Experimento.....	69
A.1. Ensaio de Desgaste.....	69
A.2. Resultados e Discussões.....	71
A.3. Conclusões.....	77

1. Introdução

Nas últimas décadas, as tecnologias presentes em autoveículos têm sofrido grandes avanços, principalmente devido a questões ambientais e econômicas. Características como eficiência dos motores, diminuição do arrasto aerodinâmica e da resistência ao rolamento dos pneus são alvos de diversos estudos e pesquisas, visando um menor consumo de combustível (Porpígio, 2012).

Além de tornar os veículos mais eficientes e econômicos, os avanços nesse setor da indústria também buscam tornar os veículos mais seguros e confiáveis em um ambiente cada vez mais saturado de automóveis.

Projetos que visam a melhoria dos componentes de segurança dos veículos são de extrema importância para prevenção de acidentes. Além disso, a condução segura de um veículo requer contínuos e repetitivos ajustes no mesmo, de modo a se adequar às circunstâncias do tráfego, relevo e até mesmo às condições climáticas. Assim, os sistemas de freios, juntamente com os componentes da direção do veículo, constituem os principais responsáveis pela segurança dos passageiros, bem como de pedestres, ciclistas e motociclistas que estão em constante interação com automóveis no ambiente de tráfego rodoviário.

Em veículos automotivos, o freio é um item de segurança, previsto em normas técnicas e regulado pelo CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito). Para aplicações automotivas, o modo de acionamento do freio é mecânico-hidráulico, operando por superfícies de atrito. A energia mecânica gerada durante o processo de frenagem se transforma em calor, sendo absorvida pelos componentes (aro, tambor e principalmente o revestimento, lonas e sapatas). A elevação da temperatura na lona acima das temperaturas máximas indicadas para diferentes tipos de materiais causa desgaste adesivo e abrasivo, acarretando perdas nas propriedades mecânicas e químicas do material de revestimento, propiciando a ocorrência de falhas, muitas vezes catastróficas. A previsão numérica da variação da temperatura com base no equilíbrio estático e dinâmico do freio, e variações no coeficiente de atrito, tipo e tempo de frenagens auxiliam na análise do projeto mecânico de freios.

1.1. Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver análises térmicas na lona e no tambor de um freio automotivo, para avaliar a variação de temperatura, em função da energia gerada em função de diferentes condições de frenagem.

2. Embasamento Teórico

Aqui serão feitas considerações teóricas sobre os mecanismos de atuação de freios, através de definições, tipos, característica e equacionamentos de equilíbrio estático de frenagem. Também serão feitas considerações sobre transferência de calor e sobre o método dos elementos finitos aplicado a problemas de transferência de calor.

2.1. Dinâmica da Frenagem

Os freios em um automóvel atuam através do atrito entre a pastilha e o disco no caso do freio a disco, e entre a lona e o tambor no caso do freio a tambor, transformando a energia cinética do veículo em energia térmica, proporcionando a redução de velocidade do veículo. O disco ou o tambor gira juntamente com a roda do veículo. Assim, quando o disco ou o tambor tem sua rotação diminuída, a roda do veículo gira com uma velocidade de rotação mais baixa.

A dinâmica de um veículo em processo de frenagem é governada pela força de atrito entre a interface pneu-pista, gerada pelo torque de frenagem do sistema de freios. A equação de movimento de um veículo em processo de frenagem com desaceleração uniforme é dada pela segunda Lei de Newton:

$$\Sigma F_{xT} = m_v a_{xT} = F_{bf} + F_{br} + m_v g \sin(\varphi) + F_{rol} + F_{AD} \quad (2.1)$$

Onde F_{xT} são as forças na direção de movimento xT ; m_v a massa do veículo; a_{xT} a aceleração ou desaceleração na direção do movimento; F_{bf} e F_{br}

as forças de frenagem no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente; g a aceleração da gravidade; φ a inclinação da pista; F_{rol} e F_{AD} são as forças de resistência ao rolamento e de arrasto aerodinâmico, respectivamente.

Em um processo de frenagem brusca, pode-se considerar que as forças de frenagens são bem maiores que as forças de resistência, e para uma pista sem inclinação, a equação (2.1) pode ser simplificada para:

$$\Sigma F_{xT} = m_v a_{xT} = F_{bf} + F_{br} \quad (2.2)$$

Da equação (2.1), o tempo de frenagem t é dado pela equação:

$$t = \frac{(V_0 - V_f)}{a_{xT}} = \frac{m_v}{\Sigma F_{xT}} (V_0 - V_f) \quad (2.3)$$

Sendo V_0 e V_f as velocidades inicial e final do veículo. E a distância de frenagem x é dada pela velocidade média vezes o tempo de frenagem:

$$x = \frac{m_v}{\Sigma F_{xT}} \frac{(V_0 - V_f)^2}{2} \quad (2.4)$$

A potência média dissipada na frenagem é dada pelas forças de frenagem vezes a velocidade média do veículo:

$$P_{b,m} = (F_{bf} + F_{br}) \frac{(V_0 - V_f)}{2} \quad (2.5)$$

O diagrama de corpo livre de um veículo durante a frenagem é apresentado a seguir:

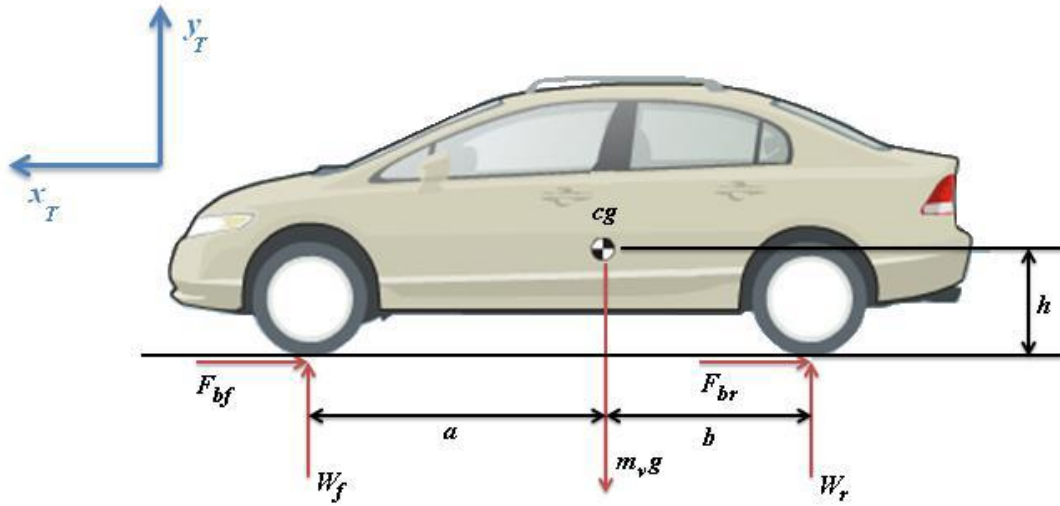


Figura 1: Diagrama de corpo livre de um veículo durante a frenagem. (Fonte: Husain (2010) *apud* Rocha (2011)).

A distribuição do peso no veículo em repouso (estático) entre os eixos dianteiro e traseiro pode ser encontrada através de equilíbrio de momentos em torno do centro de gravidade, e é dada por:

$$W_f = \frac{m_v g b}{(a+b)} \quad (2.6)$$

$$W_r = \frac{m_v g a}{(a+b)} \quad (2.7)$$

Quando o veículo está em processo de frenagem, a distribuição de peso entre os eixos se altera, o que chamamos de pesos dinâmicos (W'_f e W'_r). Aplicando a segunda Lei de Newton na direção y :

$$\Sigma F_{yT} = 0 \Rightarrow W'_f + W'_r = m_v g \quad (2.8)$$

Os valores de W'_f e W'_r podem ser encontrados através do equilíbrio de momentos em torno do centro de gravidade do veículo:

$$\Sigma M_{cg} = 0 = F_{bf}h + F_{br}h + W'_r b - W'_f a \quad (2.9)$$

Utilizando a equação (2.2) e substituindo F_{bf} e F_{br} na equação (2.9):

$$m_v a_{xT} h = W'_f a - W'_r b \quad (2.10)$$

Combinando as equações (2.8) e (2.10) temos que:

$$W'_f = \frac{m_v g b}{(a+b)} + \frac{m_v a_{xT} h}{(a+b)} \quad (2.11)$$

$$W'_r = \frac{m_v g a}{(a+b)} - \frac{m_v a_{xT} h}{(a+b)} \quad (2.12)$$

Observando as equações (2.11) e (2.12) e comparando com as equações (2.6) e (2.7), podemos ver que durante o processo de frenagem, as rodas dianteiras suportam um peso maior que o peso estático, enquanto as rodas traseiras suportam um peso menor que o peso estático.

A força máxima de frenagem, para umas das rodas é:

$$F_{b,max} = \mu_e W' \quad (2.13)$$

Onde μ_e é o coeficiente de atrito estático entre o pneu e a pista, e W' é o peso dinâmico na roda considerada, seja dianteira ou traseira.

Assim, um sistema de freios deve ser projetado de modo que distribua a força de frenagem entre os eixos de acordo com a distribuição dos pesos dinâmicos do veículo.

2.2 Considerações sobre freios

Segundo Norton (2004), freios e embreagens são, conceitualmente, o mesmo dispositivo. Ambos conectam dois elementos, seja de maneira hidráulica, elétrica, magnética, ou por atrito, com o objetivo de igualar as suas velocidades. No caso de um dos elementos possuir velocidade nula, enquanto o outro não, e o objetivo é acoplá-los até ambos atingirem o repouso, este

dispositivo é caracterizado como freio. A Figura 2 consiste em um diagrama com a classificação dos tipos de freios e embreagens.

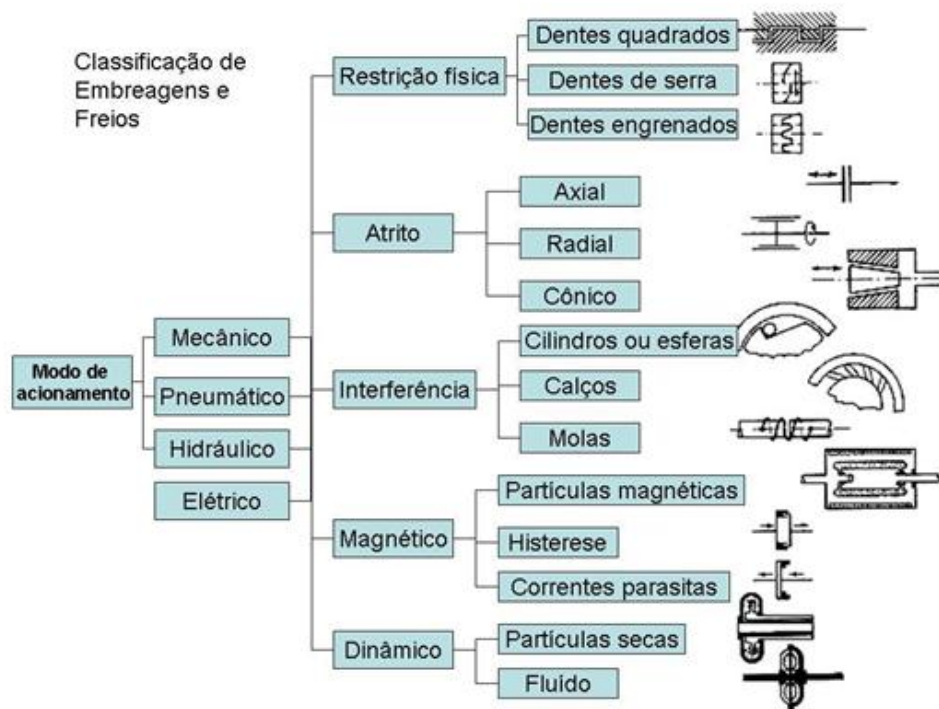


Figura 2: Classificação de freios e embreagens de acordo com os princípios físicos, modos de acionamento e arranjos (Fonte: Norton (2004)).

Segundo Porpíglío (2012), os freios por atrito constituem o tipo de freio mais utilizado, pois são empregados em veículos comerciais leves e pesados, máquinas de elevação como pontes rolantes, guindastes e elevadores, e equipamentos leves como motosserras e máquinas de lavar roupa. Os freios por atrito são componentes que dependem da perda de energia por meio de superfícies de atrito, para desempenharem sua função, logo, o projeto desses componentes visa maximizar o coeficiente de atrito, ao mesmo tempo em que se deseja o menor desgaste possível.

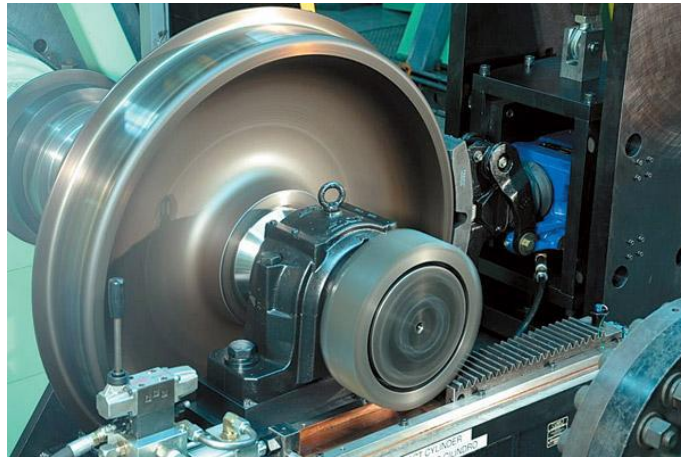


Figura 3: Freio por atrito (Fonte: Silveira e Purqueiro (2012) *apud* Porpíglia (2012)).

Os freios de atrito são dispositivos que operam de modo que há um componente fixo em uma estrutura, portanto possui velocidade angular nula, e há outro componente rotativo. Quando o sistema de freio é acionado, duas ou mais superfícies são pressionadas entre si por meio de uma força normal, gerando uma força de atrito que, por sua vez, gera um torque de arrasto capaz de reduzir gradualmente a velocidade angular até que esta se torne nula.

Como a principal função de um freio por atrito é a transformação da energia cinética ou potencial em calor, o sistema deve ser projetado para resistir a temperaturas muito altas.

Assim, em freios utilizados para serviços contínuos, o projeto deve prevenir altas taxas de trocas térmicas com o ar atmosférico circundante. Por outro lado, em freios operados de forma intermitente, a capacidade térmica de seus componentes deve permitir que a maioria do calor seja armazenada e então dissipada, por um longo período de tempo. Existem também os freios regenerativos, que atualmente têm sido tema de diversas pesquisas.

Segundo Cai e Zhang (2011), com o grande número de veículos automotivos existentes em todo o mundo, questões como a poluição do ar, aquecimento global e o esgotamento de reservas de petróleo têm sido consideradas de extrema importância. Tais problemas têm impulsionado a pesquisa e o desenvolvimento de veículos que utilizem fontes de energia cada vez menos poluentes, mais eficientes, sustentáveis e economicamente viáveis. Um desses veículos é o elétrico híbrido.

Os freios nesse tipo de veículo são de extrema importância devido à possibilidade de se armazenar parte da energia gerada durante a frenagem, processo conhecido como frenagem regenerativa. Segundo Santos (2009), as baterias de carros híbridos, além de poderem ser carregadas tanto por uma célula de combustão, quanto ligadas a uma tomada elétrica, podem aproveitar parte da energia do movimento do veículo durante a frenagem. Quando o motorista aciona o freio do veículo elétrico, o motor elétrico de tração passa a atuar como gerador acionado pelas rodas. A energia gerada nesse processo pode ser armazenada em baterias, e utilizada para suprir picos de potência necessários durante a aceleração do veículo.

Assim, a frenagem regenerativa aumenta a energia disponível a ser utilizada pelo veículo, aumentando sua eficiência e diminuindo o consumo de combustível, além de diminuir o desgaste dos freios de atrito. Segundo Rocha (2011), para que um sistema de frenagem regenerativa seja viável, a energia poupada no processo deve compensar o custo inicial, além do tamanho e peso do sistema de armazenamento

2.2.1 Freios automotivos: considerações e tipos

Segundo Porpígio (2012), as principais funções de um sistema de freios automotivo são: desacelerar o veículo, em algumas situações até a parada, manter a velocidade constante durante uma descida, ou manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado.

O sistema mais comum nessas aplicações utiliza o princípio hidráulico para transmitir a energia de acionamento ao elemento de atrito durante a ação de frear. O sistema hidráulico é preenchido com um fluido adequado e é pressurizado e forçado por meio de deslocamento de pistões mestres. A força com que o elemento de atrito atuará é diretamente controlada pelo motorista, através da força aplicada no pedal de freio.

Em automóveis leves, os tipos de freios por atritos mais utilizados são os freios a disco e os freios a tambor. Geralmente os freios a disco atuam nas rodas dianteiras e os freios a tambor nas rodas traseiras de um veículo.

2.2.1.2 Freios a Disco

A figura 4 ilustra parte de um sistema de freio a disco, o qual é montado de um sistema chamado *caliper*.



Figura 4: Freio a disco: disco, pastilha e *caliper*. (Fonte: Talati e Jalalifar (2009)).

Nos freios a disco, as superfícies de atrito são planas e perpendiculares ao eixo de rotação, com a força normal na direção axial. Essa situação é mostrada na figura 5.



Figura 5: Esquema de freio a disco (Fonte: Silveira e Carvalho (2011) *apud* Porpígio (2012)).

Nesse tipo de freio, apenas parte da área do disco é pressionada pelas pastilhas, o que, juntamente com o fato de o disco estar em contato com o ar, facilita o resfriamento do elemento. A figura 6 mostra os componentes de um sistema de freio a disco.

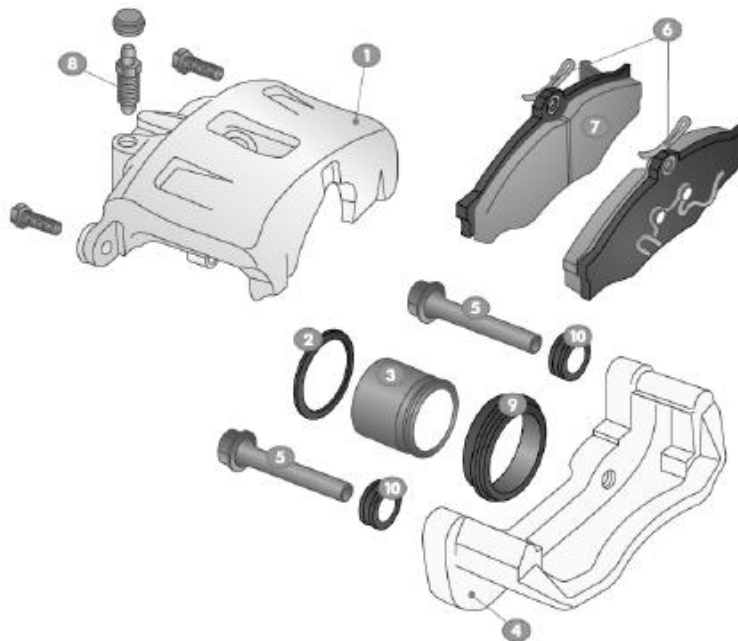


Figura 6: Componentes do freio a disco: (1) *caliper*, (2) anel de vedação, (3) êmbolo, (4) suporte, (5) pinos deslizantes, (6) molas, (7) pastilhas de freio, (8) parafuso sangrador, (9) coifas, (10) coifas dos pinos deslizantes (Fonte: Kawaguchi (2005) *apud* Rocha (2011)).

Em relação ao desgaste das pastilhas de freios, são verificadas duas situações (Talati e Jalalifar (2009)). No início da vida útil da pastilha, ocorre a situação de pressão uniforme por toda área da pastilha, o que acarreta em um maior desgaste do material de atrito em contato com a região de maior raio do disco. Após certo tempo de uso, ocorre a situação de desgaste uniforme, no qual a taxa de desgaste é constante por toda a superfície da pastilha.

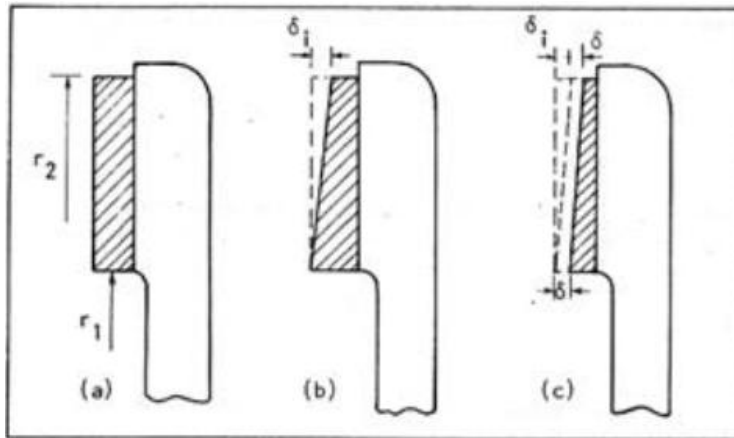


Figura 7: Freio a disco: (a) Freio no início da vida útil; (b) Após tempo (t_1) de uso e c) Após tempo $t_2 > t_1$ de uso (Fonte: Oliveira (1983) *apud* Rocha (2011)).

2.2.1.2 Freios a Tambor

Os freios a tambor são aqueles que forçam o material de atrito na direção radial contra uma superfície cilíndrica, sejam internamente, externamente ou em ambas as faces.

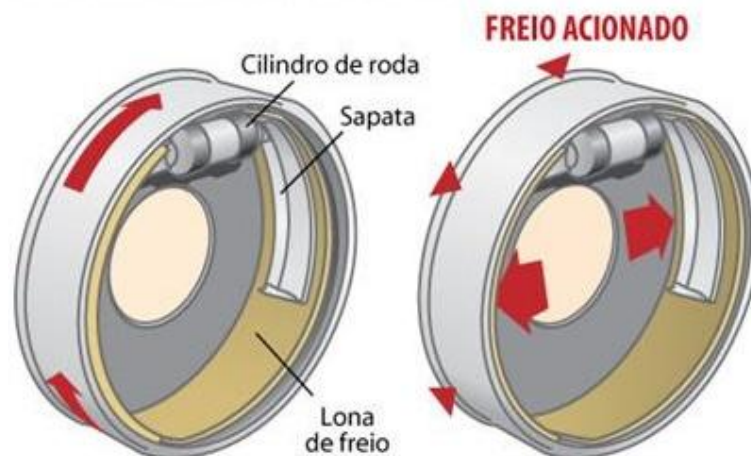


Figura 8: Esquema de freio a tambor (Fonte: Silveira e Carvalho (2011) *apud* Porpígio (2012)).

Existem diferentes tipos de freios a tambor: com sapatas externas ou internas, de sapatas longas ou curtas. Em veículos populares, freios a tambor são utilizados nas rodas traseiras, além de serem encontrados em veículos pesados, como caminhões. Em veículos de passageiros, geralmente encontram-se os freios a tambor de sapatas internas e longas.

Os freios a tambor, em relação aos freios a disco são mais eficientes. Porém são mais suscetíveis a grandes elevações de temperatura pois, diferentemente dos freios a disco, não estão em contato com o ar. Por isso, é de extrema importância o estudo do comportamento térmico nos freios a tambor.

Os principais elementos do freio a tambor são: o tambor, a lona, a sapata, o cilindro de roda e as molas de retorno como mostra a figura 2.2. O freio é acionado pelo cilindro hidráulico da roda, empurrando a sapata, a qual pivota no pino de ancoragem, fazendo com que o revestimento do freio (lona) atrite contra o tambor. As molas de retorno fazem com que a sapata e a lona voltem à posição inicial.

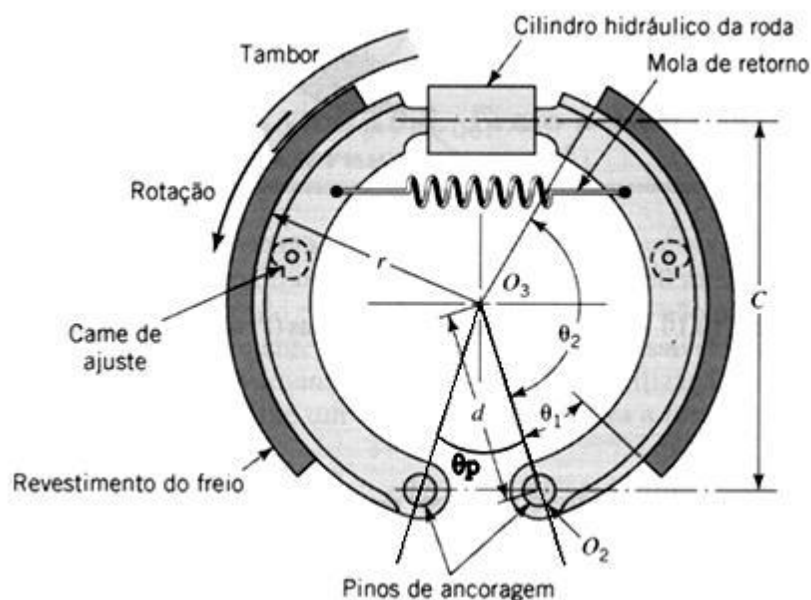


Figura 9: Esquema de freio a tambor com sapatas longas internas. (Fonte: Juvinal (2008) *apud* Rocha (2011)).

Essa configuração de freios apresenta uma sapata auto-energizante e outra auto-desenergizante quando a roda gira em um sentido. Quando o sentido de rotação é invertido, a sapata auto-energizante torna-se auto-desenergizante e a auto-desenergizante torna-se auto-energizante.

A seguir é apresentado o equacionamento estático do freio a tambor de sapatas longas internas, a partir do diagrama de corpo livre.

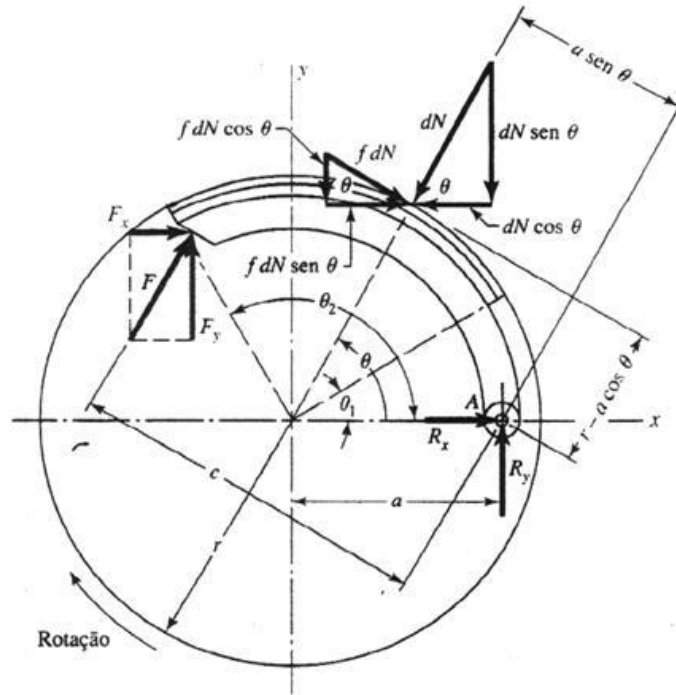


Figura 10: Diagrama de corpo livre de freio a tambor de sapata interna. (Fonte: Shigley (2005) *apud* Rocha (2011)).

Se θ_2 for menor que 90° , $\theta_a = \theta_2$ (sapata curta);

Se θ_2 for maior que 90° , $\theta_a = 90^\circ$ (sapata longa);

A pressão da sapata contra o tambor é:

$$p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta \quad (2.14)$$

O diferencial de força normal dN é:

$$dN = \frac{p_a b r \sin \theta d\theta}{\sin \theta_a} \quad (2.15)$$

Onde b é a largura da sapata e r é o raio da sapata.

O momento das forças friccionais é:

$$M_f = \int \mu dN (r - a \cos \theta) = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad (2.16)$$

Sendo μ o coeficiente de atrito entre a lona e o tambor e a o raio do pino de articulação.

O momento das forças normais é dado por:

$$M_n = \int dN (a \sen\theta) = \frac{p_a b r a}{\sen\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sen^2\theta d\theta \quad (2.17)$$

O torque que a sapata aplica no tambor é:

$$T_b = \int \mu r dN = \frac{\mu p_a b r^2}{\sen\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sen\theta d\theta = \frac{\mu p_a b r^2 (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\sen\theta_a} \quad (2.18)$$

As reações no pino de articulação são dadas por R_x R_y :

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sen\theta \cos\theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \sen^2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad (2.19)$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sen^2\theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sen 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad (2.20)$$

Auto-energizante

A força de acionamento do lado auto-energizante é dada por:

$$F = \frac{M_n - M_f}{c} \quad (2.21)$$

E as reações do lado auto-energizante são:

$$R_x = \frac{p_a b r}{\sen\theta_a} (A - \mu B) - F_x \quad (2.22)$$

$$R_y = \frac{p_a b r}{\sen\theta_a} (B + \mu A) - F_y \quad (2.23)$$

Auto-desenergizante

A força de acionamento do lado auto-desenergizante é dada por:

$$F = \frac{M_n + M_f}{c} \quad (2.24)$$

E as reações no lado auto-desenergizantes são:

$$R_x = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (A + \mu B) - F_x \quad (2.25)$$

$$R_y = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (B - \mu A) - F_y \quad (2.26)$$

2.2.2 Modos de falhas, materiais e coeficiente de atrito

De acordo com Collins (2002) *apud* Rocha (2011), os modos prováveis de falhas em freios por atrito são: desgaste adesivo, desgaste abrasivo e desgaste corrosivo, os quais ocorrem devido a elevadas pressões de interface e deslizamentos relativos; empenamento, fadiga térmica, escoamento e fluência, os quais são resultados de elevada geração de calor na interface.

Segundo Porpéglio (2012), o desgaste adesivo ocorre quando duas superfícies são pressionadas uma contra a outra, e algumas das asperezas em contato tenderão a aderir umas às outras devido às forças de atração entre os átomos superficiais dos dois materiais. À medida que se introduz um escorregamento entre as superfícies, essas adesões são quebradas, tanto ao longo da interface original, como em um novo plano. Nesse caso, um pedaço de uma peça é transferido à outra, causando rompimento superficial e danos.

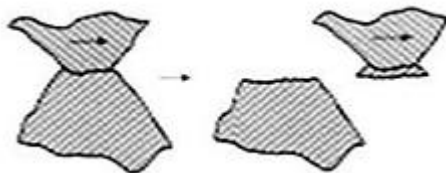


Figura 11: Desgaste adesivo. (Fonte: Porpéglio (2011)).

O desgaste abrasivo em freios ocorre de dois modos distintos: a dois corpos ou a três corpos. A abrasão a dois corpos, no caso em que as superfícies do tambor e da lona encontram-se limpas, refere-se a um material duro e rugoso deslizando sobre um material mais mole. A superfície mais dura penetra na superfície mais mole e dela retira material. A abrasão a três corpos, no caso em que há poeira e detritos entre as superfícies do tambor e da lona, refere-se à introdução de partículas duras entre duas superfícies deslizantes, sendo pelo menos um dos dois corpos mais mole do que as partículas. As partículas duras causam, assim, abrasão em uma das superfícies ou em ambas.

Norton (2004) define abrasão como um processo de remoção de material, no qual as superfícies afetadas perdem massa a uma taxa controlada ou não.

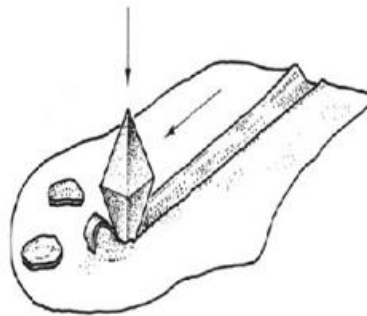


Figura 12: Desgaste abrasivo. (Fonte: Porpéglio (2011)).

Segundo Juvinall (2008), o desgaste de um material pode ser determinado pelo coeficiente de desgaste K , que pode ser encontrado através da seguinte equação:

$$\frac{\delta}{t} = \left(\frac{K}{H}\right)pv \quad (2.27)$$

Onde δ é a profundidade de desgaste, t o tempo em que ocorre o atrito entre as duas superfícies, p a pressão entre as superfícies e v é a velocidade de deslizamento.

O desgaste por corrosão ocorre principalmente no tambor do freio. A forma mais comum de corrosão é a oxidação presente na maioria dos metais,

pois possuem elevado potencial de reagir com a água ou com o oxigênio, formando os óxidos.

No caso do tambor, constituído de ferro fundido cinzento, assim como a maioria das ligas de ferro, é formado um filme de óxido descontínuo e poroso na superfície, que facilmente se lasca e expõe novamente mais substrato a elementos reativos, aumentando, assim, a taxa de corrosão.

Se os produtos da reação química forem duros e frágeis (como os óxidos), as lascas dessa camada podem se tornar partículas livres na interface e contribuir para o desgaste abrasivo.

O fenômeno da fadiga térmica (fading) deve-se a tensões internas resultantes da expansão e contração da superfície, em relação à superfície quando o freio está em uso. O ciclo de fadiga térmica se dá com o aquecimento do freio (ou embreagem), quando utilizado e posteriormente resfriado. As trincas de fadiga resultantes da ciclagem térmica são denominadas “trincas por calor” ou “trincas por temperatura”. Para aumentar a resistência à fadiga térmica, utilizam-se materiais com condutividade térmica maior (diminuindo os gradientes de temperatura) e com coeficiente de expansão térmica menor.

A seleção de materiais para as superfícies de atrito, tanto de freios como embreagens, é crítica. Os materiais de uma das superfícies que se acoplam, normalmente metálica – em geral ferro fundido ou aço -, devem possuir boas características de atrito, mantendo-se relativamente estáveis na faixa de temperaturas de operação; esses materiais também devem possuir boa condutividade térmica, resistência ao desgaste e à fadiga térmica (Juvinal, 2008).

Para os materiais de fricção, a principal característica é um alto coeficiente de atrito dinâmico que seja estável quando em temperatura de operação e pouco influenciado por umidade, pequenas quantidades de impurezas e óleo.

A Tabela 4.1 relaciona os materiais de fricção secos mais comumente utilizados nos freios e embreagens.

Tabela 1: Propriedades mais importantes dos materiais de fricção.

Material de Atrito ^a	Coeficiente de Atrito Dinâmico f^b	Pressão Máxima ^c		Temperatura Máxima de Compressão	
		Psi	kPa	°F	°C
Moldado	0,25-0,45	150-300	1030-2070	400-500	204-260
Trançado	0,25-0,45	50-100	345-690	400-500	204-260
Metal sinterizado	0,15-0,45	150-300	1030-2070	450-1250	232-677
Cortiça	0,30-0,50	8-14	55-95	180	82
Madeira	0,20-0,30	50-90	345-620	200	93
Ferro fundido, aço duro	0,15-0,25	100-250	690-1720	500	260

^aQuando atritado contra ferro fundido ou aço liso.

^bOs valores experimentais de f variam com a composição, velocidade de atrito, pressão, temperatura e umidade.

^cUso de valores mais baixos fornecerá uma vida mais longa.

(Fonte: JUVINALL, 2008)

2.4. Considerações sobre Transferência de Calor

Segundo Incropera (2007), transferência de calor pode ser definida como sendo energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço. Existem três tipos de processos de transferência de calor. Quando há um gradiente de temperatura em um meio que pode ser sólido ou líquido, ocorre transferência de calor através do meio, o que chamamos de condução. A transferência de calor que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento em contato com a superfície, quando estes estão em diferentes temperaturas, é chamada de convecção. O terceiro modo de transferência de calor é a radiação térmica, resultado da emissão de energia na forma de ondas eletromagnéticas que ocorre em todas as superfícies com temperaturas não nulas (zero Kelvin).

2.4.1. Condução

Os processos de transferência de calor são geralmente quantificados através de equações de taxas, relativas a cada processo, e que podem ser usadas para calcular a quantidade de energia que é transferida por unidade de

tempo. Essas equações também são conhecidas como equações de fluxo de calor. No caso da condução, essa equação é conhecida como Lei de Fourier.

O caso mais simples de condução é quando a transferência de calor através do meio é unidimensional, quando há uma distribuição de temperaturas $T(x)$ ao longo da direção x . Nesse caso, a equação do fluxo térmico é:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.28)$$

Onde q_x'' é a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção x e $\frac{dT}{dx}$ é o gradiente de temperaturas nessa direção. A constante k é o coeficiente de condutividade térmica, e é uma característica do material do meio.

Para o caso de uma parede plana, nas condições de estado estacionário e com distribuição de temperaturas linear, como mostrado na figura 2.4, o gradiente de temperaturas pode ser representado como:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.29)$$

Onde T_1 e T_2 são as temperaturas nas extremidades da parede e L é a espessura da parede. Assim, nesse caso, o fluxo térmico é:

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.30)$$

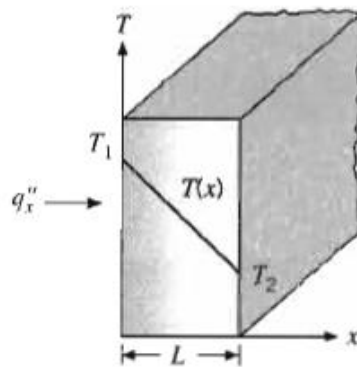


Figura 13: Transferência de calor unidimensional em parede plana (Fonte: Incropera (2007)).

A taxa de transferência de calor unidimensional por condução q_x em Watts, nada mais é que o fluxo de calor vezes a área da secção transversal da parede:

$$q_x = q_x'' A \quad (2.31)$$

2.4.2. Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre quando há diferença de temperatura entre uma superfície e um fluido que escoar sobre esta superfície. A equação do fluxo de calor por convecção é dada por:

$$q_{conv}'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.32)$$

Sendo q_{conv}'' o fluxo de calor por convecção, T_s e T_∞ as temperaturas da superfície e do fluido, respectivamente. Essa expressão é conhecida como a Lei do resfriamento de Newton, onde a constante h é chamada de coeficiente de transferência de calor por convecção. Este termo depende das condições na camada limite do fluido, as quais são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento e por várias propriedades termodinâmicas do fluido. Assim, um estudo da convecção nada mais é que estudar os procedimentos pelos quais h pode ser determinado, que abrange um alto grau de complexidade, devido aos inúmeros parâmetros envolvidos.

2.4.3. Radiação

Radiação térmica é a energia emitida em forma de ondas eletromagnéticas pela matéria que se encontra em uma temperatura não-nula. A taxa na qual a energia é liberada por uma superfície por unidade de área é conhecida como poder emissivo E é:

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (2.33)$$

Onde T_s é a temperatura absoluta da superfície, ε é uma propriedade da superfície conhecida como emissividade ($0 \leq \varepsilon \leq 1$) e σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$).

Porém, uma superfície não apenas emite radiação, ela também absorve uma parte da radiação que incide sobre ela, e é proveniente da radiação emitida por outras superfícies. A taxa na qual energia radiante é absorvida por uma superfície é:

$$G_{abs} = \alpha G \quad (2.34)$$

Sendo α a absortividade da superfície e G a taxa de energia radiante total que incide sobre a superfície. Ou seja, α é a fração de G que é absorvida pela superfície, logo $0 \leq \alpha \leq 1$.

Para uma superfície cuja vizinhança pode ser considerada uma superfície isotérmica, muito maior, que envolve completamente a menor, o valor de G é dado pela radiação emitida pela vizinhança que pode ser aproximada pela emissão de um corpo negro:

$$G = \sigma T_{viz}^4 \quad (2.35)$$

Para esse caso, a taxa líquida de transferência de calor por radiação saindo da superfície por unidade de área pode ser expressa por:

$$q''_{rad} = \varepsilon E - \alpha G \quad (2.36)$$

Para o caso mais específico no qual $\alpha = \varepsilon$, quando a superfície é conhecida como superfície cinza, substituindo as equações (2.32) e (2.34), a equação (2.35) fica da forma:

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.37)$$

É importante observar que, em qualquer sistema termodinâmico a energia deve sempre ser conservada, obedecendo à primeira lei da termodinâmica. Assim, em um problema de transferência de calor, delimitando-se um volume de controle ao redor da superfície do problema, a energia acumulada no volume de controle deve ser igual à energia que entra menos a energia que sai, somada à energia gerada internamente ao volume de controle:

$$\Delta E_{acu} = E_{ent} - E_{sai} + E_g \quad (2.38)$$

Onde as energias que entram e que saem são relativas às energias térmicas transferidas a uma superfície por convecção e radiação.

2.5. Aplicação do Método dos Elementos Finitos a Transferência de Calor

De acordo com Cook (2005) o uso do método dos elementos finitos (MEF) para resolução de problemas relacionados com transferência de calor envolve o cálculo das temperaturas em vários pontos de um corpo sólido. Obtidas as temperaturas, é possível determinar a intensidade e a direção dos fluxos de calor presentes no sólido.

É possível fazer uma analogia entre problemas de transferência de calor e de análise estruturas quando utilizado o MEF. Um fluxo de calor aplicado em uma região de contorno de sólido é equivalente a um carregamento aplicado em uma estrutura, bem como uma fonte de calor interna é análoga a uma força em uma análise estrutural. Em algumas regiões do corpo sólido, pode-se ter temperaturas conhecidas, o que é similar a deslocamentos previamente determinados em um problema estrutural.

Existem algumas diferentes maneiras de se aplicar o MEF. Uma das mais conhecidas é através da utilização do método dos resíduos ponderados.

Segundo Ribeiro (2004), muitos problemas de engenharia são regidos por equações diferenciais, as quais são válidas em um domínio Ω e estão sujeitas a condições de contorno Γ . Quando não é possível se obter uma solução analítica, aplica-se um método numérico para se encontrar a função

desconhecida u (solução do problema). Dessa forma, Ω é discretizado e uma solução aproximada \hat{u} é encontrada após o cálculo das variáveis a_j , relacionadas a cada ponto da discretização e da adoção de funções de forma N_j adequadas ao tipo de elemento que consiste a malha de elementos finitos, como mostra a equação (2.39).

$$u \simeq \hat{u} = \sum_{j=1}^m N_j a_j \quad (2.39)$$

Se o resíduo:

$$R_\Omega = A(\hat{u}) \quad (2.40)$$

for suficientemente pequeno, \hat{u} é considerada uma boa aproximação, sendo A um operador diferencial.

Considerando-se W_i um conjunto de funções de peso independentes previamente escolhidas, no método dos resíduos ponderados as variáveis a_j são determinadas de forma, a anular certas médias ponderadas, como mostra a equação (2.41):

$$\int_{\Omega} W_i R_\Omega d\Omega = 0 \quad (2.41)$$

A origem do método dos elementos finitos consiste em aplicar o método dos resíduos ponderados à equação diferencial da transferência de calor bem como à condição de contorno. De acordo com Ribeiro (2004), a expressão básica da transferência de calor pode ser dada pela seguinte equação:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + Q - \rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} = 0 \quad (2.42a)$$

A equação (2.42a) também pode ser descrita da seguinte forma equivalente:

$$\nabla^T \mathbf{D} \nabla \theta + Q - \rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} = 0 \quad (2.42b)$$

Na qual a Θ é a temperatura, ρ a densidade do material, c o calor específico, Q o calor devido a uma fonte de calor interna e D corresponde à matriz formada pelas condutividades térmicas para um material anisotrópico:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

∇ é o operador gradiente:

$$\nabla = \left[\frac{\partial}{\partial x} \quad \frac{\partial}{\partial y} \quad \frac{\partial}{\partial z} \right]^T \quad (2.44)$$

Escrevendo a expressão de resíduos ponderados para a equação diferencial (2.42b), temos:

$$R_\Omega = \nabla^T \mathbf{D} \nabla \Theta + Q - \rho c \frac{\partial \Theta}{\partial t} \quad (2.45)$$

Substituindo a equação (2.45) na equação (2.41) obtém-se:

$$\int_\Omega W_i R_\Omega d\Omega = \int_\Omega \mathbf{W}^T \left(\nabla^T \mathbf{D} \nabla \Theta + Q - \rho c \frac{\partial \Theta}{\partial t} \right) d\Omega = 0 \quad (2.46)$$

É necessário também aplicar a expressão dos resíduos ponderados às condições de contorno do domínio Γ . Segundo Ribeiro (2004) as condições de contorno podem estar sujeitas a duas condições:

- A temperatura em um determinado contorno é conhecida e fixa:

$$\Theta - \bar{\Theta} = 0 \quad (2.47)$$

Sendo $\bar{\Theta}$ a temperatura conhecida. Para essa condição, o termo na expressão dos resíduos ponderados pode ser desconsiderado, pelo fato de a temperatura no ponto já ser conhecida.

- O gradiente de temperatura é normal à superfície de contorno. Considerando um contorno com entrada e saída de fluxo de calor por convecção-radiação

$$-\mathbf{D}\nabla\theta + \alpha(\theta - \theta_f) = 0 \quad (2.48)$$

Onde α é o coeficiente de convecção-radiação e θ_f é a temperatura dos fluidos ao redor do sólido.

Repetindo a expressão de resíduos ponderados para o contorno, tem-se:

$$R_\Gamma = -\mathbf{D}\nabla\theta + \alpha(\theta - \theta_f) \quad (2.49)$$

Logo:

$$\int_\Gamma W_i R_\Gamma d\Gamma = \int_\Gamma \mathbf{W}^T \left(-\mathbf{D}\nabla\theta + \alpha(\theta - \theta_f) \right) \partial\Gamma = 0 \quad (2.50)$$

Conjugando-se as duas equações de resíduos (equação (2.46) e equação(2.50)) obtém-se a equação final de resíduos:

$$\int_\Omega \mathbf{W}^T \left(\nabla^T \mathbf{D} \nabla \theta + Q - \rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} \right) \partial\Omega + \int_\Gamma \mathbf{W}^T \left(-\mathbf{D} \nabla \theta + \alpha(\theta - \theta_f) \right) \partial\Gamma = 0 \quad (2.51)$$

Integrando o termo $\nabla^T \mathbf{D} \nabla \theta$ por partes, e em seguida simplificando a expressão obtida, como desenvolvido por Ribeiro (2004), chega-se a:

$$\begin{aligned} & -\int_\Omega \nabla^T \mathbf{W}^T \mathbf{D} \nabla \theta \partial\Omega + \oint_\Gamma \mathbf{W}^T \mathbf{D} \nabla \theta \partial\Gamma + \int_\Omega \mathbf{W}^T Q \partial\Omega - \int_\Omega \mathbf{W}^T \rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} \partial\Omega + \\ & \oint_\Gamma \mathbf{W}^T \mathbf{D} \nabla \theta \partial\Gamma + \oint_\Gamma \mathbf{W}^T \alpha \theta \partial\Gamma - \oint_\Gamma \mathbf{W}^T \alpha \theta_f \partial\Gamma = 0 \end{aligned} \quad (2.52)$$

Discretizando o domínio em elementos finitos, as temperaturas no interior de cada elemento podem ser interpoladas da seguinte forma:

$$\Theta = \sum N_i \theta_i = \mathbf{N} \mathbf{a} \quad (2.53)$$

Onde \mathbf{N} é a matriz de funções de forma para o elemento e \mathbf{a} é um vetor com as temperaturas nodais do elemento.

Considerando \mathbf{B} como sendo a matriz composta pelos gradientes das funções de forma em cada nó de um elemento, onde:

$$\mathbf{B} = [\mathbf{B}_1, \mathbf{B}_2, \dots, \mathbf{B}_n] \quad (2.54)$$

E:

$$\mathbf{B}_i = \left[\frac{\partial N_i}{\partial x}, \frac{\partial N_i}{\partial y}, \frac{\partial N_i}{\partial z} \right]^T \quad (2.55)$$

Logo:

$$\nabla \Theta = \nabla \mathbf{N} \mathbf{a} = \mathbf{B} \mathbf{a} \quad (2.56)$$

Substituindo as equações (2.53) e (2.56) na equação (2.52), e adotando o método de Galerkin (Ribeiro (2004)), no qual as funções de peso são iguais às funções de forma ($\mathbf{W} = \mathbf{N}$), pode-se obter um sistema matricial de equações representado da seguinte forma:

$$\mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{a}}{\partial t} + \mathbf{K} \mathbf{a} = \mathbf{f} \quad (2.57)$$

Onde, para cada elemento:

$$\mathbf{M} = \int_{\Omega} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} d\Omega \quad (2.58)$$

É a matriz de massa;

$$\mathbf{K} = \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} d\Omega + \alpha \oint_{\Gamma} \mathbf{N}^T \mathbf{N} d\Gamma \quad (2.59)$$

É a matriz de rigidez térmica;

$$\mathbf{f} = \int_{\Omega} \mathbf{N}^T Q \partial \Omega + \alpha \oint_{\Gamma} \mathbf{N}^T \theta_f \partial \Gamma \quad (2.60)$$

É o vetor contendo os carregamentos térmicos devido a fontes internas de calor e a trocas de calor com o ambiente devido a convecção e radiação; e \mathbf{a} é o vetor de incógnitas contendo os valores das temperaturas em cada nó.

Em um problema estacionário, no qual a temperatura não varia com o tempo ($\frac{\partial \mathbf{a}}{\partial t} = 0$), a equação (2.57) se reduz a:

$$\mathbf{K}\mathbf{a} = \mathbf{f} \quad (2.61)$$

De posse dos valores nodais das temperaturas, é possível calcular o vetor de fluxos nodais de calor da seguinte forma:

$$\mathbf{q} = -\mathbf{D}\mathbf{B}\mathbf{a} \quad (2.62)$$

No caso de problemas transientes, há a necessidade de se resolver o sistema de equações diferenciais representado pela equação (2.57). Na solução desse sistema de equações, são empregados métodos numéricos que requerem a discretização no domínio do tempo.

3. Metodologia

Nesta seção serão mostrados os casos referentes ao estudo, bem como a maneira como o trabalho foi desenvolvido.

3.1 Estudo de caso

O trabalho proposto teve como motivação inicial, estudar a geração de energia em processo de frenagens para freios a tambor, localizados nas rodas traseiras de um veículo de motorização de 1000 c.c. Portanto, os dados de

entrada estão baseados neste tipo de veículo: um veículo modelo Celta 1.0. A tabela 2 apresenta a massa total do veículo e sua distribuição de pesos.

Tabela 2: Massa e distribuição de pesos do Celta 1.0.

Massa total	860 kg
Distribuição de peso	
Eixo dianteiro	63%
Eixo traseiro	37%

A parte do veículo mais relevante ao estudo são suas rodas traseiras, cujas dimensões devem ser conhecidas. A figura 14 consiste no desenho técnico da roda traseira de um Celta 1.0, fornecido pela fabricante TRW, e que apresenta todas as partes que compõem a roda, inclusive todo o sistema de freios, com algumas das dimensões principais.

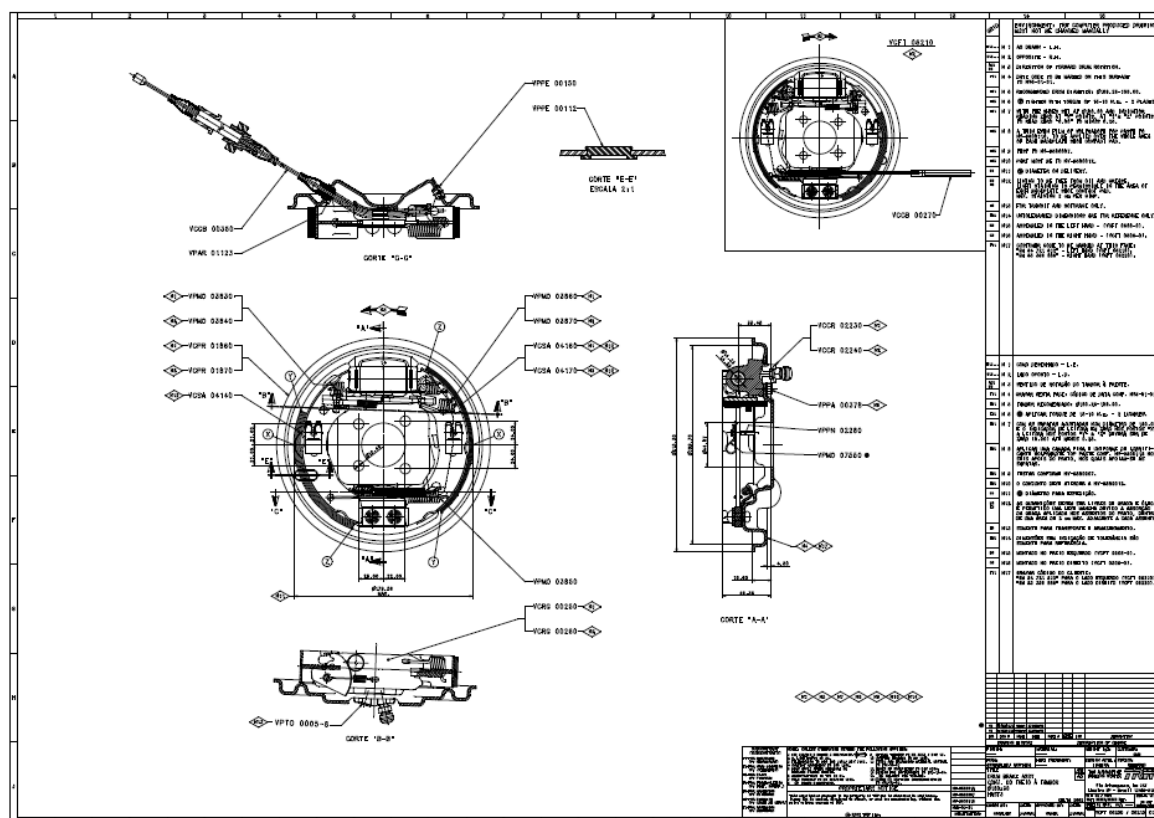


Figura 14: Desenho técnico da roda traseiro de um Celta 1.0.

Dos componentes da roda, o tambor e a lona de freios são os objetos de estudo. Portanto é preciso conhecer suas dimensões e características mais detalhadamente. A figura 15 mostra imagens de diferentes ângulos do tambor, e a tabela 3 apresenta os valores de suas dimensões, os quais foram encontrados no catálogo da TRW.



Figura 15: Tambor de freio de um Celta 1.0.

Tabela 3: Dimensões do tambor de freio do Celta 1.0.

Altura Total (mm)	85
Diâmetro do furo central (mm)	39,8
Diâmetro externo (mm)	216
Diâmetro interno (mm)	180
Diâmetro máximo (mm)	181,8
Largura de Pista (mm)	38
Quantidade de furos	4

A figura 16 mostra um desenho em CAD da lona de freios. Os valores das dimensões da lona de freios foram encontrados com o auxílio de um paquímetro e um micrômetro e estão apresentados na tabela 4.

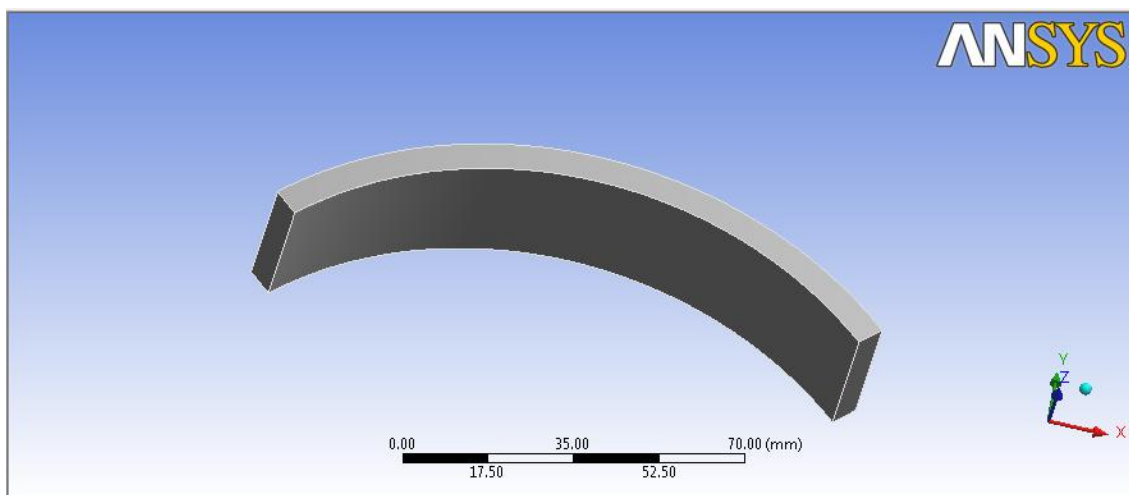


Figura 16: Desenho da lona de freios.

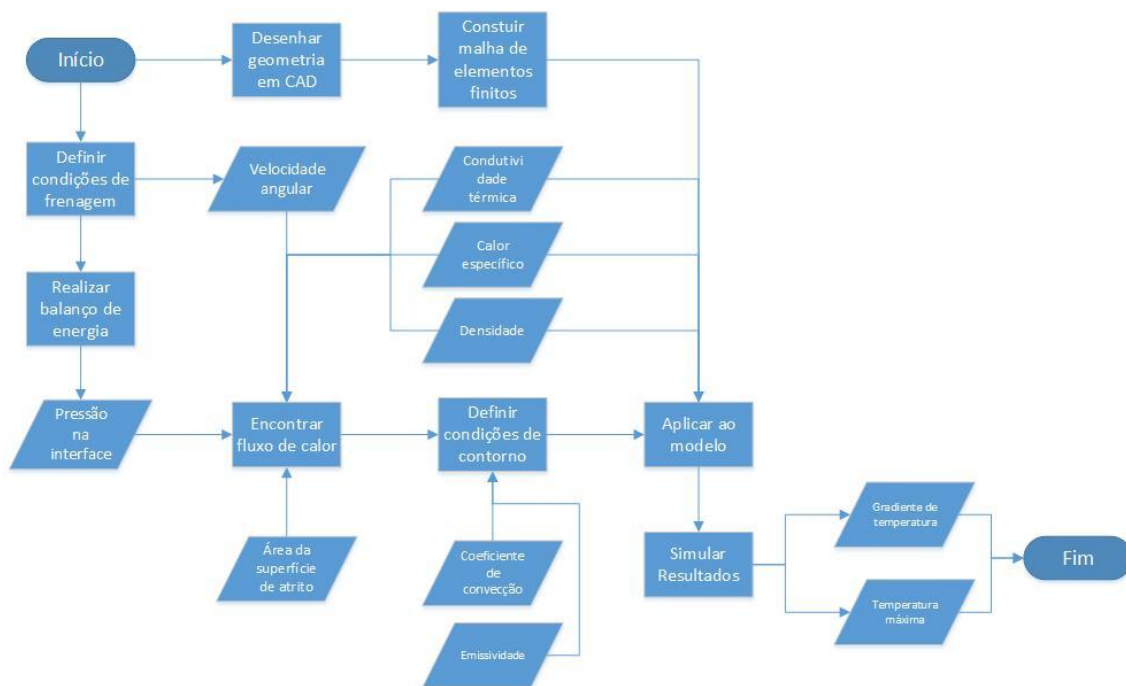
Tabela 4: Dimensões da lona de freios.

Diâmetro externo (mm)	180
Diâmetro interno (mm)	168
Largura (mm)	30
Ângulo de arco	90°

De posse das dimensões do tambor e da lona de freios do veículo considerado, foi possível desenvolver o modelo da roda do veículo e assim dar continuidade ao estudo proposto.

3.2. Formulação do Problema

A figura 17 consiste em um fluxograma que resume o processo adotado para se realizar as análises numéricas, bem como os dados necessários em cada etapa, desde a identificação das condições de frenagem, até a obtenção dos resultados. Todas as etapas contidas no fluxograma serão explicadas com mais detalhes ao longo desta seção.



Para a realização das análises térmicas da lona de freios, primeiramente foi necessário ser feito um levantamento de casos pertinentes ao estudo: quais os tipos de frenagem, e quais as condições de frenagem a serem analisadas. Os tipos de frenagem considerados foram os mesmo propostos por Liu *et al.* (2011): frenagem única em um curto espaço de tempo (frenagem de emergência), frenagem única e longa (frenagem em declive) e frenagens repetitivas. Assim como feito por Adamowicz e Grzes (2010), para cada tipo de frenagem foram consideradas diferentes condições, variando-se a velocidade inicial do veículo e o tempo de duração das frenagens. As análises foram baseadas em situações comuns, desenvolvidas pelo veículo em condições urbanas.

Para a realização das simulações, foi necessário conhecer as propriedades mecânicas e térmicas do material da lona de freios, as quais foram cedidas pelo fabricante e estão apresentadas na tabela 5. Além disso, as propriedades mecânicas e térmicas do tambor são conhecidas, uma vez que este é feito de ferro fundido cinzento, como mostra a tabela 6.

Tabela 5: Propriedades mecânicas e térmicas da lona de freios.

Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de atrito	Condutividade Térmica (W/m K)	Calor Específico (Kj/Kg K)	Densidade (g/cm ³)	Expansão Térmica (°C ⁻¹)
Ex = 1 Ey = 1,6 Ez = 1,6	Vxy = 0,02 Vxz = 0,02 Vyz = 0,08	0,4	1,4	0,9	2	10 ⁻⁵

Tabela 6: Propriedades mecânicas e térmicas do ferro fundido cinzento, material do tambor.

Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson	Condutividade Térmica (W/m K)	Calor Específico (Kj/Kg K)	Densidade (g/cm ³)	Expansão Térmica (°C ⁻¹)
110	0,3	52	0,4	7,2	1,1 x 10 ⁻⁵

Em seguida foi feito o desenho em CAD da lona de freios, com as medidas da peça cedida pelo fabricante. As simulações foram realizadas através do uso do software ANSYS®, que utiliza o método dos elementos finitos para resolver numericamente problemas mecânicos, térmicos e fluídicos. Portanto, a modelagem da lona foi desenvolvida no ANSYS®. Definiu-se a malha de elementos finitos, considerando elementos hexaédricos e de tamanho tal que os resultados atingissem a precisão desejada. Um modelo do tambor também foi desenvolvido, a fim de se prever as máximas temperaturas no componente, para o caso de frenagem mais crítico dentre os casos estudados. A figura 18 mostra a malha de elementos finitos da lona, e a figura 19, do tambor.

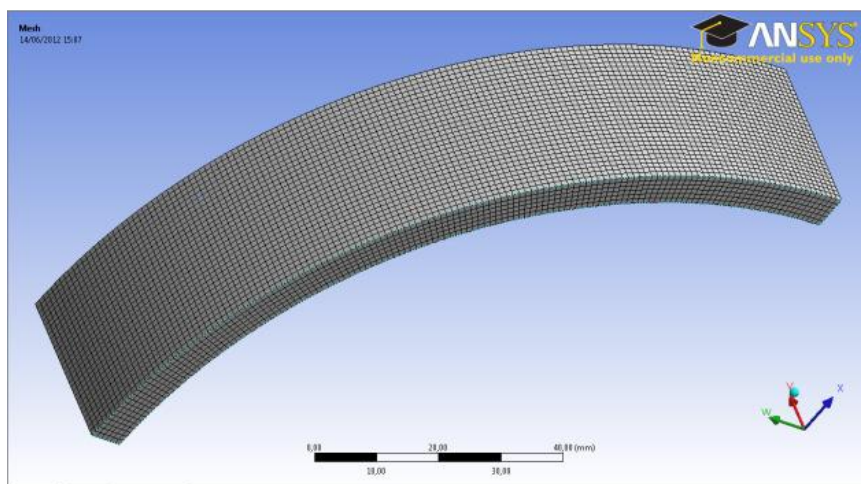


Figura 18: Modelo de elementos finitos da lona de freios.

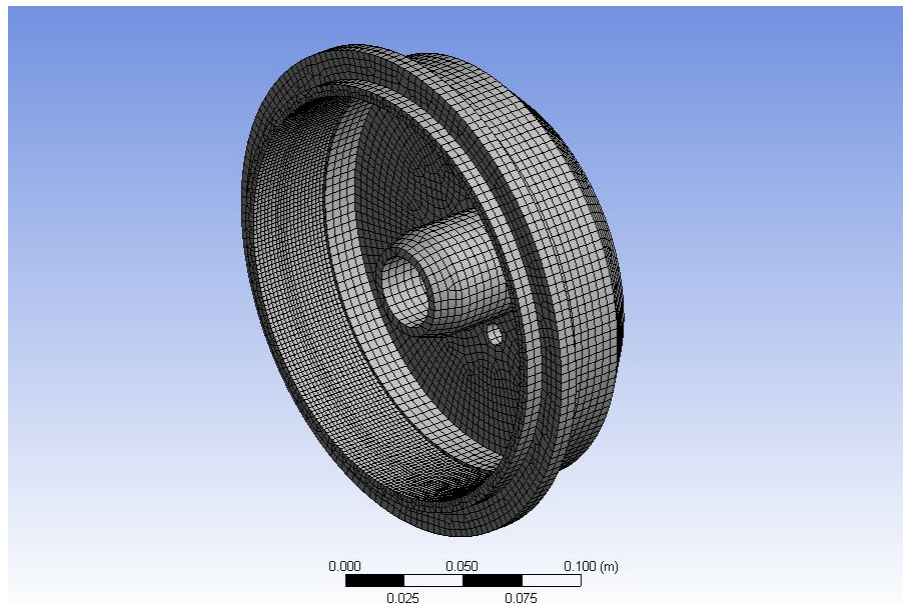


Figura 19: Modelo de elementos finitos do tambor.

A escolha do tipo de elemento para construção da malha de elementos finitos deveu-se ao fato de se tratar de um modelo tridimensional. Além disso, a utilização de elementos hexaédricos torna as simulações mais precisas do que a utilização de elementos tetraédricos. Isso ocorre pois, no primeiro caso, as interpolações para encontrar a solução aproximada do problema são realizadas utilizando-se mais pontos (elementos hexaédricos possuem 8 nós) do que no segundo caso (os tetraédricos possuem 4 nós).

Em seguida, foram inseridas as condições de contorno. Na face superior da lona em contato com o tambor, indicada com a letra A na figura 20 ocorre o fluxo de calor. Este é gerado pelo atrito entre as duas superfícies, e responsável pelo aquecimento do material. Nas duas faces laterais, indicadas com a letra B na figura 20, há troca de calor por convecção e radiação, responsáveis pela perda de calor com as vizinhanças e consequente resfriamento da peça.

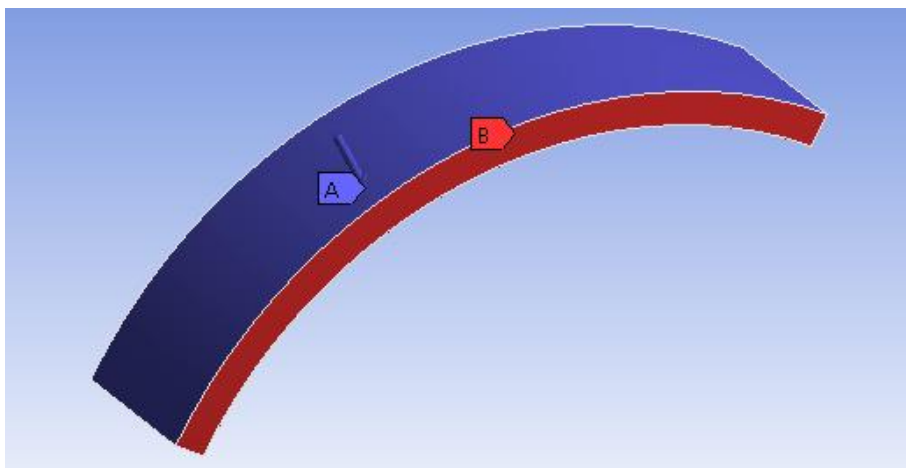


Figura 20: Condições de contorno aplicadas à lona de freio.

Alguns parâmetros e hipóteses tiveram que ser adotados, como a temperatura ambiente, o coeficiente de convecção e também a emissividade do material da lona. A tabela 7 mostra os valores adotados para esses parâmetros.

Tabela 7: Parâmetros adotados no modelo da lona de freios.

Temperatura ambiente	Coeficiente de convecção	Emissividade
25 °C	$5 \cdot 10^{-6} \frac{W}{mm^2 \cdot ^\circ C}$	0.95

Além disso, foram adotadas quatro hipóteses simplificadoras:

- Pressão uniforme ao longo da superfície de atrito;
- Desaceleração do veículo constante durante a frenagem.
- Não há condução de calor entre a lona e sapata. Essa hipótese pode ser adotada devido à existência de uma cola entre os dois elementos, a qual atua como isolante de calor, impedindo que a sapata atinja altas temperaturas.
- Os pesos atuantes nos eixos do veículo são equivalentes aos pesos estáticos.

A função que expressa o fluxo de calor foi determinada por Talati e Jalalifar (2009), a partir do estudo da taxa de geração de energia sobre a interface lona-tambor, a qual foi encontrada a partir da taxa de geração de energia, representada pelas equações (3.1) e (3.2):

$$d\dot{E} = v dF_a = r\omega\mu p\phi_0 r dr \quad (3.1)$$

$$d\dot{E} = d\dot{E}_l + d\dot{E}_t \quad (3.2)$$

Na qual, $d\dot{E}$ é a taxa de energia gerada pelo atrito entre os componentes, v é a velocidade relativa de deslizamento e dF_a é o diferencial de força de atrito. Os termos $d\dot{E}_l$ e $d\dot{E}_a$ são as porções de energia absorvidas pela lona e pelo tambor, respectivamente. μ é o coeficiente de atrito, p a pressão entre o tambor e a sapata, ω a velocidade angular da roda, r o raio externo da lona, ϕ_0 o ângulo de arco da lona e t é o tempo.

A fração da energia incidente sobre o sistema de freio que é dissipada na lona depende das propriedades térmicas dos materiais da lona e do tambor, e pode ser expresso pelo coeficiente σ :

$$\sigma = \frac{\xi_l S_l}{\xi_t S_t + \xi_l S_l} \quad (3.3)$$

$$\xi = \sqrt{k \rho c} \quad (3.4)$$

Sendo ξ_t e ξ_l as “thermal effusivities” do tambor e da lona, respectivamente; S_t e S_l são as áreas da superfície de contato do tambor e da lona respectivamente. Há também o coeficiente de condutividade térmica (k), a densidade (ρ) e o calor específico (c), sendo essas propriedades relativas ao material de cada componente. Logo:

$$d\dot{E}_t = (1 - \sigma)\mu p\omega\phi_0 r^2 dr \quad (3.5)$$

$$d\dot{E}_l = \sigma\mu p\omega\phi_0 r^2 dr \quad (3.6)$$

O fluxo de calor na lona é obtido dividindo-se a taxa de geração de energia térmica na lona pela área da sua superfície de contato, de acordo com a seguinte equação:

$$q_l(t) = \frac{d\dot{E}_l}{dS_l} = (1 - \sigma)\mu p r \omega(t) \quad (3.7)$$

O fluxo de calor foi calculado de acordo com o tipo da frenagem, e dado em função das propriedades do material, das dimensões da peça, além da velocidade do veículo, tempo de frenagem e perfil de pista. O equacionamento para encontrar as fórmulas do fluxo de calor é apresentado nas próximas seções.

3.2.1. Frenagem de Emergência

A frenagem de emergência se caracteriza por reduzir a velocidade do veículo em um curto espaço de tempo, fazendo com que os componentes do freio se aqueçam rapidamente. A figura 21 mostra o comportamento da velocidade do veículo em função do tempo em um processo de frenagem de emergência.

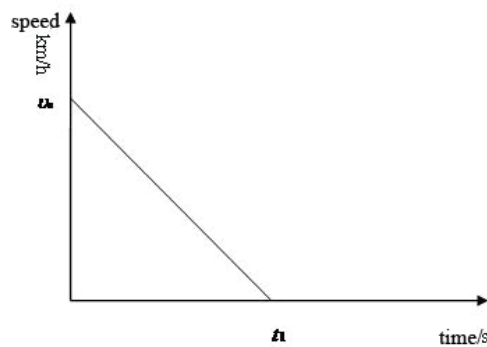


Figura 21: Comportamento da velocidade em função do tempo em uma frenagem de emergência (Fonte: Liu *et al.* (2011))

No estudo realizado, foram considerados casos extremos de frenagem de emergência, as quais um veículo pode desenvolver em situações urbanas de locomoção: velocidades iniciais entre 30km/h e 60km/h, e tempos de frenagem entre 1s e 3s. Assim é necessário saber o fluxo de calor na superfície da lona para cada situação.

Como a desaceleração do veículo é constante, a velocidade angular da roda em função do tempo é dada por:

$$\omega(t) = \frac{V_0}{R} \left(1 - \frac{t}{t_f} \right) \quad (3.8)$$

Onde V_0 é a velocidade inicial do veículo, R o raio do pneu, e t_f o tempo total de frenagem.

Para encontrar a pressão necessária para realizar a frenagem do veículo em cada situação, foi feito um balanço de energia. A energia mecânica dissipada em uma das rodas traseiras do veículo é:

$$E_{dis} = \frac{m V_0^2}{2} \quad (3.9)$$

Na qual m é metade da massa que atua sobre o eixo traseiro do veículo. Assim, o trabalho gerado pelo torque de frenagem tem que ser igual à energia dissipada na roda. O torque de frenagem em uma roda é:

$$T_f = p S_l \mu r \quad (3.10)$$

Logo,

$$E_{dis} = T_f \int_0^{t_f} \omega(t) dt = p S_l \mu r \int_0^{t_f} \omega(t) dt \quad (3.11)$$

Substituindo as equações (3.8) e (3.9) na equação (3.11) e isolando-se p , temos que:

$$p = \frac{m V_0 R}{S_l \mu r t_f} \quad (3.12)$$

Logo, substituindo as equações (3.3), (3.4), (3.8) e (3.12) na equação (3.7) temos que o fluxo de calor é:

$$q(t) = \frac{\sqrt{k_l \rho_l c_l} m V_0^2}{(\sqrt{k_t \rho_t c_t} S_t + \sqrt{k_l \rho_l c_l} S_l) t_f} \left(1 - \frac{t}{t_f}\right) \quad (3.13)$$

Através da equação (3.13) pode-se observar que, da maneira que o equacionamento foi desenvolvido, o fluxo de calor não depende do coeficiente de atrito, pois a pressão necessária para realizar a frenagem do veículo é

inversamente proporcional ao coeficiente de atrito. Logo, foram consideradas diferentes situações de frenagem, variando os valores da velocidade inicial e do tempo.

3.2.2. Frenagem em Trecho de Declive

Esse tipo de frenagem caracteriza-se por ser uma frenagem mais longa, na qual a velocidade do veículo se mantém constante, ocorrendo variação da energia potencial do veículo. O comportamento da velocidade do veículo nessa situação é mostrado na figura 22.

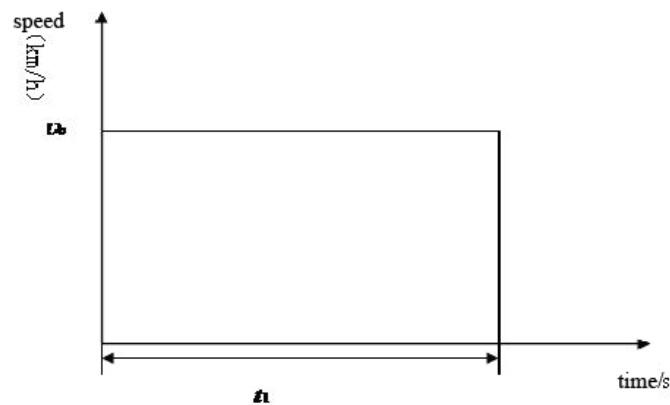


Figura 22: comportamento da velocidade em uma frenagem em declive (Fonte: Liu *et al.* (2011)).

As situações consideradas nesse estudo foram de velocidades variando entre 30 km/h e 60 km/h e o ângulo de declive da pista sendo de 5% (2,86°) a 10% (5,71°) e duração de frenagem de 200 s para todos os casos.

A energia dissipada na roda equivale à variação da energia potencial do veículo. Assim:

$$E_{dis} = m g V t_f \sin\varphi \quad (3.14)$$

Onde g é a aceleração da gravidade, V é a velocidade mantida pelo veículo e φ é o ângulo de declive da pista. Realizando o balanço de energia na roda, temos que a energia dissipada é igual ao trabalho do torque de frenagem, logo:

$$E_{dis} = T_f \omega t_f = p S_l \mu r \omega t_f \quad (3.15)$$

Onde,

$$\omega = \frac{V}{R} \quad (3.16)$$

Substituindo as equações (3.14) e (3.16) na equação (3.15) e isolando p , temos que a pressão necessária para realizar a frenagem do veículo é:

$$p = \frac{m g R \operatorname{sen} \varphi}{S_l \mu r} \quad (3.17)$$

Logo, substituindo as equações (3.3), (3.4), (3.16) e (3.17) na equação (3.7), temos que o fluxo de calor na superfície da lona em uma frenagem em declive é:

$$q(t) = \frac{\sqrt{k_l \rho_l c_l} m g V \operatorname{sen} \varphi}{(\sqrt{k_t \rho_t c_t} S_t + \sqrt{k_l \rho_l c_l} S_l)} \quad (3.18)$$

Podemos ver que nesse tipo de frenagem, o fluxo de calor é constante no tempo, sendo independente tanto do coeficiente de atrito quanto do tempo de frenagem. Por isso, foram consideradas situações de diferentes velocidades e inclinações de pista.

3.2.3. Frenagens Repetidas

Esse tipo de frenagem se caracteriza por apresentar um período inicial de redução de velocidade até a parada do veículo, um período seguinte no qual

a velocidade se mantém nula, em seguida há a aceleração do veículo e outro período no qual a velocidade se mantém constante. Esse processo é repetido por diversas vezes. A figura 23 mostra o comportamento da velocidade para duas frenagens seguidas.

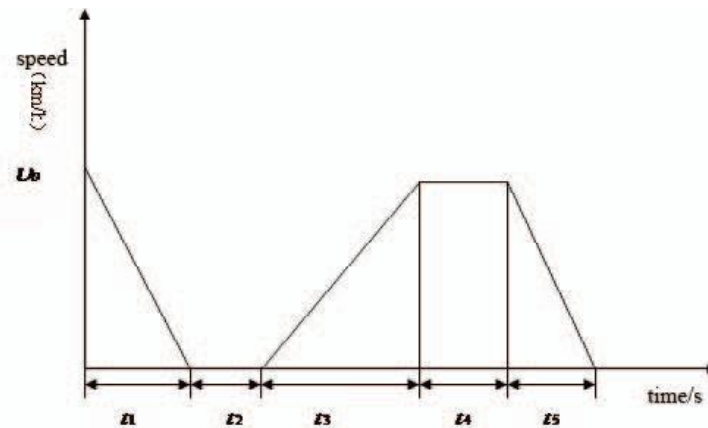


Figura 23: Comportamento da velocidade para duas frenagens (Fonte: Liu *et al.*, 2011)

Nesse estudo foram consideradas frenagens repetidas que apresentassem tempos de frenagem iguais e frequência constante, além de terem a mesma velocidade inicial em cada frenagem. Assim, as condições adotadas foram: velocidades máximas entre 30 km/h e 60 km/h, com intervalos entre o fim de uma frenagem e início de outra de 5 s a 10 s. A duração de cada frenagem foi de 3 s para todas as situações.

Nesse caso, a fórmula do fluxo de calor é a mesma da frenagem de emergência, para cada período que se inicia no começo de cada frenagem.

4. Resultados e Discussões

Aqui serão apresentados os resultados das simulações diretas, bem como uma análise da influência dos parâmetros envolvidos, através da observação dos gradientes de temperatura desenvolvidos ao longo do material da lona e das máximas temperaturas atingidas em sua superfície.

As distribuições de temperaturas ao longo da lona apresentaram comportamentos diferentes para cada tipo de frenagem.

4.1. Frenagem de Emergência

As pressões necessárias para realizar a frenagem do veículo em função da velocidade inicial, em casos de frenagens de emergência, são mostradas na figura 24. Já as figuras 25, 25, 26 e 28 mostram as máximas temperaturas atingidas na superfície de contato da lona, ao longo do tempo, para cada situação de frenagem de emergência. A figura 29 apresenta o gradiente de temperatura em um dos casos estudados, cujo comportamento também pôde ser observado em todas as situações de frenagem de emergência.

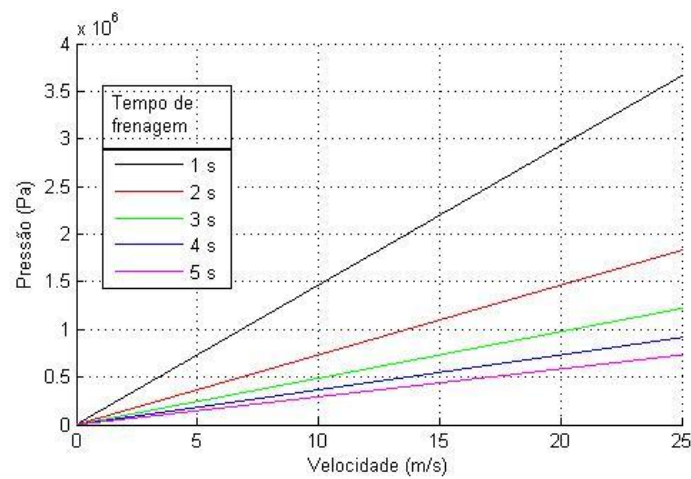


Figura 24: Pressão necessária para realizar a frenagem do veículo para $\mu = 0,4$.

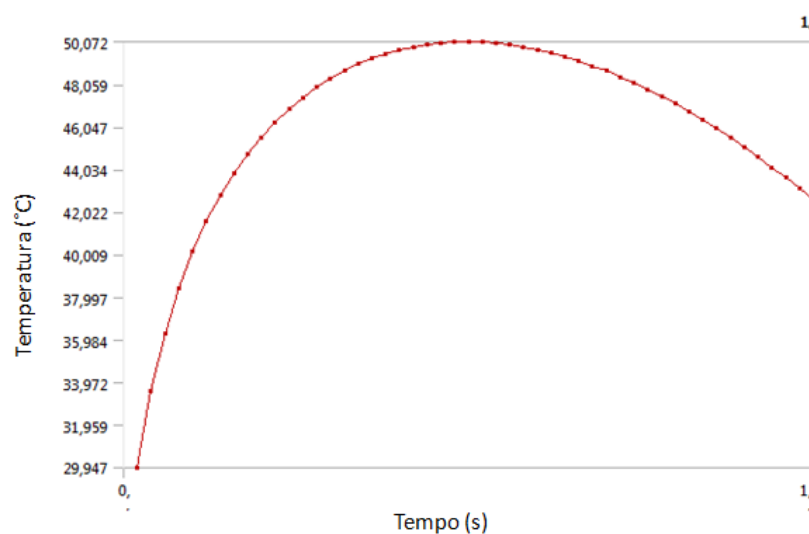


Figura 25: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e 1s.

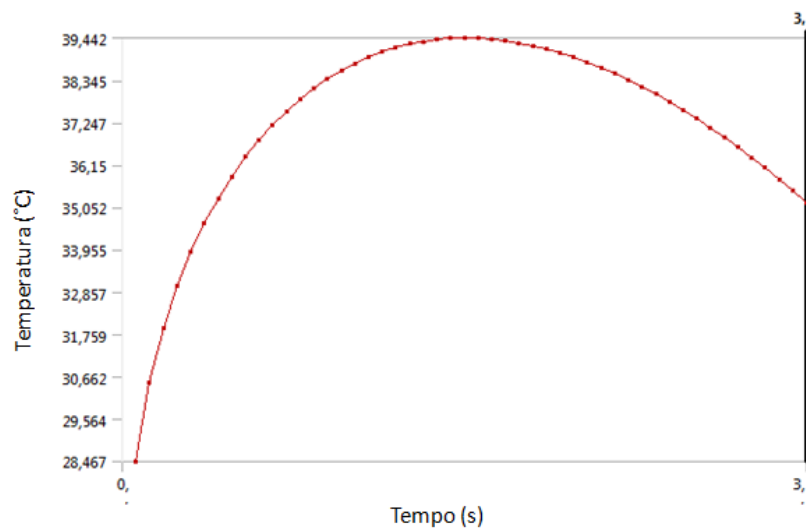


Figura 26: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e 3s.

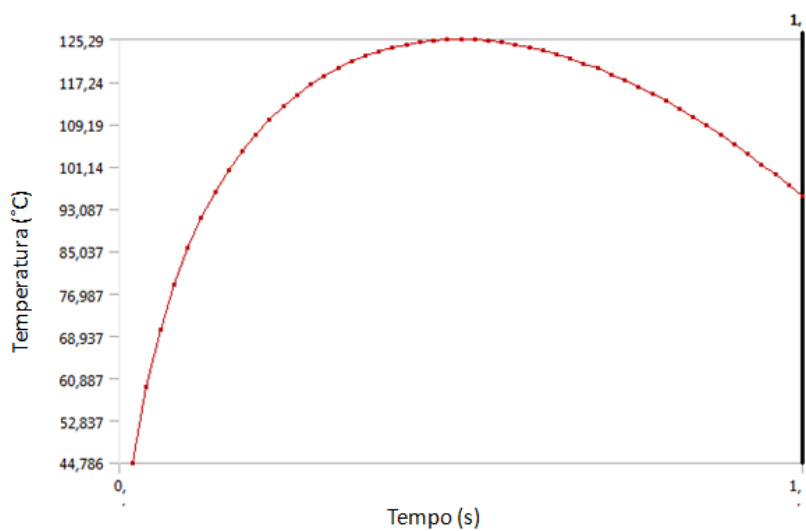


Figura 27: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e 1s.

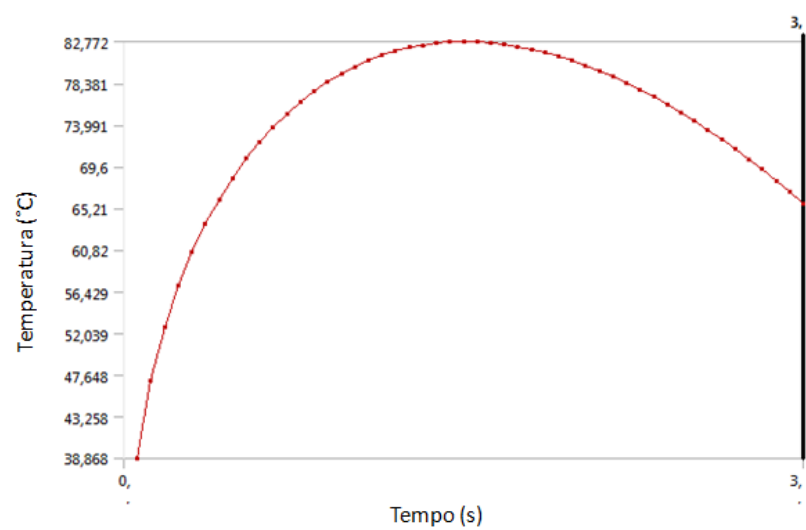


Figura 28: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e 3s.

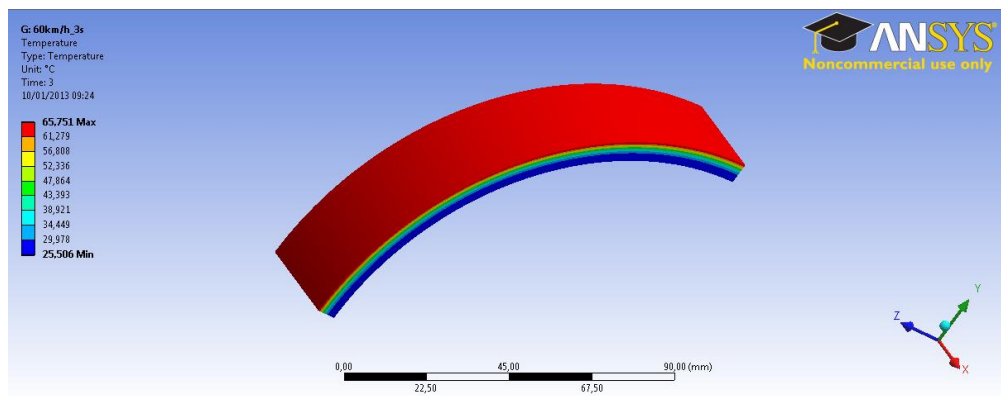


Figura 29: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem para 60 km/h e 3s.

O gráfico das pressões mostra que quanto maior o tempo de frenagem, menor é a pressão necessária. Além disso, os valores das pressões aumentam linearmente com o aumento da velocidade inicial do veículo.

Através dos gráficos das máximas temperaturas, podemos ver que, como já era esperado, as temperaturas atingidas foram maiores nos casos em que a velocidade inicial do veículo era maior e também para um tempo de frenagem menor, onde a energia mecânica do veículo se dissipa na lona em um menor espaço de tempo. O comportamento da temperatura máxima no tempo deve-se à redução da velocidade do veículo com o tempo, fazendo com que o fluxo de calor decaia com o tempo até se anular ao final da frenagem, enquanto que o calor vai se aprofundando pela peça. Assim o pico de máxima temperatura não acontece no final da frenagem.

Além disso, observando o gradiente de temperaturas, nota-se que as maiores temperaturas estão concentradas na superfície de contato da lona, uma vez que, como os tempos de frenagem são curtos, não há tempo suficiente para o calor ser conduzido por toda a extensão da peça.

4.2. Frenagem em Trecho de Declive

As figuras 30, 30, 31 e 33 mostram os gráficos das temperaturas máximas atingidas na superfície da lona nos casos de frenagem em declive. Já a figura 34 ilustra a distribuição de temperaturas na lona para um dos casos,

cujo comportamento também é observado para todos os casos desse tipo de frenagem.

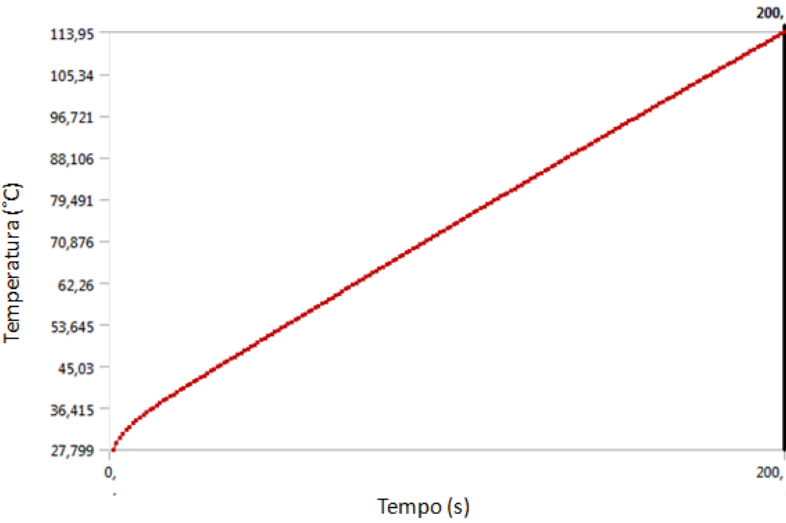


Figura 30: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e declive de 5%.

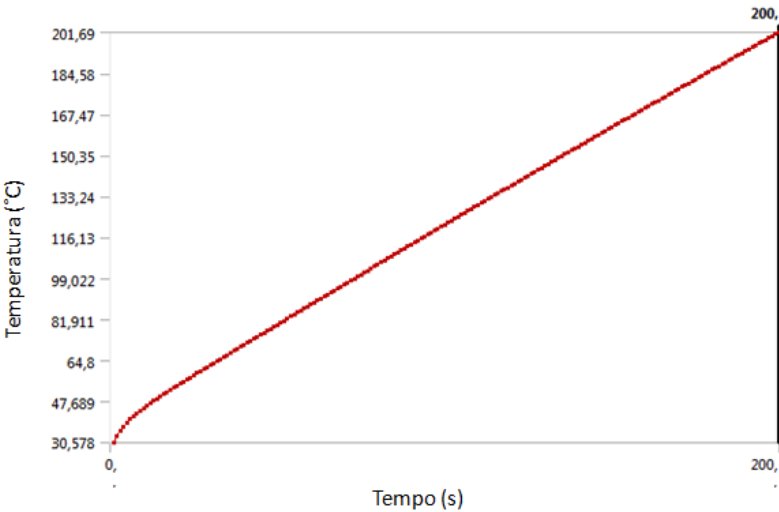


Figura 31: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e declive de 10%.

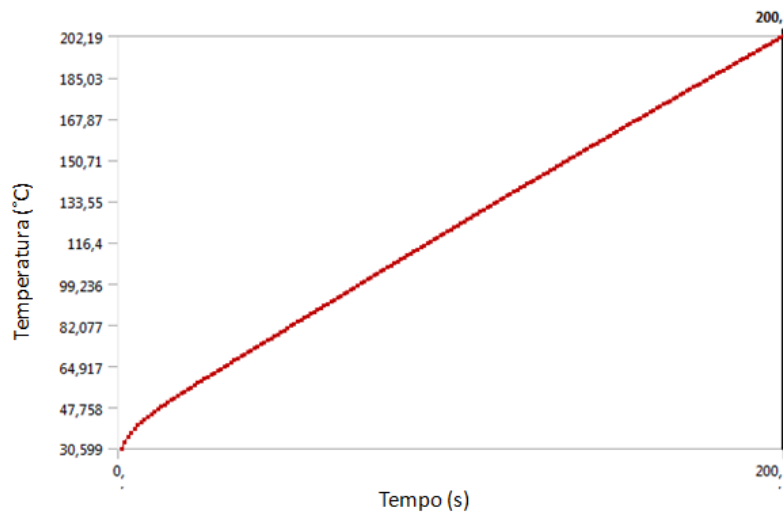


Figura 32: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e declive de 5%.

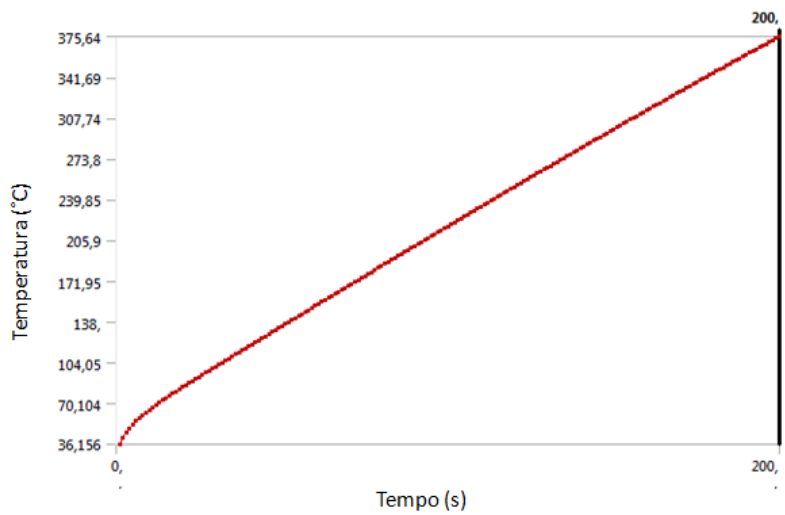


Figura 33: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e declive de 10%.

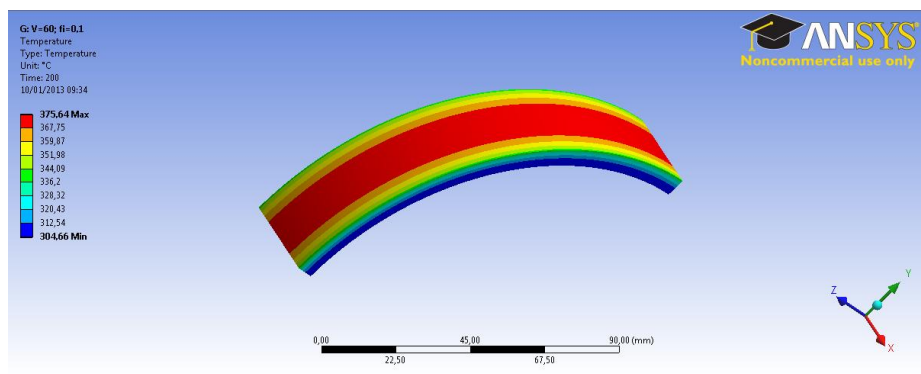


Figura 34: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem no caso de 60 km/h e declive de 10%.

O comportamento crescente das máximas temperaturas atingidas na superfície da peça deve-se ao fato de a velocidade do veículo permanecer constante durante a frenagem. Logo, a rotação da roda também permanece constante, o que também acontece com o fluxo de calor na superfície da lona. Portanto, ao final do processo de frenagem é quando as temperaturas estão mais elevadas. Nota-se também que as temperaturas são maiores nos casos em que as velocidades são mais altas e a inclinação da pista é maior.

Quanto ao comportamento da distribuição de temperaturas pela extensão da lona, observa-se que as temperaturas nas partes mais afastadas da superfície são relativamente elevadas, pois se trata de um processo mais longo que o de frenagem de emergência, possibilitando que o calor seja conduzido para o interior da peça. Também é possível observar que as partes mais próximas das laterais possuem temperaturas inferiores às da parte central. Isso ocorre porque as laterais perdem calor para sua vizinhança por convecção e radiação.

Dentre todos os casos de frenagem estudados, foi na situação de frenagem em trecho de declive a uma velocidade de 60 km/h e inclinação de pista de 10% que as temperaturas atingidas foram as mais elevadas. Assim, para este caso, também foi realizada uma análise do comportamento da máxima temperatura e do gradiente de temperaturas no tambor. As figuras 35 e 36 mostram os resultados.

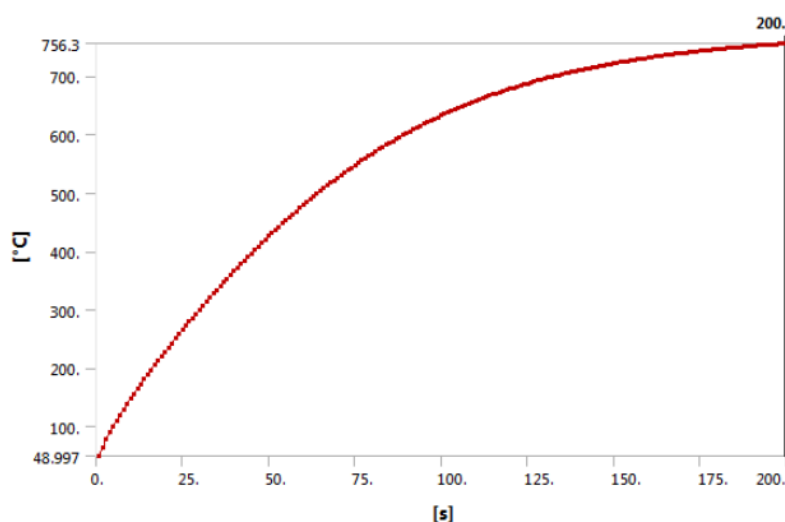


Figura 35: Máxima temperatura no tambor para 60 km/h e declive de 10%.

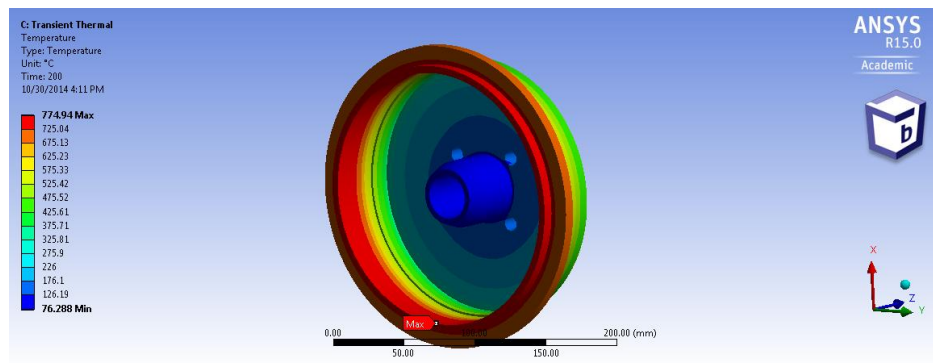


Figura 36: Gradiente de temperatura do tambor ao final do processo de frenagem no caso de 60 km/h e declive de 10%.

Os resultados encontrados para o tambor mostram que o caso de frenagem de 60 km/h e inclinação de pista de 10% é um caso extremo, o qual se caracteriza mais como uma situação desenvolvida em uma estrada do que na cidade. Além disso, o tempo de frenagem considerado foi longo. Por isso a temperatura máxima de 774,94°C é bem elevada, considerando que as máximas temperaturas de serviço indicadas para os ferros fundidos estão entre 649°C e 982°C (MatWeb, 2014). Em relação ao comportamento da máxima temperatura do tambor, este não foi similar ao da lona, cujo comportamento se mostrou linear no tempo. Isso pode ser atribuído ao fato de que o fluxo de calor líquido não é constante durante o processo, pois o fluxo de calor por convecção, responsável pelo resfriamento do componente, aumenta com a elevação da temperatura na superfície do mesmo, como mostrado na equação 2.32.

É importante ressaltar que as propriedades térmicas utilizadas no modelo do tambor são as propriedades de um ferro fundido cinzento comum, devido à ausência de dados mais específicos referentes às propriedades de um ferro fundido automotivo. Assim, os resultados obtidos para o tambor podem não corresponder aos resultados que seriam encontrados utilizando-se as propriedades exatas do material.

4.3. Frenagens Repetidas

As figuras 37, 37, 38 e 40 apresentam as máximas temperaturas atingidas na superfície da lona nos casos de frenagens repetidas. As figuras 41 e 42 mostram os gradientes de temperatura para dois dos casos estudados.

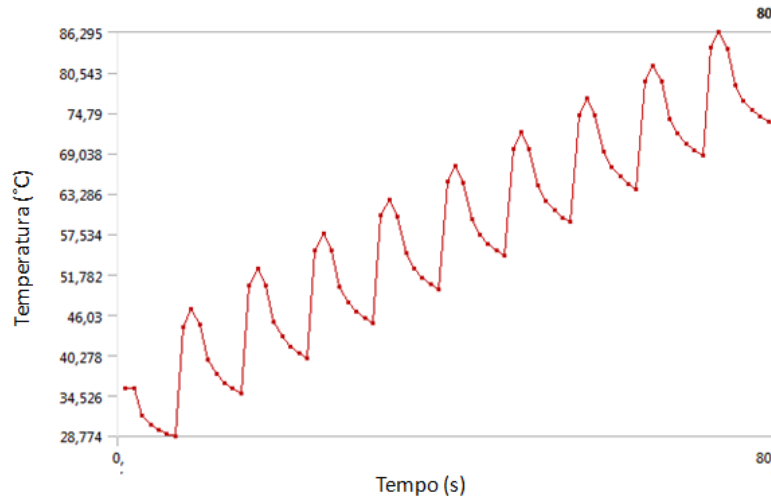


Figura 37: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e intervalos de 5s.

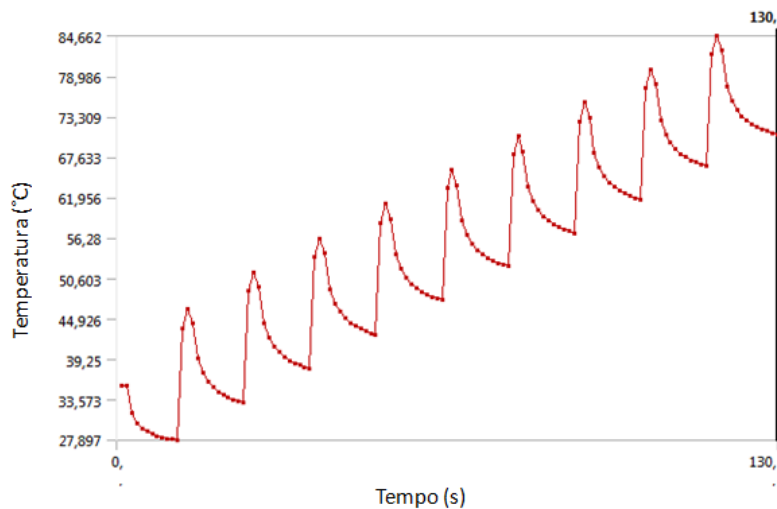


Figura 38: Máxima temperatura na superfície da lona para 30 km/h e intervalos de 10s.

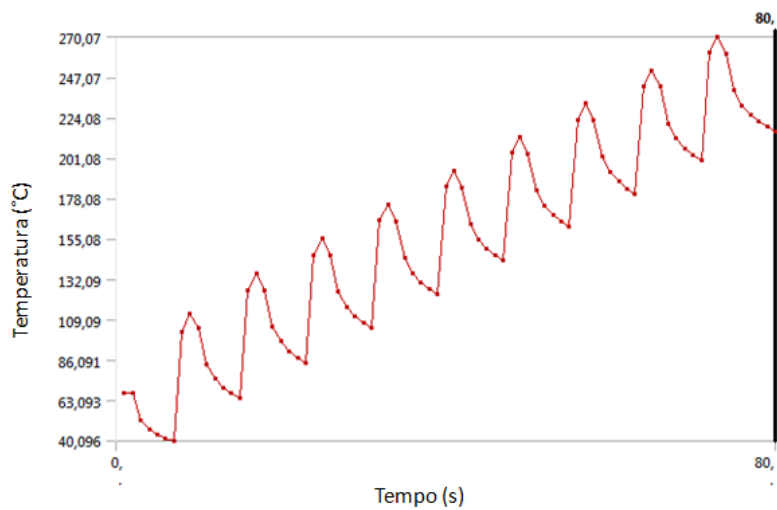


Figura 39: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e intervalos de 5s.

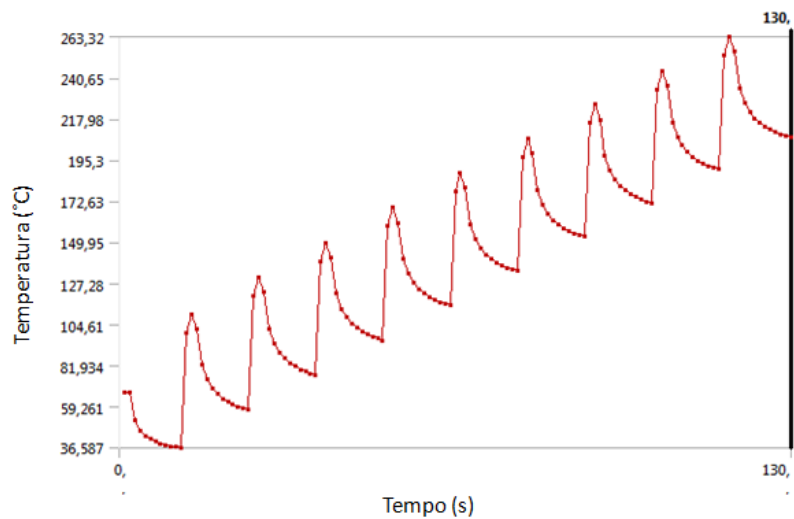


Figura 40: Máxima temperatura na superfície da lona para 60 km/h e intervalos de 10s.



Figura 41: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem para 60 km/h e intervalos de 5s.

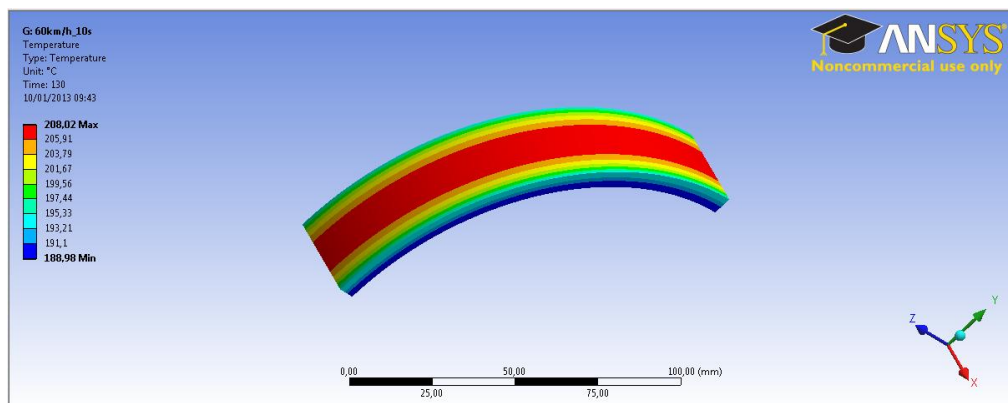


Figura 42: Gradiente de temperatura ao final do processo de frenagem para 60 km/h e intervalos de 10s.

Pode-se perceber que, o comportamento das variações de temperaturas atingidas na superfície da lona devido às frenagens repetidas é um comportamento cíclico, no qual o pico de temperatura de uma frenagem é maior que o pico de temperatura da frenagem anterior. Há queda da temperatura na superfície nos períodos em que não há frenagem, pois, além de não haver fluxo de calor na superfície, o calor é conduzido para as demais regiões da peça.

Como eram esperadas, nos casos de maior velocidade, as temperaturas foram mais elevadas. Comparando os casos de mesma velocidade é possível notar que, as temperaturas nos casos de intervalos menores entre as frenagens são um pouco maiores. Isso porque, nesses casos, houve menos tempo para que a lona perdesse calor para a vizinhança, através de convecção e radiação.

Quanto ao comportamento dos gradientes de temperatura, observa-se que para uma mesma velocidade, as temperaturas nas laterais da peça, nos casos de intervalos de frenagem menor são mais elevadas, justamente pelo fato das laterais da peça perder calor por convecção e radiação.

5. Conclusões

Neste trabalho foram desenvolvidas análises numéricas para avaliar a variação da temperatura em uma lona de freios de um veículo popular, considerando situações de locomoção urbana. Assim, foi possível prever as

máximas temperaturas atingidas pelo material de atrito a fim de evitar que este atinja temperaturas superiores às temperaturas máximas indicadas para o material.

O estudo auxilia o projeto de freios mecânicos, do ponto de vista de projeto mecânico, uma vez que a estimativa da variação de temperatura em condições operacionais e sua influência sobre os coeficientes de atrito da lona e tambor são aspectos fundamentais no projeto de freios.

Os resultados obtidos mostraram que as máximas temperaturas se encontram sempre na superfície da lona em contato com o tambor, na qual atua um fluxo de calor devido ao atrito entre os componentes. O comportamento das máximas temperaturas depende do tipo de frenagem que o veículo realiza, sendo a velocidade do veículo, o tempo de frenagem e o perfil da pista os principais parâmetros que influenciam nos valores das temperaturas. Já o comportamento do gradiente de temperaturas por toda a extensão da peça depende principalmente do tempo disponível para que ocorra a condução do calor para o interior da peça, bem como a perda de calor por convecção e radiação. Vimos também que, do modo como o problema foi equacionado, o fluxo de calor atuante na superfície da lona não depende do coeficiente de atrito, uma vez que mudanças no coeficiente de atrito apenas alterariam a pressão necessária para realizar a frenagem do veículo.

A temperatura obtida na lona foi de 375°C na condição de frenagem contínua em declive. Dados fornecidos pelo fabricante (Fras-le) indicam uma temperatura na lona, próxima a essas condições de 350 °C. É importante observar que para a realização das simulações foi desenvolvido um modelo simplificado. Portanto, levando em conta as hipóteses simplificadoras, o resultado obtido na análise térmica parece ser satisfatório.

Em um estudo desse tipo, existem inúmeros fatores que influenciam no comportamento térmico e mecânico dos componentes, tornando-se difícil a previsão exata de tais comportamentos, por se tratar de um modelo muito complexo. No caso do sistema de freios, o modelo completo compreenderia todos os componentes que formam o conjunto do sistema, além de integrar em um mesmo modelo as análises mecânica, térmica, fluidodinâmica (para se obter um comportamento mais preciso da convecção) e tribológica (para se

considerar o desgaste dos materiais, bem como a influência das partículas abrasivas que se formam na interface da lona/ tambor).

Referências

Adamowicz, A.; Grzes, P. (2010) Analysis of disc brake temperature distribution during braking under non-axisymmetric load. **Applied Thermal Engineering**, v.3, p.1003-1012.

Cai, L.; Zhang, X. (2011) Study on the Control Strategy of Hybrid Electric Vehicle Regenerative Braking. **International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology**.

Cook, R.D. **Finite element modeling for stress analysis**. John and Wiley & Sons. p. 180-225. 2005.

Incropera, F. P.; DeWitt, D. P. (2002) **Fundamental of heat and mass transfer**. Editora: John & Wiley Sons. Inc. 5th Edition.

Juvinall, R.C.; Marshek, K.M. (2008) **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. Ed: LTC. 500p.

Liu, J.; Feng, Y.; Wang, T.; Zhang, S. (2011) Temperature field change analysis of brake drums based on Ansys. **978-14244-8039-5, IEEE**.

Norton, R. L. (2004). **Projeto de Máquinas**. Editora: Bookman. 2ª Edição.

Porpligio, I.S (2012) **Projeto Preliminar de um Freio a Tambor: Análise Estrutural**. Trabalho de conclusão de curso, EESC – USP.

Rocha, A.B. (2011) **Implementação de um programa computacional para auxílio ao projeto de freios automotivos utilizando técnicas de metodologia de projeto**. Tese de mestrado, EESC – USP.

Ribeiro, J.C.L. (2004) **Simulação via método dos elementos finitos da distribuição tridimensional de temperatura em estruturas em situação de incêndio**. Tese de mestrado, UFMG.

Rocha, A.B.; Silveira, Z.C. (2011) Conceptual design of brake disc applied to hybrid vehicles. In: **13th World Congress in Mechanisms and Machine Science-** IFToMM 2011, Guanajuato, México.

Santos, A.H.C. (2009) **Uma contribuição ao estudo de freios de atrito, para aplicação frenagem regenerativa.** Tese de doutorado, FEM- Unicamp. 191p.

Talati, F.; Jalalifar, S. (2009) Analysis of heat conduction in a disk brake system. **Heat Mass Transfer** 45:1047-1059.

Referências digitais

<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=6291a24572754cae94ff365ed99b96f9> (Acesso em Novembro de 2014).

Apêndice A: Experimento

Em uma segunda parte do trabalho, foi realizado um experimento em um banco de ensaio de desgaste, com amostras da lona de freios cedida pelo fabricante. Com esse experimento foi possível medir a temperatura na superfície da lona para diferentes condições de operação do equipamento, e posteriormente comparar os resultados experimentais com os resultados numéricos provenientes de novas simulações, considerando as mesmas condições do ensaio experimental. Também foi feita uma análise do desgaste do material.

A.1. Ensaio de Desgaste

Existem bancos de ensaio apropriados e específicos para se analisar o desgaste de uma lona de freios automotivos. Porém, a impossibilidade de se utilizar um desses equipamentos fez com que uma adaptação de um ensaio de desgaste convencional fosse realizada.

O ensaio de desgaste desenvolvido no trabalho consistiu em uma adaptação de um ensaio em um abrasômetro tipo “roda de borracha”, cujo procedimento consiste em esmerilhar um corpo de prova padronizado com uma areia de granulometria controlada. O abrasivo é introduzido entre o corpo de prova e um anel de borracha de dureza especificada, como mostra a figura 43.

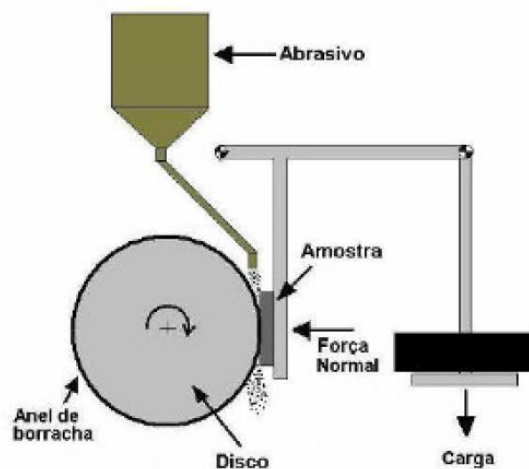


Figura 43: Abrasômetro tipo Roda de Borracha.

Porém, no caso de uma lona de freio, o atrito ocorre diretamente entre o tambor e a lona. Assim, não se fez necessário o uso do abrasivo e da camada de borracha em volta da roda. Dessa forma, o procedimento experimental consistiu em fazer com que amostras do material da lona de freios atritassem contra um disco de ferro fundido, cujo diâmetro é igual ao diâmetro interno da amostra da lona. Em seguida foram medidas as temperaturas na superfície das amostras. A figura 44 mostra a esquema da montagem experimental.



Figura 44: Montagem experimental

O disco de ferro fundido é acoplado a um motor elétrico que permite que a rotação seja variada. A amostra da lona é fixada em um suporte e é pressionada contra o disco através de uma massa colocada na extremidade da alavanca. Com o atrito entre o disco e o material da lona, ocorre desgaste e aumento da temperatura na superfície da amostra. Ao fim de cada processo, a temperatura nessa superfície é medida através do uso de medição de temperatura por infravermelho (pirômetro). Além disso, as amostras tiveram suas massas aferidas antes e depois de cada processo, através do uso de uma balança de precisão, a fim de se avaliar o desgaste.

Segundo Juvinal (2008), o desgaste de um material pode ser determinado pelo coeficiente de desgaste K , que pode ser encontrado através da equação (2.27).

Considerando a hipótese de desgaste uniforme na superfície da amostra, a profundidade de desgaste δ pode ser determinada pela equação:

$$\delta = \frac{\Delta m}{\rho l e} \quad (\text{A.1})$$

Sendo Δm a variação na massa da amostra, ρ a densidade do material da lona, l o comprimento do disco que está em contato com a amostra, e e a espessura do disco.

O processo foi realizado para diferentes situações, variando-se a rotação do disco e a massa. Foram utilizadas rotações iguais a 510 rpm, 710 rpm e 880 rpm, e massas iguais a 2897,9 g e 3926,5 g.

Por último, com a utilização do ANSYS, foram realizadas simulações numéricas para avaliar a temperatura na superfície da amostra, a fim de se comparar os resultados experimentais e numéricos. O modelo numérico da amostra foi desenvolvido com as mesmas dimensões das amostras utilizadas no processo experimental, e considerando as mesmas condições de pressão e rotação que as adotadas no experimento. As condições de contorno do modelo da amostra são as mesmas utilizadas na parte de simulação direta, sendo que os fluxos de calor para cada situação foram calculados através da equação (3.1). É importante notar que nessa parte, a pressão de contato entre a amostra e o disco é conhecida, pois depende da massa utilizada no experimento.

A.2. Resultados e Discussões

A tabela 8 apresenta os valores das máximas temperaturas atingidas na superfície da amostra da lona para os casos referentes ao experimento e as respectivas análises numéricas, considerando as mesmas condições do experimento.

Tabela 8: Temperaturas máximas na superfície da amostra da lona nas condições adotadas no experimento.

Rotação disco	510 rpm	710 rpm	880 rpm	510 rpm	710 rpm	880 rpm
Massa	2897,9 g	2897,9 g	2897,9	3926,5 g	3926,5 g	3926,5 g
Temperatura experimental	45 °C	55 °C	61 °C	65 °C	77 °C	88 °C
Temperatura numérica	50,4 °C	60,3 °C	68,8 °C	70,5 °C	88,4 °C	103,6 °C
Erro	12 %	9,8 %	12,8 %	8,5 %	14,8 %	17,7 %
Erro médio	12,6%					

Observando os dados da tabela 8 nota-se que, em todos os casos, as máximas temperaturas obtidas numericamente são maiores que as obtidas experimentalmente. Tal fato já era esperado devido às limitações do equipamento do ensaio experimental, principalmente à ocorrência de vibrações na estrutura do equipamento, o que faz com que parte da energia mecânica seja dissipada em forma de vibração, não sendo totalmente convertida em energia térmica. Há também o fato de a rotação do disco não permanecer constante ao longo do tempo, fazendo com que o fluxo de calor na superfície da peça também não seja constante ao longo do tempo. Além disso, as diferenças entre os valores experimentais e numéricas não são elevadas. Logo, podemos dizer que a previsão numérica da variação da temperatura da lona realizada na primeira parte do projeto é uma boa aproximação dos valores reais.

A figura 45 mostra o gradiente de temperatura na amostra da peça de um dos casos obtido numericamente, o qual também representa o comportamento da distribuição de temperaturas de todos os casos.

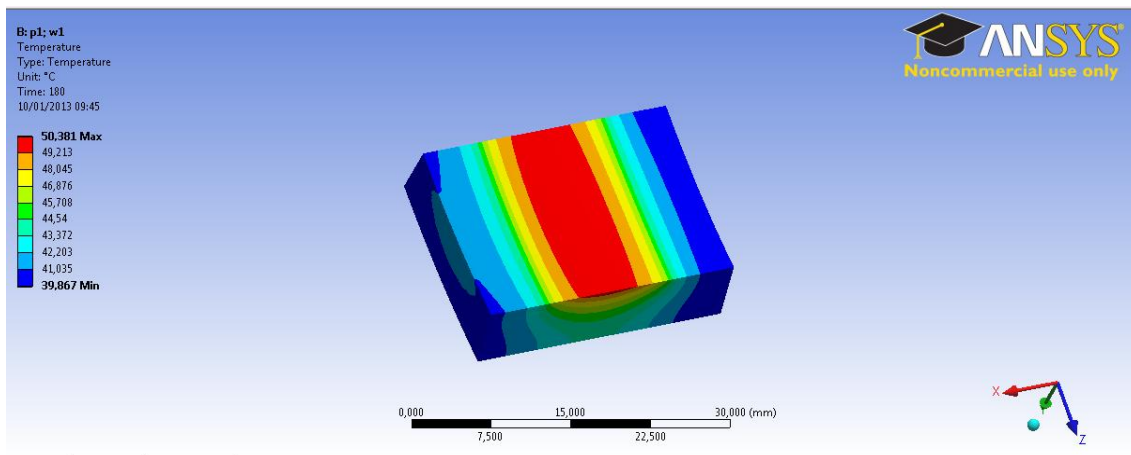


Figura 45: Gradiente de temperatura da amostra da lona obtido numericamente, para a situação de 510 rpm e 2897,9 g.

A área em vermelho na figura é a região onde o disco atrita contra a peça, sendo a área que atinge as maiores temperaturas.

As figuras 46 a 51 mostram o comportamento das máximas temperaturas da amostra da lona ao longo tempo, obtidas numericamente, para todas as situações do experimento.

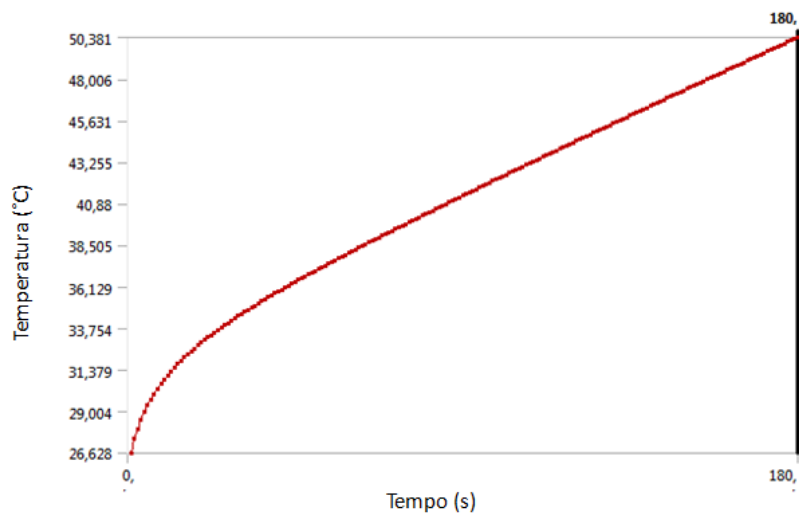


Figura 46: Máxima temperatura da amostra da lona para 510 rpm e 2897,5 g

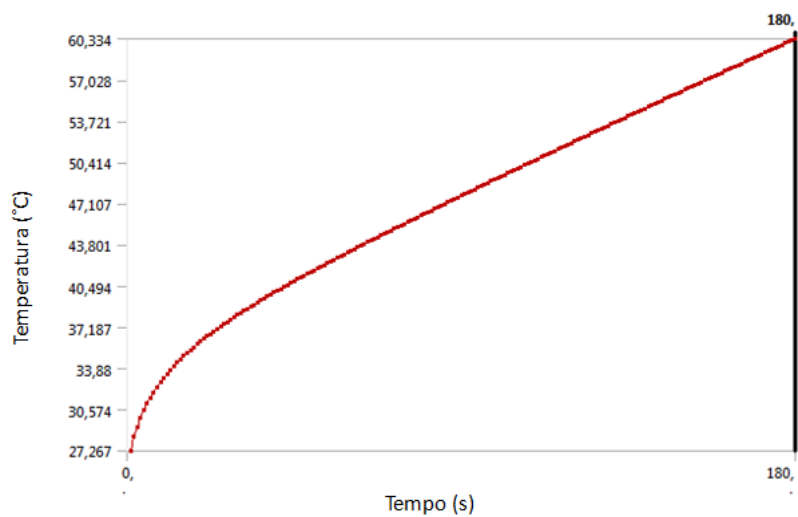


Figura 47: Máxima temperatura da amostra da lona para 710 rpm e 2897,9 g.

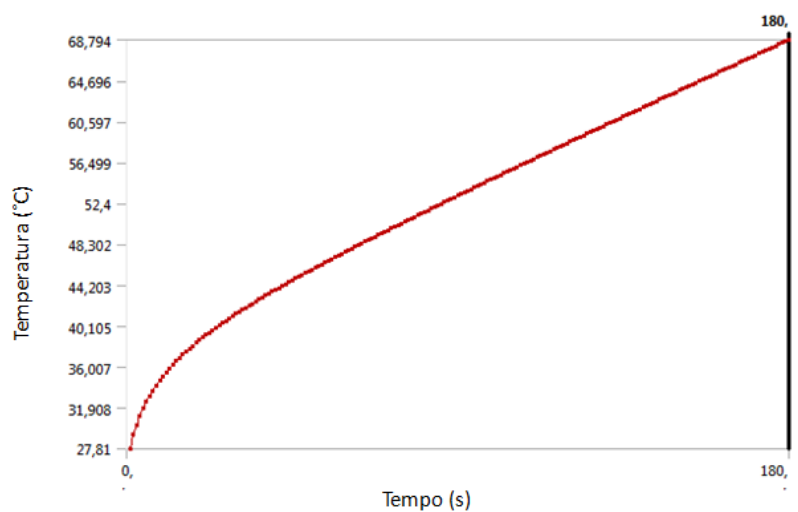


Figura 48: Máxima temperatura da amostra da lona para 880 rpm e 2897,9 g

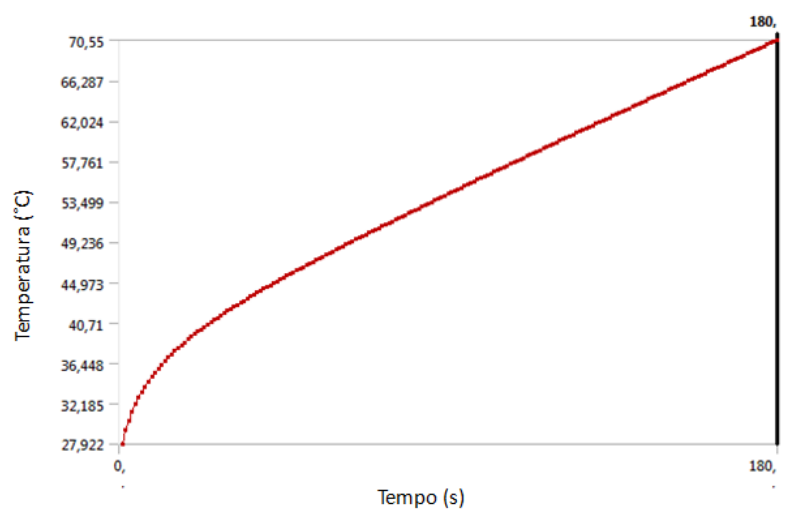


Figura 49: Máxima temperatura da amostra da lona para 510 rpm e 3926,5 g

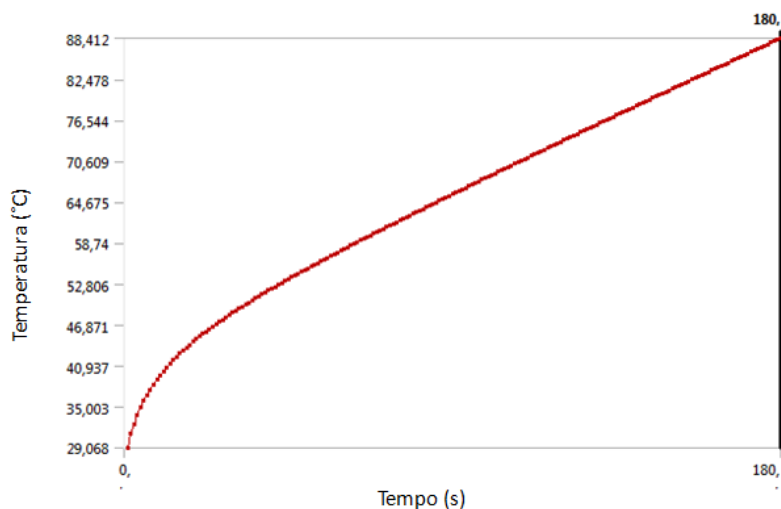


Figura 50: Máxima temperatura da amostra da lona para 710 rpm e 3926,5 g

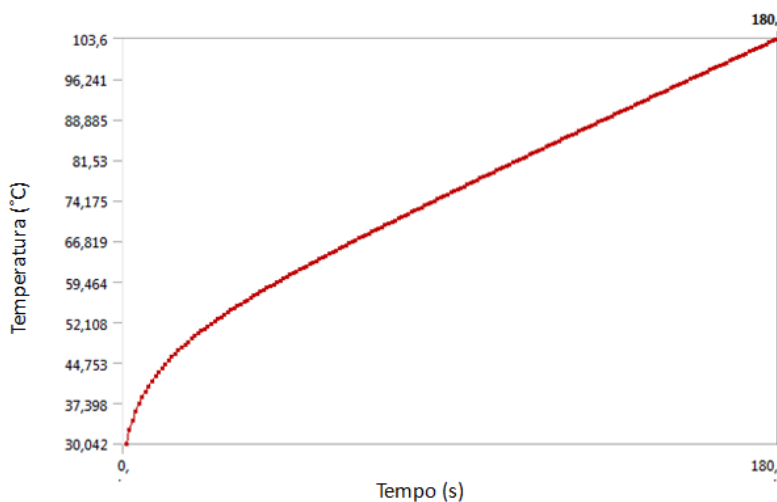


Figura 51: Máxima temperatura da amostra da lona para 880 rpm e 3926,5 g

Podemos perceber que em todos os casos, o aumento de temperatura tem o mesmo comportamento, dado pelo fluxo de calor constante ao longo do tempo. Além disso, quanto maior a rotação do disco, maior a velocidade de atrito entre o disco e a lona, e quanto maior a massa usada, maior a pressão de contato, fatores que acarretam no aumento do fluxo de calor e consequentemente, em temperaturas mais elevadas.

Com a análise dos dados obtidos no experimento e nas simulações, é possível dizer que o modelo numérico desenvolvido é satisfatório, pois os valores de ambos os métodos estão dentro de uma margem de erro aceitável devido às limitações do equipamento utilizado no experimento.

Após a realização do experimento, foram obtidos os perfis do desgaste das amostras da lona, através do uso de um perfilômetro, a fim de se avaliar o desgaste sofrido durante o processo. A figura 52 ilustra o perfil de uma das amostras, o qual exemplifica o comportamento do perfil de todos os casos.

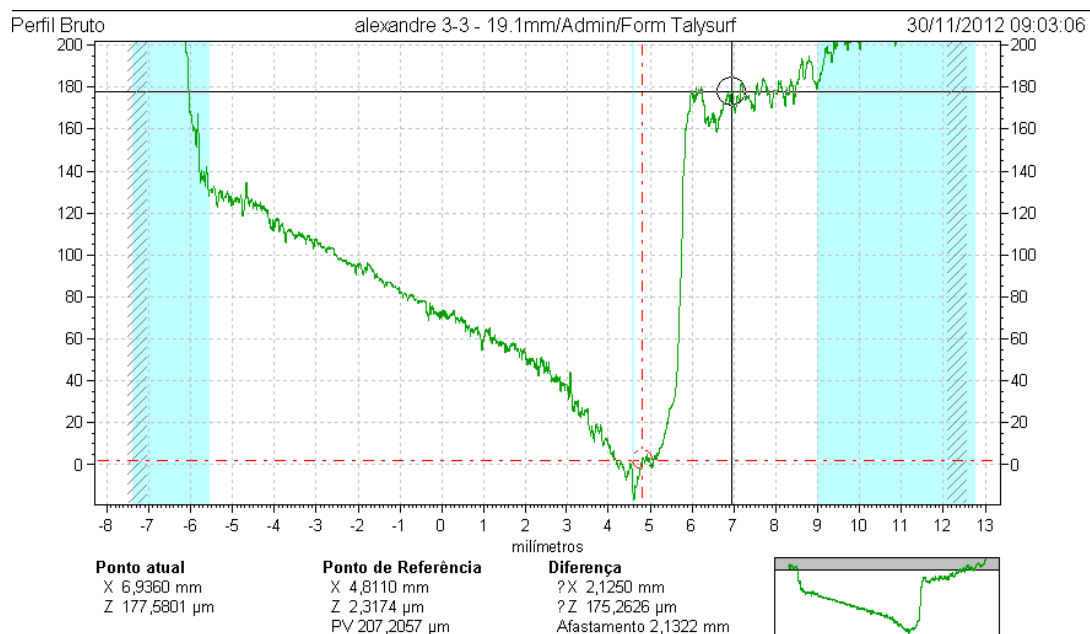


Figura 52: Desenho do perfil da amostra da lona para 880 rpm e 2897,5 g.

Na figura, a região mais rebaixada é onde houve o contato entre o disco e a amostra, acarretando no desgaste da peça. A diferença de altura entre o ponto mais baixo e a região onde não houve desgaste é cerca de 175 μm . Também foram calculadas as profundidades de desgaste teóricas através da equação (A.2) e a partir dos valores presentes na tabela 9, que são os valores de Δm medidos em cada caso, a fim de comparar com os resultados medidos no perfilômetro. A tabela 10 mostra a comparação entre os resultados.

Tabela 9: Valores de Δm obtidos no experimento.

Rotação	510 rpm	710 rpm	880 rpm
Carga			
21879,9 g	0,02 g \pm 0,005 g	0,02 g \pm 0,005 g	0,03 g \pm 0,005 g
3926,5 g	0,03 g \pm 0,005 g	0,03 g \pm 0,005 g	0,04 g \pm 0,005 g

Podemos ver que os valores obtidos não são precisos, devido à precisão da balança utilizada.

Uma vez que conhecemos as dimensões das amostras e a densidade do material da lona, podemos encontrar os valores teóricos de δ .

Tabela 10: Valores de δ medidos no perfilômetro e calculados

Rotação disco	510 rpm	710 rpm	880 rpm	510 rpm	710 rpm	880 rpm
Massa	2897,9 g	2897,9 g	2897,9	3926,5 g	3926,5 g	3926,5 g
δ máximo perfilômetro	57 μm	81 μm	175 μm	102 μm	142 μm	233 μm
δ teórico	40 $\mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$	40 $\mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$	60 $\mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$	60 $\mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$	60 $\mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$	90 $\mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$

Observando o perfil da figura 48, nota-se que a região onde houve o desgaste não está nivelada, ou seja, apresenta uma inclinação. Isso se deve à pressão de contato entre o disco e a amostra não ter sido uniforme. Esse comportamento foi observado em todos os casos, e é outro fator que explica a diferença nos valores experimentais e numéricos das temperaturas.

Com relação aos valores encontrados para as profundidades de desgaste, percebemos que há uma grande imprecisão. Os valores medidos no perfilômetro são incertos, pois o perfil de desgaste não é uniforme. Já os valores calculados também são imprecisos, principalmente devido à precisão da balança utilizada. Portanto, não é possível obter um valor razoável para a constante de desgaste. Mas o que mais se deve levar em conta é o fato de o experimento ter sido adaptado, não seguindo normas técnicas. Dessa maneira, os resultados não são totalmente confiáveis.

A.3. Conclusões

Nesta parte do trabalho foi desenvolvido um procedimento experimental que buscou comparar dados experimentais com dados obtidos a partir de um modelo numérico. Os resultados mostraram que o modelo numérico representa uma boa previsão da realidade, uma vez que os resultados experimental e numérico atingiram uma margem de erro satisfatória, considerando as limitações do equipamento experimental. A realização do experimento também intencionou estudar o desgaste do material da lona. Porém, os resultados foram considerados imprecisos, uma vez que o equipamento utilizado foi

adaptado e não seguia normas técnicas. Para uma melhor avaliação do desgaste do material, seria necessário um banco de ensaio apropriado e desenvolvido para o estudo do comportamento do desgaste de freios automotivos.