

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Juliano Marques Rodrigues

**DINÂMICA DE FRENAGEM E ANÁLISE DO COMPORTAMENTO
TÉRMICO DE DISCOS DE FREIO BAJA SAE**

Santa Maria, RS
2023

Juliano Marques Rodrigues

**DINÂMICA DE FRENAGEM E ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO
DE DISCOS DE FREIO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica, da
Universidade Federal de Santa Maria
(UFSM, RS), como requisito para a
obtenção do grau de **Engenheiro
Mecânico**.

Orientador: Prof. Thompson Diórinis Metzka Lanzanova, Dr. Eng.

Santa Maria, RS
2023

Juliano Marques Rodrigues

**DINÂMICA DE FRENAGEM E ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO
DE DISCOS DE FREIO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica, da
Universidade Federal de Santa Maria
(UFSM, RS), como requisito para a
obtenção do grau de **Engenheiro
Mecânico**.

Aprovado em 13 de Dezembro de 2023

**Prof. Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova, Dr. Eng. (DEM/UFSM)
(Presidente/Orientador)**

Roberto Begnis Hausen, Dr. Eng. (DPEG/UFSM)

Alisson Jank, Eng. (STE Parts)

Santa Maria, RS
2023

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha mãe, aos meus avós e toda minha família por todo apoio que me proporcionaram durante esses anos e as condições de estudo que me proporcionaram. Sem vocês nada disso teria acontecido.

Agradecer a minha namorada Carolina por todo apoio e amor nos períodos de dificuldade, por todas as caronas as 23h depois de um dia cansativo.

Agradeço a todos os professores da UFSM pelo aprendizado, pelas oportunidades, pelo ensino e pela amizade. Em especial ao meu orientador, professor Thompson Lanzasova, pela orientação deste trabalho, pela orientação de baja em todos esses anos e pela amizade.

Aos meus colegas que, por mais que tenhamos nos conhecido online pela pandemia, se tornaram amigos que levarei para toda vida. Em especial ao Wellington, pelas madrugadas de estudo e quase todos os trabalhos em conjunto.

Em especial gostaria de agradecer a todos os colegas de baja da equipe Bombaja UFSM, pelas risadas, pelos perrengues em competições e principalmente pelo aprendizado. Sem vocês o caminho seria mais difícil. Levarei esses momentos para o resto da vida.

À Bombaja, pela oportunidade de me fazer crescer como profissional, como pessoa e me abrir as portas para o mundo. Olê Bombaja!

RESUMO

DINÂMICA DE FRENAGEM E ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE DISCOS DE FREIO BAJA SAE

AUTOR: Juliano Marques Rodrigues

ORIENTADOR: Thompson Diórinis Metzka Lanzasova, Dr. Eng.

A segurança de veículos comerciais e veículos baja SAE projetados por estudantes depende significativamente dos sistemas de freio. Nesse sentido, como parte de um projeto conduzido pelo Centro de Tecnologia (CT) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), a Bombaja se dedica à pesquisa, projeto e dimensionamento de um protótipo monoposto *OFF-ROAD*, incluindo o sistema de freios. O princípio de funcionamento básico de dinâmica de frenagem consiste em converter a energia cinética do veículo em energia térmica, dissipando-a nos discos de freio. No entanto, a possibilidade de o sistema de freios atingir altas temperaturas representa um risco para o seu funcionamento, podendo resultar na perda de eficiência de frenagem, fadiga térmica e evaporação do fluido de freio. Dessa forma, o presente projeto tem como objetivo analisar o comportamento térmico de um disco de freio dianteiro do protótipo BJ20, a fim de compreender de forma mais aprofundada a dissipação térmica do sistema e estudar as curvas de aquecimento e resfriamento durante a utilização do veículo. Este trabalho propõe fazer uma análise térmica de três geometrias de discos de freio de um veículo baja SAE, através de método analítico, método numérico por meio do software comercial de elementos finitos ANSYS e pelo método experimental. As três geometrias analisadas foram comparadas com base em dois materiais diferentes, o aço SAE 1045 e aço inoxidável 304. Primeiramente buscou-se fazer uma revisão bibliográfica a respeito dos diferentes tipos de freio e da dinâmica de frenagem, assim como da geração e dissipação de calor. Após, cálculos analíticos da dinâmica de frenagem e parâmetros da transferência de calor foram obtidos. Os procedimentos de análise foram referentes a uma frenagem de emergência em pista de alto atrito, 20 ciclos consecutivos de frenagem em pista de alto atrito e um teste em pista de enduro no baixo atrito. Os dados analíticos foram comparados com os dados numéricos e, por fim, em pista, foram coletadas as temperaturas reais em que o disco de freio atingiu experimentalmente. Comparando os materiais percebeu-se o melhor desempenho dos discos fabricados em aço SAE 1045, visto que apresentou menor temperatura máxima por possuir uma maior condutividade térmica comparada ao aço inoxidável 304. Analisando geometrias, o disco que possuiu melhor desempenho térmico foi o disco do BJ15 enquanto o disco que atingiu as maiores temperaturas foi o disco do BJ14.

Palavras-chave: Análise Térmica. Dinâmica de Frenagem. Discos de freio. Elementos Finitos. Freio.

ABSTRACT

BRAKING DYNAMICS AND THERMAL BEHAVIOR ANALYSIS OF BAJA SAE BRAKE DISCS

AUTHOR: Juliano Marques Rodrigues

ADVISOR: Thompson Diórinis Metzka Lanzasova, Dr. Eng.

The safety of commercial vehicles and baja SAE vehicles designed by students significantly relies on brake systems. As part of a project conducted by the Technology Center (CT) at the Federal University of Santa Maria (UFSM), Bombaja focuses on researching, designing, and sizing a single-seater OFF-ROAD prototype, including its brake system. The fundamental principle of braking dynamics involves converting the vehicle's kinetic energy into heat, dissipated through brake discs. However, the potential for brake systems to reach high temperatures poses a risk to their functionality, potentially leading to reduced braking efficiency, thermal fatigue, and brake fluid evaporation. Therefore, this project aims to analyze the thermal behavior of a front brake disc in the BJ20 prototype, comprehensively understanding the system's thermal dissipation and studying heating and cooling curves during vehicle use. This study proposes a thermal performance analysis of three brake disc geometries of a Baja SAE vehicle, using analytical, numerical (via the ANSYS finite element software), and experimental methods. These three geometries, made of two different materials (SAE 1045 steel and 304 stainless steel), were compared. Initially, a literature review on various brake types, braking dynamics, and heat generation/dissipation was conducted. Subsequently, analytical calculations for braking dynamics and heat transfer parameters were obtained. The analysis procedures included emergency braking on high-friction surfaces, twenty consecutive braking cycles on high-friction surfaces, and an endurance test on low-friction surfaces. Analytical data were compared with numerical simulations, and real temperatures of the brake disc during physical testing on tracks were recorded. Comparing materials revealed better performance of discs made from SAE 1045 steel, exhibiting lower maximum temperatures due to higher thermal conductivity compared to 304 stainless steel. Regarding geometries, the BJ15 disc showed superior thermal performance, while the BJ14 disc recorded the highest temperatures.

Keywords: Brakes. Brake discs. Braking dynamics. Finite Elements. Thermal Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Protótipo BJ20 na competição baja SAE etapa sul 2023	13
Figura 2 – Sistema de freios do protótipo BJ20.....	19
Figura 3 – Coeficiente de atrito em função da temperatura	21
Figura 4 – Coeficiente de atrito pela temperatura	22
Figura 5 – Temperatura de ebulição do fluido de freio em função da porcentagem de água	23
Figura 6 – Transferência de calor por condução.....	27
Figura 7 – Evolução da temperatura da superfície do disco	35
Figura 8 – Distribuição da temperatura em disco ventilado e sólido	36
Figura 9 – Variação da temperatura dos discos em pista reta	37
Figura 10 – Evolução da temperatura dos discos	38
Figura 11 – Comparativo de geometria de discos aço AISI 1045.....	38
Figura 12 - Variação da temperatura no disco com rasgos em função do tempo de frenagem	39
Figura 13 – Discos de freio BJ14 (a), BJ15 (b) e BJ16 (c)	43
Figura 14 – Medidas gerais do protótipo BJ20	46
Figura 15 – Potência de frenagem	50
Figura 16 – Temperatura de estabilização	53
Figura 17 – Pontos analisados para a convergência de malha	56
Figura 18 – Área varrida pela pastilha.....	57
Figura 19 – Medição de velocidade através do disco de freio.....	61
Figura 20 – Malhas disco BJ14	67
Figura 21 – Malhas disco BJ15	68
Figura 22 – Malhas disco BJ16	69
Figura 23 – Potência durante uma frenagem de emergência	70
Figura 24 – Fluxo de calor nos discos durante uma frenagem de emergência	71
Figura 25 – Máximas temperaturas em uma frenagem de emergência	71
Figura 26 – Temperatura final dos discos após uma frenagem de emergência	73
Figura 27 – Potência aplicada durante 20 frenagens	74
Figura 28 – Temperatura dos discos em 20 frenagens	75
Figura 29 – Temperatura média 20 frenagens	76
Figura 30 – Temperatura máxima em 20 frenagens	78

Figura 31 – Comportamento do veículo em pista – 1 volta	79
Figura 32 – Dados replicados para 10 voltas	81
Figura 33 – Temperatura máxima dos discos em pista de enduro.....	82
Figura 34 – Temperatura máxima numérica em pista de enduro.....	83
Figura 35 – Teste experimental em pista de alto atrito.....	84
Figura 36 – Teste experimental de frenagem de emergência	85
Figura 37 – Teste experimental 20 frenagens	86
Figura 38 – Veículo em pista de enduro.....	87
Figura 39 – Teste experimental de pista de enduro	87

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Condições de contorno	42
Quadro 2 - Propriedades dos materiais (Callister, 2019)	42
Quadro 3 - Características dos discos de freio.....	43
Quadro 4 - Área de fricção	43
Quadro 5 - Coeficientes a e b em função do tipo de pneu (Nicolazzi, 2012)....	44
Quadro 6 - Valores das medidas do protótipo BJ20.....	46
Quadro 7 - Propriedades do ar (Çengel, 2009)	51
Quadro 8 – Valores dinâmica de frenagem	63
Quadro 9 - Fluxo de calor discos.....	64
Quadro 10 - Temperatura máxima analítica em uma única frenagem	65
Quadro 11 - Temperatura máxima analítica em 20 frenagens consecutivas ...	66
Quadro 12 - Malhas disco BJ14	68
Quadro 13 - Malhas disco BJ15	69
Quadro 14 - Malhas disco BJ16	70
Quadro 15 - Potência de frenagem durante uma volta na pista de enduro	80
Quadro 16 - Comparativo entre os métodos com disco BJ16 aço SAE 1045 ..	89

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVO GERAL.....	14
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	14
1.3	JUSTIFICATIVA.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	TIPOS DE SISTEMAS DE FREIO	16
2.1.1	Freios a tambor	17
2.1.2	Freios a disco	18
2.2	INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NO FUNCIONAMENTO DOS FREIOS.....	20
2.2.1	<i>Fade</i>	20
2.2.2	Vaporização	22
2.3	DINÂMICA DE FRENAGEM	23
2.4	FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	25
2.4.1	Geração de calor	25
2.4.2	Dissipação de calor	26
2.5	ANÁLISE NUMÉRICA.....	32
2.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	40
3	METODOLOGIA	41
3.1	MÉTODO ANALÍTICO	42
3.1.1	Condições de contorno	42
3.1.2	Dinâmica de frenagem	44
3.1.3	Energia e potência de frenagem	48
3.1.4	Dissipação de calor	50
3.1.5	Temperatura máxima em uma única frenagem	51
3.1.6	Temperatura máxima em várias frenagens	52
3.2	MÉTODO NUMÉRICO.....	54

3.2.1	Condições de contorno.....	55
3.2.2	Convergência de malha e qualidade dos elementos.....	55
3.2.3	Temperatura máxima em uma única frenagem.....	57
3.2.4	Temperatura máxima em várias frenagens.....	58
3.2.5	Temperatura máxima em pista de enduro.....	58
3.3	MÉTODO EXPERIMENTAL.....	60
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	62
4.1	RESULTADOS ANALÍTICOS.....	62
4.1.1	Dinâmica de frenagem.....	62
4.1.2	Energia e potência de frenagem.....	64
4.1.3	Dissipação.....	64
4.1.4	Temperatura máxima em uma única frenagem.....	65
4.1.5	Temperatura máxima em 20 frenagens.....	66
4.2	RESULTADOS NUMÉRICOS.....	67
4.2.1	Convergência de malha e qualidade dos elementos.....	67
4.2.2	Temperatura máxima em uma única frenagem.....	70
4.2.3	Temperatura máxima em 20 frenagens.....	74
4.2.4	Temperatura máxima em pista de enduro.....	78
4.3	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	84
4.4	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS.....	88
5	CONCLUSÃO.....	90
6	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	92
	REFERÊNCIAS.....	93

1 INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE, promovido pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (SAE), desafia os estudantes de graduação a se envolverem em projetos de engenharia nos quais devem projetar e construir um protótipo de veículo *off-road* destinado à competições. A primeira competição ocorreu em 1976, na Universidade da Carolina do Sul, e em 1994 o programa foi introduzido no Brasil. Desde então, os alunos têm aplicado seus conhecimentos teóricos em situações práticas, o que contribui para um maior desenvolvimento acadêmico e os prepara de forma mais abrangente para o mercado de trabalho (SAE, 2021).

O veículo analisado neste estudo foi concebido com o propósito de participar das competições Baja SAE Brasil, nas quais os alunos têm a oportunidade de aplicar os conhecimentos adquiridos em sala de aula, aprimorando sua preparação para o mercado de trabalho. Ao se envolver no programa baja SAE, o estudante se depara com um desafio real de desenvolvimento de um veículo *off-road*, desde a concepção inicial até o projeto detalhado, fabricação e validação de peças, sistemas e do veículo como um todo. Durante a competição, o veículo passa por testes estáticos e dinâmicos que avaliam a segurança do protótipo e seu desempenho em provas de frenagem, aceleração, tração, manobrabilidade e resistência. Cada subsistema do veículo é avaliado por uma equipe de engenheiros que atuam na indústria brasileira.

A equipe Bombaja UFSM, vinculada à Universidade Federal de Santa Maria, tem se dedicado nesse campo competitivo através de um projeto de pesquisa e extensão. O primeiro protótipo foi construído em 2003, e desde então os alunos, sob a orientação de professores supervisores, têm projetado e fabricado diversos carros. A equipe já participou de 8 competições nacionais e 19 regionais, alcançando excelentes resultados, incluindo o título de campeão geral da competição regional Baja SAE Brasil etapa Sul nos anos de 2008 e 2019, e a 11ª posição na competição nacional do ano de 2019. Esses títulos e classificações destacam a importância de um dimensionamento adequado dos subsistemas do veículo, proporcionando à equipe um status competitivo em

relação às outras universidades participantes. O veículo BJ20 da equipe Bombaja UFSM é demonstrado na Figura 1.

Figura 1 – Protótipo BJ20 na competição baja SAE etapa sul 2023



Fonte: Bombaja UFSM.

Durante o processo de dimensionamento do sistema de freios, é essencial levar em consideração diversos fatores como intervalo de tempo de frenagem a distância percorrida e a distribuição da força de frenagem, bem como a consideração da energia térmica gerada e a temperatura do sistema. Nos sistemas que se baseiam no atrito entre o disco e as pastilhas, ocorre uma transformação da energia cinética e potencial (se existente) em energia térmica devido ao atrito gerado durante a desaceleração do veículo (LIMPERT, 2011).

Durante o processo de frenagem, os freios têm a função de transformar a energia cinética do veículo em energia térmica por meio da fricção entre o disco de freio e as pastilhas da pinça. Esse processo resulta no aumento da

temperatura do sistema. No entanto, um aumento excessivo da temperatura pode levar a uma redução na eficiência de frenagem, conhecido como *fade*, devido à diminuição do coeficiente de atrito das pastilhas com o disco (NICOLAZZI, 2012). Ciolfi (2010) também comenta da ocorrência da vitrificação das pastilhas, deformação geométrica e desgaste irregular com o aumento da temperatura. Além disso, parte dessa energia térmica é dissipada para o ambiente por meio dos mecanismos de convecção e radiação, enquanto outra parte é conduzida para os outros componentes do sistema também por condução, elevando a temperatura do fluido de freio, por exemplo. Esse aumento de temperatura pode levar à vaporização do fluido e ao aumento do curso do pedal de freio.

A literatura abrange uma variedade de estudos que apresentam diversas metodologias para analisar a complexidade do mecanismo físico envolvido nos sistemas de freio. Essas metodologias podem variar desde abordagens analíticas, numéricas e até experimentais, levando em consideração os diferentes designs e materiais utilizados nos discos de freio. No presente trabalho, serão apresentadas algumas dessas metodologias, com o objetivo de investigar, por meio de métodos analíticos, numéricos e experimentais, o comportamento térmico em diferentes geometrias de discos de freio aplicados ao protótipo BJ20 da equipe Bombaja UFSM.

1.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar o desempenho térmico de três diferentes geometrias de discos de freio da equipe Bombaja UFSM.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para que se possa garantir o objetivo geral, alguns objetivos específicos foram definidos:

- Elaborar uma revisão teórica dos sistemas automotivos de freio, da dinâmica de frenagem e da transferência de calor;

- Aplicar modelos matemáticos para descrever o evento de frenagem do protótipo Baja SAE;
- Aplicar modelos matemáticos analíticos/empíricos que descrevam o aquecimento e o resfriamento dos discos de freio;
- Comparar os resultados do modelo analítico com os resultados do modelo numérico por elementos finitos;
- Validar experimentalmente os métodos empregados;
- Identificar uma possível ocorrência da perda de atrito;
- Identificar qual geometria de disco de freio é mais eficiente em relação à menor temperatura máxima.

1.3 JUSTIFICATIVA

Este trabalho tem uma dupla justificativa. Em primeiro lugar, visa apresentar uma metodologia para a análise térmica de discos de freio a fim de analisar os modelos de discos utilizados anteriormente pela equipe Bombaja UFSM, realizando um refino de projeto. Em segundo lugar, busca-se desenvolver a gestão do conhecimento do subsistema de freio, registrando e compartilhando o conhecimento da equipe de maneira construtiva. Isso possibilitará a manutenção do conhecimento dentro da equipe e o aprimoramento contínuo do projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TIPOS DE SISTEMAS DE FREIO

O aumento da velocidade máxima de rodagem e da capacidade de transporte de carga nos veículos modernos têm despertado uma preocupação crescente por parte dos projetistas em relação aos procedimentos de parada e frenagem (NICOLAZZI, 2012). Nesse sentido, o sistema de freios deve ser capaz de parar o veículo na menor distância possível, independentemente das diversas condições de uso como: pistas secas, molhadas ou escorregadias; veículos leves ou totalmente carregados; condução em linha reta ou em curvas; freios novos ou desgastados; aclives ou declives, entre outras (LIMPERT, 2011).

Os sistemas de freio desempenham um papel fundamental na segurança e no controle de veículos automotivos e em uma ampla gama de aplicações industriais. Na literatura, inúmeros estudos têm sido feitos para explorar e aprimorar os diferentes tipos de sistemas de freio disponíveis. Essas pesquisas buscam melhorar o desempenho, a eficiência e a confiabilidade dos sistemas de freio, garantindo uma operação segura e eficaz (RAGHAVAN, 2016).

Os sistemas de freio podem ser classificados em diferentes categorias, cada uma com suas características distintas. Um dos sistemas mais comuns é o sistema de freio a disco. Esse sistema utiliza discos de freio montados nas rodas do veículo, que são pressionados por pinças de freio para gerar atrito e reduzir a velocidade do veículo. Parâmetros como o design do disco de freio, a seleção do material de atrito e a otimização das pinças de freio visam melhorar o desempenho de frenagem e a dissipação de calor (LIMPERT, 2011).

Outro tipo de sistema de freio amplamente utilizado é o sistema de freio a tambor. Nesse sistema, tambores de freio são instalados nas rodas e são acionados por sapatas de freio para gerar atrito e desacelerar o veículo. Para um correto dimensionamento de um sistema de freio a tambor, a geometria das sapatas de freio, a escolha do material do tambor e o seu tamanho interferem

diretamente na eficácia de frenagem. O correto dimensionamento aumenta a capacidade de frenagem do veículo e reduz o desgaste do sistema (NARANG, 2012).

Além dos sistemas de freio a disco e a tambor, existem outros tipos de sistemas de freio utilizados em aplicações específicas. Um exemplo é o sistema de freio regenerativo, comumente encontrado em veículos elétricos e híbridos. Esse sistema converte a energia cinética do veículo em energia elétrica durante a frenagem, que é armazenada e reutilizada posteriormente. Já em prática atualmente, o freio regenerativo tem se concentrado na eficiência de recuperação de energia, na gestão do sistema e no controle do processo de frenagem (WIPKE, 2007).

A pesquisa em sistemas de freio também abrange áreas como materiais de fricção, dinâmica veicular, controle eletrônico de freios e segurança. Estudos sobre materiais de fricção têm investigado diferentes compostos e formulações para otimizar a eficiência de frenagem e a durabilidade dos sistemas de freio. A dinâmica veicular tem sido explorada para compreender o comportamento dos veículos durante a frenagem e melhorar a estabilidade e o controle. O controle eletrônico de freios tem sido uma área de pesquisa em constante evolução, com o objetivo de aprimorar a resposta, a distribuição de força de frenagem e principalmente o reaproveitamento de energia. A segurança é um aspecto crucial nos estudos de sistemas de freio, com pesquisas focadas em sistemas de frenagem de emergência, prevenção de bloqueio de rodas e aprimoramento dos sistemas de assistência à frenagem ((RADOVICH, 2012, O'BRIEN, 2014).

2.1.1 Freios a tambor

O freio a tambor é um sistema de frenagem amplamente utilizado em veículos automotivos, tanto em aplicações de passeio quanto em veículos comerciais e industriais. Esse tipo de sistema é composto por um conjunto de componentes, incluindo o tambor de freio, as lonas de freio, os pistões, as molas e os mecanismos de acionamento. Vale ressaltar que com o passar dos anos os projetos de freios vêm melhorando significativamente seu

desempenho, com materiais mais leves, mais resistentes e com maior dissipação térmica (WANG et al., 2016).

Além disso, o desenvolvimento de modelos de simulação e análise computacional para o estudo do comportamento dinâmico e térmico do sistema de freio a tambor tem sido bastante utilizado na indústria, uma vez que diminuiu consideravelmente o custo de projeto comparado com testes experimentais. Esses modelos permitem a avaliação de diferentes cenários e a otimização de parâmetros de projeto sem a necessidade de o veículo estar andando em pista para a validação do sistema (ZHAO et al., 2019).

É importante ressaltar que, apesar das melhorias constantes, os freios a tambor vêm sendo gradualmente substituídos por sistemas de freio a disco em muitos veículos devido ao seu desempenho superior em termos de dissipação de calor e sensibilidade de frenagem. No entanto, os freios a tambor são amplamente utilizados em veículos de maior porte e em aplicações específicas (LIMPERT, 2011).

2.1.2 Freios a disco

O sistema de freio a disco é composto por um disco de freio montado no eixo da roda e pinças de freio que contêm as pastilhas de freio (PUHN, 1985).

A evolução dos modelos matemáticos permitiu estudos de otimização do projeto do disco de freio. Uddin et al. (2019), investigaram o efeito de diferentes parâmetros geométricos do disco (diâmetro, espessura e configuração dos sulcos de ventilação) na dissipação de calor e na capacidade de arrefecimento do sistema de freio, e, notaram uma maior dissipação de calor em discos ventilados.

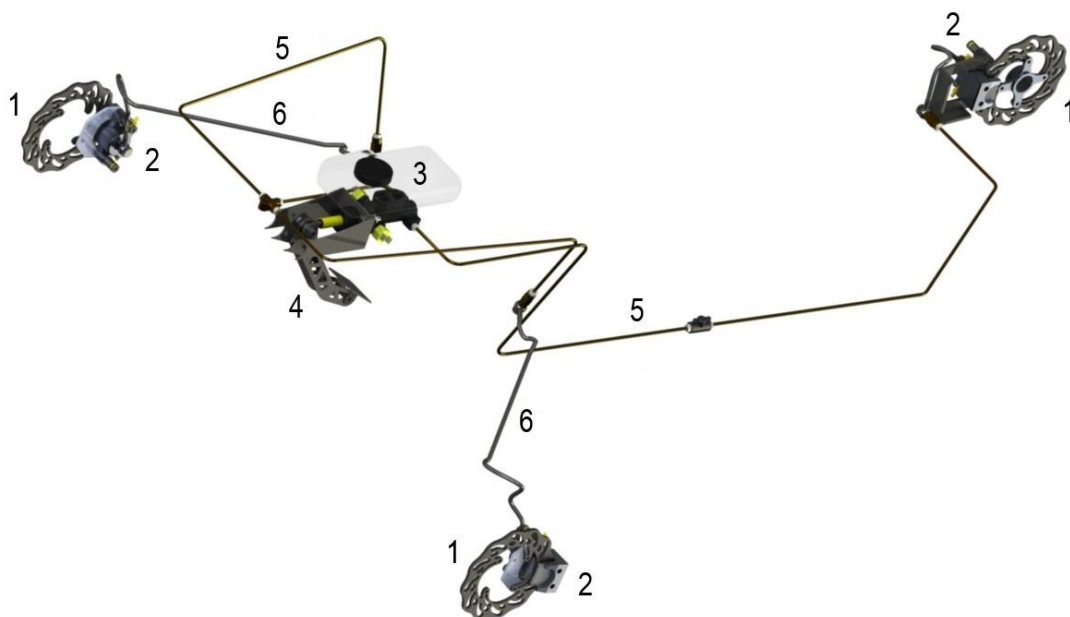
Além disso, El Chafei et al. (2017), investigaram a distribuição de temperatura no disco durante a frenagem com o objetivo de evitar o superaquecimento e garantir o desempenho adequado do sistema, e, notaram uma dependência direta do aumento da temperatura quanto menor a área de contato do disco com as pastilhas.

Puhn (1985) comenta a importância da geometria autolimpante em discos de freio *off-road*, sendo um fator crucial no desempenho térmico nesse tipo de aplicação.

A Figura 2 ilustra o sistema de freios convencional de circuito duplo sem componentes de segurança eletrônicos, da equipe Bombaja UFSM. Durante o processo de frenagem, o motorista aplica uma força no pedal (4), que é amplificada pelo princípio de alavanca. O cilindro mestre (3) converte a força mecânica em pressão hidráulica. Os dois pistões do cilindro mestre forçam o fluido de freio para fora do cilindro, pressurizando as linhas de freio rígidas (5) e flexíveis (6). Dessa forma, a pressão hidráulica é transmitida para as pinças de freio (2), convertendo-a em uma força de atrito nos discos (1). Essa força de atrito cria um torque contrário ao movimento das rodas, resultando na desaceleração do veículo.

Caso um dos circuitos apresente falha durante a operação, o outro circuito continuará funcionando normalmente. Isso ocorre porque as linhas dianteiras e traseiras são independentes nesse caso. Portanto, o reservatório de fluido de freio (3) possui uma divisão interna que compensa a flutuação de fluido no sistema.

Figura 2 – Sistema de freios do protótipo BJ20



Diversas configurações de disco de freio podem ser encontradas, variando em termos de design, tamanho e outras características. O sistema de freios demonstrado na Figura 2 é comumente encontrada em veículos do tipo *baja*.

2.2 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NO FUNCIONAMENTO DOS FREIOS

A temperatura desempenha um papel crucial no funcionamento dos sistemas de freios. De acordo com Limpert (2011), o aumento da temperatura pode afetar significativamente a eficácia e a vida útil dos componentes dos freios. Quando os freios são submetidos a altas temperaturas, ocorre uma série de fenômenos indesejáveis como o desgaste acelerado das pastilhas, a vaporização do fluido de freio, a falha dos rolamentos e a formação de trincas térmicas nos discos. Além disso, o calor excessivo pode gerar vibrações e instabilidade durante a frenagem. Portanto, é essencial projetar sistemas de freios que possam operar dentro de faixas de temperatura adequadas, a fim de garantir um desempenho seguro e eficiente dos freios em diferentes condições de uso. Num projeto otimizado de sistema de freio a disco, as dimensões e a capacidade de dissipação térmica do freio serão limitadas pelo espaço disponível e pelo peso máximo permitido, como enfatizado por Dike (1974).

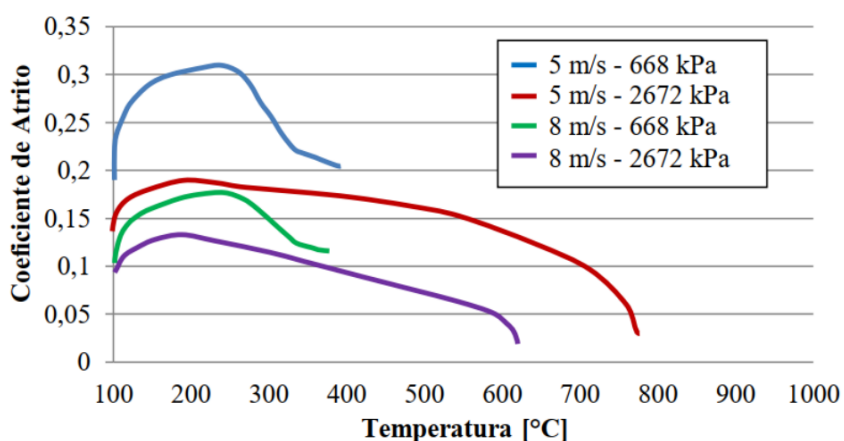
2.2.1 *Fade*

O fenômeno do *fade* (termo em inglês utilizado no sentido de desaparecer, enfraquecer, reduzir) é um importante aspecto a ser considerado no projeto e no uso de sistemas de freios. Segundo Limpert (2011), o *fade* refere-se à redução da eficiência de frenagem devido ao aumento excessivo da temperatura dos componentes do sistema de freios. Quando os freios são submetidos a altas temperaturas, ocorre uma diminuição do coeficiente de atrito entre as pastilhas e os discos, resultando em uma redução significativa da capacidade de desaceleração do veículo. Esse fenômeno pode ocorrer em situações de frenagem prolongada, como descidas longas ou repetidas frenagens intensas, e em altas velocidades. O *fade* pode comprometer a

segurança do veículo, aumentando a distância de frenagem e diminuindo o controle do motorista sobre o veículo. Portanto, é essencial considerar o *fade* ao projetar sistemas de freios, escolher os materiais adequados e adotar medidas de arrefecimento eficazes.

Um estudo recente realizado por Menezes (2016) buscou caracterizar o comportamento do coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de um sistema de freio de motocicleta considerando variações na pressão de contato, velocidade de escorregamento e temperatura. Os resultados obtidos, conforme apresentados na Figura 3, indicam que a força de atrito aumenta até atingir um valor máximo (conforme a temperatura aumenta) e, em seguida, sofre uma redução, evidenciando o efeito de *fade*.

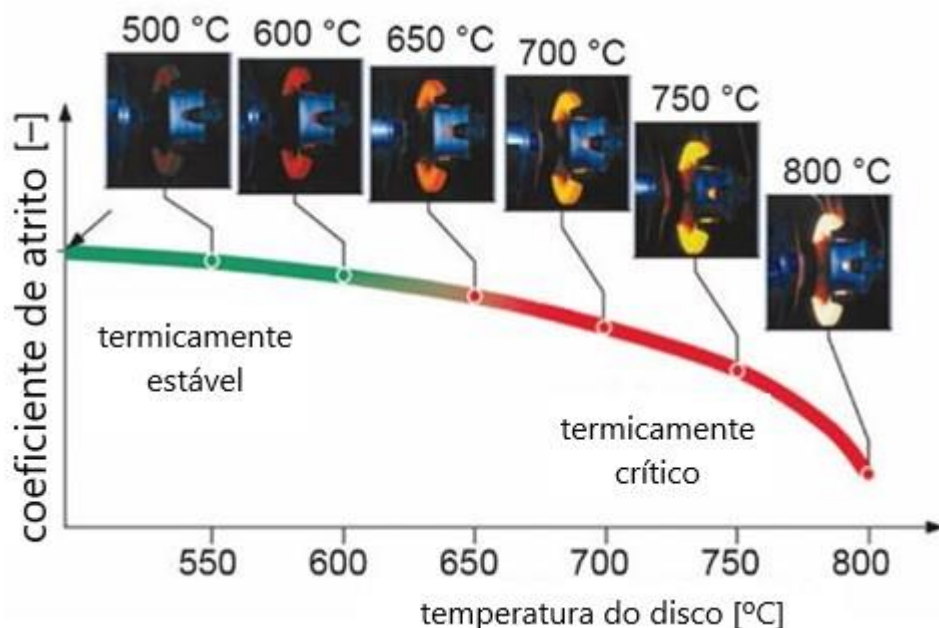
Figura 3 – Coeficiente de atrito em função da temperatura



Fonte: Menezes (2016).

Tão crucial quanto a geração de calor é a capacidade de dissipá-lo de maneira eficaz, uma vez que o aumento excessivo de temperatura resulta em uma redução acentuada do coeficiente de atrito comprometendo a capacidade de frenagem. Esse superaquecimento pode ser desencadeado por fatores como sobrecarga ou mau dimensionamento dos freios. Breuer (2004) demonstra graficamente esse decréscimo do coeficiente de atrito em relação ao aumento da temperatura (Figura 4).

Figura 4 – Coeficiente de atrito pela temperatura

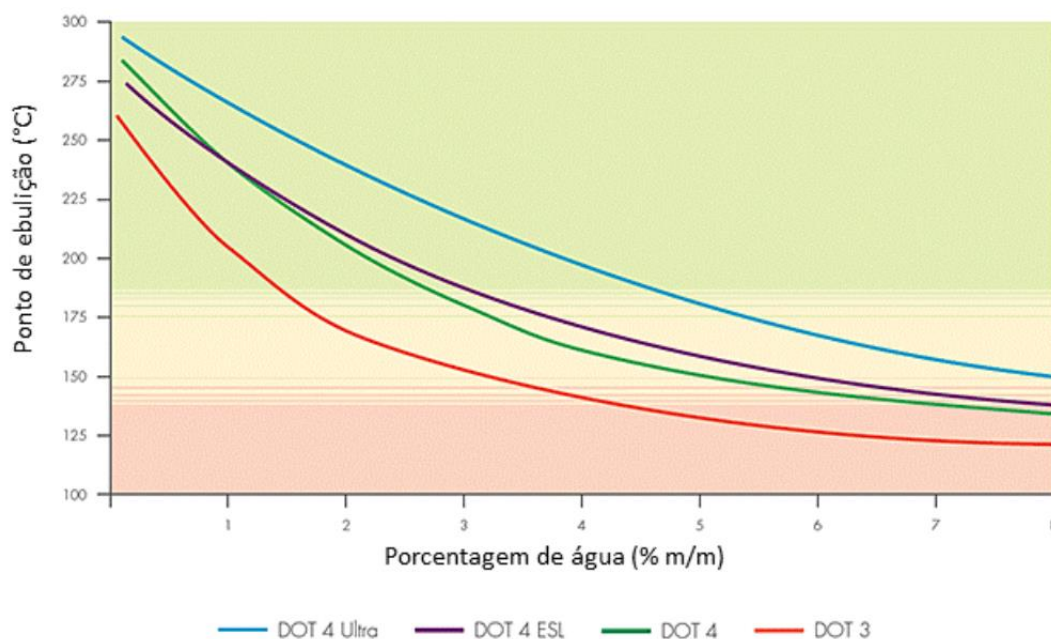


Fonte: Adaptado de Breuer (2004).

2.2.2 Vaporização

Durante o processo de frenagem, o calor gerado nos discos de freio é transferido para o fluido de freio, resultando em um aumento da temperatura que pode levar à aumento de compressibilidade do fluido e, em casos extremos, à sua vaporização por ebulição, resultando em um curso prolongado do pedal de freio. Segundo Lee (1999), essa questão está relacionada a uma fração significativa de colisões de veículos que apresentam falhas no sistema de freios, uma vez que um curso prolongado do pedal pode não fornecer força de frenagem suficiente para parar o veículo na distância desejada. A probabilidade de falha aumenta quando a manutenção do veículo não é realizada regularmente, uma vez que a presença de umidade no fluido de freio, que é absorvida ao longo do tempo, reduz sua temperatura de ebulição. Como ilustrado na Figura 5, os diferentes tipos de DOTs (classificação usada para identificar os tipos de fluidos de freio com base na sua temperatura de ebulição) diminuem o ponto de ebulição conforme o aumento da porcentagem de água no fluido.

Figura 5 – Temperatura de ebulição do fluido de freio em função da porcentagem de água



Fonte: Mansell (2018).

2.3 DINÂMICA DE FRENAGEM

Segundo Nicolazzi (2012), é de suma importância ter um conhecimento sólido sobre a dinâmica veicular ao projetar o sistema de freios de um veículo. A compreensão dos princípios da dinâmica veicular, como o comportamento de frenagem, a transferência de carga e a estabilidade do veículo é fundamental para projetar um sistema de freios eficaz e seguro. Portanto, o conhecimento da dinâmica veicular desempenha um papel crucial no projeto do sistema de freios de um veículo. Limpert (2011) destaca que a análise da dinâmica veicular é essencial para determinar as forças e torques envolvidos durante o evento de frenagem, considerando fatores como o peso do veículo, a distribuição de carga entre os eixos e a interação dos pneus com a superfície de contato.

Ao compreender a dinâmica de frenagem, é possível dimensionar corretamente os componentes do sistema de freios, como discos, pinças e pastilhas, levando em conta a capacidade de desaceleração necessária para o veículo ter uma frenagem segura. A análise da dinâmica veicular também permite avaliar o comportamento do veículo em diferentes condições de condução, como curvas, aclives e declives. Isso possibilita adaptar o sistema

de freios para fornecer a sensibilidade de frenagem necessária em cada situação, garantindo um desempenho consistente e seguro. Dessa forma, o conhecimento da dinâmica veicular, baseado nas contribuições de Limpert (2011), é fundamental para projetar um sistema de freios adequado, considerando as características específicas do veículo e proporcionando segurança, controle e desempenho eficientes durante a frenagem.

As características necessárias para dimensionar um correto disco de freio, segundo Limpert (2011), são a desaceleração do veículo, tempo de frenagem, transferência de carga entre eixos e velocidade máxima.

A desaceleração de um veículo durante a frenagem refere-se à taxa de diminuição da velocidade do veículo ao aplicar os freios. Durante esse processo, a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica nos componentes do sistema de freios, reduzindo a velocidade do veículo e garantindo a sua segurança. (RAJAMANI, 2012).

O tempo de frenagem é uma medida importante para avaliar a capacidade de um veículo em parar de maneira segura e eficiente. É crucial projetar sistemas de freios adequados para garantir que o veículo possa atingir uma parada completa dentro de um tempo aceitável, levando em consideração as condições de operação e as características do veículo (JAZAR, 2014).

A transferência de carga entre eixos de um veículo durante a frenagem é o fenômeno em que parte do peso do veículo é transferido dos eixos traseiros para os eixos dianteiros devido à desaceleração durante a frenagem. Isso ocorre devido à transferência da força de frenagem para os pneus, gerando um momento de reação que influencia a distribuição do peso do veículo. É um aspecto importante a ser considerado no projeto de sistemas de freios, suspensão e distribuição de peso de um veículo. Compreender como a carga é transferida durante a frenagem ajuda a garantir uma distribuição adequada do peso entre os eixos dianteiro e traseiro, resultando em uma frenagem equilibrada melhorando a estabilidade do veículo (JAZAR, 2014).

2.4 FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O sistema de freios é reconhecido como um dos componentes mais cruciais em um veículo. A avaliação térmica desse sistema é extensa e abrangente, uma vez que tanto a análise analítica quanto a computacional dependem de diversos fatores e variáveis para alcançar conclusões precisas (SILVA, 2020).

É de extrema importância ter um bom entendimento dos fundamentos de transferência de calor, pois essa área de estudo é fundamental em diversas aplicações da engenharia e das ciências térmicas. O conhecimento dos princípios da transferência de calor, como convecção, condução e radiação, permite aos engenheiros projetarem sistemas eficazes de troca de calor, otimizar o desempenho térmico de equipamentos e entender o comportamento de fluidos e materiais em diferentes condições térmicas (ÇENGEL, 2009).

2.4.1 Geração de calor

Segundo Limpert (2011), para um veículo trafegando em uma pista que não possui inclinações, baseando-se na 1ª lei da termodinâmica, a energia cinética durante a frenagem é convertida em energia térmica, partindo de uma velocidade inicial até parada total. A energia de frenagem total é soma da energia cinética com a soma da parcela do momento de inércia dos componentes girantes do sistema. Muitos veículos que possuem embreagem, ao colocar a alavanca de marchas na posição neutro, reduzem esse momento de inércia rotativo apenas às partes girantes das rodas. A energia de frenagem E é demonstrada pela Equação 1, em que m é a massa do veículo com piloto, v é a velocidade, I é o momento de inércia dos componentes girantes e ω é a velocidade angular, em que as unidades demonstradas no equacionamento abaixo estão todas no sistema internacional de medidas.

$$E = \frac{m v^2}{2} + \frac{I \omega^2}{2} \quad (1)$$

Ainda, segundo Limpert (2011), a potência de frenagem P é a variação da energia de frenagem em relação ao tempo. Para isso, derivando a energia de frenagem em relação ao tempo chega-se na Equação 2.

$$P = \frac{d\left[\frac{m v^2}{2} + \frac{I \omega^2}{2}\right]}{dt} \quad (2)$$

Utilizando a relação de velocidade angular com a velocidade linear $v_o = \omega R_p$ (onde R_p é o raio dinâmico do pneu), considerando a desaceleração constante $v = v_o - at$ (onde a é a desaceleração do veículo), chega-se a seguinte relação para encontrar a potência de frenagem demonstrada pela Equação 3.

$$P = \frac{m a}{2} \left(1 + \frac{I}{R_p^2 m}\right) (v_o - at) \quad (3)$$

2.4.2 Dissipação de calor

2.4.2.1 Condução

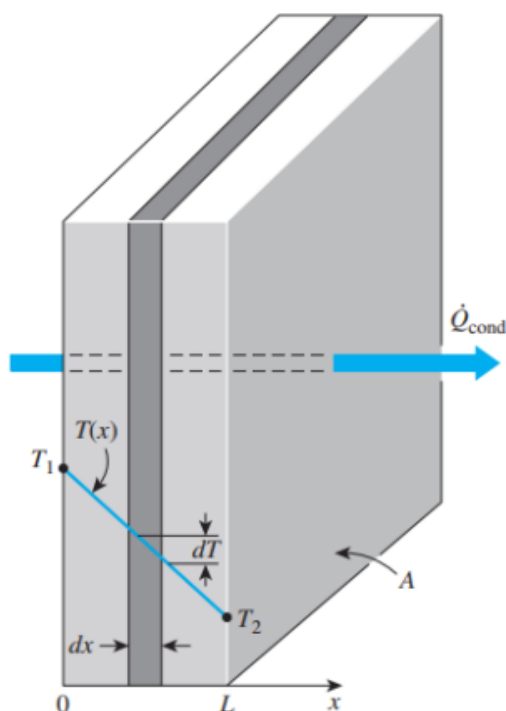
A condução é um dos principais mecanismos de transferência de calor que ocorre através do contato direto entre partículas em meios sólidos. Esse processo desempenha um papel fundamental em uma ampla gama de aplicações, desde a propagação de calor em materiais de construção até o funcionamento de dispositivos eletrônicos (ÇENGEL, 2009). A condução é o processo pelo qual a energia é transferida das partículas com maior energia para as partículas com menor energia em uma substância, devido às interações entre as partículas (INCROPERA, 2008).

Um dos trabalhos clássicos nessa área é a lei de Fourier, desenvolvida por Jean-Baptiste Joseph Fourier no século XIX. Essa lei estabelece que o fluxo de calor em um material é diretamente proporcional à área de seção transversal, ao gradiente de temperatura e inversamente proporcional à condutividade térmica do material. A lei de Fourier tem sido a base teórica para

o estudo da condução de calor em uma ampla gama de materiais e configurações (FOURIER, 1822).

Então, para que se possa determinar o quanto de energia que está sendo transferida por unidade de tempo por condução (\dot{Q}_{cond}), utiliza-se a lei de Fourier expressa pela Equação 4 e ilustrada pela Figura 6.

Figura 6 – Transferência de calor por condução



Fonte: Çengel (2009).

O fluxo de calor expresso em Watts é proporcional às diferenças de temperatura e a condutividade térmica do material (k_a). Sendo a área A da parede expressa em m^2 , dT indica a variação de temperatura de uma extremidade à outra em Kelvin e dx a distância no comprimento L em metros.

$$\dot{Q}_{cond} = k_a A \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

Além da abordagem teórica, estudos experimentais são realizados para investigar a condução em diferentes materiais e condições através de

experimentos em laboratórios, com isso se têm medido as propriedades térmicas dos materiais, como a condutividade térmica, e observado o fluxo de calor em diferentes geometrias. Esses experimentos têm contribuído para uma compreensão mais profunda dos mecanismos de condução e permitido a validação de modelos teóricos mais condizentes com a realidade (INCROPERA, 2008).

A modelagem numérica também desempenha um papel crucial na pesquisa sobre condução. Com o avanço da computação, técnicas como o Método dos Elementos Finitos (MEF) têm sido muito utilizadas para modelar e prever o fluxo de calor em diferentes estruturas. Essa abordagem permite a análise de sistemas complexos e fornece informações detalhadas sobre a distribuição de temperatura em um material. A modelagem numérica tem sido aplicada em áreas como a engenharia de materiais, a engenharia térmica e a eletrônica, contribuindo para o desenvolvimento de materiais e dispositivos mais eficientes em termos de transferência de calor (REDDY, 2014).

Por exemplo, o estudo da condução térmica em materiais de construção é crucial para o projeto de isolamento térmico eficiente em edifícios, visando reduzir a perda de calor e melhorar a eficiência energética. Além disso, o entendimento da condução de calor é essencial para o projeto e a otimização de dispositivos eletrônicos, como microprocessadores e circuitos integrados, onde o controle da dissipação de calor é fundamental para o desempenho e a vida útil desses dispositivos (OZISIK, 1985).

2.4.2.2 *Convecção*

A convecção é um processo de transferência de calor que ocorre através do movimento de um fluido, seja líquido ou gasoso. Esse fenômeno desempenha um papel fundamental em diversos aspectos da vida cotidiana, desde a dispersão de poluentes na atmosfera até a eficácia de sistemas de refrigeração. Segundo Çengel (2009), a transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás adjacente, que está em movimento, é dada pelo fenômeno de convecção.

Para descrever esses princípios básicos que regem o fenômeno de convecção, e, conseqüentemente para que se possa determinar a taxa de transferência de calor por convecção (\dot{Q}_{conv}), Çengel (2009) utiliza a Lei de Resfriamento de Newton (Equação 5), onde o fluxo de transferência de calor expresso em Watts é proporcional ao coeficiente de transferência de calor h em W/m^2K , diretamente dependente da geometria da superfície, propriedades do fluido e características do campo velocidade. A área superficial A_s é expressa em m^2 , T_s indica a temperatura da superfície do material em K e T_∞ indica a temperatura ambiente em K .

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Ao analisar o coeficiente de transferência de calor por convecção, existem uma grande variedade de equações empíricas propostas nos diferentes livros para descrever esse coeficiente atuando em geometrias complexas e condições diversas. Em geral, esse coeficiente é determinado analiticamente através de análise dimensional para determinação de parâmetros através de relações de similaridade. Nesse sentido, têm-se o número de Nusselt adimensional que relaciona a transferência de calor por convecção e por condução na interface fluido-sólido, o qual é dado por:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (6)$$

Este é uma função dos adimensionais: Re (Reynolds) que relacionam a taxa de transferência de momentum e forças viscosas em um fluido; Pr (Prandtl) que relaciona a difusividade de momentum e a difusividade térmica de um fluido.

$$Re = \frac{\rho_a v L_c}{m_a} \quad (7)$$

$$Pr = \frac{3600 C_a m_a}{k_a} \quad (8)$$

O número de Reynolds, encontrado pela Equação 7, é dependente da densidade do ar (ρ_a), da velocidade do veículo (v), do comprimento característico (L_C) e da taxa de fluxo de massa de ar (m_a). Já o número de Prandtl, encontrado pela Equação 8, é dependente do calor específico do ar (C_a), da taxa de fluxo de massa de ar (m_a) e da condutividade térmica do ar (k_a). Através da análise dimensional e da análise de escalas (Bejan, 2013) da camada limite térmica na interface fluido sólido, chega-se a representações do número de Nusselt na forma:

$$Nu = Re^a Pr^b c \quad (9)$$

onde os parâmetros a , b e c podem ser levantados experimentalmente de acordo com a geometria analisada.

De acordo com Limpert (2011), qualquer relação utilizada para expressar o coeficiente de transferência de calor por convecção será uma aproximação da realidade, por isso é recomendado o ajuste desse valor até se obter uma convergência entre resultados analíticos e experimentais.

O escoamento de um fluido pode ser classificado de várias maneiras, mas a distinção mais comum é entre laminar e turbulento: quando o movimento é organizado, como por exemplo o escoamento de um óleo viscoso a baixa velocidade através de um tubo de diâmetro constante e pequeno, é considerado laminar. Por outro lado, se o movimento é caótico, como o de um fluido com baixa viscosidade fluindo em alta velocidade por um tubo de grande diâmetro e seção constante, é categorizado como turbulento (INCROPERA, 2008).

Para determinar o valor desse coeficiente considerando a aplicação em um disco de freio, Barigozzi (2005) propôs uma relação empírica para um disco de freio de um caminhão leve, dada pela Equação 10 e Equação 11. A Equação 10 empírica somente é válida para regime laminar, ou seja, $Re < 2,4 \times 10^5$. Caso o regime seja turbulento, com Reynolds acima do valor de transição, a relação muda e é expressa pela Equação 11. Essas equações obtidas por meio de dados coletados experimentalmente para discos de freio sólidos, considerando o escoamento em placa plana, demonstram que o

coeficiente convectivo é determinado com base no diâmetro do disco (D), na condutividade térmica do ar (k_a) e no número e Reynolds (Re).

$$h = 0,70 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0,55} \quad (10)$$

Onde k_a é a condutividade térmica do ar, D o diâmetro do disco e Re indica o número de Reynolds.

$$h = 0,40 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0,8} \quad (11)$$

O número de Reynolds utilizado para as equações empíricas anteriores tem uma relação direta com a velocidade do veículo v , o diâmetro do disco D e a viscosidade cinemática do ar ν , expressa pela Equação 12.

$$Re = \frac{v D}{\nu} \quad (12)$$

Através do uso de métodos computacionais avançados, como a dinâmica dos fluidos computacional (CFD), é possível simular e visualizar os padrões de fluxo de calor e temperatura em sistemas complexos, aplicado tanto à discos de freio como na engenharia de processos, na climatologia e na geofísica (ANDERSON, 1995).

2.4.2.3 Radiação

Outra forma de transferência de calor é a radiação, um dos mecanismos fundamentais de transferência de calor que ocorre por meio de ondas eletromagnéticas, sem a necessidade de um meio material para se propagar. Esse processo desempenha um papel significativo em diversos fenômenos naturais e aplicações tecnológicas (SIEGEL, 2002).

A análise teórica é essencial para a compreensão da radiação térmica, segundo Çengel (2009), a taxa de transferência de calor por radiação \dot{Q}_{rad} é dada pela Lei de Stefan-Boltzmann demonstrada na Equação 13.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma_b A (T_d^4 - T_{amb}^4) \quad (13)$$

A relação é dependente da emissividade ε do material, da constante de Stefan-Boltzmann σ_b , da temperatura do disco T_d , da temperatura ambiente T_{amb} e da área A . Já o coeficiente de transferência de calor (h_{rad}) pode ser determinada por uma função com base na temperatura do disco, através da Equação 14 (LIMPERT, 1975).

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \sigma_b (T_d^4 - T_{amb}^4)}{T_d - T_{amb}} \quad (14)$$

Através de técnicas avançadas, como a modelagem de transferência radiativa, é possível simular e prever o comportamento da radiação em diferentes meios e geometrias. Esse conhecimento é bastante aplicado em áreas da engenharia aeroespacial, na engenharia de energia, projeto de motores etc. Diversos sistemas que possuem o fenômeno de aquecimento e resfriamento, assim como conversão de energia demandam um conhecimento aprofundado sobre a radiação térmica (MODEST, 2013).

Um exemplo desse fenômeno é estudo da radiação solar e sua interação com a atmosfera terrestre, essencial para a compreensão do clima e para a previsão meteorológica. Além disso, o conhecimento da radiação térmica é fundamental para o desenvolvimento de materiais e revestimentos com propriedades de absorção e reflexão seletivas, utilizados em aplicações como painéis solares, coletores solares e isolamento térmico (MODEST, 2013).

2.5 ANÁLISE NUMÉRICA

Uma simulação pode ser definida como um método de descrever e/ou prever o comportamento e a resposta de determinados sistemas reais através

de modelos computacionais. A utilização do método de elementos finitos (MEF) é uma técnica poderosa e amplamente utilizada na engenharia para resolver problemas complexos de análise estrutural e fenômenos físicos. Ele desempenha um papel fundamental no projeto e na análise de estruturas em várias áreas, como mecânica estrutural, engenharia civil, engenharia mecânica, engenharia aeroespacial, engenharia naval e muitas outras (MADIER, 2020).

Como a maioria dos problemas do mundo real é muito complicada para ser resolvida analiticamente devido à complexidade da geometria e/ou das condições ambientais, quando são considerados efeitos não lineares e dinâmicos nos problemas, suas soluções analíticas são praticamente inalcançáveis. A ideia básica dos métodos de elementos finitos é dividir o corpo estrutural em muitos corpos pequenos e geometricamente simples, chamados elementos, para que as equações de cada elemento possam ser estabelecidas e todas as equações sejam resolvidas simultaneamente. Os elementos têm tamanhos finitos, em contraste com os tamanhos infinitesimais dos elementos no cálculo (LEE, 2021).

No âmbito da engenharia existem diversos softwares que fazem simulações por elementos finitos. No software Ansys, uma malha é uma estrutura composta por elementos finitos que discretiza a geometria de um modelo para análise. A malha é criada dividindo-se o domínio em uma série de elementos menores, cada um representando uma região do modelo. Esses elementos são conectados uns aos outros por meio de nós, formando uma rede ou grade de pontos de conexão.

O método dos elementos finitos (MEF) realiza cálculos complexos para resolver equações diferenciais parciais (EDPs) que descrevem o comportamento de um sistema físico em uma determinada área. A primeira etapa envolve dividir o problema em uma malha de pequenos elementos finitos interligados por nós, com base nas leis da física que regem o problema são formuladas equações matemáticas que descrevem o comportamento de cada elemento, as equações locais dos elementos são combinadas para formar um sistema de equações globais que representam o comportamento do sistema inteiro, após, são aplicadas as condições de contorno do problema (aplicação de calor, temperatura fixa etc.), o sistema de equações é resolvido

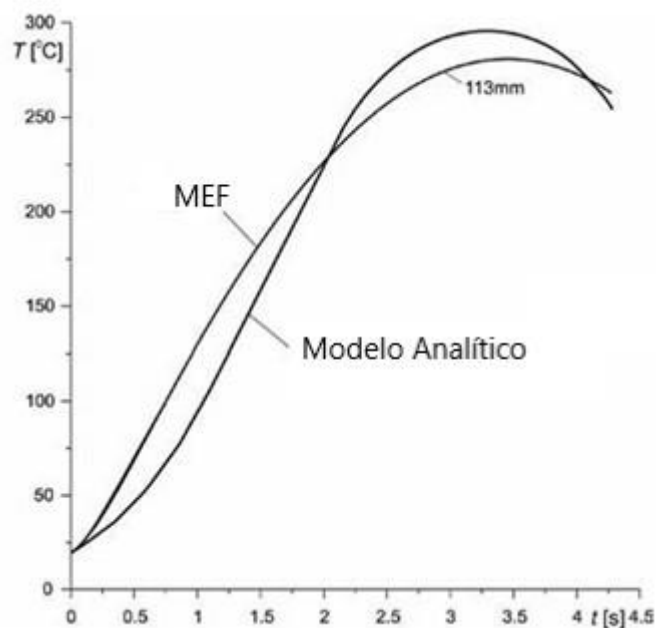
numericamente para encontrar os valores desconhecidos em cada nó da malha, e, por fim, os resultados obtidos são analisados para entender o comportamento do sistema (LEE, 2021).

Devido as características das malhas de elementos finitos, este método é bastante usado na transferência de calor para representar os meios sólidos em que a condução é o fator predominante. A radiação e a convecção são geralmente determinadas como condições de contorno equivalentes, representadas pelas leis de resfriamento de Newton e de Stefan-Boltzmann (SILVA, 2020).

Já a convergência de malha é um aspecto fundamental na simulação numérica usando método de elementos finitos no Ansys ou qualquer outro software de análise. Refere-se ao processo de refinar a malha do modelo até que os resultados se estabilizem e não apresentem mudanças significativas com um refinamento adicional da malha. A importância da convergência de malha reside em garantir a precisão e confiabilidade dos resultados obtidos na simulação. Uma malha bem convergida é essencial para obter resultados consistentes e representativos do comportamento real do sistema em análise (LEE, 2021).

Kuciej e Grzes (2011), propuseram um modelo bidimensional por elementos finitos para investigar as distribuições de temperatura em um sistema de freio durante uma frenagem de emergência, utilizando o *software* MSC Patran/Nastran. Para validar esse modelo, inicialmente conduziram uma análise analítica que foi posteriormente confrontada com análises numéricas. Para tanto, inicialmente obtiveram uma solução empregando a transformada integral de Laplace, associada ao teorema de Duhamel. A discretização da equação de condução de calor (modelo de elementos finitos) foi realizada através do método de Galerkin, embora sua derivação e aplicação específica não sejam discutidas no trabalho. Como resultados, observa-se que para um disco de 113 *mm* de raio, a variação de temperatura de contato é coerente ao ser comparada entre os métodos analíticos e experimental, exibindo uma discrepância mínima de 20 °C (Figura 7).

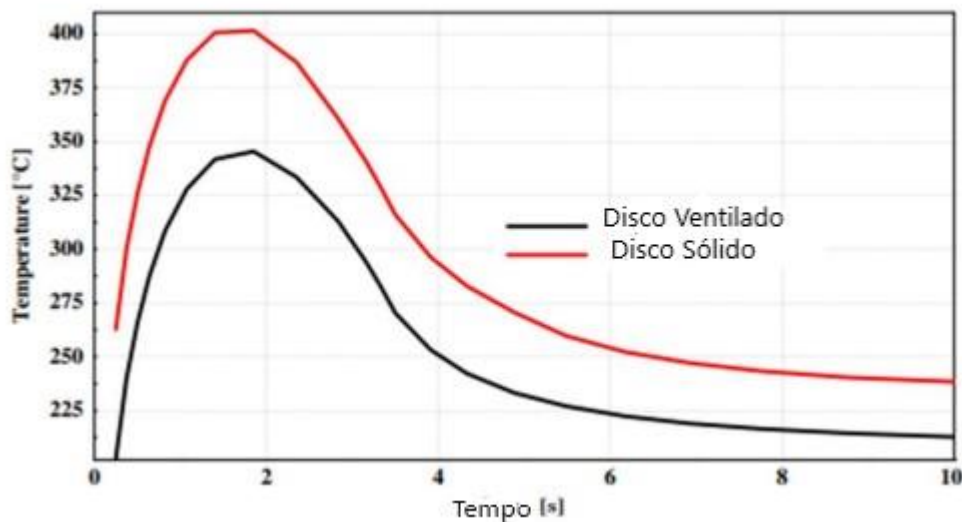
Figura 7 – Evolução da temperatura da superfície do disco



Fonte: Adaptado de Kuciej; Grzes (2011).

Belhocine e Bouchetara (2012) examinaram a mudança de temperatura em um disco de freio ventilado e de um disco de freio sólido utilizando uma análise de elementos finitos, por meio do *software* Ansys. Para isso, utilizaram uma temperatura inicial de 60 °C e definiram três condições de contorno: temperatura, fluxo de calor e coeficiente convectivo, todas especificadas em uma superfície. Ao analisar os resultados (Figura 8), percebe-se que para ambos os tipos de disco, há um inicial aumento na temperatura seguido por um declínio. Além disso, a temperatura máxima registrada no disco sólido é 60 °C mais alta do que no disco ventilado (atingindo 345 °C), destacando a importância das aletas na dissipação de calor, reduzindo a temperatura do disco.

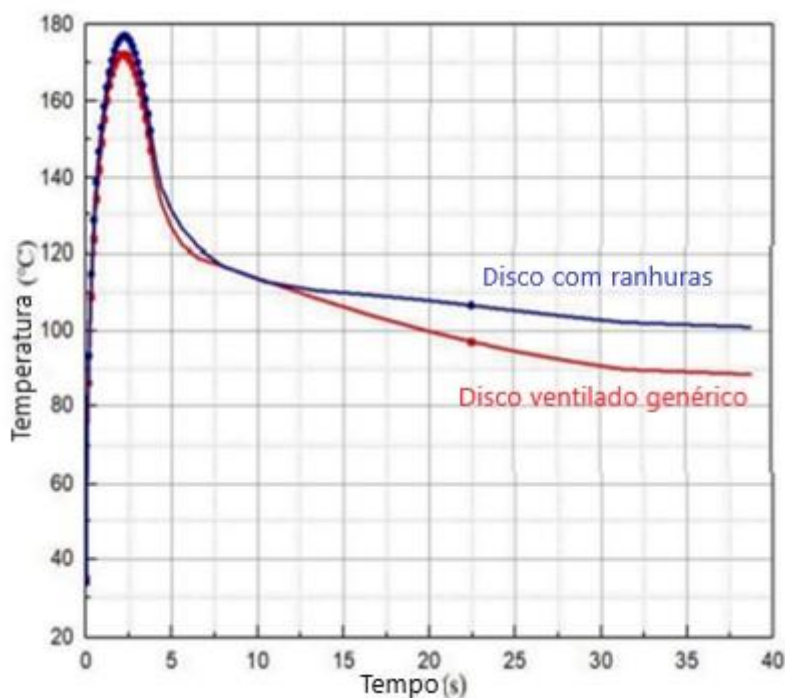
Figura 8 – Distribuição da temperatura em disco ventilado e sólido



Fonte: Adaptado de Belhocine; Bouchetara (2012).

Jian, Shui e Wang (2020) se juntaram para analisar tanto o disco ventilado quanto o disco ventilado com ranhuras por meio de uma análise de elementos finitos. Suas considerações iniciais foram: frenagem executada em 15 intervalos de tempo, velocidade inicial do veículo de 100 *km/h*, desaceleração de 8,32 *m/s²* e temperatura inicial de 25 °C. Observa-se que a diferença máxima de temperatura entre o disco com ranhuras e o disco genérico foi de 178 °C e 171 °C, respectivamente, evidenciando um aumento na dissipação de calor nos discos com ranhuras de 13,66% (Figura 9).

Figura 9 – Variação da temperatura dos discos em pista reta

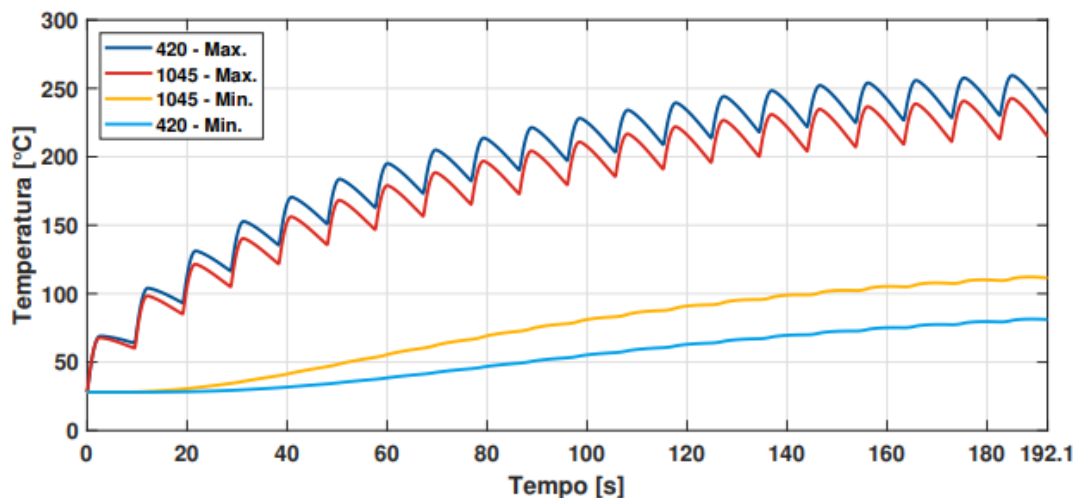


Fonte: Adaptado de Jian; Wang; Shui (2020).

Pasqual (2021) realizou uma análise térmica de discos de freio com rasgos de um protótipo baja SAE, considerando os materiais aço AISI 1045 e aço inox AISI 420. Além de variar o material do disco, o autor analisou duas geometrias de discos de freio, modelo da competição 2019 e competição 2020. Primeiramente o autor fez uma análise analítica da dinâmica de frenagem, e, posteriormente realizou a uma análise térmica transiente no *software* Ansys para descobrir o comportamento térmico dos discos em relação ao tempo, considerando um ciclo de 20 frenagens consecutivas. Ao comparar o desempenho dos materiais considerando a geometria do disco de 2020, nota-se, do ponto de vista térmico, que o aço AISI 1045 exibiu uma superior capacidade de dissipação de calor por condução. Isso resultou em uma temperatura máxima aproximadamente 10% maior em relação ao material 420 (Figura 10).

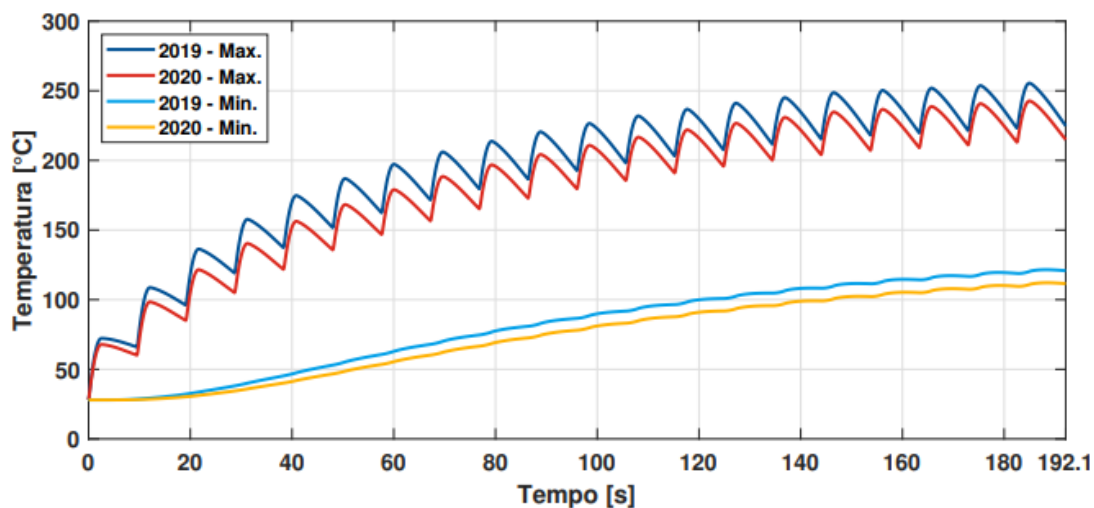
Observa-se que o disco de 2020 conseguiu dissipar mais eficientemente a temperatura, já que o disco de 2019 registrou uma temperatura máxima aproximadamente 5% superior (Figura 11).

Figura 10 – Evolução da temperatura dos discos



Fonte: Pasqual (2021).

Figura 11 – Comparativo de geometria de discos aço AISI 1045

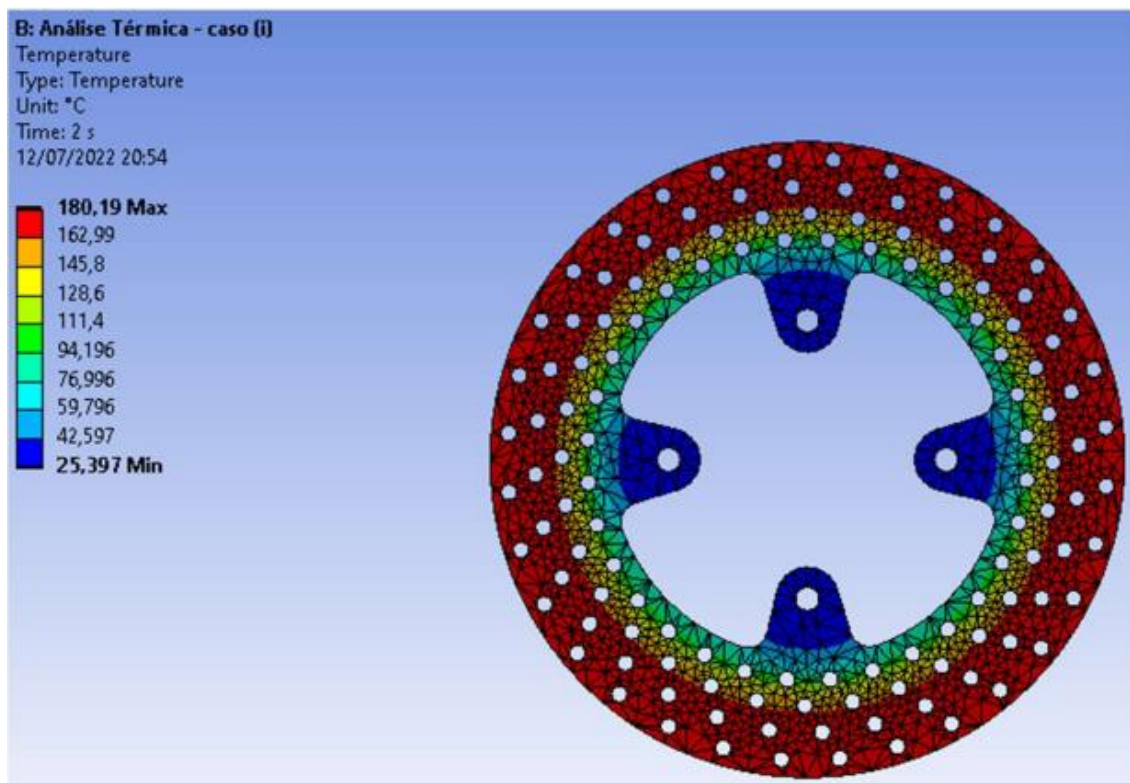


Fonte: Pasqual (2021).

Oliveira (2022) analisou o comportamento térmico de discos de freio baja SAE para prever falhas e selecionar o *design* com melhor desempenho térmico. A autora realizou o comparativo de um disco sólido de um disco ventilado, de mesmo diâmetro, e utilizou três materiais: aço inoxidável, aço SAE 1045 e ferro fundido cinzento. Para a simulação do comportamento térmico dos discos foi utilizado o *software* Ansys, com dados de entrada de potência de frenagem e coeficiente convectivo com base nos resultados analíticos. Nos resultados obtidos pelo método analítico, o material que

demonstrou menor temperatura média nas duas configurações foi o aço carbono SAE 1045. Esse material alcançou 71,74 °C e 60,05 °C nos discos sólido e com aletas, respectivamente. Esses resultados evidenciam que a inclusão das aletas aumenta a área de dissipação do calor, reduzindo, conseqüentemente, a temperatura média do disco. Em relação ao disco com rasgos, assumindo que seja feito de aço carbono 1045, foi observado que durante o momento inicial da frenagem, quando é aplicada a potência máxima de frenagem, o disco atinge 180,19 °C (Figura 12). Após 60 segundos de resfriamento, a propagação do calor para as regiões ao redor resulta em uma redução da temperatura máxima do disco em 55,18%.

Figura 12 - Variação da temperatura no disco com rasgos em função do tempo de frenagem



Fonte: Oliveira (2022).

Satope, Bote e Rawoll (2017) realizaram uma avaliação do desempenho térmico de um disco de freio fabricado em aço inoxidável e ferro fundido, utilizando uma simulação numérica por meio do *software* Ansys. As condições de contorno consideradas incluíram um fluxo de calor de 22201,8 W/m^2 em ambos os lados do disco de freio, uma temperatura ambiente de 15 °C e

coeficientes convectivos de $28,6 \text{ kW/m}^2$ e $25,01 \text{ kW/m}^2$ para os discos de aço inoxidável e ferro fundido, respectivamente. Analisando os resultados dessas simulações é possível perceber que o material que possui menor variação de temperatura entre as frenagens é o ferro fundido cinzento.

2.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Muitos autores analisaram a dinâmica de frenagem e conseqüentemente o desempenho térmico de discos de freio, comparando os resultados analíticos com os numéricos. Vale ressaltar que há uma boa concordância entre os resultados e as simulações se mostram condizentes com a realidade.

Ainda, embora empíricas, as aproximações utilizadas para o coeficiente convectivo se mostraram efetivas quanto à aplicação da análise em discos de freio.

3 METODOLOGIA

Nesta seção foi feita uma análise da dinâmica de frenagem seguindo parâmetros propostos por Limpert (2011) e Nicolazzi (2012). Em seguida, foram apresentados dois métodos distintos para análise térmica de discos de freio: o método analítico e o método numérico. Por fim, foi apresentada a metodologia experimental utilizada para validação dos resultados numéricos. Ao todo serão analisadas três geometrias de discos fabricados de dois materiais diferentes com o objetivo de analisar o melhor comportamento térmico dentre eles.

Para realizar a análise pelo método numérico, além da frenagem de emergência e das 20 frenagens consecutivas, metodologia adotada por Pasqual (2021) e Oliveira (2022), foram realizados procedimentos de frenagem com o protótipo BJ20 na Universidade Federal de Santa Maria, com objetivo de analisar a velocidade e o momento em que o piloto utiliza o freio, e, com base nisso, calcular a potência de frenagem em cada ponto da pista.

A partir disso, com base nos dados adquiridos, processados e filtrados, foi realizada uma simulação transiente de temperatura no software *Ansys Mechanical 2023 R2* versão estudantil. Assim, foram utilizadas duas abordagens complementares para investigar e analisar os aspectos térmicos dos discos de freio em estudo, e comparar os valores com os encontrados experimentalmente.

As análises térmicas foram feitas referentes à energia de frenagem adicionada em um disco do eixo dianteiro, pois estes que sofrem de maiores esforços térmicos durante a frenagem. Esta escolha se deve à transferência de carga dinâmica do eixo traseiro ao eixo dianteiro durante uma frenagem, referente à distribuição de massa do veículo (NICOLAZZI, 2012).

A análise pelo método experimental foi feita apenas com o disco BJ16 fabricado em aço SAE 1045, disco que atualmente é utilizado no protótipo da equipe. Por fim, os dados obtidos foram comparados com os resultados dos cálculos analíticos e das simulações numéricas.

3.1 MÉTODO ANALÍTICO

O método analítico seguiu a abordagem proposta por Limpert (2011) para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor e potência de frenagem para uma única frenagem de emergência e em 20 frenagens consecutivas. Esses cálculos foram realizados utilizando o software SMath Solver.

3.1.1 Condições de contorno

Como a análise dinâmica de sistemas envolvem diversas variáveis, foram utilizados dados de entrada do protótipo BJ20 da equipe Bombaja UFSM, listados no Quadro 1.

Quadro 1 - Condições de contorno

Variável	Valor
Velocidade máxima	50 km/h
Raio dinâmico do pneu	0,297 m
Massa do veículo com piloto	275 kg

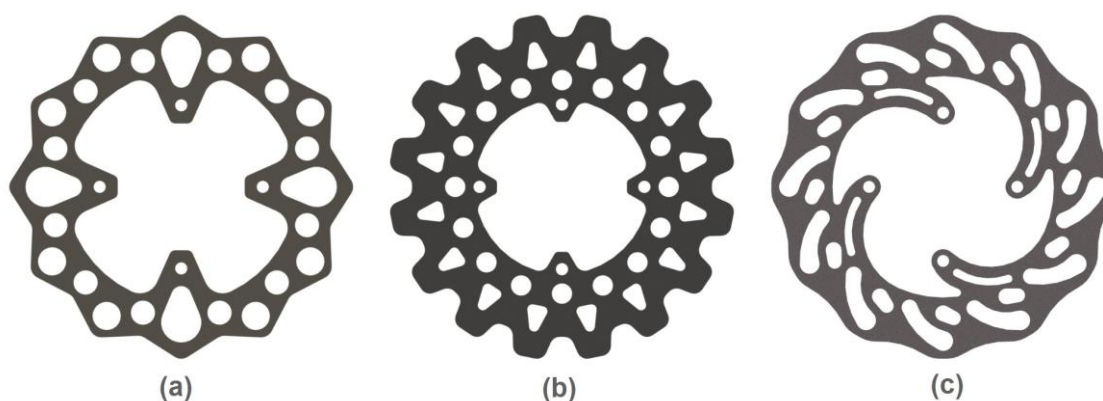
Os discos de freio analisados experimentalmente foram fabricados com aço SAE 1045. Porém, neste trabalho, foi realizada a comparação das mesmas geometrias de discos fabricadas também em liga de aço inoxidável 304 com o objetivo de avaliar possíveis ganhos advindos da mudança de material do disco para o próximo protótipo da equipe. A matriz de decisão de escolha dos materiais dos discos foi desenvolvida por Enderle (2023). As propriedades desses materiais foram obtidas e mostradas no Quadro 2.

Quadro 2 - Propriedades dos materiais (Callister, 2019)

Propriedade	Aço SAE 1045	Aço inox 304
Condutividade Térmica	51,9 W/mK	16,2 W/mK
Calor específico	486 J/kgK	500 J/kgK
Densidade	7850 kg/m ³	8000 kg/m ³

Os três discos analisados no estudo foram os discos utilizados pela equipe em competições passadas e são demonstradas na Figura 13, tendo suas características principais expostas no Quadro 3.

Figura 13 – Discos de freio BJ14 (a), BJ15 (b) e BJ16 (c)



Quadro 3 - Características dos discos de freio

Propriedade	BJ14	BJ15	BJ16
Massa (SAE 1045)	0,317 kg	0,482 kg	0,395 kg
Massa (INOX 304)	0,323 kg	0,491 kg	0,403 kg
Espessura	5 mm	5 mm	5 mm
Diâmetro máximo	174 mm	174 mm	174 mm

O diâmetro efetivo dos discos da equipe, conforme Enderle (2023), é de 144 mm, tendo a pastilha de freio utilizada pela equipe 32 mm de profundidade. O contato da pastilha com o disco começa em 128 mm e termina em 160 mm do diâmetro. Com base nisso, se calculou-se a área de fricção de cada disco com a pastilha, demonstradas no Quadro 4.

Quadro 4 - Área de fricção

Propriedade	BJ14	BJ15	BJ16
Área de fricção	0,012052 m ²	0,016252 m ²	0,0143014 m ²

3.1.2 Dinâmica de frenagem

A análise de transferência de carga durante a frenagem foi realizada com base no equacionamento proposto por Nicolazzi (2012), baseada no tipo de *layout* de veículo. O procedimento de cálculo escolhido teve como base a desaceleração máxima em uma frenagem de emergência no asfalto em uma pista sem inclinação. O primeiro ponto analisado foi a força de frenagem total necessária (expressa em Newton), dada pela Equação 15, sendo μ (adimensional) o coeficiente de atrito pneu-solo e G o peso total do veículo em Newton.

$$F_f = \mu G \quad (15)$$

Nicolazzi (2012) propõe que para baixas velocidades, a resistência aerodinâmica pode ser desconsiderada, e, com base nessa premissa, a resistência ao aclone também será desconsiderada, sendo considerada apenas a resistência ao rolamento. A resistência ao rolamento é uma força que se opõe ao movimento de um veículo ou objeto sobre uma superfície. Ela ocorre devido às perdas de energia associadas à deformação e atrito entre os pneus e a superfície em que estão em contato. Nicolazzi (2012) demonstra que o coeficiente de resistência ao rolamento varia com velocidade, pressão, carga radial, tipo de pneu, entre outras variáveis. Ainda, propõe um equacionamento empírico para o cálculo do coeficiente resistência ao rolamento demonstrado pela Equação 16, utilizando parâmetros do Quadro 5, sendo $v_{m\acute{a}x}$ a velocidade máxima do protótipo em *km/h*.

Quadro 5 - Coeficientes a e b em função do tipo de pneu (Nicolazzi, 2012)

Tipo de pneu	A	B
Pneus normais	0,0150	0,052
Pneus de alta histerese	0,0258	0,052

$$f = A + B \left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{100} \right)^2 \quad (16)$$

Para calcular a resistência ao rolamento, utilizou-se a Equação 17, onde f é o coeficiente de resistência ao rolamento adimensional calculado anteriormente.

$$Q_r = f G \quad (17)$$

A partir da força de frenagem e da força de resistência ao rolamento, a reação normal do eixo dianteiro R_I a reação normal do eixo traseiro R_{II} foram determinadas pela Equação 19 e Equação 20 respectivamente, onde ψ indica a razão da carga estática no eixo traseiro determinada pela Equação 18, hg a altura do centro de gravidade com piloto e L a distância entre eixos. As dimensões do protótipo estão demonstradas no

Quadro 6 e representadas na Figura 14, em que R_p é o raio dinâmico do pneu e L_f a distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro.

$$\psi = \frac{L_f}{L} \quad (18)$$

$$R_I = (1 - \psi) G + (\mu G + Q_r) \frac{hg}{L} \quad (19)$$

$$R_{II} = \psi G - (\mu G + Q_r) \frac{hg}{L} \quad (20)$$

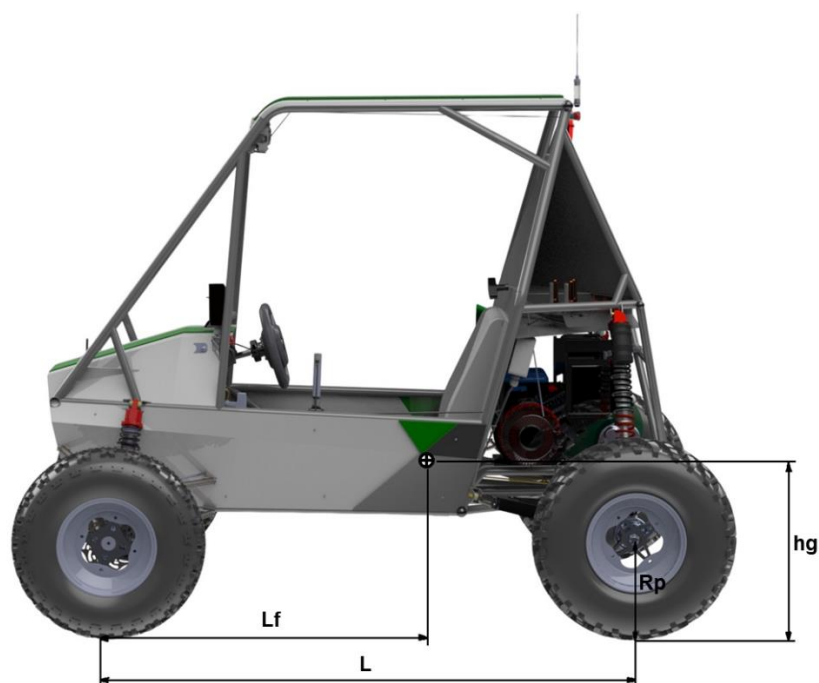
Rearranjando as equações, as reações do primeiro eixo e segundo eixo podem ser determinadas pela Equação 21 e Equação 22, respectivamente.

$$R_I = G \left[(1 - \psi) + (\mu + f) \frac{hg}{L} \right] \quad (21)$$

$$R_{II} = G \left[\psi - (\mu + f) \frac{hg}{L} \right] \quad (22)$$

Vale frisar que as equações listadas acima servem para um veículo trafegando no plano, desprezando a resistência aerodinâmica. Conforme Nicolazzi (2012), a condição de máxima performance de frenagem ocorre quando a distribuição da força de frenagem nos eixos for equivalente às reações R_I e R_{II} , na iminência do travamento das rodas. Essa relação entre as reações indica a transferência de carga durante a frenagem para a máxima desaceleração.

Figura 14 – Medidas gerais do protótipo BJ20



Quadro 6 - Valores das medidas do protótipo BJ20

Variável	Valor
h_g	0,435 m
R_p	0,297 m
L_f	0,825 m
L	1,45 m

Sabendo a transferência de carga durante a frenagem, com base no equacionamento proposto por Limpert (2011), pode-se descobrir a

desaceleração máxima de um veículo sem travamento das rodas somente com parâmetros geométricos, considerando que a força de frenagem seja aquela equivalente às reações de cada eixo. Para o cálculo do valor de χ utiliza-se a Equação 23.

O equacionamento para a máxima desaceleração é dado pela Equação 25, onde χ é a razão entre a altura que possui o centro de gravidade e a distância entre eixos e g é a gravidade. Já a distribuição da força de frenagem no eixo traseiro ϕ é relativa à porcentagem de força no eixo traseiro R_{II} , em relação ao somatório das forças de frenagem, demonstrada pela Equação 24.

$$\chi = \frac{hg}{L} \quad (23)$$

$$\phi = \frac{R_{II}}{R_I + R_{II}} \quad (24)$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{\mu (1 - \psi) g}{1 - \phi - \mu \chi} \quad (25)$$

A análise da distância de frenagem desempenha um papel crucial no desenvolvimento de um sistema de freios, estando intimamente ligada ao tempo total do processo de frenagem. Esse tempo resulta da soma do tempo de reação do motorista com o tempo durante o qual os freios permanecem acionados. No contexto deste estudo, que se concentra no desempenho térmico de diferentes tipos de discos de freio, optou-se por não considerar o tempo de reação.

Para determinar o tempo de frenagem t_f , tem-se a seguinte relação proposta por Gillespie (1992) demonstrada pela Equação 26, sendo $a_{m\acute{a}x}$ a máxima desaceleração encontrada na Equação 25.

$$t_f = \frac{v_{m\acute{a}x}}{a_{m\acute{a}x}} \quad (26)$$

Vale salientar que em veículos de passeio o condutor comumente aciona a embreagem do veículo antes da frenagem, o que reduz a inércia rotativa do veículo (pelo desacoplamento do motor) e aumenta a desaceleração de frenagem. Porém, ainda existe uma pequena parcela do sistema de transmissão juntamente com as rodas que desaceleram juntamente com a inércia de translação. Em veículos baja SAE que usam transmissão do tipo contínua, ao soltar o pé do acelerador a transmissão desacopla e essa inércia rotacional desses componentes pode ser desconsiderada. Ainda, nota-se a dependência da desaceleração com o coeficiente de atrito escolhido do par pneu-solo.

3.1.3 Energia e potência de frenagem

Na análise da geração de calor nos discos de freio, foi considerada uma fonte de fluxo de calor na área de fricção das pastilhas no disco de freio. Esse fluxo de calor é uniforme e varia com o tempo. O calor é gerado pela conversão da energia cinética translacional e energia cinética rotativa em energia térmica, que é dissipada nos discos. Newcomb (1967) simplifica que 99% da dissipação de calor durante a frenagem é para o disco e 1% somente para a pastilha, e nessa análise simplificada, assume-se que todo o calor gerado é absorvido pelo disco de freio, uma vez que é difícil determinar as propriedades térmicas das pastilhas de freio.

Considerando que o veículo está trafegando em solo retilíneo partindo de uma velocidade inicial $v_{m\acute{a}x}$ até a parada total, sendo a análise para apenas um disco dianteiro e adicionando a resistência ao rolamento, a energia de frenagem E_f dissipada em um disco de freio é dada pela Equação 28, em que I é o momento de inércia dos componentes girantes, R_p é o raio dinâmico do pneu, m a massa do protótipo com piloto, $v_{m\acute{a}x}$ a velocidade máxima e f o coeficiente de resistência ao rolamento.

A distribuição de frenagem em apenas um disco dianteiro, ϕ_d , é demonstrada pela Equação 27.

$$\phi_d = \frac{R_I}{2 (R_I + R_{II})} \quad (27)$$

$$E_f = \frac{m \phi_d}{4} \left((1 - f) + \frac{2 I}{R p^2 m \phi_d} \right) v_{m\acute{a}x}^2 \quad (28)$$

No caso de declives ou aclives, uma parcela de energia potencial seria incorporada à expressão anterior. No entanto, essa contribuição será negligenciada, visto que a análise contempla uma pista sem inclinações.

Como o valor do momento de inércia rotativa dos componentes girantes é de difícil obtenção, Limpert (2011) sugere utilizar um fator de correção k para cálculo da inércia rotativa. Os valores típicos de k para carros de passeio variam de 1,05 a 1,15 em marcha alta e de 1,3 a 1,5 em marcha baixa. Os valores correspondentes para caminhões são de 1,03 a 1,06 em marcha alta e de 1,25 a 1,6 em marcha baixa.

Com o valor aproximado de k , pode-se achar o valor do momento de inércia dos componentes girantes I através da relação dada pela Equação 29.

$$I = R p^2 m (k - 1) \quad (29)$$

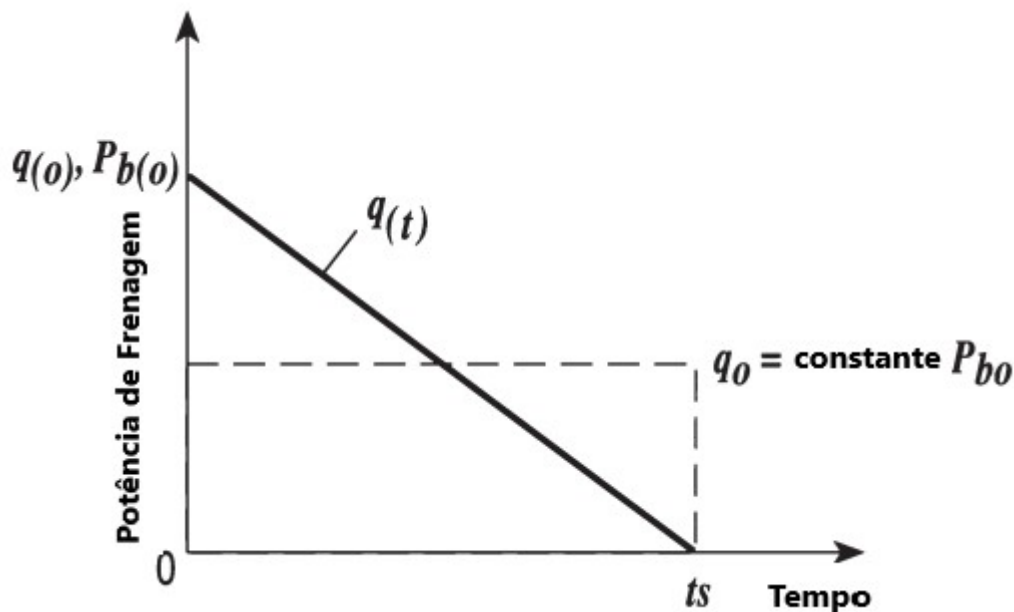
Sabendo que a potência de frenagem é a variação da energia em relação ao tempo, portanto, a Equação 30 demonstra a potência de frenagem P_f dissipada em um único disco de freio dianteiro, em que a é a desaceleração máxima.

$$P_f = \frac{(1 - f) a m \phi_d}{2} \left(1 + \frac{I}{R p^2 m \phi_d} \right) (v_{m\acute{a}x} - a t) \quad (30)$$

Nota-se que a potência de frenagem é máxima na iminência da frenagem ($t = 0 s$) e é nula ao fim da frenagem, tendo o comportamento demonstrado por Limpert (2011) na Figura 15. A potência média de frenagem $P_{f,méd}$ é indicada na metade do tempo de frenagem. O calor gerado durante a frenagem exibe um valor inicial elevado que diminui linearmente até o término

da frenagem, alcançando zero durante a aceleração. Esse calor é resultado da fricção, e o fluxo térmico é conduzido e dissipado principalmente pelo rotor do disco, sendo resfriado principalmente por meio da convecção, predominantemente forçada.

Figura 15 – Potência de frenagem



Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

O fluxo de calor de calor P_f'' no disco é dado pela potência máxima de frenagem em relação à área varrida pela pastilha, variando de disco para disco. A relação é demonstrada na Equação 31, em que A_f indica a área de fricção das pastilhas e P_f a potência máxima de frenagem.

$$P_f'' = \frac{P_f}{A_f} \quad (31)$$

3.1.4 Dissipação de calor

Experimentos realizados por Limpert (2011) mostraram que em frenagens normais, a transferência de calor do disco por radiação contribui em menos de 5%, e somente em altas temperaturas se torna relevante. Já Ciolfi

(2010) conclui que a radiação só deve ser considerada em temperaturas elevadas tais como 500 °C. Por isso, a radiação será desconsiderada da análise.

Limpert (2011) recomenda que para projetos de freio, deve-se considerar que a temperatura ambiente é constante, que as propriedades térmicas dos materiais devem ser constantes, que o fluxo de calor ocorre de maneira uniforme na direção normal à superfície de atrito e que o coeficiente convectivo do disco é constante.

Com base nessas premissas, para encontrar o coeficiente convectivo, foi calculado primeiramente o número de Reynolds Re , indicado pela Equação 12, para determinar se o escoamento é laminar ou turbulento. Conhecendo o diâmetro máximo do disco D é possível determinar o coeficiente, em que v é a velocidade do protótipo e ν a viscosidade cinemática do ar. Como a temperatura de análise foi definida como 25 °C, as propriedades do ar com base no Çengel (2009) são demonstradas no Quadro 7. A relação para encontrar o coeficiente convectivo h para escoamento laminar em um disco sólido não ventilado é dada pela Equação 10, em que k_a é a condutividade térmica do material do disco. Já para escoamentos turbulentos, o coeficiente convectivo é calculado pela Equação 11.

Quadro 7 - Propriedades do ar (Çengel, 2009)

Propriedade	Valor
Viscosidade Cinemática	1,562 m ² /s
Condutividade térmica	0,02551 W/mK

3.1.5 Temperatura máxima em uma única frenagem

Em uma única parada com alta geração de calor, ou seja, níveis elevados de desaceleração, o tempo de frenagem pode ser menor do que o tempo necessário para que o calor penetre no material do tambor ou rotor. Nessas condições, praticamente não ocorre resfriamento convectivo do freio e

assume-se que toda a energia de frenagem seja absorvida pelo freio e pela pastilha (LIMPERT, 2011).

Conhecendo o fluxo de calor no disco e assumindo que a potência de frenagem decresce linearmente como demonstrado na Figura 15, Limpert (2011) propôs uma relação em função do tempo para a determinação da temperatura máxima da superfície do disco em uma única frenagem $T_{máx,L}$, e é demonstrada pela Equação 32.

O fluxo de calor Pf'' é no instante em que a potência de frenagem é máxima ($t = 0$ s), onde t_f é o tempo de frenagem, ρ é a densidade do material do disco (kg/m^3), c é o calor específico do disco (J/kgK) e T_i é a temperatura inicial do disco ($^{\circ}C$). A temperatura inicial do disco foi considerada como a temperatura ambiente de $25^{\circ}C$ ($298,15$ K).

$$T_{máx,L} - T_i = \left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{Pf''(t_f)^{1/2}}{(\rho ck_a)^{1/2}} \quad (32)$$

A análise da Equação 32 demonstra que ao aumentar os valores de densidade, condutividade térmica e calor específico do material do disco irá diminuir a temperatura máxima da superfície, e aumentar a área varrida pela pastilha no disco também irá diminuir a temperatura máxima.

3.1.6 Temperatura máxima em várias frenagens

Durante repetidas frenagens, o veículo é desacelerado a uma taxa específica até uma velocidade mais baixa ou zero. Em seguida, o veículo é acelerado novamente até a velocidade de teste e o próximo ciclo de frenagem é realizado. Esses testes repetidos de frenagem são exigidos pelos padrões de segurança para homologações de veículos comerciais, conforme a ABNT NBR 10966-2.

As temperaturas dos freios durante as frenagens repetidas podem ser calculadas por meio de soluções analíticas simples, desde que a potência de frenagem, os intervalos de resfriamento e os tempos de frenagem permaneçam inalterados ao longo do processo, como no caso de retificação dos freios

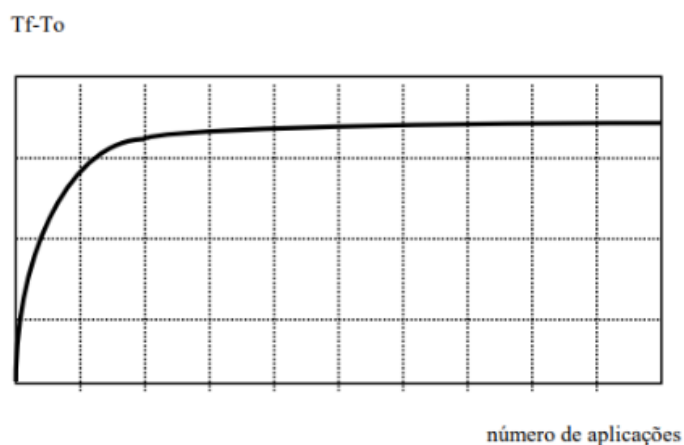
LIMPERT (2011). Nessas condições, as equações para calcular o aumento de temperatura durante as frenagens repetidas podem ser expressas de maneira simplificada.

As suposições feitas são de que o tambor ou disco possam ser tratados como sistemas concentrados, e que o coeficiente de transferência de calor e as propriedades térmicas sejam constantes. Na análise concentrada, assume-se que a temperatura esteja uniformemente distribuída em todo o tambor ou rotor, tornando-a uma função apenas do tempo, e não do espaço (HASSELGRUBER, 1956). Essa suposição implica que a temperatura da superfície de fricção seja igual à temperatura da superfície de resfriamento.

Quando são realizadas frenagens consecutivas, a temperatura do disco pode aumentar de maneira rápida ou gradual, sendo este comportamento influenciado principalmente pela magnitude da desaceleração. Isso resulta na atingimento de uma temperatura de equilíbrio, comumente referida como temperatura de estabilização, conforme ilustrado na

Figura 16.

Figura 16 – Temperatura de estabilização



Fonte: Newcomb (1960).

Segundo Limpert (2011), se o tempo de frenagem for consideravelmente menor do que o tempo de resfriamento, então o resfriamento durante a frenagem pode ser negligenciado. Nesse caso, a temperatura do tambor ou

disco aumentará uniformemente pela relação dada pela Equação 33, em que V é o volume do disco e $P_{f,méd}$ a potência de frenagem média absorvida.

$$\Delta T = \frac{P_{f,méd} t_f}{\rho c V} \quad (33)$$

Como o interesse é saber a temperatura máxima do disco T_n após vários ciclos de frenagem, considerando coeficiente convectivo e tempo de resfriamento, manipulando equações, Limpert (2011) propôs a seguinte relação expressa pela Equação 34, em que A_{sup} é a área da superfície do disco que realiza troca convectiva, t_r é o tempo de resfriamento entre as frenagens e n é o número de frenagens. Foi feito o cálculo para 20 ciclos consecutivos de frenagens com intervalo de 10 segundos entre elas, tal método é para analisar o comportamento térmico dos discos com o objetivo de conhecer a temperatura de estabilização dos modelos, e se assemelha ao método proposto por Pasqual (2021).

$$T_n - T_{amb} = \frac{\Delta T \left[1 - e^{-\frac{n h A_{sup} t_r}{\rho c V}} \right]}{\left[1 - e^{-\frac{h A_{sup} t_r}{\rho c V}} \right]} \quad (34)$$

3.2 MÉTODO NUMÉRICO

Durante situações extremas de frenagem, como aquelas em que o disco de freio pode superaquecer, provocando a falha temporária ou total do processo de frenagem, os processos de aquecimento e resfriamento dos discos sólidos foram analisados numericamente.

Para validar o método analítico, foi feita uma simulação térmica conduzida utilizando o pacote de análise térmica transiente do Ansys *mechanical 2023 R2* versão estudantil, uma ferramenta numérica voltada para simulações térmicas em sólidos. Tal método se assemelha às propostas de Pasqual (2021) e Oliveira (2022).

As simulações serão feitas em um computador com as seguintes configurações: processador Intel Core i5-7300HQ com CPU de 2,5Ghz, 16GB

de memória RAM, placa de vídeo NVIDIA GeForce GTX 1050 e armazenamento SSD de 240GB.

3.2.1 Condições de contorno

Para realizar a simulação numérica, com base nos parâmetros como potência de frenagem e coeficiente convectivo, foram definidas algumas premissas:

- Toda energia cinética é convertida em energia térmica através do contato da pastilha com o disco de freio;
- O fluxo de calor é distribuído uniformemente pela área varrida pela pastilha nos dois lados do disco;
- O disco absorve toda energia de frenagem;
- A transferência de calor entre o disco e o ambiente ocorre somente por convecção forçada, desconsiderando radiação;
- Convecção aplicada em todas as faces do disco;
- Valores de condutividade térmica, calor específico e densidade do disco constantes;
- Temperatura ambiente constante de 25 °C (298,15 K).

3.2.2 Convergência de malha e qualidade dos elementos

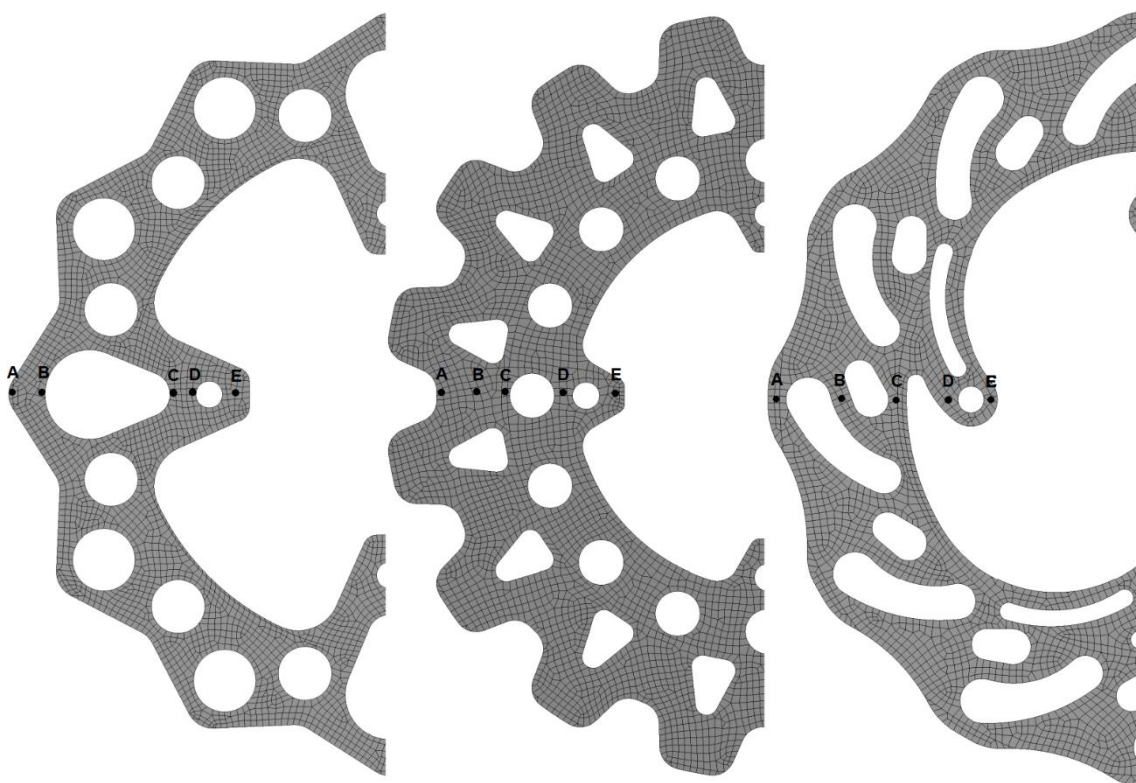
Para a geração de malha no *Ansys mechanical*, foi utilizado o modo *Sweep*, pois oferece a vantagem de uma rápida geração de malha estruturada em geometrias simples ou regulares. Isso resulta em uma malha eficiente em termos de tempo de processamento e melhor precisão, especialmente em geometrias simétricas. Além disso, a malha gerada pelo *Sweep Mode* é ordenada e facilita o pós-processamento e a análise dos resultados. No entanto, é importante considerar que o modo pode não ser adequado para geometrias complexas ou irregulares, sendo necessário avaliar as características específicas da geometria antes de escolher o método de geração de malha mais adequado. Caso o software considere que os discos são superfícies varriáveis o método poderá ser aplicado, e então criará uma face de origem e uma de destino, com elementos quadriláteros e triangulares. Em

seguida, gerará elementos hexaédricos ou de cunha conectando as duas faces seguindo a topologia exterior do corpo (LEE, 2021).

Para a convergência de malha, foi refinada a malha diminuindo o tamanho dos elementos do modelo até que os resultados se estabilizassem e não apresentassem mudanças significativas, o que é importante para garantir precisão e confiabilidade nos resultados. Para isso, foi reduzido o tamanho dos elementos até atingir a convergência de malha com diferença menor de 0,05% entre os resultados. Tal método se assemelha ao utilizado por Pasqual (2021).

Para avaliar a convergência de malha foram analisados 5 pontos em cada disco, comparando a temperatura relativa desses pontos entre as simulações com os diferentes tamanhos de elementos, usando 7 ciclos consecutivos de frenagens para a simulação, e escolhido como 0,012 *m* o tamanho inicial dos elementos das malhas. Os pontos de análise foram listados para cada disco como A, B, C, D e E, e mostrados na Figura 17.

Figura 17 – Pontos analisados para a convergência de malha



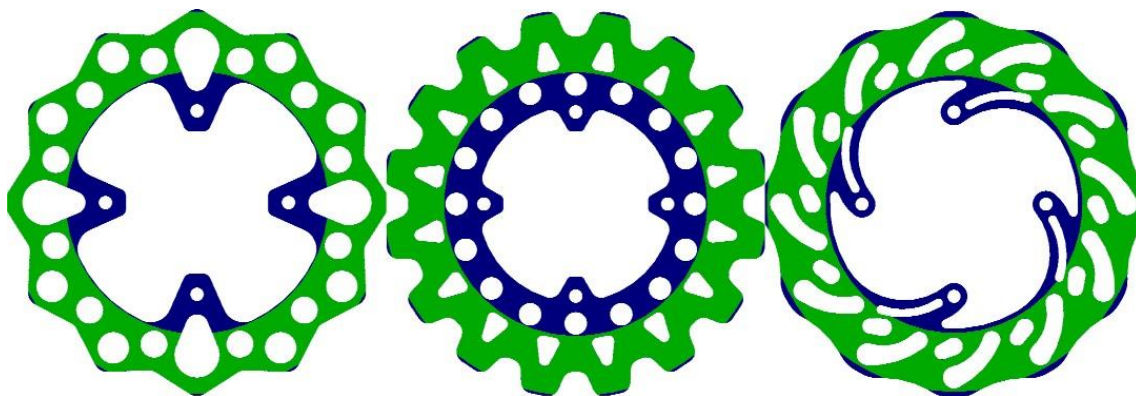
Para analisar a qualidade dos elementos da malha, foi utilizado o parâmetro *Element Quality*, em que a qualidade do elemento é baseada na proporção do volume para a soma do quadrado dos comprimentos de aresta para elementos 2D quad/tri, ou a raiz quadrada do cubo da soma do quadrado dos comprimentos de aresta para elementos 3D. A qualidade do elemento é uma métrica de qualidade composta que varia entre 0 e 1. Um valor de 1 indica um cubo ou quadrado perfeito, enquanto um valor de 0 indica que o elemento tem um volume zero ou negativo. Conforme Lee (2021), acima de 0,9 é considerada uma malha de ótima qualidade.

Além da convergência de malha e qualidade dos elementos, foi escolhida a malha que além atender aos requisitos possuiu o menor tempo requerido para simulação.

3.2.3 Temperatura máxima em uma única frenagem

A partir dos parâmetros de potência de frenagem e tempo de frenagem calculados analiticamente, será feita uma análise do comportamento térmico pelo método numérico dos 3 discos de freio com os dois materiais diferentes. Será aplicado a potência de frenagem na área de fricção da pastilha com o disco, conforme o comportamento mostrado na Figura 15, uniformemente nos dois lados dos discos, na área demonstrada em verde na Figura 18. Como consequência desse processo, a energia térmica acumulada no disco de freio provocará o aumento de sua temperatura.

Figura 18 – Área varrida pela pastilha



3.2.4 Temperatura máxima em várias frenagens

Para simular e evidenciar o comportamento térmico dos discos após várias frenagens, com o objetivo de comparar os valores calculados analiticamente, foi aplicada a potência de frenagem calculada na Equação 30 nos discos a cada 10 segundos por 20 vezes consecutivas. Essa simulação foi feita para comparar as temperaturas mínimas, médias e máximas dos discos durante o tempo das frenagens, e, para evidenciar a possível ocorrência do fenômeno *fade*.

3.2.5 Temperatura máxima em pista de enduro

Com o objetivo de obter dados reais do comportamento do veículo em pista, foi instrumentado o protótipo BJ20 com sensores para obter a velocidade e momento de acionamento do pedal de freio. Os dados foram adquiridos e filtrados para conhecer o comportamento dinâmico do veículo na pista da equipe Bombaja UFSM em uma simulação de enduro, e após conhecer a repetição do comportamento, este comportamento cíclico de cada volta foi replicado por 10 minutos.

A desaceleração média de cada frenagem foi calculada pela Equação 35, em que dv é a variação de velocidade e dt o tempo de frenagem. Após, os cálculos analíticos foram realimentados com os dados para cada ponto de frenagem com o objetivo de utilizar a Equação 30 para conhecer a potência de frenagem que é inserida no disco em cada momento de utilização do freio. Vale ressaltar que a inclinação de alguns pontos da pista foi desconsiderada.

$$a_{méd} = \frac{dv}{dt} \quad (35)$$

Conhecendo as potências inseridas no disco e os tempos de cada frenagem, os dados de entrada foram inseridos na simulação numérica para

conhecer o comportamento térmico e a temperatura de estabilização dos discos em uma prova real do projeto.

O número de Reynolds foi calculado pela Equação 12 usando a velocidade média do protótipo durante a prova e, após, foi calculado o coeficiente convectivo médio para aplicar nas condições de contorno da simulação.

3.3 MÉTODO EXPERIMENTAL

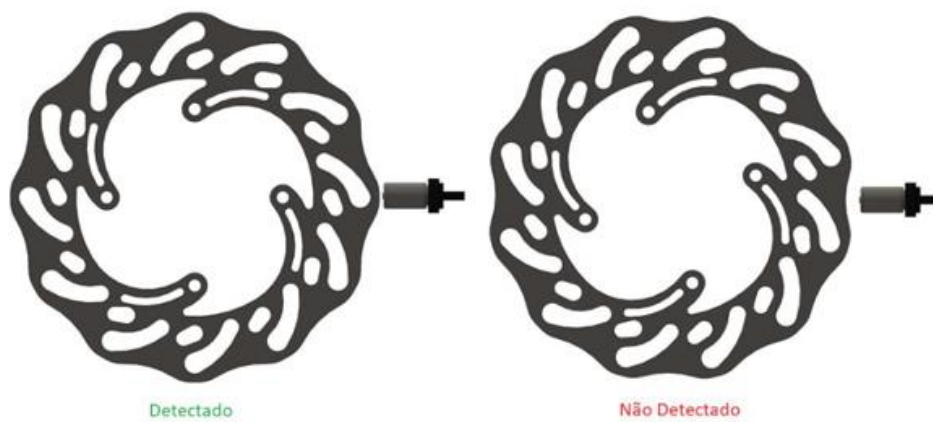
Para validar os modelos analíticos e numéricos, um teste de frenagem foi feito em pista de alto atrito buscando obter os valores de temperaturas atingidas pelo disco de freio em uma única frenagem de emergência e, posteriormente foi feito um teste para obter os valores das 20 frenagens consecutivas. A temperatura será foi utilizando uma câmera térmica, que é um dispositivo projetado para capturar a radiação infravermelha emitida por um corpo. Em outras palavras, ela utiliza a radiação emitida por um objeto para criar uma imagem que reflete a distribuição de temperatura desse objeto. Dessa maneira, ao realizar a leitura da radiação, a câmera demonstra uma alta sensibilidade ao coeficiente de emissividade térmica do material em questão. Portanto, é crucial fornecer o valor da emissividade térmica de cada material para garantir uma maior precisão nos resultados (FLIR, 2023).

Os valores escolhidos para a emissividade dos discos de freio de aço foram medidos experimentalmente por Pasqual (2021), sendo 0,75 para o aço SAE 1045 e 0,24 para o aço inoxidável 304.

Foi utilizada a câmera térmica FLIR E4 para obter as temperaturas do disco, posteriormente as imagens foram transferidas para o software de processamento de dados fornecido pela fabricante da câmera térmica, Flir Tools. Neste software, é possível ajustar os parâmetros da imagem, como o coeficiente de emissividade térmica, distância da medição, e extrair o valor de temperatura correspondente a cada pixel da imagem.

Já para a obtenção dos dados de velocidade e acionamento do pedal de freio para alimentar a simulação de pista de enduro, a escolha foi utilizar o disco de freio como meio de obtenção da leitura de velocidade. A seleção do disco para a leitura é motivada pela sua capacidade de viabilizar a implementação da leitura por roda fônica, um método empregado em veículos comerciais e em outros veículos do tipo baja. Essa leitura pode ser efetuada tanto com o posicionamento do sensor de maneira paralela ao disco, identificando os dentes na borda dele, quanto de forma perpendicular, detectando áreas sem material. O sensor utilizado foi de efeito Hall automotivo e o seu princípio de utilização é exposto na Figura 19.

Figura 19 – Medição de velocidade através do disco de freio



Fonte: Piccinin (2022).

Para o conhecimento do momento do acionamento do freio, foi utilizado um interruptor hidráulico conectado à linha de freio, que é ativado quando há pressurização no sistema, acionando a luz indicadora de freio.

A escolha dos componentes, montagem, projeto dos circuitos, assim como o condicionamento dos sinais foi elaborado por Piccinin (2022).

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Este capítulo expõe os desfechos das análises térmicas concernentes aos processos de aquecimento e resfriamento do disco de freio ocorridos durante as fases de frenagem e aceleração do veículo. Inicialmente, foram fornecidos os parâmetros que descrevem a dinâmica de frenagem, além da quantificação da energia térmica dissipada pelo sistema de freios. Posteriormente, os resultados analíticos das temperaturas atingidas pelos discos foram demonstrados. Na sequência, os resultados das simulações térmicas para os discos de freio do tipo sólido foram apresentados, seguidos pelos resultados correspondentes às três geometrias de discos propostas. Para validar os dois métodos foram apresentados os dados coletados em pista e, por fim, as comparações do desempenho térmico entre os tipos discos de freio foram detalhadamente expostas.

4.1 RESULTADOS ANALÍTICOS

4.1.1 Dinâmica de frenagem

Com base na Equação 15, a força de frenagem necessária é de 2481 N , utilizando coeficiente de atrito pneu-solo igual a 0,92, dentro dos valores citados como referência por Nicolazzi (2012) para asfalto, e, considerando o peso total do veículo de 2697 N .

O coeficiente de atrito de rolamento, conforme a Equação 16, utilizando A igual a 0,015 e B igual a 0,052 é de 0,016. A razão entre a carga estática do eixo traseiro e o peso total do veículo, ψ , com base na Equação 18 é de 0,55.

A partir dessa força de frenagem, a reação normal do eixo dianteiro R_I a reação normal do eixo traseiro R_{II} podem ser determinadas pela Equação 19 e Equação 20 respectivamente, considerando o coeficiente de atrito de rolamento f como 0,016, χ a razão entre a altura que possui o centro de gravidade, hg a altura do centro de gravidade e L a distância entre eixos.

Para a análise da dinâmica de frenagem do protótipo, utilizando os dados expostos no Quadro 6, a razão entre a altura do centro de gravidade e a

distância entre eixos, χ , com base na Equação 23 é de 0,3. E a desaceleração máxima, $a_{m\acute{a}x}$, com base na Equação 25 é de $9,16 \text{ m/s}^2$.

É possível observar uma taxa de desaceleração considerável, embora seja plausível para uma situação de frenagem de emergência em alta velocidade, e o valor obtido através dos cálculos está dentro do recomendado por Silva (2016).

O tempo de frenagem, t_f , em uma frenagem de emergência, com base na desaceleração máxima e na velocidade máxima do protótipo, por meio da Equação 26, é de $1,51 \text{ s}$.

A inércia rotativa do protótipo, I , com base na Equação 29, utilizando fator de correção k de 1,05, raio dinâmico do pneu com base no Quadro 1, é de $1,221 \text{ kgm}^2$. Esse valor, embora mais elevado, se assemelha ao encontrado por Jank (2020) em um protótipo baja SAE. Os dados encontrados acima são demonstrados no Quadro 8.

Quadro 8 – Valores dinâmica de frenagem

Propriedade	Valor
Força de frenagem	2481 N
Coefficiente de atrito pneu-solo	0,92
Peso total	2697 N
Coefficiente de atrito de rolamento	0,016
Razão entre a carga estática do eixo traseiro e o peso total do veículo	0,55
Reação normal do eixo dianteiro	1905 N
Reação normal do eixo traseiro	792 N
Razão entre a altura do centro de gravidade e a distância entre eixos	0,3
Desaceleração máxima	$9,16 \text{ m/s}^2$
Tempo de frenagem	1,51 s
Inércia rotacional	$1,221 \text{ kgm}^2$

4.1.2 Energia e potência de frenagem

A potência de frenagem, P_f , em um disco dianteiro considerando a energia cinética, inércia rotativa do protótipo e resistência ao rolamento, com base na energia de frenagem, E_f , da Equação 28, utilizando distribuição de energia em um único disco dianteiro, ϕ_d , de 0,353, sendo essa frenagem de 50 até 0 km/h , a potência de frenagem em uma única frenagem de emergência, a partir da Equação 30, é de 7872 W .

Nota-se que a distribuição de carga durante a frenagem ϕ_d para a desaceleração máxima ficou 70,6% na dianteira, sendo 35,3% da energia dissipada em cada disco dianteiro, valores condizentes com os encontrados por Silva (2016), onde os freios dianteiros são responsáveis por aproximadamente 70% da frenagem total.

Já o fluxo de calor durante a frenagem, P_f'' , utilizando a Equação 31 e as áreas de fricção da pastilha em cada disco conforme o Quadro 4, foram expostos no Quadro 9 abaixo.

Quadro 9 - Fluxo de calor discos

Variável	BJ14	BJ15	BJ16
Fluxo de calor	$6,532 \times 10^5 \text{ W/m}^2$	$4,844 \times 10^5 \text{ W/m}^2$	$5,504 \times 10^5 \text{ W/m}^2$

4.1.3 Dissipação

A dissipação de energia durante uma frenagem de emergência se dá em quase totalidade por condução, pois o período é muito curto para o mecanismo de convecção gerar troca térmica considerável. Já para aplicações em testes de homologações de freio, assim como aplicações repetidas sequenciais, a troca de calor por convecção entra na análise. Para isso, considerando uma aplicação sucessiva de frenagens, Limpert (2011) considera aceitável considerar o coeficiente convectivo relativo à velocidade máxima do protótipo, calculado considerando parâmetros do escoamento.

Com base nessas premissas, utilizando a Equação 12, o número de Reynolds, Re , considerando o diâmetro dos discos com base no Quadro 3, a velocidade do protótipo com base no Quadro 1, a viscosidade cinemática e condutividade térmica do ar conforme o Quadro 7, é de $1,549 \times 10^5$, sendo assim um regime laminar.

Então, utilizando a Equação 10 para escoamentos laminares, o coeficiente convectivo, h , é de $73,419 \text{ W/m}^2\text{K}$.

4.1.4 Temperatura máxima em uma única frenagem

Para demonstrar o comportamento térmico dos discos analiticamente, com base no equacionamento proposto, a temperatura máxima da superfície de cada disco dianteiro em uma única frenagem, $T_{máx,L}$, de 50 até 0 km/h , utilizando a Equação 32, considerando a máxima desaceleração calculada anteriormente e temperatura ambiente de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, é demonstrada para cada disco no Quadro 10 abaixo.

Quadro 10 - Temperatura máxima analítica em uma única frenagem

Geometria	Temperatura máxima [$^\circ\text{C}$]
BJ14 INOX 304	77,66
BJ14 1045	72,96
BJ15 INOX 304	64,05
BJ15 1045	56,38
BJ16 INOX 304	70,14
BJ16 1045	65,13

Nota-se que o disco que mais aqueceu foi aquele que teve a menor área de fricção da pastilha com o disco, disco do BJ14, evidenciando o que segundo Limpert (2011), em frenagens de curta duração, quase não há penetração do calor no disco ou rotor. Vale ressaltar que por mais que a frenagem tenha sido de curta duração, em 1,51 s, o disco fabricado de aço SAE 1045 apresenta temperaturas de superfície menores do que o mesmo fabricado em aço inoxidável 304, explicado pelo fato da condutividade térmica do aço SAE 1045 ser maior em relação ao aço inoxidável 304.

As temperaturas mais baixas se deram em discos que possuem maior área de contato com a pastilha do disco, o que já era esperado. O disco da geometria BJ15 fabricado de aço SAE 1045 foi o que obteve a temperatura mais baixa, seguido pelo mesmo disco fabricado de aço inoxidável 304.

4.1.5 Temperatura máxima em 20 frenagens

Com o objetivo de descobrir a ocorrência do fenômeno *fade*, com base nos dados de entrada previamente calculados, utilizou-se a Equação 34. Para o cenário crítico de 20 frenagens consecutivas, intervaladas entre 10 segundos entre elas, e, baseando-se na temperatura ambiente de 25 °C, a temperatura máxima de atingida por cada disco é apresentada no Quadro 11.

Quadro 11 - Temperatura máxima analítica em 20 frenagens consecutivas

Geometria	Temperatura máxima [°C]
BJ14 INOX 304	446,96
BJ14 1045	405,37
BJ15 INOX 304	333,99
BJ15 1045	295,33
BJ16 INOX 304	362,72
BJ16 1045	343,83

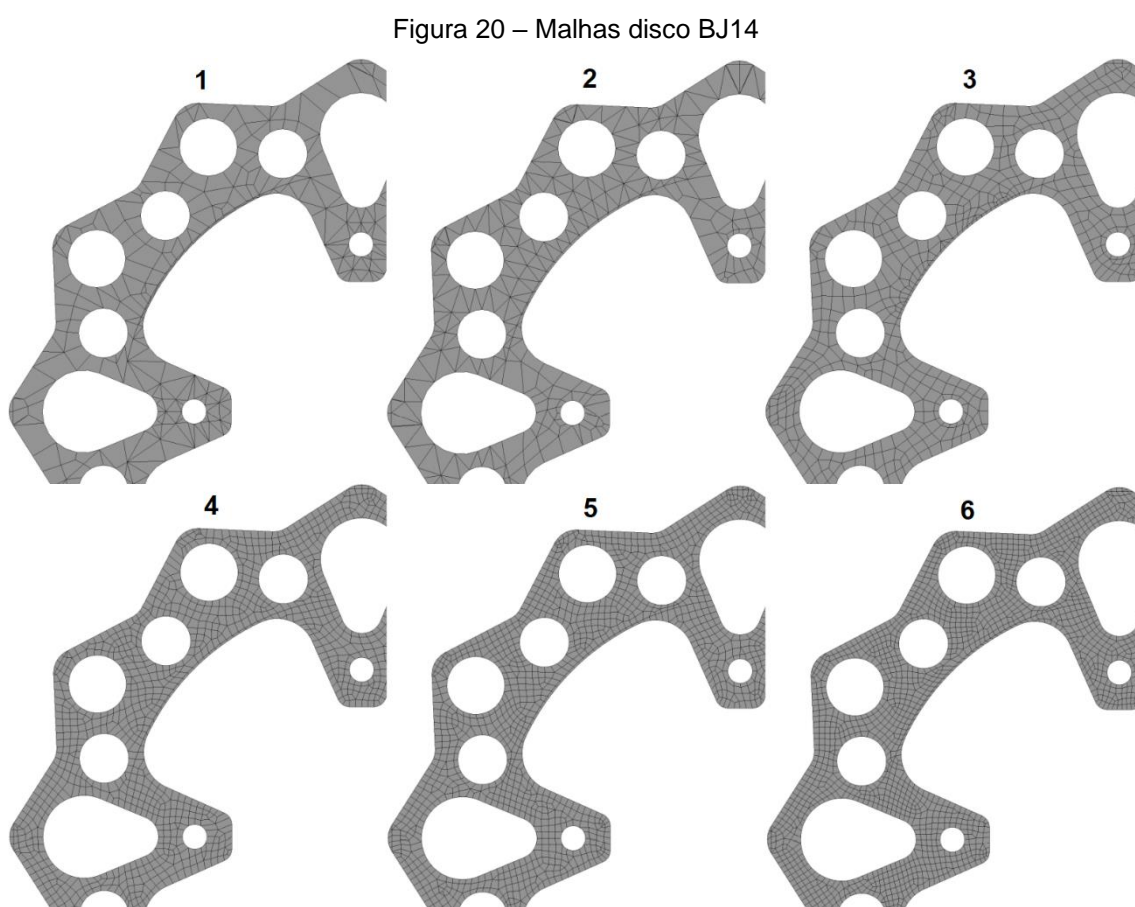
Com base nos resultados, é possível analisar que o disco que obteve menor temperatura máxima foi o disco do BJ15 fabricado de aço SAE 1045, valor condizente com a primeira análise feita de uma única frenagem de emergência. Ambos os discos da geometria do BJ14 entrariam na faixa de diminuição da perda de atrito denominado *fade*, valor referência de 400 °C conforme Limpert (2011). O disco do BJ14 fabricado em aço inoxidável 304 e o disco do BJ15 fabricado em aço SAE 1045 tiveram 151,63 °C de diferença, valor correspondente às suas diferentes áreas de contato de pastilha com o disco, diferente massa e diferente geometria.

4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

4.2.1 Convergência de malha e qualidade dos elementos

Para melhor aquisição dos resultados, refinou-se a malha até atingir o parâmetro *Element Quality* acima de 0,9, considerado uma qualidade ótima dos elementos que compõem a malha. Já para analisar a convergência refinou-se até o resultado ficar com diferenças de menos de 0,05% de uma malha para outra.

As análises feitas para definir a malha do disco do BJ14 são demonstradas graficamente na Figura 20 e os parâmetros numéricos analisados no Quadro 12. Foram feitos 5 refinamentos de malha até atingir todos os requisitos e a malha escolhida para a simulação foi a malha 6 com tamanho de elemento de 0,0014 m, 14484 elementos, *Element Quality* de 0,901 e tempo de processamento de 17 minutos e 13 segundos.

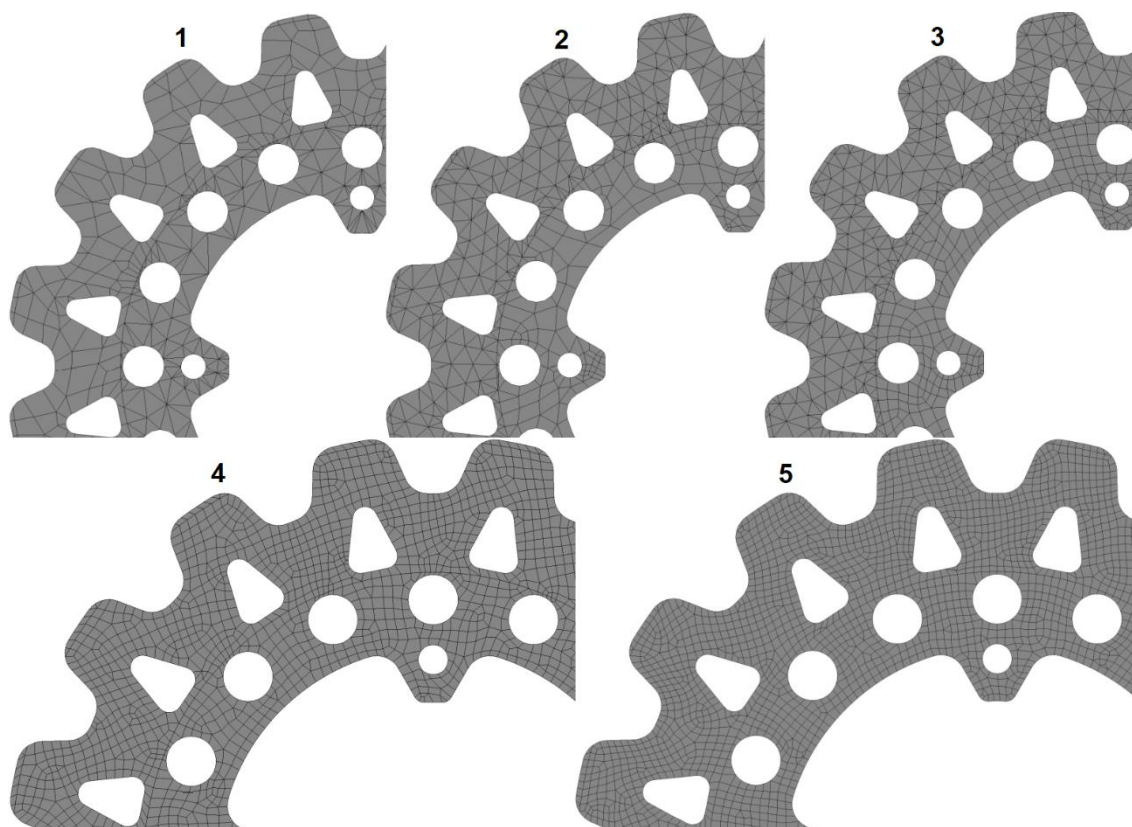


Quadro 12 - Malhas disco BJ14

Malha - tamanho de elemento	Tempo de processamento	Nº Elementos	Nº Nós	Máxima Temperatura (°C)					Diferença em relação à malha anterior (%)	Element Quality
				A	B	C	D	E		
1 - 12 mm	2 min 43 s	2763	14224	220,56	224,33	124,48	122,54	110,76	-	0,490
2 - 6 mm	3 min 15 s	3210	15150	220,62	224,37	124,44	122,47	110,61	0,135%	0,506
3 - 3 mm	5 min 0 s	5141	30259	220,55	224,41	124,38	122,42	110,57	0,048%	0,751
4 - 1,8 mm	9 min 47 s	9351	53236	220,54	224,41	124,38	122,41	110,56	0,009%	0,890
5 - 1,6 mm	10 min 15 s	11235	63261	220,53	224,4	124,38	122,41	110,56	0,045%	0,892
6 - 1,4 mm	17 min 13 s	14484	80760	220,53	224,4	124,38	122,41	110,56	0	0,901

As análises feitas para definir a malha do disco do BJ15 são demonstradas graficamente na Figura 21 e os parâmetros numéricos analisados no Quadro 13. Foram feitos 4 refinamentos de malha até atingir todos os requisitos e a malha escolhida para a simulação foi a malha 5 com tamanho de elemento de 0,0016 m, 17574 elementos, *Element Quality* de 0,921 e tempo de processamento de 18 minutos e 11 segundos.

Figura 21 – Malhas disco BJ15

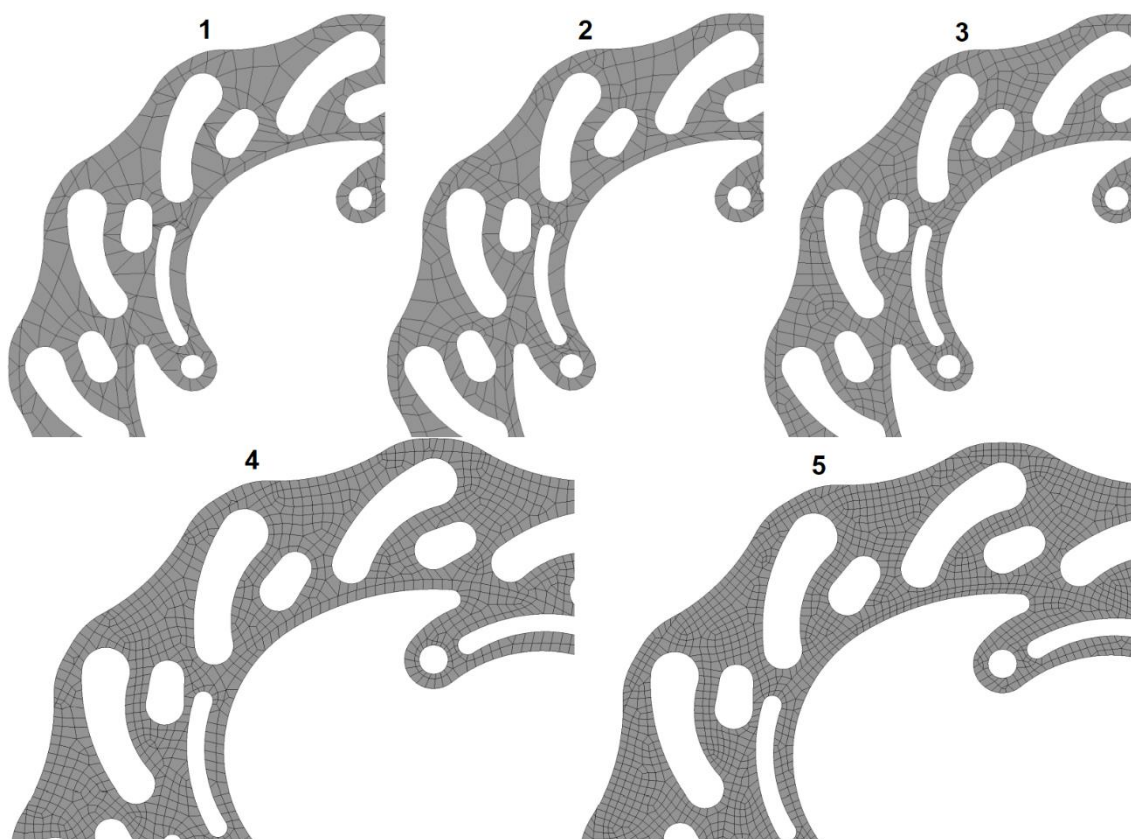


Quadro 13 - Malhas disco BJ15

Malha - tamanho de elemento	Tempo de processamento	Nº Elementos	Nº Nós	Máxima Temperatura (°C)					Diferença em relação à malha anterior (%)	Element Quality
				A	B	C	D	E		
1 - 12 mm	4 min 14 s	4158	20956	165,65	157,01	144,1	104,42	95,766	-	0,534
2 - 6 mm	4 min 37 s	5946	26376	165,66	156,98	144,18	104,45	95,797	0,032%	0,604
3 - 3 mm	8 min 5 s	7425	33342	165,69	157,02	144,28	104,37	95,651	0,153%	0,682
4 - 2 mm	12min 56 s	12312	67688	165,72	157,05	144,31	104,35	95,62	0,032%	0,902
5 - 1,6 mm	18 min 11 s	17574	95417	165,72	157,05	144,3	104,35	95,619	0,001%	0,921

As análises feitas para definir a malha do disco do BJ16 são demonstradas graficamente na Figura 22 e os parâmetros numéricos analisados no Quadro 14. Foram feitos 4 refinamentos de malha até atingir todos os requisitos e a malha escolhida para a simulação foi a malha 5 com tamanho de elemento de 0,0016 m, 13167 elementos, *Element Quality* de 0,912 e tempo de processamento de 12 minutos e 41 segundos.

Figura 22 – Malhas disco BJ16



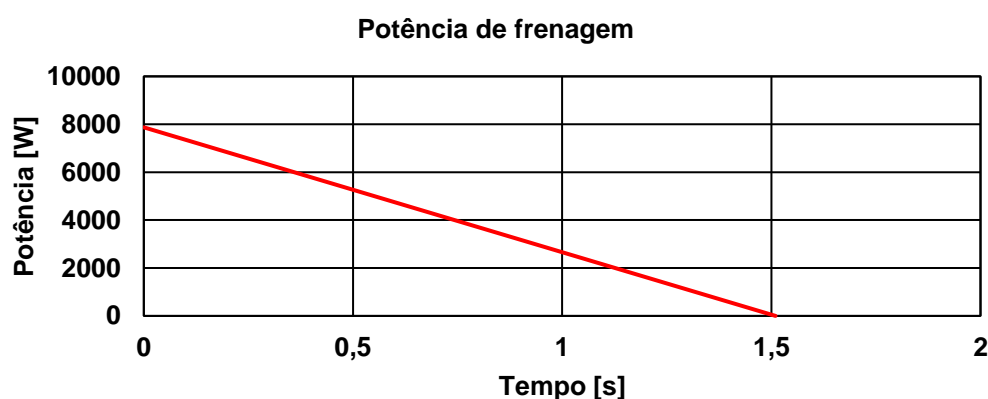
Quadro 14 - Malhas disco BJ16

Malha - tamanho de elemento	Tempo de processamento	Nº Elementos	Nº Nós	Máxima Temperatura (°C)					Diferença em relação à malha anterior (%)	Element Quality
				A	B	C	D	E		
1 - 12 mm	2 min 39 s	2553	16182	175,23	185,85	156,1	102,11	90,355	-	0,493
2 - 6 mm	4 min 12 s	3330	20430	175,26	185,87	156,11	102	90,276	0,088%	0,615
3 - 3 mm	5 min 22 s	4983	30169	175,27	185,9	156,08	101,96	90,23	0,051%	0,757
4 - 2 mm	8 min 19 s	9375	54505	175,26	185,9	156,02	101,94	90,219	0,039%	0,892
5 - 1,6 mm	12 min 41 s	13167	74994	175,26	185,91	156,07	101,93	90,217	0,032%	0,912

4.2.2 Temperatura máxima em uma única frenagem

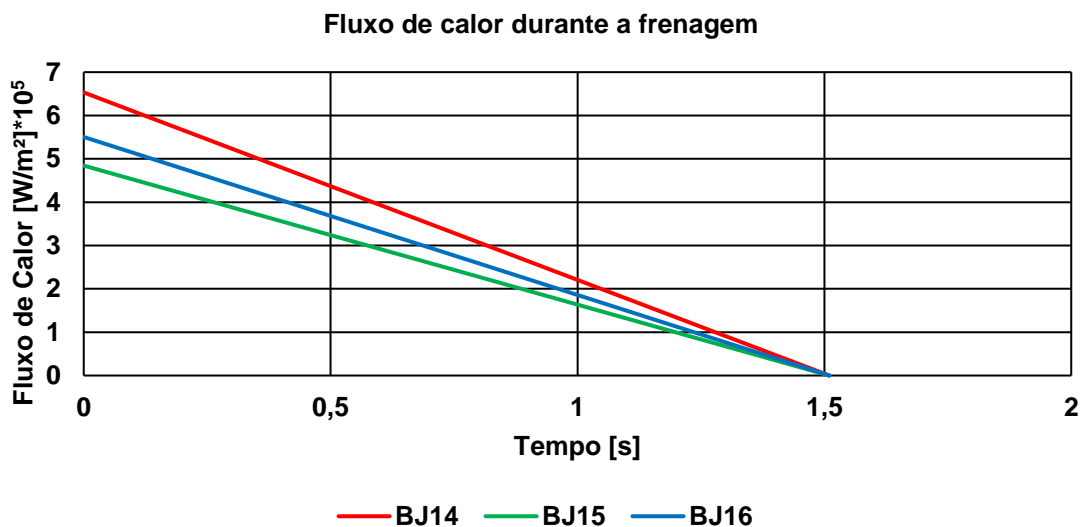
Como dados de entrada para a simulação numérica transiente térmica, utilizou-se a potência de frenagem encontrada na Equação 30, aplicando durante o tempo de frenagem encontrado na Equação 26. O coeficiente convectivo utilizado foi o mesmo calculado analiticamente pela Equação 10, e considerado constante ao longo da frenagem. A Figura 23 ilustra a potência de frenagem aplicada no disco como dado de entrada da simulação numérica.

Figura 23 – Potência durante uma frenagem de emergência



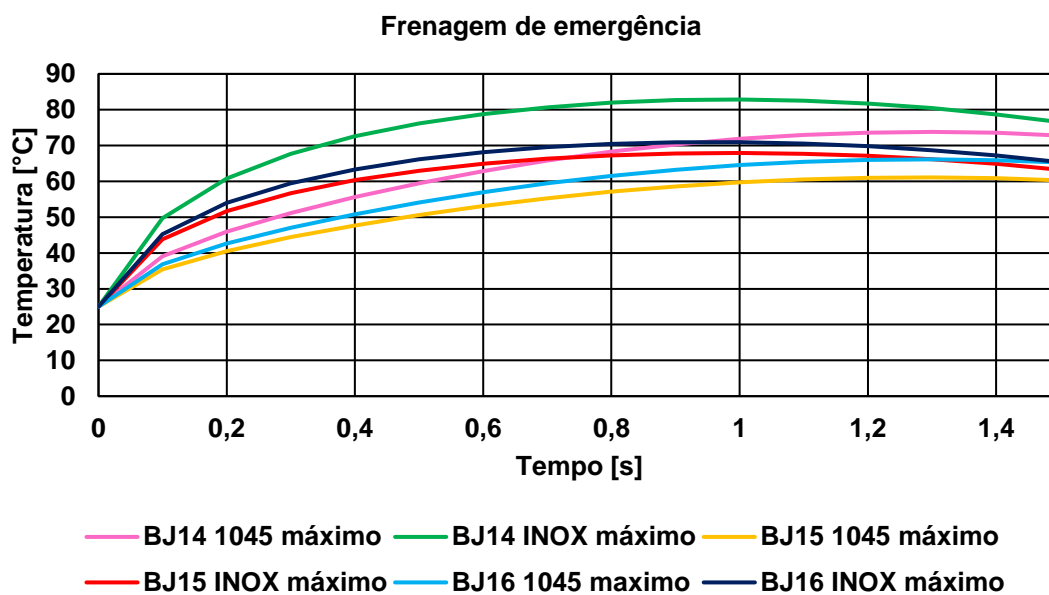
A aplicação da potência transformada em calor em cada área de fricção de cada disco resulta em diferentes fluxos de calor. O fluxo de calor aplicado em cada disco é demonstrado pela Figura 24, e, percebe-se uma maior concentração do calor aplicado no disco do BJ14 por ter uma menor área varrida pela pastilha no disco.

Figura 24 – Fluxo de calor nos discos durante uma frenagem de emergência



Com base nos dados de entrada, foi simulado o comportamento térmico de cada disco durante uma única frenagem de emergência. A representação mais precisa do efeito da temperatura no disco pode ser observada na Figura 25, a qual ilustra a variação das temperaturas mínima e máxima em relação ao tempo.

Figura 25 – Máximas temperaturas em uma frenagem de emergência



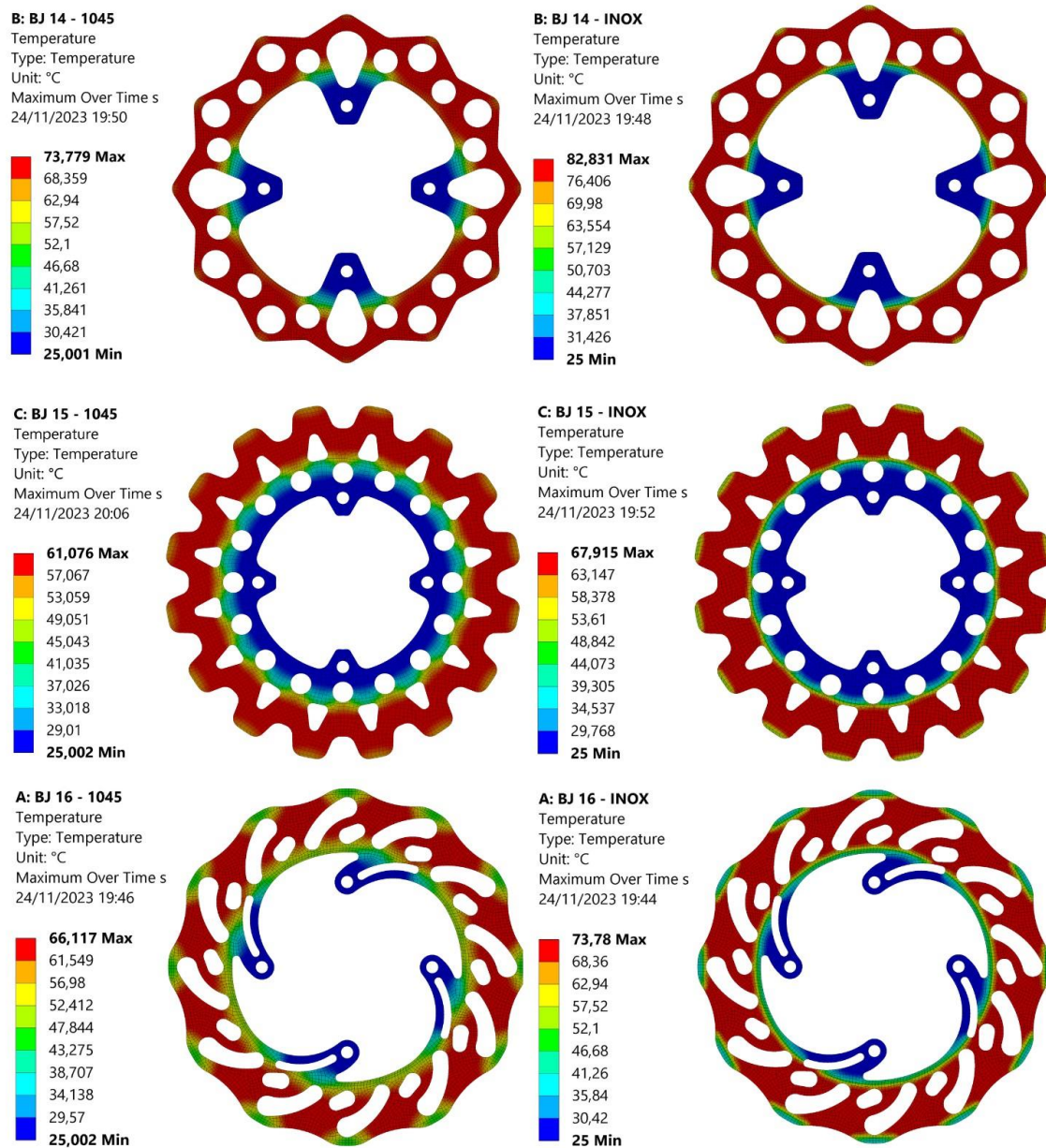
Nota-se que a temperatura máxima é alcançada durante o processo de frenagem antes de o veículo parar por completo. Essa observação encontra justificativa na primeira lei da termodinâmica, que estabelece que a quantidade de calor que entra por meio do contato entre a pastilha e o disco quando a temperatura é máxima é igual à quantidade de calor que é dissipada por meio da convecção e condução, sendo então mais calor dissipado ao fim na frenagem do que inserido aos discos. Vale ressaltar que na prática, haveria calor dissipado por condução para o cubo de roda, parafusos etc.

O disco que apresentou a maior temperatura em uma única frenagem foi o disco BJ14 fabricado em aço inoxidável 304, já o disco que apresentou a menor temperatura foi o BJ15 fabricado em aço SAE 1045.

Vale ressaltar que já é possível notar o efeito da diferente condutividade térmica dos materiais, onde o disco BJ16 fabricado em aço inoxidável 304 tem uma temperatura no início da frenagem maior do que o mesmo disco fabricado em aço SAE 1045, porém, ao final da frenagem as duas temperaturas máximas são equivalentes. A geometria de disco que obteve a menor temperatura foi a geometria BJ15 fabricada de aço SAE 1045, sendo seguido pela mesma geometria fabricada em aço inoxidável 304.

As temperaturas mais críticas atingidas foram registradas e demonstradas na Figura 26, nota-se que os valores de pico acontecem antes mesmo do término do processo de frenagem, como já comentado previamente. A diferença da temperatura máxima final entre os discos foi de 21,76 °C entre o disco BJ14 de aço inoxidável 304 e o disco BJ15 SAE 1045, valor considerável para uma única frenagem.

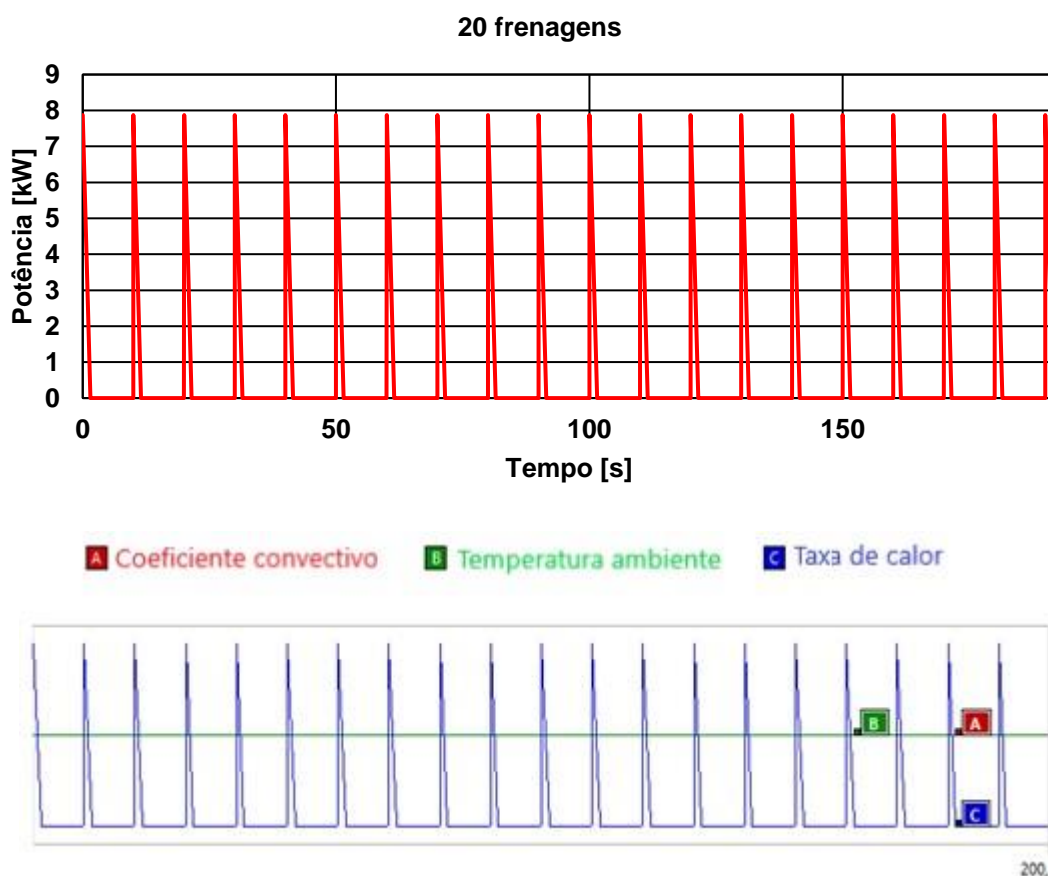
Figura 26 – Temperatura final dos discos após uma frenagem de emergência



4.2.3 Temperatura máxima em 20 frenagens

Para uma análise mais detalhada do comportamento dos discos em longa utilização, definiu-se 20 frenagens de emergência com o resfriamento de 10 segundos entre elas, considerando constante o coeficiente convectivo calculado, procedimento igual ao escolhido analiticamente. Já numericamente, aplicou-se a potência de frenagem calculada pela Equação 30 pelo tempo de frenagem de 1,51 segundos, entre os intervalos por 200 segundos totais, fechando as 20 frenagens (Figura 27). Vale ressaltar que a potência de frenagem é a mesma aplicada na análise da frenagem de emergência, porém replicada 20 vezes.

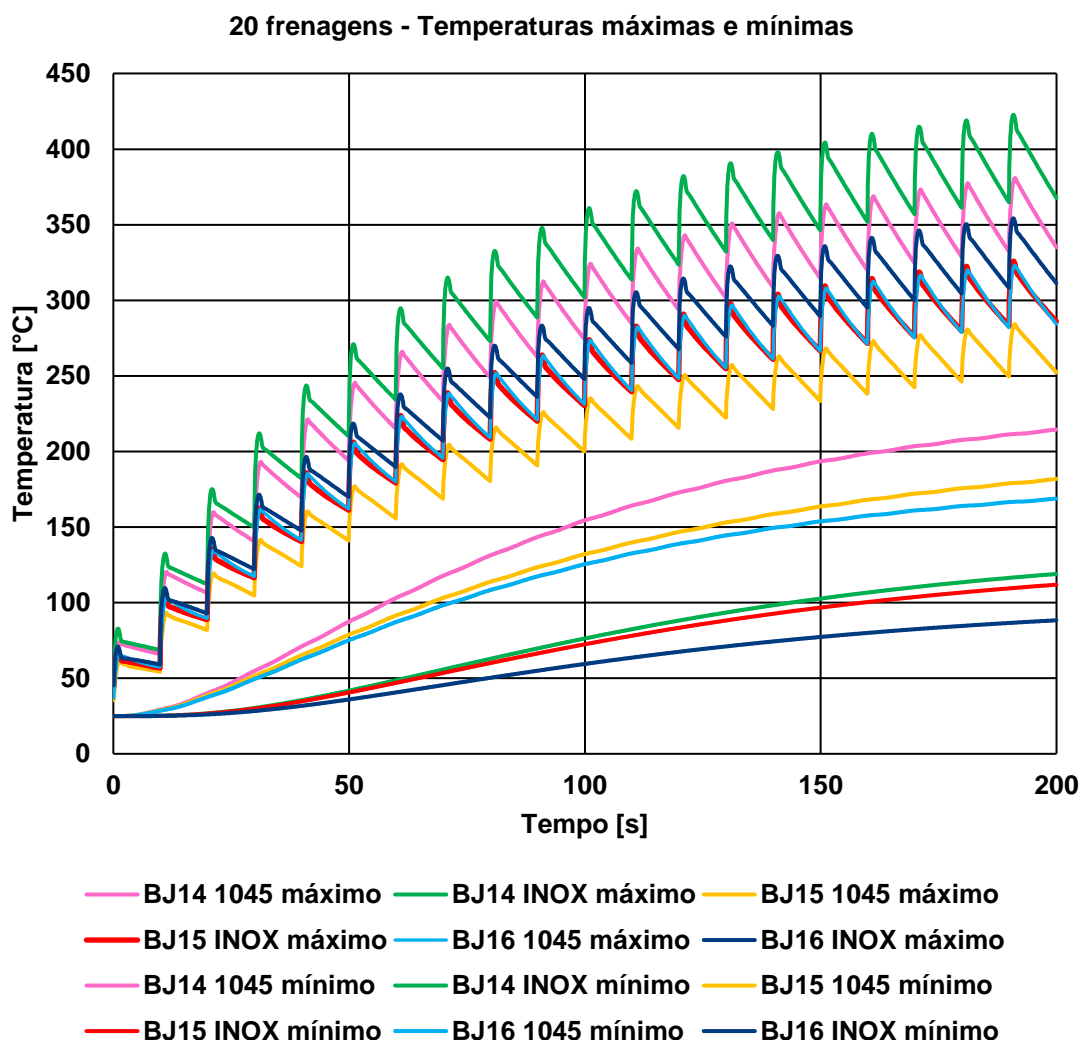
Figura 27 – Potência aplicada durante 20 frenagens



Com base nos dados de entrada foi simulado o comportamento térmico de cada disco durante as 20 frenagens. A representação mais precisa do efeito

da temperatura nos discos pode ser observada na Figura 28, a qual ilustra a variação das temperaturas mínimas e máximas em relação ao tempo.

Figura 28 – Temperatura dos discos em 20 frenagens

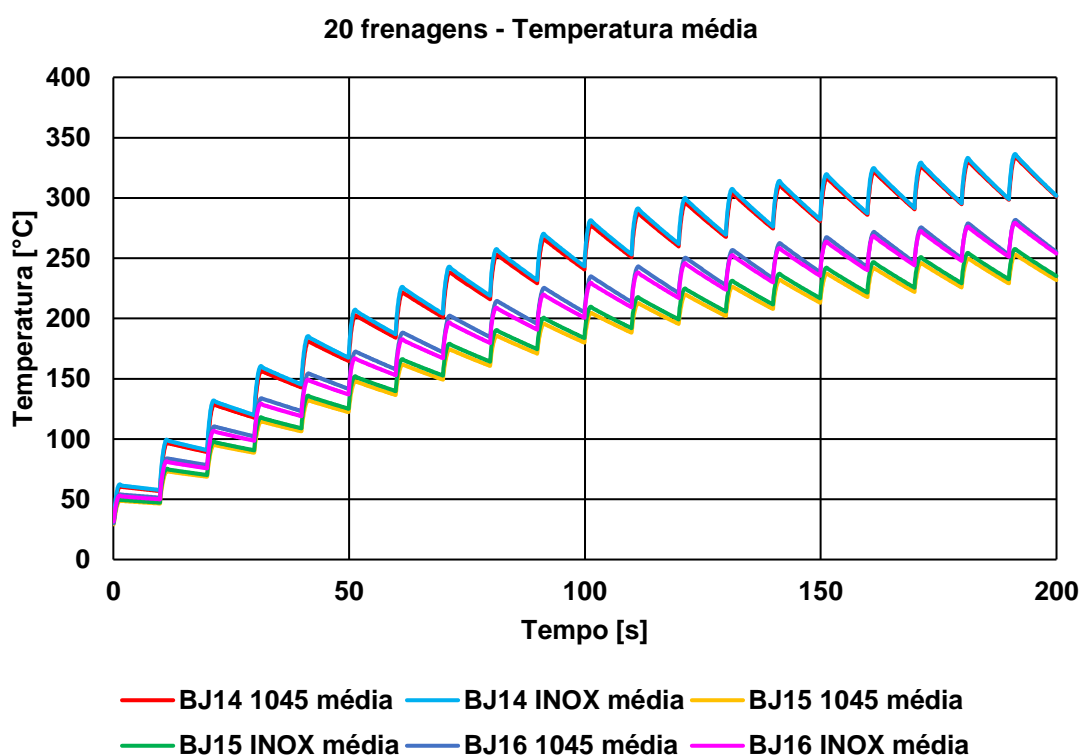


Nota-se que a temperatura já se encontra em estado de estabilização, essa observação encontra justificativa na homogeneização de calor pelo disco e aumento da troca térmica com o ambiente, que estabelece que a quantidade de calor que entra por meio do contato entre a pastilha e o disco é igual à quantidade que é dissipada por meio da convecção.

Para validar essa suposição, foi feita uma simulação aumentando um ciclo de frenagem, ou seja, 21 ciclos, e a temperatura máxima não foi superior a 0,05% em relação à temperatura de 20 ciclos, o que justificou a utilização de

20 ciclos para a temperatura de estabilização possuindo menor custo computacional. Este valor estabilizado é devido ao aumento da temperatura mínima e média do disco, aumentando assim a troca térmica consequentemente não aumentando mais a temperatura máxima a cada ciclo. Também, pode-se avaliar a estabilização da temperatura com base na temperatura média dos discos, demonstrada na Figura 29.

Figura 29 – Temperatura média 20 frenagens



O disco que apresentou a maior temperatura nos 20 ciclos foi o disco do BJ14 fabricado em aço inoxidável 304, já o disco que apresentou a menor temperatura foi o BJ15 fabricado em aço SAE 1045.

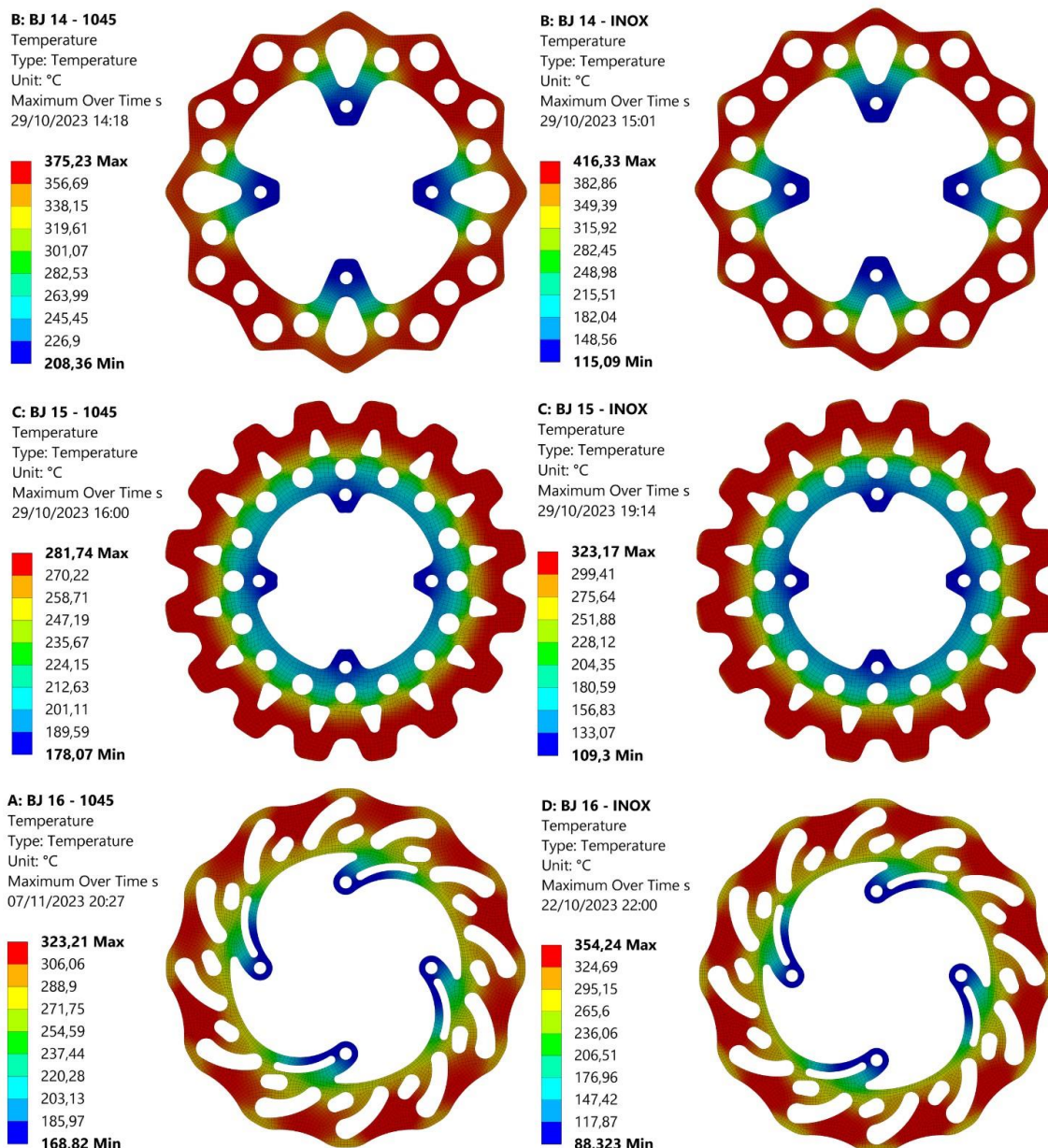
Vale ressaltar a semelhança da temperatura máxima do disco BJ16 de aço SAE 1045 com o do BJ15 de aço inoxidável 304, que embora no início tenha um valor levemente acima da temperatura do disco BJ15, logo é levemente superada pela melhor distribuição de calor pelo disco.

As temperaturas mais críticas atingidas foram registradas e demonstradas na Figura 30, nota-se que os valores de pico acontecem antes mesmo do término do processo de frenagem, como já comentado previamente.

A diferença da temperatura máxima final entre os discos foi de 238,26 °C entre o disco BJ14 de aço inoxidável 304 e o disco BJ15 de aço SAE 1045, valor considerado extremamente alto.

Todos os discos analisados fabricados de aço inoxidável 304 tiveram temperaturas mínimas abaixo das temperaturas mínimas dos mesmos discos fabricados em aço SAE 1045, valor evidenciado como importantíssimo na escolha de um material de discos de freio. Esse valor relativamente baixo da condutividade térmica do aço inoxidável 304 fica evidente nesses 20 ciclos, mostrando que a área de fricção da pastilha com o disco cada vez fica mais quente e não consegue dissipar corretamente para as regiões próximas, tendo maior susceptibilidade de chegar ao fenômeno fade em relação ao aço SAE 1045.

Figura 30 – Temperatura máxima em 20 frenagens

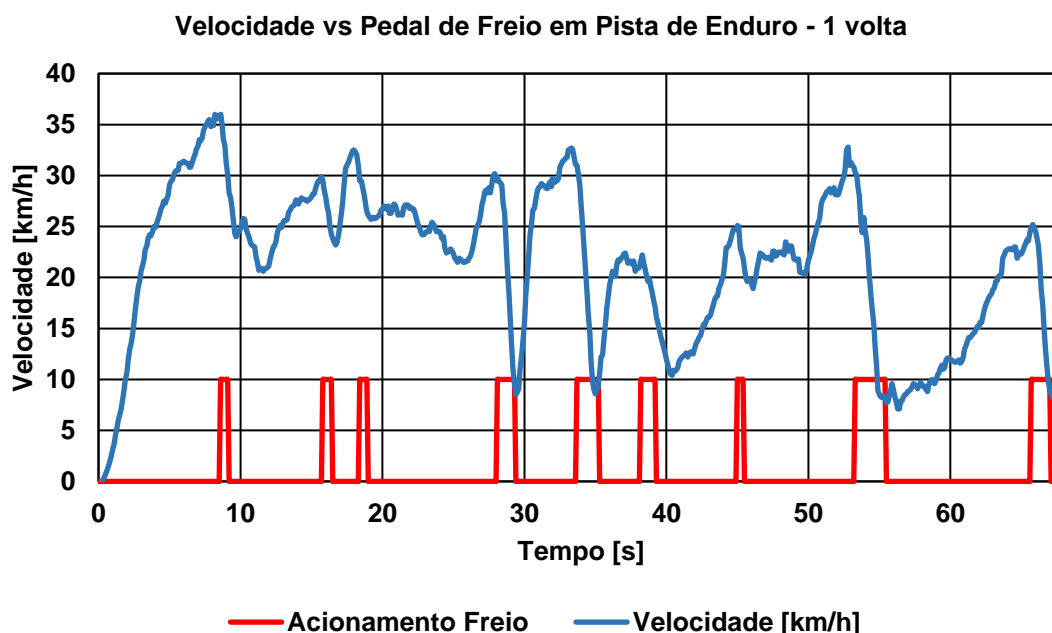


4.2.4 Temperatura máxima em pista de enduro

Para uma análise mais detalhada do comportamento térmico dos discos em uma prova real de utilização do veículo, foi realizado o teste em pista de enduro para extrair dados de velocidade e acionamento do pedal. Os dados foram coletados por 15 minutos para o conhecimento do comportamento cíclico de cada volta, e, com base nesse comportamento repetitivo se pode definir o

comportamento do veículo e como se utiliza o freio em uma volta em pista. Os dados filtrados foram expostos na Figura 31.

Figura 31 – Comportamento do veículo em pista – 1 volta



Percebe-se que é utilizado o freio 9 vezes durante uma volta, este comportamento foi replicado para 10 minutos de simulação, o que daria aproximadamente 10 voltas de utilização da pista de enduro. Com base nessas 9 aplicações do freio por volta, a desaceleração foi considerada média e constante e cada ponto realimentou o equacionamento analítico com o objetivo de saber a potência de frenagem inserida em cada obstáculo da pista.

Com base nessas premissas, utilizando a Equação 30, foi conhecido o quanto de potência de frenagem é absorvida por um disco dianteiro em cada ponto da pista e os dados foram expostos no Quadro 15. O modelo para a aplicação numérica de potência foi o mesmo exposto na frenagem de emergência demonstrado pela Figura 23, onde a potência é máxima no início da frenagem e decrescente linear até 0 durante o tempo de frenagem, e as condições de contorno.

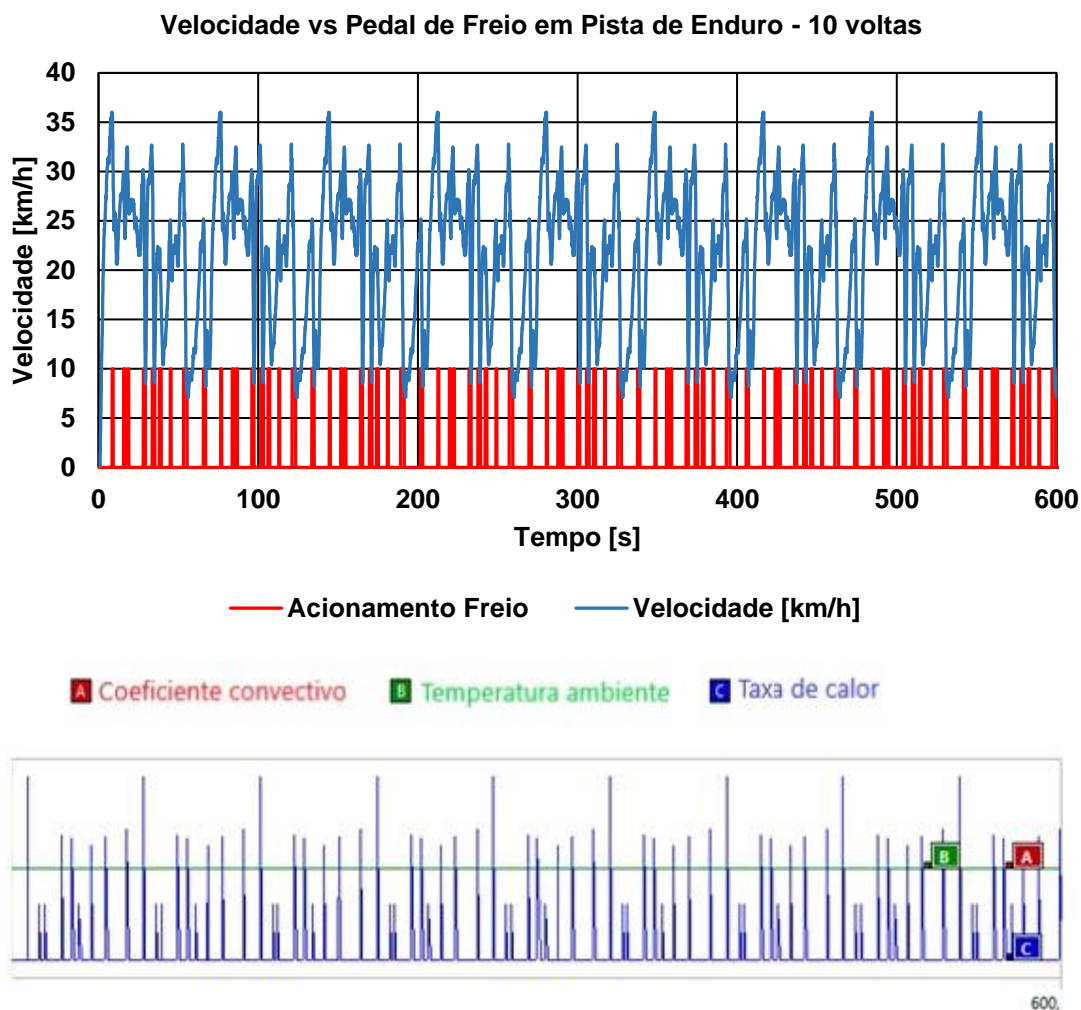
Quadro 15 - Potência de frenagem durante uma volta na pista de enduro

Tempo [s]	Potência [W]
0	0
8,5	4141
9,2	0
15,7	1253
16,5	0
18,4	1242
19,1	0
28	2833
29,4	0
33,6	2764
35,3	0
38,1	1242
39,3	0
45	2576
45,6	0
53,3	2769
54,6	0
65,7	2939
66,7	0

Com base nesse comportamento por volta, para o conhecimento da real temperatura de estabilização dos discos na pista de enduro da equipe, os dados expostos no Quadro 15 foram replicados por 10 minutos e demonstrados graficamente na Figura 32.

O coeficiente convectivo, utilizando a velocidade média do protótipo em pista de 23 km/h (dados extraídos experimentalmente), com base na Equação 33, foi de 47,90 W/m^2K . A aplicação das potências de frenagem se deu da mesma forma na análise de 20 frenagens consecutivas, o coeficiente convectivo considerado constante e uma temperatura ambiente de 25 $^{\circ}C$.

Figura 32 – Dados replicados para 10 voltas

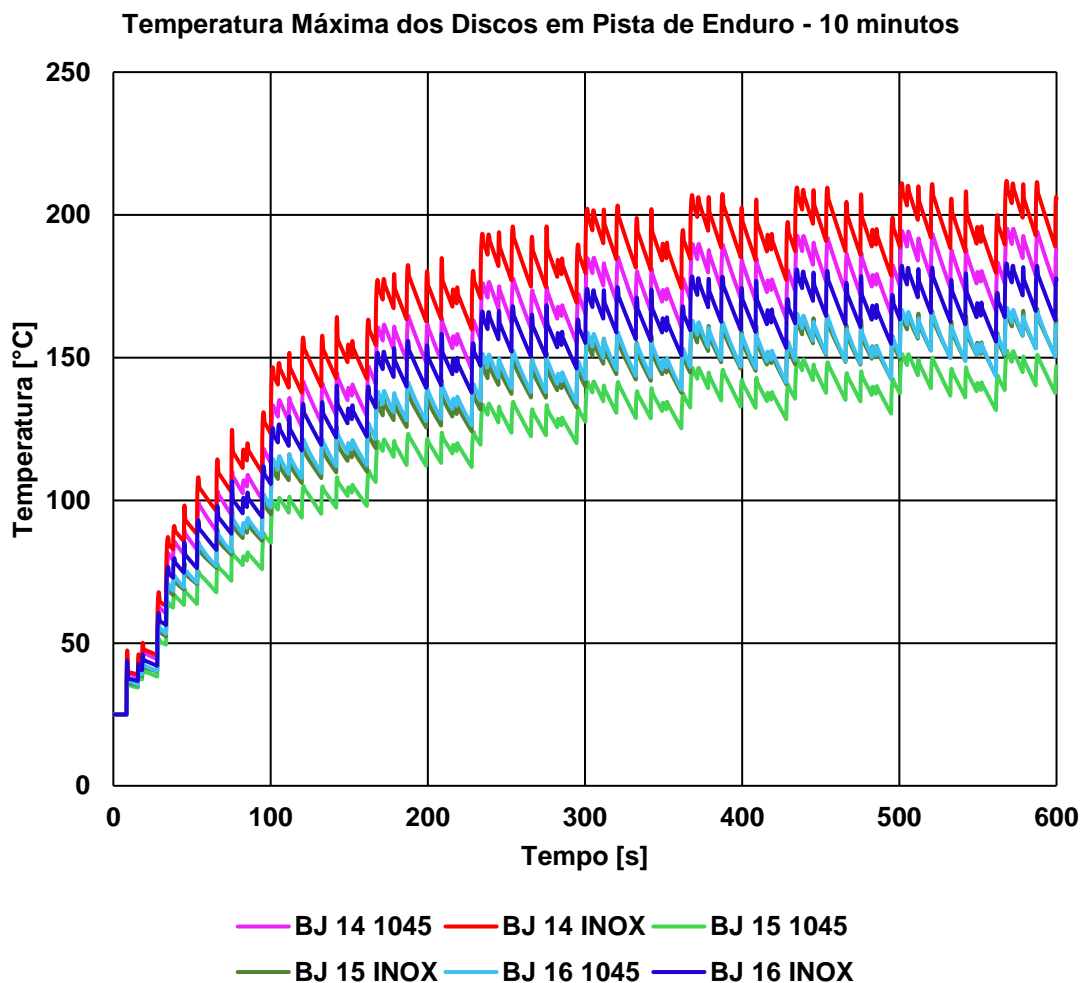


Analisando os resultados da simulação pode-se perceber que em 10 minutos os discos já se encontravam no regime de estabilização de temperatura. Também, pode-se perceber que nenhum disco se aproximou da temperatura crítica para a ocorrência do fenômeno *fade*. Os dados da simulação térmica das temperaturas máximas são demonstrados na Figura 33.

O comportamento de desempenho térmico dos discos se assemelhou ao comportamento das 20 frenagens consecutivas, sendo o disco BJ14 fabricado em aço inoxidável 304 o disco que atingiu as maiores temperaturas, de 211,92 °C, já o disco que atingiu as menores temperaturas máximas foi novamente o disco BJ15 fabricado em aço SAE 1045 atingindo 152,4 °C. Essa diferença de 59,52 °C se dá novamente pela diferença de dissipação térmica dos discos, diferente condutividade térmica dos materiais, diferente massa e diferente área

de contato da pastilha com o disco. As temperaturas ficaram próximas a 200 °C na maioria dos discos, isso evidencia que por mais que no teste de *fade* dois discos passaram dos 400 °C, os discos analisados estão superdimensionados termicamente para a aplicação de uma competição baja SAE.

Figura 33 – Temperatura máxima dos discos em pista de enduro

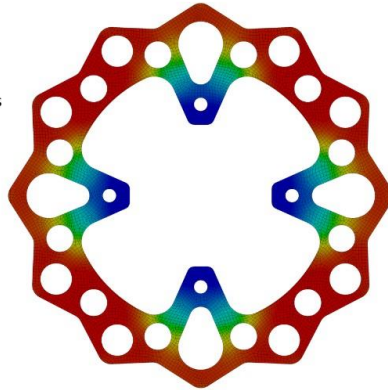


Pode-se perceber novamente a semelhança do comportamento térmico entre o disco BJ16 fabricado em aço SAE 1045 e o disco BJ15 fabricado em aço inoxidável 304, tendo suas temperaturas máximas atingidas de 167,42 °C e 167,22 °C respectivamente, porém, o disco fabricado de aço SAE 1045 possui uma temperatura mínima maior, o que justifica a sua melhor distribuição de calor pelo disco. As temperaturas máximas atingidas por cada disco são demonstradas na Figura 34.

Figura 34 – Temperatura máxima numérica em pista de enduro

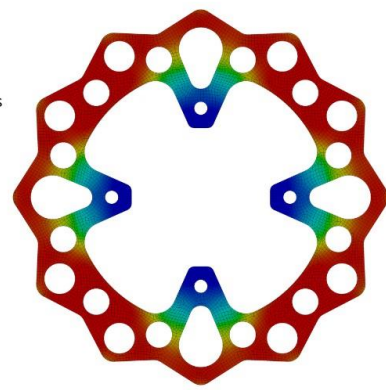
B: BJ 14 - 1045
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time s
 28/10/2023 14:09

195,23 Max
 188,6
 181,97
 175,34
 168,71
 162,08
 155,45
 148,82
 142,19
135,56 Min



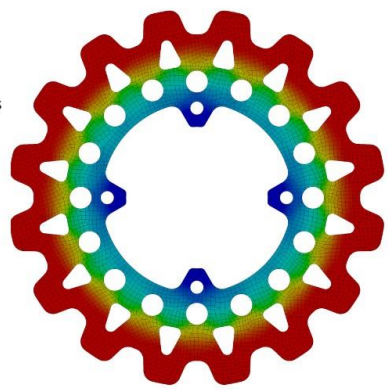
B: BJ 14 - INOX
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time s
 28/10/2023 23:50

211,92 Max
 198,76
 185,6
 172,43
 159,27
 146,11
 132,95
 119,79
 106,62
93,463 Min



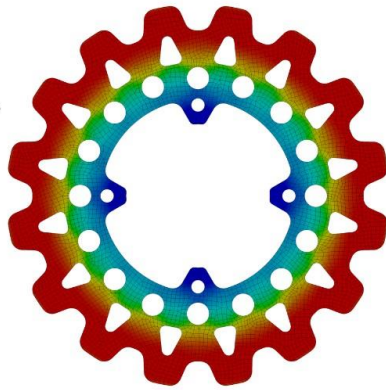
C: BJ 15 - 1045
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time s
 29/10/2023 10:08

152,4 Max
 148,33
 144,26
 140,2
 136,13
 132,06
 127,99
 123,92
 119,85
115,78 Min



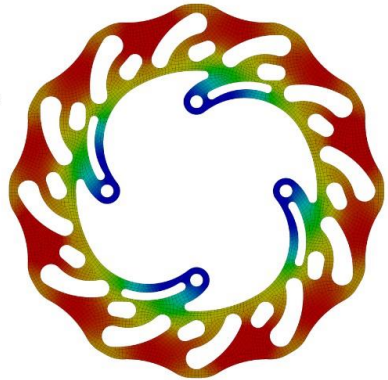
C: BJ 15 - INOX
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time s
 29/10/2023 12:00

167,22 Max
 158,28
 149,34
 140,4
 131,46
 122,52
 113,58
 104,64
 95,7
86,76 Min



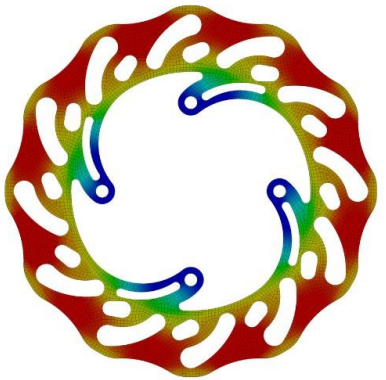
A: BJ 16 - 1045
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time s
 27/10/2023 16:33

167,42 Max
 161,1
 154,77
 148,45
 142,12
 135,8
 129,47
 123,15
 116,82
110,5 Min



A: BJ 16 - INOX
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Maximum Over Time s
 28/10/2023 11:42

182,96 Max
 170,82
 158,68
 146,54
 134,4
 122,26
 110,11
 97,973
 85,831
73,69 Min



4.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais referentes à única frenagem de emergência e às 20 frenagens foram realizados em uma pista de alto atrito em frente à pista da equipe, demonstrado pela Figura 35. A temperatura ambiente registrada era de aproximadamente 25 °C, com o céu nublado. A câmera utilizada possui uma precisão de +- 2 °C e a leitura da temperatura foi feita na iminência das frenagens.

Para capturar a temperatura máxima em uma única frenagem, foram realizadas duas medições devido ao considerável desgaste dos pneus causado pelo alto atrito. Por outro lado, para registrar a temperatura após 20 frenagens consecutivas, apenas uma única coleta foi feita devido ao mesmo significativo desgaste dos pneus.

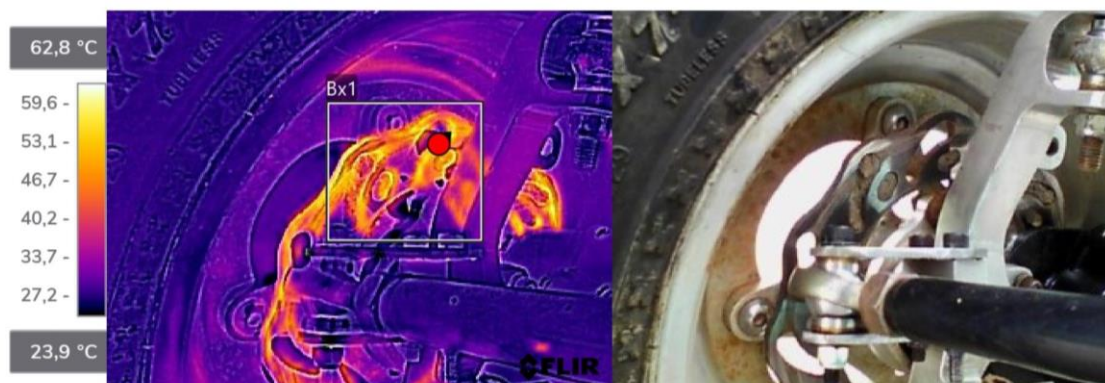
Figura 35 – Teste experimental em pista de alto atrito



Para a realização do teste o veículo atingia a velocidade máxima e realizava a frenagem a partir do cone, e, as medições foram feitas em aproximadamente 5 segundos após a parada completa do veículo. As duas passadas para a frenagem de emergência foram registradas em sequência, esperando apenas o disco retornar à temperatura ambiente, e o resultado obtido é demonstrado na Figura 36.

Figura 36 – Teste experimental de frenagem de emergência

18/11/2023 12:48:01



18/11/2023 12:59:40



Embora a temperatura máxima encontrada tenha sido menor do que a temperatura encontrada pelo método analítico e numérico, os valores foram próximos, tendo uma média de 62,5 °C de temperatura máxima.

Para a realização do teste das 20 frenagens em sequência, foi definido um circuito delimitado por cones em suas extremidades, em que o veículo realizava a frenagem em um cone e em aproximadamente 10 segundos estava no próximo cone para realizar a próxima frenagem. Logo após cada frenagem, o veículo acelerava ao máximo para atingir a velocidade limite. O resultado

obtido da única passada, por ser um teste de alto desgaste dos pneus e dos componentes do sistema de freio, é demonstrado na Figura 37.

Figura 37 – Teste experimental 20 frenagens



Ao analisar o resultado obtido, ele se mostrou bastante condizente com o resultado analítico e numérico, embora não possa ser replicado pelo alto desgaste dos componentes do veículo. A temperatura máxima atingida foi de 280,4 °C, um pouco abaixo dos valores encontrados anteriormente, porém, por ser um teste de difícil execução e envolver diversas variáveis como velocidade máxima atingida antes da frenagem, máxima desaceleração, coeficiente convectivo médio, entre outros parâmetros, o valor é considerado condizente.

Já o teste experimental em pista de enduro foi realizado na pista da equipe Bombaja UFSM, localizada na Universidade Federal de Santa Maria, em Santa Maria – RS, conforme demonstrado na Figura 38. A temperatura ambiente registrada era de aproximadamente 25 °C, com o céu nublado. A pista possui obstáculos que testam a suspensão, buracos, rampas e é uma pista usada para equipe para validar o comportamento do protótipo em competição.

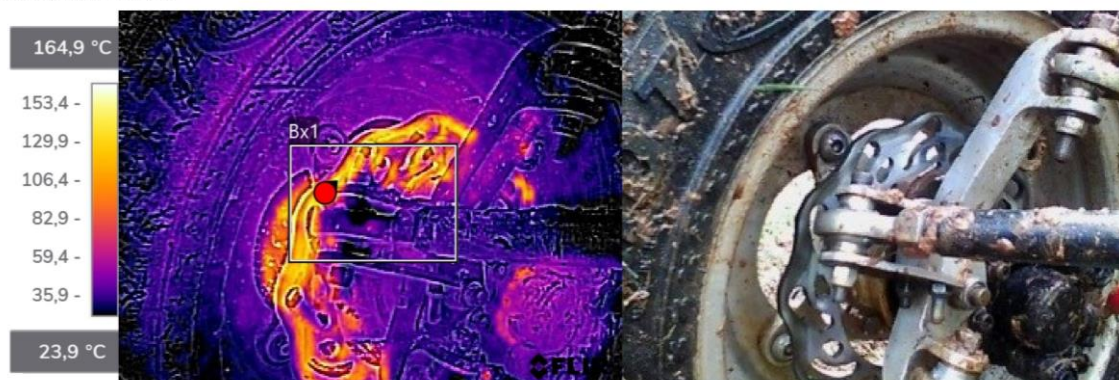
Figura 38 – Veículo em pista de enduro



Para realizar o teste da simulação de enduro, o veículo começou o circuito e fez aproximadamente 10 voltas, totalizando um total de 10 minutos, e, após a parada, foi registrada a temperatura atingida, que é demonstrada na Figura 39.

Figura 39 – Teste experimental de pista de enduro

22/05/2023 15:30:01



Analisando o resultado obtido, ele se diz condizente com o valor encontrado pela simulação, atingindo 164,9 °C de temperatura máxima. O valor confirma que durante as provas e utilização do protótipo em máximo desempenho, o freio com o disco do BJ16 fabricado em aço SAE 1045 não atinge altas temperaturas, sendo um disco superdimensionado termicamente. Os resultados obtidos experimentalmente comprovam que tanto a metodologia analítica quanto a numérica servem para o correto dimensionamento de discos de freio quanto à sua capacidade térmica.

4.4 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Pelo alto custo de fabricar 6 discos, ainda como o alto desgaste dos componentes do veículo, a validação se deu somente com o modelo de disco do BJ16 fabricado em aço SAE 1045, utilizado atualmente pela equipe. Esta validação, embora única e com alguns segundos de intervalo entre a parada por completo do veículo e a medição, mostrou que os valores são condizentes e pode-se eliminar etapas de testes experimentais, assim como fabricação de diferentes discos gerando alto custo para o conhecimento do comportamento térmico, sendo então um método aplicável a qualquer modelo de disco que venha ser utilizado nas próximas competições pela equipe.

A diferença dos resultados é demonstrada no Quadro 16, e é possível analisar que em teste de única frenagem e em teste de enduro, provas que o veículo realiza em competições, a metodologia se mostrou mais precisa, porém, em uma análise da ocorrência de *fade* utilizando 20 frenagens em sequência, o valor de cada método divergiu mais.

Embora tenham sido feitas aproximações de dados de dinâmica veicular, inércia rotativa, coeficiente de resistência ao rolamento, coeficiente convectivo médio, ausência de radiação, ausência de resistência aerodinâmica, propriedades térmicas dos materiais e do ar constantes, aplicação da potência de frenagem uniformemente pela superfície do disco, os resultados analíticos se mostraram muito próximos da realidade, o que demonstra verossimilhança nas aproximações encontradas na literatura.

Quadro 16 - Comparativo entre os métodos com disco BJ16 aço SAE 1045

Método	Temperatura máxima [°C]
Analítico frenagem de emergência	65,13
Numérico frenagem de emergência	66,12
Experimental frenagem de emergência	62,50
Analítico 20 frenagens	343,83
Numérico 20 frenagens	323,21
Experimental 20 frenagens	280,40
Numérico pista de enduro	167,42
Experimental pista de enduro	164,90

5 CONCLUSÃO

Os dados analíticos obtidos na análise da dinâmica de frenagem e distância de frenagem são suficientemente precisos e fiéis à realidade, comprovados por Enderle (2023) e pelos dados obtidos em competições passadas. Isso indica que as equações e expressões utilizadas operam de maneira eficaz, dispensando a necessidade de auxílio computacional.

No que diz respeito à análise térmica, que se revela bastante complexa devido à dependência de dados vinculados a diversas variáveis e à necessidade de métodos empíricos para obter o coeficiente convectivo, algumas simplificações foram adotadas, embora de maneira grosseira. No entanto, essas simplificações estão dentro das possibilidades analíticas, proporcionando uma aproximação verossímil com a realidade, especialmente no que se refere às energias e potências de frenagem, bem como à correta aplicação de parâmetros e coeficientes pertinentes.

Os cálculos de temperatura demonstraram conformidade com as condições estabelecidas. Essa observância contribui para assegurar a integridade e o desempenho adequado dos componentes, atendendo à referência de Limpert (2011) sobre a não ocorrência do fenômeno *fade*. Os resultados encontrados se assemelham com os propostos por Pasqual (2021) e Oliveira (2022), ambos os autores realizaram uma análise térmica de discos de freio baja SAE, diferenciando o *design* de cada disco, os parâmetros dimensionais de cada protótipo e as condições de contorno das simulações.

Os discos analisados, na aplicação prática de simulação de uma competição baja SAE, estão superdimensionados termicamente, podendo ser mais bem explorados em dimensionamentos futuros. Já em teste de *fade*, o disco do BJ14 fabricado pelos dois materiais geraria o fenômeno da perda de atrito com base nos dados analíticos, não sendo indicado para aplicações e condições mais severas do uso do veículo.

O material que obteve o melhor desempenho térmico foi o aço SAE 1045, enquanto a geometria de disco analisada que obteve melhor desempenho térmico foi a do disco BJ15.

As três metodologias se mostraram condizentes, o que demonstra a não necessidade de realizar testes com alto custo financeiro pelo alto desgaste dos componentes, reduzindo a análise térmica a equações analíticas e simulações numéricas de alta precisão para essa aplicação. O resultado do trabalho foi satisfatório e ajudará na evolução do subsistema de freios da equipe, assim como na gestão do conhecimento para projetos futuros.

6 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Com o objetivo de tornar um modelo de dimensionamento completo de um disco de freio, sugere-se acoplar uma análise mecânica na simulação dos discos, para observar a influência da temperatura e dos carregamentos impostos pela frenagem estruturalmente.

Atrelado a isso, para o correto dimensionamento e da validação de discos assim como o conhecimento do coeficiente de atrito, conhecimento da distribuição da temperatura na área de fricção, análise térmica por termografia e sensores, sugere-se a fabricação de uma bancada de ensaio para a formulação desses testes.

Além disso, sugere-se realizar uma análise térmica mais aprofundada com a inserção de variáveis como resistência aerodinâmica, cálculos em pista com aclive e declive, transferência de calor por radiação, e, descobrir o quanto cada uma dessas variáveis interfere no resultado.

Também, sugere-se fazer um modelo numérico considerando o disco rotacionando em um duto de ar, tal modelo teria uma aproximação do comportamento real da utilização do freio de um veículo.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 10966-2**. Veículos rodoviários automotores – Sistema de freio. Parte 2: Ensaio de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O. Rio de Janeiro, RJ, 2013.
- ANDERSON, J. D. **Computational fluid dynamics: the basics with applications**. McGraw-Hill, 1995.
- BARIGOZZI, G., PERDICHIZZI, A. **Aero-Thermal Characteristics of an Automotive CCM Vented Brake Disc**. SAE Paper No. 2005-01-3930, SAE International, Warrendale, PA, 2005.
- BELHOCINE, A.; BOUCHETARA, M. Thermal behavior of full and ventilated disc brakes of vehicles. **Journal Of Mechanical Science And Technology**, [S.L.], v. 26, n. 11, p. 3643-3652, nov. 2012. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-012-0840-6>.
- BEJAN, A. **Convection heat transfer**. John Wiley & Sons, 2013.
- BREUER, B., BILL, K. H., **Bremsenhandbuch: grundlagen, komponenten, systeme, hahrdynamik**, 2 ED. WIENSBADEN, DE: VIEWEG & SOHN VERLAG, 2004.
- CALLISTER, William D. J. **Fundamentos da ciência e engenharia de materiais - uma abordagem integrada**. Disponível em: Minha Biblioteca, (5th edição). Grupo GEN, 2019.
- CIOLFI, J. M., **Simulação computacional do comportamento térmico de um disco de freio ventilado**, FEI, 2010.
- ÇENGEL, Yunus, A. e Afshin J. Ghajar. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Disponível em: Minha Biblioteca, (4th edição). Grupo A, 2009.
- DIKE, G. On optimum design of disc brake. **Journal of engineering for industry**. Vol. 96, n. 3, p.863-869, 1974.
- EL CHAFEI, A., Al-Hattab, T. A., & Siores, E. Modeling and thermal analysis of brake disk systems. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, 130(3), 1861-1868, 2017.
- ENDERLE, Carolina G. **Dimensionamento e validação de um sistema de freios aplicado a veículo off road do tipo baja**. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria – RS, 2023.

FLIR E4. Disponível em:

<<https://www.flir.com.br/products/e4?vertical=condition+monitoring&segment=solutions>>. Acesso em: 28 setembro. 2023.

FOURIER, J. Théorie analytique de la chaleur (analytical theory of heat).

Paris: Firmin Didot, 1822.

GILLESPIE, T. D. Fundamental of vehicles dynamics. Warrendale, PA:

Society of Automotive Engineers, 1992.

HASSELGRUBER, H., Temperature calculations for friction clutches,

Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, Braunschweig, 1956.

INCROPERA, F.P., BERGMAN, T.L., DEWITT, D.P. (2008), Fundamentos de transferência de calor e de massa, 6ª ed., Editora LTC, Rio de Janeiro-RJ.

JAZAR, R. N. Vehicle dynamics: theory and application. Springer, 2014.

JANK, A. Estudos para melhoria da dinâmica de frenagem de um veículo

off-road do tipo baja. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) -

Universidade de Santa Cruz do Sul, Santa Cruz do Sul-RS, 2020.

JIAN, Qifei; WANG, Li; SHUI, Yan. Thermal analysis of ventilated brake disc

based on heat transfer enhancement of heat pipe. **International Journal Of Thermal Sciences**, [S.L.], v. 155, p. 1-10, set. 2020. Elsevier BV.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106356>.

KUCIEJ, Michal. The comparative analysis of the evaluation of temperature distributions in disc brakes obtained using analytical method and FE model.

Journal of KONES, v. 18, p. 235-259, 2011.

LEE, H.-H. Finite element simulations with ansys workbench 2021. SDC

Publications, 2021.

LEE, K. Numerical prediction of brake fluid temperature rise during

braking and heat soaking. SAE Technical Paper 1999-01-0483. [s.l.: s.n.].

LIMPERT, R. (1975). Cooling analysis of disc rotors. In: TRUCK MEETING, Philadelphia, 1975. **SAE Technical Paper**, 751014.

LIMPERT, R. **BRAKE DESIGN AND SAFETY.** 3. ed. Michigan: SAE, 2011.

MADIER, D. Practical Finite Element Analysis for Mechanical Engineers.

[S.l.]: FEA Academy, 2020.

MANSELL, A. Dot brake fluid vs. mineral oil, p. 12–2023, 2018.

MENEZES, R. C. d. Avaliação da influência de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura no desgaste e coeficiente de atrito do

par pastilha-disco de um mecanismo de freio veicular. Tese (Dissertação de mestrado) — Universidade Federal de Minas Gerais, 2016.

MODEST, M. F. **Radiative heat transfer.** Academic Press, 2013.

NARANG, S. K. **Brake design and safety.** Butterworth-Heinemann, 2012.

NEWCOMB, T.P.Spurr, R.T. **Braking of road vehicles.** UK: Chapman and Hall LTD.1967.

NEWCOMB, T.P., “Temperatures reached in disc brakes”. **Journal Mechanical Engineering Science**, Vol 2 N° 3, 1960.

NICOLAZZI, L.C.; ROSA, E.; LEAL, L.C.M. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis.** 180 p. Publicação Interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012

OLIVEIRA, J. **Modelagem e análise térmica de discos de freio para Baja SAE.** 2022. 86 f. TCC (Graduação Curso de Engenharia Mecânica) - Instituto Federal do Espírito Santo, São Mateus, 2022.

OZISIK, M. N. **Heat conduction.** John Wiley & Sons, 1985.

O'BRIEN, J. F., & Bailey, C. J. (Eds.). **Brake design and safety (3rd ed.).** Society of Automotive Engineers, 2014.

PASQUAL, G. V. P. **Análise termo-mecânica de discos de freio para um veículo baja SAE.** Projeto de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília-DF, 2021.

PICCININ, M. C. **Sistema de aquisição de dados e condicionamento de sinais para medição de desempenho de veículo baja SAE.** TCC (Graduação em Engenharia de Controle e Automação) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria-RS, 2022.

PUHN, Fred. **Brake Handbook.** Tradução: Manual de Freio. 2. ed. Tucson: HPBooks, 1985. ISBN 0-89586-232-8.

RADOVICH, G. D., & Kolmanovsky, I. V. **Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle.** Cambridge University Press, 2012.

RAGHAVAN, M. **Brake design and safety.** Society of Automotive Engineers, 2016.

RAJAMANI, R. **Vehicle dynamics and control.** Springer, 2012.

REDDY, J. N. **An introduction to the finite element method.** CRC Press, 2014.

SATOPE, S., Bote A., Rawool SD. Thermal Analysis of Disc Brake. **International Journal for Innovative Research in Science & Technology**. 2017 May;3(12):68-73.

SIEGEL, R., & Howell, J. R. **Thermal radiation heat transfer**. CRC Press, 2002.

SILVA, R. **Análise Térmica pelo Método de Elementos Finitos**. 2020. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/analise-termica-pelo-metodo-de-elementos-finitos/>. Acesso em: 30 de setembro de 2023.

SILVA, F. O. F. **Dinâmica de frenagem e análise térmica de freio a disco ventilado automotivo**. 2016. 71 f. TCC (Graduação Curso de Engenharia Mecânica) - Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB)**. SAE Brasil. 2021.

UDDIN, M. S., Ye, C., Wang, T., & Yuan, S. Thermal analysis and design optimization of a ventilated brake disc using finite element method. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 139, 52-67, 2019.

WANG, H., Li, B., Cao, Y., & Chen, H. Thermal analysis and optimization of drum brakes based on computational fluid dynamics. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, 230(10), 1302-1317, 2016.

WIPKE, K. B., Cuddy, M. R., & Burch, S. D. **Advanced regenerative braking systems**. National Renewable Energy Laboratory, 2007.

ZHAO, Y., ZONG, Z., & LIU, H. Numerical simulation and analysis of thermal behaviors for drum brake system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, 233(1), 23-33, 2019.