

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL DUVRA SALOMÃO

METODOLOGIA PARA ANÁLISE TÉRMICA DE UM
FREIO DE FÓRMULA SAE

SÃO CARLOS -SP
2022

GABRIEL DUVRA SALOMÃO

METODOLOGIA PARA ANÁLISE TÉRMICA DE UM FREIO DE FÓRMULA SAE

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos, como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Tácito Malavolta

São Carlos-SP
2022

Duvra Salomão, Gabriel

Metodologia para análise térmica de um freio de
Fórmula SAE / Gabriel Duvra Salomão -- 2022.
131f.

TCC (Graduação) - Universidade Federal de São Carlos,
campus São Carlos, São Carlos
Orientador (a): Alexandre Tácito Malavolta
Banca Examinadora: João Gustavo Pereira da Silva, Vitor
Ramos Franco
Bibliografia

1. OptimumLap. 2. Análise Dinâmica. 3. Método dos
Elementos Finitos. I. Duvra Salomão, Gabriel. II. Título.

Ficha catalográfica desenvolvida pela Secretaria Geral de Informática
(SIn)

DADOS FORNECIDOS PELO AUTOR

Bibliotecário responsável: Ronildo Santos Prado - CRB/8 7325



FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET

Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905
Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 25/2022/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso

Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

FOLHA DE APROVAÇÃO

GABRIEL DUVRA SALOMÃO

METODOLOGIA PARA ANÁLISE TÉRMICA DE UM FREIO DE FÓRMULA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos

São Carlos, 26 de setembro de 2022

ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Alexandre Tácito Malavolta
Membro da Banca 1	João Gustavo Pereira da Silva
Membro da Banca 2	Vitor Ramos Franco



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Tácito Malavolta, Docente**, em 26/09/2022, às 15:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Vitor Ramos Franco, Docente**, em 26/09/2022, às 15:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **João Gustavo Pereira da Silva, Docente**, em 26/09/2022, às 15:55, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **0813699** e o código CRC **2EF52CDA**.

Para Antônio Fernando Gonçalves Duvra,
que muito me inspirou e nunca deixou de interceder por mim.

AGRADECIMENTO

Agradeço em primeiro lugar a Deus, nosso Pai Celestial, que é minha força, coragem e luz para seguir no caminho.

Agradeço em seguida meus pais, Ivan e Fernanda, que desde o dia de meu nascimento abdicaram de suas vidas para que nunca faltasse saúde, educação, abrigo e alimento em casa. Não há como retribuir o amor e cuidado que vocês sempre me dedicaram. Apenas muito obrigado.

Agradeço também meu orientador, Prof. Malavolta, pela paciência, conselhos e pelo modelo de engenheiro e profissional que é.

Ao meu irmão Rafael, meu muito obrigado por me motivar, por ser meu melhor amigo, e por iluminar os momentos de escuridão.

À minha namorada, Pâmela, agradeço pelo apoio e motivação incondicionais, pela paciência, e acima de tudo pelo exemplo e fonte de inspiração que você é na minha vida. Te amo.

Aos meus avós, Antônio, Nair, Toninho e Yvone, sou grato pelo carinho, pelos cuidados, e por toda as histórias compartilhadas. Vocês são minha inspiração de vida!

Agradeço meus tios e padrinhos, Paulo, Tânia, Ana, Valdair e Myriam. Obrigado pelo apoio e incentivo. Saibam que são como pais para mim. E aos meus primos, Vinícius, Gustavo e Diogo, sou grato pela irmandade e alegria de sempre!

Gostaria de deixar um obrigado especial à todas as pessoas que em algum momento fizeram parte da Equipe Fórmula Route UFSCar. Vivi os momentos mais maravilhosos junto de vocês, e isso está eternamente gravado em minha memória.

Aos amigos da Universidade, Professores e Técnicos-Administrativos do DEMec, gratidão pelo aprendizado e experiências compartilhadas.

Agradeço à Ordem DeMolay e todos os irmãos e tios que conheci, em especial aos do Capítulo Pássaros da Liberdade. Vocês me deram muita força para completar essa jornada.

Agradeço ao Daniel, Lucca e Artur, pela oportunidade de atuar numa empresa de Engenharia ainda na faculdade.

Por fim agradeço aos Padres Rocha, Jaílson, Edilberto e Everaldo, da Paróquia São Sebastião, por cederem um espaço para que eu concluísse este trabalho.

“Nossa demanda era de carros de corrida, e é a mesma história para qualquer um
que já fez parte de uma equipe da Fórmula SAE.
Ficamos vidrados. Nada nos basta.
É parte do nosso amor pela engenharia e nosso desejo de sermos melhores.”
(Matt Brown)

RESUMO

O projeto dos freios para um protótipo de alta performance do tipo Fórmula SAE envolve o desenvolvimento mecânico-estrutural e térmico dos componentes do sistema, especialmente do disco de freio, para garantir boa performance, confiabilidade e segurança do veículo e do piloto. Usualmente, as equipes de competições estudantis como Fórmula SAE e Baja SAE possuem amplo acesso à teoria e à diferentes metodologias de projeto mecânico do freio veicular. No entanto, as informações e as ferramentas teóricas para o estudo e análise térmica do sistema de frenagem são, além de mais complexas, de difícil acesso, fazendo com que essa faceta de projeto não seja realizada. Dessarte, o presente estudo teve como objetivo apresentar uma metodologia que possa ser replicada nos projetos de freios de protótipos estudantis, de modo a fornecer aos estudantes projetistas informações para a análise térmica do freio do veículo, com critérios de sucesso e falha para o projeto analisado. Para tal, foi realizada uma revisão bibliográfica teórica para auxiliar na modelagem térmica e na elaboração da metodologia de projeto proposta. Foram utilizados os softwares *OptimumLap*, para simulação de voltas do protótipo em um circuito, e os softwares *MATLAB* e *NX-Nastran* para realização das simulações dinâmicas que compreendem a análise térmica do projeto. Ao final do trabalho, foi possível definir os critérios de projeto, demonstrar o uso do *OptimumLap* como ferramenta de obtenção dos dados de entradas, e utilizar a modelagem dos softwares *MATLAB* e *NX-Nastran* para gerar as curvas de saída transientes que permitem a análise e validação do projeto. Concluiu-se, portanto, que a metodologia proposta é suficiente para realizar uma análise térmica completa dos freios de um Fórmula SAE.

Palavras-chave: OptimumLap. Análise Dinâmica. Método dos Elementos Finitos.

ABSTRACT

The brake design for a Formula SAE high-performance prototype involves the mechanical-structural and thermal development of the system components, especially the brake disc, to ensure superior performance, reliability and safety for the vehicle and the driver. Usually, teams from student competitions such as Formula SAE and Mini-Baja have wide access to the theory and different methodologies of mechanical design of the brakes. However, the information and theoretical tools for the study and thermal analysis of the braking system are, in addition to being more complex, more difficult to access, leading this design facet not conducted. Thus, the present study aimed to present a methodology that can be replicated in student prototype brake projects, to provide student designers with information for the thermal analysis of the vehicle brake, with success and failure criteria for the analyzed project. To this end, a theoretical literature review was conducted to assist in the thermal modeling and in the elaboration of the proposed project methodology. The OptimumLap software was used to simulate the prototype laps in a circuit, and the MATLAB and NX-Nastran were applied in dynamic simulations that comprise the thermal analysis of the project. At the end of the paper, it was possible to define the design criteria, demonstrate the use of OptimumLap as a tool to obtain input data, and use the modeling of the MATLAB and NX-Nastran to generate the transient output data that allow the analysis and validation of the project. It was concluded, therefore, that the proposed methodology is sufficient to carry out a complete thermal analysis of the brakes of a Formula SAE.

Keyword: OptimumLap. Dynamic Analysis. Finite Elements Method.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Protótipo de Veículo Fórmula SAE	19
Figura 2 – Competição de Fórmula SAE Europeia	26
Figura 3 - Equipe Fórmula Route UFSCar no Evento de Lançamento do Protótipo FR18T	29
Figura 4 – Transformação Energética Ocorrendo nos Freios de um Fórmula 1	37
Figura 5 – Vista Microscópica da Superfície de Atrito	39
Figura 6 – Representação do fenômeno da condução em uma barra aquecida	41
Figura 7 – Representação do Fenômeno da Convecção a partir do escoamento do fluido	44
Figura 8 – Calor do Sol Transferido por Radiação até a Superfície Terrestre	46
Figura 9 – Desenho Esquemático de um Freio Mecânico de Estacionamento	50
Figura 10 – Desenho Esquemático de um Freio Pneumático de Caminhão	51
Figura 11 – Representação do Sistema Interno de um Freio Hidráulico	52
Figura 12 – Mecanismo Interno de um Freio a Tambor	54
Figura 13 – Desenho Esquemático do Conjunto de um Freio a Disco	55
Figura 14 – Pastilhas Semimetálicas <i>Polymatrix A</i> , da empresa <i>Willwood</i>	59
Figura 15 – Conjunto Disco, Pinça e Pastilhas da Fabricante <i>Brembo</i> Utilizada na Fórmula 1	61
Figura 16 – DCL do Veículo em Situação Estática	68
Figura 17 – DCL do Veículo em Situação Dinâmica de Frenagem	69
Figura 18 – DCL de um pneu durante situação de frenagem	72
Figura 19 – Modelo do Disco de Freio para o Método de Capacitância Global	77
Figura 20 – Vista Aérea do Circuito de Fórmula SAE do Autódromo ECPA	88
Figura 21 – Desenho Esquemático do Modelo do Circuito ECPA criado no <i>OptimumLap</i>	88
Figura 22 – Modelos em CAD dos conjuntos de freio dianteiro e traseiro	91
Figura 23 – Malha de EF do Disco Dianteiro no NX-Nastran	92
Figura 24 – Malha de EF do Disco Traseiro no NX-Nastran	93
Figura 25 - Aplicação da Condição de Convecção nos Modelos dos Discos Dianteiro e Traseiro no EF	94

Figura 26 - Aplicação da Carga Térmica de Fluxo de Calor nos Modelos dos Discos Dianteiro e Traseiro no EF	94
Figura 27 – Fluxograma da Metodologia de Análise Térmica de Freios de Fórmula SAE	97
Figura 28 - Distribuição de Temperaturas do modelo de EF do disco dianteiro, no instante em que ocorre $T_{\text{máximo}}$	105
Figura 29 - Distribuição de Temperaturas do Modelo de EF do disco traseiro, no instante em que ocorre $T_{\text{máximo}}$	105
Figura 30 - Vista em Corte da Distribuição de Temperaturas no Modelo de EF do Disco Dianteiro	106
Figura 31 - Vista em Corte da Distribuição de Temperaturas no Modelo de EF do Disco Traseiro	106

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Fluxo de Calor de Entrada no Modelo de EF do Disco Dianteiro	96
Gráfico 2 - Fluxo de Calor de Entrada no Modelo de EF do Disco Traseiro	96
Gráfico 3 - Curvas de Coeficiente de Atrito x Temperatura para diferentes compostos de pastilhas <i>Willwood</i>	98
Gráfico 4 - Velocidade e Aceleração do FR18T no Tempo de Uma Volta no Circuito do ECPA	100
Gráfico 5 - Aplicação do Pedal de Freio do FR18T no Tempo de uma volta no Circuito ECPA	101
Gráfico 6 - Temperatura do Disco de Freio Dianteiro no Tempo de uma volta no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global	101
Gráfico 7 - Temperatura do Disco de Freio Traseiro no Tempo de uma volta no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global	102
Gráfico 8 - Temperatura do Disco de Freio Dianteiro no Tempo de uma Corrida no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global	102
Gráfico 9 - Temperatura do Disco de Freio Traseiro no Tempo de uma Corrida no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global	103
Gráfico 10 - Transiente de Temperaturas do Disco Dianteiro em quatro pontos do Modelo de EF	107
Gráfico 11 - Transiente de Temperaturas do Disco Traseiro em quatro pontos do Modelo de EF	107
Gráfico 12 - Comparativo do Transiente de Temperaturas entre os modelos de EF e Capacitância Global (Disco Dianteiro)	108
Gráfico 13 - Comparativo do Transiente de Temperaturas entre os modelos de EF e Capacitância Global (Disco Traseiro)	109
Gráfico 14 - Comparativo do Transiente de Temperaturas com diferentes Coeficientes Convectivos (Disco Dianteiro)	111
Gráfico 15 - Comparativo do Transiente de Temperaturas com diferentes Coeficientes Convectivos (Disco Traseiro)	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros de Entrada Gerais do Veículo no <i>OptimumLap</i>	85
Tabela 2 – Parâmetros de Entrada Aerodinâmicos do Veículo no <i>OptimumLap</i>	85
Tabela 3 – Parâmetros de Entrada dos Pneus do Veículo no <i>OptimumLap</i>	85
Tabela 4 – Parâmetros de Entrada do Motor do Veículo no <i>OptimumLap</i>	86
Tabela 5 – Parâmetros de Entrada do Combustível do Veículo no <i>OptimumLap</i>	86
Tabela 6 – Parâmetros de Entrada da Transmissão do Veículo no <i>OptimumLap</i>	87
Tabela 7 – Parâmetros de Entrada de Fatores de Performance do Veículo no <i>OptimumLap</i>	87
Tabela 8 – Dados de Entrada para Criação do Circuito ECPA no <i>OptimumLap</i>	89
Tabela 9 – Dados de entrada para a rotina <i>MATLAB</i>	90
Tabela 10 – Propriedades do Material do Disco Inseridas no <i>NX-Nastran</i>	92
Tabela 11 – Dados de Entrada de Fluxo de Calor por Tempo para EF	95

LISTA DE SIGLAS

SAE – Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade

CG – Centro de Gravidade

EF – Elementos Finitos

DCL – Diagrama de Corpo Livre

UFSCar – Universidade Federal de São Carlos

CFD – Fluidodinâmica Computacional

DEMec – Departamento de Engenharia Mecânica

FT – Função de Transferência

ECPA – Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo

CAD – *Computer Aided Design*

CAE – *Computer Aided Engineering*

EDO – Equação Diferencial Ordinária

LISTA DE SÍMBOLOS

(em ordem de aparição no texto)

E_{total}	Energia total do sistema
U	Energia térmica (calor) do sistema
E_{cin}	Energia cinética do sistema
E_{pot}	Energia potencial do sistema
m	Massa do corpo
I	Momento de inércia de massa
v	Velocidade linear escalar
$\dot{\theta}$	Velocidade angular
g	Aceleração da gravidade
y	Altura vertical da posição do corpo
F_{at}	Força de atrito
N	Força normal aplicada sobre a superfície de contato
μ	Coefficiente de atrito
μ_e	Coefficiente de atrito estático
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico
\dot{q}_{cond}	Taxa de transferência de calor por condução
k	Condutividade térmica
A_{cond}	Área da seção transversal do fluxo de calor por condução
ΔT_{cond}	Diferença de temperatura entre regiões do corpo
Δx	Espessura de condução
\dot{q}_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção
h	Coefficiente convectivo
A_{sup}	Área superficial do objeto
T_{sup}	Temperatura da superfície do objeto
T_{amb}	Temperatura ambiente
\dot{q}_{rad}	Taxa de transferência de calor por radiação
ε	Emissividade de corpo cinza do material
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
R_{cond}	Resistência térmica a condução

R_{conv}	Resistência térmica a convecção
R_{rad}	Resistência térmica a radiação
C_{term}	Capacitância térmica
$h_{eq,rad}$	Coefficiente convectivo equivalente para a radiação
c	Calor específico
F_y	Forças na direção y
W_{carro}	Peso total do veículo
$N_{e,d}$	Força normal em situação estática sobre o eixo dianteiro
$N_{e,t}$	Força normal em situação estática sobre o eixo traseiro
M_{CG}	Momentos aplicados em relação ao CG do veículo
l_{CG}	Distância na direção x entre o CG e o eixo dianteiro
l_{carro}	Distância entre eixos do veículo
F_x	Forças na direção x
m_{carro}	Massa do veículo
a_y	Aceleração na direção y
$F_{at,d}$	Força de atrito entre o pneu e o solo no eixo dianteiro
$F_{at,t}$	Força de atrito entre o pneu e o solo no eixo traseiro
$N_{f,d}$	Força normal em situação dinâmica de frenagem sobre o eixo dianteiro
$N_{f,t}$	Força normal em situação dinâmica de frenagem sobre o eixo traseiro
h_{CG}	Altura do CG na direção y
$F_{frenagem}$	Força total de frenagem
N_{carro}	Força normal total no carro durante a frenagem
μ_{ps}	Coefficiente de atrito estático entre o pneu e o solo
$a_{y,G}$	Aceleração do carro durante a frenagem, parametrizada pela aceleração da gravidade
TC	Transferência de carga de Frenagem
M_{roda}	Momentos aplicados em relação ao centro da roda
I_{roda}	Momento de inércia de massa do conjunto de roda
α_{roda}	Aceleração angular do conjunto de roda
$\tau_{frenagem}$	Torque de frenagem aplicado pelo sistema de freios (disco e pinça)
$F_{at,pneu}$	Força de atrito entre o pneu e o solo
r_{pneu}	Raio efetivo do pneu

τ_d	Torque de frenagem exercido no eixo dianteiro
τ_t	Torque de frenagem exercido no eixo traseiro
$P_{past,d}$	Pressão aplicada sobre as pastilhas dianteiras pelo cilindro da pinça
$P_{past,t}$	Pressão aplicada sobre as pastilhas traseiras pelo cilindro da pinça
$A_{past,d}$	Área de contato das pastilhas dianteiras
$A_{past,t}$	Área de contato das pastilhas traseiras
μ_{dp}	Coefficiente de atrito dinâmico entre disco e pastilha
$r_{disco,d}$	Raio médio do disco de freio dianteiro
$r_{disco,t}$	Raio médio do disco de freio traseiro
γ_{torque}	Razão de frenagem entre eixos dianteiro e traseiro
Bi	Número de Biot
L_c	Comprimento característico da geometria do objeto
V	Volume do objeto
\dot{q}_{in}	Taxa de transferência de calor absorvida pela capacitância térmica
\dot{q}_{out}	Taxa de transferência de calor dissipada pela capacitância térmica
C_t	Capacitância térmica
T_{Ct}	Temperatura da capacitância térmica
\dot{q}_{fren}	Taxa de transferência de calor gerado pelo atrito absorvida pelo disco
\dot{q}_{resf}	Taxa de transferência de calor dissipada pelo disco por meio de convecção
C_{disco}	Capacitância térmica do disco
T_{disco}	Temperatura do disco
\dot{q}	Taxa de transferência de calor
ΔT	Diferencial de temperaturas
$R_{t,conv}$	Resistência térmica à convecção
$R_{t,resf}$	Resistência térmica do resfriamento do disco
$A_{sup,disco}$	Área superficial do disco de freio
$G(s)$	Função de Transferência da temperatura do disco em razão da taxa de transferência de calor gerada pelo atrito
E_{fren}	Energia total convertida em calor durante a frenagem
I_{rot}	Momento de inércia de massa dos conjuntos de roda do veículo
v_1	Velocidade do veículo no início da frenagem

v_2	Velocidade do veículo no final da frenagem
ω_1	Velocidade angular das rodas no início da frenagem
ω_2	Velocidade angular das rodas no final da frenagem
k_{rot}	Fator de equivalência de massas rotativas
Pot_{fren}	Potência de frenagem
t_{fren}	Tempo de duração da frenagem
s_{slip}	Fator de deslizamento dos pneus
q''_{fren}	Fluxo de calor através de uma das faces do disco
$\gamma_{disco-past}$	Razão de fluxo de calor entre disco e pastilha
c_{disco}	Calor específico do material do disco
ρ_{disco}	Densidade do material do disco
k_{disco}	Condutividade térmica do material do disco
c_{past}	Calor específico do material da pastilha
ρ_{past}	Densidade do material da pastilha
k_{past}	Condutividade térmica do material da pastilha

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
2	OBJETIVOS	24
2.1	OBJETIVO GERAL	24
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
3.1	FÓRMULA SAE	25
3.1.1	A Categoria Fórmula SAE	25
3.1.2	O Fórmula SAE	27
3.1.3	Histórico	28
3.1.4	Fórmula Route UFSCar	29
3.2	FRENAGEM	30
3.2.1	Definição	31
3.2.2	Transformação de Energia	32
3.2.2.1	Energia Cinética	34
3.2.2.2	Energia Potencial	35
3.2.2.3	Energia Térmica	35
3.2.3	Atrito	38
3.2.4	Transferência de Calor	41
3.2.2.1	Condução	41
3.2.2.2	Convecção	43
3.2.2.3	Radiação	45
3.2.2.4	Resistência Térmica	46
3.3	FREIOS	49
3.3.1	Tipos de Sistemas de Freio	49
3.3.1.1	Sistemas de Acionamento de Freio	49
3.3.1.1.1	<i>Freios de Acionamento Mecânico</i>	50
3.3.1.1.1	<i>Freios de Acionamento Pneumático</i>	50
3.3.1.1.1	<i>Freios de Acionamento Hidráulico</i>	51
3.3.1.2	Tipos de Par de Atrito de Freios Automotivos	53
3.3.1.2.1	<i>Freios a Tambor</i>	53
3.3.1.2.2	<i>Freios a Disco</i>	55

3.3.2	Materiais de Atrito para Freios	57
3.3.2.1	Pastilhas Orgânicas	58
3.3.2.2	Pastilhas Metálicas	58
3.3.2.3	Pastilhas Semimetálicas	59
3.3.2.4	Pastilhas de Alta Performance	60
4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	62
5	METODOLOGIA	67
5.1	MODELAGEM MATEMÁTICA	67
5.1.1	Equilíbrio Estático e Dinâmica de Frenagem	67
5.1.2	Equacionamento Térmico Dinâmico de Frenagem	75
5.1.2.1	Método da Capacitância Global	75
5.1.2.2	Modelagem Térmica por Energia	81
5.2	SOFTWARES DE SIMULAÇÃO	83
5.2.1	<i>OptimumLap</i>	84
5.2.2	<i>MATLAB</i>	89
5.2.3	<i>NX-Nastran</i>	91
5.3	FLUXOGRAMA E PARÂMETROS DE PROJETO	96
6	RESULTADOS	96
6.1	RESULTADOS DO OPTIMUMLAP	100
6.2	RESULTADOS DA ANÁLISE VIA MODELAGEM POR CAPACITÂNCIA GLOBAL	101
6.3	RESULTADOS DA ANÁLISE VIA MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS	104
6.4	ANÁLISE DO COEFICIENTE CONVECTIVO	110
7	CONCLUSÃO	112
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	112
	REFERÊNCIAS	113
	APÊNDICE A – Desenhos Técnicos dos Discos de Freio do FR18T	119
	APÊNDICE B – Rotinas MATLAB	121

1 INTRODUÇÃO

A Fórmula SAE é uma categoria de competição de engenharia na qual equipes de estudantes de graduação e pós-graduação do mundo todo são desafiadas a projetar, fabricar e validar um protótipo de carro de corrida do tipo Fórmula, seguindo as regulamentações definidas pela Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (SAE). Assim, são proporcionadas experiências de atuação como projetista, fabricante, gestor e até mesmo piloto automobilístico para os engenheiros em formação nas Universidades (SAE BRASIL, 2020).

Para obter sucesso no desenvolvimento do protótipo, é exigido dos participantes o estudo de diferentes áreas da engenharia e de conhecimentos automobilísticos extracurriculares, os quais deverão ser aplicados de forma integrativa entre os membros da equipe para elaboração e execução de um projeto complexo e de alto custo, cujo resultado culmina na construção de um veículo Fórmula, conforme apresentado na Figura 1.

Figura 1 - Protótipo de Veículo Fórmula SAE



Fonte: elaborada pelo autor.

Dentre as divisões de subsistemas do veículo, é destacado no presente trabalho o setor dos freios, responsável por realizar uma frenagem segura, estável e eficiente do veículo.

Como explica Puhn (1985), é comum notar-se a importância dos sistemas de propulsão (usualmente motores de combustão interna) que mantém os meios de transporte em movimento, realizando o trabalho de locomoção de pessoas e cargas de um local para outro. Entretanto, tão importante quanto a locomoção de um veículo, é a sua habilidade de frear.

Conforme cita Limpert (2011), o sistema de freios de um veículo possui três principais atuações: desacelerar - ou até mesmo parar - o veículo; manter a velocidade do veículo constante em uma descida; manter o veículo parado quando este se encontra estacionado.

Dentre essas funções do sistema de freio, a realização da frenagem por meio da desaceleração do veículo se dá com a aplicação de uma força que atua na mesma direção, porém em sentido contrário ao movimento do veículo. Para realização dessa força de sentido contrário, desenvolveram-se ao longo dos anos diferentes mecanismos de frenagem, como pares de atrito, freios magnéticos ou até mesmo propulsores com direção inversa à direção de locomoção. Baseando-se nas aplicações de Fórmula SAE, os dispositivos de frenagem por atrito formam o foco de estudo, em especial os chamados freios a disco.

Freios baseados em pares de atrito, de acordo com Puhn (1985), realizam a frenagem transformando a energia cinética do veículo em energia térmica (calor). Essa transformação energética ocorre majoritariamente a partir da fricção de um rotor (discos de freio) acoplado às rodas do veículo, com um material sólido de alto coeficiente de atrito (pastilhas), acoplado à suspensão por meio das pinças. Por sua vez, a suspensão está acoplada à estrutura do carro, o que permite a transferência de cargas entre o freio e o chassi do veículo. Aplicando-se uma força normal perpendicular à superfície tribológica do par de atrito (área de contato entre a pastilha e o disco), gera-se um torque de frenagem sobre o rotor, cujo trabalho culmina na transformação da energia cinética do carro e de suas partes móveis em calor.

Desta maneira, percebe-se que o projeto de um conjunto de freios envolve diferentes sistemas do carro e faz uso de diversos mecanismos de ação para executar sua função. Assim, durante a elaboração do conjunto de freios, o projetista deve atentar-se para três diferentes facetas que garantirão o bom funcionamento do sistema: a dinâmica veicular de frenagem, o projeto mecânico estrutural dos componentes e a análise térmica do freio.

Conforme descrito e modelado por Limpert (2011) e outros autores como Gillespie (1992), Milliken e Milliken (1995) e Pacejka e Besselink (2012), a dinâmica veicular da frenagem envolve o estudo do movimento geral do carro em uma frenagem, prevendo as rotações da estrutura do carro a partir da posição do centro de gravidade (CG) do veículo e de sua geometria de suspensão. Além disso, é possível obter a razão de transferência de carga durante a frenagem a partir das

dimensões do entre eixos e posição do CG do carro, o que ajuda a determinar a diferença da frenagem entre os pares dianteiro e traseiro das rodas.

O projeto mecânico-estrutural dos componentes do freio envolve o estudo do torque de frenagem do sistema e, a partir deste, o projeto da geometria e a escolha dos materiais dos componentes do freio. Modelos e metodologias para realização dessa etapa de projeto foram amplamente desenvolvidas, podendo ser encontrados em literaturas clássicas de engenharia, como por exemplo nas obras de Norton (2006) e Budynas e Nisbett (2015), as quais tratam sobre projetos de elementos de máquinas no geral.

Contudo, a faceta térmica do projeto de freios se apresenta em relação às demais como a de maior complexidade para execução de cálculos analíticos e validação do projeto. Especialmente se tratando dos projetos de freios de protótipos de Fórmula SAE, essa etapa se torna ainda mais complexa de ser executada, pois usualmente as disciplinas de estudo dos fenômenos de transferência de calor se encontram nas etapas finais dos cursos de graduação, quando muitos dos estudantes projetistas das equipes de Fórmula SAE necessitam deixar suas equipes para entrar no mercado de trabalho, e por se aproximarem da conclusão do curso. Assim, o conhecimento sobre a parte térmica da frenagem é abordado de maneira superficial, e o conhecimento sobre o assunto geralmente não é consolidado nos grupos.

Ademais, as ferramentas computacionais de auxílio em análises térmicas, como simulações em Elementos Finitos (EF), são abordadas em cursos mais complexos, ou até mesmo não são apresentadas para estudantes de graduação, o que reforça a não realização de qualquer tipo de análise térmica mais aprofundada dos freios do carro projetado na universidade.

Tal fato acarreta diferentes consequências no protótipo final, tanto por freios com capacidade térmica aquém do necessário, que sofrem com superaquecimento e perda fatal de eficiência (*fade*), quanto por sistemas de freios superdimensionados, com discos de freio de massa e geometria – e conseqüentemente momento de inércia – muito acima do ideal, acarretando no aumento da massa não-suspensa do veículo (um dos parâmetros mais importantes na performance de um carro de corrida), e também em dificuldades na montagem e enquadramento do subsistema no espaço interno da roda.

Adicionalmente, as competições de Fórmula SAE, apesar de apresentarem provas dinâmicas, com pilotos e carros disputando voltas em um autódromo, têm a

maior parte da sua pontuação baseada em avaliações criteriosas dos projetos de engenharia dos carros. Portanto, sistemas superdimensionados, que impactam negativamente na performance do carro, e análises de engenharia não realizadas durante a fase de projeto, resultam em decréscimo de nota e má avaliação dos juízes da competição.

Portanto, realizar uma análise térmica completa, que não só valide o projeto do sistema de freios, mas que permita preencher lacunas e promover melhorias do sistema, é de fundamental importância para as equipes de engenharia envolvidas com projetos de protótipos nas universidades. Além de resultar em melhores projetos, esse estudo e análise ampliam a visão crítica dos participantes e fomentam a criatividade na hora de se planejar novos protótipos e sistemas, possibilitando utilizar a teoria e os aspectos térmicos dos freios de veículos de competição como munição para tomadas de decisão importantes do projeto.

Inspirado no contexto apresentado, este Trabalho de Conclusão de Curso buscou esclarecer aspectos e elaborar uma metodologia de análise do comportamento térmico do sistema de freios de um Fórmula SAE. Para tanto, foi realizada uma revisão bibliográfica do tema com o intuito de compreender os diferentes tipos de freio de atrito, seus mecanismos de funcionamento, bem como as funções e características de cada peça presente no sistema de freio de um Fórmula SAE. Após, foi feita uma breve revisão sobre os aspectos mais importantes da metodologia de projeto de sistemas de freio a disco utilizados em Fórmulas SAE, como a análise de transferência longitudinal de carga e a obtenção do torque de atrito, utilizando-se os Diagramas de Corpo Livre (DCL) do sistema. Em seguida, foi analisada a transformação energética que ocorre durante a frenagem, bem como os processos de transferência de calor envolvidos, enquanto foram elencadas as propriedades dos materiais usualmente empregados nas peças que formam o par de atrito do sistema. Foi apresentada a utilização do software *OptimumLap* para obtenção de dados de entrada para o projeto de um freio, baseando-se na análise das transformações energéticas do processo de frenagem, procurando-se na literatura métodos e modelos de cálculos analíticos para realização do dimensionamento térmico do sistema. O modelo encontrado foi implementado em uma simulação numérica por meio do software de programação *MATLAB*, e em seguida foi feita a comparação desta modelagem com uma modelagem em EF, realizada no software *NX-Nastran*. Por fim, foi discutida a escolha dos parâmetros de

falha e de sucesso de um projeto térmico de freios, bem como a importância dos aspectos de resfriamento por convecção.

Espera-se assim fornecer com o presente trabalho uma ferramenta valiosa para projeto de freios de protótipos do tipo Fórmula, que ajude a aplicar uma metodologia de análise térmica de freios automotivos com escopo voltado para carros de competição.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral do presente trabalho foi desenvolver uma metodologia de análise térmica do sistema de freios de um veículo Fórmula SAE a partir de uma revisão sobre os principais aspectos do projeto de um freio automotivo de competição e do estudo das transformações energéticas que ocorrem na frenagem.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos deste trabalho foram:

- elaborar uma revisão teórica dos sistemas de freio automotivos, bem como das transformações energéticas e dos fenômenos de transferência de calor envolvidos na frenagem;
- realizar a revisão do estado da arte das principais metodologias atuais de projeto térmico de freios automotivos;
- utilizar o software de simulação de volta *OptimumLap* para obter os dados de entrada da análise térmica a partir de parâmetros básicos do veículo;
- utilizar os softwares *MATLAB* e *NX-Nastran* como ferramentas de modelagem e simulação transiente dos fluxos de calor e temperatura dos freios;
- comparar os dados de saída dos softwares *MATLAB* e *NX-Nastran*, de modo a perceber as diferenças entre as modelagens dos dois softwares;
- definir parâmetros de projeto que indiquem critérios de sucesso e de falha dos resultados encontrados na análise térmica.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção serão apresentados de forma concisa os conhecimentos teóricos utilizados para a realização do trabalho. Entende-se que estes formam a base para a compreensão do assunto, sendo os principais fundamentos no estudo de freios automotivos.

3.1 FÓRMULA SAE

O estudo dos automóveis, mais especificamente de carros, corresponde a uma categoria muito ampla e heterogênea de máquinas, que cumprem diferentes objetivos. É claro que, apesar de utilizar mecanismos fundamentalmente semelhantes, o projeto de uma minivan será pautado em escolhas completamente diferentes do projeto de um Stock Car. Assim, buscando reduzir o foco do estudo e justificar escolhas de projeto, será apresentada a categoria de competição de carros de corrida Fórmula SAE e as particularidades de seus bólidos.

3.1.1 A Categoria Fórmula SAE

A Fórmula SAE é uma categoria de competição de engenharia, na qual equipes de estudantes, como observa-se na Figura 2, representando as suas respectivas universidades, têm como desafio projetar um protótipo de um carro de corrida do tipo Fórmula, passando por todas as etapas do ciclo de vida de um projeto, desde suas concepções iniciais e prospecção de recursos, até a construção e pilotagem do veículo em uma competição (FÓRMULA STUDENT GERMANY, s.d.).

O projeto do protótipo proporciona aos participantes a oportunidade de aplicar os conteúdos de engenharia aprendidos de maneira teórica nas disciplinas em conjunto com os conhecimentos automobilísticos e de gerenciamento de projeto estudados de maneira extracurricular, apresentando-se assim como uma maneira prática e realista de aprender a trabalhar e se portar como um engenheiro no mercado de trabalho e em um meio extremamente dinâmico e competitivo (FORMULA STUDENT, s.d.).

Figura 2 - Competição de Fórmula SAE Europeia



Fonte: Road Arrow Belgrade, 2022. Disponível em: <https://fsra.stt.org.rs/en/formula-student-2/>

Os participantes devem elaborar um conceito de carro alvo, e, a partir deste conceito inicial, modelar, projetar, desenhar, simular, construir, testar, validar e comparar os resultados obtidos com critérios e parâmetros de projeto, de modo a concretizar de forma segura e consciente o conceito inicial de automóvel proposto. Essas tarefas devem ser realizadas segundo o manual de regras divulgado pelo órgão realizador, a SAE, o que garante, ao mesmo tempo, um nível de padronização dos modelos da competição, bem como impõe normas e critérios de segurança a serem obedecidos. Esse conjunto de regras estabelece um desafio de alto nível às equipes, que devem buscar desenvolver e aprimorar seus projetos sem cometer faltas ou discordâncias ao regulamento da competição (SAE BRASIL, 2020).

Atualmente, a competição de Fórmula SAE ocorre em mais de vinte países no mundo, com competições nacionais e internacionais distribuídas durante um calendário anual. A Universidade Federal de São Carlos (UFSCar) possui duas equipes de Fórmula SAE, uma da categoria de veículos com motores à combustão, e outra da categoria de veículos elétricos, sendo ambas participantes da competição brasileira anual, a Fórmula SAE Brasil.

3.1.2 O Fórmula SAE

Um protótipo de Fórmula SAE, como definido pelas regras oficiais da competição, é um veículo monoposto de cockpit aberto, com quatro rodas descobertas e não dispostas em uma mesma linha.

A partir dessa definição geral, as regras da competição passam a restringir as dimensões, peças e montagens que podem ser aplicadas na construção do veículo.

Quanto às definições relativas ao sistema de frenagem do carro, essas obtiveram muitas poucas mudanças ao longo dos anos, e são constituídas pelos seguintes itens:

- o sistema deve atuar sobre todas as quatro rodas;
- o sistema deve ser capaz de travar as quatro rodas simultaneamente;
- o sistema deve ser constituído de dois subsistemas hidráulicos independentes, de modo que caso um deles falhe, o outro ainda seja capaz de frear o carro com atuação apenas sobre duas das rodas;
- o sistema todo deve ser operado a partir de um único dispositivo de controle.

Ademais, restrições de materiais, dimensões e posicionamento dos componentes podem ser encontradas no livro de regras (FORMULA SAE, s.d.).

Nota-se assim que, acerca do sistema de freios, é dada grande liberdade de projeto para uso de soluções inovadoras. No entanto, os freios constituem um sistema focado principalmente na segurança do piloto e dos competidores, e, portanto, o principal fator de projeto do sistema de freios é a confiabilidade.

Com isso, para garantir essa confiabilidade almejada no projeto, é conveniente utilizar soluções ostensivamente validadas e de eficiência comprovada, que são tratadas como as mais funcionais, e que se mostraram escolhas dominantes nas competições automotivas e de Fórmula SAE ao longo do tempo. Exemplos dessas escolhas que serão assumidos neste trabalho são:

- utilização de freios a disco nas quatro rodas do veículo;
- utilização de um pedal de freio para acionamento e controle do sistema;
- realização da transmissão de forças no sistema por meio de um conjunto hidráulico.

Conforme mencionado, o histórico dessas escolhas é baseado em competições anteriores, e, portanto, uma breve revisão do histórico das competições

de Fórmula SAE pode ajudar a elucidar os objetivos da categoria, bem como o porquê do estabelecimento de algumas regras e padrões de projeto.

3.1.3 Histórico

A categoria Fórmula SAE foi criada em 1981, nos Estados Unidos, e surgiu a partir de uma ideia de quatro professores para substituir a extinta *SAE Mini-Indy*. A ideia era a de uma competição de estudantes de engenharia, com corridas no asfalto, que desse maior liberdade para os competidores trabalharem em projetos de motores maiores e mais potentes, diferente da *SAE Mini-Indy*, que definia o mesmo motor de 5 hp para todas as equipes (FSAE HISTORY, 2010).

A necessidade da existência de uma categoria estudantil era pungente nos países com fabricantes de veículos de alta performance, pois havia constantes reclamações das montadoras de que os engenheiros formados nas universidades saíam com uma visão pouco prática e sem experiência de projeto em veículos de competição. Isso tornava difícil a alimentação do setor de carros esportivos e automobilismo, indústrias vitais para a economia norte americana e europeia, com os recém-formados engenheiros.

A competição de 1981 contou com a participação de apenas quatro Universidades. Nos anos seguintes a quantidade de participantes cresceu, alcançando mais de trinta equipes participantes em menos de dez anos de evento. Este crescimento não parou nos anos seguintes, e a competição foi alavancada não só pelo maior número de universidades que se juntavam ano após ano, mas também pelos grandes patrocínios que começaram a surgir, vindos das montadoras e empresas do setor, como *General Motors*, *Ford* e *Chrysler*.

A competição se espalhou pelo globo, e edições começaram a acontecer em países da Europa como Inglaterra e Alemanha, na Oceania, no Japão, entre outros. No Brasil, a Fórmula SAE teve sua estreia no ano de 2004, com a primeira competição Nacional de Fórmula SAE, aprovada oficialmente pela *SAE International*, e desde então ocorre anualmente na cidade de Piracicaba - SP. As duas equipes que obtiverem melhor colocação em cada categoria (Combustão Interna e Elétrico) ganham vaga para a competição internacional, que ocorre nos Estados Unidos meses depois.

3.1.4 Fórmula Route UFSCar

Idealizada em meados de 2011, e fundada em 2012 por alunos da Engenharia Física e Engenharia Mecânica, a equipe Fórmula Route UFSCar completou, em 2022, dez anos de existência na UFSCar, sendo a atual representante da universidade na categoria Combustão da competição Fórmula SAE Brasil.

Contendo alunos dos diversos departamentos de engenharia da UFSCar, a equipe participa anualmente das competições desde 2012. Em seu histórico recente, a equipe conseguiu sua melhor pontuação em 2018, quando ficou em 23ª colocada na competição, que naquele ano chegou à marca de cinquenta e sete equipes inscritas.

Figura 3 - Equipe Fórmula Route UFSCar no Evento de Lançamento do Protótipo FR18T



Fonte: elaborada pelo autor.

Ao longo de sua existência, a equipe havia projetado carros que seguiam a mesma linha de conceito, utilizando motor de 600 cilindradas da motocicleta *Yamaha XJ6*, aspirado, transmissão por correia, com suspensão duplo A, freios *Willwood* com pinças fixas, discos flutuantes e rodas aro 13. No entanto, no ano de 2018, a equipe optou por um conceito mais ousado de projeto, partindo para a utilização de sobrealimentação com um turbocompressor no sistema de *Powertrain*, a utilização de corrente na transmissão, novo diferencial de deslizamento limitado, e introduzindo kit aerodinâmico com asas dianteiras e aerofólio. Esse novo projeto de carro, no qual

baseou-se este trabalho, foi nomeado como Protótipo FR18T e pode ser notado na Figura 3.

Todos os itens de projeto, que buscavam trazer um carro mais potente e competitivo, tiveram impacto na escolha dos freios do carro, os quais precisaram de uma substituição das pinças dianteiras e de um projeto dos discos mais refinado.

Em vista desses desafios, surgiu a necessidade de realizar a análise térmica dos freios do carro, para garantir o funcionamento sem falhas durante a competição. No entanto, durante o desenvolvimento do projeto, a equipe obteve dificuldades em realização de tal análise. Em primeira instância, por não possuir experiência na realização do dimensionamento térmico dos freios a partir de projetos anteriores; e em segunda instância, pela complexidade encontrada pelos membros da pasta, que ainda não haviam tido contato com a área de Transferência de Calor em seus cursos de graduação.

Os estudos para sanar tais dificuldades deveriam passar por uma revisão completa dos sistemas de freios, pelos conceitos de conservação de energia, e em seguida pelos mecanismos de transferência de calor. Esta foi a ordem definida para organização da fundamentação teórica do problema.

3.2 FRENAGEM

Conforme explica Puhn (1985), tão importante quanto a habilidade de se acelerar e mover um carro, é a habilidade de freá-lo, fazendo-se isso com estabilidade, confiabilidade, repetidas vezes, e mais importante ainda no caso de carros de corrida, no menor espaço e tempo possíveis.

Grandes carros de corrida foram marcados não apenas por seus incríveis motores, altíssimas quantidades de potência e linhas agressivas e rápidas de design, mas também pelo sistema de freios de altíssima confiabilidade, que traziam segurança ao piloto para dirigir o carro nos limites de aceleração longitudinal nas retas, aceleração lateral nas curvas, e desaceleração nas frenagens no traçado da pista, fazendo isto consistentemente durante toda a corrida.

Tratando-se este trabalho de um estudo de caso de protótipos de Fórmula SAE, os quais se caracterizam por serem veículos extremamente leves, pilotados pelos próprios estudantes que projetaram o veículo (os quais na maioria dos casos não possuem a experiência e habilidades de pilotagem profissional), e somando-se o

fato de que tais protótipos são projetados para participarem de corridas curtas, com aproximadamente 22 km de distância total, o projeto dos freios de um Fórmula SAE deve observar ao longo de seu projeto algumas particularidades, respeitando o escopo das regras e tendo-se em mente que o protótipo participa de uma competição de engenharia, não apenas de uma corrida. Para compreender melhor todas essas variáveis e condições, é necessário seccionar e analisar individualmente cada aspecto que interfere no processo de frenagem.

3.2.1 Definição

A frenagem é um processo no qual se deseja reduzir ou nulificar um movimento, mais especificamente no caso deste trabalho, o movimento de um carro em uma via (PUHN, 1985).

Conforme os projetos de meios de transporte foram se aprimorando ao longo da história, seja obtendo cada vez mais capacidade de carga ou alcançando maiores velocidades, a capacidade de desacelerar e parar esses veículos no local desejado foi se tornando uma demanda de projeto com mais importância. As razões para isso são várias, como para evitar acidentes, preservar o bom funcionamento do meio de locomoção, realizar manobras e curvas, e inclusive permanecer no ponto de destino a ser alcançado (LIMPERT, 2011).

Com isso, considerando-se que o ato de frenagem pode ser realizado de formas diferentes, com objetivos diferentes, e sob circunstâncias e condições diferentes, a quantidade e a complexidade de fatores que influenciam no processo de frenagem tornou-se cada vez maior.

Essencialmente, uma frenagem consiste em aplicar uma desaceleração no objeto (ou seja, uma aceleração contrária ao movimento), podendo sê-lo de diferentes maneiras. Puhn (1985) cita algumas delas, como por exemplo, pelo atrito entre partes móveis e imóveis, pela imposição de barreiras físicas no traçado do movimento das partes móveis, por meio da aplicação de forças de campos eletromagnéticos que atuem no sentido contrário do movimento, entre outras. Todas essas formas envolvem uma análise das forças atuantes no corpo, de modo que surja uma força ou momento resultante contrários ao movimento. Ademais, analisando o processo com uma ótica energética, uma frenagem pode ser simplesmente definida como um processo de transformação da energia cinética do objeto em outra forma de energia

que diminua a sua velocidade. Portanto, o processo de frenagem pode ser analisado a partir de duas principais frentes: a análise de movimentos e forças com o auxílio do DCL, e a análise energética do sistema.

3.2.2 Transformação de Energia

O conceito básico de energia é difícil de ser definido de maneira simples e direta pelos físicos. Haliday (2014) o descreve como uma grandeza física escalar associada ao estado de um ou mais objetos, e cita a sua importância para o funcionamento de toda a civilização, que investe uma enorme quantidade de recursos para obtenção e utilização das mais variadas formas de energia. Também Halliday (2014) define a energia como a capacidade de um corpo de gerar trabalho, sendo este, por sua vez, descrito como a transferência de energia para um corpo ou sistema a partir de uma força ou momento.

No entanto, mais do que buscar definições abstratas para energia e para trabalho, é de grande interesse para os cientistas e engenheiros o estudo e a compreensão das transformações energéticas, que ocorrem tanto de formas naturais quanto de formas projetadas e realizadas a partir da interferência humana, para facilitar e melhorar a realização de tarefas e atividades da sociedade.

Para iniciar o estudo das transformações energéticas, é importante inicialmente entender as classificações assumidas pela energia. De acordo com Çengel e Boles (2015), a energia existe em seis formas: mecânica, elétrica, magnética, térmica, química e nuclear. Outras denominações de energia costumam ser subdivisões desses principais grupo. Por exemplo a energia luminosa é, na verdade, uma constante transformação de energia elétrica em magnética, se referindo especificamente às ondas eletromagnéticas da luz; ou a energia eólica, que nada mais é que a energia mecânica do movimento do ar na forma de vento.

A soma de todas as formas de energia de um sistema constitui a chamada energia total do sistema. Esse valor de energia do sistema corresponde a soma de todas as suas formas de energia é geralmente assumido a partir de um referencial. Apesar disso, valores de variação da energia não dependem de referencial. Çengel e Boles (2015) citam o exemplo de um corpo que está parado a uma certa altitude, podendo-se assumir que, naquela altura, sua energia total formada pela energia potencial gravitacional é nula. No entanto, independente da altura que o corpo esteja,

se ele cai de altitude, ele tem uma redução da sua energia potencial durante a queda, e logo uma variação da sua energia total que independe do referencial.

A partir dos estudos sobre energia e a sua variação, diferentes cientistas ao longo dos anos chegaram a conclusões semelhantes em seus estudos sobre conversão de energia. Mesmo analisando diferentes experimentos e objetos de estudo, cientistas históricos como Mayer, Joule, Carnot, Holtzman, Mohr, Faraday, entre outros, formularam teses sobre o que hoje conhece-se como o Princípio de Conservação da Energia, ou ainda, 1ª Lei da Termodinâmica.

De maneira resumida, o Princípio de Conservação da Energia enuncia que a energia não pode ser criada nem destruída em um processo, ela apenas muda de forma.

Sabe-se que na prática, realizar experimentos e processos perfeitamente adiabáticos e isolados não é possível. Conseqüente, quando se aplica um processo em um sistema real e mede-se as suas propriedades nos estados inicial e final, sabendo o trabalho realizado, nota-se que a energia total final não corresponde a energia total inicial acrescida do trabalho, pois há perdas durante o processo. No entanto, como forma geral de se fazer estudos teóricos para projetar máquinas, equipamentos e sistemas, assumir a hipótese da ocorrência do processo isolado, e logo, que o balanço de energia do sistema pode se sustentar na 1ª Lei da Termodinâmica, é uma aproximação muito próxima, prática e útil da realidade.

Portanto, o Princípio de Conservação da Energia é assumido em metodologias de projeto que envolvem transformação de energia. No caso do presente estudo, as formas de energia elétrica, magnética, química e nuclear não serão consideradas no sistema, pois não são significativas para o problema. Assim, utiliza-se a Equação 1 para cálculo da energia total do sistema, dada por:

$$E_{total} = U + E_{cin} + E_{pot} \quad (1)$$

em que:

E_{total} é a energia total do sistema;

U é a energia térmica (calor) do sistema;

E_{cin} é a energia cinética do sistema;

E_{pot} é a energia potencial do sistema.

Para entender o processo de frenagem de um veículo do tipo Fórmula SAE, tem-se maior interesse nas três formas de energia incluídas na Equação 1, as quais serão descritas detalhadamente a seguir.

3.2.2.1 Energia Cinética

A energia cinética é um tipo de energia mecânica presente em corpos com movimento, seja este de translação e/ou de rotação. Sendo uma grandeza escalar, a energia cinética é proporcional à massa (ou momento de inércia de massa do corpo) e ao quadrado da velocidade. Para obter a energia cinética de um corpo, são usadas as Equações 2 e 3, dadas por:

$$\text{Translação:} \quad E_{cin} = \frac{mv^2}{2} \quad (2)$$

$$\text{Rotação:} \quad E_{cin} = \frac{I\dot{\theta}^2}{2} \quad (3)$$

em que:

E_{cin} é a energia cinética;

m é a massa do corpo;

I é o momento de inércia de massa;

v é a velocidade linear escalar;

$\dot{\theta}$ é a velocidade angular.

Um veículo, quando em movimento, possui energia cinética de diversas formas. Primeiramente, considera-se a energia cinética geral de toda a massa do veículo em translação pela via. Em segundo lugar, suas partes móveis e rotativas, como eixo virabrequim, eixos e engrenagens do câmbio, diferencial, semi-eixos, cubos de roda, rotores do freio, rodas e pneus, possuem energia cinética devido a rotação ou outros movimentos que realizam.

Assim, a energia cinética total de um veículo é dada pela energia cinética do movimento geral acrescida da energia cinética do movimento individual de cada peça.

3.2.2.2 Energia Potencial

Com base na existência de um campo gravitacional ao qual estão submetidos todos os corpos no planeta Terra, a distância entre a massa do corpo e a massa do planeta faz com que haja uma força atrativa entre ambos, resultante da ação de tal campo gravitacional.

Assim, considerando que a energia é a capacidade de alteração de estado de um corpo, corpos em alturas diferentes no campo gravitacional, por estarem sob forças de diferentes intensidades desse campo, possuem quantidades de energia diferentes. Essa energia referente ao campo gravitacional da Terra é a chamada Energia Potencial Gravitacional.

Toda energia resultante da ação de forças devido a uma diferença de potencial é chamada de energia potencial.

A energia de uma mola comprimida ou relaxada, a energia de um corpo com uma altura em um referencial no campo gravitacional, e até mesmo a energia de um fluido escoando entre pontos com diferentes pressões em um duto pressurizado, todas são formas de energia potencial, ou a energia da ação de forças e campos armazenada no corpo.

Com atenção particular, no estudo da frenagem veicular, faz-se o uso da seguinte formulação da energia potencial gravitacional:

$$E_{pot} = mgy \quad (4)$$

em que:

E_{pot} é a energia potencial gravitacional;

m é a massa do corpo;

g é a aceleração da gravidade;

y é a altura vertical da posição do corpo.

3.2.2.3 Energia Térmica

Uma das principais formas de notar e medir a energia de corpos, sistemas e processos é a energia térmica, também chamada de calor.

O calor é um tipo de energia que contempla em sua formação algumas formas de energia interna das moléculas e substâncias. Ao analisar-se um corpo imóvel, apesar do todo não apresentar movimento aparente, a nível microscópico molecular, são detectados alguns tipos de movimentos: a translação e rotação das moléculas, a translação dos elétrons ao redor dos núcleos, a vibração das ligações moleculares, bem como o spin do núcleo e do elétron.

Apesar de se referirem a movimentos, essas energias “cinéticas” recebem uma nomenclatura especial, dado que são energias de movimentos altamente aleatórios e desorganizados. A somatória dessas energias de movimentos moleculares é chamada de energia interna, ou simplesmente de calor. É comum simplificar a definição de calor de modo a dizer que é a energia de agitação das moléculas.

No entanto, deve-se prestar atenção na definição de calor para não confundir com transferência de calor, a qual corresponde ao mecanismo de movimentação da energia através da matéria ao surgir um fluxo de energia térmica entre um ponto de menor temperatura para outro (diferença de potencial térmico).

O calor é uma forma de energia extremamente necessária para a própria existência da vida no planeta. Planetas com temperaturas baixas, que não conseguem armazenar a energia nuclear e eletromagnética proveniente do Sol na forma de calor, acabam gerando ecossistemas inóspitos para a vida, especialmente por não ser possível encontrar água no estado líquido.

Além disso, o calor é utilizado pelo ser humano de diferentes maneiras para geração de processos e ferramentas que auxiliam a manutenção da vida humana.

Cozimento de alimentos, proteção contra predadores, iluminação, manutenção da temperatura corporal, são algumas das principais utilidades do calor. Entre estas utilidades, encontra-se uma das principais características dos processos de geração de calor: a perda da qualidade da energia.

De acordo com Çengel e Boles (2015), as formas de energia possuem diferente graus de organização. A energia elétrica, por exemplo, se consiste no movimento organizado dos elétrons em um material condutor entre uma diferença de potencial elétrico. Da mesma forma ocorre com o movimento geral focado de um corpo entre o ponto A e o ponto B, ou a aplicação de uma pressão que escoo organizadamente um fluido através de uma tubulação.

Por outro lado, a energia térmica, referida pela nomenclatura de calor, é uma forma de energia altamente desorganizada, de movimentos moleculares aleatórios.

Consequentemente, a energia com alto grau de organização pode ser completamente convertida para uma energia com baixo grau de organização. No entanto, durante a conversão de baixo para alto grau de organização, apenas uma fração da energia pode ser transformada. Esse fato resulta da 2ª Lei da Termodinâmica, a partir do conceito de entropia, que é definida por Çengel e Boles (2015) como a medida do grau de desorganização da energia.

Uma frenagem é um processo de transformação de energia. Seja reduzir ou zerar a velocidade, ou manter o carro em velocidade constante durante uma descida, tudo isto é realizado pela conversão das energias cinética e potencial gravitacional do carro em energia térmica (calor), como pode ser ilustrado na Figura 4.

Alguns dispositivos como o *Kinetic Energy Recovery System* – Sistema de Recuperação de Energia Cinética (KERS) instalados em carros elétricos e carro de Fórmula 1 buscam realizar a conversão da energia cinética em energia elétrica, para evitar perdas entrópicas, e consequentemente reutilizar a energia recuperada e armazenada novamente nos sistemas de propulsão.

No entanto, dado o foco do estudo em veículos de competição estudantil do tipo Fórmula SAE, sistemas como o KERS não são permitidos na categoria combustão, e não fazem parte do escopo deste trabalho.

Figura 4 - Transformação Energética Ocorrendo nos Freios de um Fórmula 1



Fonte: Max F1, 2014. Disponível em: <https://maxf1.net/en/braking-system/>

Assim, a frenagem de um Fórmula SAE é um processo total de conversão da energia cinética e potencial em calor. Esse processo é realizado por meio de um par

de atrito, no qual dois materiais com propriedades tribológicas (coeficiente de atrito e desgaste) e térmicas (calor específico, condutividade térmica e densidade) adequadas são atritados um contra o outro. O escorregamento relativo com a aplicação de uma força normal entre as superfícies resulta na geração de um fluxo de calor (o qual é armazenado em grande parte no rotor do par de atrito, e em pouca parte na pastilha ou sapata) e conseqüentemente na redução da velocidade de escorregamento até a parada completa, caso desejado.

Portanto, para compreender melhor a ocorrência dessa conversão de energia cinética em calor, é necessário a compreensão de dois outros temas muito importantes: o atrito e a transferência de calor.

3.2.3 Atrito

O atrito é um fenômeno físico que trata sobre a interação entre a superfície de dois corpos que possuem contato superficial entre si.

Segundo Halliday (2014), essa interação resulta em uma força tangente à superfície de contato, a qual é proporcional a dois principais fatores: a força normal que pressiona um corpo contra o outro, e uma constante que mede a resistência ao movimento entre esses dois corpos, chamada de coeficiente de atrito, o que resulta na Equação 5, dada por:

$$F_{at} = N\mu \quad (5)$$

em que:

F_{at} é a força de atrito;

N é a força normal aplicada sobre a superfície de contato;

μ é o coeficiente de atrito.

Sabe-se que esse coeficiente de atrito possui na verdade dois valores, o coeficiente de atrito estático e o dinâmico. Quando os corpos estão sem movimento relativo entre si e é aplicada uma força tangente para tentar mover um dos corpos sobre o outro, a força de atrito surge no mesmo sentido da força tangente aplicada, mas com direção oposta e mesma intensidade. Conforme aumenta-se a força para mover os corpos, a força de atrito cresce até um valor limite. Nesse valor limite

conseguimos encontrar o valor máximo do coeficiente de atrito estático.

Ao continuar-se a aplicar força tangencial a partir desse limiar, os corpos passarão a se mover um em relação ao outro. Neste momento, nota-se a redução da intensidade da força de atrito, pois ocorre a troca do valor do coeficiente de atrito, que se torna dinâmico no caso. Ou seja, o valor do coeficiente de atrito dinâmico em geral é menor do que o coeficiente de atrito estático.

Têm-se então a Equação 6:

$$F_{at} = \begin{cases} N\mu_e \\ N\mu_d \end{cases} \quad (6)$$

em que:

F_{at} é a força de atrito;

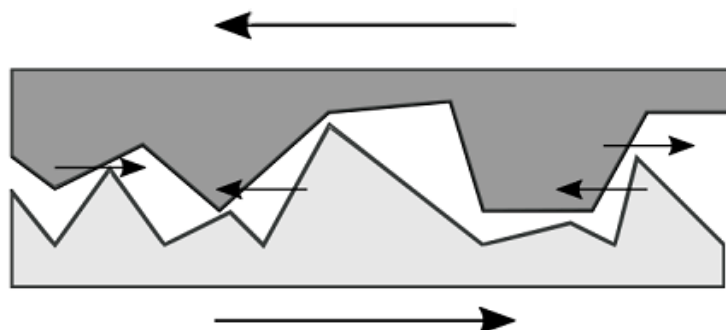
N é a força normal aplicada sobre a superfície de contato;

μ_e é o coeficiente de atrito estático;

μ_d é o coeficiente de atrito dinâmico;

Halliday (2014) acrescenta em sua definição de atrito que a força de atrito é, na realidade, a soma vetorial de muitas forças que agem entre os átomos das superfícies dos corpos, como visto na Figura 5. Se peças com a superfície perfeitamente lisa entrassem em contato no vácuo uma com a outra, a adesão dos átomos entre os corpos seria tão grande que ocorreria um processo de solda a frio que tornaria a tarefa de separação das peças muito difícil.

Figura 5 - Vista Microscópica da Superfície de Atrito



Fonte: elaborada pelo autor.

No entanto, a grande maioria das situações de atrito experimentadas ocorrem em condições diferentes.

As superfícies dos corpos, mesmo passando por refinados processos de acabamento, por mais lisas que pareçam, quando vistas microscopicamente, são formadas por morros e vales de material. Assim, durante a interação entre as superfícies, as forças resultantes da atração dos átomos dos corpos ocorrem apenas nos pontos em que coincidem esses pequenos pontos altos e baixos. Ademais, o ar e outras sujeiras e impurezas acabam se depositando entre a superfície tribológica, o que resulta em diminuição da interação entre os corpos.

Autores como Bhushan (2013) dedicaram seus trabalhos para compreender melhor a interação tribológica entre os materiais. Em seu livro, o autor estuda o impacto dessas incertezas e de outras variáveis no cálculo das forças e coeficientes de atrito. É sabido que, em casos mais extremos, o atrito passa a ser dependente de outras variáveis, como temperatura dos corpos, velocidade de escorregamento, desgaste, entre outras.

Este fato é de extrema importância para o estudo de freios, afinal os fabricantes de pastilhas e materiais de atrito para freio apresentam curvas e dados de seus materiais, onde se mostra a relação do coeficiente de atrito com a temperatura. O coeficiente de atrito, conforme a temperatura da superfície do corpo aumenta, costuma se elevar até um ponto ótimo, e, após esse ponto, apresenta uma queda em seu valor, e passa a sofrer falhas em seu funcionamento.

Autores como Puhn (1985) e Limpert (2011) descrevem esse ponto de falha do par tribológico do freio como ponto de *fade*, e indicam que essa constitui a principal causa de falha de freios dimensionados sem levar em consideração a análise térmica da frenagem.

Para o presente estudo, utilizar-se-á a hipótese de que o coeficiente de atrito entre o material tribológico é constante, pois essa aproximação gera resultados com erros pequenos o suficiente para realizar uma análise térmica de qualidade. No entanto, as curvas de coeficiente de atrito por temperatura das pastilhas de freio do protótipo FR18T serão utilizadas como parâmetro de projeto, para avaliar se as temperaturas de frenagem estão abaixo do ponto de *fade*, e, conseqüentemente, se o freio está apto para utilização no bólido.

3.2.4 Transferência de Calor

Como cita Incropera *et al.* (2008), a transferência de calor é um aspecto importantíssimo em praticamente todos os dispositivos de conservação e produção de energia.

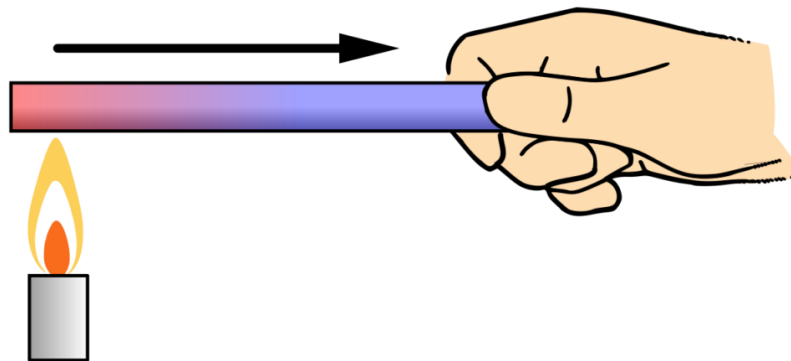
Não obstante, sistemas de freios automotivos são dispositivos de transformação e conservação de energia. Conseqüentemente, é extremamente importante e necessário compreender os aspectos gerais que permeiam os estudos de transferência de calor, em especial tratando-se de mecanismos de transferência de calor.

Incropera *et al.* (2008) e outros autores como Çengel e Ghajar (2011) dedicaram seus estudos para escreverem obras completas sobre o tema. No que se refere a mecanismos de transferência de calor, ambos desenvolvem por completo a modelagem e o equacionamento dos três mecanismos conhecidos, por meio dos quais a energia térmica é transportada: a condução, a convecção e a radiação. Os três mecanismos serão abordados de forma breve a seguir.

3.2.4.1 Condução

A transferência de calor por condução, ilustrada na Figura 6, foi estudada mais profundamente por Jean Baptiste Joseph Fourier após formular séries trigonométricas que auxiliavam os estudos da Lei de Resfriamento de Newton.

Figura 6 - Representação do fenômeno da condução em uma barra aquecida



Fonte: Chemical Engineer World, 2020. Disponível em:
<https://chemicalengineeringworld.com/modes-of-heat-transfer/>

A condução é uma forma de transferência de calor resultante do movimento molecular aleatório, que se propaga através da matéria entre pontos que possuam uma diferença de potencial térmico entre si, ou seja, diferentes temperaturas. Partículas mais energéticas transmitem parte da sua energia para partículas vizinhas menos energéticas por meio da colisão entre estas ao se moverem, e por meio da vibração.

Apesar de ser principalmente estudada para compreender a transferência de calor entre sólidos, a condução acontece em todos os estados da matéria, inclusive líquida e gasosa. No entanto, a condução não ocorre no vácuo.

De maneira simplificada para uma dimensão (no caso a direção x), a equação da Lei de Fourier, ou Lei da Condução de Calor, é dada pela Equação 7:

$$\dot{q}_{cond} = -kA_{cond} \frac{\Delta T_{cond}}{\Delta x} \quad (7)$$

em que:

\dot{q}_{cond} é a taxa de transferência de calor por condução;

k é a condutividade térmica;

A_{cond} é a área da seção transversal do fluxo de calor por condução;

ΔT_{cond} é a diferença de temperatura entre regiões do corpo;

Δx é a espessura de condução.

Pelo sinal negativo da equação, pode-se notar que a direção do fluxo de calor ocorre da região de maior temperatura para a de menor temperatura.

A condutividade térmica é a propriedade do material que indica a sua capacidade de conduzir calor. É desejado que o valor da condutividade térmica do disco seja maior do que o da pastilha, dessa forma o calor gerado durante a frenagem na interface de atrito tende a ser conduzido com mais facilidade em para o disco, o qual é a peça projetada para atuar como reservatório e dissipador de calor do sistema, possibilitando assim a manutenção da temperatura do material tribológico da pastilha em valores abaixo do valor de *fade*.

Em casos mais complexos onde a condução ocorre em mais de uma direção, é necessário calcular a condução a partir de equações diferenciais parciais, descritas ao redor das coordenadas convenientes. No entanto, autores como Limpert (2011)

destacam que, para o projeto de sistemas de freio, a descrição da condução apenas na direção da espessura no caso de discos sólidos caracteriza um modelo suficientemente representativo do fenômeno.

3.2.4.2 Convecção

A transferência de calor por convecção, na realidade, é formada pela ocorrência simultânea de dois fenômenos: a condução (vista anteriormente como sendo o movimento microscópico molecular aleatório entre moléculas vizinhas) e a advecção. A advecção, por sua vez, é um fenômeno que ocorre apenas em fluidos e gases, e se refere ao transporte de energia térmica causado exclusivamente pelo movimento macroscópico aleatório dos fluidos.

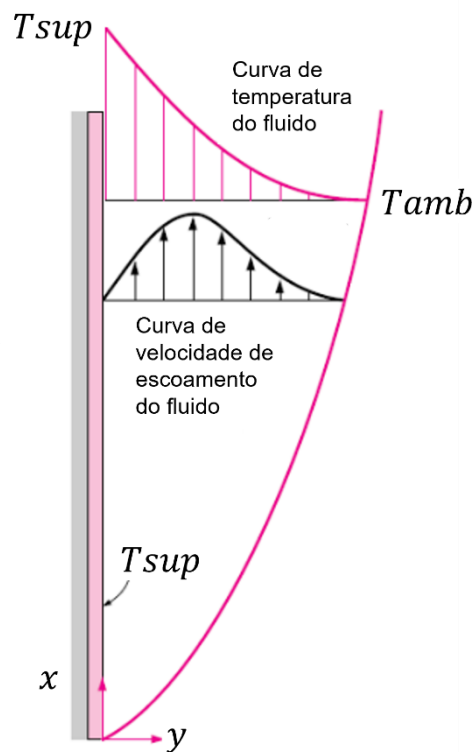
Assim, o fluido que possui maior energia e moléculas mais agitadas terá uma maior distribuição das suas moléculas em um volume determinado. Isto faz com que fluidos com maiores temperaturas tenham menor densidade, e vice-versa. Por conta disto, e por conta do peso deste fluido, surgem correntes de movimento macroscópico onde porções de maior densidade tendem a descer, e porções de menor densidade subir no espaço do volume de controle. Essa movimentação, que induz uma troca energética do fluido, é a chamada advecção natural.

Além da advecção natural, é possível promover a advecção aplicando trabalho sobre o fluido e gerando movimento deste, como por exemplo com a utilização de um ventilador ou um soprador. Esse tipo de advecção é chamada de advecção forçada.

Quando o fluido em movimento por conta da advecção entra em contato com uma superfície, as suas moléculas diretamente em contato com o corpo possuem velocidade macroscópica nula, ou seja, o fluido possui uma fina camada de moléculas que não escoam sobre a superfície do corpo, as quais por sua vez interagem com as moléculas da superfície do corpo trocando calor com as mesmas por condução, como pode ser visto na Figura 7, a qual representa o perfil de velocidade macroscópico de escoamento das moléculas do fluido sobre a superfície do sólido.

Desta maneira, um sólido ou outro fluido que está imerso ou em contato com outro fluido, experimenta a advecção e a condução simultaneamente. A primeira, ocorrendo por todo o volume do fluido, e a segunda apenas na camada limite entre o fluido e corpo. Essa ocorrência simultânea é a chamada convecção, e de acordo com o tipo de advecção, pode ser considerada como convecção natural ou forçada.

Figura 7 - Representação do Fenômeno da Convecção a partir do escoamento do fluido



Fonte: Anotações de Aula – Polo UFSC, 2016. Disponível em:

https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fpolo.ufsc.br%2Ffmanager%2Fpolo2016%2Fmateriais%2Farquivo14_1.pdf&psig=AOvVaw2orxv7AXLugXCmqwakyu9-&ust=1668129278591000&source=images&cd=vfe&ved=0CBAQjRxqFwoTCLjQgPu3ovsCFQAAAAAdA AAAABA

Isaac Newton, estudando trocas energéticas e a variação da temperatura de objetos, formulou uma Lei de Resfriamento antes mesmo de compreender a diferença entre a advecção e a condução. Essa formulação descrevia a taxa de resfriamento de corpos que estavam inclusos em um ambiente. Mais tarde, quando se compreendeu mais a fundo os fenômenos de transferência de calor, ficou claro que a expressão que Newton encontrara se referia ao fenômeno da convecção. A equação ficou conhecida como Lei de Resfriamento de Newton, e é dada pela Equação 8:

$$\dot{q}_{conv} = hA_{sup}(T_{sup} - T_{amb}) \quad (8)$$

em que:

\dot{q}_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção;

h é o coeficiente convectivo;

A_{sup} é a área superficial do objeto;

T_{sup} é a temperatura da superfície do objeto;

T_{amb} é a temperatura ambiente.

O coeficiente convectivo é dependente de uma série de parâmetros relacionados ao problema estudado, como a geometria do corpo, as propriedades térmicas do fluido, a velocidade de escoamento do fluido, e o tipo do regime de escoamento (laminar ou turbulento). Assim, é possível obter formulações que relacionem tais parâmetros para cálculo do coeficiente convectivo, o que não foi o foco deste estudo. Autores como Incropera *et al.* (2008) e Çengel e Ghajar (2011) apresentam tais formulações e casos particulares nos quais é possível calcular tais fatores para encontrar o coeficiente convectivo.

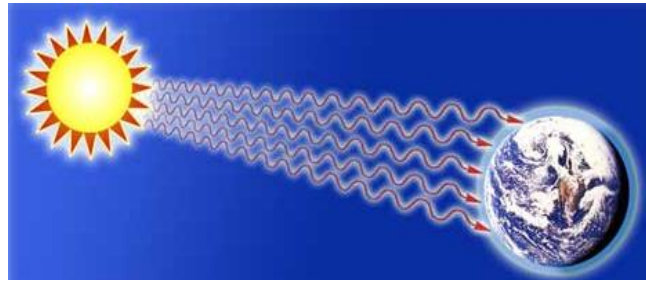
Para o estudo da frenagem de Fórmulas SAE que não possuem canais de direcionamento forçado do ar em direção aos freios, o valor aproximado de $h = 100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ é, segundo Limpert (2011), uma boa aproximação, e foi o valor adotado no presente estudo. A importância da convecção para resfriamento e bom funcionamento dos freios é altíssima, e será evidenciada na seção de Resultados.

3.2.4.3 Radiação

O terceiro mecanismo de transferência de calor é o da radiação. Este é o único mecanismo que permite a transferência de calor pelo vácuo, fazendo com que seja, o mecanismo por meio do qual o calor do Sol chega até a superfície terrestre, conforme ilustrado na Figura 8.

Segundo Incropera *et al.* (2008), na radiação, o transporte da energia ocorre por ondas eletromagnéticas (ou fótons), como resultados das mudanças de configurações eletrônicas de átomos e moléculas.

Figura 8 - Calor do Sol Transferido por Radiação até a Superfície Terrestre



Fonte: Anotações de Aula Polo UFSC, s.d. Disponível em:

<https://physics.stackexchange.com/questions/23048/what-exactly-is-the-difference-between-radiation-conduction-and-convection>

Sua formulação é definida pela Lei de Stefan-Boltzmann, dada na Equação 9 por:

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_{sup} (T_{sup}^4 - T_{amb}^4) \quad (9)$$

em que:

\dot{q}_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação;

ε é a emissividade de corpo cinza do material;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann;

A_{sup} é a área superficial do objeto;

T_{sup} é a temperatura da superfície do objeto;

T_{amb} é a temperatura ambiente.

Assim, todo corpo com temperatura diferente do zero absoluto (0 K) está realizando transferência de calor por radiação. No entanto, essa transferência é pequena, e passa a ser relevante a partir de temperaturas altas, acima de 500 °C. No caso da frenagem de um Fórmula SAE, apesar de não se atingir tais valores de temperatura, recomenda-se realizar a conferência dos cálculos caso as temperaturas ultrapassem os 200 °C, para avaliar o impacto da radiação no projeto.

3.2.4.4 Resistência Térmica

Por analogia, pode-se tratar sistemas térmicos de maneira muito semelhante

como são tratados circuitos elétricos. A partir da existência de uma diferença de potencial térmico (diferença de temperaturas), há passagem da taxa de transferência de calor analogamente à passagem de corrente elétrica por um diferencial de voltagem.

Dessarte, os mecanismos de transferência de calor que determinam a magnitude dessas taxas passam a ser apresentados em razão do que se chamam resistências térmicas, e os corpos ou massas com temperatura superficial T_{sup} que armazenam ou recebem esses fluxos de calor passam a ser tratados como capacitâncias térmicas.

Os valores para as resistências térmicas de condução, convecção e radiação, assim como para a capacitância térmica, são dados respectivamente pelas Equações de 9 a 12:

$$R_{cond} = \frac{\Delta x}{k.A_{cond}} \quad (9)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h.A_{sup}} \quad (10)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{eq,rad}.A_{sup}} \quad (11)$$

$$C_{term} = c.m \quad (12)$$

em que:

R_{cond} é a resistência térmica a condução;

R_{conv} é a resistência térmica a convecção;

R_{rad} é a resistência térmica a radiação;

C_{term} é a capacitância térmica;

Δx é a espessura de condução;

k é a condutividade térmica;

h é o coeficiente convectivo;

$h_{eq,rad}$ é o coeficiente convectivo equivalente para a radiação;

A_{cond} é a área da seção transversal do fluxo de calor por condução;

A_{sup} é a área superficial do objeto;

c é o calor específico;

m é a massa do corpo.

Particularmente, nos casos de radiação, usa-se uma resistência equivalente à resistência a convecção, onde o coeficiente convectivo equivalente é calculado a partir da formulação normal da Lei de Stefan-Boltzman, isolando-se a área superficial, dado pela Equação 13 como:

$$h_{eq,rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{sup} \cdot (T_{sup} + T_{amb}) \cdot (T_{sup}^2 + T_{amb}^2) \quad (13)$$

em que:

$h_{eq,rad}$ é o coeficiente convectivo equivalente para a radiação;

ε é a emissividade de corpo cinza do material;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann;

A_{sup} é a área superficial do objeto;

T_{sup} é a temperatura da superfície do objeto;

T_{amb} é a temperatura ambiente.

Da mesma forma que resistências elétricas, é possível analisar os problemas de transferência de calor enxergando a taxa de calor que atravessa sólidos por meio da resistência a condução, ou analisando a taxa de transferência por convecção em ambientes através de uma resistência térmica de convecção e radiação.

Associações de resistências em série e paralelo facilitam a resolução de problemas do gênero, bem como modelagens dinâmicas de transferência de calor. No caso do freio, pode-se fazer tal analogia enxergando o disco de freio como uma capacitância térmica. A condução interna que ocorre na espessura do disco é representada pela resistência térmica de condução, através da qual se é conduzido o fluxo de calor originado pelo atrito. A convecção e radiação são responsáveis por realizar o resfriamento do disco, sendo tratadas como resistências térmicas pelas quais o calor acumulado no disco atravessa para o ambiente durante seu resfriamento.

A modelagem presente neste estudo utilizará como base um modelo de

resistências e capacitâncias térmicas para descrever o processo térmico que ocorre na frenagem. Para compreender melhor as peças e partes envolvidas nesse processo, será apresentada a seguir uma revisão teórica geral sobre freios automotivos, e seus principais mecanismos de atuação.

3.3 FREIOS

Em posse do conhecimento dos fenômenos físicos envolvidos no processo de frenagem, é interessante apresentar os diferentes mecanismos e soluções convencionalmente adotadas para aplicação desses conceitos na realização da frenagem veicular. Serão apresentados os principais tipos de freios da indústria automotiva, bem como seus componentes, vantagens e desvantagens, e a escolha de projeto mais indicada para freios de Fórmula SAE.

3.3.1 Tipos de Sistemas de Freios

Na indústria automotiva, os freios são classificados principalmente de duas formas: de acordo com o sistema de acionamento e controle do conjunto de freio, e de acordo com o tipo de par de atrito utilizado (rotor e material tribológico).

No que tange os diferentes sistemas de acionamento de freios, os tipos mais utilizados são os acionamentos mecânicos, hidráulicos e pneumáticos. Quanto ao par de atrito, são utilizados dois principais tipos na indústria automotiva e nos freios de carros de competição: o freio a tambor e o freio a disco.

As distinções de cada tipo de freio serão apresentadas, destacando vantagens e desvantagens de seus usos e aplicações.

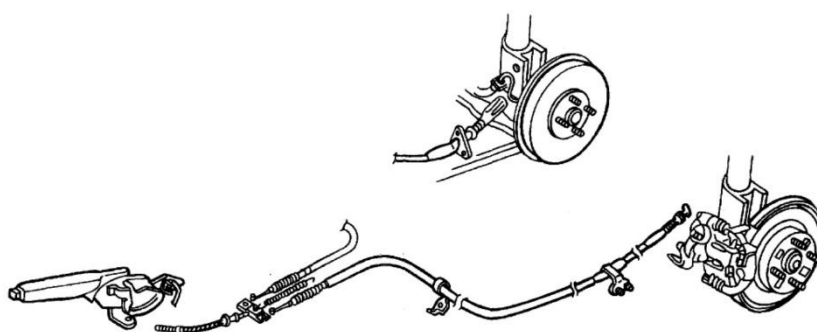
3.3.1.1 Sistemas de Acionamento de Freio

Todo sistema de freio necessita de um sistema de acionamento que converta a força aplicada pelo motorista no pedal ou alavanca a uma força aplicada nas pinças ou sapatas do sistema. Existem diversos sistemas que realizam este trabalho. Os mais comuns serão descritos a seguir.

3.3.1.1.1 Freios de Acionamento Mecânico

Os freios de acionamento mecânico foram os primeiros a surgirem na história dos meios de transporte. Segundo Puhn (1985), o acionamento mecânico dos freios se dá pela utilização de cabos e barras que atuam sobre as pastilhas ou sapatas, fazendo com que estas sejam pressionadas contra os discos ou tambores, respectivamente, transferindo diretamente o movimento e a força de acionamento do motorista até o par de atrito.

Figura 9 - Desenho Esquemático de um Freio Mecânico de Estacionamento



Fonte: AllData DIY. Disponível em:

<http://www.alldatadiy.com/alldatadiy/DIY~G~C41407~R0~OD~N/0/80851247/83204708/83204719/110671822/34853741/34861870/34862880/34863114>

São de simples construção, conforme ilustra a Figura 9, e baratos. No entanto, apresentam como principal desvantagem a perda da eficiência total da força aplicada pelo operador, já que os esforços internos e as deformações dos componentes dos mecanismos fazem com que parte da força total exercida pelo motorista seja perdida ao se acionar o freio com esse tipo de sistema.

Atualmente, esse tipo de mecanismo acionador é visto em bicicletas, carros de tração animal, brinquedos como trenós e carrinhos de rolimã, e nos sistemas de freio de estacionamento de carros de linha.

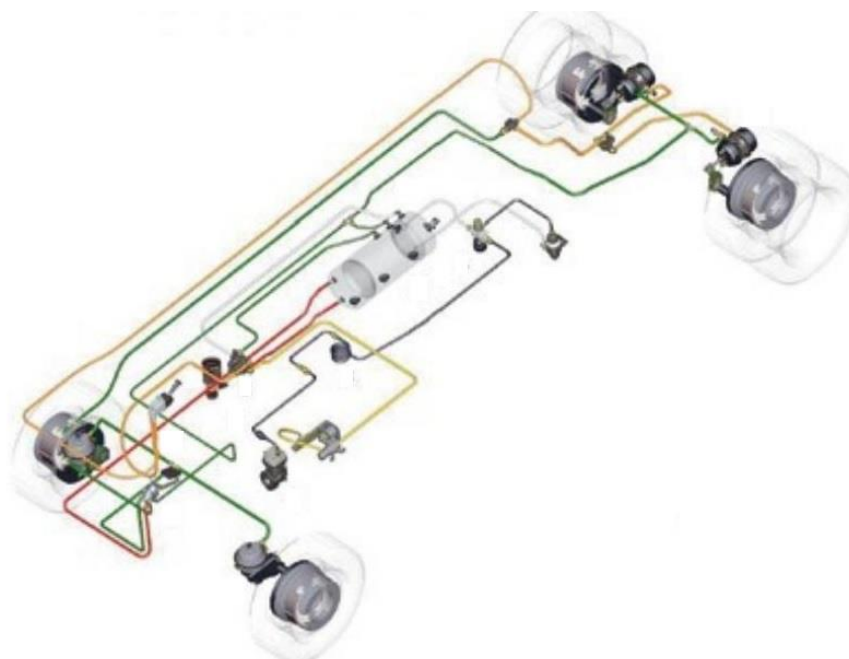
3.3.1.1.2 Freios de Acionamento Pneumático

Neste sistema de acionamento, existem pistões inseridos nas pinças ou nos tambores, os quais tem seu movimento acionados por meio da pressão feita por ar

comprimido no sistema. Um compressor e um tanque alimentam o sistema com a quantidade de ar necessária, e válvulas regulam a passagem do ar e a pressurização dos cilindros conforme acionamento do motorista.

A grande vantagem desse sistema se dá no fato de que ele é a prova de vazamentos, pois os compressores do sistema sempre poderão fornecer mais pressão para a linha. No entanto, de acordo com Puhn (1985), o acionamento pneumático não é utilizado em carros devido à massa total do sistema e ao grande espaço necessário para a instalação do compressor e dos tanques de armazenamento do ar comprimido, fazendo com que a grande aplicação dos freios pneumáticos seja em veículos pesados, como caminhões e ônibus. A Figura 10 representa um desenho esquemático da montagem de um sistema de freios de um veículo pesado.

Figura 80 - Desenho Esquemático de um Freio Pneumático de Caminhão



Fonte: PDF Cookie, 2020. Disponível em: <https://pdfcookie.com/documents/sistema-de-freio-pneumatico-do-caminhao-volkswagen-8-3lkzpwe77klk>

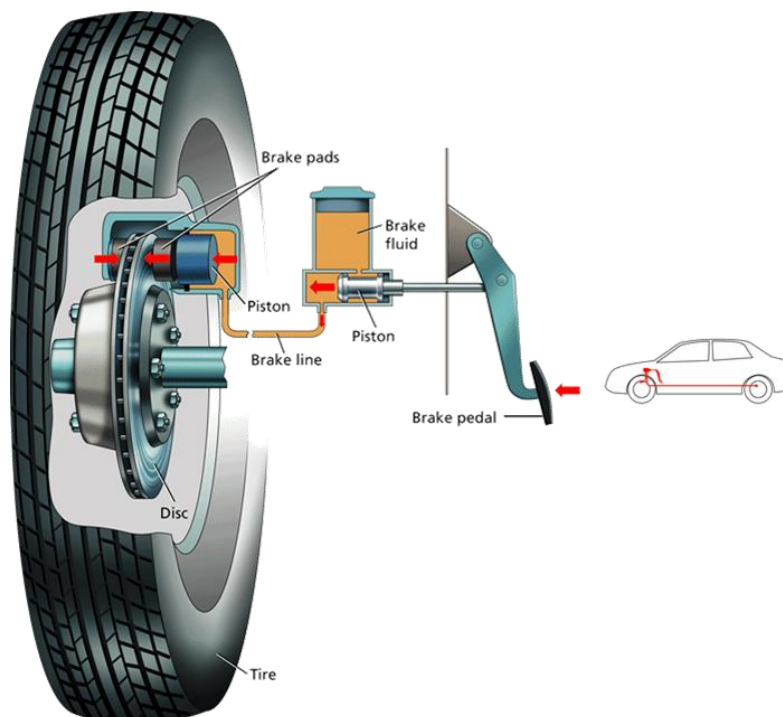
3.3.1.1.3 Freios de Acionamento Hidráulico

O acionamento hidráulico dos freios é o mais utilizado em veículos leves como carros e motos atualmente. Seu funcionamento se dá pelo uso do Princípio de Pascal,

fazendo a transmissão da força exercida pelo pé do motorista no pedal por meio de uma linha hidráulica contendo fluido incompressível, o qual é responsável por transmitir a pressão feita no cilindro mestre do sistema para os pistões nas rodas, empurrando assim as pastilhas ou as sapatas contra os rotores.

Pode-se observar uma representação de um freio hidráulico na Figura 11. Nesse tipo de sistema, o pistão do cilindro mestre está conectado ao pedal, portanto o tamanho do braço de alavanca do pedal terá influência no modo como o motorista sentirá a resposta do freio: um pedal muito longo, apesar de ser mais macio e confortável necessita de um deslocamento maior, enquanto um pedal de braço menor poderá ser mais resistente ao ser pressionado, porém com um curso menor (LIMPERT, 2011).

Figura 9 - Representação do Sistema Interno de um Freio Hidráulico



Fonte: PNG Wing. Disponível em: <https://www.pngwing.com/en/free-png-nqbgn/download>

Apesar do sistema de freio hidráulico ser muito eficiente, ter tamanho de conjunto reduzido e não ser de grande complexidade, ele se torna extremamente suscetível a falhas devido a vazamentos ou bolhas de ar no sistema, que causam a perda de toda a pressão do conjunto de maneira repentina, apresentando assim grande risco de acidente.

Além disso, o sistema é sensível ao calor que é transmitido dos freios durante seu resfriamento, e acaba atuando como uma capacitância térmica de acúmulo do calor de frenagem. Logo, é de extrema importância o dimensionamento correto do fluido a ser utilizado (para que o mesmo não alcance o ponto de ebulição dentro da linha, e acabe resultando em uma falha catastrófica no sistema), bem como do posicionamento das linhas de fluido (que se expandem com o calor caso estejam expostas, resultando no aumento do volume de controle e equivalente perda de pressão do fluido).

Contudo, mesmo apresentando fragilidades de projeto e funcionamento, esse tipo de acionamento é o mais amplamente utilizado em veículos hoje, tanto comerciais quanto veículos de competição como Fórmula 1, Moto GP e Stock Car. Também é o tipo de acionamento permitido para utilização em veículos de Fórmula SAE, o que faz com que enfoque maior seja dado para o mesmo neste estudo.

A partir da escolha do mecanismo de acionamento, deve prosseguir-se para a escolha do par de atrito do sistema.

3.3.1.2 Tipos de Par de Atrito de Freios Automotivos

Sabe-se que os freios de um veículo de Fórmula SAE possuem acionamento hidráulico. O próximo passo é realizar a escolha dos tipos de peça que constituirão o par de atrito do sistema de freios do projeto. As formulações para os tipos existentes variam, e, portanto, é importante que essa escolha seja feita logo no início da concepção do veículo, com base nas vantagens inerentes de cada par, a fim de atingir os objetivos de um projeto competitivo e de alta performance.

3.3.1.2.1 Freio a Tambor

O Freio a tambor é constituído, segundo Puhn (1985), pelo tambor de freio, sapatas internas, molas de retorno e um cilindro de freio, apresentado na Figura 12.

Figura 10 - Mecanismo Interno de um Freio a Tambor



Fonte: Auto Livraria, 2017. Disponível em: <https://autolivrraria.com.br/bc/informe-se/noticias/se-freio-a-disco-e-melhor-por-que-picapes-usam-tambor/>

Seu funcionamento ocorre pelo acionamento do cilindro de freio, que empurra as sapatas contra o tambor que gira solidário à roda, promovendo o atrito entre a superfície lateral interna do tambor e as lonas de atrito presas à sapata, diminuindo a velocidade de rotação da roda ao realizar a conversão de energia já discutida.

O sistema de freio a tambor apresenta algumas vantagens. Os elementos que constituem o conjunto são baratos e de baixo custo de produção, como o tambor de ferro fundido, molas, e, além disso os conjuntos possuem apenas um cilindro com dois pistões por roda, o que reduz o custo total do freio.

Outra vantagem é a redução na força aplicada no pedal do freio devido a um fenômeno conhecido como autoenergização (ou *servo action*), onde a sapata principal recebe elemento de torque adicional do próprio tambor, aumentando assim a força de atrito entre a lona e a parede interna do tambor. O fenômeno do *servo action* ocorre apenas em certas configurações de posicionamento do ponto de pivotamento das sapatas (PUHN, 1985).

Apesar das vantagens, o sistema a tambor apresenta várias desvantagens, como a dificuldade de manutenção (se comparada à do freio a disco); dificuldade no processo de resfriamento do sistema (pois o atrito acontece internamente e o ar não consegue fluir pra dentro do sistema, para realizar o resfriamento); problemas de dilatação térmica (com a dilatação do tambor, a distância entre a sapata e a parede

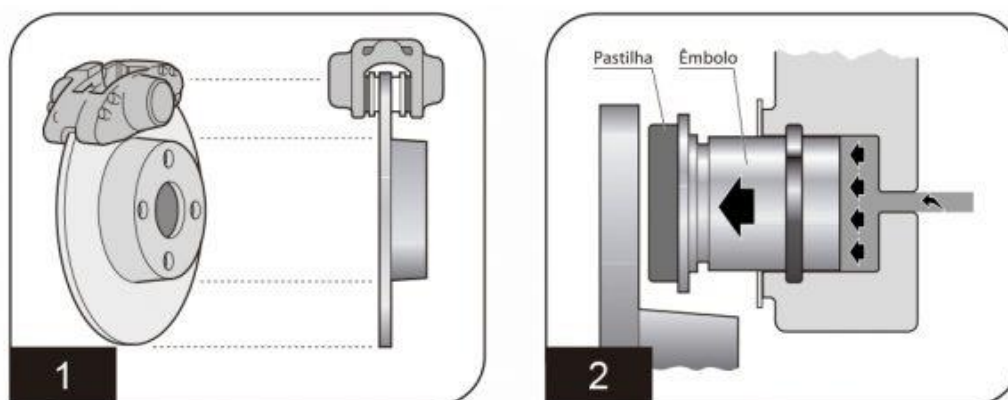
interna aumenta, fazendo com que seja necessário uma distância maior de deslocamento do pedal de freio para que ocorra o atrito); acúmulo de sujidades internas que permanecem presas dentro do tambor e podem reduzir o atrito entre os materiais; entre outras.

Conseqüentemente, por conta das desvantagens no geral, freios de tambor não são recomendados para carros de competição e superesportivos. Ainda assim, devido ao baixo custo, freios a tambor são muito utilizados nos pares traseiros de rodas de veículos comerciais comuns. Com a transferência de carga da frenagem, as rodas da frente executam a maior parte do trabalho de frenagem, e, portanto, projetos com freios a tambor nas rodas traseiras não costumam ter prejuízo de performance, e, ademais, facilitam a instalação do freio de estacionamento, que se adequa melhor na configuração a tambor do que na de disco.

3.3.1.2.2 Freio a Disco

O freio a disco é constituído basicamente pelo disco de freio (fabricado na maioria dos casos de ferro fundido ou aço), uma pinça de freio, também conhecida como cáliber, e pastilhas. Sua construção detalhada pode ser vista na Figura 13.

Figura 11 - Desenho Esquemático do Conjunto de um Freio a Disco



Fonte: Chico da Boleia, 2016. Disponível em: <https://www.chicodaboleia.com.br/abs-aperta-bem-que-segura-parte-iii-o-freio-disco/>

De acordo com Puhn (1985), o funcionamento dos freios a disco se dá pelo acionamento dos pistões ligados às pastilhas, as quais comprimem as faces laterais do disco, gerando atrito e dissipação da energia cinética na forma de calor.

O sistema a disco é muito mais eficiente que o sistema a tambor, apresentando

inúmeras vantagens: facilidade de manutenção do sistema; maior dissipação do calor, já que o disco está em contato com o ar (em muitos casos o disco apresenta furos ou ranhuras para aumentar o fluxo de ar e resfriamento do sistema); não há problemas gerados por dilatação térmica (já que a pinça abraça o disco, e quando este dilatar estará o fazendo em direção à pinça, diminuindo a distância entre ambos); as pastilhas são acionadas de forma uniforme, distribuindo melhor a pressão aplicada ao disco pelas pastilhas.

Devido estas e outras vantagens quando comparado ao freio a tambor, o sistema a disco é usualmente escolhido para projetos de veículos de maior performance, o que acaba sendo o caso dos protótipos de Fórmula SAE.

Os freios a disco apresentam ainda uma outra subdivisão, referente a montagem e construção de seu disco e pinça. Freios a disco podem ser montados com pinças de disco flutuantes e discos rígidos, ou com pinças fixas e discos flutuantes.

O caso de pinças flutuantes apresenta uma construção do corpo da pinça em duas partes e com apenas um pistão. Quando esta é acionada, a pastilha do lado do pistão se move até alcançar o disco, e a partir do momento que ela se encontra com a superfície lateral do disco, a mesma se fixa, e a força aplicada pelo pistão passa a ser direcionada para a segunda parte da construção da pinça, que se move por reação em direção ao disco, até que ambas as pastilhas estejam em contato com o disco e realizem pressão sobre ele para gerar o atrito.

Nessa construção o disco deve ser rígidos para servir de apoio para a pastilha enquanto o outro lado da pinça se move em direção ao disco. Essa configuração permite pinças menores, mas exige mais partes móveis. É muito utilizada em carros comerciais, pois diminui o custo de produção dos discos, e necessita de menor volume de fluido para o funcionamento, diminuindo as chances de vazamentos e falhas.

A outra construção apresenta uma pinça de corpo rígido, com dois pistões opostos alimentados pela linha de fluido de freio, conectada ao cilindro mestre. Assim, quando acionadas, ambas as pastilhas se movem simultaneamente em direção ao disco para realizar o atrito. No entanto, para evitar possíveis desalinhamentos e fazer com que o desgaste seja mais uniforme, o disco é construído em duas partes, uma externa, que possui a face de atrito, e a outra interna, chamada de *hat*, que se conecta com o cubo de roda e a própria roda. As partes do disco são conectadas por rebites

chamados de *bobbins*, que possuem uma pequena folga, possibilitando que o disco, quando pressionado, se ajuste de forma a ficar alinhado com as faces das pastilhas.

A principal desvantagem desse tipo de montagem é o tamanho e complexidade das pinças, que, por conta de possuírem dos pistões, são maiores e com mais pontos propícios a ocorrer vazamentos. No entanto, o funcionamento dessa configuração corrige melhor erros de alinhamento, e permite a troca apenas da superfície de atrito do freio, fazendo com que projetos mais inovadores sejam implementados.

No caso do FR18T, foi adotada a concepção do projeto de freios a disco, com conjunto de pinça fixa e disco flutuante, de modo a permitir que o projeto do disco fosse facilmente fabricado nas dependências da equipe, bem como para corrigir erros de montagem e de alinhamento na aplicação dos freios durante a competição.

3.3.2 Materiais de Atrito para Freios

O conjunto de atrito de um freio de Fórmula SAE é constituído por duas peças principais: o disco de freio e as pastilhas. Como é o caso de grande parte das equipes, o disco de freio é constituído por um material metálico, na maioria dos casos uma liga de aço-carbono. Em particular, a equipe Fórmula Route UFSCar optou pelo uso de aço SAE 1045 nos discos de freio.

Isto se dá porque as ligas de aço-carbono apresentam alta resistência mecânica para suportar o torque de frenagem, bem como são duras o suficiente para que o desgaste durante a corrida seja baixo. Além disso, suas propriedades termomecânicas são pouco alteradas com o aumento de temperatura, e possuem valores adequados para conduzir uma maior parcela do fluxo de calor para o disco ao invés da pastilha.

Contudo, quanto ao material de composição das pastilhas, a gama de escolhas e possibilidades é maior, e convém aprofundar-se nas características de cada material.

A indústria atual oferece pastilhas de quatro principais tipos: orgânicas, metálicas, semimetálicas e de alta performance. Todos esses materiais possuem características almejadas, segundo Puhn (1985), por um material de fricção: alto coeficiente de atrito; baixa variabilidade do coeficiente de atrito com a temperatura; baixa taxa de desgaste; não agressão à superfície a qual o material é friccionado; operação em altas faixas de temperatura sem falhar; e a não emissão de ruídos

durante o funcionamento.

Apesar de atenderem todas essas características, cada grupo de materiais possui propriedades que dão ênfase maior para alguns atributos desejados em detrimento de outros. Com isso, convém analisar as particularidades de cada um para se tomar uma decisão adequada na escolha do material da pastilha que melhor cumpra as funções de projeto do freio do bólido.

3.3.2.1 Pastilhas Orgânicas

Pastilhas de materiais orgânico são constituídas a partir da mistura de particulados de minerais ou sintéticos como fibras de vidro ou de asbesto (este por sua vez era utilizado mais antigamente, quando não se sabia de seu efeito cancerígeno), ligados em uma resina plástica orgânica.

São pastilhas de custo mais baixo, amplamente utilizadas no mercado de veículos comerciais, por terem propriedades médias, que atendem a todo o tipo de uso convencional de frenagem. No entanto, não são utilizadas em carros de mais alta performance como esportivos, carros de luxo ou protótipos de competição, pois tendem a sofrer com o fade em temperaturas altas. Nesse caso, pode-se misturar partículas metálicas para trazer uma melhora na performance dessas pastilhas em altas temperaturas, mas usualmente nesses casos opta-se pela troca total do material da pastilha. De acordo com Puhn (1985), pastilhas orgânicas trabalham bem abaixo dos 200°C.

3.3.2.2 Pastilhas Metálicas

Pastilhas metálicas, fabricadas a partir da sinterização de uma mistura de pós metálicos, foram desenvolvidas durante os anos 50 para carros de competição de *Endurance* (corridas de doze ou vinte e quatro horas que testam a resiliência dos pilotos e dos carros em um longo período).

Percebia-se que pastilhas orgânicas esquentavam e não suportavam altas quantidades de calor por longos períodos de uso contínuo, e dessa forma as pastilhas metálicas foram suas substitutas.

Assim, destaca-se até hoje a capacidade das pastilhas metálicas de suportar altas temperaturas, bem como uma menor perda de suas propriedades térmicas e

mecânicas nessas condições. No entanto, elas possuem um pior funcionamento quando frias, e, com isso, é importante em competições elevar a temperatura da pastilha antes de usá-la no máximo desempenho de frenagem.

Apesar de melhorar a performance térmica dos freios, pastilhas metálicas costumam ter maior custo de fabricação e tendem a acelerar o desgaste dos discos de freio, devido sua maior dureza e capacidade abrasiva. Logo, são pastilhas escolhidas em sua maior parte para carros de competição, e não são tão presentes nos carros comerciais.

3.3.2.3 Pastilhas Semimetálicas

Pastilhas semimetálicas foram desenvolvidas buscando unir as melhores propriedades de suas antecessoras. Buscou-se dessa forma desenvolver uma pastilha que apresentasse um excelente desempenho em altas temperaturas, com limiar de *fade* alto, e que, ainda assim, fosse de mais fácil fabricação e causasse um menor desgaste do rotor.

Figura 12 - Pastilhas Semimetálicas *Polymatrix A*, da empresa *Willwood*



Fonte: Drif HQ, 2022. Disponível em: <https://www.drifhq.com/products/wilwood-polymatrix-a-compound-brake-pads-15a-10142k?variant=31556610424879>

Com isso, pastilhas de fibras metálicas aglomeradas em resinas orgânicas,

como a pastilha da Figura 14 utilizada pela equipe Fórmula Route UFSCar, foram desenvolvidas. Tais pastilhas são as mais utilizadas hoje em competições de Fórmula SAE por apresentam um funcionamento bastante uniforme durante todas as faixas de temperatura, e possuem propriedades tribológicas muito boas, como alto coeficiente de atrito.

No entanto, é difícil determinar tais propriedades com precisão. Cada empresa fabricante de pastilhas e freios utiliza materiais próprios, em misturas e quantidades determinadas que se tornam segredo de mercado. Assim, apesar de indicarem faixas de temperatura de trabalho e coeficiente de atrito aproximado, é difícil definir outras propriedades importante como densidade, calor específico e condutividade térmica.

Pesquisadores como Carollo (2016), Darius *et al.* (2005) e Timur e Kusçu (2014) realizaram estudos buscando avaliar propriedades térmicas de pastilhas de freio, mas valores exatos do material de cada pastilha do mercado são difíceis de se determinar.

No caso da equipe Fórmula Route UFSCar, as pastilhas dianteiras e traseiras são da empresa *Willwood*, e ambas são semimetálicas. Um valor estimado a partir dos dados da pesquisa de Timur e Kusçu (2014) é usado durante a metodologia do presente estudo para realização dos cálculos do projeto.

3.3.2.4 Pastilhas de Alta Performance

Trabalhando com o mais alto grau de performance que se pode obter, como no caso de superesportivos e carros de Fórmula 1, as tecnologias de pastilha e disco evoluíram para o desenvolvimento de materiais cerâmicos e de fibra de carbono, representados na Figura 15.

Esses materiais possuem excelente desempenho térmico, podendo alcançar temperaturas superiores aos 1200°C sem ocorrer o fade. No entanto, além de terem um baixo desempenho a frio, precisando ser aquecidos antes do uso severo, são materiais de difícil fabricação e manipulação, e com custos muito elevados, não sendo realidade para a grande maioria das equipes de Fórmula SAE e para aplicação em veículos de uso comum.

Figura 135 - Conjunto Disco, Pinça e Pastilhas da Fabricante Brembo utilizada na Fórmula 1



Fonte: Brembo, 2020. Disponível em: <https://www.brembo.com/en/company/news/brembo-innovations-for-2020-f1-championship>

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o objetivo de atualizar-se nas metodologias e abordagens de projetos de freios, análises térmicas de sistemas de frenagens e propriedades térmicas e tribológicas dos materiais de frenagem, foi realizada uma revisão do estado da arte na área de freios.

Os principais pontos da revisão, bem como metodologias e resultados são descritos a seguir.

Arnoux, Sutter e Molinari (2011) estudaram experimentos para medida e determinação do coeficiente de atrito dinâmico. Tomando três propostas de experimento, as quais apresentavam diferentes aplicações do atrito dinâmico entre pares de atrito aço-aço, os autores puderam compreender melhor a dependência das variáveis de velocidade de escorregamento e pressão de contato com o coeficiente de atrito dinâmico. Os resultados que abrangiam velocidades de escorregamento entre 0,01 m/s até 80 m/s mostraram que o coeficiente de atrito é inversamente proporcional à velocidade de escorregamento e à pressão de contato, e que esse comportamento é justificado pelo aumento de temperatura de superfície conforme se aumenta a velocidade, bem como pelo aumento das taxas de deformação e escoamento microscópico dos picos da superfície de contato quando se eleva a pressão normal exercida sobre o par de atrito. Além disso, resultados mostraram que em frenagens extremas, é possível se aproximar do ponto de quase derretimento da camada superficial do material de atrito.

O estudo do coeficiente de atrito entre pastilha e disco é foco constante de pesquisa, dado que as condições de escorregamento em frenagens costumam ser extremas e variam de aplicação para aplicação.

Assim, diversos autores buscaram propor modelos e realizar simulações para validação dos modelos propostos, bem como para compreender melhor o impacto do coeficiente de atrito entre disco e pastilha no processo global de frenagem do veículo.

Neis *et al.* (2010) e Balotin, Neis e Ferreira (2010) fizeram estudos com tribômetros e amostras em escala, visando correlações para o comportamento do coeficiente de atrito de discos de freio com a temperatura de frenagem. Neis *et al.* (2010) demonstrou ser possível obter valores de coeficiente de atrito em tais corpos de prova reduzidos ensaiados com tribômetros, os quais se correlacionam com os valores obtidos em testes de tamanho real de dinamômetros inerciais, considerando

o uso proporcional da densidade de energia das entradas. Já Balotin, Neis e Ferreira (2010), por meio da aplicação de termopares, avaliaram a resposta do coeficiente de atrito a partir da variação da temperatura.

Lee e Kang (2015) realizaram, a partir de uma metodologia empírica, testes em freios de veículos ferroviários, propondo um coeficiente de atrito dependente da velocidade de escorregamento e do aumento de temperatura na superfície de atrito, com proporcionalidade determinada por outros cinco parâmetros. Os pesquisadores aplicaram tal modelo em uma unidade de hardware conectada a freios de um vagão em uma bancada de teste, simulando frenagens pré-determinadas com coeficiente de atrito constante e variável, enquanto obtinham dados a partir de sistemas embarcados. Os resultados mostraram que a manipulação do coeficiente de atrito do freio proporcionou uma frenagem que atende os requisitos de performance exigidos, mas que por apresentar valores maiores do que os do coeficiente de atrito constante, causou o travamento da roda em alguns momentos da simulação, fator indesejado durante uma frenagem.

Em outra proposta, Orłowicz *et al.* (2016) aplicou uma metodologia de determinação do valor do coeficiente de atrito de um par de disco de ferro fundido e pastilhas de freio comerciais por meio da aplicação de velocidade e força normal constante, enquanto media a temperatura da superfície com um sensor térmico do tipo pirômetro, e obtinha a evolução do valor do coeficiente de atrito a partir dos dados da célula de carga, assim como dados da taxa de desgaste a partir da medida do mapa 3D da superfície do disco com um profilômetro. Foi possível obter a curva do coeficiente de atrito pela temperatura, e notar que após certo tempo de teste, a temperatura atingia um valor limite máximo.

Ricciardi *et al.* (2017) propôs uma abordagem de obtenção dos valores de coeficiente de atrito em materiais tribológicos de frenagem que não fosse baseada em modelos estáticos ou dinâmicos, e nem em métodos semiempíricos conforme a tendência dos pesquisadores da época. A proposta de seu estudo foi a de utilizar redes neurais e um sistema de observador de estados para prever valores de coeficiente de atrito, de modo a introduzir ferramentas de suporte a sistemas de controle de frenagem baseadas em valores previamente estimados do atrito do freio. Os resultados mostraram que esse tipo de sistema tem grande potencial para uso futuro em sistemas de frenagem, mas que, devido à alta variação de parâmetros e a não previsibilidade dos fenômenos na interface de atrito, o método atualmente não é

viável para o objetivo proposto.

Outros autores como Szczypinski-Sala e Dobaj (2018) utilizaram-se de metodologia semelhante, com a aplicação de redes neurais para obtenção de valores de coeficientes de atrito, e realizaram comparação entre valores obtidos e estimados. Os resultados mostraram que a previsão de valores de coeficiente de atrito pode aumentar a precisão dos algoritmos de controle utilizados.

Em vias de compreender de forma geral os processos de análise térmica dos freios, a tendência atual do estado da arte é baseada em estudar o comportamento térmico do freio por meio de modelos analíticos, e em seguida aplicar tais modelos em métodos numéricos computacionais, obtendo resultados de projetos baseados em simulações, principalmente aquelas que o fazem por meio de ferramentas de EF.

Agrawal (2004), Alnaqi, Barton e Brooks (2015) e Sathishkumar, Dhandapani e Rameshkumar (2017) realizaram revisões sobre a modelagem matemática da análise térmica de freios em seus trabalhos, e utilizaram abordagens diferentes para obtenção de resultados e otimizações. Agrawal (2004) utilizou ferramenta matemática baseado em cálculo fracionário. Alnaqi, Barton e Brooks (2015) fizeram a modelagem baseada em modelos em escala, e posteriormente realizaram simulações e testes comparativos, validando a modelagem em escala para projeto térmico de freios. Por sua vez, Sathishkumar, Dhandapani e Rameshkumar (2017) compararam diferentes métodos e modelos utilizados, e mostraram a evolução temporal de materiais e métodos de projeto de freios automotivos.

Belhocine e Bouchetara (2012) e Jaenudin, Jamari e Tauviqirrahman (2017) desenvolveram o processo de análise térmica utilizando ferramentas computacionais. Utilizando-se de variações de parâmetros como material e geometria do disco, obtiveram curvas descrevendo o coeficiente convectivo do disco projetado. Em seguida, aplicaram esses dados em simulações de EF no software *Ansys*, usando entradas de fluxo de calor na superfície de frenagem do disco. Os resultados gerados indicaram o comportamento térmico do disco em diferentes situações de frenagem, bem como a influência dos parâmetros citados na evolução da temperatura durante as frenagens.

Pavec *et al.* (2012) e Belhocine e Omar (2018) usufruíram de metodologias semelhantes, visando prever o comportamento dos fenômenos de resfriamento da frenagem aplicando simulações computacionais de Fluidodinâmica Computacional (CFD) e EF. A partir das curvas de temperatura no tempo obtidas durante simulações

subsequentes de frenagens, foi possível dimensionar o impacto do resfriamento ocorrendo simultaneamente a frenagem em comparação com os modelos que indicam que não há resfriamento durante o acionamento dos freios.

Diversos autores, como Kang e Cho (2012), Belhocine e Bouchetara (2013 e 2014), Timur e Kusçu (2014) e Yevtushenko, Grzes e Adamowicz (2015), por sua vez, dedicaram seus trabalhos ao objetivo de analisar as tensões e deformações térmicas causadas no disco de freio durante uma frenagem. Todos adotaram em suas metodologias o uso de EF, e com isso puderam avaliar o projeto de um disco de freio a partir da análise termomecânica do componente.

Wu *et al.* (2014) e Zhang *et al.* (2019) realizaram simulações do método de EF para avaliar o desgaste causado por frenagens repetidas em discos de freio. A partir de uma modelagem matemática derivada de teorias de desgaste uniforme, Wu *et al.* (2014) aplicaram as equações obtidas em uma simulação termoelástica transiente, e compararam os resultados com dados empíricos obtidos a partir de experimentos previamente realizados. Os resultados obtidos mostraram que a simulação representava com baixo erro o fenômeno percebido pelos experimentos.

Liu (2008) e Baron Saiz *et al.* (2015) compararam por meio de análises termomecânicas o comportamento da temperatura em discos ventilados e não-ventilados. As análises fizeram uso da modelagem pelo método de EF, e os resultados indicaram o impacto das diferentes configurações de ranhuras, rasgos, furos e dutos ventilados na distribuição de temperatura de discos de freio.

Wen *et al.* (2015) realizou simulações de EF semelhantes aos demais autores, mas com o objetivo de analisar o comportamento térmico emergencial do uso dos freios, para prever falhas e o comportamento dinâmico do carro durante a frenagem em casos extremos de frenagem. A partir do estudo, os autores obtiveram maior entendimento do impacto dos fatores de segurança térmicos de projetos de freio, bem como indicativos sobre a escolha de materiais para freios que necessitam apresentar alta segurança e confiabilidade.

A investigação sobre o acoplamento termomecânico dos freios em simulações de EF, para obtenção de resultados sobre tensões térmicas e campos de distribuição da temperatura nos componentes do freio, foi realizada por autores como Wang e Tang (2015) e Meng *et al.* (2017). Pan e Cai (2018) realizaram procedimento semelhante, com a diferença de aplicarem em sua simulação uma fonte rotativa de fluxo de calor. Os resultados foram semelhantes nos diferentes casos, mostrando que

ambas as simulações reproduzem modelos válidos para estudo e análise térmica da frenagem.

Augustins *et al.* (2017) visaram prever a formação de fraturas e falhas na superfície de frenagem do disco de freio, a partir da simulação de severas frenagens aplicadas em sequência, e compararam os resultados obtidos na simulação com experimentos conduzidos em bancadas de teste do grupo automotivo *Citroën* e *Peugeot*. O estudo pôde indicar as principais bandas de formação de trincas por estresse térmico do disco, e os dados experimentais se mostraram condizentes com os previstos pela simulação numérica.

Vidiya e Singh (2017) desenvolveram o estudo do projeto completo de um disco de freio de um veículo de Fórmula SAE, desde concepção e análise das forças e torques de frenagem, até simulação em CFD do coeficiente convectivo do disco, bem como simulação em EF da variação de temperatura do disco ao longo de uma corrida da competição. Os dados obtidos indicavam que o projeto era satisfatório para atender os requisitos de performance da equipe, respeitando o regulamento da competição.

Seimetz, Luciano e Costa (2014) realizaram estudo sobre o projeto de placas metálicas de suporte do material tribológico de pastilhas de veículos leves, visando promover a redução da espessura da placa. Segundo os autores, além da verificação de forças e torques de frenagem, a análise térmica é de suma importância no projeto da pastilha e da placa de fixação, dado que quantidades altas de calor podem colaborar para o descolamento entre as partes, levando a uma falha crítica do sistema, bem como permitindo maior passagem de calor para outras partes do conjunto, como fluido de freio e linhas hidráulicas. A partir de ensaios em um dinamômetro de bancada em um conjunto de freio de veículo comercial, monitorado por células de carga para medidas dos esforços, e termopares em contato com as peças do conjunto, obtiveram resultados que permitiram a redução da espessura da placa projetada, a observação das temperaturas nos diferentes componentes do sistema de freio, bem como o impacto do uso de pastilhas novas ou usadas no acréscimo de temperatura na placa suporte.

A revisão desses artigos proporcionou maior entendimento dos processos e metodologias de análise térmica de freios automotivos, bem como indicou hipóteses simplificadoras válidas para uso no projeto de modo a torná-lo suficientemente representativo para uso na análise térmica dos freios de um projeto de Fórmula SAE.

5 METODOLOGIA

A metodologia aplicada durante o desenvolvimento do presente trabalho se deu a partir de quatro principais métodos: revisão bibliográfica para obtenção de um modelo matemático do problema; a obtenção dos dados de entrada utilizando-se o software de simulação de volta *OptimumLap*; a implementação de modelos matemáticos no software *MATLAB* para realização da análise térmica transiente; e a realização de análise térmica transiente por meio da simulação de EF no software *NX-Nastran*.

Os métodos foram desenvolvidos nas instalações do Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec) da UFSCar no Campus de São Carlos. Foi utilizado um computador de processador modelo Intel(R) Core (TM) i7-4500U CPU @ 1.80GHz, com 8 GB de memória RAM e SSD de 500 GB.

Sobre os softwares utilizados, correspondem as seguintes versões:

- *OptimumLap* – versão 1.5.5
- *MATLAB* – versão R2015a 8.5.0
- *NX-Nastran* – versão 12.0

5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

Após revisão bibliográfica e estudo da fundamentação teórica do problema, a modelagem matemática adotada foi baseada na descrição elaborada por Puhn (1985) e Gillespie (1992) para os cálculos de dinâmica de frenagem, e naquela descrita por Felício (2010) e por Limpert (2011) para o equacionamento térmico do problema.

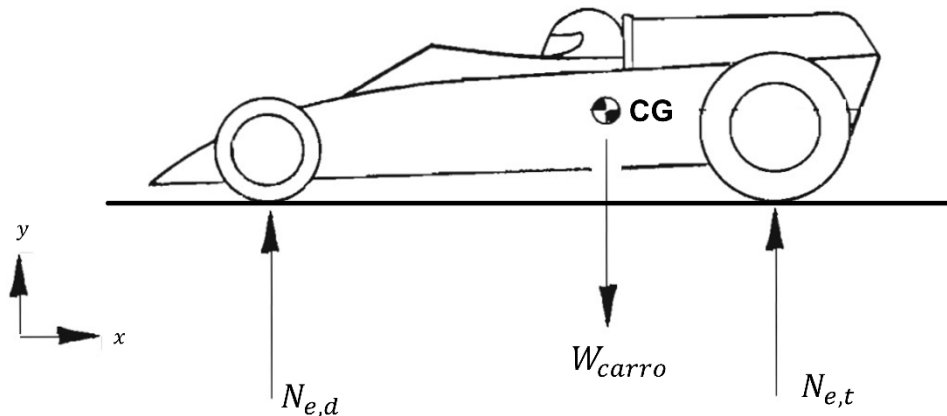
As hipóteses simplificadoras adotadas durante a aplicação dos modelos estão descritas ao longo de cada respectiva seção.

5.1.1 Equilíbrio Estático e Dinâmica de Frenagem

A partir da teoria de equilíbrio de forças, duas situações são apresentadas: uma em que o veículo está parado ou em velocidade constante, se encontrando em equilíbrio estático; e a situação em que o veículo está em aceleração ou frenagem, apresentando nesse caso inércia e aceleração.

Para a simplificação dos cálculos, foram desconsiderados os efeitos aerodinâmicos, a inclinação do plano, resistência a rolagem dos pneus e o freio motor. Em situação estática, Puhn (1985) elaborou DCL da Figura 16, acompanhado pelas respectivas equações de equilíbrio, as Equações 14 e 15:

Figura 146 - DCL do Veículo em Situação Estática



Fonte: Puhn, 1985. Adaptado.

$$\sum F_y = 0 \rightarrow W_{carro} - N_{e,d} - N_{e,t} = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_{CG} = 0 \rightarrow -(N_{e,d}l_{CG}) + (N_{e,t}(l_{carro} - l_{CG})) = 0 \quad (15)$$

em que:

F_y são as forças na direção y;

W_{carro} é o peso total do veículo;

$N_{e,d}$ é a força normal em situação estática sobre o eixo dianteiro;

$N_{e,t}$ é a força normal em situação estática sobre o eixo traseiro;

M_{CG} são os momentos aplicados em relação ao CG do veículo;

l_{CG} é a distância na direção x entre o CG e o eixo dianteiro;

l_{carro} é a distância entre eixos do veículo.

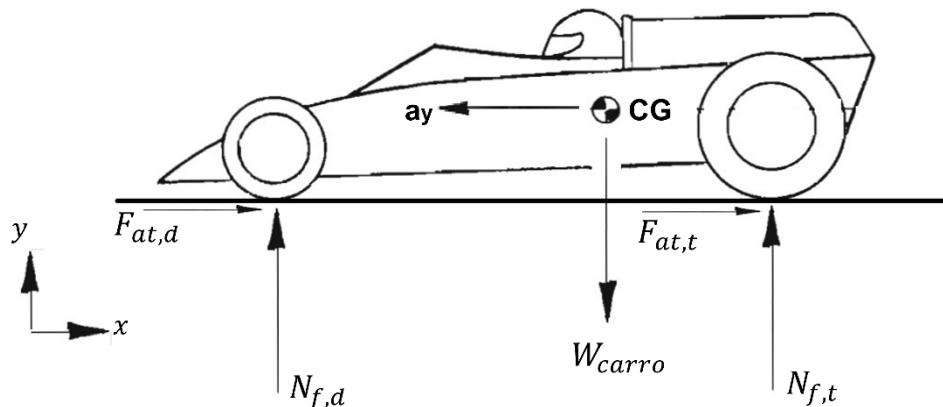
Das equações de equilíbrio, encontram-se as forças normais estáticas do chão sobre os eixos dianteiro e traseiro, dadas nas Equações 16 e 17 por:

$$N_{e,d} = W_{carro} \left(1 - \frac{l_{CG}}{l_{carro}} \right) \quad (16)$$

$$N_{e,t} = W_{carro} \frac{l_{CG}}{l_{carro}} \quad (17)$$

Em situação dinâmica de frenagem, o carro sofre uma desaceleração no sentido do eixo das abscissas causada pela atuação dos freios, como mostra o DCL da figura 17.

Figura 157 - DCL do Veículo em Situação Dinâmica de Frenagem



Fonte: Puhn, 1985. Adaptado.

Nessa situação, as equações do balanço de forças e momento são dadas pelas Equações de 18 a 20, dadas por Puhn (1985) como:

$$\sum F_x = m_{carro} a_y \rightarrow F_{at,d} + F_{at,t} = m_{carro} a_y \quad (18)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow W_{carro} - N_{f,d} - N_{f,t} = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_{CG} = 0 \rightarrow (F_{at,d} h_{CG}) + (F_{at,t} h_{CG}) - (N_{f,d} l_{CG}) + (N_{f,t} (l_{carro} - l_{CG})) = 0 \quad (20)$$

em que:

F_x são as forças na direção x;

m_{carro} é a massa do veículo;

a_y é a aceleração na direção y;

$F_{at,d}$ é a força de atrito entre o pneu e o solo no eixo dianteiro;

$F_{at,t}$ é a força de atrito entre o pneu e o solo no eixo traseiro;

F_y são as forças na direção y;

W_{carro} é o peso total do veículo;

$N_{f,d}$ é a força normal em situação dinâmica de frenagem sobre o eixo dianteiro;

$N_{f,t}$ é a força normal em situação dinâmica de frenagem sobre o eixo traseiro;

M_{CG} são os momentos aplicados em relação ao CG do veículo;

h_{CG} é a altura do CG na direção y;

l_{CG} é a distância na direção x entre o CG e o eixo dianteiro;

l_{carro} é a distância entre eixos do veículo.

Substituindo as Equações 18 e 19 na Equação 20 e rearranjando as equações, obtém-se a Equação 21:

$$N_{f,t} = W_{carro} \frac{l_{CG}}{l_{carro}} - W_{carro} a_y \frac{h_{CG}}{l_{carro}} \quad (21)$$

Substituindo a Equação 21 na Equação 19, se chega na Equação 22 dada por:

$$N_{f,d} = W_{carro} \left(1 - \frac{l_{CG}}{l_{carro}}\right) + W_{carro} a_y \frac{h_{CG}}{l_{carro}} \quad (22)$$

Como boa prática de projeto, deve-se sempre buscar avaliar o funcionamento do mecanismo projetado em situações limites de uso e performance. No contexto de carros de competição, deseja-se em teoria que o veículo seja conduzido em condições limites de potência do motor e de frenagem por todo o trajeto. Isso significa que a frenagem sempre é realizada no maior valor possível de desaceleração, no limiar do travamento das rodas, quando o valor de atrito estático entre pneus e solo é máximo. Nessas condições, Puhn (1985) destaca que a força de frenagem $F_{frenagem}$ dada pela Equação 23 será:

$$F_{frenagem} = m_{carro} a_y \quad (23)$$

Considerando que a força de frenagem é a somatória das forças de atrito dianteiras e traseira, obtêm-se a Equação 24 por:

$$F_{frenagem} = F_{at,total} = (N_{f,t} + N_{f,d})\mu \quad (24)$$

No caso geral, a força normal total do carro (N_{carro}) é gerada como reação da força peso do carro, e, portanto, escreve-se a Equação 25 como:

$$(N_{f,t} + N_{f,d}) = N_{carro} = m_{carro}g \quad (25)$$

Substituindo a Equação 23 na Equação 24, seguida da Equação 24 na Equação 25, e indicando o coeficiente de atrito estático entre o pneu e o solo como μ_{ps} , obtêm-se a Equação 26:

$$a_y = \mu_{ps}g \quad (26)$$

Parametrizando a Equação 26 pela aceleração da gravidade $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, têm-se a Equação 27:

$$a_{y,G} = \mu_{ps} \quad [G] \quad (27)$$

Pode-se então substituir a Equação 27 nas Equações 21 e 22, de modo que se resulta nas Equações 28 e 29:

$$N_{f,d} = W_{carro} \left(1 - \frac{l_{CG}}{l_{carro}}\right) + W_{carro}\mu_{ps} \frac{h_{CG}}{l_{carro}} \quad (28)$$

$$N_{f,t} = W_{carro} \frac{l_{CG}}{l_{carro}} - W_{carro}\mu_{ps} \frac{h_{CG}}{l_{carro}} \quad (29)$$

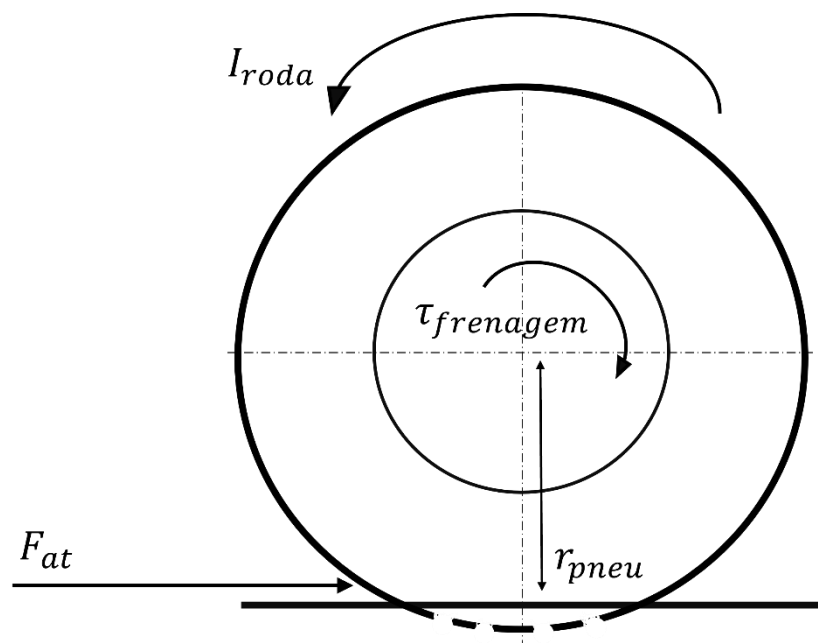
O último termo das Equações 28 e 29 é chamado, por autores como Puhn (1985) e Limpert (2011), de Transferência de Carga de Frenagem (TC), assinalado por eles de acordo com a Equação 30:

$$TC = W_{carro}\mu_{ps} \frac{h_{CG}}{l_{carro}} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} N_{f,d} = N_{e,d} + TC \\ N_{f,t} = N_{e,t} - TC \end{cases} \quad (30)$$

O termo TC é importante, pois indica que, durante uma frenagem, parte do peso que estava sobre o eixo traseiro do carro é transferido para o eixo dianteiro, o que faz com que os esforços de frenagem na dianteira sejam maiores do que na traseira, e, conseqüentemente, um projeto de eixo com maior torque e potência de frenagem deve ser aplicado na dianteira do veículo.

Após encontrar os valores das forças atuantes no carro durante a frenagem, parte-se para o estudo do DCL da roda durante a frenagem descrito por Gillespie (1992), ilustrado na Figura 18. A frenagem é produzida pelo torque contrário ao torque de frenagem. Este torque contrário é produzido pelos componentes do sistema de freio montados na roda, sendo o esforço responsável por realizar o trabalho que converterá a energia cinética do veículo em energia térmica.

Figura 168 - DCL de um pneu durante situação de frenagem



Fonte: Gillespie, 1992. Adaptado.

Segue do balanço de momentos no DCL a Equação 31:

$$\sum M_{roda} = I_{roda} \alpha_{roda} \quad \rightarrow \quad \tau_{frenagem} - F_{at,pneu} r_{pneu} = I_{roda} \alpha_{roda} \quad (31)$$

em que:

M_{roda} são os momentos aplicados em relação ao centro da roda;

I_{roda} é o momento de inércia de massa do conjunto de roda;

α_{roda} é a aceleração angular do conjunto de roda;

$\tau_{frenagem}$ é o torque de frenagem aplicado pelo sistema de freios;

$F_{at,pneu}$ é a força de atrito entre o pneu e o solo;

r_{pneu} é o raio efetivo do pneu.

Assim, ao substituir a Equação 5 na Equação 31, têm-se para o eixo dianteiro e traseiro respectivamente as Equações 32 e 33 dadas por:

$$\tau_d = N_{f,d} \mu_{ps} r_{pneu} + I_{roda} \alpha_{roda} \quad (32)$$

$$\tau_t = N_{f,t} \mu_{ps} r_{pneu} + I_{roda} \alpha_{roda} \quad (33)$$

em que:

τ_d é o torque de frenagem exercido no eixo dianteiro;

τ_t é o torque de frenagem exercido no eixo traseiro;

$N_{f,d}$ é a força normal em situação dinâmica de frenagem sobre o eixo dianteiro;

$N_{f,t}$ é a força normal em situação dinâmica de frenagem sobre o eixo traseiro;

μ_{ps} é o coeficiente de atrito estático entre o pneu e o solo;

r_{pneu} é o raio efetivo do pneu;

I_{roda} é o momento de inércia de massa do conjunto de roda;

α_{roda} é a aceleração angular do conjunto de roda.

O raio efetivo do pneu é a medida da distância do centro da roda até o chão. Tal distância é menor que o raio nominal do pneu, devido à sua elasticidade e pressão interna. Valores de raio efetivo correspondem a cerca de 95% do raio nominal do pneu (GILLESPIE, 1992).

Sabendo o valor do torque de frenagem realizado pela pressão das pastilhas no disco, pode-se reescrever o torque de frenagem em função do raio do disco e da força de atrito realizada sobre ele, obtendo assim as Equações 34 e 35 (PUHN, 1985):

$$\tau_d = 2 (P_{past,d} A_{past,d} \mu_{dp} r_{disco,d}) \quad (34)$$

$$\tau_t = 2 (P_{past,t} A_{past,t} \mu_{dp} r_{disco,t}) \quad (35)$$

em que:

τ_d é o torque de frenagem exercido no eixo dianteiro;

τ_t é o torque de frenagem exercido no eixo traseiro;

$P_{past,d}$ é a pressão aplicada sobre as pastilhas dianteiras pelo cilindro da pinça;

$P_{past,t}$ é a pressão aplicada sobre as pastilhas traseiras pelo cilindro da pinça;

$A_{past,d}$ é a área de contato das pastilhas dianteiras;

$A_{past,t}$ é a área de contato das pastilhas traseiras;

μ_{dp} é o coeficiente de atrito dinâmico entre disco e pastilha;

$r_{disco,d}$ é o raio médio do disco de freio dianteiro;

$r_{disco,t}$ é o raio médio do disco de freio traseiro.

As Equações 34 e 35 apresentam a multiplicação pelo número 2, dado que no caso das pinças de freio fixas usadas no protótipo FR18T, o disco é pressionado simultaneamente em ambas as faces. Logo, a soma dessas duas forças de atrito produz o torque de frenagem no disco, transferido para a roda. A força de compressão gerada pela pinça é provocada pela pressão na linha de freio sobre a área da pastilha, que por sua vez, é gerada pela força aplicada ao cilindro mestre pelo pressionamento do pedal. A relação entre essas forças pode ser calculada pelo Teorema de Pascal para fluidos a partir da geometria das peças do sistema (PUHN, 1985).

Por fim, em posse dos valores do torque de frenagem, calcula-se a razão de frenagem entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro pela Equação 36 (LIMPERT, 2011):

$$\gamma_{torque} = \frac{\tau_d}{\tau_d + \tau_t} \quad (36)$$

em que:

γ_{torque} é a razão de frenagem entre eixos dianteiro e traseiro;

τ_d é o torque de frenagem exercido no eixo dianteiro;

τ_t é o torque de frenagem exercido no eixo traseiro.

Ao final da modelagem dinâmica dos freios, em posse do valor da razão de

frenagem, é possível avaliar o quanto os freios dianteiros colaboram para a realização desta, assim como pode-se determinar as parcelas de energia cinética que serão direcionadas para cada eixo. Prossegue-se a partir disso para a modelagem térmica do projeto.

5.1.2 Equacionamento Térmico Dinâmico de Frenagem

A modelagem térmica do caso estudado foi realizada em duas partes. Primeiramente, considerou-se o caso em que a temperatura do disco de freio era tomada como homogênea em toda a geometria do corpo, ou seja, variava apenas com o tempo. Essa modelagem, conhecida como Modelagem de Capacitância Térmica Global, foi realizada a partir da avaliação do número de Biot, que indicou a possibilidade de uso desse modelo (FELÍCIO, 2010; INCROPERA *et al.*, 2008).

Após aprovação do projeto a partir dessa modelagem simplificada, partiu-se para realização da análise térmica pelo método de EF, que leva em consideração a geometria do disco durante a realização da simulação.

Ambos os modelos são detalhados a seguir.

5.1.2.1 Método da Capacitância Global

Segundo Incropera *et al.* (2008), problemas térmicos podem ser modelados desconsiderando-se a geometria do corpo (cuja massa atua como capacitância térmica) caso o teste do Número de Biot dado pela Equação 37 seja satisfeito:

$$Bi = \frac{hL_c}{k} < 0,1 \quad , \text{sendo } L_c = \frac{V}{A_{sup}} \quad (37)$$

em que:

Bi é o número de Biot;

h é o coeficiente convectivo;

k é a condutividade térmica;

L_c é o comprimento característico da geometria do objeto;

V é o volume do objeto;

A_{sup} é a área superficial do objeto.

Portanto, quando o Número de Biot é menor do que 0,1, o erro obtido por considerar que a temperatura é homogênea por todo o volume e superfície do corpo é pequeno o suficiente para ser desconsiderado.

No caso de discos de freio sólidos de protótipos de Fórmula SAE, esse teste costuma ser válido, e, portanto, uma análise térmica inicial considerando o caso da capacitância global é passível de ser realizada, e pode apontar desde o começo possíveis falhas no projeto do freio.

A modelagem dinâmica escolhida é baseada na proposta por Felício (2010), pela qual obtém-se a equação diferencial de governo do problema por meio da modelagem por resistências e capacitâncias térmicas. Essa modelagem, a qual descreve o sistema por meio de Equações Diferenciais Ordinárias (EDO), permite logo no início identificar o tipo de sistema com base na EDO, podendo-se obter sistemas de 1ª ou 2ª Ordem.

De acordo com a Ordem do Sistema, é possível ter uma previsão da sua resposta para certos tipos de entrada, ainda mais especificamente quando se conhecem alguns parâmetros do sistema. Por exemplo, para sistemas de 1ª Ordem, a partir da constante de tempo do sistema, seu comportamento pode ser bem determinado. No caso de sistemas de 2ª Ordem temos casos mais complexos, pois o comportamento do sistema pode resultar em três casos distintos: sistemas subamortecidos (quando o coeficiente de amortecimento $\xi < 1$), sistemas criticamente amortecidos (quando o coeficiente de amortecimento $\xi = 1$) e sistemas superamortecidos (quando o coeficiente de amortecimento $\xi > 1$).

Para conseguir obter a resposta no tempo de um sistema dinâmico, definindo-se de maneira objetiva seus parâmetros característicos, utiliza-se a Transformada de Laplace para encontrar a Função de Transferência (FT) do modelo a partir da EDO de governo, e dessa forma facilitar a obtenção das respostas no domínio Laplaciano.

No caso do presente trabalho, as FTs são implementadas em um software de programação matemática, (como por exemplo o *MATLAB*), o qual permite inserir dados de entrada nas FTs e obter a resposta do sistema no domínio do tempo e da frequência.

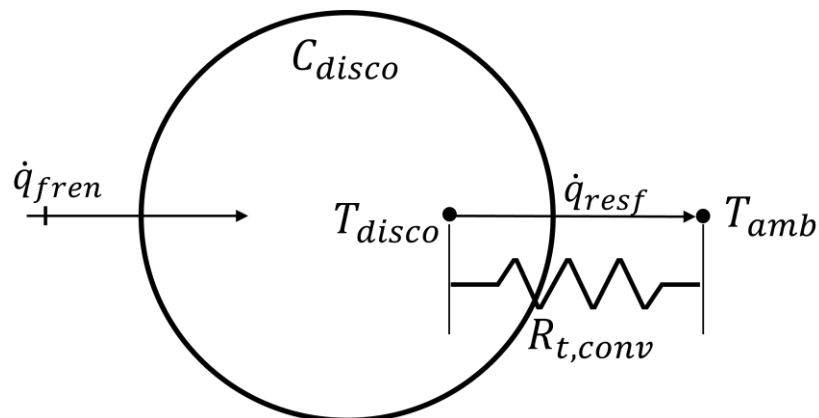
No caso do comportamento térmico dos freios de um Fórmula SAE, deseja-se

principalmente analisar o disco de freio como capacitância térmica do conjunto. Desta forma, iniciou-se a modelagem do disco a partir das seguintes hipóteses simplificadoras:

- a geometria da capacitância térmica permite transferência de calor unidirecional;
- resistências e capacitâncias térmicas lineares e puras (calor específico, condutividade térmica e coeficiente convectivo dos componentes são constantes);
- pequenas variações das grandezas físicas (não há mudanças de estado físico);
- a temperatura do corpo é uniforme e homogênea.

De posse das hipóteses, o modelo físico representativo do sistema real é apresentado a Figura 19:

Figura 1917 - Modelo do Disco de Freio para o Método de Capacitância Global



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Figura 19, denota-se que \dot{q}_{fren} é a taxa de transferência de calor gerado pelo atrito absorvida pelo disco, \dot{q}_{resf} é a taxa de transferência de calor dissipada pelo disco por meio da convecção, C_{disco} é a capacitância térmica do disco, T_{disco} é a temperatura do disco, T_{amb} é a temperatura ambiente e $R_{t,conv}$ é a resistência térmica à convecção.

Conforme determina Felício (2010), aplica-se então a Lei da Conservação de Energia dada pela Equação 38:

$$\sum \dot{q}_{in} - \sum \dot{q}_{out} = C_t \frac{dT_{Ct}}{dt} \quad (38)$$

em que:

\dot{q}_{in} é a taxa de transferência de calor absorvida pela capacitância térmica;

\dot{q}_{out} é a taxa de transferência de calor dissipada pela capacitância térmica;

C_t é a capacitância térmica;

T_{Ct} é a temperatura da capacitância térmica.

Considerando que, no caso do modelo de freio de um Fórmula SAE, o calor que entra é a parcela do calor de frenagem \dot{q}_{fren} gerado pelo atrito que vai para o disco, que o calor que sai é o calor de resfriamento \dot{q}_{resf} do disco a partir da convecção, e que a capacitância térmica é o próprio disco (C_{disco}), obtém-se a Equação 39:

$$\dot{q}_{fren} - \dot{q}_{resf} = C_{disco} \frac{dT_{disco}}{dt} \quad (39)$$

em que:

\dot{q}_{fren} é a taxa de transferência de calor gerado pelo atrito absorvida pelo disco;

\dot{q}_{resf} é a taxa de transferência de calor dissipada pelo disco por meio da convecção;

C_{disco} é a capacitância térmica do disco;

T_{disco} é a temperatura do disco.

Por analogia com a equação de potencial e corrente sobre uma resistência elétrica, Felício (2010) escreve para os casos térmicos a Equação 40, na qual a taxa de transferência de calor sobre uma resistência é proporcional à diferença de temperatura:

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (40)$$

em que:

\dot{q} é a taxa de transferência de calor;

ΔT é a diferencial de temperaturas;

$R_{t,conv}$ é a resistência térmica.

Logo, no caso do modelo de frenagem, a Equação 40 é reescrita como a Equação 41:

$$\dot{q}_{resf} = \frac{T_{disco} - T_{amb}}{R_{t,resf}} \quad (41)$$

em que:

\dot{q}_{resf} é a taxa de transferência de calor dissipada pelo disco por meio da convecção;

T_{disco} é a temperatura do disco;

T_{amb} é a temperatura ambiente;

$R_{t,resf}$ é a resistência térmica do resfriamento do disco.

Observando-se o modelo e as hipóteses simplificadoras, percebe-se que a resistência térmica, no caso do resfriamento de um disco, envolve o fenômeno de transferência de calor por convecção. Assim, substituindo a Equação 10 no denominador da Equação 41, considerando o coeficiente convectivo h e a área superficial do disco de freio $A_{sup,disco}$, obtém-se a Equação 42:

$$\dot{q}_{resf} = \frac{T_{disco} - T_{amb}}{hA_{sup,disco}} \quad (42)$$

Substituindo o valor da taxa de transferência de calor do resfriamento da Equação 42 na Equação 39, obtém-se para a Lei a Equação 43 dada por:

$$\dot{q}_{fren} - \left(\frac{T_{disco} - T_{amb}}{hA_{sup,disco}} \right) = C_{disco} \frac{dT_{disco}}{dt} \quad (43)$$

Nota-se que o sistema possui duas entradas temporais ($T_{amb}(t)$ e $\dot{q}_{fren}(t)$) e

uma saída temporal ($T_{disco}(t)$), constituindo assim um sistema *Multiple Inputs, Single Output* (MISO) – Múltiplas Entradas, Única Saída. Para obtenção da solução da equação diferencial de governo deste tipo de sistema, Felício (2010) faz uso da Equação 44 como uma equação auxiliar, a qual permite obterás FTs em que apenas o termo $\dot{q}_{fren}(t)$ é entrada do sistema:

$$\dot{q}_{fren} = \dot{q}_{fren} \quad (44)$$

Aplicando-se a Transformada de Laplace nas Equações 43 e 44, o modelo dinâmico matricial é dado pela Equação 45:

$$\begin{bmatrix} (C_{disco}s + hA_{sup,disco}) & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} T_{disco} \\ \dot{q}_{fren} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{amb}hA_{sup,disco} \\ \dot{q}_{fren} \end{Bmatrix} \quad (45)$$

Como o objetivo do estudo é entender o comportamento da temperatura de frenagem a partir da taxa de calor de frenagem gerada durante o atrito, usa-se a relação T_{disco}/\dot{q}_{fren} para aplicar a regra de Kramer no sistema, e obter a FT denominada de $G(s)$ do modelo na forma padrão:

$$G(s) = \frac{T_{disco}}{\dot{q}_{fren}} = \frac{1/(hA_{sup,disco})}{\left(\frac{C_{disco}}{hA_{sup,disco}}\right)s + 1} \quad (46)$$

A escrita da FT na forma padrão arranja os parâmetros da FT de 1ª Ordem (ganho K_{FT} e constante de tempo τ_{FT}) de modo a ficarem descritos por:

$$K_{FT} = \frac{1}{hA_{sup,disco}} \quad \tau_{FT} = \frac{C_{disco}}{hA_{sup,disco}} \quad (47) \quad (48)$$

A partir da FT do problema $G(s)$, a implementação da mesma no software *MATLAB* é realizada, utilizando, como entrada \dot{q}_{fren} .

Para obter a entrada desejada, é necessária a aplicação do equacionamento de energias e potências de frenagem proposto por Limpert (2011), sobre os dados obtidos a partir da simulação de volta no software *OptimumLap*. A obtenção dos

dados de entrada via simulação de voltas, e a implementação de simulação da FT no *MATLAB* são descritas nas seções 5.2.1 e 5.2.2 respectivamente.

5.1.2.2 Modelagem Térmica por Energia

Limpert (2011) divide as etapas do projeto térmico de um freio automotivo em diversas etapas, as quais permitem realizar os cálculos de distribuição de temperatura do freio em diferentes situações, como por exemplo, para frenagens em ciclos repetidos (com tempos de frenagem e intervalos de resfriamento igualmente espaçados), para casos de parada única, casos de manutenção da velocidade constante do veículo em uma descida, entre outros.

A partir do estudo do equacionamento proposto por Limpert (2011), optou-se por utilizar, para a modelagem das frenagens de um Fórmula SAE na competição, o caso em que o autor realiza uma análise completa da transformação energética durante a frenagem. Posteriormente, o autor expõe o modelo que permite calcular analiticamente a temperatura do disco em qualquer ponto de sua espessura, em qualquer tempo da parada, a partir de qualquer temperatura inicial do disco. No entanto, a abordagem utilizada neste trabalho para obtenção das temperaturas no disco foi a computacional, por meio da simulação de EF, fazendo-se uso apenas da modelagem energética da obra do autor.

Limpert (2011) sugere a aplicação das seguintes hipóteses durante o projeto de freios em sua modelagem:

- a temperatura é função apenas do tempo e da coordenada normal ao plano de atrito;
- coeficiente convectivo do disco é constante;
- fluxo de calor ocorre de maneira uniforme na direção normal à superfície de atrito;
- as propriedades térmicas dos materiais são constantes, e obtidas a partir de valores médios de temperatura;
- a temperatura ambiente T_{amb} é constante;
- as trocas de calor por radiação não são consideradas.

A modelagem matemática proposta inicia-se pelo cálculo da energia transformada em calor durante a frenagem, e pela potência que equivale a taxa de

transferência de calor, dados respectivamente pelas Equações 49 e 50:

$$E_{fren} = \frac{m_{carro}(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \frac{I_{rot}(\omega_1^2 - \omega_2^2)}{2} = \frac{m_{carro}k_{rot}(v_1^2 - v_2^2)}{2} \quad (49)$$

$$Pot_{fren} = \dot{q}_{fren} = \frac{E_{fren}}{t_{fren}}(1 - s_{slip}) \quad (50)$$

em que:

E_{fren} é a energia total convertida em calor durante a frenagem;

m_{carro} é a massa do veículo;

I_{rot} é o momento de inércia de massa dos conjuntos de roda do veículo;

v_1, v_2 é a velocidade do veículo no início e final da frenagem;

ω_1, ω_2 é a velocidade angular das rodas no início e final da frenagem;

k_{rot} é o fator de equivalência de massas rotativas;

Pot_{fren} é a potência de frenagem;

\dot{q}_{fren} é a taxa de transferência de calor gerado pelo atrito absorvida pelo disco;

t_{fren} é o tempo de duração da frenagem;

s_{slip} é o fator de deslizamento dos pneus.

Em seguida, busca-se calcular o fluxo de calor que incide sobre uma das faces do disco de freio. Para isso, deve-se dividir a potência total pelos fatores de distribuição da frenagem entre eixo dianteiro e traseiro, entre pastilha e disco, e novamente dividir o fluxo em quatro, já que cada eixo possui duas rodas, e cada roda possui duas faces do disco de freio, resultando assim numa formulação de fluxo de calor calculada por Limpert (2011) pela Equação 51:

$$q''_{fren} = \frac{\dot{q}_{fren} \gamma_{torque} \gamma_{disco-past}}{4 A_{sup,disco}} \quad (51)$$

em que:

q''_{fren} é o fluxo de calor através de uma das faces do disco;

\dot{q}_{fren} é a taxa de transferência de calor gerado pelo atrito absorvida pelo disco;

γ_{torque} é a razão de frenagem entre eixos dianteiro e traseiro;

$\gamma_{disco-past}$ é a razão de fluxo de calor entre disco e pastilha;

$A_{sup,disco}$ é a área superficial do disco de freio.

A obtenção do fator de distribuição de calor entre pastilha e disco é dada a partir das propriedades térmicas de ambos. Limpert (2011) determina-o pela Equação 52:

$$\gamma_{disco-past} = \frac{1}{1 + \left(\frac{c_{past} \rho_{past} k_{past}}{c_{disco} \rho_{disco} k_{disco}} \right)^{1/2}} \quad (52)$$

em que:

$\gamma_{disco-past}$ é a razão de fluxo de calor entre disco e pastilha;

c_{disco} é o calor específico do material do disco;

ρ_{disco} é a densidade do material do disco;

k_{disco} é a condutividade térmica do material do disco;

c_{past} é o calor específico do material da pastilha;

ρ_{past} é a densidade do material da pastilha;

k_{past} é a condutividade térmica do material da pastilha.

As equações foram inseridas em uma rotina do software *MATLAB*, e a partir dos dados de entrada em vetores de tempo, velocidade e aceleração do veículo e *pedal ratio* do freio (parâmetro que indica a quantidade de freio aplicada em determinado instante de tempo), foi possível converter os dados da simulação do *OptimumLap* em dados de potência e fluxo de calor, posteriormente aplicados no modelo da Capacitância Global e no software de EF.

5.2 SOFTWARES DE SIMULAÇÃO

Atualmente, a grande capacidade de processamento dos computadores permite a realização de análises numéricas com grandes quantidades de dados de

entrada, intervalos pequenos de simulação, e alta resolução da saída. Assim, foram exploradas diferentes simulações no presente trabalho buscando obter dados de entrada para as diversas etapas da metodologia, bem como aplicar as modelagens propostas. Os softwares utilizados para realização de tais simulações serão descritos nesta seção.

5.2.1 *OptimumLap*

As análises de frenagem são baseadas em modelagens que utilizam da conversão da energia cinética do veículo em calor.

Portanto, como dados de entrada iniciais para realização desses cálculos, utilizam-se a massa e a velocidade do carro, as quais são grandezas necessárias para cálculo da energia cinética antes e após a frenagem, e cuja diferença denota a quantidade de energia que foi convertida em calor.

A massa do carro, por hipótese, é considerada constante ao longo de uma corrida (apesar de saber-se que durante o trajeto o combustível do tanque é consumido). Logo, a grandeza de interesse é a velocidade do bólido ao longo do percurso.

Para se obter os valores de velocidade ao longo de uma volta da corrida, foi utilizado no presente trabalho o software de simulação de volta *OptimumLap*, versão 1.5.5, da empresa norte-americana *OptimumG*.

Segundo o site da desenvolvedora, o software *OptimumLap* é um programa que realiza, a partir de dez parâmetros básicos do veículo, a simulação de uma performance ótima do carro em um circuito determinado, com um modelo de massa pontual do carro com quatro pontos de transmissão de forças para o solo. Esse modelo é nomeado de Modelo de Pacejka (OPTIMUMG, 2022).

Assim, a partir da entrada dos parâmetros do veículo e do mapa do circuito, o programa é capaz de fornecer mais de cem combinações de resultados na forma de curvas e planilhas, indicando a performance do veículo em cada ponto do traçado.

Para o presente trabalho, foi realizada a simulação do protótipo FR18T da equipe Fórmula Route UFSCar, realizando o circuito no Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo (ECPA), autódromo no qual ocorrem as competições de Fórmula SAE no Brasil. O traçado do circuito real seguido na Competição possui aproximadamente 1000 m de extensão total.

Os dados do veículo, bem como as dimensões do autódromo e a comparação do trajeto obtido com o mapa do autódromo real podem ser encontrados nas Tabelas de 1 a 7 e nas Figuras 20 e 21, elaboradas pelo autor. As saídas no tempo obtidas foram: velocidade do veículo; aceleração longitudinal; e *pedal ratio* do freio. Foram obtidos quatro mil dados de saída para cada parâmetro.

As saídas obtidas serviram como entrada para as modelagens e simulações seguintes.

Tabela 1 - Parâmetros de Entrada Gerais do Veículo no *OptimumLap*

General Data - Dados Gerais do Veículo			
Parâmetro OptimumLap	Parâmetro	Entrada	Unidade
Vehicle Type	Tipo de Veículo	FSAE	---
Mass	Massa	350,00	kg
Driven Type	Tracionamento	2WD	---

Tabela 2 - Parâmetros de Entrada Aerodinâmicos do Veículo no OptimumLap

Aero Data - Dados Aerodinâmicos			
Parâmetro OptimumLap	Parâmetro	Entrada	Unidade
Drag-Lift ou Efficiency-Lift	Resistência Aerodinâmica ou Eficiência	Drag-Lift	---
Drag Coefficient	Coefficiente de Resistência Aerodinâmica	0,800	---
Efficiency	Eficiência	1,625	---
Downforce Coefficient	Coefficiente de Sustentação	1,300	---
Front Area	Área Frontal do Veículo	0,980	m ²
Air Density	Densidade do Ar	1,225	kg/m ³

Tabela 3 - Parâmetros de Entrada dos Pneus do Veículo no *OptimumLap*

Tyre Data - Dados dos Pneus			
Parâmetro OptimumLap	Parâmetro	Entrada	Unidade
Tyre Width	Largura do Pneu	255	mm
Height/Width Ratio	Razão Altura/Largura	55	---
Diameter of Wheel Rim	Diâmetro da Roda	13	pol
Tyre Radius (automatico)	Raio do Pneu	0,305	m
Rolling Resistance	Resistência a Rolagem	0,02	---
Longitudinal Friction	Coefficiente de Atrito Longitudinal	1,1	---
Lateral Friction	Coefficiente de Atrito Lateral	1,1	---

Tabela 4 - Parâmetros de Entrada do Motor do Veículo no *OptimumLap*

Engine Data - Dados do Motor								
Parâmetro	Entrada	Unidade	Parâmetro	Entrada	Unidade			
OptimumLap Parâmetro			OptimumLap Parâmetro					
	1000			45,0				
	2000			48,0				
	3000			51,5				
	4000			55,0				
Engine Speed	5000	RPM	Engine Torque	58,0	N.m	Torque do Motor		
	6000					60,0		
	7000					60,5		
	8000					60,0		
	9000					59,5		
	10000					59,0		
	10500					58,5		

Tabela 5 - Parâmetros de Entrada do Combustível do Veículo no *OptimumLap*

Fuel Consumption Data - Dados do Combustível			
Parâmetro OptimumLap	Parâmetro	Entrada	Unidade
Thermal Efficiency (optional) Fuel	Eficiência Térmica do Motor Combustível	35 E85	% ---
Fuel Energy Density (optional) (automatic)	Densidade Energética do Combustível (dado opcional de preenchimento automático)	25650000	J/kg

Tabela 6 - Parâmetros de Entrada da Transmissão do Veículo no *OptimumLap*

Transmission Data - Dados da Transmissão do Veículo					
Parâmetro OptimumLap	Parâmetro	Entrada		Shift Point (RPM de mudança de marcha)	Unidade
Transmission Type	Tipo de Transmissão	Sequential Gearbox		---	---
Nº of Gears	Nº de Marchas	6		---	---
Gear Ratio: Gear 1	Relação de Transmissão: 1ª Marcha	2,8462	37:13	8000	RPM
Gear Ratio: Gear 2	Relação de Transmissão: 2ª Marcha	1,9474	37:19	8000	RPM
Gear Ratio: Gear 3	Relação de Transmissão: 3ª Marcha	1,5556	28:18	8000	RPM
Gear Ratio: Gear 4	Relação de Transmissão: 4ª Marcha	1,3333	32:24	8000	RPM
Gear Ratio: Gear 5	Relação de Transmissão: 5ª Marcha	1,1905	25:21	8000	RPM
Gear Ratio: Gear 6	Relação de Transmissão: 6ª Marcha	1,0833	26:24	10500	RPM
Final Drive Ratio	Relação de Transmissão Final (pinhão/coróa)	3,5625	57:16	---	---
Drive Efficiency	Eficiência de Transmissão	96%		---	---

Tabela 7 - Parâmetros de Entrada de Fatores de Performance do Veículo no *OptimumLap*

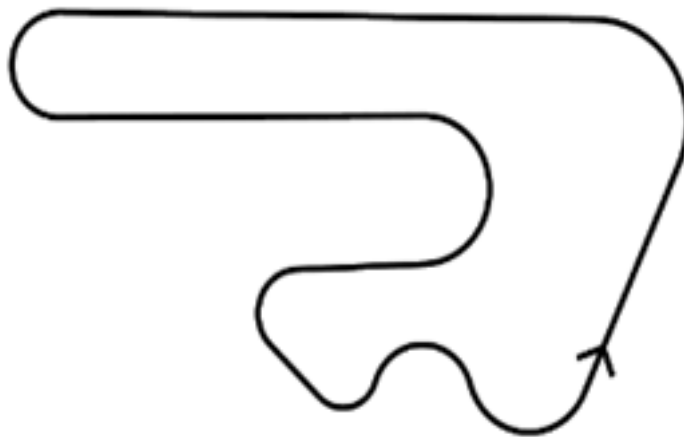
Scaling Factors			
Parâmetro OptimumLap	Parâmetro	Entrada	Unidade
Power Factor	Fator de Potência	100	%
Aero Factor	Fator de Aerodinâmica	100,00	%
Grip Factor	Fator de Aderência	100	%

Figura 20 - Vista Aérea do Circuito de Fórmula SAE do Autódromo ECPA



Fonte: Vista de Satélite do Google Maps, 2022.

Figura 21 - Desenho Esquemático do Modelo do Circuito ECPA criado no *OptimumLap*



Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 8 – Dados de Entrada para Criação do Circuito ECPA no *OptimumLap*

Track Configurator - Dados para Criação de Circuito					
Type	Tipo	Section Length [m]	Comprimento da Seção [m]	Corner Raidus [m]	Raio de Curva [m]
Straight	Reta		80		---
Left	Curva à Esquada		80		40
Straight	Reta		230		---
Left	Curva à Esquada		65		20,5
Straight	Reta		160		---
Right	Curva à Direita		90		29
Straight	Reta		55		---
Left	Curva à Esquada		40		17
Straight	Reta		30		---
Left	Curva à Esquada		30		15
Right	Curva à Direita		55		22
Left	Curva à Esquada		65		27
Straight	Reta		20		---
Total Distance [m]	Comprimento Total [m]		1000		---

5.2.2 MATLAB

O software *MATLAB*, da empresa norte-americana *MathWorks*, é considerado como uma plataforma de programação e processamento numérico de dados, utilizado para desenvolvimento de programas, análise de dados, e aplicação e simulação de modelos matemáticos (MATHWORKS, 2022).

No presente estudo foi utilizada a versão R2015a 8.5.0.

Por meio do uso do software, foi criado um roteiro de programação no qual foi inserida a modelagem matemática baseadas no método da Capacitância Global (Felício, 2010), bem como os dados finais da pesquisa para elaboração dos Resultados.

A partir dessa rotina, foram introduzidos os dados de entrada obtidos pela simulação de volta no *OptimumLap*, e calculadas as respostas analíticas da temperatura no modelo. A rotina *MATLAB* elaborada se encontra no APÊNDICE B – Rotina *MATLAB* do presente trabalho, e as curvas de resposta plotadas no software são apresentadas na seção de Resultados.

Optou-se por realizar a simulação do modelo em dois casos: simulando apenas

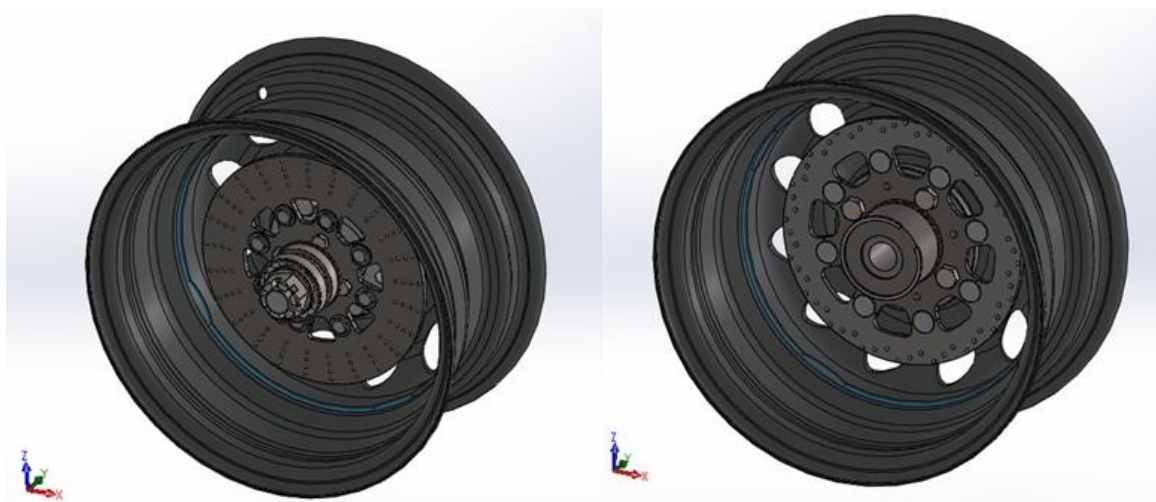
uma volta no circuito, e simulando a realização da corrida completa (vinte e duas voltas). Como o modelo empregado é de 1ª Ordem, espera-se que o mesmo atinja comportamento em regime com o passar tempo, e a simulação da corrida completa permite visualização de tal comportamento dinâmico dos freios.

Vale ressaltar que, para implementação das modelagens citadas, outros parâmetros de entrada do projeto de freios do FR18T (materiais, geometria das peças, dimensões do veículo) e dos componentes comerciais do mesmo foram inseridos na rotina. Os parâmetros encontrados e suas respectivas referências, quando aplicáveis, são elencados na Tabela 9 e nos desenhos em *Computer Aided Design – Projeto Auxiliado por Computador (CAD)* das peças envolvidas mostradas na Figura 22, das quais pode se encontrar mais detalhes no APÊNDICE A – Desenhos Técnicos dos Discos de Freio do FR18T.

Tabela 9 - Dados de entrada para a rotina *MATLAB*

Parâmetro	Entrada	Unidade	Referência
Comprimento do entre-eixos do carro	1,6	m	-
Distância entre centro do eixo dianteiro ao CG na	0,88	m	-
Altura do CG do carro em relação ao solo	0,33	m	-
Coefficiente de atrito estático entre o pneu e o solo	1,1	m	Puhn (1985)
Momento de inércia de massa do conjunto roda dianteiro	0,15	Kg.m ²	Dados do projeto em CAD
Momento de inércia de massa do conjunto roda traseira	0,15	Kg.m ²	Dados do projeto em CAD
Fator de correção para massas rotativas do eixo dianteiro	1,05	-	Limpert (2011)
Fator de correção para massas rotativas do eixo traseiro	1,075	-	Limpert (2011)
Fator de escorregamento dos Pneus	0,05	-	Limpert (2011)
Temperatura ambiente	303	K	Valor médio para o mês de novembro em Piracicaba – SP
Coefficiente de atrito estático entre disco e pastilhas	0,4	-	Puhn (1985)
Área da superfície de atrito do disco dianteiro	0,0301	m ²	Dados do projeto em CAD
Área da superfície de atrito do disco traseiro	0,0222	m ²	Dados do projeto em CAD
Área da superfície de atrito da pastilha dianteira	0,0019355	m ²	Willwood (2021)
Área da superfície de atrito da pastilha traseira	0,0012903	m ²	Willwood (2021)
Volume do disco dianteiro	0,0001239	m ³	Dados do projeto em CAD
Volume do disco traseiro	0,00008359	m ³	Dados do projeto em CAD
Densidade do aço SAE 1045 (material dos discos)	7870	Kg/m ³	Waldunsteel (2022)
Condutividade térmica aço SAE 1045 (material dos discos)	50,5	W/mK	Waldunsteel (2022)
Calor específico do aço SAE 1045 (material dos discos)	485	J/kg.K	Waldunsteel (2022)
Densidade de pastilhas semimetálicas	2500	Kg/m ³	Yevtushenko e Grzes (2020)
Condutividade térmica de pastilhas semimetálicas	0,39	W/mK	Yevtushenko e Grzes (2020)
Calor específico de pastilhas semimetálicas	961	J/kg.K	Yevtushenko e Grzes (2020)
Coefficiente convectivo do disco de freio dianteiro	100	W/m ² K	Limpert (2011)
Coefficiente convectivo do disco de freio traseiro	100	W/m ² K	Limpert (2011)

Figura 22 - Modelos em CAD dos conjuntos de freio dianteiro (esq.) e traseiro (dir.)



Fonte: elaborada pelo autor.

É importante salientar que alguns valores e propriedades não puderam ser obtidos com precisão devido à dificuldade de medição, ou devido ao fato de serem parâmetros de materiais e itens comerciais patenteados, cujas propriedades não são divulgadas. Consequentemente, nesses casos, foram atribuídos valores médios convencionais ou valores estimados com base nas informações encontradas nas Referências da Tabela 9.

Por fim, foi realizada também na programação em *MATLAB* uma comparação do comportamento térmico do modelo a partir de 5 valores diferentes de coeficiente convectivo: 50, 75, 100, 125 e 150 W/m².K. A comparação foi realizada para ilustrar a importância do resfriamento por convecção no projeto térmico dos freios, e a análise desta comparação pode ser encontrada na seção de Resultados.

5.2.3 *NX-Nastran*

O software *NX-Nastran*, da empresa alemã *Siemens*, é uma ferramenta de *Computered Aided Engineering* – Engenharia Auxiliada por Computador (CAE) integrado ao *NX Siemens*. O *NX-Nastran* realiza simulações dos mais variados modelos e métodos de resolução (*solvers*), e o utilizado no estudo foi o EF.

Além de ser um software considerado robusto e avançado, a escolha foi feita em razão da disponibilidade deste no DEMec da UFSCar.

A versão utilizada no presente estudo foi a 12.0.

O uso do software se deu a partir da importação da geometria dos discos de freio do modelo pelo arquivo CAD cedido pela Equipe Fórmula Route UFSCar. Foi então criado um arquivo para elaboração do modelo no formato .FEM e outro arquivo para inserção dos parâmetros de simulação no formato .SIM.

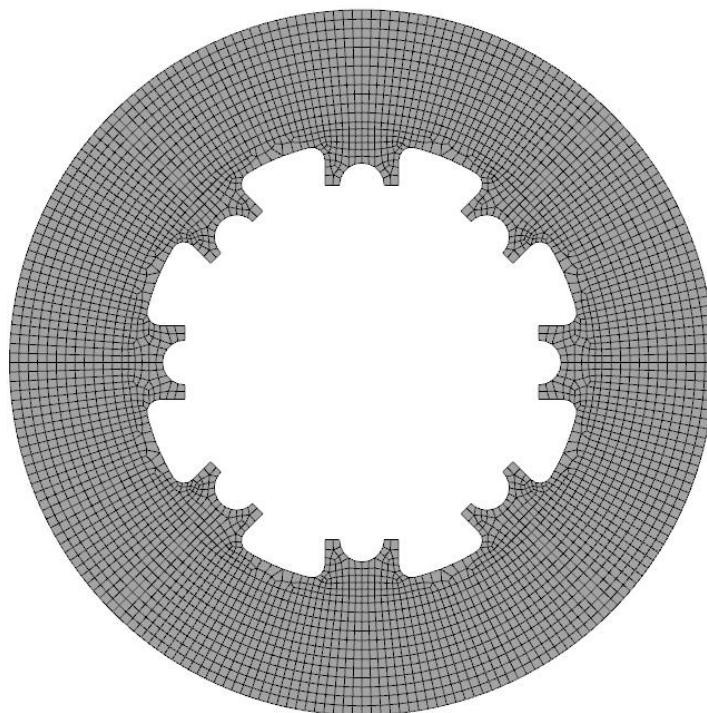
A partir do arquivo .FEM, iniciou, a modelagem atribuindo as seguintes propriedades do material:

Tabela 10 - Propriedades do Material do Disco Inseridas no *NX-Nastran*

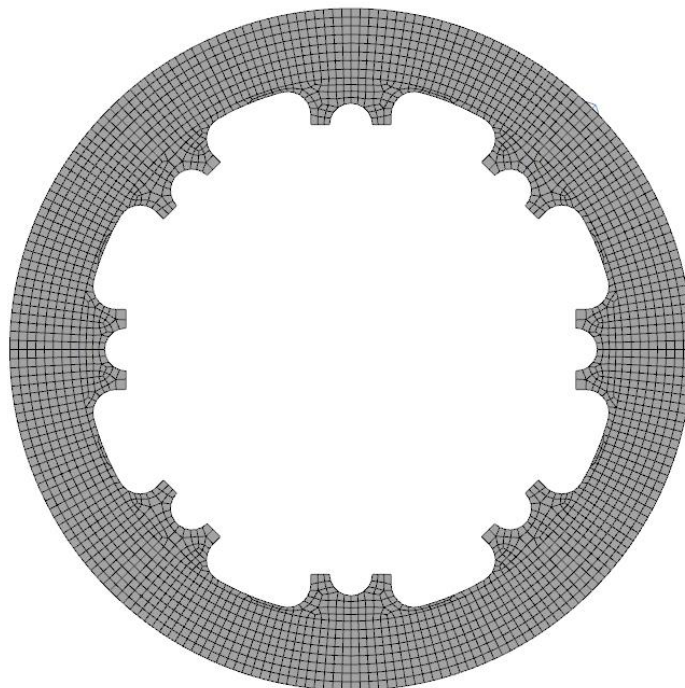
Propriedade	Entrada	Unidade
Densidade	7870	Kg/m ³
Condutividade Térmica	50,5	W/m.K
Calor Específico	485	J/kg.K

Utilizando a geometria do arquivo CAD, foi aplicada a ferramenta de geração de malha, usando elementos lineares hexaédricos de 8 nós, obtendo-se as seguintes malhas finais mostradas nas Figuras 23 e 24 para o modelo:

Figura 23 - Malha de EF do Disco Dianteiro no *NX-Nastran*



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 24 - Malha de EF do Disco Traseiro no *NX-Nastran*

Fonte: elaborada pelo autor.

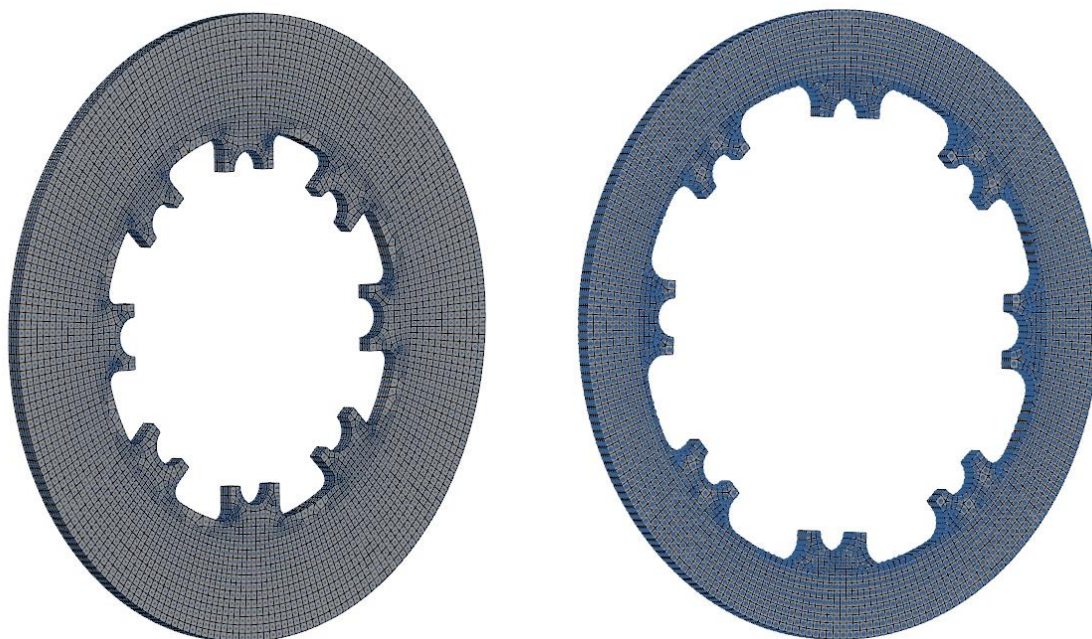
A malha do disco dianteiro apresentou configuração final de 20400 nós e 15280 elementos, enquanto a malha do disco traseiro ficou composta por 14240 nós e 10304 elementos.

Em seguida, foi configurado o arquivo .SIM, referente aos parâmetros de simulação.

Estabeleceu-se que a simulação seria do tipo Térmica Transiente. Inseriu-se se então a condição de convecção do ambiente em todos os nós superficiais do disco, com temperatura ambiente de 30 °C e coeficiente convectivo de 100 W/m².K. Em seguida, foi inserido o carregamento térmico na forma de fluxo de calor variável com o tempo para uma volta do veículo no circuito. A convecção e o fluxo de calor foram estabelecidos conforme as Figuras 25 e 26 respectivamente.

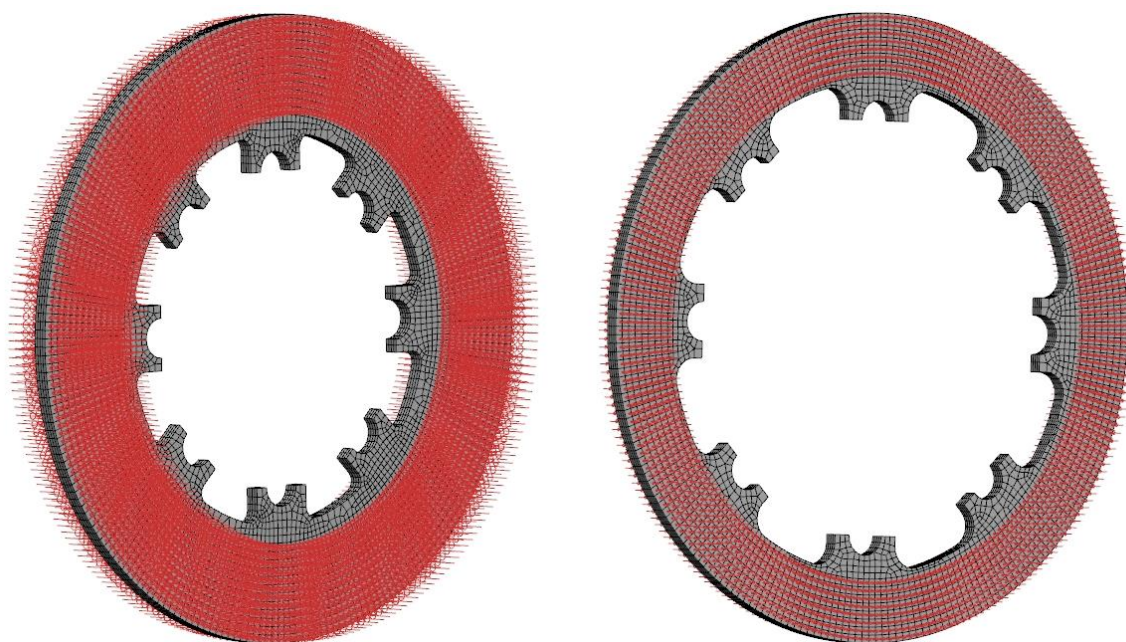
Iniciando no tempo 0 s e finalizando no tempo 50 s, com intervalos de 0,1 s, foram inseridos os vetores de fluxo de calor por tempo obtidos a partir da modelagem no *MATLAB* e do *OptimumLap*. Os fluxos de calor traseiro e dianteiro foram aplicados de acordo com a Tabela 11, resultando nas curvas dos Gráficos 1 e 2.

Figura 25 - Aplicação da Condição de Convecção nos Modelos dos Discos Dianteiro (esq.) e Traseiro (dir.) no EF



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 26 - Aplicação da Carga Térmica de Fluxo de Calor nos Modelos dos Discos Dianteiro (esq.) e Traseiro (dir.) no EF



Fonte: elaborada pelo autor.

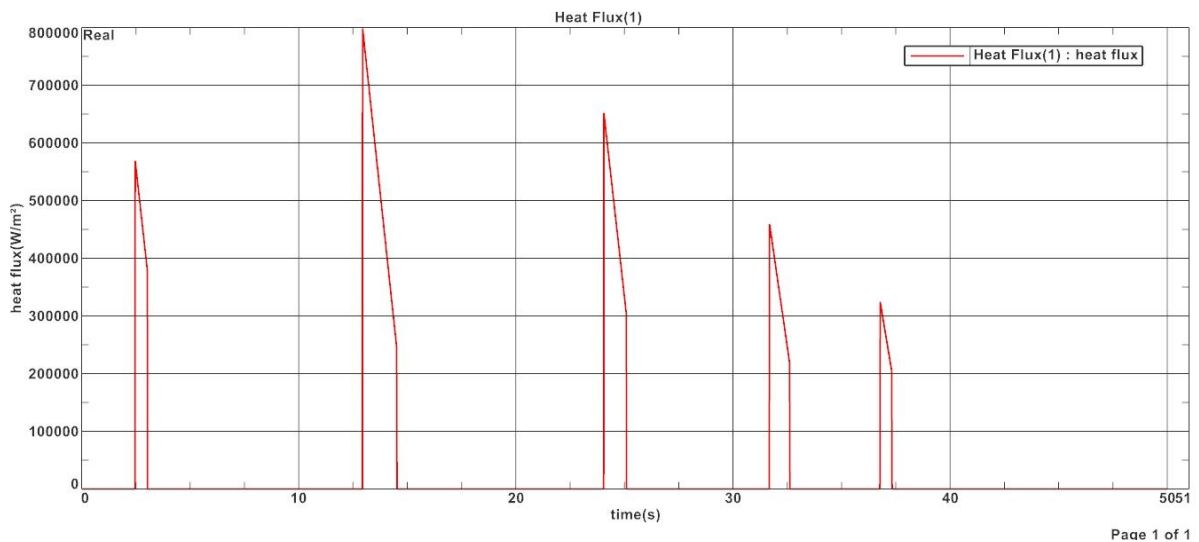
A simulação foi realizada, e os resultados foram obtidos para quatro pontos de prova selecionados: três deles na superfície do disco, sendo um no diâmetro externo, outro no diâmetro interno e outro no diâmetro médio da pista de contato com a pastilha; e um ponto interior, no centro da espessura do disco, no diâmetro médio deste.

Os resultados foram comparados com aqueles obtidos pela modelagem de Capacitância Global no *MATLAB*, exportando-se os dados via uma planilha contendo o vetor tempo e os vetores temperatura para os quatro pontos amostrais citados. Determinou-se uma faixa limite de $\pm 10\%$ de diferença entre os valores das saídas do NX-Nastran, calculada a partir da curva obtida pela modelagem de Capacitância Global no *MATLAB*, para considerar que as modelagens estão em conformidade e apresentam baixo erro uma em relação a outra.

Tabela 11 - Dados de Entrada de Fluxo de Calor por Tempo para EF

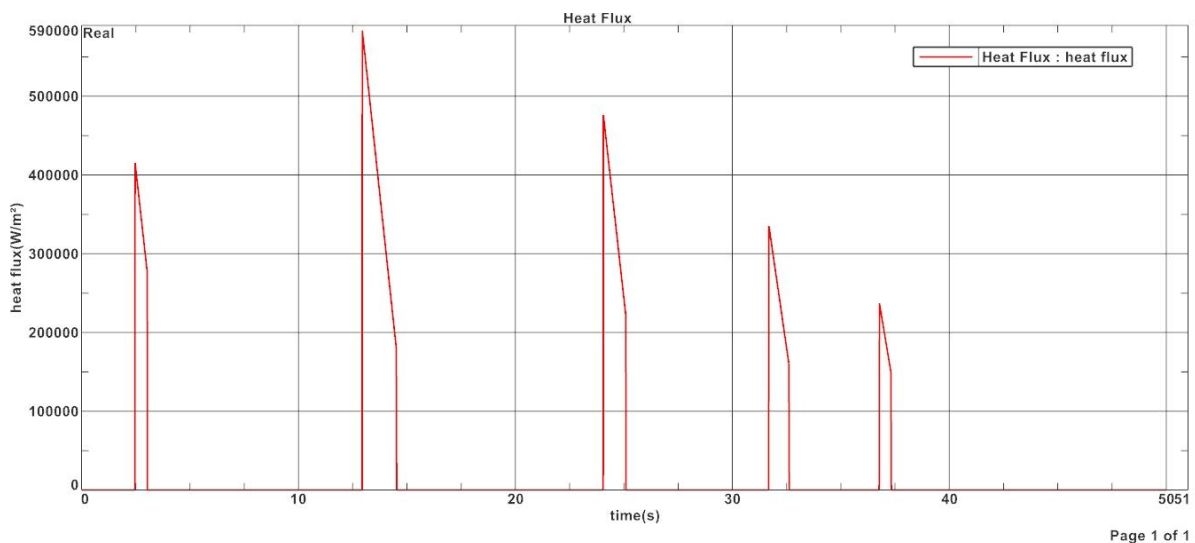
Dianteiro		Traseiro	
tempo (s)	Fluxo de calor (W/m ²)	tempo (s)	Fluxo de calor (W/m ²)
0	0	0	0
2,461	0	2,461	0
2,4695	568959,503	2,4695	415584,713
3,028	379190,376	3,028	276971,775
3,0394	0	3,0394	0
12,935	0	12,935	0
12,942	798652,449	12,942	583359,179
14,511	245665,818	14,511	179441,521
14,5276	0	14,5276	0
24,046	0	24,046	0
24,054	651928,97	24,054	476188,045
25,084	304918,002	25,084	222721,054
25,0976	0	25,0976	0
31,675	0	31,675	0
31,685	459151,294	31,685	335377,576
32,6025	219966,566	32,6025	160670,033
32,6206	0	32,6206	0
36,766	0	36,766	0
36,779	324668,287	36,779	237147,241
37,31	204696,793	37,31	149516,543
37,329	0	37,329	0
50	0	50	0

Gráfico 1 - Fluxo de Calor de Entrada no Modelo de EF do Disco Dianteiro



Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 2 - Fluxo de Calor de Entrada no Modelo de EF do Disco Traseiro

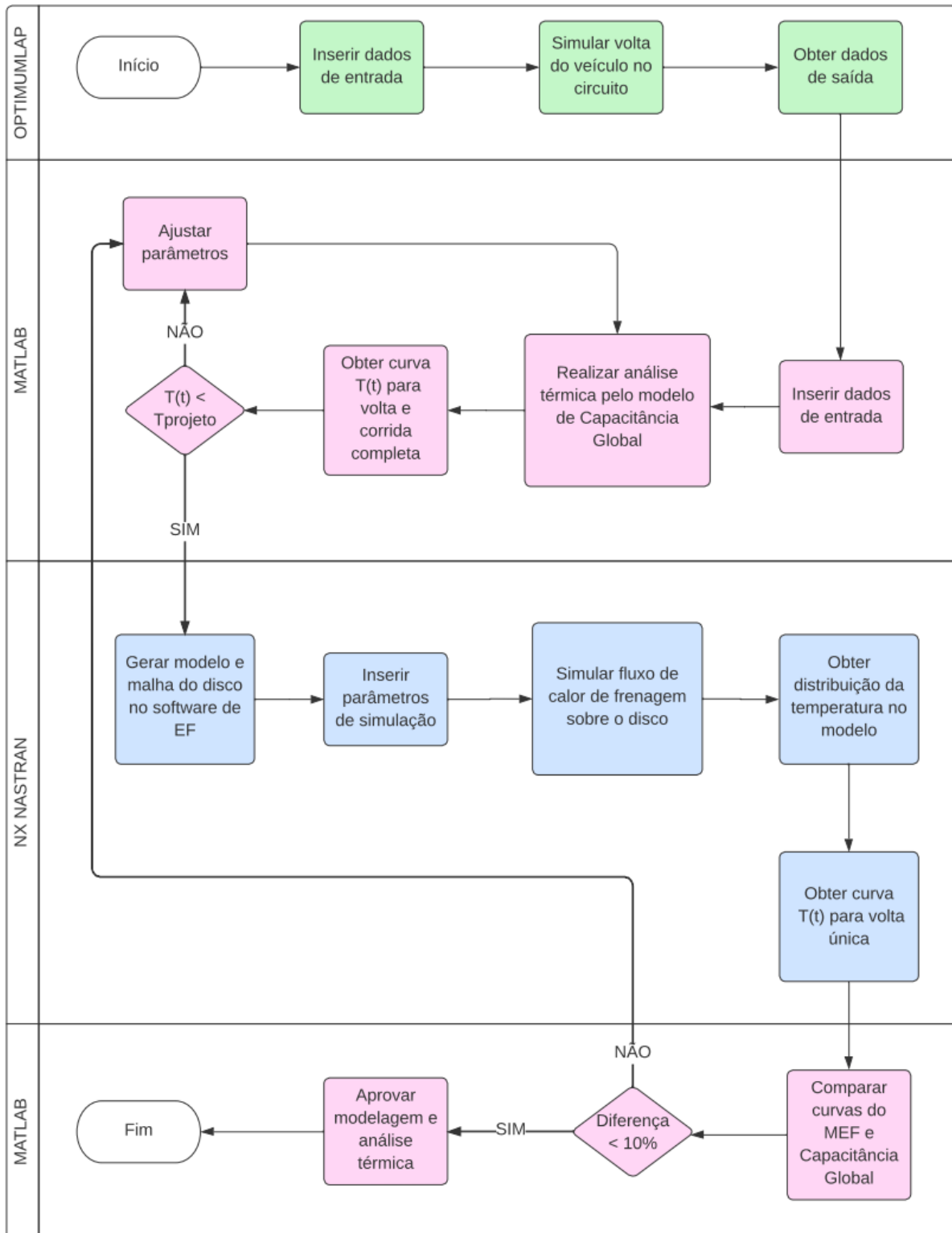


Fonte: elaborado pelo autor.

5.3 FLUXOGRAMA E PARÂMETROS DE PROJETO

De modo a ilustrar de maneira sintética a metodologia desenvolvida, foi elaborado o fluxograma da Figura 25, apresentando o passo a passo da metodologia de projeto de freios desenvolvida para o trabalho. Ao se observar o fluxograma, nota-se que o mesmo possui duas células de decisão, as quais representam a comparação das saídas das modelagens com os parâmetros de projeto.

Figura 27 - Fluxograma da Metodologia de Análise Térmica de Freios de Fórmula SAE



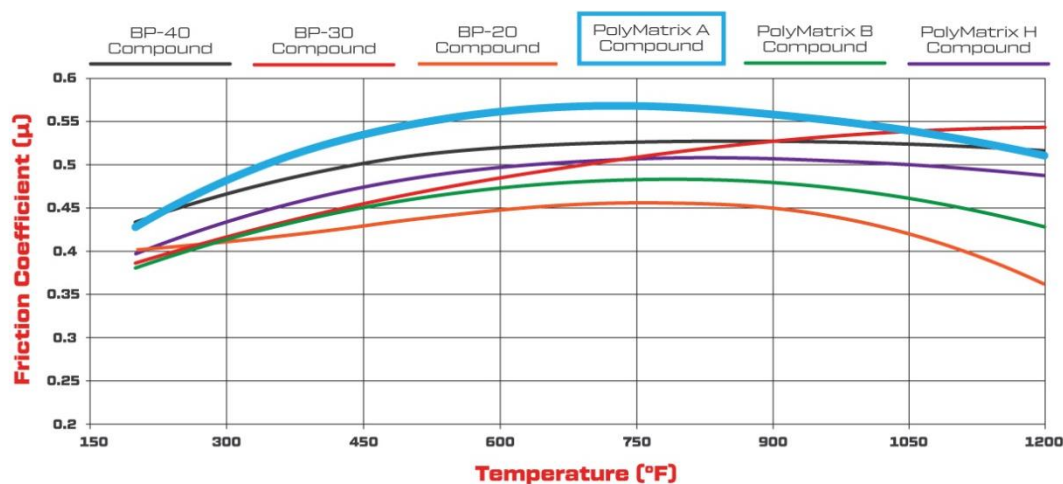
Fonte: elaborada pelo autor.

No caso da análise térmica de freios automotivos, Limpert (2011) sugere que os parâmetros de projeto do sistema sejam todos baseados nas temperaturas de trabalho dos componentes. Assim, é necessário elencar informações das peças e mecanismos do conjunto, no que se refere às respectivas temperaturas de trabalho.

No caso dos freios do FR18T, os principais componentes que têm temperatura de trabalho com limites delimitados são o par de atrito (disco e pastilha) e o fluido de freio.

Quanto ao fluido, utiliza-se no protótipo fluido de freios classificação DOT4, o qual suporta temperaturas de trabalho do fluido de até 260 °C (ponto de ebulição do mesmo). No que se refere ao par de atrito, o fabricante *Willwood* das pastilhas de material *Polymatrix A*, usadas no FR18T, fornece um gráfico dos valores de coeficiente de atrito de seus componentes com base na temperatura.

Gráfico 3 - Curvas de Coeficiente de Atrito x Temperatura para diferentes compostos de pastilhas *Willwood*



Fonte: Willwood, 2021.

Conforme pode ser visto no Gráfico 3, o atrito passa a ter queda a partir dos 750 °F, o que equivale temperaturas de trabalho acima dos 400 °C. Podemos notar que para o composto BP-20, a queda tem uma acentuação a partir dos 1050 °F, o que caracteriza o início do *fade* do material. Para as pastilhas do FR18T, no entanto, a queda da curva não possui acentuação mostrada no gráfico, indicando o *fade* da mesma. Também é interessante notar que em valores baixos de temperatura, a pastilha também não apresenta valores altos de coeficiente de atrito.

Assim, para o caso da pastilha de *Polymatrix A* adotada, toma-se como

parâmetro de projeto uma faixa ótima de temperaturas na qual deseja-se operar os freios durante a corrida.

No caso do presente estudo, os valores da faixa de temperatura ideal foram de $T_{proj,mín} = 230$ °C para início da faixa de temperatura ótima, e $T_{proj,máx} = 565$ °C para o limiar máximo de temperaturas.

6 RESULTADOS

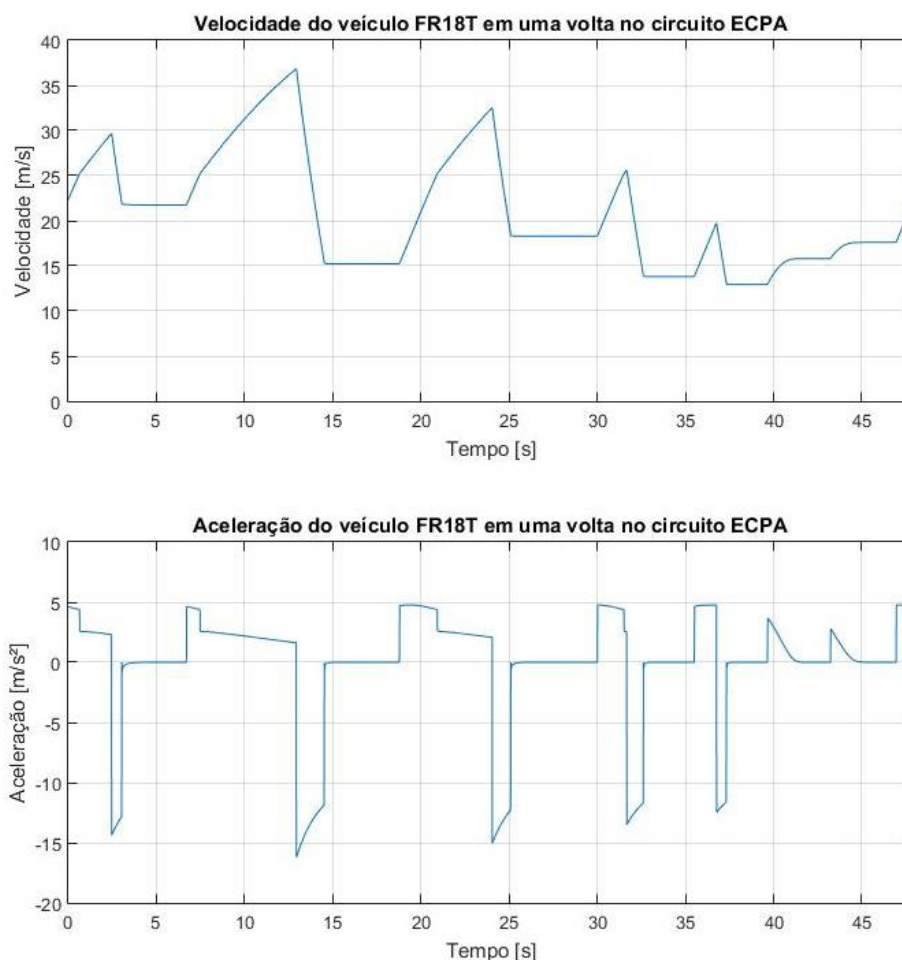
A partir da implementação da metodologia de análise térmica descrita para o projeto de freios do FR18T, foram obtidos os resultados a seguir.

6.1 RESULTADOS DO OPTIMUMLAP

A simulação de volta do FR18T no ECPA realizada no software OptimumLap, gerou uma planilha contendo informações do estado do veículo a cada 0,25 m percorridos. Como o circuito continha um traçado de 1000 m, 4000 pontos de resultados foram gerados.

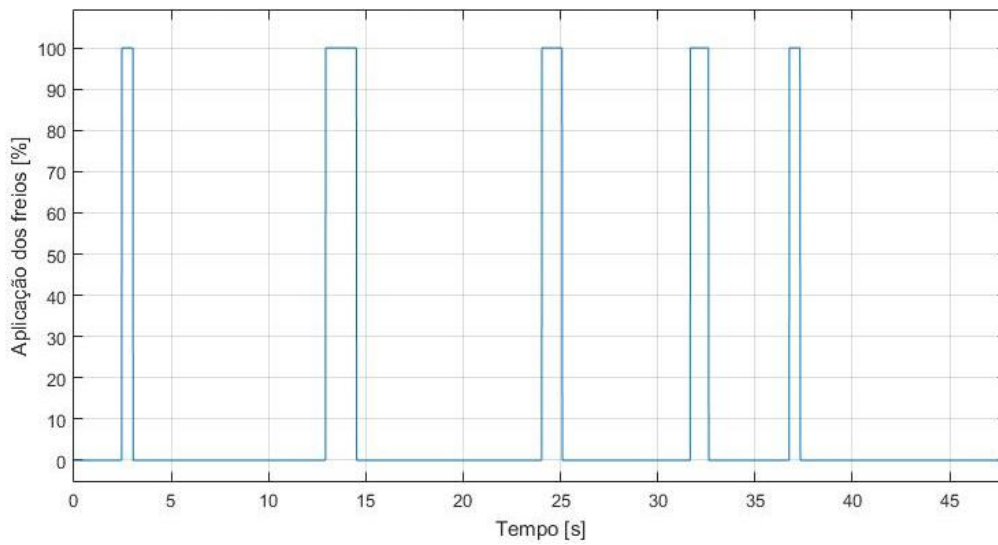
As saídas de interesse da análise térmica estão plotadas nos Gráficos 4 e 5.

Gráfico 4 - Velocidade e Aceleração do FR18T no Tempo de Uma Volta no Circuito do ECPA



Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 5 - Aplicação do Pedal de Freio do FR18T no Tempo de uma volta no Circuito ECPA

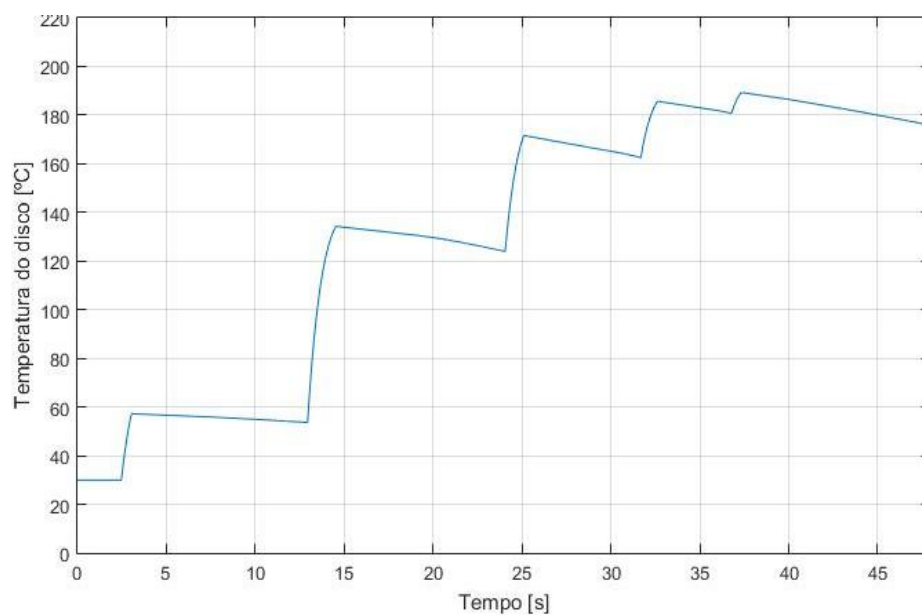


Fonte: elaborado pelo autor.

6.2 RESULTADOS DA ANÁLISE VIA MODELAGEM POR CAPACITÂNCIA GLOBAL

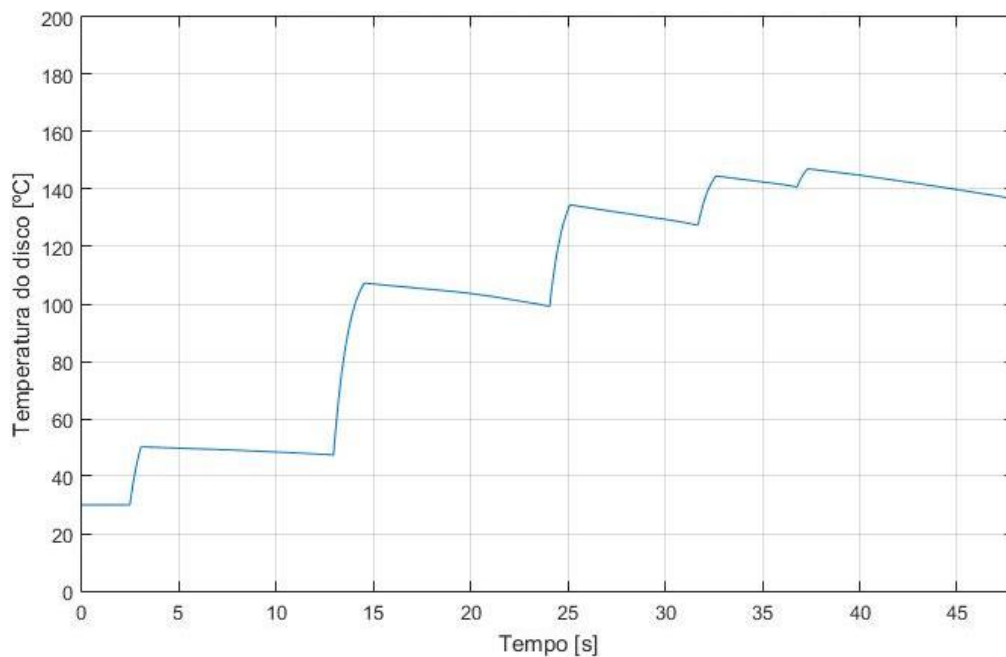
Após utilização das saídas do OptimumLap como dados de entrada no MATLAB para realização da análise térmica via modelagem por Capacitância Global, foram obtidos os Gráficos de 6 a 9, que ilustram o comportamento da temperatura no tempo de uma volta e da corrida completa (vinte e duas voltas).

Gráfico 6 - Temperatura do Disco de Freio Dianteiro no Tempo de uma volta no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global



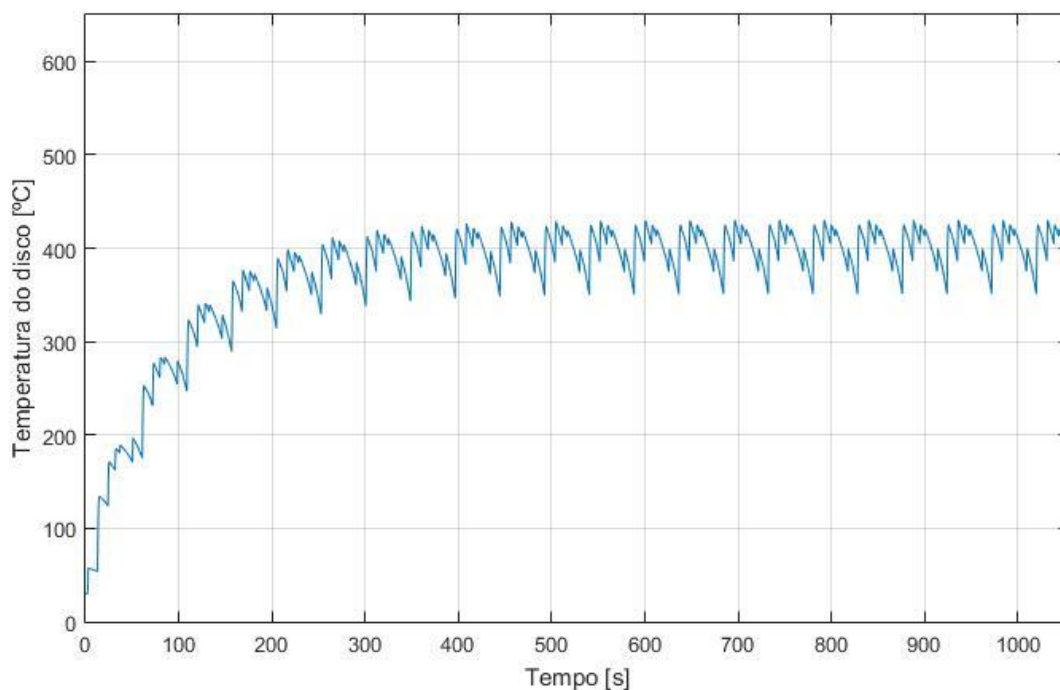
Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 7 - Temperatura do Disco de Freio Traseiro no Tempo de uma volta no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global



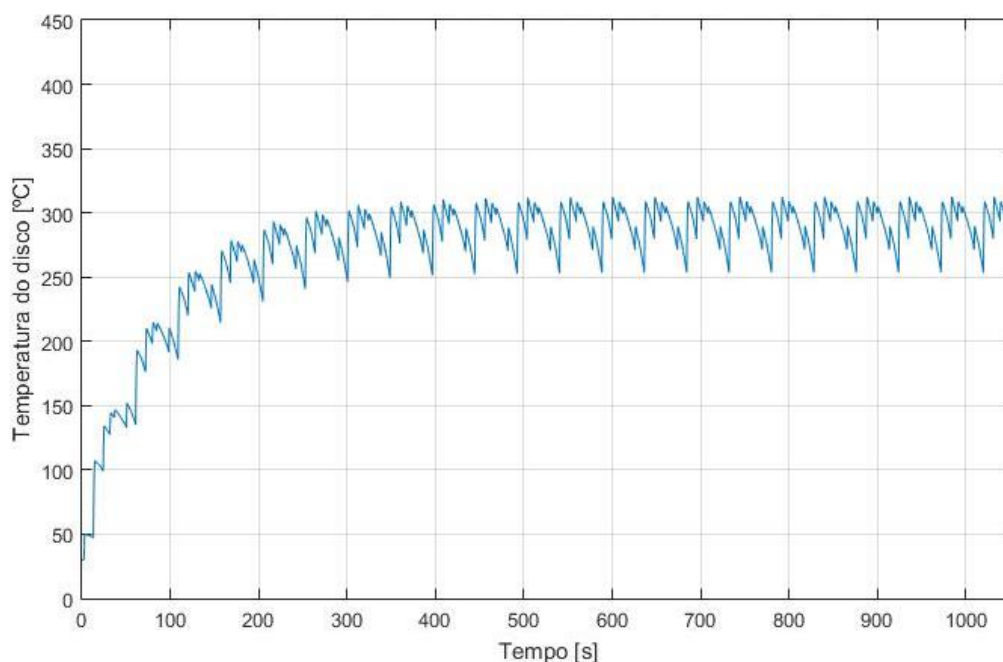
Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 8 - Temperatura do Disco de Freio Dianteiro no Tempo de uma Corrida no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global



Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 9 - Temperatura do Disco de Freio Traseiro no Tempo de uma Corrida no Circuito ECPA, obtido via modelo de Capacitância Global



Fonte: elaborado pelo autor.

Observando-se atentamente os gráficos de temperatura em uma volta, nota-se que o aumento da temperatura a cada frenagem faz com que o aumento subsequente seja menos acentuado. Além disso, nota-se o comportamento de sistema de 1ª Ordem durante o resfriamento, conforme esperado a partir da modelagem.

Para a situação de apenas uma volta, a temperatura máxima atingida do freio dianteiro foi de 189,6 °C e de 146,8 °C para o disco traseiro, ambos os valores abaixo do parâmetro do mínimo da faixa ótima, $T_{proj,min} = 230$ °C. Isso indica que os freios não atingem uma faixa desejada na volta de abertura da corrida.

No entanto, quando analisando os Gráficos 8 e 9, referentes a simulação da corrida completa, nota-se que para o disco dianteiro, a temperatura máxima, atingida a partir da oitava volta, e alcançada novamente todas as voltas seguintes, foi de 418,9 °C. Para o disco traseiro, o comportamento foi semelhante, mas com limite máximo de temperatura de 309,2 °C. Isso indica que ambos os freios operam a maior parte da corrida em condições ideais, e sem sofrer falha por *fade*. Além disso, nota-se também que as curvas da temperatura no tempo para a corrida completa demonstram uma concatenação da curva da volta inicial, volta após volta no circuito.

Vale ressaltar que o freio dianteiro alcança o valor $T_{proj,min} = 230$ °C a partir da segunda volta no circuito, enquanto o traseiro apenas o faz a partir da terceira. Essa discrepância de valores pode causar travamento das rodas dianteiras, que estão com coeficiente de atrito mais elevado, prejudicando estado dos pneus, e podendo levar o piloto a cometer manobras indesejadas e sofrer penalidades.

Assim, essa informação serve como um indicativo para projetos futuros de que necessita-se manter o comportamento dos freios dianteiro e traseiro mais equilibrados, para que alcancem juntos a faixa de temperatura de trabalho desejada.

Em suma, a análise por Capacitância Global indicou resultados satisfatórios do projeto dos freios do FR18T.

6.3 RESULTADOS DA ANÁLISE VIA MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS

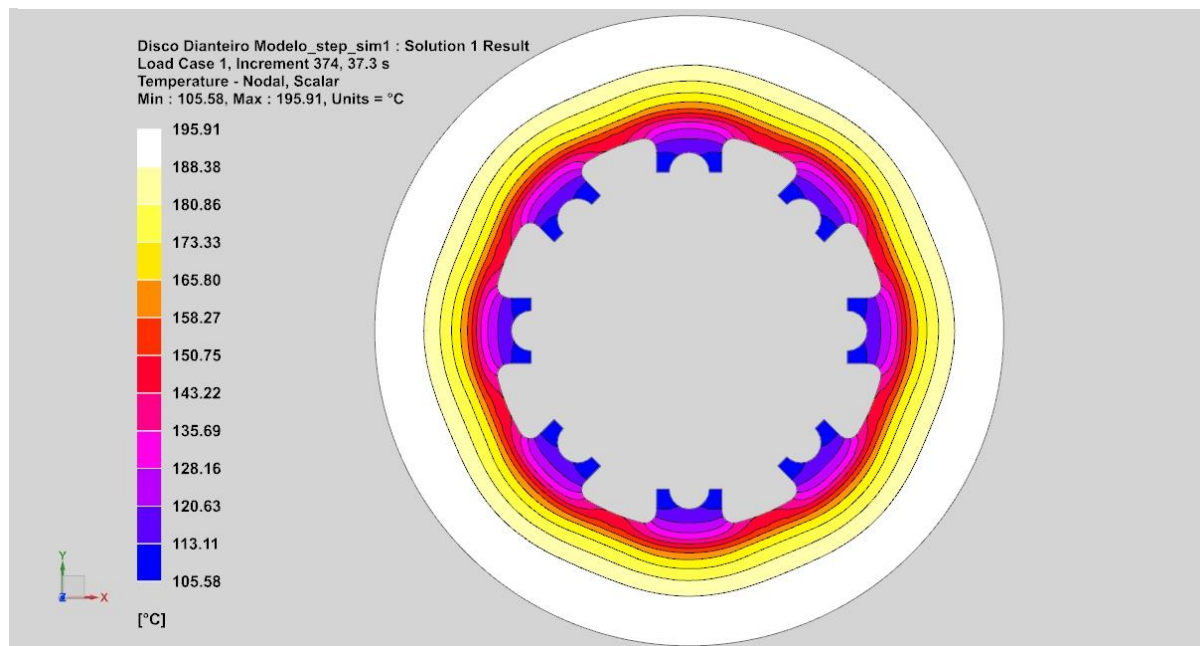
A análise via modelagem de EF permitiu a obtenção de duas formas de resultados: a resposta visual da distribuição da temperatura na geometria do disco; e a resposta transiente da temperatura no tempo, para os pontos selecionados descritos na metodologia, ambos os resultados obtidos para o tempo de uma volta apenas.

Observa-se, nas Figuras 28 a 31, a distribuição de temperaturas de forma visual, nos instantes em que o disco atinge a temperatura mais alta.

As imagens indicam resultados de temperatura máxima na volta de 195,9 °C para o disco dianteiro e 147,2 °C para o disco traseiro, valores ainda abaixo do limiar projetado de operação dos freios, estabelecido por $T_{proj,min} = 230$ °C.

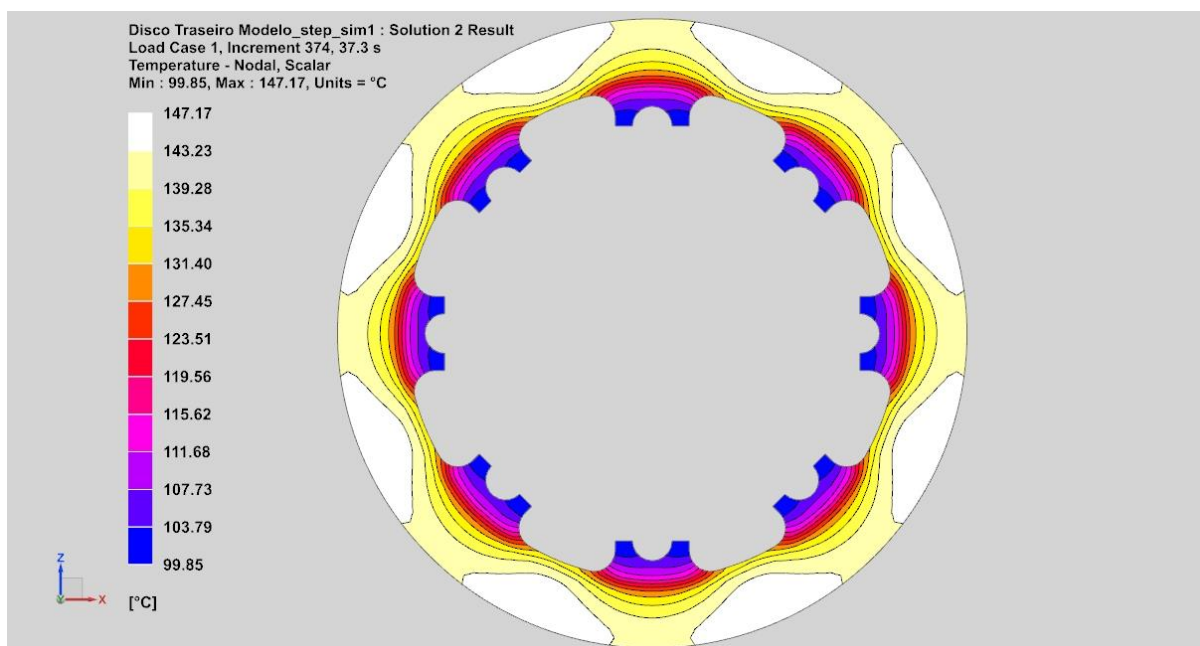
Nota-se também que, para a simulação de volta, os valores máximos atingidos pelo modelo de EF foram superiores aos valores atingidos na modelagem por Capacitância Global: 195,9 °C > 189,6 °C para o disco dianteiro (diferença de 3,3%) e 147,2 °C > 146,8 °C para o disco traseiro (diferença de 0,3%). Essa diferença baixa é um indicativo de que as modelagens apresentam resultados e saídas com comportamentos semelhantes.

Figura 28 - Distribuição de Temperaturas do modelo de EF do disco dianteiro, no instante em que ocorre $T_{\text{máximo}}$



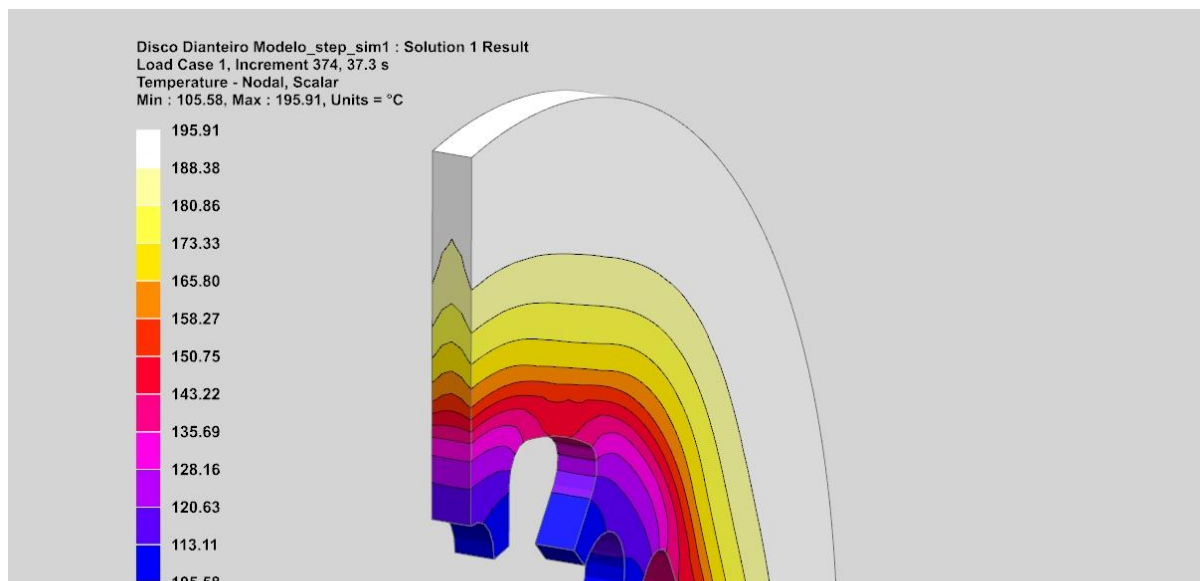
Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 29 - Distribuição de Temperaturas do Modelo de EF do disco traseiro, no instante em que ocorre $T_{\text{máximo}}$



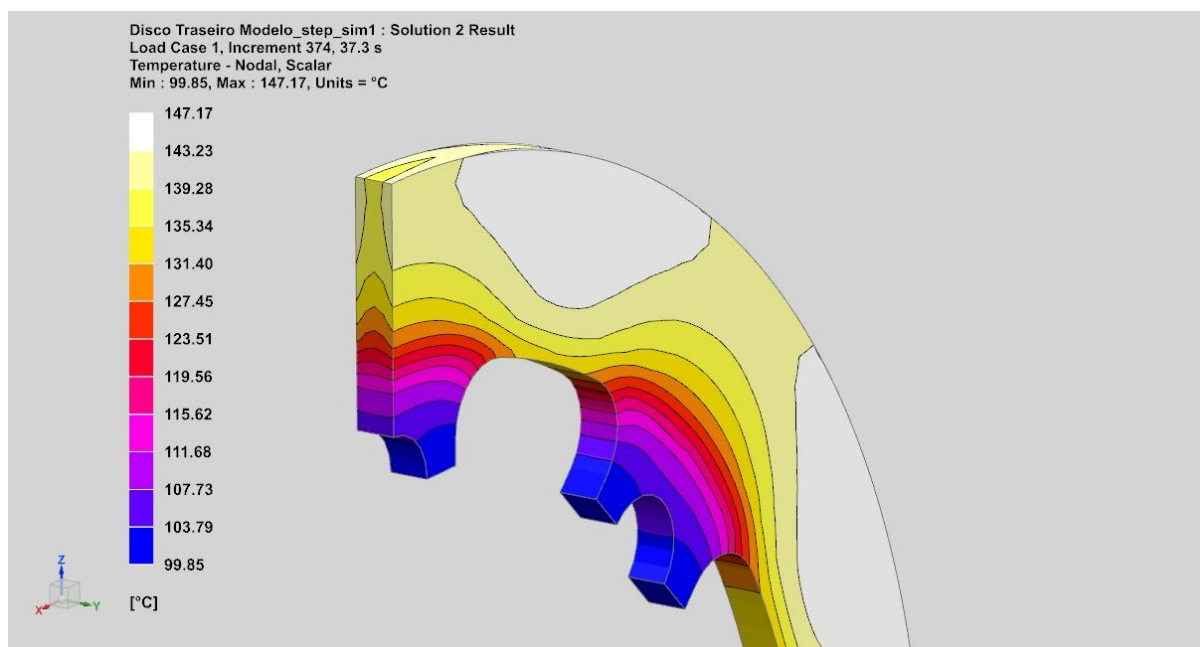
Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 30 - Vista em Corte da Distribuição de Temperaturas no Modelo de EF do Disco Dianteiro



Fonte: elaborada pelo autor.

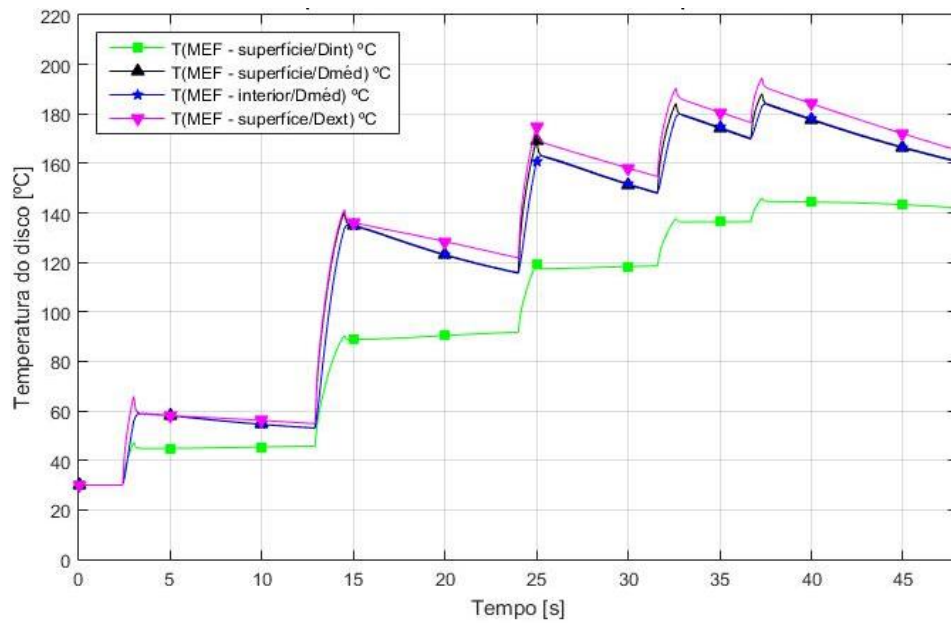
Figura 31 - Vista em Corte da Distribuição de Temperaturas no Modelo de EF do Disco Traseiro



Fonte: elaborada pelo autor.

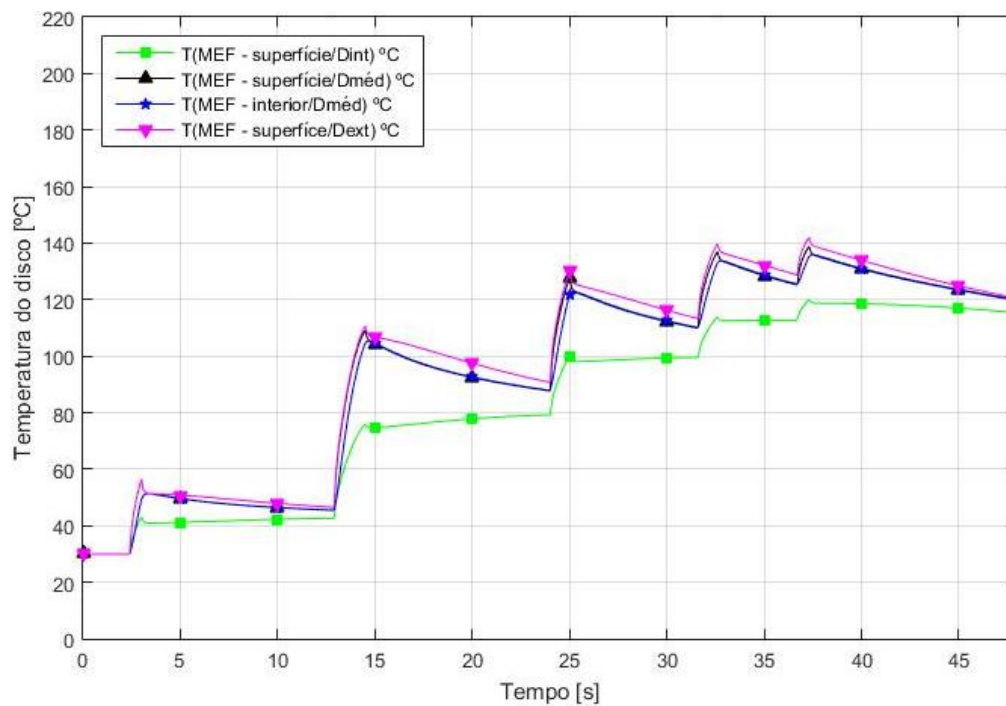
Para esclarecer melhor, foram plotadas as curvas de temperatura nos quatro pontos do disco selecionados, observadas nos Gráficos 10 e 11.

Gráfico 10 - Transiente de Temperaturas do Disco Dianteiro em quatro pontos do Modelo de EF



Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 11 - Transiente de Temperaturas do Disco Traseiro em quatro pontos do Modelo de EF

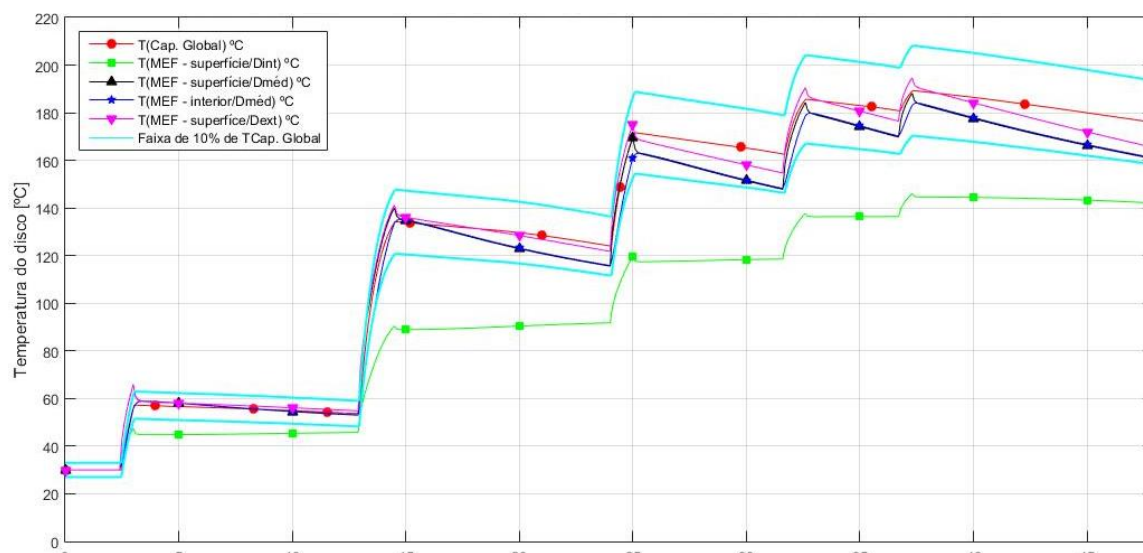


Fonte: elaborado pelo autor.

Pela observação dos Gráficos, nota-se a distribuição muito próxima para os três pontos em diâmetros mais externos, e uma diferença grande no ponto localizado no diâmetro mais interno. Essa diferença pode ser explicada devido a presença de uma região vizinha que não recebe incidência do fluxo, e, portanto, é aquecida apenas pela condução interna de calor no disco. Além disso, próximo ao diâmetro interno, estão os flanges para conexão do disco com o *hat*, o que gera um acúmulo maior de massa nessas regiões, e, conseqüentemente, maior capacitância térmica para se distribuir o calor conduzido até essas regiões. O comportamento se repete em ambos os discos.

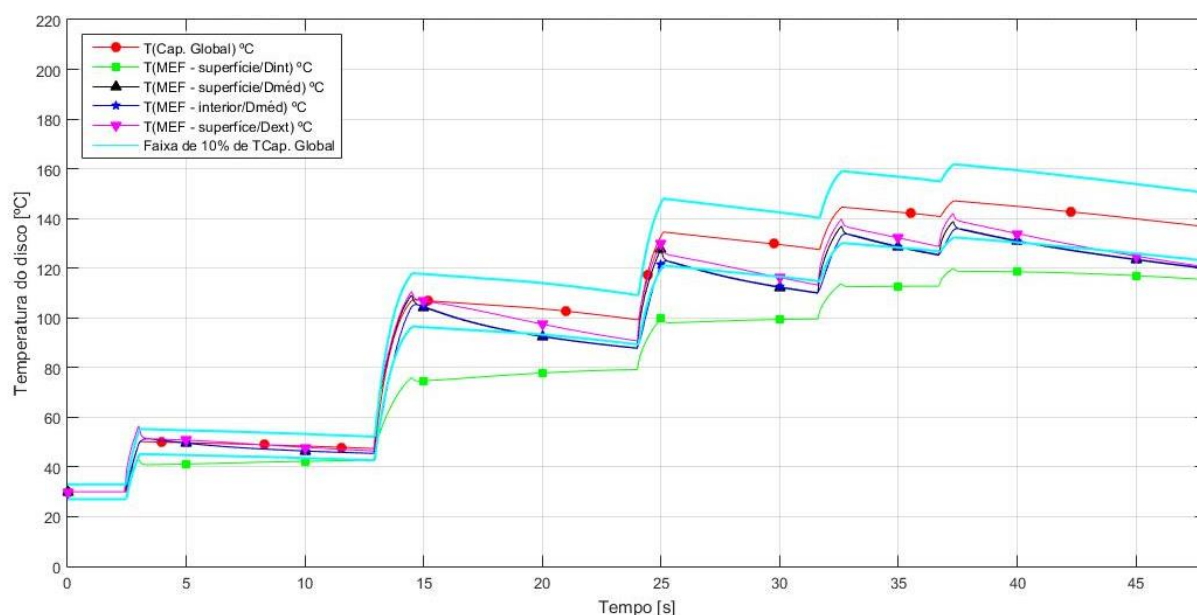
Por fim, obtiveram-se os Gráficos 12 e 13, comparando os transientes obtidos pelo EF com a curva obtida pela Capacitância Global. Foi acrescentada nos Gráficos duas curvas limiaries, representando 10% acima e abaixo da curva de Capacitância Global. É definido que caso as curvas de EF se mantenham dentro dessas faixas, as modelagens podem ser consideradas convergentes, com erro entre os resultados menor que 10% entre ambas.

Gráfico 12 - Comparativo do Transiente de Temperaturas entre os modelos de EF e Capacitância Global (Disco Dianteiro)



Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 13 - Comparativo do Transiente de Temperaturas entre os modelos de EF e Capacitância Global (Disco Traseiro)



Fonte: elaborado pelo autor.

Observando os comparativos, nota-se que, para os três pontos mais externos do disco, o comportamento foi semelhante ao do modelo de Capacitância Global, permanecendo dentro da faixa limite de 10% estabelecida. No entanto, para o ponto no diâmetro interno, as temperaturas ficaram abaixo do valor limite, reforçando a análise feita anteriormente.

Como observação final dos Gráficos de 10 a 13, é possível observar após o fim da frenagem e no início do resfriamento, nas curvas de dados de elementos finitos, um pequeno sobressinal ocorrendo. Esse sobressinal é característica comum de sistemas de 2ª Ordem, e dado que modelamos o sistema como 1ª Ordem, ele representa alguma inconsistência ou pequeno erro na obtenção da resposta temporal do modelo de EF. Como o valor do sobressinal é pequeno, e o sistema logo em seguida estabiliza e volta a apresentar comportamento de 1ª Ordem, as causas desse sobressinal não foram investigadas com maior aprofundamento. Sugere-se para estudos posteriores a revisão da modelagem de EF, bem como estudo do programa que realiza a solução do problema para descobrir a causa oriunda deste sobressinal.

6.4 ANÁLISE DO COEFICIENTE CONVECTIVO

Em vista de analisar o impacto do coeficiente convectivo, foram plotadas curvas para cinco valores diferentes do coeficiente ($h = 50, 75, 100, 125, 150 \text{ W/m}^2\text{.K}$), para o tempo de volta da corrida completa.

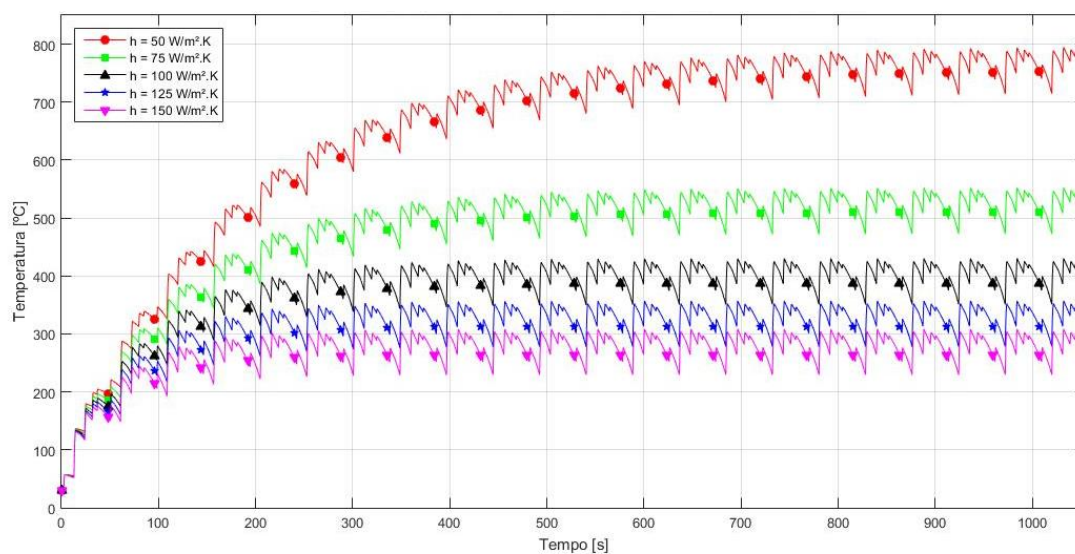
A partir destes gráficos, percebe-se que o comportamento de regime do sistema de 1ª Ordem do modelo é altamente relacionado com o valor do coeficiente convectivo. Uma variação de 2 vezes do valor do mesmo ($50 \text{ W/m}^2\text{.K}$ para $100 \text{ W/m}^2\text{.K}$) refletiu em uma variação de 1,8 vezes no valor das temperaturas máximas do intervalo em regime.

A alta sensibilidade do modelo ao coeficiente convectivo pode ser parcialmente explicada pela observação das Equações 47 e 48. O coeficiente convectivo influencia tanto o ganho quanto a constante de tempo do sistema. Uma análise mais aprofundada no impacto desse coeficiente no sistema, em particular buscando comparar a influência do coeficiente convectivo em relação a outros fatores como área superficial poderia ser realizada a partir de uma análise de sensibilidade do modelo.

Com os resultados e análises feitas para o presente trabalho, indica-se uma possibilidade de ajuste do projeto de freio pelo parâmetro do coeficiente convectivo. Esse ajuste é tradicionalmente feito em projetos de veículos de competição com a adição de dutos que canalizam o ar em direção ao freio. Esse tipo de solução permite projetos ousados, como por exemplo a instalação de uma válvula de abertura do tipo borboleta, acionada eletronicamente por um servomotor, o qual realiza o controle em malha fechada a partir de uma medição da temperatura do disco de freio.

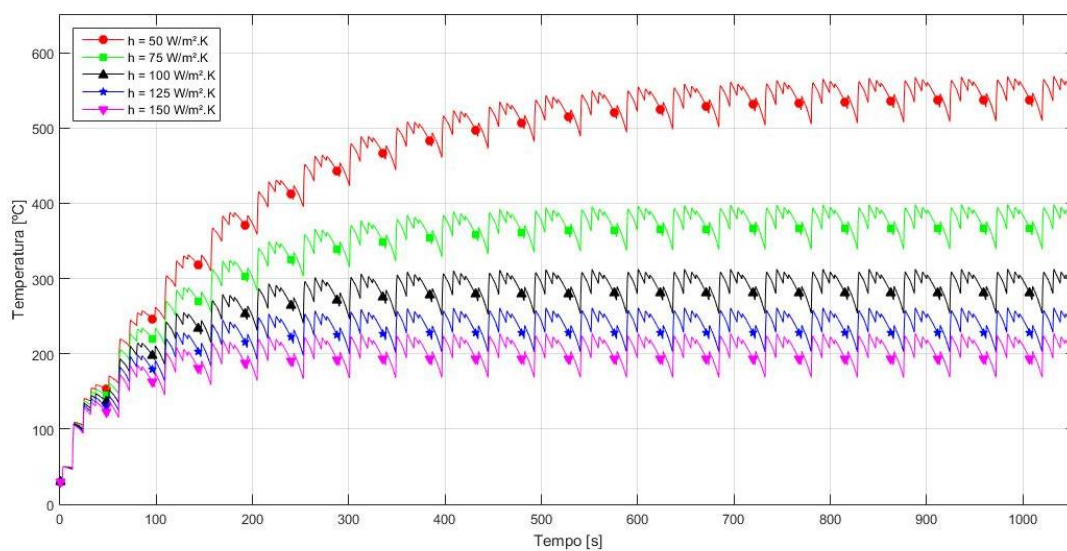
Outras soluções como mudança da abertura das rodas e alteração do pacote aerodinâmico do carro também podem colaborar com a manipulação do coeficiente convectivo da frenagem. Afinal, como foi constatado, é interessante atingir-se a temperatura de maior coeficiente de atrito o quanto antes, e manter-se nela durante a corrida. O ajuste por meio do fator convectivo pode ser uma boa solução de projeto para essa demanda.

Gráfico 14 - Comparativo do Transiente de Temperaturas com diferentes Coeficientes Convectivos (Disco Dianteiro)



Fonte: elaborado pelo autor.

Gráfico 15 - Comparativo do Transiente de Temperaturas com diferentes Coeficientes Convectivos (Disco Traseiro)



Fonte: elaborado pelo autor.

7 CONCLUSÃO

Ao final do presente estudo, conclui-se que:

- a análise térmica em freios de Fórmula SAE, apesar de complexa, pode ser realizada com modelos simplificados, como o da Capacitância Global;
- os resultados obtidos pelo método da Capacitância Global e pelo Método de Elementos Finitos apresentaram comportamento e faixa de valores próxima, com erro menor que 10% para pontos do disco a partir do seu diâmetro médio;
- a utilização do software de simulação de voltas facilitou a obtenção dos dados de entrada do veículo, e permitiu com parâmetros simples obter dados importantes, como quantidade de frenagens por volta, velocidades durante as frenagens, aceleração e percentual de aplicação dos freios;
- o coeficiente convectivo é um dos fatores de maior importância para o projeto, e deve ser entendido e estudado a fundo para permitir melhoras e aprimoramentos do design do disco de freio;
- não é suficiente basear o projeto térmico apenas evitando temperaturas altas que causem *fade*, mas deve-se buscar atingir o quanto antes a temperatura na qual o coeficiente de atrito é o projetado;
- a metodologia de análise térmica foi suficiente para avaliar o projeto dos freios do Protótipo FR18T, e, portanto, pode ser replicada para a realização da etapa de projeto e análise térmica de veículos de Fórmula SAE.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base na metodologia desenvolvida, nos resultados e conclusões obtidas, sugere-se como tarefas para trabalhos futuros:

- aprofundar-se no estudo do coeficiente convectivo, em modelos, bem como na implementação de valores de coeficiente variáveis com a velocidade;
- construção de bancadas de teste e realização de experimentos, buscando validar o modelo proposto e os dados obtidos;
- investigar e testar os materiais das pastilhas de freio, a fim de se obter propriedades e dados de entrada mais precisos acerca dos materiais e componentes tribológicos de freio.

REFERÊNCIAS

AGRAWAL, O. P. Application of Fractional Derivatives in Thermal Analysis of Disk Brakes. **Nonlinear Dynamics**, v. 38, n. 1–4, p. 191–206, 2004.

ALNAQI, A. A.; BARTON, D. C.; BROOKS, P. C. Reduced Scale Thermal Characterization of Automotive Disc Brake. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 658–668, 2015.

ARNOUX, J. J. et al. Friction Experiments for Dynamical Coefficient Measurement. **Advances in Tribology**, v. 2011, p. 1–6, 2011.

AUGUSTINS, L. et al. Experimental and Numerical Analysis of Thermal Striping in Automotive Brake Discs. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 40, n. 2, p. 267–276, 2017.

BALOTIN, J. G.; NEIS, P. D.; FERREIRA, N. F. **Analysis of the Influence of Temperature on the Friction Coefficient of Friction Materials**. ABCM Symposium Series in Mechatronics. **Anais...2010**

BARON SAIZ, C. et al. Thermal Stress Analysis of Different Full and Ventilated Disc Brakes. **Frattura ed Integrità Strutturale**, v. 34, p. 608–621, 2015.

BELHOCINE, A.; BOUCHETARA, M. Structural and Thermal Analysis of Automotive Disc Brake Rotor. **Archive of Mechanical Engineering**, v. 61, n. 1, p. 89–113, 2014.

BELHOCINE, A.; BOUCHETARA, M. Thermal Analysis of a Solid Brake Disc. **Applied Thermal Engineering**, v. 32, n. 1, p. 59–67, 2012.

BELHOCINE, A.; BOUCHETARA, M. Thermomechanical Analysis of Vehicles Gray Iron Brake Discs. **International Journal of Clothing Science and Technology**, v. 25, n. 4, p. 284–299, 2013.

BELHOCINE, A.; OMAR, W. Z. W. CFD Modeling and Simulation of Aerodynamic Cooling of Automotive Brake Rotor. **Journal of Multiscale Modelling**, v. 9, n. 1, p. 1–29, 2018.

BROWN, M. **Racecar: Searching for the limit in formula Sae**. [s.l.] Seven Car Publishing, 2012. 151 p.

BHUSHAN, B. **Introduction to tribology**. 2a. ed. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2013. 711 p.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K.; SHIGLEY, J. E. **Shigley's mechanical engineering design**. 10a. ed. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1096 p.

CAROLLO, L. F. S. **Aplicação de Diferentes Intensidades de Fluxo de Calor para a Estimativa Simultânea de Propriedades Termofísicas de Materiais Metálicos em Função da Temperatura**, Itajubá, 92p. Tese - Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2016

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an engineering approach**. 8a. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015. 1048 p.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. 4a. ed. New York: McGraw-Hill, 2011. 992 p.

FELICIO, L. C. **Modelagem da Dinamica de Sistemas e Estudo da Resposta**. [s.l.] Rima Editora, 2010. 551 p.

Formula SAE. SAE Online. [s.d.]. Disponível em: <<https://fsaeonline.com/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>>. Acesso em: 15 set. 2022.

Fórmula SAE BRASIL . SAE Brasil. [s.d.]. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil/> . Acesso em: 15 set. 2022. , 2020

Concept. Formula Student Germany. [s.d.]. Disponível em: <https://www.formulastudent.de/about/concept/>>. Acesso em: 15 set. 2022.

Formula Student. Global Formula Racing - GFR, [s.d.]. Disponível em: <https://www.global-formula-racing.com/en/formula-student>>. Acesso em: 15 set. 2022

FSAE History. FSAE Online. 2010. Disponível em: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>>. Acesso em: 15 set. 2022.

G. S. Darius, M. N. Berhan, N. V. David, A. A. Shahrul; M. B. Zaki. Characterization of brake pad friction materials. WIT Transactions on Engineering Sciences, p. 1–8, 2005. ISSN 1743-3533. Disponível em: <https://www.witpress.com/Secure/elibrary/papers/MC05/MC05005FU.pdf>>.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. 470 p.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; KRANE, K. S. **Fundamentos de Física**. 9a. ed., Rio de Janeiro: LTC, 2014, v. 1. 372 p.

INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6a. ed. Rio de Janeiro: Grupo Gen - LTC, 2008. 644 p.

JAENUDIN; JAMARI, J.; TAUVIQIRRAHMAN, M. **Thermal Analysis of Disc Brakes Using Finite Element Method**. International Conference on Engineering, Science and Nanotechnology. **Anais...**2017

KANG, S.-S.; CHO, S.-K. Thermal Deformation and Stress Analysis of Disk Brakes by Finite Element Method. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 26, n. 7, p. 2133–2137, 2012.

LEE, N.-J.; KANG, C.-G. The Effect of a Variable Disc Pad Friction Coefficient for the Mechanical Brake System of a Railway Vehicle. **PLoS ONE**, v. 10, n. 8, p. 1–18, 2015.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 3a. ed. Warrendale, Pennsylvania: SAE International, 2011. 415 p.

LIU, E.-C. et al. **Effect of Chamfered Brake Pad Patterns on the Vibrational Squeal Response of Disc Brake System**. 3rd International Symposium on Advanced Fluid/Solid Science and Technology in Experimental Mechanics. **Anais...Tainan**: 2008

MathWorks - makers of MATLAB and Simulink. Mathworks. [s.d.]. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/>>. Acesso em: 15 sep. 2022.

MENG, D. et al. Influences of Initial DTV on Thermomechanical Coupling in Disc Brake System. **SAE Technical Papers**, v. 01, n. 2492, 2017.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale, PA, U.S.A: SAE International, 1995. 920 p.

NEIS, P. D. et al. **Análise Térmica Comparativa de Frenagens Realizadas em um Tribômetro e um Dinamômetro Visando Estabelecer Correlação de Resultados do Coeficiente de Atrito**. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. **Anais...Campina Grande**: 2010

NORTON, R. L. **Machine design: an integrated approach**. 3a. ed. Upper Saddle River, N.J: Pearson Prentice Hall, 2006. 1060 p.

OPTIMUM G. **OptimumG**. [s.d.]. Disponível em: <<https://optimumg.com/>>. Acesso em: 15 sep. 2022.

ORLOWICZ, A. W. et al. Coefficient of Friction of a Brake Disc-Brake Pad Friction Couple. **Archives of Foundry Engineering**, v. 16, n. 4, p. 196–200, 2016.

PACEJKA, Hans Bastiaan; BESSELINK, Igo. **Tire and Vehicle Dynamics**. 3a. ed. Oxford Waltham: Butterworth-Heinemann Elsevier, 2012. 632 p.

PAN, G.; CAI, R. Thermal Stress Coupling Analysis of Ventilated Disc Brake Based on Moving Heat Source. **Advances in Materials Science and Engineering**, v. 2018, 2018.

PEVEC, M. et al. Prediction of the Cooling Factors of a Vehicle Brake Discs and Its Influence on the Results of a Thermal Numerical Simulation. **International Journal of Automotive Technology**, v. 13, n. 5, p. 725–733, 2012.

PUHN, F. **Brake Handbook**. 2a. ed. Tucson, Arizona: H. P. Books, 1985. 176 p.

RICCIARDI, V. et al. Survey on Modelling and Techniques for Friction Estimation in Automotive Brakes. **Applied Sciences**, v. 7, n. 9, 2017.

SATHISHKUMAR, S.; DHANDAPANI, N. V; RAMESHKUMAR, S. A Review on Heat Transfer and Thermal Analysis of Disc Brake System. **International Journal of Pure and Applied Mathematics**, v. 117, n. 20, p. 545–558, 2017.

SEIMETZ, M. H.; LUCIANO, M. A.; COSTA, C. A. Study of backplate thickness reduction in automotive brake pads. **Ingeniare. Revista Chilena de Ingeniería**, v. 22, n. 4, p. 528–538, 2014.

SZCZYPINSKI-SALA, W.; DOBAJ, K. **The Estimation of Friction Coefficient of Brake Pad - Disc During Braking Process in Different Operating Conditions**. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. **Anais...2018**

TIMUR, M.; KUŞÇU, H. Heat transfer of brake pad used in the autos after friction and examination of thermal tension analysis. **Mechanics**, v. 20, n. 1, p. 17–23, 6 mar. 2014.

VIDIYA, M.; SINGH, B. Experimental and Numerical Thermal Analysis of Formula Student Racing Car Disc Brake Design. **Journal of Engineering Science and Technology Review**, v. 10, n. 1, p. 138–147, 2017.

WANG, K.; TANG, J. Analysis of Thermal-Mechanical Coupling of Automotive Disc Brake Based on Numerical Simulation Method. **The Open Mechanical Engineering Journal**, v. 9, n. 1, p. 28–33, 2015.

WEN, H. et al. Finite Element Analysis of the Temperature Field of an Emergency Brake and Study of Its Thermal Properties. **Strength of Materials**, v. 47, n. 1, p. 136–142, 2015.

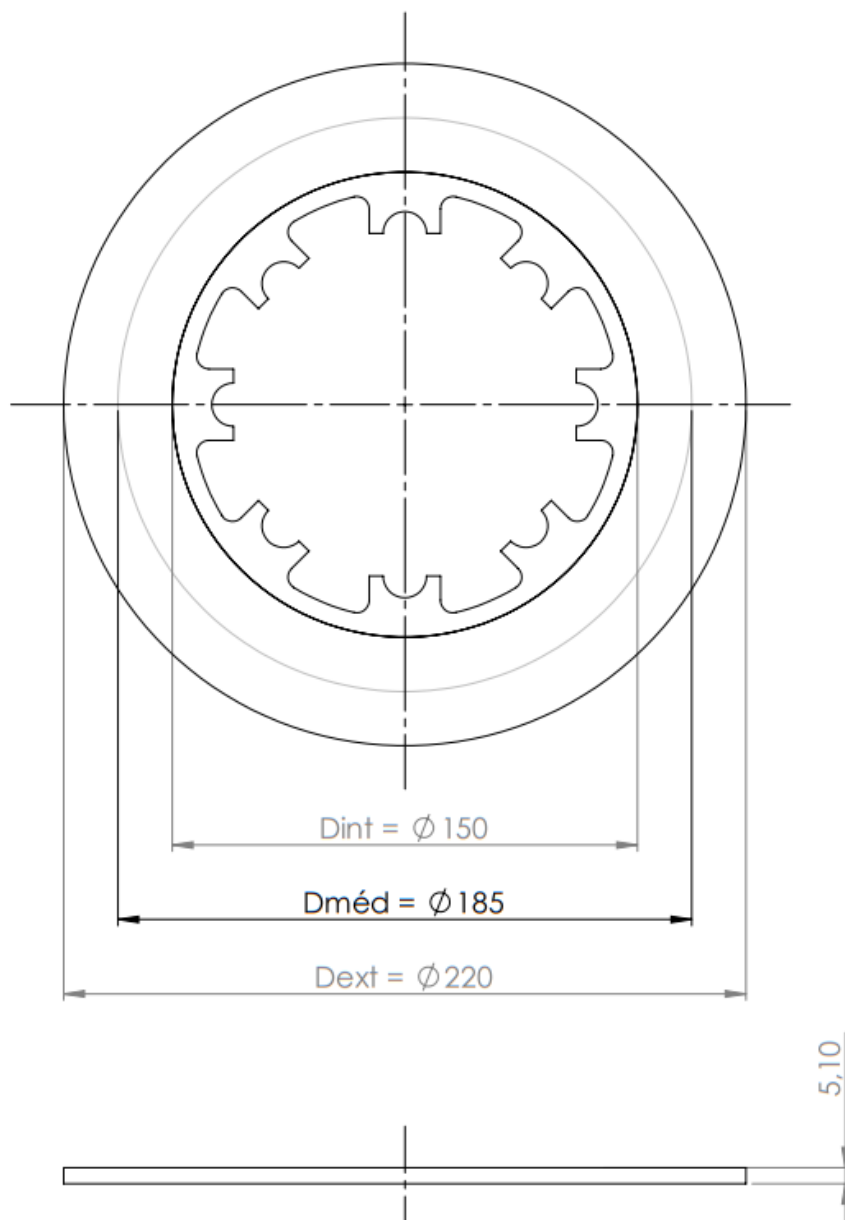
WU, Y. et al. Simulation of Temperature Distribution in Disk Brake Considering a Real Brake Pad Wear. **Tribology Letters**, v. 56, n. 2, p. 205–213, 2014.

YEVTUSHENKO, A. A.; GRZES, P. Initial Selection of Disc Brake Pads Material based on the Temperature Mode. **Materials**, v. 13, n. 4, p. 822, 11 fev. 2020.

YEVTUSHENKO, A. A.; GRZES, P.; ADAMOWICZ, A. Numerical Analysis of Thermal Stresses in Disk Brakes and Clutches (a Review). **Numerical Heat Transfer**, v. 67, n. Part A, p. 170–188, 2015.

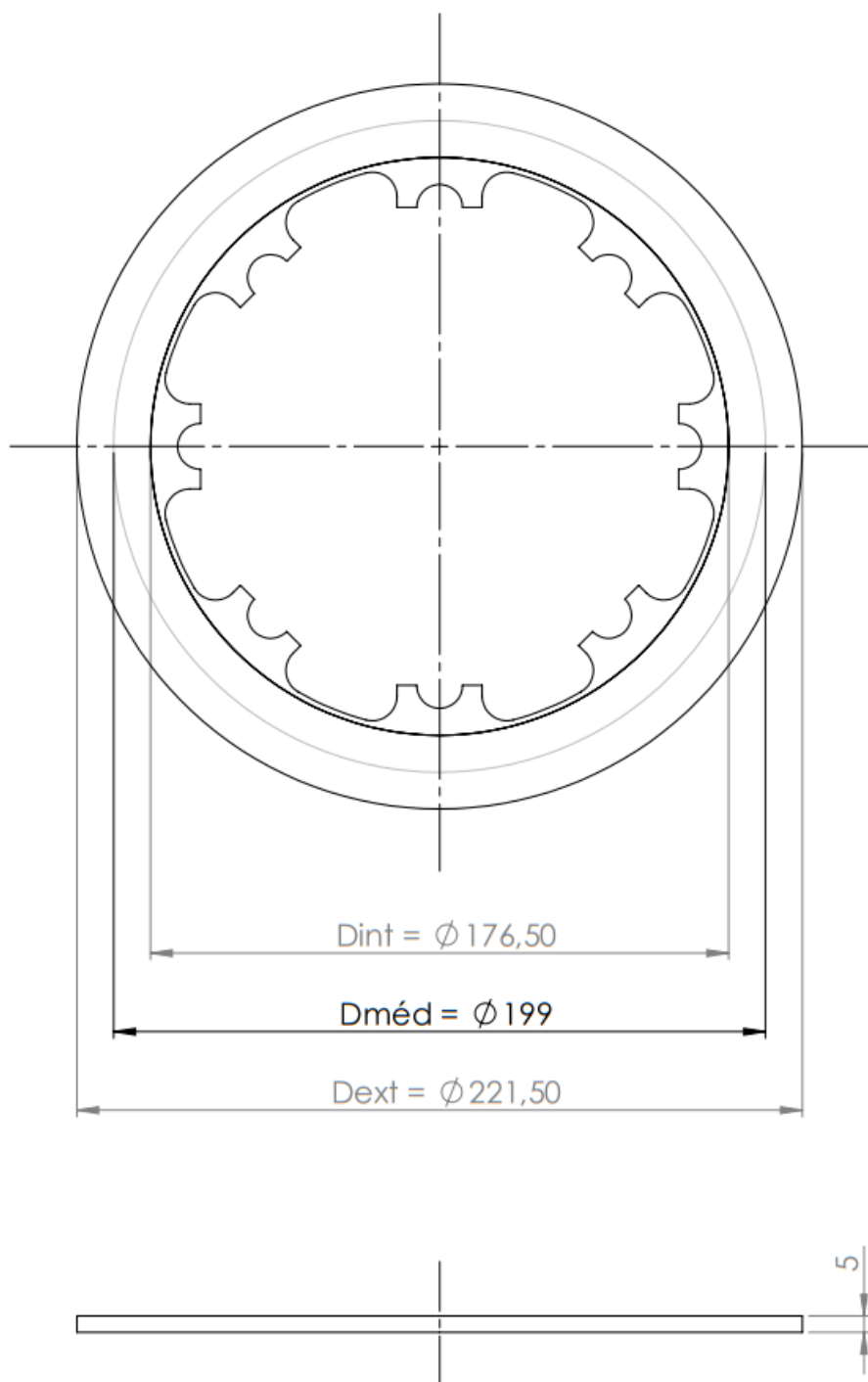
ZHANG, S. et al. Simulation Study on Friction and Wear Law of Brake Pad in High-Power Disc Brake. **Mathematical Problems in Engineering**, v. 2019, p. 1–15, 2019.

APÊNDICE A – Desenhos Técnicos dos Discos de Freio do FR18T



Disco Dianteiro - FR18T
Fórmula Route UFSCar
Desenhado por: Gabriel Duvra Salomão

Escala 1:2
Dimensões em mm

**Disco Traseiro - FR18T**

Fórmula Route UFSCAR

Desenhado por: Gabriel Duvra Salomão

Escala 1:2

Dimensões em mm

APÊNDICE B – Rotina MATLAB

CALCULADORA DE TEMPERATURAS

```

clear
close all
clc

%TCC - Gabriel Duvra Salomão      RA:595900

%Este programa foi elaborado para realizar o cálculo da resolução analítica
do projeto térmico de freios de um Fórmula SAE,
%a partir da modelagem matemática proposta por Felício (2010) no livro
Modelagem da Dinâmica de Sistemas e Estudo da Resposta 2a Ed.

%Dimensões estão no Sistema Internacional de Unidades (SI)

%% Dados do carro e ambiente:

m_carro = 350; %massa do carro com piloto [kg]
l_carro = 1.60; %comprimento entre-eixos do carro [m]
l_cg = 0.88; %distância no eixo x entre o centro da roda dianteira e o CG
[m]
h_cg = 0.33; %altura do CG do carro em relação ao solo [m]
g = 9.81; %aceleração da gravidade [m/s^2]
mi_ps = 1.1; %coeficiente de atrito estático entre o pneu e o solo [-]
a_des = mi_ps; %desaceleração máxima durante a frenagem [G]
Im_d = 0.15; %momento de inércia de massa do conjunto roda dianteiro
[kg.m^2]
Im_t = 0.25; %momento de inércia de massa do conjunto roda traseiro
[kg.m^2]
r_pneu = 0.305; %raio do pneu 255/55 R13 [m]
k_rot_d = 1.05; %fator de correção para massas rotativas dianteiro [-].
k_rot_t = 1.075; %fator de correção para massas rotativas traseiro [-]
slip = 0.05; %fator de escorregamento de pneu - tire slip [-]
T_amb = 273.15+30; %temperatura ambiente do local da corrida [K]

%% Dados dos Discos e Pastilhas:

de_disco_d = 0.220; %diâmetro externo do disco de freio dianteiro [m]
di_disco_d = 0.150; %diâmetro interno do disco de freio dianteiro [m]
de_disco_t = 0.2215; %diâmetro externo do disco de freio traseiro [m]
di_disco_t = 0.1765; %diâmetro interno do disco de freio traseiro [m]
A_at_disco_d = pi*((de_disco_d/2)^2-(di_disco_d/2)^2); %área da face de
atrito do disco de freio dianteiro [m^2]
A_tot_disco_d = 0.0250*2+0.0035; %área total da superfície de convecção do
disco dianteiro [m^2]
A_at_disco_t = pi*((de_disco_t/2)^2-(di_disco_t/2)^2); %área da face de
atrito do disco de freio traseiro [m^2]
A_tot_disco_t = 0.0175*2+0.00348; %área total da superfície de convecção do
disco traseiro [m^2]
A_past_d = 0.0019355; %área da face de atrito da pastilha de freio
dianteira [m^2]
A_past_t = 0.0012903; %área da face de atrito da pastilha de freio traseira
[m^2]
m_disco_d = 1.009; %massa do disco de freio dianteiro [kg]
m_disco_t = 0.686; %massa do disco de freio traseiro [kg]

```

```

V_disco_d = 0.000127504; %volume do disco de freio dianteiro [m^3]
V_disco_t = 0.000087880; %volume do disco de freio dianteiro [m^3]
ro_disco = 7870; %densidade do material do disco - aço 1045 [kg/m^3]
c_disco = 485; %calor específico do material do disco - aço 1045 [J/kg.K]
k_disco = 50.5; %condutividade térmica do material do disco - aço 1045
[W/m.K]
ro_past = 2500; %densidade do material da pastilha - composto metálico
[kg/m^3]
c_past = 961; %calor específico do material do disco - composto metálico
[J/kg.K]
k_past = 0.39; %condutividade térmica do material do disco - composto
semimetálico [W/m.K]
h_disco_d = 100; %coeficiente convectivo do disco de freio dianteiro
[W/m^2.K]
h_disco_t = 100; %coeficiente convectivo do disco de freio traseiro
[W/m^2.K]
gamma_qflux =
(1+((ro_past*c_past*k_past)/(ro_disco*c_disco*k_disco))^0.5)^-1; %razão de
transf. de calor entre disco e pastilha [-]

%% Cálculo da distribuição de cargas e torque de frenagem

%Forças em situação estática do carro (acel. = 0 m/s^2):
W_carro = m_carro*g; %Força peso total do carro [N]
Ne_d = W_carro-(l_cg*W_carro/l_carro); %Força normal estática aplicada nas
rodas dianteiras [N]
Ne_t = l_cg*W_carro/l_carro; %Força normal estática aplicada nas rodas
traseiras [N]

%Forças em situação dinâmica durante frenagem do carro (acel. = -1.1g):
transf_W = W_carro*mi_ps*h_cg/l_carro; %Transferência de carga durante a
frenagem
Nd_d = Ne_d + transf_W; %Força normal dinâmica aplicada nas rodas
dianteiras [N]
Nd_t = Ne_t - transf_W; %Força normal dinâmica aplicada nas rodas traseiras
[N]

%Forças de atrito durante a frenagem em cada roda
Fat_d = (Nd_d/2)*mi_ps; %Força de atrito na roda dianteira [N]
Fat_t = (Nd_t/2)*mi_ps; %Força de atrito na roda traseira [N]

%Torques de frenagem em cada roda
tau_d = Fat_d*r_pneu+Im_d*(a_des*g/r_pneu); %torque de frenagem aplicado na
roda dianteira [N.m]
tau_t = Fat_t*r_pneu+Im_t*(a_des*g/r_pneu); %torque de frenagem aplicado na
roda traseira [N.m]
gamma_tau = tau_d/(tau_d+tau_t); %razão de torque de frenagem realizado
pelo eixo dianteiro [-]

%% Importação de dados de entrada do OptimumLap

filename_1 = 'input_optimumlap_volta.xlsx'; %nome do arquivo da planilha de
Excel com os dados do OptimumLap
input_data1 = xlsread(filename_1); %comando para importar os dados da
planilha para uma matriz no MATLAB

t_lap = input_data1(:,1); %vetor tempo na volta a partir dos dados
importados [s]

```

```

d_lap = input_data1(:,2); %vetor distância percorrida na volta a partir dos
dados importados [m]
v_lap = input_data1(:,3); %vetor velocidade instantânea do carro na volta a
partir dos dados importados [m/s]
f_lap = (input_data1(:,4)/100); %vetor proporção de frenagem instantânea a
partir dos dados importados [-]
a_lap = input_data1(:,5); %vetor aceleração instantânea do carro na volta a
partir dos dados importados [m/s^2]

num_t_lap = length(t_lap); %índice "num_t" para indicação do número de
pontos das variáveis importadas

filename_2 = 'input_optimumlap_corrida.xlsx'; %nome do arquivo da planilha
de Excel com os dados do OptimumLap
input_data2 = xlsread(filename_2); %comando para importar os dados da
planilha para uma matriz no MATLAB

t_race = input_data2(:,1); %vetor tempo na corrida a partir dos dados
importados [s]
d_race = input_data2(:,2); %vetor distância percorrida na corrida a partir
dos dados importados [m]
v_race = input_data2(:,3); %vetor velocidade instantânea do carro na
corrida a partir dos dados importados [m/s]
f_race = (input_data2(:,4)/100); %vetor proporção de frenagem instantânea a
partir dos dados importados [-]
a_race = input_data2(:,5); %vetor aceleração instantânea do carro na
corrida a partir dos dados importados [m/s^2]

num_t_race = length(t_race); %índice "num_t" para indicação do número de
pontos das variáveis importadas

fig1 = figure(1);
set(fig1,'WindowStyle','docked');
subplot(2,1,1);
plot(t_lap,v_lap); %plotando gráfico da velocidade pelo tempo em uma volta
title('Velocidade do veículo FR18T em uma volta no circuito ECPA');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Velocidade [m/s]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 40]);

subplot(2,1,2);
plot(t_lap,(-1*a_lap)); %plotando gráfico da aceleração pelo tempo em uma
volta
title('Aceleração do veículo FR18T em uma volta no circuito ECPA');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Aceleração [m/s^2]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([-20 10]);

fig2 = figure(2);
set(fig2,'WindowStyle','docked');
plot(t_lap,f_lap*100); %plotando gráfico da proporção de frenagem pelo
tempo em uma volta
title('Aplicação dos freios do veículo FR18T em uma volta no circuito
ECPA');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Aplicação dos freios [%]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([-5 109]);

%% Criando Vetores de Variáveis do Projeto

```

```

Pot_disco_d_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor potência de frenagem na face
do disco dianteiro em uma volta [W]
Pot_past_d_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor potência de frenagem na
pastilha dianteiro em uma volta [W]
Pot_disco_t_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor potência de frenagem na face
do disco traseiro em uma volta [W]
Pot_past_t_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor potência de frenagem na
pastilha traseiro em uma volta [W]
q_flux_disco_d_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor fluxo de calor instantâneo
no disco dianteiro em uma volta [W/m^2]
q_flux_disco_t_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor fluxo de calor instantâneo
no disco traseiro em uma volta [W/m^2]
q_flux_past_d_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor fluxo de calor instantâneo
na pastilha dianteira em uma volta [W/m^2]
q_flux_past_t_lap = zeros(num_t_lap,1); %vetor fluxo de calor instantâneo
na pastilha traseira em uma volta [W/m^2]

Pot_disco_d_race = zeros(num_t_race,1); %vetor potência de frenagem na face
do disco dianteiro durante a corrida [W]
Pot_past_d_race = zeros(num_t_race,1); %vetor potência de frenagem na
pastilha dianteiro durante a corrida [W]
Pot_disco_t_race = zeros(num_t_race,1); %vetor potência de frenagem na face
do disco traseiro durante a corrida [W]
Pot_past_t_race = zeros(num_t_race,1); %vetor potência de frenagem na
pastilha traseiro durante a corrida [W]
q_flux_disco_d_race = zeros(num_t_race,1); %vetor fluxo de calor
instantâneo no disco dianteiro durante a corrida [W/m^2]
q_flux_disco_t_race = zeros(num_t_race,1); %vetor fluxo de calor
instantâneo no disco traseiro durante a corrida [W/m^2]
q_flux_past_d_race = zeros(num_t_race,1); %vetor fluxo de calor instantâneo
na pastilha dianteira durante a corrida [W/m^2]
q_flux_past_t_race = zeros(num_t_race,1); %vetor fluxo de calor instantâneo
na pastilha traseira durante a corrida [W/m^2]

%% Cálculo de potências e fluxos de calor em uma volta:

%Cálculo dianteiro:
for t_d = 1:num_t_lap
    if f_lap(t_d) ~= 0 && f_lap(t_d-1) ~= 0
        Pot_disco_d_lap(t_d) = (((k_rot_d*m_carro*(v_lap(t_d-1)^2-
v_lap(t_d)^2)/2)/(t_lap(t_d)-t_lap(t_d-1)))*(1-
slip)*f_lap(t_d)*gamma_tau*gamma_qflux/2)/2; %potência de frenagem no disco
[W]
        Pot_past_d_lap(t_d) = (((k_rot_d*m_carro*(v_lap(t_d-1)^2-
v_lap(t_d)^2)/2)/(t_lap(t_d)-t_lap(t_d-1)))*(1-
slip)*f_lap(t_d)*gamma_tau*(1-gamma_qflux)/(2*2)); %potência de frenagem na
face da pastilha [W]
        q_flux_disco_d_lap(t_d) =
Pot_disco_d_lap(t_d)/(2*A_at_disco_d); %fluxo de calor de frenagem na
face do disco dianteiro [W/m^2]
        q_flux_past_d_lap(t_d) = Pot_past_d_lap(t_d)/A_past_d; %fluxo de
calor de frenagem na face da pastilha dianteira [W/m^2]
    end
end

fig3 = figure(3);
set(fig3, 'WindowStyle', 'docked');
plot (t_lap,Pot_disco_d_lap);

```

```

title('Taxa de transferência de calor para o disco de freio dianteiro');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Taxa de transf. de calor [W]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([-1800 35000]);

%Cálculo traseiro:
for t_t = 1:num_t_lap
    if f_lap(t_t) ~= 0 && f_lap(t_t-1) ~= 0
        Pot_disco_t_lap(t_t) = (((k_rot_t*m_carro*(v_lap(t_t-1)^2-
v_lap(t_t)^2)/2)/(t_lap(t_t)-t_lap(t_t-1)))*(1-slip)*f_lap(t_t)*(1-
gamma_tau)*gamma_qflux/2)/2; %potência de frenagem no disco [W]
        Pot_past_t_lap(t_t) = (((k_rot_t*m_carro*(v_lap(t_t-1)^2-
v_lap(t_t)^2)/2)/(t_lap(t_t)-t_lap(t_t-1)))*(1-slip)*f_lap(t_t)*(1-
gamma_tau)*(1-gamma_qflux)/(2*2))/2; %potência de frenagem na face da
pastilha [W]
        q_flux_disco_t_lap(t_t) =
Pot_disco_t_lap(t_t)/(2*A_at_disco_t); %fluxo de calor de frenagem na
face do disco dianteiro [W/m^2]
        q_flux_past_t_lap(t_t) = Pot_past_t_lap(t_t)/A_past_t; %fluxo de
calor de frenagem na face da pastilha dianteira [W/m^2]
    end
end

fig4 = figure(4);
set(fig4, 'WindowStyle', 'docked');
plot (t_lap,Pot_disco_t_lap);
title('Taxa de transferência de calor para o disco de freio traseiro');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Taxa de transf. de calor [W]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([-800 18000]);

% Cálculo das temperaturas nos discos de freio durante uma volta

s = tf('s'); %"Laplacizando" a variável s

%Criação dos vetores tempo da modelagem

t_lap_asd = (0:t_lap(num_t_lap)/(num_t_lap-1):t_lap(num_t_lap)); % vetor
tempo

%Modelagem dianteira:
Kd = 1/(h_disco_d*A_tot_disco_d); %ganho K do sistema
Taud = (c_disco*m_disco_d)/(h_disco_d*A_tot_disco_d); %tempo tau do sistema
Gd = Kd/(Taud*s+1); %Função de transferência do modelo
T_disco_d_asd_aux = lsim(Gd,Pot_disco_d_lap,t_lap_asd);
T_disco_d_asd = T_disco_d_asd_aux + T_amb;

fig5 = figure(5);
set(fig5, 'WindowStyle', 'docked');
plot (t_lap,T_disco_d_asd-273.15);
title('Temperatura do disco de freio dianteiro durante uma volta');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 220]);

%Modelagem traseira:
Kt = 1/(h_disco_t*A_tot_disco_t); %ganho K do sistema
Taut = (c_disco*m_disco_t)/(h_disco_t*A_tot_disco_t); %tempo tau do sistema
Gt = Kt/(Taut*s+1); %Função de transferência do modelo

```

```
T_disco_t_asd_aux = lsim(Gt,Pot_disco_t_lap,t_lap_asd);
T_disco_t_asd = T_disco_t_asd_aux + T_amb;
```

```
fig6 = figure(6);
set(fig6,'WindowStyle','docked');
plot (t_lap,T_disco_t_asd-273.15);
title('Temperatura do disco de freio traseiro durante uma volta');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 200]);
```

```
%% Cálculo de potências e fluxos de calor durante a corrida:
```

```
%Cálculo dianteiro:
```

```
for t_d_2 = 1:num_t_race
    if f_race(t_d_2) ~= 0 && f_race(t_d_2-1) ~= 0
        Pot_disco_d_race(t_d_2) = (((k_rot_d*m_carro*(v_race(t_d_2-1)^2-
v_race(t_d_2)^2)/2)/(t_race(t_d_2)-t_race(t_d_2-1)))*(1-
slip)*f_race(t_d_2)*gamma_tau*gamma_qflux/2)/2; %potência de frenagem no
disco [W]
        Pot_past_d_race(t_d_2) = (((k_rot_d*m_carro*(v_race(t_d_2-1)^2-
v_race(t_d_2)^2)/2)/(t_race(t_d_2)-t_race(t_d_2-1)))*(1-
slip)*f_race(t_d_2)*gamma_tau*(1-gamma_qflux)/(2*2)); %potência de frenagem
na face da pastilha [W]
        q_flux_disco_d_race(t_d_2) =
Pot_disco_d_race(t_d_2)/(2*A_at_disco_d); %fluxo de calor de frenagem na
face do disco dianteiro [W/m^2]
        q_flux_past_d_race(t_d_2) =
Pot_past_d_race(t_d_2)/A_past_d; %fluxo de calor de frenagem na face da
pastilha dianteira [W/m^2]
    end
end
```

```
%Cálculo traseiro:
```

```
for t_t_2 = 1:num_t_race
    if f_race(t_t_2) ~= 0 && f_race(t_t_2-1) ~= 0
        Pot_disco_t_race(t_t_2) = (((k_rot_t*m_carro*(v_race(t_t_2-1)^2-
v_race(t_t_2)^2)/2)/(t_race(t_t_2)-t_race(t_t_2-1)))*(1-
slip)*f_race(t_t_2)*(1-gamma_tau)*gamma_qflux/2)/2; %potência de frenagem
no disco [W]
        Pot_past_t_race(t_t_2) = (((k_rot_t*m_carro*(v_race(t_t_2-1)^2-
v_race(t_t_2)^2)/2)/(t_race(t_t_2)-t_race(t_t_2-1)))*(1-
slip)*f_race(t_t_2)*(1-gamma_tau)*(1-gamma_qflux)/(2*2))/2; %potência de
frenagem na face da pastilha [W]
        q_flux_disco_t_race(t_t_2) =
Pot_disco_t_race(t_t_2)/(2*A_at_disco_t); %fluxo de calor de frenagem na
face do disco dianteiro [W/m^2]
        q_flux_past_t_race(t_t_2) =
Pot_past_t_race(t_t_2)/A_past_t; %fluxo de calor de frenagem na face da
pastilha dianteira [W/m^2]
    end
end
```

```
%% Cálculo das temperaturas nos discos de freio durante a corrida
```

```
s = tf('s'); %"Laplacizando" a variável s
```

```
%Criação dos vetores tempo da modelagem
```



```
t_race_asd = (0:t_race(num_t_race)/(num_t_race-1):t_race(num_t_race)); %
vetor tempo
```

```
%Modelagem dianteira:
```

```
Kd2 = 1/(h_disco_d*A_tot_disco_d); %ganho K do sistema
Taud2 = (c_disco*m_disco_d)/(h_disco_d*A_tot_disco_d); %tempo tau do
sistema
Gd2 = Kd2/(Taud2*s+1); %Função de transferência do modelo
T_disco_d_asd_aux_race = lsim(Gd2,Pot_disco_d_race,t_race_asd);
T_disco_d_asd_race = T_disco_d_asd_aux_race + T_amb;
```

```
fig7 = figure(7);
set(fig7,'WindowStyle','docked');
plot (t_race,T_disco_d_asd_race-273.15);
title('Temperatura do disco de freio dianteiro durante a corrida');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_race(num_t_race)]); ylim([0 650]);
```

```
%Modelagem traseira:
```

```
Kt2 = 1/(h_disco_t*A_tot_disco_t); %ganho K do sistema
Taut2 = (c_disco*m_disco_t)/(h_disco_t*A_tot_disco_t); %tempo tau do
sistema
Gt2 = Kt2/(Taut2*s+1); %Função de transferência do modelo
T_disco_t_asd_aux_race = lsim(Gt2,Pot_disco_t_race,t_race_asd);
T_disco_t_asd_race = T_disco_t_asd_aux_race + T_amb;
```

```
fig8 = figure(8);
set(fig8,'WindowStyle','docked');
plot (t_race,T_disco_t_asd_race-273.15);
title('Temperatura do disco de freio traseiro durante a corrida');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_race(num_t_race)]); ylim([0 450]);
```

```
%% Importação de resultados do NX para comparação
```

```
filename_MEF = 'dados_MEF.xlsx'; %nome do arquivo da planilha de Excel com
os dados do OptimumLap
input_dataMEF = xlsread(filename_MEF); %comando para importar os dados da
planilha para uma matriz no MATLAB
```

```
t_MEF_d = input_dataMEF(:,1); %vetor tempo a partir dos dados importados
[s]
temp1_MEF_d = input_dataMEF(:,2); %vetor temperatura do disco dianteiro no
ponto na superfície, no diâmetro inferior a partir dos dados importados
[°C]
temp2_MEF_d = input_dataMEF(:,3); %vetor temperatura do disco dianteiro no
ponto na superfície, no diâmetro médio a partir dos dados importados [°C]
temp3_MEF_d = input_dataMEF(:,4); %vetor temperatura do disco dianteiro no
ponto central interno, no diâmetro médio a partir dos dados importados [°C]
temp4_MEF_d = input_dataMEF(:,5); %vetor temperatura do disco dianteiro no
ponto na superfície, no diâmetro superior a partir dos dados importados
[°C]
t_MEF_t = input_dataMEF(:,6); %vetor tempo a partir dos dados importados
[s]
```

```

temp1_MEF_t = input_dataMEF(:,7); %vetor temperatura do disco traseiro no
ponto na superfície, no diâmetro inferior a partir dos dados importados
[°C]
temp2_MEF_t = input_dataMEF(:,8); %vetor temperatura do disco traseiro no
ponto na superfície, no diâmetro médio a partir dos dados importados [°C]
temp3_MEF_t = input_dataMEF(:,9); %vetor temperatura do disco traseiro no
ponto central interno, no diâmetro médio a partir dos dados importados [°C]
temp4_MEF_t = input_dataMEF(:,10); %vetor temperatura do disco traseiro no
ponto na superfície, no diâmetro superior a partir dos dados importados
[°C]

%% Plotagem dos dados de MEF

%Plots dos dados do disco dianteiro:

plot_MEF = zeros(1:8);
plot_MEF_aux = zeros(1:8);
plot_MEF_leg = zeros(1:8);

fig9 = figure(9);
set(fig9, 'WindowStyle', 'docked');
plot_MEF(1) = plot(t_MEF_d,temp1_MEF_d,'g'); hold on;
title('Temperaturas do disco de freio dianteiro pelo MEF');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 220]);
plot_MEF_aux(1) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp1_MEF_d(1:50:length(temp1_MEF_d)), 'g
s', 'MarkerFaceColor', 'g');

plot_MEF(2) = plot(t_MEF_d,temp2_MEF_d,'k');
plot_MEF_aux(2) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp2_MEF_d(1:50:length(temp2_MEF_d)), 'k
^', 'MarkerFaceColor', 'k');

plot_MEF(3) = plot(t_MEF_d,temp3_MEF_d,'b');
plot_MEF_aux(3) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp3_MEF_d(1:50:length(temp3_MEF_d)), 'b
p', 'MarkerFaceColor', 'b');

plot_MEF(4) = plot(t_MEF_d,temp4_MEF_d,'m');
plot_MEF_aux(4) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp4_MEF_d(1:50:length(temp4_MEF_d)), 'm
v', 'MarkerFaceColor', 'm');

%plots de pontos para criação da legenda
plot_MEF_leg(1) = plot(t_MEF_d(1),temp1_MEF_d(1), 'g-
s', 'MarkerFaceColor', 'g');
plot_MEF_leg(2) = plot(t_MEF_d(1),temp2_MEF_d(1), 'k-
^', 'MarkerFaceColor', 'k');
plot_MEF_leg(3) = plot(t_MEF_d(1),temp3_MEF_d(1), 'b-
p', 'MarkerFaceColor', 'b');
plot_MEF_leg(4) = plot(t_MEF_d(1),temp4_MEF_d(1), 'm-
v', 'MarkerFaceColor', 'm');
legend([plot_MEF_leg(1),plot_MEF_leg(2),plot_MEF_leg(3),plot_MEF_leg(4)], 'T
(MEF - superfície/Dint) °C', 'T(MEF - superfície/Dméd) °C', 'T(MEF -
interior/Dméd) °C', 'T(MEF - superfície/Dext) °C', 'Location', 'northwest');
hold off;

```

```

%Plots dos dados do disco traseiro:
fig10 = figure(10);
set(fig10, 'WindowStyle', 'docked');
plot_MEF(5) = plot(t_MEF_t, temp1_MEF_t, 'g'); hold on;
title('Temperaturas do disco de freio traseiro pelo MEF');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 220]);
plot_MEF_aux(5) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)), temp1_MEF_t(1:50:length(temp1_MEF_t)), 'g
s', 'MarkerFaceColor', 'g');

plot_MEF(6) = plot(t_MEF_t, temp2_MEF_t, 'k');
plot_MEF_aux(6) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)), temp2_MEF_t(1:50:length(temp2_MEF_t)), 'k
^', 'MarkerFaceColor', 'k');

plot_MEF(7) = plot(t_MEF_t, temp3_MEF_t, 'b');
plot_MEF_aux(7) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)), temp3_MEF_t(1:50:length(temp3_MEF_t)), 'b
p', 'MarkerFaceColor', 'b');

plot_MEF(8) = plot(t_MEF_t, temp4_MEF_t, 'm');
plot_MEF_aux(8) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)), temp4_MEF_t(1:50:length(temp4_MEF_t)), 'm
v', 'MarkerFaceColor', 'm');

%plots de pontos para criação da legenda
plot_MEF_leg(5) = plot(t_MEF_t(1), temp1_MEF_t(1), 'g-
s', 'MarkerFaceColor', 'g');
plot_MEF_leg(6) = plot(t_MEF_t(1), temp2_MEF_t(1), 'k-
^', 'MarkerFaceColor', 'k');
plot_MEF_leg(7) = plot(t_MEF_t(1), temp3_MEF_t(1), 'b-
p', 'MarkerFaceColor', 'b');
plot_MEF_leg(8) = plot(t_MEF_t(1), temp4_MEF_t(1), 'm-
v', 'MarkerFaceColor', 'm');
legend([plot_MEF_leg(5), plot_MEF_leg(6), plot_MEF_leg(7), plot_MEF_leg(8)], 'T
(MEF - superfície/Dint) °C', 'T(MEF - superfície/Dméd) °C', 'T(MEF -
interior/Dméd) °C', 'T(MEF - superfície/Dext) °C', 'Location', 'northwest');
hold off;

%% Plotagem comparativa entre dados MEF e método da Capacitância Global

plot_comp = zeros(1:10);
plot_comp_aux = zeros(1:10);
plot_comp_leg = zeros(1:12);

%Plots dos dados do disco dianteiro:
fig11 = figure(11);
set(fig11, 'WindowStyle', 'docked');
plot_comp(1) = plot(t_lap, T_disco_d_asd-273.15, 'r');
hold on;
plot_comp_aux(1) =
plot(t_lap(1:400:length(t_lap)), T_disco_d_asd(1:400:length(T_disco_d_asd))-
273.15, 'ro', 'MarkerFaceColor', 'r');

title('Comparativo das temperaturas do disco de freio dianteiro entre
Método da Capacitância Global e MEF');

```

```

xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;
xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 220]);

plot_comp(2) = plot(t_MEF_d,temp1_MEF_d,'g');
plot_comp_aux(2) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp1_MEF_d(1:50:length(temp1_MEF_d)), 'g
s','MarkerFaceColor','g');

plot_comp(3) = plot(t_MEF_d,temp2_MEF_d,'k');
plot_comp_aux(3) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp2_MEF_d(1:50:length(temp2_MEF_d)), 'k
^','MarkerFaceColor','k');

plot_comp(4) = plot(t_MEF_d,temp3_MEF_d,'b');
plot_comp_aux(4) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp3_MEF_d(1:50:length(temp3_MEF_d)), 'b
p','MarkerFaceColor','b');

plot_comp(5) = plot(t_MEF_d,temp4_MEF_d,'m');
plot_comp_aux(5) =
plot(t_MEF_d(1:50:length(t_MEF_d)),temp4_MEF_d(1:50:length(temp4_MEF_d)), 'm
v','MarkerFaceColor','m');

%plots das faixas de 10% de diferença
plot(t_lap,(T_disco_d_asd-273.15)*1.1,'c','LineWidth',1.5);
plot(t_lap,(T_disco_d_asd-273.15)*0.9,'c','LineWidth',1.5);

%plots de pontos para criação da legenda
plot_comp_leg(1) = plot(t_lap(1),T_disco_d_asd(1)-273.15,'r-
o','MarkerFaceColor','r');
plot_comp_leg(2) = plot(t_MEF_d(1),temp1_MEF_d(1),'g-
s','MarkerFaceColor','g');
plot_comp_leg(3) = plot(t_MEF_d(1),temp2_MEF_d(1),'k-
^','MarkerFaceColor','k');
plot_comp_leg(4) = plot(t_MEF_d(1),temp3_MEF_d(1),'b-
p','MarkerFaceColor','b');
plot_comp_leg(5) = plot(t_MEF_d(1),temp4_MEF_d(1),'m-
v','MarkerFaceColor','m');
plot_comp_leg(6) = plot(0,0,'c');
legend([plot_comp_leg(1),plot_comp_leg(2),plot_comp_leg(3),plot_comp_leg(4)
,plot_comp_leg(5),plot_comp_leg(6)], 'T(Cap. Global) °C', 'T(MEF -
superfície/Dint) °C', 'T(MEF - superfície/Dméd) °C', 'T(MEF -
interior/Dméd) °C', 'T(MEF - superfície/Dext) °C', 'Faixa de 10% de TCap.
Global','Location','northwest');
hold off;

%Plots dos dados do disco traseiro:
fig12 = figure(12);
set(fig12,'WindowStyle','docked');
plot_comp(6) = plot(t_lap,T_disco_t_asd-273.15,'r');
hold on;
plot_comp_aux(6) =
plot(t_lap(1:400:length(t_lap)),T_disco_t_asd(1:400:length(T_disco_t_asd))-
273.15,'ro','MarkerFaceColor','r');

title('Comparativo das temperaturas do disco de freio traseiro entre Método
da Capacitância Global e MEF');
xlabel('Tempo [s]'); ylabel('Temperatura do disco [°C]'); grid on;

```

```

xlim([0 t_lap(num_t_lap)]); ylim([0 220]);

plot_comp(7) = plot(t_MEF_t,temp1_MEF_t,'g');
plot_comp_aux(7) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)),temp1_MEF_t(1:50:length(temp1_MEF_t)), 'g
s', 'MarkerFaceColor', 'g');

plot_comp(8) = plot(t_MEF_t,temp2_MEF_t,'k');
plot_comp_aux(8) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)),temp2_MEF_t(1:50:length(temp2_MEF_t)), 'k
^', 'MarkerFaceColor', 'k');

plot_comp(9) = plot(t_MEF_t,temp3_MEF_t,'b');
plot_comp_aux(9) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)),temp3_MEF_t(1:50:length(temp3_MEF_t)), 'b
p', 'MarkerFaceColor', 'b');

plot_comp(10) = plot(t_MEF_t,temp4_MEF_t,'m');
plot_comp_aux(10) =
plot(t_MEF_t(1:50:length(t_MEF_t)),temp4_MEF_t(1:50:length(temp4_MEF_t)), 'm
v', 'MarkerFaceColor', 'm');

%plots das faixas de 10% de diferença
plot(t_lap, (T_disco_t_asd-273.15)*1.1, 'c', 'LineWidth', 1.5);
plot(t_lap, (T_disco_t_asd-273.15)*0.9, 'c', 'LineWidth', 1.5);

%plots de pontos para criação da legenda
plot_comp_leg(7) = plot(t_lap(1),T_disco_t_asd(1)-273.15, 'r-
o', 'MarkerFaceColor', 'r');
plot_comp_leg(8) = plot(t_MEF_t(1),temp1_MEF_t(1), 'g-
s', 'MarkerFaceColor', 'g');
plot_comp_leg(9) = plot(t_MEF_t(1),temp2_MEF_t(1), 'k-
^', 'MarkerFaceColor', 'k');
plot_comp_leg(10) = plot(t_MEF_t(1),temp3_MEF_t(1), 'b-
p', 'MarkerFaceColor', 'b');
plot_comp_leg(11) = plot(t_MEF_t(1),temp4_MEF_t(1), 'm-
v', 'MarkerFaceColor', 'm');
plot_comp_leg(12) = plot(0,0, 'c');
legend([plot_comp_leg(7),plot_comp_leg(8),plot_comp_leg(9),plot_comp_leg(10
),plot_comp_leg(11),plot_comp_leg(12)], 'T(Cap. Global) °C', 'T(MEF -
superfície/Dint) °C', 'T(MEF - superfície/Dméd) °C', 'T(MEF -
interior/Dméd) °C', 'T(MEF - superfice/Dext) °C', 'Faixa de 10% de TCap.
Global', 'Location', 'northwest');
hold off;

```