

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

DIMENSIONAMENTO E PROJETO DE PINÇA E DISCO DE FREIO APLICADOS À UM
VEÍCULO FORA DE ESTRADA BAJA SAE

por

Giuliano Mesquita de Vargas

Monografia apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia da Universidade
Federal do Rio Grande do Sul, como parte
dos requisitos para obtenção do diploma de
Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2020

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Vargas, Giuliano
DIMENSIONAMENTO E PROJETO DE PINÇA E DISCO DE FREIO
APLICADOS À UM VEÍCULO FORA DE ESTRADA BAJA SAE /
Giuliano Vargas. -- 2020.
15 f.
Orientador: Daniel De Leon.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2020.

1. Freio Automotivo. 2. Projeto Mecânico. 3. Baja
SAE. 4. Elementos Finitos. I. De Leon, Daniel, orient.
II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Giuliano Mesquita de Vargas

DIMENSIONAMENTO E PROJETO DE PINÇA E DISCO DE FREIO APLICADOS À UM
VEÍCULO FORA DE ESTRADA BAJA SAE

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Daniel Milbrath De Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Rogério José Marczak

Porto Alegre, novembro de 2020

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar à minha família por toda a educação que me foi dada ao longo da vida e o suporte incondicional para que pudesse buscar meus objetivos. Tenho certeza de que sem o seu apoio não teria alcançado metade do que alcancei até agora. Agradeço a minha namorada Lisiane pela compreensão e apoio em todas as horas de dedicação necessárias para o estudo ao longo de minha graduação, e a minha beagle Mel, que esteve ao meu lado durante muitas dessas horas proporcionando apoio emocional.

Um agradecimento especial a Equipe Tchê de Baja SAE e seus membros por me proporcionarem as oportunidades de enriquecer ainda mais meus conhecimentos como engenheiro e de escrever esta monografia para obtenção do título de engenheiro mecânico. Tenho certeza de que a equipe tem um futuro brilhante pela frente, alcançando os primeiros lugares nas competições a seguir.

Vargas, Giuliano. **Dimensionamento e projeto de pinça e disco de freio aplicados à um veículo fora de estrada Baja SAE**. 2020. 15. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

RESUMO

O sistema de freio é extremamente crítico para qualquer tipo de veículo pois deve garantir, além de uma operação confiável, a segurança dos ocupantes. Especificamente para os veículos do tipo baja, protótipos projetados e fabricados para competição fora de estrada, os componentes precisam ser selecionados para cumprir requisitos específicos de projeto com a menor adição de massa possível ao protótipo. Neste trabalho um sistema de freio à disco é dimensionado a partir do equacionamento quase-estático do veículo e de dados de entrada provenientes do protótipo atual da equipe. São apresentadas as hipóteses assumidas para simplificação do equacionamento assim como a seleção de itens padrão de mercado como pastilhas de freio e vedações. Os componentes disco e pinça são projetados em SolidWorks e avaliados em dois materiais propostos para cada. Para seleção dos materiais e validação do projeto são realizadas análises de esforços mecânicos utilizando o software Ansys Workbench. São apresentados os resultados de tensão equivalente de Von-Mises, deslocamento, coeficiente de segurança e redução de massa em comparação ao protótipo de 2019. São apresentados também o memorial de cálculo em planilhas de Excel e os desenhos de fabricação e montagem.

PALAVRAS-CHAVE: Freio automotivo, projeto mecânico, baja SAE, método dos elementos finitos.

Vargas, Giuliano. **Dimensioning and design of brake caliper and disc applied to an off-road vehicle Baja SAE**. 2020. 15. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

ABSTRACT

The brake system is extremely critical for any type of vehicle as it must guarantee occupant safety in addition to reliable operation. Specifically for baja vehicles, prototypes designed and manufactured for competition, components need to be selected to meet specific design requirements with the least possible mass addition to the prototype. In this monography, a disk brake system is dimensioned based on the almost-static equations of the vehicle and input data from the team's current prototype. The hypotheses assumed for simplifying the equations are presented, as well as the selection of standard market items such as brake pads and seals. The disk and caliper components are designed in SolidWorks and evaluated in two materials proposed for each. For the selection of materials and validation of the project, mechanical stress analyzes are performed using the Ansys Workbench software. The results of Von-Mises equivalent stress, maximum deformation, safety coefficient and mass reduction in comparison to the prototype of 2019 are presented. The calculation memorial in Excel spreadsheets and the manufacturing and assembly drawings are also presented.

KEYWORDS: Automotive brake, mechanical design, baja SAE, finite element method.

NOMENCLATURA

Variável	Descrição	Unidade
a	Desaceleração do veículo	[m/s ²]
$A_{p,f}$	Área do êmbolo da pinça dianteira	[m ²]
$A_{p,r}$	Área do êmbolo da pinça traseira	[m ²]
E_b	Módulo de elasticidade dos parafusos	[GPa]
E_m	Módulo de elasticidade da junta	[GPa]
F_c	Força aplicada pela pinça na pastilha	[N]
F_f	Força de frenagem total	[N]
$F_{f,f}$	Força de frenagem no eixo dianteiro	[N]
$F_{f,r}$	Força de frenagem no eixo traseiro	[N]
F_i	Pré-carga no parafuso	[N]
F_I	Força de inércia	[N]
$F_{p,f}$	Força de atrito entre pastilha e disco dianteiro	[N]
$F_{p,r}$	Força de atrito entre pastilha e disco traseiro	[N]
h_{CG}	Altura do solo ao CG	[m]
k_b	Rigidez do parafuso	[kN/mm]
k_m	Rigidez da junta	[kN/mm]
l	Distância entre eixos	[m]
l_f	Distância do CG ao eixo dianteiro	[m]
l_r	Distância do CG ao eixo traseiro	[m]
m	Massa total do protótipo com piloto	[kg]
$n_{c,f}$	Quantidade de conj. disco pinça no eixo dianteiro	[conjuntos]
$n_{c,r}$	Quantidade de conj. disco pinça no eixo traseiro	[conjuntos]
$n_{e,f}$	Quantidade de êmbolos por pinça dianteira	[êmbolos]
$n_{e,r}$	Quantidade de êmbolos por pinça traseira	[êmbolos]
n_L	Coeficiente de segurança de sobrecarga no parafuso	
n_p	Coeficiente de segurança ao escoamento do parafuso	
n_0	Coeficiente de segurança de abertura da junta	
P_c	Pressão do fluido de freio disponível na pinça	[Pa]
R_b	Razão de frenagem ideal	[%]
$R_{d,f}$	Raio do rotor dianteiro	[m]
$R_{d,r}$	Raio do rotor traseiro	[m]
$R_{ef,f}$	Raio efetivo do rotor dianteiro	[m]
$R_{ef,r}$	Raio efetivo do rotor traseiro	[m]
R_t	Raio do pneu dianteiro	[m]
t_f	Bitola dianteira	[m]

t_r	Bitola traseira	[m]
$T_{f,f}$	Torque frenante ideal no eixo dianteiro	[N.m]
$T_{f,r}$	Torque frenante ideal no eixo traseiro	[N.m]
T_{f,f_1}	Torque frenante ideal por cj. disco pinça dianteiro	[N.m]
T_m	Torque durante de montagem do parafuso	[N.m]
W_{tot}	Peso total do protótipo com piloto	[N]
W_f	Carga sobre o eixo dianteiro	[N]
W_r	Carga sobre o eixo traseiro	[N]
$W_{s,f}$	Carga estática sobre o eixo dianteiro	[N]
$W_{s,r}$	Carga estática sobre o eixo traseiro	[N]
Símbolos	Descrição	Unidade
ΔW	Transferência de carga	[N]
μ_p	Coefficiente de atrito entre pastilha e disco	
μ_t	Coefficiente de atrito entre pneu e pista	

Abreviaturas e acrônimos

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	Sistema de Frenagem Anti Travamento
CG	Centro de Gravidade
ECS	Sistema de Controle de Estabilidade
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL
SAE Brasil	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade Brasil
SAE International	Society of Automotive Engineers International
SGD	Inspeção Técnica de Segurança Dinâmica
TCS	Sistema de Controle de Tração

SUMÁRIO

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO.....	ii
AGRADECIMENTOS.....	iv
RESUMO.....	v
ABSTRACT.....	vi
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Revisão Bibliográfica.....	1
1.2. Objetivo Deste Trabalho.....	2
2. FUNDAMENTAÇÃO.....	2
2.1. Pinça de Freio.....	2
2.2. Disco de Freio.....	3
2.3. Metodologia de Dimensionamento.....	3
2.4. Equacionamento.....	3
2.4.1. Definição do Evento de Frenagem.....	3
2.4.2. Desaceleração Máxima.....	4
2.4.3. Transferência de Carga.....	4
2.4.4. Carga Normal Disponível no Eixo.....	5
2.4.5. Força de Frenagem Ideal.....	5
2.4.6. Distribuição de frenagem.....	5
2.4.7. Torque Frenante Ideal.....	5
3. DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....	6
3.1.1. Coeficientes de Atrito das Pastilhas.....	6
3.1.2. Coeficiente de Atrito dos Pneus.....	6
3.2. Equacionamento.....	7
3.3. Dimensionamento do Disco.....	8
3.3.1. Limitações Geométricas.....	8
3.4. Dimensionamento das Pinças.....	8
3.4.1. Limitações Geométricas.....	9
3.4.2. Dimensionamento do Êmbolo.....	9
3.4.3. Geometria do Alojamento e da Vedação.....	9
3.4.4. Seleção da Pastilha de Freio.....	9
3.4.5. Número de Parafusos.....	10
3.5. Seleção de Materiais e Processos.....	10
3.5.1. Limitações de Fabricação.....	10
3.5.2. Seleção de Materiais.....	11
3.6. Condições de Contorno.....	11
4. RESULTADOS.....	11

4.1.	Geometrias	11
4.2.	Materiais Propostos	11
4.3.	Análise por ELementos Finitos.....	12
4.4.	Seleção de Materiais.....	12
4.5.	Deslocamento.....	13
4.6.	Redução de Massa	14
5.	CONCLUSÕES	15
5.1.	Trabalhos Futuros Sugeridos	15
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
7.	Apêndice 1	17
8.	Apêndice 2	18
9.	Apêndice 3	19
10.	Apêndice 4.....	22

1. INTRODUÇÃO

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) define o sistema de freio como *a combinação de peças cuja função é reduzir progressivamente a velocidade de um veículo em movimento, ou fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel se já estiver parado.*

O tipo de veículos à que se refere este trabalho, denominados comumente apenas de *bajas*, são protótipos monoposto fora de estrada desenvolvidos por universitários com o objetivo de competir em eventos anuais organizadas pela *Society of Automotive Engineers* (SAE) que promovem uma avaliação comparativa dos projetos.

Além de organizar o evento das competições a SAE também impõem diversas restrições através do Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL, que orienta as equipes durante o projeto e fabricação dos protótipos. O atual regulamento restringe a utilização do mesmo modelo de motor por todas as equipes, modelo OHV Vanguard Model 19 da marca *Briggs & Stratton*, com 10 HP de potência e 25 kg de massa. O que torna indispensável o desenvolvimento de componentes sob medida para cada equipe para atingir a otimização necessária. Por se tratar de protótipos de baixo peso, variando entre 250 e 300 kg com o piloto, toda redução de massa e aumento de eficiência tem grande impacto na performance do veículo.

Durante as competições os protótipos são submetidos a diversas inspeções e provas para validar sua segurança e seu desempenho. Dentre todas as inspeções e provas, o sistema de freio tem maior impacto na Inspeção Técnica de Segurança Dinâmica (SGD) e na prova de Aceleração e Retomada. Na SGD o veículo é pilotado por um dos juizes da competição com o intuito de levar o carro ao limite e se certificar que ele não irá falhar. Para que o sistema de freio seja aprovado nesta inspeção, o critério mais crítico está no artigo B9.1.1 do regulamento vigente RATBSB_Emenda 3 que diz:

O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja atuado por um único pé. O pedal deve atuar diretamente o cilindro mestre por uma conexão rígida, isto é, cabos não são permitidos. O sistema deve ser capaz de travar todas as rodas, tanto em condição estática como em movimento em superfícies pavimentadas e não pavimentadas.

Este artigo define o objetivo principal do sistema, travar todas as rodas, e o coeficiente de atrito necessário para a resolução do equacionamento proposto, em superfícies pavimentadas por ser o caso mais crítico. O sistema de freio tem um papel importante na prova de aceleração e retomada pois deve garantir que o veículo seja capaz de reduzir sua velocidade o mais rápido possível possibilitando o contorno do obstáculo no final do primeiro trecho do percurso. Nos últimos anos esta prova tem sido realizada em um terreno de asfalto, confirmando que o sistema de freios deve ser dimensionado considerando este coeficiente de atrito como o máximo a ser experimentado pelo pneu.

1.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Autores como (STONE; BALL, 2004) e (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012) escreveram livros completos sobre veículos e todos os seus sub sistemas, incluindo o sistema de freio. Autores como (PUHN, 1985) e (LIMPERT, 2011) por sua vez escreveram livros, com o apoio da SAE, dedicados a sistemas de freios automotivos, que até hoje são utilizados como referência no dimensionamento destes sistemas. Estes são excelentes referências para o desenvolvimento de um projeto aplicado a veículos automotores, porém, para o aprofundamento em detalhes específicos à aplicação fora de estrada, recomenda-se que sejam consultadas também fontes alternativas.

Os autores (KULKARNI *et al.*, 2019) e (RODRIGUES, 2017) realizaram o dimensionamento de pinças de freio para um protótipo de Fórmula SAE. O primeiro utilizou pinça do tipo fixa fabricadas em alumínio 7075-T6 com êmbolos de 28,45mm, já o segundo utilizou o mesmo tipo de pinça e material, porém êmbolos de diâmetros diferentes no eixo dianteiro e traseiro, com 28 mm e 25,4 mm respectivamente. O trabalho de (RODRIGUES, 2017) apresenta cinco diferentes tratamentos térmicos realizados em corpos de prova do disco de freio, optando pela fabricação em aço inoxidável 410D com tratamento térmico de Austenitização a 980°C/1h, resfriamento ao óleo e revenido a 650°C/1h, resfriamento ao óleo.

O dimensionamento e projeto de sistemas de freio completos foram desenvolvidos por (GIANSANTE, 2017), (DORO; BERNARDI, 2016) e (OLIVEIRA, 2019). Se destaca no trabalho de (GIANSANTE, 2017) o cálculo analítico a partir do modelo de barras para validação da resistência da pinça de freio. No trabalho de (DORO; BERNARDI, 2016) se destaca a análise computacional em Matlab para avaliar o comportamento da dinâmica longitudinal do veículo, podendo assim analisar o efeito de diferentes forças de aplicação no pedal. (OLIVEIRA, 2019) por sua vez realizou a validação do projeto da pinça de freio com o método de elementos finitos, semelhante ao proposto neste trabalho, obtendo um deslocamento máximo de 0,12 mm na extremidade livre da carcaça.

A correta seleção da vedação dos êmbolos das pinças e o dimensionamento do seu alojamento possuem grande impacto na eficiência de operação da pinça de freio como um todo. Para a seleção da vedação dos êmbolos das pinças o trabalho de (ANWANA; CAI, 2002) visa identificar os parâmetros críticos de projeto para o dimensionamento do alojamento da vedação para poder assim quantificar seu impacto na performance de frenagem mediante utilização de modelos numéricos.

1.2. OBJETIVO DESTE TRABALHO

Levando em consideração as avaliações pelas quais o veículo é submetido durante a competição, qual será o modelo ideal de pinça e disco de freio para um veículo fora de estrada monoposto que atenda estes requisitos? Esta é uma pergunta que não possui apenas uma resposta correta, pois toda decisão de projeto tem seus aspectos positivos e negativos. Este trabalho visa estabelecer uma metodologia para avaliar estes fatores de cada modelo de freio proposto visando projetar um sistema capaz de suprir as necessidades do protótipo durante a competição Baja SAE e obtendo redução de massa do sistema.

Para isso se propõem dimensionar e projetar em SolidWorks versão estudantil os componentes pinça de freio (*caliper*) e disco de freio (*rotor*) para os eixos dianteiro e traseiro. Analisar os esforços mecânicos nos componentes visando redução de massa em comparação ao protótipo de 2019. Definir os componentes padrão de mercado a serem utilizados no sistema: Pastilha de freio, elementos de fixação e vedações.

2. FUNDAMENTAÇÃO

Segundo (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012), quando o sistema de freio utiliza líquido, ele é chamado de freio hidráulico, quando utiliza ar é chamado de freio pneumático e quando ambos os fluidos são usados em um mesmo sistema ele é chamado de freio hidropneumático. Visto que o protótipo em questão se trata de um veículo leve e o regulamento RATBSB_Emenda 3 restringe a utilização de outros tipos de freio, se desenvolverá um sistema do tipo hidráulico.

2.1. PINÇA DE FREIO

Existem dois tipos principais de pinças para freios a disco: flutuantes e fixas. O que distingue os dois tipos é basicamente a presença de êmbolos em apenas um ou em ambos os lados do disco, implicando em diferentes formas de fixação para cada um dos tipos.

No caso das pinças flutuante, a fixação do suporte da pinça na manga de eixo é rígida, porém a fixação da carcaça ao suporte é deslizante sobre pinos guia, chamado suporte móvel. Isto garante que após o acionamento do(s) êmbolo(s) em apenas um dos lados, a pastilha que está do lado oposto seja pressionada contra o disco devido a força de reação do sistema.

Pinças de freio do tipo fixas por sua vez possuem um ou mais êmbolos em ambos os lados da pinça realizando o acionamento das pastilhas. Por isso, a carcaça pode ser fixada de forma rígida diretamente na manga de eixo, pois não precisará se deslocar. Sistemas que utilizam pinças fixas apresentam fixação mais rígida, um aumento da rigidez da pinça em si (KULKARNI *et al.*, 2019), melhor distribuição de pressão de aplicação entre pastilha e disco, e conseqüentemente um aumento da eficiência possibilitando a utilização de êmbolos menores, auxiliando na redução de massa do componente, objetivo deste trabalho.

2.2. DISCO DE FREIO

O disco de freio, comumente chamado de rotor, é o componente que gira solidário a roda e sobre o qual a pinça de freio irá exercer a força de atrito necessária para reduzir a velocidade do conjunto e conseqüentemente do veículo. As principais características desejadas para este componente é alta rigidez, elevado atrito e condutividade térmica possibilitando a dissipação do calor gerado durante a frenagem. Quanto maior for sua espessura, maior será sua capacidade de dissipar o calor gerado, porém este componente representa a maior parte da massa do sistema de freio, sendo necessária sua otimização. É constituído basicamente de um disco de material ferroso com furos para fixação no cubo de roda e deve possuir ótimo paralelismo entre as faces visando reduzir esforços de flambagem durante o acionamento da pinça.

2.3. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO

Este trabalho segue a sequência de passos apresentada na Figura 1 para o dimensionamento, projeto e validação dos componentes. Cada uma das etapas é detalhada ao longo deste trabalho.

2.4. EQUACIONAMENTO

É de conhecimento prévio que o instante de interesse deste estudo é o de frenagem e conseqüente desaceleração do veículo, visto que este representa o instante em que os freios são acionados pelo piloto. Para o equacionamento do problema é possível uma análise partindo de dois inícios distintos: A força de aplicação pelo piloto no pedal e a força ideal de frenagem que os pneus podem exercer no solo. Visto que se busca encontrar as forças envolvidas no contato pneu e solo, e conseqüentemente na pinça e disco de freio, este trabalho utiliza a segunda abordagem, partindo da força ideal de frenagem dos pneus. Um fluxograma do equacionamento pode ser visto no Apêndice 1 deste trabalho.

2.4.1. Definição do Evento de Frenagem

Será considerado um evento de frenagem todo instante em que o piloto acionar o pedal de freio com intenção de reduzir sua velocidade ou parar o veículo. A partir do acionamento do pedal o sistema de freio irá gerar forças de atrito entre o pneu e o solo com a intenção de balancear a força de inércia do veículo, que tende a mantê-lo em movimento. Existirá então um limite na capacidade dos pneus de gerar atrito com o solo antes de derrapar, conseqüentemente limitando a desaceleração máxima possível.

Os Diagramas de Corpo Livre (DCL) de um veículo estático no plano e durante um evento de frenagem, negligenciando os efeitos da força de arrasto e resistência ao rolamento, são mostrados na Figura 2.

Figura 1. Fluxograma da sequência de passos para o dimensionamento dos componentes
Fonte: Autoria própria

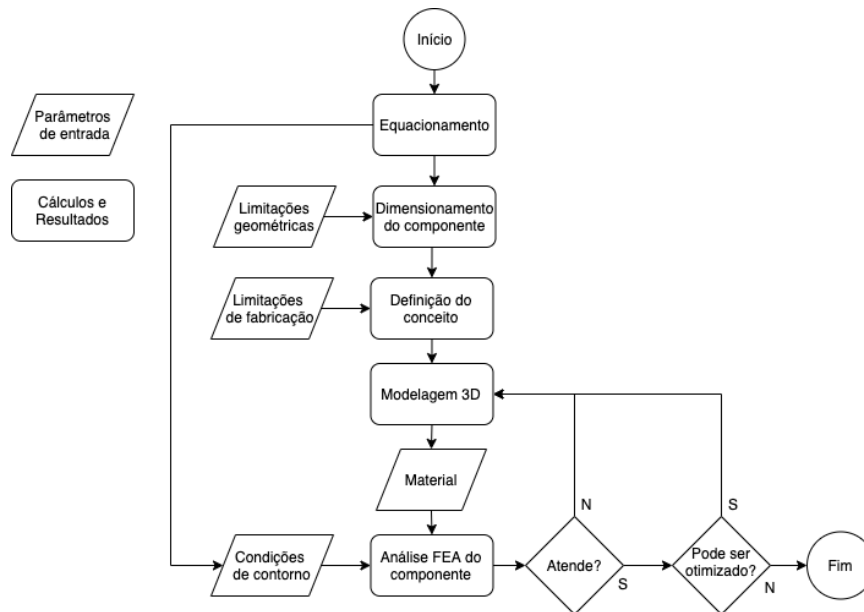
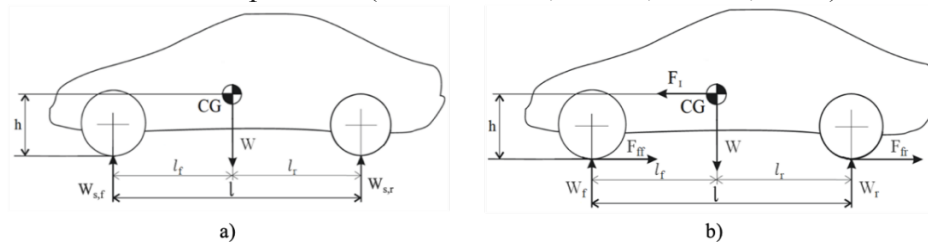


Figura 2. a) DCL de um veículo estático. b) DCL de um veículo durante frenagem.
Fonte: Adaptado de (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012)



2.4.2. Desaceleração Máxima

A partir de um somatório de forças em X na Figura 2-b nota-se que as forças de frenagem são as únicas forças se opondo ao movimento do veículo. A partir de um somatório de forças em Y e aplicação do conceito de força de atrito entre os pneus e o solo com coeficientes de atrito iguais nos eixos dianteiro e traseiro, pode-se observar que a melhor performance em desaceleração que um veículo pode atingir em g's será equivalente ao coeficiente de atrito existente, o qual irá variar significativamente de acordo com a composição e condição do solo.

2.4.3. Transferência de Carga

O efeito de transferência de carga se deve à força de inércia F_I estar agindo sobre o CG do veículo que se encontra acima do plano de atuação das forças de frenagem, gerando assim uma transferência da carga que está sobre o eixo traseiro para o dianteiro. De acordo com (GILLESPIE, 1992) a transferência de carga pode ser calculada como:

$$\Delta W = m \cdot a \cdot \frac{h}{l} \quad (1)$$

Onde m é a massa do veículo em kg, a é a desaceleração em m/s^2 , h é a altura do Centro de Gravidade (CG) em relação ao solo e l é a distância entre os eixos dianteiro e traseiro, ambos em m.

2.4.4. Carga Normal Disponível no Eixo

Um dos principais fatores que afetam a máxima força de frenagem em cada eixo é a carga normal atuando sobre eles. Visto que durante o evento de frenagem ocorrerá transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro, se faz necessário calcular qual será a carga normal atuando em cada um. Estas cargas podem ser calculadas somando o efeito da transferência de carga à carga estática no eixo dianteiro, e reduzindo este efeito da carga estática no eixo traseiro.

2.4.5. Força de Frenagem Ideal

Uma vez conhecida a carga normal disponível em cada um dos eixos é possível encontrar a força ideal de frenagem que pode ser exercida entre o pneu e o solo. Sabendo que a força de atrito é proporcional à carga normal atuando no contato entre as superfícies, calcula-se a força de atrito do eixo dianteiro e traseiro como:

$$F_{f,f} = \left(m \cdot g \cdot \frac{l_r}{l} + m \cdot a \cdot \frac{h}{l} \right) \mu_t \quad (2)$$

$$F_{f,r} = \left(m \cdot g \cdot \frac{l_f}{l} - m \cdot a \cdot \frac{h}{l} \right) \mu_t \quad (3)$$

Onde $F_{f,f}$ é a força de frenagem no eixo dianteiro em N , $F_{f,r}$ é a força de frenagem no eixo traseiro em N , l_f é a distância entre o CG e o eixo dianteiro em m , l_r é a distância entre o CG e o eixo traseiro em m e μ_t é o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.

2.4.6. Distribuição de frenagem

A distribuição de frenagem é a porcentagem da força total de frenagem que será exercida em cada um dos eixos. De acordo com (PUHN, 1985) e (LIMPERT, 2011), a distribuição de frenagem mais recomendada é de dois terços nos freios dianteiros e um terço nos freios traseiros. (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012) é ainda mais específico indicando que a distribuição pode estar entre 65% na dianteira e 35% na traseira, variando até 80% e 20% respectivamente. A partir do valor das forças de frenagem atuando em cada eixo pode-se calcular a distribuição de frenagem R_b como:

$$R_b = \frac{F_{f,f}}{F_{f,f} + F_{f,r}}; \frac{F_{f,r}}{F_{f,f} + F_{f,r}} \quad (4)$$

2.4.7. Torque Frenante Ideal

Conhecendo a força de atrito atuando entre o pneu e o solo é possível calcular o torque gerado por esta força em cada eixo multiplicando-a pelo seu braço de alavanca, neste caso o raio do pneu, como:

$$T_f = F_f \cdot R_t \quad (5)$$

Onde T_f é o torque frenante em $N \cdot m$ e F_f a força de frenagem em N no respectivo eixo e R_t o raio do pneu em m .

Este é o torque máximo que o eixo poderá sofrer antes de ocorrer o travamento das rodas e escorregamento dos pneus, requisito exigido pelo regulamento da competição e objetivo deste dimensionamento. A partir do torque frenante ideal na dianteira e na traseira deve-se levar em conta quantos conjuntos disco e pinça há em cada um dos eixos. Visto que as pinças de freio atuam em um disco que possui diâmetro menor que o do pneu, chamado de raio efetivo, deve-

se utilizar o torque frenante para encontrar a força de atrito necessária entre a pastilha e o disco, como exemplificado para o eixo dianteiro abaixo.

$$T_{f,f} = n_{c,f} \cdot F_{p,f} \cdot R_{ef,f} \quad (6)$$

Onde $T_{f,f}$ é o torque frenante no eixo em $N.m$, $n_{c,f}$ é o número de conjuntos disco e pinça no eixo, $F_{p,f}$ é a força de atrito entre a pastilha e o disco em N e $R_{ef,f}$ é o raio efetivo do disco em questão em m .

Nota-se que nesta equação aparecem três variáveis importantes no dimensionamento do sistema: O número de conjuntos disco e pinça no eixo, a força de atrito exercida por cada pinça e o raio efetivo do disco. A equação para o eixo traseiro é análoga à apresentada para o eixo dianteiro.

A força de atrito gerada entre as pastilhas e o disco e a força exercida pela pinça sobre as pastilhas podem ser calculadas conforme a seguir, para o eixo dianteiro e analogamente para o eixo traseiro.

$$F_{p,f} = F_{c,f} \cdot \mu_p \quad (7)$$

$$F_{c,f} = P_{c,f} \cdot A_{e,f} \cdot n_{e,f} \quad (8)$$

Onde $F_{p,f}$ é a força de atrito entre a pastilha e o disco em N , $F_{c,f}$ é a força de aplicação da pinça em N , μ_p é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, $P_{c,f}$ é a pressão disponível na pinça de freio em Pa , $A_{e,f}$ é a área do êmbolo em m^2 e $n_{e,f}$ é o número de êmbolos existente na pinça.

Uma vez conhecido o torque frenante, o restante do sistema deve ser dimensionado de acordo com os requisitos de projeto levando em consideração as limitações geométricas do veículo e disponibilidade de componentes padrão de mercado como pastilha de freio, cilindro mestre, vedações e linhas de distribuição.

3. DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Para dar-se início a resolução do equacionamento é necessária a atribuição de valores às variáveis de entrada iniciais. Abaixo são apresentadas as hipóteses assumidas e a definição dos valores destas variáveis.

3.1.1. Coeficientes de Atrito das Pastilhas

O coeficiente de atrito das pastilhas varia com a temperatura de operação conforme indicado na Figura 3, retirada do catálogo do fabricante de freios automotivos Wilwood. Para fins de simplificação de cálculo será assumido um intervalo de temperatura de operação entre 30 e 200°C (86-392°F) e conseqüentemente um coeficiente de atrito médio igual a 0,40.

3.1.2. Coeficiente de Atrito dos Pneus

Durante a competição os protótipos são testados em diferentes tipos de terreno desde asfalto para as provas de aceleração e retomada, até o lodo nas provas de tração. O coeficiente de atrito do pneu varia substancialmente de acordo com a superfície na qual está em contato. Visto que esta variável é de suma importância para a estabilidade e segurança veicular, podemos encontrar valores para o coeficiente de atrito entre pneu e diversas superfícies em muitas fontes da literatura. A Tabela 1 apresenta valores médios para diferentes tipos de solo, segundo (WONG, 2001).

Figura 3. Gráfico de variação do coeficiente de atrito com a temperatura de operação.

Fonte: (WILWOOD, 2020)

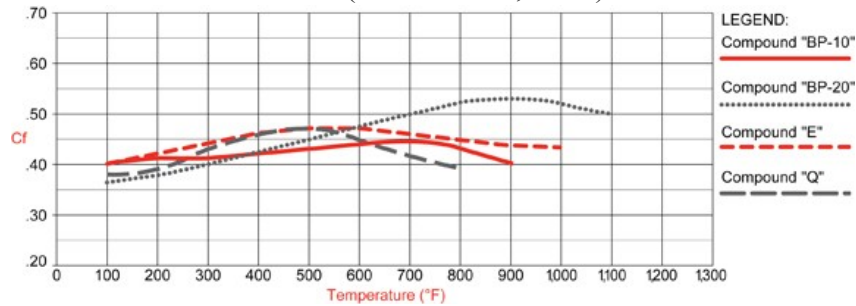


Tabela 1. Coeficientes de atrito estático e dinâmico para diferentes tipos de solo

Solo	Estático	Dinâmico
Asfalto e concreto (seco)	0,8-0,9	0,75
Asfalto (molhado)	0,5-0,7	0,45-0,6
Concreto (molhado)	0,8	0,7
Cascalho	0,6	0,55
Areia solta (seco)	0,68	0,65
Areia solta (molhado)	0,55	0,4-0,5

Para a aplicação neste trabalho é assumido um coeficiente de atrito crítico igual a 0,8 para o contato entre o pneu e a pista em solo indeformável como asfalto seco no qual é realizada a prova de aceleração e retomada. Estes valores são assumidos iguais para os quatro pneus do veículo.

3.2. EQUACIONAMENTO

Os valores utilizados para resolução do equacionamento são apresentados na Tabela 2. A partir do resultado do equacionamento é possível dimensionar os componentes a serem projetados. O memorial de cálculo completo foi desenvolvido em planilhas de Microsoft Excel e pode ser visto no Apêndice 4.

Tabela 2. Valores utilizados para resolução do equacionamento proposto.

Dados	Variável	Valor	Unid.
Entre eixos	l	1,50	m
Dist. eixo dianteiro ao CG	l_f	0,825	m
Dist. eixo traseiro ao CG	l_r	0,675	m
Altura do CG	h	0,630	m
Massa do protótipo c/ piloto	m	300	kg
Diâmetro dos pneus	D_t	0,5334	m
Coef. atrito pneu e asfalto	μ_t	0,8	

A partir dos dados geométricos do protótipo e do coeficiente de atrito entre os pneus e o solo a máxima desaceleração possível será de $7,85 \text{ m/s}^2$ ou $0,8 \text{ G}$. Com a máxima desaceleração calcula-se a força de frenagem ideal em cada um dos eixos com as Equações (2) e (3) para o eixo dianteiro e traseiro, respectivamente, juntamente com a distribuição de frenagem ideal para o veículo, calculada com a Equação (4). Conhecidas as forças de frenagem e o diâmetro dos pneus calcula-se o torque frenante ideal em cada um dos eixos com a Equação (5).

$$F_{f,f} = 1850,56 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{f,r} = 503,84 \text{ N} \quad (10)$$

$$R_b = 79:21 \quad (11)$$

$$T_{f,f} = 493,54 \text{ N.m} \quad (12)$$

$$T_{f,r} = 134,37 \text{ N.m} \quad (13)$$

Visto que o torque frenante ideal no eixo traseiro é muito inferior ao do dianteiro, opta-se por utilizar apenas um conjunto de disco e pinça neste eixo, reduzindo o número de componentes e conseqüentemente a massa do sistema. Devido ao elevado torque frenante necessário no eixo dianteiro, é necessária a utilização de dois conjuntos de freio, um em cada roda. Logo, o torque frenante ideal necessário em cada conjunto dianteiro T_{ff_1} é calculado.

$$T_{f,f_1} = 246,77 \text{ N.m} \quad (14)$$

3.3. DIMENSIONAMENTO DO DISCO

3.3.1. Limitações Geométricas

Visto que o sistema de freio no eixo dianteiro é localizado no interior da roda, o diâmetro máximo do disco é um parâmetro geométrico limitado pelo diâmetro interno da roda que é de 241 mm. Por este motivo os discos dianteiros devem ter um diâmetro externo de 175mm. A fixação do disco é realizada no cubo de roda dianteiro, modelo utilizado no quadriciclo Honda TRX400EX, que possui três furos com rosca M8, igualmente distribuídos em uma circunferência de 72 mm.

Para a utilização de apenas um disco de freio no eixo traseiro o mesmo deve ser montado de forma centralizada no veículo, preferencialmente junto à caixa de transmissão, e por isso não possui restrição de diâmetro. A fixação do disco traseiro é realizada no flange adaptador entre o eixo de saída da caixa de transmissão e o semieixo. Este flange possui seis furos passantes de Ø8mm, igualmente distribuídos em uma circunferência de 78 mm.

Conhecido o torque frenante necessário em cada conjunto de freio, a força de atrito requerida dependerá do raio efetivo do disco, conforme visto na Equação (6). Este parâmetro depende fortemente da geometria do disco, da geometria da pinça e a posição relativa entre os dois, assim como do modelo de pastilha a ser utilizado. Conhecendo o diâmetro externo do disco assume-se inicialmente um raio efetivo de 72,5mm. A força de atrito necessária em cada conjunto do eixo dianteiro e traseiro é então calculada com a Equação (6).

$$F_{p,f} = 3403,75 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_{p,r} = 1853,44 \text{ N} \quad (16)$$

Para a otimização da geometria do disco inicia-se com uma placa circular sólida contendo apenas os furos de fixação e aplicam-se os carregamentos. Após a análise das regiões com menor esforço retira-se material em algumas destas regiões e adicionam-se furos para alívio de massa. Realizam-se novas análises para verificar as tensões existentes na nova geometria de estudo. Repete-se o procedimento anterior, retirando material em regiões de menor sollicitação e repetindo as análises de esforços interno. Oblongos transversais são utilizados para redução de massa e auxílio na limpeza das pastilhas durante a operação.

3.4. DIMENSIONAMENTO DAS PINÇAS

A partir da força de atrito e o coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco, calcula-se a força de aplicação necessária pela pinça em cada um dos eixos utilizando a Equação (7).

$$F_{c,f} = 8509,38 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{c,r} = 4633,61 \text{ N} \quad (18)$$

3.4.1. Limitações Geométricas

Conforme mencionado anteriormente, as pinças dianteiras devem ser montadas juntamente com o disco no interior das rodas do respectivo eixo. Visto que os discos possuem diâmetro de 175mm, não há uma grande restrição de espaço. As pinças devem ser fixadas à manga de eixo através de um suporte a ser definido, deixando em aberto a posição das orelhas de fixação da carcaça.

3.4.2. Dimensionamento do Êmbolo

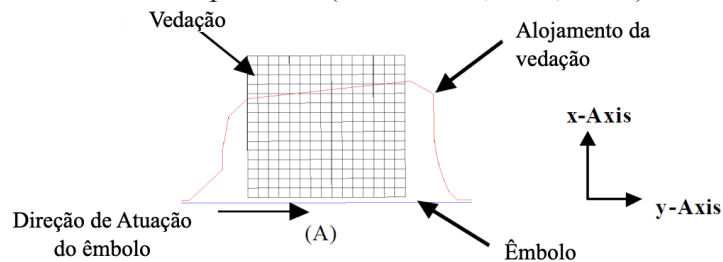
A escolha pela utilização de pinças fixas com êmbolos de 1 polegada se deve à necessidade da redução de massa do componente, comparado ao modelo utilizado anteriormente com êmbolo de 1 ¼". A quantidade e o diâmetro do êmbolo possuem impacto direto na pressão do sistema que pode ser calculada a partir da Equação (8).

$$P_c = 8,40 \text{ MPa} = 84 \text{ bar} \quad (19)$$

3.4.3. Geometria do Alojamento e da Vedação

De acordo com estudos de (ANWANA; CAI, 2002) da empresa Delphi Technologies, a geometria do alojamento da vedação tem grande impacto na capacidade da mesma em retrair o êmbolo após o desacionamento do freio. A retração ineficiente do êmbolo irá manter a pastilha de freio em contato com o disco gerando arrasto indesejado no sistema. A geometria ideal para o alojamento é ilustrada na Figura 4 retirada de (ANWANA; CAI, 2002). Visando a capacidade do processo de usinagem e considerando as dimensões reduzidas deste alojamento, a geometria deve ser simplificada para que possa ser fabricada.

Figura 4. Geometria ideal do alojamento da vedação do pistão
Fonte: Adaptado de (ANWANA; CAI, 2002).

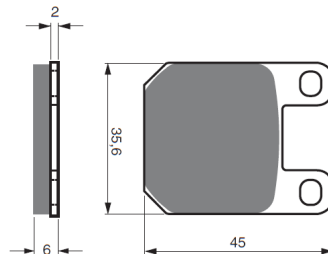


3.4.4. Seleção da Pastilha de Freio

Na seleção da pastilha de freio ideal devem ser levados em consideração três aspectos principais: A geometria, o composto e o coeficiente de atrito. Conforme explicado nas hipóteses assumidas, o coeficiente de atrito será assumido constante para fins de simplificação do dimensionamento.

Para definição da geometria da pastilha, busca-se em catálogos de pastilhas para motos de três principais fabricantes deste tipo de componentes, sendo dois estrangeiros e um nacional: Wilwood, GoldFren e Fischer, sendo o último o fabricante nacional. Devido ao reduzido diâmetro do êmbolo e a utilização de apenas um em cada lado da pinça, a quantidade de modelos compatíveis com o projeto é limitada. O modelo selecionado é fabricado pela GoldFren, modelo 121, e pela Fischer, modelo FJ1540. Devido a disponibilidade de maior número de compostos do fabricante GoldFren, seleciona-se a pastilha modelo 121 fabricada em composto S33 Off-Road. O modelo selecionado é ilustrado na Figura 5 retirada do catálogo do fabricante.

Figura 5. Modelo de pastilha de freio selecionado, código 121 do fabricante GoldFren
 Fonte: (GOLDFREN, 2020)



3.4.5. Número de Parafusos

Os parafusos de fechamento das duas metades da pinça devem ser posicionados o mais próximo possível da linha de centro do êmbolo, visando minimizar a flexão e consequente abertura gerada pela força de atuação, porém, este posicionamento está limitado pela posição da pinça em relação ao disco. Visto que o regime de carregamento atuando na pinça é variável, sendo acionado pelo piloto repetidas vezes em períodos não constantes, o cálculo do número de parafusos segue a metodologia de dimensionamento de parafusos sobre carregamento externo variável de (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Os dados utilizados para o dimensionamento e os resultados obtidos são apresentados a seguir.

Dois parafusos M5x0,8 com 25mm de comprimento e rosca total, classe 12,9, com acabamento em oxidação negra e utilização de arruelas lisas de aço. Módulo de elasticidade do parafuso $E_b = 207 \text{ GPa}$ e da junta $E_m = 71 \text{ GPa}$. As rigidezes do parafuso e da junta são $k_b = 167,97 \text{ kN/mm}$ e $k_m = 469,83 \text{ kN/mm}$, respectivamente. A carga externa é a força de acionamento da pinça sobre as pastilhas $F_{c,f} = 8500 \text{ N}$. A pré-carga é $F_i = 10,33 \text{ kN}$ e o torque necessário na montagem é $T_m = 15,5 \text{ N.m}$. Os coeficientes de segurança com relação à sobrecarga, possibilidade de escoamento e de abertura da junta são, respectivamente, $n_L = 3,08$, $n_p = 1,20$ e $n_0 = 3,30$.

3.5. SELEÇÃO DE MATERIAIS E PROCESSOS

Geralmente discos de freio para veículos de passeio são manufacturados em ferro fundido, pois apresenta baixo coeficiente de dilatação térmica, além de apresentar alto coeficiente de atrito. As pinças por sua vez são comumente fabricadas em ferro fundido para automóveis de passeio e em alumínio fundido ou usinado a partir de bloco para veículos de alta performance, pois este material proporciona ótimo custo-benefício em termos de peso e resistência.

3.5.1. Limitações de Fabricação

Para definir o material dos componentes deve-se levar juntamente em consideração o processo de fabricação a ser utilizado. Devido à complexidade de fabricação de componentes fundidos e pela aplicação dos componentes dimensionados neste trabalho ser a utilização em um protótipo, e não em um veículo de produção em grande escala, será descartada a utilização deste processo de fabricação. Para os discos será considerado o processo de fabricação a corte laser por possibilitar a fabricação de peças com grande precisão em materiais com a espessura desejada para este componente, possibilitando a seleção de diferentes materiais disponíveis para este tipo de processo. As pinças são componentes que exigem elevada precisão de fabricação devido às reduzidas tolerâncias de projeto necessárias para seu correto funcionamento. Atualmente o único processo de fabricação, economicamente viável para uma equipe universitária, é o processo de usinagem, serviço já fornecido por patrocinadores.

3.5.2. Seleção de Materiais

São avaliados dois materiais para o disco e dois materiais diferentes para a pinça de freio a fim de possibilitar a escolha do mais adequado em termos de resistência e peso. Para o disco são avaliados os materiais SAE 1045 e SAE 4140 por possibilitarem tratamento térmico. Para a pinça são avaliados o aço SAE 1045 e o alumínio 7021-T6. Todos estes materiais são de fácil aquisição, baixo custo e capaz de serem submetidos aos processos de fabricação propostos.

Para definição do material das vedações, busca-se os possíveis compostos de borracha disponíveis no mercado compatíveis com a utilização em fluido de freio DOT 4. De acordo com o catálogo da empresa Vedabrás, fabricante referência neste segmento no Brasil, o composto mais recomendado é o Etileno – Propileno, denominado de acordo com norma A.S.T.M. 01418 como E.P.D.M. Este composto apresenta excepcionais características de resistência e é altamente recomendado para fluidos de freio. Os êmbolos serão reaproveitados da pinça de freio dianteira da motocicleta Honda Twister e são fabricados em inox 304.

3.6. CONDIÇÕES DE CONTORNO

A partir de uma análise geométrica e do equacionamento do sistema apresentado anteriormente é possível obter as condições de contorno que devem ser utilizadas na análise de esforços. As condições de contorno utilizados podem ser vistas no Apêndice 2 deste trabalho.

4. RESULTADOS

4.1. GEOMETRIAS

Durante o projeto dos componentes foram desenvolvidas diversas geometrias. As geometrias utilizadas nas análises podem ser vistas na Figura 6 e a evolução das principais características geométricas para cada componente pode ser vista no Apêndice 1.

4.2. MATERIAIS PROPOSTOS

Após definida a geometria dos componentes projetados é possível atribuir diferentes materiais no software SolidWorks a fim de avaliar a massa final de cada um. A Tabela 3 apresenta uma comparação da massa final dos componentes entre os materiais propostos. Para a seleção do material é necessário avaliar os esforços que o componente irá sofrer e avaliar qual será capaz de suportar tais esforços e ainda assim apresentar menor massa.

Figura 6. (a) Geometria utilizada para pinça de freio e (b) disco de freio

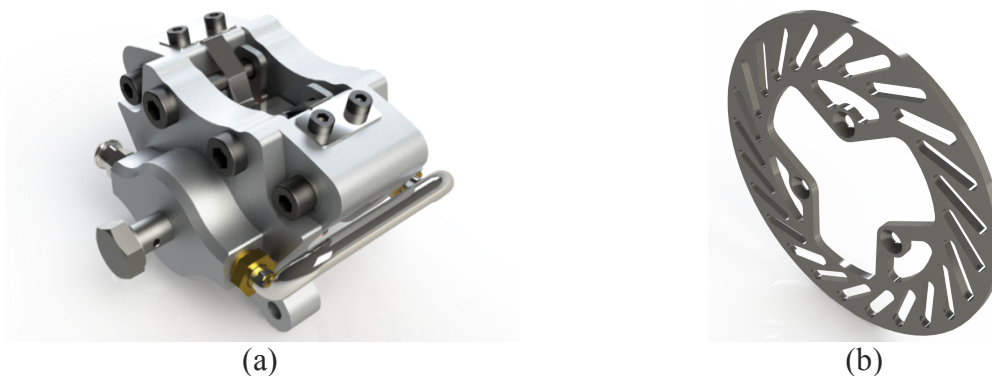


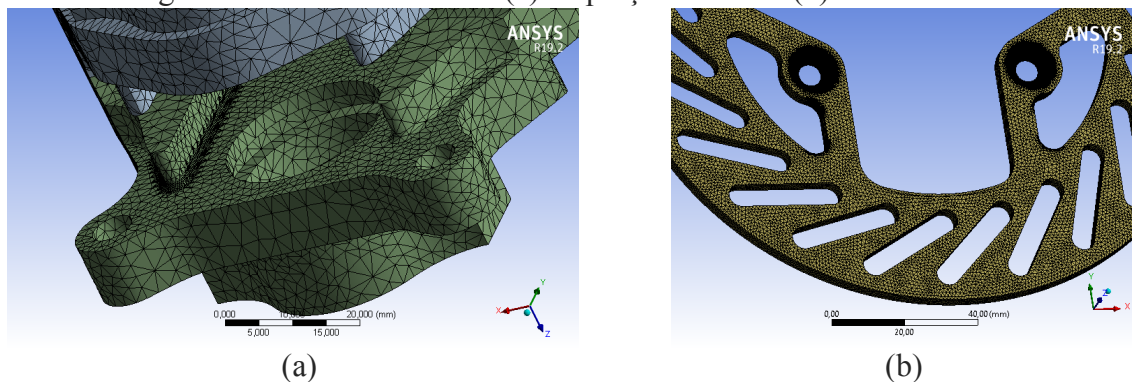
Tabela 3. Massa dos componentes para cada um dos materiais propostos

Componente	Massa [g]		
	SAE 4140	SAE 1045	7021-T6
Disco de Freio	350,36	348,70	-
Pinça de Freio	-	802,95	421,44

4.3. ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Para análise dos esforços mecânicos sofrido pelos componentes é utilizado o método dos elementos finitos no software Ansys Workbench R19.2, com a licença da Equipe Tchê de Baja SAE. A limitação da análise é a capacidade de processamento do equipamento utilizado, neste caso um laptop Apple MacBook Pro com processador Intel i7-4770HQ @ 2.20 GHz e 16 GB de memória RAM. Inicialmente criam-se 4 malhas para identificação de possíveis regiões críticas. Criam-se então diferentes malhas com tamanho de elemento decrescente, refinando as regiões de interesse e avaliando a convergência dos resultados. Os dados devem ser preenchidos em uma tabela chamada de tabela de convergência, aumentando a confiabilidade dos resultados. A malha mais refinada (malha 6) para as regiões crítica de cada componente pode ser vista na Figura 7. Nesta malha os elementos na região de interesse possuem tamanho de 0,125 mm.

Figura 7. Malha 6 da análise (a) da pinça de freio e (b) do disco de freio



A máxima tensão equivalente para a pinça leva em consideração as carcaças e os pinos, componentes projetados que sofrem maior esforço. A máxima tensão na carcaça ocorre na base das guias laterais da pastilha, onde um filete de raio 1mm é adicionado para auxiliar a suportar os esforços.

O disco foi analisado com a pinça em duas posições distintas para avaliar qual a posição crítica de esforço interno. Os dados apresentados correspondem à condição que apresentou maior valor de tensão. Nota-se a presença de pontos de singularidade na transição da cabeça do parafuso com a face do disco, alcançando 530,95 MPa, devido à condição de contorno de engaste nesta região, a qual não é totalmente fiel à realidade. O campo de tensões gerado na pinça, nos pinos e no disco são apresentados na Figura 8 e os dados de tensão máxima obtidos são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4. Tabela de convergência da máxima tensão equivalente de Von-Mises em MPa

	Máx. [MPa]					
Malha	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4	Malha 5	Malha 6
Carcaça	163,16	179,58	192,84	203,39	204,39	204,22
Pino	119,66	113,35	121,13	115,82	121,32	127,54
Disco	324,53	360,44	375,51	383,32	388,45	389,47

4.4. SELEÇÃO DE MATERIAIS

Os dados dos materiais são obtidos de (MATWEB, 2020). O resultado das análises mostra que a carcaça da pinça apresenta tensão máxima de 204,22 MPa e pode ser fabricada tanto em SAE 1045 quanto em alumínio 7021-T6 sem ocorrer o escoamento do material. Visto que a fabricação em alumínio apresenta a menor massa, o material selecionado é o 7021-T6. Os pinos apresentaram tensão máxima de 127,54 MPa, muito inferior à tensão de escoamento do aço SAE 4340 e, portanto, o material é apropriado.

A tensão máxima apresentada para o disco, desconsiderando os pontos de singularidade mencionados anteriormente, é de 389,47 MPa, superior a tensão de escoamento do SAE 1045 (310 MPa) e muito próxima à do SAE 4140 (415 MPa), ambos sem tratamento térmico. É considerado o aço 4140 e sugere-se a realização de tratamento térmico como a têmpera e revenimento até uma dureza próxima de 280 HB a fim de elevar-se a tensão de escoamento do material à aproximadamente 889 MPa.

Com a máxima tensão existente em cada componente e a resistência ao escoamento do material, calcula-se o coeficiente de segurança para cada componente, apresentados na Tabela 5. Salienta-se que neste trabalho não foram considerados os efeitos da temperatura no sistema, causando a redução da tensão de escoamento dos materiais e consequentemente dos coeficientes de segurança encontrados.

Figura 8. Campo de Tensão Equivalente de Von-Mises na (a) pinça de freio, (b) nos pino-guia, (c) no disco de freio e (d) em um concentrador de tensão no disco

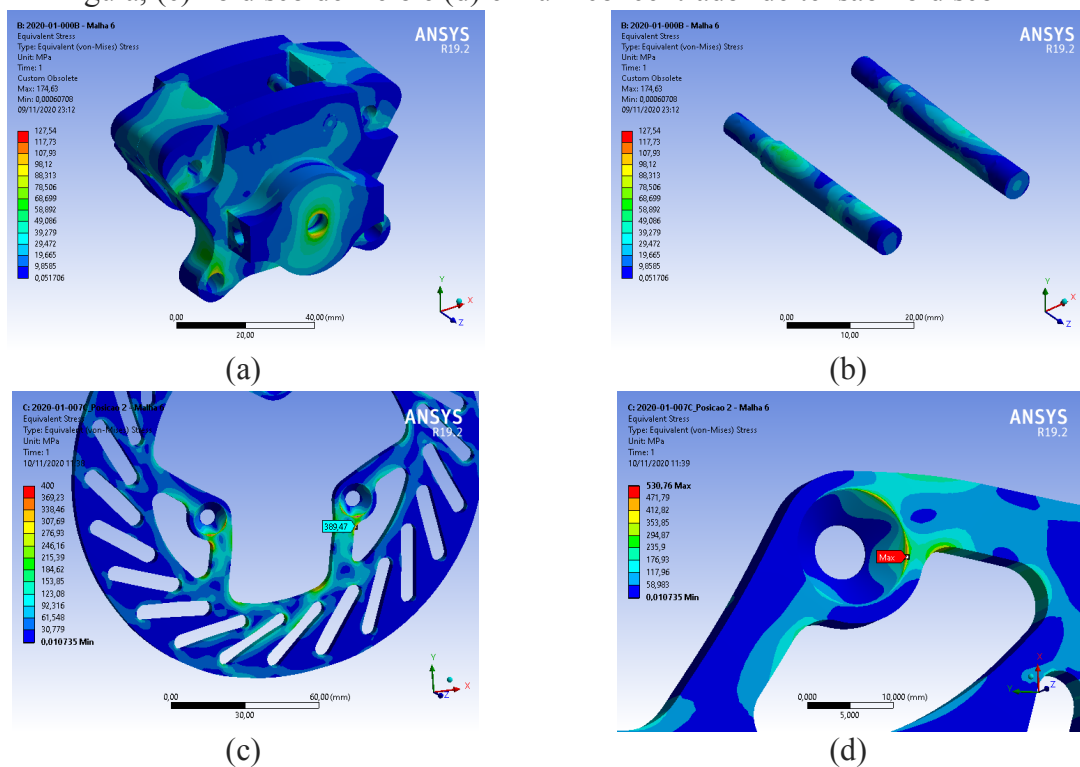


Tabela 5. Coeficiente de segurança ao escoamento para os componentes projetados

Componente	Coef. Segurança
Carcaça da Pinça	1,86
Disco de Freio	1,07/2,28*
Pino-Guia	3,69

*Com o tratamento térmico sugerido

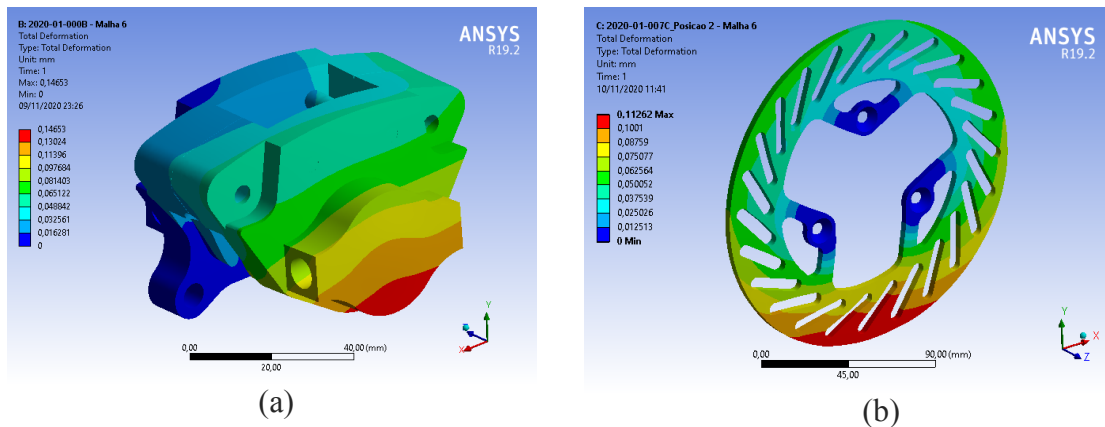
4.5. DESLOCAMENTO

Após a definição dos materiais é possível avaliar o máximo deslocamento em cada um dos componentes, apresentados na Tabela 6. Visto que, na pinça de freio, a carcaça é o componente que sofre o maior deslocamento, é realizada a convergência para este componente. Os campos de deslocamento para a malha mais refinada (malha 6) de cada componente podem ser vistos na Figura 9. Obtém-se um deslocamento máximo de 0,14653 mm na pinça e 0,11262 mm no disco.

Tabela 6. Tabela de convergência do máximo deslocamento em mm

Malha	Deslocamento [mm]					
	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4	Malha 5	Malha 6
Pinça	0,15941	0,15823	0,15414	0,15361	0,14582	0,14653
Disco	0,11160	0,11228	0,11248	0,11251	0,11258	0,11262

Figura 9. Campo de deslocamento total (a) na pinça de freio em alumínio 7021-T6 e (b) no disco de freio em SAE 4140 sem tratamento térmico



4.6. REDUÇÃO DE MASSA

A variação na massa de cada componente é apresentada no Gráfico 1 para o modelo utilizado no protótipo de 2019 e cada um dos estudos realizados para os componentes, que podem ser vistos no Apêndice 1. Visto que o sistema utiliza três conjuntos de disco e pinça, as reduções total de massa obtidas por componente e no sistema podem ser vistas no Gráfico 2.

Gráfico 1. Variação da massa de cada componente

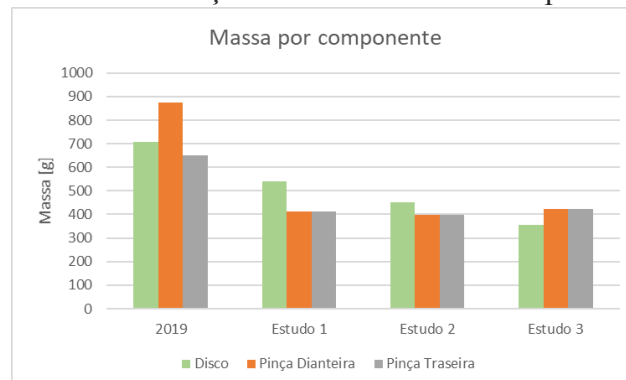
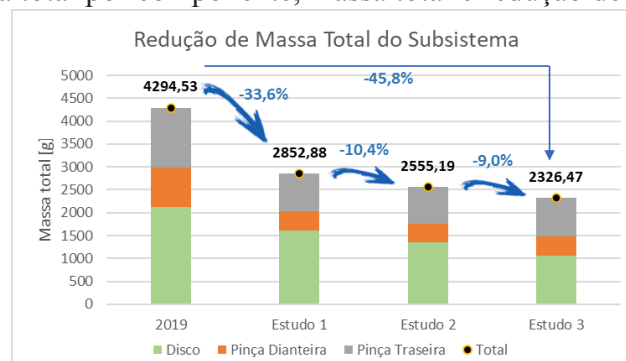


Gráfico 2. Massa total por componente, massa total e redução de massa do sistema



5. CONCLUSÕES

Através deste trabalho pode-se concluir que o dimensionamento e projeto de componentes para aplicação no sistema de freio de um protótipo apresenta grande complexidade e elevado número de variáveis a serem consideradas, assim necessitando que o engenheiro do projeto tome decisões ao longo do desenvolvimento. O equacionamento do problema pode ser considerado de forma simplificada ou com elevado nível de complexidade incluindo na análise efeitos negligenciados neste trabalho, como da força de arrasto, resistência ao rolamento, inércia rotacional, perdas mecânicas, dentre outros, podendo ainda incluir-se a análise térmica do problema, gerando assim resultados cada vez mais próximos aos reais.

Para o projeto dos componentes fabricado sob medida é necessário considerar a disponibilidade e interação com componentes já existentes no mercado e os processos de fabricação disponíveis, visando tornar o produto final viável de ser fabricado e com baixo custo, visto que equipes deste tipo geralmente não apresentam orçamentos muito elevados. Mostrou-se que é possível a redução de 45,8% de massa por meio do projeto de componentes dedicados a este tipo de protótipos com a utilização de materiais e processos de fabricação de fácil acesso, ainda assim obtendo um coeficiente de segurança de 1,86 para a pinça e 1,07 para o disco, sugerindo a necessidade de tratamento térmico no disco de freio a fim de aumentar o coeficiente de segurança ao escoamento do componente à 2,28.

Devido à dependência entre a máxima desaceleração e o coeficiente de atrito existente entre o solo em questão e o pneu, espera-se uma performance diferente para cada terreno sobre o qual o veículo seja testado. Visto que este trabalho foi dimensionado visando o pior caso, garantir que os pneus travem sobre asfalto com coeficiente de atrito 0,8, o comportamento do veículo sobre solo arenoso não será ideal. Para contornar esta situação, sugere-se a utilização de uma válvula reguladora de pressão das linhas de distribuição. Com a utilização de uma válvula deste tipo, a pressão de trabalho pode ser ajustada pelo piloto dependendo do terreno no qual a prova será realizada.

5.1. TRABALHOS FUTUROS SUGERIDOS

Recomenda-se a fabricação de um protótipo de pinça de freio e disco dianteiro para montagem em bancada de testes e instrumentação a fim de validar o projeto mecânico. O trabalho de (SILVA, 2017) apresenta uma forma de como a instrumentação e validação pode ser realizada. Para conhecer a sensibilidade transmitida pelo sistema ao piloto, sugere-se a análise de volume de fluido de freio deslocado durante o acionamento do pedal.

Não menos importante que os esforços mecânicos são os esforços térmicos sofridos em um sistema tribológico como é o sistema de freio. Uma análise térmica deve ser conduzida a fim de garantir que não ocorrerão problemas comumente presentes em sistema deste tipo. O trabalho de (NOGUEIRA, 2018) sobre modelagem e análise de riscos de freio para Baja SAE apresenta uma ótima abordagem ao assunto.

A fim de se obter resultados mais precisos e próximos aos reais sugere-se a medição de parâmetros críticos do equacionamento como o coeficiente de atrito entre pneu e solo para pneus os do protótipo e diferentes tipos de solo, a temperatura de operação dos freios durante a competição, fator diretamente relacionado ao coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco, e o ensaio do conjunto pastilha e disco em um tribômetro, a fim de aferir o coeficiente de atrito real.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANWANA, Okon D.; CAI, Hao. Analytical Prediction of the Brake Caliper Seal-Groove Performance. **SAE International**, [s. l.], p. 16, 2002.

BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10a. ed. New York: [s. n.], 2016.

DORO, Luiza Higino; BERNARDI, Thierry Moreira. **Seleção e Dimensionamento do Sistema de Freio para Um Veículo Protótipo Monoposto Offroad Tipo Mini Baja SAE**. 73 f. 2016. - Centro Federal de Educação Tecnológica - RJ, [s. l.], 2016.

GIANSANTE, Brenno Carlo Zanini. **Desenvolvimento de Um Sistema de Freio para Veículo Off Road Leve de Competição Baja SAE**. 62 f. 2017. - Universidade Federal do Rio de Janeiro, [s. l.], 2017.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S. l.: s. n.], 1992. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/r-114>

GOLDFREN. **GoldFren 2020 Disc Brake Pads Catalog**. [S. l.], 2020.

KULKARNI, Atharva *et al.* Design And Analysis of Disc Brake Caliper for Centreless Wheel Assembly of FS vehicle. **Jetir**, [s. l.], v. 6, n. 4, p. 8, 2019.

LIETTE, Jared; DREYER, Jason; SINGH, Rajendra. Dynamic characterization of the rectangular piston seal in a disk-caliper braking system using analytical and experimental methods. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, [s. l.], 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0954407012450118>

LIMPERT, Rudolf. **Brake Design and Safety, Third Edition**. [S. l.: s. n.], 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/r-398>

MATWEB. **MatWeb**. [S. l.], 2020.

NICOLAZZI, Lauro C.; LEAL, Longuinho C. M. L.; ROSA, Edison. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Sumário**. [S. l.: s. n.], 2012.

NOGUEIRA, Gabriel Cunha Leal e. **Modelagem e Análise de Riscos de Freio para Baja SAE**. 87 f. 2018. - Universidade Federal Fluminense, [s. l.], 2018.

OLIVEIRA, Antonio Daniel Da Silva. **Dimensionamento e Projeto dos Componentes do Sistema de Freios de Um Veículo Baja SAE**. 105 f. 2019. - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, [s. l.], 2019.

PUHN, Fred. **Brake Handbook**. 1st. ed. [S. l.]: HPBooks, 1985.

RODRIGUES, Sergio Luiz Werneck Tourinho. **Dimensionamento e Projeto de Disco de Freio e Caliper para Veículo Formula SAE**. 95 f. 2017. - Universidade Federal Fluminense, [s. l.], 2017.

SILVA, Pedro Henrique Moraes da. **Análise do Sistema de Freio de Um Veículo de Competição Formula SAE**. 98 f. 2017. - Universidade Federal de Santa Catarina, [s. l.], 2017.

STONE, Richard; BALL, Jeffrey K. **Automotive Engineering Fundamentals**. [S. l.: s. n.], 2004. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/r-199>

WILWOOD. **SmartPad BP-20**. [S. l.], 2020.

WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. [S. l.: s. n.], 2001.

7. APÊNDICE 1

Figura 10. Fluxograma do dimensionamento do sistema a partir da força de aplicação e força ideal de frenagem.

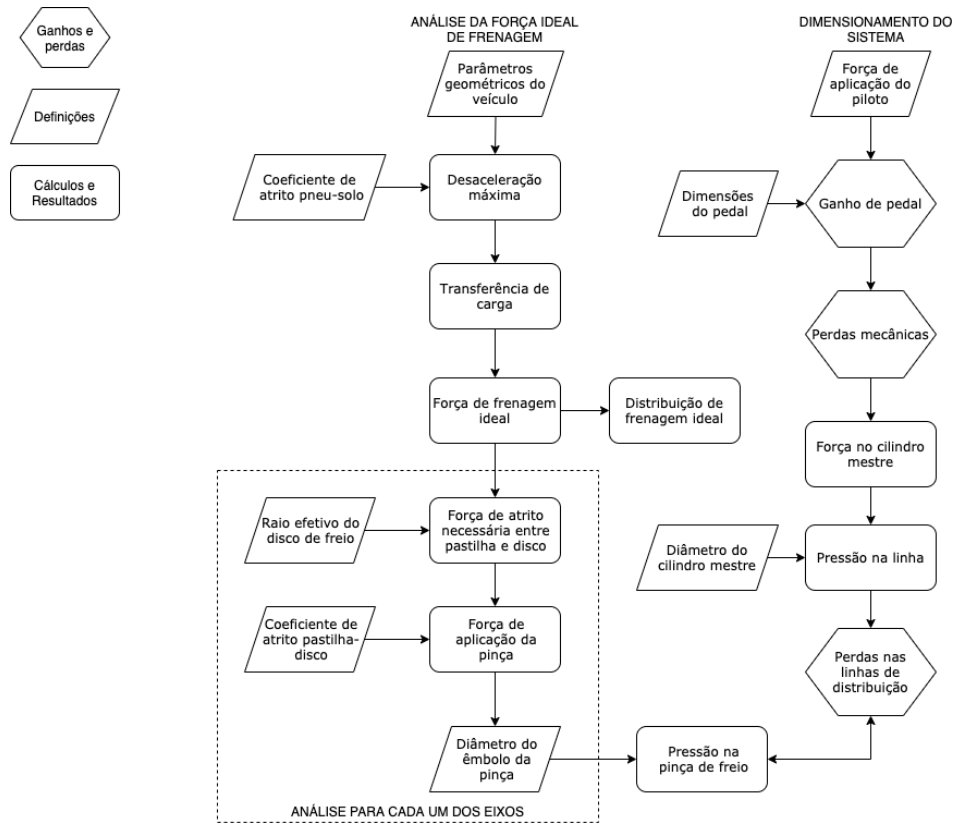


Figura 11. Estudos de otimização da pinça. Da esquerda para a direita: Estudo 1, 2 e 3

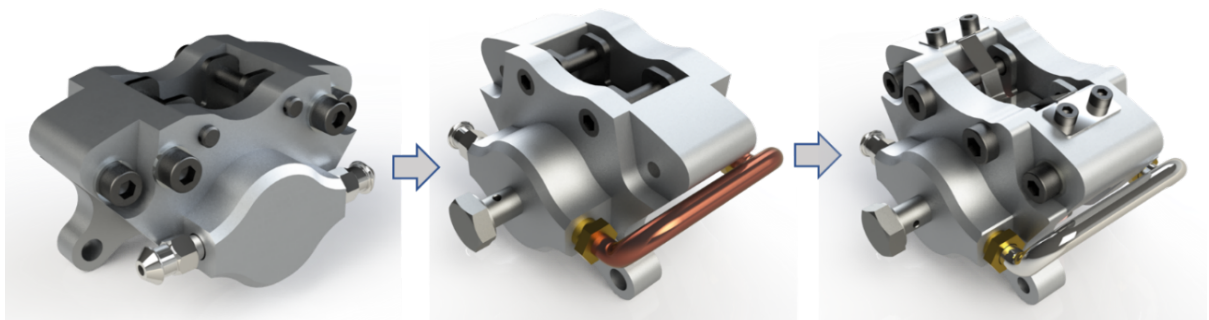


Figura 12. Estudos de otimização do disco de freio. Da esquerda para a direita: Estudo 1, 2 e 3



8. APÊNDICE 2

Tabela 7. Contatos da análise de esforços internos da pinça

Componente 1	Componente 2	Tipo de Contato
Face carcaça 1	Face carcaça 2	Colado
Alojamentos nas carcaças	Diâmetro externo dos êmbolos	Friccional – 0,1
Furos guia das carcaças	Pinos-guia	Colado
Furos-guia das pastilhas	Pinos-guia	Friccional – 0,5
Face externa dos êmbolos	Placa traseira das pastilhas	Friccional – 0,1
Faces laterais das carcaças	Faces laterais das pastilhas	Friccional – 0,2
Face carcaça 1	Face carcaça 2	Colado
Area de contato pastilhas	Faces laterais do disco	Friccional – 0,4
Extremidades do by-pass	Conexões nas carcaças	Colado

Tabela 8. Carregamentos e suportes da análise de esforços internos da pinça

Escopo	Justificativa	Tipo	Definição
Furos de fixação da pinça	Fixação rígida da pinça	Apoio fixo	Engaste
Diâmetro externo disco	Disco fixo livre p/ girar	Apoio cilíndrico	Livre tangencial
Face de contato pastilhas	Força de atrito	Força	2 x 1800 N
Conduitos de fluido	Pressão do fluido	Pressão	9 MPa

Tabela 9. Carregamentos e suportes da análise de esforços internos do disco

Escopo	Justificativa	Tipo	Definição
Furos de fixação	Fixação rígida do disco	Suporte fixo	Engaste
Área de contato pastilha	Força de atrito	Força	2 x 1800 N
Área de contato pastilha	Força de aplicação	Força	2 x 4255 N

9. APÊNDICE 3

Figura 13. Vista explodida do conjunto pinça e disco de freio

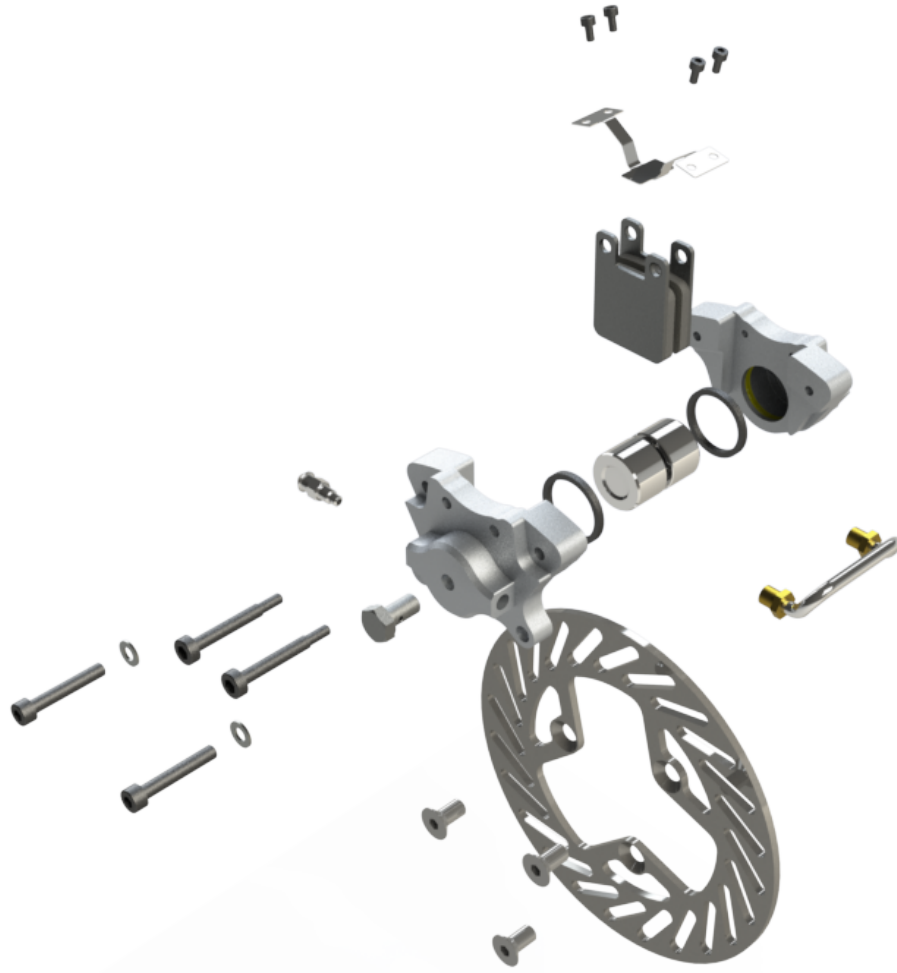


Figura 14. Vista isométrica do conjunto pinça e disco de freio montado

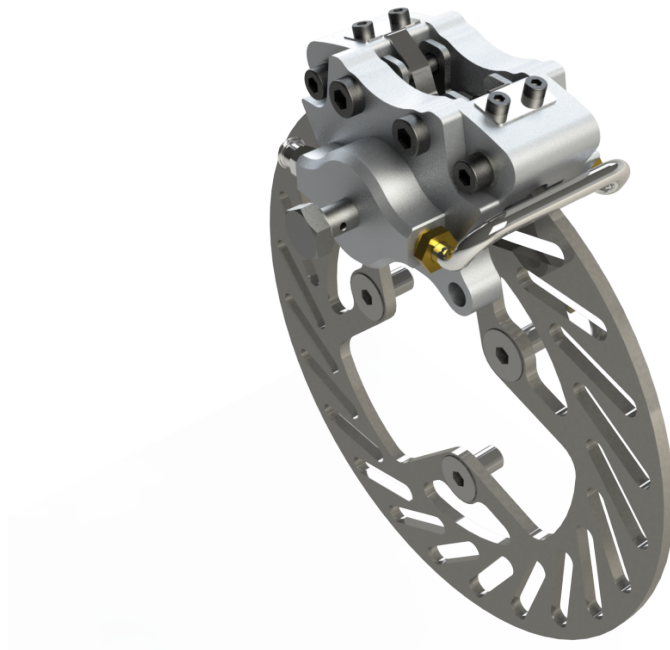
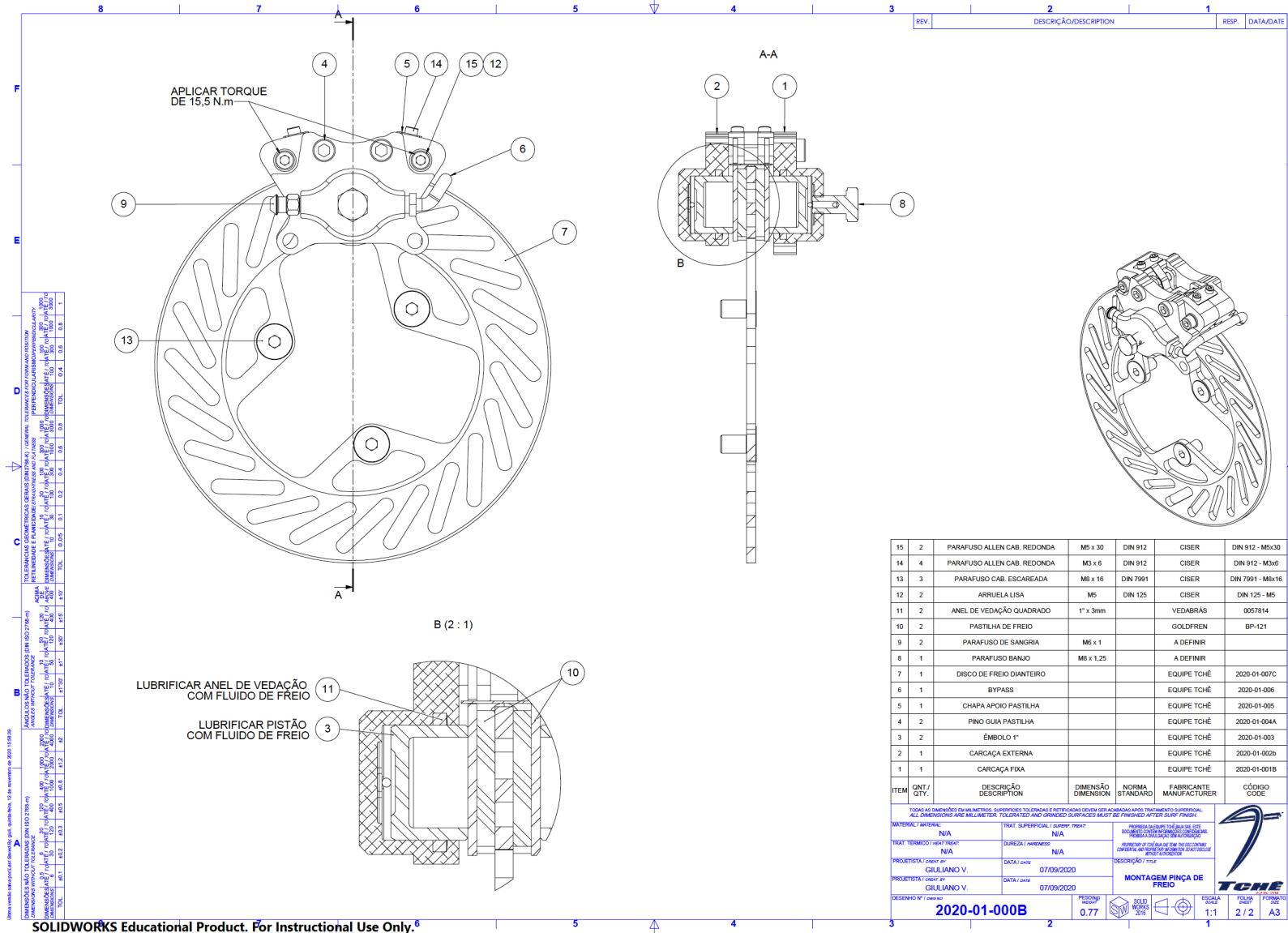


Figura 15. Desenho de montagem do conjunto disco e pinça de freio. Página 1 de 2

ITEM	QNT / QTY	DESCRIÇÃO / DESCRIPTION	DIMENSÃO / DIMENSION	NORMA / STANDARD	FABRICANTE / MANUFACTURER	CÓDIGO / CODE
15	2	PARAFUSO ALLEN CAB. REDONDA	M5 x 30	DIN 912	CISER	DIN 912 - M5x30
14	4	PARAFUSO ALLEN CAB. REDONDA	M3 x 6	DIN 912	CISER	DIN 912 - M3x6
13	3	PARAFUSO CAB. ESCAREADA	M8 x 16	DIN 7991	CISER	DIN 7991 - M8x16
12	2	ARRUELA LISA	M5	DIN 125	CISER	DIN 125 - M5
11	2	ANEL DE VEDAÇÃO QUADRADO	1" x 3mm		VEDABRAS	0057814
10	2	PASTILHA DE FREIO			GOLDFREN	BP-121
9	2	PARAFUSO DE SANGRIA	M6 x 1		A DEFINIR	
8	1	PARAFUSO BANJO	M8 x 1,25		A DEFINIR	
7	1	DISCO DE FREIO DIANTEIRO			EQUIPE TCHÉ	2020-01-007C
6	1	BYPASS			EQUIPE TCHÉ	2020-01-006
5	1	CHAPA APOIO PASTILHA			EQUIPE TCHÉ	2020-01-005
4	2	PINO GUIA PASTILHA			EQUIPE TCHÉ	2020-01-004A
3	2	ÊMBOLO 1"			EQUIPE TCHÉ	2020-01-003
2	1	CARÇA EXTERNA			EQUIPE TCHÉ	2020-01-002b
1	1	CARÇA FIXA			EQUIPE TCHÉ	2020-01-001B

TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS. QUANTIDADE, TOLERÂNCIAS E RETIFICAÇÕES DEVEM SER ACORDADAS ANTES DO TRATAMENTO SUPERFICIAL. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS. QUANTITY, TOLERANCES AND FINISHES MUST BE AGREED BEFORE SURFACING. TRAT. SUPERFICIAL / SURF. FINISH: N/A QUANTIDADE / QUANTITY: N/A TOLERÂNCIAS / TOLERANCES: N/A RETIFICAÇÕES / FINISHES: N/A PROJETO / PROJECT: GIULIANO V. DATA / DATE: 07/09/2020 PROJETO / PROJECT: GIULIANO V. DATA / DATE: 07/09/2020 TÍTULO / TITLE: MONTAGEM PINÇA DE FREIO ESCALA / SCALE: 1:1 FOLHA / SHEET: 1 / 2 FORMATO / FORMAT: A3	2020-01-000B 0.77 SOLIDWORKS 2018	TCHÉ
---	---	------

Figura 16. Desenho de montagem do conjunto disco e pinça de freio. Página 2 de 2



10. APÊNDICE 4

Figura 17. Memorial de cálculo da força ideal de frenagem

Parâmetros de massa

m [kg]	300	Massa do protótipo com piloto
W [N]	2943	Peso do veículo
L [m]	1,5	Distância entre eixos
Lf [m]	0,825	Distância CG ao eixo dianteiro
Lr [m]	0,675	Distância CG ao eixo traseiro
h [m]	0,63	Altura do CG
Wfs [N]	1324,35	Carga estática sobre o eixo dianteiro
Wfs [%]	45%	
Wrs [N]	1618,65	Carga estática sobre o eixo traseiro
Wrs [%]	55%	
λ [N]	308,28	Fator de massa (inercia componentes rotacionais)

Parâmetros aerodinâmicos

V [km/h]	45	Velocidade máxima
ρ [kg/m³]	1,225	Densidade atmosférica do ar
C _D	0,5	Coefficiente de arrasto
A [m²]	1,5	Área da seção transversal

Resistência ao rolamento

fr	0,016	Coefficiente de atrito de rolamento
----	-------	-------------------------------------

DIANTEIRA

Pneu

μ _{ts,f}	0,8
Dt,f [pol]	21
Dt,f [m]	0,5334
Dts,f [m]	0,5014
Dtd,f [m]	0,5114

Transferência de carga

ΔW [N]	988,85
Wf [N]	2313,20
Wf [%]	79%

Forças de frenagem máxima disponível

Ff,f [N]	1850,56
Rbf	79%
Tf,f [N.m]	493,54

Resistência ao rolamento máxima

Fr,f [N]	36,58
----------	-------

Forças totais

Ff [N]	2354,40	Força de frenagem total
Fr [N]	46,536	Resistência ao rolamento total
Fd [N]	71,78	Força de arrasto na velocidade máxima
Fmax	2472,71	Força máxima total considerando todos efeitos
Adicional	5%	Porcentagem das forças adicionais em relação a de frenagem

Forças máximas desc. arrasto e resist. ao rolamento

Amax [g]	0,800	Desaceleraçã máxima antes do travamento das rodas em g's
Amax [m/s²]	7,848	Desaceleraçã máxima antes do travamento das rodas m/s²
Fmax [N]	2354	Força máxima de frenagem antes do travamento das rodas

TRASEIRA

Pneu

μ _{ts,r}	0,8
Dt,r [pol]	21
Dt,r [m]	0,5334
Dts,r [m]	0,5014
Dp,r [m]	0,5114

Wr [N]	629,80
Wr [%]	21%

Ff,r [N]	503,84
Rbr	21%
Tf,r [N.m]	134,37

Fr,r [N]	9,96
----------	------

Coefficiente de atrito pneu solo
Diâmetro nominal do pneu em polegadas
Diâmetro nominal do pneu em metros
Diâmetro estático do pneu em metros
Diâmetro dinâmico do pneu em metros

Carga no eixo com a transferência de carga na velocidade máxima
Distribuição de carga com a transferência de carga

Força de frenagem ideal no eixo
Distribuição de frenagem ideal
Torque frenante ideal

Resistência ao rolamento máxima no eixo

Preenchimento pelo usuário
 Preenchimento automático
 Resultados importantes

$$\Delta W = ma * \frac{h}{l}$$

$$F_f = F_{ff} + F_{fr}$$

$$F_{f,x} = W_x * \mu_{ts,i}$$

$$F_{r,x} = W_x * \mu_r$$

$$F_d = \frac{1}{2} C_D \rho A V^2$$

$$a_{max} = \frac{\mu_f g \frac{l_r}{l} + \mu_f g \frac{l_r}{l}}{1 - \mu_f \frac{h}{l} + \mu_r \cdot \frac{h}{l}}$$

$$F_{max} = m * a_{max}$$

Figura 18. Memorial de cálculo do dimensionamento dos componentes

Pedal de freio

Fa [N]	500	Força aplicada pelo piloto
lp,1 [m]	0,030	Distância entre pivotamento e haste do CM
lp,2 [m]	0,145	Distância entre pivotamento e pedaleira
Ja [%]	20%	Perda no sistema de pedal
Fcm [N]	1933	Força transferida à haste do CM

Balance bar

PREENCHER COM ZERO PARA CILINDRO MESTRE ÚNICO		
Dianteira [%]	0%	% da força total direcionada ao cilindro mestre dianteiro
Traseira [%]	0%	% da força total direcionada ao cilindro mestre traseiro

Forças máximas desc. arrasto e resist. ao rolamento

Amax [g]	0,800	Desaceleraçã máxima antes do travamento das rodas em g's
Amax [m/s ²]	7,848	Desaceleraçã máxima antes do travamento das rodas m/s ²
Fmax [N]	2354	Força máxima de frenagem antes do travamento das rodas

Cilindro mestre 1 (CM1)

Fcm,f [N]	1933,3	Força aplicada no cilindro mestre (Inclui relação do balance bar)
Dcm,f [mm]	15,875	Diâmetro do êmbolo do CM em milímetros
Dcm,f [m]	0,015875	Diâmetro do êmbolo do CM em metros
Acm,f [m ²]	1,98E-04	Área do êmbolo do cilindro mestre
Pcm,f [MPa]	9,77	Pressão interna do cilindro mestre em Pascal
Pcm,f [Bar]	97,68	Pressão interna do cilindro mestre em Bar
lcm,f [mm]	33,0	Curso disponível no cilindro mestre
Vcm,f [m ³]	6,53E-06	Volume de fluido disponível no CM

Cilindro mestre 2 (CM2)

Fcm,r [N]		Força aplicada no cilindro mestre (Inclui relação do balance bar)
Dcm,r [mm]		Diâmetro do êmbolo do CM em milímetros
Dcm,r [m]		Diâmetro do êmbolo do CM em metros
Acm,r [m ²]		Área do êmbolo do cilindro mestre
Pcm,r [Pa]		Pressão interna do cilindro mestre em Pascal
Pcm,r [Bar]		Pressão interna do cilindro mestre em Bar
lcm,r [mm]		Curso disponível no cilindro mestre
Vcm,r [m ³]	0,00E+00	Volume de fluido disponível no CM

DIANTEIRA**Forças de frenagem máxima disponível**

Ff,f [N]	1850,56
Tf,f [N.m]	493,54

Disco e Pastilha

nc,f	2
Rd,f [m]	0,0875
hp,f [m]	0,0300
Ref,f [m]	0,0725

Força e torque por disco

Ff,f1 [N]	925,28
Tc,f1 [N.m]	246,77

Força e Pressão

Fp,f [N]	3403,75
Fc,f [N]	8509,38
Pc,f [MPa]	8,40

Pinça

Dc,f [mm]	25,4
Ac,f [mm ²]	506,71
ne,f	2
μp,f	0,4

Linha

Jl,f [%]	10%
Jp,f [%]	2%
Pr,f [MPa]	9,40

Válvula reguladora

Rpl,f [%]	100%
-----------	------

Pressão Fornecida após válvula

Ppl,f [MPa]	9,77
-------------	------

TRASEIRA

Ff,r [N]	503,84
Tf,r [N.m]	134,37

nc,r	1
Rd,r [m]	0,0875
hp,r [m]	0,0300
Ref,r [m]	0,0725

Ff,r1 [N]	503,84
Tc,r1 [N.m]	134,37

Ff,r1 [N]	1853,44
Fp,r [N]	4633,61
Pc,r [MPa]	4,57

Dp,r [mm]	25,4
Ap,r [m ²]	506,71
ne,r	2
μr	0,4

Jl,r [%]	10%
Jp,r [%]	2%
Pr,r [Pa]	5,12

Rpl,r [%]	50%
-----------	-----

Ppl,r [MPa]	253,35
-------------	--------

Força de frenagem ideal no eixo
Torque frenante ideal

Número de discos no eixo
Raio do disco em metros
Altura do composto da pastilha

Força de frenagem no pneu necessária por conjunto disco
Torque frenante necessário por conjunto disco

Força de atrito necessária por disco
Força de aplicação da pinça nas pastilhas
Pressão necessária na pinça

Diâmetro de um êmbolo da pinça em milímetros
Área de ação de UM êmbolo em metros quadrados
Número de êmbolos em cada pinça
Coeficiente de atrito da pastilha com o disco

Estimativa de perda de carga na linha em percentagem
Estimativa de perda de carga na pinça em percentagem
Pressão requerida na saída do cilindro mestre

% da pressão máxima na linha

% da pressão máxima na linha traseira $P_{pl,x} = P_{cm,x} * R_{pl,x}$

Preenchimento pelo usuário
Preenchimento automático
Resultados importantes

$$R_{ef,x} = R_{d,x} + \frac{h_{p,x}}{2}$$

$$F_{f,x_1} = \frac{F_{f,x}}{n_{c,x}} \quad T_{c,x_1} = \frac{T_{f,x}}{n_{c,x}}$$

$$F_{p,x} = \frac{T_{c,x_1}}{R_{ef,x}} \quad F_{c,x} = \frac{F_{p,x}}{\mu_p}$$

$$P_{p,x} = \frac{F_{c,x}}{A_{c,x} * n_{e,x}}$$

Figura 19. Memorial de cálculo do dimensionamento dos parafusos de união da pinça

Variável	Arruela	Alumínio 1	Alumínio 2
Rigidez do elemento	k	9,24E+06 N/mm	8,54E+05 N/mm
Módulo de elasticidade	E	2,07E+05 MPa	7,10E+04 MPa
Diâmetro do furo	d	5 mm	5 mm
Diâmetro superior do cone	D	8,5 mm	8,5 mm
Espessura do elemento	t	1 mm	7,6 mm

Dimensões da União	Medidas
Espessura placa superior	t1 14,00 mm
Espessura placa inferior	t2 14,00 mm

Rigidez equivalente da junta	km 469826,21 N/mm
------------------------------	-------------------

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (8-18)$$

$$k = \frac{0,5774\pi E d}{\ln \frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,155t + D + d)(D - d)}} \quad (8-20)$$

Variável	Parafuso
Diâmetro do parafuso	d 5,0 mm
Espessura da arruela	t 1,0 mm
Espessura arruela + placa	h 15,0 mm
Comprimento de pega	l 17,5 mm
Comprimento do parafuso	L 25,0 mm
Comprimento roscado	Lt 25,0 mm
Comprimento não roscado	ld 0,0 mm
Comprimento de porção roscado	lt 17,5 mm
Area da seção roscada	At 14,2 mm²
Módulo de elasticidade	E 207000 MPa
Rigidez do parafuso	kb 167965,71 N/mm

Para parafusos curtos:

$$k_b = k_t = \frac{A_t E}{l_t}$$

Variável	Carregamento
Força de fechamento da pinça	Ptot 8500 N
Número de parafusos na junta	N 2
Carga por parafuso	P 4250 N
Constante de rigidez da junta	C 0,26336
Porção de P absorvida pelo parafuso	Pb 1119,26 N
Porção de P absorvida pelos elementos	Pm 3130,74 N
Resistência de prova (tabela 8-11)	Sp 970 MPa
Carga de prova do parafuso	Fp 13774 N
Pré-carga no parafuso	Fi 10330,50 N
Carga resultante no parafuso	Fb 11449,76 N
Carga resultante nos elementos conectados	Fm -7199,76 N
Torque dado na montagem	T 15495,75 N.mm
Coef. de Segurança ao escoamento	np 1,20
Coef. de Segurança à sobrecarga	nL 3,08
Coef. de Segurança à abertura da junta	n0 3,30

$$P = P_{total}/N \quad C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} = C P$$

$$P_m = P - P_b = (1 - C)P \quad F_p = A_t S_p \quad (8-32)$$

$$F_i = \begin{cases} 0,75 F_p & \text{para conexões não permanentes, conectores não reutilizados} \\ 0,90 F_p & \text{para conexões permanentes} \end{cases} \quad (8-31)$$

$$F_b = P_b + F_i = C P + F_i \quad F_m < 0 \quad (8-24)$$

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0 \quad (8-25)$$

$$T = K F_i d \quad (8-27)$$

Tabela 8-15 Fatores de torque K para uso com a Equação (8-27).

Condição do parafuso	K
Não revestido, acabamento negro	0,30
Revestido de zinco, (zincagem)	0,20
Lubrificado	0,18
Revestido de cádmio, (cadmiagem)	0,16
Com antiaderente da Bowman	0,12
Com porcas de pega da Bowman	0,09

$$n_p = \frac{S_p A_t}{C P + F_i} \quad (8-28)$$

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{C P} \quad (8-29)$$

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (8-30)$$

Fonte: BUDYNAS, Richard G; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10a. ed. New York: [s. n.], 2016.