



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**RAFAEL BARRETO COUTINHO**

**A IMPORTÂNCIA DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS NA ANÁLISE  
ESTRUTURAL DE DISCOS DE FREIOS SÓLIDOS E VENTILADOS**

**FORTALEZA**  
**2023**

**RAFAEL BARRETO COUTINHO**

**A IMPORTÂNCIA DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS NA ANÁLISE  
ESTRUTURAL DE DISCOS DE FREIOS SÓLIDO E VENTILADOS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues

**FORTALEZA**

**2023**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação

Universidade Federal do Ceará

Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

C898i Coutinho, Rafael Barreto.

A importância das simulações computacionais na análise estrutural de discos de freios sólidos e ventilados / Rafael Barreto Coutinho. – 2023.

107 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2023.

Orientação: Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues.

1. Sistemas de freios. 2. Tipos de discos. 3. Projetos computacionais. 4. Análise mecânica de frenagem. 5. Análise estrutural de discos. I. Título.

CDD 620.1

---

RAFAEL BARRETO COUTINHO

A IMPORTÂNCIA DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS NA ANÁLISE  
ESTRUTURAL DE DISCOS DE FREIOS SÓLIDOS E VENTILADOS

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Vanessa Vieira Gonçalves  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Aos meus pais Francisco Ivan e Márcia,  
aos meus irmãos Ivan e João Lucas, e aos  
meus avós Alvina e Edson.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, o pai de todos, pela vida e por todas as coisas que o senhor proporciona à nossas vidas.

Aos meu pais e avós, por servirem de exemplo e serem uma base fundamental para a minha vida, com sua história e todo amor dedicado à nossa família.

Ao Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues, por ter sido um ótimo professor e orientador, sempre apresentando-se de forma prestativa em momentos importantes da minha formação acadêmica.

Aos professores da banca examinadora, pela disposição e tempo em participar da apresentação deste trabalho.

Aos meus amigos conhecidos durante a faculdade, pelas amizades construídas ao longo do curso e as experiências compartilhadas.

Ao assistente da coordenação Fernando Rocha, por ter sido muito solícito e sempre ter feito o melhor para me orientar em questões da coordenação.

Aos professores que agregaram bastante conhecimento e motivação para concluir as disciplinas, em especial, Prof. Dr. Francisco Ilson Jr., Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Maria Alexandra Rios, Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra; Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Vanessa Guimarães; Prof. Dr. André Valente Bueno e Prof. Dr. Clodoaldo Filho.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica que colaboram para o Centro de Tecnologia estar sempre nas melhores condições e ser referência no Brasil.

“A ciência não conhece os países, porque o conhecimento pertence à humanidade e é a tocha que ilumina o mundo.” (Louis Pasteur).

## RESUMO

O mundo moderno demanda soluções cada vez mais eficientes na criação de dispositivos veiculares. Existe uma crescente busca em ganho de função e redução de custos ao produzir componentes como freios, por exemplo. Nesse sentido, os métodos computacionais colaboram para reduzir o número de iterações dentro de um projeto, desde a criação das peças até a análise estrutural e térmica. Assim, este trabalho tem o objetivo de aplicar o conhecimento teórico em análises computacionais, buscando mostrar a eficiência do uso do software CAD 3D para o engenheiro mecânico na produção de discos de freio. O design e a análise são feitos através do software *SolidWorks*, onde além de elaborar as peças necessárias, ele servirá de base para as análises desejadas, aplicando as propriedades do material utilizado, condições de contorno, cargas ao longo da estrutura, verificando as tensões de *Von Mises*, os coeficientes de segurança no projeto e o comportamento térmico de discos de freios ventilados e sólidos com aplicações comerciais que foram selecionados para este trabalho. O processo consiste na união dos conhecimentos teóricos aplicados em freios a disco com o método dos elementos finitos, onde as características de mecânica da frenagem, como cargas e pressões hidráulicas utilizadas no projeto, serão aplicadas nos discos de freios modelados no programa. As simulações computacionais são realizadas no módulo *SolidWorks Simulation* e os resultados serão analisados e comparados com o propósito de servirem como ferramenta de suporte para o engenheiro mecânico, o ajudando a tomar melhores decisões.

**Palavras-Chave:** Discos de freio. Freios por atrito. Análise mecânica computacional. Projetos mecânicos. Elementos finitos.



## **ABSTRACT**

The modern world demands better and more efficient solutions in the creation of vehicle devices. There is a growing search for gain in function and cost reduction when producing components such as brakes, for example. In this sense, computational methods collaborate to reduce the number of interactions within a project, since the creation of parts to structural and thermodynamic analysis. Thus, this work aims to utilize the theoretical knowledge applied in computer analysis, seeking to show the efficiency of using 3D CAD softwares for the mechanical engineer in order to produce brake discs. The design and analysis are done through SolidWorks software, where besides modeling the necessary parts, it will be used for the desired analyses, using the selected material properties, boundary conditions, loads along the structure, verifying von mises tensions, project safety coefficients and thermal behavior of commercial ventilated and solid discs selected for this work. The process consists of the union of theoretical knowledge applied to disk brakes using the Finite Element Method, where the braking mechanic analysis such as loads and hydraulic pressures will be applied to disk brakes designed in this program. The computational simulations are going to be runned through SolidWorks Simulation module and results will be analyzed and compared with the goal of helping the mechanical engineer to make the best decisions.

**Keywords:** Brake disks. Friction brakes. Computational mechanical analysis. Mechanical projects. Finite elements.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de freios convencional em veículos .....	19
Figura 2 - Componentes de um freio a tambor.....	21
Figura 3 – Sapatas primárias e secundárias .....	22
Figura 4 - Sapatas primárias duplas.....	22
Figura 5 - Freio a tambor Simplex .....	23
Figura 6 - Freio a tambor Duplex.....	24
Figura 7 - Freio a tambor Duo-Servo.....	25
Figura 8 - Freio a disco e seus componentes.....	26
Figura 9 - Caliper fixo .....	27
Figura 10 - Calipers flutuante e deslizante .....	28
Figura 11 - Disco sólido.....	29
Figura 12 – Disco ventilado .....	29
Figura 13 - Disco perfurado.....	30
Figura 14 - Disco ranhurado.....	31
Figura 15 - Alavanca de freio .....	32
Figura 16 - Cilindro mestre com válvula central .....	33
Figura 17 - Servo Freio a vácuo de dupla câmara .....	34
Figura 18 - Tubulações rígidas e mangueiras .....	35
Figura 19 - Pastilha de freio .....	38
Figura 20 - Lona de freio .....	39
Figura 21 - Modelo de Virabrequim feito no Ansys.....	41
Figura 22- Biela em elementos finitos .....	42
Figura 23 - Elementos finitos comuns .....	43
Figura 24 - Interface do <i>SolidWorks Simulation</i> .....	45
Figura 25 - Cargas estáticas nos eixos de um veículo .....	46
Figura 26 – Cargas dinâmicas nos eixos de um veículo .....	47
Figura 27 - Modelagem do disco ventilado e pastilhas dianteiras .....	63
Figura 28 - Disco ventilado (eixo dianteiro) .....	64
Figura 29 - Desenho com dimensões do disco ventilado (eixo dianteiro) .....	64
Figura 30 – Modelagem do disco sólido e pastilhas traseiras .....	65
Figura 31 - Disco Sólido (eixo traseiro) .....	66

Figura 32 – Desenho com dimensões do disco sólido (eixo traseiro) .....	66
Figura 33 - Pastilha de freio dianteira.....	67
Figura 34 - Desenho com dimensões da pastilha dianteira.....	68
Figura 35 - Pastilha de freio traseira .....	68
Figura 36 - Desenho com dimensões da pastilha traseira .....	69
Figura 37 - Propriedades do ferro fundido cinzento .....	70
Figura 38 – Projeção da área de atuação da pastilha .....	71
Figura 39 – Fixação da região dos furos para os parafusos do rotor .....	72
Figura 40 - Fixação do tipo Rolagem/Deslizamento da pastilha interna.....	73
Figura 41 – Pressão hidráulica aplicada ao disco ventilado (máxima) .....	74
Figura 42 - Cargas friccionais aplicadas ao disco ventilado (máximas) .....	74
Figura 43 - Malha do modelo Disco Ventilado.....	75
Figura 44 - Tensões de Von Mises do disco ventilado (máximas) .....	76
Figura 45 – Pressão hidráulica aplicada ao disco sólido (máxima) .....	77
Figura 46 – Cargas friccionais aplicadas ao disco sólido (máximas) .....	77
Figura 47 - Malha do modelo Disco Sólido.....	78
Figura 48 - Tensões de Von Mises do disco sólido (máximas) .....	79
Figura 49 - Tensões de Von Mises do disco ventilado (mínimas) .....	80
Figura 50 - Tensões de Von Mises do disco sólido (mínimas) .....	80
Figura 51 – Propriedades máximas do estudo térmico .....	82
Figura 52 - Aplicação das cargas convectivas ao disco ventilado.....	83
Figura 53 - Potência térmica máxima do disco ventilado .....	84
Figura 54 - Temperatura inicial do disco ventilado .....	84
Figura 55 - Temperaturas para maiores solicitações do disco ventilado.....	85
Figura 56 - Fluxo térmico para maiores solicitações do disco ventilado.....	85
Figura 57 - Potência máxima do disco sólido.....	86
Figura 58 – Temperaturas para maiores solicitações do disco sólido.....	87
Figura 59 - Fluxo térmico para maiores solicitações do disco sólido.....	87
Figura 60 – Propriedades mínimas do estudo térmico .....	88
Figura 61 - Temperaturas para menores solicitações do disco ventilado.....	89
Figura 62 - Fluxo térmico para menores solicitações do disco ventilado .....	90
Figura 63 - Temperaturas para menores solicitações do disco sólido.....	91
Figura 64 - Fluxo térmico para menores solicitações do disco sólido .....	91
Figura 65 - Importação da análise térmica para a estática.....	92

Figura 66 – Tensões finais do disco ventilado para maiores solicitações .....	93
Figura 67 – Deslocamentos finais do disco ventilado para maiores solicitações .....	93
Figura 68 – Tensões finais do disco sólido para maiores solicitações .....	94
Figura 69 – Deslocamentos finais do disco sólido para maiores solicitações .....	95
Figura 70 – Tensões finais do disco ventilado para menores solicitações .....	96
Figura 71 – Deslocamentos finais do disco ventilado para menores solicitações .....	96
Figura 72 – Tensões finais do disco sólido para menores solicitações .....	97
Figura 73 – Deslocamentos finais do disco sólido para menores solicitações .....	97
Figura 74 - Comparação das tensões para os discos ventilados .....	98
Figura 75 – Comparação dos fatores de segurança para os discos ventilados .....	99
Figura 76 - Comparação das tensões para os discos sólidos .....	100
Figura 77 - Comparação dos fatores de segurança para os discos sólidos .....	101

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades de materiais para forração de freios .....	37
Tabela 2 - Coeficientes de atrito.....	37
Tabela 3 - Especificações das dimensões de um Hyundai Creta.....	53
Tabela 4 - Especificações disco ventilado Fremax 300 mm.....	53
Tabela 5 - Especificações disco sólido Fremax 262 mm.....	54
Tabela 6 - Planilha de cálculos para maiores solicitações .....	60
Tabela 7 - Planilha de cálculos para menores solicitações .....	62

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	distância horizontal do eixo dianteiro para o centro de gravidade (m)
$A_p$	área transversal da pinça mecânica (cm <sup>2</sup> )
$A_{cil}$	área transversal do cilindro mestre (cm <sup>2</sup> )
B	distância horizontal do eixo traseiro para o centro de gravidade (m)
D	resistência aerodinâmica (N)
d	desaceleração linear -x" (m/s <sup>2</sup> )
FD	força da pastilha no disco de freio (N)
$F_d$	força normal estática de reação no eixo dianteiro (N)
$F_r$	força normal estática de reação no eixo traseiro (N)
$F_p$	força muscular no pedal gerada pelo motorista (N)
g	aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
h	distância vertical entre o solo e o centro de gravidade (m)
If	índice de frenagem
L	distância horizontal entre os dois eixos (m)
M	massa total do veículo em análise (kg)
$M_{cg}$	momento em relação ao centro de gravidade (N.m)
P	peso do veículo em análise (N)
$P_{hid}$	pressão hidráulica da linha de freio (Pa)
$R_f$	força de reação dinâmica da roda dianteira (N)
$R_r$	força de reação dinâmica da roda traseira (N)
$R_f$	raio efetivo de disco (m)
R	raio do pneu (m)
$T_{ff}$	força de frenagem do eixo dianteiro (N)
$T_{fr}$	força de frenagem do eixo traseiro (N)
$T_{rf}$	resistência ao rolamento do eixo dianteiro (N)
$T_{rr}$	resistência ao rolamento do eixo traseiro (N)
$T_f$	torque de frenagem do eixo dianteiro (N.m)
$T_r$	torque de frenagem do eixo traseiro (N.m)
$\mu_l$	coeficiente de atrito entre o pneu e o solo
x"	desaceleração do veículo (m/s <sup>2</sup> )
y"	aceleração vertical do veículo (m/s <sup>2</sup> )
Z	desaceleração linear em função da gravidade

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
<b>2. OBJETIVOS</b> .....	<b>18</b>
2.1 Objetivo Geral .....	18
2.2 Objetivos Específicos .....	18
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>19</b>
3.1 Sistemas de Freios .....	19
3.1.1 Freios a tambor .....	20
3.1.2 Freios a disco .....	25
3.2 Componentes de um sistema de freios .....	26
3.2.1 Pinças mecânicas (Calipers) .....	26
3.2.2 Discos de freio .....	28
3.2.3 Pedais de acionamento .....	31
3.2.4 Cilindro Mestre .....	32
3.2.5 Servo Freio .....	33
3.2.6 Linhas hidráulicas e fluído de freio .....	35
3.3 Materiais para freios .....	36
3.3.1 Pastilha de freio .....	37
3.3.2 Lona de freio .....	38
3.4 Projeto e Engenharia auxiliados pelo computador .....	40
3.4.1 Introdução ao método dos elementos finitos (MEF) .....	41
3.4.2 Considerações sobre o <i>software</i> utilizado .....	44
3.5 Mecânica da frenagem e do acionamento hidráulico .....	46
3.5.1 Cargas estáticas nos eixos do freio .....	46
3.5.2 Cálculo das distâncias horizontais do centro de gravidade .....	47
3.5.3 Cargas dinâmicas nos eixos do freio .....	47
3.5.4 Forças e torques ideais em um sistema de freios .....	50

3.5.5 Índice de frenagem ( $I_f$ ).....	51
3.5.6 Forças e torques reais gerados pelos sistemas hidráulicos de freio.....	51
<b>4 METODOLOGIA .....</b>	<b>53</b>
4.1 Seleção do veículo e verificação dos parâmetros .....	53
4.2 Posicionamento do centro de gravidade .....	54
4.3 Cálculo das cargas dinâmicas considerando as maiores solicitações .....	55
4.4 Cálculo das forças e pressões hidráulicas nas pastilhas .....	58
4.5 Parâmetros de frenagem considerando menores solicitações.....	61
4.6 Modelagem dos discos e pastilhas de freio .....	63
4.6.1 Estrutura dos discos dianteiros.....	63
4.6.2 Estrutura dos discos traseiros.....	65
4.6.3 Estrutura das pastilhas de discos de freio .....	67
4.6.4 Materiais do disco de freio .....	69
4.7 Simulações computacionais e análises estruturais .....	71
4.7.1 Simulação e análise estrutural para maiores solicitações.....	71
4.7.2 Simulação e análise estrutural para menores solicitações .....	79
4.8 Simulações e análises térmicas.....	81
4.8.1 Análise térmica dos discos de freio nas maiores solicitações.....	81
4.8.2 Análise térmica dos discos de freio nas menores solicitações .....	88
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>92</b>
5.1 Resultados das simulações térmicas e estáticas para maiores solicitações....	92
5.2 Resultados das simulações térmicas e estáticas para menores solicitações ..	95
5.3 Comparação dos resultados entre as solicitações mínimas e máximas .....	98
<b>6 CONCLUSÃO .....</b>	<b>103</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>104</b>



## 1 INTRODUÇÃO

Freios são dispositivos encontrados em diversas aplicações, como equipamentos industriais, domésticos e com funções automotivas. Segundo Limpert (1999), em veículos eles possuem 3 funções básicas: desacelerar um corpo ou realizar parada; manter a velocidade constante durante uma descida e manter o veículo parado em uma superfície inclinada.

O processo é feito transmitindo torque de frenagem às rodas, garantindo um melhor controle de velocidade e maior segurança por impedir deslocamentos indesejados. Budynas et al. (2016) explicam que isso é realizado através do armazenamento e transferência de energia rotacional.

De acordo com Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), o surgimento dos freios veio da necessidade, pois após a invenção das rodas em carruagens, junto com o aumento da mobilidade, veio também o aumento de acidentes, necessitando de dispositivos que controlassem o movimento. Assim, os primeiros freios eram rudimentares com uma alavanca que acionava uma sapata externa realizando a parada do veículo.

Apesar da invenção, Hedgbeth (2016) comenta que o maior problema dos freios mais simples era que eles só funcionavam em baixas velocidades. Esse efeito é mais notado no material das rodas, pois as primeiras eram de borracha rígida ou metálicas e, no final da década de 1890, os irmãos Michelin lançaram os pneus pneumáticos, onde a madeira dos primeiros tipos causava bastante dano a eles.

Buscando conforto e desempenho, os sistemas foram se aprimorando, assim Prieto (2014) explica que a primeira inovação foram os freios de cinta que eram compostos por uma roda fixada a uma cinta de couro ao seu redor, que poderia ser puxada por uma alavanca. Entretanto, o grande passo veio com Louis Renault em 1902 e a criação do freio a tambor a partir de um projeto criado por ele mesmo do veículo *Maybach* em 1901 com um par de sapatas em contato com um tambor.

Segundo Reif (2014), junto com o avanço da tecnologia houve também a evolução dos meios de acionamento, pois ocorreu a troca do freio mecânico pelo hidráulico. Além disso, a partir de 1960 os freios a disco se popularizaram na Europa apresentando-se como mais eficientes. Assim, os sistemas foram se tornando mais complexos com a criação de dispositivos como o freio *Antilock Braking System (ABS)* em 1978 pela Bosch, com mais funções dentro de um freio convencional.

Com as revoluções da tecnologia existe uma demanda por melhores soluções e é importante entender como são as etapas de um projeto mecânico, o que afeta diretamente a produção de componentes de veículos, com métodos de otimização e redução de custos, o que é válido inclusive para todos os tipos de freios, como os do tipo tambor e a disco que serão abordados aqui.

Um projeto mecânico consiste de vários estágios e é cada vez mais detalhado à medida que os processos produtivos evoluem e exigem resultados cada vez mais precisos. Segundo Norton (2013), ele pode ser dividido em certas etapas:

- Identificação de uma necessidade ou um problema;
- Definir os objetivos e coletar informações para o projeto;
- Processo criativo para encontrar as possíveis soluções;
- Análise da viabilidade das soluções e seleção da mais adequada;
- Realizar o projeto com dimensionamento e otimização;
- Definir detalhes como especificações de fábrica e fornecedores;
- Avaliação do projeto e produção em maior escala.

Ainda de acordo com o autor citado, esse processo não é linear, visto que iterações são necessárias ao longo de todo o processo e pode ser necessária uma volta a qualquer uma das etapas, visando ganho de função ou redução de custo. Entretanto, é percebido que a maior parte das decisões corretas podem ser feitas logo no início, assim a elaboração de um projeto preliminar vai ser essencial.

Para a solução dos sistemas, são apresentados os projetos auxiliados por computador. Esse procedimento facilitou as iterações reduzindo o tempo em grande quantidade para resolver problemas praticamente insolúveis com o uso de computadores e softwares CAD. A tecnologia e os programas disponíveis permitem a criação e design de produtos através da modelagem 3D, possibilitando uma melhor análise dimensional e reduzindo a possibilidade de erros.

O uso desses programas permite a simulação do projeto sob diversas condições: identificando falhas, testando a resistência de peças, análise térmica e outros tipos de análises através do método dos elementos finitos.

Portanto, este trabalho busca analisar a eficiência do uso do software CAD 3D aliado aos conhecimentos teóricos aplicados aos discos de freio selecionados para este trabalho, no caso sólidos e ventilados com aplicações comerciais, mostrando os benefícios e praticidades da análise computacional para o engenheiro mecânico.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo Geral

Demonstrar os benefícios da utilização de um software *CAD 3D* para um projetista mecânico na produção de freios a disco, através de um estudo com a definição dos parâmetros importantes da mecânica de frenagem aliado a utilização do software *SolidWorks* para a modelagem e análise de discos de freios comerciais. O procedimento vai consistir de simulações computacionais que utilizam o método dos elementos finitos. No final, o objetivo será entregar e validar resultados mais precisos que poderão servir de suporte para o engenheiro.

### 2.2 Objetivos Específicos

- Apresentar os tipos de freio por atrito e seus materiais de fricção, identificando os tipos de discos de freio mais comuns no mercado e suas aplicações;
- Desenvolver através do método matemático as equações das variáveis importantes no estudo da mecânica da frenagem aplicadas aos freios a disco;
- Criação de um disco de freio sólido e ventilado com propósitos comerciais, através da modelagem 3D no software *SolidWorks*, com suas respectivas vistas;
- Análises e simulações mecânicas através dos recursos computacionais, buscando estudar o comportamento estrutural e térmico de um disco de freio, através do método de elementos finitos e análises de tensão;
- Comparar os resultados apresentados, avaliando as vantagens do uso do software CAD 3D.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Sistemas de Freios

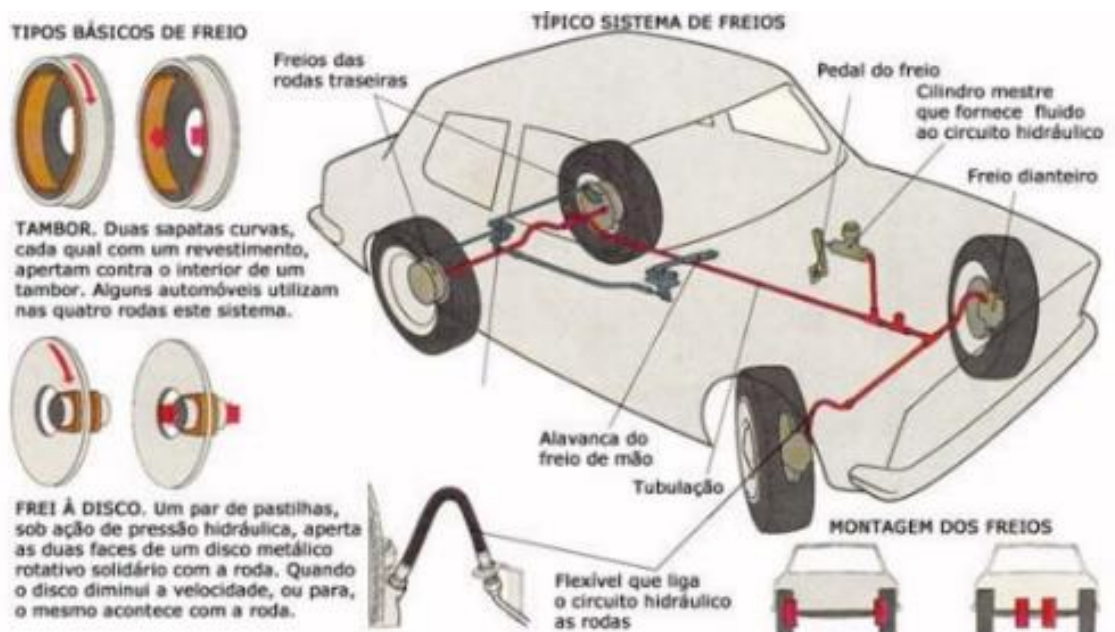
De acordo com Prieto (2014), os sistemas de freios em automóveis atuam diretamente na rotação das rodas, podendo diminuir, manter ou até mesmo parar o movimento delas, reduzindo a velocidade ou parando completamente um veículo.

Os sistemas são classificados de acordo com a sua finalidade e novas tecnologias implicam em sistemas de freios mais complexos. Segundo Bosch (2005), os principais sistemas de freios são os de serviço, de estacionamento, o auxiliar e o de ação contínua, existindo outros específicos como o automático e o eletrônico.

O freio de serviço permite que o motorista possa reduzir a velocidade ou parar o veículo com atuação progressiva. O freio de estacionamento permite manter o veículo parado, mesmo em uma superfície inclinada ou estacionado. O freio auxiliar atua em caso de pane do freio de serviço, parando o veículo ou reduzindo sua velocidade. O sistema de freios de ação contínua permite reduzir a velocidade, de forma a mantê-la quase constante em declives.

Um sistema de freios convencional é representado pela figura 1, com os tipos de freios básicos e os seus principais componentes. São abordados principalmente os freios por atrito, que são os objetos de estudo deste trabalho.

Figura 1 - Sistema de freios convencional em veículos



Fonte: Costa (2002).

De acordo com Costa (2002), um sistema de freios por atrito funciona graças a fricção resultante do contato entre um elemento não rotativo e um disco ou tambor que gira com a roda. O atrito produz a força necessária para reduzir a velocidade do automóvel ao converter a energia cinética em calor que se dissipa no ar a engenharia mecânica do veículo, princípio da transformação da energia mecânica. Nesse sentido, nesta seção serão abordados os freios do tipo tambor e a disco, com seus respectivos componentes e a mecânica de frenagem envolvida.

### 3.1.1 Freios a tambor

Segundo Hedgbeth (2016), o freio a tambor foi apresentado em 1902 por Louis Renault, mas as sapatas já eram utilizadas desde 1820 em um aparato rústico desenvolvido por Baron Karl Drais, sendo um dos sistemas mais antigos de freios. Entre suas vantagens pode-se destacar que é um sistema de baixo custo, manutenção simples e eficiente em questões de frenagem.

Por ter baixo custo, o freio a tambor costuma ser utilizado até hoje, ainda mais em veículos nacionais. Entretanto, Costa (2002) explica que eles são mais vulneráveis ao calor do que os freios a disco, o que é um problema em aplicações de maior potência, assim costumam ser utilizados apenas nas rodas traseiras combinados com freios a disco nas rodas dianteiras. Sobre as suas desvantagens, os problemas mais comuns são os térmicos por questões de baixa eficiência na dissipação de calor, que somado ao acúmulo de sujeira, pode ocasionar a falha dos freios (*Brake Fading*).

De acordo com Norton (2013), os freios a tambor forçam o material de atrito sobre a circunferência de um cilindro. O funcionamento é iniciado ao pisar no pedal de freio, transmitindo a pressão de fluido que vai agir nos pistões e ocorrer a compressão da lona que funciona como material de atrito contra a superfície do tambor, assim produzindo o atrito necessário. Nesse sentido, a energia cinética é convertida em calor gerando a frenagem. Além disso, é notável a presença da sapata que é a parte à qual o material de atrito é rebitado ou colado com adesivo.

Segundo Costa (2002), o freio a tambor é constituído por duas sapatas, prato do freio, tambor, molas de retorno, lona, cilindro, regulador e sistema de freio de mão. Os componentes são apresentados na figura 2 com as características sobre o comportamento do sistema durante a frenagem.

Figura 2 - Componentes de um freio a tambor



Fonte: Costa (2002).

Em relação a classificação, Budynas et al. (2016) e Norton (2013) costumam classificar as sapatas de acordo com o contato entre a sapata e o tambor. Se a sapata contata uma porção angular pequena do tambor, existe um freio de sapata curta, caso contrário um freio de sapata longa.

Na análise dos freios, o sentido de rotação do tambor e a disposição das sapatas afetam diretamente o torque de frenagem. Em relação a rotação, o sistema poderá ser auto-energizante ou auto-desenergizante.

Segundo Norton (2013), o primeiro caso acontece quando o atrito gerado na sapata ajuda a aumentar o torque e, caso contrário, o atrito afeta negativamente agindo de forma auto-desenergizante, sendo assim um fator importante a se avaliar, pois ajuda a analisar a força requerida para o acionamento. Entretanto, dependendo do freio, a auto-energização poderá ser ruim, pois poderá causar o auto-travamento, ou seja, reduzindo a força de ação do cilindro da roda.

Em relação as sapatas, Prieto (2014) explica que dependendo do eixo de articulação ela pode ser primária ou secundária e esse fator tem relação direta com a auto-energização. Na sapata primária o sentido de rotação do tambor em relação a sapata é a favor da força de acionamento agindo de forma auto-energizante e na secundária ocorre situação contrária, impedindo esse efeito.

Segundo Costa (2002), A disposição das sapatas é feita através de duas configurações. A primeira é quando as duas sapatas têm o mesmo eixo de articulação, sendo uma primária e a outra secundária, conforme a figura 3.

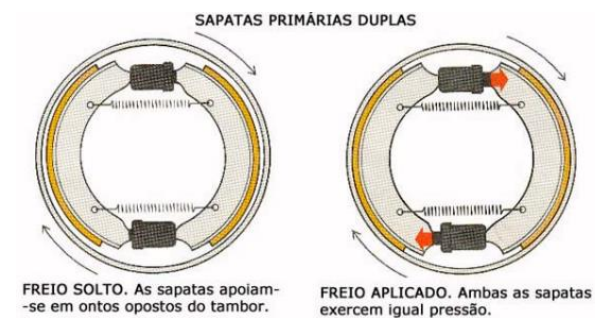
Figura 3 – Sapatas primárias e secundárias



Fonte: Costa (2002)

Na segunda configuração as duas sapatas são articuladas separadamente, ambas atuando como sapatas primárias em pontos opostos do prato de freios. Assim, Costa (2002) diz que a pressão de contato entre a sapata primária e o tambor tende a ser maior nesse caso, pois ela fica mais próxima do tambor, gerando maior atrito e efeito de frenagem. Essa configuração é representada pela figura 4.

Figura 4 - Sapatas primárias duplas



Fonte: Costa (2002).

### Tipos de freio a tambor

De acordo com Prieto (2014), é possível classificar os freios a tambor de acordo com o tipo de guia das sapatas: com ponto de rotação fixo ou com guia flutuante. No primeiro caso existe a questão do desgaste irregular e o fato dela não ser autocentrante, enquanto o segundo é mais comum na indústria de automóveis e pode ser empregada em freios Simplex, Duplex e Duo-Servo que são os tipos mais comuns e serão abordados aqui.

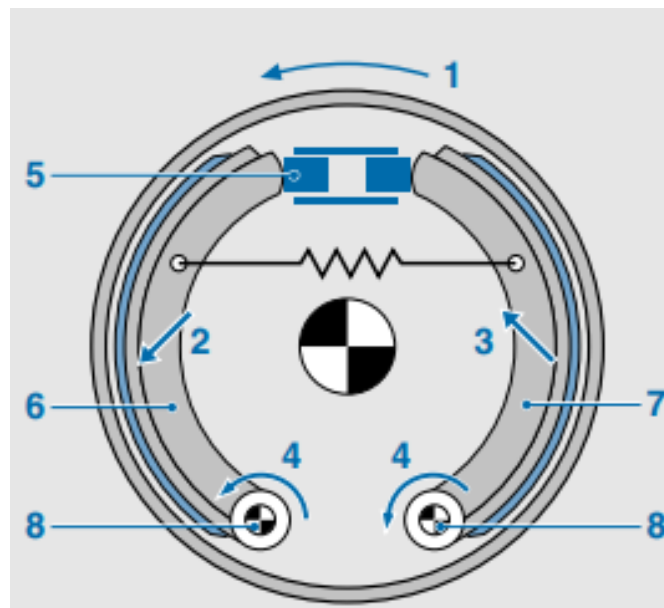


### a) Freio a tambor Simplex

O freio Simplex é o mais utilizado nos veículos nacionais, especialmente nos de pequeno porte, sendo mais frequentes no eixo traseiro. Ele apresenta menor torque de frenagem por força exercida comparado aos outros freios e as sapatas funcionam de forma independente, podendo causar auto-energização ou auto-travamento. Segundo Prieto (2014), a força adicional que o cilindro de roda ganha durante a auto-energização está relacionada em função do atrito, enquanto no auto-travamento a redução de força é causada devido ao torque em torno da placa de ancoragem.

Segundo Reif (2014), no Simplex o funcionamento se dá com a operação de um cilindro de roda de ação dupla que vai atuar nas sapatas. Durante o movimento, caso o veículo vá para frente, existe auto-energização da sapata primária e auto-travamento da sapata secundária. Caso se desloque para trás, esses efeitos são inversos. Os componentes de um Freio Simplex são abordados na figura 5.

Figura 5 - Freio a tambor Simplex



Fonte: Reif (2014).

De acordo com a figura representada por Reif (2014), existe a indicação de um freio Simplex com dois pontos pivotados, onde (1) representa o sentido do tambor; (2) o efeito de auto-energização; (3) o efeito de auto-travamento; (4) o torque; (5) o cilindro de roda de ação dupla; (6) a sapata primária; (7) a sapata secundária; e (8) os pontos pivotados.

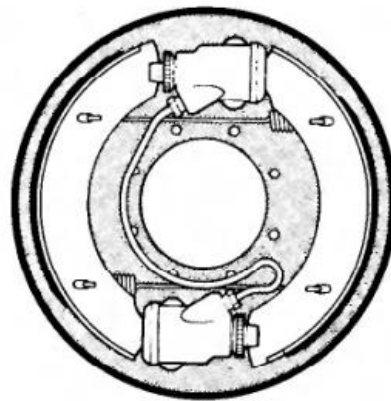


### b) Freio a tambor Duplex

O freio Duplex consegue produzir uma maior força de frenagem comparado ao Simplex, assim é recomendado para operações mais robustas, como veículos de médio porte. Segundo Prieto (2014), cada uma das sapatas é acionada por um cilindro de ação simples e estão apoiadas na parte traseira do cilindro de roda oposto. Além disso, caso o veículo se desloque para frente, ambas as sapatas irão causar auto-energização. Caso se desloque para trás, esse mesmo efeito não será causado por nenhuma sapata, assim este freio possui ação simples.

A figura 6 aborda uma representação de um freio Duplex.

Figura 6 - Freio a tambor Duplex



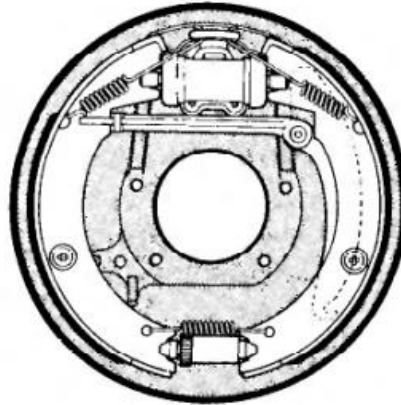
Fonte: Limpert (1999).

### c) Freio a tambor Duo-Servo

O freio Duo-Servo é um dos mais utilizados no mercado, possuindo altas capacidades de frenagem, sendo utilizados em veículos de pequeno, médio e grande porte. Segundo Prieto (2014), as sapatas são acionadas por um cilindro de roda de ação dupla e se apoiam nos dois lados de um dispositivo de regulagem.

Em relação ao movimento, Reif (2014) afirma que quando o veículo se desloca para frente, a sapata primária fornece uma força de apoio à secundária, gerando uma auto-energização maior do que a causada apenas pela primária. Quando o veículo se desloca para trás, o freio Duo-Servo atua de forma semelhante a um freio Simplex. A figura 7 aborda uma representação de um freio Duo-Servo.

Figura 7 - Freio a tambor Duo-Servo



Fonte: Limpert (1999).

### 3.1.2 Freios a disco

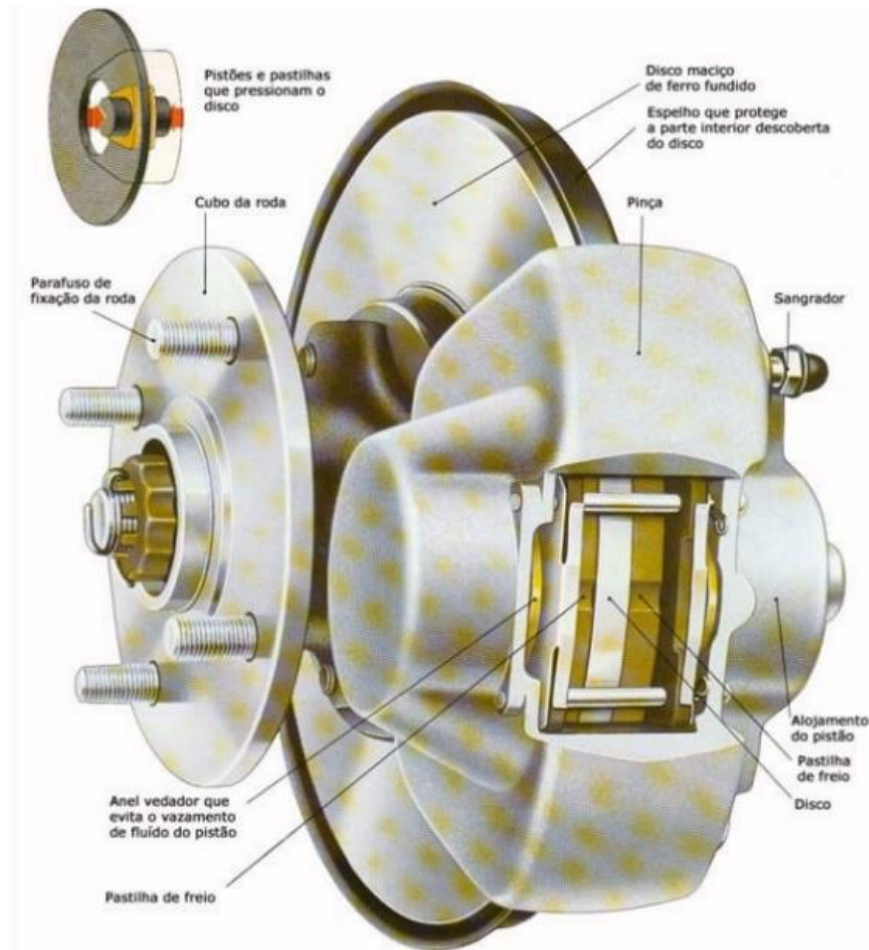
Segundo Hedgbeth (2016), o freio a disco foi idealizado em 1890, aparecendo em um veículo elétrico criado pelo inventor Elmer Ambrose Sperry em 1898. Entretanto, a sua popularização só veio a ocorrer a partir dos anos de 1950 com sua produção industrial em larga escala, especialmente na América.

Sobre o seu funcionamento, Budynas et al. (2016) comentam que os freios a disco pressionam o material de atrito contra a face do disco. O processo começa quando o motorista pisa no pedal, sendo gerada a pressão hidráulica no cilindro mestre que vai mover o pistão dentro das pinças. Dentro delas, existem duas pastilhas que vão conter o material de atrito usado para gerar a fricção.

De acordo com Limpert (1999), a maior vantagem de um freio a disco é poder operar em altas temperaturas com pouca perda de capacidade de frenagem (até 870°C). Nesse caso, ocorre a dilatação do sistema, mas sem perda de volume do fluido de freio e sem aumento no curso do pedal por não ocasionar folga entre disco e pastilha. Como desvantagens, ele apresenta maior custo, especialmente de manutenção. Por essa questão, costumam ser combinados com os freios a tambor, sendo utilizados normalmente no eixo dianteiro de veículos nacionais.

Em relação a força de contato, Gardinalli (2005) afirma que o freio a disco apresenta maiores valores no contato entre as pastilhas e o disco, comparado ao contato entre a lona e o tambor do outro sistema, assim sendo mais utilizado em situações que requerem maior capacidade de frenagem. Sobre seus componentes, eles são apresentados na figura 8 e serão discutidos a seguir.

Figura 8 - Freio a disco e seus componentes



Fonte: Costa (2002).

### 3.2 Componentes de um sistema de freios

Segundo Reif (2014) os principais componentes encontrados em freios a disco são a pinça de freio, o disco e o cilindro. Nas análises interessam aos projetistas fatores como dissipação de calor, material e o tipo de veículo utilizado. Os tipos de pinças (calipers) e os discos de freio podem ser abordados, onde para as pinças é importante entender o movimento relativo e a forma de deslizamento, caso o tenha.

#### 3.2.1 Pinças mecânicas (Calipers)

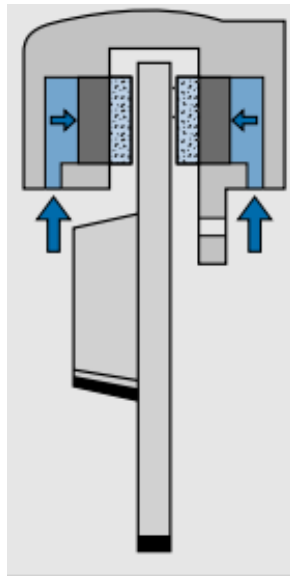
Segundo Costa (2002), a pinça funciona como uma caixa em forma de U que contém cilindros, pistões, ligações por tubos ao circuito hidráulico e um reservatório para guardar as pastilhas. Além disso, Prieto (2014) classifica os tipos de calipers como fixo, flutuante e deslizante.

### a) Freio com caliper fixo

O caliper fixo não tem movimento relativo em relação ao disco de freio. Segundo Gardinalli (2005), ele é mais utilizado em veículos pesados ou esportivos, sendo robusto e possuindo alto custo de produção, representando o mais complexo entre os três tipos. Além disso, possui boa dissipação de calor, baixo consumo de volume de fluido de freio e bons ganhos de pressão com pouco desgaste das pastilhas.

Segundo Reif (2014), o caliper fixo tem a função de guardar as pastilhas de freio com ajuste automático das suas folgas e reforçar as forças de frenagem. Além disso, o seu funcionamento está demonstrado na figura 9, onde dois cilindros são montados na pinça e pressionam as pastilhas contra o disco em ambos os lados.

Figura 9 - Caliper fixo



Fonte: Reif (2014).

### b) Freio com caliper flutuante

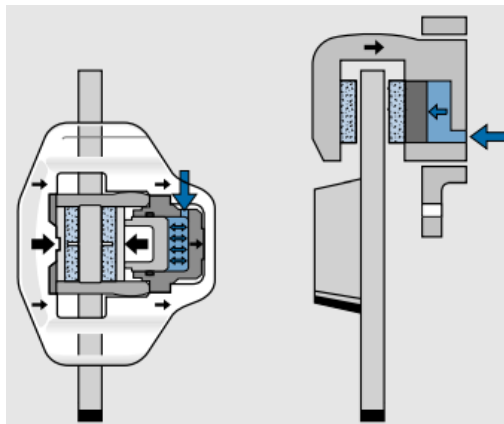
O caliper flutuante é mais simples e utilizado comparado ao fixo. Ele pode ter um pequeno deslocamento ao redor da estrutura do cilindro. Segundo Limpert (1999), entre as suas vantagens pode-se destacar que pela estrutura mais simples, também são mais fáceis de montar na roda. Além disso, sua temperatura de operação de fluido de freio é mais baixa, possuindo assim menor potencial de vaporização.

De acordo com o Reif (2014), ele possui a mesma função do caliper fixo, mas com funcionamento diferente. Nesse sistema o caliper flutuante é montado em cima de um suporte rígido, onde ele poderá realizar pequenos movimentos. Entretanto, neste tipo de pinça só existe a atuação de um único cilindro que vai atuar pressionando a pastilha interna contra o disco. Além disso, o cilindro também vai ser forçado por reação para o sentido contrário, assim movendo o caliper e pressionando a pastilha externa contra o disco de freio.

### c) Freio com caliper deslizante

Em relação ao caliper deslizante, Gardinalli (2005) explica que ele é apenas uma variação do caliper flutuante, possuindo mesma função e princípio de funcionamento. Entretanto, a diferença consiste no deslizamento, pois ele ocorre sobre pinos-guia ao invés de se mover por guias de suporte. É o tipo de pinça mais popular entre carros nacionais por possuir a manutenção mais barata.

Figura 10 - Calipers flutuante e deslizante



Fonte: Adaptada de Reif (2014)

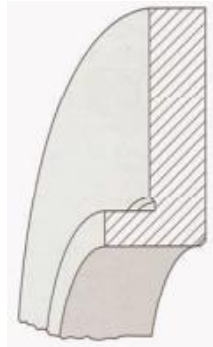
### 3.2.2 Discos de freio

Segundo Reif (2014), o disco de freio é uma peça que fica acoplada ao cubo de roda e funciona em conjunto com as pastilhas durante a frenagem, sendo produzidos normalmente de ferro fundido ou de aço. No mercado eles podem ser selecionados de acordo com o peso, potência e o tipo de veículo, podendo ser encontrados como disco sólido, ventilado, perfurado ou ranhurado e serão abordados a seguir.

### a) Discos de freio sólidos

É o tipo de disco mais comum nos veículos nacionais, encontrados em veículos pequenos, sendo os mais baratos. Segundo Gardinalli (2005), o baixo custo é associado ao fato de serem os tipos mais simples e leves. O lado negativo é que pelas suas dimensões também apresentam pouca capacidade de armazenar calor, afetando diretamente sua refrigeração e durabilidade. Podem ser representados pela figura 11.

Figura 11 - Disco sólido

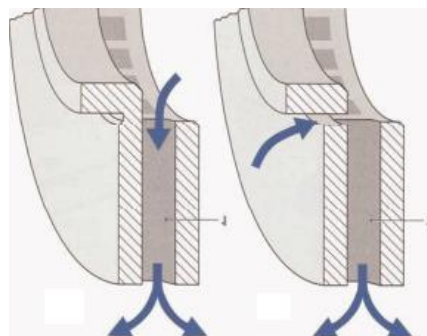


Fonte: Adaptada de Gardinalli (2005)

### b) Discos de freio ventilados

É o tipo de disco utilizados em veículos de maior potência por lidar melhor com as condições térmicas. Segundo Reif (2014), isso é causado por sua estrutura ser mais robusta, além de possuir canais de ventilação radial que vão ajudar na circulação de ar e transferência de calor. A estrutura consiste de dois discos menores unidos por uma câmara interna responsável pela refrigeração. Seu funcionamento é representado pela figura 12, abordando também a circulação interna e externa de ar.

Figura 12 – Disco ventilado



Fonte: Adaptada de Gardinalli (2005)

Em situações de alto desempenho, como em veículos de alta potência, especialmente no cenário competitivo, os freios convencionais não são suficientes. Assim, existe a presença de duas variações do disco de freio ventilado: o perfurado e o ranhurado. Eles são os mais recomendados para situações de extrema frenagem, por lidar melhor com as questões de refrigeração.

### **c) Discos de freio perfurados**

Para carros de luxo ou situações de alto desempenho o fabricante pode utilizar este tipo de disco. Segundo Rodriguez (2017), o diferencial são os pequenos furos presentes no disco, que vão colaborar tanto para aumentar o coeficiente de atrito, quanto para dispersar melhor o calor. Além disso, são mais leves que os ventilados convencionais, apesar de terem um custo maior. A distribuição dos furos ao longo da estrutura pode ser observada pela figura 13.

Figura 13 - Disco perfurado



Fonte: Brembo (2019).

### **d) Discos de freios ranhurados**

O disco ranhurado também é uma variação do ventilado. Entretanto, assim como os perfurados, também apresentam um maior coeficiente de atrito causado pelas ranhuras. Segundo a Brembo (2019), este tipo de disco é recomendado apenas para casos mais extremos, onde as ranhuras também ajudam a prevenir rachaduras. As ranhuras podem ser observadas na figura 14 ao longo da sua estrutura.

Figura 14 - Disco ranhurado



Fonte: Brembo (2019).

### 3.2.3 Pedais de acionamento

O pedal de freio é o primeiro dispositivo ativado com o propósito de transmitir a força realizada para o sistema de freios. Segundo Gardinalli (2005), ele funciona como uma alavanca do tipo inter-resistente em dois tipos de configuração: suspensa ou modular, sendo a suspensa mais encontrada em veículos convencionais e a modular sendo a menos comum, pois é montada por baixo do assoalho do veículo.

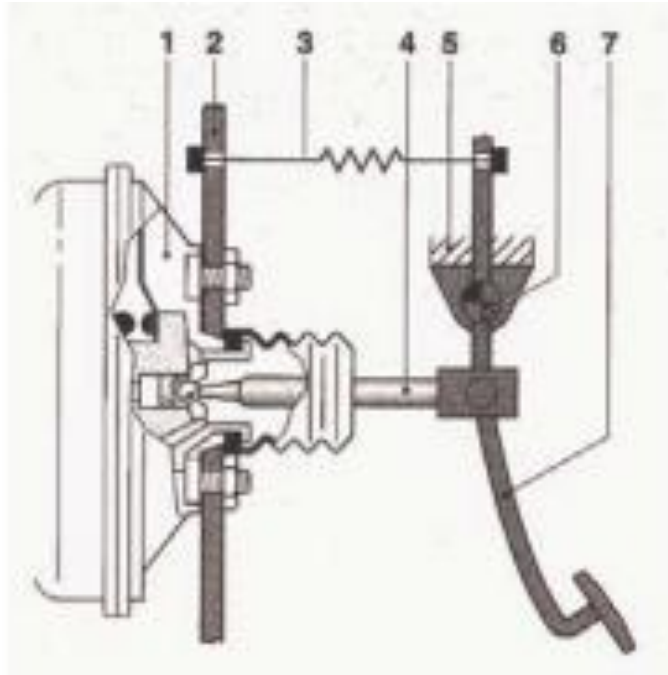
De acordo com Prieto (2014), o funcionamento acontece quando o motorista aplica a força no pedal, a qual deverá ser superior a força da mola de retorno. A seguir, a alavanca vai transmitir a força realizada para o servo-freio e o cilindro mestre, assim sendo gerada pressão hidráulica que poderá realizar a frenagem do sistema.

Em relação a sua produção, pela questão do motorista ter bastante contato com esse dispositivo, o fabricante pode decidir entre conforto ou desempenho dependendo do veículo. Limpert (1999) explica que certos fatores devem ser respeitados por questões de segurança, pois um freio muito suave poderá causar distâncias grandes de frenagem e respostas inseguras. Assim, é indicado um curso máximo do pedal de 150 mm e que seja levado em consideração a força máxima de acionamento de 445 N para mulheres e 823 N para homens no projeto.

Os componentes presentes em um sistema de alavanca de pedal de freios são abordados na figura 15, onde o destino final do caminho é o servo-freio, que irá amplificar a força que será transmitida ao cilindro mestre, que a seguir será transformada em pressão hidráulica, podendo alcançar as pastilhas de freio.



Figura 15 - Alavanca de freio



Fonte: Gardinalli (2005).

Os componentes da alavanca do pedal de freio são abordados por Gardinalli (2005) onde existem: (1) o servo freio; (2) o painel de compartimento do motor; (3) a mola de retorno; (4) a haste de acionamento; (5) a haste de fixação; (6) o pino de articulação; e (7) o pedal de acionamento.

### 3.2.4 Cilindro Mestre

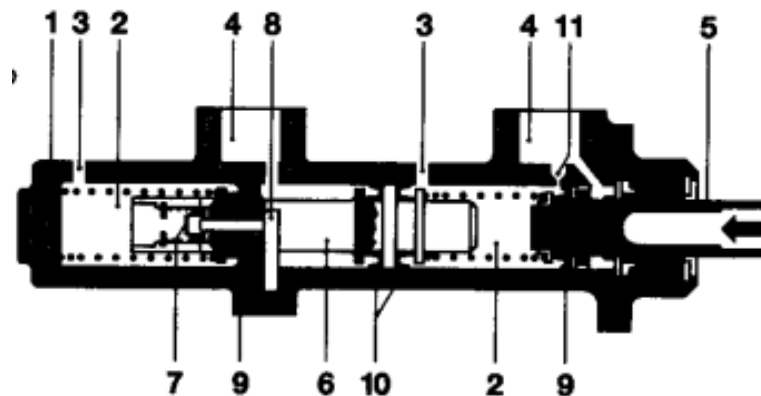
Ao acionar o pedal do freio, o componente que faz a conversão da força aplicada pelo motorista em pressão hidráulica é o cilindro mestre. Segundo Reif (2014), essa conversão é feita depois do servo-freio amplificar essa força. Após isso, ocorre a transmissão da pressão para os calipers, ocorrendo a ativação das pastilhas que vão ser pressionadas contra o disco de freio.

Segundo Limpert (1999), o cilindro mestre vem na configuração simples ou dupla. O primeiro caso apresenta apenas uma câmara, sendo mais presente em veículos antigos e é mais propenso a falhas, pois pode gerar perda de frenagem em todas as rodas. O segundo caso possui duas câmaras, cada uma agindo sobre um par de rodas sendo bem mais seguro, pois no caso da falha de uma câmara, só afetará um par de rodas em vez de todas ao mesmo tempo.

De acordo com Gardinalli (2005), o seu funcionamento ocorre após o acionamento do pedal, onde o movimento é transferido para o êmbolo primário através da haste do cilindro mestre. Quando ele ultrapassa o furo de compensação, começa a ser gerada pressão no fluido, que vai ser transmitida para os demais êmbolos até atingir a câmara secundária. O acionamento dos circuitos do freio primário e secundário é feito à medida que o fluido gerado nas câmaras se desloca. Soltando o pedal, o fluido retorna para o reservatório via câmara intermediária e furo de retorno.

Costa (2002) explica que existe uma preocupação em evitar mudanças bruscas de pressão, especialmente ao soltar o pedal de freio. Assim, quando isso ocorre, o cilindro mestre se liga a um reservatório, compensando a perda de fluido. Os componentes presentes em um cilindro mestre são abordados na figura 16.

Figura 16 - Cilindro mestre com válvula central



Fonte: Bosch (2005).

De acordo com Bosch (2005) os componentes de um cilindro mestre são: (1) a carcaça do cilindro; (2) a câmara de pressão; (3) a conexão de pressão ou de saída; (4) a conexão para o reservatório de fluido de freio; (5) pistão da haste de pressão; (6) pistão intermediário; (7) válvula central; (8) batente para válvula central; (9) gaxeta primária; (10) gaxeta de separação; e (11) furo para o reservatório de fluido.

### 3.2.5 Servo Freio

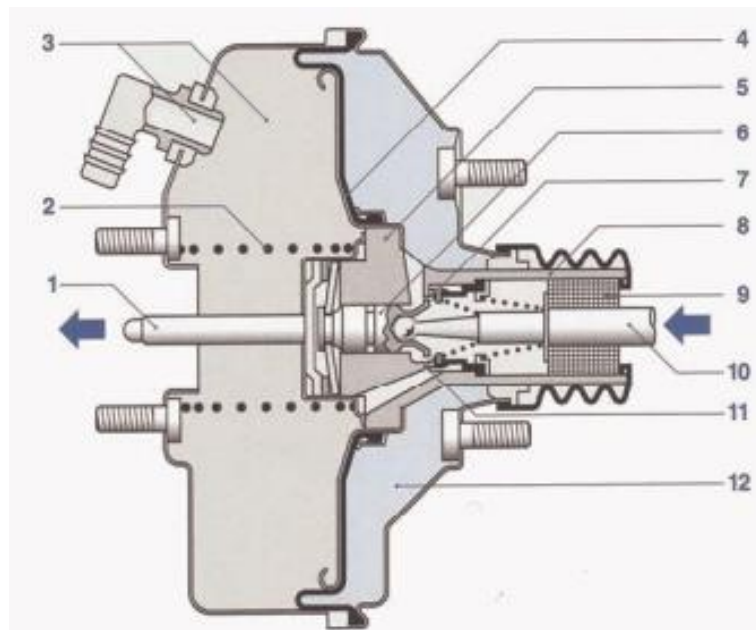
O servo freio é um dispositivo criado em função de desempenho e conforto, pois amplifica a força causada pelo motorista, reduzindo o esforço necessário para realizar frenagens.

Segundo Gardinali (2005), normalmente o servo freio já vem acoplado com o cilindro mestre na forma de um módulo, o que facilita bastante na produção e montagem desses dispositivos, além de reduzir a chance de causar danos ao realizar manuseios com uso inadequado das peças produzidas.

O seu funcionamento consiste na criação de uma diferença de pressão que pode ser gerada dependendo do servo utilizado. Segundo Reif (2014), os dois tipos de servo freio mais utilizados no mercado são o servo a vácuo e o hidráulico, onde ambos utilizam as fontes de energia existentes no próprio veículo.

De acordo com Prieto (2014), o servo a vácuo utiliza a diferença de pressão negativa existente no próprio coletor de admissão, enquanto no hidráulico é preciso utilizar uma bomba a vácuo, pois nele existe uma diferença de pressão positiva. O primeiro caso é mais encontrado em veículos aspirados e o segundo em turbinados. A figura 17 representa o funcionamento e os componentes de um Servo Freio.

Figura 17 - Servo Freio a vácuo de dupla câmara



Fonte: Gardinalli (2005).

Segundo Gardinalli (2005), as câmaras de vácuo (3) e de trabalho (12) são separadas por uma membrana (4). Com o sistema parado, as câmaras são conectadas com o interior da válvula (8) e ambas estão em vácuo. Com ativação do pedal, a haste de conexão (10) vai forçar o isolamento das câmaras com ajuda da válvula de ação dupla (7) e o seu assento (11).

Após o isolamento, a diferença de pressão formada entre as duas câmaras gera uma força no disco (5) que vai atuar na haste do cilindro mestre (1). Após soltar o pedal, a mola (2) ajuda a membrana a retornar a sua posição original.

### 3.2.6 Linhas hidráulicas e fluído de freio

Durante o processo de atuação do cilindro mestre, a pressão hidráulica é transmitida através das linhas hidráulicas e suas conexões, assim são componentes importantes para o sistema, pois afetam diretamente a pressão que será entregue aos calipers do freio. Segundo Prieto (2014), elas podem ser rígidas ou flexíveis, dependendo se existe movimento relativo entre os componentes.

De acordo com Reif (2014), as linhas rígidas são feitas de aço com diâmetro externo de 4.5 mm e interno de 2.5 mm, possuindo revestimento contra corrosão. São utilizadas em situações onde não existe movimento relativo entre os componentes e ficam localizadas normalmente na parte inferior do veículo. Em relação as linhas flexíveis, são constituídas por mangueiras de borracha revestida com duas camadas de raiom (fibra celulósica). Sua função é ligar componentes que possuem movimento relativo, formando uma conexão flexível entre os tubos rígidos e os freios.

Um sistema de tubos rígidos e mangueiras é representado pela figura 18.

Figura 18 - Tubulações rígidas e mangueiras



Fonte: Reif (2014).

O fluído de freio é o meio para transmitir a força que é realizada pelo cilindro mestre através da pressão hidráulica. Segundo Reif (2014), as propriedades mais importantes são relacionadas ao ponto de ebulição adequado, viscosidade pouco dependente da temperatura, baixa compressibilidade, proteção contra corrosão e possuir elastômeros utilizados nos freios compatíveis com o tipo de fluído utilizado.

Ainda de acordo com o autor citado, são verificados os pontos de ebulição do fluido em equilíbrio e o ponto úmido. O primeiro caso é a resistência do fluido submetido a altas temperaturas. Caso a temperatura seja mais elevada do que o ponto de ebulição, bolhas de vapor poderão ser geradas e serão causados danos aos freios, especialmente aos cilindros. O ponto úmido refere-se a situações onde o fluido absorve água, pois isso pode acontecer especialmente em tubulações flexíveis e pode afetar diretamente a segurança dos freios.

### **3.3 Materiais para freios**

De acordo com Norton (2013), os materiais para a estrutura dos freios são feitos de ferro fundido cinzento ou de aço, especialmente em componentes como os discos e os tambores. No processo de forração é possível adicionar compostos de forma a melhorar as propriedades, como o latão ou o zinco por exemplo, para ampliar a condução de calor e aumentar a durabilidade da estrutura. Entretanto, por questões de saúde, certos minérios são evitados, como os asbestos, vinculados a problemas cancerígenos.

Ao elaborar um projeto, a escolha do material de fricção é importante, pois certas condições de operação podem exigir características específicas dependendo da severidade do serviço, como elevadas temperaturas ou alta umidade. Assim, de acordo com Budynas et al. (2016), é necessário o projetista consultar catálogos de fabricantes e ter acesso aos manuais para verificar a disponibilidade e ter acesso a essas propriedades.

Ainda de acordo com o autor citado, um freio que utiliza lona ou pastilhas deve ter as seguintes características para operação:

- Resistir a altas temperaturas, com boa condutividade térmica e difusidade, associado a um alto calor específico;
- Alto coeficiente de atrito;
- Ser compatível com o ambiente;
- Apresentar flexibilidade;
- Não ser afetado pelas condições ambientais;
- Apresentar boa resiliência;
- Possuir alta resistência ao desgaste.

De acordo com Norton (2013), as forrações podem ser moldadas, sintetizadas, tecidas ou de material sólido. As propriedades friccionais, térmicas e mecânicas de materiais de forração podem ser verificadas na tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades de materiais para forração de freios

Material de atrito contra aço ou CI	Coeficiente de atrito dinâmico		Pressão máxima		Temperatura máxima	
	Seco	Em óleo	psi	kPa	°F	°C
Moldado	0,25–0,45	0,06–0,09	150–300	1030–2070	400–500	204–260
Tecido	0,25–0,45	0,08–0,10	50–100	345–690	400–500	204–260
Metal sinterizado	0,15–0,45	0,05–0,08	150–300	1030–2070	450–1250	232–677
Ferro fundido ou aço endurecido	0,15–0,25	0,03–0,06	100–250	690–720	500	260

Fonte: Norton (2013).

### 3.3.1 Pastilha de freio

Em um sistema de freios a disco, durante a frenagem as pastilhas de freio são pressionadas contra o disco que está em rotação junto com as rodas. Segundo Prieto (2014), elas são constituídas por uma placa metálica onde uma das suas faces é revestida com o material de atrito, que dependendo do coeficiente de fricção entre o material e o disco poderá determinar o quanto o motorista deverá pressionar o pedal para atingir o efeito de frenagem desejado. Nesse sentido, a tabela 2 mostra os seis níveis de coeficiente de fricção segundo as normas internacionais, variando de 0.15 até 0.55.

Tabela 2 - Coeficientes de atrito

Código	Acima de	Até
C		0,15
D	0,15	0,25
E	0,25	0,35
F	0,35	0,45
G	0,45	0,55
H	0,55	–

Fonte: Prieto (2014).

Sobre a classificação, o material utilizado para criação das pastilhas pode ser orgânico, metálico ou semimetálico, que combina as características dos outros dois.

De acordo com Santos (2014), nas produzidas de materiais orgânicos alguns elementos podem melhorar as propriedades das pastilhas: fibras aumentando a resistência a altas temperaturas; óleo de castanha de caju melhorando a qualidade de fricção; borracha reduzindo as vibrações e ruídos; resinas fenólicas agregando os componentes de forma aglutinante e agentes de cura ajudando a ativar as reações químicas necessárias. Além disso, para melhorar o desempenho do material de atrito, é possível adicionar pó de zinco, bronze ou alumínio.

Ainda de acordo com o autor citado, as metálicas são utilizadas em situações mais severas, onde existe maior força de frenagem requerida e maior dissipação de calor. Para atingir esse efeito, pós de ferro e cobre são moldados a altas pressões e temperaturas. Entretanto, apesar das vantagens, elas se desgastam mais rápido que as orgânicas. A figura 19 representa as dimensões de uma pastilha de freio.

Figura 19 - Pastilha de freio



Fonte: Gardinalli (2005).

### 3.3.2 Lona de freio

Em um sistema de freios a tambor, durante a frenagem as lonas de freio entram em contato com o tambor, gerando o atrito que causará a redução da velocidade. Segundo Prieto (2014), as sapatas de freio são revestidas pelas lonas, que funcionam como material de atrito e serão pressionadas com a ajuda do cilindro de roda. Além disso, como o tambor está em rotação junto com a roda, ao ocorrer o contato, ocorrerá redução das rotações provocada pela ação da frenagem.

De acordo com Limpert (1999), as lonas de freio podem ser produzidas com asbestos (amianto) ou livres de asbestos, de forma semimetálica. O amianto foi uma família de minérios muito utilizada por possuir boas propriedades e ter baixo custo de exploração. Entretanto, por questões de saúde ele é evitado na indústria. Assim, é preferível substituir o amianto por fibras minerais com as mesmas características.

Ainda de acordo com o autor citado, as lonas livres de asbestos são produzidas de três componentes: materiais fenólicos que atuam como aglutinantes, ajudando a manter a estrutura unida; fibras aumentando as resistências e modificadores que ajudam a controlar a transferência de calor, como cobre ou materiais similares. Além disso, é possível adicionar componentes que ajudam a melhorar as propriedades. Por ter a presença de metais na estrutura, também é chamada de lona semimetálica.

De acordo com Prieto (2014), normalmente em veículos nacionais elas são equipadas nos freios traseiros e o seu coeficiente de atrito vai depender do veículo em que será utilizada, levando em conta fatores como a potência e o peso. Caso o coeficiente escolhido seja baixo, poderá gerar um baixo poder de atrito. Caso seja muito elevado, haverá frenagem excessiva e poderá existir maior desgaste no sistema, especialmente dos tambores de freio. Um exemplo de lona de freio é representado pela figura 20.

Figura 20 - Lona de freio



Fonte: Prieto (2014).



### 3.4 Projeto e Engenharia auxiliados pelo computador

Durante muito tempo existiram problemas onde suas soluções eram praticamente insolúveis ou consumiam uma grande quantidade de tempo para sua resolução. Entretanto, ao longo das inovações, foram introduzidos os projetos auxiliados por computador, que começaram a colaborar com a vida do engenheiro tanto na modelagem de peças quanto nas suas análises.

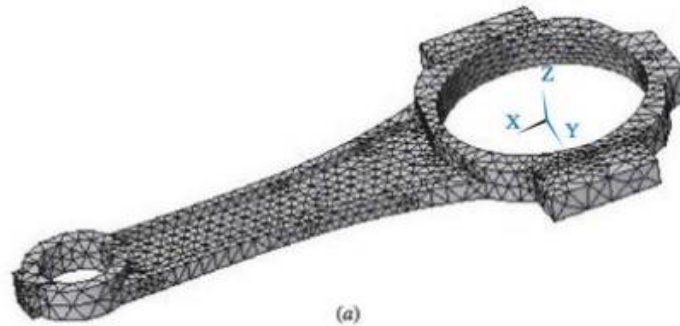
Na engenharia, Budynas et al. (2016) explicam que os métodos básicos de mecânica funcionam bem para a análise e criação de componentes mais simples, muitas vezes na forma de barras ou vigas. Entretanto, em componentes reais, o projetista vai ter dificuldade em realizar aproximações usando os métodos analíticos convencionais, assim a utilização das técnicas provenientes de programas funciona bem para esses casos.

De acordo com Norton (2013), os primeiros projetos auxiliados por computador eram conhecidos como CAD, do inglês *Computer Aided Design* ou desenho assistido por computador, os quais no estágio inicial permitiam apenas a criação de desenhos em múltiplas vistas. Entretanto, pela sua simplicidade, possibilitavam apenas a criação de objetos bidimensionais em um modelo conhecido como aramado. Com o passar do tempo, os aplicativos mais modernos começaram a dar suporte a modelagem de peças 3D nos modelos sólidos.

Com o desenvolvimento das técnicas e aplicações computacionais, o número de funções disponíveis aumentou para esses aplicativos com o conceito de CAE, do inglês *Computer Aided Engineering* ou engenharia assistida por computador. Norton (2013) comenta que esse conceito vai além da modelagem de peças, pois inclui agora a análise de tensões, forças, deflexões e comportamentos físicos.

A solução de problemas com aproximações refinadas utilizando as simulações computacionais é possível graças a utilização do método da análise de elementos finitos (MEF). Segundo Budynas et al. (2016), este método numérico é utilizado em conjunto com os aplicativos do tipo CAD para gerar soluções mais eficientes e resultados cada vez mais precisos. Com o objetivo de mostrar a aplicação desses programas, a figura 21 apresenta uma peça modelada em software CAD 3D que poderá ser analisada pelo método dos elementos finitos.

Figura 21 - Modelo de Virabrequim feito no Ansys



Fonte: Budynas et al. (2016).

### 3.4.1 Introdução ao método dos elementos finitos (MEF)

Um comportamento mecânico ou situações físicas podem ser analisados através de modelos matemáticos com suas respectivas condições de contorno. Nesse sentido, a análise de elementos finitos funciona como um método numérico para estudar essas situações ou componentes mecânicos reais, os quais são mais complicados de serem estudados se feito de forma contínua. Assim, de acordo com Budynas et al. (2016), o princípio do método consiste em dividir a estrutura em pequenos pedaços, mas finitos, que são chamados de elementos discretos.

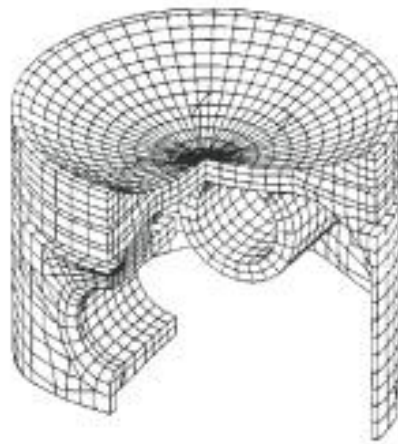
Segundo Norton (2013), os elementos são conectados por pontos conhecidos como nós e o conjunto de todos eles é conhecido como malha. Além disso, o tamanho deles define o quão preciso vai ser o resultado da análise, pois aumentando o número de elementos será gerado um resultado com maior refinamento, ao custo de aumentar o processamento, mas que reflete na estrutura contínua do objeto de estudo.

De acordo com Lotti et al. (2006), cada elemento é analisado de maneira individual com suas próprias equações matemáticas diferenciais. Além disso, baseado nas informações passadas pelos nós ao computador, é possível definir o movimento presente nas partículas do sistema. Cada nó possui um valor de graus de liberdade, que representam as variáveis do sistema e podem indicar como será o movimento dele ao longo do espaço.

Budynas et al. (2016) explicam que a princípio um ponto em um espaço tridimensional pode ter três graus de liberdade, enquanto um corpo rígido pode apresentar seis graus, onde três são relacionados a translação e três a rotação.

Apesar dessa disposição, nem todos elementos admitem todos os graus de liberdade, pois certas características podem restringir o movimento. Assim, vão ter nós que vão aceitar apenas três graus de translação, enquanto outros podem aceitar todos os seis. Sobre o modelo de elementos finitos, a figura 21 representa os elementos discretos no modelo de uma biela, onde nesse caso cada um pode ser analisado individualmente, para depois haver a análise integrada.

Figura 22- Biela em elementos finitos



Fonte: Norton (2013).

### **Tipos de elementos finitos**

Na análise de um componente real, diferentes tipos de elementos podem ser utilizados dependendo da complexidade da peça e do tempo computacional esperado. Assim, de acordo com Norton (2013), as duas características mais importantes na seleção do tipo de elemento são a dimensionalidade e a ordem.

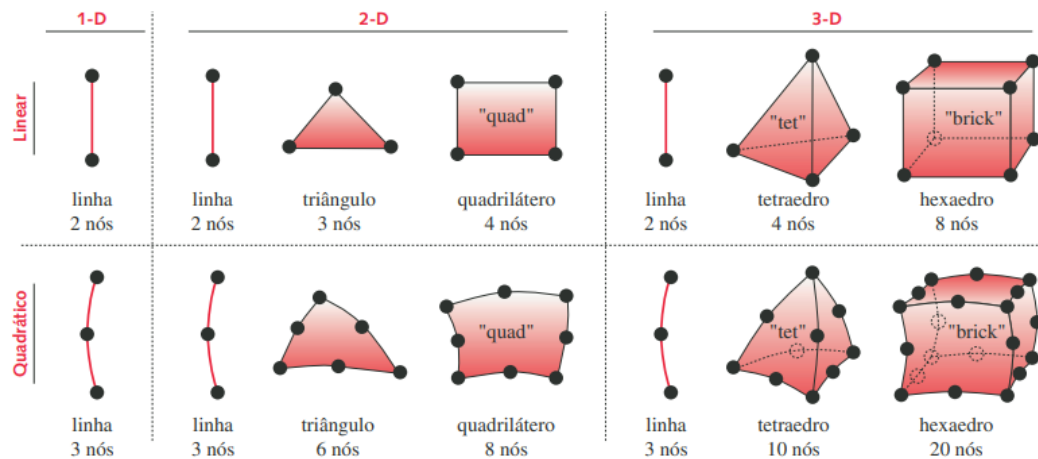
Em relação a dimensionalidade, Norton (2013) divide os elementos entre uma a três dimensões ou como elementos de linha, área ou volume. Além disso, a dimensão afeta diretamente no total de graus de liberdade, onde o elemento de linha é comum em qualquer uma das dimensões, pois podem ter 1,2,3 e até 6 graus de liberdade e funcionam em treliças e vigas com área de seção transversal constante, podendo ser utilizadas em várias situações.

Em relação a ordem, ainda de acordo com o autor citado, ele faz associação dela com a ordem da função utilizada para interpolar o deslocamento no interior do elemento. Para peças mais complexas pode-se utilizar elementos de alta ordem em contornos curvos e os de baixa ordem para elementos lineares.

Apesar de funcionarem bem para peças complexas, quanto maior a ordem, maior o tempo de processamento. Assim, pelo menor tempo operacional e gastos de recursos, normalmente são mais utilizados os elementos lineares.

Segundo Budynas et al. (2016), os programas computacionais já contam com uma biblioteca de elementos e podem ser dispostos nas categorias elementos de superfície; elementos lineares; elementos sólidos; e elementos com finalidades especiais, onde eles vão ser selecionados no programa de acordo com o número de graus de liberdade necessários para sua aplicação. A figura 23 representa uma biblioteca dos elementos finitos mais comuns, dependendo da dimensão desejada.

Figura 23 - Elementos finitos comuns



Fonte: Norton (2013).

### Condições de contorno e aplicação de carga

Após a construção de um modelo, é possível gerar uma malha e aplicar suas respectivas condições de contorno e forças ao longo da estrutura. Segundo Norton (2013), as condições se referem às restrições em um componente. Elas são feitas de maneira externa e podem afetar diretamente os graus de liberdade dos nós em elementos, podendo afetar tanto graus de translação, como de rotação.

É importante se atentar ao número de restrições do sistema. Norton (2013) afirma que as condições de contorno devem ser aplicadas de forma a remover um grau de liberdade, mas mantendo o equilíbrio estático e evitando excessos. Caso sejam aplicadas poucas restrições, o processamento poderá falhar e o sistema estará sub-restrito. Se existir o excesso de restrições, nesse caso ele poderá estar super-restrito e será rígido demais.

Em relação as cargas, o carregamento pode ser aplicado de duas formas: nodal ou ao longo do elemento em uma porção finita. Normalmente a aplicação é feita ao nó e, segundo Budynas et al. (2016), se o projetista não tiver muita preocupação com as tensões próximas do nó desejado, ele pode aplicar as cargas diretamente a um único nó. Entretanto, ao fazer isso serão geradas tensões muito grandes ao redor da vizinhança do ponto de aplicação.

### **Análise estrutural pelo método dos elementos finitos (MEF)**

A análise estática é um método utilizado para encontrar diversos fatores como tensões e deslocamentos sob condições estáticas, onde Marinho (2002) comenta que existem dois tipos de análise estática: a linear e a não linear. Nesse sentido, o objetivo principal dela é quantificar o tamanho dos esforços internos e dos deslocamentos ao longo de um componente ou de uma estrutura, onde o projetista pode aplicar diferentes valores de carregamento.

Marinho (2002) divide o processo em 3 etapas: construção do modelo, aplicação do carregamento e revisão dos resultados. Na primeira parte, o tipo de elemento é definido, ocorre aplicação das propriedades e é feito o esboço da geometria do componente. A seguir, são aplicadas as condições de contorno e as forças ou pressões na estrutura sólida ou no modelo de elementos finitos. Por fim, o programa vai resolver o sistema proposto e apresentar os resultados, mostrando fatores como deslocamentos, tensões e os coeficientes de segurança.

#### **3.4.2 Considerações sobre o software utilizado**

O software selecionado para realizar a modelagem e análise dos discos de freio foi o *SolidWorks*. De acordo com Dassault Systèmes (2016), ele é um aplicativo CAD (*Computer-aided design*) para projetos mecânicos em três dimensões, onde as propriedades e características de cada elemento poderão ser alteradas no processo.

Ao realizar a modelagem da estrutura, é possível fazer isso de maneira individual, onde cada peça é dimensionada e esboçada. A seguir, elas são acopladas através dos recursos de montagem. No final dessa etapa, as vistas bidimensionais poderão ser geradas para melhor análise dimensional dos componentes.

Segundo Dassault Systèmes (2016), o módulo utilizado para realizar as simulações é o *SolidWorks Simulation*, que utiliza o método dos elementos finitos (MEF). Esse processo é possível devido ao *software* conseguir formular as equações que vão definir o comportamento de cada elemento. Além disso, essas equações vão ser relacionadas com os parâmetros definidos pelo usuário, como restrições, cargas e as propriedades selecionadas do material da peça.

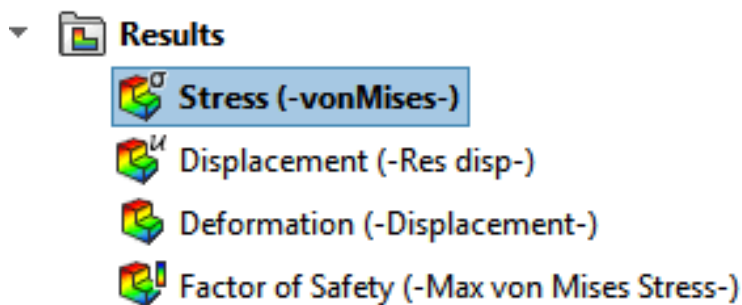
O módulo oferece diversos tipos de análises: estática, dinâmica, vibracional, térmica, flambagem, fadiga, não linear e teste de queda. Assim, para este trabalho serão utilizadas a análise estática e térmica para estudar as tensões em um disco de freio e comportamento durante a transferência de calor supondo que não existam velocidades rotacionais no sistema.

Ainda de acordo com o autor citado, a análise é feita a partir de um modelo de malha, onde é possível selecionar as restrições e cargas. Após isso, o programa inicia uma análise estática linear de acordo com o seguinte procedimento:

- Construção de equações lineares de equilíbrio para calcular os componentes de deslocamentos em cada nó;
- Calcular a deformação baseado no deslocamento resultante;
- Calcular as tensões de Von Mises baseado no resultado dos deslocamentos e nas relações de tensão-deformação.

Para mostrar um exemplo de funcionamento do programa, a interface dele com os resultados disponíveis, desde as tensões até os coeficientes de segurança são demonstrados pela figura 24.

Figura 24 - Interface do *SolidWorks Simulation*



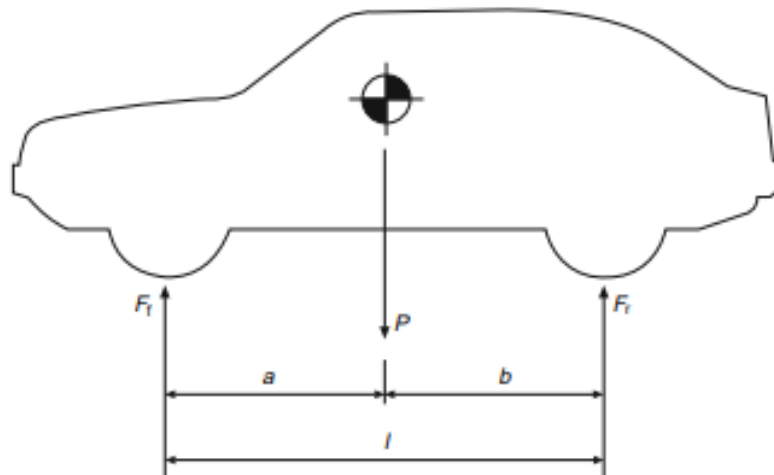
Fonte: SolidWorks (2022).

### 3.5 Mecânica da frenagem e do acionamento hidráulico

#### 3.5.1 Cargas estáticas nos eixos do freio

Em um sistema sem aceleração, é possível fazer uma análise estática do sistema de forças presente em um veículo de acordo com a figura 25.

Figura 25 - Cargas estáticas nos eixos de um veículo



Fonte: Crolla (2009).

Segundo Crolla (2009), a figura representa as forças em um sistema parado com massa  $M$  concentrada no centro de gravidade situado no eixo longitudinal. Além disso, a superfície é plana, assim o carregamento nas duas rodas montadas em cada eixo vai ser igual. Dessa forma, a análise apresentada discute os eixos dianteiro e traseiro, em vez de analisar cada roda individualmente.

Analisando as forças verticais do sistema, é verificado que a carga  $P$  é:

$$P = Mg \quad (3.1)$$

Onde  $M$  é a massa do veículo e  $g$  a aceleração da gravidade. Aplicando os momentos em relação ao eixo traseiro e dianteiro é encontrado que:

$$F_f = \frac{Pb}{l} \quad (3.2)$$

$$F_r = \frac{Pa}{l} \quad (3.3)$$

Onde  $F_f$  é a força normal estática no eixo dianteiro;  $F_r$  a força normal estática no eixo traseiro;  $a$  e  $b$  as distâncias horizontais entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro e traseiro respectivamente; e  $l$  a distância horizontal total entre os eixos.

### 3.5.2 Cálculo das distâncias horizontais do centro de gravidade

Seguindo a análise estática das cargas no sistema de freios, é possível calcular as distâncias  $a$  e  $b$  aplicando o momento em relação ao eixo dianteiro do veículo, segundo a equação (3.4) com sentido de referência como anti-horário:

$$\sum Ma = - P.a + Fr. L \quad (3.4)$$

Considerando o momento nulo e isolando as equações, a distância do eixo dianteiro em relação ao centro de gravidade pode ser definida como:

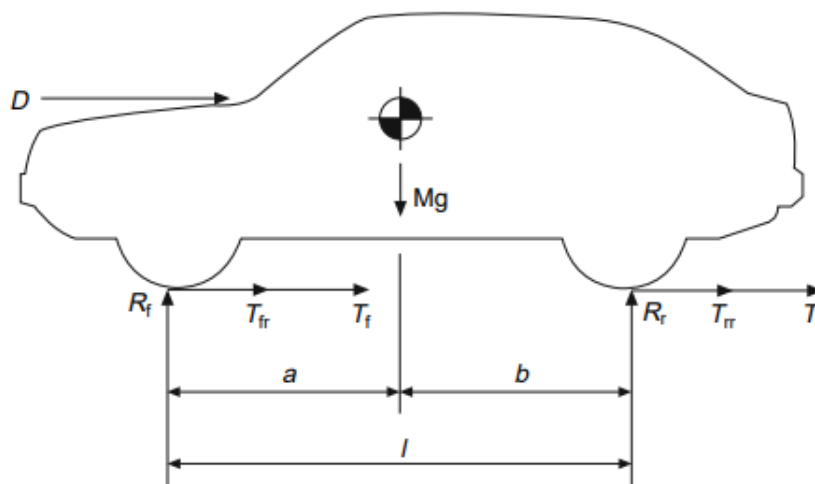
$$a = \frac{Fr.L}{P} \quad (3.5)$$

Nesse sentido, conhecendo como ocorre a distribuição de carga entre o eixo dianteiro e o traseiro é possível verificar o comprimento da distância entre cada eixo e o centro de gravidade, possuindo os dados de distância entre eixos do fabricante.

### 3.5.3 Cargas dinâmicas nos eixos do freio

Quando o veículo está se deslocando, as resistências ao movimento afetam as reações do pneu em relação ao solo. Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), durante a frenagem acontecem os mesmos efeitos, pois as cargas dinâmicas interferem diretamente nos eixos dianteiro e traseiro. A figura 26 demonstra essas resistências, onde é possível analisar o comportamento do veículo.

Figura 26 – Cargas dinâmicas nos eixos de um veículo



Fonte: Crolla (2009).



O estudo do sistema dinâmico pode ser feito através da análise realizada por Crolla (2009), onde é possível verificar a desaceleração máxima em condições na iminência do travamento das rodas. Além disso, é possível analisar o comportamento das forças de frenagem em relação as forças verticais de contato com o solo.

Segundo Gardinalli (2005), além da força de frenagem gerada pelo sistema, também existem outras fontes de carga que alteram a velocidade. Entre elas são possíveis de observar a força de resistência aerodinâmica, a inércia das partes rotativas, as perdas nos mecanismos de transmissão e a resistência ao rolamento.

Nesse sentido, Crolla (2009) analisa o diagrama de corpo livre em relação ao eixo horizontal, para mostrar as forças envolvidas na desaceleração e exemplificar a mecânica envolvida durante a frenagem segundo a equação (3.6):

$$M \cdot x'' = D + T_f + T_r + T_{fr} + T_{rr} \quad (3.6)$$

Onde  $T_f$  e  $T_r$  são as forças de frenagem de cada eixo;  $T_{fr}$  e  $T_{rr}$  as resistências ao rolamento de cada eixo;  $D$  a resistência aerodinâmica; e  $x''$  a desaceleração.

De acordo com Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), veículos se movimentando na velocidade média de 50 km/h praticamente não possuem efeitos aerodinâmicos. Assim, considerando essa abordagem e por simplificação da análise, essas forças junto com as resistências ao rolamento serão consideradas desprezíveis. Além disso, a desaceleração linear  $-x''$  é definida como  $d$ , onde a nova equação proposta é:

$$M \cdot d = T_f + T_r \quad (3.7)$$

Para continuar a análise, Crolla (2009) define a desaceleração como uma variável  $z$  com relação de proporção com a gravidade:

$$z = \frac{d}{g} \quad (3.8)$$

Substituindo  $d$  pela nova variável  $z$  na equação (3.7) é encontrado que:

$$Mgz \text{ ou } Pz = T_f + T_r \quad (3.9)$$

Ao analisar o diagrama de corpo livre no sentido vertical, onde  $y'' = 0$ , é encontrado que:

$$M.y'' = R_r + R_f - P = 0 \quad (3.10)$$

Com as variáveis de desaceleração e as condições no eixo horizontal e vertical definidas, é possível calcular o momento das forças presentes em cada eixo em relação ao centro de gravidade:

$$\sum M_{cg} = R_f \cdot a - R_r \cdot b - T_f \cdot h - T_r \cdot h \quad (3.11)$$

Onde  $R_f$  e  $R_r$  são as reações verticais dinâmicas dos eixos;  $a$  e  $b$  são as distâncias horizontais entre o eixo dianteiro ou traseiro e o centro de gravidade; e  $h$  a distância vertical entre o ponto de contato com o solo e o centro de gravidade. Substituindo as forças de frenagem pela equação (3.9):

$$\sum M_{cg} = R_f \cdot a - R_r \cdot b - (Pz) \cdot h \quad (3.12)$$

O momento em relação ao centro de gravidade é zero, pois de acordo com a análise do diagrama de corpo livre, a aceleração no eixo  $y$  é nula, que também está na mesma direção de  $\theta$ , o que implica que a aceleração angular também é zero.

Para análise das reações nos eixos dianteiros e traseiros, Gardinalli (2005) explica que quando o veículo freia ou acelera acontece o efeito da transferência dinâmica de carga entre os eixos. Quando isso acontece, o peso sobre o eixo traseiro é aliviado e o peso sobre o eixo dianteiro é concentrado, onde isso ocorre quando o veículo está se deslocando e realiza a frenagem. Assim, manipulando as equações (3.10) e (3.12) é possível observar esse efeito nas reações verticais de cada eixo:

$$R_f = (b + hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (3.13)$$

$$R_r = (a - hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (3.14)$$

Onde  $P$  é a força peso;  $L$  a distância total entre eixos ( $a + b$ ); e  $z$  a desaceleração em relação a gravidade. Além disso, é notável que o último termo ( $hz \cdot \frac{P}{L}$ ) representa o efeito de transferência dinâmica de carga do eixo traseiro para o dianteiro, que é causado devido a força inercial agindo durante a frenagem.

### 3.5.4 Forças e torques ideais em um sistema de freios

Segundo Limpert (2011), o torque desenvolvido pelo sistema de freios é resistido pelo pneu que está em contato com o solo, afetando as cargas de frenagem. Assim, antes de ocorrer o travamento das rodas, a força de frenagem é uma função direta do torque produzido. Além disso, o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo vai ser essencial para verificar a desaceleração máxima.

Para analisar o cenário ideal, Crolla (2009) verifica as forças de frenagem quando está prestes a ocorrer o travamento em cada eixo:

$$T_f = \mu \cdot (b + hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (3.15)$$

$$T_r = \mu \cdot (a - hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (3.16)$$

Onde  $T_r$  e  $T_f$  representam as forças de frenagem na iminência do travamento do eixo dianteiro e traseiro; e  $\mu$  o coeficiente de atrito dinâmico.

Apesar das condições bem definidas, para as relações serem válidas, Crolla (2009) explica que nesse cenário o sistema precisa aproveitar completamente da aderência com o solo e o índice de frenagem ( $I_f$ ) tem de ser fixo.

Em relação ao torque ideal, ele pode ser obtido multiplicando as forças ideais de frenagem de cada eixo pela distância do braço de alavanca, que no caso é o próprio raio do pneu:

$$\tau_f = (\mu \cdot (b + hz) \cdot \frac{P}{L}) \cdot R \quad (3.17)$$

$$\tau_r = (\mu \cdot (a - hz) \cdot \frac{P}{L}) \cdot R \quad (3.18)$$

Onde  $\tau_f$  e  $\tau_r$  representam os torques de frenagem ideais e  $R$  é o raio do pneu.

### 3.5.5 Índice de frenagem (If)

A análise do sistema de freios é feita normalmente na iminência do travamento das quatro rodas. Nesse sentido, Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) definem a condição de máxima performance, que ocorre quando a distribuição da força de frenagem é proporcional às reações dinâmicas R1 e R2. Partindo dessa condição, é introduzido o conceito de índice de frenagem, que permite verificar a força tangencial que deve ser aplicada pela sapata ou nas pastilhas em cada roda do veículo. O índice de frenagem é apresentado pela equação (3.19).

$$I_f = \frac{R_f}{R_r} \quad (3.19)$$

Onde Rf e Rr representam as reações dinâmicas no eixo dianteiro e traseiro. Além disso, é notável que através dessa função é possível analisar como está distribuído o carregamento dinâmico no momento frenagem e assim verificar se isso está feito de maneira adequada e não vai haver casos extremos em algum dos eixos.

### 3.5.6 Forças e torques reais gerados pelos sistemas hidráulicos de freio

Em um sistema hidráulico, a força gerada pelo sistema de freios é proveniente das linhas de freio. O sistema é acionado quando o motorista pressiona o pedal e a força transmitida é convertida pelo cilindro mestre em pressão hidráulica, onde o destino final são os calipers de freio, nos quais ficam localizados as pastilhas contendo o material friccional. Nesse sentido, Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) definem a força exercida pela pastilha sobre os discos de freio (Fd) de acordo com a equação 3.20.

$$F_d = \frac{1}{2} T_f \frac{R}{r_f} \quad (3.20)$$

Onde R representa o raio dinâmico do pneu analisado e rf a posição radial do centro das pastilhas, também chamado de raio efetivo. Além disso, ao dimensionar um disco de freio é possível manipular variáveis de forma a garantir a distribuição do carregamento dinâmico e que não aconteça o travamento prematuro das rodas.

Ainda de acordo com o autor citado, conhecendo as dimensões do êmbolo da pinça mecânica que vai atuar em cada disco de freio, é possível calcular a pressão hidráulica que chega ao sistema ( $P_{hid}$ ) através da equação 3.21

$$P_{hid} = \frac{FD}{A_p \mu_p} \quad (3.21)$$

Onde  $A_p$  representa a área de contato do êmbolo da pinça e  $\mu_p$  é o coeficiente de atrito da pastilha, onde segundo Prieto (2014) esse valor fica entre 0,4 a 0,6.

Seguindo o mesmo raciocínio do cálculo de frenagem ideal, para calcular o torque das forças de atrito provocadas pela pastilha de disco ( $T_b$ ), é necessário multiplicar a força exercida nas pastilhas ( $F_d$ ) pelo raio do disco de freio ( $R$ ):

$$T_b = F_d \cdot R \quad (3.22)$$

Conhecendo a pressão hidráulica necessária em cada disco de freio é possível calcular a força exercida pelo cilindro mestre ( $F_{cil}$ ), visto que ele vai ser responsável por realizar a conversão da força do pedal amplificada pelo servo freio para a pressão final que chega aos calipers através da equação 3.23

$$F_{cil} = P_{hid} \cdot A_{cil} \quad (3.23)$$

Onde  $A_{cil}$  representa a área do cilindro em  $mm^2$ . Além disso, conforme abordado na seção 3.2.3, Limpert (1999) explica que as forças musculares máximas que um homem e uma mulher exercem no pedal de freio são em média 823 N e 445 N respectivamente. Assim, conhecendo a força do cilindro e a força do pedal é possível estimar a razão de conversão  $C$ , visto que a força muscular do motorista é convertida e amplificada pelo servo freio segundo a equação 3.24.

$$C = \frac{F_{cil}}{F_p} \quad (3.24)$$

Onde  $F_p$  representa a força muscular no pedal de acionamento e poderá ser importante para verificar fatores como o curso de pedal, o que afeta diretamente o conforto e o desempenho do sistema de freios.

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 Seleção do veículo e verificação dos parâmetros

Para a realização deste trabalho, foi selecionado um veículo de passeio convencional que possua uma potência produzida razoável e que não necessite de discos de freio com capacidades extremas de transferência de calor, como em veículos competitivos. Nesse sentido, foi escolhido o veículo Hyundai Creta 2.0, que utiliza discos ventilados no eixo dianteiro e discos sólidos no eixo traseiro.

De acordo com o fabricante, o carro produz 156 cv de potência e 20,5 kgf.m de torque máximo ao utilizar gasolina. Além disso, suas dimensões são apresentadas na tabela 3 com os dados fornecidos pelo manual do veículo.

Tabela 3 - Especificações das dimensões de um Hyundai Creta

Dimensões	mm	
Comprimento total	4.270	
Largura total	1.780	
Altura total	1.630 / 1.635	
Bitola dianteira	205/65 R16	1.557
	215/60 R17	1.544,60
Bitola traseira	1.570	
	1.558	
Distância entre eixos	2.590	

Fonte: Hyundai (2017).

Em relação aos discos de freios, o modelo utilizado para o eixo dianteiro é o ventilado de fabricante Fremax com 300 mm de diâmetro total. Suas dimensões são apresentadas na tabela 4.

Tabela 4 - Especificações disco ventilado Fremax 300 mm

Tipo de disco	Ventilado
Diâmetro total (DT)	300 mm
Espessura da pista	28 mm
Espessura mínima	26,40 mm
Altura total	47,5 mm
Diâmetro total do furo	69 mm
Quantidade de furos	5

Fonte: Fremax (2023).

Em relação ao eixo traseiro, o disco de freio utilizado é o sólido de fabricante Fremax com 262 mm de diâmetro total. Suas dimensões são mostradas na tabela 5.

Tabela 5 - Especificações disco sólido Fremax 262 mm

Tipo de disco	Sólido
Diâmetro total (DT)	262 mm
Espessura da pista	10 mm
Espessura mínima	8,40 mm
Altura total	45 mm
Diâmetro total do furo	76 mm
Quantidade de furos	5

Fonte: Fremax (2023).

## 4.2 Posicionamento do centro de gravidade

Apesar da disponibilidade dos dados divulgados pelos fabricantes, para o cálculo das cargas de frenagem e da pressão hidráulica é necessário o conhecimento da posição do centro de gravidade, assim como suas distâncias longitudinais em relação ao eixo dianteiro e traseiro. Nesse sentido, esses valores podem ser calculados através da aplicação do momento em relação a um dos eixos.

De acordo com a equação 3.10, nota-se que para o equilíbrio estático no sentido vertical, a carga de reação das rodas tem que ser igual a força peso do veículo. Conhecendo essa relação e aplicando o momento em relação ao eixo dianteiro através da equação 3.4, é possível encontrar a distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade (a):

$$\sum Ma = - P.a + (Rr1 + Rr2). L$$

$$a = \frac{(Rr1+Rr2). L}{P}$$

Segundo o fabricante, o Hyundai Creta apresenta 1,4 toneladas de massa, com uma margem de 400 kg para passageiros e bagagem, totalizando 1,8 toneladas. Sobre a divisão das cargas, pela questão da transferência dinâmica de carga entre eixos e pelo fato do motor e o câmbio estarem com massa concentrada na parte dianteira, nota-se que durante a frenagem o eixo dianteiro concentra o maior peso.

Nesse sentido, por simplificação e sugestão das oficinas consultadas sobre esse aspecto, para este trabalho foi considerado que 60% da carga estática ficará no eixo dianteiro e 40% no eixo traseiro. Assim, considerando essa distribuição de carga e substituindo os valores da equação 3.4 pelos do fabricante, é encontrado que a distância do eixo dianteiro em relação ao centro de gravidade é:

$$a = \frac{(Rr1+Rr2).L}{P}$$

$$a = \frac{(720 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2) \cdot 2,59 \text{ m}}{1800 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

Portanto, **a = 1,036 m** e **b = 1,554 m**, visto que **L = 2,59 m** segundo a tabela 3.5. Além disso, para aplicações no trabalho, também será considerada que a altura do centro de gravidade será 1/3 da altura total do veículo. Esse valor foi considerado devido ocorrer a transferência de carga durante a frenagem e valores muito elevados poderão causar forças de reação extremas no eixo dianteiro.

#### 4.3 Cálculo das cargas dinâmicas considerando as maiores solicitações

Para o cálculo das forças ideais de frenagem, ou seja, na iminência do travamento das quatro rodas, a força máxima de frenagem total é o produto da força peso do veículo pelo coeficiente de atrito cinético entre a roda e o asfalto ( $\mu$ ), onde os utilizados para a análise são os valores de extremidade **0.5** e **0.8** para o asfalto seco. Assim, as cargas dinâmicas podem ser calculadas pelas equações 3.15 e 3.16, onde o somatório das forças de cada eixo resulta na força de frenagem total para esse sistema. Para o cenário de maior solicitação ( $\mu = 0.8$ ) as forças analisadas são:

$$T_f + T_r = \mu \cdot (b + hz) \cdot \frac{P}{L} + \mu \cdot (a - hz) \cdot \frac{P}{L}$$

$$T_f + T_r = \mu \cdot P$$

$$T_f + T_r = 0,8 \cdot 1800 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = \mathbf{14.112 \text{ N}} \text{ ou } \mathbf{14,112 \text{ kN}}$$

Onde  $T_f + T_r$  representam a força total de frenagem entre os dois eixos e existe a carga máxima. Posteriormente, os cálculos serão refeitos para as cargas mínimas.



No momento da frenagem, o veículo apresenta uma desaceleração  $z$  em função da gravidade. Esse efeito pode ser verificado através da equação 3.9 onde ela pode ser definida de acordo com a força de frenagem total e o peso do sistema.

$$z = \frac{TF+TR}{P}$$

$$z = \frac{14112 \text{ N}}{17640 \text{ N}} = 0,8$$

Em relação as forças verticais de reação dos eixos, devido ao efeito de transferência de carga que ocorre por ação da inércia durante o momento da frenagem, ocorre o aumento das forças de reação no eixo dianteiro e diminuição no eixo traseiro. Assim, as forças durante o momento da frenagem podem ser calculadas pelas equações 3.13 e 3.14 para o eixo dianteiro e traseiro.

Para o eixo dianteiro:

$$R_f = (b + hz) \cdot \frac{P}{L}$$

$$R_f = (1,559 \text{ m} + 0,54 \text{ m} \cdot 0,8) \cdot \frac{17640 \text{ N}}{2,59 \text{ m}}$$

$$R_f = 13.560,32 \text{ N}$$

Para o eixo traseiro:

$$R_r = (a - hz) \cdot \frac{P}{L}$$

$$R_r = (1,036 \text{ m} - 0,54 \text{ m} \cdot 0,8) \cdot \frac{17640 \text{ N}}{2,59 \text{ m}}$$

$$R_r = 4.113,72 \text{ N}$$

Onde  $R_f$  e  $R_r$  representam as forças de reação dinâmicas para o eixo dianteiro e traseiro respectivamente. Além disso, é possível verificar o quanto foi a transferência de carga durante a frenagem e analisar como está distribuído o carregamento utilizando o conceito de índice de frenagem de acordo com a equação 3.19.

$$I_f = \frac{R_f}{R_r} = \frac{13560,32 \text{ N}}{4113,72 \text{ N}} = 3,29$$

O índice representa que após o momento da frenagem **76,7%** da carga é concentrada no eixo dianteiro e **23,3%** da carga é concentrada no eixo traseiro. Por esse motivo, no sistema do veículo analisado são considerados discos de freios mais eficientes no eixo dianteiro, pois devido a maior solicitação, será necessário um disco capaz de suportar maiores forças de frenagem e de ter uma melhor capacidade de transferência de calor.

Em relação a carga máxima de frenagem ( $\mu = 0,8$ ), para as forças de frenagem pode ser aplicado o coeficiente de atrito em relação a força normal de cada eixo através das equações 3.15 e 3.16 para análise na iminência do travamento.

Para o eixo dianteiro:

$$T_f = \mu \cdot (b + hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (\mu = 0,8),$$

$$\mathbf{T_f = 10.843,25 \text{ N}}$$

Para o eixo traseiro:

$$T_r = \mu \cdot (a - hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (\mu = 0,8),$$

$$\mathbf{T_r = 3.290,97 \text{ N}}$$

Onde  $T_f$  e  $T_r$  representam as forças de frenagem produzidas em cada eixo. Além disso, o valor da altura do centro de gravidade foi considerado como 0.54 m (1/3 da altura total), pois valores acima disso causariam que mais de 80% da força de frenagem seria conduzida apenas para o eixo dianteiro, o que seria uma situação extrema e de maior desgaste das pastilhas.

Em relação ao torque produzido na frenagem, de acordo com as equações 3.17 e a 3.18 para encontrá-lo basta multiplicar a força de frenagem produzida em cada eixo pelo raio do pneu, que deverá ser calculado. Segundo o fabricante, o pneu recomendado para o Hyundai Creta 2.0 tem as dimensões **215/60 R17 96H**.

Em relação ao diâmetro do aro, convertendo o aro 17 para milímetros é encontrado o valor de 431.8 mm. Entretanto, para a medida total, também é necessário somar esse número aos dois flancos do pneu, que corresponde a duas vezes a altura de cada um. Seguindo a leitura, cada altura é 60% da largura 215 mm, totalizando 258 mm. Assim o diâmetro total é 689,8 mm, logo o raio é 344,9 mm. Aplicando esse raio os torques encontrados são  **$t_f = 3739,83 \text{ N.M}$**  e  **$t_r = 1135,06 \text{ N.M}$** .

#### 4.4 Cálculo das forças e pressões hidráulicas nas pastilhas

De acordo com as tabelas 4 e 5, os diâmetros totais para os discos de freios dianteiros e traseiros são 300 mm e 262 mm respectivamente, onde um é ventilado e o outro sólido. Além disso, para cada um existe uma pinça mecânica compatível com o diâmetro do disco. Nesse sentido, as duas pinças compatíveis utilizadas para a análise são a **Ridex 78B0408** com 57 mm de diâmetro de êmbolo para os discos dianteiros e a **Ridex 78B1035** com 34 mm de diâmetro de êmbolo para os discos traseiros. Esses valores serão aplicados para o cálculo das pressões hidráulicas.

Em relação a força aplicada pela pastilha de freio, ela pode ser calculada para cada eixo de acordo com a equação 3.20, considerando o raio 344,9 mm verificado para a roda, assumindo a posição radial do centro das pastilhas como 100mm.

Para o eixo dianteiro:

$$FD1 = \frac{1}{2} Tr \frac{R}{rf}$$

$$FD1 = \frac{1}{2} \cdot 10843 \text{ N} \cdot \frac{0.3449 \text{ m}}{0.1 \text{ m}}$$

$$\mathbf{FD1 = 18.698,75 \text{ N}}$$

Para o eixo traseiro:

$$FD2 = \frac{1}{2} Tr \frac{R}{rf}$$

$$FD2 = \frac{1}{2} \cdot 3290,97 \text{ N} \cdot \frac{0.3449 \text{ m}}{0.1 \text{ m}}$$

$$\mathbf{FD2 = 5.675,27 \text{ N}}$$

Em relação a pressão hidráulica, ela pode ser encontrada de acordo com a equação 3.21, onde ela depende da área de atuação do êmbolo da pinça mecânica e das forças nas pastilhas. Além disso, para a análise é considerado o valor máximo do coeficiente de atrito para uma pastilha de cerâmica selecionada para essa aplicação, que no caso possui  $\mu_p$  de 0.45. Assim, as pressões são calculadas a seguir.

$$\text{Phid1} = \frac{FD1}{A1\mu p}$$

$$\text{Phid1} = \frac{18698,75 \text{ N}}{2550,465 \text{ mm}^2 \cdot 0,45}$$

$$\text{Phid1} = \mathbf{16.29 \text{ MPa}}$$

$$\text{Phid2} = \frac{FD2}{A2\mu p}$$

$$\text{Phid2} = \frac{5675.27 \text{ N}}{907,46 \text{ mm}^2 \cdot 0,45}$$

$$\text{Phid2} = \mathbf{13,89 \text{ MPa}}$$

Onde Phid1 e Phid2 são as pressões hidráulicas nas pastilhas de disco de cada eixo; e A1 e A2 representam as áreas de atuação dos êmbolos presentes nas pinças com valores de **A1 = 2550,465 mm<sup>2</sup>** para as pinças do eixo dianteiro e **A2 = 907,46 mm<sup>2</sup>** para as do eixo traseiro de acordo com as informações do fabricante.

Apesar da disposição das pressões hidráulicas, por questões de segurança é utilizada a maior pressão, no caso a de 16,29 MPa. Esse valor é considerado para situações de emergência, onde é desejável o travamento das rodas dianteiras quando necessário, de forma a não existir o acionamento prematuro do eixo traseiro. Aplicando essa pressão no eixo traseiro é possível encontrar a sua nova força.

$$FD2' = \text{Phid1} \cdot A2\mu p$$

$$FD2' = 16.29 \text{ MPa} \cdot 907,46 \text{ mm}^2 \cdot 0,45$$

$$FD2' = \mathbf{6652.13 \text{ N}}$$

Para manter o carregamento dinâmico verificado nos cálculos anteriores, é possível fazer ajustes de forma a preservar as forças de frenagem nos dois eixos ao aplicar as novas forças das pastilhas **FD2'** no eixo traseiro. Isso pode ser feito reduzindo seu raio efetivo **rf2** de forma a diminuir o tamanho do eixo traseiro.

$$rf2' = \frac{1}{2} \cdot 3.290,97 \text{ N} \cdot \frac{0.3349 \text{ m}}{6652.13 \text{ N}} = \mathbf{82 \text{ mm}}$$

Com os dados dos discos de freio calculados, também é possível calcular a força realizada pelo cilindro mestre, pois através dela é possível analisar a força aplicada pelo motorista através da razão de conversão C.

De acordo com o fabricante, o Hyundai Creta apresenta o cilindro mestre produzido pela própria montadora com diâmetro de 22,20 mm. Assim, a área de seção transversal do cilindro vai ser **386.88 mm<sup>2</sup>**. Partindo desse valor, a força gerada pelo cilindro mestre pode ser verificada de acordo com a equação 3.23.

$$F_{cil} = Phid. A_{cil} = 16.29 \text{ MPa} \cdot 386.88 \text{ mm}^2$$

$$\mathbf{F_{cil} = 6.302,27 \text{ N}}$$

Em relação a razão de conversão C, é possível testar diversas forças de aplicação no sentido de verificar esse valor, assim é possível analisar os valores máximos para homens e mulheres de 823N e 445N respectivamente na equação 3.24.

$$C = \frac{F_{cil}}{F_p}$$

Substituindo os valores é encontrado que o valor máximo da razão de conversão para homens no sistema é **7.6** e para mulheres **14.2**. O resultado dos cálculos pode ser verificado na tabela 6.

Tabela 6 - Planilha de cálculos para maiores solicitações

Dados	Valor	Descrição
a	1,036 m	Distância horizontal do eixo dianteiro para o cg
b	1,554 m	Distância horizontal do eixo traseiro para o cg
h	0,54 m	Altura do centro de gravidade com o solo
z	0,8	Desaceleração em proporção com a gravidade
Rf	13.560,32 N	Reação dinâmica do eixo dianteiro
Rr	4.113,72 N	Reação dinâmica do eixo traseiro
Tf	10.843,25 N	Força de frenagem eixo dianteiro
Tr	3290,97 N	Força de frenagem eixo traseiro
Tf	3739,83 N.M	Torque eixo dianteiro
Tr	1135,06 N.M	Torque eixo traseiro
FD1	18.698,75 N	Força da pastilha dianteira no disco
FD2	5.675,27 N	Força da pastilha traseira no disco
FD2'	6.652,13 N	Força da pastilha traseira com maior pressão
Phid1	16,29 MPa	Pressão hidráulica do eixo dianteiro
Phid2	13,89 MPa	Pressão hidráulica do eixo traseiro
rf1	100 mm	Raio efetivo disco dianteiro
rf2	82 mm	Raio efetivo disco traseiro
Fcil	6.302,27 N	Força do cilindro mestre
C	7.6 e 14.2	Razão de conversão

#### 4.5 Parâmetros de frenagem considerando menores solicitações

Para efeito de comparação, é possível calcular as cargas e pressões envolvidas no sistema dinâmico com menores forças de frenagem no intuito de relacioná-las com o cenário de maior solicitação na análise estrutural do sistema. Isso é possível variando o coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto ( $\mu$ ), onde para as situações de menores forças de atrito o coeficiente dinâmico é de 0.5 para o asfalto seco. Nesse sentido, os cálculos são realizados para as forças de frenagem dos eixos dianteiro e traseiro de acordo com as equações 3.15 e 3.16.

Para o eixo dianteiro:

$$T_f = \mu \cdot (b + hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (\mu = 0,5)$$

$$\mathbf{T_f = 6.214,98 N}$$

Para o eixo traseiro:

$$T_r = \mu \cdot (a - hz) \cdot \frac{P}{L} \quad (\mu = 0.5)$$

$$\mathbf{T_f = 2.608,54 N}$$

As forças de frenagem em cada eixo são definidas com **70,4%** delas no eixo dianteiro e **29,6%** no traseiro. Multiplicando as cargas pelo raio do pneu são obtidos os torques, onde os valores são de **2.143,54 N.M** e **899,685 N.M** para o eixo dianteiro e traseiro. Além disso, para calcular as forças nas pastilhas de freio, as cargas de frenagem são novamente aplicadas na equação 3.20 utilizando os mesmos parâmetros de raio efetivo de 100 mm e coeficiente de atrito da pastilha ( $\mu_p$ ) de 0.45.

$$FD = \frac{1}{2} T_f \frac{R}{r_f} \quad (\mu_p = 0.45)$$

Onde substituindo valores é encontrado que **FD1 = 10.717,73 N** e **FD2 = 4498,43 N**, os quais representam as forças realizadas pela pastilha no disco de freio dianteiro e traseiro. Com os cálculos realizados, é possível verificar as pressões hidráulicas nesse sistema utilizando a equação 3.21.

$$Phid = \frac{FD}{A\mu p}$$

Onde os valores verificados são **9,33 MPa** e **11,01 MPa** para os eixos dianteiro e traseiro. Entretanto, de forma semelhante ao caso de maior solicitação, é utilizada a maior pressão por questões de segurança, onde existe a prevenção da ativação prematura do eixo dianteiro. Utilizando a nova pressão no eixo dianteiro, é encontrado o novo valor **FD1' = 12626,27 N**. Apesar dos novos valores, é importante manter a proporção do carregamento dinâmico, assim é calculado o novo raio efetivo e consequentemente reduzindo as dimensões do eixo dianteiro.

$$rf2' = \frac{1}{2} 6214,98 \text{ N} \cdot \frac{0,3349 \text{ m}}{12.626,41 \text{ N}} = 82 \text{ mm}.$$

Ao utilizar a pressão hidráulica de maior valor, é possível verificar a força de atuação do cilindro mestre (Fcil) com a multiplicação dela pela área transversal do cilindro. Assim a força calculada é **4259.54 N**. Além disso, dividindo esse valor pela força muscular máxima estimada, as razões de conversão são de **5.17** para homens e **9.57** para mulheres. Os resultados obtidos são mostrados na tabela 7.

Tabela 7 - Planilha de cálculos para menores solicitações

Dados	Valor	Descrição
a	1,036 m	Distância horizontal do eixo dianteiro para o cg
b	1,554 m	Distância horizontal do eixo traseiro para o cg
h	0,54 m	Altura do centro de gravidade com o solo
z	0,5	Desaceleração em proporção com a gravidade
Rf	12.429,96 N	Reação dinâmica do eixo dianteiro
Rr	5.217,08 N	Reação dinâmica do eixo traseiro
Tf	6.214,98 N	Força de frenagem eixo dianteiro
Tr	2.608,54 N	Força de frenagem eixo traseiro
Tf'	2143,54 N.M	Torque eixo dianteiro
Tr'	899,685 N.M	Torque eixo traseiro
FD1	10.717,73 N	Força da pastilha dianteira no disco
FD2	4.498,43 N	Força da pastilha traseira no disco
FD1'	12.626,27 N	Força da pastilha dianteira com a maior pressão
Phid1	9,33 MPa	Pressão hidráulica do eixo dianteiro
Phid2	11,01 MPa	Pressão hidráulica do eixo traseiro
rf1	82 mm	Raio efetivo disco dianteiro
rf2	100 mm	Raio efetivo disco traseiro
Fcil	4.259,54 N	Força do cilindro mestre
C	5.17 e 9.57	Razão de conversão

## 4.6 Modelagem dos discos e pastilhas de freio

Após o cálculo das cargas realizadas pelas pastilhas e das pressões hidráulicas nos dois eixos, é necessário executar a modelagem dos discos de freio e das suas respectivas pastilhas. Nesse sentido, as peças foram construídas no *SolidWorks* junto com suas vistas através do desenho técnico elaborado no programa. Após isso, o software poderá executar as simulações computacionais com as condições de contorno desejadas e exibir a análise estrutural pelo método dos elementos finitos.

Os discos de freio modelados e os demais componentes são referentes ao modelo Hyundai Creta 2.0 modelo 2017. Seus dados são fornecidos pelo fabricante Fremax e são utilizados discos ventilados no eixo dianteiro e sólidos no eixo traseiro. Essa diferença existe devido a maior parte da carga ser concentrada no eixo dianteiro, assim é necessária uma estrutura mais robusta e com melhor dissipação de calor.

### 4.6.1 Estrutura dos discos dianteiros

Segundo a Fremax (2023), para o disco dianteiro as dimensões são **300 mm** de diâmetro total, **28 mm** de espessura de pista, **47,5 mm** de altura total e **69 mm** de diâmetro total de furo. Nesse sentido, a montagem do disco e pastilhas dianteiras; a estrutura do disco ventilado e seu desenho são representados nas figuras 27, 28 e 29.

Figura 27 - Modelagem do disco ventilado e pastilhas dianteiras

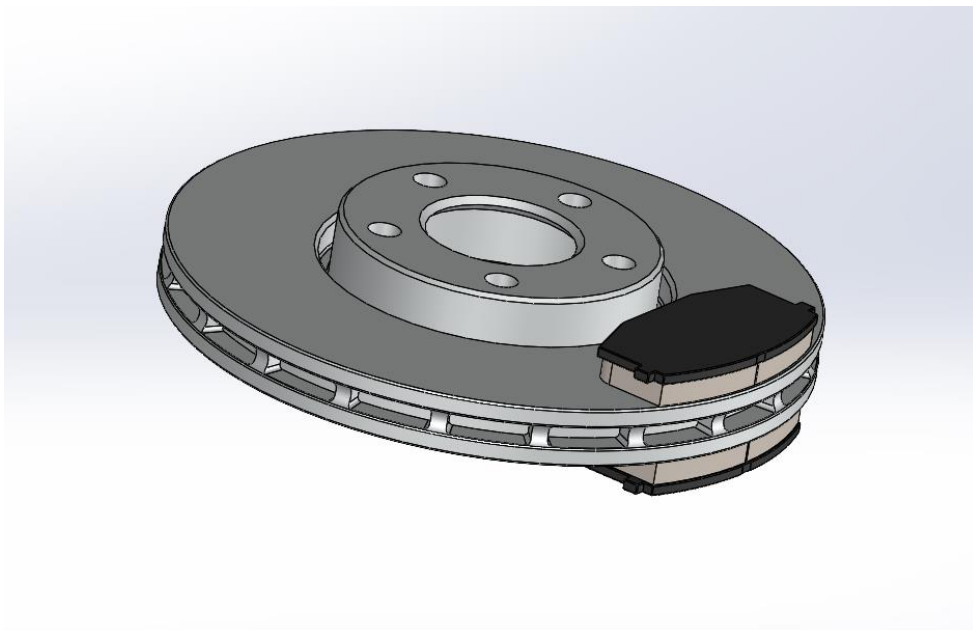




Figura 28 - Disco ventilado (eixo dianteiro)

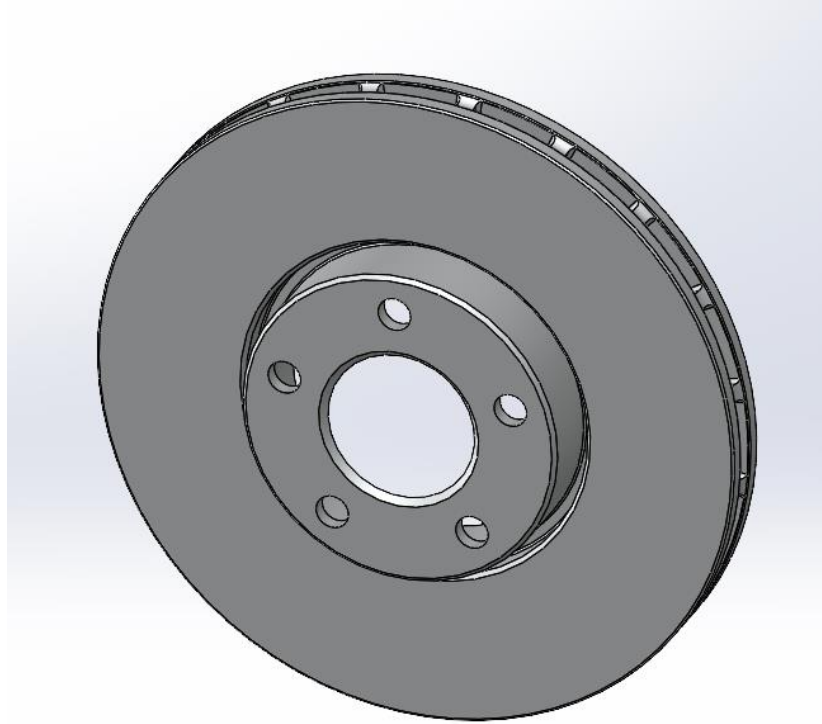
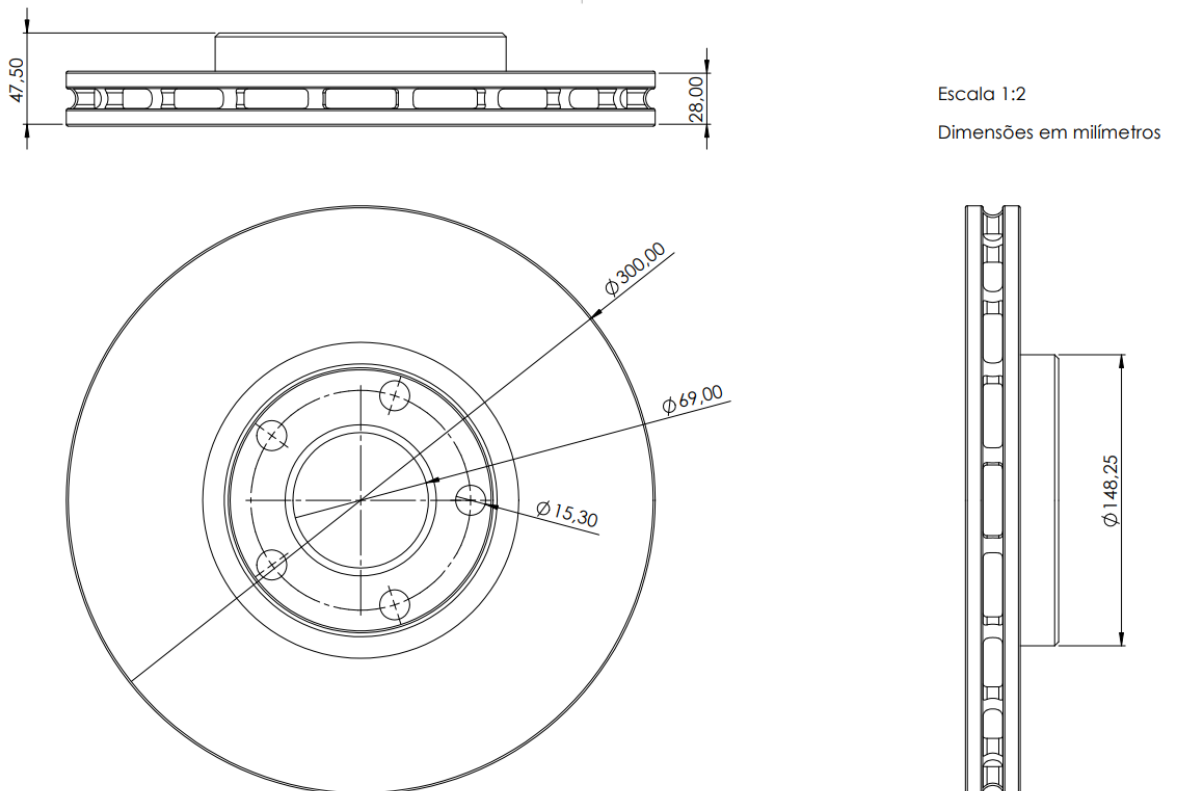


Figura 29 - Desenho com dimensões do disco ventilado (eixo dianteiro)



#### 4.6.2 Estrutura dos discos traseiros

Em relação aos discos traseiros, é notável que em situação estática 40% da carga se concentra neles. Entretanto, por ação da inércia e da transferência de carga interna durante a frenagem máxima, esse valor diminui para 23.3%. Nesse sentido, devido a menores solicitações são utilizados discos sólidos mais simples e com capacidades reduzidas de dissipar o calor por questões de manutenção mais barata. A sua estrutura consiste de apenas um disco, enquanto o disco ventilado apresenta dois discos menores unidos por uma câmara interna para melhor circulação de ar.

Segundo a Fremax (2023), o Hyundai Creta 2.0 utiliza no eixo traseiro discos de freios sólidos com as dimensões de **262 mm** de diâmetro total, **10 mm** de espessura de pista, **45 mm** de altura total e **76 mm** de diâmetro total de furo. Assim, a modelagem do disco junto com as pastilhas dianteiras; a estrutura do disco sólido e o desenho técnico com suas vistas são representados pelas figuras 30, 31 e 32.

Figura 30 – Modelagem do disco sólido e pastilhas traseiras

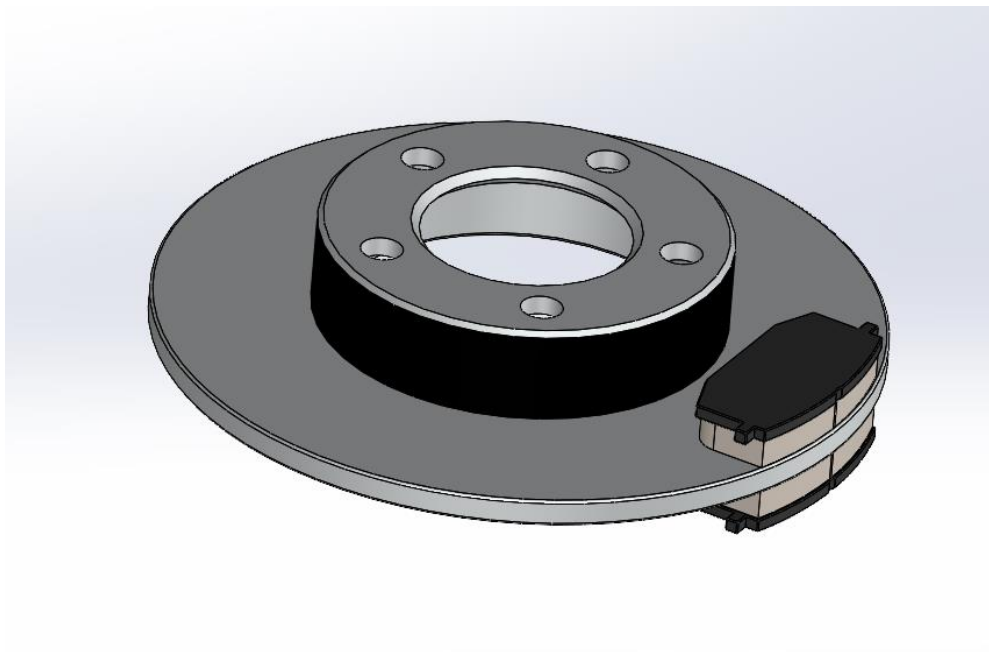


Figura 31 - Disco Sólido (eixo traseiro)

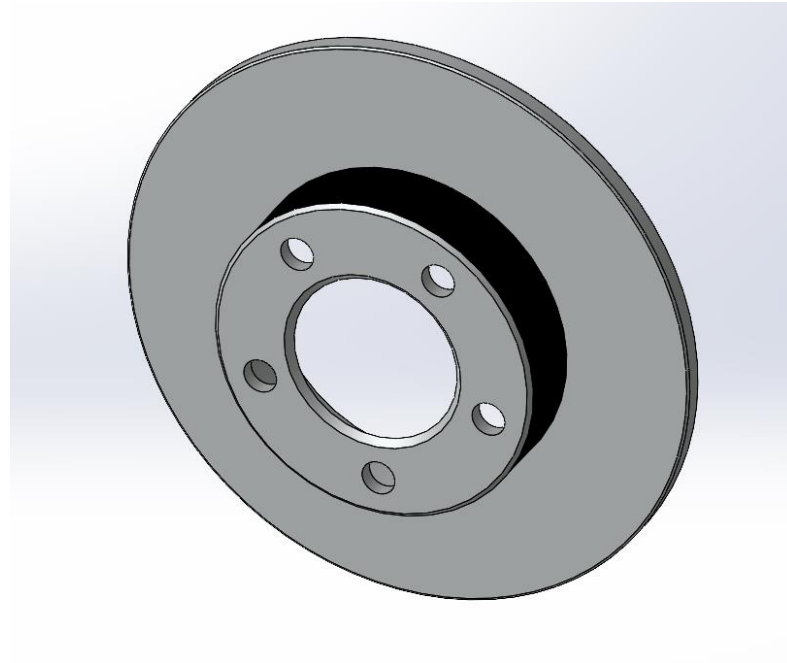
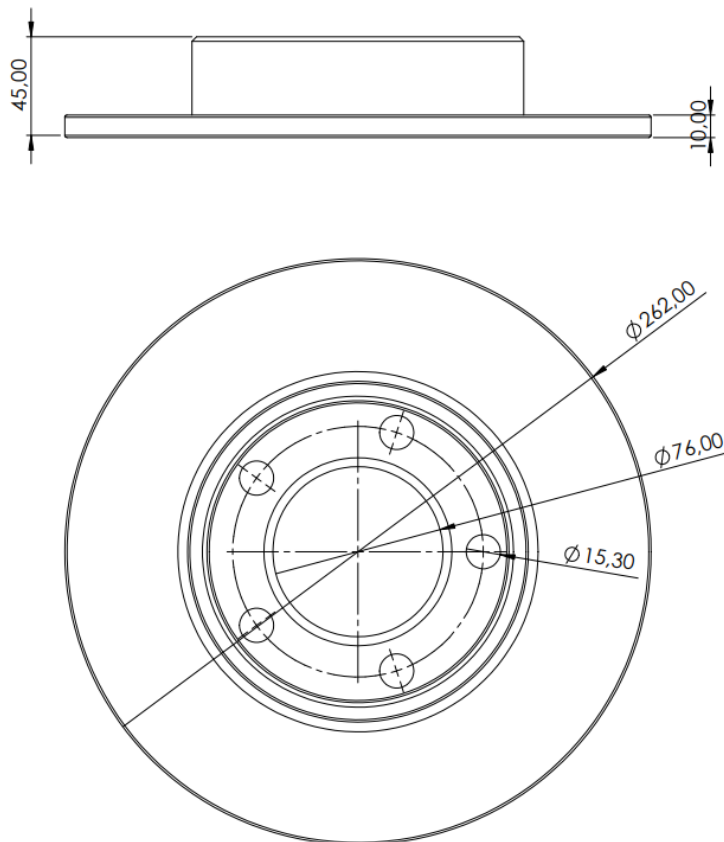
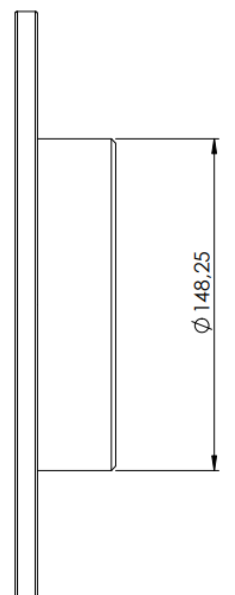


Figura 32 – Desenho com dimensões do disco sólido (eixo traseiro)



Escala 1:2

Dimensões em milímetros



#### 4.6.3 Estrutura das pastilhas de discos de freio

Em relação as pastilhas de disco, foram selecionadas as compostas por cerâmica da fabricante Brembo. Essa decisão foi tomada pois além delas serem compatíveis com o Hyundai Creta 2.0, elas também possuem o coeficiente de atrito ( $\mu_p$ ) de 0.45, que foi o valor utilizado nos cálculos das cargas que as pastilhas efetuam nos discos de freio. Além disso, segundo a Brembo (2023) as pastilhas compostas por famílias de cerâmica apresentam menores distâncias de frenagem e menos efeitos de ruídos e vibrações, o que as torna também pastilhas mais confortáveis.

Com a seleção das pastilhas adequadas para uso nos discos, a utilizada como referência no disco dianteiro é o modelo **P30034N** de cerâmica fabricada pela Brembo. Segundo o fabricante, ela apresenta as dimensões de **130 mm** de largura, **16 mm** de espessura e **60 mm** de altura total. Nesse sentido, a modelagem da pastilha dianteira e o desenho com suas vistas são representados pelas figuras 33 e 34.

Figura 33 - Pastilha de freio dianteira

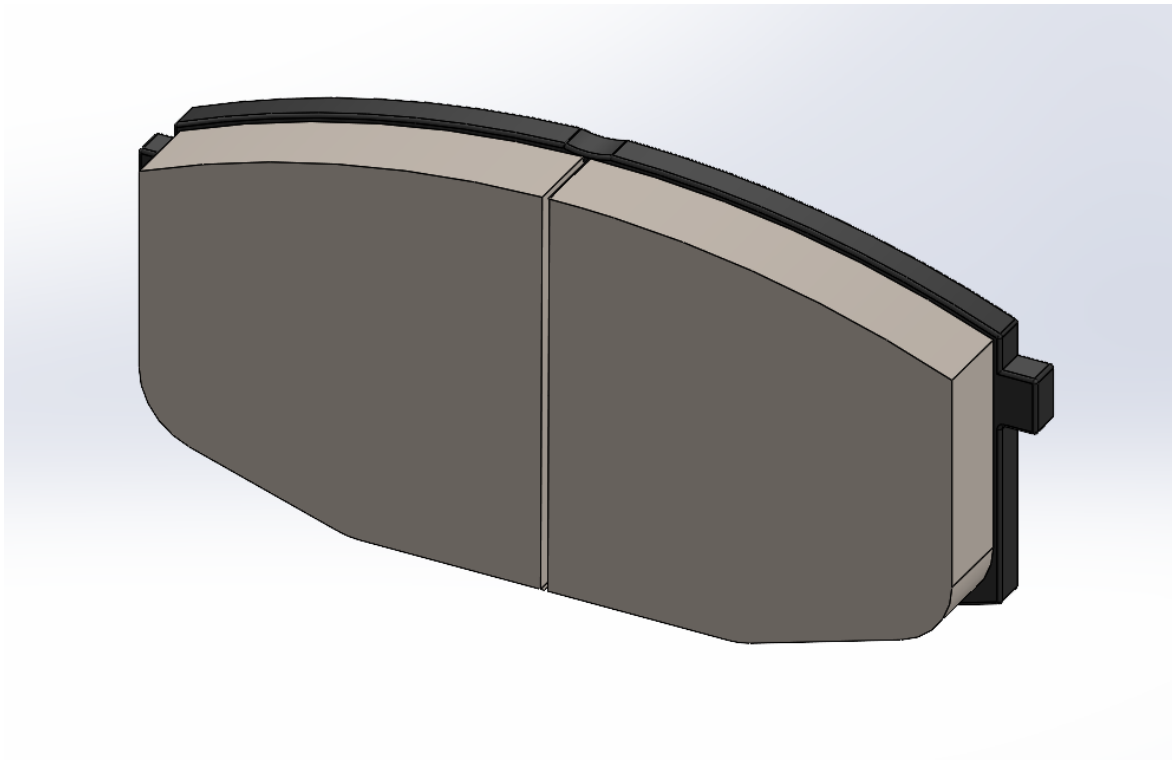
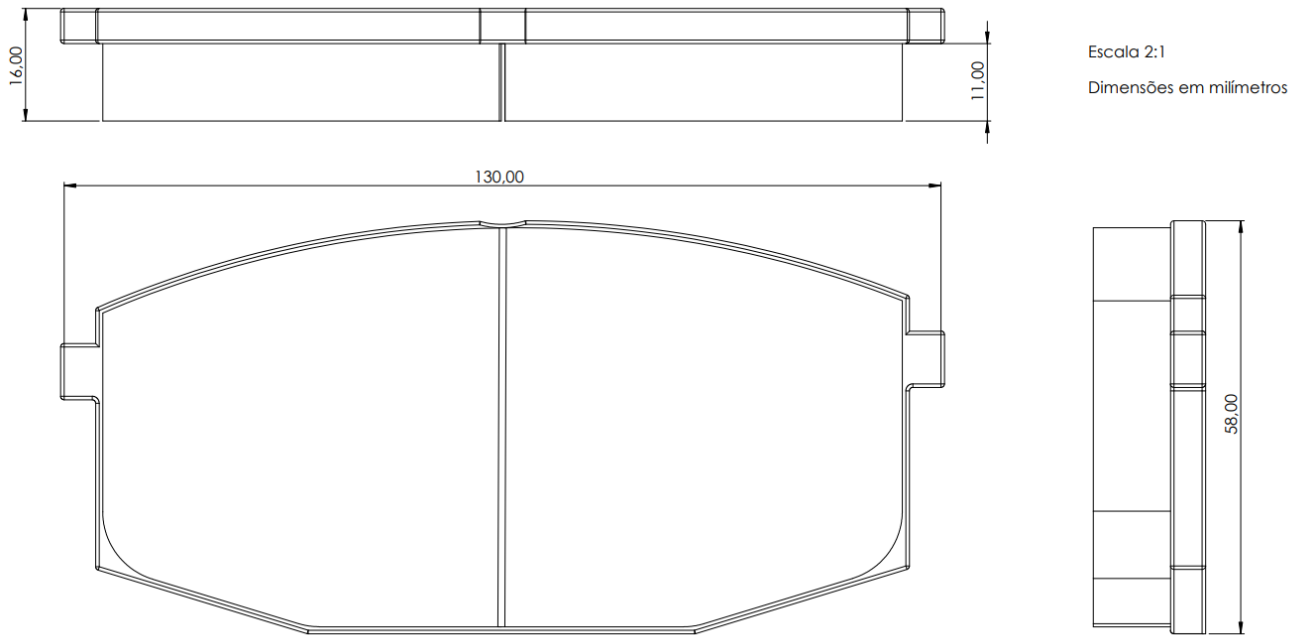


Figura 34 - Desenho com dimensões da pastilha dianteira



Em relação as pastilhas traseiras, pela estrutura mais compacta do disco sólido, elas também são reduzidas. Nesse sentido, o modelo utilizado para os discos traseiros é o **P30068N** de cerâmica da Brembo. Segundo o fabricante, suas dimensões são de **93 mm** de largura, **16 mm** de espessura e **41 mm** de altura total, e sua estrutura e o desenho com as vistas são representados pelas figuras 35 e 36.

Figura 35 - Pastilha de freio traseira

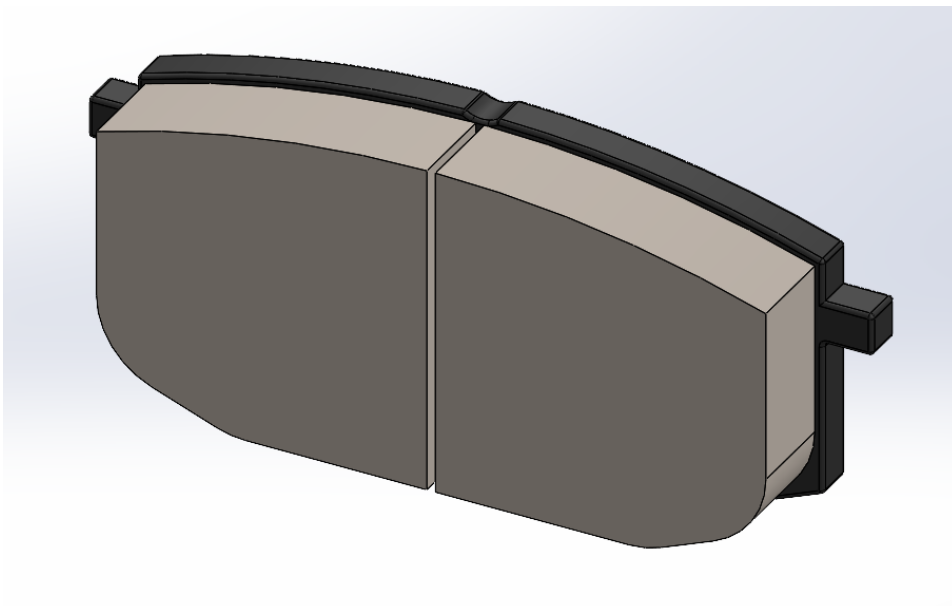
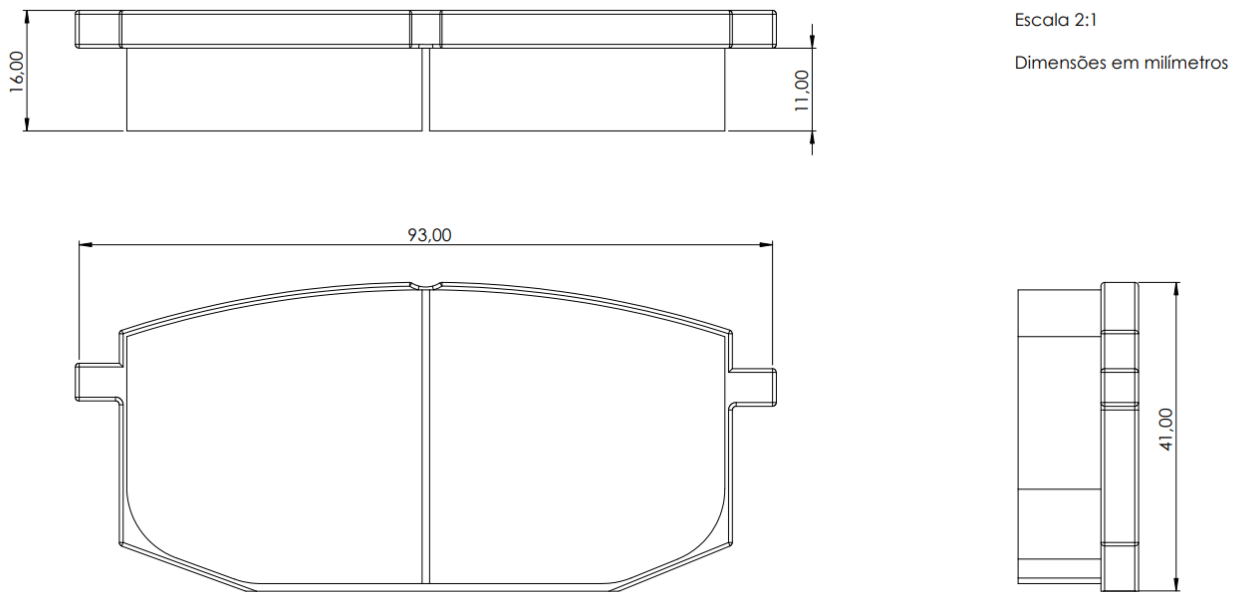


Figura 36 - Desenho com dimensões da pastilha traseira



#### 4.6.4 Materiais do disco de freio

Devido as condições as quais o disco estará submetido, é necessário um tipo de material resistente à altas temperaturas, pois existe bastante transferência de calor durante a frenagem, especialmente no disco dianteiro onde as solicitações são maiores. Nesse sentido, segundo a Fremax (2023) o material utilizado para a confecção dos discos consiste de ligas metálicas com alto teor de carbono, onde sua maior vantagem é a melhor dissipação de calor, o que aumenta tanto o desempenho, quanto a vida útil do sistema de freios.

No mercado de freios em geral, grande parte dos discos de freio é produzida de ferro fundido cinzento. Essa seleção é feita pelo maior teor de carbono encontrado nessa liga, sendo mais resistente à altas temperaturas. Além disso, é um material de baixo custo e alta usinabilidade permitindo a criação de todos os tipos de peças, desde as mais simples até as mais complexas. Assim, esse material é um dos mais populares nos discos de freios nacionais encontrados inclusive no discos do Hyundai Creta e em outros discos produzidos pela Fremax, sendo adequado para o projeto.

Após a decisão de utilizar o ferro fundido cinzento, visto ele estar dentro parâmetros utilizados pela Fremax e ser uma liga metálica popular nesse tipo de veículo, o material é aplicado nos discos sólidos e ventilados junto com suas propriedades mais importantes. Assim, os dados para as simulações são mostrados na figura 37, onde o programa poderá avaliar o comportamento do sistema.

Figura 37 - Propriedades do ferro fundido cinzento

Tipo de modelo:   Salvar tipo mod. na biblioteca

Unidades:

Categoria:

Nome:

Descrição:

Origem:

Sustentabilidade:

Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	66178.1	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.27	N/A
Módulo de cisalhamento	50000	N/mm <sup>2</sup>
Massa específica	7200	kg/m <sup>3</sup>
Resistência de tração	151.658	N/mm <sup>2</sup>
Resistência à compressão	572.165	N/mm <sup>2</sup>
Limite de escoamento		N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica	1.2e-05	/K
Condutividade térmica	45	W/(m·K)
Calor específico	510	J/(kg·K)
Coefficiente de amortecimento do material		N/A

Fonte: SolidWorks (2020).

Apesar da alta concentração de carbono, nota-se pela figura que ele pode ser considerado frágil, visto sua resistência a tração ser bem inferior em comparação com sua resistência a compressão. Entretanto, esse limite é variável entre 10 a 40 Kgf/mm<sup>2</sup>, pois segundo Pieske (1974) essa propriedade depende de fatores como composição química; velocidade de solidificação e de resfriamento. Portanto, o tratamento térmico correto pode ser essencial na obtenção de peças resistentes.

## 4.7 Simulações computacionais e análises estruturais

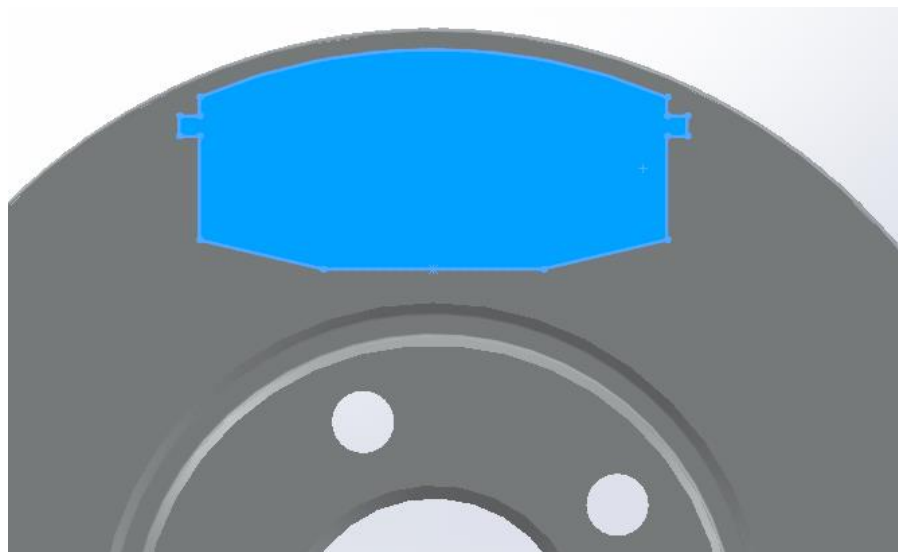
Após a da modelagem dos discos de freios dianteiros, traseiros e suas pastilhas, é possível aplicar as cargas nos sistemas para verificar o comportamento estrutural através da análise das tensões de Von Mises, deslocamentos e avaliar os resultados pelo coeficiente de segurança com o *SolidWorks Simulation*.

Em relação as cargas aplicadas ao sistema, o sistema hidráulico do veículo transmite a força no pedal gerada pelo motorista para os calipers através do cilindro mestre e suas linhas de freio. Assim, a pressão hidráulica que chega ao sistema vai pressionar os pistões que podem empurrar as pastilhas no disco de freio. Nesse sentido, é possível aplicar a pressão hidráulica máxima e a mínima ao longo da estrutura do disco para avaliar como ele se comporta nas extremidades.

### 4.7.1 Simulação e análise estrutural para maiores solicitações

Para o cenário de frenagem máxima nos discos ventilados, a pressão hidráulica calculada para o maior coeficiente de atrito é aplicada ao disco. Entretanto, é necessária a seleção das condições iniciais antes das cargas. Nesse sentido, primeiro é estabelecida a região de contato entre o disco e suas pastilhas através do recurso ***Split Line***, onde é possível projetar a área de atuação da pastilha ao longo da face do disco, sendo esse recurso representado pela figura 38.

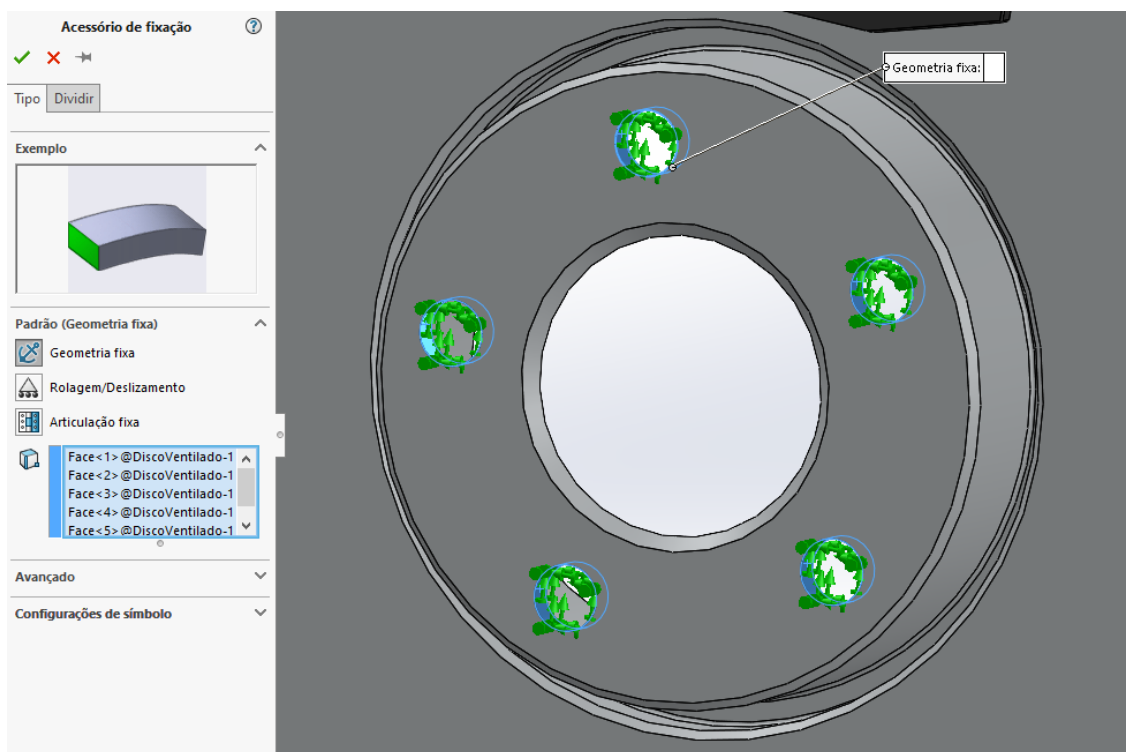
Figura 38 – Projeção da área de atuação da pastilha





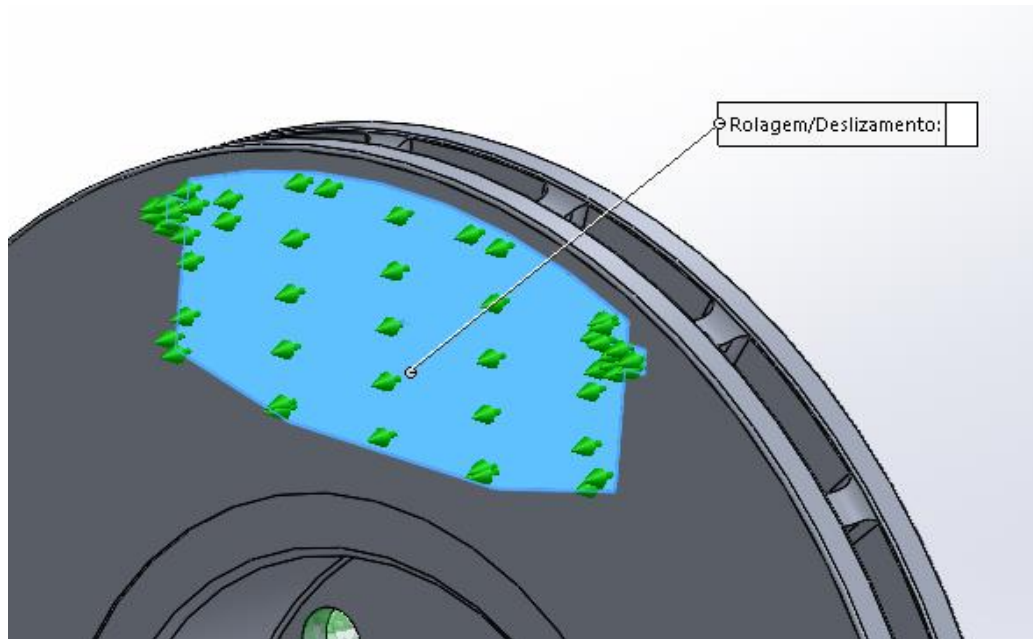
Com o estabelecimento das regiões de contato entre as pastilhas e o disco ventilado, é necessária a aplicação das condições de contorno adequadas de forma que o sistema tenha as restrições corretas. Assim, o recurso de análise estática oferece a opção de acessórios de fixação, onde é possível fixar o disco nas regiões desejadas. Nesse sentido, a primeira fixação foi aplicada nas regiões de cada furo pertencentes aos parafusos do rotor através do recurso **Geometria Fixa** e pode ser representada pela figura 39 ao longo das faces de cada região dos furos.

Figura 39 – Fixação da região dos furos para os parafusos do rotor



Para garantir o deslizamento da pastilha durante a frenagem também foi aplicada uma restrição do tipo **Rolagem/Deslizamento** na região de atuação da pastilha interna. Esse tipo de restrição permite a movimentação dela ao longo da superfície do disco, mas de forma que ela fique limitada sempre na direção normal ao plano. Esse recurso torna o cenário mais fiel ao cenário real, pois uma restrição do tipo geometria fixa nessa região impediria a pastilha de atritar na região do disco. A aplicação desse acessório de fixação é representada pela figura 40.

Figura 40 - Fixação do tipo Rolagem/Deslizamento da pastilha interna



Após a definição das condições de contorno iniciais é possível aplicar as cargas das pastilhas no disco de freio, onde a forma que é realizada depende do tipo de pinça utilizada no veículo. Segundo o fabricante, os modelos de caliper utilizados nos discos dianteiros e traseiros são do tipo **flutuante**. Nesse sentido, ele pode realizar pequenos movimentos pelo deslizamento sobre pinos-guia. Além disso, na pinça mecânica flutuante existe a ação de apenas um cilindro que pressiona a pastilha interna. Após isso, o caliper movimenta pressionando o disco contra a pastilha externa por reação.

Portanto, para analisar as cargas no sistema nas suas condições de maiores solicitações foi aplicada a pressão hidráulica máxima apenas na pastilha interna (**Phid1 = 16,29 MPa**). Entretanto, além da pressão existem as componentes friccionais geradas pelo contato das pastilhas com o disco, produzidas através das forças normais ao disco. Seu valor pode ser calculado multiplicando a força hidráulica máxima (**FD1 = 18.698 N**) pelo coeficiente de atrito entre pastilha e disco que para esse estudo será admitido como **0.6**. O resultado pode ser verificado a seguir.

$$\text{Componente Friccional} = 18.698 \cdot 0,6 = \mathbf{11.219 N}$$

Após o cálculo das forças friccionais, é possível analisar como a estrutura se comporta ao receber todas as cargas. Nesse sentido, a figura 41 mostra a aplicação da pressão hidráulica na pastilha interna, enquanto a figura 42 representa a aplicação da componente friccional na região das duas pastilhas. Além disso, é notável que para as cargas friccionais, elas foram aplicadas no sentido da circunferência para maior fidelidade, onde o programa as interpreta como coordenadas cilíndricas.

Figura 41 – Pressão hidráulica aplicada ao disco ventilado (máxima)

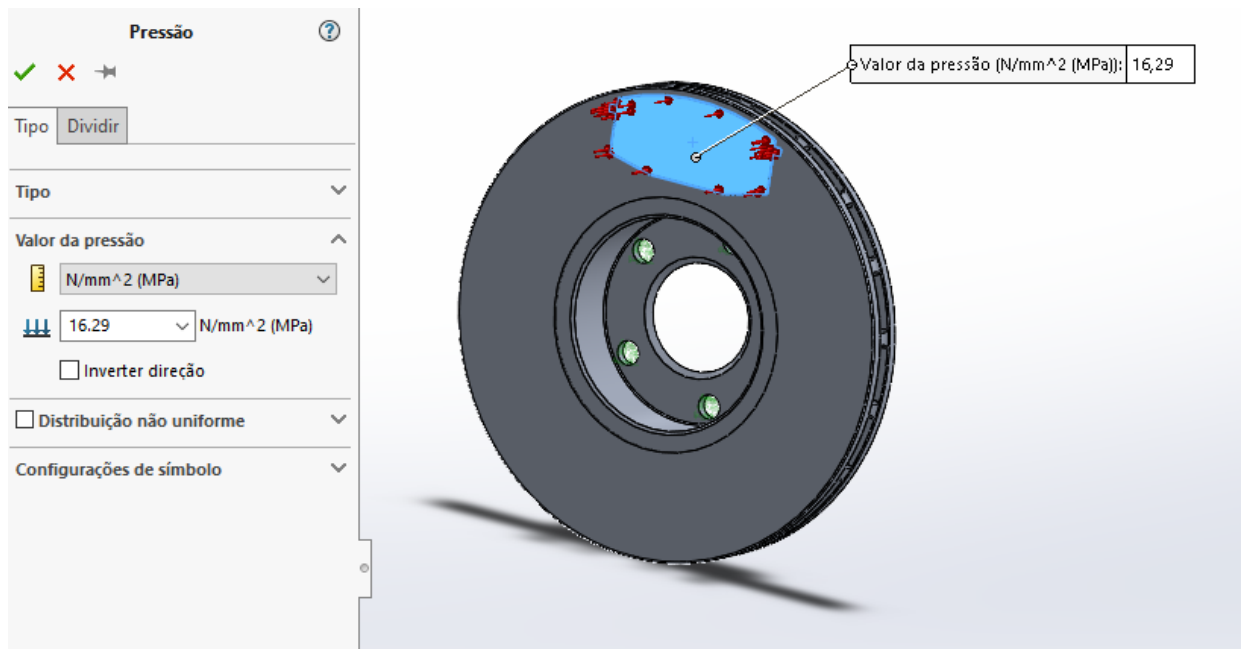
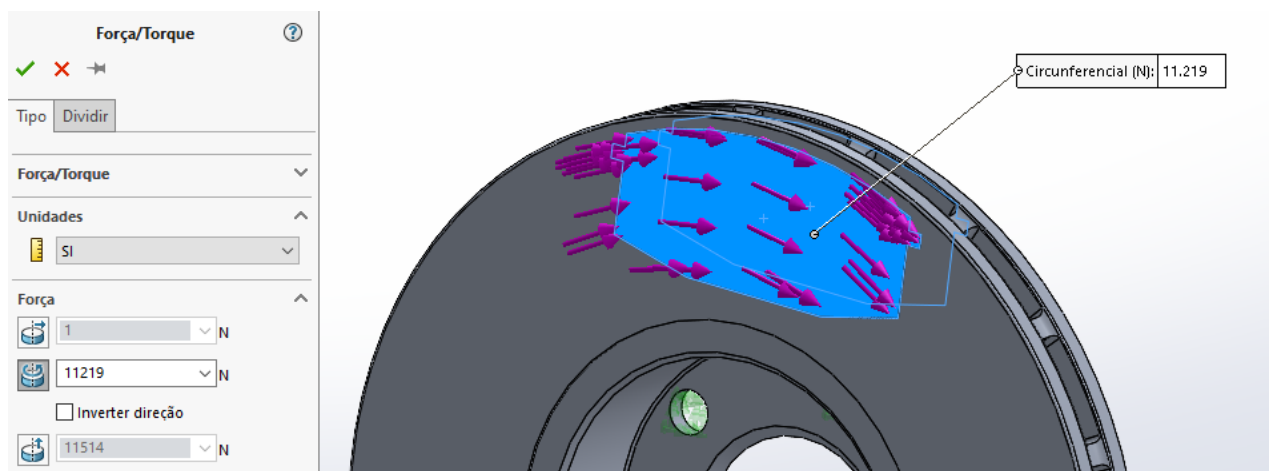


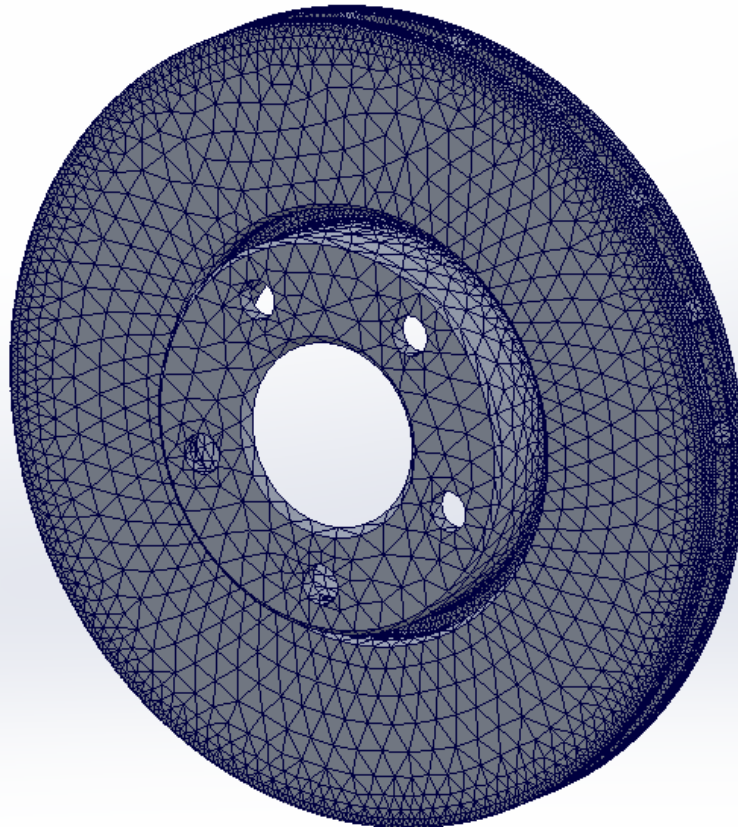
Figura 42 - Cargas friccionais aplicadas ao disco ventilado (máximas)



Com as condições de contorno e propriedades definidas, o sistema poderá criar a malha de acordo com o refinamento desejado. Assim, a malha utilizada é baseada na curvatura do disco com maior refinamento possível representada pela figura 43.

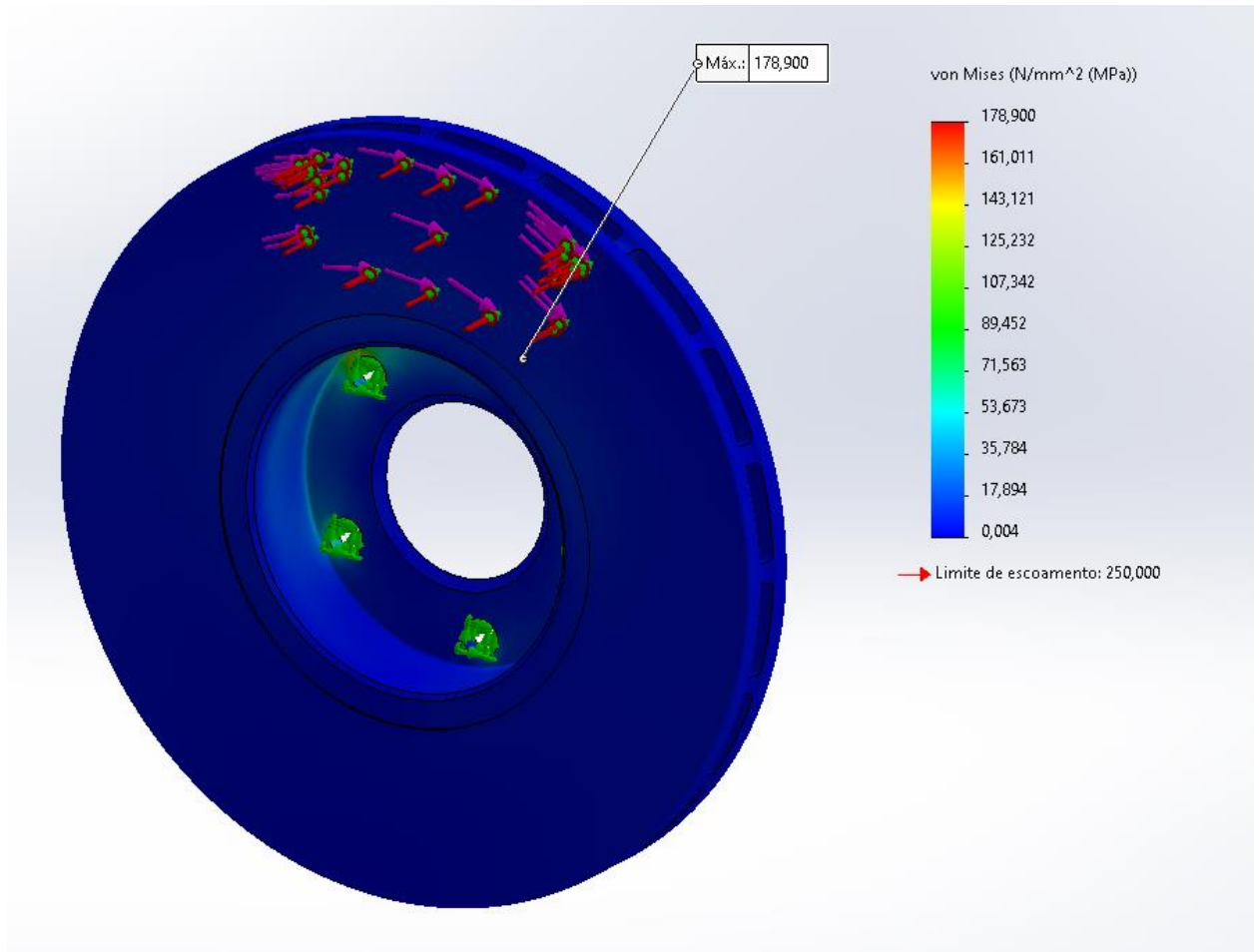
Figura 43 - Malha do modelo Disco Ventilado

Nome do modelo: MontagemDiscVentReal  
Nome do estudo: Análise estática máxima(-Valor predeterminado-)  
Tipo de malha: Malha sólida



Com a malha gerada, é possível executar a simulação para analisar o comportamento das cargas ao longo da estrutura do disco de freio. Nesse sentido, no final do processo o programa disponibiliza os resultados das tensões de Von Mises e possíveis deslocamentos ao receber as cargas. A partir desses valores, os resultados serão avaliados na seção resultados e discussão de acordo com o coeficiente de segurança, onde foi utilizado o **critério da tensão de Von Mises máxima**. As tensões ao longo da estrutura são representadas pela figura 44.

Figura 44 - Tensões de Von Mises do disco ventilado (máximas)



Com os resultados gerados pelo programa, é possível verificar que os valores são compatíveis com o projeto, pois são inferiores ao limite de escoamento para o ferro fundido cinzento ( $S_y = 250 \text{ MPa}$ ). Além disso, nota-se que a região de maior concentração das tensões é no local onde é feita a fixação dos parafusos do rotor.

Em relação ao eixo traseiro, o mesmo procedimento foi realizado para a análise do disco sólido. Nesse sentido, foram preservadas as condições de contorno, mantendo a fixação no local dos furos para os parafusos do rotor e a região de atuação das pastilhas gerada pelo comando *Split Line*. Em relação as cargas, foi aplicada na pastilha interna a pressão hidráulica máxima ( **$Phid2 = 13,89 \text{ MPa}$** ). Além disso, foram aplicadas as cargas friccionais na região de atuação das duas pastilhas, multiplicando a força máxima da pastilha ( **$FD2 = 5.675 \text{ N}$** ) pelo coeficiente **0.6**, resultando **3.405 N**.

A aplicação das cargas realizadas pela pastilha interna através da pressão hidráulica e as forças friccionais de contato entre as duas pastilhas e o disco são representadas pelas figuras 45 e 46 respectivamente.

Figura 45 – Pressão hidráulica aplicada ao disco sólido (máxima)

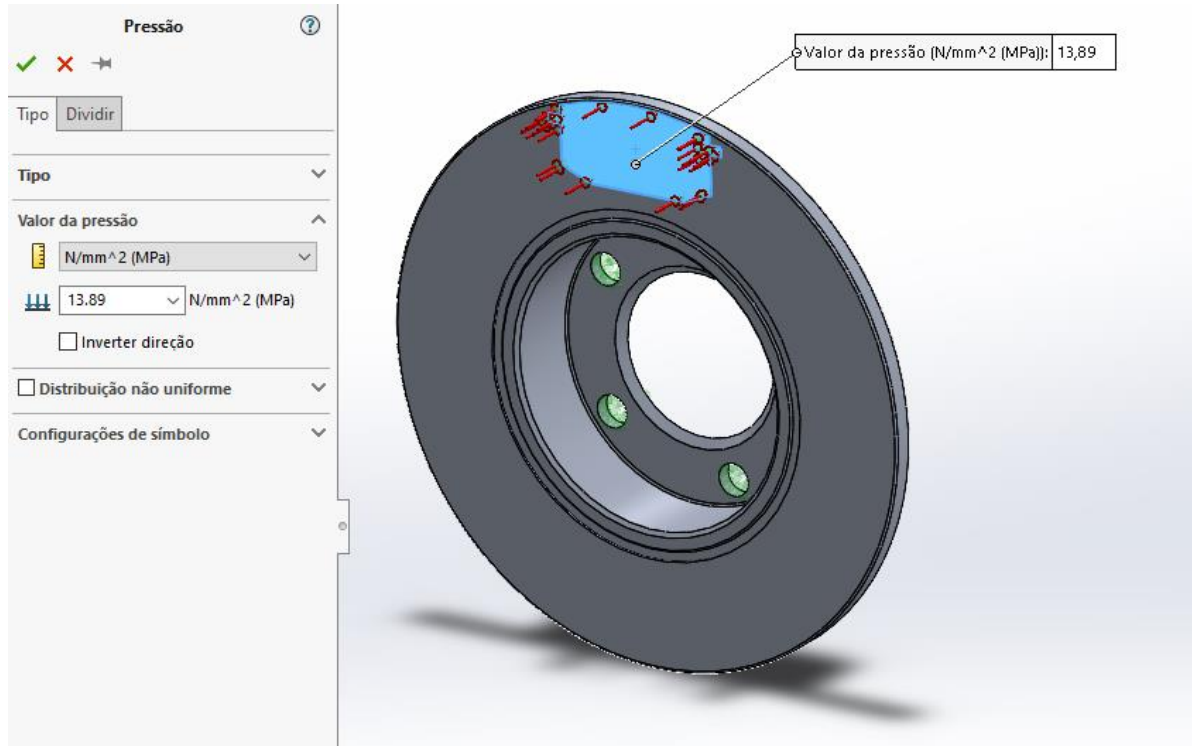
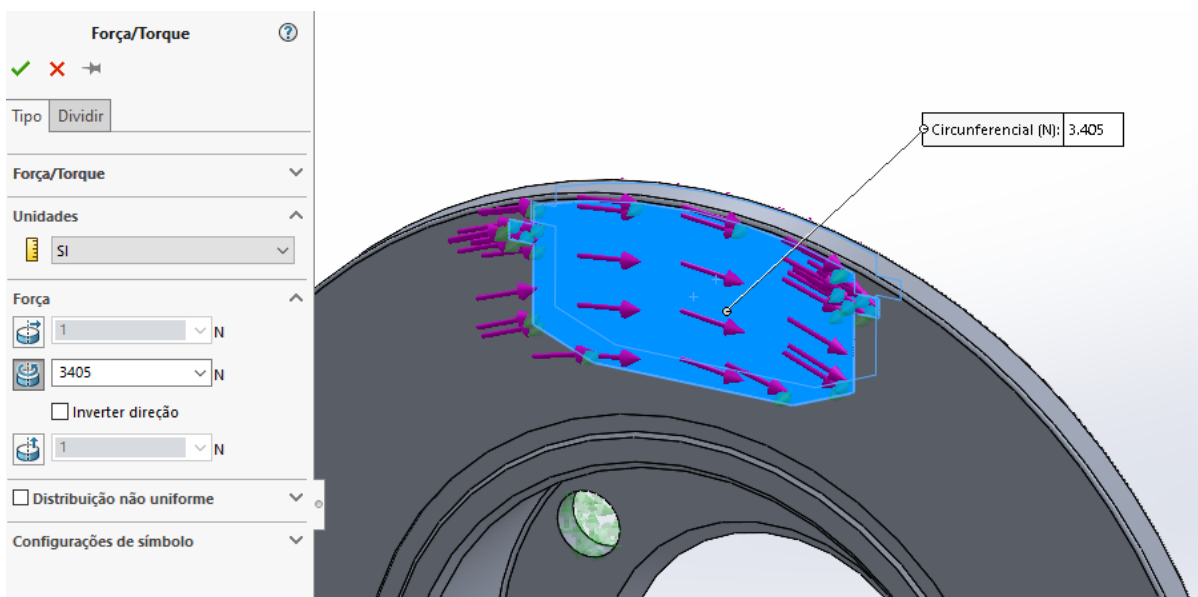


Figura 46 – Cargas friccionais aplicadas ao disco sólido (máximas)





Ao final do processo, o programa vai gerar a malha com os mesmos critérios de refinamento utilizados no disco ventilado e irá executar a simulação. Os resultados da distribuição das tensões de Von Mises são disponibilizados de forma semelhante ao disco ventilado. A malha gerada e os resultados são mostrados nas figuras 47 e 48, onde as tensões foram bem inferiores comparadas as do disco ventilado, efeito causado pela transferência de carga para o eixo dianteiro, onde as mais elevadas atingem 60 MPa, sendo um valor inferior ao limite de escoamento (**Sy = 250 MPa**).

Figura 47 - Malha do modelo Disco Sólido

Nome do modelo: MontagemDiscoSolidoReal  
Nome do estudo: Análise estática Disco Sólido Máximas(-Valor predeterminado-)  
Tipo de malha: Malha sólida

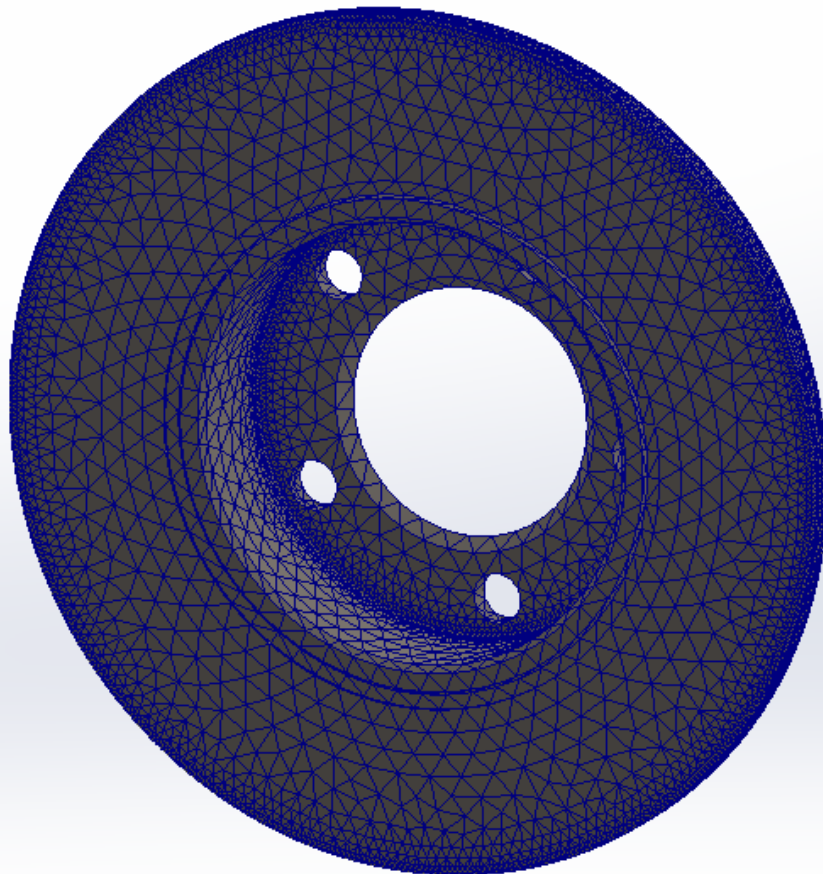
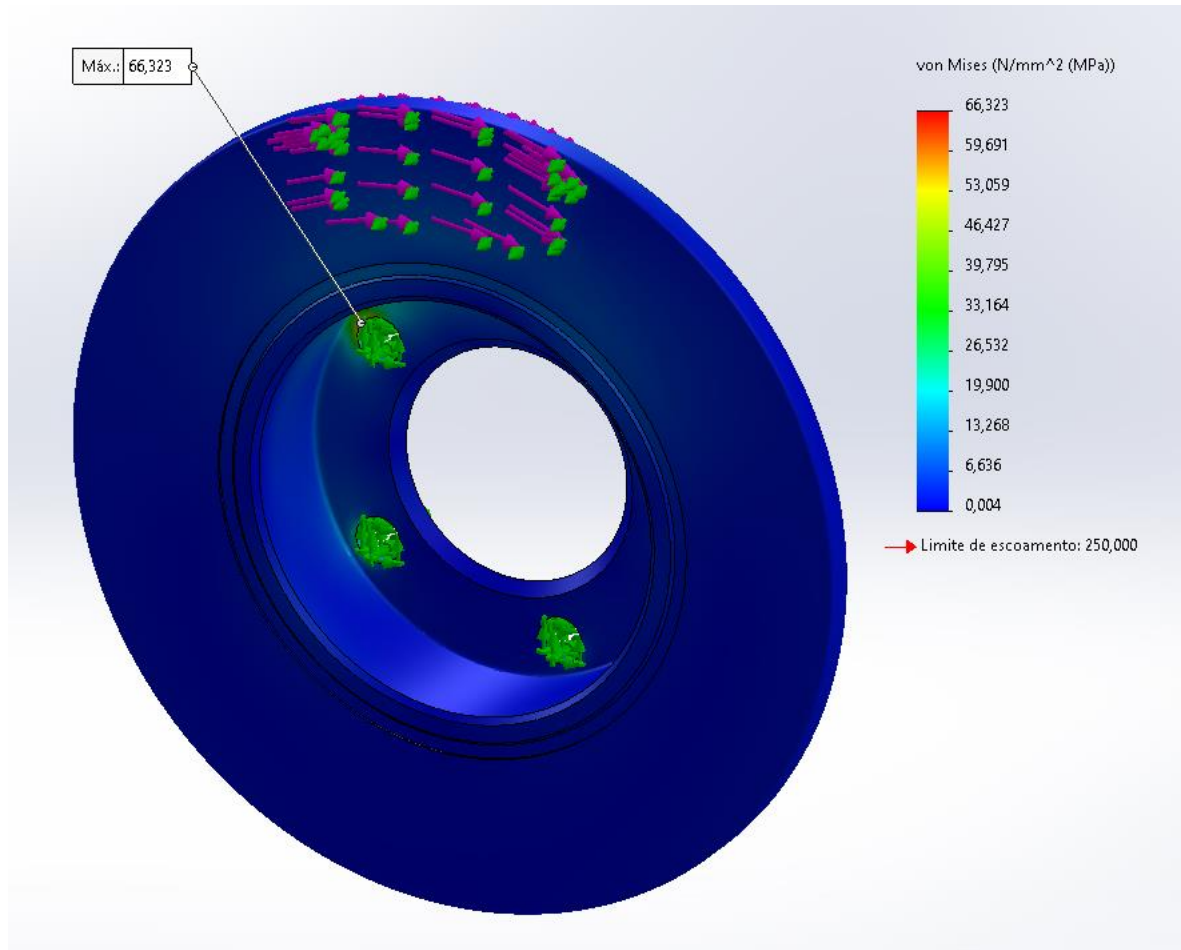


Figura 48 - Tensões de Von Mises do disco sólido (máximas)



#### 4.7.2 Simulação e análise estrutural para menores solicitações

Conforme abordado ao longo dos cálculos, é importante avaliar o fenômeno de frenagem nas duas extremidades do coeficiente de atrito dinâmico entre o pneu e o asfalto ( $0.5 < \mu < 0.8$ ). Nesse sentido, as simulações foram refeitas nas mesmas condições de contorno para o cenário de frenagem mínima, considerando as cargas hidráulicas **Phid1 = 9.33 MPa** e **Phid2 = 11.01 MPa**. Além disso, as componentes friccionais também foram calculadas considerando **FD1 = 10.717 N**; **FD2 = 4.498 N** e mesmo fator de atrito. Assim, as cargas resultantes são **6430 N** e **2698 N**.

Portanto, os resultados das tensões de Von Mises para o disco ventilado dianteiro e sólido traseiro nas mínimas solicitações e condições de contorno semelhantes as máximas estudadas na análise anterior, com mesma fixação e local de aplicação de cargas são representados pelas figuras 49 e 50 respectivamente.



Figura 49 - Tensões de Von Mises do disco ventilado (mínimas)

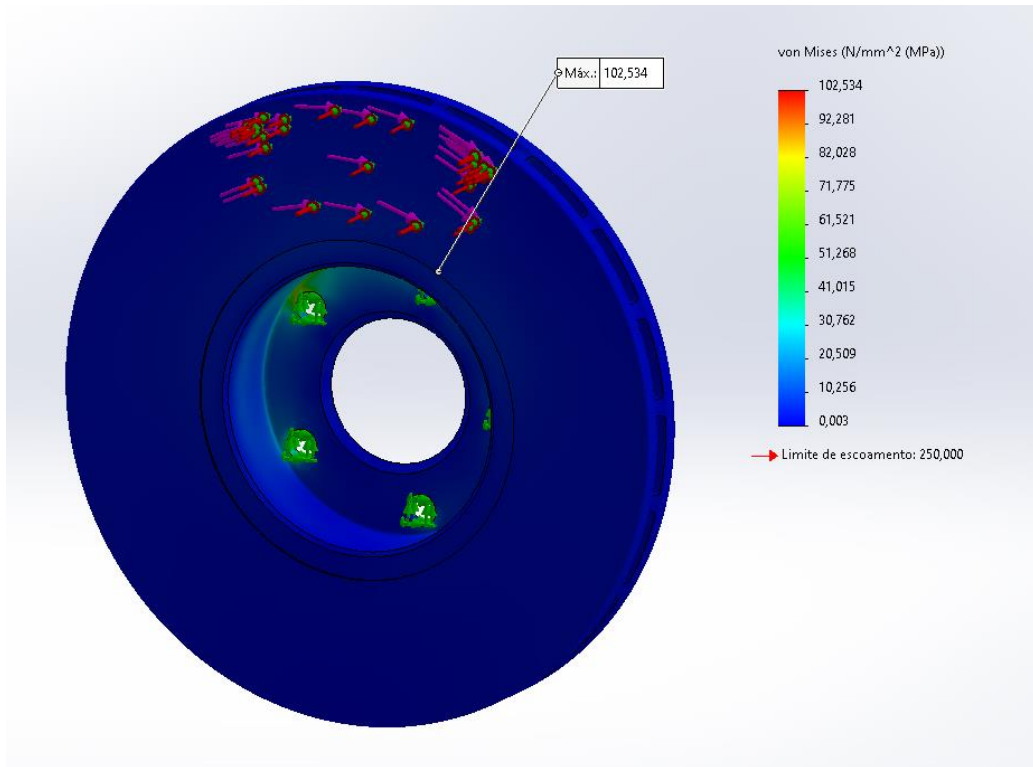
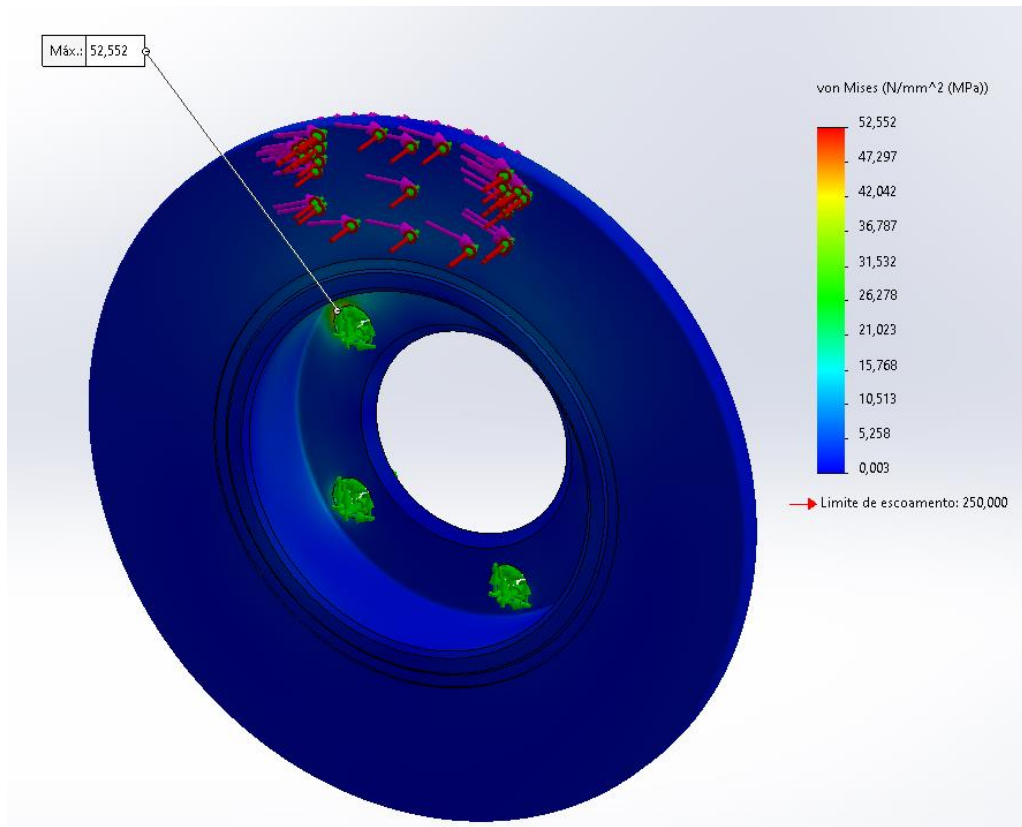


Figura 50 - Tensões de Von Mises do disco sólido (mínimas)



Com base nos resultados produzidos é possível verificar que as tensões ao longo do disco foram moderadas através da análise estática, onde em todos os casos os valores foram inferiores ao limite de escoamento do ferro fundido cinzento ( $S_y$ ). Entretanto, apesar das cargas serem aplicadas na região de atuação das pastilhas, a maior parte delas possui a região externa de aço, possuindo melhores propriedades de resistência a tração e limite de escoamento, sendo apenas a região de contato da pastilha com o disco fabricada de famílias de cerâmica.

Com as simulações de análise estrutural estática concluídas, é possível analisar como os discos se comportam termicamente ao receber potência térmica. Em relação ao estudo das tensões, os deslocamentos e fatores de segurança serão abordados na análise de resultados onde os efeitos das menores e maiores solicitações serão comparados graficamente.

#### **4.8 Simulações e análises térmicas**

O objetivo principal de um sistema de freios é a conversão da energia cinética na forma de calor, onde a dissipação ocorre durante o momento em que a pastilha de freio entra em contato com o disco. Nesse sentido, para a análise térmica será verificado o comportamento do disco durante o tempo de aplicação do freio, sendo assim um regime **transiente**. Além disso, para cada caso específico é necessária a definição do tempo de regime e da energia total ao ser convertida em calor.

Em relação ao comportamento dos discos ao receberem potência térmica no regime transiente, a análise térmica é realizada através do tipo de estudo *thermal* também presente no módulo *SolidWorks Simulation* junto com as análises estáticas. Os estudos serão feitos de forma semelhante aos estáticos, sendo avaliado os discos nas máximas e mínimas solicitações e os resultados serão analisados a seguir.

##### **4.8.1 Análise térmica dos discos de freio nas maiores solicitações**

Em relação aos discos ventilados dianteiros, a princípio é necessário o cálculo da desaceleração e do tempo de frenagem, onde para os casos de estudo os discos estão submetidos à capacidade máxima de freio, ou seja, considerando o cenário na iminência do travamento das rodas. Assim, é calculada a desaceleração através da relação entre as forças de frenagem e a massa total do sistema.

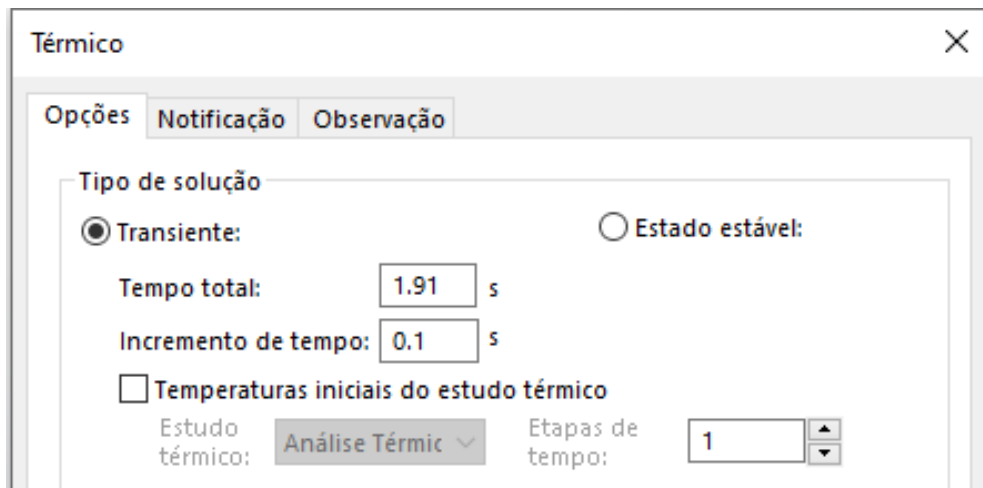
$$D = \frac{14.112 \text{ N}}{1.800 \text{ kg}} = 7,84 \text{ m/s}^2$$

Nesse sentido, o tempo total de frenagem pode ser obtido dividindo a velocidade atual do veículo pela desaceleração, onde para este estudo a velocidade utilizada é de **15 m/s** nas condições aerodinâmicas mínimas e é calculado a seguir.

$$T = \frac{15 \text{ m/s}}{7,84 \text{ m/s}^2} = 1,91 \text{ s}$$

Com os dados determinados, é iniciado o estudo térmico no *SolidWorks*, o qual é possível de aplicar a duração do regime transiente como primeira etapa, onde isso pode ser observado pela figura 51.

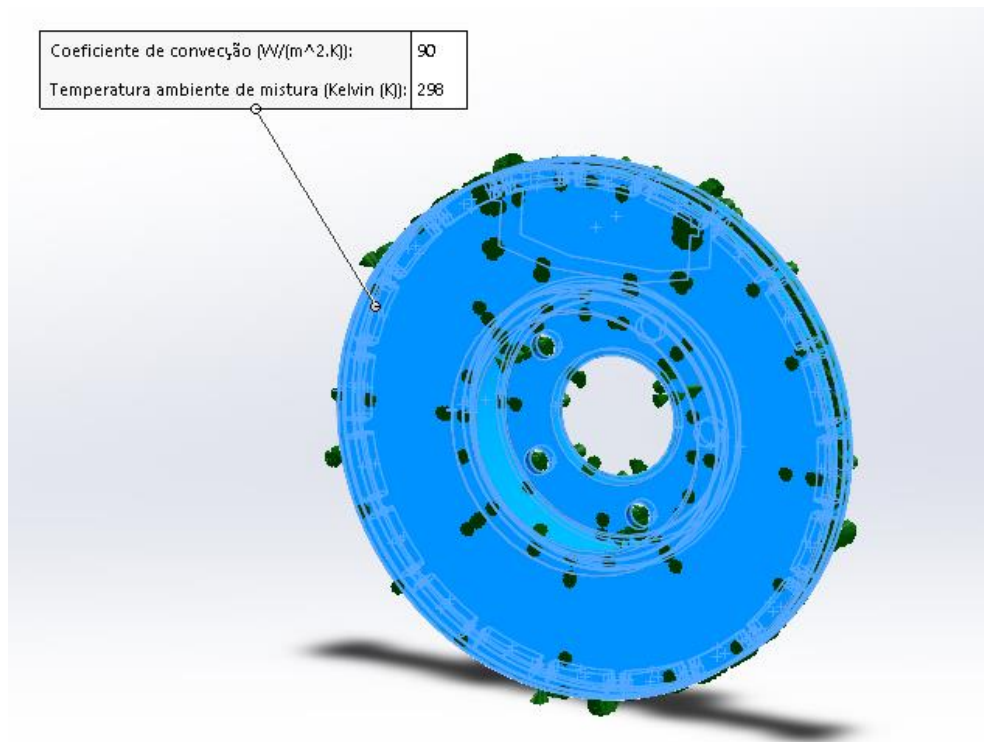
Figura 51 – Propriedades máximas do estudo térmico



Com as propriedades iniciais definidas, é aplicado o material ferro fundido cinzento na estrutura do disco. Em relação a aplicação das cargas, o sistema estará submetido à convecção, potência térmica e condições iniciais de temperatura, estabelecendo-se assim as condições de contorno térmicas. Sobre a convecção, será assumido um coeficiente de  $90 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , onde segundo Dassault Systèmes (2011), é apenas uma aproximação verificada em testes, que será considerada para o estudo.

Em relação as cargas convectivas, elas são aplicadas em todas as faces expostas do disco, onde a temperatura inicial de 25 °C e o tempo de regime transiente de 1.91 s também são aplicados à convecção. A região é verificada pela figura 52.

Figura 52 - Aplicação das cargas convectivas ao disco ventilado



A segunda carga aplicada é a potência térmica, onde ela será distribuída em toda a região das faces das pastilhas que está em contato com o disco. Para calcular a energia total a ser dissipada, é verificada a energia cinética no momento da frenagem, onde é assumido que toda essa energia será transformada em calor. A seguir, ela será dividida pelo tempo total de frenagem (**1.91s**) e distribuída entre as quatro rodas dos dois eixos, sendo levado em conta a distribuição de carga no momento da frenagem, onde **76.7%** da carga está concentrada no eixo dianteiro.

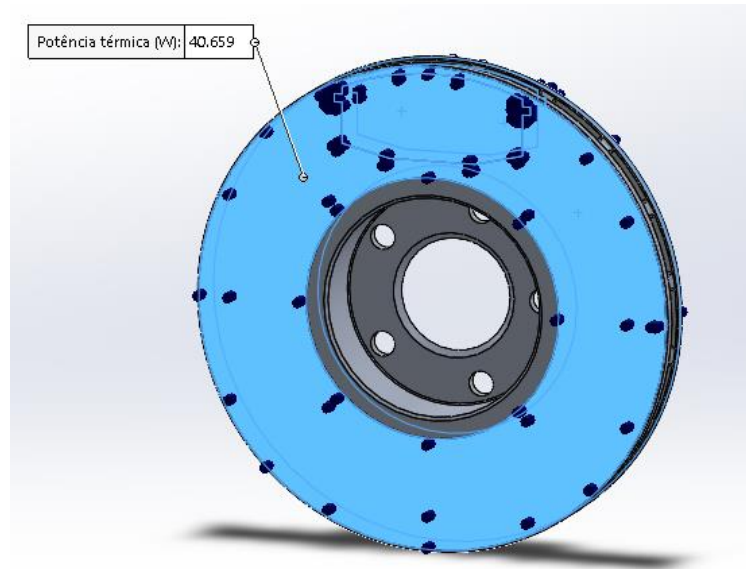
$$\text{Energia Cinética Total} = \frac{MV^2}{2} = \frac{1.800 \text{ kg} \cdot (15 \text{ m/s})^2}{2} = 202.500 \text{ J.}$$

$$\text{Potência Térmica} = \frac{202.500 \text{ J}}{1,91 \text{ s}} = 106.020 \text{ W.}$$

$$\text{Potência Disco Dianteiro} = \frac{1}{2} \cdot 0,767 \cdot 106.020 \text{ W} = \mathbf{40.659W \text{ por disco.}}$$

Após a realização dos cálculos de potência térmica, ela será aplicada nas regiões de contato da pastilha durante a frenagem **(1,91s)** de acordo com a figura 53.

Figura 53 - Potência térmica máxima do disco ventilado



Por fim, a última carga a ser aplicada no estudo térmico é a condição de temperatura inicial, onde foi determinado o valor de 25 °C. Após isso, o sistema irá gerar a malha utilizando os mesmos critérios de refinamento considerando a superfície curvada dos discos e irá executar a simulação, mostrando os resultados da distribuição das temperaturas e fluxo térmico resultante. Nesse sentido, as condições iniciais de temperatura e os resultados são representados pelas figuras 54, 55 e 56.

Figura 54 - Temperatura inicial do disco ventilado

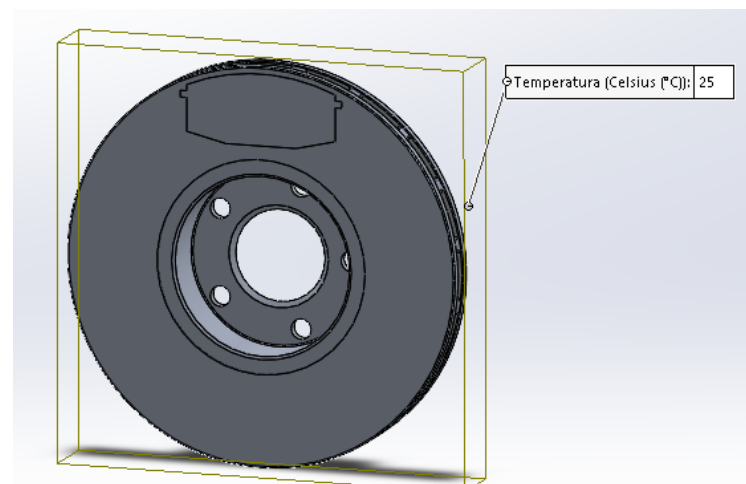


Figura 55 - Temperaturas para maiores solicitações do disco ventilado

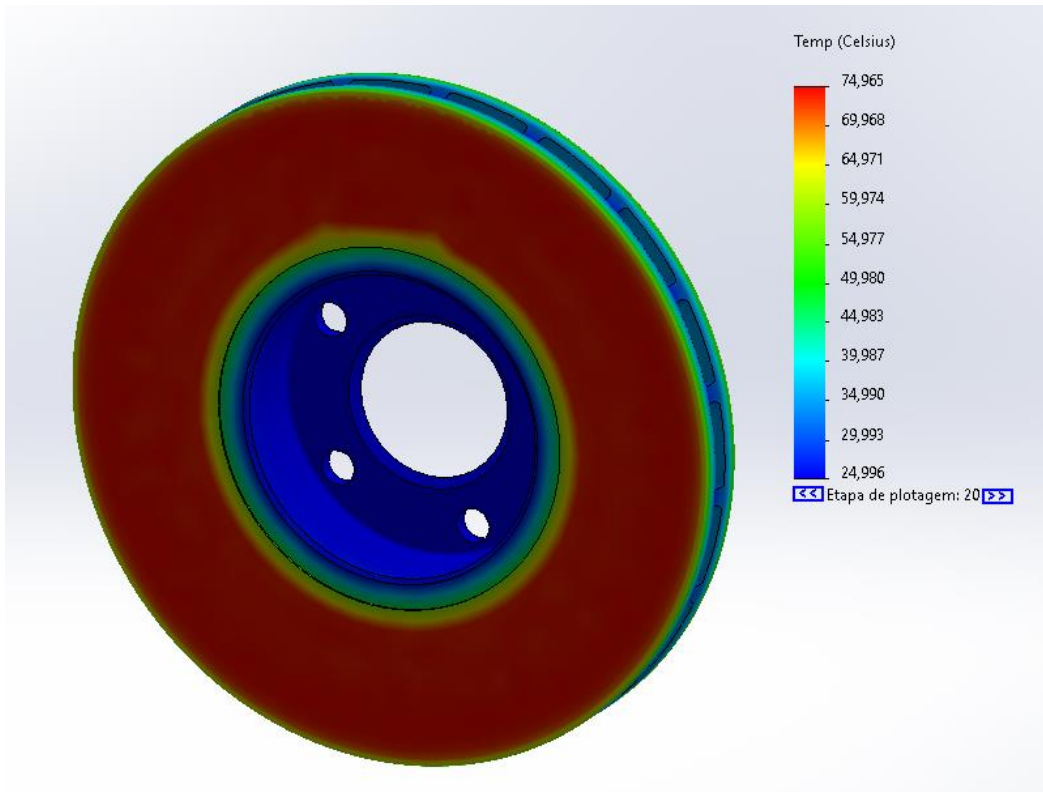
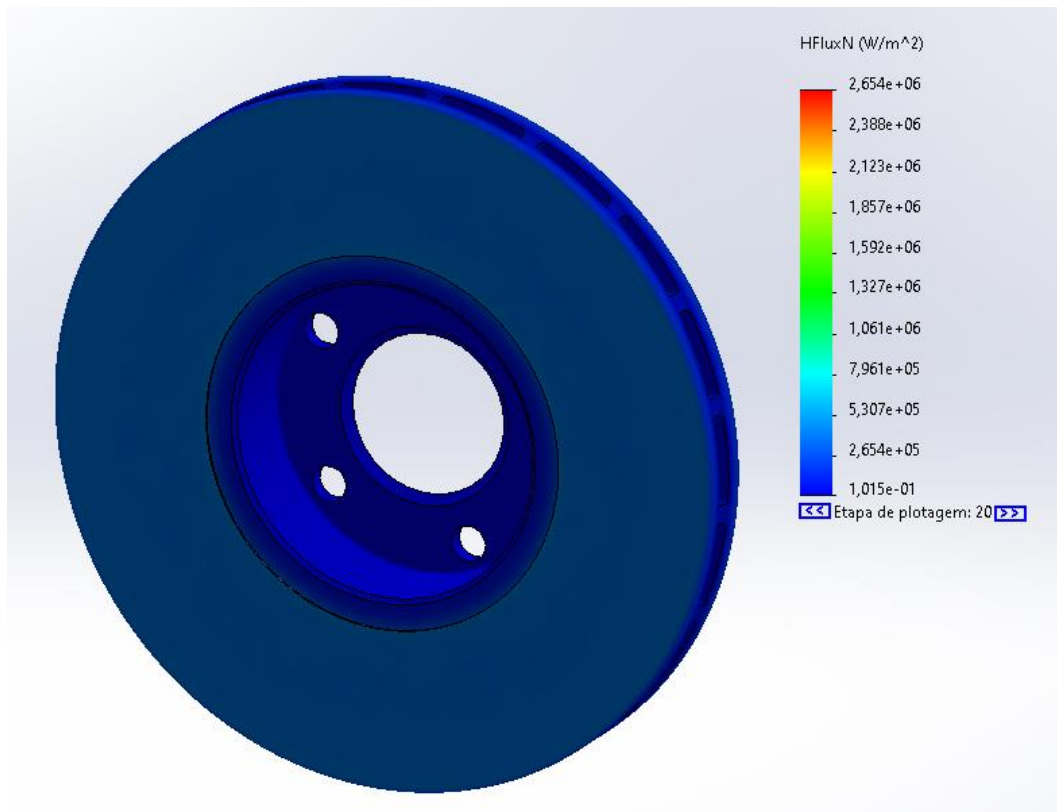


Figura 56 - Fluxo térmico para maiores solicitações do disco ventilado

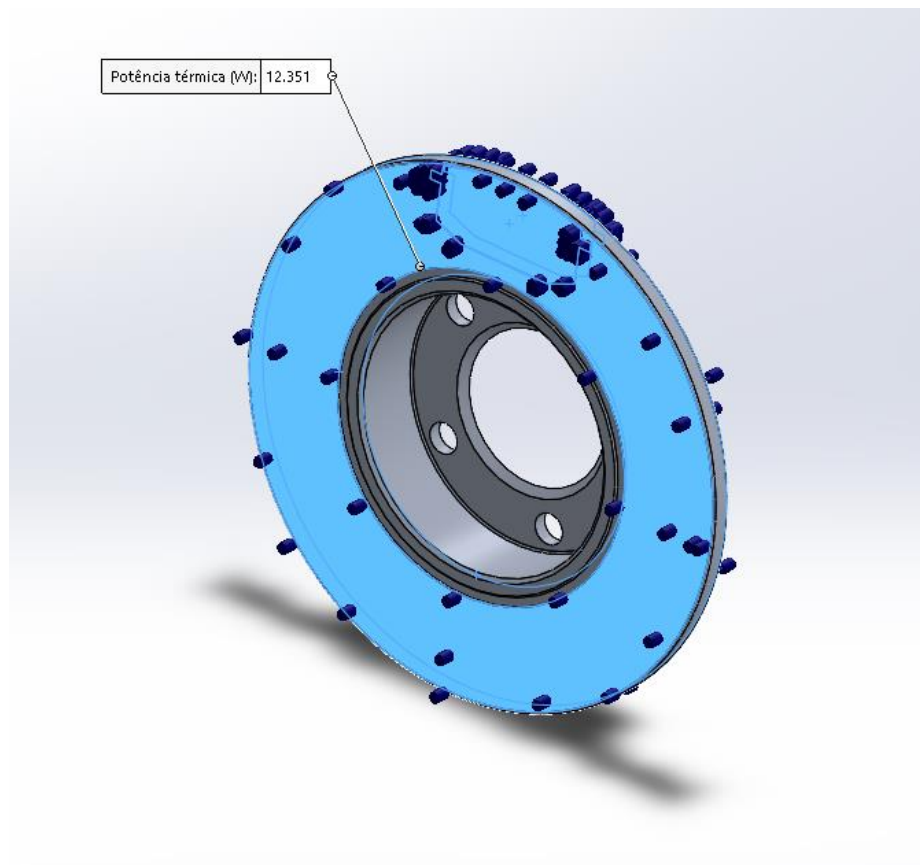


Em relação ao disco traseiro, a maior parte das condições de contorno térmicas utilizadas no estudo anterior são preservadas, pois tanto as cargas convectivas quanto a temperatura inicial da análise são as mesmas. Entretanto, devido a potência térmica ser afetada diretamente pela distribuição de carga entre os dois eixos, ela é calculada para o disco traseiro, considerando que **23,3%** da carga está concentrada nele.

$$\text{Potência Disco Traseiro} = \frac{1}{2} 0,233.106.020 \text{ W} = \mathbf{12.351 \text{ W por disco.}}$$

É notável que a potência total já havia sido calculada no disco ventilado, sendo apenas distribuída para o eixo traseiro. Assim, a potência do disco traseiro é aplicada na região de contato das pastilhas com o disco sólido de acordo com a figura 57.

Figura 57 - Potência máxima do disco sólido



Com a aplicação das cargas no local selecionado, novamente a malha refinada é criada e a execução do estudo é iniciada, onde os resultados da distribuição de temperatura e fluxo térmico resultante são disponibilizados pelas figuras 58 e 59.



Figura 58 – Temperaturas para maiores solicitações do disco sólido

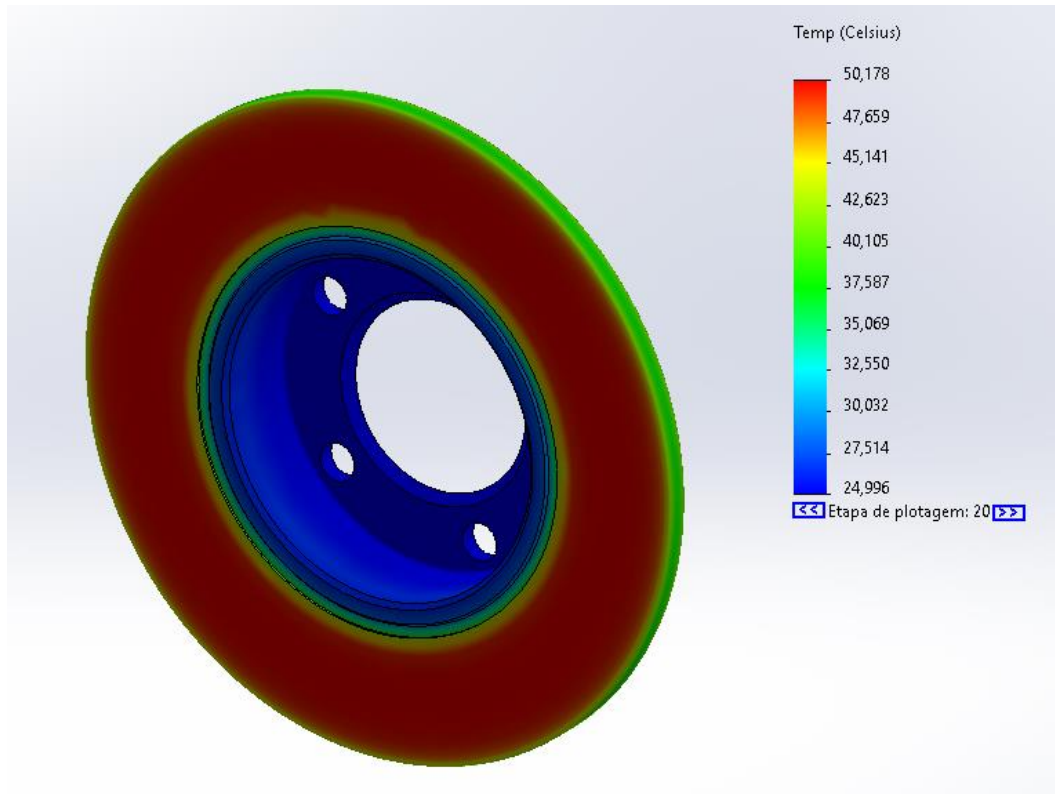
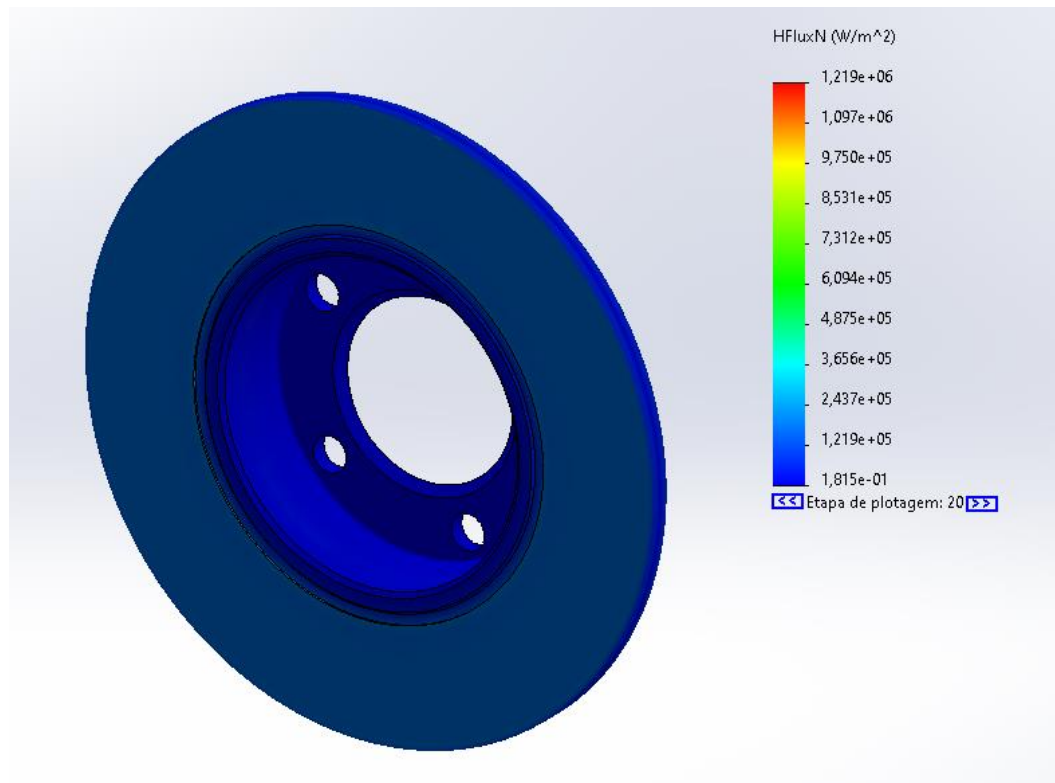


Figura 59 - Fluxo térmico para maiores solicitações do disco sólido





#### 4.8.2 Análise térmica dos discos de freio nas menores solicitações

Para efeito de comparação com as condições máximas ( $\mu = 0,8$ ), o mesmo estudo foi realizado com as solicitações mínimas de frenagem ( $\mu = 0,5$ ). Nesse sentido, foi calculada a nova desaceleração e também o seu tempo de frenagem. A seguir, o resultado dos cálculos foi aplicado a um novo regime transiente.

Em relação ao tempo de frenagem, esse valor é verificado dividindo a força de frenagem total pela massa do veículo, ou seja, nas condições de travamento da roda.

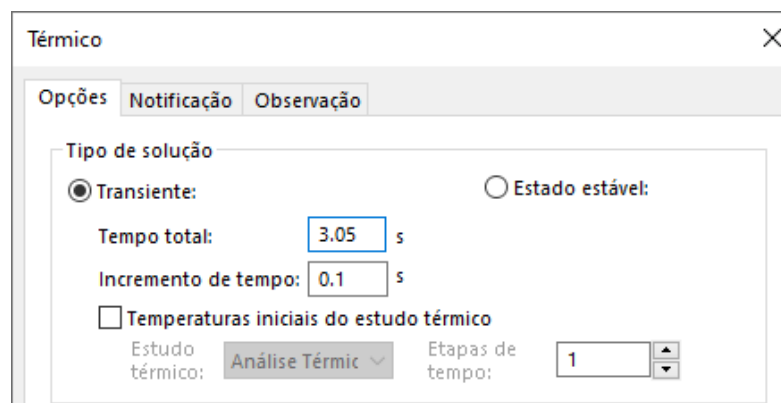
$$D = \frac{8.829 \text{ N}}{1.800 \text{ kg}} = 4,91 \text{ m/s}^2$$

Assim, o tempo total de frenagem nas condições mínimas pode ser obtido dividindo a velocidade atual do veículo (15m/s) pela sua desaceleração (D).

$$T = \frac{15 \text{ m/s}}{4,91 \text{ m/s}^2} = 3,05 \text{ s}$$

Com os dados iniciais para as condições mínimas de frenagem, um novo estudo é iniciado para o disco ventilado. Novamente, as propriedades da simulação são alteradas para um regime transiente com **3,05 s** de duração, segundo a figura 60.

Figura 60 – Propriedades mínimas do estudo térmico



Em relação as condições de contorno térmicas, novamente as cargas de convecção e a temperatura inicial são mantidas para ambos os discos. Entretanto, a potência térmica deverá ser calculada novamente. Nesse sentido, será considerada o tempo de frenagem de 3.05 segundos e que 70,4% das cargas se concentram no eixo dianteiro, conforme os cálculos elaborados para solicitações mínimas.

$$\text{Energia Cinética Total} = \frac{MV^2}{2} = \frac{1.800 \text{ kg} \cdot (15 \text{ m/s})^2}{2} = 202.500 \text{ J.}$$

$$\text{Potência Térmica} = \frac{202.500 \text{ J}}{3,05 \text{ s}} = 66.393 \text{ W.}$$

$$\text{Potência Disco Dianteiro} = \frac{1}{2} \cdot 0,704 \cdot 66.393 \text{ W} = \mathbf{23.370 \text{ W por disco.}}$$

Com as cargas térmicas calculadas, a potência é aplicada em toda região de contato das pastilhas com o disco e é gerada a malha refinada. Ao final do processo, é executada a simulação e os resultados para os discos ventilados são mostrados nas figuras 61 e 62 com distribuição das temperaturas e fluxo térmico resultante.

Figura 61 - Temperaturas para menores solicitações do disco ventilado

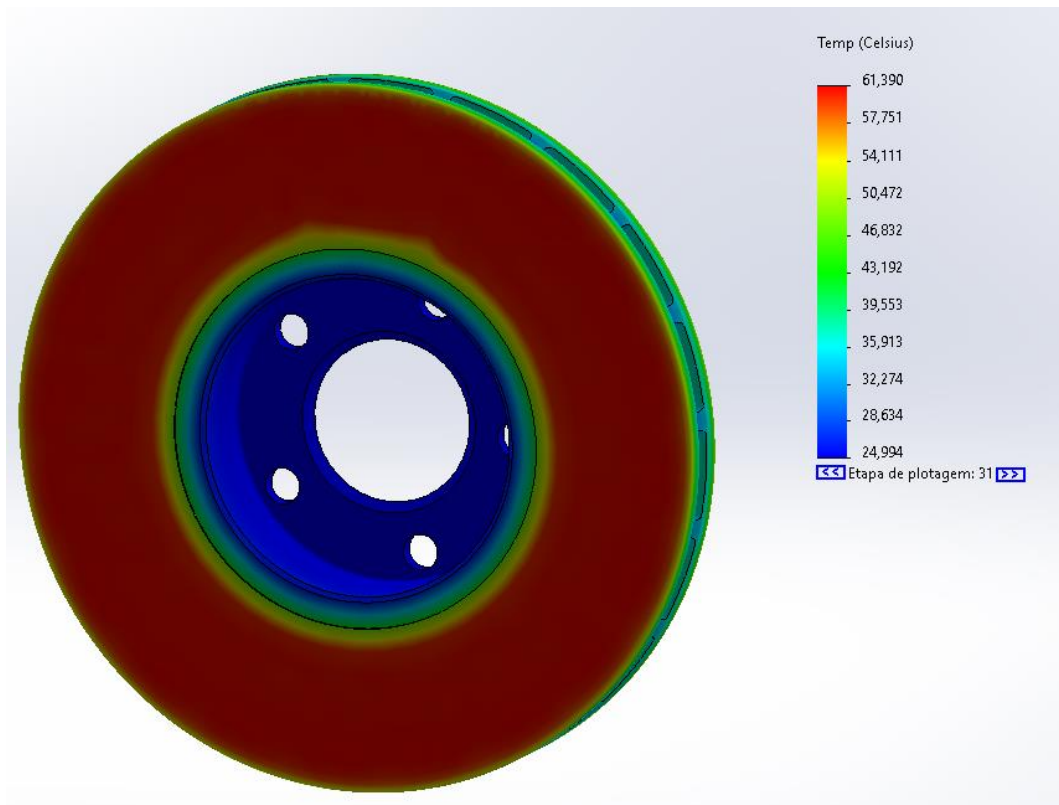
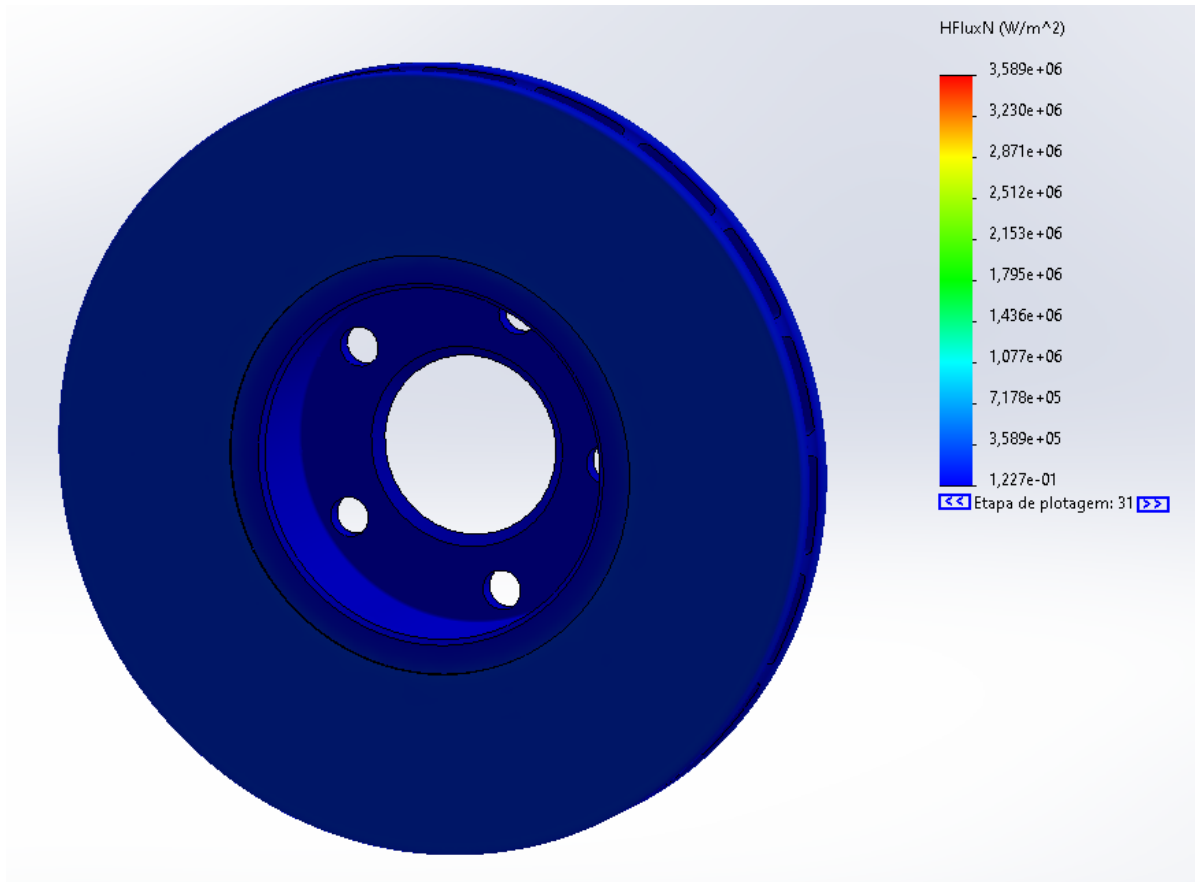


Figura 62 - Fluxo térmico para menores solicitações do disco ventilado



Em relação aos discos sólidos traseiros, a potência térmica total também será distribuída de acordo com a proporção de carga. Nesse sentido, **29,6%** da carga total de frenagem está acumulada no eixo traseiro durante o momento da frenagem. Assim, a potência térmica para os discos sólidos é calculada a seguir.

$$\text{Potência Disco Traseiro} = \frac{1}{2} 0,296.66.393 \text{ W} = \mathbf{9.826 \text{ W por disco.}}$$

Com todas as cargas calculadas e condições de contorno definidas, é feita a aplicação da potência térmica na região de atuação das pastilhas dos discos sólidos, ocorrendo assim a criação da malha refinada em conjunto com a execução das últimas simulações térmicas de acordo com as figuras 63 e 64, onde a seguir os resultados das análises térmicas e estáticas serão mesclados e avaliados na seção **resultados e discussão**.

Figura 63 - Temperaturas para menores solicitações do disco sólido

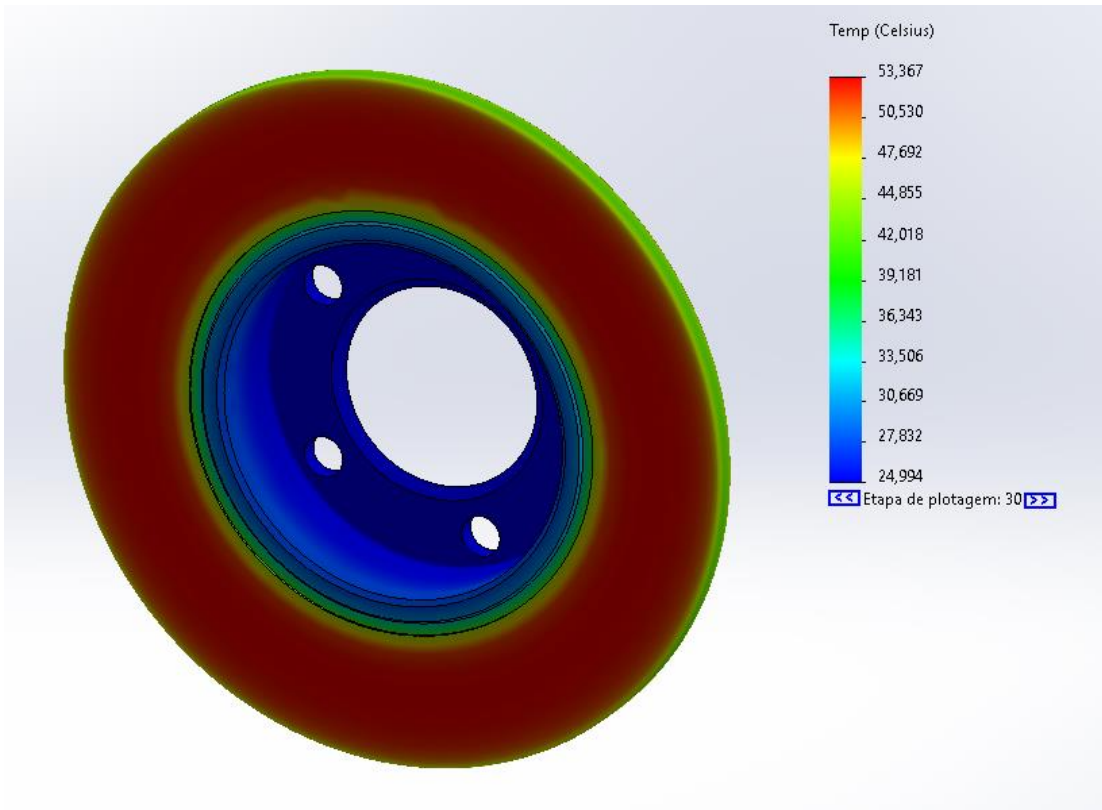
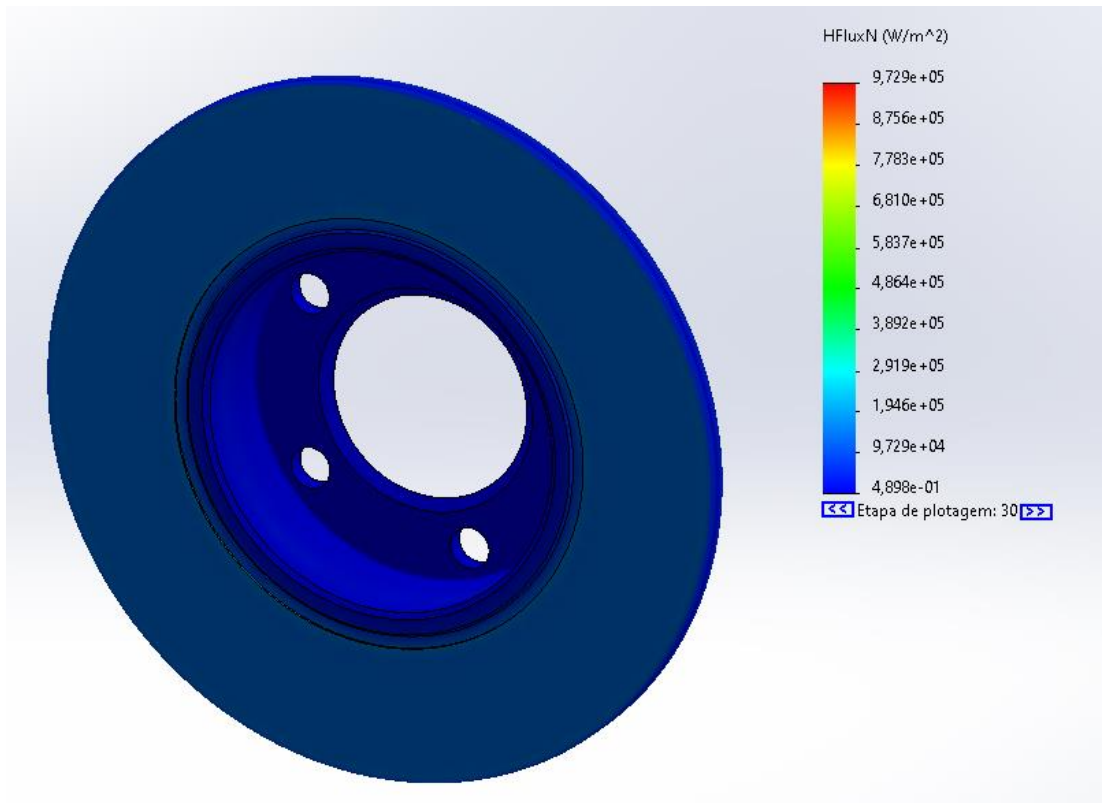


Figura 64 - Fluxo térmico para menores solicitações do disco sólido



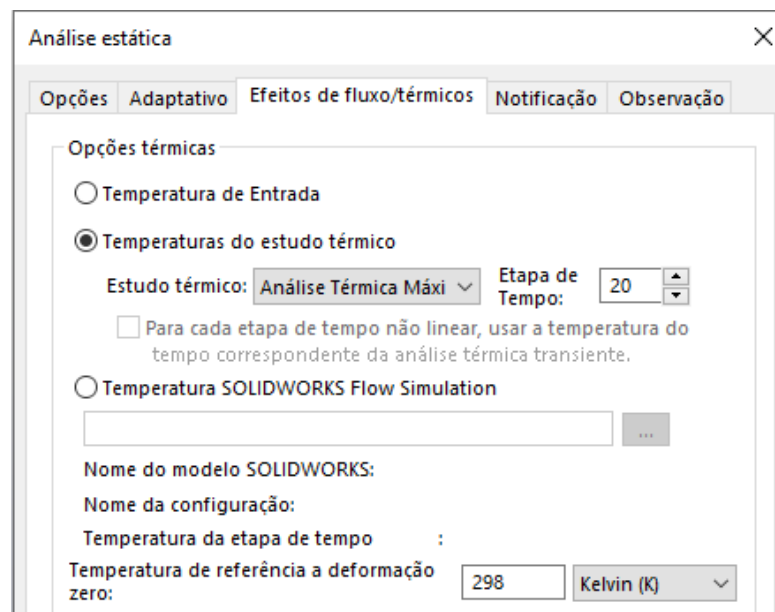
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para avaliar o resultado de todos os estudos produzidos através do *SolidWorks Simulation*, é possível mesclar o resultado do estudo térmico com a análise estática aplicando a distribuição de temperaturas ao longo da estrutura dos discos sólidos e ventilados. Além disso, de acordo com os cálculos realizados na seção de metodologia, existe a recomendação de utilizar a pressão hidráulica máxima em ambos os discos, de forma a impedir o travamento prematuro das rodas, assim novos resultados serão produzidos considerando as pressões máximas e temperaturas.

### 5.1 Resultados das simulações térmicas e estáticas para maiores solicitações

Ao iniciar os novos estudos considerando os parâmetros finais de análise, os resultados da análise térmica e a distribuição de temperaturas no final do regime transiente para maiores solicitações são importados para a análise estática através das propriedades do estudo, de acordo com a figura 65.

Figura 65 - Importação da análise térmica para a estática



Em relação ao disco ventilado, ao aplicar as novas propriedades e gerar os novos resultados, é notável que as cargas térmicas geram ligeira resposta a análise estrutural com maiores tensões e deslocamentos de acordo com as figuras 66 e 67.

Figura 66 – Tensões finais do disco ventilado para maiores solicitações

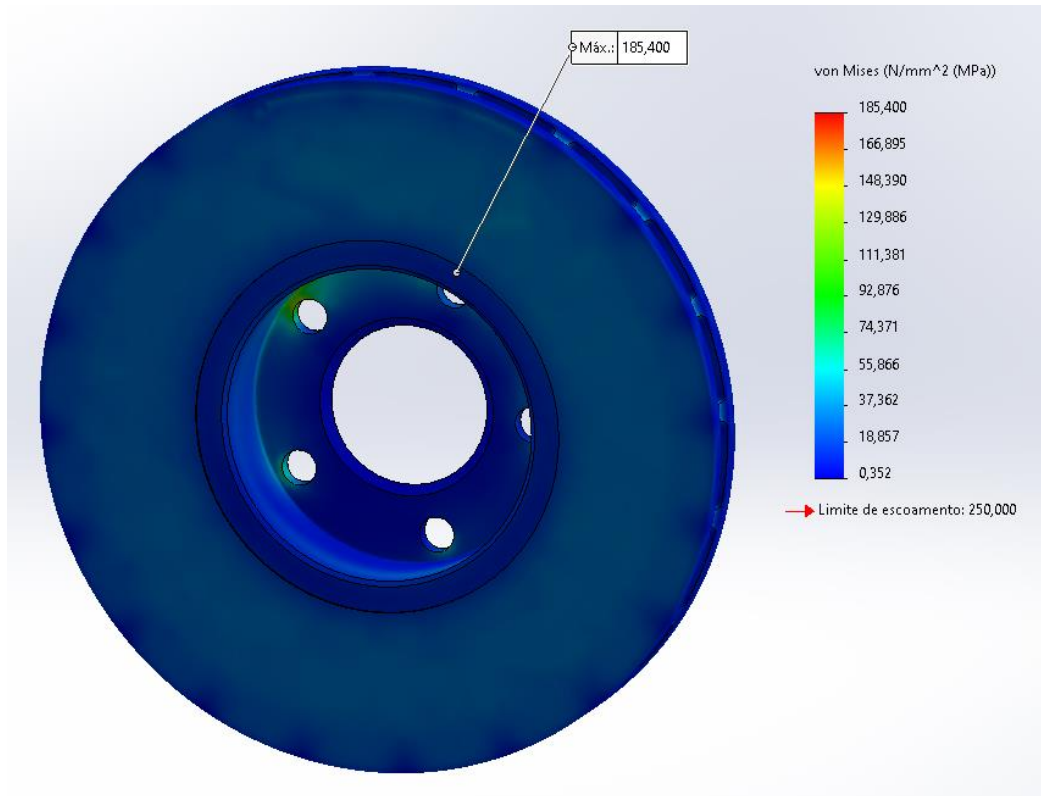
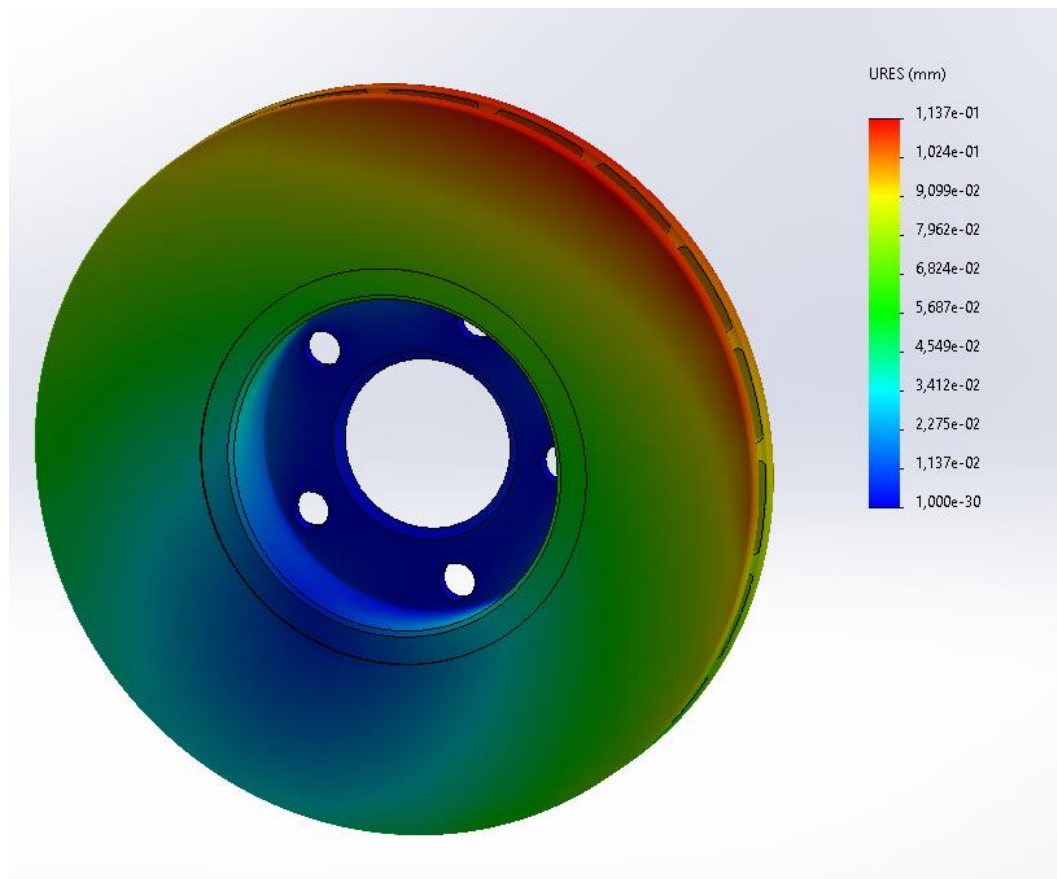


Figura 67 – Deslocamentos finais do disco ventilado para maiores solicitações



Em relação aos discos sólidos, além de aplicar a distribuição das temperaturas dentro do estudo estático, também será utilizada a pressão hidráulica máxima (**16,29 MPa**), pois conforme abordado nos cálculos teóricos, é importante no conjunto entre os dois eixos utilizar a maior pressão por questões de segurança e para evitar o travamento prematuro das rodas, no caso do disco traseiro. Além disso, uma nova componente friccional é gerada multiplicando a nova força da pastilha (**FD2' = 6.652 N**) pelo coeficiente de atrito **0,6** resultando **3.991 N**.

Nesse sentido os novos resultados com a análise térmica integrada à estática e com as modificações das pressões hidráulicas e cargas friccionalis são representados pelas figuras 68 e 69.

Figura 68 – Tensões finais do disco sólido para maiores solicitações

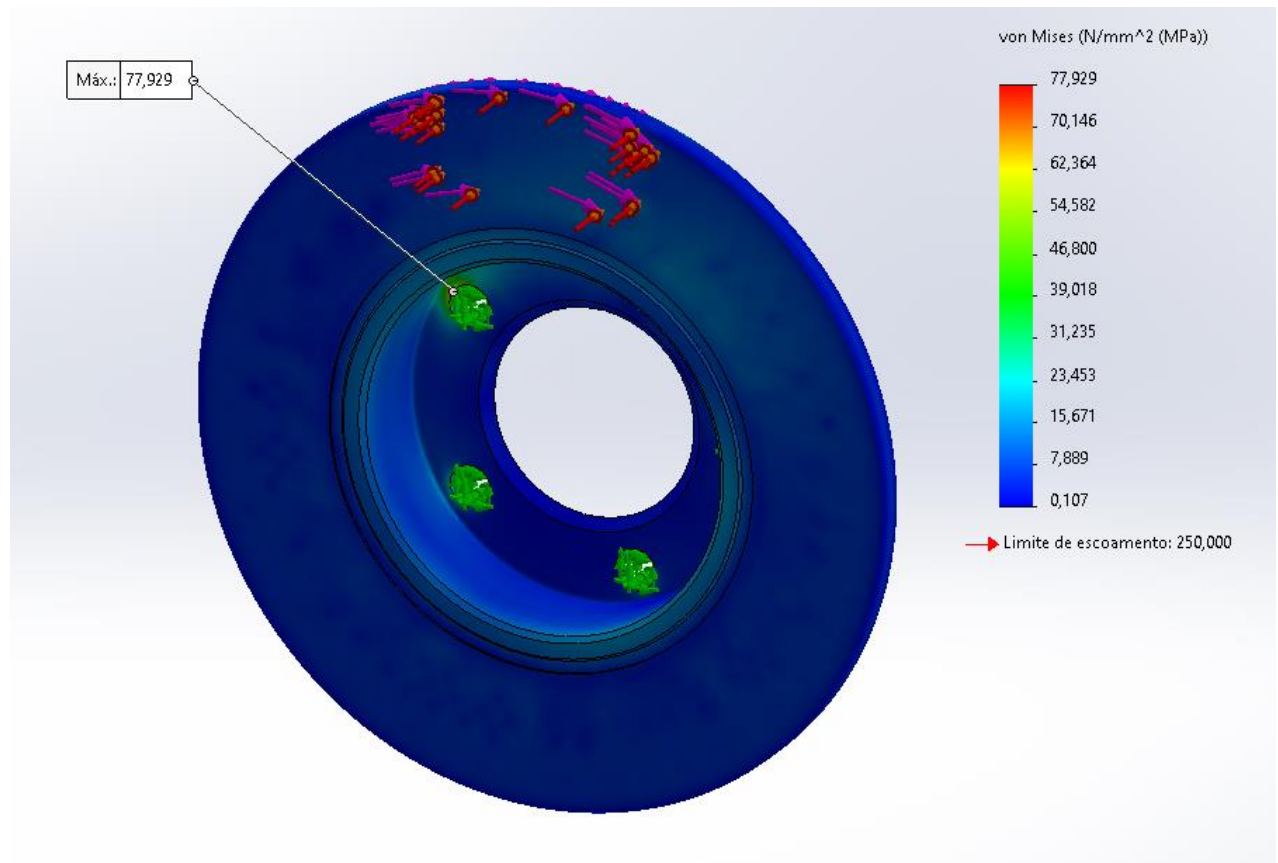
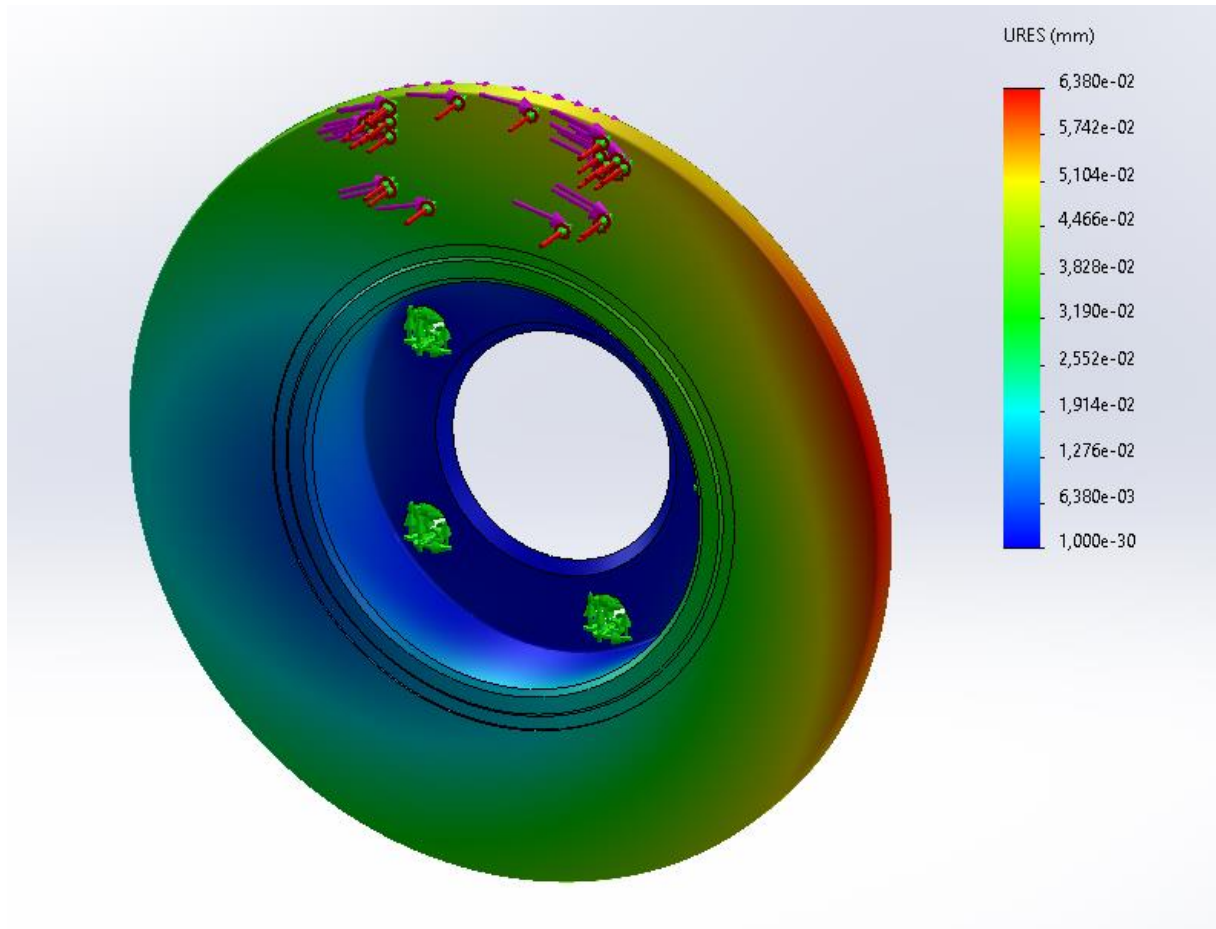




Figura 69 – Deslocamentos finais do disco sólido para maiores solicitações



## 5.2 Resultados das simulações térmicas e estáticas para menores solicitações

De forma semelhante ao estudo anterior, para as menores solicitações as análises térmicas e estáticas também serão integradas de forma a aplicar a distribuição da temperatura no estudo estático. Além disso, será considerada a maior pressão hidráulica do sistema, no caso a do disco sólido como pressão global, assim os novos cálculos serão aplicados aos discos ventilados.

Em relação ao disco ventilado, a máxima pressão hidráulica do sistema é de **11 MPa**. Além disso, para essa pressão a força gerada pela pastilha ao contato com o disco é de **FD1' = 12.626 N**, onde a multiplicando pelo coeficiente de atrito **0,6** será gerada componente friccional **7.575 N**. Em relação aos discos sólidos, é utilizada a pressão original deles visto ela já ser a maior e, conseqüentemente, as mesmas componentes friccionalis. Nesse sentido, os resultados para os discos ventilados são mostrados pelas figuras 70 e 71, enquanto para os sólidos nas figuras 72 e 73.



Figura 70 – Tensões finais do disco ventilado para menores solicitações

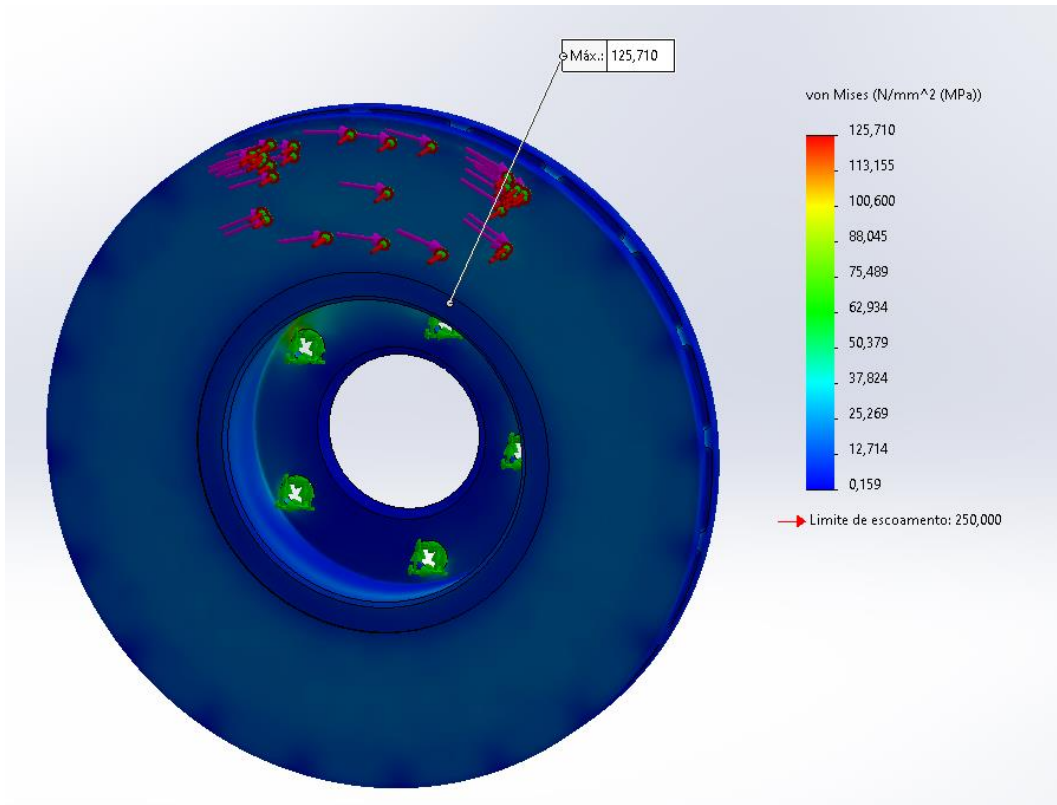


Figura 71 – Deslocamentos finais do disco ventilado para menores solicitações

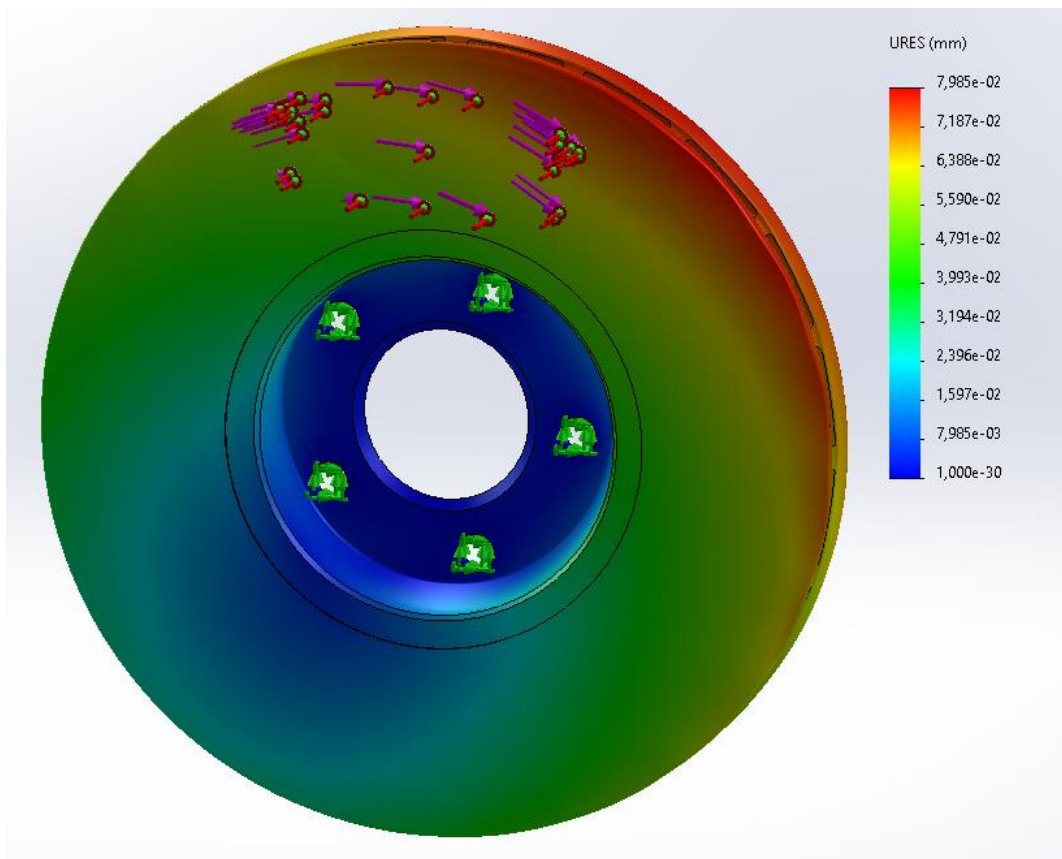


Figura 72 – Tensões finais do disco sólido para menores solicitações

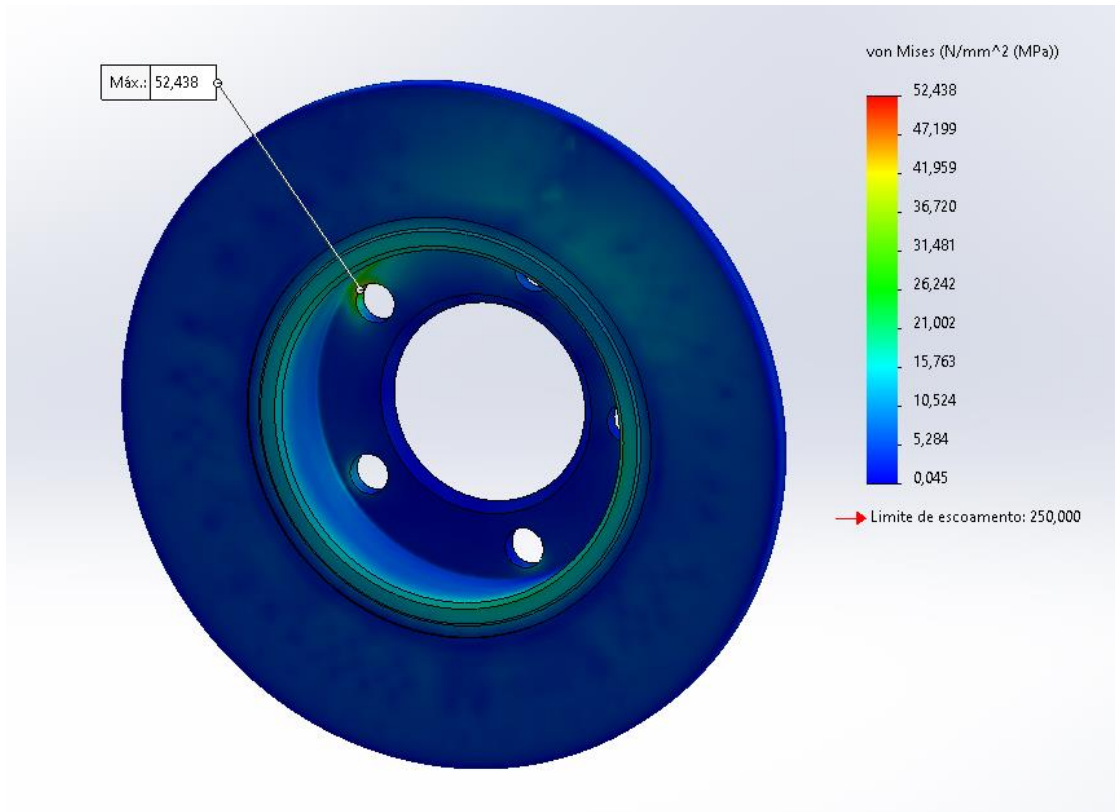
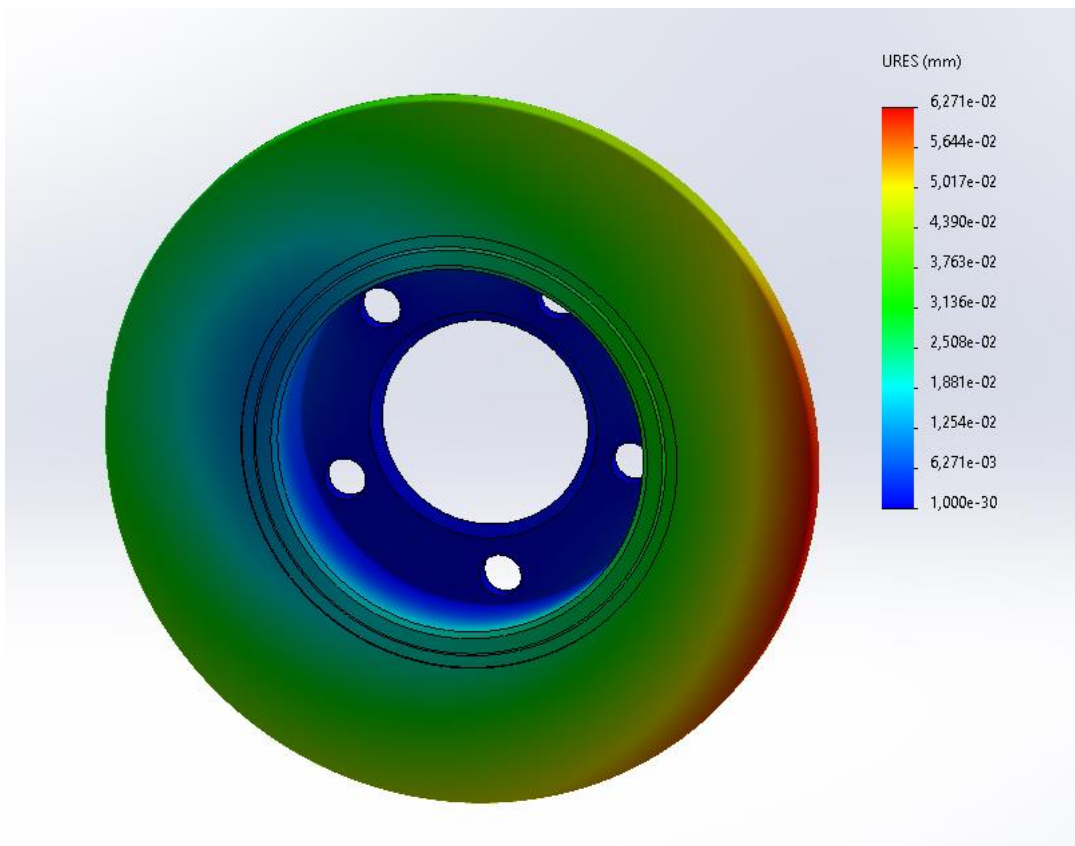


Figura 73 – Deslocamentos finais do disco sólido para menores solicitações



### 5.3 Comparação dos resultados entre as solicitações mínimas e máximas

Com todas as simulações da análise integrada entre o estudo térmico e o estático concluídas, o *SolidWorks* oferece o recurso de comparação, onde é possível verificar o efeito do coeficiente de atrito no resultado das distribuições de tensões ao final da frenagem e, conseqüentemente, analisar os coeficientes de segurança. Assim, as comparações entre os valores máximos e mínimos para o **discos ventilados** são mostrados nas figuras 74 e 75, enquanto para os **sólidos** nas 76 e 77.

Figura 74 - Comparação das tensões para os discos ventilados

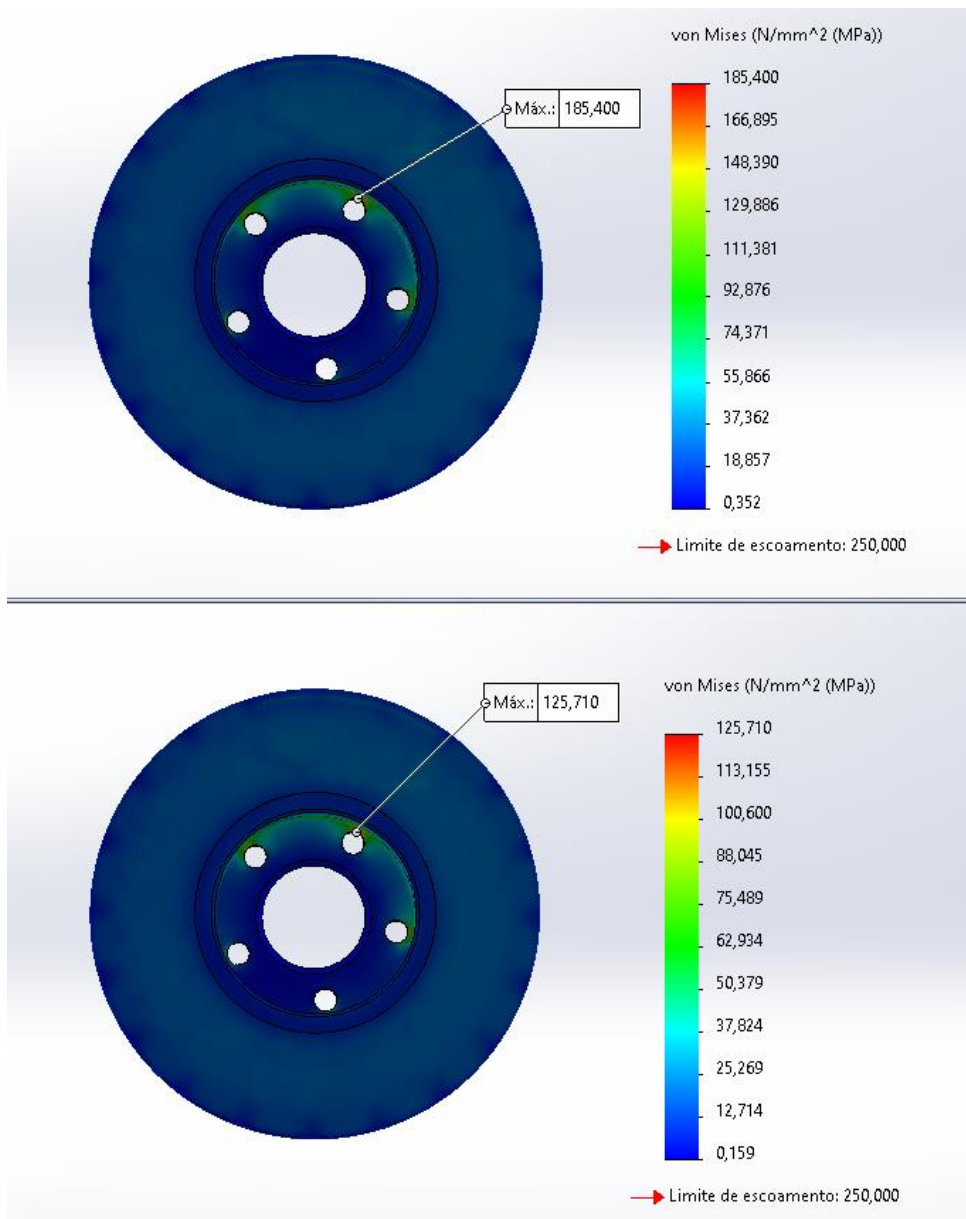


Figura 75 – Comparação dos fatores de segurança para os discos ventilados

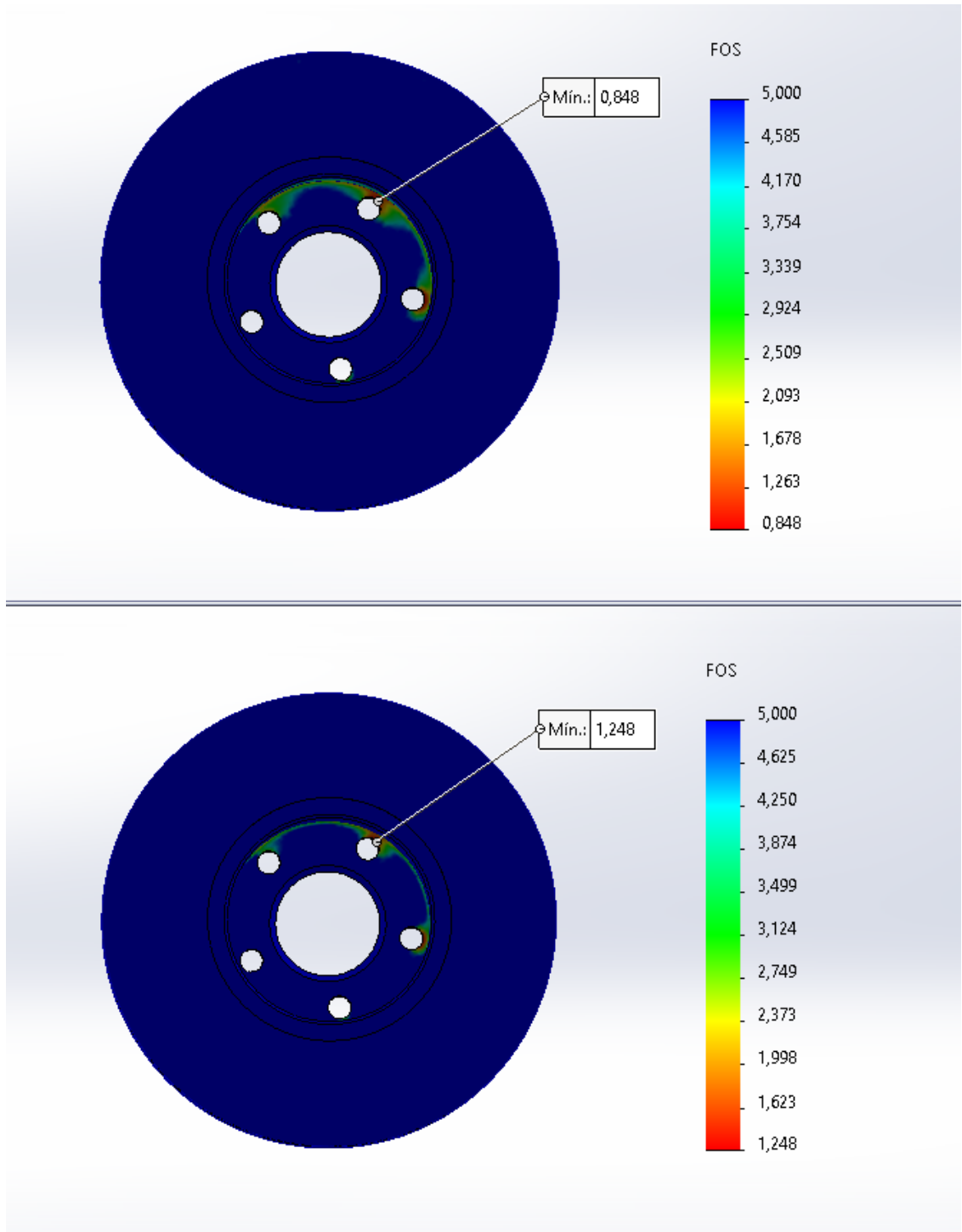


Figura 76 - Comparação das tensões para os discos sólidos

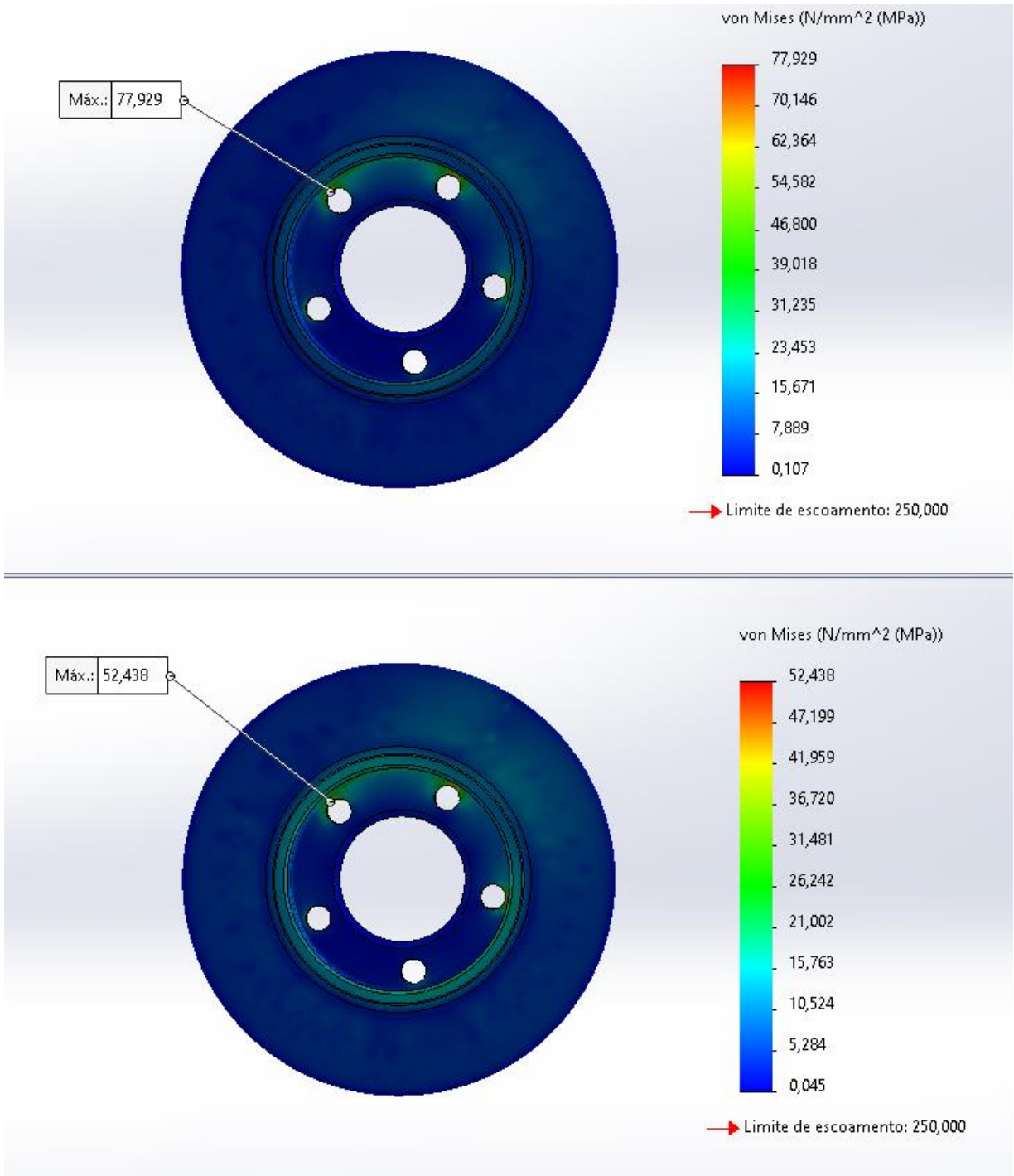
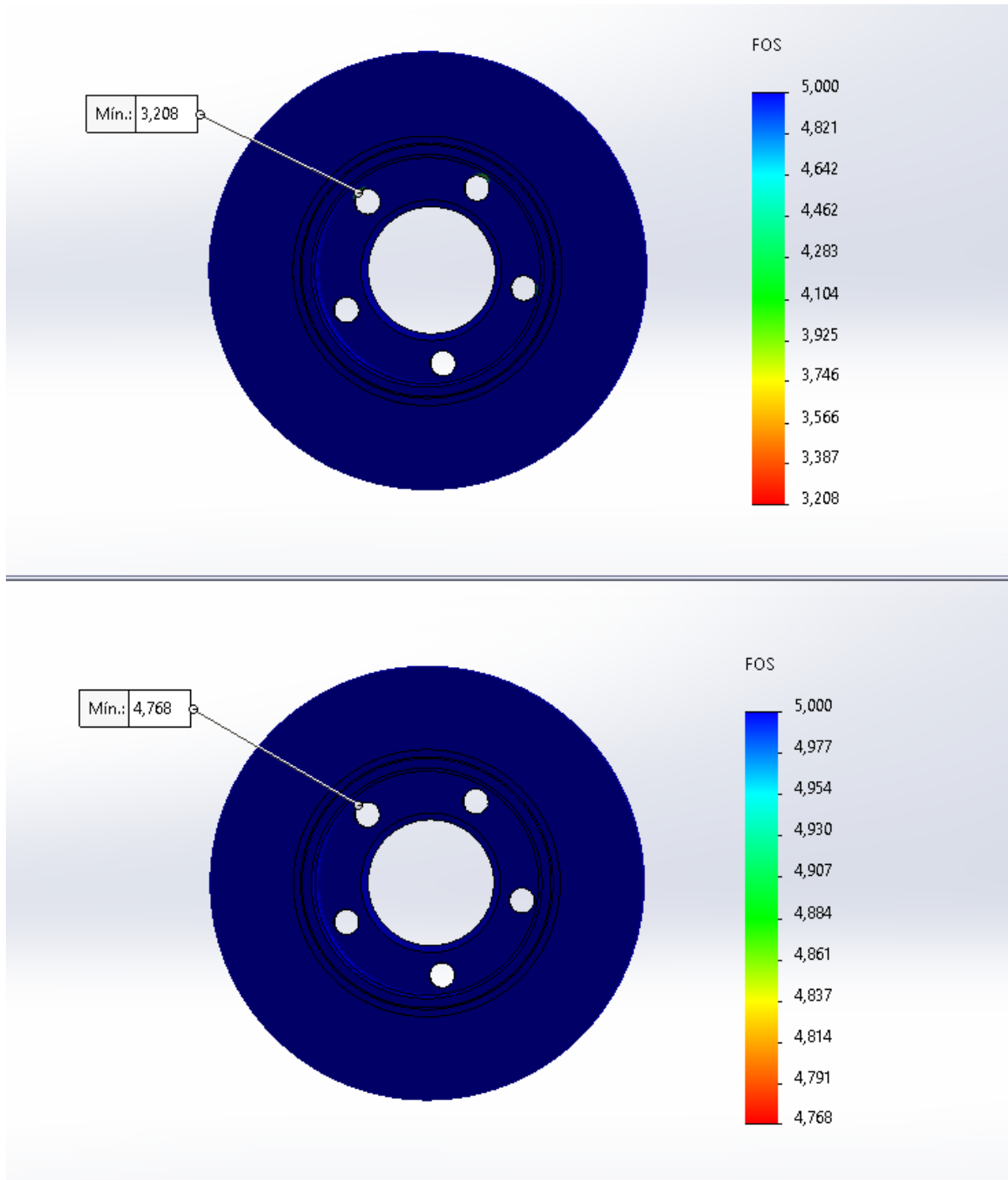


Figura 77 - Comparação dos fatores de segurança para os discos sólidos





Em relação aos discos ventilados, analisando a figura 74 nota-se que o coeficiente de atrito teve **grande** influência na distribuição das tensões, pois variando  $\mu$  de 0.5 para 0.8 a tensão máxima variou **47.8%**. Esse efeito pode ser percebido principalmente na região de fixação do disco, pois é onde a maior parte das tensões estão concentradas. Além disso, analisando as equações das reações em cada pneu é verificado que o atrito tem **forte** influência na transferência de carga durante a frenagem, o que também colabora para a concentração de carga no eixo dianteiro.

Sobre os coeficientes de segurança, analisando a figura 75 percebe-se que ao longo da maior parte da estrutura do disco em ambas solicitações os valores são bem elevados. Esse resultado se dá pela questão das tensões distribuídas ao longo do disco serem bem inferiores ao limite de escoamento para o ferro fundido cinzento ( $S_y = 250$  MPa). Além disso, a plotagem dos gráficos dos coeficientes de segurança foi realizada através do **critério de tensão de Von Mises máxima**, onde novamente a região mais frágil é na fixação onde podem ser necessários ajustes ao fixar o disco.

Em relação aos discos sólidos, analisando a figura 76 percebe-se que a variação do coeficiente de atrito gerou uma variação da tensão de Von Mises máxima de **48.6%**, onde mesmo com aumento as tensões finais, elas continuaram baixas, pois durante a frenagem a maior parte da carga se concentra no eixo dianteiro o que permite o eixo traseiro utilizar discos de freio mais simples, como os sólidos do Hyundai Creta.

Sobre os coeficientes de segurança para o disco sólido, analisando a figura 77 nota-se que os valores foram bem elevados, mesmo na região de fixação do disco. Assim, a atenção precisa ser maior no disco dianteiro. Além disso, em muitos casos a resistência a tração em discos fabricados de ferro fundido não é muito elevada. Nesse sentido, o tratamento térmico pode ser necessário para reforçar a estrutura do disco.

Em relação ao efeito da temperatura nos dois discos, existe a possibilidade de haver dilatação ou contração ao receber transferência de calor. Nesse sentido, comparado as tensões antes da integração com a análise térmica e depois, é verificado que as variações foram pequenas, o que apesar de trazer um estudo mais detalhado, teve pouco efeito nos resultados finais.

Portanto, mesmo com as variações das temperaturas e dos coeficientes de atrito entre o pneu e o asfalto seco, os resultados se mostraram **satisfatórios**, pois de maneira geral as tensões apresentaram-se razoáveis, apenas com certa atenção na região dos parafusos onde ocorre a fixação do disco de freio ao rotor.

## 6 CONCLUSÃO

O trabalho teve como objetivo demonstrar a importância das simulações computacionais para o engenheiro mecânico, onde o processo foi realizado utilizando o programa *SolidWorks*, através de análises que se feitas de forma tradicional iriam consumir bastante tempo, especialmente no final, onde os estudos foram integrados.

Para realizar as análises foram feitas as modelagens de discos de freios comerciais utilizados no veículo Hyundai Creta 2.0 de acordo com as informações fornecidas pelos fabricantes. A seguir, foram aplicadas as condições de contorno e os componentes de tensão foram simulados de acordo com as cargas utilizadas.

Para obter a maior riqueza de informações, os discos foram analisados em diversos cenários, considerando a maior variação possível entre o fator de atrito do pneu com o asfalto e a distribuição da temperatura resultante durante o momento da frenagem, verificando no final as possíveis deformações e coeficientes de segurança.

Nesse sentido, as análises estáticas e térmicas utilizadas foram válidas, visto que as maiores tensões, deformações e temperaturas ocorrem nos modelos de maiores solicitações. Além disso, os resultados das análises foram satisfatórios, pois as tensões e temperaturas na estrutura do disco apresentaram valores razoáveis que respeitam os limites de escoamento e de temperatura para o ferro fundido cinzento.

Assim, o modelo de elementos finitos aplicado aos softwares se mostrou de forma **eficiente**, pois as etapas do processo foram realizadas de maneira satisfatória, mostrando assim a importância da simulação computacional, visto ser verificada sua eficiência na análise de projetos mecânicos com maior variedade de resultados e baixo consumo de tempo.

Com o trabalho realizado, novas análises podem ser sugeridas de forma a incrementar as informações sobre o assunto. Sobre as simulações, é possível utilizar outros critérios de refinamento, pois os modelos atuais utilizaram a malha mesclada com base em curvatura, onde outros tipos de malhas também podem ser válidos.

Em relação a análise, algumas condições podem ser modificadas, visto alguns valores terem sido assumidos como o coeficiente de convecção e o atrito entre a pastilha de disco e sua região de aplicação, onde em relação a convecção seu coeficiente pode ser calculado de maneira detalhada com o módulo *SolidWorks Flow Simulation*. Por último, podem ser realizados estudos mais específicos sobre as pastilhas de freio, aplicando as análises e simulações nelas.



## REFERÊNCIAS

LIMPERT, Rudolf. **Brake Design and Safety**. 2. ed. Warrendale: SAE International, 1999. 529 p.

LIMPERT, Rudolf. **Brake Design and Safety**. 3. ed. Warrendale: SAE International, 2011. 434 p.

PRIETO, Ronaldo Deziderio. **Freios Hidráulicos**: da física básica à dinâmica veicular, do sistema convencional aos sistemas eletrônicos. São Paulo: SENAI-SP Editora, 2014. 960 p.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas**: uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman Editora Ltda, 2013. 1055 p.

GARDINALLI, Geraldo José. **Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS**. 2005. 112 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2005.

REIF, Konrad. **Brakes, Brake Control, and Driver Assistance Systems**: function, regulation and components. Friedrichshafen: Springer Vieweg, 2014. 284 p.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2016. 1096 p. Tradução de João Batista de Aguiar, João Manoel de Aguiar e José Benaque Rubert.

SANTOS, Gustavo Carvalho Martins dos. **Projeto e Dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo fórmula SAE**. 2014. 150 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

CROLLA, David A.. **Automotive Engineering**: powertrain, chassis system and vehicle body. Burlington: Elsevier, 2009.

NICOLAZZI, Lauro Cesar; ROSA, Edison da; LEAL, Longuinho da Costa Machado. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. 2005. 355 Publicação interna do GRANTE - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

BREMBO. **Qual disco de freio escolher? Melhor perfurado ou ranhurado?** 2019. Disponível em: <https://www.brembo.com/en/company/news/disco-perfurado-ranhurado-brembo>. Acesso em: 23 jan. 2023.

COSTA, Paulo G.. **A bíblia do carro**. 2002.

MARINHO, Ivy Jeann Pinto. **Projeto ótimo de estruturas metálicas de arquivancadas reutilizáveis via Ansys**. 2002. 192 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Civil, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (Puc-Rio), Rio de Janeiro, 2002.

MESQUITA, Felipe Freitas de. **Projeto de um sistema de freio para o veículo de competição Off-Road**: projeto sae de mini baja. 2017. 74 f. TCC (Graduação) - Curso de Ciências Exatas e Tecnológicas, Universidade Federal do Recôncavo da Bahia, Cruz das Almas, 2017.

RODRIGUEZ, Henrique. **Qual a diferença entre freios ventilados, perfurados e sólidos?**: custo, eficiência e forma como dissipam o calor são as principais distinções. Custo, eficiência e forma como dissipam o calor são as principais distinções. 2017. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/qual-a-diferenca-entre-os-freios-ventilados-perfurados-e-solidos/>. Acesso em: 24 jan. 2023.

HEDGBERTH, Llewellyn. **Hitting the Brakes**: a history of automotive brakes. A History of Automotive Brakes. 2016. Disponível em: <http://www.secondchancegarage.com/public/history-of-automotive-brakes-1.cfm>. Acesso em: 23 jan. 2023.

LOTTI, Raquel S. et al. **Aplicabilidade científica do método dos elementos finitos**: Scientific application of finite element method. 11. ed. Maringá: Dental Press Editora, 2006

SOLIDWORKS. **Ajuda do SOLIDWORKS**. 2022. Disponível em: [https://help.solidworks.com/2022/portuguese-brazilian/SolidWorks/sldworks/r\\_help.htm?id=48ed6d16438c4a8a822e2a8288278a58](https://help.solidworks.com/2022/portuguese-brazilian/SolidWorks/sldworks/r_help.htm?id=48ed6d16438c4a8a822e2a8288278a58). Acesso em: 26 jan. 2023.

SYSTÈMES, Dassault. **Introdução ao SolidWorks**. Waltham: Dassault Systèmes Solidworks Corporation, 2014.

PIESKE, A. **Ferros Fundidos Cinzentos de Alta Qualidade**. 1º ed. Santa Catarina: Sociedade Educacional Tupy, 1974.

BREMBO. **Ceramic Brake Pads**. 2023. Disponível em: <https://www.bremboparts.com/asiapacific/en/products/prime/ceramic-brake-pads>. Acesso em: 14 fev. 2023.

FREMAX, Autoexperts. **Catálogo da marca Fremax**. 2023. Disponível em: <https://fremax.autoexperts.parts/>. Acesso em: 14 fev. 2023.

HYUNDAI. **Hyundai Creta: Manual do Proprietário**. 2017. Disponível em: [https://www.hyundai.com.br/content/dam/hmb/download-manuais/A1GO-PB211A\\_Site.pdf](https://www.hyundai.com.br/content/dam/hmb/download-manuais/A1GO-PB211A_Site.pdf). Acesso em: 14 fev. 2023

SOLIDWORKS, Dassault Systèmes. **SAE® Design and Analysis Project with SolidWorks® Software**. Concord (Massachusetts): Dassault Systèmes Solidworks Corporation, 2011. 200 p. Disponível em: [https://www.solidworks.com/sw/docs/sae\\_project\\_wb\\_2011\\_eng.pdf](https://www.solidworks.com/sw/docs/sae_project_wb_2011_eng.pdf). Acesso em: 20 fev. 2023.