



**MODELAGEM E ANÁLISE TÉRMICA
DO SISTEMA DE FREIO DE UM PROTÓTIPO FORMULA SAE**

ANDRÉ LUÍS ALVES OSÓRIO

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM E ANÁLISE TÉRMICA
DO SISTEMA DE FREIO DE UM PROTÓTIPO FORMULA SAE**

ANDRÉ LUÍS ALVES OSÓRIO

Orientador: PROF. DR. EDGAR AMARAL SILVEIRA, ENM/UNB

PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PUBLICAÇÃO ENM.PG - XXX/AAAA
BRASÍLIA-DF, 02 DE NOVEMBRO DE 2021.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM E ANÁLISE TÉRMICA
DO SISTEMA DE FREIO DE UM PROTÓTIPO FORMULA SAE**

ANDRÉ LUÍS ALVES OSÓRIO

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Edgar Amaral Silveira, ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Taygoara Felamingo de Oliveira, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Antonio Cesar Pinho Brasil Junior , ENM/UnB
Examinador interno

BRASÍLIA, 02 DE NOVEMBRO DE 2021.

FICHA CATALOGRÁFICA

ANDRÉ LUÍS ALVES OSÓRIO

MODELAGEM E ANÁLISE TÉRMICA DO SISTEMA DE FREIO DE UM PROTÓTIPO FORMULA SAE

2021xv, 147p., 201x297 mm

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2021)

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ANDRÉ LUÍS ALVES OSÓRIO (2021) MODELAGEM E ANÁLISE TÉRMICA DO SISTEMA DE FREIO DE UM PROTÓTIPO FORMULA SAE. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Publicação xxx/AAAA, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 147p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: André Luís Alves Osório

TÍTULO: MODELAGEM E ANÁLISE TÉRMICA DO SISTEMA DE FREIO DE UM PROTÓTIPO FORMULA SAE.

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2021

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

André Luís Alves Osório
140058052@aluno.unb.br

Agradecimentos

À equipe Apuama Racing que me introduziu ao assunto que veio a ser tema do meu projeto de graduação e permitiu o meu desenvolvimento como engenheiro de forma mais completa.

Ao professor Edgar Amaral Silveira, por ter sido meu orientador e ter desempenhado tal função com dedicação e amizade.

À minha família, namorada e amigos pela cumplicidade e incentivo.

Resumo

Em 2019 o visível super-aquecimento do disco de freio durante testes do veículo protótipo AF18 e a posterior quebra do cubo de roda e disco de freios levantaram a preocupação quanto às possíveis temperaturas desenvolvidas durante frenagem e se essas poderiam ter ocasionado as falhas. Esse problema gerou a necessidade para desenvolver uma análise bem estruturada dos fenômenos térmicos envolvidos e resultou no presente trabalho.

A frenagem é um processo que converte a energia cinética de um veículo em energia mecânica que precisa ser dissipada em forma de calor. O objetivo deste estudo é criar análise térmica da forma mais acurada possível, para que seja possível visualizar a distribuição de temperaturas desenvolvidas pelo veículo analisado em seu conjunto de freios e responder perguntas referentes ao estresse térmico impostos ao disco de freio e componentes vizinhos. Os resultados foram satisfatórios se comparados à literatura utilizada de base e demonstram bom potencial para aplicação em futuras análises e projetos dos componentes de freios e suspensão da equipe Apuama Racing.

Abstract

In 2019, the visible overheating of the brake disc during the AF18 Formula SAE prototype (created by the Universidade de Brasilia students) track tests, and the subsequent breakdown of the wheel hub and brake disc raised a concern about the temperatures reached during braking and its probable role on the breakdowns. This increased the need to develop a well-structured analysis of the thermal phenomena involved and resulted in the present work.

Braking is a process that converts a vehicle's kinetic energy into mostly thermal energy that needs to be dissipated in the form of heat in order to keep working at high performance. The objective of this study is to create thermal analysis in the most accurate way possible, so that it is possible to visualize the temperatures developed by the brakes and answer questions related to thermal stress put on brake and suspension components. The results were satisfactory when compared to literature and demonstrate good potential for making a reliable simulations for future brake and suspension designs created by the UNB Formula SAE Team, Apuama Racing.

SUMÁRIO

RESUMO.....	II
ABSTRACT	III
1 INTRODUÇÃO	3
1.1 HISTÓRIA DO FREIO MODERNO	3
1.2 DIFERENÇAS FREIO A DISCO E A TAMBOR	4
1.3 O FREIO A DISCO	5
1.3.1 ALGUNS FATOS HISTÓRICOS	5
1.4 MOTIVAÇÃO	6
1.4.1 OS POSSÍVEIS EFEITOS DO SUPERAQUECIMENTO	6
1.4.2 FALHAS EM TESTES.....	8
1.5 OBJETIVOS.....	8
1.6 ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA	9
1.6.1 METHODI ORDINATIO	9
1.6.2 OCORRÊNCIAS DE PALAVRAS CHAVE	9
1.6.3 PRINCIPAIS REFERÊNCIAS E AUTORES	10
2 METODOLOGIA	11
2.1 O VEÍCULO ANALISADO	11
2.1.1 O SISTEMA DE FREIOS AF19	13
2.1.2 COLETA DE DADOS AF19.....	14
2.2 ANÁLISE MECÂNICA DA FRENAGEM	15
2.2.1 ESCALA MICROSCÓPICA	15
2.2.2 ESCALA MACROSCÓPICA	15
2.3 ANÁLISE TÉRMICA DA FRENAGEM	18
2.3.1 CALOR DISSIPADO PARA O DISCO	18
2.3.2 FLUXO DE CALOR.....	19
2.3.3 DISSIPACÃO DO CALOR GERADO	20
2.4 ANÁLISE NUMÉRICA	23
2.4.1 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	23
2.4.2 DISCRETIZAÇÃO	23
2.4.3 SOFTWARE UTILIZADO.....	24

2.4.4	ETAPAS DE SIMULAÇÃO	24
3	RESULTADOS	26
3.1	PRÉ ANÁLISE	26
3.1.1	GEOMETRIA E SIMPLIFICAÇÕES FEITAS	26
3.1.2	VOLTA ANALISADA	28
3.1.3	FLUXO DE CALOR.....	29
3.1.4	CALOR DE CONVECÇÃO.....	30
3.2	MALHA GERADA	31
3.2.1	QUALIDADE DA MALHA.....	32
3.2.2	CONVERGÊNCIA DE MALHA	32
3.3	CRITÉRIOS DE ANÁLISE.....	34
3.4	TEMPERATURAS DESENVOLVIDAS.....	34
3.4.1	DISCOS	36
3.4.2	CUBOS DE RODA	37
3.4.3	PINÇAS	38
3.4.4	PASTILHAS.....	38
3.4.5	MANGA DE EIXO.....	39
4	CONCLUSÃO	40
4.1	CONCLUSÃO	40
4.2	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	41
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	42

LISTA DE FIGURAS

1.1	Freio de alavanca aplicado em carruagem.	3
1.2	(a) Primeira carruagem com pneus (Thompson 1847) (b) Primeiro pneu e roda de Dunlop (J.B.Dunlop 1887).	4
1.3	Freio a disco. [CARLIDER 2017]	4
1.4	Freio a tambor. [CARLIDER 2017]	5
1.5	Jaguar C-Type 1953 e detalhe do seu sistema de freios.	6
1.6	(a) Freios do Airbus A350 (b) Freios em carbono-carbono de um Formula 1.	6
1.7	Superaquecimento de freio em 2018.	7
1.8	Trincas térmicas Li, Z., Han, J., Yang, Z., Pan, L. (2014).	7
1.9	Falha estrutural no cubo de roda do protótipo AF18 em 2019.	8
1.10	Falha estrutural no disco de freio do protótipo AF18 em 2019.	8
1.11	Ocorrência de palavras chave.	9
1.12	Rede de referências e citações.	10
2.1	Protótipo FSAE UNB, equipe Apuama Racing. Albuquerque Fotografia© 2019.	11
2.2	Dimensões AF19.	12
2.3	Sistema de freios AF19.	13
2.4	Componentes do sistema de Freio AF19.	13
2.5	Datalogger AIM EVO 4.	14
2.6	Dois tipos de terceiro corpo observados no estudo de [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007].	15
2.7	Forças envolvidas em frenagem e inércia atuando como pseudo-força no centro de gravidade do veículo.	16
2.8	Classificação de pontos quentes em freios de trem, [Benseddiq et al. 1996].	17
2.9	Razão de contato em discos de freio. [Choi e Lee 2003].	18
2.10	Superfícies do disco dianteiro a receber fluxo de calor gerado (em azul).	19
2.11	Fluxo de calor no disco de freio.	20
2.12	Coefficiente convectivo em vários pontos de um disco de freio. [Ali e Mostefa 2012].	21
2.13	Superfície a receber condição de convecção formulada em 2.15a e 2.15b (em amarelo).	21

2.14	Foto em infravermelho tirada após uma (1) volta no circuito Brasília Kart do protótipo AF18, DF 2019.....	22
2.15	Superfícies a serem consideradas no estudo de radiação (em azul).	22
2.16	Superfícies a serem consideradas no estudo de radiação (em azul).	23
2.17	Tipos de elementos em malha 3d.	24
2.18	razão de aspecto.....	24
2.19	Diagrama de etapas de simulação.	25
3.1	CAD discos dianteiro e traseiro.	26
3.2	CAD da manga de eixo dianteira e traseira respectivamente.....	27
3.3	CAD pinça de freio e pastilhas simplificada (dianteira e traseira).	27
3.4	(a) Simplificação da geometria do cubo de roda, rolamentos e pinos dianteiro e traseiro respectivamente.	28
3.5	(a) Foto do circuito Bsb Kart (b) Mapa gerado com GPS e colorido de acordo com velocidades desenvolvidas.	28
3.6	Velocidades desenvolvidas durante 1 volta de testes protótipo AF19, Brasília Kart DF.....	29
3.7	Aceleração longitudinal desenvolvida durante 1 volta de testes protótipo AF19, Brasília Kart DF.....	29
3.8	Fluxo de calor [W/m^2] entrando no disco dianteiro.	30
3.9	Fluxo de calor [W/m^2] entrando no disco dianteiro.	30
3.10	Coeficiente de convecção em função do tempo durante uma volta de testes.	31
3.11	Malha inicial gerada para o conjunto de freio dianteiro e traseiro respectivamente.	31
3.12	Razão de aspecto x número de elementos do conjunto dianteiro.	32
3.13	Razão de aspecto x número de elementos do conjunto traseiro.	32
3.14	Convergência da temperatura máxima ao longo de 1 (uma) volta.	33
3.15	Convergência da temperatura máxima ao longo de 1 volta para o conjunto traseiro.	33
3.16	Campo de temperaturas desenvolvido em 20 voltas do circuito analisado para o conjunto de freio dianteiro e traseiro respectivamente.	35
3.17	Temperaturas desenvolvidas em 20 (vinte) voltas completas no conjunto dianteiro.	35
3.18	Temperaturas desenvolvidas em 20 (vinte) voltas completas no conjunto traseiro.	36
3.19	Campo de temperaturas desenvolvido em (a)uma volta completa do circuito analisado (b) três voltas completas	36
3.20	Coeficiente de atrito da pastilha vs temperatura do disco(°F) disponível em: https://www.wilwood.com/ .Acesso 10/10/2021.....	37
3.21	Temperaturas desenvolvidas ao longo de 20 (vinte) voltas no cubo.	37

3.22	Campo de temperaturas desenvolvido na pinça de freio ao longo de 20 (vinte) voltas.	38
3.23	Vista em seção do campo de temperaturas desenvolvido no conjunto pinça-pastilha ao longo de 20 (vinte) voltas.	38
3.24	Campo de temperaturas desenvolvido no conjunto pinça-pastilhas após 20 (vinte) voltas.	39
3.25	Temperaturas desenvolvidas na manga de eixo ao longo de 20 (vinte) voltas. ..	39

LISTA DE TABELAS

1.1	Quinze primeiros artigos ranqueados pelo Methodi Ordinatio.	9
2.1	Dimensões e medidas do protótipo AF19.....	12
2.2	Lista de componentes do sistema de freios AF19.....	14
2.3	Propiedades térmicas do disco e pastilha do protótipo AF19.....	18
2.4	Emissividade dos materiais utilizados.	23
3.1	Limite de resistência à tração em função da temperatura.	34
3.2	Experiment fatigue stresses with life of specimens at different temperatures. Disponível em [Fadhel 2018].	34

Lista de Termos e Siglas

CR	Razão de contato entre superfícies em atrito dinâmico
ϕ	Razão de distribuição de energia de frenagem.
$W_t(t)$	Carga vertical transferida aos pneus dianteiros.
ϵ	Emissividade.
M	Massa do veículo com piloto.
m	Massa do veículo sem piloto.
W_F	Carga estática nas rodas dianteiras.
W_R	Carga estática nas rodas traseiras.
θ	Razão do peso estático nas rodas dianteiras.
H_{cg}	Altura do centro de gravidade, m
W_b	Distância entre eixos. m
R	Razão de aspecto de malha.
I_F	Momento de inercia rotativo do conjunto de roda dianteiro.
I_R	Momento de inercia do conjunto de roda traseiro.
$W_t(t)$	Carga vertical transferida aos pneus dianteiros.
FF_t	Carga vertical dinâmica nos pneus dianteiros.
FR_z	Carga vertical dinâmica nos pneus traseiros.
g	Aceleração da gravidade.
$a(t)$	Aceleração do veículo no tempo
$\phi(t)$	Razão do calor conduzido ao disco de freio.
γ	Razão da carga vertical nos pneus dianteiros
β	Razão da energia convertida em calor durante a frenagem.
ξ	Efusividade térmica,
Q	Fluxo de calor gerado na frenagem.
Q_d	Fluxo de calor gerado na frenagem do disco dianteiro.
S_d	Área do disco varrida pelas pastilhas.
S_p	Área da face em atrito da pastilha.
E	Energia cinética do veículo.
τ	Trabalho exercido pelos freios.
v	Velocidade.
ω	Velocidade angular das rodas.
S_p	Área da face em atrito da pastilha.
P_t	Potência de frenagem.

T Temperatura.
 σ Constante de Stefan-Boltzmann.
 FF Fator de forma entre superfícies irradiantes.

Capítulo 1

Introdução

1.1 História do freio moderno

A história do freio data antes da invenção do veículo automotor, quando se viu a necessidade de obter controle de veículos traçados por animais ou humanos em declives através de uma alavanca e um bloco de madeira que era pressionado contra a roda, como ilustrado na Figura 1.1. Essa tecnologia tem registros tão antigos quanto o império romano e fora usado até a segunda metade do século XIX.



Figura 1.1: Freio de alavanca aplicado em carruagem.

Em 1839, foi patenteado o primeiro pneu de borracha idealizado por Robert Thomson. Contudo, este só foi popularizado ao final do século XIX por John Boyd Dunlop, que introduziu com sucesso a tecnologia ao mercado devido a rápida ascensão no uso de bicicletas na Europa. Pouco depois a tecnologia avançava para as carruagens, mas ainda apresentava problemas, uma vez que o pneu deveria ser colado à roda e sua manutenção era complicada. Em 1891 os irmãos Édouard Michelin e André Michelin patentaram o primeiro pneu removível e a partir desse momento os pneus de borracha se tornaram incrivelmente populares.



Figura 1.2: (a) Primeira carruagem com pneus (Thompson 1847) (b) Primeiro pneu e roda de Dunlop (J.B.Dunlop 1887).

Com a introdução do pneu aos veículos no final do século XIX e o surgimento do veículo automotor inventado por Karl Frederick Benz em 1885, tornou-se inviável o uso do freio de alavanca e madeira, uma vez que a madeira danificava rapidamente a borracha dos pneus. E assim começa um novo capítulo na história do freio como controle de veículos, quando em 1899 Gottlieb Daimler inventou o primeiro conceito de freio a tambor, acionado por um cabo de aço preso ao mesmo, o qual fora aplicado pela primeira vez na Mercedes 35 HP (projetada por Wilhelm Maybach), mas apenas patenteado por Louis Renault na França em 1902.

Em 1898 Elmer Ambrose Sperry inventou o primeiro conceito de freio a disco, o qual fora aprimorado em 1902 por Frederick William Lanchester na Inglaterra. Ambas tecnologias sofreram grandes aprimoramentos nos anos seguintes e se tornaram as duas tecnologias mais utilizadas em freios nos veículos modernos.

1.2 Diferenças freio a disco e a tambor

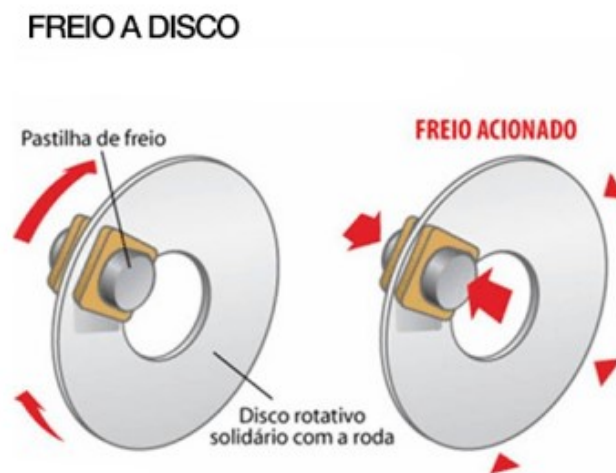


Figura 1.3: Freio a disco. [CARLIDER 2017]

O que difere o freio a disco de um freio a tambor é a maneira como é gerado o atrito para dissipar a energia cinética do veículo. No freio a disco, um conjunto de pastilhas é pressionado contra um disco de freio que gira junto com o pneu e roda, conforme ilustra a figura 1.3.

Esse conjunto apresenta maiores pressões na superfície de atrito e elevado desgaste, porém sua capacidade de dissipação de calor por convecção é muito superior quando comparada ao freio a tambor, sendo vantajoso para casos onde ocorrem repetidas frenagens.

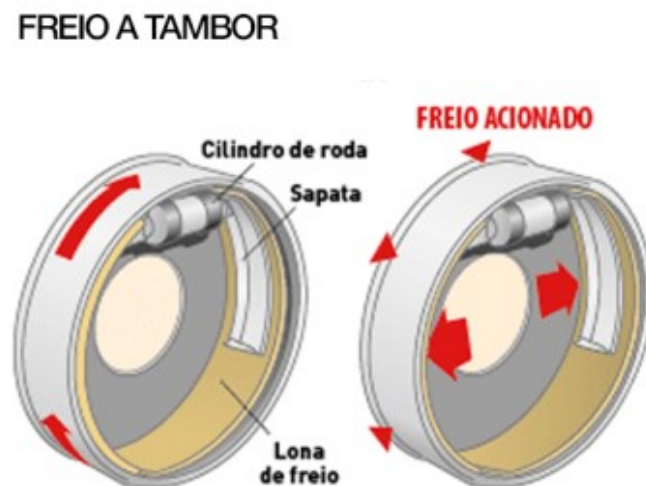


Figura 1.4: Freio a tambor. [CARLIDER 2017]

Já no freio a tambor, ao acionar o pedal de freio, duas sapatas são pressionadas contra o interior de um tambor fechado que gira junto ao conjunto de roda e pneu, conforme indicado na figura 1.4. Esse sistema apresenta menores pressões na superfície de atrito e, portanto, menor desgaste e menor fluxo de calor. No entanto, por ser um tambor fechado, compromete a dissipação convectiva de calor se comparado ao freio a disco.

As características de rápida dissipação de calor do freio a disco fazem com que seu uso no meio automobilístico esportivo seja predominante e o veículo analisado neste projeto é equipado com freios a disco nas quatro rodas, portanto este será o sistema estudado daqui em diante.

1.3 O freio a disco

1.3.1 Alguns fatos históricos

Como explanado anteriormente na seção 1.1, o freio a disco fora inventado na transição do século XIX para o século XX e sua primeira aplicação aconteceu no modelo 1902 da Lanchester Motor Company. O freio de Lanchester, por conta das limitações tecnológicas da época, foi lançado com um disco de aço e pastilhas em cobre, o que era ineficiente e gerava um ruído alto ao frear. As pastilhas de cobre foram posteriormente substituídas por pastilhas de ferro fundido e futuramente amianto, o qual possuía coeficiente de atrito constante e boa condutibilidade térmica. O amianto foi utilizado como material para pastilhas até a década de 1980, quando descobriu-se que o seu uso é nocivo para a saúde do ser humano.

Apesar de ter sido inventado em 1902, o uso do freio a disco só ganhou força com a produção do primeiro carro de linha com freio a disco nas quatro rodas em 1950 nos carros da Crosley e em carros de competição após a impressionante vitória do Jaguar C-type nas 24 horas de Lemans em 1953 ilustrado na figura 1.5.



Figura 1.5: Jaguar C-Type 1953 e detalhe do seu sistema de freios.

No começo o acionamento do freio a disco com cabos de aço ou hastes e aproveitava apenas de vantagens mecânicas de braços de alavanca e em 1921 foi introduzido o modelo A da Duesenberg que utilizava freio de acionamento hidráulico como conhecemos hoje.

Os freios a disco ganharam seu espaço também na aviação e o setor inventou os discos de compósitos carbono-cerâmicos e futuramente carbono-carbono, ilustrados na figura 1.6. Estes vieram para o meio automobilístico em meados dos anos 1980's e hoje integram a maioria das aeronaves de grande porte e os carros da elite do automobilismo.

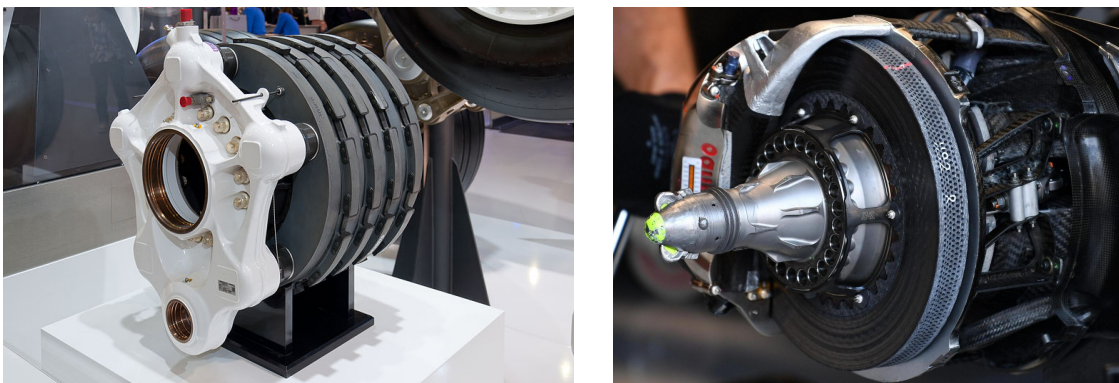


Figura 1.6: (a) Freios do Airbus A350 (b) Freios em carbono-carbono de um Formula 1.

1.4 Motivação

1.4.1 Os possíveis efeitos do superaquecimento

Durante uma frenagem de carro, é comum que as temperaturas se elevem às centenas de graus e caso o veículo passe por repetidas frenagens, como por exemplo em um circuito de corrida, é possível que a temperatura do freio atinja temperaturas na ordem dos 800° para carros grandes. Sistemas de freios devem ser projetados para suportar tais temperaturas, mas altos gradientes de temperatura e aquecimento além da capacidade de absorção e dissipação do sistema geram efeitos possivelmente catastróficos como os listados abaixo.



Figura 1.7: Superaquecimento de freio em 2018.

- **"Fading" e vitrificação da pastilha**

Caso a temperatura nos freios exceda ao recomendado pelos fabricantes da pastilha, a mesma poderá entrar em combustão devido a sua matriz orgânica das pastilhas uma camada de gás se forma entre o disco e a pastilha e reduz o coeficiente de atrito drasticamente. A vitrificação das pastilhas ocorre também devido a altas temperaturas e endurecerá a superfície diminuindo seu coeficiente de atrito.

- **Ebulição do fluido de freio**

Acontece quando o calor produzido é alto suficiente para esquentar o fluido de freio até seu ponto de ebulição.

- **Trincas térmicas**

Aparecem devido ao estresse térmico imposto a materiais expostos a altos gradientes de temperatura devido a sua dilatação. As trincas térmicas evoluem ao longo dos ciclos de aquecimento como ilustrado na figura 1.8.

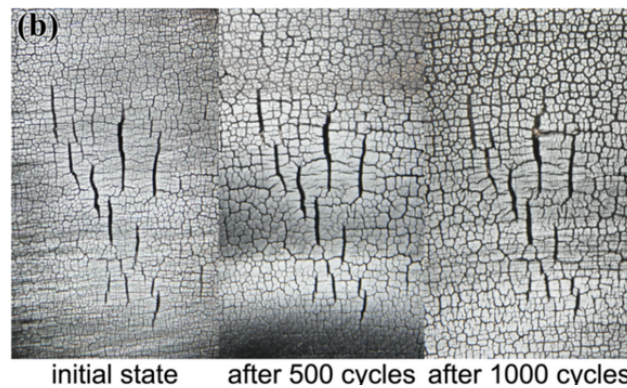


Figura 1.8: Trincas térmicas Li, Z., Han, J., Yang, Z., Pan, L. (2014).

1.4.2 Falhas em testes



Figura 1.9: Falha estrutural no cubo de roda do protótipo AF18 em 2019.



Figura 1.10: Falha estrutural no disco de freio do protótipo AF18 em 2019.

Como efeito secundário do calor gerado, está o estresse térmico gerado no disco de freio e possivelmente nas peças vizinhas, o que pode afetar o tratamento térmico de materiais utilizados como o Alumínio 7075-t6 dos cubos e manga de eixo. Estes componentes já sofreram falhas durante os testes do antigo protótipo AF18 de Formula SAE, como ilustrado na figura 1.9 e 1.10.

1.5 Objetivos

Este projeto tem como objetivo principal realizar a investigação dos parâmetros mecânicos e termodinâmicos envolvidos na frenagem e a investigação de possíveis temperaturas críticas que resultariam na falha de componentes como o disco de freio e cubo de roda.

Como objetivo secundário, deseja-se realizar análise dos resultados obtidos para a duração de 20 voltas completas em circuito, simulando a prova de Enduro da competição FSAE e assim enriquecer as condições de contorno e dados utilizados para o projeto de futuros protótipos.

1.6 Análise bibliométrica

1.6.1 Methodi Ordinatio

O desenvolvimento da presente pesquisa iniciou-se por uma pesquisa bibliográfica na base Web of Science e utilizou a metodologia Methodi Ordinatio descrita em [Pagani R.N. 2015], a qual apresenta passo a passo de como ranquear artigos de interesse para o projeto desenvolvido, bem como ponderar a importância destes para o tópico e de seus autores. Ao seguir tal método foram listados 84 artigos com boa relação ao tema, dos quais se destacam os quinze primeiros na tabela 1.1.

Ranking	Título	Fonte
1	Tribological surfaces of organic brake pads	TRIBOLOGY INTERNATIONAL
2	Tribological properties of automotive disc brakes with solid lubricants	WEAR
3	Tribological, thermal and mechanical coupling aspects of the dry sliding contact	TRIBOLOGY INTERNATIONAL
4	Influence of convective cooling on a disc brake temperature [...]	APPLIED THERMAL ENGINEERING
5	Friction and wear of Cu-free and Sb-free environmental friendly auto[...]	WEAR
6	Finite element analysis of frictionally excited thermoelastic instability	JOURNAL OF THERMAL STRESSES
7	Pin-on-disc study of brake friction materials with ball-milled [...]	MATERIALS and DESIGN
8	Thermal analysis of locomotive wheel-mounted brake disc	APPLIED THERMAL ENGINEERING
9	Transient thermoelastic analysis of disk brakes in frictional contact	JOURNAL OF THERMAL STRESSES
10	Thermomechanical modelling of dry contacts in automotive disc brake	INTERNATIONAL JOURNAL OF THERMAL SCIENCES
11	Influence of material properties on sliding contact braking applications	WEAR
12	Thermal and microchemical investigation of automotive brake pad wear residues	THERMOCHIMICA ACTA
13	A study of the wear mechanisms of disk and shoe brake pads	ENGINEERING FAILURE ANALYSIS
14	Analysis of automotive disc brake cooling characteristics	JOURNAL OF AUTOMOBILE ENGINEERING
15	Pad-mode-induced instantaneous mode instability for simple [...]	MECHANICAL SYSTEMS AND SIGNAL PROCESSING

Tabela 1.1: Quinze primeiros artigos ranqueados pelo Methodi Ordinatio.

A partir da base de dados obtida com o Methodi Ordinatio, é possível gerar gráficos e tabelas com o software VOSVIEWER® para assim visualizar melhor a relação existente entre os autores e artigos elencados, bem como a tendência existente em suas pesquisas através da análise de palavras chave. Ilustrado abaixo nas seções 1.6.2 1.6.3

1.6.2 Ocorrências de palavras chave

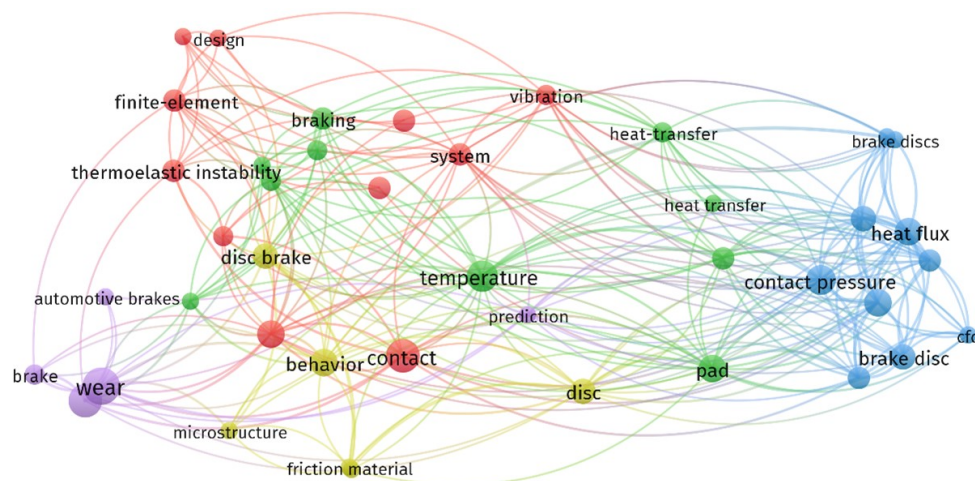


Figura 1.11: Ocorrência de palavras chave.

Do gráfico de ocorrência de palavras chave, evidenciam-se grupos formados pelas diferentes abordagens ao problema (separados por cores). Agrupadas pelas diferentes frentes de pesquisa no assunto, que usam de abordagens analíticas, numéricas e experimentais, abordando temas desde de desgaste de materiais, tribologia e microestrutura de metais até definição de parâmetros térmicos em conjuntos de freio.

1.6.3 Principais referências e autores

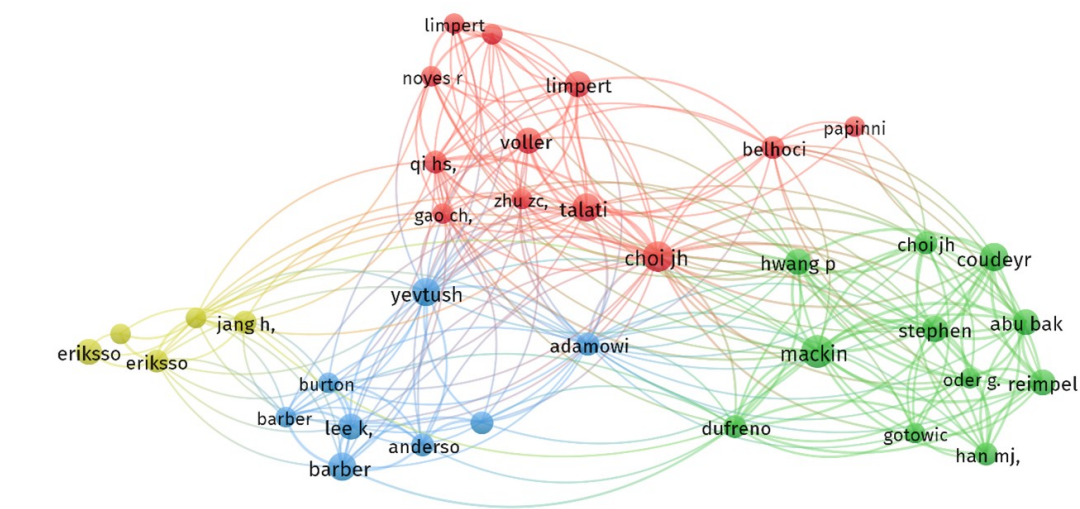


Figura 1.12: Rede de referências e citações.

Ao plotar a rede de citações e referências, fica evidente a formação de núcleos (separados por cores) de pesquisa dentre os autores, apesar disso é notável que alguns trabalhos serviram de base para todos esses grupos de autores e uniram suas pesquisas de certa maneira.

Capítulo 2

Metodologia

2.1 O veículo analisado



Figura 2.1: Protótipo FSAE UNB, equipe Apuama Racing. Albuquerque Fotografia© 2019.

O veículo utilizado para análise é o protótipo AF19 criado em 2019 aos moldes da competição universitária Formula SAE, onde devem ser feitos veículos monopostos abertos leves e com motores a combustão ou elétricos. As dimensões referentes ao protótipo se encontram na tabela 2.4.

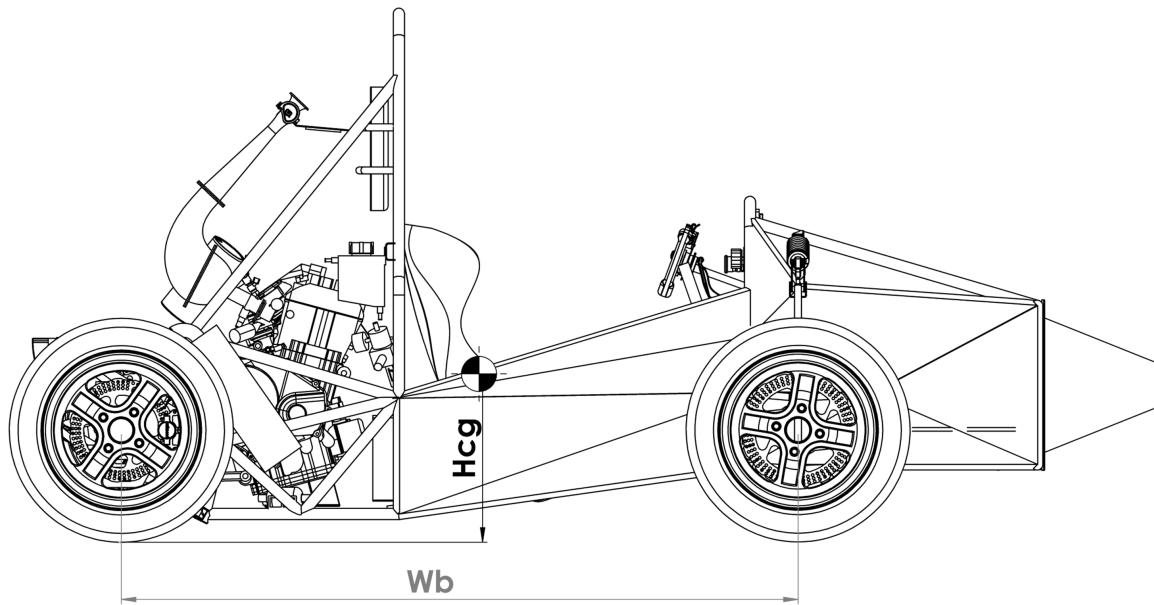


Figura 2.2: Dimensões AF19.

Simbolo	Descrição	Valor
M	Massa do veículo com piloto	340.0 kg
m	Massa do veículo sem piloto	264.0 Kg
W_F	Carga estática nas rodas dianteiras	127,5 kg
W_R	Carga estática nas rodas traseiras	136,5 kg
θ	Distribuição de peso estática no eixo dianteiro	48.3%
H_{cg}	Altura do centro de gravidade	302.0 mm
W_b	Distância entre eixos	1535,2 mm
R	Raio efetivo do pneu	247.0 mm
I_F	Momento de inercia do conjunto de roda dianteiro	0.38 kgm^2
I_R	Momento de inercia do conjunto de roda traseiro	0.37 kgm^2

Tabela 2.1: Dimensões e medidas do protótipo AF19.

2.1.1 O sistema de freios AF19

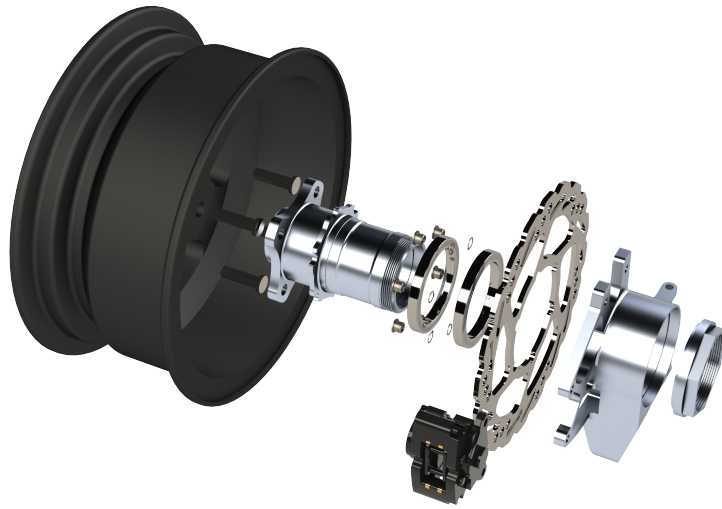


Figura 2.3: Sistema de freios AF19.

O sistema utiliza freios a disco nas quatro rodas, com pinças de freio fixas e 2 pistões opostos preso diretamente à manga de eixo por meio de dois parafusos. O disco de freio é projeto da própria equipe Apuama Racing e foi construído em INOX 420 cortado por jato d'água e fixado diretamente com pinos usinados em aço e anéis elásticos ao cubo de roda. Este sistema é igual quanto ao número e função dos componentes para os freios dianteiros e traseiros, mudando apenas o diâmetro dos discos de freio, e distancia ao centro de rotação do suporte para pinça de freio na manga de eixo. Seus componentes estão listados na tabela 2.2.

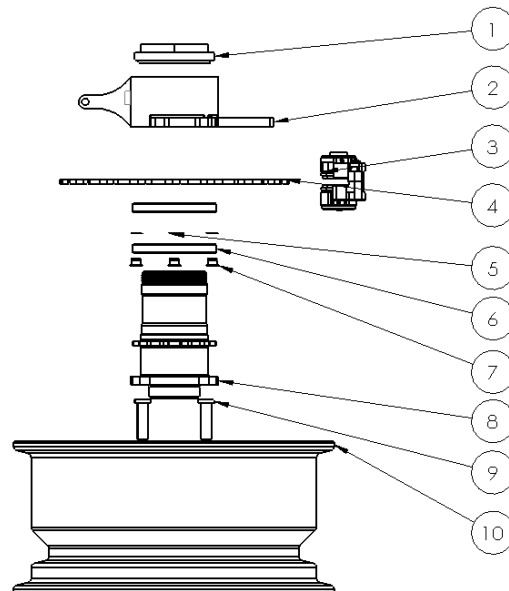


Figura 2.4: Componentes do sistema de Freio AF19.

Nº	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Quantidade
1	PORCA DE FIXAÇÃO DO CUBO	AL 6061-T651	1
2	MANGA DE EIXO	AL 7075-T6	1
3	PINÇA DE FREIO	CORPO EM ALUMÍNIO E PISTÕES EM INOX	1
4	DISCO DE FREIO	INOX 420	1
5	ANEL ELÁSTICO	AÇO	6
6	ROLAMENTO 6815ZZPG 1	AÇO	2
7	PINOS DE FIXAÇÃO DO DISCO	AÇO	6
8	CUBO DE RODA	AL 7075-T6	1
9	PARAFUSO DE RODA M12	AÇO CARBONO GRAU 8	4
10	RODA 13"ESPORTIVA	LIGA DE ALUMÍNIO	1

Tabela 2.2: Lista de componentes do sistema de freios AF19.

No ano de 2019 o sistema de freios e suspensão foram inteiramente repensados e resultou no 2º melhor projeto de Freios e Ergonomia da competição FSAE BRASIL 2019. O principal foco desse projeto foi aproveitar melhor a capacidade de atrito dos pneus e ganhar melhor performance em pista, além de de reduzir o peso dos componentes e administrar melhor o calor gerado nos freios.

2.1.2 Coleta de dados AF19

Os dados de testes são referentes ao treino realizado em 2019 pelo protótipo AF19 no circuito Brasília Kart em Brasília, DF. Com o software AIM RACE STUDIO, que recebe os dados adquiridos em pista, plota gráficos e os exporta para outros programas, como por exemplo o Excel .

2.1.2.1 Datalogger

A aquisição de dados foi feita com o datalogger AIM EVO 4.



Figura 2.5: Datalogger AIM EVO 4.

2.1.2.2 Dados

Os dados foram tratados e exportados através do software AIM RACE STUDIO© e em seguida exportados para uma planilha, na qual puderam ser analisados.

2.2 Análise mecânica da frenagem

2.2.1 Escala microscópica

O estudo de atrito seco dinâmico está relacionado com a reologia de detritos na interface, esse detrito particulado é normalmente atribuído ao desgaste dos materiais em contato. Diversos estudos enfatizam na complexidade dos mecanismos envolvidos em atrito dinâmico e abordam assuntos como: separação de um terceiro corpo em forma granular e "folhas" de micro-chapas, fluxo de terceiro corpo e outros. Mas poucos artigos (como [Berthier, Vincent e Godet 1989] e [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007]) demonstram o mecanismo de geração de calor microscópico e a relação entre as áreas de geração de calor e a geração de um terceiro corpo entre as superfícies em contato.

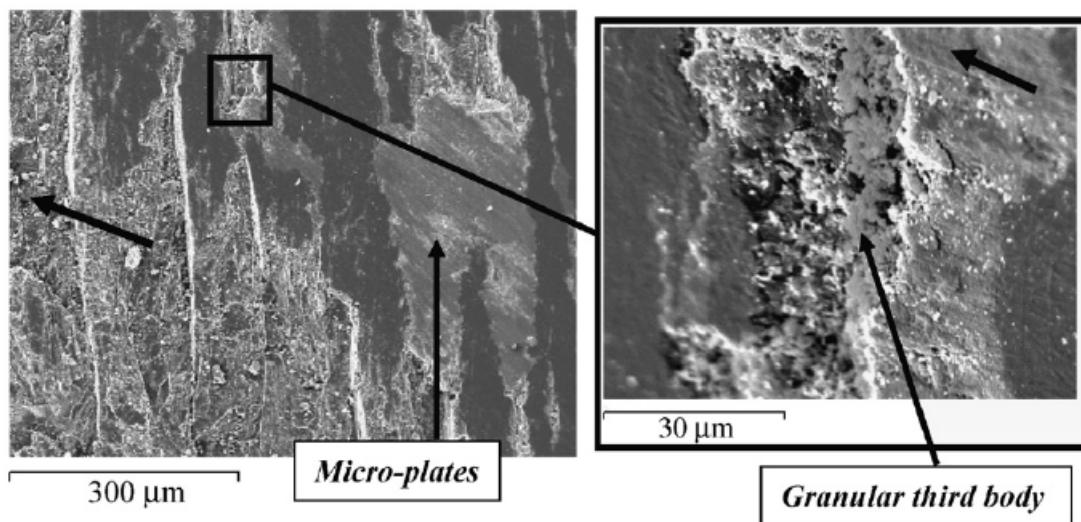


Fig. 6. The two-third body types on sapphire ring surface.

Figura 2.6: Dois tipos de terceiro corpo observados no estudo de [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007].

No artigo de [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007] é realizado estudo que busca as respostas para o problema microscópico da geração de calor em atrito dinâmico. Com o uso de um disco de aço e um de safira, a qual é transparente para o espectro infravermelho, se observa a relação direta entre a espessura do terceiro corpo (formado durante atrito dinâmico) e os gradientes de temperatura. Além disso constatou-se forte relação entre os pontos quentes e as imperfeições e depressões no aço, depressões as quais aparentemente encolhem após completo resfriamento do sistema.

2.2.2 Escala macroscópica

Durante a frenagem, o veículo é desacelerado e sua energia cinética é convertida pelos freios (posteriormente discutido na subseção 2.2.1). Nesta seção serão discutidos os efeitos macroscópicos da frenagem e como esses afetam na termodinâmica do sistema.

2.2.2.1 Transferência de carga dinâmica

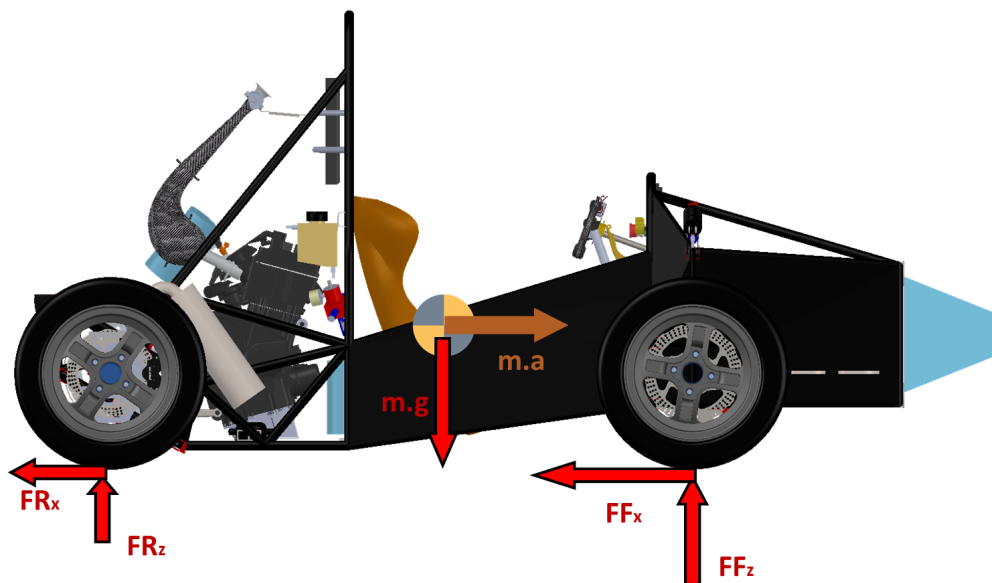


Figura 2.7: Forças envolvidas em frenagem e inércia atuando como pseudo-força no centro de gravidade do veículo.

Qualquer aceleração do veículo resulta, devido à sua inércia, em uma transferência de carga dinâmica entre os seus pontos de apoio (cada um dos quatro pneus). Esse fenômeno pode ser modelado ao considerarmos o equilíbrio do carro em um determinado instante e a partir da Segunda Lei de Newton obtemos a carga vertical dinâmica aplicada em cada pneu. Trataremos daqui em diante a diferença entre a carga dinâmica e a carga estática no pneu dianteiro como carga transferida dos pneus traseiros para os dianteiros, formulado na equação 2.1.

$$W_t(t) = \frac{m \cdot a(t) \cdot H_{cg}}{g \cdot W_b} \quad (2.1)$$

Onde W_t é a carga transferida, m a massa do veículo sem piloto, H_{cg} a altura do centro de gravidade, g a aceleração da gravidade e W_b a distância entre eixos dianteiro e traseiro do carro. Portanto pode se inferir que a carga dinâmica vertical no eixo dianteiro será função temporal da transferência de carga, formulado na equação 2.2.

$$FF_t(t) = m \cdot \theta - W_t(t) \quad (2.2)$$

Onde $FF_t(t)$ é a carga dinâmica no eixo dianteiro, θ é a distribuição de carga estática entre os eixos dianteiros e traseiro. E a carga dinâmica vertical no pneu traseiro pode então ser expressa em função de $(1-\theta)$, na equação 2.4.

$$FR_z(t) = m \cdot (1 - \theta) + W_t(t) \quad (2.3)$$

Onde $FR_z(t)$ é a carga dinâmica no eixo dianteiro.

Aproximando-se o coeficiente de atrito dos pneus como constante e a força de atrito diretamente proporcional à carga vertical aplicada, podemos afirmar que a distribuição de energia entre as rodas dianteiras e traseiras será igual a razão de distribuição de carga dinâmica entre as rodas dianteiras e traseiras. Para a frenagem, a distribuição dinâmica de cargas faz com que as rodas dianteiras exerçam maior força de frenagem do que as traseiras e isso desloca a distribuição da energia de frenagem para as rodas dianteiras. Logo, a proporção da energia de frenagem que é dissipada pelas rodas dianteiras será diretamente proporcional à razão de distribuição dinâmica de carga vertical $\phi(t)$, equacionado em 2.4.

$$\phi(t) = \frac{FF_t}{m} \quad (2.4)$$

2.2.2.2 Energia convertida em calor

Durante a frenagem o fenômeno responsável por desacelerar o veículo é o atrito dinâmico (ou deslizante) seco entre pastilhas e o disco. Os mecanismos presentes no contato deslizante possuem diversos fenômenos físicos entrelaçados como: carga mecânica perpendicular à superfície, carga cisalhante no plano de deslizamento, geração de calor, dissipação de calor de interface e condução para os demais componentes, transformações químicas e desgaste dos materiais envolvidos. Além disso, fora da região de atrito seco existe a dissipação de calor por convecção e radiação a partir do disco de freio e outros componentes que sofrem aquecimento.

De acordo com [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007], da energia dissipada em frenagem 95% é convertida em calor, sendo os outros 5% dissipados em som, luz, emissões gasosas e outros. Ao fenômeno descrito acima, atribuímos a variável β .

$$\beta = 0.95 \quad (2.5)$$

2.2.2.3 Razão de contato e pontos quentes

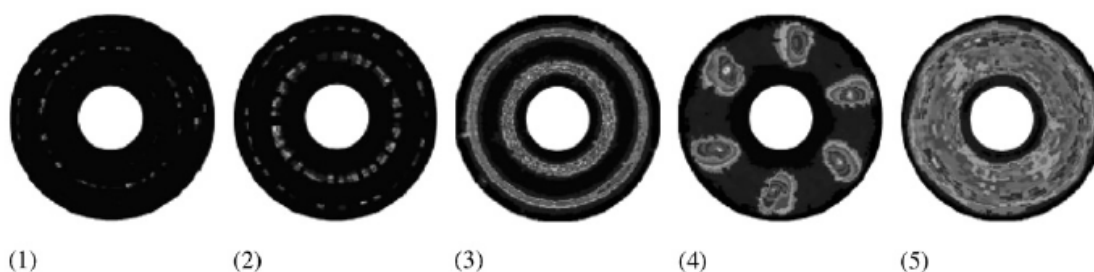


Figura 2.8: Classificação de pontos quentes em freios de trem,[Benseddiq et al. 1996].

Durante o desenvolvimento de seu estudo, [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007] também explora o fenômeno conhecido por "Pontos Quentes" ou "Hotspots", fenômeno este categorizado pela primeira vez por [Anderson e Knapp 1990]. Neste fenômeno se observa a formação de pontos ou faixas quentes no disco devido à deformações provenientes dos altos gradientes de temperatura e também pela aspereza e irregularidades das superfícies em contato. Este fenômeno pode ser contabilizado através da CR, que irá reduzir a área efetiva varrida pela pastilha no disco e posteriormente impactará no fluxo de calor adentrando o disco.

$$CR = 0.9 \quad (2.6)$$

O valor aproximado para este parâmetro fora extraído do estudo de [Choi e Lee 2003], o qual desenvolve estudo sobre o fator de contato em diferentes velocidades angulares e pressões de acionamento da pastilha. Como ilustra a figura 2.9, a razão de contato experimentalmente entre 0.8 e 1.0 e por isso é usado neste trabalho o valor de 0.9.

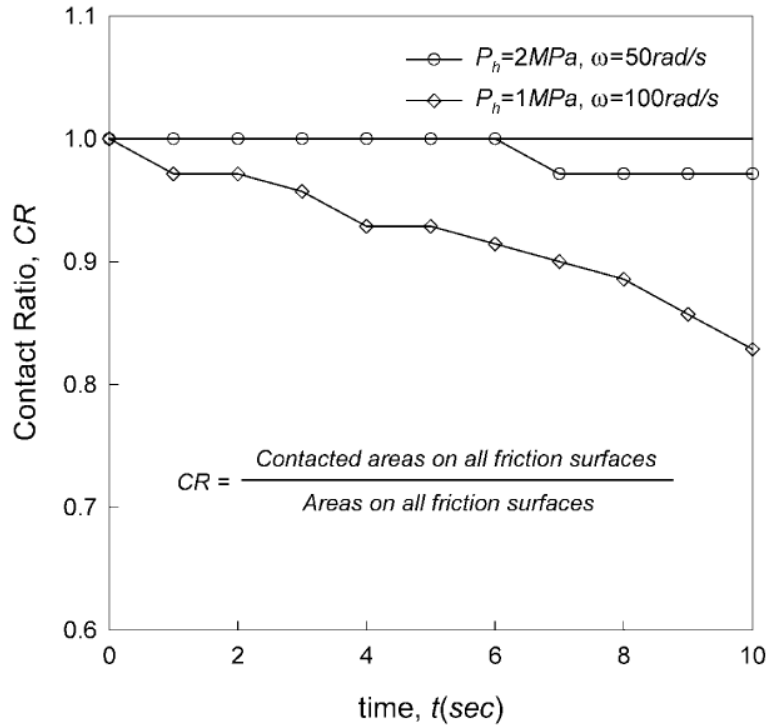


Figura 2.9: Razão de contato em discos de freio. [Choi e Lee 2003].

2.3 Análise térmica da frenagem

2.3.1 Calor dissipado para o disco

Devido à grande diferença entre as condutividades térmicas do disco e das pastilhas, há uma grande diferença no calor absorvido entre eles, esse fenômeno é equacionado por [Ali e Mostefa 2012] e se apresenta aqui na equação 2.7

$$\gamma = \frac{Q_d}{Q} = \frac{\xi \cdot S_d}{\xi_d \cdot S_d + \xi_p \cdot S_p} = 0.98 \quad (2.7)$$

Onde Q é o calor gerado em frenagem, Q_d o calor gerado em frenagem para o disco dianteiro, ξ_d e ξ_p são respectivamente as efusividades térmicas do disco e da pastilha, como definidas na equação 2.8.

$$\xi = \sqrt{\rho k C} \quad (2.8)$$

Sendo ρ a massa específica, k a condutividade térmica e C o calor específico. Para o cálculo supracitado serão usadas as propriedades apresentadas na tabela 2.3.

Componente	$S[m^2]$	$K[W.m^{-1}.C^{-1}]$	$\rho[kg/m^3]$	$C[J/kg.K]$	$\xi[W.\sqrt{s}/(m^{(2)}K)]$
Disco	0.0237	24.9	7800	460	9452
Pastilha	0.0011	5	1400	1000	2645

Tabela 2.3: Propriedades térmicas do disco e pastilha do protótipo AF19

2.3.2 Fluxo de calor

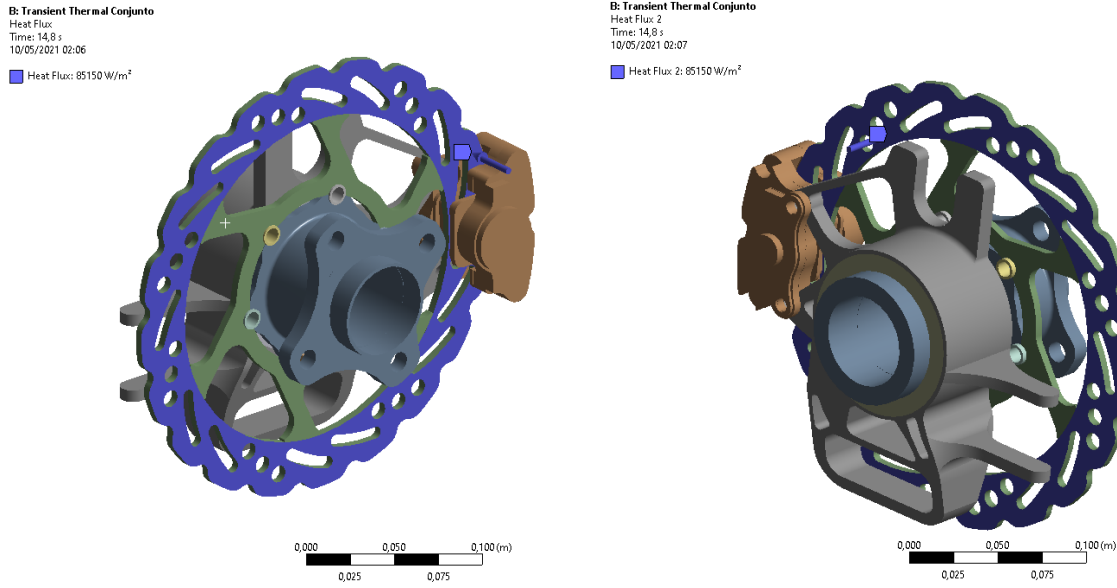


Figura 2.10: Superfícies do disco dianteiro a receber fluxo de calor gerado (em azul).

Na seção 2.2.1 é explicado o fenômeno microscópico por trás da geração de calor na interface de atrito. Para quantificarmos o calor que adentra o sistema é necessário primeiro formular a energia contida em um veículo em movimento. A energia cinética contida em um veículo pode ser calculada em função de sua energia de translação e rotação das partes rotacionais, apresentado na equação 2.9.

$$E = \frac{m \cdot (v^2(t)) + I \cdot \omega^2(t)}{2} \quad (2.9)$$

Onde E é a energia cinética do veículo, I é o momento de inércia das partes girantes acopladas ao freio, já apresentado na tabela 2.4, ω_t se refere à velocidade angular desenvolvida pelo conjunto de roda, m é a massa do veículo com piloto e v a velocidade instantânea deste.

Já o trabalho exercido pelos freios pode ser obtido através da diferença de energia carregada pelo veículo entre o instante t e t_0

$$\tau = \frac{m \cdot (v^2(t_0) - v^2(t)) + I \cdot (\omega^2(t_0) - \omega^2(t))}{2} \quad (2.10)$$

Sendo m a massa do veículo com piloto, v a velocidade do veículo, I o momento de inércia médio das partes rotativas e ω a velocidade angular destas. A potência de frenagem sendo definida como a derivada temporal da equação 2.10.

$$P_t(t) = \frac{d\tau}{dt} \quad (2.11)$$

Finalmente teremos o fluxo de calor, que é definido como a razão entre o calor adentrando uma superfície e a área sujeita ao fluxo em 2.12.

$$q(t) = \frac{P(t)}{2S_d} \quad (2.12)$$

Para o caso do disco de freio, o fluxo de calor será dado pelo calor gerado em frenagem devidamente dividido entre as quatro rodas e acompanhado dos fatores penalizadores aqui desenvolvidos, apresentado em 2.13.

$$q_d(t) = \beta \cdot \gamma \cdot \frac{\phi(t)}{4} \cdot \frac{(m + \frac{I}{R}) \cdot v(t) \cdot a(t)}{CR \cdot S_d} \quad (2.13)$$

Sendo $q_d(t)$ o fluxo de calor adentrando o disco dianteiro, R o raio efetivo do pneu, a

a aceleração instantânea do veículo. O protótipo AF19 conta com sistema de aquisição de dados, descrita na seção 2.1.2 capaz de registrar dados como velocidade e aceleração via GPS e com isso podemos calcular o fluxo de calor entrando para o disco através de dados reais obtidos em pista.

2.3.3 Dissipação do calor gerado

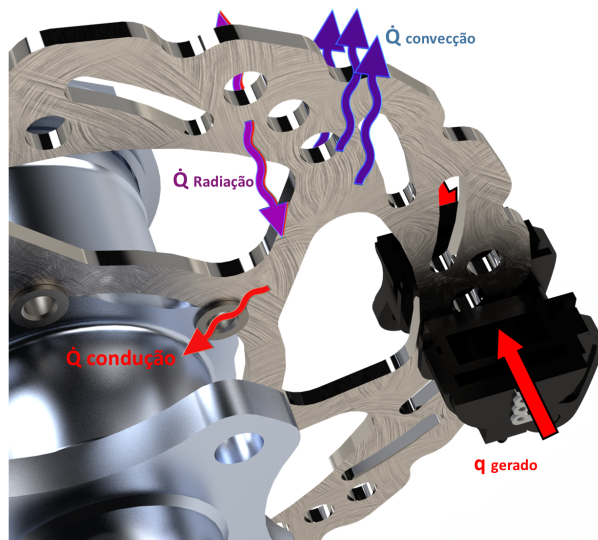


Figura 2.11: Fluxo de calor no disco de freio.

Após gerado, o calor na interface de atrito é primariamente conduzido ao disco e pastilhas e em seguida dissipado por meios da convecção, radiação e condução aos componentes vizinhos.

2.3.3.1 Convecção

A convecção no disco pode ser modelada através da lei de resfriamento de Newton, a qual descreve o calor cedido por meio das interação com o fluido que envolve um corpo como sendo diretamente proporcional a área de superfície do sólido em contato com o fluido e a diferença de temperatura entre os dois, sendo esses relacionados por uma constante apelidada de coeficiente de filme ou coeficiente de convecção.

$$\dot{Q}_{conv} = h_{\text{médio}} \cdot S \cdot \Delta T \quad (2.14)$$

onde $h_{\text{médio}}$ é o coeficiente de filme ou coeficiente de convecção, S a área sujeita à convecção e ΔT a diferença de temperatura entre o objeto e o ambiente ao seu redor. Certamente a etapa mais complicada para compreender o fenômeno de convecção no disco de freio está na determinação do coeficiente de convecção, o qual requer experimentos e/ou simulações do tipo CFD sofisticadas para sua determinação. Com isso, uma aproximação inicial será feita com base nos estudos de [Jiana 2013] que relaciona o coeficiente de convecção a velocidade angular do disco da seguinte maneira:

$$h(t) = \begin{cases} 6.725\omega^{0.55} & 0 \leq \omega(t) \leq 46.36 \text{ rad/s} \\ 3.289\omega^{0.90}, & \omega(t) > 46.36 \text{ rad/s} \end{cases} \quad (2.15a)$$

$$\omega(t) > 46.36 \text{ rad/s} \quad (2.15b)$$

Essas equações nos apresentam uma relação entre a velocidade do carro e o coeficiente de convecção nos discos de freio, uma vez que este dependerá do escoamento sobre si.

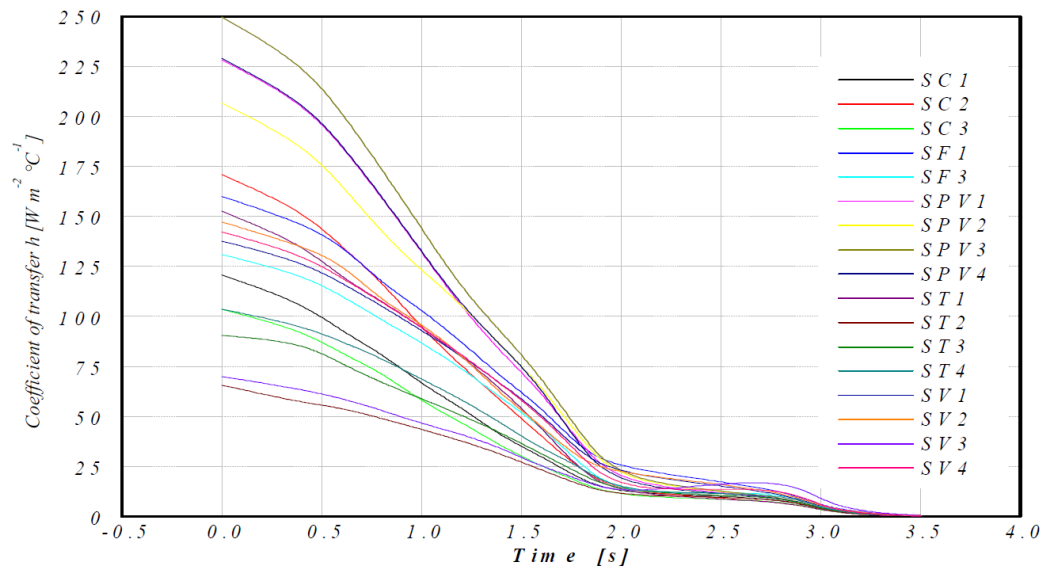


Figura 2.12: Coeficiente convectivo em vários pontos de um disco de freio. [Ali e Mostefa 2012]

No artigo de [Ali e Mostefa 2012] este mesmo estudo de convecção fora feito com um disco do tipo ventilado e apesar de o estudo feito não utilizar a mesma geometria, é possível ter noção da dimensão a ser atingida para o coeficiente de convecção, como ilustrado 2.12. Com isso devemos observar um coeficiente convectivo na ordem de 50 a $250 \text{ W/m}^2\text{C}$.

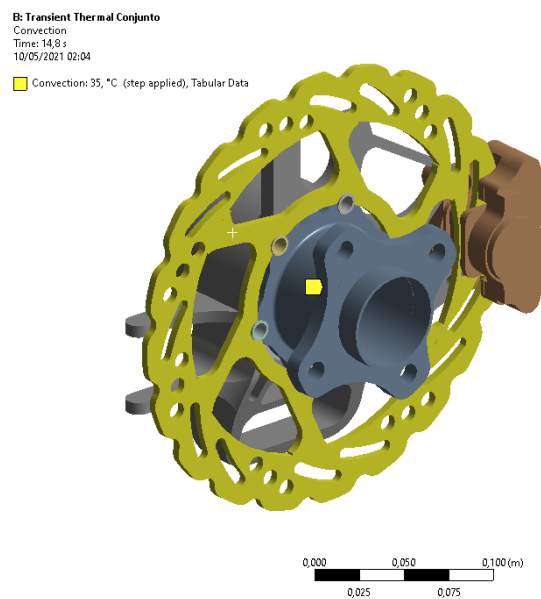


Figura 2.13: Superfície a receber condição de convecção formulada em 2.15a e 2.15b (em amarelo).

2.3.3.2 Radiação

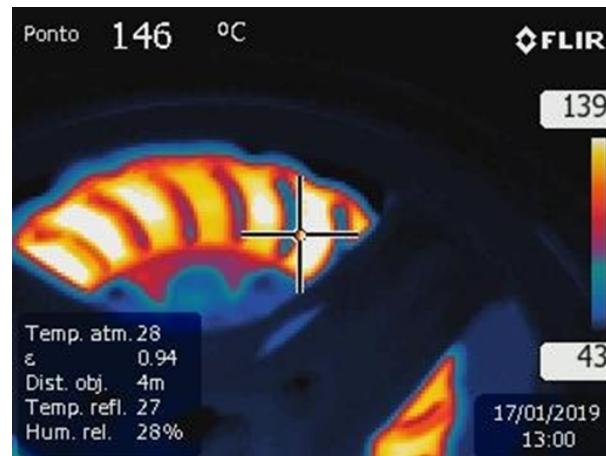


Figura 2.14: Foto em infravermelho tirada após uma (1) volta no circuito Brasília Kart do protótipo AF18, DF 2019.

O calor transportado em forma de radiação entre dois corpos é descrito pela Lei de Stefan-Boltzman, equacionada em 2.16.

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot S_i \cdot FF_{ij} \cdot (T_i^4 - T_j^4) \quad (2.16)$$

Onde \dot{Q}_{rad} é o calor irradiado da superfície i para j, ϵ é a emissividade, σ a constante de Stefan-Boltzman, S a área da superfície irradiante, FF_{ij} o fator de forma da superfície i para j, T_i e T_j as temperaturas objetos i e j em análise.

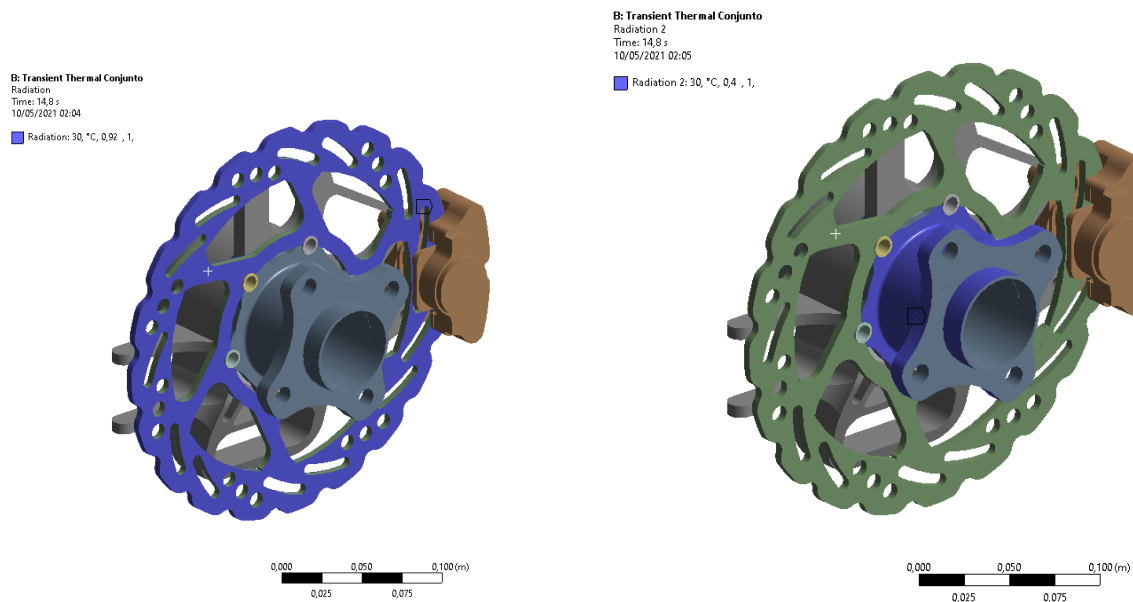
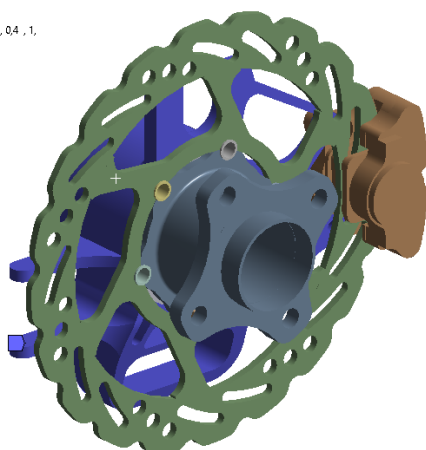


Figura 2.15: Superfícies a serem consideradas no estudo de radiação (em azul).

B: Transient Thermal Conjunto
 Radiation 3
 Time: 14,8 s
 10/05/2021 02:05

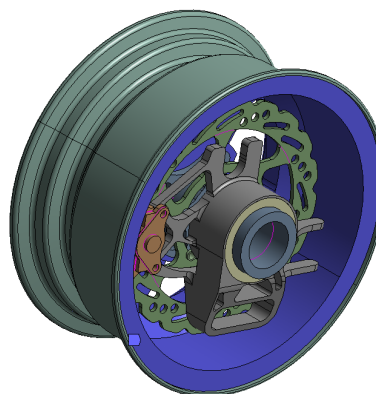
Radiation 3: 30, °C, 0,4, 1,



0,000 0,050 0,100(m)
 0,025 0,075

B: FREIO DIANTEIRO
 Radiation 4
 Time: 880,2 s
 26/10/2021 13:04

Radiation 4: 55, °C, 0,87, 1,



0,000 0,100 0,200(m)
 0,050 0,150

Figura 2.16: Superfícies a serem consideradas no estudo de radiação (em azul).

Para solução numérica são necessários apenas os dados de emissividade dos materiais simulados, uma vez que o software utilizado calcula por si o fator de forma envolvido na troca de calor entre a superfície de cada elemento da malha dos objetos indicados a trocar calor. Necessita-se definir apenas quais as superfícies a serem consideradas nessa etapa do estudo.

Material	Componentes	ϵ
INOX 420 laminado	Disco de freio	0,66
AL 7075-T6 parcialmente oxidado	Cubo de roda, Manga de eixo, Porca do cubo	0,30
Tinta preta metalica automotiva	Roda, Pinça de freio	0,94
Aço usinado	Pinos de fixação, rolamentos, parafusos	0,64

Tabela 2.4: Emissividade dos materiais utilizados.

Onde ϵ é a emissividade de cada componente. Para a geometria traseira os componentes e faces selecionadas serão as mesmas, uma vez que o conjunto traseiro conta com os mesmos componentes em função e número, variando apenas em geometria.

2.4 Análise numérica

2.4.1 Método de elementos finitos

O método de elementos finitos ou M.E.F. é uma ferramenta numérica para solução de fenômenos físico já formulados anteriormente. Suas raízes estão na análise estrutural, se aproveitando de conceitos e teorias clássicas de mecânica dos sólidos e são muitas vezes atribuídas a Euler, porém sua aplicação em problemas reais se deu apenas na década de 1950's quando M. J. (Jon) Turner generalizou e aperfeiçoou o método da rigidez direta para a Boeing.

2.4.2 Discretização

Para uma solução numérica é possível resolver problemas de forma unidimensional, bi-dimensional ou tridimensional. Para cada aproximação

A solução do problema aqui discutido requer o uso de uma abordagem bidimensional ou tridimensional, uma vez que o comportamento do calor propagado ao longo da direção axial no disco também nos interessa. Numa análise 3d existem variados tipos de elementos, os principais usados sendo tetraédrica, piramidal, prisma triangular, hexaedros e poligonal.

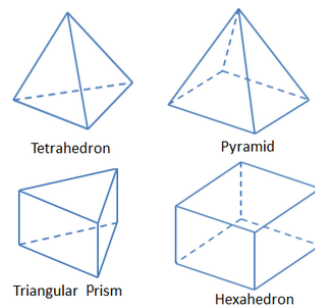


Figura 2.17: Tipos de elementos em malha 3d.

Para se obter resultados confiáveis e evitar singularidades que possam gerar resultados artificiais, é necessário deixar a malha o mais uniforme possível e sempre que possível com elementos de geometria o mais regular possível. Neste projeto será utilizado o coeficientes de razão de aspecto para avaliar a qualidade da malha feita e regularidade de seus elementos. Esta mede a deformação de uma célula através da razão entre distancias do centroide do elemento ao centroide da face e do centroide ao vértice .

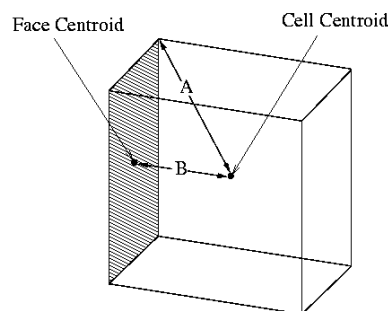


Figura 2.18: razão de aspecto.

$$R = \frac{A}{B} \quad (2.17)$$

Para aprovação da malha criada é desejável, de acordo com a documentação provida pela Ansys, ter a maioria dos elementos com uma razão de aspecto menores do que 5:1.

2.4.3 Software utilizado

Para a solução do problema em questão, será utilizada Análise numérica a partir da função transiente térmica ou "Transient Thermal" a partir do software Mechanical APDL presente no pacote "Ansys Workbench 2020 R2". Foram introduzidos novos materiais à biblioteca de materiais, porém não houve modificações feitas ao pacote de equações e códigos originais Ansys.

2.4.4 Etapas de simulação

Ao resolver um problema de forma numérica, é necessário passar por 3 principais etapas: Pré análise, Solução e Pós análise. A pré análise pode ser considerada a etapa mais importante dentre as três, nela se define: a abordagem a ser tomada, as condições de contorno do problema e a malha de discretização da geometria.

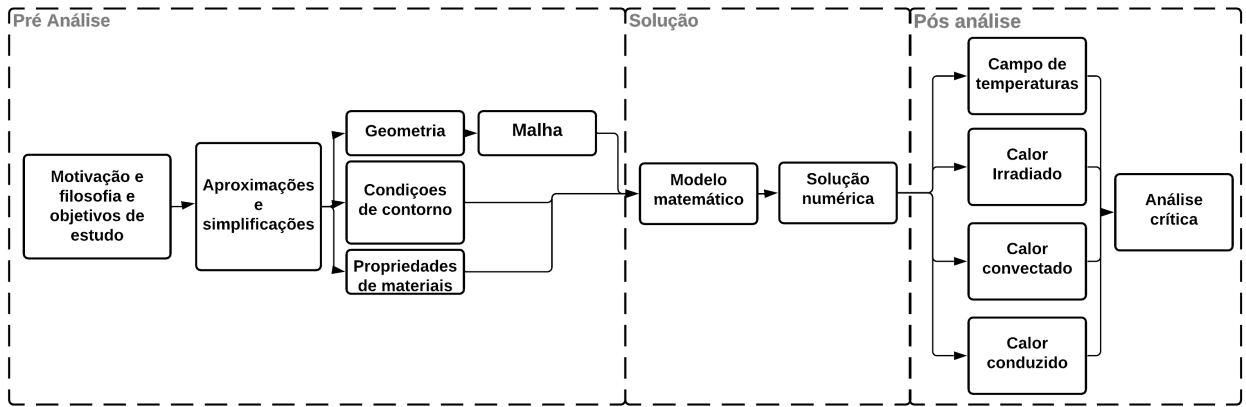


Figura 2.19: Diagrama de etapas de simulação.

Capítulo 3

Resultados

3.1 Pré análise

3.1.1 Geometria e simplificações feitas

Com o intuito de diminuir a complexidade do modelo matemático e também melhorar a qualidade da malha gerada, as geometrias do conjunto foram simplificadas conforme ilustrado nas figuras que seguem nesta seção .

- Discos

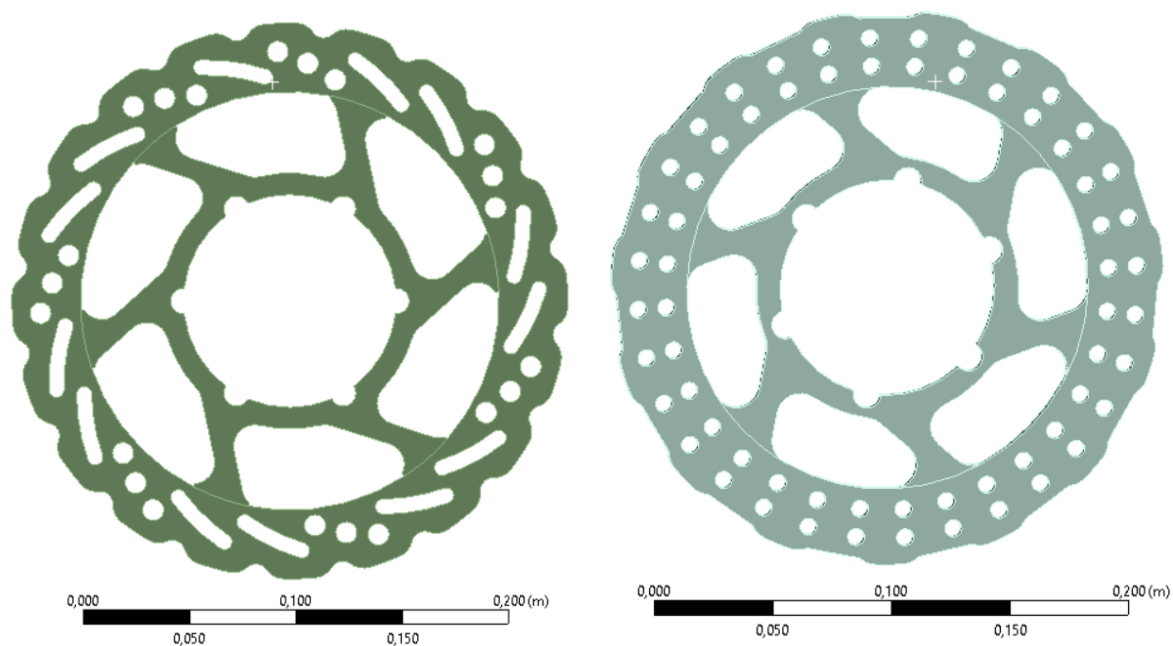


Figura 3.1: CAD discos dianteiro e traseiro.

- Mangas de eixo

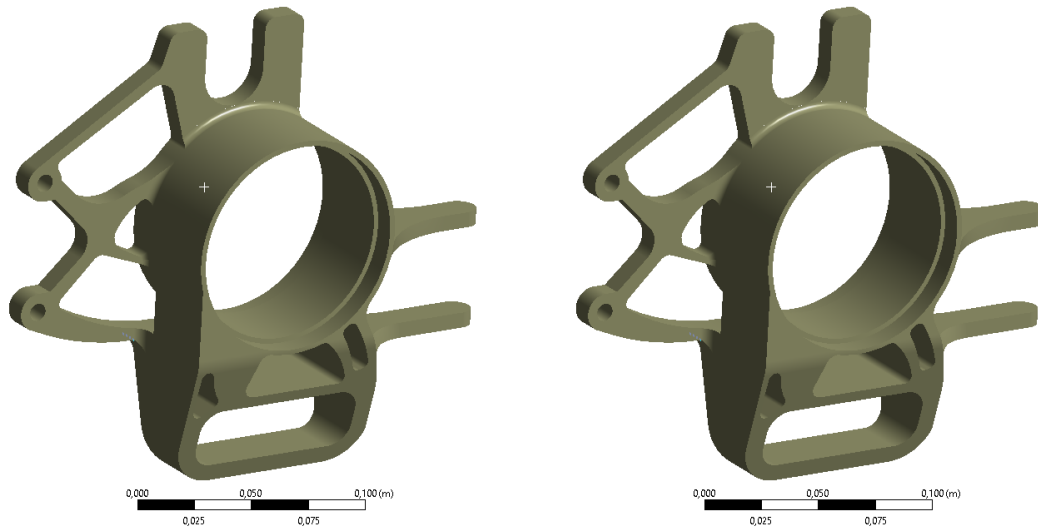


Figura 3.2: CAD da manga de eixo dianteira e traseira respectivamente.

- **Pinça de Freio**

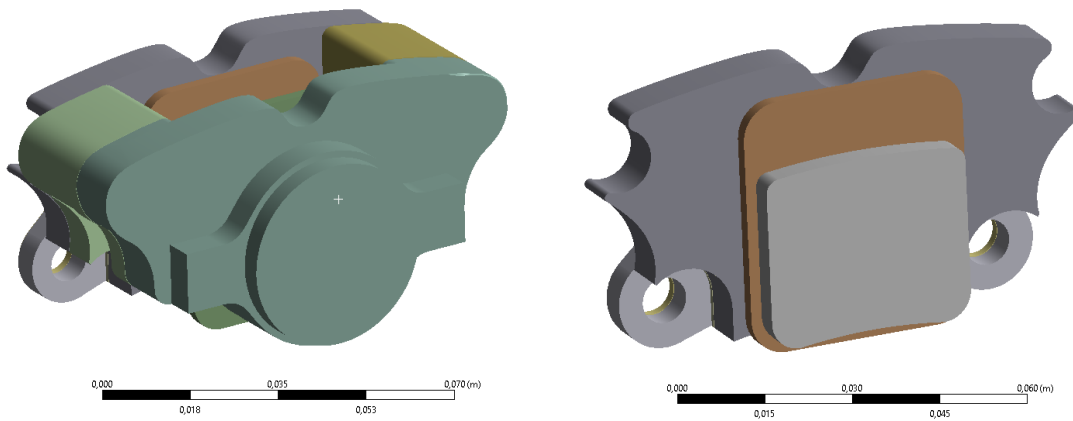


Figura 3.3: CAD pinça de freio e pastilhas simplificada (dianteira e traseira).

As pinças de freio são iguais nas quatro rodas e para possibilitar a solução numérica do problema foram suprimidas cavidades internas, excluídos pequenos relevos e parafusos.

- **Cubos, pinos e rolamentos**

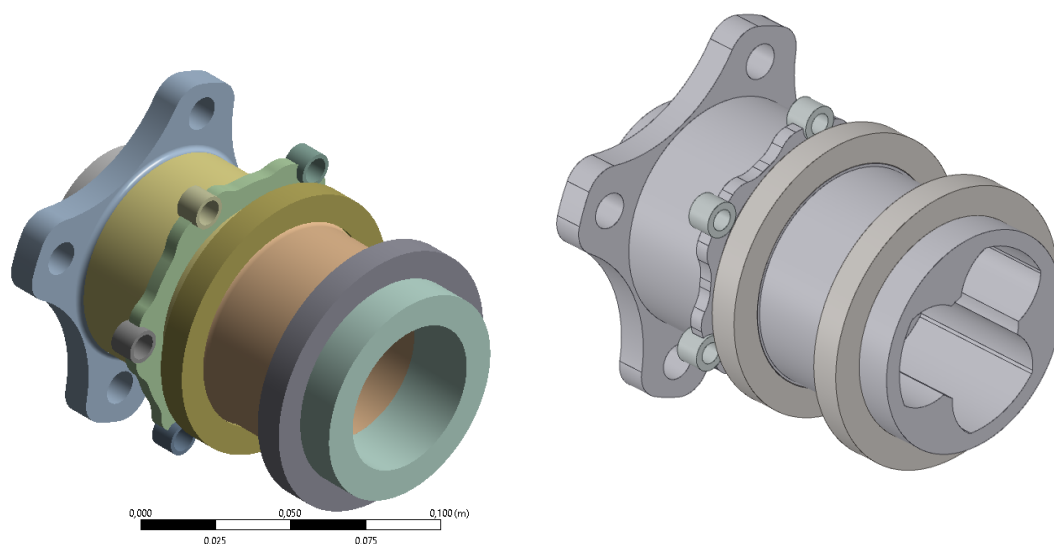


Figura 3.4: (a) Simplificação da geometria do cubo de roda, rolamentos e pinos dianteiro e traseiro respectivamente.

3.1.2 Volta analisada

Para simulação inicial da temperatura desenvolvida no conjunto de freio utilizou se de uma volta realizada em testes no circuito (ilustrado na figura 3.5) montado pela equipe Apu-ama Racing no Brasília Kart, Brasília DF.



Figura 3.5: (a) Foto do circuito Bsb Kart (b) Mapa gerado com GPS e colorido de acordo com velocidades desenvolvidas.

Nos gráficos seguintes é possível observar os dados utilizados para análise deste projeto, os quais foram obtidos durante uma volta em torno do circuito e replicados para vinte voltas.

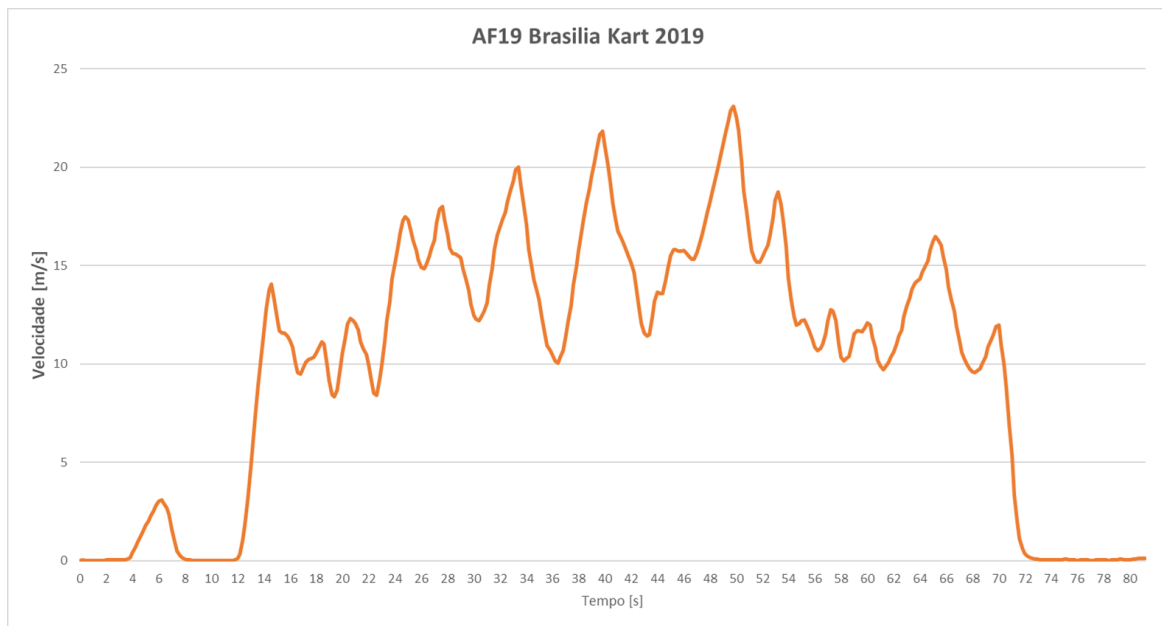


Figura 3.6: Velocidades desenvolvidas durante 1 volta de testes protótipo AF19, Brasilia Kart DF.

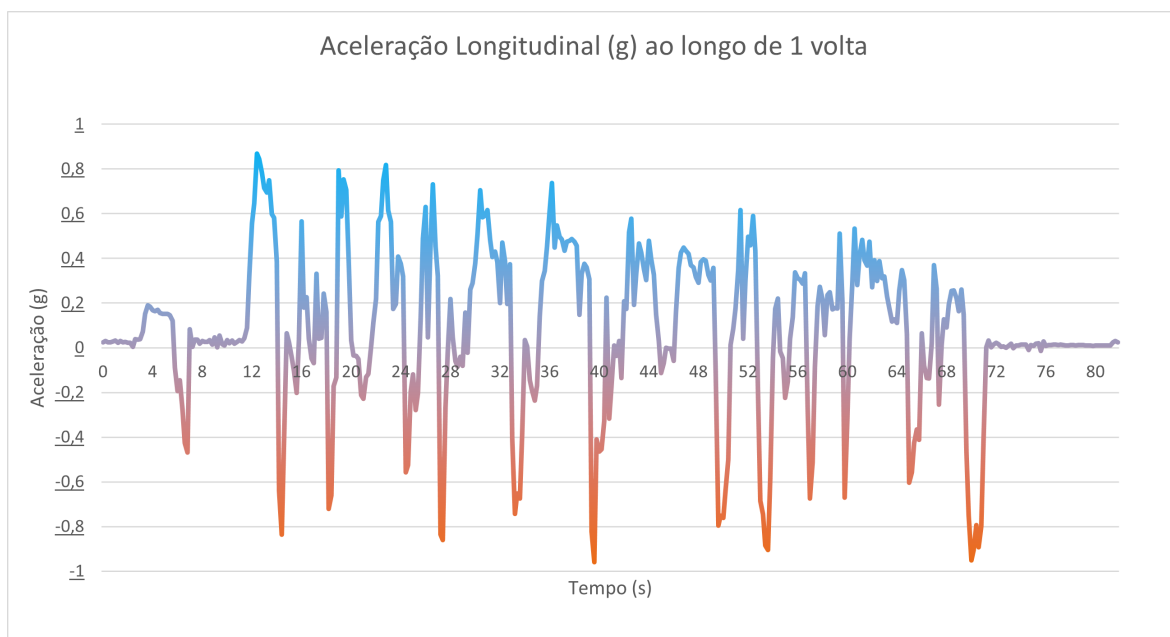


Figura 3.7: Aceleração longitudinal desenvolvida durante 1 volta de testes protótipo AF19, Brasilia Kart DF.

Cada volta analisada possui 830 metros de comprimento e para reproduzir as condições da prova de enduro da competição Formula SAE Brasil, considera-se 20 (vinte) voltas iguais para análise.

3.1.3 Fluxo de calor

A partir da formulação desenvolvida na seção 2.3.2, foi calculado o fluxo de calor em função do tempo a ser transmitido para os discos dianteiro e traseiro e apresentado nas figuras 3.8 e 3.9.

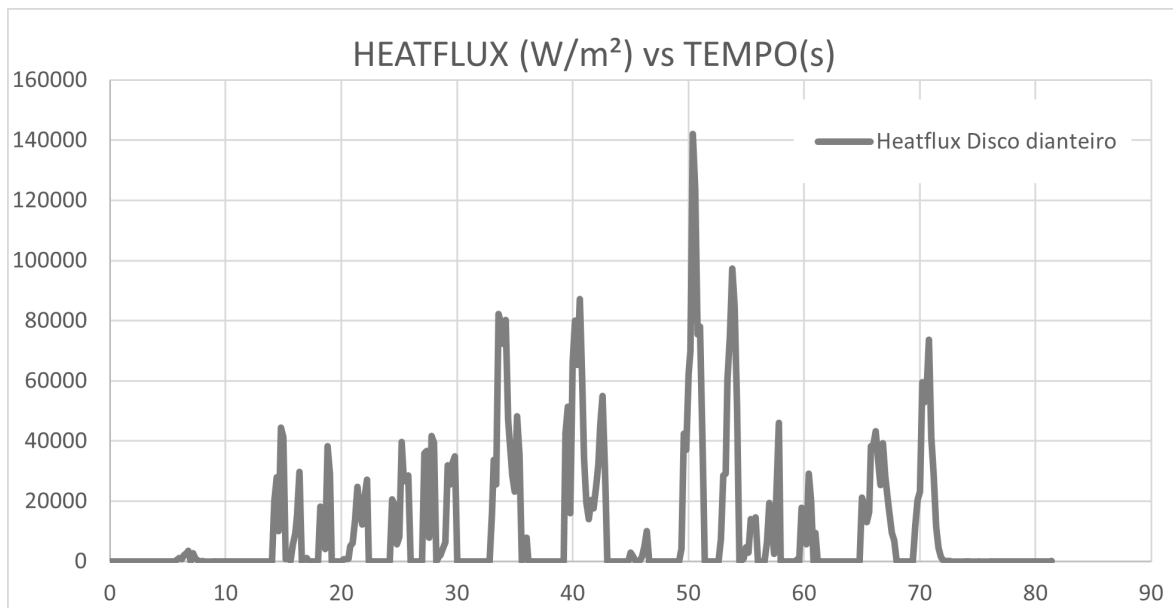


Figura 3.8: Fluxo de calor [W/m^2] entrando no disco dianteiro.

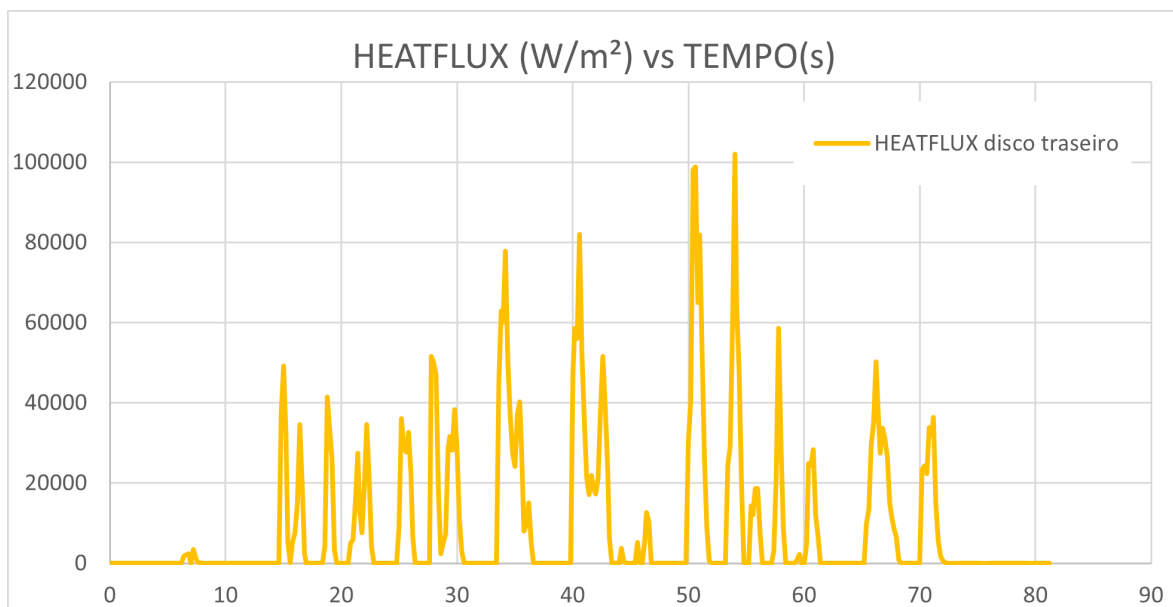


Figura 3.9: Fluxo de calor [W/m^2] entrando no disco dianteiro.

O efeito da transferência de carga dinâmica aos pneus dianteiros durante frenagem fica visível na diferença de grandeza entre o fluxo dianteiro e traseiro e tem impacto nas temperaturas desenvolvidas pelos freios.

3.1.4 Calor de convecção

O calor de convecção que sai do disco é calculado a partir da formulação apresentada em 2.3.3.1 e dos dados de velocidade coletados em teste apresentados na figura 3.6 (devidamente convertido para velocidade angular) e está representado na figura 3.10. Este modelo está formulado para um disco não ventilado rotacionando e sua formulação retorna valores dependentes da área superficial do disco, isto exclui a necessidade de cálculo diferentes para os dois discos, sendo este o fluxo de calor saindo do disco em W/m^2 .

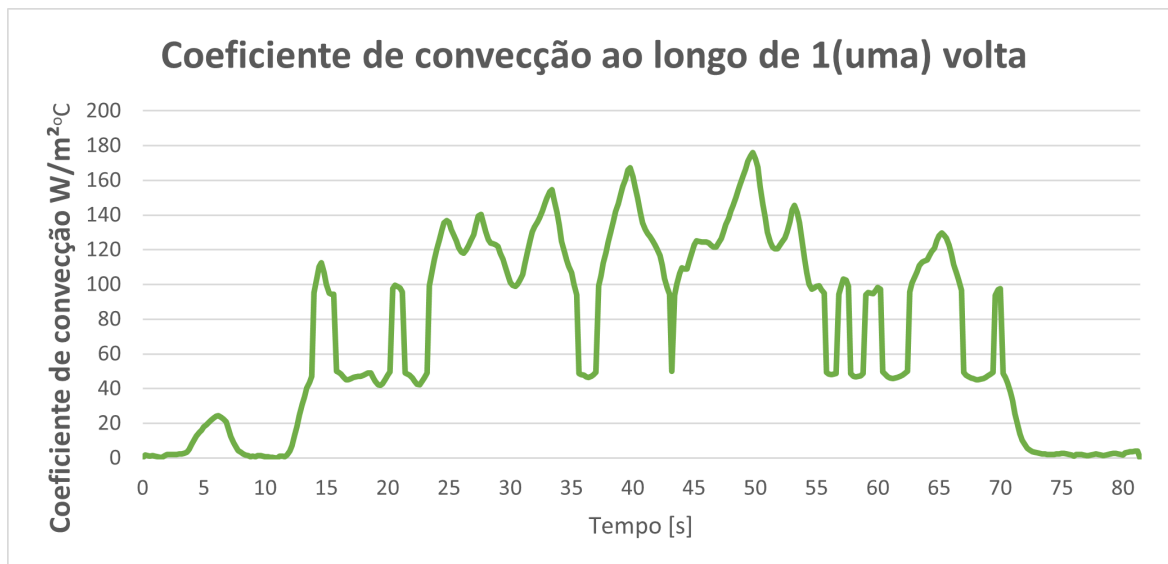


Figura 3.10: Coeficiente de convecção em função do tempo durante uma volta de testes.

Para os demais componentes será considerado o coeficiente de convecção de $25 W/m^2\text{°C}$, que representa uma aproximação para o valor típico médio de superfícies submetidas a convecção forçada em gases.

3.2 Malha gerada

As malhas finais utilizadas para simulação, representadas na figura 3.11, foram escolhidas a partir do estudo de convergência feito na seção 3.2.2 e sua qualidade aprovada de acordo com o critério de razão de aspecto dos elementos, apresentado em 3.2.1.

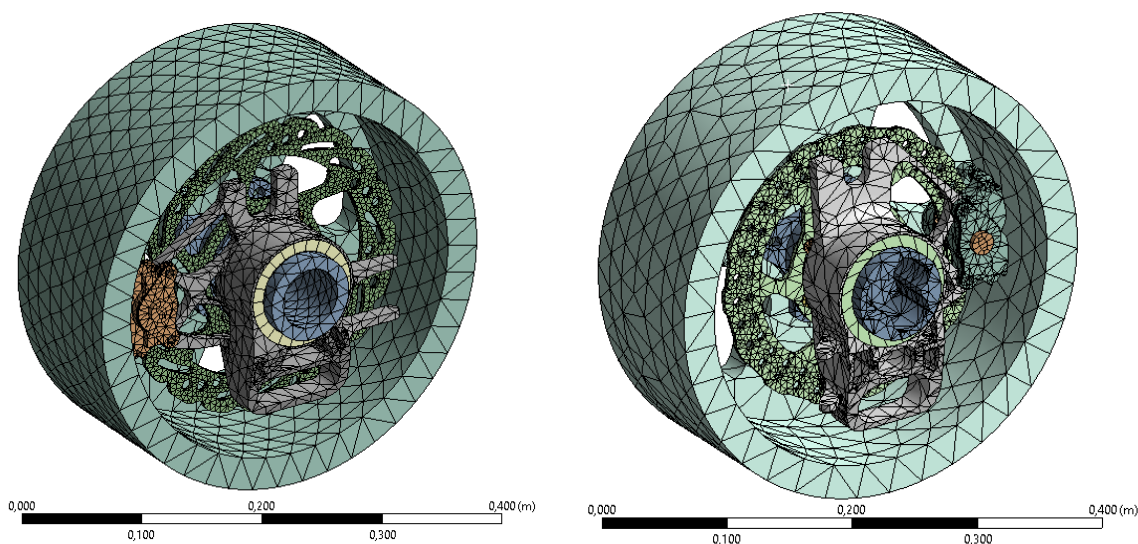


Figura 3.11: Malha inicial gerada para o conjunto de freio dianteiro e traseiro respectivamente.

3.2.1 Qualidade da malha

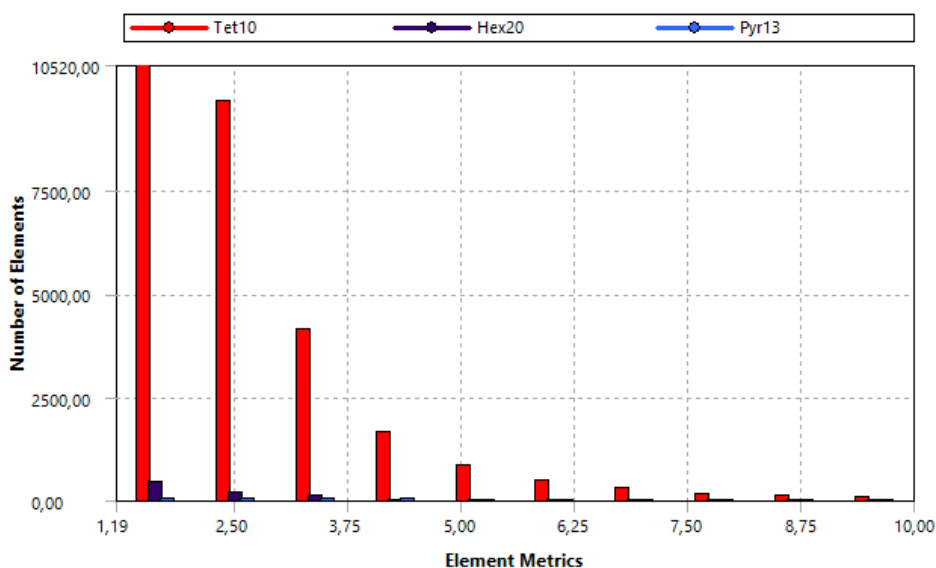


Figura 3.12: Razão de aspecto x número de elementos do conjunto dianteiro.

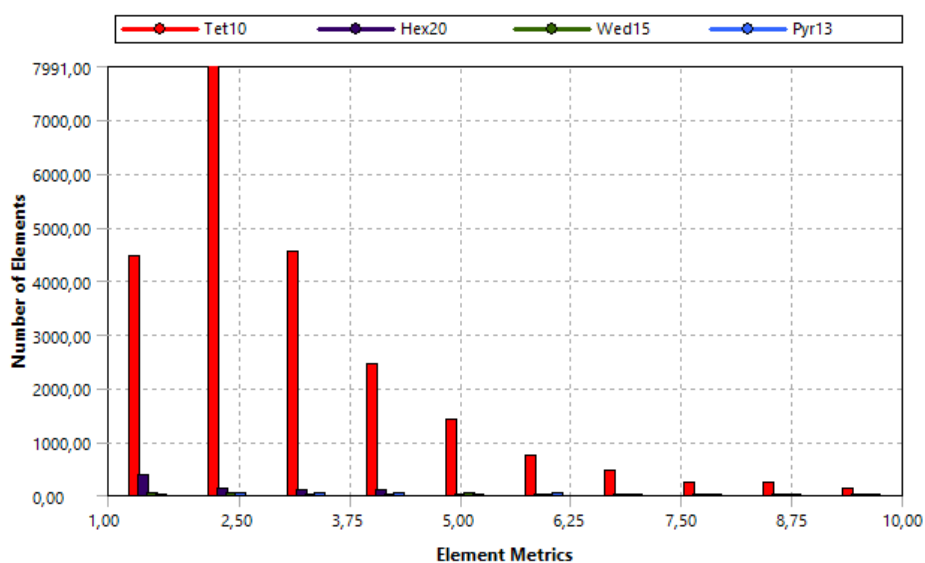


Figura 3.13: Razão de aspecto x número de elementos do conjunto traseiro.

A malha obtida pela discretização dos componentes apresentou a maioria de seus elementos com razão de aspecto dentro do padrão recomendado pela documentação do software ANSYS 2020 R2. Nas figuras 3.12 e 3.13, podemos observar que a maioria dos elementos possui razão de aspecto entre 1 e 5.

3.2.2 Convergência de malha

A praticidade de soluções numéricas em resolver problemas de alta complexidade tem como desvantagem a aparição de resultados falsos sensíveis à qualidade da malha empregada, como discutido na seção 2.4.2. Para mitigar tal problema é realizado um estudo de convergência de malha, o qual consiste no refinamento gradual desta para observar a sensibilidade

dos resultados até que não mais se observe variação significativa. Para realizar análise, foram aplicadas as condições de contorno idênticas ao do projeto, mas com duração de uma volta para cada malha criada. O resultado pode ser visto nas figuras 3.14.

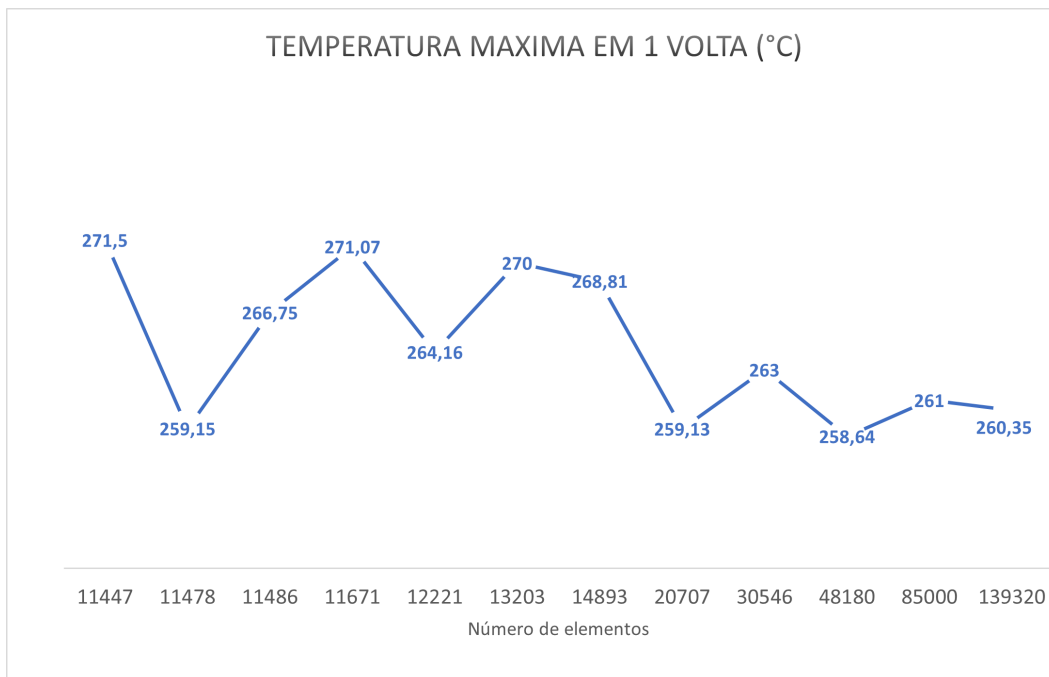


Figura 3.14: Convergência da temperatura máxima ao longo de 1 (uma) volta.

A malha do conjunto dianteiro fora refinada de 11.447 elementos até 139.320 elementos e observou-se que a partir de 20.707 elementos a variação passa a ser menor do que 2%.

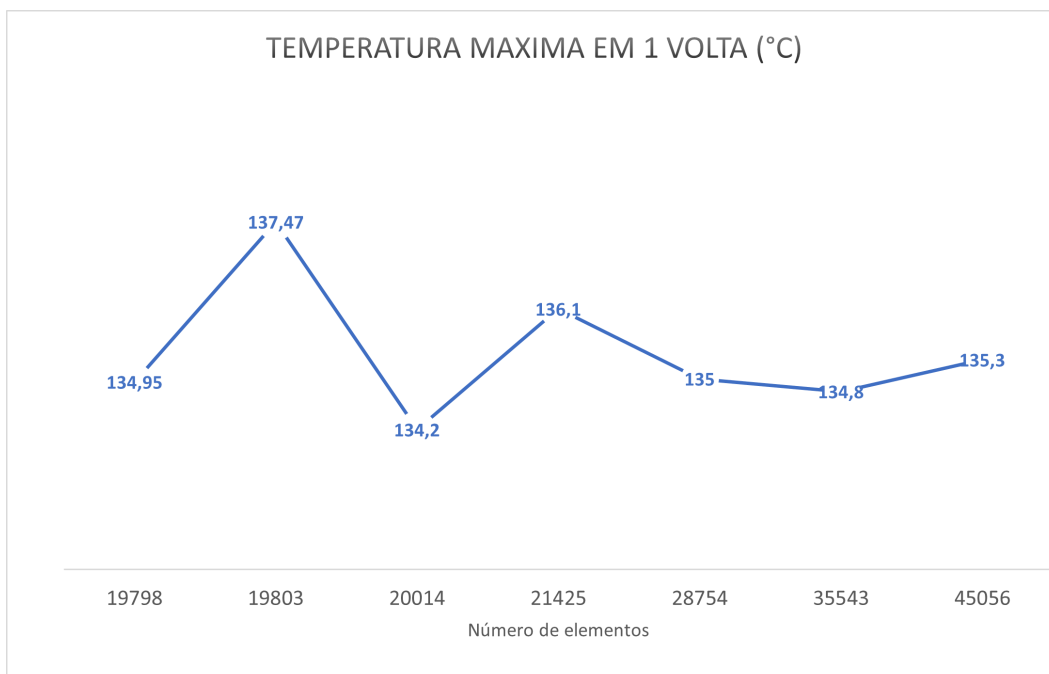


Figura 3.15: Convergência da temperatura máxima ao longo de 1 volta para o conjunto traseiro.

A malha do conjunto traseiro fora refinada de 19.798 elementos até 45.056 elementos e observou-se que a partir de 21.425 elementos a variação passa a ser menor do que 1%.

3.3 Critérios de análise

Para julgar as temperaturas desenvolvidas no conjunto, serão utilizados como critérios: a sensibilidade mecânica dos materiais à temperatura; a sensibilidade da vida em fadiga à temperatura do alumínio 7075; a temperatura de ebulição do fluido de freio (260°C), a temperatura ideal de trabalho do composto adotado nas pastilhas (presente na figura 3.20) e a temperatura de vitrificação destas (acima de 800°C).

A tabela 3.1, extraída do site www.matweb.com, apresenta a resistência à tração do aço AISI420 e alumínio 7075-t6, testados em diferentes temperaturas. A tabela 3.2 apresentada no artigo de [Fadhel 2018] mostra a sensibilidade da vida em fadiga do Al7075 para diferentes temperaturas.

T(°c)/Limite de resistência à tração (MPa)	AL 7075-t6	INOX 420
-28°C	593	-
24°C	572	-
100°C	483	-
149°C	214	-
204°C	110	-
260°C	76	-
316°C	55	-
425°C	38	1715
480°C	-	1095
540	-	585
650	-	240
705	-	115

Tabela 3.1: Limite de resistência à tração em função da temperatura.

σ_f (MPa)	Vida+- SD (ciclos)				
	Temperaturas °C				
	25	75	125	175	225
540	3576±603	2654±541	2046±389	737±121	98±18
480	8195±1027	5753±782	4317±563	2954±384	869±74
420	22120±1923	17405±1423	12572±1302	9638±939	2168±329
360	64965±3638	58080±3645	38279±3841	27803±2076	22803±1328
300	275935±12834	241625±7834	164561±6239	125469±6732	42999±4727
240	1793040±26039	1431171±23237	1257592±21834	976054±16340	675554±14383

Tabela 3.2: Experiment fatigue stresses with life of specimens at different temperatures. Disponível em [Fadhel 2018].

3.4 Temperaturas desenvolvidas

Os dados obtidos possibilitam observar o campo de temperaturas desenvolvidos em todos os componentes do conjunto analisado. Na figura 3.16 estão representado os campos de temperaturas desenvolvidos nos conjuntos dianteiro e traseiro de freios.

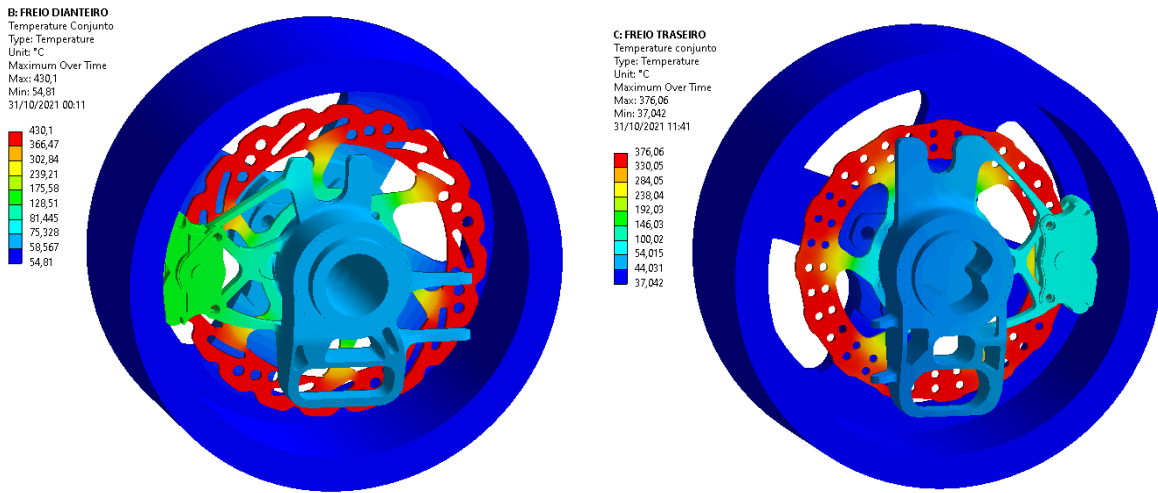


Figura 3.16: Campo de temperaturas desenvolvido em 20 voltas do circuito analisado para o conjunto de freio dianteiro e traseiro respectivamente.

As temperaturas desenvolvidas por cada componente são melhor exploradas nas seções abaixo, temos como principal alvo de análise o cubo de roda, pinça de freio e disco de freio pelo histórico de falhas destes componentes.

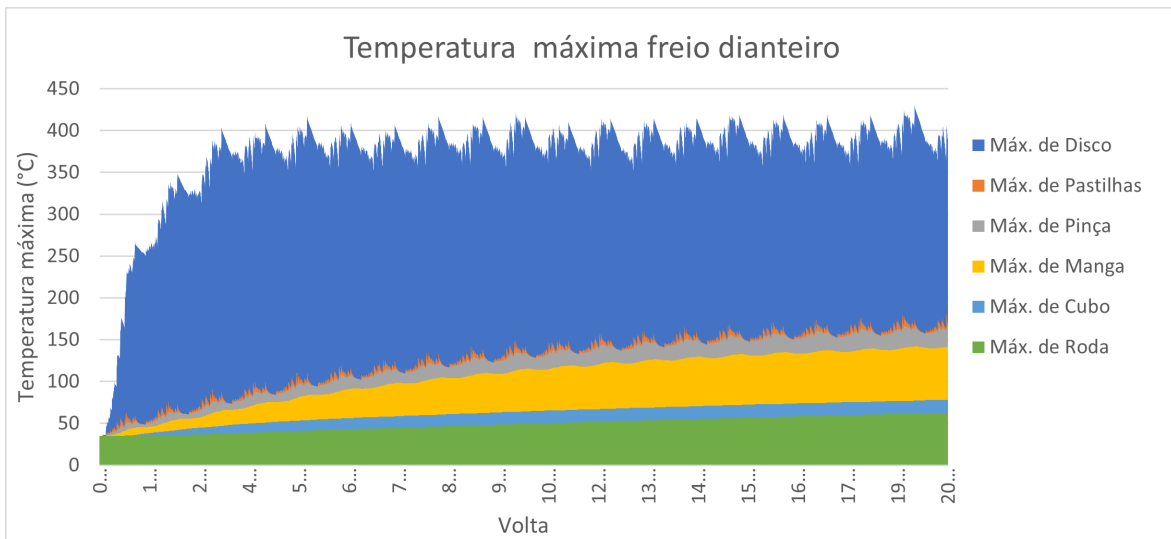


Figura 3.17: Temperaturas desenvolvidas em 20 (vinte) voltas completas no conjunto dianteiro.

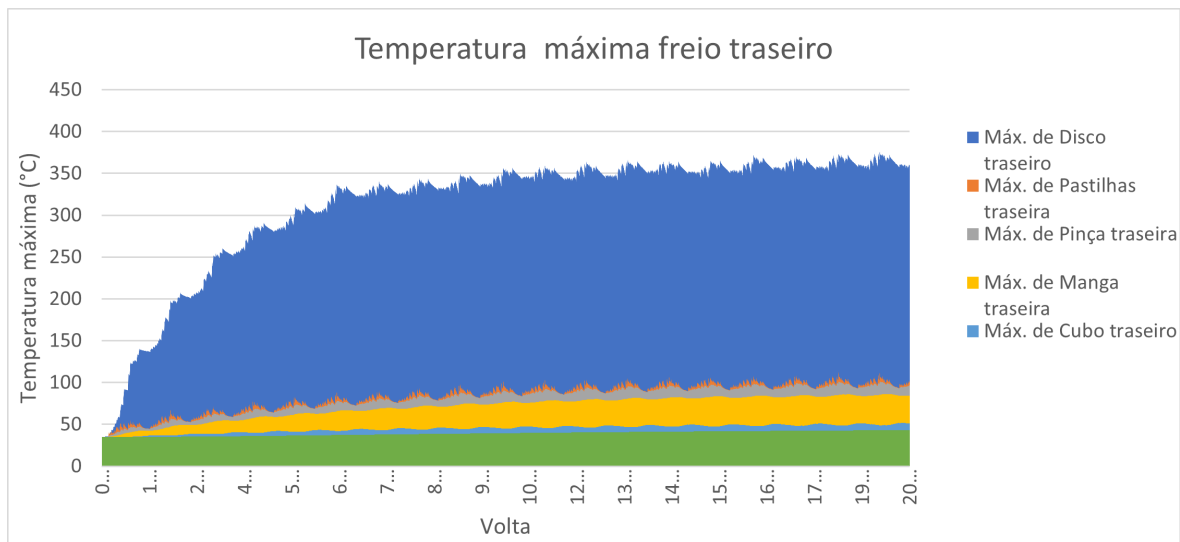


Figura 3.18: Temperaturas desenvolvidas em 20 (vinte) voltas completas no conjunto traseiro.

3.4.1 Discos

Os discos de freio são componentes sensíveis aos ciclos térmicos a ele impostos, outras versões deste componente já sofreram falhas anteriormente e por isso é necessário entender como se comportam quando solicitados. Na figura 3.19 podemos ver a temperatura e gradiente de temperaturas desenvolvido ao final de 20 voltas completas no circuito. 3.19.

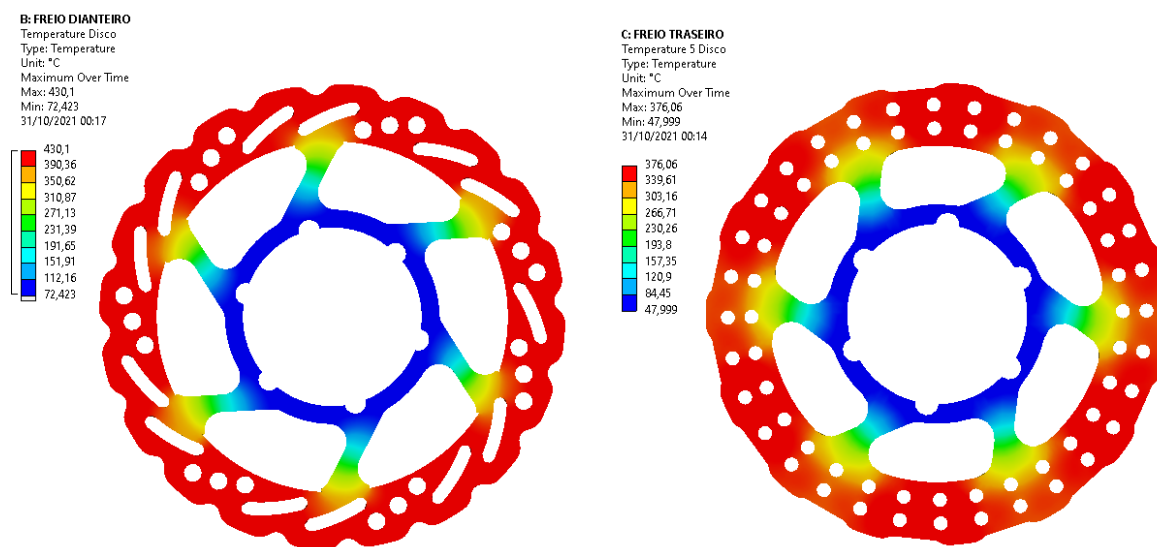


Figura 3.19: Campo de temperaturas desenvolvido em (a) uma volta completa do circuito analisado (b) três voltas completas

À primeira vista, é possível perceber a diferença nas temperaturas máximas desenvolvidas nos componentes do freio dianteiro e traseiro, sendo maior para o dianteiro. O estudo indica estabilização da temperatura nos discos dianteiros com aproximadamente 3(três) voltas completas e para os discos traseiros são necessárias cerca de 6(seis) voltas para se aproximar da temperatura máxima. Isso se deve à transferência de carga dinâmica durante a frenagem, a qual faz com que os freios dianteiros exerçam maiores torques e dissipem mais energia.

A assimetria na exigência dos freios se faz presente também na amplitude de temperaturas desenvolvida. A faixa de temperaturas no disco após alcançada a temperatura máxima é

de 360 a 430 °C para os discos dianteiros e 350 a 376 °C para os traseiros. Esse gradiente de temperatura ao longo de uma volta gera tensões oriundas da dilatação térmica e causa as já discutidas trincas térmicas, logo os discos dianteiros estarão mais suscetíveis a sofrer deste fenômeno.

Conhecer a amplitude de temperaturas desenvolvida é fundamental para o projeto de um sistema de freios de alta performance, uma vez que o coeficiente de atrito da pastilha depende da temperatura do disco. Na figura 3.20, extraída da fabricante Wilwood, está representado o comportamento do composto BP-20 para diversas temperaturas. Pode-se perceber que o coeficiente de atrito atinge seu máximo dentro da faixa de 800°F até 1000°F ou aproximados 427°C até 538°C, indicando que o freio dianteiro opera próximo à faixa ideal de trabalho e o freio traseiro estaria trabalhando abaixo desta.

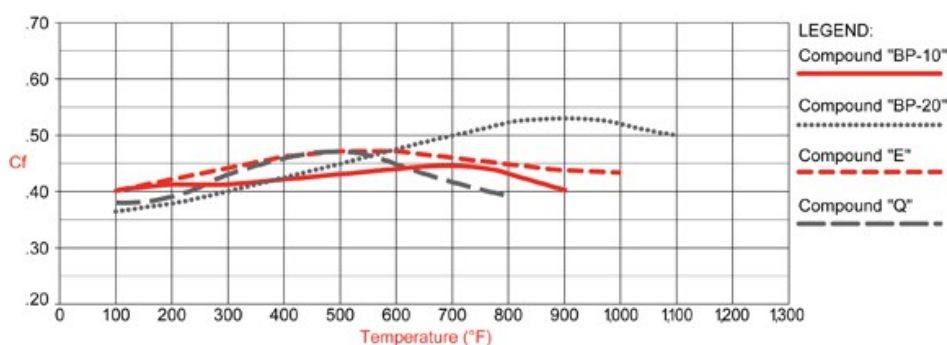


Figura 3.20: Coeficiente de atrito da pastilha vs temperatura do disco(°F) disponível em: <https://www.wilwood.com/>. Acesso 10/10/2021.

3.4.2 Cubos de roda

O cubo de roda, assim como os discos, é um componente crítico para esta análise, uma vez que este componente falhou durante testes em uma versão anterior de seu projeto.

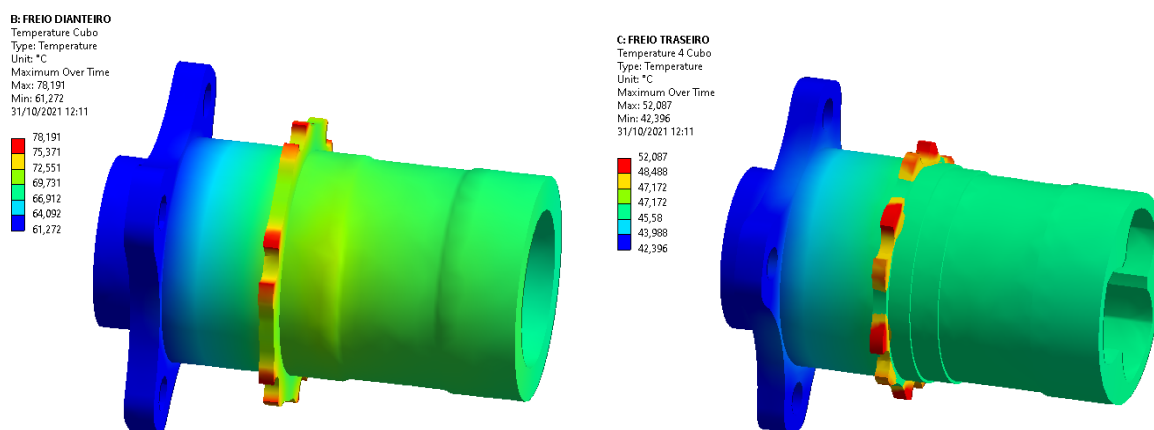


Figura 3.21: Temperaturas desenvolvidas ao longo de 20 (vinte) voltas no cubo.

Ao longo das 20 (vinte) voltas simuladas, a temperatura máxima chegou a 78°C e 57°C para os cubos dianteiro e traseiro respectivamente. Os maiores gradientes estão localizados na flange que apoia o disco de freio por receberem diretamente o calor produzido nos discos e além disso a forma de "pontas" gera uma região de pouca capacidade térmica.

Ao interpolar os dados da tabela 3.1, pode-se concluir que as temperaturas desenvolvidas podem representar uma redução de 11% e 6,5% no limite de resistência à tração do alumínio 7075-t6 nos cubos dianteiro e traseiro, contudo isso não representa risco para falha estática, uma vez que estudos anteriores realizados pela equipe Apuama Racing indicam que as tensões máximas neste componente se encontram na casa dos 225 Mpa.

Para uma possível falha por fadiga se faz analogia com o estudo de [Fadhel 2018], o qual indica que a vida em fadiga de um corpo de 7075-t6 para uma tensão cíclica de 200 Mpa a 75°C reduz-se em 21% em relação a 25°C, apresentando uma redução de vida de 1793040+-26039 para 1431171+-23237 ciclos, ou para o caso do veículo em questão uma vida reduzida de 5715km para 4560 km.

3.4.3 Pinças

Este componente se superaquecido pode provocar a ebulição do fluido de freio e assim reduzir o torque de frenagem disponível abruptamente conforme discutido no capítulo 2. Na figura 3.24, se observa que as temperaturas máximas se formam nos pistões e estes tem contato direto com o fluido de freio.

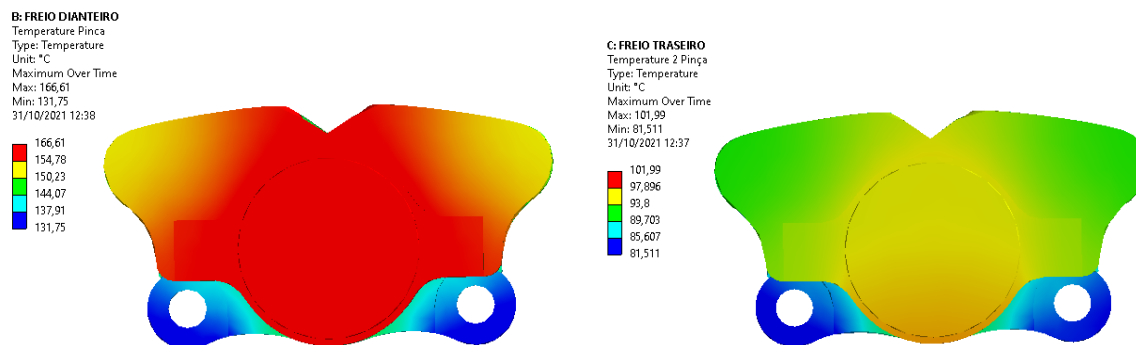


Figura 3.22: Campo de temperaturas desenvolvido na pinça de freio ao longo de 20 (vinte) voltas.

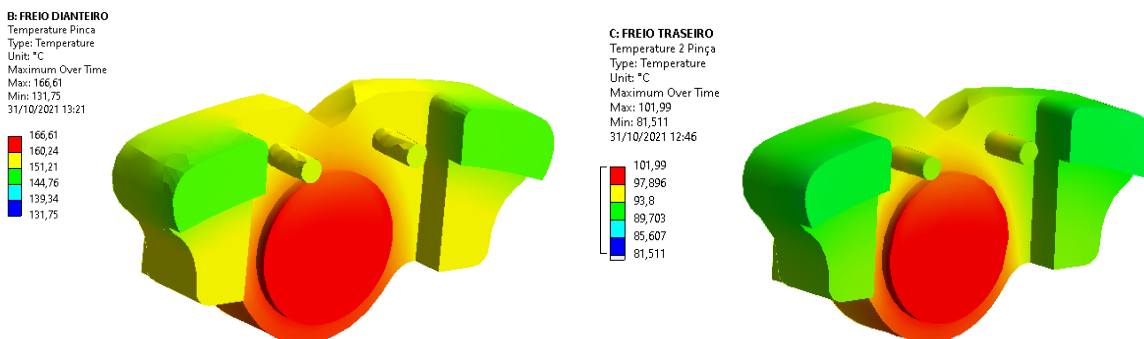


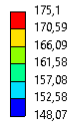
Figura 3.23: Vista em seção do campo de temperaturas desenvolvido no conjunto pinça-pastilha ao longo de 20 (vinte) voltas.

Apesar da alta temperatura alcançada pelos pistões das pinças de freio, a equipe não deve se preocupar com a ebulição do fluido de freio, pois a fabricante ATETM garante um ponto de ebulição de 260°C para o fluido ATE SL DOT 4 adotado pela equipe. A preocupação no entanto deverá ser na manutenção do fluido de freio para que se mantenha sem teor de água, uma vez que o fluido "úmido" reduz seu ponto de ebulição para 165°C e para as pinças dianteiras isso representa risco de ebulição do fluido.

3.4.4 Pastilhas

As pastilhas de freio recebem diretamente o calor gerado pela frenagem e seu coeficiente de atrito depende diretamente da temperatura. O composto utilizado pelo veículo em análise é o Wilwood BP-20.

B: FREIO DIANTEIRO
 Temperature Pastilhas
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Time: 1600
 Max: 175,1
 Min: 148,07
 31/10/2021 01:00



C: FREIO TRASEIRO
 Temperature pastilhas
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time
 Max: 113,39
 Min: 91,323
 31/10/2021 13:49

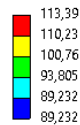


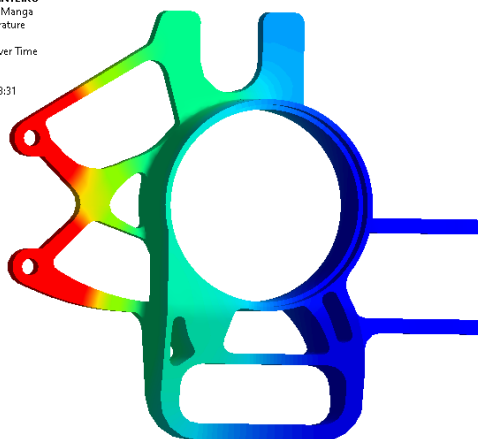
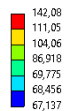
Figura 3.24: Campo de temperaturas desenvolvido no conjunto pinça-pastilhas após 20 (vinte) voltas.

A área de contato recebe o maior fluxo de calor e por isso desenvolve as maiores temperaturas. A temperatura alcançada não gera vitrificação, uma vez que este fenômeno, apesar de dependente da pressão aplicada, ocorre normalmente em temperaturas acima dos 800°C.

3.4.5 Manga de eixo

A manga de eixo não é um dos componentes críticos, dado que este componente não apresentou falhas anteriormente e as tensões máximas não se encontram nas regiões de maiores temperaturas e essas não ultrapassam os 190 MPa, de acordo com estudos realizados pela equipe Apuama Racing. A interpolação da tabela 3.1 mostra que uma possível redução de 55% no limite de resistência à tração na região de suporte da pinça de freio e cerca de 12% nas demais regiões da manga dianteira, e para manga traseira uma redução de 12% na região do suporte da pinça de freio e 5% nas demais regiões.

B: FREIO DIANTEIRO
 Temperature Manga
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time
 Max: 142,08
 Min: 67,137
 31/10/2021 13:31



C: FREIO TRASEIRO
 Temperature 3 Manga
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time
 Max: 87,295
 Min: 45,953
 31/10/2021 13:31

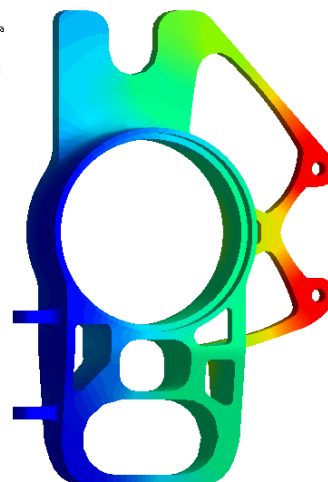
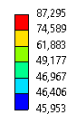


Figura 3.25: Temperaturas desenvolvidas na manga de eixo ao longo de 20 (vinte) voltas.

Capítulo 4

Conclusão

4.1 Conclusão

O objetivo primário deste trabalho é construir uma análise confiável para a temperatura desenvolvida nos freios do protótipo FSAE durante 20 (vinte) voltas em um circuito com 850 metros, simulando a prova de Enduro da competição FSAE Brasil e para isso fora conduzido com sucesso o levantamento bibliográfico e análise bibliométrica necessários para entender o mecanismo de frenagem em sua escala microscópica e macroscópica, bem como para estabelecer parâmetros necessários para análise térmica do problema.

A metodologia escolhida partiu do tratamento de dados obtidos em pista para então definir e simplificar as condições de contorno de uma solução numérica feita com o Ansys 2020 R2. Essa mostrou-se eficaz em estimar a grandeza dos calores envolvidos, bem como em resolver o problema para a geometria complexa do sistema de freio e seus componentes vizinhos.

Os resultados obtidos apresentam temperaturas máximas que convergem na faixa de 360 a 430 °C para o freio dianteiro e 350 a 376 °C para o freio traseiro. O artigo de [Vidiya e Singh 2017] conduz estudo experimental semelhante para veículo construído também aos moldes do regulamento da competição FORMULA SAE e nele se observa que as temperaturas máximas para os discos de freio oscilam entre 300°C e 500°C. Apesar das geometrias não serem exatamente iguais, a semelhança nas características dos veículos e nas faixas de temperatura encontradas traz mais confiança aos resultados aqui obtidos e pode ser considerada como validação qualitativa aos resultados aqui obtidos.

O questionamento feito por este estudo sobre o efeito nas resistências mecânicas dos componentes do conjunto de freios e suspensão pode ser parcialmente respondido. Apesar da tabela 3.1, extraída da base de dados "matweb.com" evidenciar a forte influência da temperatura na resistência do AL 7075-t6, a partir dos resultados obtidos é possível concluir que a temperaturas desenvolvidas não apresentam risco de falha estática para os componentes do conjunto.

Para o caso de falha por fadiga, é possível inferir que as temperaturas desenvolvidas podem sim afetar a vida dos componentes e, de acordo com a caracterização em fadiga vs temperatura do AL7075 feita por [Fadhel 2018], isso poderia representar uma redução de até 20% na vida do cubo dianteiro. Esta análise se faz base para estudo mecânico mais aprofundado que deverá ser feito acoplando-se esta simulação térmica à uma mecânica de fadiga para assim avaliar o efeito da temperatura em cada componente de forma mais aprofundada.

Por fim, o estudo se mostrou capaz de indicar que as temperaturas desenvolvidas nas pinças de freio não são suficientes para ebulição do fluido de freio. Já nos discos, as temperaturas se aproximam da faixa ótima de trabalho com relação ao indicado pelo fabricante para o coeficiente de atrito.

4.2 Sugestão de trabalhos futuros

- Realizar estudo CFD o para aprimorar coeficiente de convecção em função da velocidade nos discos de freio e conjunto de suspensão.
- Realizar testes em bancada e em pista incluindo sensores de temperatura no sistema, de modo a validar a análise desenvolvida.
- Acoplar os resultados obtidos neste projeto à uma simulação mecânica estática e de fadiga para avaliar possíveis danos causados pelas temperaturas.

Referências Bibliográficas

- [Ali e Mostefa 2012]ALI, B.; MOSTEFA, B. Thermal behavior of dry contacts in the brake discs. *International Journal of Automotive Engineering*, v. 3, n. 1, p. 9–17, 2012.
- [Anderson e Knapp 1990]ANDERSON, A.; KNAPP, R. Hot spotting in automotive friction systems. *Wear*, v. 135, n. 2, p. 319–337, 1990. ISSN 0043-1648.
- [Benseddiq et al. 1996]BENSEDDIQ, N. et al. Optimization of design of railway disc brake pads. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part F-journal of Rail and Rapid Transit - PROC INST MECH ENG F-J RAIL R*, v. 210, p. 51–61, 06 1996.
- [Berthier, Vincent e Godet 1989]BERTHIER, Y.; VINCENT, L.; GODET, M. Fretting fatigue and fretting wear. *Tribology International*, v. 22, n. 4, p. 235–242, 1989. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301679X89900819>>.
- [CARLIDER 2017]CARLIDER. *Como o freio do carro funciona?* 2017. Disponível em: <<http://blog.carlider.com.br/2017/05/17/como-freio-funciona/>>.
- [Choi e Lee 2003]CHOI, J.-H.; LEE, I. Transient thermoelastic analysis of disk brakes in frictional contact. *Journal of Thermal Stresses - J THERMAL STRESSES*, v. 26, p. 223–244, 03 2003.
- [Fadhel 2018]FADHEL, E. Effect of the elevated temperature on fatigue behavior of aluminum alloy aa 7075. 07 2018.
- [Jiana 2013]JIANA, X. C. Z. Research of the transient temperature field and friction properties on disc brakes. *Advanced Materials Research*, p. 756–759, 09 2013.
- [Majcherczak, Dufrenoy e Berthier 2007]MAJCHERCZAK, D.; DUFRENOY, P.; BERTHIER, Y. Tribological, thermal and mechanical coupling aspects of the dry sliding contact. *Tribology International*, v. 40, n. 5, p. 834–843, 2007. ISSN 0301-679X.
- [Pagani R.N. 2015]PAGANI R.N., K. J. . R. L. Methodi Ordinatio: a proposed methodology to select and rank relevant scientific papers encompassing the impact factor, number of citation, and year of publication. *Scientometrics*, v. 105, n. 1, p. 2109–2135, 2015.
- [Vidiya e Singh 2017]VIDIYA, M.; SINGH, B. S. M. Experimental and numerical thermal analysis of formula student racing car disc brake design. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, v. 10, p. 138–147, 2017.