

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA E INSTITUTO DE CIÊNCIAS EXATAS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM
COMPUTACIONAL**

Gabriel Benazzi Lavinias Gonçalves

Análise computacional por elementos finitos do impacto da geometria e do material no desempenho térmico de discos de freio automotivos

Juiz de Fora

2025

Gabriel Benazzi Lavinias Gonçalves

Análise computacional por elementos finitos do impacto da geometria e do material no desempenho térmico de discos de freio automotivos

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal de Juiz de Fora como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Modelagem Computacional.

Orientadora: Prof^ª. Dr^ª. Flávia de Souza Bastos

Coorientadora: Prof^ª. Dr^ª. Sara del Vecchio

Juiz de Fora

2025

Ficha catalográfica elaborada através do Modelo Latex do CDC da UFJF
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Benazzi, Gabriel.

Análise computacional por elementos finitos do impacto da geometria e do material no desempenho térmico de discos de freio automotivos / Gabriel Benazzi Lavinias Gonçalves. – 2025.

83 f. : il.

Orientadora: Flávia de Souza Bastos

Coorientadora: Sara del Vecchio

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia e Instituto de Ciências Exatas. Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, 2025.

1. transferência de calor. 2. sistema de freios. 3. método dos elementos finitos. 4. estrutural mecânica aplicada. I. Bastos, Flávia de Souza, orient. II. del Vecchio, Sara, coorient. III. Título.

Gabriel Benazzi Lavinias Gonçalves

Análise computacional por elementos finitos do impacto da geometria e do material no desempenho térmico de discos de freio automotivos

Dissertação
apresentada ao
Programa de Pós-
graduação em
Modelagem
Computacional da Universidade
Federal de Juiz de
Fora como requisito
parcial à obtenção do
título de Mestre em
Modelagem
Computacional. Área
de concentração:
Modelagem
Computacional.

Aprovada em 25 de março de 2025.

BANCA EXAMINADORA

Prof.^a Dr.^a Flávia de Souza Bastos - Orientadora

Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof.^a Dr.^a Sara del Vecchio - Co-orientadora

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Sudeste de Minas Gerais

Prof.^a Dr.^a Patrícia Habib Hallak

Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Alexandre da Silva Scari

Universidade Federal de Minas Gerais

Juiz de Fora, 21/03/2025.



Documento assinado eletronicamente por **Flavia de Souza Bastos**, Professor(a), em



25/03/2025, às 10:16, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Patricia Habib Hallak, Professor(a)**, em 25/03/2025, às 10:46, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Sara Del Vecchio, Usuário Externo**, em 25/03/2025, às 12:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **ALEXANDRE DA SILVA SCARI, Usuário Externo**, em 01/04/2025, às 15:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no Portal do SEI-Ufjf (www2.ufjf.br/SEI) através do ícone Conferência de Documentos, informando o código verificador **2306822** e o código CRC **361AE66C**.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por todas as graças e bênçãos derramadas sobre mim, por iluminar constantemente meus caminhos e me guiar em cada passo.

Aos meus pais, José Roberto e Rosane, que sempre foram e continuam sendo meu alicerce, não apenas nos estudos, mas na vida. Eles têm buscado proporcionar as melhores condições para que eu siga em busca dos meus sonhos e objetivos, oferecendo todo o apoio necessário.

À minha orientadora, Flávia, e à minha coorientadora, Sara, por todas as orientações, conversas e incentivos que foram cruciais para a realização deste trabalho.

A todos os professores da pós-graduação, pela troca de conhecimento e pela disponibilidade em compartilhar parte do saber que lhes pertence.

À minha namorada, Bia, que, desde a graduação, tem enfrentado comigo os mesmos desafios. E juntos, compartilhamos os obstáculos da pós-graduação, sem os quais não seria possível concluir este curso.

"O que sabemos é uma gota, o que ignoramos é um oceano."

(Isaac Newton).

RESUMO

O sistema de freios está diretamente ligado à segurança veicular. Atualmente, os automóveis utilizam dois tipos principais de freios: a disco e a tambor. O dimensionamento adequado de todos os componentes desse sistema é fundamental para garantir seu desempenho. Diante disso, o presente estudo teve como objetivo analisar, por meio de simulações computacionais, utilizando como base o método de elementos finitos, o comportamento térmico de diferentes tipos de discos de freio submetidos a condições de frenagem intensas e extremas. Foram simulados três discos de freio (sólido, ventilado e perfurado) variando-se o material dos mesmos com Liga de Alumínio 1060, Ferro Fundido Cinzento e Aço SAE 1020 em três percursos diferentes, uma frenagem em declive, uma frenagem de emergência e 15 frenagens consecutivas com tempo de resfriamento entre cada uma. Os resultados indicaram que os discos ventilados demonstraram um desempenho significativamente superior ao disco sólido no que se refere à dissipação de calor. A temperatura mais elevada registrada foi de 576°C para o disco sólido de ferro fundido, durante uma frenagem em declive de 320 segundos. Em comparação, o disco ventilado convencional atingiu 380°C, enquanto o ventilado perfurado alcançou 363°C, ambos também de ferro fundido, reforçando a superioridade dos modelos ventilados no resfriamento. Além disso, a escolha do material teve grande influência nos resultados, sendo o alumínio o que apresentou a melhor dissipação térmica em relação ao aço e ao ferro fundido. Com base nessas análises, conclui-se que os discos ventilados são mais indicados para situações de frenagem intensa, como nos eixos dianteiros, enquanto os discos sólidos, por serem mais econômicos e menos eficientes, são mais adequados para os eixos traseiros.

Keywords: transferência de calor; sistema de freios; método dos elementos finitos; análise estrutural mecânica aplicada.

ABSTRACT

The braking system is directly linked to vehicle safety. Currently, automobiles use two main types of brakes: disc and drum brakes. Proper sizing of all components in this system is essential to ensure its performance. In this context, the present study aimed to analyze, through computational simulations based on the finite element method, the thermal behavior of different types of brake discs subjected to intense and extreme braking conditions. Three brake discs (solid, ventilated, and perforated) were simulated, with different materials used: 1060 Aluminum Alloy, Gray Cast Iron, and SAE 1020 Steel, in three different scenarios: a downhill braking, an emergency braking, and 15 consecutive braking events with cooling time between each. The results indicated that ventilated discs demonstrated significantly superior performance compared to solid discs in terms of heat dissipation. The highest recorded temperature was 576°C for the solid cast iron disc during a 320-second downhill braking event. In comparison, the conventional ventilated disc reached 380°C, while the ventilated and perforated disc reached 363°C, both also made of cast iron, reinforcing the superiority of ventilated models in cooling efficiency. Furthermore, material selection had a significant impact on the results, with aluminum exhibiting the best heat dissipation compared to steel and cast iron. Based on these analyses, it is concluded that ventilated discs should be prioritized for high-braking-load situations, such as in front axles, while solid discs, being more cost-effective but less efficient, are more suitable for rear axles.

Keywords: heat transfer; braking system; finite element method; applied mechanical structural analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Linha temporal da evolução do sistema de freios	19
Figura 2 - Princípio de funcionamento do sistema de freios automotivo	21
Figura 3 - Disco de Freio Sólido	23
Figura 4 - Disco de Freio Ventilado	23
Figura 5 - Disco de Freio Perfurado	24
Figura 6 - Disco de Freio Ranhurado	24
Figura 7 - Fluxo térmico em uma parede com gradiente de temperatura $T_1 > T_2$. .	28
Figura 8 - Camada limite na transferência por convecção	29
Figura 9 - Potência de frenagem ao longo do tempo	31
Figura 10 - Diagrama de Corpo Livre	32
Figura 11 - Canal de um disco ventilado	35
Figura 12 - Fluxograma da metodologia em cada disco	36
Figura 13 - Percursos simulados	37
Figura 14 - Discos de freios renderizados	38
Figura 15 - Cubo e roda renderizados	39
Figura 16 - Montagem do conjunto completo	39
Figura 17 - Geometrias de construção criadas no disco	40
Figura 18 - Potência de frenagem	42
Figura 19 - Coeficiente convectivo	43
Figura 20 - Convergência de malha no disco	44
Figura 21 - Malha dos discos	46
Figura 22 - Malha do cubo e da roda	47
Figura 23 - Temperatura ao longo do tempo no nó 5 nas frenagens consecutivas . .	51
Figura 24 - Temperatura ao longo do tempo no nó 5 na frenagem em declive	52
Figura 25 - Distribuição de temperaturas na frenagem de emergência	54
Figura 26 - Distribuição de temperaturas nas frenagens consecutivas	55
Figura 27 - Distribuição de temperaturas na frenagem em declive	55
Figura 28 - Distribuição de temperatura ao longo da seção transversal dos discos . .	57
Figura 29 - Distribuição de temperatura nos discos de freio	63
Figura 30 - Distribuição de temperatura nos discos de freio	64
Figura 31 - Distribuição de temperatura nos discos de freio	65
Figura 32 - Distribuição de temperatura nos discos de freio	66
Figura 33 - Distribuição de temperatura nos discos de freio	67
Figura 34 - Distribuição de temperatura no cubo	68
Figura 35 - Distribuição de temperatura no cubo	69
Figura 36 - Distribuição de temperatura no cubo	70
Figura 37 - Distribuição de temperatura na roda	71

Figura 38 - Distribuição de temperatura na roda	72
Figura 39 - Distribuição de temperatura na roda	73
Figura 40 - Qualidade de elemento do disco sólido	74
Figura 41 - Razão de aspecto do disco sólido	74
Figura 42 - Qualidade do elemento do disco ventilado	75
Figura 43 - Razão de aspecto do disco ventilado	75
Figura 44 - Qualidade do elemento do disco perfurado	76
Figura 45 - Razão de aspecto do disco perfurado	76
Figura 46 - Qualidade do elemento do cubo	77
Figura 47 - Razão de aspecto do cubo	77
Figura 48 - Qualidade do elemento da roda	78
Figura 49 - Razão de aspecto da roda	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coordenadas dos pontos definidos nos discos	40
Tabela 2 – Propriedades dos materiais.	41
Tabela 3 – Refinamento nos discos	45
Tabela 4 – Número de substeps	48
Tabela 5 – Temperatura final em cada ponto do disco	50

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{canal}	Área dos canais [m^2]
A_{ent}	Área de entrada de fluxo de ar nos canais [m^2]
A_{ext}	Área da pista externa do disco [m^2]
A_{int}	Área da pista interna do disco [m^2]
A_{sai}	Área de saída de fluxo de ar nos canais [m^2]
A_{var}	Área varrida pela pastilha [m^2]
c_d	Calor específico do disco [$J/kg.K$]
c_p	Calor específico da pastilha [$J/kg.K$]
D	Diâmetro maior do disco [m]
d	Diâmetro menor do disco [m]
d_h	Diâmetro hidráulico dos canais [m]
E	Energia de frenagem [J]
E_{cin}	Energia cinética [J]
E_{pot}	Energia potencial gravitacional [J]
g	Aceleração gravitacional [m/s^2]
k	Condutividade térmica [$W/m.K$]
k_{ar}	Condutividade térmica do ar [$W/m.K$]
k_d	Condutividade térmica do disco [$W/m.K$]
k_p	Condutividade térmica da pastilha [$W/m.K$]
k_{rot}	Fator de correção para massas em rotação [ad.]
h_{conv}	Coefficiente convectivo do disco [$W/m^2.K$]
m	Massa do veículo [kg]
m_{ar}	Fluxo mássico de ar [kg/m^3]
n_{rev}	Número de rotações por minuto [rev/min]
P_{canal}	Perímetro dos canais [m]
P_{max}	Potência máxima de frenagem [W]
P_{med}	Potência média de frenagem [W]
Pr	Número de Prandtl [ad.]
$q_{\partial s}$	Fluxo de calor em uma das pistas do disco [W/m^2]
q_o	Fluxo de calor total no disco [W/m^2]
Re	Número de Reynolds [ad.]
r_{pneu}	Raio do pneu [m]
s	Escorregamento do pneu [ad.]
T_s	Temperatura na superfície [K]
T_{∞}	Temperatura do fluido [K]
v	Velocidade instantânea do veículo [m/s]
V_{med}	Velocidade média do fluxo de ar [m/s]
γ	Parcela de calor absorvida pelo disco [ad.]
ρ_d	Densidade do disco [kg/m^3]
ρ_p	Densidade da pastilha [kg/m^3]

ω	velocidade angular do pneu [<i>rad/s</i>]
ξ	Distribuição de frenagem no eixo dianteiro [ad.]
\forall	Para todo
\in	Pertence

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS	16
1.1.1	Objetivo Geral	16
1.1.2	Objetivos Específicos	17
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	17
2	SISTEMA DE FREIOS	19
2.1	EVOLUÇÃO DOS SISTEMAS DE FREIOS	19
2.2	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	21
2.2.1	Disco de freio	22
2.3	PROBLEMAS COM FREIOS	24
3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	27
3.1	CONDUÇÃO	27
3.2	CONVECÇÃO	28
3.3	RADIAÇÃO	29
4	DINÂMICA DE FRENAGEM	30
4.1	FLUXO DE CALOR NO DISCO	30
4.2	CONVECÇÃO NO DISCO	33
5	METODOLOGIA	36
5.1	PRÉ-PROCESSAMENTO	37
5.1.1	Percursos	37
5.1.2	Geometria	38
5.1.3	Materiais	40
5.1.4	Condições Iniciais e de Contorno	41
5.1.5	Malha	43
5.1.5.1	<i>Refino da Malha</i>	44
5.2	PROCESSAMENTO	45
6	DISCUSSÃO DE RESULTADOS	49
6.1	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NOS PONTOS	49
6.2	MAPA DE CALOR	53
6.2.1	Frenagem de emergência	53
6.2.2	Frenagens consecutivas	53
6.2.3	Frenagem em declive	54
6.3	SEÇÃO TRANSVERSAL DO DISCO	56
7	CONCLUSÃO	58
	REFERÊNCIAS	59
	ANEXO A – GRÁFICOS E FIGURAS	62

1 INTRODUÇÃO

O sistema de frenagem é um dos principais componentes de segurança em veículos automotivos, sendo responsável por reduzir a velocidade ou parar o veículo ao converter energia mecânica em energia térmica. Essa função é essencial, especialmente em situações críticas, como frenagens de emergência ou descidas em declive acentuado.

Contudo, o superaquecimento do sistema de frenagem pode comprometer sua eficiência, causando falhas no funcionamento e colocando em risco a segurança dos ocupantes. Para mitigar esses problemas, a estabilidade térmica do sistema é mantida por mecanismos de dissipação de calor, como o disco de freio, que desempenha papel central nesse processo (Agrawal, 2024).

Existem dois tipos principais de sistemas de freios utilizados em veículos automotivos: o freio a tambor e o freio a disco. Os freios a tambor funcionam utilizando sapatas que, ao serem acionadas, se expandem contra a superfície interna de um tambor, gerando atrito para reduzir a rotação das rodas. Apesar de sua simplicidade e baixo custo, essa tecnologia acumula calor mais rapidamente, tornando-se menos eficiente em condições de uso contínuo ou intenso.

Por outro lado, os freios a disco utilizam pinças que comprimem pastilhas contra um disco ou rotor, criando atrito para desacelerar o veículo. Sua maior capacidade de dissipação de calor os tornam preferíveis em situações de frenagem frequente ou alta intensidade, como em veículos de alto desempenho ou trajetos com declives prolongados (Patel et al., 2022).

O comportamento termomecânico dos sistemas de frenagem tem sido um tema amplamente estudado na engenharia automotiva, devido à sua relevância para o desempenho e a segurança do veículo. A dissipação de calor, em particular, é um fator crítico para manter a eficiência do sistema, reduzindo o desgaste excessivo dos componentes.

O aumento da temperatura ao longo do tempo pode afetar a rugosidade da superfície de contato disco-pastilha e comprometer a segurança da frenagem. Quando a fricção entre o disco e a pastilha diminui devido ao aumento da temperatura, ocorre o fenômeno conhecido como "*fade*", reduzindo dessa forma, a capacidade de frenagem do veículo e, conseqüentemente, aumentando a distância de parada (Herring, 1967).

A geometria dos discos de freio é outro aspecto relevante. Eles podem ser classificados em dois principais tipos: sólido e ventilado. Os discos sólidos são mais simples e econômicos, mas acumulam mais calor durante a frenagem. Já os discos ventilados possuem canais internos que aumentam a área de superfície, facilitando a dissipação de calor e tornando-os mais indicados para aplicações que exigem alto desempenho térmico. Estudos comparativos têm evidenciado as vantagens dos discos ventilados.

Belhoucine e Abdullah (2022) verificaram que a temperatura final em discos

ventilados foi cerca de 15% menor do que em discos sólidos, destacando a importância da geometria na eficiência térmica do sistema.

Em complemento a isso, Shrivastava (2021) conduziu uma análise comparativa entre discos sólidos, perfurados e ranhurados, demonstrando que os discos perfurados e ranhurados apresentaram desempenho superior na dissipação de calor. O disco ranhurado, em particular, mostrou-se mais eficaz na redução da temperatura devido à sua capacidade de direcionar o fluxo de ar e eliminar resíduos de atrito acumulados na superfície.

Além disso, condições de uso específicas também impactam o desempenho térmico do sistema. Jian e Shui (2017) realizaram uma análise detalhada do gradiente de temperatura em discos de freio ventilados após eventos de frenagem de emergência, utilizando tanto métodos numéricos quanto experimentais.

Posteriormente, Jian et. al (2020) expandiram a pesquisa para incluir condições extremas, como frenagens consecutivas e prolongadas em declives, avaliando a eficácia da inclusão de tubos de dissipação de calor na superfície do disco. Os resultados confirmaram que esses tubos melhoram significativamente a dissipação de calor e a uniformidade da temperatura do disco, aumentando a eficiência do sistema em condições severas de uso.

Durante a fricção, a distribuição da carga térmica no disco de freio não ocorre de modo uniforme, embora no cenário ideal possa ser considerada axialmente simétrica. No entanto, foi validado por Adamowicz e Grzes (2011) que modelos bidimensionais e tridimensionais que utilizam elementos finitos podem ser equiparáveis às situações reais em que ocorre carga térmica não axialmente simétrica.

O material utilizado na fabricação também é um fator determinante no desempenho térmico. Gupta et. al (2017) compararam discos de freio fabricados com diferentes materiais, como alumínio, aço de alta liga e ferro fundido, e demonstrou que as propriedades térmicas dos materiais influenciam significativamente a temperatura final atingida durante a frenagem. Discos de alumínio, por exemplo, apresentaram menor resistência térmica, enquanto os de ferro fundido mostraram menor capacidade de absorção e dissipação de calor.

O trabalho desenvolvido por Choy et. al (2023) reforçou a boa performance do alumínio também para os tambores de freio. Ele teve como objetivo aprimorar a distribuição da força circunferencial, melhorar a dissipação de calor e otimizar o projeto de um modelo de tambor de freio por meio de simulações computacionais utilizando o método de elementos finitos. O modelo aprimorado resultou em uma redução de 27,33% na tensão de von Mises, e constatou-se que a liga de alumínio apresentou o melhor desempenho em termos de dissipação de calor, tornando-se a escolha mais adequada para o projeto.

O trabalho desenvolvido por Ouyung et al. (2024) realizou um estudo sobre a condutividade térmica de um tambor de freio fabricado por um compósito de liga fabricada a laser com uma base de ferro fundido nodular. Foi verificado que embora a condutividade

térmica desse composto tenha sido intermediária entre a liga e o ferro base, a distribuição da condutividade térmica nas direções x - y - z foram diferentes, tendo x a difusão mais rápida e z a mais lenta. Por meio desse estudo foi possível avaliar como as propriedades físicas dos materiais variam em função do modo de fabricação.

O estudo realizado por Yevtushenko e Grzes (2016) utilizou a análise por elementos finitos para investigar o comportamento térmico de um conjunto disco-pastilha, considerando a influência da temperatura nas propriedades termofísicas dos materiais e no coeficiente de atrito. Os autores observaram que, ao levar em conta a variação do coeficiente de fricção com a temperatura, tanto o tempo de frenagem quanto a distância necessária para atingir um coeficiente de fricção constante foram subestimados em simulações que desconsideravam essa dependência térmica.

De acordo com Yan et. al (2016), cerca de 90% do calor gerado durante a frenagem é absorvido pelo disco de freio, reforçando sua importância no sistema de dissipação térmica. No entanto, a escolha do material do disco deve considerar não apenas o desempenho térmico, mas também os impactos ambientais e à saúde.

O atrito entre as pastilhas e o disco gera partículas finas que podem contaminar o meio ambiente e causar problemas respiratórios. Materiais tradicionalmente utilizados, como o amianto, foram amplamente desqualificados devido aos seus efeitos carcinogênicos (Hendre e Bachchhav, 2021). O estudo desenvolvido por Akyüz et al. (2022) investigou o uso de materiais híbridos, como ferro fundido com superfícies revestidas de aço inoxidável, para melhorar o desempenho térmico e reduzir a emissão de partículas finas.

Diversos softwares de análise numérica têm sido desenvolvidos para facilitar estudos sobre as propriedades térmicas e estruturais dos discos de freio, permitindo a avaliação de diferentes modelos e materiais.

O trabalho desenvolvido por Dubale et. al (2021) demonstrou que devido à simetria axial que o disco de freio possui, é possível realizar uma simulação numérica tomando-se como parâmetro apenas uma fração do mesmo, sem a ocorrência da perda de precisão nos resultados finais.

Neste contexto, o presente trabalho busca realizar uma análise térmica em discos de freio variando-se material, geometria e percurso de rodagem, por meio do método de análise por elementos finitos. O modelo desenvolvido incorpora tanto a roda quanto o cubo de roda, um diferencial em relação aos estudos anteriores utilizados como base.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho propõe uma abordagem para a análise das temperaturas em discos de freio, considerando a variação da geometria e do material em três cenários distintos, a

fim de avaliar seus impactos na distribuição de temperatura.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Determinar a distribuição de temperatura ao longo do corpo dos discos em uma ou mais frenagens;
- Avaliar como o material interfere na temperatura final dos discos de freio;
- Examinar o gradiente de temperatura entre as pistas externas e internas dos discos;
- Contrastar o resfriamento dos discos que possuem canais aletados com o que não possui.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho está organizado da seguinte forma:

- O Capítulo 1 apresenta uma introdução ao tema deste trabalho, destacando estudos anteriores que serviram de base para sua execução. Além disso, são definidos o objetivo geral e os objetivos específicos estabelecidos pelo autor.
- O Capítulo 2 aborda os sistemas de freios, desde sua criação até as tecnologias mais modernas disponíveis atualmente. Também são discutidos o princípio de funcionamento mecânico dos freios automotivos e os problemas típicos que afetam seus componentes.
- O Capítulo 3 apresenta os princípios da transferência de calor - condução, convecção e radiação - e as equações e leis que regem cada um desses mecanismos.
- O Capítulo 4 apresenta o embasamento teórico dos cálculos analíticos utilizados no dimensionamento térmico, os quais serviram de base para a definição dos parâmetros de entrada nas simulações realizadas.
- O Capítulo 5 descreve os métodos numéricos utilizados neste trabalho, incluindo o método dos elementos finitos, o método de Newton-Raphson e técnicas de solução numérica dependentes do tempo.
- O Capítulo 6 apresenta a metodologia do trabalho, começando pelas etapas do pré-processamento da análise, que incluem a definição dos percursos simulados, a criação da geometria, a especificação das propriedades dos materiais e a discretização

da peça, além do teste de convergência por meio do refino da malha e da definição das condições iniciais e de contorno. Por fim, são detalhados os parâmetros de processamento utilizados no software.

- O Capítulo 7 apresenta e discute os resultados obtidos na fase de pós-processamento, comparando o desempenho de cada geometria e material analisado.
- O Capítulo 8 apresenta as conclusões finais, avaliando se os objetivos iniciais foram alcançados e, caso contrário, justificando as razões. A dissertação é concluída com sugestões para trabalhos futuros.

2 SISTEMA DE FREIOS

De acordo com Leal et al. (2012), o sistema de freios é uma das partes mais essenciais para a segurança veicular, pois, enquanto o automóvel leva vários segundos para alcançar altas velocidades, a desaceleração, responsabilidade do sistema de freios, deve ocorrer em um tempo e espaço significativamente menores. Falhas nesse processo podem levar a consequências imprevisíveis, muitas vezes resultando em acidentes fatais.

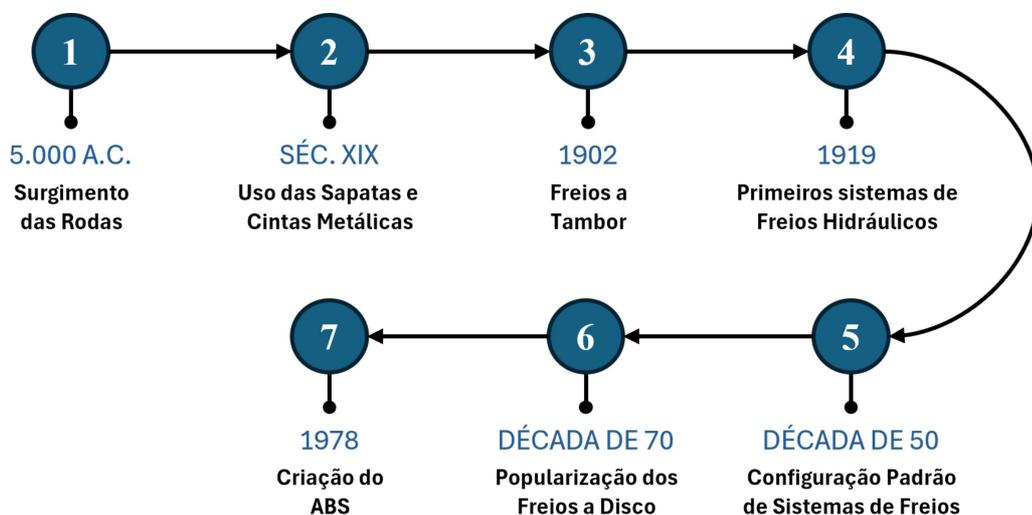
Os dois tipos de freios mais comuns em veículos automotivos são os freios a tambor e os freios a disco. Os freios a tambor, mais frequentes no eixo traseiro e em veículos mais antigos, apresentam desempenho inferior em diversos aspectos quando comparados aos freios a disco. Estes, por sua vez, vêm ganhando cada vez mais espaço em projetos modernos da indústria automotiva devido à sua maior eficiência e melhor dissipação de calor.

2.1 EVOLUÇÃO DOS SISTEMAS DE FREIOS

Os sistemas de freios de hoje são resultado de um aprimoramento tecnológico que remonta a tempos muito antigos, desde o surgimento das rodas em 5.000 A.C., que acredita-se ter ocorrido na Mesopotâmia, quando foi necessário a criação de um mecanismo capaz de frear ou parar grandes cargas em movimento. A história da evolução do freio descrita a seguir e apresentada de forma simplificada na linha temporal da Figura 1 é baseada no que foi exposto por Sabó (2020).

Os primeiros sistemas de freios eram rudimentares em comparação com as tecnologias atuais. Desde sua concepção por volta de 5.000 a.C. até o século XIX, os avanços nessa área foram limitados. Esses sistemas consistiam principalmente em sapatas de madeira

Figura 1 - Linha temporal da evolução do sistema de freios



que, ao serem acionadas manualmente por meio de alavancas, geravam atrito com as rodas para desacelerar carroças ou outros veículos. Em alguns casos, também eram utilizados blocos de travamento que entravam em contato direto com o solo, contribuindo para a frenagem.

No século XIX, os sistemas de freios passaram por significativas melhorias, começando com os freios de sapatas externas simples, como o implementado por Baron Karl Drais em 1820 em sua draisiana. Na década de 1850, com a introdução de eixos de ferro, surgiram sapatas que pressionavam superfícies metálicas das rodas, acompanhadas de mecanismos de redução que diminuía o esforço físico necessário para a frenagem. Apesar disso, os sistemas ainda eram limitados às rodas traseiras e dependiam da força do condutor, atendendo à baixa demanda de frenagem dos veículos da época.

Nos anos finais do século, Gottlieb Daimler introduziu freios traseiros acionados por alavancas em 1885, e, em 1886, os veículos Daimler Motor Carriage e Benz Motor Car apresentaram freios de sapatas externas em todas as rodas. Além disso, os primeiros freios de cinta começaram a ser usados, com tambores que serviam como superfície de atrito para as cintas. Essa inovação foi favorecida pela transição para pneus com ar, que ofereciam maior conforto e eficiência, marcando o início de sistemas de frenagem mais modernos e funcionais.

Em 1902, Louis Renault introduziu uma inovação que perdura até os dias atuais: o freio a tambor com sapatas internas. Esse sistema, devido à sua construção, possibilita maiores torques de frenagem, uma vez que o momento gerado faz com que as sapatas girem mais intensamente contra o tambor. Contudo, apesar da melhoria no desempenho, o acionamento do freio ainda era mecânico, realizado por cabos e alavancas. Além disso, problemas como ruídos, acúmulo de detritos e a necessidade constante de manutenção continuavam a afetar a eficiência do sistema.

Ainda que os freios acionados mecanicamente por cabos e alavancas fossem confiáveis, as manutenções e os ruídos continuavam sendo desagradáveis. Dessa forma, começaram a surgir em 1919, os primeiros sistemas de freios acionados hidraulicamente. Isso possibilitou a redução da força de acionamento por parte do motorista, assim como os ruídos, o melhor controle de frenagem e a redução do número de manutenções.

Em 1928, além da confecção de freios com acionamento hidráulico, surgiu o servo freio a vácuo, ou hidrovácuo, de forma que a força de acionamento por parte do piloto pôde ser reduzida ainda mais na frenagem. Essa assistência de frenagem se popularizou durante a década de 40 e passou a ser padrão nos veículos a partir dos anos 50.

Na corrida de Le Mans de 1953, a Jaguar reviveu uma tecnologia que havia sido concebida nos primeiros anos de 1900, mas sem sucesso na época: o freio a disco. Esse sistema se mostrou promissor devido à sua maior eficiência de frenagem em alta velocidade nas pistas. Inicialmente, os freios a disco foram instalados apenas no eixo dianteiro, o qual

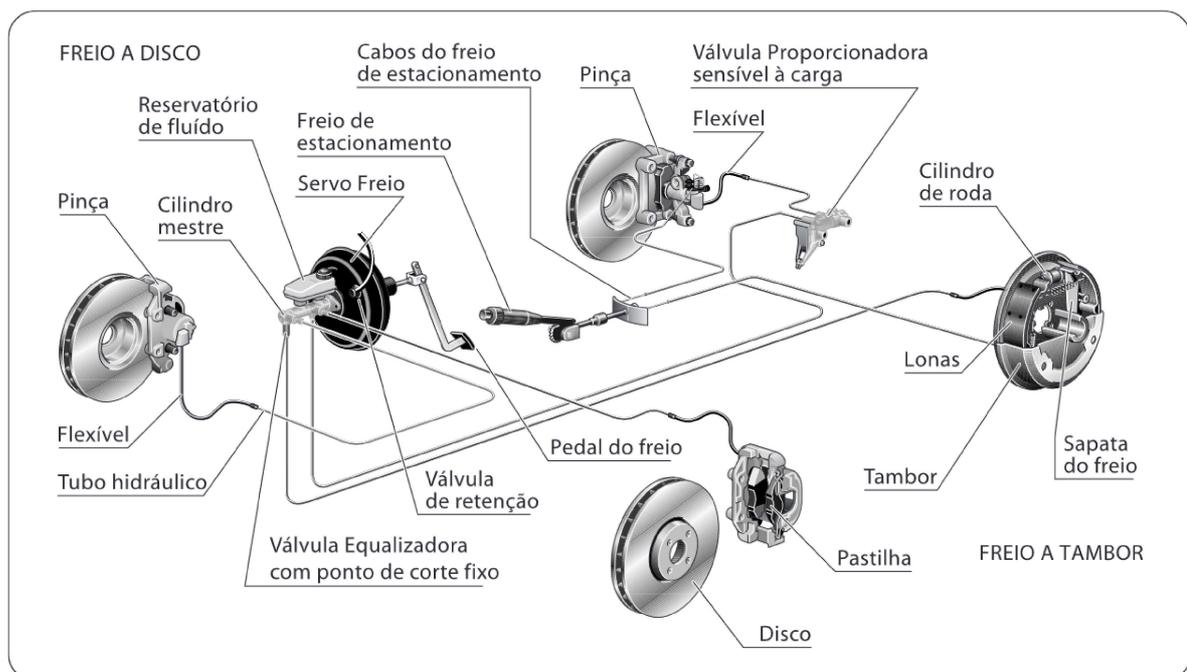
absorve uma carga maior de frenagem. Em 1961, os primeiros veículos com freios a disco em todas as quatro rodas foram lançados. Nos anos seguintes, a popularização dos freios a disco foi tão grande que o freio a tambor praticamente desapareceu do eixo dianteiro, mesmo nos veículos mais acessíveis.

Em 1978, a eletrônica passou também a estar presente no sistema de freios. A Bosch, em parceria com a Daimler, desenvolveu o *Anti-lock Braking System* (ABS) (Sistema de Freios Anti-bloqueios). A presença do ABS revolucionou o comportamento dinâmico do veículo, uma vez que passa a integrar um componente de segurança ativa do veículo. O mecanismo do ABS consegue detectar quando uma roda está na iminência do travamento e impede que isso ocorra por meio de sensores e atuadores próprios.

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O correto funcionamento do sistema de freios, seja ele a tambor ou a disco, exige que uma série de eventos ocorra desde o momento em que o piloto pressiona o pedal de freio até o contato entre os materiais de atrito. Apesar da complexidade dos processos envolvidos, todo esse ciclo deve acontecer de forma praticamente instantânea, imperceptível a olho nu, pois o sistema de freios é o principal mecanismo de segurança do veículo. Ele está diretamente relacionado à proteção do piloto e de todos os que possam ser impactados ao seu redor. A abordagem apresentada segue a explicação encontrada em Nakata (2014) e ilustrada na Figura 2.

Figura 2 - Princípio de funcionamento do sistema de freios automotivo



Fonte: Nakata (2014)

No sistema tradicional, o pedal de freio é o primeiro componente acionado. A força aplicada pelo piloto é transmitida ao servo freio (hidrovácuo), onde é amplificada antes de alcançar o cilindro mestre. Essa amplificação reduz significativamente o esforço necessário por parte do piloto, permitindo que o veículo seja freado de maneira eficiente com uma força menor aplicada ao pedal.

O cilindro mestre é o componente responsável por converter a força aplicada no pedal de freio em pressão hidráulica, que é transmitida às linhas de freio por meio de um êmbolo interno localizado em sua câmara. Ele pode ser classificado como simples ou duplo, dependendo de sua configuração interna.

No caso do cilindro mestre simples, há apenas uma câmara interna, responsável por transmitir a pressão hidráulica para as quatro rodas do veículo. Essa configuração apresenta uma desvantagem significativa: em caso de falha, todo o sistema de freio é comprometido, colocando em risco a segurança do veículo.

Já o cilindro mestre duplo possui duas câmaras internas, cada uma encarregada de fornecer pressão hidráulica para um par de rodas. Essa divisão aumenta a confiabilidade do sistema, pois, em caso de falha em uma das câmaras, o veículo ainda mantém aproximadamente 50% da capacidade de frenagem, garantindo um nível mínimo de segurança.

Nas rodas dianteiras, a pressão do fluido proveniente do cilindro mestre é transmitida pelas linhas de freio até as pinças. O êmbolo da pinça de freio exerce pressão sobre as pastilhas, forçando-as contra o disco de freio. Essa interação gera a força de atrito necessária para desacelerar o veículo. Como as pinças são fixadas à manga de eixo, elas permanecem estáticas, enquanto os discos realizam o movimento rotacional.

Nas rodas traseiras, a pressão do fluido é direcionada pelas linhas de freio às sapatas. Essas sapatas realizam um movimento radial, limitado pelos suportes ou pinos em que estão montadas. As lonas de freio, fixadas às sapatas, funcionam como o material de atrito, equivalente às pastilhas de freio no sistema dianteiro. Durante o movimento das sapatas, as lonas entram em contato com a superfície interna do tambor de freio, gerando atrito e contribuindo para a desaceleração do veículo.

2.2.1 Disco de freio

O disco é o componente girante do sistema de freios a disco, estando este fixo ao cubo de roda, e compartilhando da mesma velocidade angular. A escolha do tipo de disco está relacionada tanto à capacidade de dissipação de calor, quanto à resistência mecânica. Há diversas escolhas possíveis de discos de freios no mercado, podendo-se citar os seguintes modelos: sólido, ventilado, perfurado e ranhurado.

O modelo sólido, apresentado na Figura 3, possui menor capacidade de resfriamento se comparado aos ventilados, sendo menos frequente sua utilização no eixo dianteiro, que demanda maior carga de frenagem, e mais comum no eixo traseiro devido ao seu baixo

custo de mercado.

Figura 3 - Disco de Freio Sólido



Fonte: Rodrigues (2021)

Ao contrário dos discos sólidos, os discos ventilados, como o mostrado na Figura 4, são caracterizados por possuírem canais aletados entre seus dois pratos. Essa construção permite uma circulação de ar mais eficiente entre as aletas, resultando em um arrefecimento superior dos componentes do sistema de frenagem, o que os torna bastante eficazes em condições de uso normal.

De acordo com Limpert (1999), discos de freios ventilados apresentam um coeficiente de convecção duas vezes superior se comparados aos discos sólidos.

Figura 4 - Disco de Freio Ventilado



Fonte: Rodrigues (2021)

Os discos perfurados ventilados são constituídos pela adição de furos nas duas faces paralelas do corpo de um disco ventilado comum. A presença dos furos possibilita uma melhor dissipação de calor na superfície do disco, similarmente à presença das aletas.

Entretanto, da mesma forma que a capacidade de resfriamento é melhorada, o incremento de temperatura para freadas bruscas também é maior se comparado a outros

modelos sem furos, uma vez que a área varrida pela pastilha é reduzida, ocasionando um fluxo de calor superior para uma dada potência de frenagem. A Figura 5 apresenta um modelo de um disco perfurado ventilado.

Figura 5 - Disco de Freio Perfurado



Fonte: Rodrigues (2021)

Os discos ranhurados são semelhantes aos discos perfurados, com a exceção da forma do sulco que está presente nas superfícies do disco. Ambos apresentam um diferencial em relação aos sólidos no quesito dissipação de calor.

Figura 6 - Disco de Freio Ranhurado



Fonte: Sharp (2011)

2.3 PROBLEMAS COM FREIOS

Por ser um componente essencial para a segurança do veículo, o sistema de freios requer manutenções regulares, sejam elas corretivas, preditivas ou preventivas. Diversos problemas podem afetar seu funcionamento e comprometer a segurança do veículo. Leal

et. al (2012) destacam em específico quatro muito comuns: *fade*, vaporização do fluido de freio, ruído nas guarnições e impactos ambientais.

- **Fade**

Iniciando pelo efeito fade, esse problema está diretamente relacionado ao superaquecimento dos componentes de atrito do sistema de freios, como pastilhas e discos ou lonas e tambor. Quando a temperatura atinge níveis críticos, ocorre a redução do coeficiente de atrito entre as superfícies de contato, comprometendo a eficiência da frenagem e, conseqüentemente, a segurança do condutor. Esse fenômeno é mais comum em situações que exigem o uso contínuo dos freios, como em descidas íngremes.

- **Vaporização do fluido**

A vaporização do fluido de freio, um problema mais acentuado em sistemas de freio a disco do que em freios a tambor, essa ocorrência é causada pelo aquecimento do cubo de roda, que, por sua vez, eleva a temperatura das pastilhas de freio. Esse efeito é ainda mais significativo em pastilhas metálicas, devido à sua alta condutividade térmica, resultando no aumento da temperatura do fluido de freio e sua conseqüente vaporização.

Esse fenômeno é extremamente prejudicial ao sistema, pois a presença de vapor nas linhas de freio pode levar à perda parcial ou até mesmo total da capacidade de frenagem. A única maneira de mitigar esse problema é por meio da implementação de métodos eficazes de resfriamento dos freios.

- **Ruído nas guarnições**

Embora, de modo geral, os ruídos nas guarnições dos freios não representem um problema tão grave quanto os mencionados anteriormente, eles merecem atenção especial por parte do motorista, que deve realizar uma revisão completa do sistema.

As causas mais comuns desses ruídos incluem irregularidades na superfície do disco, dureza excessiva do material da pastilha, especialmente em pastilhas metálicas ou semimetálicas, contato irregular entre pastilha e disco e/ou a flutuação da pastilha na pinça de freio.

- **Impactos ambientais**

Por fim, é importante considerar os impactos ambientais das guarnições de freio e como elas podem afetar negativamente o meio ambiente. À medida que os componentes das guarnições se desgastam pelo atrito, liberam partículas extremamente finas que podem ser lançadas na atmosfera e, posteriormente, carregadas pelas chuvas, contaminando mananciais, rios e plantações.

Um exemplo notável é o asbesto, anteriormente amplamente utilizado na fabricação de guarnições devido ao seu excelente desempenho, mas proibido devido às suas propriedades cancerígenas. Dessa forma, a busca por materiais que aliem um desempenho eficiente à segurança ambiental e à saúde humana deve ser priorizada.

3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os três principais modos de transferência de calor envolvidos em um sistema de freios são: condução, convecção e radiação. Embora todos esses mecanismos dependam do mesmo princípio fundamental (existência de uma diferença de temperatura), cada um é regido por leis físicas distintas. Esses processos podem atuar de forma isolada, quando a taxa de transferência de um deles é significativamente superior às dos demais, ou de forma simultânea, contribuindo em conjunto para a dissipação de calor no sistema.

3.1 CONDUÇÃO

O princípio de transferência de calor por condução está relacionado com a atividade das moléculas ou átomos que compõem o meio, devido a um gradiente de temperatura (Incropera e Dewitt, 2022). A Lei de Fourier, a qual governa o princípio de transferência de calor por condução, relaciona os parâmetros que vão afetar o fluxo térmico (q''_{cond}) em uma ou mais direções, de acordo com suas razões de proporcionalidade, conforme apresentado em Equação (3.1).

$$q''_{cond} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.1)$$

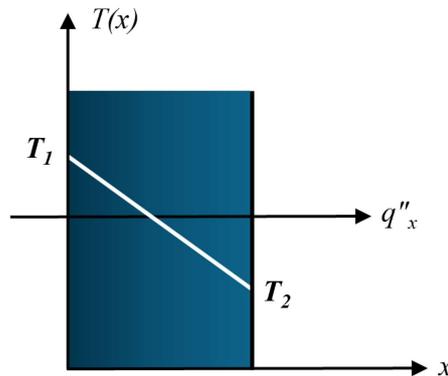
Como já dito anteriormente, o pré requisito mínimo para que ocorra transferência de calor de um meio para outro, seja pela condução, convecção ou radiação, é a variação da temperatura ao longo das direções espaciais. Dessa forma, fica evidente a inclusão desse gradiente no equacionamento da Lei de Fourier.

Além disso, está presente também a condutividade térmica, denotada por k , de modo que nesse caso é igual em todas as direções, pois o material é isotrópico. Tal grandeza é uma propriedade intrínseca do material que compõe o meio. Enquanto os materiais com alta condutividade térmica são denominados condutores, como as ligas metálicas, que compõem o material dos discos de freio e aqueles que possuem uma baixa condutividade térmica são denominados isolantes, como espumas ou sólidos não metálicos.

Tomando-se a taxa de transferência de calor por condução em uma parede plana pequena, existindo um gradiente de temperatura entre as duas superfícies opostas, e considerando que os planos normais ao eixo x são superfícies isotérmicas, tem-se, como exemplo, a Figura 7.

O trabalho desenvolvido por Pinca-Bretotean et. al (2021) demonstrou como uma pastilha de material semi-metálico, cuja condutividade térmica é quase o dobro de outra formada por um compósito, afeta a transferência de calor por condução entre os corpos e conseqüentemente, a temperatura final no conjunto disco-pastilha em uma frenagem de emergência.

Figura 7 - Fluxo térmico em uma parede com gradiente de temperatura $T_1 > T_2$



Fonte: Adaptado de Incropera e Dewitt (2014)

O princípio de transferência de calor por condução é muito mais efetivo em substâncias no estado sólido do que em substâncias no estado fluido, em virtude do menor espaçamento intermolecular que aquelas possuem em relação a estas. Por consequência, líquidos e gases possuem uma condutividade térmica consideravelmente inferior aos sólidos (Incropera e Dewitt, 2022)

3.2 CONVECÇÃO

A transferência de calor por convecção corresponde à superposição da difusão, que é o movimento aleatório de partículas, e da advecção, que é o movimento global do fluido. Considerando a advecção, é necessário que o fluido e a superfície de contato estejam em temperaturas diferentes.

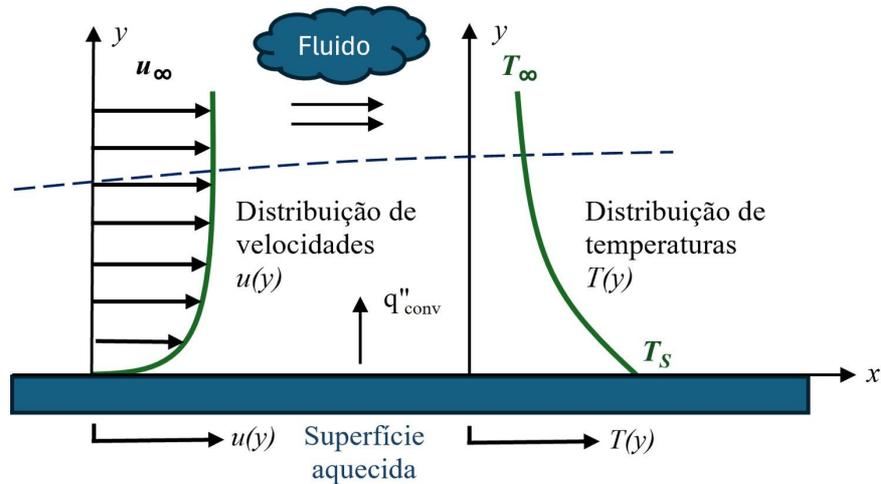
O contato entre eles provocará a existência de uma região denominada camada-limite de velocidade ou hidrodinâmica, e com a presença do gradiente de temperatura, a camada-limite térmica (Incropera e Dewitt, 2014), conforme apresentado na Figura 8.

A transferência de calor por convecção depende de diversas propriedades do fluido, como viscosidade dinâmica, condutividade térmica, densidade, calor específico, bem como do tipo de escoamento (laminar ou turbulento). Além disso, características da superfície, como rugosidade e geometria, também influenciam diretamente no fenômeno. Apesar dessa complexidade, o mecanismo pode ser bem representado pela Lei de Resfriamento de Newton (Cengel e Guajar, 2012), expressa na Equação (3.2), na qual o fluxo térmico é determinado com base no coeficiente de convecção (h_{conv}) e nas temperaturas do fluido (T_∞) e da superfície (T_s) em contato com ele.

$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (3.2)$$

A convecção pode ser tanto forçada, quanto natural. No primeiro caso deve haver a presença de um força motora externa, como um ventilador, por exemplo, provocando o

Figura 8 - Camada limite na transferência por convecção



Fonte: Adaptado de Incropera e Dewitt (2014)

escoamento forçado do fluido, enquanto no escoamento natural, o deslocamento do fluido ocorre por causas naturais, como o empuxo, responsável por deslocar partículas fluidas mais quentes, e portanto menos densas, para cima e partículas mais frias, e portanto mais densas, para baixo (Cengel e Ghajar, 2012).

O estudo da transferência de calor por convecção e seus parâmetros adimensionais, como o número de Reynolds, número de Nusselt e número de Prandtl, nas placas externas de um disco de freio foi realizado por Zhang et al. (2017). É importante destacar que a transferência de calor por convecção do conjunto disco/pastilha para o ambiente torna-se relevante apenas na fase de resfriamento. Nesse contexto, Adamowicz e Grzes (2011) demonstrou que, durante a liberação dos freios, o resfriamento do conjunto por convecção é extremamente eficaz.

3.3 RADIAÇÃO

Diferentemente dos princípios de transferência de calor por condução e por convecção, a radiação não necessita de um meio para se propagar, uma vez que a transferência de energia desse método ocorre através de ondas eletromagnéticas, podendo-se propagar até mesmo no vácuo. Um exemplo presente no cotidiano que envolve tal princípio de transferência de energia é o sol, o qual emite ondas eletromagnéticas pelo espaço, possibilitando o fornecimento de energia solar à Terra.

Em suma, quaisquer corpos, com temperatura acima de 0 K, emitem ondas eletromagnéticas de calor. A captação dessas ondas pode ser realizada, por exemplo, com sensores infravermelhos. No entanto, a transferência de calor por radiação tende a ser relativamente menor em relação à condução e à convecção a depender do valor da temperatura absoluta do corpo, não tendo sido, portanto, considerado nesse trabalho.

4 DINÂMICA DE FRENAGEM

Para o correto dimensionamento do sistema, é necessário o cálculo de algumas variáveis que vão modelar todo o embasamento teórico do estudo a ser realizado. Para tal embasamento, foi utilizado a metodologia proposta por (Limpert, 1999), conforme apresentado a seguir.

4.1 FLUXO DE CALOR NO DISCO

A primeira equação é baseada no princípio básico da dissipação de energia (E) em calor. O veículo que está inicialmente em movimento, possui uma energia cinética (E_{cin}) não nula, e a depender do referencial adotado do nível do solo, ele também possui uma energia potencial gravitacional (E_{pot}) não nula, conforme apresentada na Equação (4.1):

$$\Delta E = \Delta E_{cin} + \Delta E_{pot} \quad (4.1)$$

A variação da energia cinética é definida pela Equação (4.2):

$$dE_{cin} = k_{rot} m v dv \quad (4.2)$$

de modo que k_{rot} corresponde ao fator de correção para massas em rotação, visto que o disco de freio realiza o movimento de plano geral, m é a massa total e v a velocidade linear do veículo.

Por outro lado, a variação da energia potencial gravitacional leva em consideração apenas a variação de altura inicial e final (h), conforme apresentado na Equação (4.3):

$$dE_{pot} = mg dh \quad (4.3)$$

de modo que g corresponde à aceleração gravitacional.

Com a variação de energia de frenagem, é possível calcular a potência média de frenagem do conjunto, através da Equação (4.4):

$$P_{media} = \frac{dE}{dt} (1 - s) \quad (4.4)$$

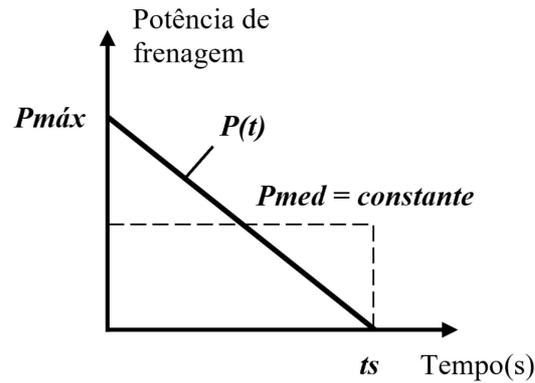
sendo s o valor percentual de escorregamento do pneu em relação ao solo.

A potência máxima P_{max} de frenagem corresponde ao dobro do valor da potência média, conforme apresentado na Figura 9.

A área do disco que está em contato com a pastilha, denominada de área varrida, e que corresponde a apenas uma parcela de sua área total, é definida pela Equação (4.5):

$$A_{var} = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r dr \quad (4.5)$$

Figura 9 - Potência de frenagem ao longo do tempo



Fonte: Adaptado de Limpert (1999)

de modo que r_1 e r_2 são respectivamente os raios menor e maior do disco em contato com a pastilha.

O fluxo de calor sobre o disco, denotado por q_o na Equação (4.6), deve levar em consideração a área varrida pela pastilha e a variação da energia de frenagem total.

$$q_o = \frac{(1-s)}{2A_{var}} \frac{dE}{dt} \gamma \xi \quad (4.6)$$

em que γ e ξ correspondem à porcentagem de calor absorvido pelo disco durante o atrito com a pastilha e à distribuição de frenagem no eixo dianteiro, respectivamente.

Substituindo-se a Equação (4.4) na Equação (4.6), o fluxo de calor torna-se o apresentado na Equação (4.7):

$$q_o = \frac{P_{med}}{2A_{var}} \gamma \xi \quad (4.7)$$

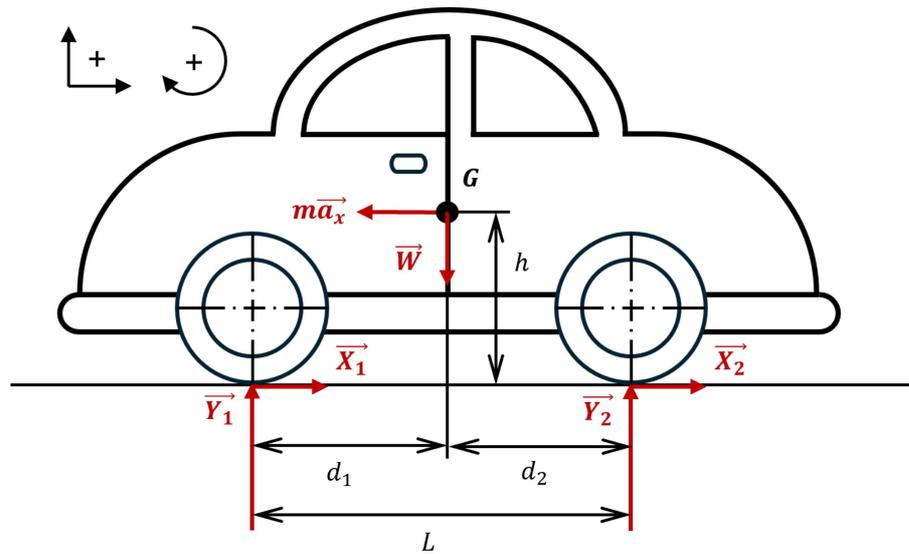
À medida que o conjunto vai sendo utilizado, ocorre a perda de paralelismo entre as pastilhas com o disco de freio. Dessa forma, a distribuição de calor nas pistas internas e externas dos discos de freio deixam de ser as mesmas, de modo que cada uma recebe a parcela do fluxo de calor total definida na Equação (4.8):

$$q_{\partial S} = \begin{cases} 0,575q_o & \text{se } \partial S \in A_{ext} \\ 0,425q_o & \text{se } \partial S \in A_{int} \end{cases} \quad (4.8)$$

de modo que A_{int} corresponde à área da pista interna do disco varrida pela pastilha e A_{ext} corresponde à área da pista externa do disco varrida pela pastilha.

Os materiais da pastilha e do disco influenciam diretamente na fração de calor absorvida por cada um, uma vez que o cálculo da parcela de calor absorvida pelo disco γ considera propriedades térmicas específicas de ambos os componentes atritantes. Entre esses parâmetros, destacam-se a densidade ρ , o calor específico c e a condutividade térmica k , sendo os subscritos p e d utilizados para se referirem, respectivamente, à pastilha e ao

Figura 10 - Diagrama de Corpo Livre



disco, conforme apresentado na Equação (4.9):

$$\gamma = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_p c_p k_p}{\rho_d c_d k_d}\right)^{0.5}} \quad (4.9)$$

A distribuição de carga de frenagem (ξ) leva em consideração a distância do centro de gravidade do veículo em relação aos pontos de contato dos pneus dianteiros e traseiros com o solo. O diagrama de corpo livre apresentado na Figura 10 demonstra as forças atuantes em um veículo freando em linha reta com centro de gravidade definido em G , de modo que:

- Y_1 = Força normal do solo nos pneus dianteiros;
- Y_2 = Força normal do solo nos pneus traseiros;
- X_1 = Força de atrito nos pneus dianteiros;
- X_2 = Força de atrito nos pneus traseiros;
- W = Força Peso do veículo;
- a_x = desaceleração do veículo;
- d_1 = distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro;
- d_2 = distância do centro de gravidade ao eixo traseiro;
- L = distância entre eixos;
- h = altura do centro de gravidade.

As equações de equilíbrio de força e momento estão apresentados na Equação (4.10):

$$\begin{cases} \sum F_x = ma_x \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_G = 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

Substituindo a Equação (4.10) nas forças da Figura 10, tem-se:

$$ma_x = X_1 + X_2 \quad (4.11)$$

$$W = Y_1 + Y_2 \quad (4.12)$$

$$Y_1 d_1 - Y_2 d_2 - X_1 h - X_2 h = 0 \quad (4.13)$$

Considerando que:

$$X_i = Y_i \mu \quad (4.14)$$

de modo que μ é o coeficiente de atrito entre o pneu e solo e substituindo-se a Equação (4.14) na Equação (4.13), tem-se:

$$Y_1 = Y_2 \frac{d_2 + h\mu}{d_1 - h\mu} \quad (4.15)$$

Dessa forma, substituindo-se a Equação (4.15) na Equação (4.12), tem-se os valores de Y_1 e Y_2 em função do peso do veículo, apresentados nas Equações (4.16) e (4.17):

$$Y_1 = \frac{W(d_2 + h\mu)}{L} \quad (4.16)$$

$$Y_2 = \frac{W(d_1 - h\mu)}{L} \quad (4.17)$$

A distribuição de frenagem no eixo dianteiro se torna:

$$\xi = \frac{d_2 + h\mu}{L} \quad (4.18)$$

4.2 CONVECÇÃO NO DISCO

Dentre os métodos de transferência de calor existentes, o principal responsável pelo resfriamento do disco, em especial nos ciclos mais longos, é a convecção.

O cálculo do coeficiente convectivo nos discos leva em consideração uma série de fatores. O primeiro a ser calculado é a velocidade angular do disco de freio. Como este é concêntrico com a roda e pneu do veículo, basta-se conhecer a velocidade angular do pneu, denotada por ω conforme exposto na Equação 4.19 a seguir:

$$\omega = \frac{v}{r_{pneu}} \quad (4.19)$$

de modo que, v corresponde à velocidade linear do veículo e r_{pneu} ao raio do pneu.

Com a velocidade angular do disco obtido, é possível encontrar o valor do número de Reynolds no mesmo, apresentado na Equação (4.20) a seguir:

$$Re = \frac{\omega d^2}{\eta_{ar}} \quad (4.20)$$

sendo d o diâmetro do disco e η_{ar} a viscosidade cinemática do ar.

Com o número de Reynolds obtido, é possível calcular o coeficiente convectivo nas superfícies externas e internas do disco de freio, através da Equação (4.21):

$$h_{conv} = \begin{cases} 0,70(k_{ar}/d)Re^{0,55} & \text{se } Re < 2,4 \times 10^5 \\ 0,040(k_{ar}/d)Re^{0,8} & \text{se } Re > 2,4 \times 10^5 \end{cases} \quad (4.21)$$

onde k_{ar} corresponde à condutividade térmica do ar.

Já para os canais dos discos ventilados, outras variáveis devem ser levadas em consideração para o cálculo do coeficiente convectivo.

A primeira delas é o diâmetro hidráulico (d_h), o qual é definido pela Equação (4.22), tomando-se como base a vista em seção de corte do canal de um disco ventilado, apresentado na Figura 11.

$$d_h = \frac{4A_{canal}}{P_{canal}} \quad (4.22)$$

de modo que, A_{canal} e P_{canal} correspondem respectivamente à área e ao perímetro do canal.

Além disso, deve-se obter também a velocidade de fluxo de ar por esses canais, em função do número de revoluções por segundo do disco (n_{rev}) e das áreas de entrada (A_{ent}) e saída (A_{sai}) dos canais, conforme apresentada na Equação (4.23):

$$V_{med} = (0,0158n_{rev})(D^2 - d^2)^{0,5}(1 + A_{ent}/A_{sai}) \quad (4.23)$$

de modo que D e d correspondem, respectivamente, aos diâmetros maior e menor do disco.

Por fim, é necessário calcular o fluxo mássico (\dot{m}) de ar que passa pelos canais, por meio da Equação (4.24):

$$\dot{m}_{ar} = 0,00147n_{rev}[A_{ent}(D^2 - d^2)]^{0,5} \quad (4.24)$$

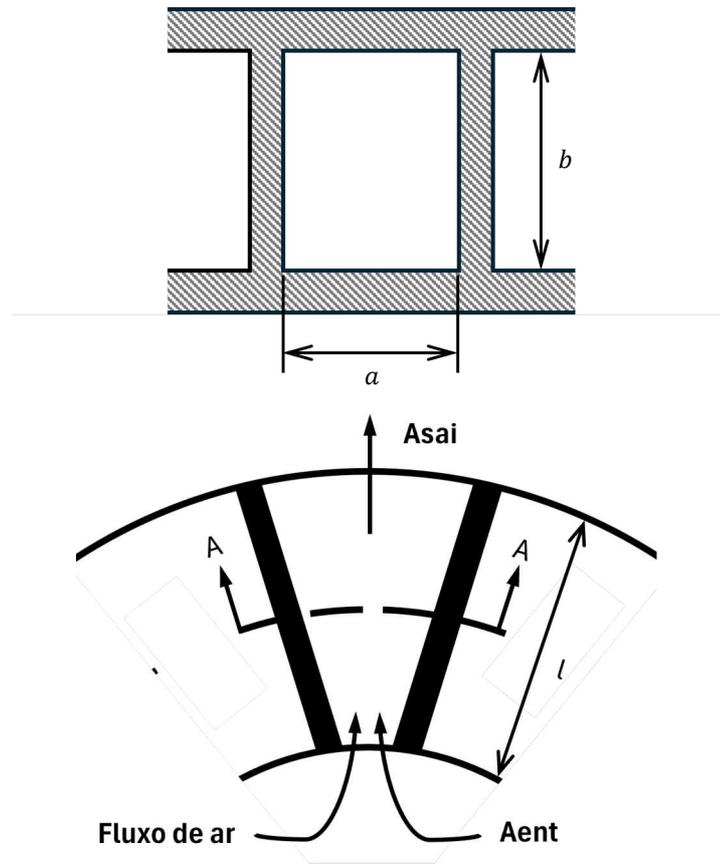
Obtidas todas as variáveis anteriores, é possível calcular o número de Reynolds para os canais aletados de um disco ventilado através da Equação (4.25), apresentada a seguir:

$$Re = (\rho_{ar}d_h/\dot{m}_{ar})V_{med} \quad (4.25)$$

O coeficiente convectivo para os canais aletados estão apresentados na Equação (4.26):

$$h_{conv} = \begin{cases} 1,86(RePr)^{1/3}(d_h/l)0,33(k_{ar}/d_h) & \text{se } Re < 2,4 \times 10^5 \\ 0,023[1 + (d_h/l)^{0,67}]Re^{0,8}Pr^{0,33}(k_{ar}/d_h) & \text{se } Re > 2,4 \times 10^5 \end{cases} \quad (4.26)$$

Figura 11 - Canal de um disco ventilado



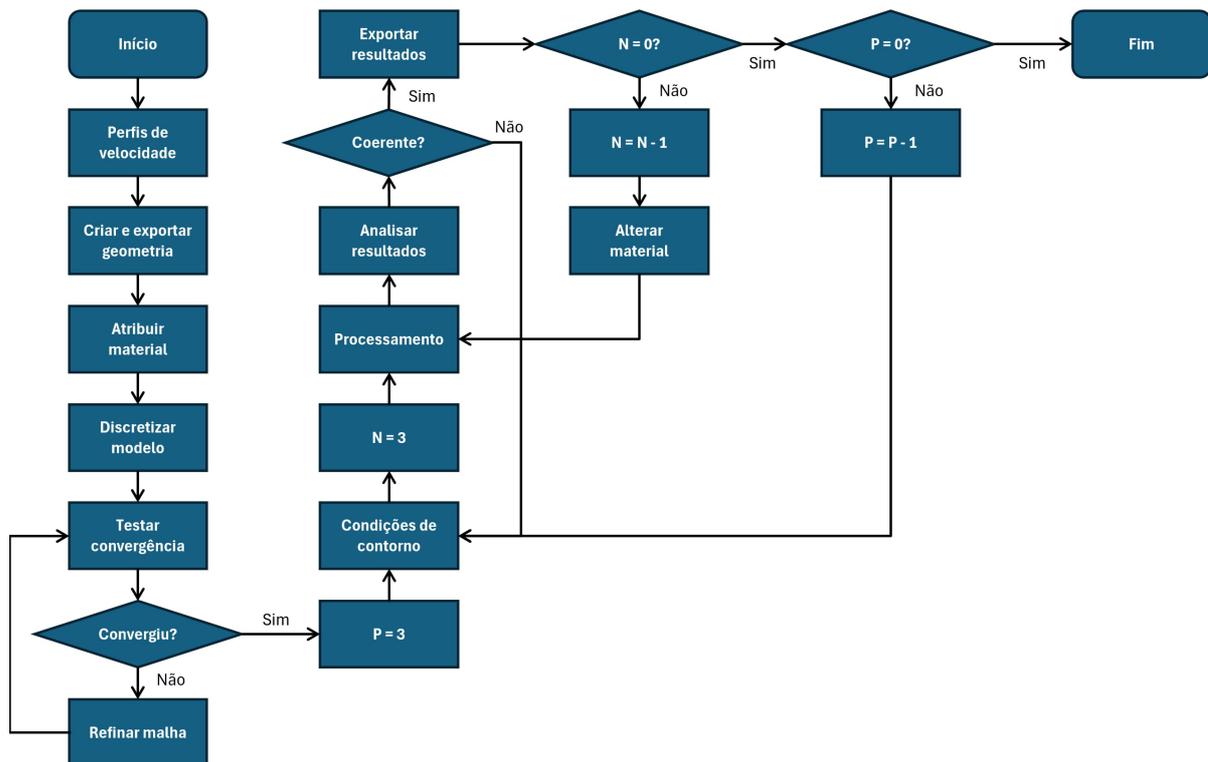
Fonte: Adaptado de Limpert (1999)

onde Pr corresponde ao número de Prandtl.

5 METODOLOGIA

A partir do *Ansys Workbench 25.1 Student Version*, utilizando o pacote *Thermal Transient* foi obtido o campo de temperatura em três modelos distintos de discos de freio, variando-se o material e o percurso ao qual estavam submetidos durante os eventos de frenagem. Em cada disco, a metodologia resumida está apresentada no fluxograma da Figura 12.

Figura 12 - Fluxograma da metodologia em cada disco



As variáveis de controle N e P apresentadas no fluxograma, representam a verificação de rotação em todas as situações. A cada percurso processado, a variável P é reduzida em uma unidade, e a cada material simulado, a variável N também diminui em uma unidade. Como foram simulados três percursos e três materiais diferentes, ambas as variáveis iniciam com o valor 3.

Em qualquer simulação numérica, independentemente da natureza do problema tratado, três etapas fundamentais estão sempre presentes: pré-processamento, processamento e pós-processamento. Cada uma delas desempenha um papel essencial.

Embora o interesse principal do responsável pela simulação geralmente esteja na etapa de pós-processamento, onde os resultados são analisados e interpretados, as etapas anteriores são igualmente cruciais. O pré-processamento envolve a definição do modelo, a aplicação de condições de contorno e a geração da malha, enquanto o processamento executa os cálculos baseados nos parâmetros definidos. A precisão e a confiabilidade

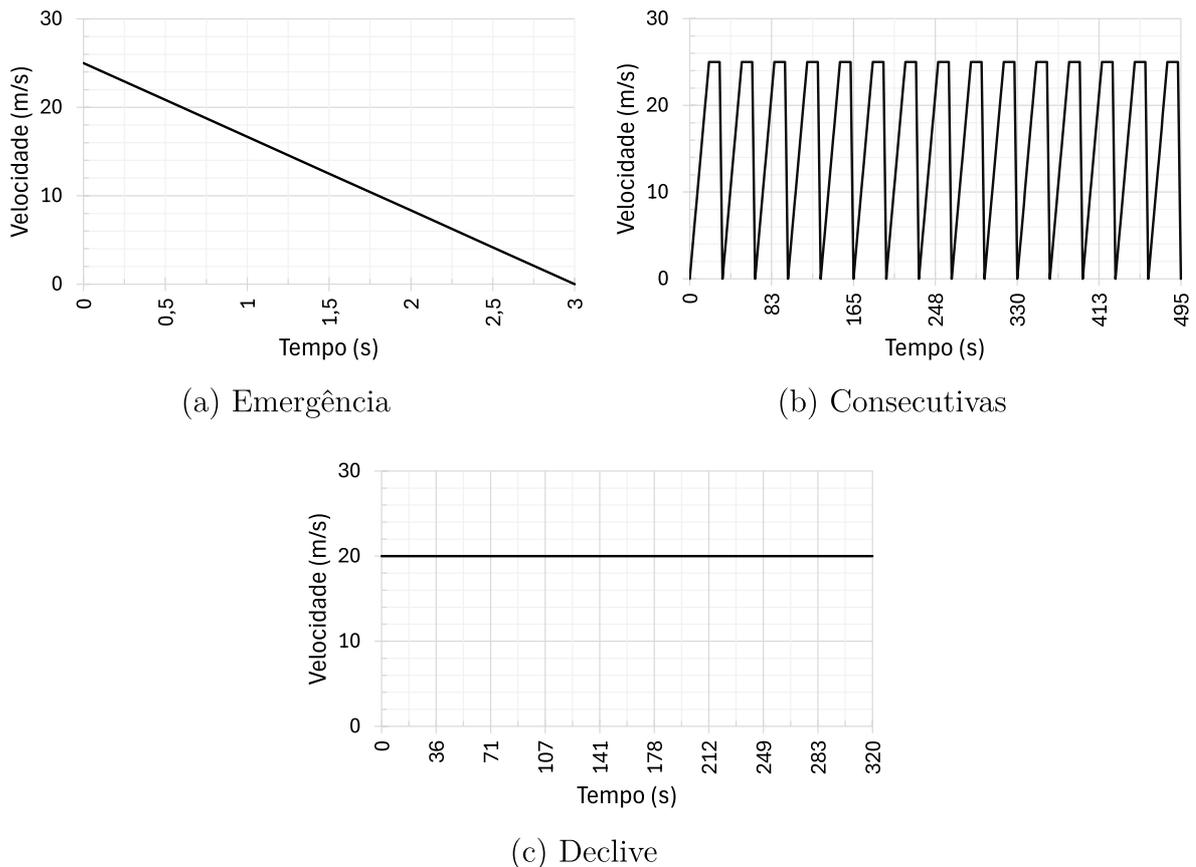
dos resultados obtidos no pós-processamento dependem diretamente da qualidade dessas etapas iniciais.

5.1 PRÉ-PROCESSAMENTO

5.1.1 Percursos

O primeiro passo deste trabalho foi a definição dos percursos aos quais o veículo está submetido. O escopo do projeto do sistema de freios deve considerar as mais diversas condições de condução. Dessa forma, embora freadas bruscas sejam críticas, pois uma falha nesse cenário pode resultar em fatalidades, é igualmente importante avaliar o comportamento do disco ao longo de freadas repetitivas ou prolongadas, como em descidas de serra, que podem comprometer o desempenho do sistema de maneira distinta. Dessa forma, optou-se pela análise de três diferentes situações de frenagem, ilustradas na Figura 13.

Figura 13 - Percursos simulados



A primeira situação corresponde a uma frenagem de emergência com duração de 3 segundos, partindo de uma velocidade inicial de 25 m/s até a parada total do veículo.

A segunda consiste em 15 frenagens repetitivas, com um intervalo de resfriamento de 30 segundos entre cada uma. Cada frenagem pode ser considerada um caso particular

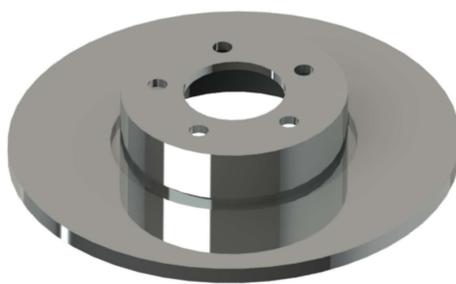
da frenagem de emergência, pois a velocidade inicial permanece em 25 m/s, e o tempo de frenagem é de 3 segundos até a parada total.

Por fim, a última situação analisada é uma frenagem em declive, onde a velocidade do veículo se mantém em 20 m/s. Diferentemente dos casos anteriores, nesse cenário ocorre a conversão de energia potencial gravitacional em energia térmica. Para essa análise, foi considerada uma inclinação de 6°.

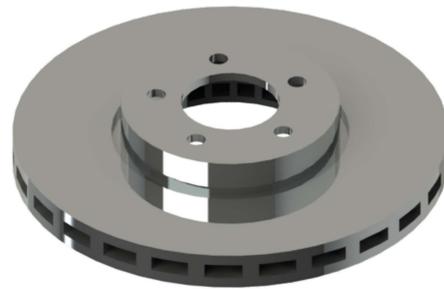
5.1.2 Geometria

Após a definição dos percursos, foi necessário realizar a modelagem das geometrias dos discos, cubo e roda. Os modelos dos discos de freio renderizados estão apresentados na Figura 14.

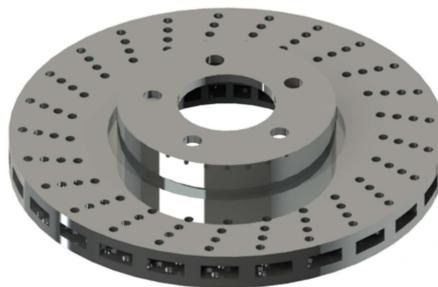
Figura 14 - Discos de freios renderizados



(a) Disco sólido



(b) Disco ventilado

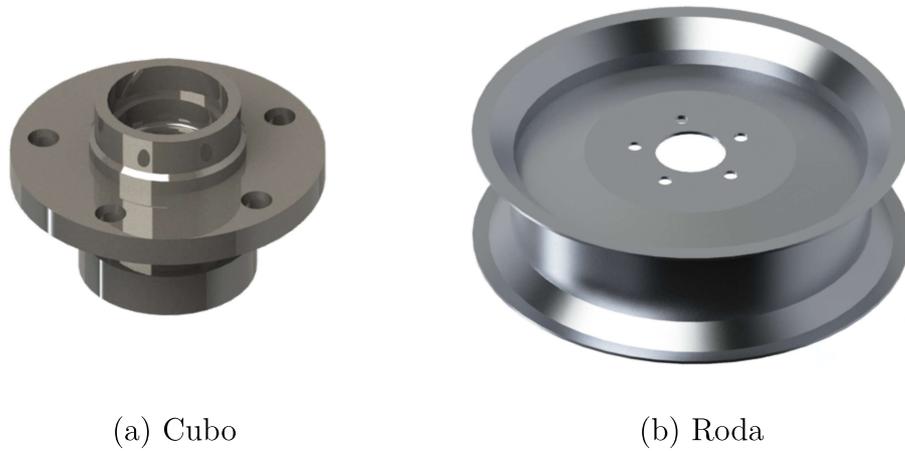


(c) Disco perfurado

Todas as medidas foram baseadas em catálogos veiculares (Fremax, 2024), garantindo que os modelos utilizados correspondam a componentes reais aplicados em diversos veículos populares. Os desenhos técnicos, contendo as medidas específicas de cada componente, estão disponíveis no **Anexo A**.

A inclusão do cubo e da roda no modelo busca aumentar a fidelidade da simulação em relação ao conjunto real, diferenciando este estudo de outros trabalhos que serviram de referência. A Figura 15 apresenta a renderização do cubo e da roda.

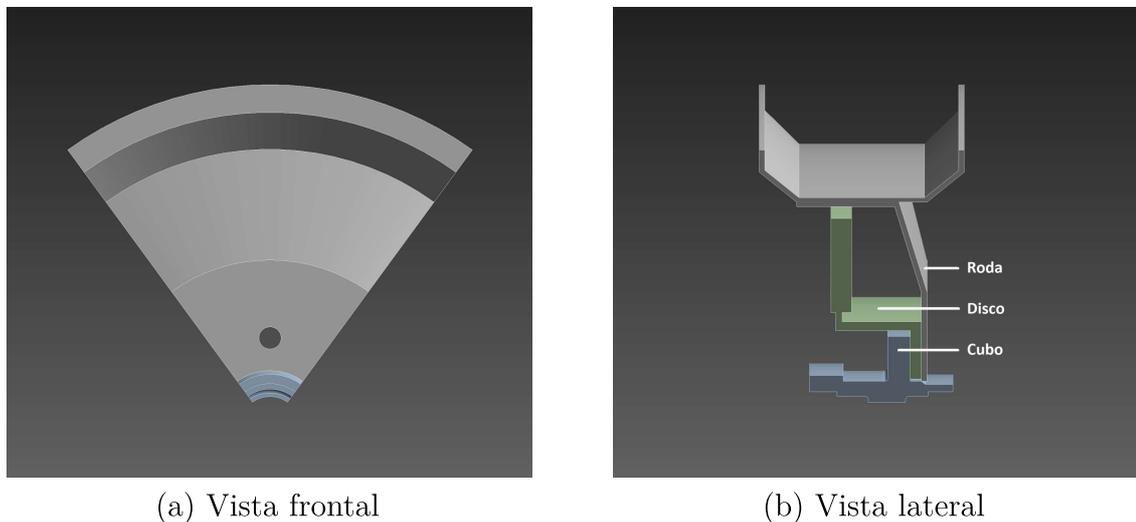
Figura 15 - Cubo e roda renderizados



Para otimizar o custo computacional e, conseqüentemente, reduzir o tempo de simulação, a geometria simulada correspondeu a apenas um quinto da geometria total. Essa abordagem, adotada no estudo de Dubale (2019), baseia-se na simetria axial dos três componentes, permitindo a redução do domínio sem comprometer a precisão dos resultados. Assim, os resultados finais permanecem inalterados, desde que as condições de contorno aplicadas sejam equivalentes às que seriam impostas à geometria completa.

Para validar o pressuposto inicial, foi realizada a simulação de uma frenagem de emergência para cada um dos três modelos de disco, considerando tanto a geometria completa quanto a geometria fracionada. Os valores finais obtidos mostraram uma diferença insignificante, confirmando que a simetria axial do conjunto permite a simulação de apenas uma fração do modelo completo, sem comprometer a precisão dos resultados. A montagem completa com apenas um quinto da geometria total está apresentada na Figura 16.

Figura 16 - Montagem do conjunto completo



Após a exportação da geometria foram criados 5 pontos, ou nós, colineares em cada disco nas pistas externas. As coordenadas de cada um desses pontos, tomando como referência o sistema de coordenadas do *SpaceClaim* dentro do *software*, estão apresentadas a seguir.

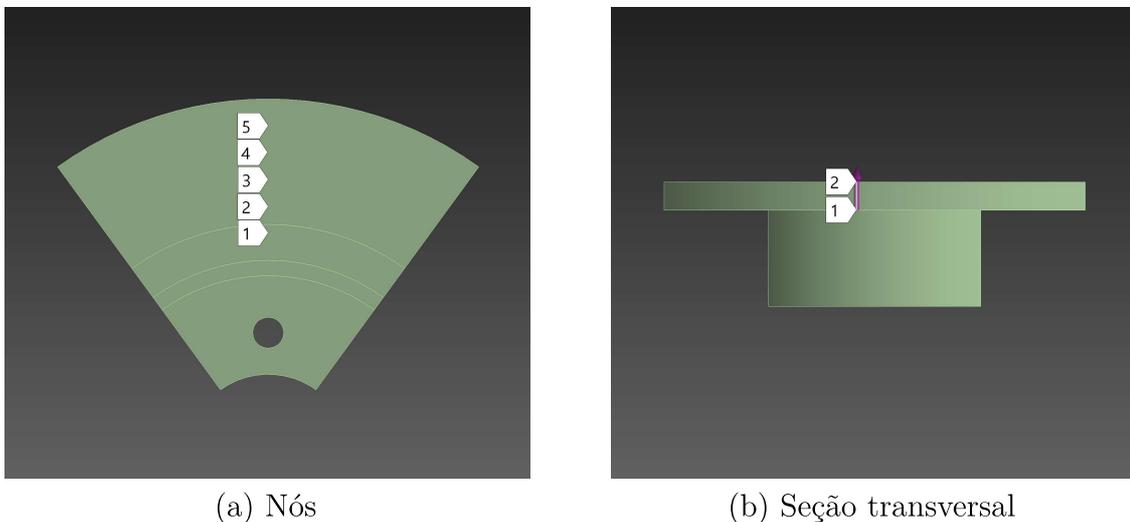
Tabela 1 – Coordenadas dos pontos definidos nos discos

Eixo	Nó 1	Nó 2	Nó 3	Nó 4	Nó 5
x	0,12244	0,12244	0,12244	0,12244	0,12244
y	0,13179	0,14228	0,15277	0,16327	0,17377
z	0,14792	0,14792	0,14792	0,14792	0,14792

Além disso, após a criação dos nós, foi gerado um caminho ao longo dos discos para permitir a análise da distribuição de temperatura ao longo de sua espessura. O ponto inicial foi o nó 5, localizado na pista externa do disco, enquanto o ponto final correspondeu a esse mesmo ponto deslocado pela espessura de cada disco na pista interna: 11 mm para o modelo sólido e 25 mm para os modelos ventilados.

A Figura 17 corresponde aos pontos criados no disco, assim como o caminho que foi criado ao longo de sua seção transversal.

Figura 17 - Geometrias de construção criadas no disco



5.1.3 Materiais

Após isso, partiu-se para a definição dos materiais que seriam atribuídos a cada geometria. Para o cubo de roda, o material atribuído foi o Aço SAE 1020 para todas as simulações. Da mesma forma, foi atribuído à roda a Liga de Alumínio 1060. Já para os discos de freio, durante as simulações, os materiais foram variados dentre os seguintes: Aço SAE 1020, Liga de Alumínio 1060 e Ferro Fundido Cinzento.

Embora a pastilha não tenha sido incluída no conjunto, foi necessário definir propriedades de um material para a inclusão no equacionamento da dinâmica de frenagem, tendo sido a ela atribuída o material do tipo orgânico.

A Tabela 2 apresenta as propriedades de cada material que foi utilizado nas simulações.

Tabela 2 – Propriedades dos materiais.

	Densidade [kg/m^3]	Calor Específico [J/kgK]	Condutividade Térmica [W/mK]	Temperatura Fusão [°C]
Aço SAE 1020	7850	486	51,9	1510
Alumínio 1060	2700	900	200	600
Ferro Fundido	7200	510	45	1400
Compósito orgânico	1270	750	38	>700

5.1.4 Condições Iniciais e de Contorno

As condições de contorno desempenham um papel fundamental na modelagem dos esforços ou cargas físicas a que o corpo em análise está sujeito. A correta definição dessas condições é determinante para garantir que os resultados numéricos se aproximem da realidade.

O primeiro parâmetro inserido na simulação foi a temperatura inicial do corpo, assumida como a mesma do ar externo, uma vez que, inicialmente, o sistema está em equilíbrio térmico. Para essa condição, foi adotado o valor de 25°C.

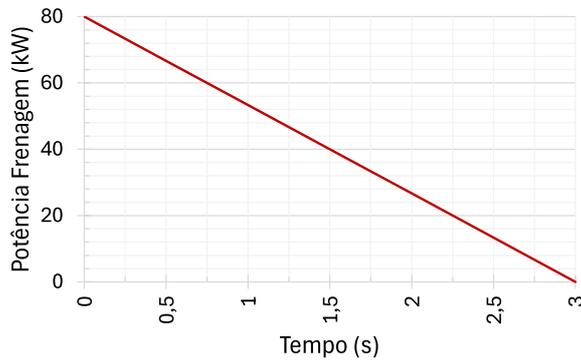
Em seguida, foi necessário definir a distribuição do fluxo de calor no disco, um fator crítico para a análise, pois está diretamente relacionado ao aquecimento da superfície em contato com a pastilha.

De acordo com a Equação 4.8, o fluxo de calor não se distribui uniformemente entre as pistas interna e externa do disco, devido à perda de paralelismo do conjunto pastilha/disco. Por esse motivo, a inserção do fluxo de calor foi realizada separadamente para cada superfície.

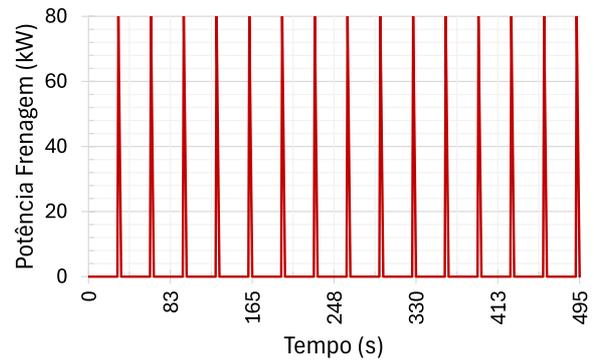
O fluxo de calor de cada caso depende exclusivamente do percurso simulado e da área varrida pela pastilha. Como as áreas varridas pela pastilha nas pistas dos discos é conhecido, através da potência de frenagem, é possível calcular o valor de fluxo para cada percurso, por meio das Eq. 4.7 e 4.8. A Figura 18 apresenta a potência de frenagem nas três situações analisadas de condução.

E por fim, foi necessário inserir as condições de contorno relacionadas ao resfriamento. Os dois principais mecanismos de transferência de calor considerados foram a condução e a convecção. A radiação, embora presente na prática, é desprezível para temperaturas inferiores a 700°C, conforme indicado por Limpert (1999). Como esse valor

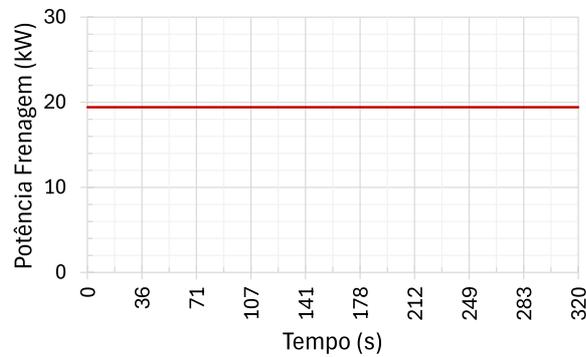
Figura 18 - Potência de frenagem



(a) Emergência



(b) Consecutivas



(c) Declive

não é alcançado nas simulações realizadas, a contribuição desse modo de transferência foi desconsiderada.

A condução térmica está diretamente relacionada às propriedades do material de cada componente. Espera-se que ocorra transferência de calor ao longo do corpo do disco, sempre do ponto mais quente para o mais frio, além de nas superfícies de contato entre o disco, o cubo e a roda.

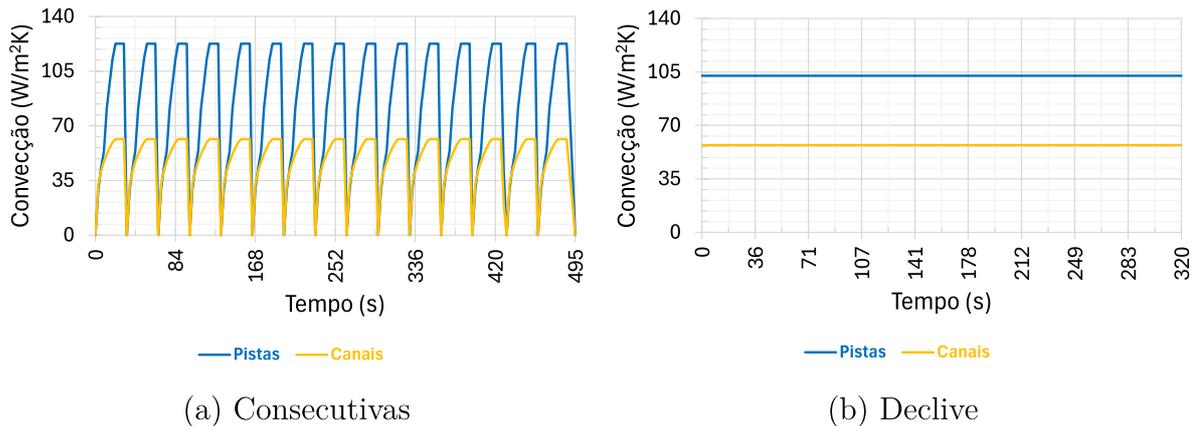
Por outro lado, a convecção depende da correta definição do coeficiente convectivo para cada região do sistema. Os valores utilizados foram obtidos de forma analítica por meio das Eq. 4.21 e 4.26, e aplicados às pistas externas e internas do disco, bem como aos canais dos discos ventilados, garantindo maior precisão na modelagem do resfriamento do conjunto.

As regiões das peças onde o coeficiente convectivo foi definido correspondem às superfícies em contato com o ar externo, uma vez que a transferência de calor nas interfaces com o cubo e a roda ocorre exclusivamente por condução.

Assim como nos discos de freio, o coeficiente convectivo aplicado à roda e ao cubo foi determinado com base no mesmo equacionamento utilizado para os discos, devido à similaridade geométrica entre esses componentes.

Para uma frenagem de emergência o efeito do coeficiente convectivo é desprezível, devido à curta duração do evento (cerca de 3 segundos). Para as frenagens consecutivas e para a frenagem em declive, as distribuições do coeficiente convectivo médio ao longo do tempo nas pistas externas e internas, bem como nos canais dos discos ventilados, estão apresentadas na Figura 19.

Figura 19 - Coeficiente convectivo



É importante ressaltar a presença de descontinuidades na curva do coeficiente convectivo em determinadas superfícies ao longo do tempo. Esse fenômeno ocorre devido à transição do escoamento de ar no disco do regime laminar para o regime turbulento, a partir de aproximadamente 14 m/s.

No caso do cubo e da roda, embora os valores dos coeficientes convectivos sejam diferentes dos do disco, devido à diferença no raio de um para outro, a distribuição ao longo do tempo é similar ao das pistas.

5.1.5 Malha

Com a geometria e os materiais previamente definidos, a peça foi discretizada pelo método dos elementos finitos.

Para garantir uma malha de qualidade e maior precisão nos resultados, diversos parâmetros são utilizados como referência. Destacam-se, por exemplo, a razão de aspecto, que mensura o desvio do comprimento dos lados de um elemento da malha, que idealmente deveriam ser iguais, e a qualidade do elemento, que avalia o grau de deformação de um elemento em relação ao poliedro original do qual se originou. Ambos os parâmetros são fornecidos pelo próprio software após a discretização da peça.

Outro método amplamente utilizado para validar a qualidade da malha é o teste de convergência. Esse procedimento consiste na realização de simulações sucessivas, começando com uma malha grosseira e refinando-a gradativamente. O processo continua até que a variação do parâmetro analisado - neste caso, a temperatura - entre uma iteração

e outra fique dentro de um limite pré-determinado pelo projetista, garantindo um resultado confiável.

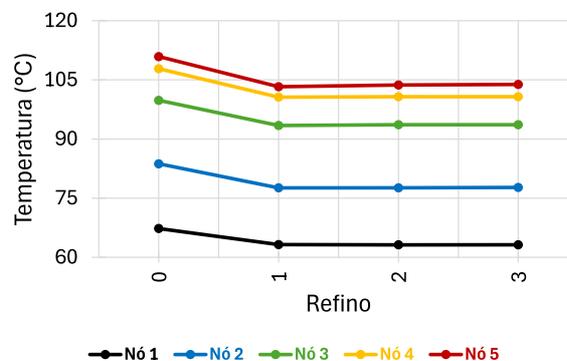
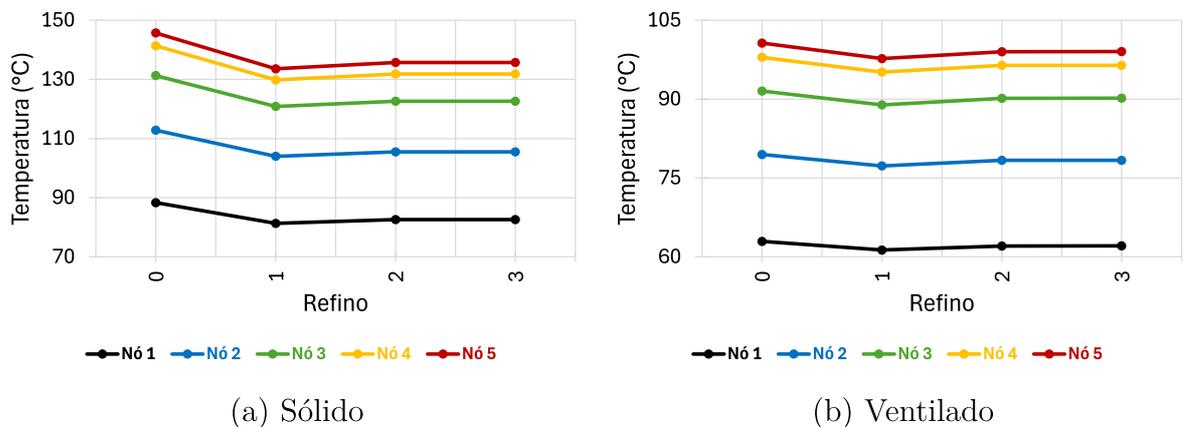
5.1.5.1 Refino da Malha

Para o teste de independência de malha nos discos, foi modelada a situação característica da frenagem de emergência, a uma temperatura inicial de 25°C, de um disco de alumínio, desconsiderando o cubo e a roda, de modo a otimizar o tempo de pré processamento.

A malha escolhida contou com a predominância de elementos hexaédricos sólidos do tipo HEX20, uma vez que tal geometria entregou uma melhor qualidade de elemento, mensurada pelo parâmetro *element quality* do *software*, quando comparada ao TET10 (elementos tetraédricos)

Para cada disco iniciou-se com uma malha grosseira para as simulação e seu refino a cada iteração para verificar com a temperatura em cada nó variava. A Figura 20 apresenta os gráficos de convergência de valores em função do refinamento da malha para cada disco.

Figura 20 - Convergência de malha no disco



(c) Perfurado

Avaliando-se os gráficos, pode-se concluir que do segundo para o terceiro refino, a temperatura atingiu ao final da simulação valores similares, garantindo dessa forma, a

convergência nas simulações.

O erro relativo entre um refino e outro para cada nó, foi calculado utilizando-se a seguinte equação:

$$|\epsilon_r| = \frac{\sum \omega_i \left| \frac{x_{k,i} - x_{k-1,i}}{x_{k,i}} \right|}{\sum \omega_i}, \quad k = 1, 2, 3 \quad (5.1)$$

de modo que i corresponde ao número do nó, k ao refino, x ao valor da temperatura e ω ao peso de cada nó no erro relativo global, tendo sido, no entanto, considerado peso 1 para cada nó.

A Tabela 3 apresenta o número de elementos e de nós em cada disco simulado durante o processo de convergência, assim como o erro relativo entre cada refino.

Tabela 3 – Refinamento nos discos

(a) Disco sólido				(b) Disco ventilado			
Refino	Nós	Elementos	$ \epsilon_r $	Refino	Nós	Elementos	$ \epsilon_r $
0	3.904	802	-	0	7.039	1.877	-
1	6.562	1.590	8,74%	1	11.912	3.105	2,89%
2	15.068	3.401	1,50%	2	26.114	6.959	1,33%
3	28.861	6.631	0%	3	49.970	11.782	0,03%

(c) Disco perfurado			
Refino	Nós	Elementos	$ \epsilon_r $
0	8.326	3.066	-
1	14.350	5.300	7,15%
2	31.458	9.384	0,19%
3	60.734	17.259	0,06%

Considerando aceitável um erro relativo máximo de 1% entre refinamentos consecutivos, conclui-se que o terceiro refino atendeu às expectativas em todos os três modelos. Além disso, observa-se que, a cada refino, foi mantida uma razão aproximada de 2 no incremento do número de nós e elementos.

As malhas finais de todas as geometrias geradas após todos os refinamentos e definição do tamanho médio do elemento estão apresentadas nas Figuras 21 e 22.

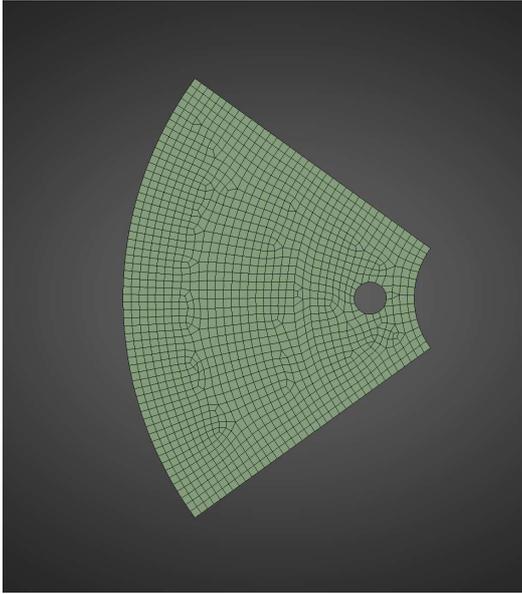
5.2 PROCESSAMENTO

A equação geral que governa a temperatura em um disco de freio tridimensional em estado transiente é a seguinte:

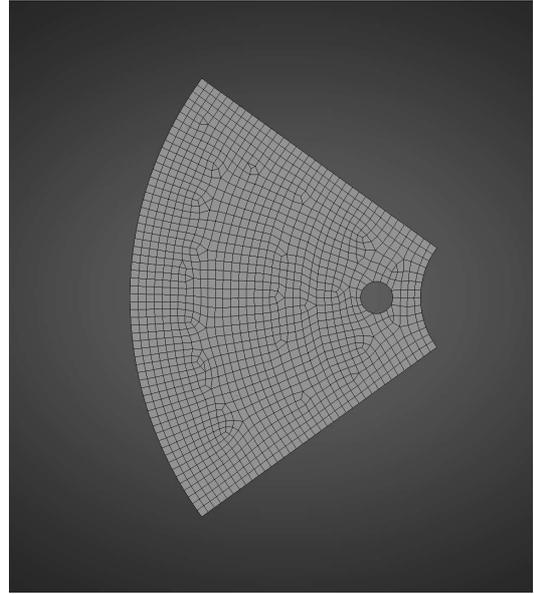
$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(k \nabla T) + Q \quad (5.2)$$

de modo que Q corresponde à geração de calor volumétrica interna no disco, que nesse caso é nulo.

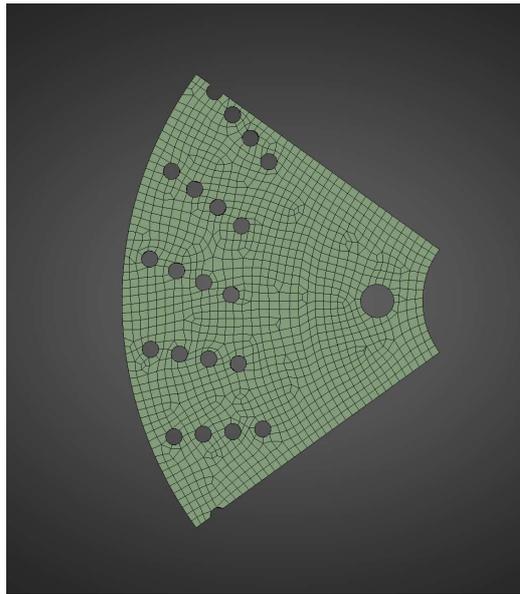
Figura 21 - Malha dos discos



(a) Disco sólido



(b) Disco ventilado



(c) Disco perfurado

As condições de contorno envolvem tanto o fluxo de calor que é gerado pelo atrito entre pastilha e disco, quanto pelo resfriamento para o meio externo por convecção.

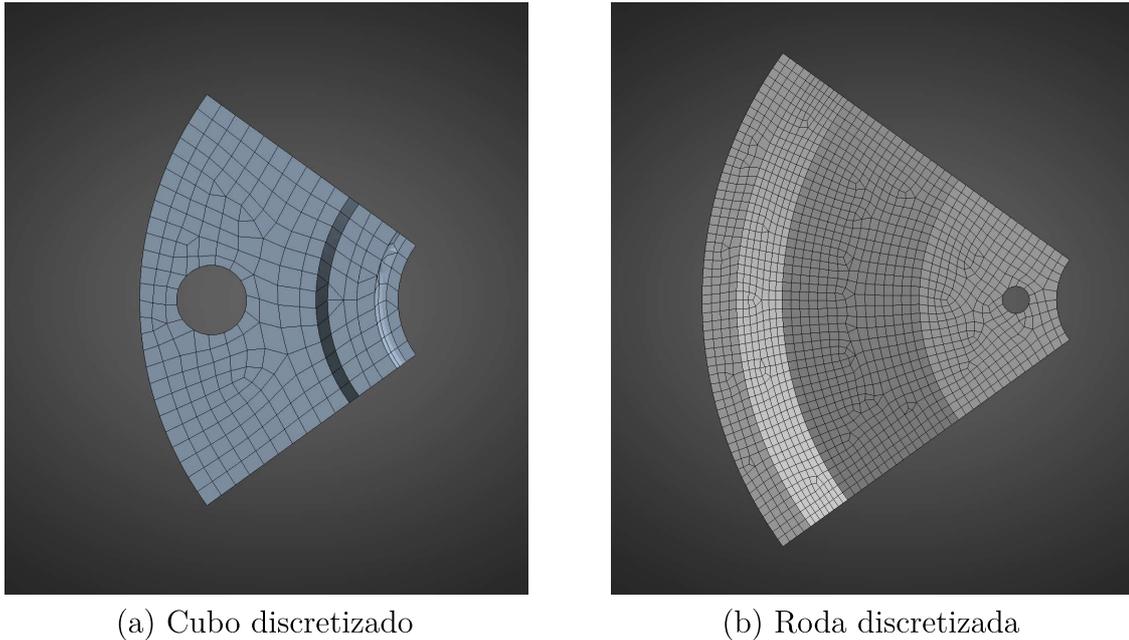
$$\begin{cases} -k \frac{\partial T}{\partial n} = q_o & \in \partial S_{fluxo} \\ -k \frac{\partial T}{\partial n} = h_{conv}(T - T_{\infty}) & \in \partial S_{conv} \end{cases} \quad (5.3)$$

onde q''_{atrito} corresponde às Eq. 4.7 e 4.8 e h_{conv} às Eq. 4.26 e 4.21 e ∂S_{fluxo} e ∂S_{conv} , as regiões do disco que estão sujeitas, respectivamente a essas condições.

A condição inicial corresponde à temperatura inicial do disco:

$$T(x, y, z) = T_o(x, y, z) \quad (5.4)$$

Figura 22 - Malha do cubo e da roda



(a) Cubo discretizado

(b) Roda discretizada

A formulação dessa equação por elementos finitos é baseada no que foi exposto na seção anterior:

$$[M][\dot{T}] + [K][T] = [F] \quad (5.5)$$

onde M, K e F representam respectivamente a matriz de capacidade térmica, a matriz de condutividade térmica e o vetor da carga térmica aplicada, de modo que:

$$[M] = \int_{\Omega} \rho c_d \phi_i \phi_j dV \quad (5.6)$$

$$[K] = \int_{\Omega} k \nabla \phi_i \cdot \nabla \phi_j dV + \int_{\partial\Omega_c} h \phi_i \phi_j dS \quad (5.7)$$

$$[F] = \int_{\partial\Omega_h} \phi_i q_{atr} dS + \int_{\partial\Omega_f} h \phi_i T_{\infty} dS \quad (5.8)$$

onde as integrais de volume correspondem à capacidade do material absorver e transportar o calor ao longo do domínio por condução e as integrais de área correspondem às condições de contorno da convecção e ao fluxo de calor.

Dentro de cada passo de tempo, a solução é iterada em todo o domínio computacional. A convergência entre as iterações é avaliada por meio da norma da carga térmica dentro do método de Newton-Raphson. As variações entre uma iteração e outra são quantificadas utilizando a norma L2, adotando uma tolerância de 10^{-3} como critério de convergência.

A métrica utilizada pelo software é a SRSS (Square Root of the Sum of Squares) para calcular a norma L2, considerando os resíduos das equações térmicas. Dessa forma, se a magnitude global dos resíduos for inferior à tolerância definida, a solução é considerada convergente dentro dos parâmetros estabelecidos.

Em todas as simulações realizadas, foi adotada a técnica de variação automática do passo de tempo em função da estabilidade da solução. Caso seja detectado um comportamento instável, como resíduos da norma L2 acima da tolerância definida, o passo de tempo é reduzido automaticamente para melhorar a estabilidade do sistema. Por outro lado, se a oscilação entre as iterações for baixa, o passo de tempo aumenta gradativamente, otimizando a eficiência computacional.

Dentro de cada passo de tempo, os valores definidos dos *substeps* são:

Tabela 4 – Número de substeps

Inicial	Máximo	Mínimo
100	1000	10

Sendo assim, caso a variação automática do passo de tempo não estivesse habilitada, ele seria dividido rigidamente em 100 *substeps*, espaçados de forma uniforme ao longo do tempo. Com essa funcionalidade ativada, o número de substeps pode ser drasticamente reduzido em períodos de estabilidade, otimizando o tempo de simulação. Além disso, em momentos críticos, o passo de tempo é automaticamente ajustado, diminuindo-o sempre que necessário para garantir a estabilidade da solução e evitar divergências.

A solução das equações ao longo do tempo utiliza o método de Euler implícito, de modo que a formulação matemática da temperatura a cada passo de tempo é resolvida da seguinte forma:

$$\frac{T_{l+1} - T_l}{k_l} = [M]^{-1}(-[K])T_{l+1} + [F] \quad (5.9)$$

onde k_l corresponde ao passo de tempo e l corresponde ao tempo atual considerado.

6 DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Após a finalização de todas as simulações computacionais, foi possível extrair os gradientes de temperatura em todo o conjunto e em todas as variações de material, percurso e geometria aplicadas.

O gradiente de temperatura foi avaliado em cinco pontos distintos sobre o disco, com o objetivo de analisar a distribuição radial de temperatura ao longo de sua superfície.

Dessa forma, encontra-se nessa seção o mapa de cores em função da temperatura dos discos, os gráficos de distribuição de temperatura em cada um dos 5 pontos analisados em cada ponto do disco, uma tabela com os valores finais de temperatura em cada um desses 5 pontos e o gradiente de temperatura ao longo da seção transversal dos discos. Apenas os resultados obtidos no disco estão apresentados nesse capítulo, de modo que as distribuições de temperatura no cubo e na roda, encontram-se no **Anexo A**.

6.1 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NOS PONTOS

As temperaturas finais obtidas em cada ponto definido no disco para o estado final de cada simulação realizada encontra-se na Tabela 5.

A referência na tabela para cada simulação segue o seguinte padrão: Geometria-Material-Percurso, de modo que para a geometria do disco:

- 1 = Sólido;
- 2 = Ventilado Convecional;
- 3 = Ventilado Perfurado.

para o material:

- St = Aço SAE 1020;
- Al = Liga de alumínio 1060;
- Fe = Ferro fundido.

e para o percurso:

- H = Frenagem de Emergência;
- C = Frenagens Consecutivas;
- D = Frenagem em Declive.

ou seja, tomando-se como exemplo a seguinte referência 2-St-D, os valores das temperaturas finais nos nós são referentes à simulação de um disco ventilado convencional de Aço SAE 1020 realizando uma frenagem em declive.

Tabela 5 – Temperatura final em cada ponto do disco

Caso	Nó 1 [°C]	Nó 2 [°C]	Nó 3 [°C]	Nó 4 [°C]	Nó 5 [°C]
1-St-H	51,93	88,69	100,84	102,46	103,59
1-St-C	291,41	349,35	376,67	387,13	390,04
1-St-D	435,44	493,19	531,19	552,85	561,11
1-Al-H	83,69	108,37	123,41	131,89	135,69
1-Al-C	271,11	300,6	322,38	334,3	339,02
1-Al-D	404,43	430,46	448,36	459,6	465,00
1-Fe-H	48,08	89,55	99,32	100,01	100,04
1-Fe-C	293,01	360,44	388,87	400,71	404,29
1-Fe-D	430,43	500,18	543,74	568,1	576,38
2-St-H	45,31	74,79	83,91	85,19	85,43
2-St-C	199,22	241,82	260,21	266,66	268,57
2-St-D	288,24	328,35	352,16	365,62	370,52
2-Al-H	65,05	78,46	91,52	96,28	99,05
2-Al-C	196,25	216,14	230,53	238,33	241,66
2-Al-D	285,02	301,76	312,42	318,89	321,81
2-Fe-H	43,21	77,98	85,51	86,14	86,28
2-Fe-C	198,20	249,57	268,82	276,16	278,35
2-Fe-D	282,75	331,72	359,91	375,37	380,46
3-St-H	48,15	86,17	99,83	101,01	101,25
3-St-C	187,03	225,06	248,81	255,85	258,42
3-St-D	268,96	302,44	331,27	345,97	352,31
3-Al-H	63,18	77,69	93,65	100,75	103,82
3-Al-C	185,22	202,45	221,12	229,6	233,32
3-Al-D	265,61	279,71	292,81	299,79	303,22
3-Fe-H	49,09	79,07	94,05	96,07	96,43
3-Fe-C	186,43	233,39	257,75	265,69	268,86
3-Fe-D	264,6	305,36	339,37	356,42	363,35

De acordo com os valores apresentados na Tabela 5, o nó 5 apresentou a maior temperatura final em todas as simulações. Esse resultado já era esperado, pois o nó 5 está diretamente exposto à condição de contorno do fluxo de calor gerado pelo contato entre o disco e a pastilha.

Embora o nó 4 também esteja em uma região de contato direto, sua maior proximidade com o centro do disco favorece uma dissipação de calor mais rápida por condução. Isso ocorre devido à menor distância até o cubo, que atua como um caminho eficiente para transferir calor, acelerando o processo de resfriamento nessa região.

O caso que apresentou a maior temperatura foi o 1-Fe-D, correspondente ao disco sólido de ferro fundido durante a frenagem em declive. Esse resultado pode ser explicado

por três fatores principais.

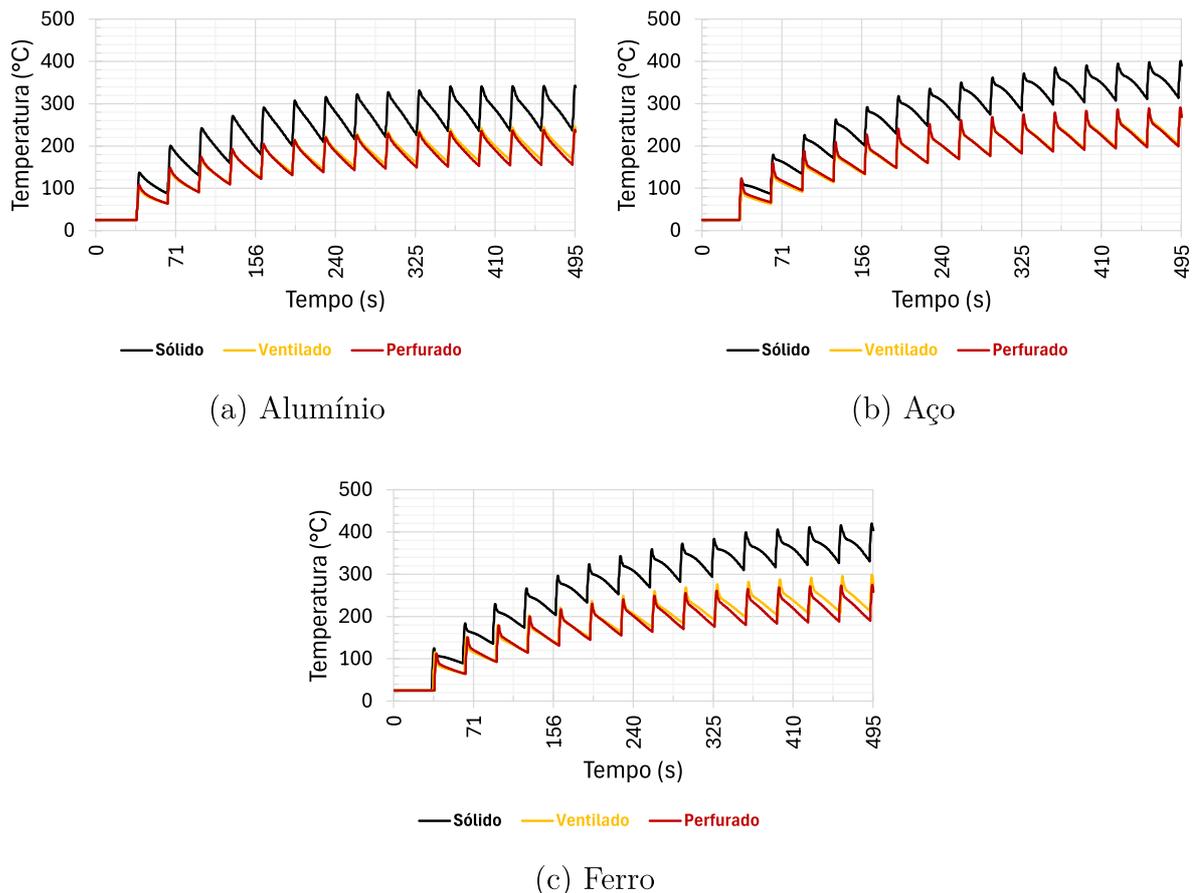
Primeiramente, o disco sólido possui a pior capacidade de dissipação de calor por convecção dentre todos os tipos de discos analisados neste trabalho, devido à ausência de ventilação interna, o que limita a troca térmica com o ambiente.

Em relação ao material, o ferro fundido apresentou a pior performance na dissipação de calor, pois possui a menor condutividade térmica entre os materiais avaliados. Essa característica favorece o acúmulo de calor na superfície de contato durante a frenagem.

Por fim, o trajeto em declive configurou-se como a condição mais extrema, devido à necessidade de uso contínuo dos freios por um intervalo de tempo prolongado, o que intensifica a geração de calor e reduz a capacidade de resfriamento entre frenagens.

As temperaturas ao longo do tempo no nó 5 dos discos de freios para cada material simulado para as frenagens consecutivas estão apresentadas na Figura 23.

Figura 23 - Temperatura ao longo do tempo no nó 5 nas frenagens consecutivas



À medida que o número de frenagens aumenta, os gráficos de temperatura indicam que o aquecimento do disco tende a se estabilizar em um valor máximo após sucessivas frenagens. Esse efeito é particularmente evidente no alumínio, pois sua alta condutividade térmica permite uma distribuição mais rápida do calor por toda a estrutura.

Quanto às geometrias, o disco sólido, conforme discutido anteriormente, apresentou o pior desempenho térmico. Já os discos ventilado convencional e ventilado perfurado exibiram comportamentos similares, pois as aletas internas favorecem a dissipação do calor, melhorando a eficiência térmica do sistema.

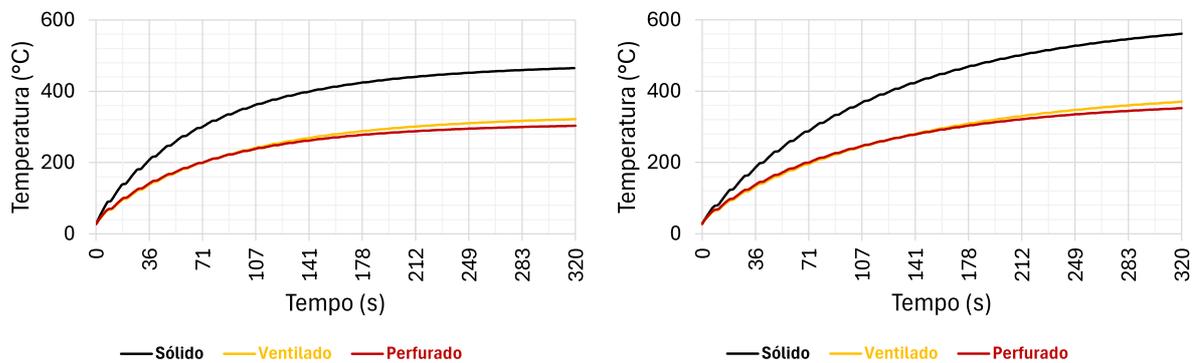
A distribuição de temperatura nas regiões dos discos mostrou-se semelhante aos resultados de outros estudos analisados.

No trabalho desenvolvido por Belhoucine (2020), foram obtidas temperaturas ligeiramente mais altas após 14 frenagens consecutivas para o ferro fundido. No entanto, neste estudo, considerou-se uma velocidade inicial de 27 m/s. Além disso, o tempo de resfriamento entre cada frenagem foi menor que 10 segundos.

Embora o aumento de temperatura por frenagem em relação ao presente trabalho seja pequeno, ao longo das 15 frenagens consecutivas, a diferença se propaga em cada ciclo, resultando em valores finais relativamente superiores.

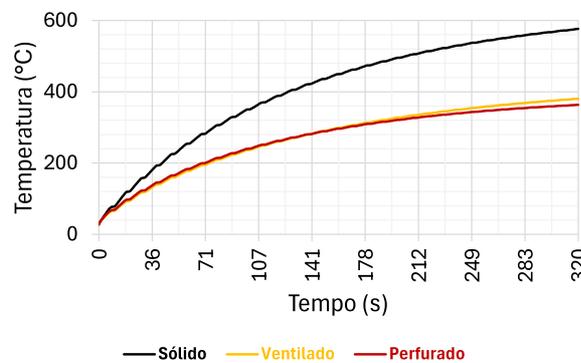
As temperaturas ao longo do tempo no nó 5 dos discos de freios para cada material simulado para a frenagem em declive estão apresentadas na Figura 24.

Figura 24 - Temperatura ao longo do tempo no nó 5 na frenagem em declive



(a) Alumínio - Declive

(b) Aço - Declive



(c) Ferro - Declive

Diferentemente do caso anterior, na frenagem em declive, o aumento da temperatura

ao longo do tempo ocorreu de forma gradual e contínua. Isso se deve à manutenção do contato entre o disco e a pastilha durante todo o trajeto, com o veículo em movimento.

Embora o tempo total de condução tenha sido menor em comparação às frenagens consecutivas, os valores finais de temperatura foram relativamente mais altos. Isso ocorre porque, nas frenagens consecutivas, os intervalos entre as frenagens permitiram um resfriamento parcial do disco, reduzindo a temperatura ao longo do tempo.

Já na frenagem em declive, não houve pausas para dissipação térmica significativa, pois o fluxo de calor permaneceu constante e sempre acima de zero, resultando em um acúmulo progressivo de temperatura.

6.2 MAPA DE CALOR

De todas as simulações realizadas, algumas foram consideradas mais relevantes para ilustrar os aspectos que se propôs a apresentar nesse trabalho. A distribuição de temperatura ao longo do disco de freio estão incluídas nelas, enquanto que as outras estão apresentadas no **Anexo A**, junto com a distribuição de temperatura no cubo e na roda do conjunto.

6.2.1 Frenagem de emergência

A distribuição de calor ao longo dos três modelos de discos de aço após a frenagem de emergência estão apresentados na Figura 25.

Pôde-se observar como os canais ventilados impactam a distribuição de temperatura após uma frenagem de emergência. No disco sólido a distribuição ocorreu de forma homogênea, diferentemente do que ocorreu com os discos ventilados convencional e perfurado devido à presença desses canais.

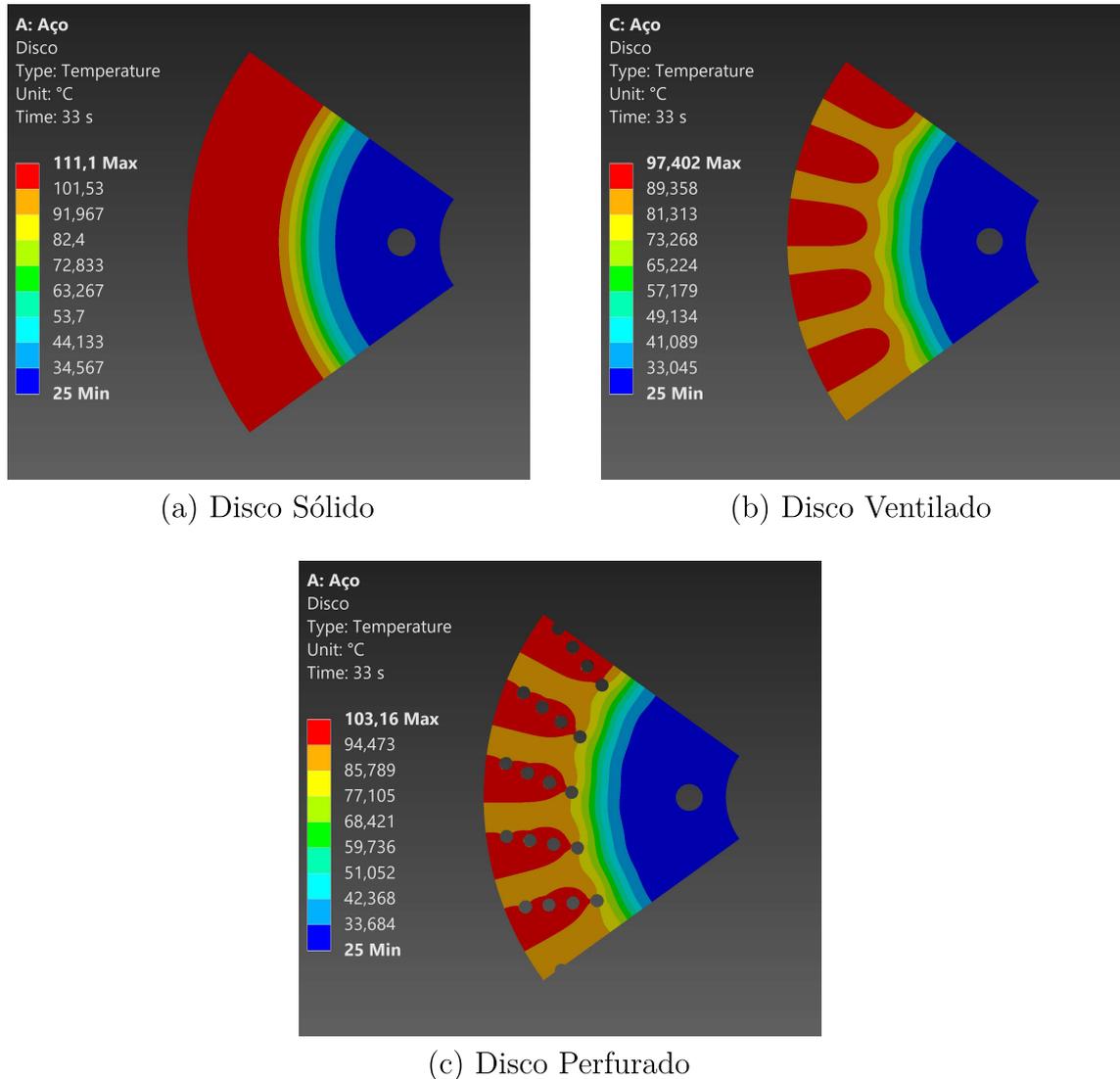
Embora tenha-se a premissa de que os discos perfurados tendem a performar melhor que os ventilados convencionais devido aos furos, isso não foi observado em um evento de frenagem única. Isso ocorreu porque como a área varrida pela pastilha é menor devido à presença dos furos, o fluxo de calor tende a ser maior para uma mesma condição de frenagem.

Em um evento rápido de frenagem, a dissipação do calor através dos furos torna-se quase nula, o que resulta em um incremento de calor maior no disco perfurado em relação ao ventilado.

6.2.2 Frenagens consecutivas

De acordo com a Tabela 5, a maior e a menor temperatura atingida no nó 5 durante as frenagens consecutivas ocorreram no disco sólido de ferro fundido e no disco perfurado de alumínio, respectivamente. A distribuição de calor ao longo desses dois discos encontra-se

Figura 25 - Distribuição de temperaturas na frenagem de emergência



na Figura 26. O diferencial de temperatura máxima atingida entre o disco sólido de ferro fundido e o disco perfurado de liga de alumínio foi de aproximadamente 162°C , tendo os valores máximos sido ligeiramente superiores às temperaturas do nó 5 em ambos os casos.

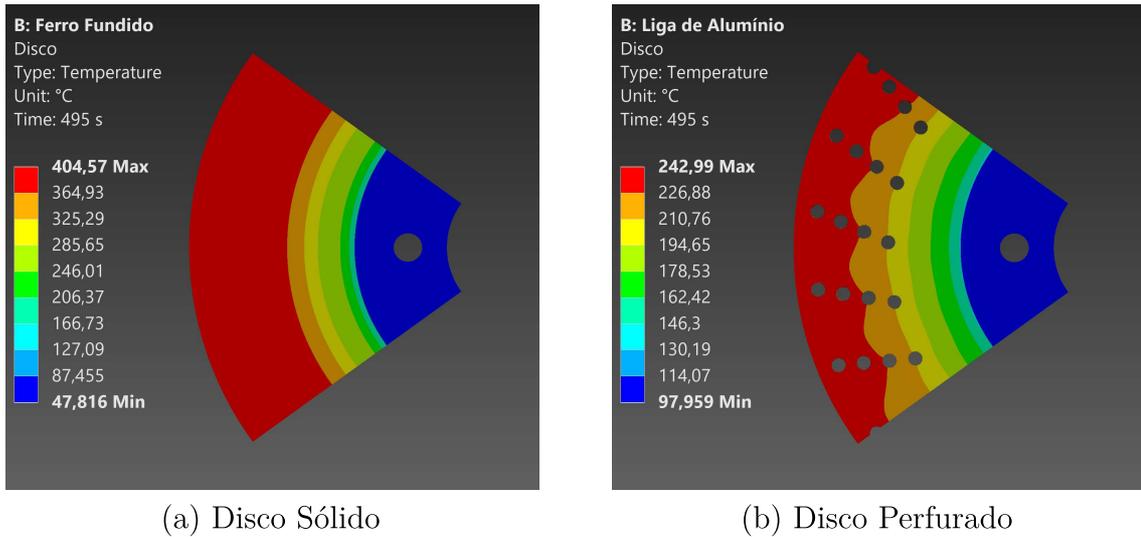
Além disso, vale destacar que o gradiente térmico entre os dois apresentou uma diferença significativa. O disco sólido de ferro atingiu 357°C , enquanto o disco perfurado de alumínio 145°C .

Esses resultados corroboram o importante papel não apenas da geometria, mas também do material durante estresses térmicos aos quais o disco está submetido durante condições específicas de frenagem.

6.2.3 Frenagem em declive

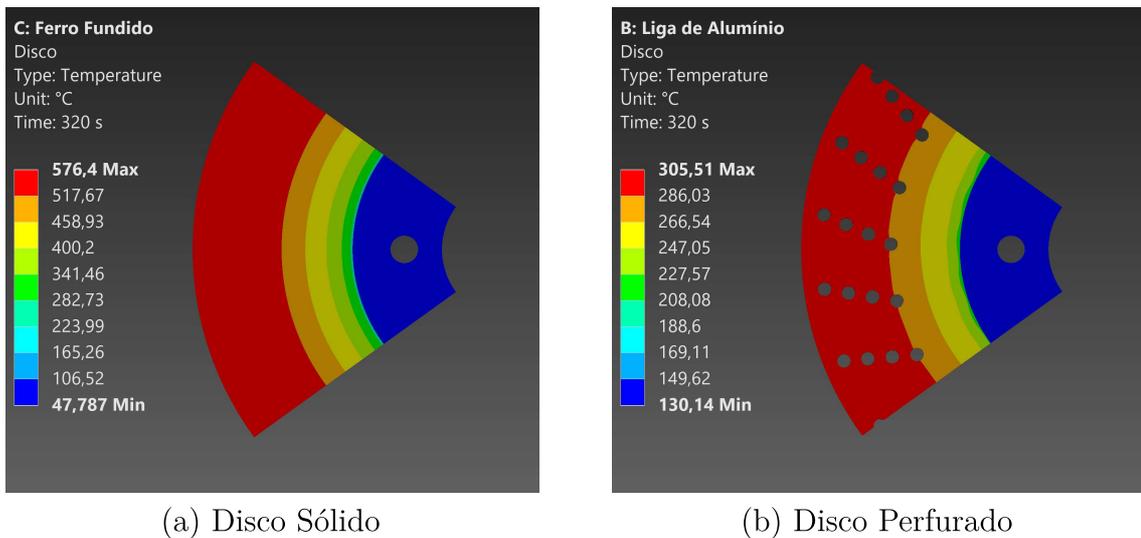
Por fim, semelhantemente à situação das frenagens consecutivas, durante a frenagem em declive, o pior e o melhor caso analisado ocorreram com disco sólido de ferro fundido e

Figura 26 - Distribuição de temperaturas nas frenagens consecutivas



com o disco perfurado de alumínio respectivamente. Ambos estão apresentados na Figura 27. Devido ao fluxo de calor constante ao longo de todo o tempo para a frenagem em

Figura 27 - Distribuição de temperaturas na frenagem em declive



declive, a distribuição da temperatura ao longo do disco ventilado perfurado também se manteve homogênea, de forma similar ao disco sólido.

O estudo de Jian et. al (2020) apresentou um comportamento semelhante ao da análise proposta, mostrando que, durante uma frenagem em declive, o aumento de temperatura ocorre de forma lenta e gradual. Em contraste, nas frenagens consecutivas, a temperatura atinge valores de pico após cada frenagem.

6.3 SEÇÃO TRANSVERSAL DO DISCO

A espessura do disco de freio é um fator decisivo na escolha do dimensionamento do mesmo, tanto no campo térmico, quanto estrutural. O disco sólido possui uma seção transversal de 11 mm, enquanto o disco ventilado, contabilizando o trecho das aletas possui uma seção de 25 mm. A Figura 28 demonstra o gradiente de temperatura ao longo da seção transversal dos discos para cada simulação realizada.

Como a absorção de calor pelas pistas do disco de freio ocorre de forma desigual, há uma diferença de temperatura entre suas bordas. A face externa do disco absorve aproximadamente 57% do calor, enquanto a face interna absorve cerca de 43%. Consequentemente, a face externa tende a apresentar temperaturas mais elevadas ao longo do tempo. Pelo princípio da condução térmica, o fluxo de calor na seção transversal do disco ocorre sempre no sentido da face externa para a face interna.

Pode-se observar que o disco sólido apresenta um gradiente de temperatura inferior em relação aos ventilados. Isso ocorre devido à sua menor espessura, uma vez que o equilíbrio térmico é atingindo mais rapidamente. No entanto isso favorece também um acúmulo maior de calor para situações de frenagens mais bruscas.

Já os discos ventilados apresentaram valores similares entre si no gradiente de temperatura entre as duas bordas e a distribuição de temperatura ao longo da seção transversal. Sua maior massa facilita a absorção de calor ao longo da frenagem sem o incremento considerável de temperatura. No entanto, em contrapartida ao que ocorre com o disco sólido, a distribuição de temperatura ao longo da seção ocorre de forma mais lenta e gradual, e resulta em maiores gradientes de temperaturas.

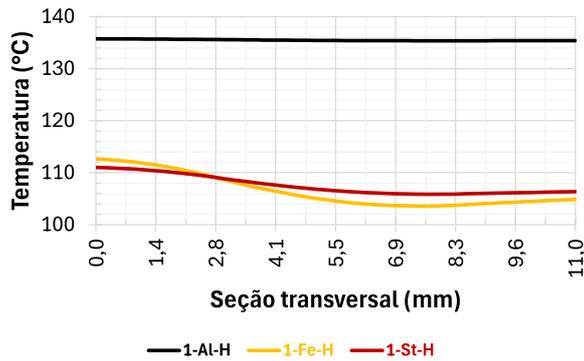
Os gradientes de temperatura entre as pistas interna e externa do disco estão de acordo com os resultados apresentados em Ciolfi (2010), onde uma análise numérica e outra experimental avaliaram as características de dissipação de energia de um disco de freio ventilado em veículo de passeio. O estudo confirmou que, embora a perda de paralelismo ocorra em ambas as pistas, no caso da pista externa, essa perda é compensada pela deflexão do cavalete de freio no sentido de rotação do disco.

Em todas as análises realizadas, foi possível verificar que o resfriamento do disco ocorre pelos princípios da condução e da convecção. Cada um desempenha um papel importante na dissipação de calor.

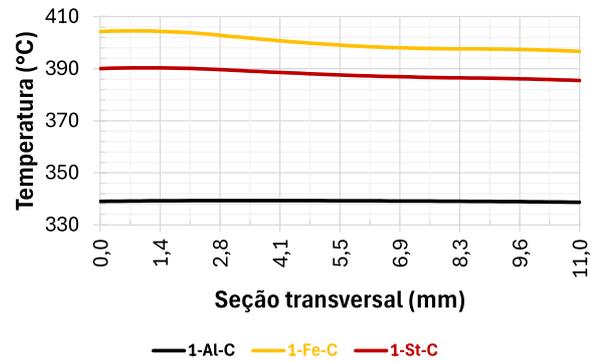
Em relação à condução térmica, observa-se uma relação direta com as propriedades do material que compõe o conjunto. Os melhores desempenhos foram registrados com o disco de alumínio, cuja alta condutividade térmica reduz o tempo necessário para o equilíbrio térmico em cada componente.

Por outro lado, na convecção, a geometria desempenha um papel mais relevante. Os canais dos discos ventilados mostraram-se fundamentais para a dissipação de calor

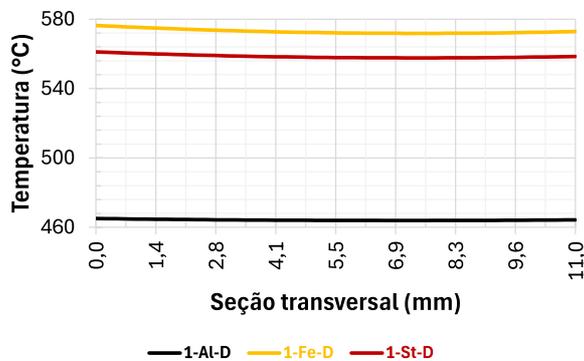
Figura 28 - Distribuição de temperatura ao longo da seção transversal dos discos



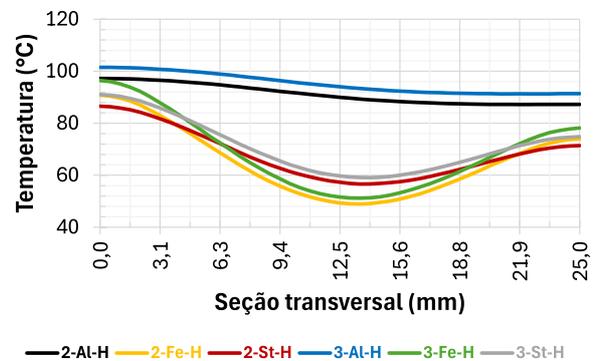
(a) Sólido Emergência



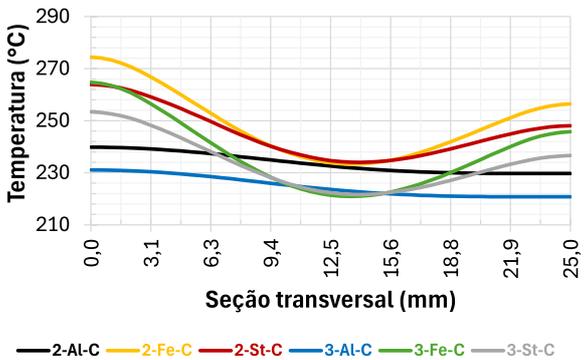
(b) Sólido Consecutiva



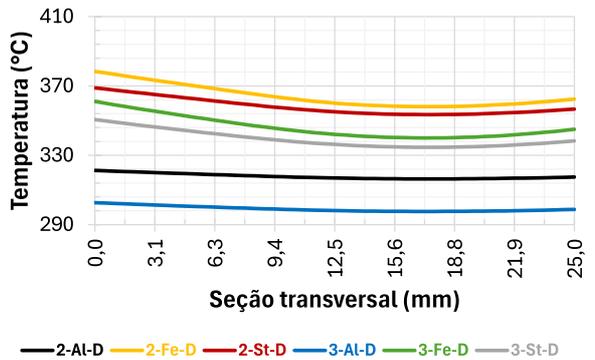
(c) Sólido Declive



(d) Ventilado e Perfurado Emergência



(e) Ventilado e Perfurado Consecutivas



(f) Ventilado e Perfurado Declive

para o meio externo, evidenciando sua importância no resfriamento do sistema.

Vale destacar, por fim, que o incremento de temperatura, tanto do cubo, quanto da roda, ocorre por condução da superfície mais interna do disco que está em contato direto com ambos. Dessa forma, é esperado que a maior temperatura nesses dois componentes secundários do conjuntos seja igual ou ao menos próxima às temperaturas dos pontos mais distantes em contato com a pastilha.

7 CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos, conclui-se que os objetivos propostos foram alcançados. Todo o processo, desde o pré-processamento, que envolveu a modelagem das geometrias, a definição dos parâmetros dos materiais, a discretização do modelo e o estabelecimento das condições de contorno, até o pós-processamento, com a análise dos resultados fornecidos pelo *software*, transcorreu conforme o planejado, sem imprevistos que compromettesse a execução do estudo.

Ao avaliar as diferentes condições de condução, bem como as geometrias e os materiais testados, alguns aspectos importantes foram identificados. Em todas as simulações, o disco sólido apresentou o pior desempenho em termos de dissipação térmica. Esse comportamento pode ser atribuído à sua construção mais simples, o que justifica sua aplicação predominante no eixo traseiro, onde a exigência de frenagem é menor.

Dentre os modelos ventilados analisados, o disco perfurado demonstrou a melhor eficiência no resfriamento, o que já era esperado. Esse desempenho se deve não apenas à presença dos canais de ventilação, mas também à sua menor massa e à maior área de contato com o ambiente, favorecendo a dissipação térmica. No entanto, verificou-se que, em momentos pontuais de frenagem, esse modelo apresentou picos de temperatura mais elevados, devido à sua menor área de fricção e maior fluxo de calor.

Em relação aos materiais, as curvas de temperatura e a distribuição térmica para o Aço SAE 1020 e o ferro fundido cinzento foram bastante semelhantes, uma vez que suas propriedades apresentam grande proximidade. Já o alumínio se destacou por sua baixa densidade, característica essencial para um melhor resfriamento, especialmente em frenagens prolongadas, como em descidas. Além disso, suas altas condutividade e difusividade térmicas, significativamente superior à dos outros materiais, favoreceu a dissipação de calor por condução, resultando em um gradiente térmico menor.

O fluxo de calor assimétrico esteve em conformidade com estudos anteriores que investigaram esse fenômeno. Como resultado, espera-se a presença de gradientes de temperatura entre as pistas externa e interna do disco, o que induz um fluxo térmico interno direcionado da pista externa para a interna.

Por fim, a inclusão do cubo e da roda permitiu analisar como esses dois componentes são afetados durante os eventos de frenagem. Por meio da condução térmica, parte do calor foi transferida para esses componentes. Dessa forma, eles atuaram como um caminho adicional para a dissipação de calor, complementando a convecção.

Para estudos futuros, recomenda-se a otimização de novos modelos de disco de freio, com foco na definição ideal da espessura e na distribuição dos furos em modelos perfurados, visando alcançar uma temperatura final minimizada e mais eficiente durante o processo de frenagem.

REFERÊNCIAS

- 1 ADAMOWICZ, Adam; GRZES, Piotr. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 6-7, p. 1003-1012, 2011.
- 2 ADAMOWICZ, Adam; GRZES, Piotr. Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking. **Applied thermal engineering**, v. 31, n. 14-15, p. 2177-2185, 2011.
- 3 AGRAWAL, Vikash K. et al. A computational analysis of heat transfer in solid and vented disc brakes: CFD simulation and thermal performance assessment. **Multiscale and Multidisciplinary Modeling, Experiments and Design**, p. 1-15, 2024.
- 4 AKYÜZ, Recep et al. A comparative study of brake wear performance with recent coating methods. **The International Journal of Materials and Engineering Technology**, v. 5, n. 2, p. 101-106, 2022.
- 5 BELHOUCINE, Ali; ABDULLAH, Oday Ibraheem. A thermomechanical model for the analysis of disc brake using the finite element method in frictional contact. **Journal of engineering research**, v. 10, n. 4, p. 128-141, 2022.
- 6 BELHOCINE, Ali; AFZAL, Asif. Computational finite element analysis of brake disc rotors employing different materials. **Australian Journal of Mechanical Engineering**, v. 20, n. 3, p. 637-650, 2020.
- 7 CENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Tranferência de calor e massa**. McGraw-Hill, Bookman, São Paulo, 2012.
- 8 CHOY, H. Y.; SIAW, M. G.; PUNG, K. Q. Design and Analysis of Brake Drum using Finite Element Analysis. In: **Journal of Physics: Conference Series.**, IOP Publishing, v. 2609, p. 012011, 2023.
- 9 CIOLFI, M. J. **Simulação computacional do comportamento térmico de um disco de freio ventilado**. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica). Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2010.
- 10 DUBALE, Habtamu. **Analysis of thermo-mechanical behaviour of disc brake rotor**. Dissertação (Master of Science in Mechanical Engineering). Departamento de Engenharia Mecânica, Addis Ababa Science and Technology University, Addis Ababa, 2019.
- 11 DUBALE, Habtamu et al. Numerical investigation of thermo-mechanical properties for disc brake using light commercial vehicle. **Materials Today: Proceedings**, v. 46, p. 7548-7555, 2021.
- 12 FREMAX. Recomendações técnicas, 2024. Disponível em: <https://catalogo.fremax.com.br/br/recomendacoes-tecnicas>. Acesso em: [11 abr. 2024].
- 13 GUPTA, Nikit; BHANDWAL, Mohit; SIKARWAR, Basant Singh. Modelling and simulation of brake disc for thermal analysis. **Indian Journal of Science and Technology**, v. 10, n. 17, p. 1-5, 2017.

- 14 HENDRE, Kishor; BACHCHHAV, Bhanudas. Tribological behaviour of non-asbestos brake pad material. **Materials Today: Proceedings**, v. 38, p. 2549-2554, 2021.
- 15 HERRING, James M. Mechanism of brake fade in organic brake linings. **SAE Technical Paper**, 1967.
- 16 INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferencia de calor**. Rio de Janeiro: LTC, 2022.
- 17 JIAN, Qifei; SHUI, Yan. Numerical and experimental analysis of transient temperature field of ventilated disc brake under the condition of hard braking. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 122, p. 115-123, 2017.
- 18 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**, v. 155, p. 106356, 2020.
- 19 LARSON, Mats G.; BENGZON, Fredrik. **The finite element method: theory, implementation, and applications**. Springer Science & Business Media, 2013.
- 20 LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison; NICOLAZZI, Lauro Cesar. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis. **Publicação interna do GRANTE–Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC**, Florianópolis, Brasil, 2012.
- 21 LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. SAE international, 1999.
- 22 NAKATA. Manual para Sistemas de Freios. São Paulo: Nakata, 2014. Disponível em: <https://www.nakata.com.br>. Acesso em: [20 dez. 2024].
- 23 OUYANG, Changyao et al. Thermal analysis of laser fabricated new composite brake drums in each orientation. **Vacuum**, v. 229, p. 113567, 2024.
- 24 PATEL, Krutangkumar Sureshbhai et al. Braking System of an All-Terrain Vehicle. **International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)**, v. 9, n. 5, 2022.
- 25 PINCA-BRETOTEAN, Camelia et al. An investigation of thermal behaviour of brake disk pad assembly with Ansys. **Materials Today: Proceedings**, v. 47, p. 2322-2328, 2021.
- 26 RODRIGUEZ, H. Qual a diferença entre freios ventilados , perfurados e sólidos?, 2021. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/auto-serviço/qual-a-diferença-entre-os-freios-ventilados-perfurados-e-solidos/>. Acesso em: [12 mar. 2024].
- 27 SABÓ. Pediu para Parar, Parou. São Paulo: Sabó, 2020. Disponível em: <https://www.sabo.com.br>. Acesso em: [15 dez. 2024].
- 28 SHARP, B. Fading, o inimigo do motorista. 2011. Disponível em: <http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/06/fading-o-inimigo-do-motorista.html>. Acesso em: [25 abr. 2024].
- 29 SHRIVASTAVA, Ashish Kumar et al. Thermal analysis on car brake rotor using cast iron material with different geometries. **Materials Today: Proceedings**, v. 47, p. 7019-7024, 2021.

- 30 UNIVERSIDADE ESTADUAL DE MARINGÁ. Kit Newton-Raphson. Maringá: Departamento de Matemática, [s.d.]. Disponível em: https://dma.uem.br/kit/calculo-numerico-2/copy_of_kit-newtonraphson.pdf. Acesso em: [10 jan. 2025].
- 31 YAN, H. B.; ZHANG, Q. C.; LU, T. J. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 107, p. 39-55, 2016.
- 32 YEVTUSHENKO, A. A.; GRZES, P. Mutual influence of the sliding velocity and temperature in frictional heating of the thermally nonlinear disc brake. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 102, p. 254-262, 2016.
- 33 ZHANG, Yongheng et al. The convective heat transfer characteristics on outside surface of vehicle brake disc. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 120, p. 366-376, 2017.

ANEXO A – GRÁFICOS E FIGURAS

Nesta seção, são apresentados os mapas de calor de todas as simulações realizadas, abrangendo os três componentes envolvidos (disco, roda e cubo), juntamente com os desenhos técnicos de cada um desses componentes. Adicionalmente, são exibidos gráficos que avaliam a qualidade da malha, considerando atributos como a razão de aspecto e a qualidade dos elementos.

Figura 29 - Distribuição de temperatura nos discos de freio

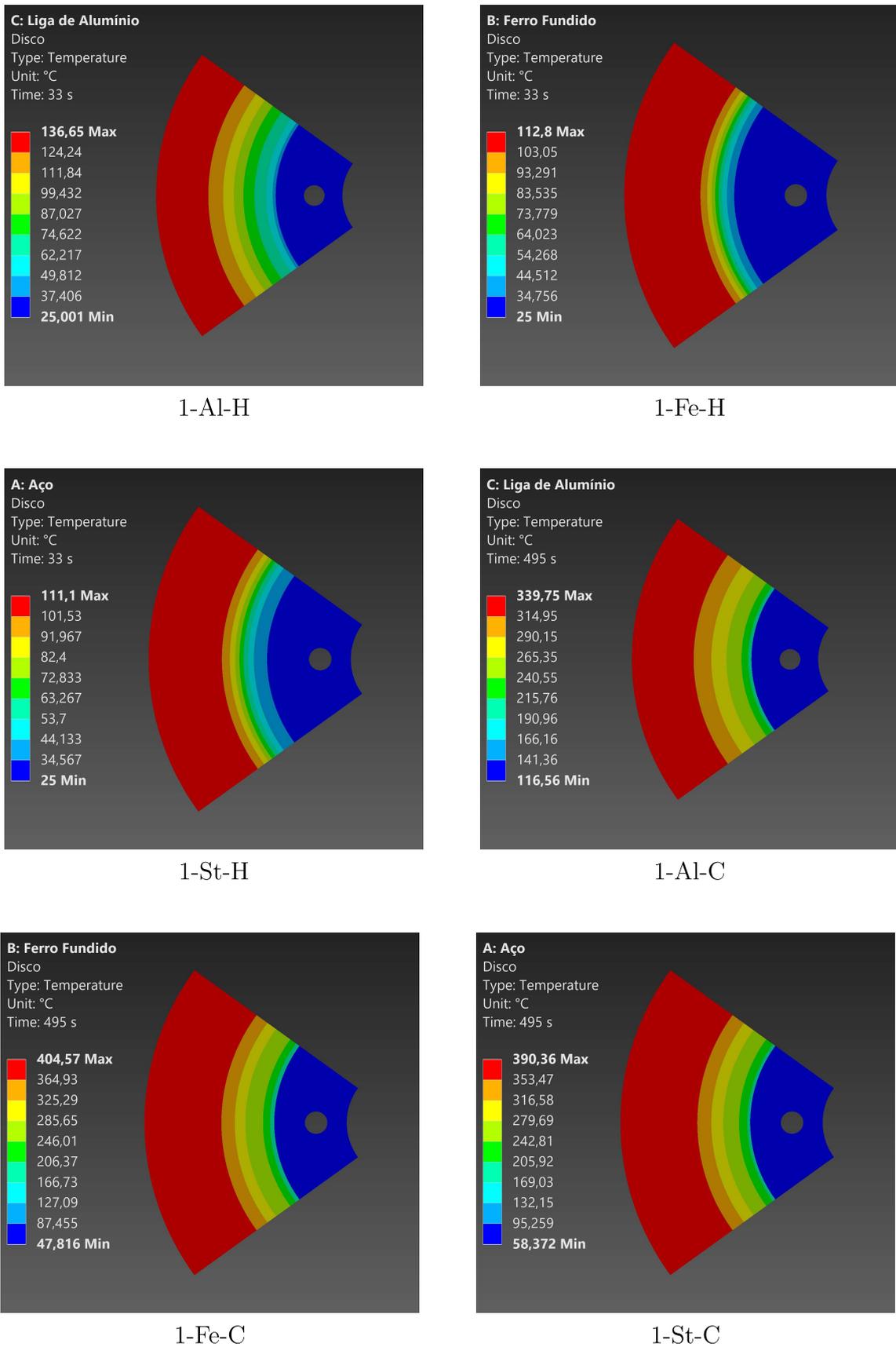


Figura 30 - Distribuição de temperatura nos discos de freio

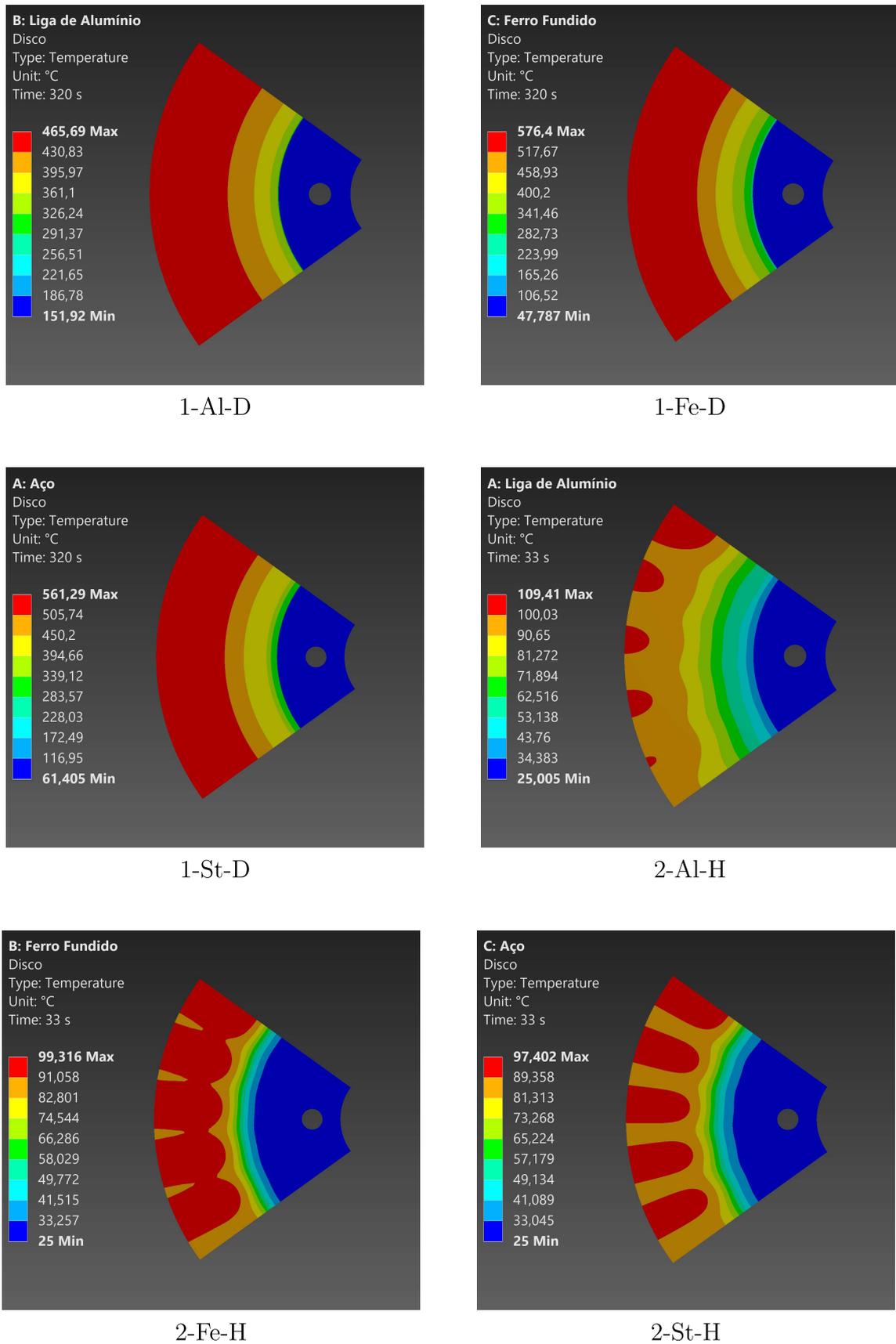


Figura 31 - Distribuição de temperatura nos discos de freio

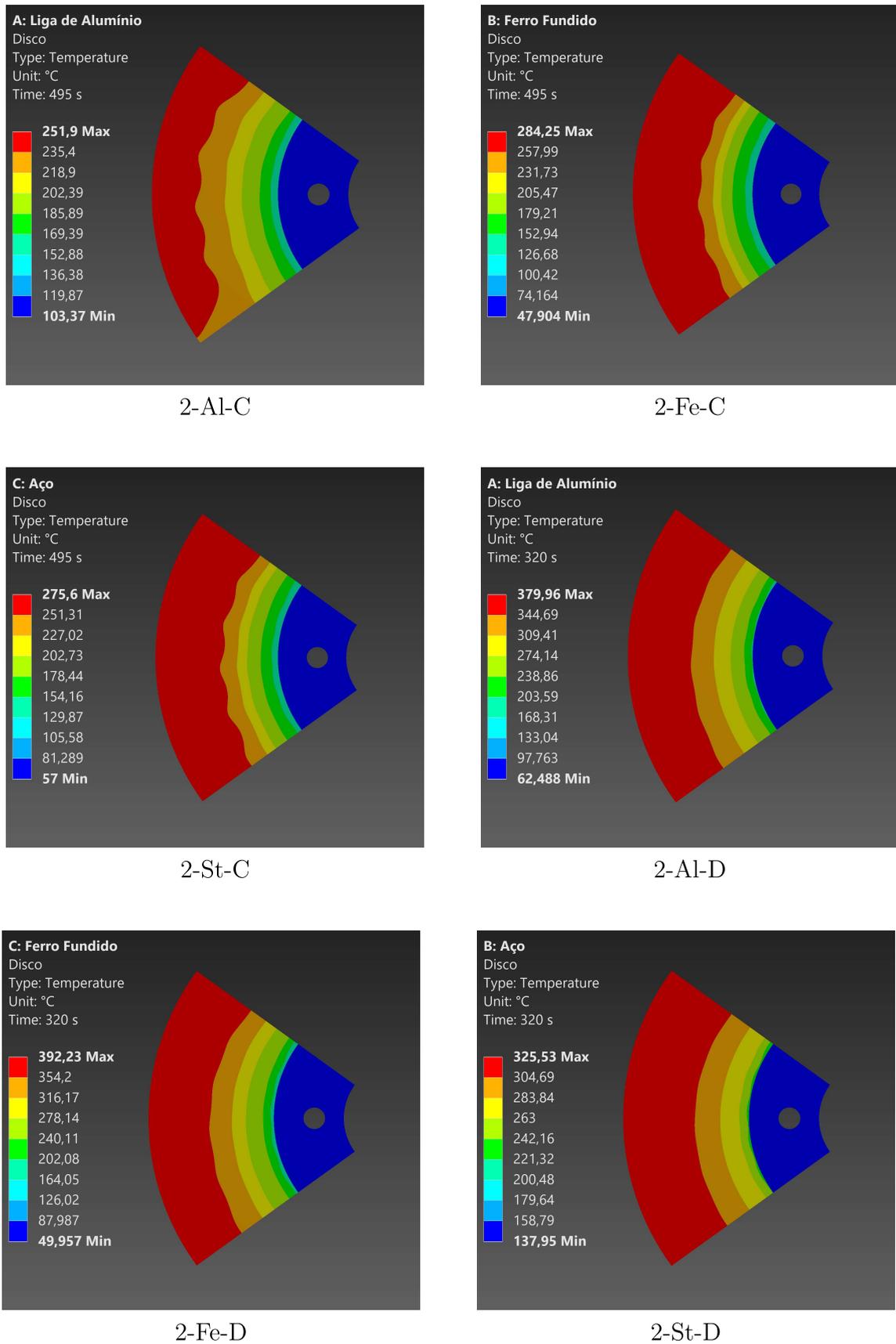


Figura 32 - Distribuição de temperatura nos discos de freio

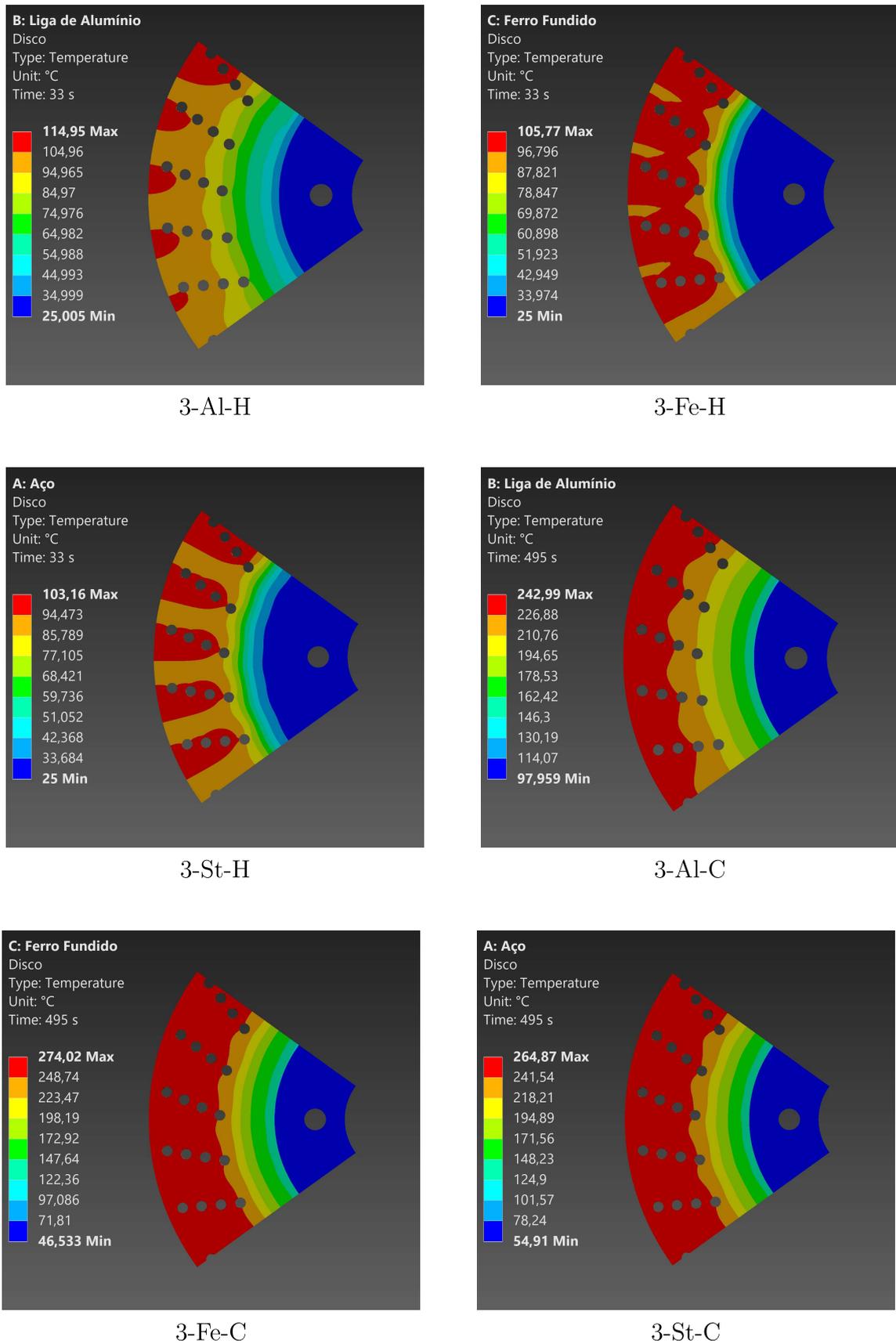


Figura 33 - Distribuição de temperatura nos discos de freio

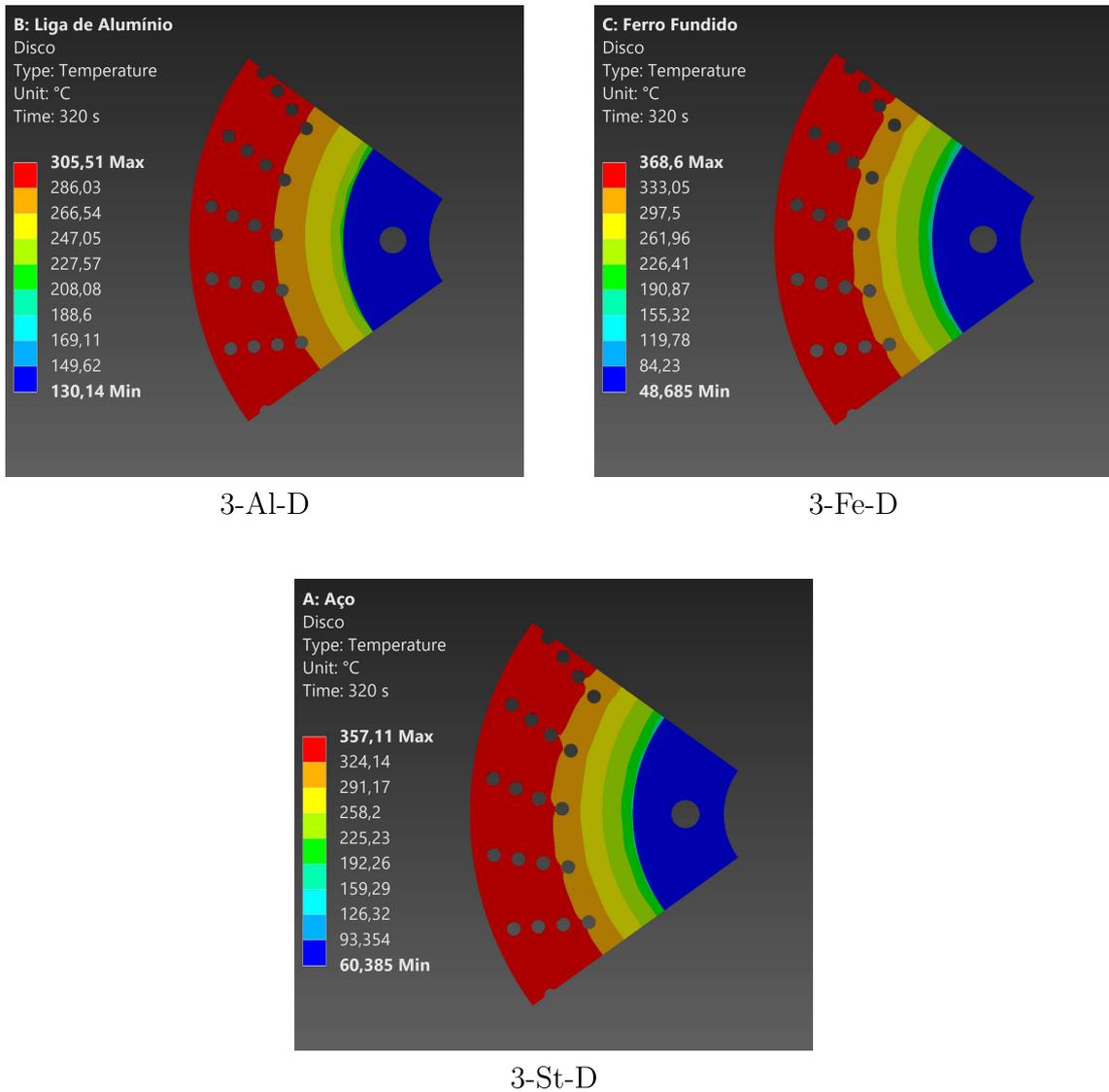


Figura 34 - Distribuição de temperatura no cubo

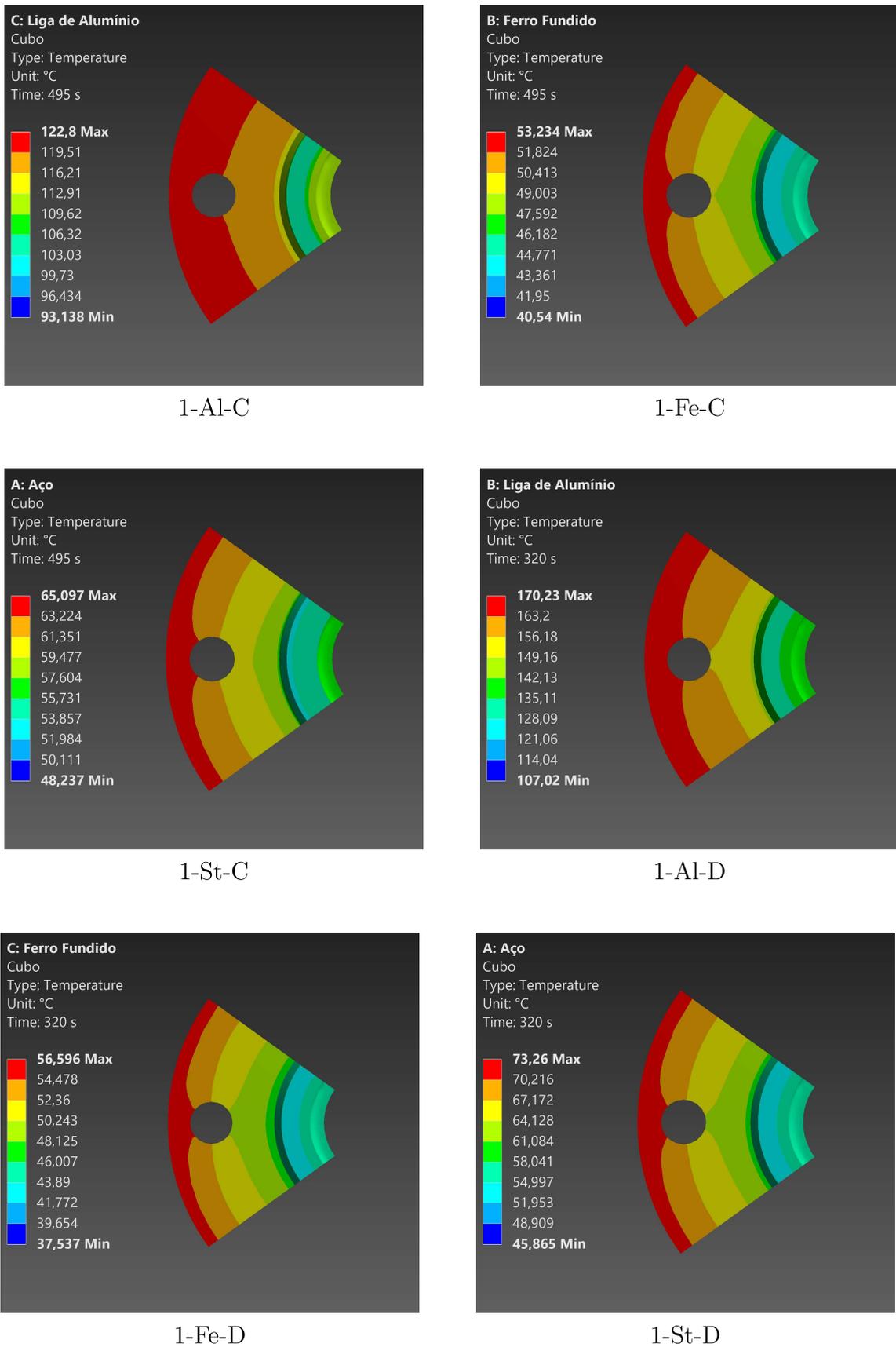


Figura 35 - Distribuição de temperatura no cubo

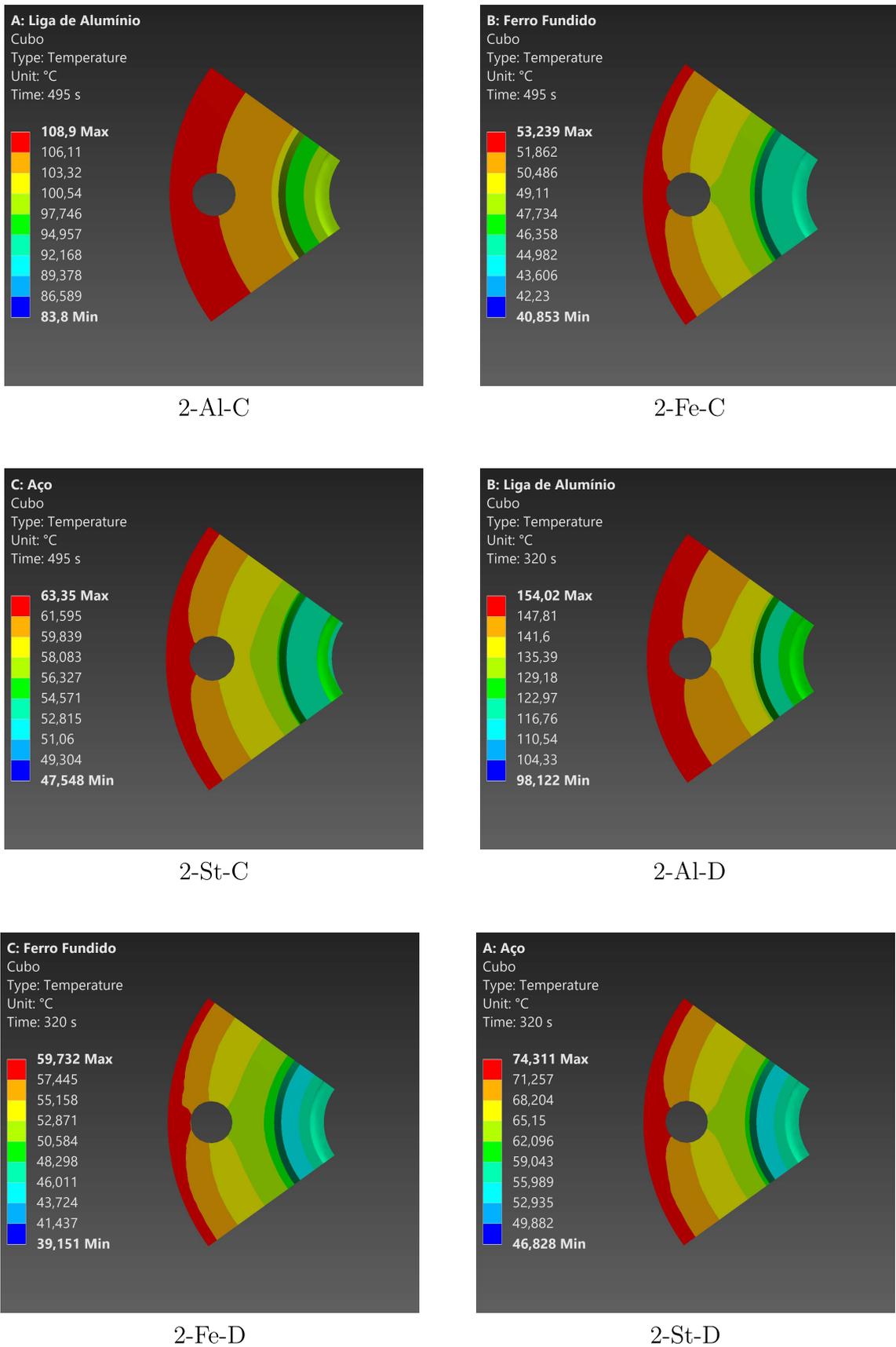
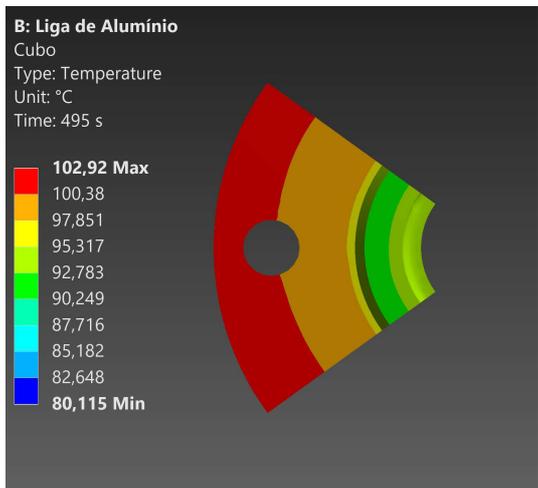
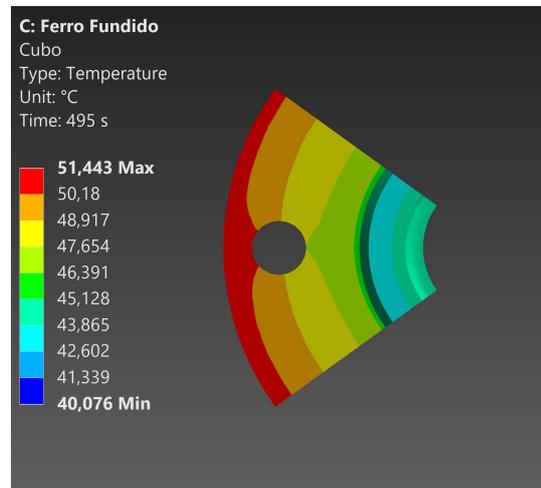


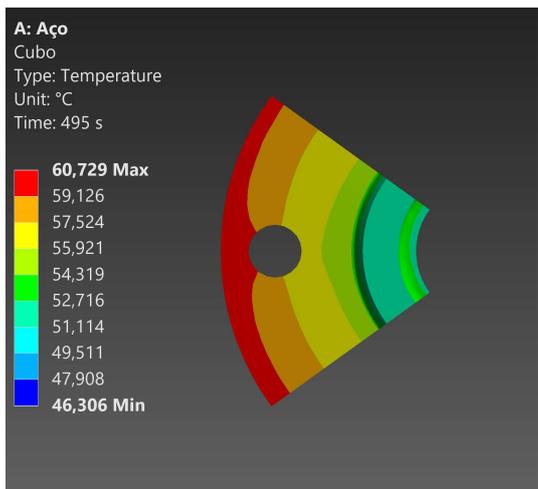
Figura 36 - Distribuição de temperatura no cubo



3-Al-C



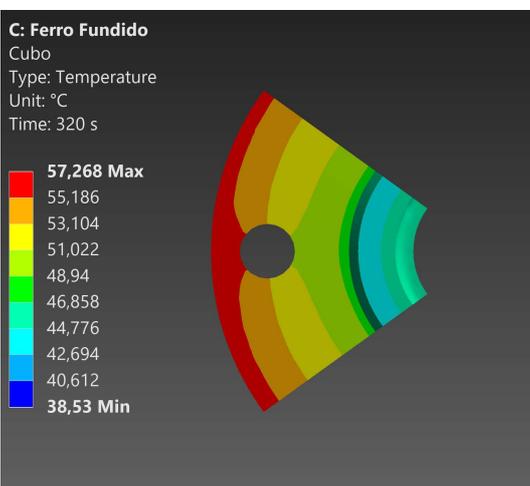
3-Fe-C



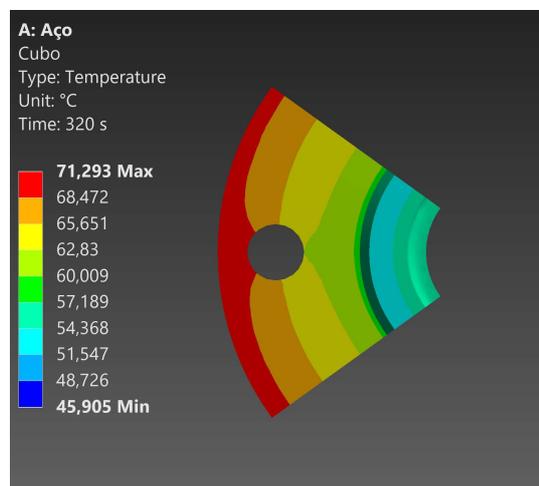
3-St-C



3-Al-D



3-Fe-D



3-St-D

Figura 37 - Distribuição de temperatura na roda

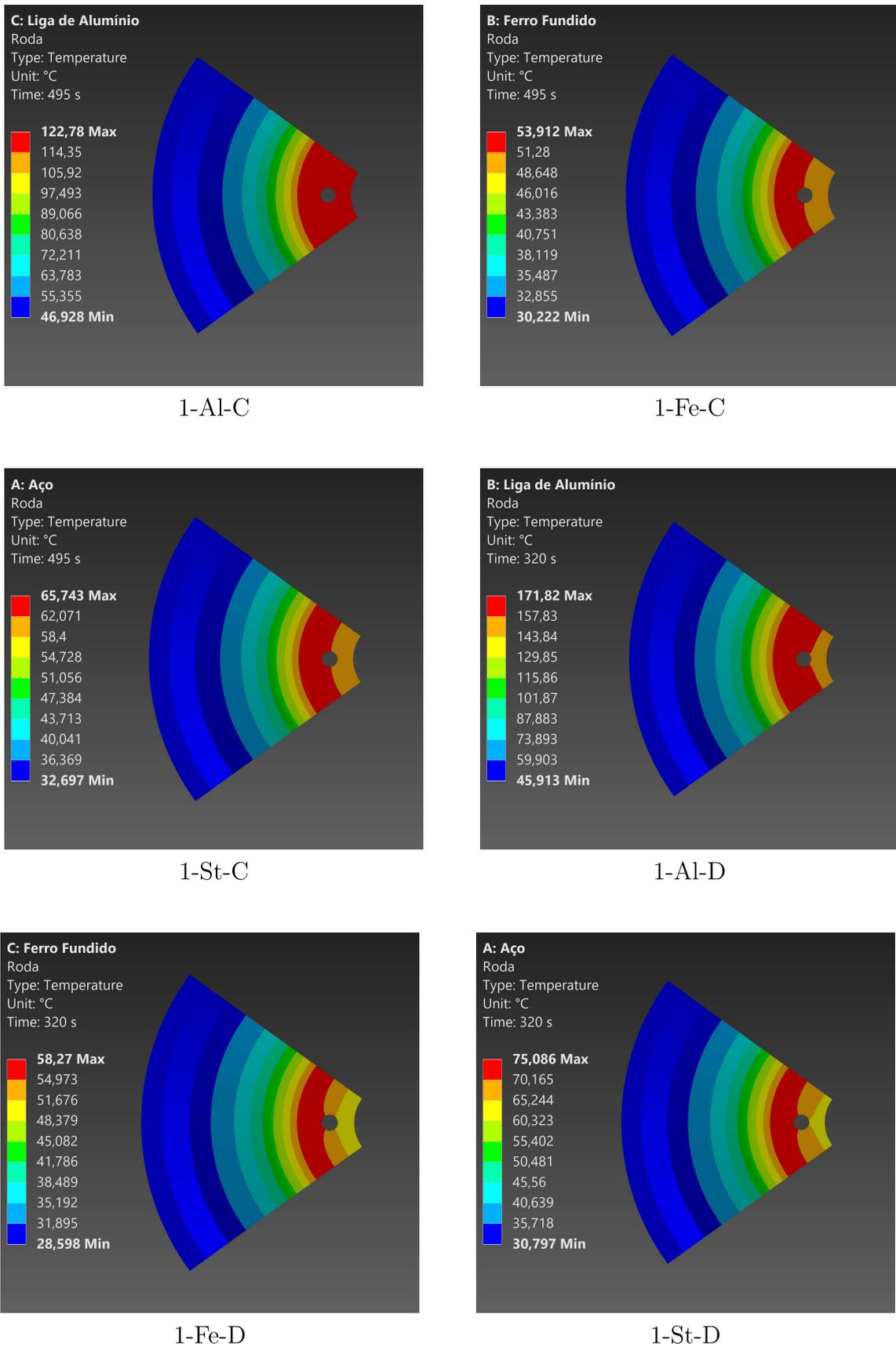
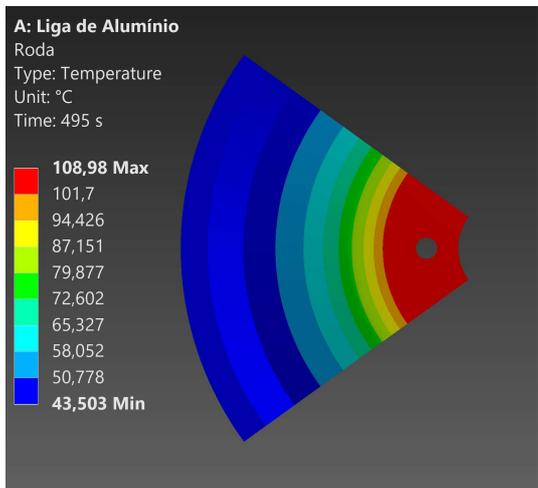
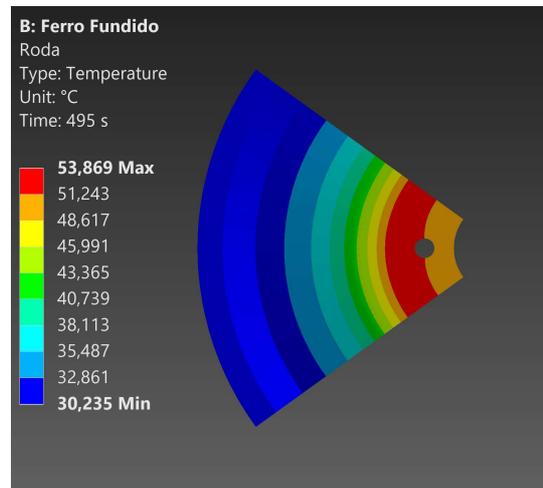


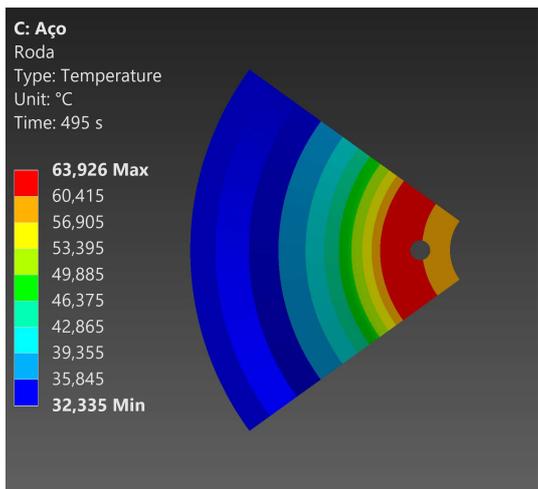
Figura 38 - Distribuição de temperatura na roda



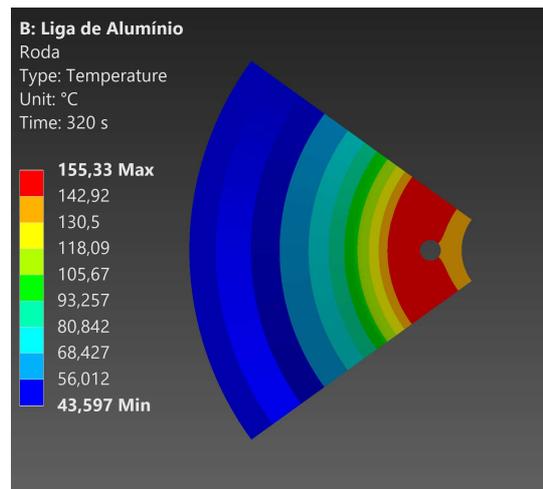
2-Al-C



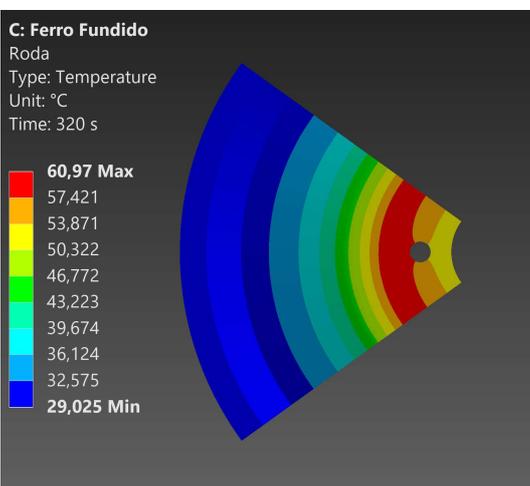
2-Fe-C



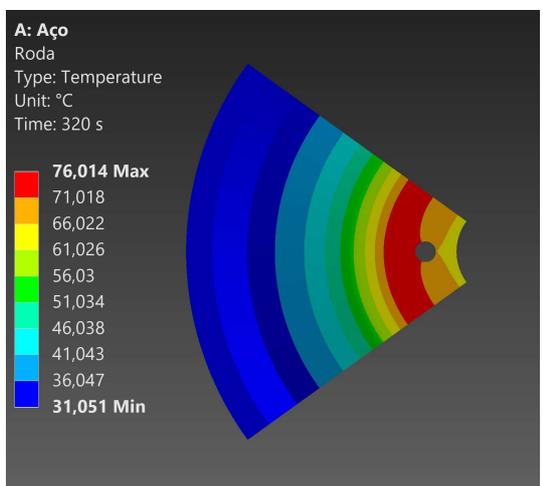
2-St-C



2-Al-D



2-Fe-D



2-St-D

Figura 39 - Distribuição de temperatura na roda

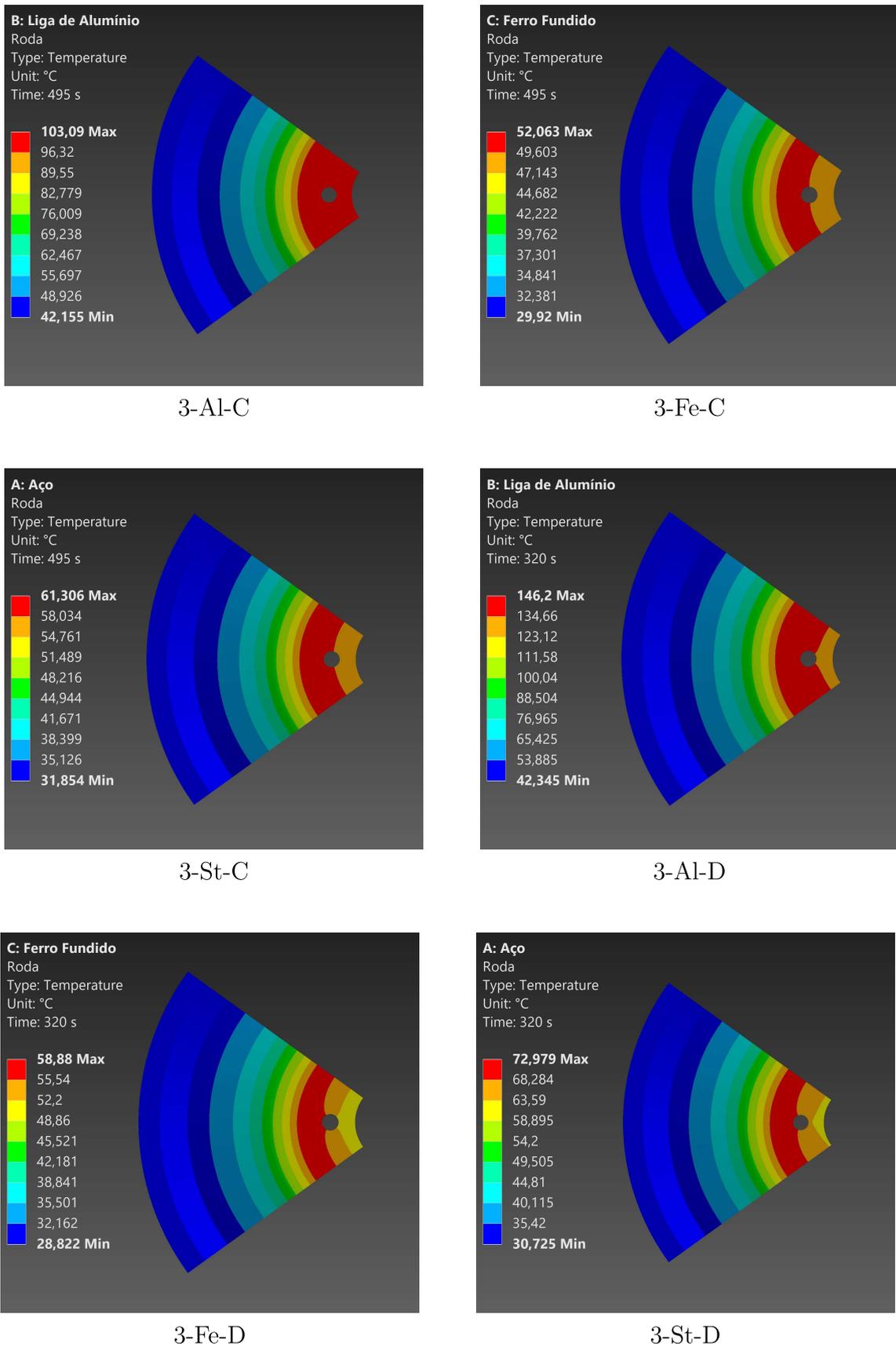


Figura 40 - Qualidade de elemento do disco sólido

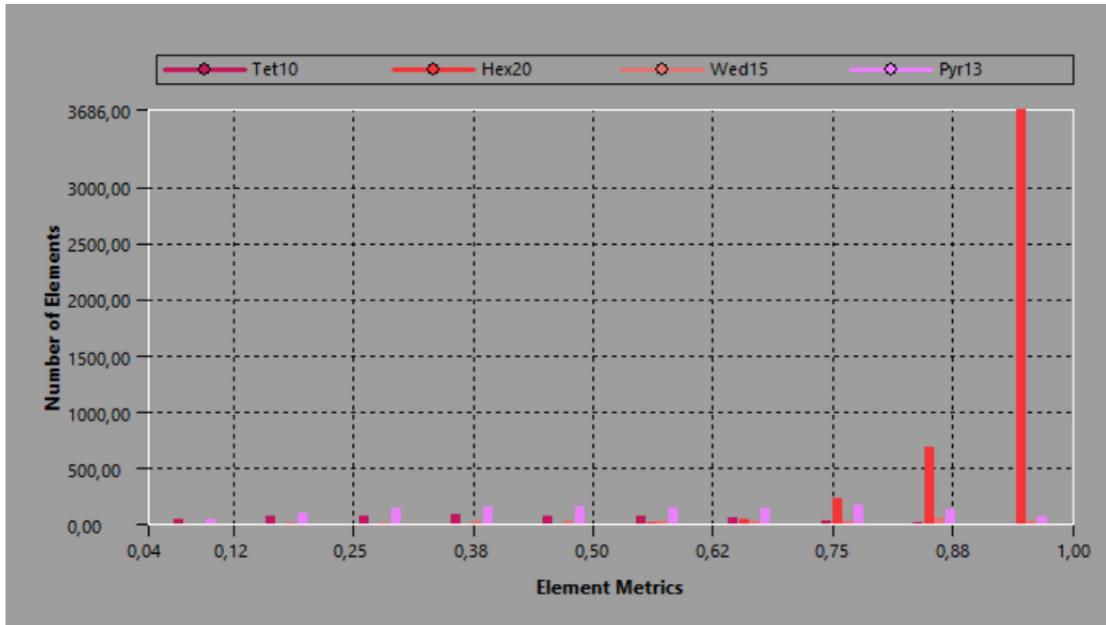


Figura 41 - Razão de aspecto do disco sólido

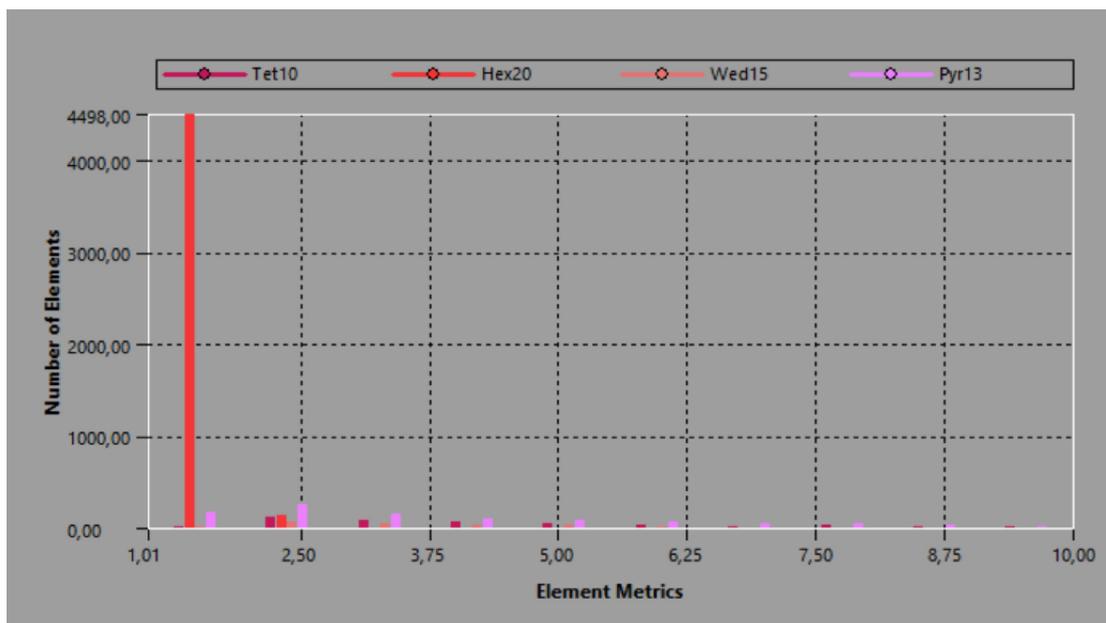


Figura 42 - Qualidade do elemento do disco ventilado

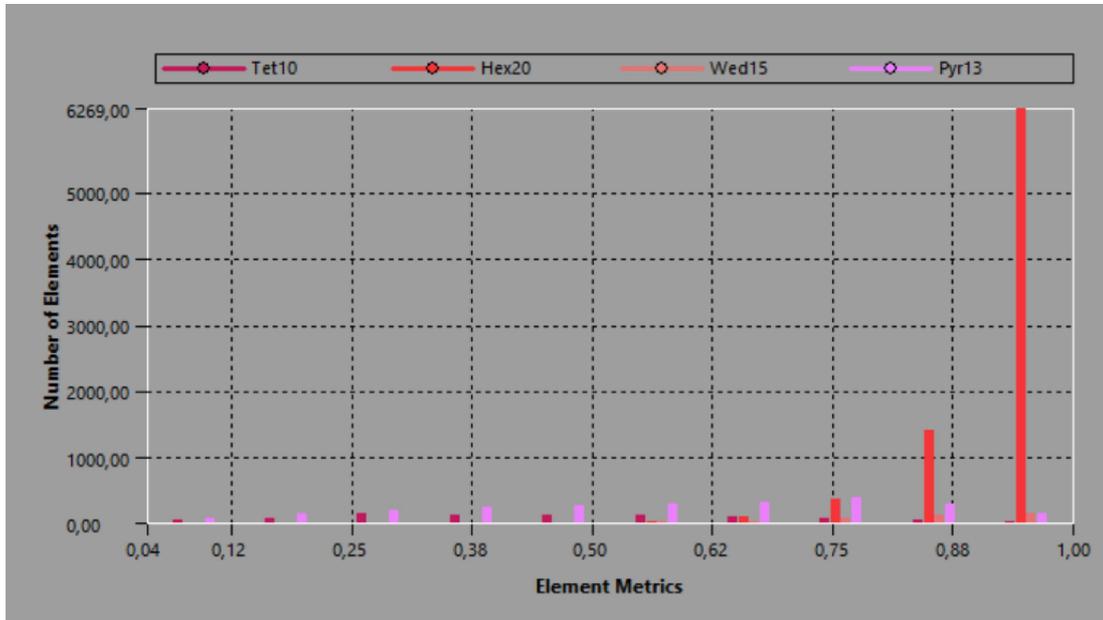


Figura 43 - Razão de aspecto do disco ventilado

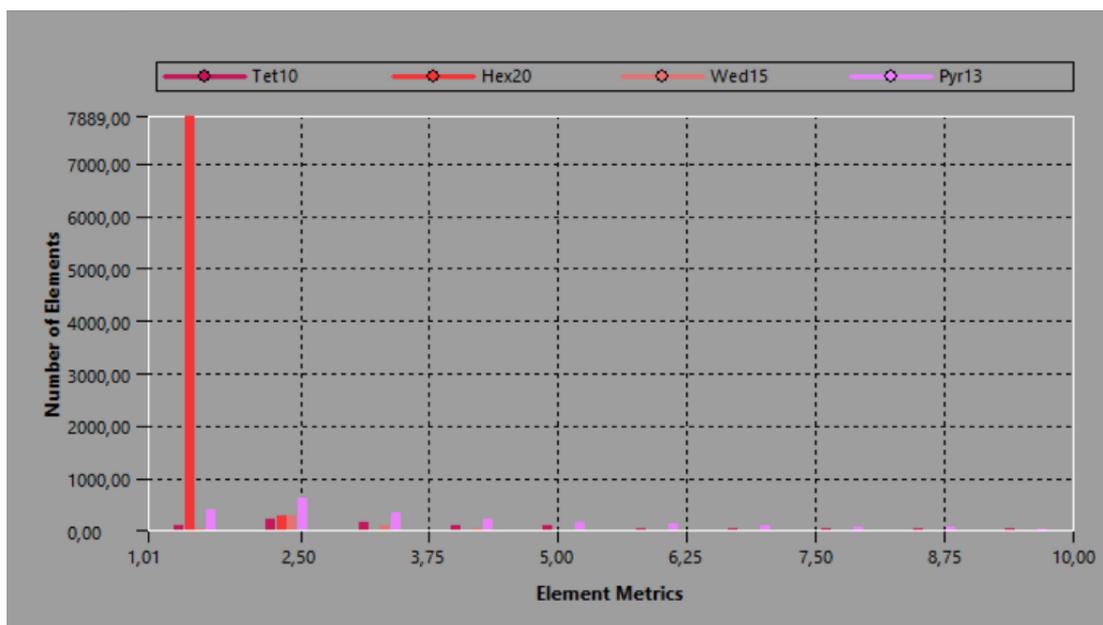


Figura 44 - Qualidade do elemento do disco perfurado

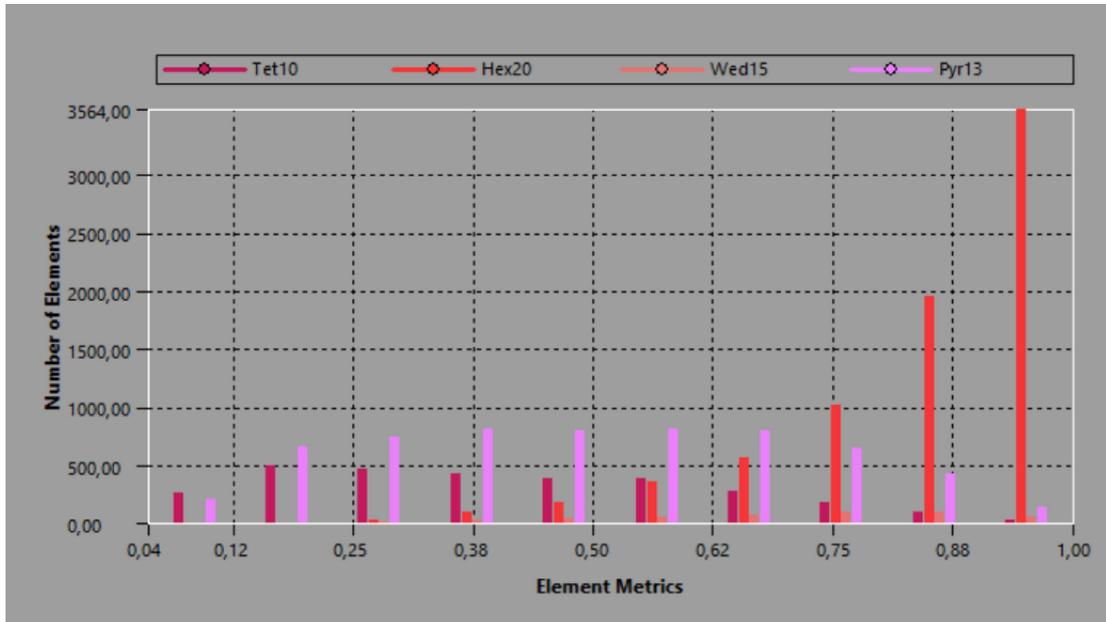


Figura 45 - Razão de aspecto do disco perfurado

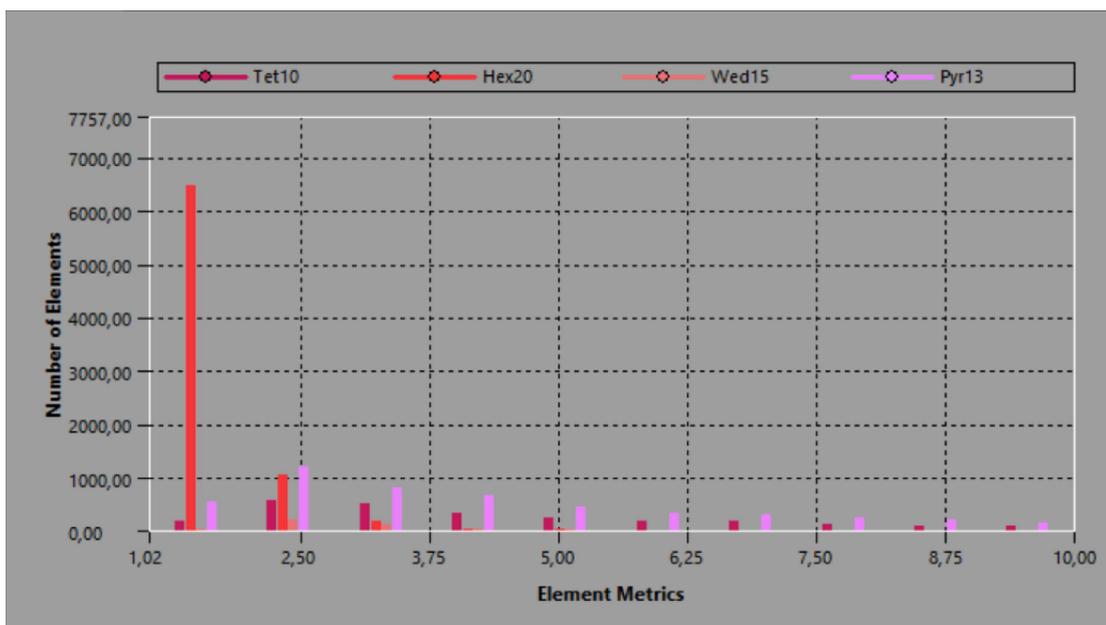


Figura 46 - Qualidade do elemento do cubo

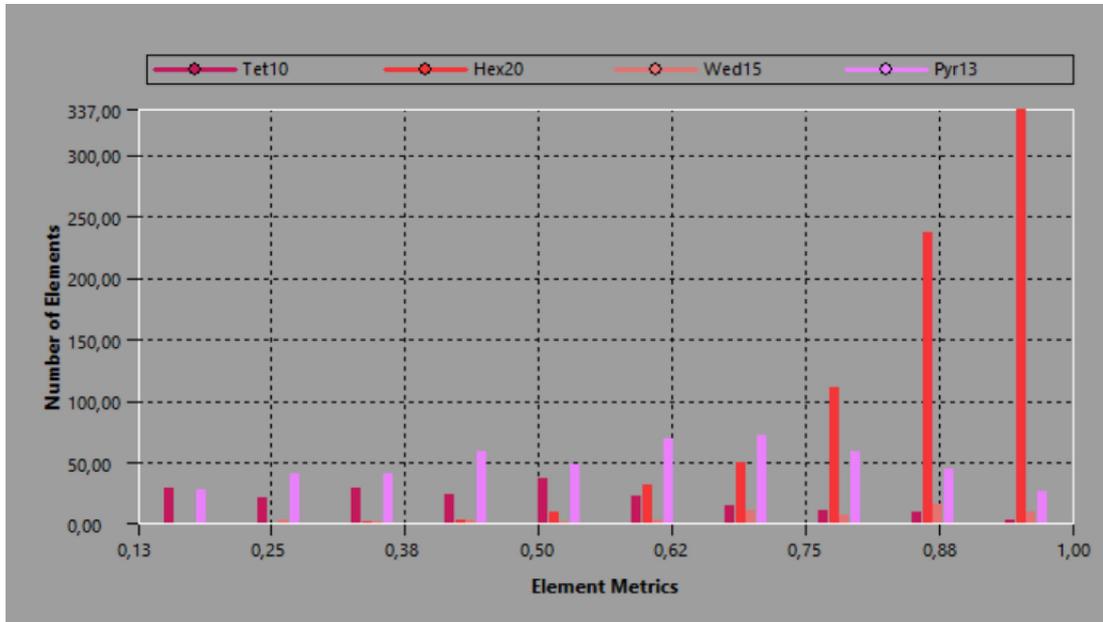


Figura 47 - Razão de aspecto do cubo

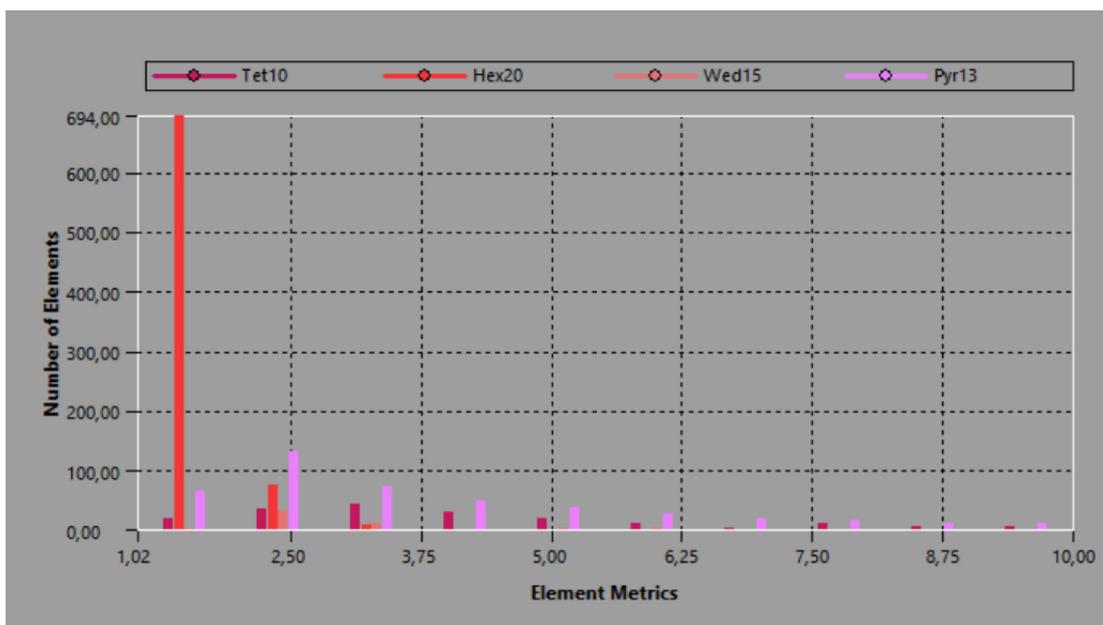


Figura 48 - Qualidade do elemento da roda

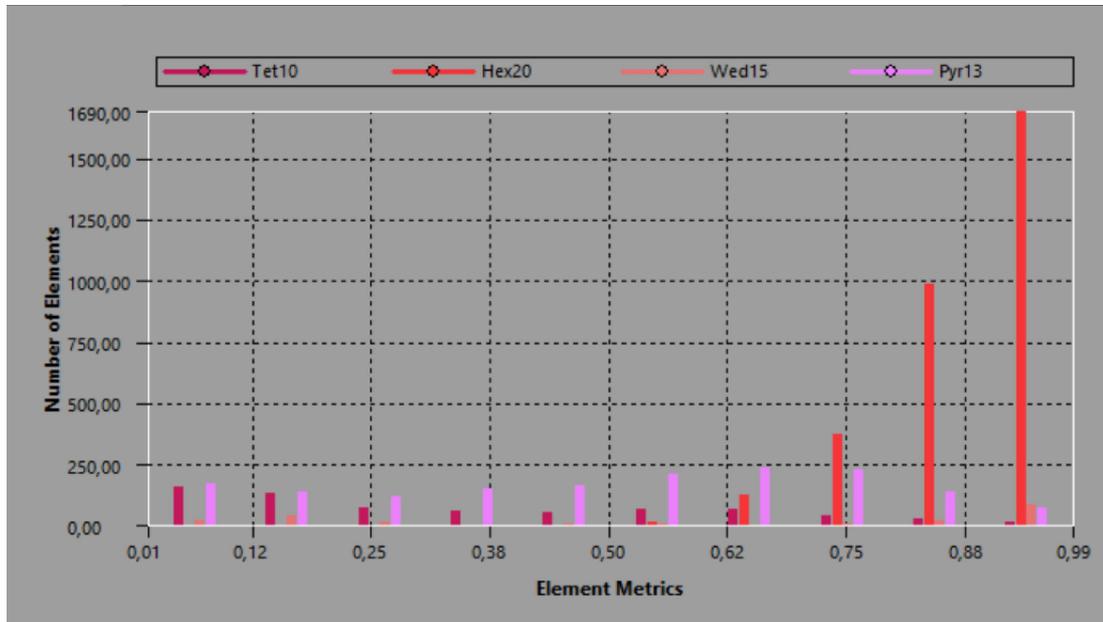
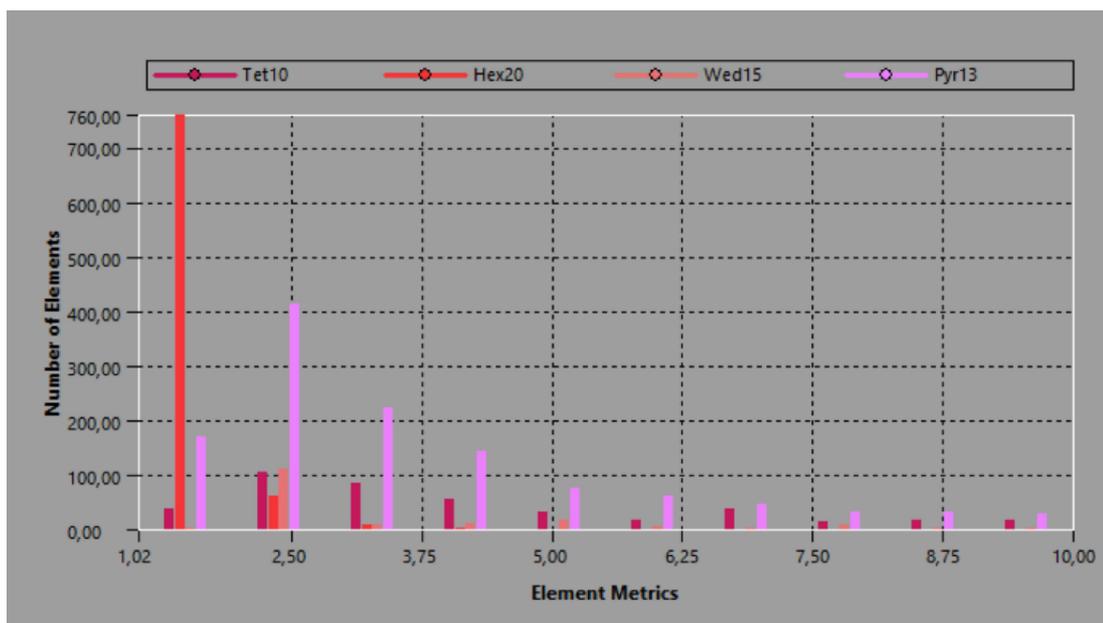
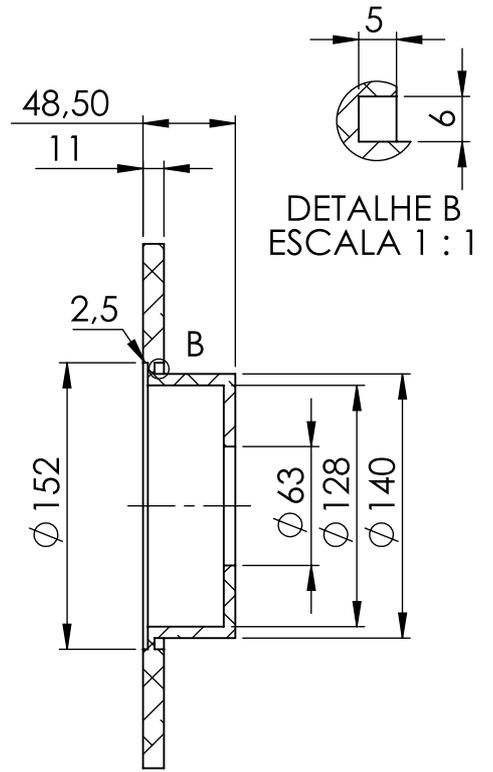
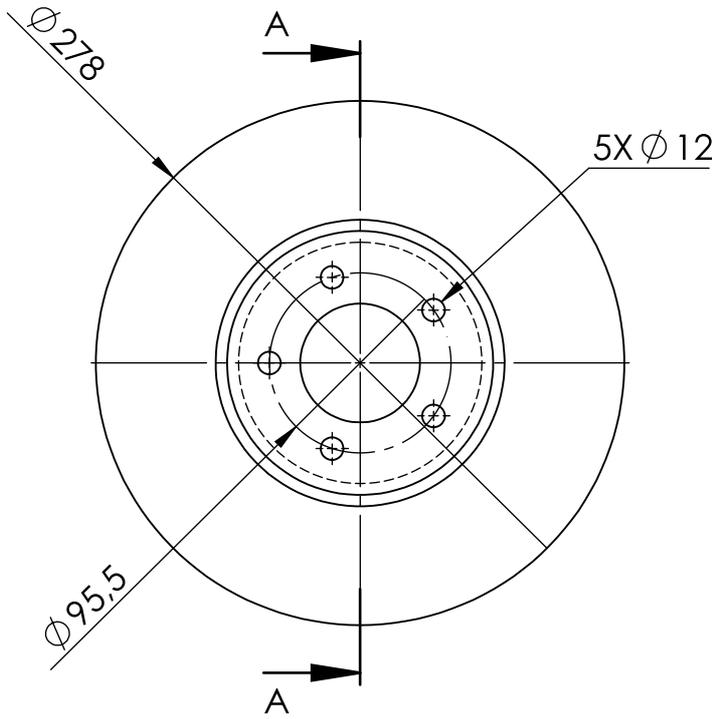
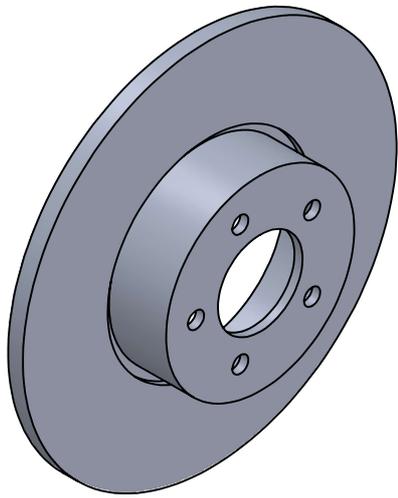


Figura 49 - Razão de aspecto da roda





SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4

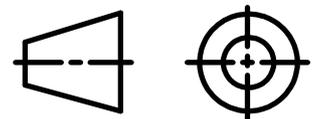


DESENHADO POR:

GABRIEL BENAZZI LAVINAS GONÇALVES

TÍTULO:

DISCO SÓLIDO

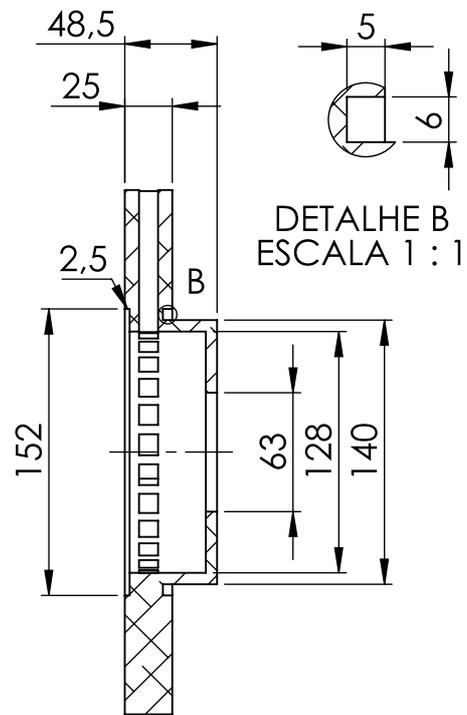
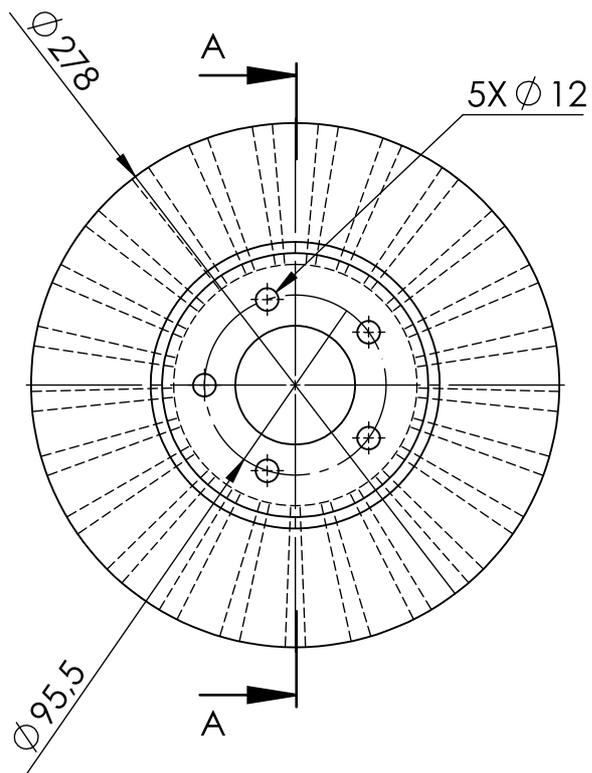


DATA: 23/02/2024

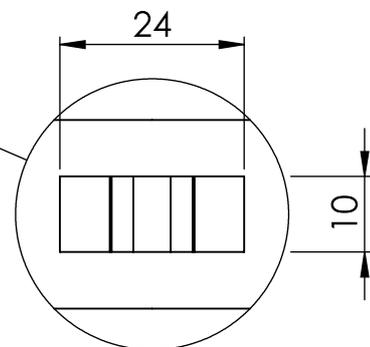
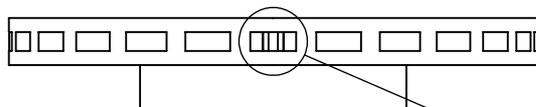
COTAS EM mm

FOLHA: 1 DE 5

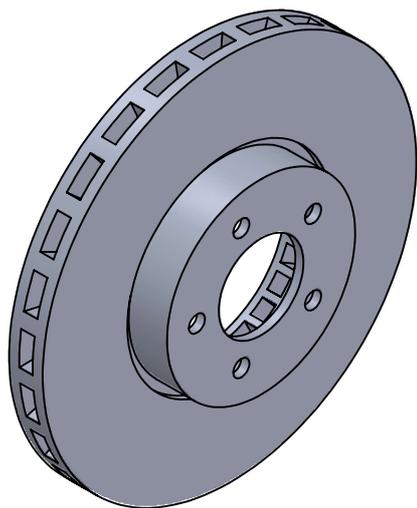
ESCALA: 1:4



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4



DETALHE C
ESCALA 1 : 1

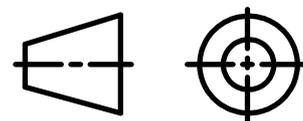


DESENHADO POR:

GABRIEL BENAZZI LAVINAS GONÇALVES

TÍTULO:

DISCO VENTILADO

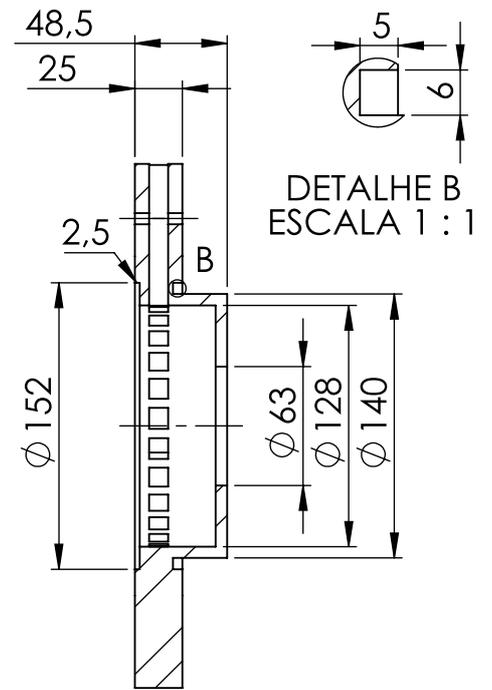
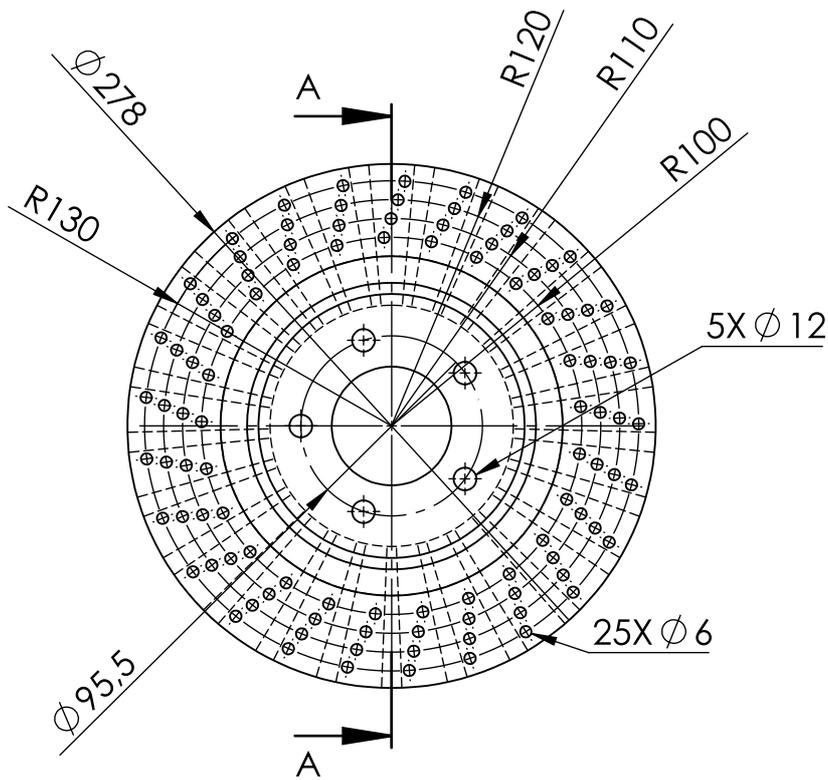


DATA: 23/02/2024

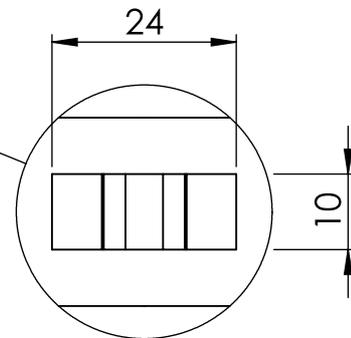
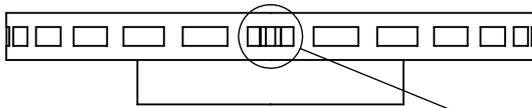
COTAS EM mm

FOLHA: 2 DE 5

ESCALA: 1:4



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4

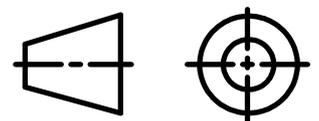


DETALHE C
ESCALA 1 : 1



DESENHADO POR:
 GABRIEL BENAZZI LAVINAS GONÇALVES

TÍTULO:
 DISCO PERFURADO

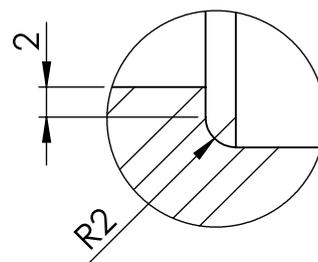
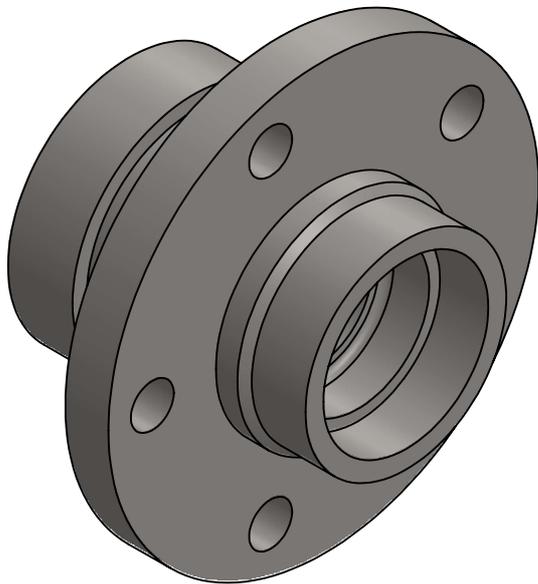
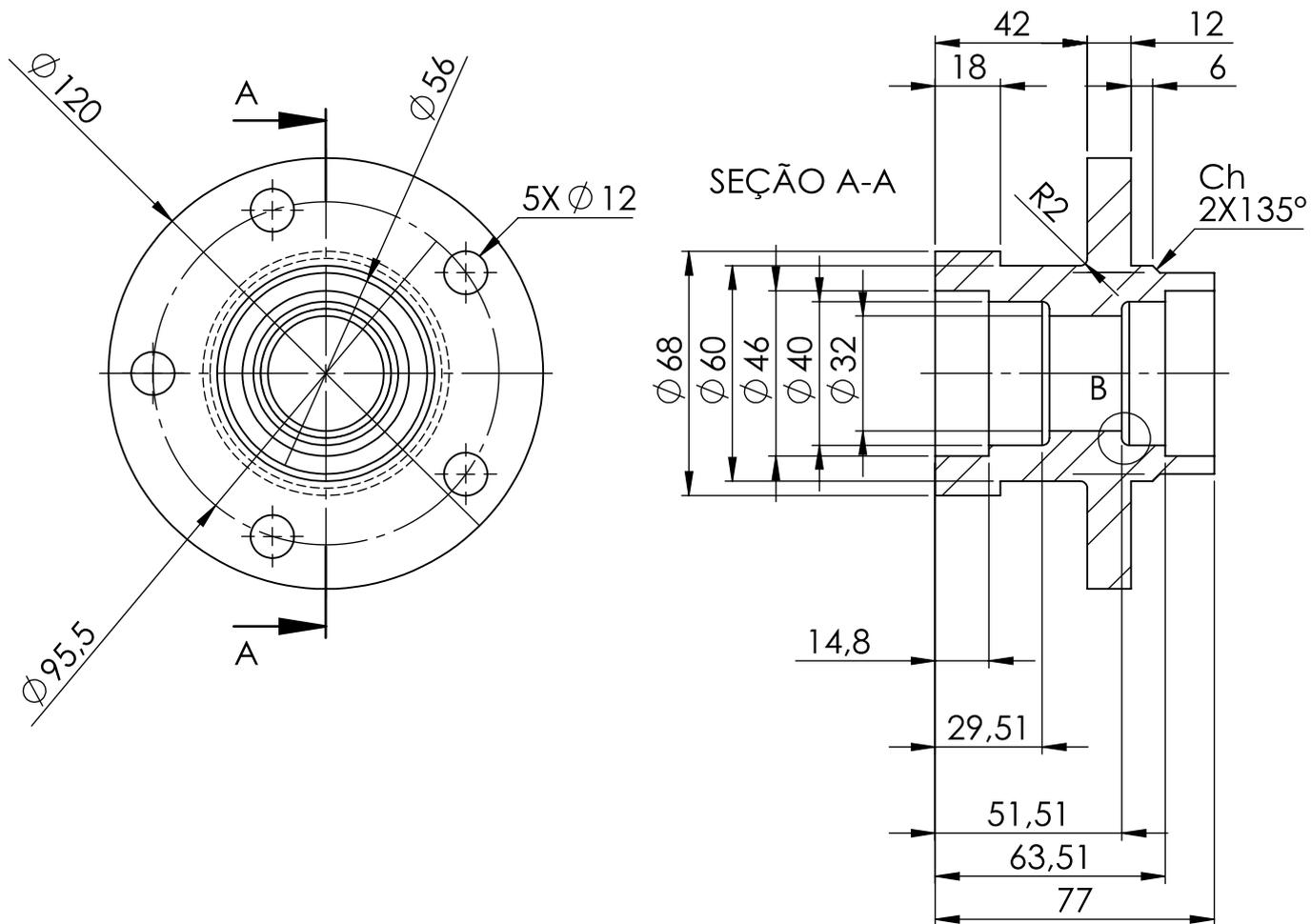


DATA: 23/02/2024

COTAS EM mm

FOLHA: 3 DE 5

ESCALA: 1:4



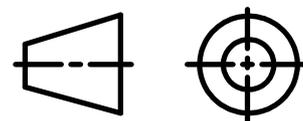
DETALHE B
ESCALA 2 : 1

DESENHADO POR:

GABRIEL BENAZZI LAVINAS GONÇALVES

TÍTULO:

CUBO DE RODA

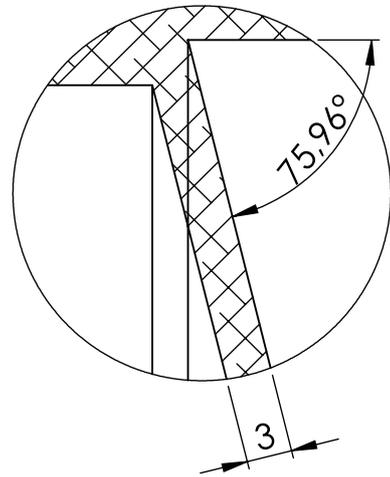
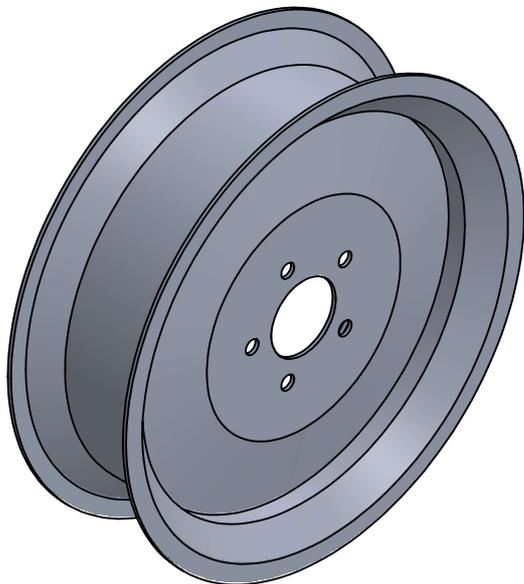
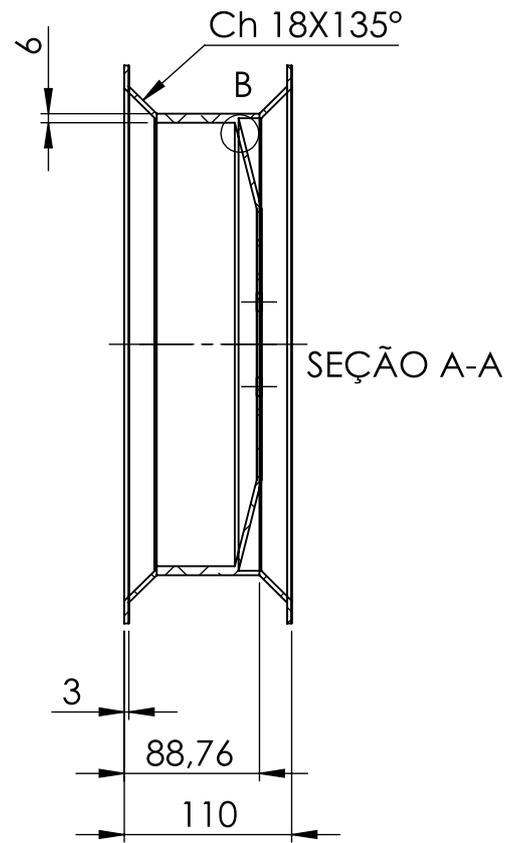
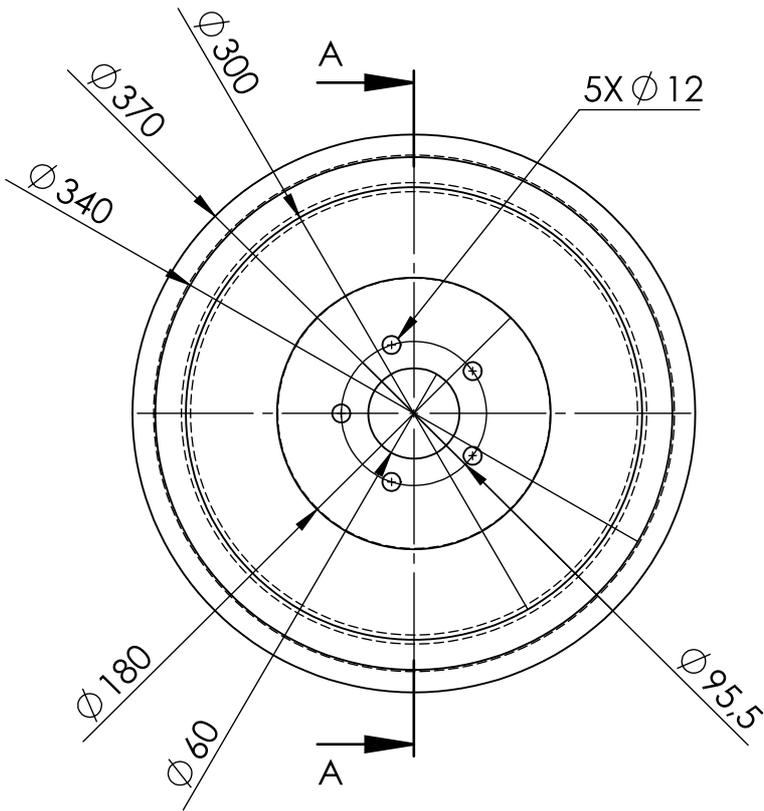


DATA: 23/02/2024

COTAS EM mm

FOLHA: 4 DE 5

ESCALA: 1:2



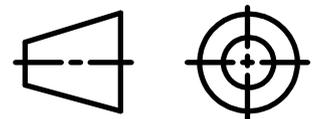
DETALHE B
ESCALA 2 : 1

DESENHADO POR:

GABRIEL BENAZZI LAVINAS GONÇALVES

TÍTULO:

RODA



DATA: 23/02/2024

COTAS EM mm

FOLHA: 5 DE 5

ESCALA: 1:5