

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

RAFAEL PERON DE MARCHI

Projeto de uma pinça de freio a disco aplicado à veículos de competição  
categoria Formula SAE ®

São Carlos

2019



# RAFAEL PERON DE MARCHI

Projeto de uma pinça de freio a disco aplicado à veículos de competição  
categoria Formula SAE ®

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao  
Departamento de Engenharia de Materiais, da  
Escola de Engenharia de São Carlos da  
Universidade de São Paulo, como parte dos  
requisitos para obtenção do título de  
Engenheiro de Materiais e Manufatura.

Orientador: Prof. Dr. Luís Carlos Passarini

São Carlos  
2019

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,  
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS  
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da  
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

M315p Marchi, Rafael Peron de  
Projeto de uma pinça de freio a disco aplicado à  
veículos de competição categoria Formula SAE / Rafael  
Peron de Marchi; orientador Luiz Carlos Passarini. São  
Carlos, 2019.

Monografia (Graduação em Engenharia de Materiais  
e Manufatura) -- Escola de Engenharia de São Carlos da  
Universidade de São Paulo, 2019.

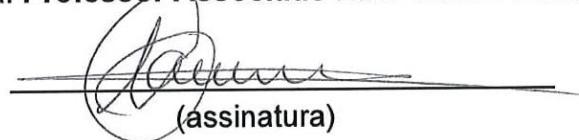
1. Dimensionamento estrutural. 2. análise CAE. 3.  
dinâmica de frenagem. 4. Formula SAE. 5. Projeto. 6.  
calliper. 7. pinça. I. Título.

## FOLHA DE APROVAÇÃO

|   |
|---|
| <b>Candidato:</b> Rafael Peron de Marchi  |
| <b>Título do TCC:</b> Projeto de uma pinça de freio a disco aplicado à veículos de competição categoria Formula SAE |
| <b>Data de defesa:</b> 21/11/2019   |

| Comissão Julgadora                                     | Resultado |
|--|-----------|
| Professor Associado Luís Carlos Passarini (orientador) | aprovado  |
| Instituição: EESC - SMM                                |           |
| Professor Associado Antônio Carlos Canale              | aprovado  |
| Instituição: EESC - SMM                                |           |
| Pesquisador Rafael Rocha Mattazio                      | Aprovado  |
| Instituição: EESC -                                    |           |

Presidente da Banca: Professor Associado Luís Carlos Passarini



(assinatura)



## RESUMO

Neste trabalho será apresentado uma metodologia de projeto de um sistema de freio para aplicação em veículos de competição acadêmica de alta performance do tipo formula SAE. O projeto de um sistema de freio, envolve bastante responsabilidade, visto que seu bom funcionamento está ligado diretamente com a segurança do veículo. O estudo aprofundado de um sistema de freios mecânicos, tanto com aplicações industriais, quanto automotivas requer um amplo conhecimento de diversas áreas da engenharia provenientes da mecânica dos sólidos, dinâmica, transferência de calor, tribologia e mecânica dos fluidos. Dada a alta complexidade envolvida na síntese e análise do comportamento dos freios, grande parte das indústrias opta pela realização de ensaios físicos. Neste projeto foi desenvolvido o projeto das pinças de freio, e será apresentado todos os parâmetros do projeto, como a seleção do material, experimentos para validação e cálculo das condições de contorno para as análises mecânicas estruturais por elementos finitos. Foi elaborado um estudo na modelagem das peças que constituem o sistema do freio visando a integração dos componentes e facilidade de manufatura com os métodos disponíveis. Os cálculos de dimensionamento do sistema de freio foram realizados com auxílio de planilhas de cálculo no *software* Excel® e os dados foram obtidos experimentalmente, coletados de projetos anteriores ou estimados a partir de literatura técnica. A modelagem CAD da pinça foi feita no software Creo Parametric® e suas simulações CAE no *software* ANSYS®. O resultado obtido foi uma pinça de freio segura e com alta performance, melhorando significativamente o desempenho do protótipo. Todo o conjunto foi utilizado em diversos testes e competições, sendo exposto a variadas condições de uso, até apresentar a sua falha que será discutida neste trabalho.

Palavras-chave: dimensionamento estrutural, freio a disco, análise CAE, dinâmica de frenagem, Formula SAE, projeto, calliper, pinça.

## ABSTRACT

MARCHI, Rafael Peron. **Disc brake calliper design applied to Formula SAE.** 2019. 57 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

The work will present a design methodology of a brake system for application in high performance academic competition vehicles of formula SAE type. The design of a brake system involves a great deal of responsibility as its proper functioning is directly linked to vehicle safety. The in-depth study of a mechanical brake system for both industrial and automotive applications requires a broad knowledge of various engineering areas from solid mechanics, dynamics, heat transfer, tribology and fluid mechanics. Given the high complexity involved in the synthesis and analysis of brake behavior, most industries opt for physical testing. In this project the design of the brake calipers was developed, and all the project parameters will be presented, such as material selection, validation experiments and calculation of the boundary conditions for the finite element structural mechanical analysis. A study was made in the modeling of the parts that constitute the brake system aiming at the integration of the components and ease of manufacture with the available methods. Brake system sizing calculations were performed with the aid of spreadsheets using Excel® software and data were obtained experimentally, collected from previous projects or estimated from technical literature. CAD modeling of the tweezers was performed using Creo Parametric® software and its CAE simulations using ANSYS® software. The result was a safe and high-performance brake caliper, significantly improving prototype performance. The whole set was used in various tests and competitions, being exposed to various conditions of use, until presenting its failure that will be discussed in this study.

Keywords: structural sizing, disc brake, CAE analysis, braking dynamics, Formula SAE, design, caliper.

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1: Diagrama de fluxo – classificação de embreagens e freios .....             | 18 |
| Figura 2: Design de pinça fixa.....  | 20 |
| Figura 3: Design de pinça flutuante.....   | 20 |
| Figura 4: Pedal de freio do protótipo.....   | 21 |
| Figura 5: Montagem do cilindro mestre e pedal de freio .....                         | 22 |
| Figura 6: Cilindro mestre na posição inicial.....                                    | 22 |
| Figura 7: Cilindro mestre acionado até seu limite de curso .....                     | 22 |
| Figura 8: Pneu Hoosier.....  | 23 |
| Figura 9: Dimensão do elemento finito e grau de liberdade.....                       | 25 |
| Figura 10: Exemplos de elementos com razão de aspecto boa e ruim .....               | 26 |
| Figura 11: Gráfico de convergência .....   | 27 |
| Figura 12: Sistema de coordenadas SAE j67e.....                                      | 28 |
| Figura 13: Posicionamento do CG na direção longitudinal.....                         | 29 |
| Figura 14: Posicionamento do CG na direção vertical .....                            | 30 |
| Figura 15: Diagrama de corpo livre para o protótipo EESC USP Formula SAE.....        | 31 |
| Figura 16: Roda rígida x pavimento rígido .....                                      | 33 |
| Figura 17: Pneu em contato com o pavimento .....                                     | 34 |
| Figura 18: Definição do coeficiente de adesão.....                                   | 34 |
| Figura 19: Diagrama de corpo livre para o protótipo EESC USP Formula SAE.....        | 35 |
| Figura 20: Aerodinâmica do protótipo EESC USP Formula SAE .....                      | 36 |
| Figura 21: Posição do centro de pressão aerodinâmica .....                           | 37 |
| Figura 22: Montagem da pinça.....  | 39 |
| Figura 23: Visão explodida da pinça .....  | 40 |
| Figura 24: Vista em corte da pinça .....   | 40 |
| Figura 25: Foto térmica da pinça de freio.....                                       | 41 |
| Figura 26: Diagrama de Ashby - tensão por densidade.....                             | 42 |
| Figura 27: Conjunto roda - Simulação em software ANSYS.....                          | 44 |
| Figura 28: Contatos utilizados -Simulação em software ANSYS .....                    | 45 |
| Figura 29: Fixação do conjunto - Simulação em software ANSYS .....                   | 45 |
| Figura 30: Aplicação da força do pneu -Simulação em software ANSYS.....              | 46 |
| Figura 31: Aplicação da pressão interna do fluido -Simulação em software ANSYS ..... | 47 |
| Figura 32: Malha do conjunto roda - Simulação em software ANSYS .....                | 48 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 33: Malha da pinça de freio - Simulação em software ANSYS ..... | 48 |
| Figura 34: Resultado da tensão no conjunto roda (von-Mises) .....      | 51 |
| Figura 35: Resultado da tensão na pinça (von-Mises) .....              | 51 |
| Figura 36: Resultado da tensão na pinça (von-Mises) .....              | 52 |
| Figura 37: Resultado da tensão na pinça (von-Mises) .....              | 52 |
| Figura 38: Resultado da tensão máxima principal na pinça .....         | 53 |
| Figura 39: Resultado da tensão mínima principal na pinça .....         | 53 |
| Figura 40: Resultado do deslocamento total .....                       | 54 |
| Figura 41: Resultado do deslocamento total .....                       | 54 |
| Figura 42: Falha na pinça .....  | 55 |
| Figura 43: Trinca na pinça .....                                       | 56 |

## **LISTA DE TABELAS**

|  |    |
|--|----|
| Tabela 1: Associação entre tipo de elemento e valores de C.....                                      | 27 |
| Tabela 2: Parâmetros para calcular a distribuição de frenagem do protótipo EESC USP Formula SAE..... | 38 |
| Tabela 3: Condições de contorno do sistema de freio para simulação.....                              | 38 |
| Tabela 4: Propriedades do alumínio 7075-T6 .....   | 43 |
| Tabela 5: Resultados do Ensaio de Tração do 7075-T6 .....  | 43 |
| Tabela 6: Análise de convergência.....   | 50 |

## **LISTA DE GRÁFICOS**

|   |    |
|---|----|
| Gráfico 1: Curva tensão deformação .....                            | 43 |
| Gráfico 2: Razão de aspecto .....                                   | 49 |
| Gráfico 3: Qualidade de elemento .....                              | 49 |
| Gráfico 4: Convergência de tensão máxima por quantidade de nós..... | 50 |

## **ABREVIACÕES**

- CAE Engenharia Assistida por Computador (Computer-Aided Engineering)  
CG Centro de gravidade  
FEA Análise de Elementos Finitos (Finite Element Analysis)  
SAE Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (Society of Automotive Engineers)

## SUMÁRIO

|   |    |
|---|----|
| 1 INTRODUÇÃO.....   | 15 |
| 1.1 Objetivo .....  | 16 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....  | 17 |
| 2.1 Sistema de freio .....  | 17 |
| 2.2 Definições de estabilidade e dirigibilidade ou manobrabilidade..... | 18 |
| 2.3 Sistema de freio .....  | 19 |
| 2.3.1 Pinça de freio .....  | 19 |
| 2.3.2 Pedal de Freio .....  | 21 |
| 2.3.3 Cilindro Mestre.....  | 21 |
| 2.3.4 Pastilhas .....   | 22 |
| 2.3.5 Pneu .....  | 23 |
| 2.4 Método de elementos finitos .....                                   | 23 |
| 3 DIMENSIONAMENTO DOS ESFORÇOS .....                                    | 28 |
| 4 DESIGN EM CAD/CAE.....  | 38 |
| 4.1 Pinça .....   | 39 |
| 4.2 Seleção de materiais .....  | 41 |
| 4.3 Condições de contorno .....   | 43 |
| 4.4 Malha .....   | 47 |
| 4.5 Resultados da simulação estrutural.....                             | 50 |
| 4.6 Avaliação dos resultados .....                                      | 55 |
| 5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....                                  | 56 |
| APÊNDICES .....   | 58 |

## 1 INTRODUÇÃO

O primeiro automóvel movido a combustível derivado do petróleo foi inventado por Karl Benz, em 1885. Logo, surgiu o interesse de colocar esses automóveis para competir entre si, testando suas velocidades e avanços mecânicos. A primeira corrida aconteceu na França, em 1895, conhecida como Paris-Bordeaux-Paris, tinha um trajeto de 1200 quilômetros e apenas 21 automóveis foram aptos a competir, dentre esses uma moto. Nessa época não havia muitas regras ou restrições, tendo como objetivo chegar primeiro que os outros competidores.

Com o passar dos anos muito se evoluiu, o mercado da competição automobilística hoje move milhões de dólares estando sempre na fronteira do conhecimento de engenharia com protótipos com a mais elevada eficiência, onde toda tecnologia é testada dentro das pistas antes de chegar no consumidor final. Quando se pensa em competição automotiva, um protótipo de Formula 1 é o estado da arte da engenharia automotiva, é onde é aplicada a grande maioria das inovações do setor.

Já a categoria de competição automotiva estudantil, conhecida como Formula SAE ou *Formula Student* (dependendo de qual continente é realizada), também tem como objetivo desenvolver novas tecnologias porém seu foco principal é propiciar aos estudantes de engenharia a oportunidade de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, desenvolvendo um projeto completo e construindo um carro tipo Fórmula. Essa é uma categoria mundial, com 11 campeonatos nacionais ao redor do mundo onde os Estados Unidos, Alemanha, Espanha, Inglaterra, Áustria, Japão, Brasil, Índia entre outros, são países sede destes eventos.

No Brasil, a competição é denominada Formula SAE e acontece uma vez por ano apenas, onde participam mais de 40 equipes, sendo elas tanto do Brasil como de países da América do Sul. Os alunos das universidades que se inscrevem têm 12 meses para projetar, arrecadar fundos, manufaturar o projeto e testar o protótipo antes de competirem no campeonato nacional. A competição é dividida em dois grandes grupos de provas, as dinâmicas e as estáticas. As provas dinâmicas consistem em provas que testam a performance de fato do protótipo, como aceleração, voltas rápidas, resistência e eficiência energética. Por outro lado, as provas estáticas atestam a qualidade do projeto desenvolvido durante o ano. O intuito da competição é julgar qual equipe está mais bem preparada tecnicamente, abrangendo todas as áreas que envolvem um projeto desse nível de complexidade: como os sistemas elétricos e eletrônicos, o *drivetrain* (conjunto motopropulsor que envolve o motor e a transmissão do

veículo), pacote aerodinâmico, o sistema de freios, a suspensão veicular, planejamento financeiro, plano de manutenção.

Para se projetar um sistema mecânico como uma pinça de freio a disco, é possível seguir algumas etapas de modo a se alcançar os objetivos do projeto de forma organizada e eficiente. Como a elaboração de um projeto conceitual, onde se testa diversos conceitos e linhas de pensamento, em seguida um projeto detalhado, onde o sistema é aprofundado fazendo o dimensionamento e detalhamento dos componentes. Para o projeto da pinça de freio, é necessário realizar cálculos estáticos e dinâmicos das cargas nos eixos tanto dianteiro como traseiro do veículo, e com isso, encontrar os esforços em cada componente do sistema de freio, então fazer o dimensionamento da pinça de freio, definindo suas dimensões para adequar todas as solicitações que cada componente sofre em pista.

## 1.1 Objetivo

Este trabalho tem como objetivo melhorar o sistema de frenagem para um protótipo da categoria Formula SAE, através do dimensionamento mais eficiente para a pinça de freio, alinhando com os recursos disponíveis pela equipe. Para atingir esse objetivo foi listado os seguintes pontos a serem abordados nesse trabalho:

- Determinar a altura do CG do protótipo e discutir o método mais apropriado;
- Calcular a transferência de carga e distribuições de frenagem;
- Calcular experimentalmente o coeficiente de atrito entre o pneu e o pavimento e o coeficiente de atrito entre a pastilha de freio com o disco de freio;
- Modelar a geometria mais adequada para a pinça de freio;
- Selecionar o material mais adequado a pinça de freio;
- Simular estruturalmente a pinça de freio.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nessa seção será apresentado, o que é um sistema de freio, qual a sua importância e como é seu funcionamento.

Um sistema de freio é parte fundamental de um veículo, seja ele para competição ou transporte. As principais funções de um sistema de freios automotivo são: desacelerar o veículo, em algumas situações até a parada, manter a velocidade constante durante uma descida, ou manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado, segundo Limpert (1999).

Devido a importância de um sistema de freio para segurança do veículo, requisitos legais que regulamentam o seu funcionamento e seu desempenho são estabelecidos por vários órgãos reguladores do tráfego de automóveis em diversos países. (KAWAGUCHI, 2005).

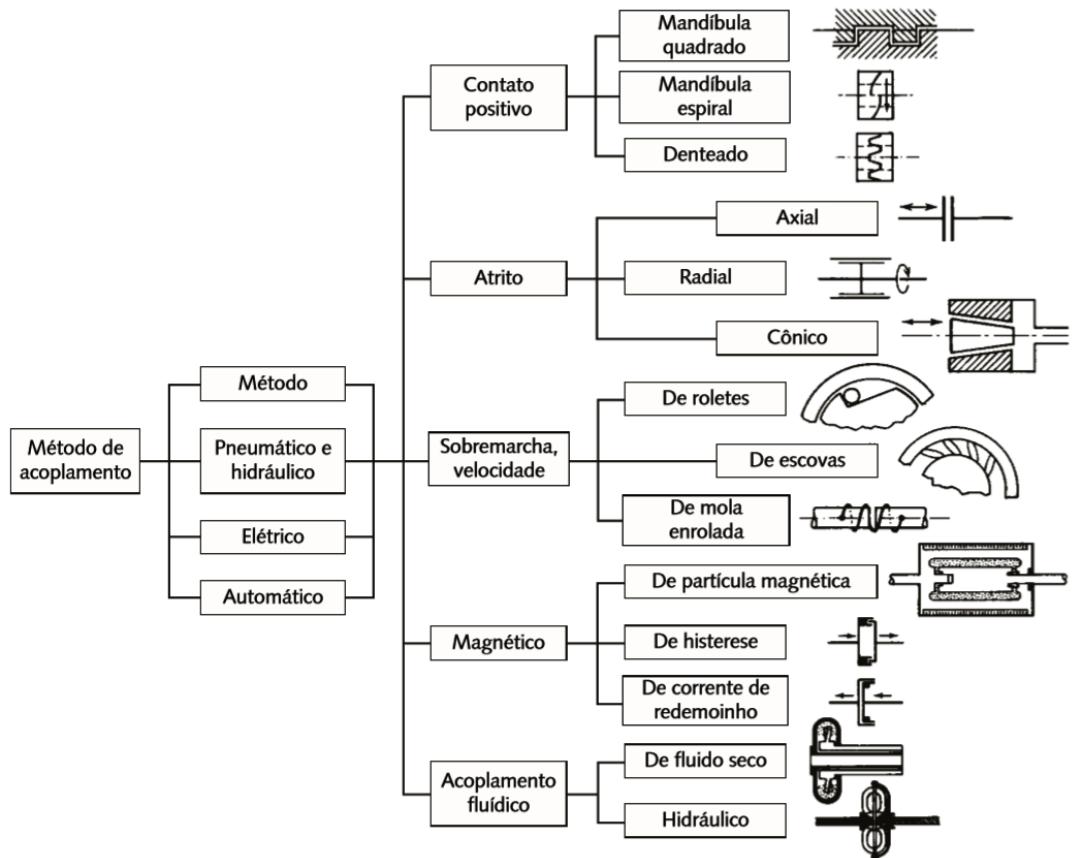
Freios são essencialmente dispositivos de dissipação de energia, portanto, geram uma grande quantidade de calor durante sua operação. Assim, eles devem ser projetados para absorver e transferir esse calor sem causar danos a si mesmos ou em seu entorno. Frequentemente, é a capacidade de transferir calor de um dispositivo que limita sua capacidade, e não sua capacidade em transmitir torque mecânico (NORTON, 2013).

### 2.1 Sistema de freio

Embreagens e freios são essencialmente o mesmo dispositivo. Cada um deles provê uma conexão de atrito magnética, hidráulica ou mecânica entre dois elementos. Se os elementos conectados puderem rodar independentemente entre si, então é chamada de embreagem. Se um dos elementos roda, enquanto o outro é fixo, é chamada de freio. (NORTON, 2013).

Freios e embreagens podem ser classificados de várias maneiras, por meio da forma de atuação, pela maneira como transferem energia entre elementos e pelo caráter do acoplamento. A figura 1 mostra um diagrama de fluxo salientando essas características. As formas de atuação podem ser mecânica, como ocorre quando se aperta o pedal de embreagem em um automóvel, pneumática ou hidráulica, na qual a pressão exercida por um fluido move um pistão para fazer mecanicamente o acoplamento ou desacoplamento, como ocorre em freios de veículos, elétrica, que é tipicamente utilizada para excitar uma espira magnética, ou automática, como no caso do freio contra derrapagem que se acopla pelo movimento relativo entre elementos. (NORTON, 2013).

Figura 1: Diagrama de fluxo – classificação de embreagens e freios



Fonte: Norton, fig.17-1, pag.961, 2013

## 2.2 Definições de estabilidade e dirigibilidade ou manobrabilidade

Os termos “manobrabilidade” e “estabilidade” são encontrados com muita frequência na literatura de dinâmica dos veículos com rodas. A estabilidade de um automóvel se refere a sua resistência ao escorregamento lateral (estabilidade direcional) e tombamento (estabilidade com relação ao ângulo de rolamento). O conceito de manobrabilidade é bem menos definido que o anterior, para veículos com rodas (LOBAS, 1987). Como uma forma de generalizar tais conceitos, este trabalho tomará as definições utilizadas na Engenharia Aeronáutica, transcritas a seguir: Estabilidade – é definida como a tendência decrescente das amplitudes do movimento perturbado de um veículo/avião, após algum tempo do término da perturbação (ROSKAN, 1972). Manobrabilidade – é definida como a capacidade e habilidade do veículo/piloto em sair de uma condição de movimento em regime permanente a uma outra desejada (ROSKAN, 1972). Pode-se definir também nestes termos o conceito de “resposta dinâmica”: Resposta dinâmica – é definida como as mudanças das variáveis de movimento relativas a uma condição inicial de movimento em regime permanente, como resultado de uma perturbação gerada

externamente (forças e torques desestabilizantes aerodinâmicos, variação do coeficiente de adesão disponível nas rodas, etc.) e internamente (acionamento do sistema de esterço, freio, etc.). (ROSKAN, 1972).

### 2.3 Sistema de freio

Os freios a disco são usados em aeronaves, automóveis, equipamentos industriais e de mineração. Suas duas principais vantagens, em comparação com os freios a tambor, são maior dissipação de calor, devido à sua construção aberta, e uma ação de frenagem mais uniforme, devido a auto-limpeza por abrasão na pastilha de freio. A principal desvantagem é que eles requerem uma força de ativação maior do que a necessária para os freios a tambor, porque eles não têm momento de atrito nem servo-ação para auxiliar na aplicação do freio. (ORTHWEIN, 2004).

O sistema de freios a disco é constituído basicamente do disco e da pinça de freio. Ao ser acionado o fluido pressurizado empurra os pistões da pinça de freio pressionando as pastilhas que, por meio da fricção com o disco desacelera o veículo dissipando a energia cinética em forma de calor.

Existem dois tipos de discos empregados nas indústrias automotivas, o fixo e o flutuante sendo o fixo o mais utilizado. O disco flutuante é fixo ao cubo de roda de forma semelhante ao disco fixo, entretanto apresenta uma estrutura bipartida unida por rebites que permitem flutuação lateral entre as peças, responsável por compensar pequenos empenos sem acarretar vibrações ao sistema.

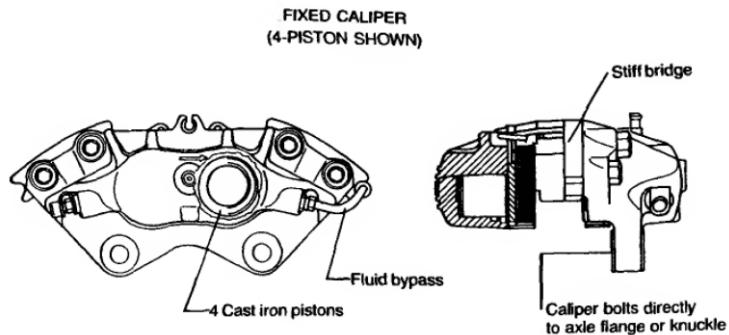
Há também dois modelos de pinças, as fixas e as flutuantes. A mais utilizada é a flutuante por ser mais simples e ter menor custo que a fixa, usualmente com cilindros opostos é empregada em veículos de alta performance.

#### 2.3.1 Pinça de freio

Um design de pinça fixa é ilustrado na Figura 2. A pinça, parafusada firmemente à flange, possui dois ou quatro pistões que empurram as pastilhas contra o disco. Os freios a disco com pinça fixa têm um desgaste interno e externo mais equilibrado da pastilha e menos afunilamento da pastilha do que os modelos de pinça flutuante. Eles não requerem âncora ou articulação integral para o suporte da pastilha. Eles prendem com fixadores padrão, não têm

mangas, ilhós ou molas de retenção e requerem menos peças de serviço, porém exigem manufatura mais precisa. (LIMPERT, 1999)

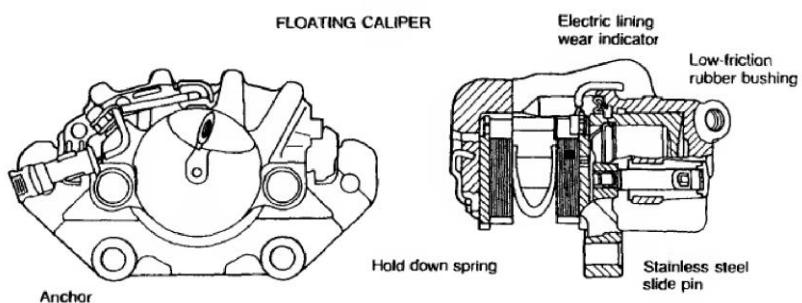
Figura 2: Design de pinça fixa



Fonte: Limpert, fig.2-7, pag.44, 1999

Um freio a disco típico da pinça flutuante é mostrado na Figura 3. Utiliza-se de um ou dois pistões usados apenas no lado interno. A pressão hidráulica move o pistão e a pastilha interna em direção ao disco fixo, por sua vez, move a pinça flutuante na direção oposta ao disco, que acaba movendo a pastilha externa contra o disco. Os freios de pinça flutuante oferecem a vantagem de ser mais fácil de fixar na roda, pois não possuem um pistão no lado externo da roda. (LIMPERT, 1999). Porém, tal modelo tem uma performance menor em relação a pinça fixa, pois é necessária uma pinça flutuante bem maior, para ter a mesma força de frenagem que uma pinça fixa.

Figura 3: Design de pinça flutuante



Fonte: Limpert, fig.2-8, pag.44, 1999

### 2.3.2 Pedal de Freio

Os padrões de segurança preveem certas limitações na força do pedal. Considerações ergonômicas e aceitação do motorista limitam a força do pedal e o deslocamento do pedal em uma faixa específica estabelecida ao longo dos anos. A força máxima exercida com o pé direito da mulher é de aproximadamente 445 N (100 Ibf); para o homem, aproximadamente 823 N (185 Ibf). A força do pedal e curso são parâmetros importantes para o operador na segurança eficácia da frenagem. Sistemas de freio sem feedback suficiente de deslocamento do pedal, principalmente em estradas escorregadias, podem causar perda de controle do veículo devido a bloqueio inadvertido do freio. (LIMPERT, 1999). A figura 4 é a representação do pedal do freio da equipe.

Figura 4: Pedal de freio do protótipo



Fonte: O autor

### 2.3.3 Cilindro Mestre

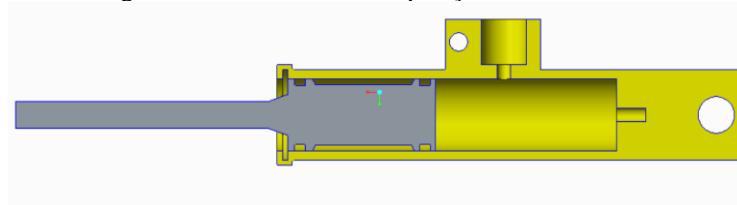
Cada cilindro mestre contém um pistão com diâmetro especificado que pressuriza o fluido no sistema. Pelo princípio de Pascal, ao acionar o pedal, o fluido transmitido pelas linhas de freio empurra os pistões das pinças que por sua vez empurram as pastilhas contra os discos. A figura 5 mostra o cilindro mestre da equipe conectado ao pedal de freio, e as figuras 6 e 7 uma visão da seção transversal durante o acionamento do pedal.

Figura 5: Montagem do cilindro mestre e pedal de freio



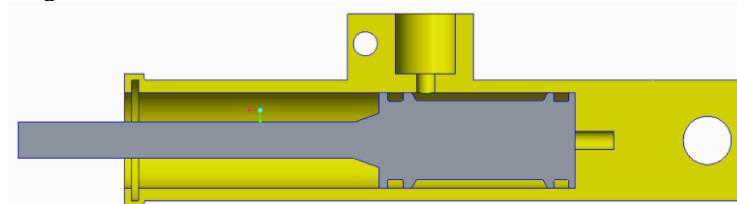
Fonte: O autor

Figura 6: Cilindro mestre na posição inicial



Fonte: O autor

Figura 7: Cilindro mestre acionado até seu limite de curso



Fonte: O autor

### 2.3.4 Pastilhas

A pastilha de freio tem a função de suportar o atrito junto ao disco de freio. Ela possui uma estrutura bastante simples sendo formada por um material de atrito montada a um material de apoio feito em aço.

As pastilhas são classificadas em 4 grupos: orgânicas, metálicas, semi-metálicas e cerâmicas. Cada grupo tem as seguintes características:

Orgânicas: recomendadas para veículos leves e que circulam em ambientes urbanos. São muito populares por serem mais baratas e silenciosas. Por sua vez, se desgastam rapidamente;

Metálicas: mesmo que seu custo e peso sejam maiores que os das pastilhas orgânicas, apresentam ótimo desempenho e uma vida útil longa, sendo indicadas para motoristas que procuram potência e durabilidade ao dirigir;

Semi-metálicas: com preços mais em conta que as metálicas, têm boa dissipação de calor e alta durabilidade, mas emitem mais ruídos e desgastam o disco de freio.

Cerâmicas: são muito usadas em automóveis de alto desempenho por serem leves e resistentes, mas não são comuns em carros de passeio por terem um alto preço de mercado

### 2.3.5 Pneu

O pneu é o elemento em contato direto com o pavimento, responsável por parte do amortecimento da suspensão e por gerar o atrito necessário para a performance do veículo. A equipe EESC-USP Formula SAE analisou diversos modelos, composições e fornecedores e optou por selecionar o modelo “C2000 18x6.0-10 R25B” da empresa Hoosier® conforme figura 8.

Figura 8: Pneu Hoosier



Fonte: O autor

### 2.4 Método de elementos finitos

As análises de tensões e deflexão utilizando as técnicas clássicas de solução analítica são principalmente aplicáveis em componentes de geometria simples, como cilindros, prismas retangulares, etc. Contudo, muitos componentes de máquinas têm formas geométricas mais complexas, tornando o cálculo de tensões e deflexão difícil ou mesmo impossíveis de ser feito pelo método analítico. Para analisar as tensões e a deflexão em uma peça com tal complexidade, pode-se dividir o seu volume em um conjunto finito de elementos contíguos e discretos e

resolver um conjunto (grande) de equações, cada uma das quais aplicadas sobre um elemento e seus nós, que conectam os elementos entre si. (NORTON, 2013)

O conceito da análise pelo método dos elementos finitos (FEA) é muito simples, mas os cálculos que o acompanham não são. O FEA tornou-se relativamente fácil de usar, devido à disponibilidade de *softwares* comerciais de análise, muitos dos quais têm interface com diversos *softwares* de modelagem de desenho (CAD). (NORTON, 2013)

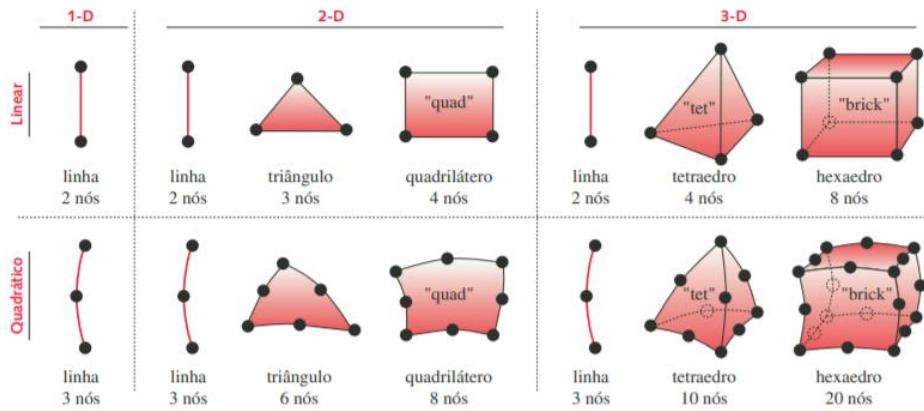
As tensões variam através do contínuo de qualquer componente. Dividindo esse componente em um número finito de elementos discretos conectados pelos seus nós (chamados de malha), pode-se obter uma aproximação das tensões e deformações, em qualquer parte do componente, para um dado conjunto de condições de contorno e de cargas aplicadas em alguns nós da estrutura. A aproximação pode ser melhorada pelo uso de mais elementos de tamanho menor, ao custo do aumento do tempo de processamento. Os elementos de maior tamanho podem ser usados em regiões da peça onde o gradiente (inclinação) de tensão varia suavemente. Nas regiões onde o gradiente de tensão muda rapidamente, próximo a concentrações de tensão ou cargas aplicadas, por exemplo, uma malha mais fina (refinada) é necessária. (NORTON, 2013)

Os elementos podem ser de uma, duas ou três dimensões ou, ainda, elementos de linha, área e volume, respectivamente. Eles também podem ser de diferentes “ordens”, termo que se refere à ordem da função (normalmente um polinômio) utilizada para interpolar o deslocamento no interior do elemento. (NORTON, 2013)

Dimensão do elemento e grau de liberdade (GDL):

Na Figura 9, os elementos mostrados são divididos em grupos com uma, duas e três dimensões, chamados de 1-D, 2-D e 3-D, respectivamente. Esses grupos dimensionais definem quantos graus de liberdade (GDL) cada nó de um elemento tem. Note que o elemento de linha existe em todos os três grupos. Elementos de linha são adequados para modelar estruturas como membros de treliças e vigas com área de seção transversal constante, e podem ter 1, 2, 3 e 6 GDL em cada nó. (NORTON, 2013)

Figura 9: Dimensão do elemento finito e grau de liberdade

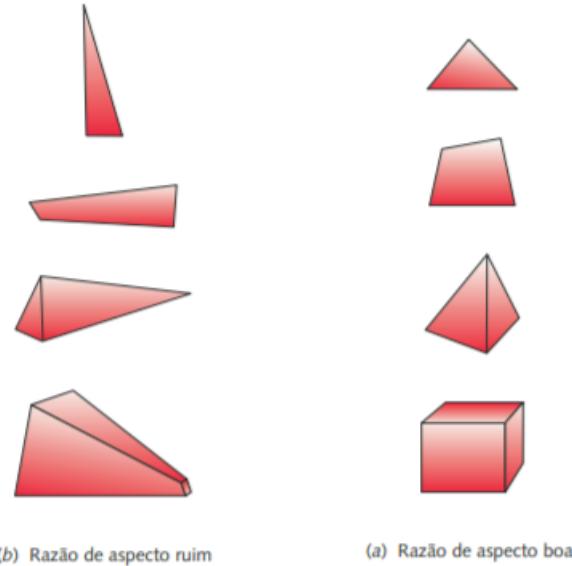


Fonte: Norton, fig.8-3, pag.486, 2013

Elementos de alta ordem são usados em contornos curvos, enquanto elementos lineares aplicam-se aos contornos retos. Os primeiros têm melhor capacidade de representar os contornos de peças complexas e, adicionalmente, podem trabalhar com gradientes de tensão mais altos. Mas o aumento da ordem dos elementos pode aumentar significativamente o tempo de processamento. Um resultado melhor na análise 3-D pode ser alcançado gerando uma malha que combina hexaedros de 8 nós e elementos prismáticos com 6 nós (*wedge*), ou aumentando a ordem dos elementos tetraédricos, embora isso aumente o tempo de processamento. Geralmente, no projeto de uma nova peça, a geração automática de malha é utilizada, apesar das limitações na precisão dos resultados serem precários, mas isso aumenta a velocidade do processamento. Embora os resultados absolutos sejam menos precisos, podem-se comparar projetos alternativos de análises baseados em malhas geradas automaticamente. Em um processo de projeto é muito melhor ter resultados precoces, mesmo com baixa precisão, para determinar se o projeto é viável, do que perder tempo para descobrir mais tarde que o projeto é inviável. (NORTON, 2013)

Razão de aspecto do elemento A razão de aspecto de um elemento é calculada dividindo o comprimento do lado mais longo pelo lado mais curto. Uma razão de aspecto menor que 5:1 é preferível para elementos no refino h-adaptativo, muito embora elementos com refino p-adaptativo permitam razões de até 20:1. Se a forma do elemento difere muito da sua forma básica, erros serão introduzidos. A Figura 10 mostra alguns exemplos de elementos com razão de aspecto boa e ruim. (NORTON, 2013)

Figura 10: Exemplos de elementos com razão de aspecto boa e ruim



Fonte: Norton, fig.8-4, pag.487, 2013

A opção qualidade do elemento fornece uma métrica de qualidade composta que varia entre 0 e 1. Essa métrica baseia-se na proporção do volume para a soma do quadrado dos comprimentos da aresta para elementos quad/tri 2D ou a raiz quadrada do cubo da soma do quadrado dos comprimentos da aresta para elementos 3D. Um valor 1 indica um cubo ou quadrado perfeito, enquanto um valor 0 indica que o elemento tem um volume zero ou negativo. Isso também pode ser expresso da seguinte maneira:

- Para elementos quad / tri bidimensionais:

$$Quality = C * \left( \frac{area}{\sum (edge\ length)^2} \right)$$

- Para elementos tri dimensionais:

$$Quality = C * \left( \frac{volume}{\sqrt{[\sum (edge\ length)^2]^3}} \right)$$

A tabela 1 lista os valores de C para cada tipo de elemento.

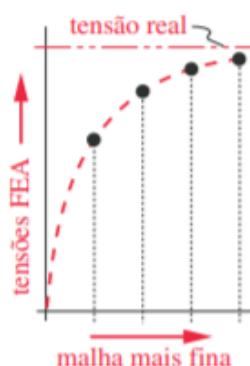
Tabela 1: Associação entre tipo de elemento e valores de C

| Elemento     | Valores de C |
|--------------|--------------|
| Triângulo    | 6,92820      |
| Quadrilátero | 4,0          |
| Tetraedro    | 124,70766    |
| Hexágono     | 41,56922     |
| Cunha        | 62,35383     |
| Pirâmide     | 96           |

Fonte: Help ANSYS

Convergência: A maneira usual de saber se uma malha foi suficientemente refinada é aplicar um teste de convergência. A partir de uma malha de certo tamanho, calculam-se as tensões. Nas regiões onde as tensões são maiores, aplica-se um fator de redução e gera-se uma nova malha, mais refinada, calculando-se novamente as tensões. Os valores de tensão nessas regiões são comparados para as diferentes densidades de malhas. Se ocorrer uma diferença significativa entre uma solução e outra, isso indica que a malha anterior é ainda muito grosseira e deve ser refinada. Eventualmente, a mudança nos valores calculados para a tensão em malhas sucessivamente mais refinadas se tornará menor, indicando que a solução converge para o valor real. Se os resultados das diversas análises para a tensão em uma região específica forem expressos na forma de um gráfico, ele terá a aparência do gráfico da Figura 11. A curva tem crescimento exponencial e aproxima-se assintoticamente do valor real da tensão. (NORTON, 2004).

Figura 11: Gráfico de convergência



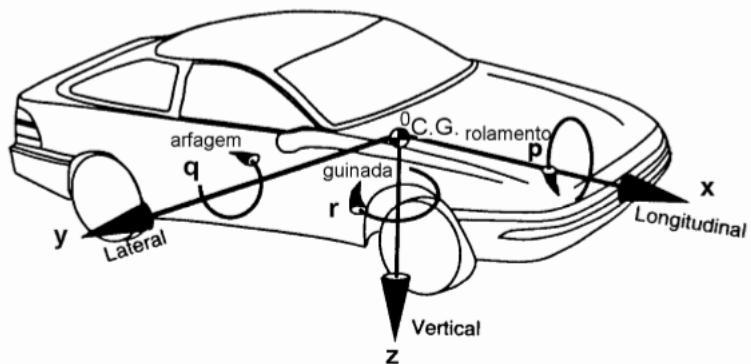
Fonte: Norton, fig.8-6, pag.489, 2013

### 3 DIMENSIONAMENTO DOS ESFORÇOS

Nessa seção, serão apresentados os modelos matemáticos necessários para calcular os esforços nos componentes, a dinâmica longitudinal em condições de máximo desempenho e estresse do conjunto, discutir os métodos para determinar as condições de contorno como o centro de massa, coeficiente de atrito do pneu pavimento, coeficiente de atrito pastilha de freio e disco de freio e pressão aerodinâmica.

Para realizar esses cálculos inicialmente devemos encontrar o centro de massa do veículo, para posicioná-lo, usaremos o sistema de coordenadas retangular normalizado pela SAE, conforme Figura 12.

Figura 12: Sistema de coordenadas SAE j67e



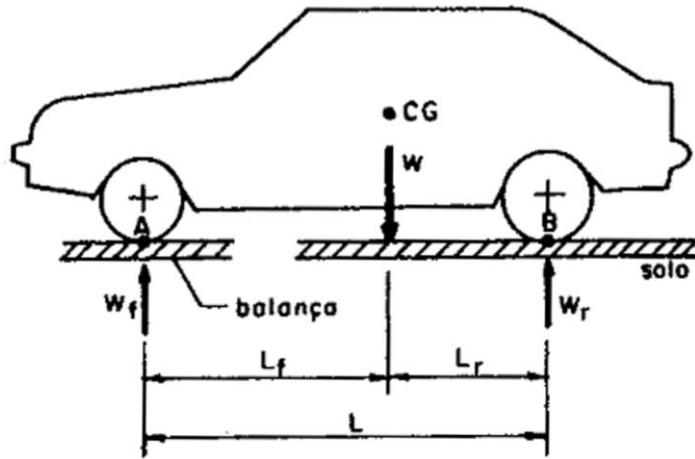
Fonte: Gillespie, fig.1.4, pag.8, 1992

O sistema de coordenadas retangular Oxyz tem sua origem coincidente com o centro de massa do veículo e se move com ele (sistema de coordenadas móvel).

Para determinar o centro de massa do veículo antes de ter construído, utilizamos o CAD - *computer aided design*. Essa ferramenta nos permite modelar em um ambiente gráfico 3D os componentes do carro e realizar uma montagem virtual completa com todos os componentes do veículo. Desde peças grandes como o motor, chassi e um manequim que simula o piloto, incluindo também parafusos e sensores, todos esses componentes com suas respectivas massas, e fidelidade da geometria. Podemos assim calcular o centro de massa do veículo sem a necessidade de construí-lo por completo. Depois de construído o veículo, apenas aferimos o CG para validar o método utilizado.

A partir das cargas em cada uma das rodas obtidas com o veículo no plano e em ordem de marcha acrescido de um piloto podemos obter o posicionamento do CG através das equações a seguir.

Figura 13: Posicionamento do CG na direção longitudinal



Fonte: Canale, fig.1.2, pag.27, 1989

A partir do equilíbrio de força vertical e de momento (em A para se achar  $LF$  e em B para se achar  $LR$ ) chega-se nas equações abaixo para a direção longitudinal:

$$W = W_R + W_F \quad (1)$$

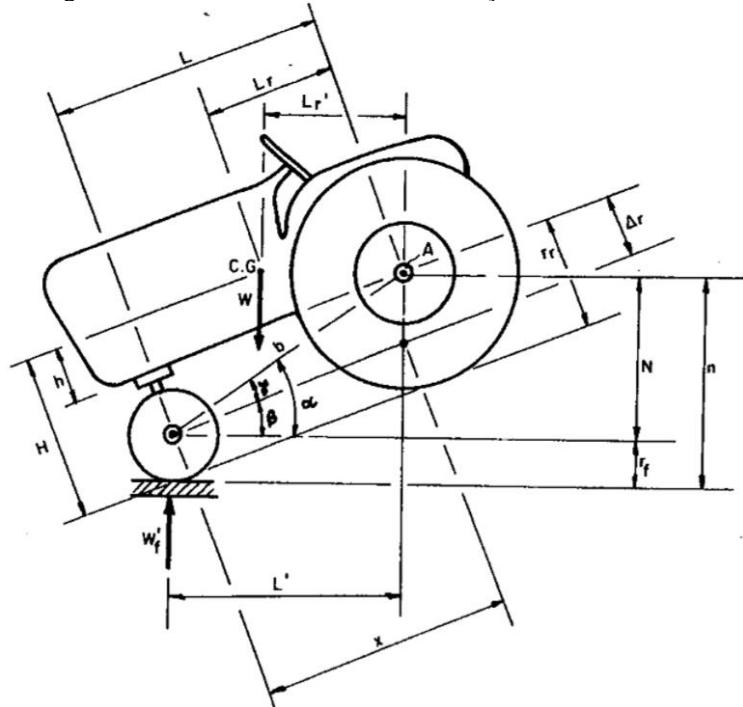
$$L_F = \frac{(W_R * L)}{W} \quad (2)$$

$$L_R = \frac{W_F * L}{W} \quad (3)$$

Em que:  $W_R$  é a soma das cargas nas rodas do eixo traseiro e  $W_F$  é a soma das cargas nas rodas do eixo dianteiro.

Para se achar a posição do CG no sentido vertical é preciso colocar o veículo em posição inclinada e medir novamente a carga nos eixos dianteiro e traseiro. Segundo Canale (1989), a altura do CG é dada pela equação 4.

Figura 14: Posicionamento do CG na direção vertical



Fonte: Canale, fig.1.6, pag.20 ,1989

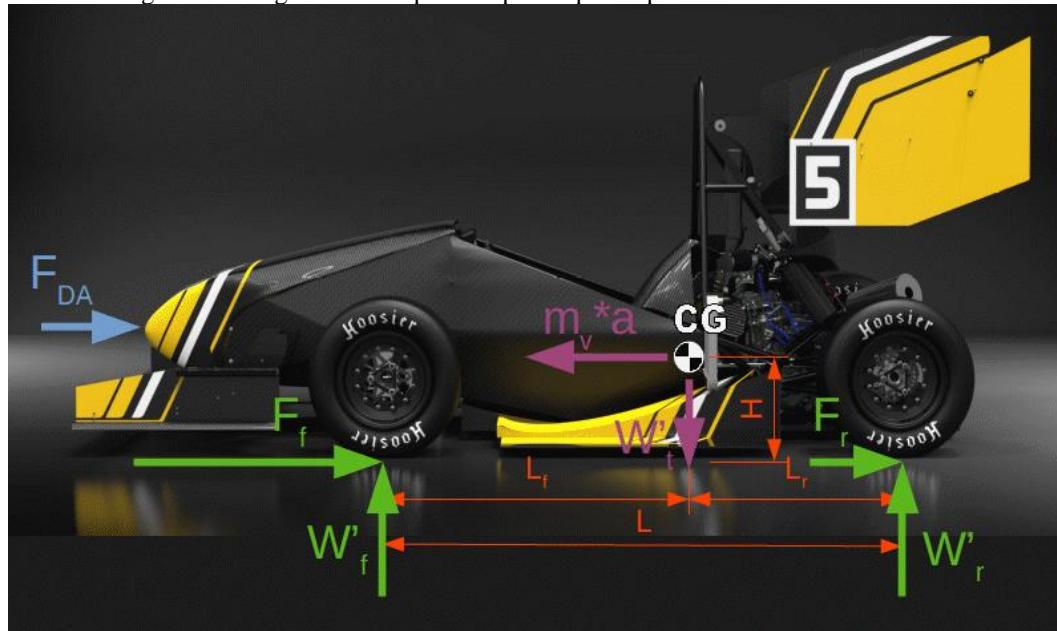
$$H = R + \frac{(W_{F'} - W_F) * L * \sqrt{L^2 - N^2}}{W * N} \quad (4)$$

Com a localização do centro de gravidade do veículo podemos calcular os esforços provenientes do contato pneu-pavimento. Estimaremos os esforços com base nas provas dinâmicas que o protótipo deve enfrentar e a quilometragem que se deve testar o veículo antes de ir para a competição.

A equação que descreve a frenagem de um veículo pode ser obtida a partir da Segunda Lei de Newton, aplicada na direção de deslocamento do corpo. O enunciado desta lei, segundo Halliday (2013), é descrito como a aceleração de um corpo é diretamente proporcional as forças agindo sobre ele e inversamente proporcional a sua massa.

O diagrama de corpo livre, para um veículo em frenagem, está representado na figura 15.

Figura 15: Diagrama de corpo livre para o protótipo EESC USP Formula SAE



Fonte: O autor

A equação define os esforços, representados no diagrama da figura, que influenciam diretamente a desaceleração do veículo durante a frenagem.

$$M_v a = F_f + F_r + F_{da} \quad (5)$$

De acordo com a equação (5), três forças contribuem para a desaceleração do corpo. As forças nos eixos dianteiros, traseiros e a resistência aerodinâmica. Para Gillespie, a resistência aerodinâmica depende da pressão dinâmica, que aumenta com o quadrado da velocidade. Para baixas velocidades, esse termo pode ser negligenciado, já que as forças de atrito entre o pneu e o pavimento são muito maiores que do arrasto. Como o circuito da competição de Formula SAE é bastante sinuoso, a velocidade máxima desenvolvida não ultrapassa os 90 km/h. Com isso a equação pode ser simplificada para

$$M_v a = F_f + F_r \quad (6)$$

De acordo com o diagrama de corpo livre do veículo representado na figura 15, sob a ação da frenagem, haverá uma alteração dinâmica na distribuição dos pesos do veículo. Denominando-se os pesos dinâmicos  $W'_f$  e  $W'_r$  e utilizando a lei de movimento de Newton na direção  $F_{yT}$ , tem-se:

$$\sum F_{yT} = 0 = W'_f + W'_r - m_v g \quad (7)$$

$$W'_f + W'_r = m_v g \quad (8)$$

O peso dinâmico pode ser estimado utilizando os momentos gerados pelas forças em torno do centro de gravidade do veículo, dado por:

$$\sum M_{cg} = 0 = F_f \cdot h - W'_f \cdot L_f + F_r \cdot h + W'_r \cdot L_r \quad (9)$$

$$m_v \cdot a \cdot h = W'_f \cdot L_f - W'_r \cdot L_r \quad (10)$$

Multiplicando ambos os lados da equação (10) por “ $L_r$ ” e somando-se com a equação (9), tem-se:

$$W'_f = \frac{m_v \cdot g \cdot L_r}{L_f + L_r} + \frac{m_v \cdot a \cdot h}{L_f + L_r} \quad (11)$$

$$W'_r = \frac{m_v \cdot g \cdot L_f}{L_f + L_r} - \frac{m_v \cdot a \cdot h}{L_f + L_r} \quad (12)$$

Os primeiros termos das equações (11) e (12) são os mesmos para os pesos na condição estática, os segundos termos são os pesos nas condições dinâmicas somadas e subtraídas, para os eixos dianteiros e traseiros respectivamente na ação de frenagem. As equações mostram que, durante o processo de frenagem, as rodas dianteiras são submetidas a mais peso, em comparação com as rodas traseiras. Esta condição significa que os eixos frontais sustentam a maior parcela da força de frenagem. A razão de peso dinâmico entre os eixos dianteiros e traseiros é dada pela equação (13).

$$\frac{W'_f}{W'_r} = \frac{g \cdot L_r + h \cdot a}{g \cdot L_f - h \cdot a} \quad (13)$$

Logo, a ação de frenagem na região frontal pode ser descrita pela razão entre os pesos dinâmicos frontais e traseiros pode ser obtida pela equação (14).

$$\frac{F_f}{F_r} = \frac{W'_f}{W'_r} \quad (14)$$

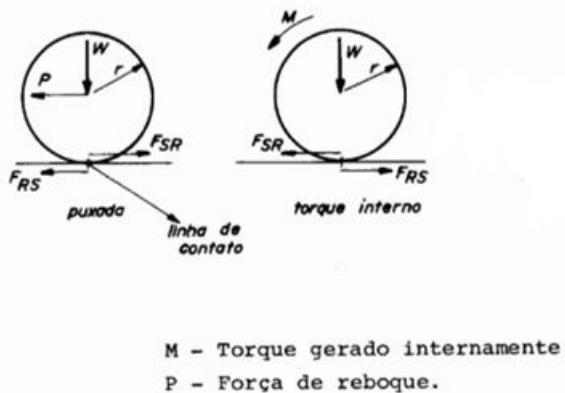
Assim, sistemas de freios devem ser projetados distribuindo a força de frenagem entre os freios dianteiros e traseiros de acordo com a razão de peso dinâmico.

Antes de definir os coeficientes e as forças e torques gerados por um pneu, é conveniente se definir os movimentos que o pneu pode ter com relação ao solo.

Movimentos: Escorregamento x rolamento.

A condição necessária para que haja o movimento de rolamento é que a força transmitida ao solo seja menor ou no máximo igual a  $W.\mu_0$ , em que  $\mu_0$  é o valor máximo do coeficiente de atrito estático das superfícies em contato, e o  $W$  o peso efetivo sobre o eixo da roda. Se  $F_{rs}$  exceder  $W.\mu_0$ , o movimento de rolamento não pode ocorrer, iniciando-se o processo de escorregamento. (CANALE, 1989).

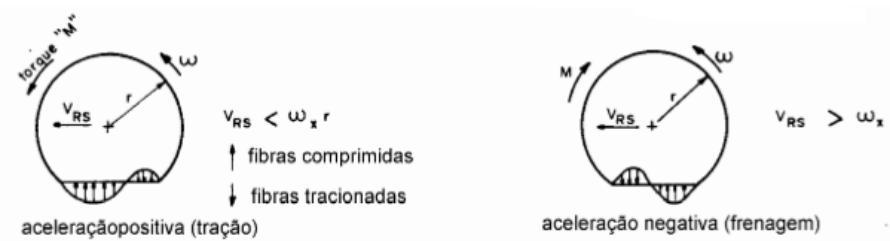
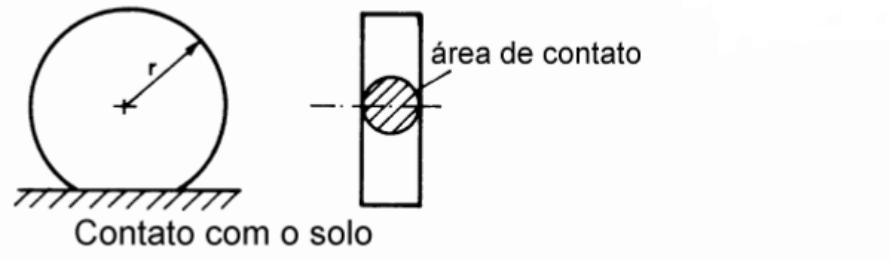
Figura 16: Roda rígida x pavimento rígido



Fonte: Canale, fig.2.2, pag.29, 1989

O pneu e o pavimento sempre serão deformados. Assim, a deformação do pneu sobre o pavimento é considerável formando uma área de contato com o solo. Portanto, o modelo que se aplica ao pneu é o de roda elástica que apresenta um movimento de rolamento puro de roda rígida conjugado com um movimento de escorregamento parcial. A figura 17 ilustra a distribuição da pressão no pneu na área de contato com o solo durante a tração e a frenagem.

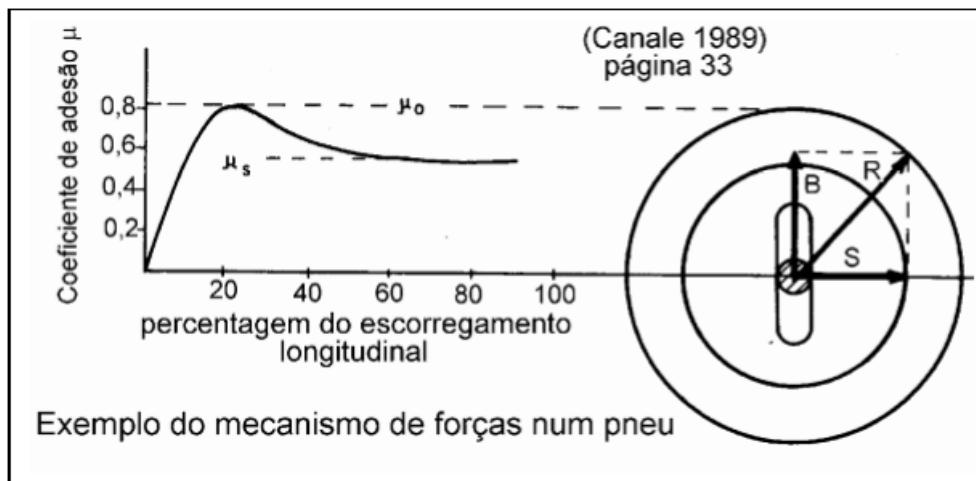
Figura 17: Pneu em contato com o pavimento



Fonte: Canale, fig.2.5 e fig.2.6, pag.32, 1989

Para enfatizar as características particulares de uma roda elástica, o coeficiente de atrito passa a se chamar “coeficiente de adesão  $\mu$ ”. O seu valor máximo será chamado “ $\mu_0$ ”. Um exemplo do mecanismo das forças longitudinais num pneu é mostrado na Figura 18.

Figura 18: Definição do coeficiente de adesão



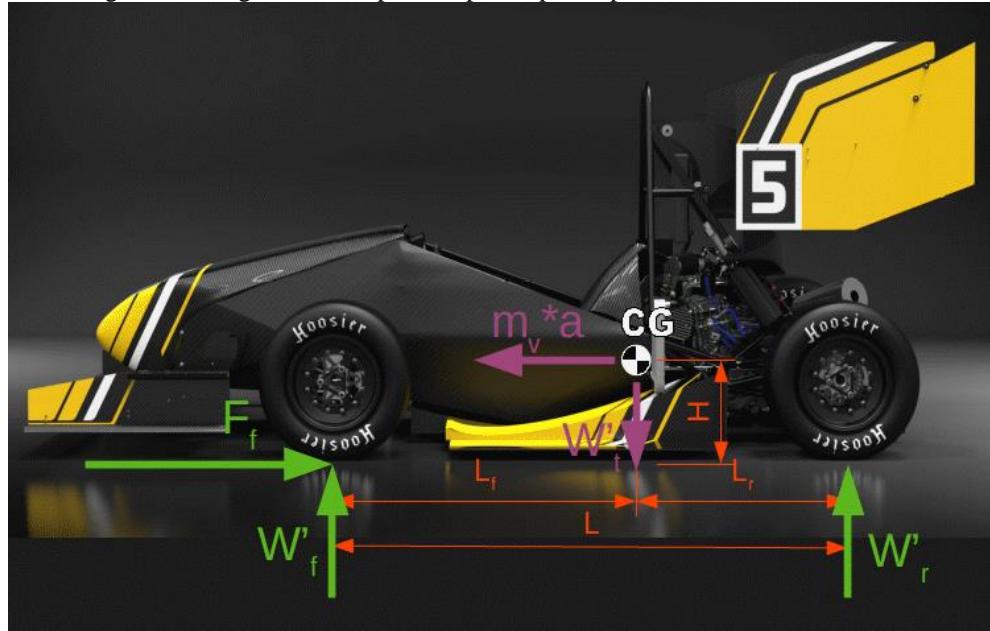
Fonte: Canale, fig.2.7, pag.33, 1989

O valor máximo do coeficiente de adesão  $\mu_0$  depende de muitos fatores, mas em especial da borracha da banda de rodagem, do pavimento e da presença de corpos estranhos entre eles, como sujeira, água, etc.

Para determinar o coeficiente  $\mu_0$  dos pneus utilizados pela equipe, foi desenvolvido um teste, que consiste em utilizar apenas o sistema de freio de um dos eixos, a fim de eliminar uma

variável da equação, e um sensor de acelerômetro instalado próximo ao CG do veículo para determinar a desaceleração  $a$  do veículo. Tal teste é representado na Figura 19.

Figura 19: Diagrama de corpo livre para o protótipo EESC USP Formula SAE



Fonte: O autor

As equações a seguir define os esforços, representados no diagrama da Figura 19, para determinar  $\mu_0$ .

$$F_f = W'_f * \mu_0 \quad (15)$$

$$M_v a = F_f \quad (16)$$

$$\mu_0 = \frac{M_v a}{W'_f} \quad (17)$$

Utilizando a mesma metodologia do teste representado pela Figura 19, é possível determinar o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco  $\mu_p$ . Para isso, no teste realizado basta acrescentar um sensor de pressão nas linhas de freio, que torna possível determinar a força normal aplicada nas pastilhas  $F_{z,disc}$ , posteriormente multiplica-se a pressão medida pelo sensor  $P_{\ell F, sensor}$  pela área total dos pistões da pinça  $A_{wc}$ . Para encontrar  $\mu_p$  iguala-se o torque gerado pela força de atrito do pneu  $F_f$  com o torque gerado no disco  $T_d$ .

$$T_d = F_f * R \quad (18)$$

$$F_{z,disc} = P_{\ell F, sensor} * A_{wc} \quad (19)$$

$$\mu_p = \frac{T_d}{F_{z, disc} * r_f} \quad (20)$$

Figura 20: Aerodinâmica do protótipo EESC USP Formula SAE



Fonte: O autor

Como o carro possui dispositivos aerodinâmicos, figura 20, é necessário levar em conta a força de *downforce* que eles produzem, uma vez que ela é transmitida ao solo pelos pneus, sendo calculada segundo a equação (10), a seguir.

$$F_L = \frac{C_L * \rho * v^2 * S}{2} \quad (21)$$

Onde:

$F_L$ : Força de lift;

$C_L$ : Coeficiente de lift;

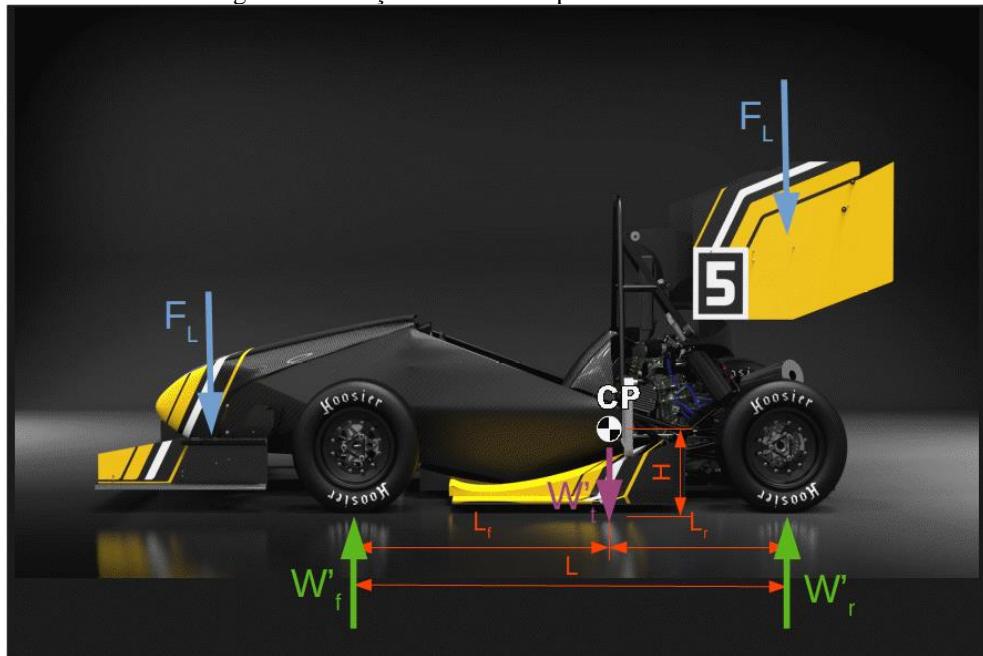
$\rho$ : Densidade do ar;

$S$ : área frontal do veículo;

$v$ : velocidade do ar

Como o objetivo do trabalho não é realizar um estudo aprofundado em aerodinâmica e o centro de pressão aerodinâmica do veículo é próximo ao centro de massa do veículo, consideramos simplificar as equações que determina a normal em cada pneu, somando  $F_L$  à  $W'_f$  e  $W'_r$ , como mostra o diagrama de forças na figura 21 e as equações 22 e 23.

Figura 21: Posição do centro de pressão aerodinâmica



Fonte: O autor

$$W''_f = W'_f + \frac{F_L * L_r}{L} \quad (22)$$

$$W''_R = W'_R + \frac{F_L * L_f}{L} \quad (23)$$

O dimensionamento do sistema de freio deve estar baseado no comportamento dinâmico da frenagem. No protótipo FSAE é desejado que a eficiência de frenagem seja a máxima, além da possibilidade de ajuste para um comportamento mais sobre-esterçante em entradas de curva a fim de reduzir ao máximo o tempo de volta. Assim, o dimensionamento dos componentes deve gerar a maior força de frenagem possível em cada roda, ao mesmo tempo.

Considerando os dados do protótipo definidas na Figura 15 calculou-se os esforços de acordo com o raciocínio explicado até então. Os resultados desses cálculos estão organizados na Tabela 2.

Tabela 2: Parâmetros para calcular a distribuição de frenagem do protótipo EESC USP Formula SAE

| Parâmetros         |   | Valor   |     | Comentário             |
|--------------------|---|---------|-----|------------------------|
| $L$                | Entre eixos                                   | 1530    | mm  | Determinado            |
| $H$                | Altura do centro de massa                     | 290     | mm  | Determinado            |
| $L_F$              | Distância entre o CG e o eixo dianteiro       | 795,6   | mm  | Determinado            |
| $\mu_0$            | Coeficiente de atrito pneu pavimento          | 1,3     |     | Ensaio                 |
| $R$                | Raio do pneu                                  | 221,6   | mm  | Determinado            |
| $W$                | Peso total do carro                           | 2535,9  | N   | Determinado            |
| $F_{Lf}$           | Downforce dianteira a 50km/h                  | 172,8   | N   | Determinado            |
| $F_{Lr}$           | Downforce traseira a 50km/h                   | 187,2   | N   | Determinado            |
| $\eta_c$           | Eficiência hidráulica                         | 98      | %   | Limpert (1999, p. 181) |
| $\eta_p$           | Eficiência da força do pedal                  | 80      | %   | Limpert (1999, p. 180) |
| $F_p$              | Força aplicada no pedal                       | 378     | N   | Determinado            |
| $\mu_p$            | Coeficiente de atrito pastilha disco          | 0,58    |     | Ensaio                 |
| $\ell_p$           | Ganho do pedal                                | 2,53    |     | Determinado            |
| $r_f$              | Raio efetivo do disco dianteiro               | 88      | mm  | Determinado            |
| $r_r$              | Raio efetivo do disco traseiro                | 76,7    | mm  | Determinado            |
| $\varnothing_{wc}$ | Diâmetro dos pistões                          | 25      | mm  | Determinado            |
| $n_{wcf}$          | Número de pistões dianteira                   | 4       |     | Determinado            |
| $n_{wcr}$          | Número de pistões traseira                    | 2       |     | Determinado            |
| $W'_f$             | Força normal no eixo dianteiro                | 2061,65 | N   | Calculado              |
| $W'_r$             | Força normal no eixo traseiro                 | 898,62  | N   | Calculado              |
| $F_f$              | Força de frenagem eixo dianteiro              | 2680,15 | N   | Calculado              |
| $F_r$              | Força de frenagem eixo traseiro               | 1168,21 | N   | Calculado              |
| $P_{\ell F, opt}$  | Pressão ideal de linha de freio               | 3,02    | MPa | Calculado              |
| $\%_{bias, f}$     | Balanço de frenagem dianteiro ( <i>bias</i> ) | 50      | %   | Calculado              |
| $A_{mc}$           | Diâmetro do cilindro mestre                   | 12,7    | mm  | Calculado              |
| $a$                | Máxima desaceleração                          | 1,48    | G   | Calculado              |

Fonte: O autor

Como o objetivo desse estudo é a análise em elementos finitos das pinças de freio, a tabela 3 mostra o resultado dos cálculos mencionados acima, que servem de condições de contorno para a simulação.

Tabela 3: Condições de contorno do sistema de freio para simulação

| Parâmetros        |                                 | Valores |     |
|-------------------|---------------------------------|---------|-----|
| $F_f/2$           | Força de frenagem em uma roda   | 1340    | N   |
| $W'_f/2$          | Força normal em uma roda        | 1031    | N   |
| $P_{\ell F, opt}$ | Pressão ideal de linha de freio | 3,02    | MPa |

Fonte: O autor

## 4 DESIGN EM CAD/CAE

A modelagem utilizando a ferramenta computacional CAD é um recurso de engenharia extremamente eficiente, pois de uma maneira rápida e dinâmica é possível visualizar os componentes projetados, analisando suas características físicas, como tamanho, massa e momento de inércia. Além disso, essa ferramenta permite aos projetistas, analisarem a montagem dos componentes com precisão, podendo checar os movimentos e possíveis

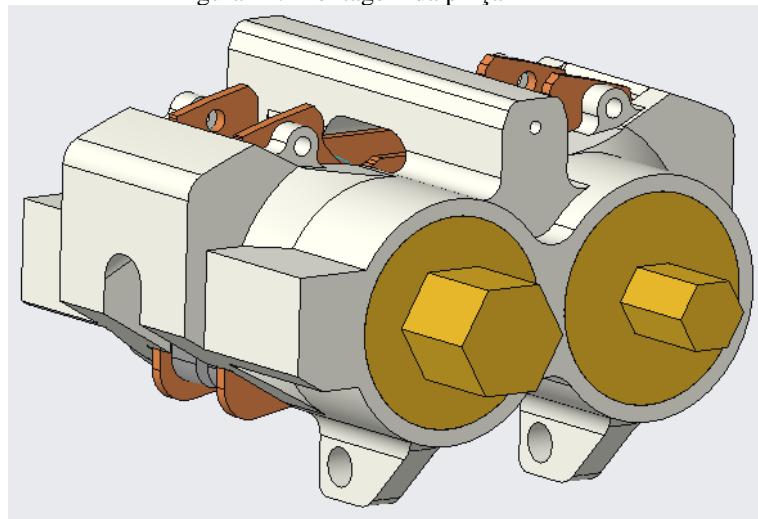
interferências, como no caso do sistema de freio, o movimento do disco rotacionando, e os pistões da pinça se movendo em direção ao disco.

Portanto, essa parte do projeto deve ser feita com bastante cautela e levando em conta o máximo de detalhes possível, afinal, alterar o design de uma peça que ainda não foi manufaturada é muito mais simples e menos custoso do que alterações depois da etapa de manufatura. Vale a ressalva de que é de extrema importância que todos os parafusos, sensores, arruelas e buchas sejam representados, da forma mais fiel possível, para que o modelo represente a realidade da melhor forma possível para evitar problemas futuros quando a manufatura das peças for realizada.

#### 4.1 Pinça

A pinça de freio foi projetada com o objetivo de reduzir ao máximo o peso do sistema a fim de maximizar a performance do veículo em suas provas dinâmicas, onde o baixo peso é um fator fundamental na melhoria da dinâmica veicular do protótipo, o que contribui diretamente para aumentar a velocidade de contorno de curvas, aumento da aceleração do veículo e redução do tempo de frenagem.

Figura 22: Montagem da pinça

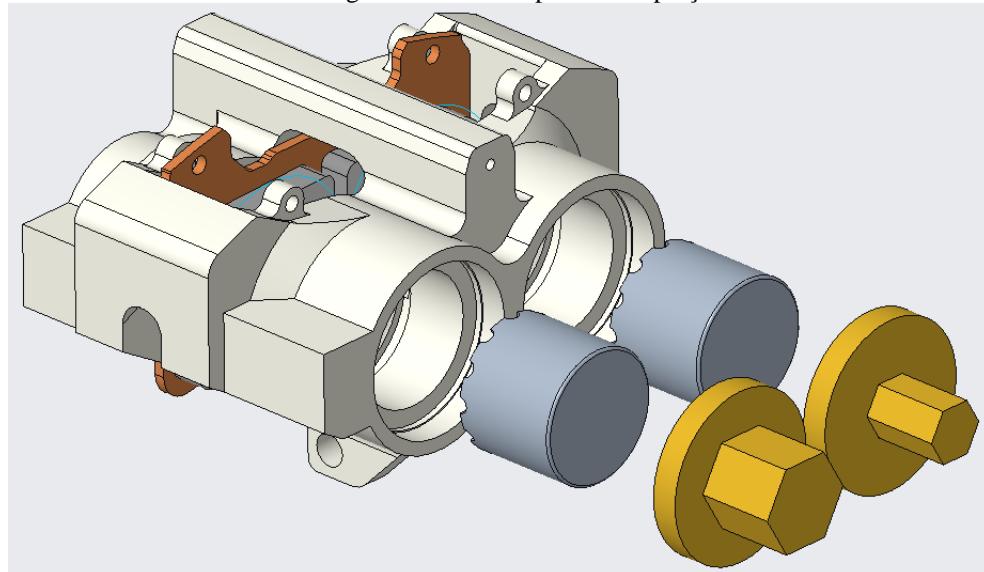


Fonte: O autor

A pinça de freio projetada tem como características a utilização de pistões opostos, o que contribui para seu tamanho reduzido e menor massa, também foi construída a partir de um único bloco de alumínio, tal característica eleva a sua rigidez, o que aumenta consideravelmente

sua eficiência na transmissão da força que piloto exerce para a frenagem do veículo sem acrescentar massa ao componente.

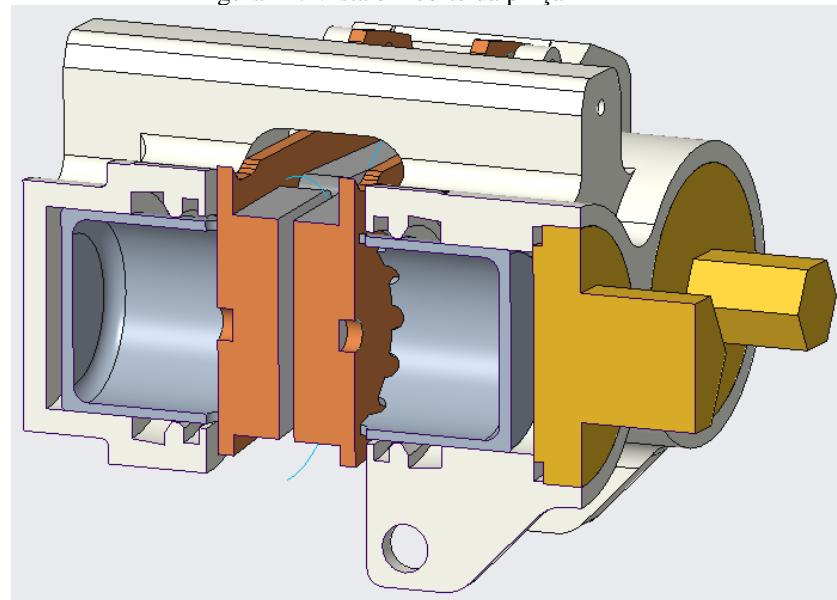
Figura 23: Visão explodida da pinça



Fonte: O autor

A escolha da vedação para os pistões da pinça, foi realizado uma pesquisa no mercado para encontrar uma vedação que baixo custo, e fácil reposição e com tamanho reduzido para se adequar as características do projeto. Com isso, a pesquisa foi direcionada em motos de baixa cilindrada, foi escolhido uma vedação de 25 milímetros de diâmetro da Honda CG 125.

Figura 24: Vista em corte da pinça



Fonte: O autor

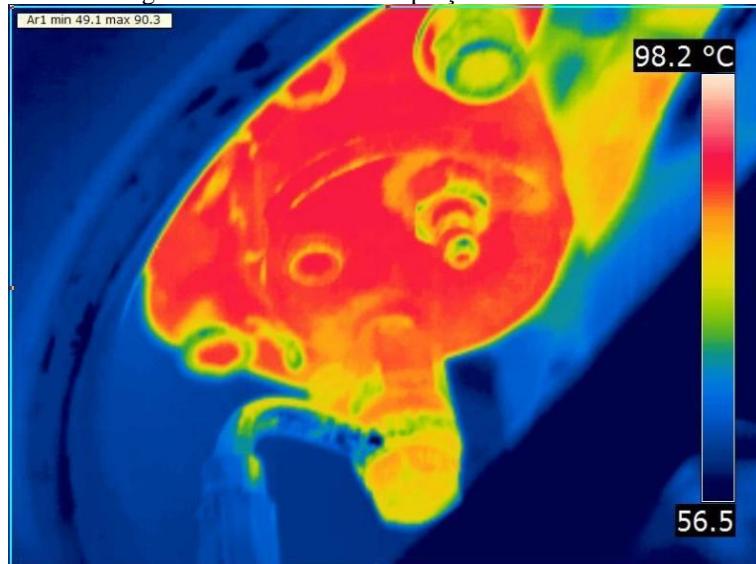
O grande desafio do projeto é manter todas as características necessárias que a pinça deve ter, aliando baixo peso, confiabilidade e alta eficiência, se adequando aos recursos disponíveis para execução do projeto que a equipe EESC-USP Formula SAE dispõe.

#### 4.2 Seleção de materiais

Para determinar qual material seria o escolhido para fabricação das pinças do protótipo, foi utilizado o método composto por 4 etapas que auxiliam a fazer a melhor seleção do material.

O primeiro passo foi a tradução dos requisitos de projeto. Minimizar a massa, maximizar a tensão de escoamento, ser um material de fácil acesso à equipe, ser um material de fácil usinabilidade, ter resistência a temperatura superior a 90°C que foi determinado com a aferição da temperatura das pinças após um teste, onde foi realizado uma simulação da prova mais extensa da competição em que o veículo percorre 22km, com isso, o sistema de freio chega a sua temperatura de estabilidade, como podemos observar na figura 25, fotografia tirada utilizando uma máquina da Flir.

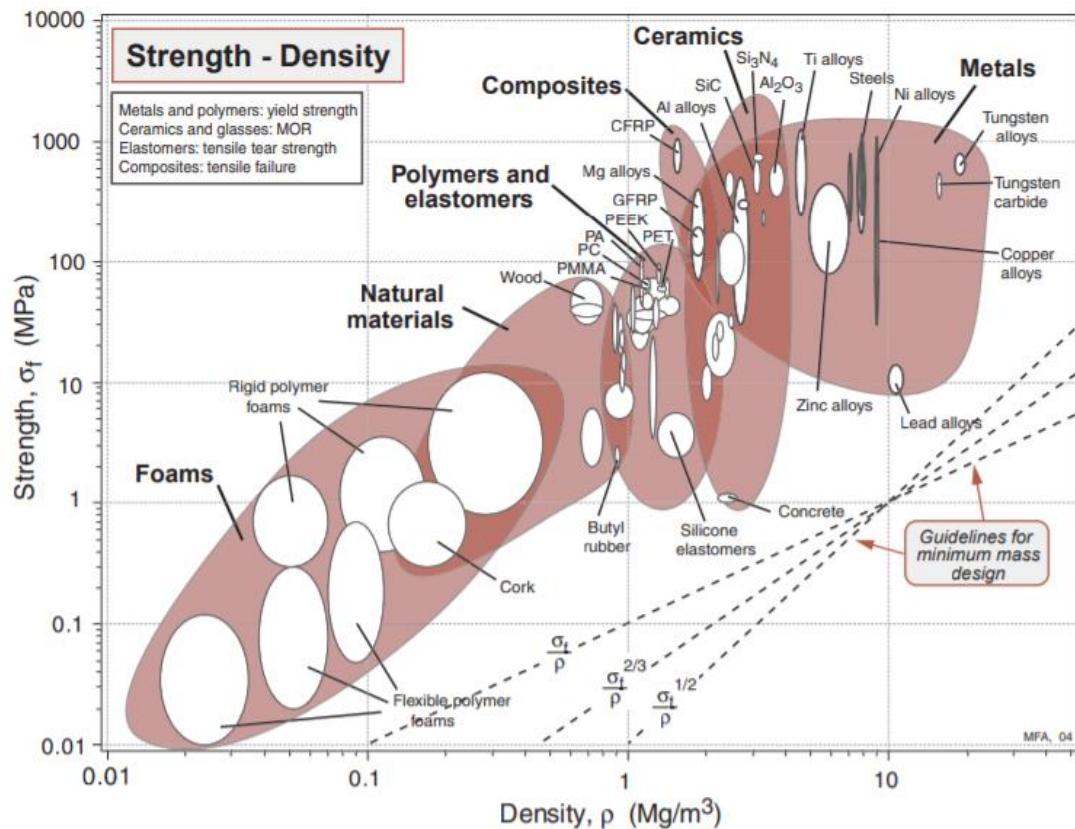
Figura 25: Foto térmica da pinça de freio



Fonte: O autor

A segunda etapa consistiu na triagem, ou seja, na eliminação dos candidatos que não atendem ao projeto devido a restrições e levando-se em consideração as condições de serviço da pinça.

Figura 26: Diagrama de Ashby - tensão por densidade



Fonte: Ashby, fig.4.4, pag.54, 2005

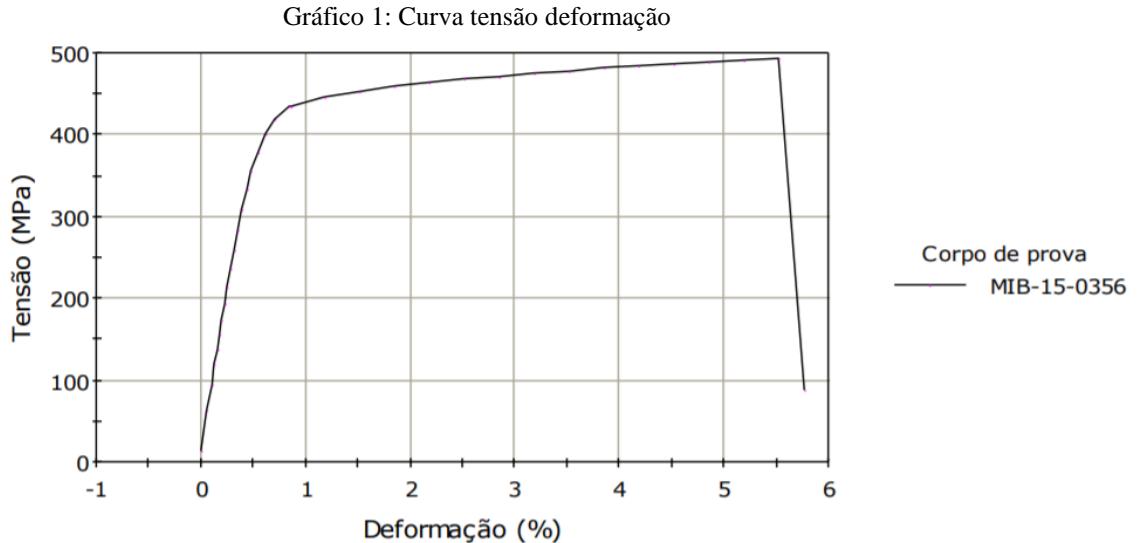
Com base no diagrama de Ashby, figura 26, devido a facilidade de usinabilidade e resistência a temperatura, buscamos os materiais de interesse na classe dos metais e com baixa densidade. Dentre eles as ligas de alumínio, de magnésio e de titânio se destacam devido à baixa densidade e alta resistência. Tanto as ligas de magnésio assim como as de titânico são materiais de difícil acesso e custo elevado, comparado as ligas de alumínio.

O último passo consistiu então na seleção dentre as ligas de alumínio. Comparou-se as ligas, 6061-T6, 7075-T6 e 5052-O. Decidiu-se por utilizar alumínio aeronáutico (7075-T6), disponível para a equipe, cujas propriedades foram testadas em ensaios de tração. Para realizar o ensaio foi utilizada a máquina Instron 2382 (100 kN capacidade), controle de deslocamento, 0,5mm/min até o escoamento, 8,0mm/min até a fratura, Lo=4W, geometria e dimensões dos CPs de acordo com norma ASTM E8/E8M-15a. Mais detalhes do ensaio estão Apêndice A.

Tabela 4: Propriedades do alumínio 7075-T6

| Parâmetro                   | Valor |          |
|-----------------------------|-------|----------|
| Densidade                   | 2,81  | $g/cm^3$ |
| Módulo de elasticidade      | 71,7  | $GPa$    |
| Tensão máxima de ruptura    | 492,6 | $MPa$    |
| Tensão máxima de escoamento | 424,7 | $MPa$    |
| Coeficiente de Poisson      | 0,33  |          |

Fonte: Apêndice A



Fonte: Apêndice A

Tabela 5: Resultados do Ensaio de Tração do 7075-T6

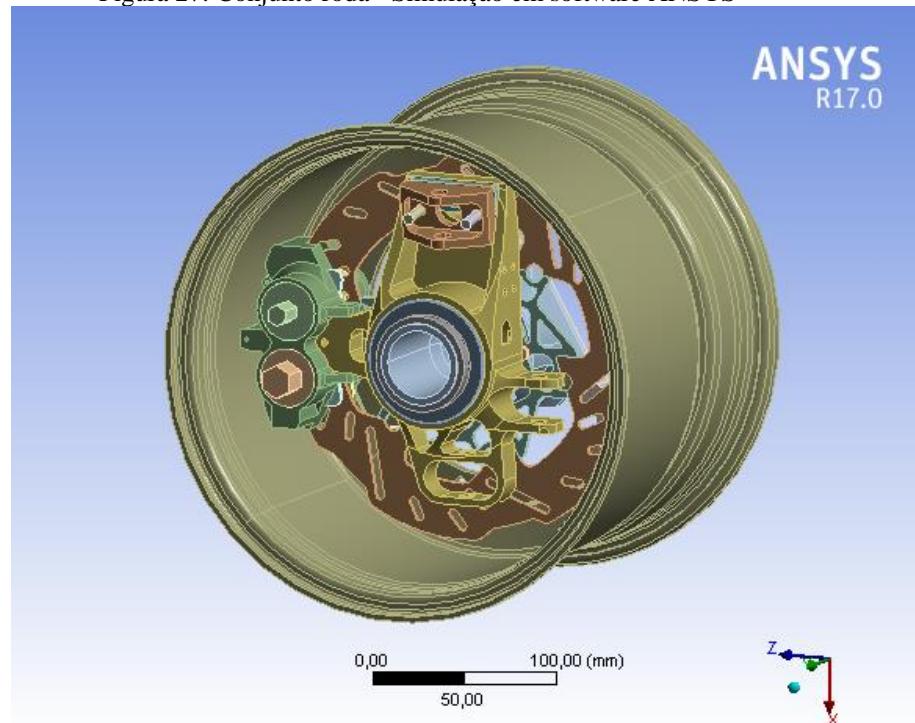
| Parâmetro   | Valor                          |             |
|-------------|--------------------------------|-------------|
| MIB-16-0356 | Identificação MIB              |             |
| A           | Alongamento                    | 5,9 %       |
| $S_e$       | Limite de escoamento           | 424,7 $MPa$ |
| $S_r$       | Limite de resistência à tração | 492,6 $MPa$ |

Fonte: Apêndice A

### 4.3 Condições de contorno

Toda simulação foi realizada no *software* ANSYS Workbench R17.0, utilizando um sistema de análise estático estrutural. Visando minimizar efeitos de acúmulo de tensão devido a condições de contorno inelásticas (princípio de Saint Venant) na simulação, realizamos uma simulação multi-corpos, que consiste na simulação da montagem completa do conjunto roda, como mostrado na figura 27, com isso é possível analisar a interação entre os componentes, tendo uma análise mais fiel a realidade.

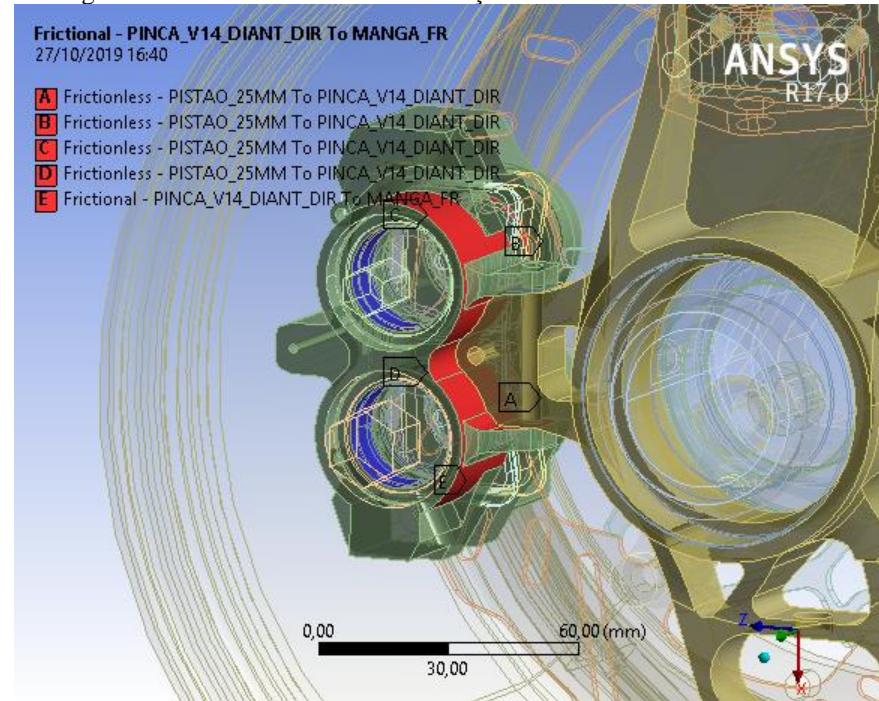
Figura 27: Conjunto roda - Simulação em software ANSYS



Fonte: O autor

Os contatos entre cada componente foram utilizados contados com atrito, como o contato entre a pinça e a manga, também utilizamos contatos sem atrito entre os pistões da pinça e a pinça, e nos demais contatos utilizamos fixo a fim de simplificar as equações e ganhar tempo de processamento.

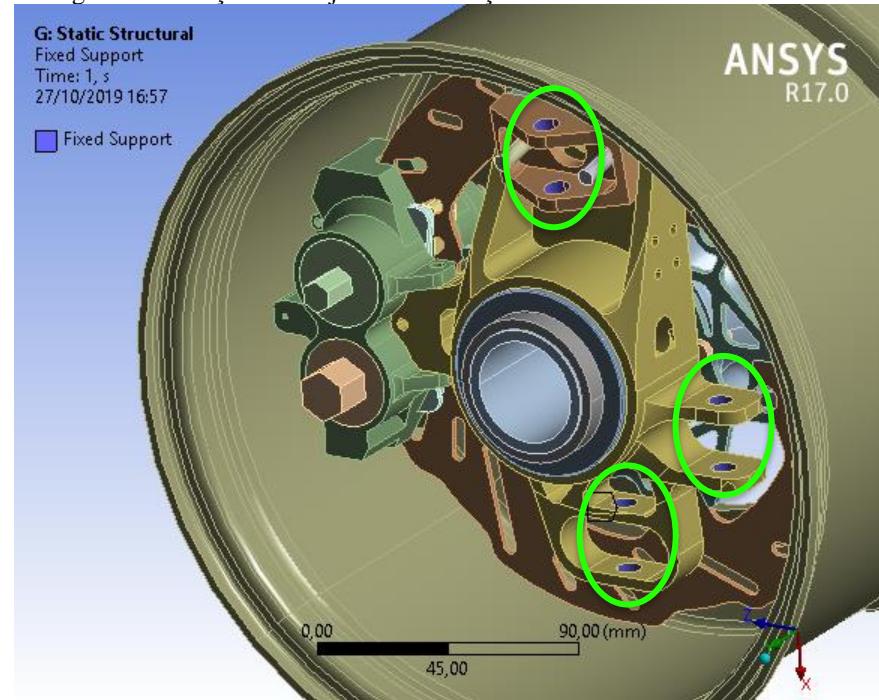
Figura 28: Contatos utilizados - Simulação em software ANSYS



Fonte: O autor

Para modelar as condições de contorno do conjunto roda, criou-se um *fixed support*, Figura 29, que conecta as superfícies internas dos furos que passam os parafusos que conectam a manga as bandejas da suspensão.

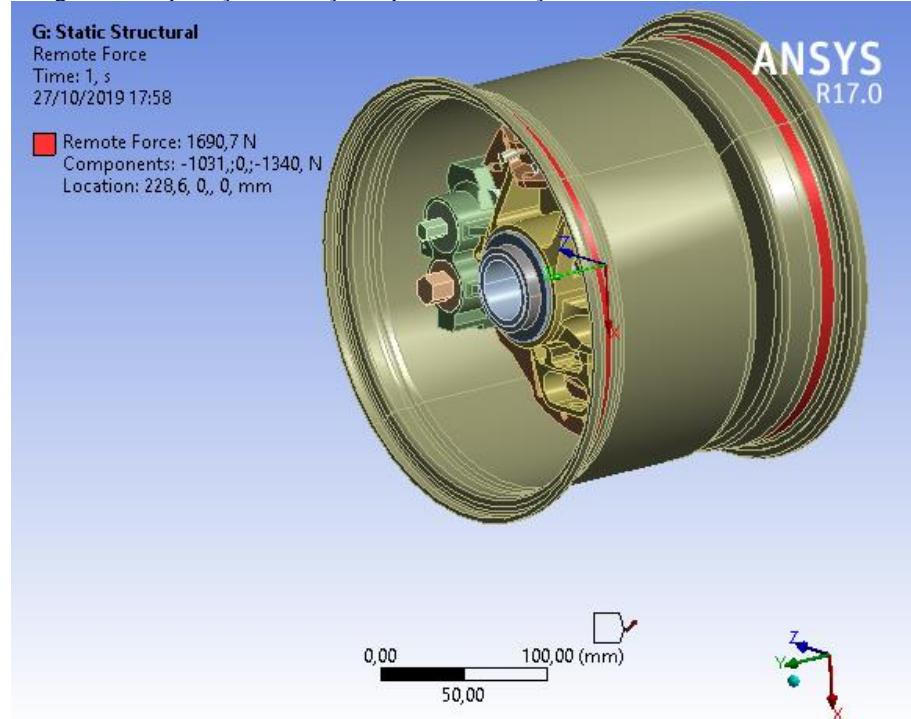
Figura 29: Fixação do conjunto - Simulação em software ANSYS



Fonte: O autor

Para aplicar a força, foi utilizado uma força remota aplicada a uma distância igual ao raio do pneu em relação ao centro da roda. Dessa forma, conseguiu-se aplicar as forças que entram no pneu e transferi-las igualmente entre os pontos de contato do pneu no aro, evitando o acúmulo de tensão que ocorre no contorno do local de aplicação da força.

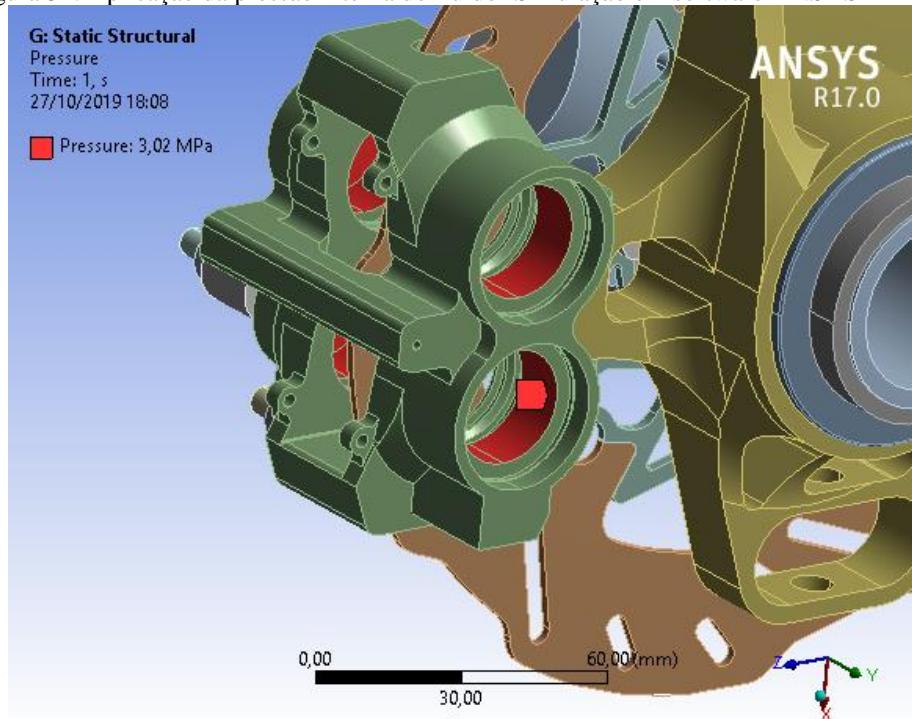
Figura 30: Aplicação da força do pneu -Simulação em software ANSYS



Fonte: O autor

Também foi aplicada uma pressão distribuída nas faces internas da pinça, que ficam em contato com o fluido de freio.

Figura 31: Aplicação da pressão interna do fluido -Simulação em software ANSYS

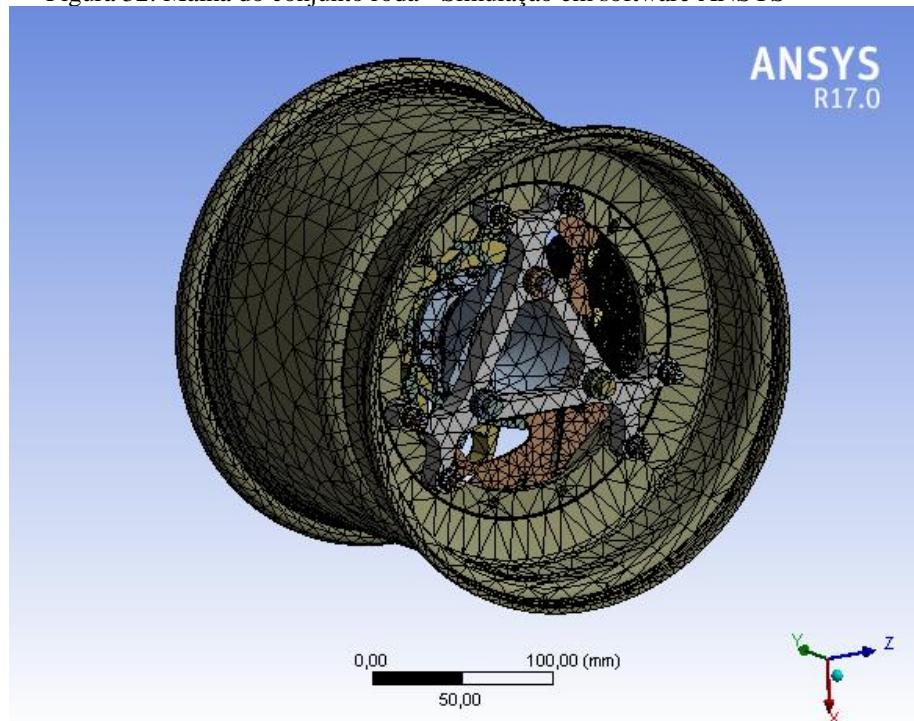


Fonte: O autor

#### 4.4 Malha

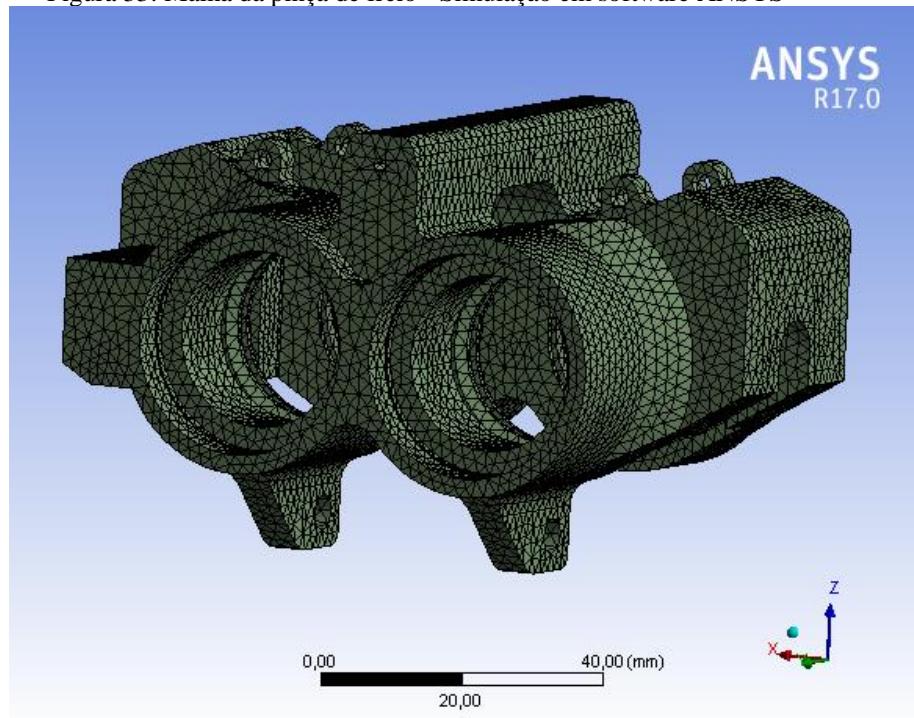
A malha usada na simulação da pinça de freio é do tipo tetraédrico de 10 nós, optou-se por esse tipo de elemento devido à alta complexidade do componente. Caso utilizasse malha hexaédrica haverá a vantagem de utilizar uma função linear de aproximação, que traz uma melhor precisão nos resultados, diferente das tetraédricas que utilizam funções constantes de aproximação. Porém a malha ficaria altamente distorcida, deixando a malha com uma má qualidade o que pioraria a precisão do resultado, por isso a escolha de utilizar a tetraédrica de 10 nós foi assertiva. A malha gerada pode ser observada nas figuras 32 e 33.

Figura 32: Malha do conjunto roda - Simulação em software ANSYS



Fonte: O autor

Figura 33: Malha da pinça de freio - Simulação em software ANSYS



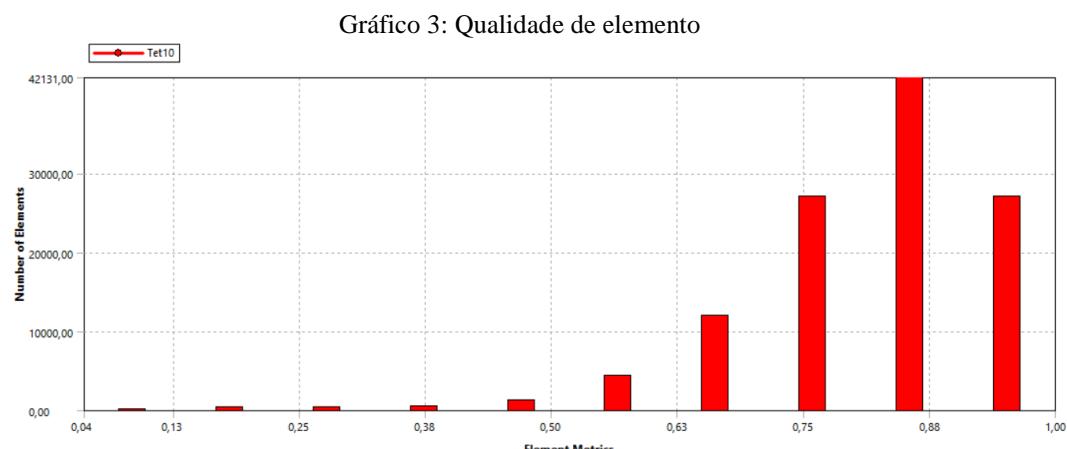
Fonte: O autor

Como pode-se observar no Gráfico 2, quase todos os elementos estão com razão de aspecto igual a 1 o que nos indica que os elementos estão uniformes e a malha gerada foi de boa qualidade.



Fonte: O autor

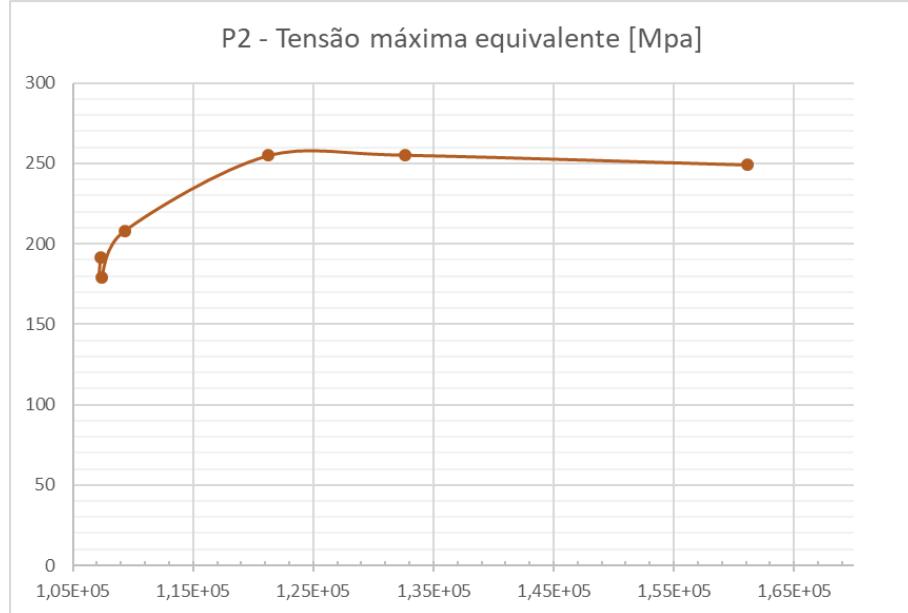
Já no gráfico 3, pelo método da qualidade do elemento explicado anteriormente, os elementos estão concentrados em torno de 0,88, o que é um valor próximo de 1, sendo 1 a melhor qualidade de elemento por esse método, com isso podemos concluir que a malha gerada foi de alta qualidade.



Fonte: O autor

Também foi realizado os cálculos de convergência de malha como podemos analisar no gráfico 4, a partir da quarta interação a simulação convergiu, os dados para formação do gráfico 4 estão dispostos na tabela 6.

Gráfico 4: Convergência de tensão máxima por quantidade de nós



Fonte: O autor

Tabela 6: Análise de convergência

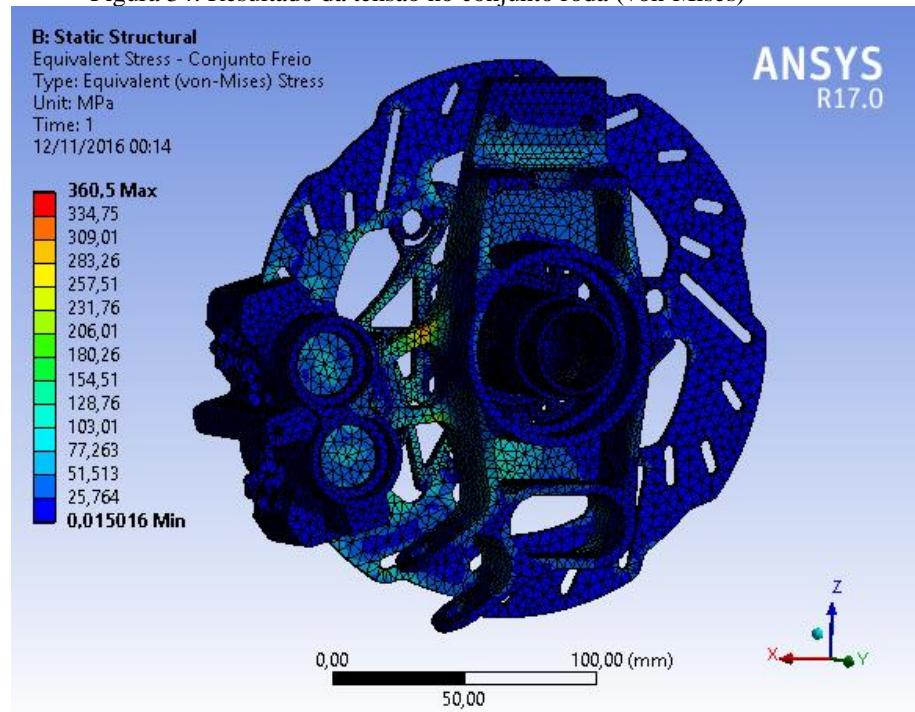
| Nome | Body Sizing [mm] | Tensão máxima equivalente [Mpa] | Deslocamento total [mm] | Nós    | Elementos |
|------|------------------|---------------------------------|-------------------------|--------|-----------|
| DP 1 | 20               | 191,47                          | 0,74849                 | 107290 | 50670     |
| DP 2 | 15               | 179,17                          | 0,70844                 | 107360 | 50623     |
| DP 3 | 10               | 208,23                          | 0,76721                 | 109300 | 51666     |
| DP 4 | 5                | 254,93                          | 0,76416                 | 121210 | 58540     |
| DP 5 | 4                | 255,36                          | 0,76299                 | 132630 | 65535     |
| DP 6 | 3                | 249,34                          | 0,76328                 | 161100 | 83711     |

Fonte: O autor

#### 4.5 Resultados da simulação estrutural

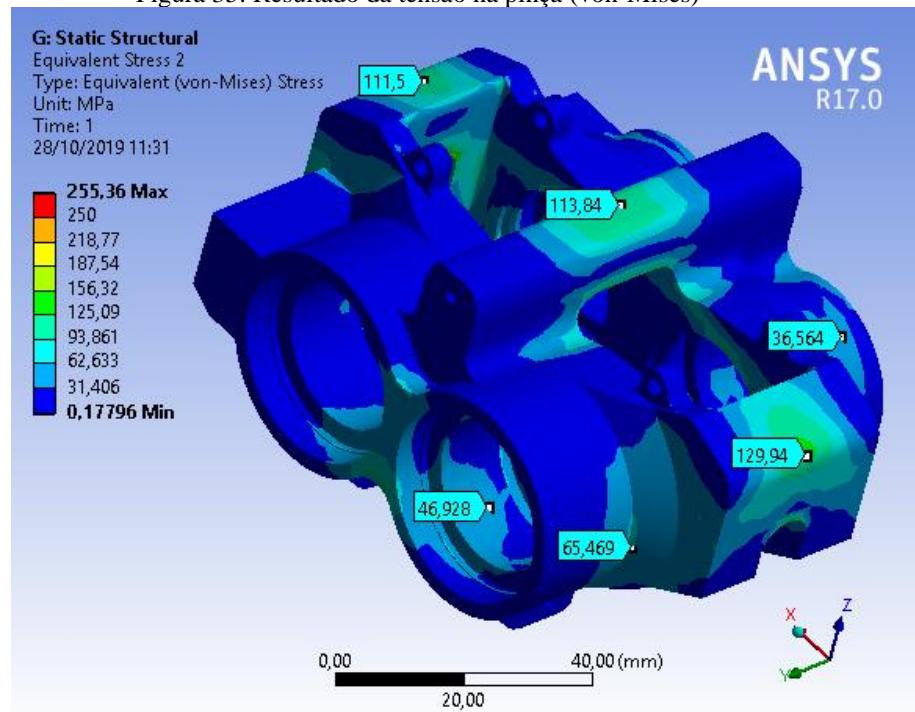
Como explicado anteriormente a simulação foi realizada considerando a máxima desaceleração, a peça foi projetada para ser manufaturada em Alumínio 7075-T6, colocou-se como requisito uma tensão máxima de 424 MPa. Para a pinça de freio atingiu uma tensão máxima de 255 MPa, que corresponde a um coeficiente de segurança 1,6. Como podemos observar nas figuras 34, 35, 36 e 37.

Figura 34: Resultado da tensão no conjunto roda (von-Mises)



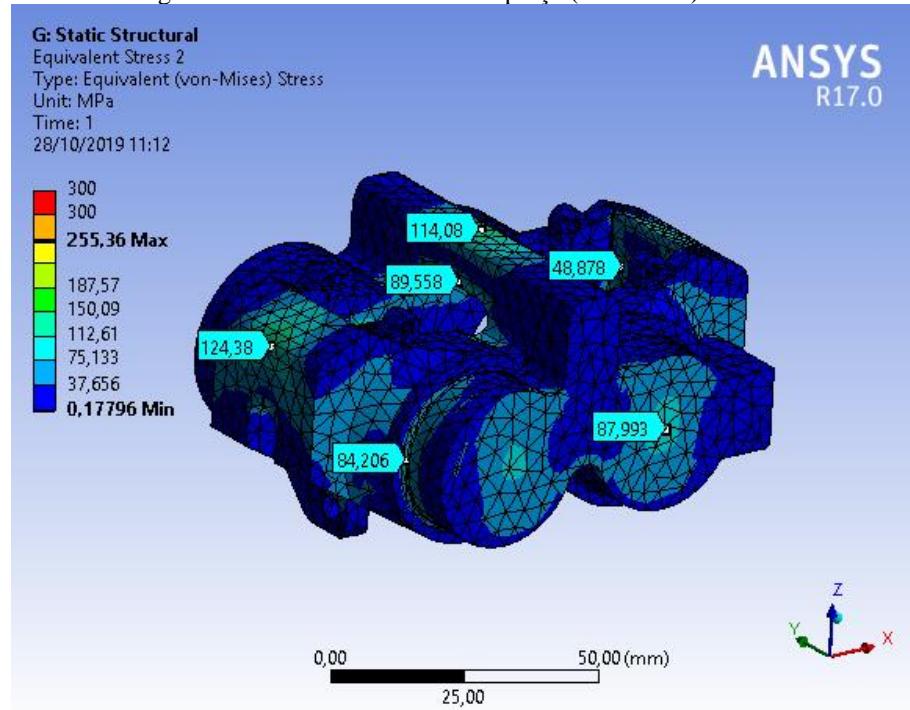
Fonte: O autor

Figura 35: Resultado da tensão na pinça (von-Mises)



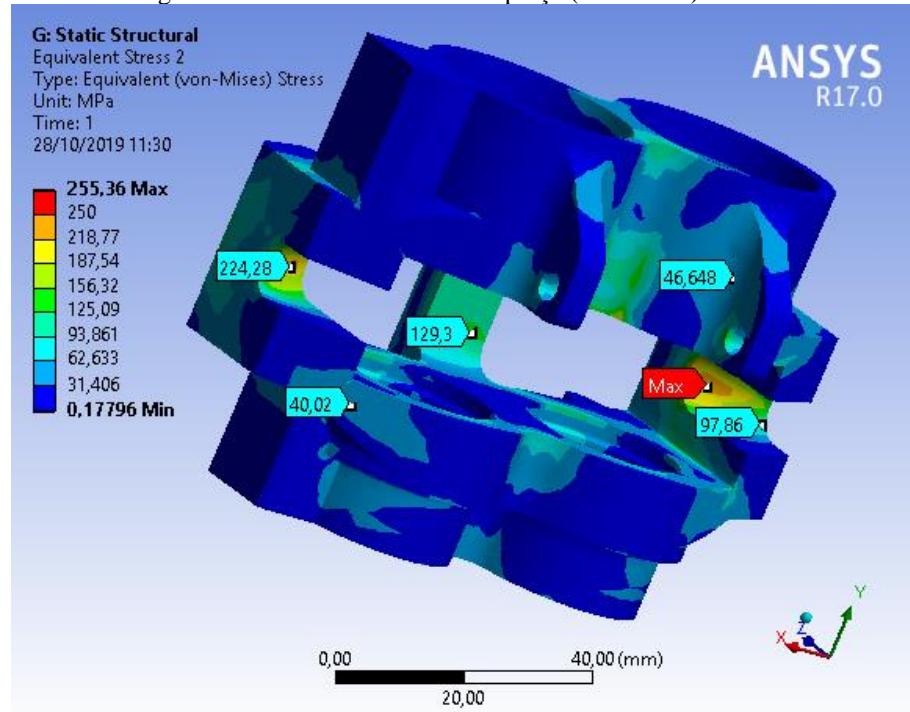
Fonte: O autor

Figura 36: Resultado da tensão na pinça (von-Mises)



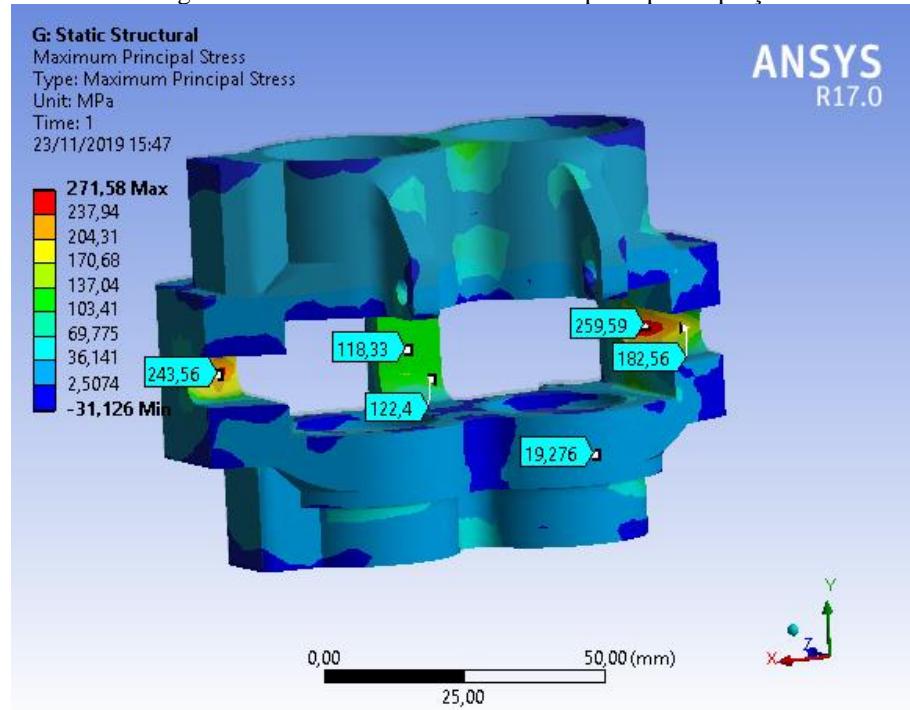
Fonte: O autor

Figura 37: Resultado da tensão na pinça (von-Mises)



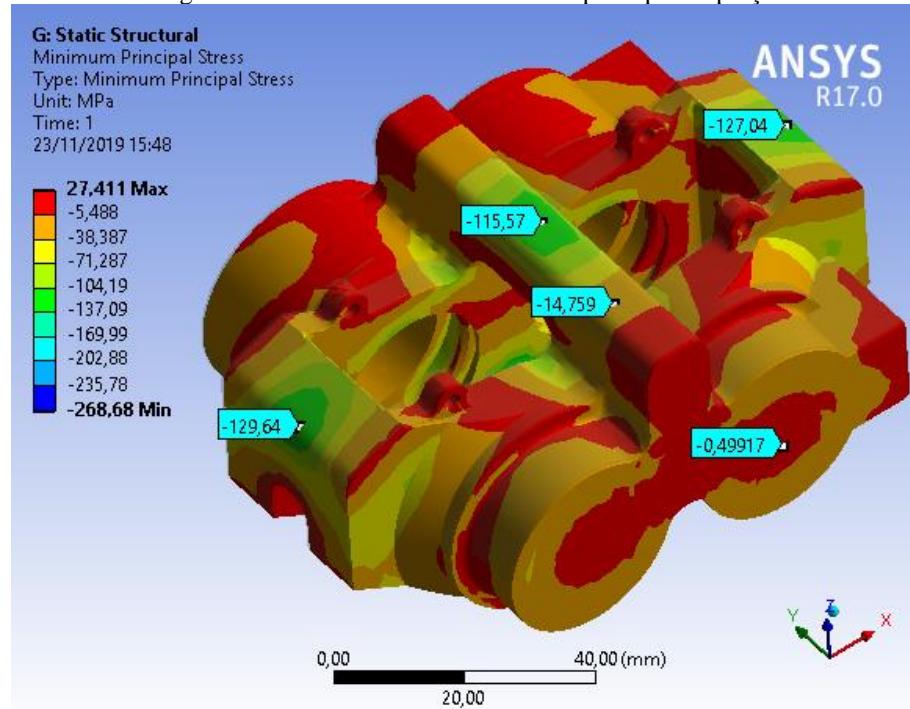
Fonte: O autor

Figura 38: Resultado da tensão máxima principal na pinça



Fonte: O autor

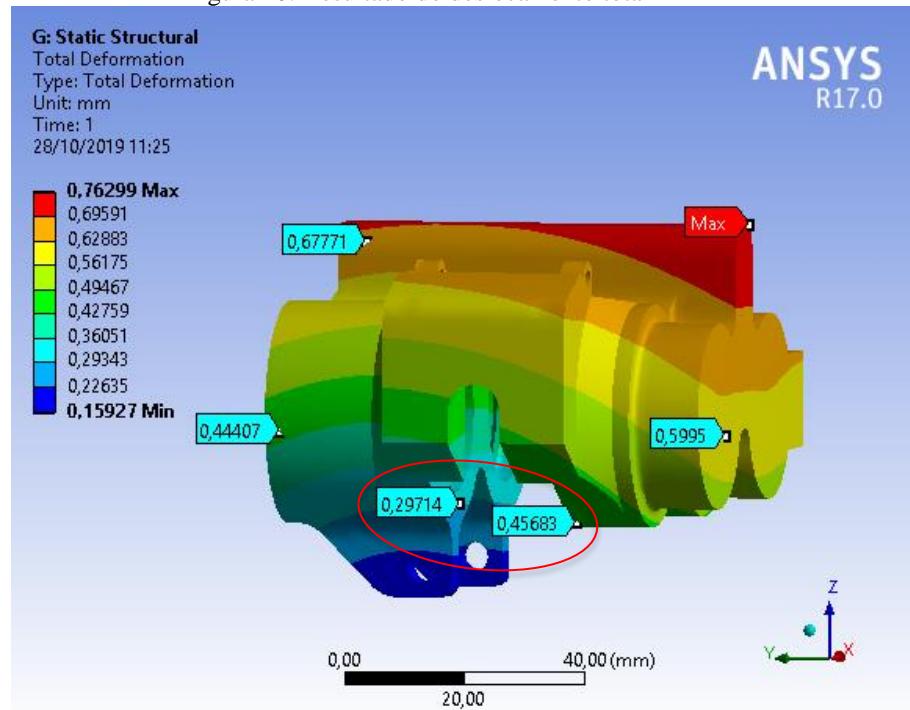
Figura 39: Resultado da tensão mínima principal na pinça



Fonte: O autor

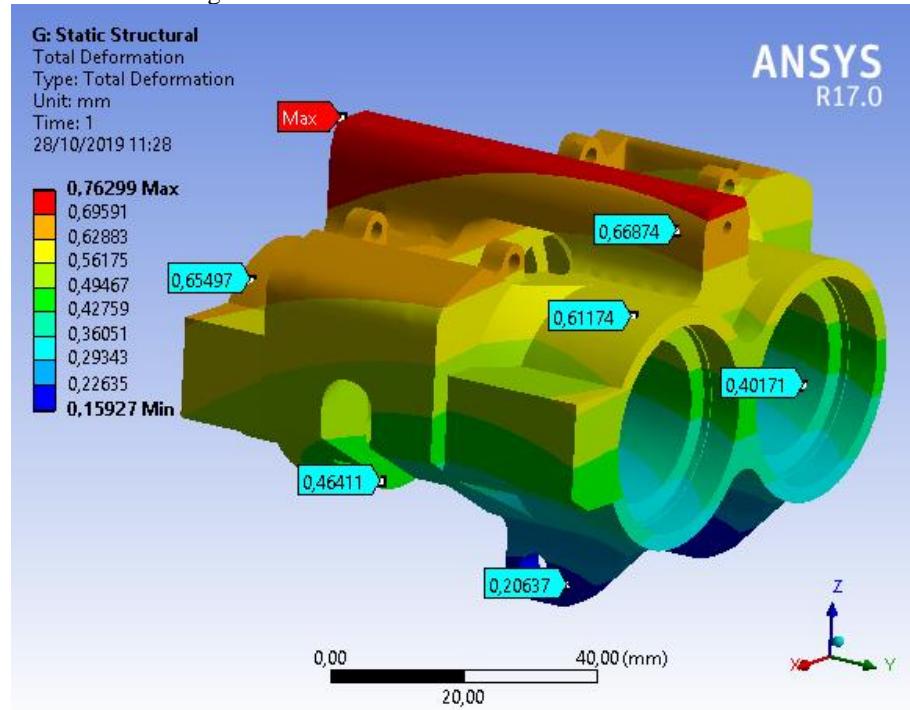
O deslocamento foi analisado, e a diferença de deslocamento entre os dois lados da pinça foi inferior a 0,2 [mm], destacado na figura 38, considerado dentro dos padrões aceitáveis. Os resultados estão expressos nas figuras 38 e 39.

Figura 40: Resultado do deslocamento total



Fonte: O autor

Figura 41: Resultado do deslocamento total



Fonte: O autor

#### 4.6 Avaliação dos resultados

Observando os resultados da seção, pode-se concluir que o design da peça atende todos os requisitos propostos e, se o veículo for utilizado como previsto, a peça não sofrerá falha mecânica.

Validações posteriores, foram realizadas para aferir se as simulações estão condizendo com a realidade, o que mostrou um componente extremamente confiável.

Tais validações incluíram análises periódicas da integridade das peças a fim de poder prever possíveis casos de fadiga e desgastes, além de testes de performance com o veículo.

Uma falha ocorrida na pinça na região parafusada dos sangreadores, figuras 40 e 41, teve como causa a utilização da rosca do tipo NPT. Tal rosca é cônica e ao aplicar um torque gera uma tensão significativa no componente. A situação é agravada devido a frequência de sangramento realizado na pinça durante o ano e o excesso de torque pode ter causado a falha do componente. Essa falha chama atenção para realização de um estudo aprofundado dos tipos de roscas que melhor se encaixariam no projeto, bem como o cálculo adequado de todas as roscas. Para este trabalho, não foi considerado no modelo computacional os esforços na rosca pela maior complexidade em simular a rosca. Envolve uma modelação mais onerosa em CAD para incluir a rosca na geometria, quanto um estudo mais refinado nas características que a malha gerada nessa região deve ter, o que elevaria consideravelmente a quantidade de elementos para caracterizar a rosca.

Figura 42: Falha na pinça



Fonte: O autor

Figura 43: Trinca na pinça



Fonte: O autor

## 5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A pinça de freio desenvolvida neste projeto, atendeu plenamente aos requisitos técnicos e objetivos almejados pela equipe ao desempenhar energia e recursos para que esse projeto fosse executado. Esse projeto contribuiu para a equipe conquistar o título de Campeão Nacional de Formula SAE em 2016 e também a conquista do sexto melhor projeto na competição mundial de Formula SAE realizada em 2017 em Michigan, Estados Unidos.

O conhecimento adquirido durante esse estudo contribuiu para a equipe EESC-USP Formula SAE, em especial para os membros do subsistema de freio para melhor compreender as etapas de realização do projeto da pinça de freio. Todos os parâmetros foram analisados e discutidos neste trabalho e espera-se que estudos e projetos futuros do sistema de freio vejam neste trabalho uma oportunidade de se basearem nos resultados positivos e buscarem melhoria contínua.

Para trabalhos futuros, uma análise mais criteriosa sobre a fadiga e o desenvolvimento de processos de fabricação mais fáceis e acessíveis para a equipe aprimorariam o projeto atual. Assim como um estudo de tensões térmicas, eficiência na dissipação de calor e a interação química causada pelo fluido de freio.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHBY, Michael F. **Materials selection in mechanical design**. MRS Bull, 2005, 30.12: 995.7
- CANALE, Antônio Carlos. **Automobilística: dinâmica e desempenho**. São Paulo: Érica, 126p, 1989.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 1992.
- HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentals of physics**. John Wiley & Sons, 2013.
- KAWAGUCHI, Hiroaki. **Comparação da análise de conforto de frenagem subjetiva x objetiva de um veículo de passeio**. São Paulo, Brazil, 2005, 101.
- LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**, Society of Automotive Engineers. Inc. Warrendale USA, 1999.
- LOBAS, L.G. **Controllability, stabilizability, and observability of the motion wheeled vehicles**. Soviet Applied Mechanics, v.23, n.4, p.395-403, 1987.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.
- ORTHWEIN, William C. **Clutches and brakes: design and selection**. CRC Press, 2004.
- ROSKAN, J. **Flight dynamics of rigid and elastic airplanes**. Lawrence, Kansas, 1972. Par. II, paginação irregular.

## APÊNDICES

### Apêndice A – Ensaio de tração

| <b>CERTIFICADO</b>  |  |
|---|--|
| <b>Nº MIB-0193-16</b>   |  |
| <b>CLIENTE:</b> EESC USP SAE  |  |
| <b>CONTATO:</b> Sr. Bruno Finco   |  |
| <b>ENDEREÇO:</b> USP, Campus 1, Av Trabalhador Sancarlense, São Carlos - SP |  |
| <b>Nº ORÇAMENTO:</b> MIB-0104-15  |  |
| <b>DATA DE RECEBIMENTO AMOSTRA(s):</b> 01/06/16                             |  |
| <b>DATA DA REALIZAÇÃO ENSAIO/ANÁLISE:</b> 01/06/16                          |  |



### ENSAIO DE TRAÇÃO

#### 1. OBJETIVOS

Ensaio de tração em liga de Al .

#### 2. IDENTIFICAÇÃO DAS AMOSTRAS

*Tabela 1: Identificação das amostras.*

| Identificação cliente | Identificação MIB |
|-----------------------|-------------------|
| Amostra de liga de Al | MIB-16-0356       |



*Nota: A amostragem relativa a este certificado é de responsabilidade do cliente. As amostras serão armazenadas no MIB pelo período de dois meses quando serão descartadas ou devolvidas ao cliente se solicitado pelo mesmo. Os documentos dos resultados gerados na execução do serviço ficarão armazenados no MIB pelo período de cinco anos a partir desta data*

*Figura 1 Amostras recebidas para análise.*

#### 3. METODOLOGIA

*Tabela 2: Metodologia empregada.*

| Análise | Descrição  |
|---------|--|
| Tração  | ➢ Máquina Instron 2382 (100 kN capacidade), controle de deslocamento, 0,5mm/min até o escoamento, 8,0mm/min até a fratura, L <sub>0</sub> =4W, geometria e dimensões dos CPs de acordo com norma ASTM E8/E8M-15a |

**CERTIFICADO**  
**Nº MIB-0193-16**



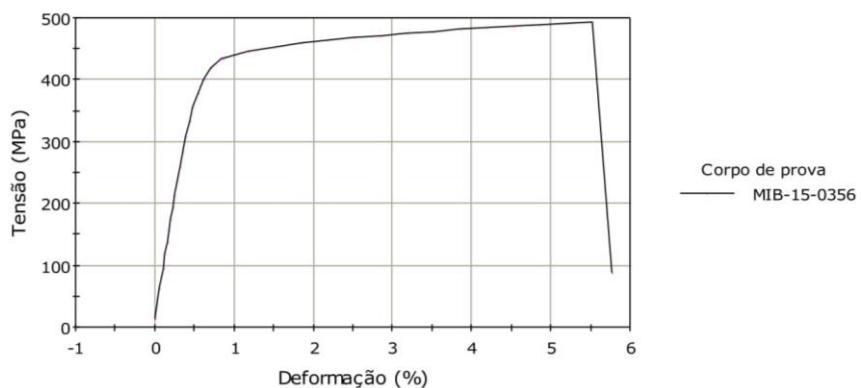
**4. RESULTADOS**

**4.1 Ensaios de tração**

*Tabela 4: Resultados do ensaio de tração.*

| Identificação MIB | A (%) | S <sub>e</sub> (MPa) | S <sub>r</sub> (MPa) |
|-------------------|-------|----------------------|----------------------|
| MIB-16-0356       | 5,9   | 424,7                | 492,6                |

*Legenda: Se = limite de escoamento, Sr = limite de resistência à tração, A = alongamento, RA = redução de área.*



*Figura 2 Curva tensão-deformação.*

**São Carlos, 01 de junho de 2016**

**Marcelo Tadeu Milan**  
Responsável técnico, Crea: 5060714396

*Os resultados desta análise são aplicáveis somente às amostras analisadas e não devem ser estendidos a outras amostras ou situações fora do contexto do mesmo. Este certificado somente poderá ser reproduzido na íntegra. A reprodução parcial requer aprovação formal deste laboratório. O MIB não é responsável pelo uso ou interpretação indevidos que se possam fazer deste documento. O relatório enviado por meio eletrônico é válido somente para informação.*

**-----Fim do certificado-----**