

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Bruno Magalhães Critsinelis**

**Análise de Tensões e Dimensionamento Ótimo  
de uma Pinça de Freio de Veículos *Off-Road* do  
tipo Mini Baja**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Ivan Fabio Mota de Menezes

Rio de Janeiro  
Dezembro de 2021

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, Daniel e Patrícia por estarem ao meu lado durante esses anos, acreditarem em todo o meu potencial e me proporcionarem o privilégio da educação com muito amor e carinho.

À minha namorada Alejandra, por ser minha maior incentivadora e companheira, passando por toda passagem na PUC-Rio ao meu lado. Dando apoio, força e amor em todos os anos de faculdade.

Ao meu professor orientador Ivan Fabio Mota de Menezes, pelo apoio e encorajamento ao longo do desenvolvimento deste trabalho, mesmo sendo fora de sua principal área de atuação. Aos professores José Paulo Silva de Paula e José Alberto dos Reis Parise pelo incondicional apoio à equipe Reptiles, essencial para o meu crescimento pessoal e profissional.

Aos meus melhores amigos Gustavo, Erick, Bruno Motta, Raphael, Gabriel Queiroz, Matheus de Luca, Rodrigo e Pedro Herdy por estarem sempre ao meu lado me dando força ao longo de toda essa jornada. Aos amigos que fiz na universidade: Caroline, Marina, Ana Luísa, Leonardo, Matheus, Davi, Gabriel Motta, Stélio, Bernardo Turnes, Bernardo Bittencourt, Luísa, Pedro Portari, Pedro Novis e Gabriel Brilhante. Por fazerem parte dessa trajetória e fazendo dela mais gratificante.

À Doris Engenharia, em especial aos colegas de trabalho Raphael Losito, Luiza Ortiz e Raul Fernandes por acreditarem no meu potencial desde o primeiro dia, confiando em mim diversos desafios que proporcionam meu crescimento profissional diário e me qualificando ainda mais.

Por fim, deixo meus sinceros agradecimentos a todos que fizeram parte da conclusão do curso e deste trabalho.

## RESUMO

### **Análise de Tensões e Dimensionamento Ótimo de uma Pinça de Freio de Veículos *Off-Road* do tipo Mini Baja**

A equipe Reptiles vem buscando um maior conhecimento dos componentes utilizados no protótipo. Os componentes comerciais são fundamentais nas fases iniciais, onde o principal foco é fazer o sistema funcionar. No estágio atual, o principal objetivo é aprimorar conhecimentos teóricos, a partir do projeto de componentes próprios. O primeiro passo já foi dado com todos os discos de freio da equipe. Corroborando ao principal objetivo da equipe de auxiliar a PUC-Rio na formação de melhores engenheiros.

O presente trabalho apresenta uma metodologia para a obtenção do dimensionamento ótimo de um importante componente mecânico, a pinça de freio em um sistema *onboard* do protótipo atual da equipe Reptiles. Esta peça apresenta mais complexidade na obtenção dos esforços em componentes a serem agregados a ela, tal como a vedação do fluido e os parafusos.

A primeira parte da metodologia consiste em determinar as condições de trabalho, tendo em vista os esforços realizados pelo piloto e a multiplicação de forças do sistema, as forças resistentes à frenagem e os suportes aos quais a pinça é submetida.

Em seguida, a peça será modelada no *software* Solidworks e serão feitas simulações estruturais seguidas de uma otimização topológica no *software* Ansys de modo a ter o conhecimento das regiões com importante função estrutural e, conseqüentemente, obter uma peça mais leve e que satisfaça os critérios de projeto mecânico.

Palavras chaves: Ansys, pinça de freio, otimização topológica, método dos elementos finitos, Baja SAE.

## **ABSTRACT**

### **Stress Analysis and Optimum Sizing of a Mini Baja Off-Road Brake Caliper**

The Reptiles team has been seeking a greater knowledge of the components used in the prototype. Commercial components are very important in the early stages, where the main focus is to make the system work. At the present moment, we are seeking to improve understanding of the theory, starting with the design of our own components. The first step has already been taken with all the team's brake discs. Corroborating the team's main goal of supporting PUC-Rio in the formation of better engineers.

This work presents a methodology for obtaining the optimal sizing of an important mechanical component, the brake caliper in an onboard system of the current prototype of the Reptiles team. This part presents more complexity in obtaining the stresses in components to be added to it, such as the fluid seal and bolts.

The first part of the methodology consists in determining the working conditions, considering the efforts made by the pilot and the multiplication of system forces, the braking resistance forces, and the supports to which the caliper is subjected.

Then, the part will be modeled in Solidworks software, and structural simulations and topological optimization will be performed in Ansys software in order to have the knowledge of the regions with important structural function.

Key-words: Ansys, brake caliper, optimization, Baja SAE

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>10</b>
1.1. Objetivo .....	10
1.2. Mini Baja SAE .....	11
1.3. Reptiles Baja PUC-Rio .....	11
1.4. Subsistema de Freios .....	12
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>13</b>
2.1. Sistema de coordenadas .....	13
2.2. Freio a tambor .....	14
2.3. Freio a disco .....	15
2.3.1. Pinça fixa.....	16
2.3.2. Pinça flutuante.....	17
2.3.3. Discos de Freio.....	18
2.4. Linhas de freio .....	19
2.5. Pedal.....	20
2.6. Cilindro Mestre .....	21
2.7. Balance Bar.....	23
<b>3. COMPONENTES DA PINÇA</b> .....	<b>23</b>
3.1. Vedação da Pinça .....	23
3.2. Alimentação da pinça.....	24
3.3. Parafuso sangrador.....	25
3.4. Pastilhas.....	26
<b>4. CONDIÇÕES DE CONTORNO</b> .....	<b>27</b>
4.1. Pneu/Solo.....	27
4.2. Parâmetros do veículo e dados de entrada .....	29
4.3. Pressão interna.....	30
4.4. Força do Êmbolo .....	31

4.5. Força de Frenagem .....	31
5. MODELAGEM .....	34
6. SIMULAÇÃO ESTRUTURAL E OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA .....	37
6.1. Método de Elementos Finitos.....	37
6.2. Matéria Prima.....	38
6.3. Simulação estática .....	40
6.3.1. Aplicação das Condições de Contorno.....	41
6.4. Otimização topológica .....	43
7. GEOMETRIA FINAL.....	45
8. CONCLUSÕES.....	48
BIBLIOGRAFIA .....	49

## Lista de figuras

Figura 1 - Mini Baja da Reptiles no Enduro do Regional 2019 .....	12
Figura 2 - Sistema de coordenadas .....	14
Figura 3 - Freio a tambor.....	15
Figura 4 - Freio a disco .....	16
Figura 5 - Pinça fixa .....	17
Figura 6 - Pinça Flutuante .....	17
Figura 7 - Raio efetivo do disco.....	18
Figura 8 - Exemplos de aplicação do disco de freio .....	19
Figura 9 – 1. Linha flexível/ 2. Parafuso de conexão/ 3. Banjo.....	20
Figura 10 - Pedal Ratio .....	20
Figura 11 - Cilindro Mestre Simples .....	22
Figura 12 - Cilindro mestre duplo .....	22
Figura 13 - <i>Balance bar</i> em montagem com cilindros mestre .....	23
Figura 14 - Anel de vedação da pinça.....	24
Figura 15 - Parafuso oco com anéis de vedação .....	25
Figura 17 - Parafuso sangrador.....	26
Figura 18 - Pinça de freio com suporte e pastilhas .....	26
Figura 19 - Gráfico de coeficiente de atrito por deslizamento do pneu .....	28
Figura 20 - Gráfico de Transferência de carga por desaceleração .....	33
Figura 21 - Pinça traseira Suzuki Burgman 125.....	34
Figura 22 - Modificações no posicionamento dos furos .....	35
Figura 23 - Vista Isométrica da Geometria Base.....	35
Figura 24 - Vista superior da geometria base.....	36
Figura 25 - Vista lateral da geometria base.....	36
Figura 26 - Método de elementos finitos .....	37
Figura 27 - Diagrama de Blocos do <i>Ansys Workbench</i> .....	38
Figura 28 - Diagrama de Ashby.....	39
Figura 29 - Pressão interna na simulação.....	41
Figura 30 - Força do êmbolo na simulação .....	42
Figura 31 - Força de reação na simulação.....	42

Figura 32 - Suporte cilíndrico na simulação .....	43
Figura 34 - Vista isométrica das áreas a serem otimizadas .....	44
Figura 35 - Vista auxiliar das áreas a serem otimizadas .....	44
Figura 36 - Peça otimizada com suavizações .....	45
Figura 37 - Vista auxiliar da peça otimizada.....	45
Figura 38 - Vista isométrica da peça final .....	46
Figura 39 - Vista complementar da peça final .....	47
Figura 40 - Simulação da peça final .....	47

## Lista de tabelas

Tabela 1 - Coeficiente de atrito para diferentes solos .....	27
Tabela 2 - Parâmetros do protótipo.....	29
Tabela 3 - Parâmetros do sistema de freios.....	29
Tabela 4 - Dados de entrada.....	30
Tabela 5 - Propriedades do 6351-T6.....	39
Tabela 6 - Propriedades do 6061-T6	40
Tabela 7 - Características de malha.....	40

## 1. INTRODUÇÃO

A equipe de baja da PUC-Rio, Reptiles Baja vem enfrentando, nos últimos anos, dificuldades no desenvolvimento de um projeto de freio com embasamento teórico. Fato que obtém reflexos negativos, tanto nas avaliações técnicas de projeto, quanto no desempenho do protótipo ao longo de diversas competições. Todavia, o conhecimento agregado após gerações e a busca por inovação são grandes fatores motivadores para este trabalho.

Diante disso, a equipe vem buscando o desenvolvimento de peças projetadas e fabricadas por conta própria, o que proporciona um maior aprendizado aos seus membros no que tange a projetos, seleção de materiais, usinagem, dentre outros aspectos. Além disso, proporciona uma maior flexibilidade e personalização para que os requisitos de projeto e processos de otimização sejam realizados da melhor forma possível. Hoje, o subsistema de freio possui apenas os discos de freio projetados, o conhecimento agregado e resultados foram muito expressivos.

### 1.1. Objetivo

Este trabalho tem como objetivo principal estudar o comportamento mecânico de uma pinça de freio utilizada em veículos *off-road* tipo Mini Baja para identificar possibilidades de melhorias de desempenho e montagem. Para tanto, será realizada uma detalhada análise de tensões, utilizando o Método dos Elementos Finitos, pensando em modificações na geometria da peça de modo a permitir uma redução de volume sem perda das características estruturais e viabilizar maior personalização. Essa análise será feita por meio de técnicas de otimização topológica.

Conforme mencionado anteriormente, o projeto trata do ramo automotivo e tem como foco o sistema de freios. Serão utilizadas publicações de referência no assunto, disponíveis na literatura técnica, para o desenvolvimento teórico e para as análises de dimensionamento e esforços atuantes no sistema.

Dessa forma, as principais referências utilizadas neste projeto são o livro *The*

*Automotive Chassis* de Giancarlo Genta (Volumes I e II) e o livro *Brake Design and Safety* de Rudolf Limpert, um dos mais consagrados no assunto.

## **1.2. Mini Baja SAE**

O mini Baja é um projeto estudantil regulamentado (RATBSB, 2020) pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) e tem como principal objetivo complementar a formação dos alunos com o desenvolvimento de um protótipo fora de estrada. A responsabilidade de aplicação de engenharia, concepção de projeto e fabricação é dos estudantes que, com o auxílio dos professores orientadores, promovem um cenário de competições estaduais, regionais e nacionais.

Diante desse cenário, dentro de todos os requisitos expostos no extenso regulamento da SAE (RATBSB, 2020), está a longevidade dos protótipos de dois anos em relação à primeira competição e a fase de apresentação de projeto. Esses pontos destacados são exemplos do objetivo de promover uma constante evolução das equipes.

Além disso, os veículos projetados por cada equipe se enfrentam em diversas provas na competição que colocam à prova diversos aspectos do projeto, como manobrabilidade, velocidade máxima, aceleração, tração e resistência. Entretanto, para que isso seja possível, muitos requisitos de segurança são implementados e seguidos à risca no regulamento para garantir a integridade de todos. O sistema de freios é um componente essencial para que a equipe possa prosseguir nas provas, de modo que o veículo seja capaz de travar as quatro rodas durante toda a competição (RATBSB, 2020).

## **1.3. Reptiles Baja PUC-Rio**

Fundada em 2010, a equipe da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro vem se consolidando fortemente no cenário nacional, apesar da pouca idade. Alcançando grandes conquistas nos últimos anos, a Reptiles está consolidada há alguns anos como a melhor equipe do Rio de Janeiro e crescendo nacionalmente, conquistando o 14º na competição nacional de 2020.

O grande destaque que a equipe vem apresentando é na qualidade das apresentações e na prova de resistência, como no segundo lugar no enduro do regional de 2019 com 83 voltas, uma a menos do que o primeiro colocado (EESC USP, dominante em 2019).



Figura 1 - Mini Baja da Reptiles no Enduro do Regional 2019

Fonte: Foto de Alejandra Macedo

Hoje a equipe atua com grande interdisciplinaridade de membros e mantém o foco na formação de melhores engenheiros com muita responsabilidade e conhecimento, buscando cada vez mais a inovação.

#### **1.4. Sistema de Freios**

O subsistema de freios tem como principal finalidade desenvolver um sistema confiável e seguro que permita o piloto a travar as quatro rodas do veículo a partir de dois sistemas independentes e com acionamento único a partir do pé do piloto (RATBSB, 2020).

Para tal, é necessário analisar e implantar os componentes que satisfazem as condições de projeto, tais como uma redução de massa, travamento simultâneo dos

eixos e evitar o superdimensionamento de acordo com as exigências de esforços que serão mencionadas adiante. Tudo isso dentro das condições orçamentárias distribuídas no projeto.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Sistemas de freios são aplicados de modo a converter a energia cinética dos veículos em térmica a partir do atrito, para tanto, há diferentes princípios de funcionamento como hidráulico, mecânico e pneumático. Em veículos automotores, se sobressaem os hidráulicos e pneumáticos que podem fornecer uma maior eficiência de forma mais compacta.

Os freios pneumáticos estão mais presentes em veículos de grande porte como caminhões e ônibus (DAY, 2014). Os hidráulicos estão massivamente presentes nos veículos de pequeno e médio porte devido ao fato de serem mais compactos e adaptáveis. Dentro desse tipo de acionamento, há dois tipos de freios que predominam, a disco e a tambor.

### **2.1. Sistema de coordenadas**

Todas as análises automotivas seguem um mesmo modelo de coordenadas descrito pela Norma SAE J670 – Sistema de Coordenadas. Conforme exposto na Figura 2, o ponto de origem do sistema parte do centro de gravidade do veículo. Para as todas as análises de frenagem realizadas no presente trabalho são consideradas em linha reta. Dessa forma, apenas o deslocamento nos eixos X e Z e a rotação em torno do eixo y são considerados. O movimento de *pitch* (em torno do eixo y) é de suma importância para a análise, uma vez que o *squat* é o movimento para trás na aceleração e o *dive* é o movimento para frente durante a frenagem.

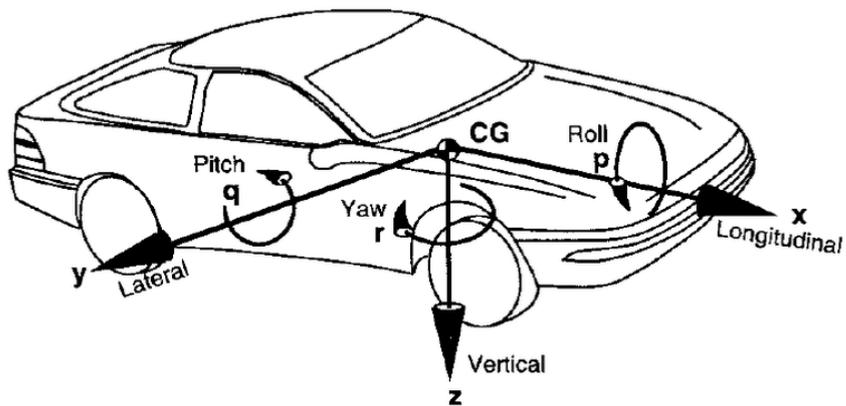


Figura 2 - Sistema de coordenadas

Fonte: GILLESPIE (1992)

## 2.2. Freio a tambor

O freio a tambor tem o acionamento hidráulico que faz com que os êmbolos atuem sobre as sapatas que atiram com a parede interna do tambor (parte rotativa). Há, também, molas que retraem as sapatas para evitar o atrito constante. Algumas das vantagens desse sistema são o baixo custo e a abundância de peças. Como desvantagens há o maior aquecimento, por ser um sistema fechado, dificuldade de manutenção devido ao número de componentes e a uma menor eficiência de frenagem quando molhado.

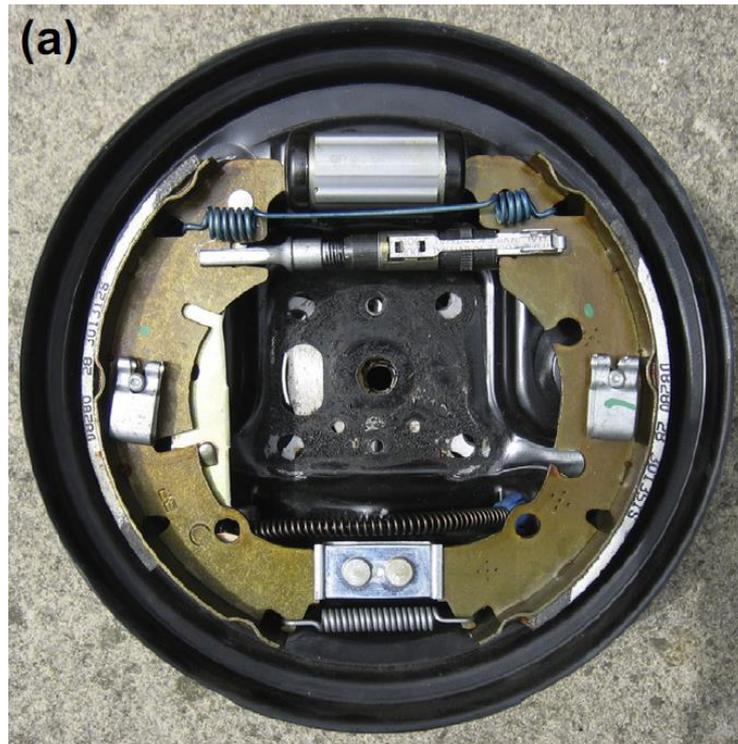


Figura 3 - Freio a tambor

Fonte: DAY (2014)

### 2.3. Freio a disco

No caso dos freios a disco, o sistema é mais simples com um disco, uma pinça e pastilhas de freio. A pinça possui um ou mais êmbolos que pressionam as pastilhas contra o disco rotativo e, a partir do atrito, desacelera o veículo.

Existem dois tipos de pinças de freio (GENTA, G. & MORELLO, L, 2009), a fixa e a flutuante.

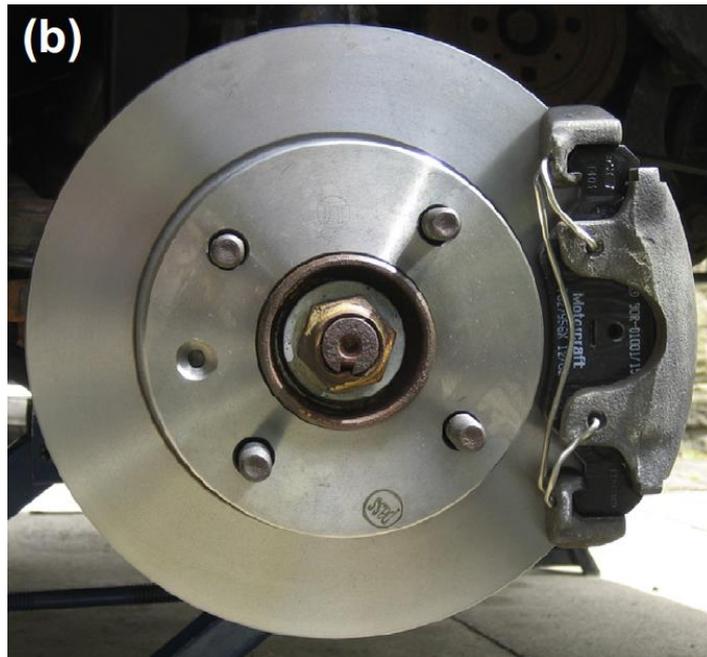


Figura 4 - Freio a disco  
 Fonte: DAY (2014)

### 2.3.1. Pinça fixa

No caso de pinças fixas, as pastilhas são pressionadas por um ou mais êmbolos de cada lado conectados em paralelo a partir de uma mesma fonte, conforme ilustrado na Figura 5. No caso de veículos de passeio, comumente se encontram dois êmbolos de cada lado para uma mesma pastilha nos eixos dianteiros, onde, devido a transferência de carga, os esforços solicitantes são maiores. Nos eixos traseiros ou em veículos menos potentes, de menor dimensão ou até mesmo em motos, apenas um êmbolo pode garantir a frenagem (GENTA, G, & MORELLO, L, 2009).

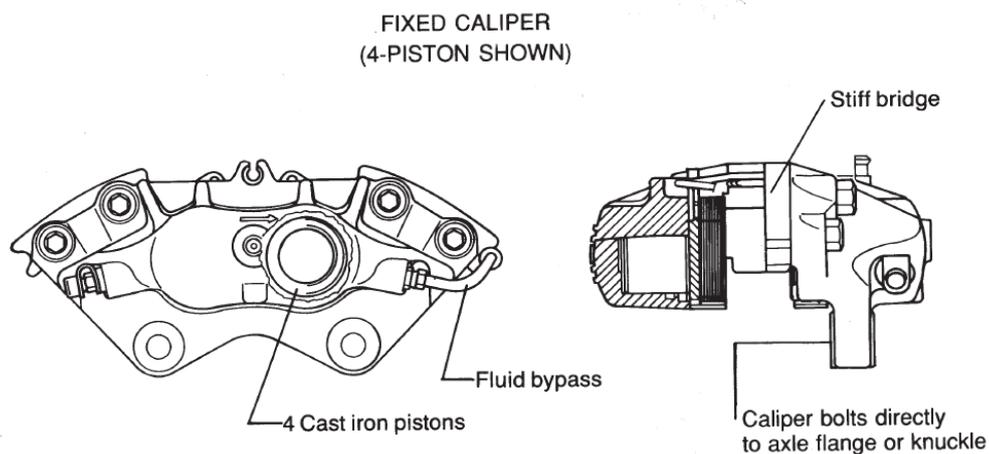


Figura 5 - Pinça fixa  
Fonte: LIMPERT (2011)

### 2.3.2. Pinça flutuante

Para pinças flutuantes, há um ou mais êmbolos em apenas um dos lados como mostra a Figura 6. Portanto, devido à liberdade de movimento perpendicular ao disco proveniente da montagem com pinos guias, o lado oposto atua por reação. Essa configuração apresenta a vantagem de redução de custos e a possibilidade de um componente mais compacto.

Um aspecto a ser considerado é que o deslocamento da pinça pode ser bloqueado por pedaços de lama ou corrosão, por isso é muito importante que essa parte esteja vedada por meio do guarda-pó e com um lubrificante no interior (GENTA, G. & MORELLO, L., 2009).

Pode-se destacar como principais vantagens a maior facilidade de manutenção, fabricação e montagem, devido ao menor número de componentes. Além disso, a liberdade de movimento é uma vantagem quando a montagem não é precisa, isso faz com que a peça se adapte bem à montagem e ao desgaste. Portanto, este foi o tipo de pinça foi o escolhido para o projeto.

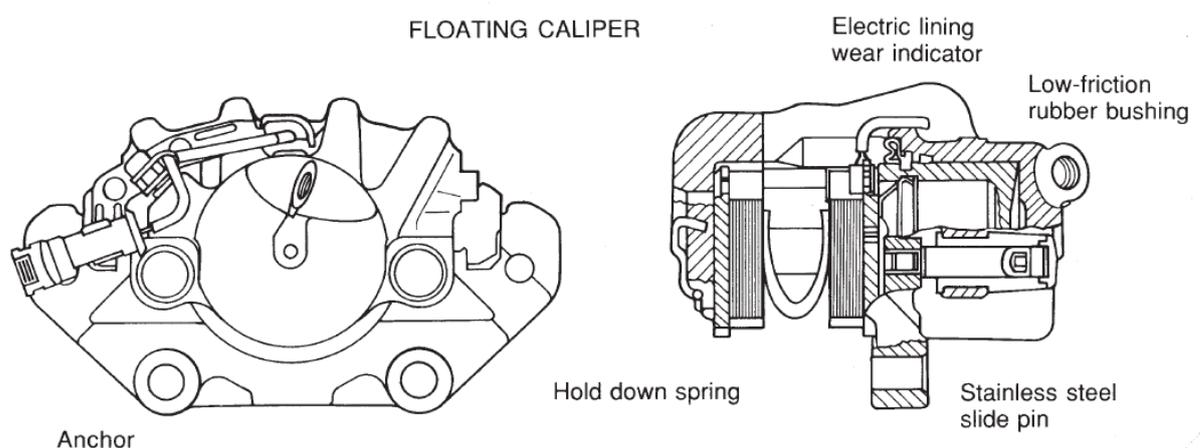


Figura 6 - Pinça Flutuante  
Fonte: LIMPERT (2011)

### 2.3.3. Discos de Freio

O disco de freio possui uma função fundamental no funcionamento do sistema, a força exercida pela pinça é feita a partir das pastilhas, que por sua vez, aparam com o disco de modo a promover a frenagem. Essa força de atrito deve superar a força exigida pelo solo para que o travamento seja executado (item 4.5). O principal parâmetro de projeto para o dimensionamento é o seu diâmetro, mais especificamente o diâmetro efetivo, o ponto médio da posição das pastilhas, representado na Figura 7.

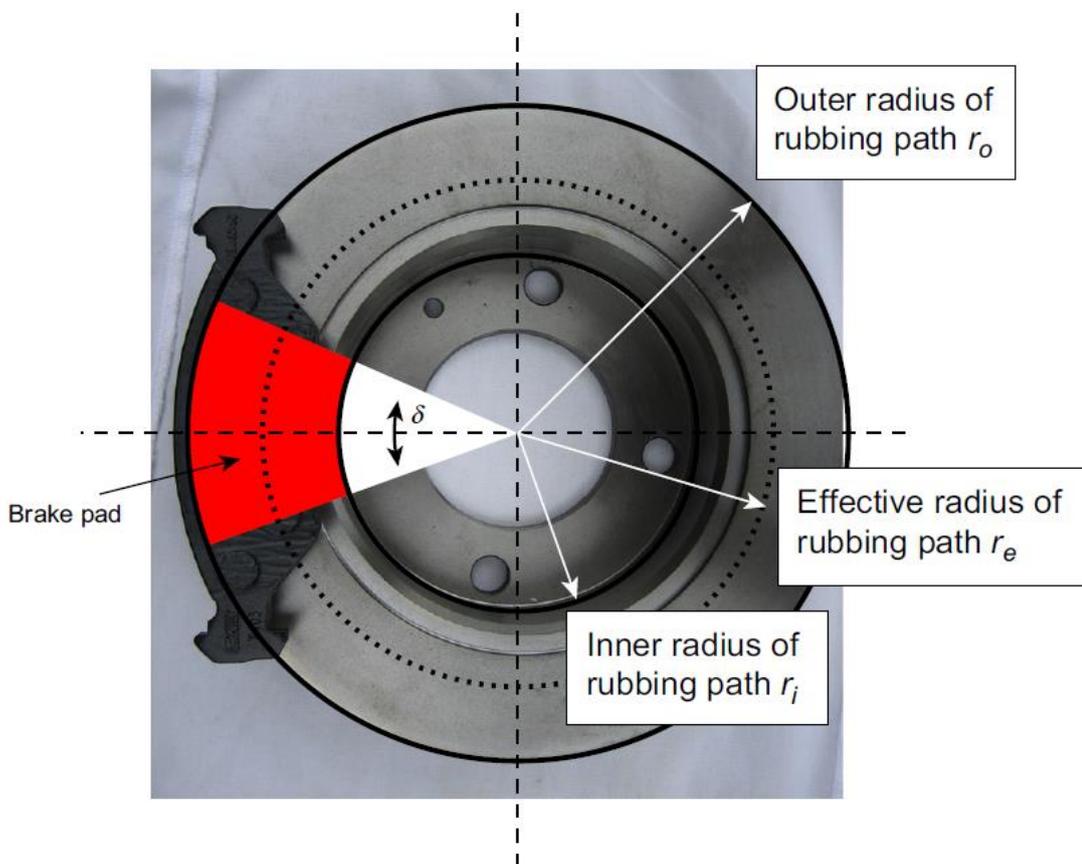


Figura 7 - Raio efetivo do disco

Fonte: DAY (2014)

O disco de freio possui dois tipos de posicionamento. O primeiro deles é no interior da roda (esquerda da Figura 8) ou na saída do eixo do diferencial (freio *onboard*, direita da Figura 8) que, no caso do veículo mini baja, é uma caixa de redução, onde as rodas esquerda e direita mantêm mesmo torque e rotação.

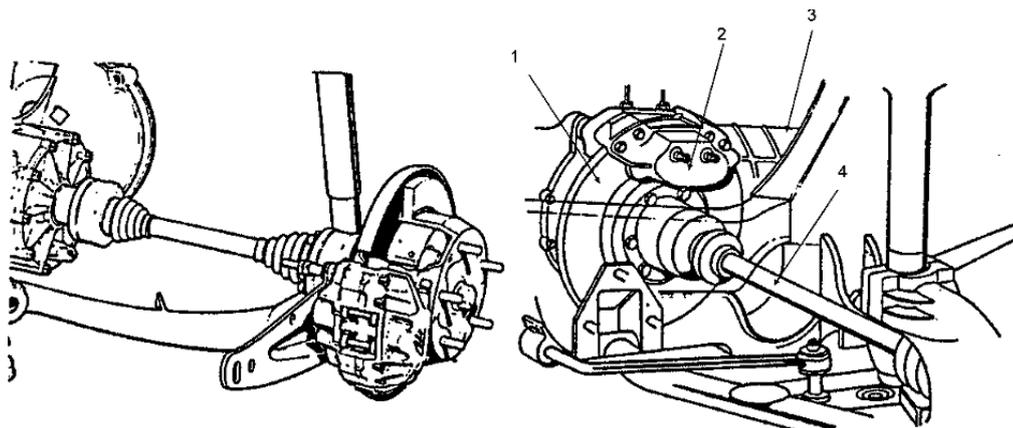


Figura 8 - Exemplos de aplicação do disco de freio

Fonte: GENTA, G. & MORELLO, L. (2009)

#### 2.4. Linhas de freio

As linhas de freios são essenciais para que o fluido preencha todo o sistema garantindo a vedação. Portanto, são utilizadas combinações de linha rígidas automotivas e flexíveis para garantir o funcionamento do sistema.

As linhas rígidas são utilizadas ao longo de toda estrutura no veículo, desde os cilindros mestre até o ponto de ancoragem da suspensão no caso da montagem dianteira. Já na traseira, uma vez que o tipo de freio traseiro é do tipo *onboard*, a rígida ultrapassa a parede corta fogo e, em seguida, é feita a conexão para a flexível. A linha rígida pode ser dobrada e cortada de acordo com as necessidades da equipe.

As linhas flexíveis são indispensáveis para qualquer veículo automotor, principalmente nas proximidades das rodas onde há curso de suspensão. No caso do mini baja, a transposição de obstáculos como troncos e valas é constante e, portanto, o curso de *bump* e *rebound* é alto e deve ser considerado na montagem, para que a linha flexível tenha liberdade de movimento. O tipo utilizado é o aeroquip, composto por uma malha de aço inoxidável que garante resistência e mínima perda de carga.

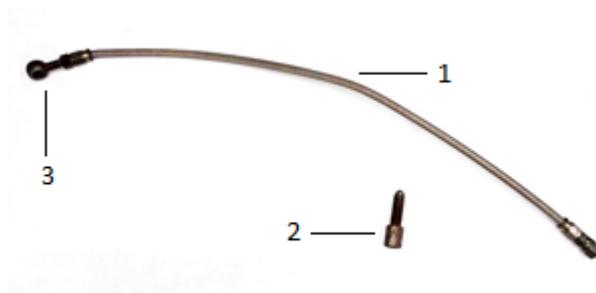


Figura 9 – 1. Linha flexível/ 2. Parafuso de conexão/ 3. Banjo  
 Fonte: Elaborada pelo autor, 2021

## 2.5. Pedal

O pedal de freio é o componente de acionamento do sistema a partir do pé do piloto. Ele é o primeiro estágio na transmissão e multiplicação de forças, funcionando a partir do princípio da alavanca de Arquimedes.

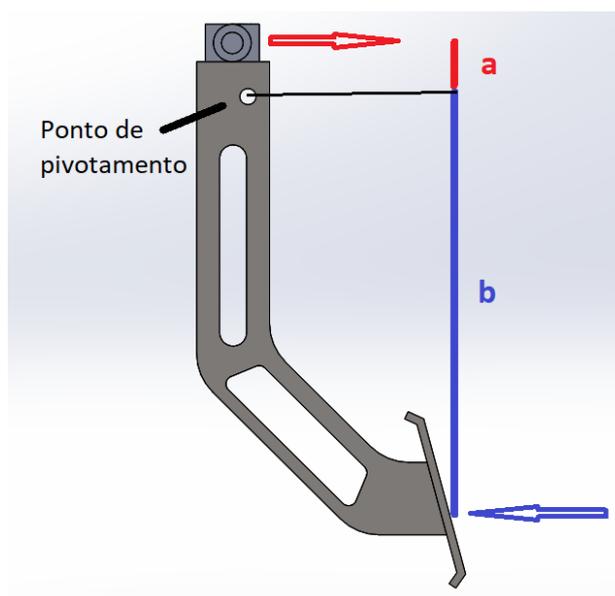


Figura 10 - Pedal Ratio  
 Fonte: Elaborada pelo autor, 2021

A Figura 10 representa a montagem do pedal com o *balance bar*. A composição dos dois aciona os cilindros mestre a partir da alavanca. De acordo com LIMPERT (2011), a multiplicação de força é denominada *pedal ratio* e é definida pela seguinte fórmula:

$$l_p = \frac{b}{a}$$

onde:

$l_p$  : *Pedal ratio*

$a$  : distância da força resistente ao ponto de apoio

$b$  : distância da força potente ao ponto de apoio

O pedal utilizado no projeto em questão possui um *pedal ratio* igual a 6. A força aplicada foi de 823 N pelo piloto nas simulações, força máxima aplicada por um homem do 5º percentil (LIMPERT, 2011). Com o cálculo apresentado no item 4.5, com 275 N o piloto seria capaz de realizar o travamento do eixo no asfalto. Para evitar cargas desnecessárias na pinça, uma válvula poderia limitar a pressão, mas não será considerada neste trabalho.

## **2.6. Cilindro Mestre**

O cilindro mestre é o componente responsável por transformar a força proveniente do pedal em pressão no fluido de freio. Essa pressão será responsável por acionar o cilindro da pinça de freio por meio do princípio de Pascal, proporcionando uma nova multiplicação de força no sistema.

Existem, de forma geral, dois tipos de cilindros mestre. O primeiro é o simples, com um reservatório, um pistão de acionamento e uma mola de retorno. Portanto, é necessário utilizar dois cilindros mestre simples de modo a respeitar os circuitos independentes, além de se fazer necessário o acionamento a partir do *balance bar*, apresentado no item 2.7.

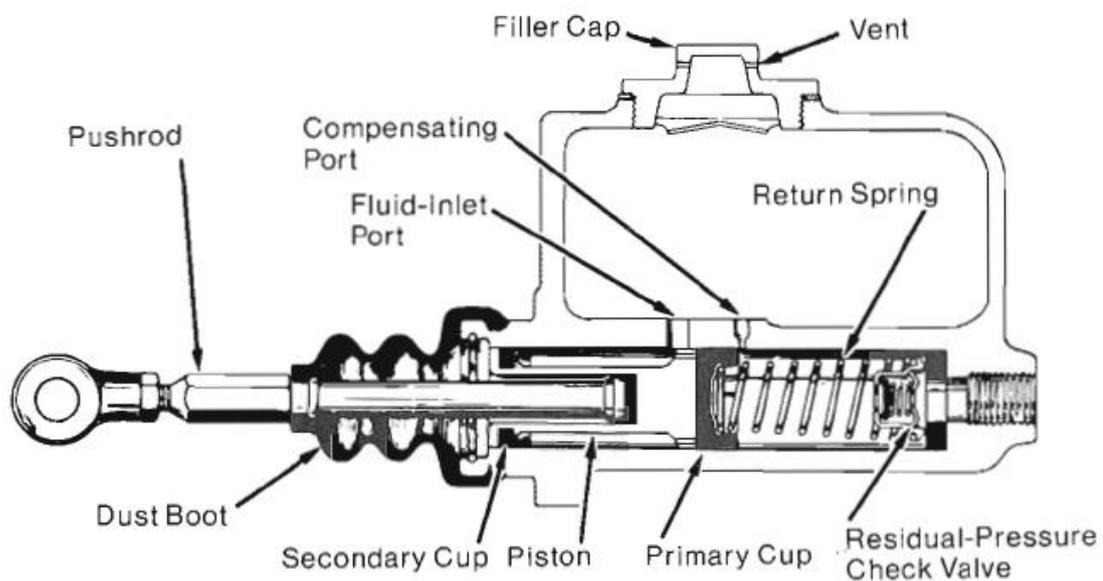


Figura 11 - Cilindro Mestre Simples

Fonte: PUHN (1985)

O segundo é o duplo, comumente utilizado em carros de passeio. O cilindro duplo tem dois reservatórios, dois pistões e duas molas de retorno em uma montagem coaxial. Seu acionamento é proveniente direto do pedal e a distribuição de frenagem pode ser feita por uma válvula reguladora.

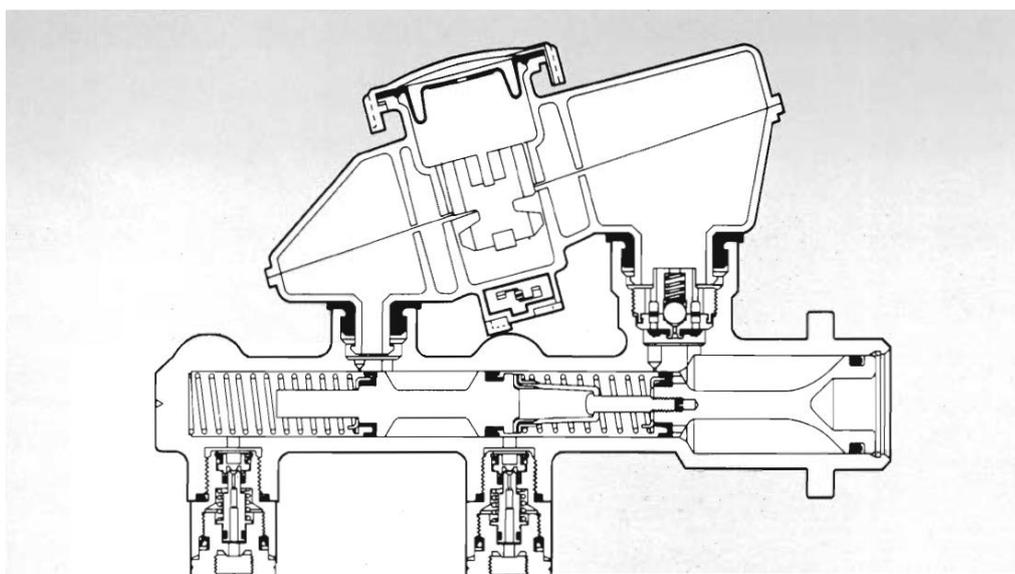


Figura 12 - Cilindro mestre duplo

Fonte: PUHN (1985)

## 2.7. Balance Bar

O sistema escolhido parte da utilização de dois cilindros mestre simples, isso implica na utilização de um *balance bar*. Este componente, além de transmitir a força do pedal para ambos os freios, permite que seja feito o balanceamento dos freios de acordo com a necessidade de cada sistema.

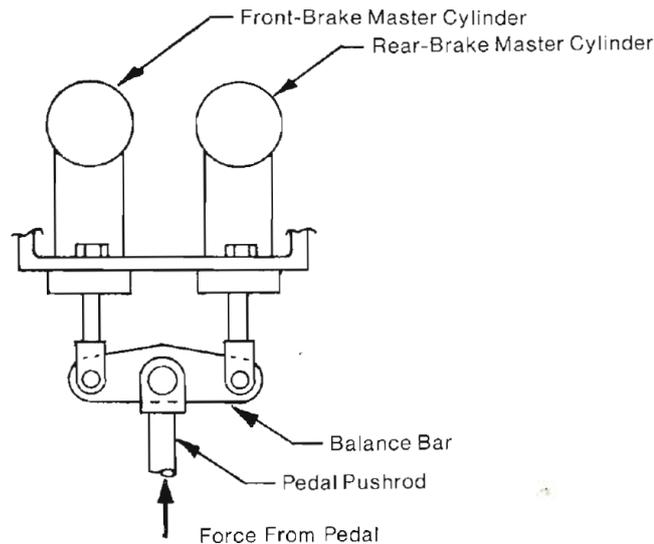


Figura 13 - *Balance bar* em montagem com cilindros mestre  
Fonte: PUHN (1985)

O pedal aciona a região central do *balance bar* onde há o cilindro e as extremidades acionam os cilindros mestre. Vale ressaltar que o corpo desta peça é um fuso que permite o ajuste da força direcionada para cada circuito.

## 3. COMPONENTES DA PINÇA

### 3.1. Vedação da Pinça

Os componentes que envolvem a vedação da pinça de freio possuem três funcionalidades muito importantes. A primeira é a de garantir que o fluido não escape no sistema e, assim, mantenha a pressão interna. A segunda é a de impedir que a poeira ou detritos entrem em contato com o fluido e o anel do êmbolo, representado na Figura 6 como *dust boot*. E a terceira é a importante função de retornar o pistão para a posição inicial, interrompendo o acionamento dos freios quando o pedal for solto.

Isso acontece porque, durante o acionamento, o anel é deformado lateralmente e a força elástica faz com que o componente retorne à posição de relaxamento (b). O posicionamento deste componente é feito a partir de uma cavidade no corpo da pinça, como identificado na Figura 14, garantindo que não saia de posição ao longo do funcionamento. Isso se aplica para pinças fixas e flutuantes.

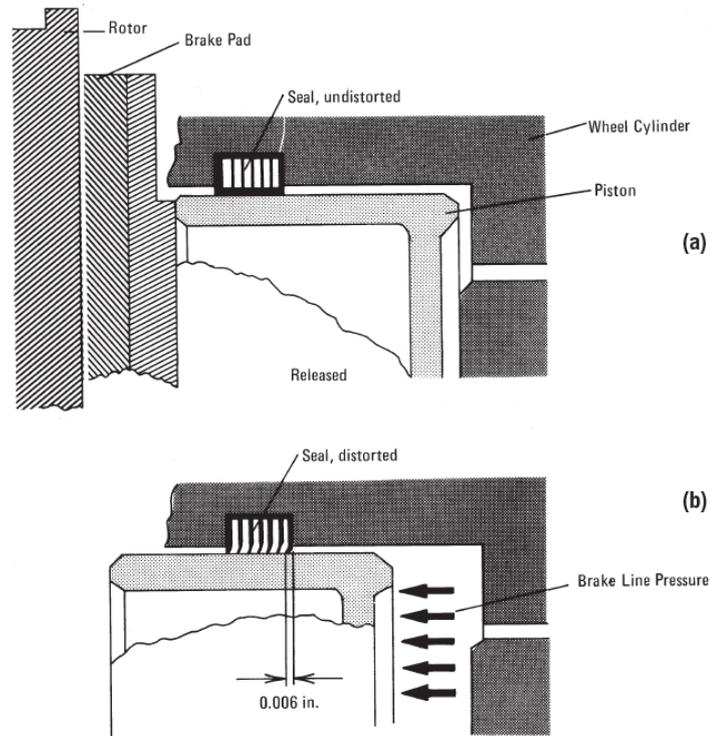


Figura 14 - Anel de vedação da pinça

Fonte: LIMPERT (2012)

### 3.2. Alimentação da pinça

A pinça de freio possui dois furos importantes. O primeiro a ser mencionado é o furo que alimenta o fluido para a região interna do corpo da peça. Este furo recebe um parafuso oco específico para exercer essa função.



Figura 15 - Parafuso oco com anéis de vedação

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

A conexão presente na ponta da linha flexível é do tipo olhal, popularmente conhecido como banjo, apresentado na Figura 159. Ele possui um furo na parte interna que transmite o fluido para o parafuso oco. A montagem se dá com dois anéis de vedação antes e depois do banjo para garantir a estanqueidade.

### 3.3. Parafuso sangrador

O segundo furo essencial para pinças de freio é para o parafuso sangrador. O processo de sangria consiste no preenchimento de todo o sistema com o fluido de freio, com o objetivo de eliminar qualquer bolha de ar remanescente na linha. A presença de poucas bolhas já pode resultar em um freio com demora na resposta, tendo em vista a compressibilidade do ar.

O parafuso sangrador libera a passagem do fluido quando afrouxado ao longo do processo de sangria. Considerando a Figura 16, a vedação que ocorre quando ele está apertado acontece na base do parafuso (1), o formato cônico coincide com o presente no interior do furo da pinça e evita o vazamento. Quando solto, o fluido passa pela base e entra no furo (2), passa pelo interior do parafuso e sai no topo (3), que tem o formato representado para que uma mangueira possa ser encaixada e a sangria realizada.



Figura 16 - Parafuso sangrador  
Fonte: Elaborada pelo autor, 2021

### 3.4. Pastilhas

As pastilhas de freios são componentes essenciais responsáveis pelo atrito com o disco que freia o veículo. Elas possuem liberdade de movimento para se deslocar com os êmbolos, no caso da pinça flutuante, e normalmente são guiadas pelo suporte que fica a pinça.

O coeficiente de atrito entre o disco e a pastilha sofre uma grande influência da temperatura. Em carros de alto desempenho, as pastilhas precisam de temperaturas mais elevadas para o melhor funcionamento, mas, no caso do baja, são comumente utilizados kits de motos de pequeno porte. O coeficiente de atrito considerado foi de 0,4.

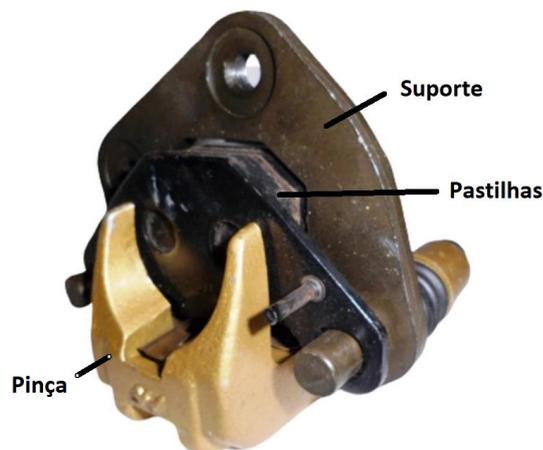


Figura 17 - Pinça de freio com suporte e pastilhas  
Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

#### **4. CONDIÇÕES DE CONTORNO**

Para que se possa realizar a simulação numérica de uma pinça de forma realista, é necessário conhecer o funcionamento do sistema e obter os esforços principais aos quais está submetido.

Foram identificados dois esforços que atuam majoritariamente na pinça. O primeiro é a pressão interna provocada pelo fluido e o segundo reação sofrida pela força do êmbolo no disco de freio, dependente da pressão interna. Há ainda um terceiro esforço aplicado a pinças fixas que é a força de frenagem.

A força de frenagem é transferida às pinças fixas tendo em vista que são aparafusadas diretamente a outro componente fixo do veículo. No caso de pinças flutuantes isso não ocorre pois, devido à presença do suporte (Figura 17), onde há a flutuação, ele mantém o posicionamento das pastilhas e está aparafusado a um componente fixo do veículo.

Vale salientar que, para a situação estudada, não serão consideradas outras forças resistivas como arrasto aerodinâmico, freio motor ou resistência ao rolamento. Assim, o sistema de freios é o único responsável pela parada do veículo.

##### **4.1. Pneu/Solo**

O tipo de solo pode ter grande impacto na dinâmica e nas forças que envolvem a frenagem. Em um solo com menor coeficiente de atrito a desaceleração é menor e, portanto, a transferência de carga ao eixo dianteiro é menor, a distância de frenagem aumenta e a exigência do sistema diminui.

Algumas referências padronizaram, de forma consensual a escala de coeficientes de atrito dos diferentes solos em diferentes condições. A Tabela 1 indica os coeficientes estáticos e dinâmicos de cada solo.

Tabela 1 - Coeficiente de atrito para diferentes solos

<b>SOLO</b>	<b>COEFICIENTE ESTÁTICO</b>	<b>COEFICIENTE DINÂMICO</b>
-------------	-----------------------------	-----------------------------

<b>Asfalto ou concreto seco</b>	0,8 a 0,9	0,75
<b>Concreto molhado</b>	0,8	0,7
<b>Asfalto Molhado</b>	0,5 a 0,7	0,4 a 0,6
<b>Pedriscos ou cascalho</b>	0,6	0,5
<b>Terra seca</b>	0,7	0,65
<b>Terra molhada</b>	0,55	0,4 a 0,5
<b>Neve</b>	0,2	0,15
<b>Gelo</b>	0,1	0,07

Fonte: CANELE, 1989

Quando o veículo está sem o freio acionado, onde não há deslizamento nos pneus, o coeficiente atuante é estático. A partir do momento que os freios são travados, o coeficiente atuante é o dinâmico, como representado na Figura 18.

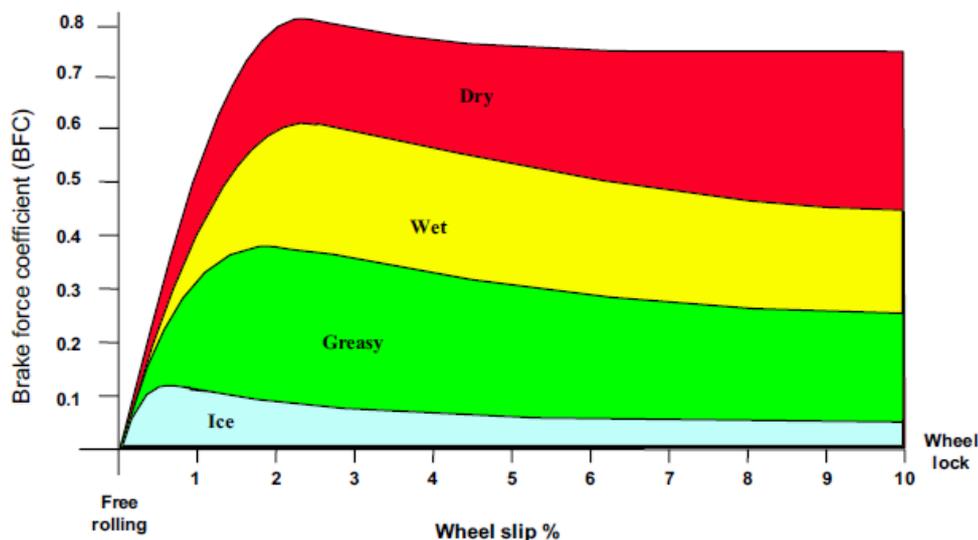


Figura 18 - Gráfico de coeficiente de atrito por deslizamento do pneu

Fonte: DAY (2014)

De fato, o protótipo foi desenvolvido para andar entre a terra molhada e o cascalho, portanto a dinâmica de frenagem deve ser analisada nesses terrenos. Entretanto, o presente trabalho tem como objetivo analisar condições críticas de trabalho, que ocorrem no asfalto seco, uma vez que a força de atrito é maior

possível e, por consequência, os esforços de frenagem também.

#### 4.2. Parâmetros do veículo e dados de entrada

O veículo que recebe a pinça que está sendo projetada possui diversos parâmetros físicos e geométricos que vão influenciar diretamente nas necessidades que envolvem o sistema.

O protótipo desenvolvido pela Reptiles Baja precisa respeitar diversos requisitos do regulamento previsto pela SAE Brasil (RATBSB, 2020). A partir disso, os subsistemas iniciam estudos para que o resultado seja o protótipo mais otimizado possível que possua resistência, velocidade, tração e um comportamento dinâmico que possibilite o cumprimento de todas as provas exigidas com maior eficiência.

Concluídos os projetos de suspensão, direção e transmissão, os parâmetros principais do veículo podem ser definidos. A partir daí o subsistema de freios pode analisar as necessidades dentro dos objetivos traçados. A partir disso, a Tabela 2 expõe os principais dados do carro.

Tabela 2 - Parâmetros do protótipo

TABELA DE PARÂMETROS DO VEÍCULO	
Altura do CG (CGz)	513 mm
Distância do eixo dianteiro ao CG (CGx)	744 mm
Entre-eixo (L)	1378 mm
Peso do carro com piloto (W)	2452 N
Raio dinâmico do pneu ( $R_{dyn}$ )	253,37 mm
Raio efetivo do disco ( $r_{ef}$ )	70 mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

A partir do dimensionamento geral do sistema, os parâmetros do sistema de

freios na Tabela 3 foram definidos após a seleção dos componentes, tendo em vista, também, os parâmetros de entrada expostos na Tabela 4.

Tabela 3 - Parâmetros do sistema de freios

<b>TABELA DE PARÂMETROS DOS FREIOS</b>	
<b>Distribuição do balance bar traseira (<math>BB_{rear}</math>)</b>	50%
<b>Área do cilindro mestre (<math>A_{mc_{rear}}</math>)</b>	126,68 mm <sup>2</sup>
<b>Área do êmbolo da pinça (<math>A_{caliper_{rear}}</math>)</b>	706,86 mm <sup>2</sup>
<b>Raio efetivo do disco (<math>r_{ef}</math>)</b>	70 mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

Tabela 4 - Dados de entrada

<b>TABELA DE PARÂMETROS DE ENTRADA</b>	
<b>Pushout Pressure (<math>PP</math>)</b>	0 MPa
<b>Força no pedal (<math>F_{pedal}</math>)</b>	823 N
<b>Eficiência do acionamento (<math>\eta_{acionamento}</math>)</b>	80%
<b>Eficiência da pinça (<math>\eta_{caliper}</math>)</b>	98%
<b>Atrito pneu/solo (<math>\mu</math>)</b>	0,8

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

#### 4.3. Pressão interna

Conforme mencionado, o princípio da alavanca do pedal provoca uma multiplicação da força exercida pelo piloto. Esta força é convertida em pressão quando aplicada no pistão do cilindro mestre. Portanto, de acordo com LIMPert (2011), pode-se chegar na seguinte fórmula de pressão interna:

$$P_{rear} = BB_{rear} * \frac{F_{pedal} * \eta_{acionamento} * l_p}{A_{mc_{rear}}}$$

onde:

$P_{rear}$  : Pressão na linha traseira

$BB_{rear}$  : Distribuição de frenagem do *balance bar* na traseira

$F_{pedal}$  : Força aplicada pelo piloto no pedal

$\eta_{acionamento}$  : Eficiência do pedal e cilindro mestre (LIMPERT, 2011)

$l_p$  : *Pedal Ratio*

$A_{mc_{rear}}$  : Área do cilindro mestre traseiro

#### 4.4. Força do Êmbolo

Dada a pressão interna, a partir do princípio de Pascal pode-se obter a força que o êmbolo transfere para o disco. Vale ressaltar que o *push-out pressure* (PP) é a pressão necessária para promover o contato das pastilhas com o disco, mas foi considerado nulo na fórmula abaixo:

$$F_{\hat{embolo}} = (P_{rear} - PP) * (A_{caliper_{rear}} * \eta_{caliper})$$

onde:

$F_{\hat{embolo}}$  : Força aplicada pelo êmbolo

$A_{caliper_{rear}}$  : Área do êmbolo da pinça traseira

$\eta_{caliper}$  : Eficiência da pinça (LIMPERT, 2011)

$PP$  : Push-out pressure

#### 4.5. Força de Frenagem

A força de frenagem, conforme mencionado, não é transmitida para a pinça de freio, mas é muito importante para compreender o funcionamento do sistema e a pressão e força do êmbolo necessários para garantir o travamento. Para que isso ocorra, LIMPERT (2011) define a seguinte fórmula:

$$F_{\text{embolo}} * BF > F_{zR_{dyn}} * \mu * \left( \frac{R_{dyn}}{r_{ef}} \right)$$

onde:

$BF$  : Brake Factor

$BB_{rear}$  : Distribuição de carga do balance bar na traseira

$F_{zR_{dyn}}$  : Força normal dinâmica no eixo traseiro

$\mu$  : Coeficiente de atrito pneu/solo

$R_{dyn}$  : Raio dinâmico do pneu traseiro

$r_{ef}$  : Raio efetivo do disco traseiro

O *Brake Factor*, de acordo com LIMPert (2011), para pinças padrões com duas pastilhas que exercem força de ambos os lados do disco, pode ser definido por:

$$BF = 2 * \mu_{pads}$$

onde:

$\mu_{pads}$  : Coeficiente de atrito pastilha/disco

O trabalho de LIMPert (2011) propõe uma fórmula para as cargas dinâmicas para os eixos dianteiro e traseiro, respectivamente, dadas por:

$$F_{zF_{dyn}} = \left( 1 - \frac{F_{zR_{dyn}}}{W} + \frac{CG_z}{L} * \mu \right) * W$$

$$F_{zR_{dyn}} = \left( \frac{F_{zR_{dyn}}}{W} - \frac{CG_z}{L} * \mu \right) * W$$

onde:

$W$  : Massa total do carro

$L$  : Entre eixos

$CG_z$  : Altura do CG em relação ao solo

$F_{zR_{dyn}}$  : Força normal dinâmica no eixo traseiro

$F_{zF_{dyn}}$  : Força normal dinâmica no eixo dianteiro

$\mu$  : Coeficiente de atrito pneu/solo

$R_{dyn}$  : Raio dinâmico do pneu traseiro

$r_{ef}$  : Raio efetivo do disco traseiro

A partir desta formulação, é possível traçar o gráfico da Figura 19, em função da aceleração. Uma vez que é considerada a situação de travamento das rodas, a desaceleração é uma função do coeficiente de atrito pneu/solo e da gravidade. Portanto, a gravidade multiplicou a massa do veículo para obter a força normal e o gráfico fica em função da desaceleração.

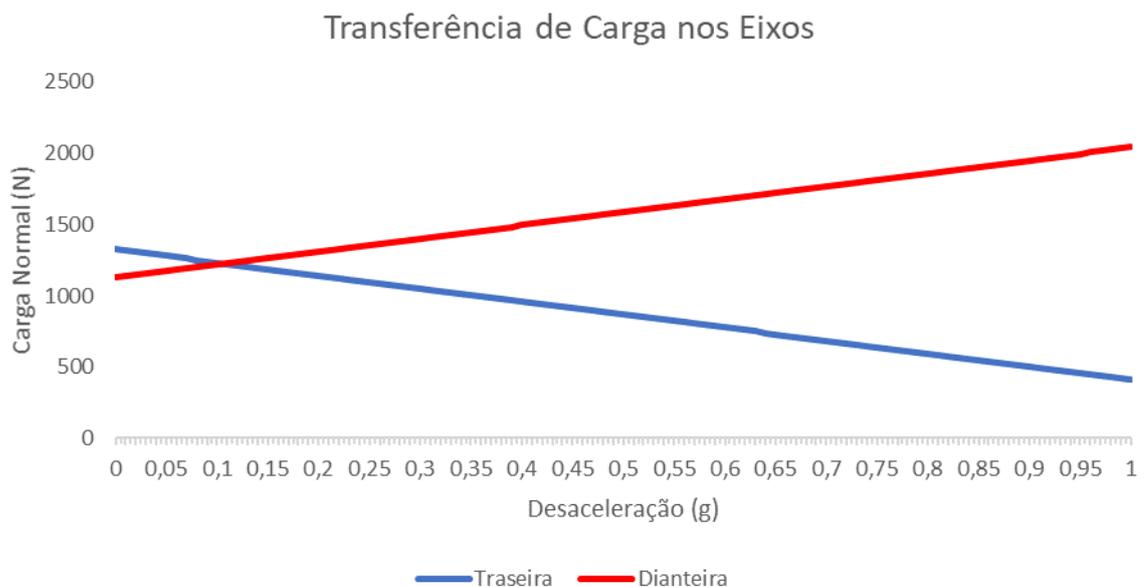


Figura 19 - Gráfico de Transferência de carga por desaceleração

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

A partir dos cálculos descritos acima, uma força no pedal de 275 N já seria suficiente para que o eixo travasse e, portanto, a força utilizada para calcular a pressão interna e força do êmbolo não possui efeitos práticos quando ao funcionamento do sistema, mas aumenta os esforços na pinça.

A peça que está sendo projetada pertence ao eixo traseiro e, portanto, a sua

carga dinâmica reduz conforme a desaceleração aumenta. Conhecido como *dive*, este comportamento dinâmico explica a necessidade de freios mais fortes na dianteira.

## 5. MODELAGEM

Nesta seção será feita a modelagem inicial da peça, tendo em vista a otimização topológica posterior. Na Figura 20 está representada a pinça traseira da Suzuki Burgman 125, utilizada como referência para o projeto. Será utilizado o *kit* de manutenção desta pinça que inclui as pastilhas, êmbolo, vedação e suporte.

Esta peça possui diversas características que satisfazem o projeto, tanto no que diz respeito ao dimensionamento do sistema devido ao diâmetro do êmbolo, quanto ao fato de ser flutuante e possuir um design compacto.



Figura 20 - Pinça traseira Suzuki Burgman 125

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

A partir daí, foi possível modelar a pinça desejada no *software* Solidworks com as modificações descritas a seguir. As duas mudanças a serem destacadas na Figura 21 são: as posições dos furos onde vão estar o parafuso de alimentação e o sangrador, elas aconteceram para melhor satisfazer a montagem da mesma.

Essas mudanças proporcionam mais possibilidades de personalização para montagem, já que é essencial que o sangrador fique virado para cima, uma vez que o ar, por possuir menor densidade, não entra no sistema quando o parafuso for solto. A escolha do posicionamento do parafuso de alimentação tem um objetivo de contribuir com uma função estrutural, fortalecendo uma região que corrobora para aumentar a rigidez estrutural da peça e visando facilitar a montagem do sistema.

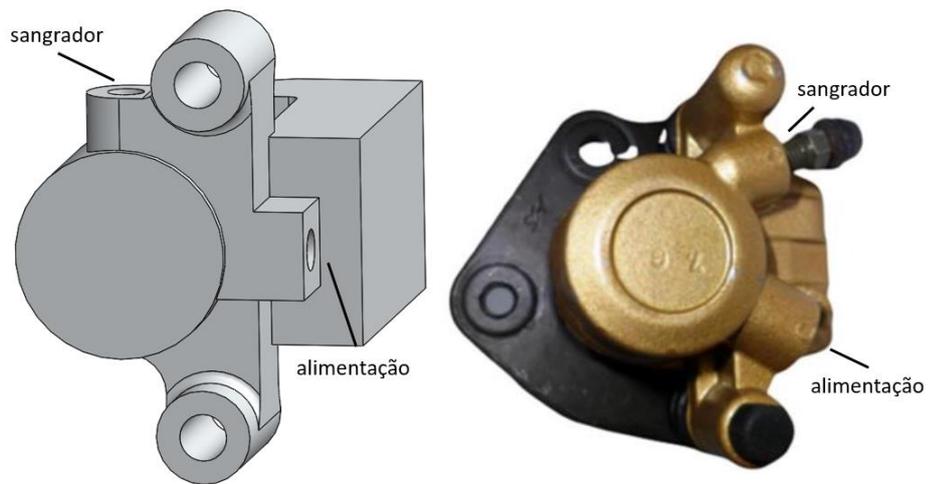


Figura 21 - Modificações no posicionamento dos furos  
Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

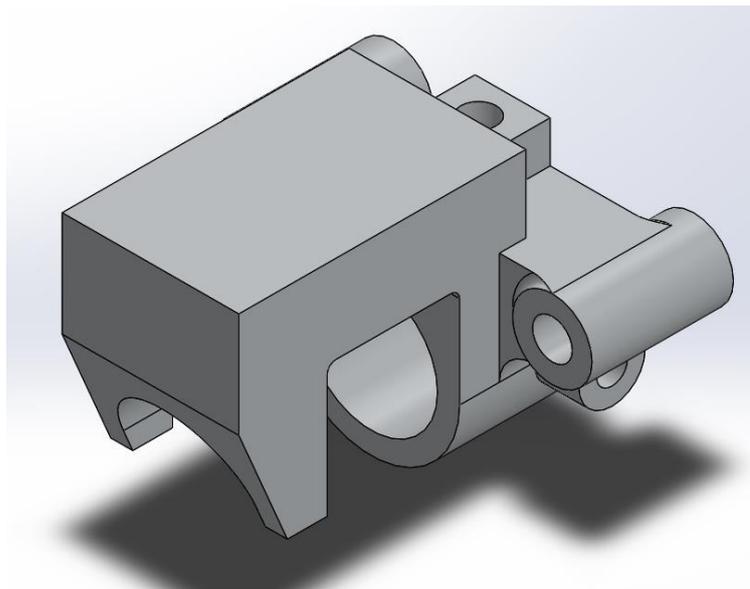


Figura 22 - Vista Isométrica da Geometria Base  
Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

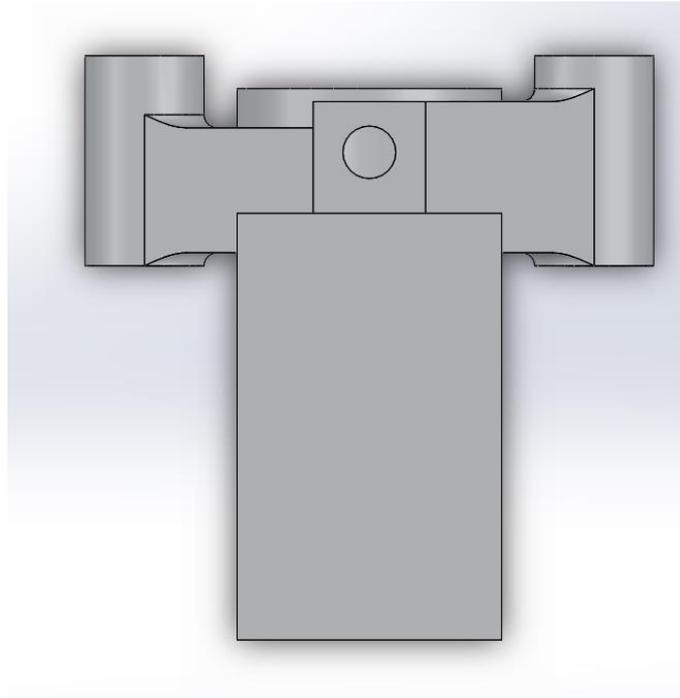


Figura 23 - Vista superior da geometria base

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

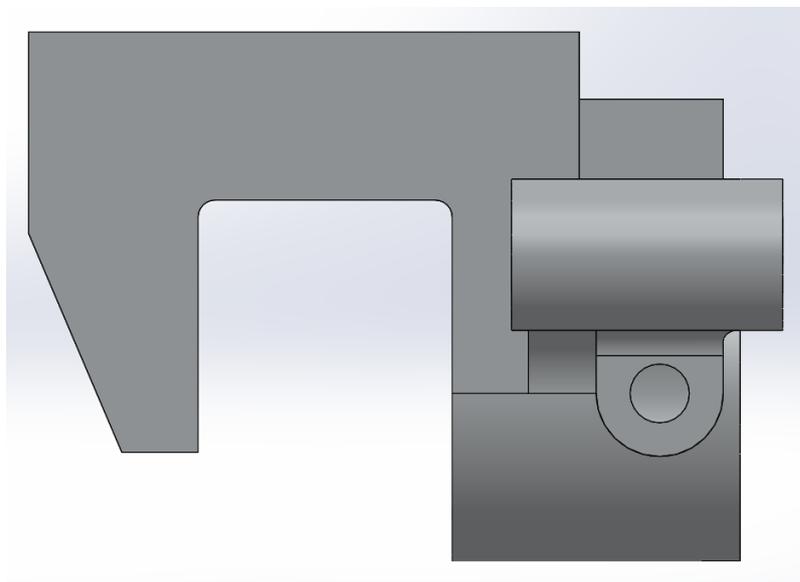


Figura 24 - Vista lateral da geometria base

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

## 6. SIMULAÇÃO ESTRUTURAL E OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

### 6.1. Método de Elementos Finitos

O software Ansys foi utilizado, tanto para a simulação do comportamento estático da peça pelo método dos elementos finitos, quanto para o processo de otimização topológica. De acordo com a MIRLIENNA (2016), o método dos elementos finitos propõe que as infinitas variáveis desconhecidas no corpo da peça sejam substituídas por uma quantidade limitada de elementos de comportamento conhecido.

Esta subdivisão pode ocorrer em diversos formatos como triangular, quadrilateral, dentre outros. Os pontos de conexão desses elementos são denominados nós e a união de todos eles formam a malha de elementos finitos. Assim como ocorre em métodos numéricos, trata-se de uma aproximação, tal que, quanto menor o tamanho dos elementos, mais refinada é a malha e mais precisa é a análise.

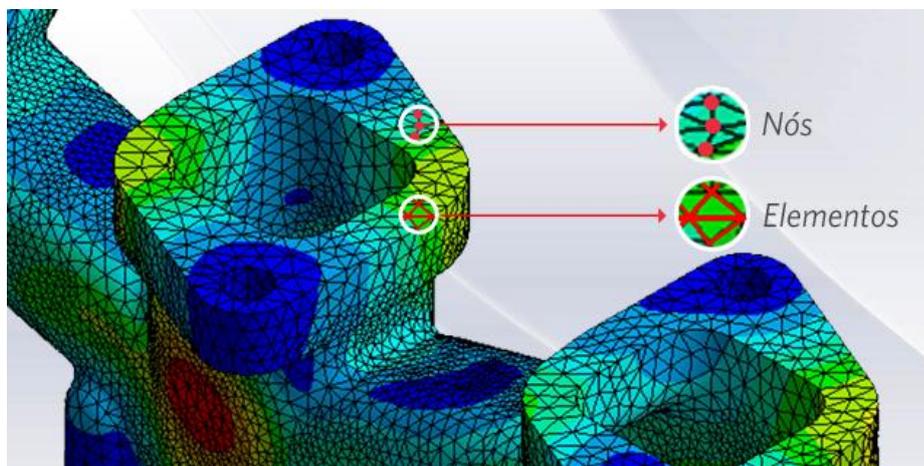


Figura 25 - Método de elementos finitos

Fonte: MIRLIENNA (2016)

Finalizada a modelagem da peça, ela foi salva e importada para o software Ansys, onde toda as simulações foram feitas. Foi realizada uma simulação estrutural (*Static Structure*) e, a partir dela, a solução foi utilizada como input para o *Setup* da Otimização topológica (*Structural Optimization*), como destacado na Figura 26.

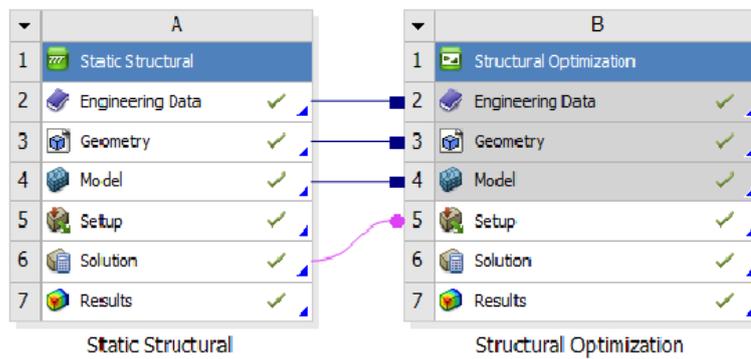


Figura 26 - Diagrama de Blocos do *Ansys Workbench*

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

## 6.2. Matéria Prima

As ligas de alumínio fornecem uma grande variedade de opções no mercado com diferentes composições. Elas apresentam cerca de um terço da rigidez e densidade dos aços e boa resistência a corrosão (importante para o constante contato com fluido de freio e água). Este tipo de liga é amplamente utilizado no ramo automotivo, inclusive na fabricação de pinças de freio. Além disso, foi estipulada inicialmente uma necessidade mínima de resistência ao escoamento de 200 MPa para a seleção de materiais e o alumínio apresenta uma série de ligas que atendem a essas necessidades.

O diagrama de Ashby torna bastante visível a necessidade de projeto, destacada pela linha azul a partir dos 200 MPa, em como as opções se limitam a compósitos, metais e cerâmicas. As ligas de alumínio foram escolhidas justamente pelas vantagens citadas e a abundância de aplicações e opções no mercado.

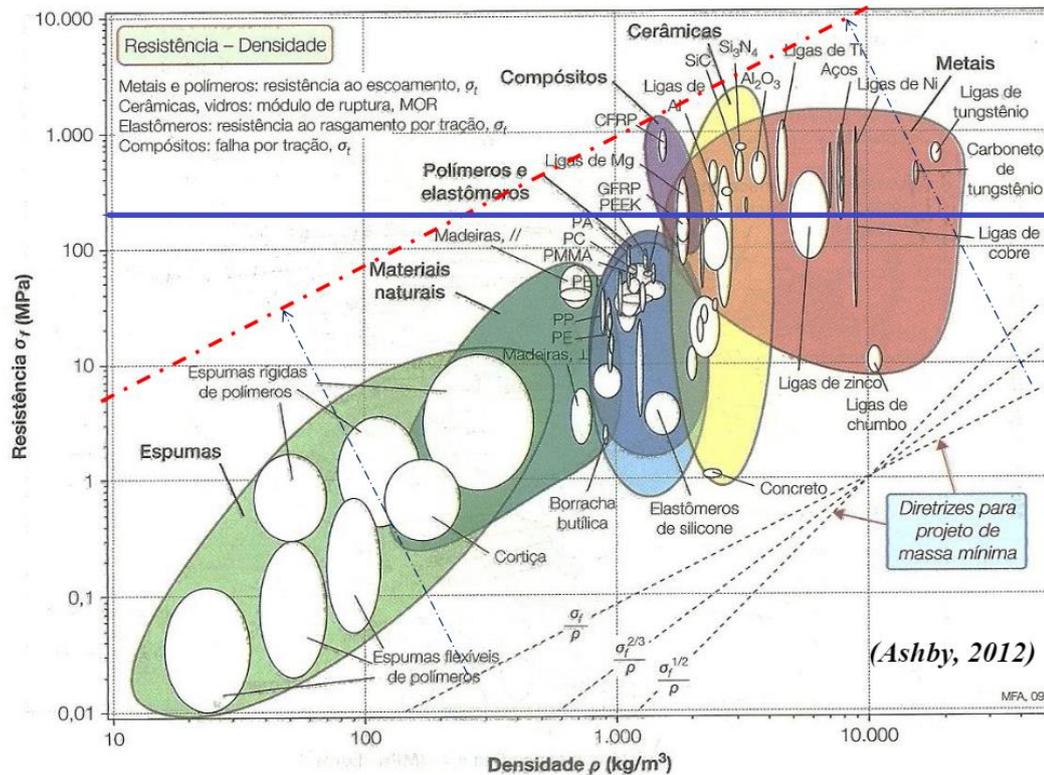


Figura 27 - Diagrama de Ashby

Fonte: Ashby, 2012

Dentro das ligas de alumínio, a família que mais chama atenção para a aplicação deste projeto é a 6xxx (Mg + Si), que apresentam alta tenacidade. As duas principais opções destacadas foram o 6061-T6 e o 6351-T6. Vale ressaltar que o T6 corresponde ao tratamento térmico em que a liga é solubilizada e envelhecida artificialmente. Ambos os materiais serão analisados para a simulação.

Tabela 5 - Propriedades do 6351-T6

PROPRIEDADES 6351-T6	
LIMITE DE ESCOAMENTO	260 MPa
LIMITE DE RESISTÊNCIA	300 MPa
DUREZA	95 HB
ALONGAMENTO	10 %

<b>DENSIDADE</b>	2,75 g/cm <sup>3</sup>
------------------	------------------------

Tabela 6 - Propriedades do 6061-T6

<b>PROPRIEDADES 6061-T6</b>	
<b>LIMITE DE ESCOAMENTO</b>	255 MPa
<b>LIMITE DE RESISTÊNCIA</b>	290 MPa
<b>DUREZA</b>	100 HB
<b>ALONGAMENTO</b>	8 %
<b>DENSIDADE</b>	2,75 g/cm <sup>3</sup>

### 6.3. Simulação estática

Foi feito um estudo de convergência variando o tamanho médio do elemento (nível de refinamento), chegando-se ao resultado apresentado na Tabela 5. Foi possível obter uma boa representação do modelo com o menor esforço computacional.

Tabela 7 - Características de malha

<b>CARACTERÍSTICAS DE MALHA</b>	
<b>Malha</b>	Triangular
<b>Número de nós</b>	119772
<b>Número de elementos</b>	73568
<b>Área média do elemento</b>	416,14 mm <sup>2</sup>

Fonte: Elaborado pelo autor, 2021

### 6.3.1. Aplicação das Condições de Contorno

As condições de contorno empregadas no modelo são essenciais para garantir um comportamento da simulação numérica o mais próximo possível da peça real. Os dois esforços foram calculados no capítulo 4

A pressão interna foi aplicada em toda a parte interna da pinça, tanto nos furos quanto na região do êmbolo. Esta situação pode ser considerada conservadora, tendo em vista a presença dos parafusos e do êmbolo no interior da galeria. A pressão aplicada foi de 15,6 MPa.

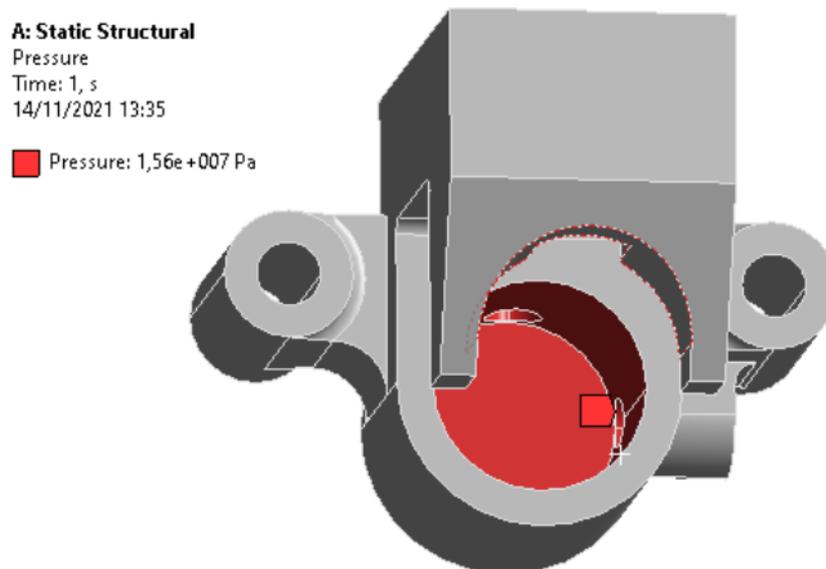


Figura 28 - Pressão interna na simulação

Fonte: Elaborado pelo autor

A força exercida pelo êmbolo precisou de uma aproximação para a região e, por isso, foi aplicada conforme a Figura 29. Entretanto, a presença de apenas um êmbolo faz com que o lado oposto execute a força por meio da reação e, por isso, foi aplicada uma força contrária, conforme ilustrado na Figura 30. A força aplicada foi de 8,6 kN.

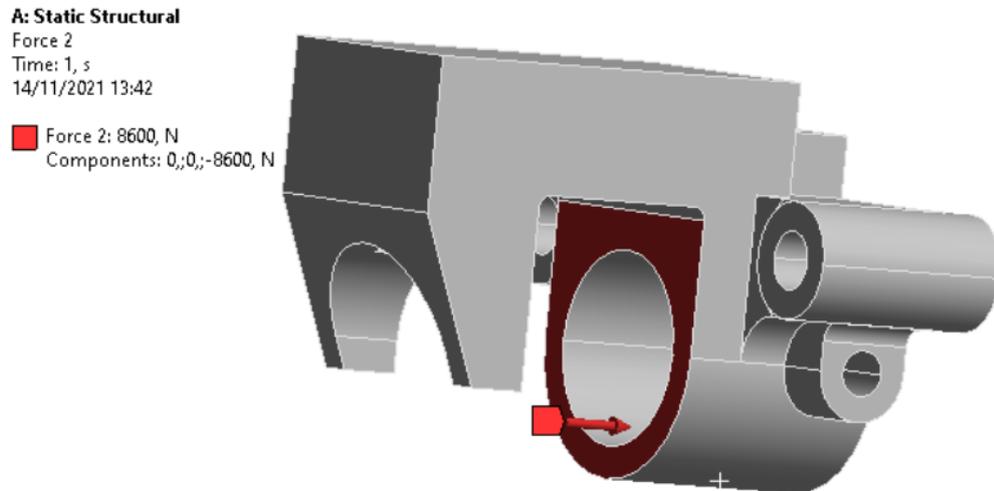


Figura 29 - Força do êmbolo na simulação

Fonte: Elaborado pelo autor

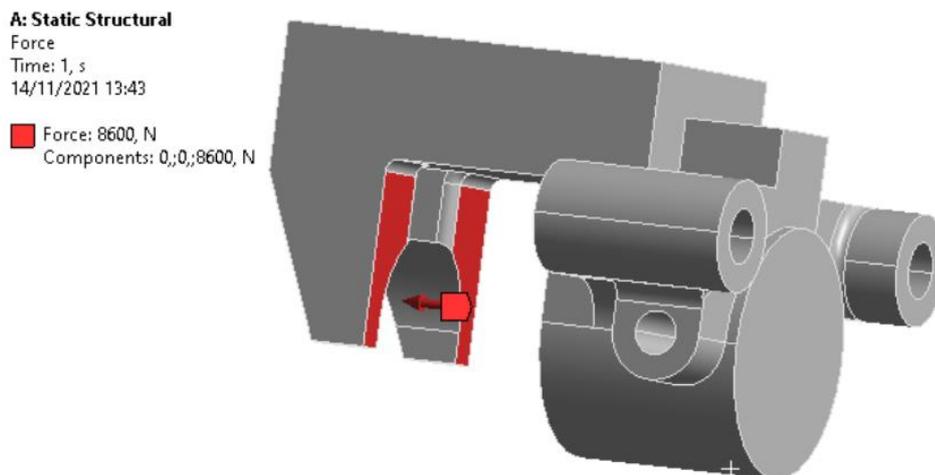


Figura 30 - Força de reação na simulação

Fonte: Elaborado pelo autor

### 6.3.1.1. Suporte Cilíndrico

Uma vez que o suporte permite o movimento longitudinal da pinça flutuante, também foi aplicado um *Cylindrical Support* nos apoios, conforme a Figura 31.

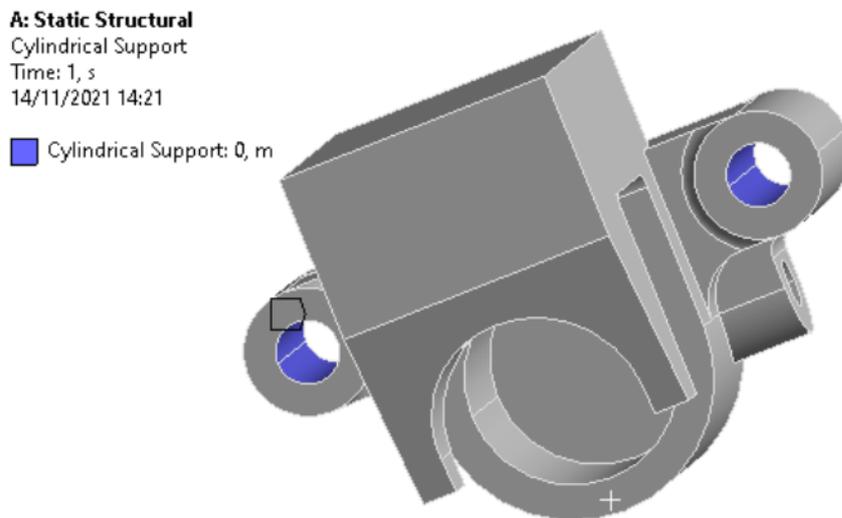


Figura 31 - Suporte cilíndrico na simulação

Fonte: Elaborado pelo autor

#### 6.4. Otimização topológica

A otimização topológica consiste em encontrar a distribuição ótima de material dentro de um domínio específico de projeto. Essa distribuição é feita a partir de critérios de comportamento mecânico da estrutura, tal como tensão, deformação, entre outros. Visa-se distribuir o material no interior de um espaço pré-definido de projeto (peça base) sob determinadas condições de contorno, de modo a minimizar ou maximizar a função objetivo especificada. Segundo (BENDSØE, 2004), essa distribuição ótima de material consiste em se determinar em quais pontos do domínio conterão material e quais pontos estarão vazios. Maiores informações sobre a técnica de otimização topológica podem ser encontradas no livro de BENDSØE & SIGMUND (2004).

O objetivo da otimização introduzido no software foi de reduzir 50% da massa sem perder as funções estruturais da peça. Além disso, é importante selecionar todas as superfícies da peça que possuem importantes funções e não podem ter o material removido. Essas regiões, destacadas em vermelho nas Figuras 34 3 35 serão preservadas durante a otimização topológica.

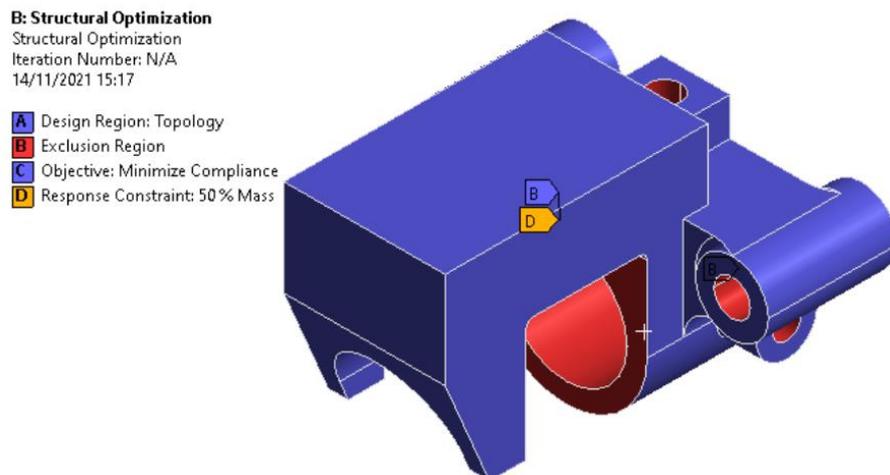


Figura 32 - Vista isométrica das áreas a serem otimizadas  
 Fonte: Elaborado pelo autor

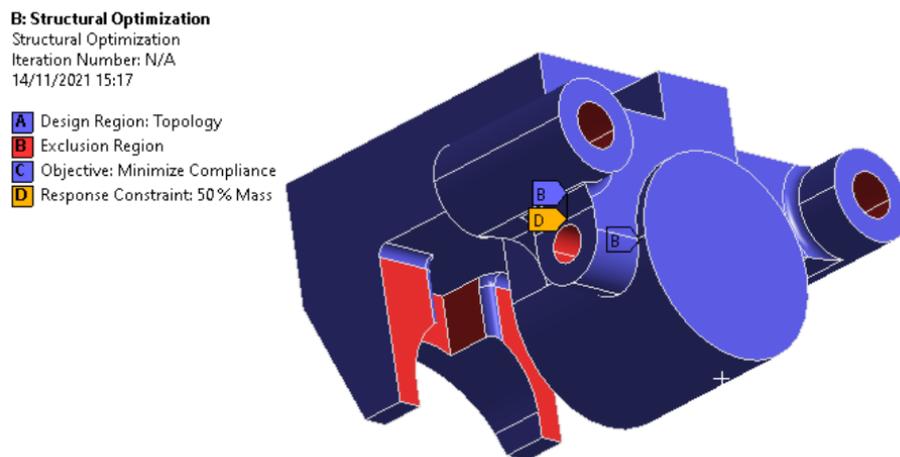


Figura 33 - Vista auxiliar das áreas a serem otimizadas  
 Fonte: Elaborado pelo autor

Após a otimização topológica e algumas suavizações realizadas na geometria da peça, os resultados obtidos estão ilustrados nas Figuras 36 e 37.

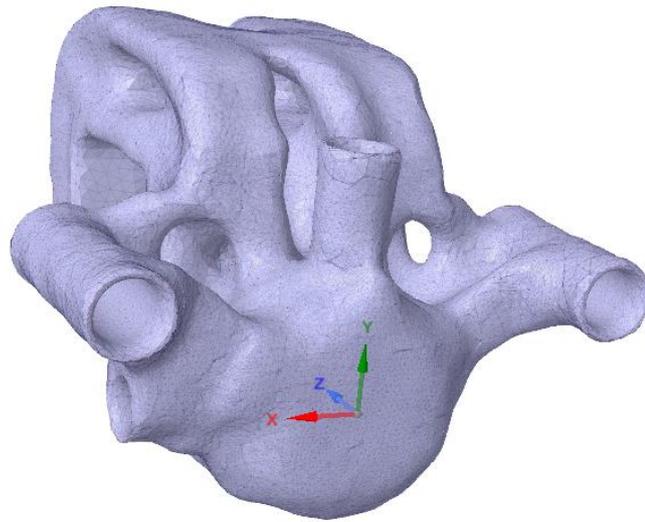


Figura 34 - Peça otimizada com suavizações

Fonte: Elaborado pelo autor

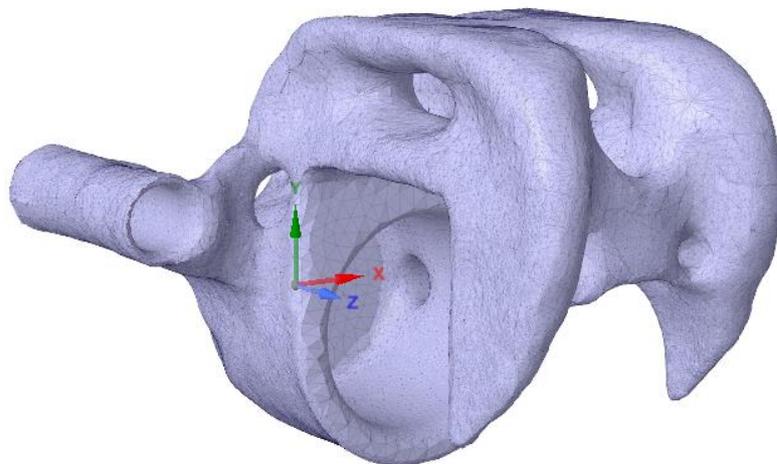


Figura 35 - Vista auxiliar da peça otimizada

Fonte: Elaborado pelo autor

## 7. GEOMETRIA FINAL

A otimização topológica retorna geometrias complexas com curvas e detalhes praticamente impossíveis de serem obtidos com usinagem convencional, apenas via impressão 3D. Entretanto, como a matéria prima é o alumínio, a geometria final será

baseada na otimização resultante com a eliminação do material desnecessário no *software* Solidworks.

Após um tratamento final de suavização visando tornar a peça manufaturável, o resultado está representado na Figura 38. Além disso, foi aumentado o filete no ponto de máxima tensão de 2 para 4 mm de raio:

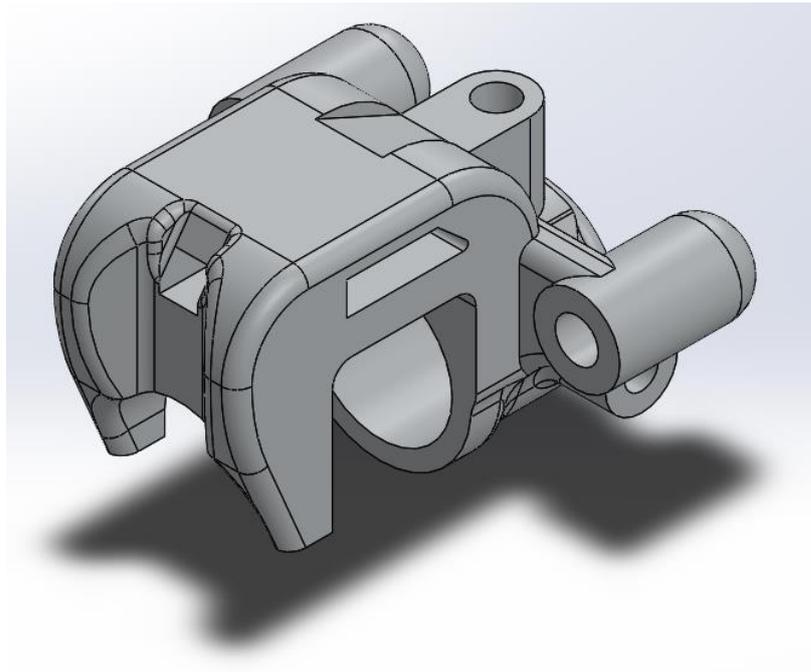


Figura 36 - Vista isométrica da peça final

Fonte: Elaborado pelo autor

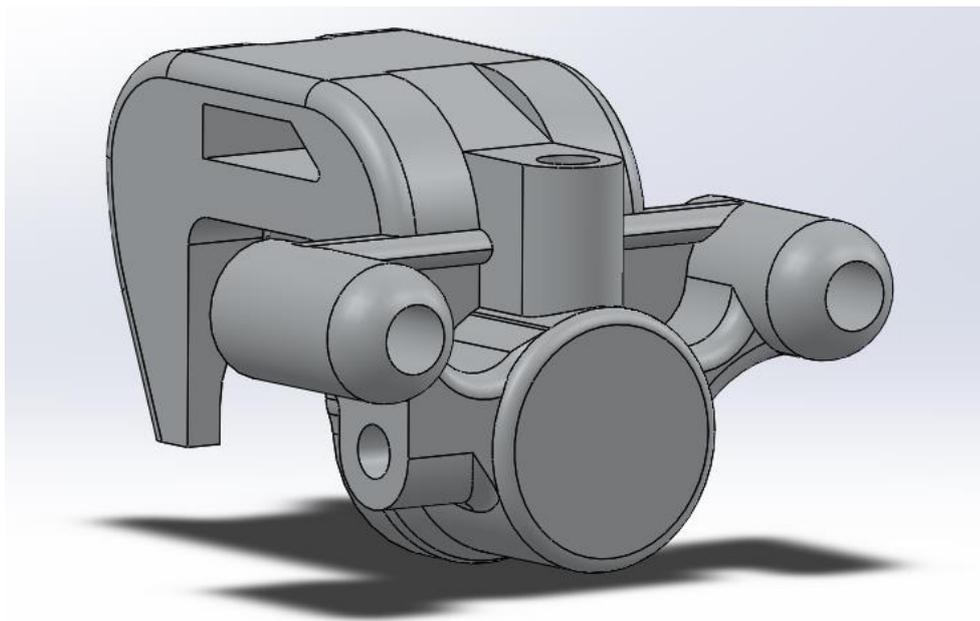


Figura 37 - Vista complementar da peça final

Fonte: Elaborado pelo autor

De modo a validar a geometria final, foi feita uma nova simulação estrutural estática, com as mesmas condições de contorno e mesmo nível de refinamento de malha para verificar se as tensões máximas estão dentro do esperado.

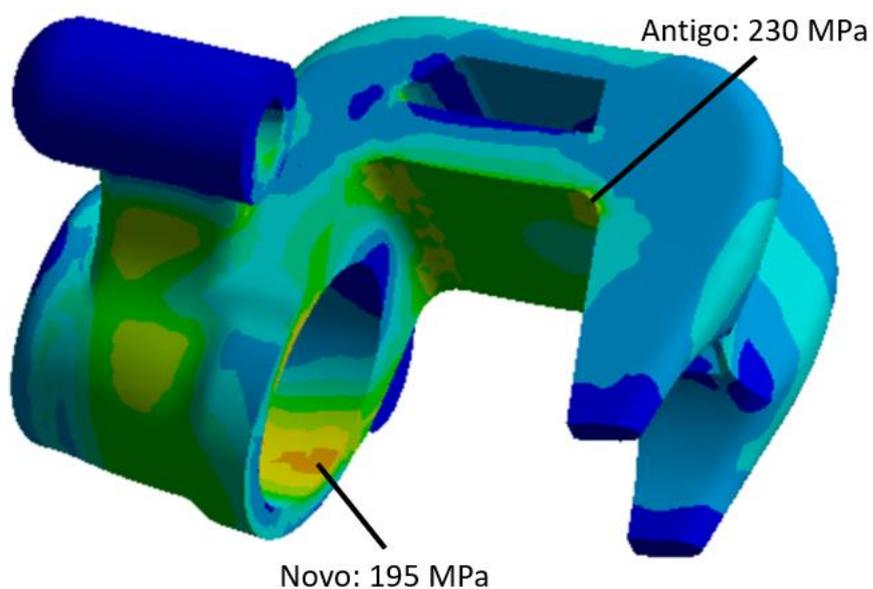


Figura 38 - Simulação da peça final

Fonte: Elaborado pelo autor

A introdução do filete foi essencial para reduzir a tensão de 230 MPa e o valor máximo passou para o interior da galeria do êmbolo, com 195 Mpa. Mesmo após as otimizações, foi possível reduzir a tensão máxima. O material final escolhido para a fabricação da peça foi o alumínio 6351-T6, devido a sua melhor resistência mecânica e alta resistência a corrosão.

## **8. CONCLUSÕES**

Dadas as análises feitas no presente trabalho, percebeu-se que a peça inicialmente considerada estava superdimensionada, foi possível perceber um grande volume de material que não exercia funções estruturais. Acima de tudo, o trabalho foi agregador no conhecimento das consequências de cada esforço e dos pontos que exigem mais cuidados.

Foi possível obter uma redução mássica de 46,7% com a otimização topológica, mas a geometria obtida ao fim da simulação se mostrou muito complexa. A partir dela, os alívios foram feitos na peça base buscando uma peça que pudesse ser usinada, e com isso, foi obtida uma redução final de 27,3%.

O ponto onde a peça inicial sofria maior tensão foi suavizado por meio de um filete que reduziu consideravelmente a tensão local. Portanto, foi possível obter uma distribuição de tensões mais uniformes, obtendo a máxima de 195 MPa em um ponto diferente.

A peça ótima é bastante pequena com uma massa final de 232,34 g. A simplificação das otimizações pode ser feita para buscar uma fabricação que exija um menor número de processos de fabricação e custos, mesmo que obtendo uma massa maior, tendo em vista, agora, as principais regiões com função estrutural essencial.

## **BIBLIOGRAFIA**

GILLESPIE, T. D. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, PA: SAE International.

LIMPERT, R. (2011). Brake Design and Safety – 3rd ed. Warrendale, PA: SAE International.

GENTA, G, & MORELLO, L. (2009). The Automotive Chassis, Volume 1: Components Design and Volume 2: System Design Torino, Italy: Springer

CANELE, A. C. (1989). Automobilística: Dinâmica e Desempenho. São Paulo: Érica.

DAY, A. J. (2014). Braking of Road Vehicles, Oxford, United Kingdom: Elsevier

RATBSB. (2020). Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil. São Paulo: SAE Brasil.

TROCADO, W. M. (2017) Dimensionamento de pinça de freio a disco para veículo Mini Baja SAE utilizando alumínio reciclado. Rio de Janeiro: Universidade Federal Fluminense

NOVIS, P. H. S. (2020) Otimização topológica e estimativa de vida à fadiga da manga de eixo traseira de um veículo off road baja SAE

BENDSØE, M. P. e SIGMUND, O. (2004), Topology Optimization: Theory, Methods and Applications, Springer.

PUHN, F. (1958), Brake Handbook, Arizona, USA: HPBooks

MIRLISENNA G. (2016). Método dos Elementos Finitos: o que é? Brasil: ESSS. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>. Acesso em: 22 out. 2021.