



## PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS APLICADO A UM VEÍCULO FÓRMULA SAE

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Fernando Augusto de  
Noronha Castro Pinto, Dr.-Ing.

Rio de Janeiro  
Agosto de 2014



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS APLICADOS A  
UM VEÍCULO FÓRMULA SAE

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

---

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr.-Ing.

---

Prof. Fernando Pereira Duda, D.Sc

---

Prof. Flávio de Marco Filho, D.Sc

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2014

Dos Santos, Gustavo Carvalho Martins

Projeto e Dimensionamento de um Sistema de Freios  
Aplicado a um Veículo Fórmula SAE

Projeto/ Gustavo Carvalho Martins dos Santos. – Rio de  
Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014.

XIII, 135 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso  
de Engenharia Mecânica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 79-80.

1. Freio a Disco. 2. Cilindro Mestre. 3. Pinça de Freio. 4.  
Balance Bar. 5. Torque de Frenagem. I. Castro Pinto,  
Fernando Augusto de Noronha II. Universidade Federal do  
Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia  
Mecânica. III. Título.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, à minha namorada e aos familiares que me apoiaram e dedicaram parte das suas vidas a contribuir para meu crescimento e aprendizagem.

Agradeço ao meu orientador Professor Fernando A.N. Castro Pinto pela orientação e ensinamentos transmitidos ao longo da elaboração deste Projeto.

Agradecimentos à UFRJ e ao corpo docente do departamento de engenharia mecânica por me mostrar a arte da engenharia e ajudar na minha formação acadêmica.

Agradecimentos aos meus colegas de curso que sempre me apoiaram e compartilharam dos melhores e piores momentos nesta jornada. Em especial aos companheiros da equipe Ícarus de Fórmula SAE que estiveram presentes na primeira experiência prática em engenharia mecânica.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicados a um veículo fórmula  
SAE

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Agosto/2014

Orientador: Fernando Augusto Noronha Castro Pinto.

Curso: Engenharia Mecânica

Este trabalho propõe o desenvolvimento de uma metodologia para escolha e o dimensionamento do sistema de freio de um protótipo de carro de competição tipo Fórmula. O sistema de freios é um item de grande importância em todo e qualquer tipo de meio de transporte mecanizado, seja ele motorizado ou não. Sua função é desacelerar o veículo e, quando necessário, levá-lo até a total imobilidade. A forma básica de frear um veículo como uma motocicleta, carro ou caminhão é quase sempre a mesma: converter a energia cinética proveniente do movimento em energia térmica, em outras palavras calor, através da fricção entre os componentes do sistema de freios fabricados com materiais adequados. Um sistema bem projetado deve ser capaz de parar o veículo com eficiência, estabilidade e segurança. Os freios de um automóvel são considerados um sistema, pois a unidade de frenagem é composta por diversos elementos, tais como pedal, acionador hidráulico ou mecânico, fluido, pastilha ou lonas, disco ou tambores de freio.

*Palavras-chave:* Freio a Disco, Cilindro Mestre, Cáliper, Balance Bar, Torque de Frenagem.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Design and sizing of a brake system applied to a formula SAE vehicle

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

August/2014

Advisor: Fernando Augusto Noronha Castro Pinto.

Course: Mechanical Engineering

This paper proposes the development of a methodology for choosing and designing a brake system of a prototype formula type race car. The brake system is an item of great importance in any type of mechanized means of transportation, whether or not motorized. Its function is to slow the vehicle and, when necessary, take it to total immobility. The basic form of braking a vehicle like a motorcycle, car or truck is usually the same: convert kinetic energy from the motion into thermal energy, in other words heat, through friction between the components of the brake system manufactured from suitable materials. A well designed system should be able to stop the vehicle with efficiency, stability and security. The brakes of an automobile are considered a system because the braking unit is composed of several elements such as pedal, hydraulic actuator or mechanical actuator, fluid, brake pads or brake linings, disc or drum brakes.

*Keywords:* Disc Brake, Master Cylinder, Caliper, Balance Bar, Brake Torque.

# Índice

Lista de Figuras .....	viii
Nomenclatura.....	xi
Capítulo 1 - Introdução.....	1
1.1. Fórmula SAE.....	1
1.2. Motivação .....	1
1.3. Objetivo .....	2
Capítulo 2 - Sistema de Freios Automotivos.....	2
2.1. Principais tipos de freios automotivos.....	2
2.2. Principais tipos de acionadores.....	3
2.3. Freio a tambor.....	7
2.4. Freio a disco .....	11
2.5. Freio ABS.....	16
2.6. Componentes do Sistema de Freio Acionado Hidraulicamente .....	21
2.6.1. Pedal de Freio .....	21
2.6.2. Cilindro Mestre.....	23
2.6.3. Linhas e Conexões.....	25
2.6.4. Pinças de Freio e Cilindros de Roda.....	27
2.6.5. Fluido.....	29
Capítulo 3 - Dinâmica Veicular de Frenagem .....	31
3.1. Transferência Longitudinal de Carga .....	31
3.2. Torque de Frenagem.....	33

Capítulo 4 - Dimensionamento do Sistema de Freio .....	35
4.1. Premissas .....	35
4.1.1. Escolha do tipo de freio empregado .....	35
4.1.2. Desaceleração Pretendida .....	36
4.1.3. Torque de Frenagem Pretendido.....	37
4.1.4. Relação de Pedal de Freio Pretendida .....	41
4.1.5. Cilindro Mestre e Pinça de Freio .....	42
4.2. Análise dos projetos anteriores.....	46
4.3. Seleção dos componentes dimensionados .....	47
4.3.1. Seleção do Cilindro Mestre e Pinça de Freio .....	47
4.3.2. Seleção das Linhas e Conexões de Freio.....	50
Capítulo 5 - Projeto do Pedal de Freio .....	56
5.1. Escolha do Material Utilizado e Componentes do Pedal de Freio .....	57
5.1.1. Corpo principal do Pedal de Freio.....	57
5.1.2. Rolamento do Pedal de Freio .....	58
5.1.3. Montagem rolamento e pedal de freio.....	59
5.2. Análise em Elementos Finitos do Pedal de Freio.....	61
Capítulo 6 - Projeto da Balance Bar .....	62
6.1. Escolha do Material Utilizado e Componente da Balance Bar .....	63
6.1.1. Eixo da Balance Bar .....	63
6.1.2. Rótula esférica radial .....	67
6.1.3. Montagem rótula e eixo da balance bar.....	68
6.1.4. Junta rotacional e eixo da junta rotacional .....	69



Capítulo 7 - Projeto do Disco de Freio .....	70
7.1. Escolha do Material Utilizado no Disco de Freio.....	70
7.2. Montagem do Disco de Freio no Cubo de Roda .....	70
Capítulo 8 - Avaliação Final do Sistema de Freio Projetado .....	73
8.1. Avaliação do Torque de Frenagem Gerado .....	73
8.2. Avaliação da Distribuição da Balance Bar .....	74
8.3. Avaliação do Pedal de Freio .....	76
8.4. Avaliação do Custo do Projeto .....	76
Capítulo 9 - Conclusão .....	78
Capítulo 10 - Referências Bibliográficas.....	79
Apêndice A - Análise em elementos finitos .....	81
Apêndice B - Catálogo de Peças e Materiais .....	114

## Lista de Figuras

Figura 1: Sistema de Freio Hidráulico Típico [22].....	3
Figura 2: Servo freio [23] .....	4
Figura 3: Válvula reguladora de pressão, (a) Elemento secador, (b) Válvula de proteção de 4 circuitos, (c) [23].....	5
Figura 4: Válvula moduladora do freio de estacionamento, (a) Válvula relé, (b) [23] ....	5
Figura 5: Sistema de Freios Pneumático .....	7
Figura 6: Freio a Tambor [24] .....	7
Figura 7: Cilindro de Freio – (a) com Pistão Simples, (b) com Duplo Pistão [24] .....	8
Figura 8: Sapatas Primária (esquerda) e Secundária (direita) – (a), Sapatas Primárias Duplas (b) .....	9
Figura 9: Diagrama de Corpo Livre – (a) Sapata Primária, (b) Sapata Secundária .....	9
Figura 10: Força de Acionamento versus Coeficiente de Fricção.....	10
Figura 11: Freio a Disco [16] .....	11
Figura 12: Disco de Freio Flutuante [25] .....	12
Figura 13: Pinça Flutuante – (a), Pinça Fixa - (b) .....	13
Figura 14: Distribuição de Pressão entre a Pastilha e o Disco – (a) Pistão Simples, (b) Duplo Pistão .....	14
Figura 15: Pinça de Freio Flutuante – Honda CG150 Titan.....	15
Figura 16: Pinça de Freio Flutuante – Honda CBX 250 .....	15
Figura 17: Pinça de freio fixa – Honda CBR 600F .....	16
Figura 18: Principais componentes do Freio ABS [26].....	17
Figura 19: Curva de frenagem de um veículo sem ABS [27] .....	18
Figura 20: Curva de frenagem de um veículo com ABS [27].....	18
Figura 21: Sensor de rotação [27].....	19
Figura 22: Unidade de Comando do ABS [27] .....	19
Figura 23: Unidade Hidráulica do Sistema ABS [27] .....	20
Figura 24: Cilindro Mestre do Sistema ABS [27] .....	20
Figura 25: Razão de Pedal .....	22

Figura 26: Cilindro Mestre Fixo – (A), Cilindro Mestre Flutuante (B) [28].....	23
Figura 27: Esquema Cilindro Mestre Fixo .....	24
Figura 28: Esquema Cilindro Mestre Tandem .....	24
Figura 29: Duto Flexível de Freio de Borracha [25] .....	25
Figura 30: Esquema - Duto Flexível de Freio [29].....	26
Figura 31: Duto Flexível de Freio de nylon com trama de aço externa [25].....	26
Figura 32: Duto Flexível e Rígido de Freio [25] .....	26
Figura 33: Diagrama de Corpo Livre para um Veículo FSAE .....	31
Figura 34: Variação do vetor velocidade em um cilindro rolando sem deslizamento [6] .....	38
Figura 35: Dimensões da Razão de Pedal .....	41
Figura 36: Esquema do Mecanismo da Balance Bar .....	43
Figura 37: Passagem das linhas de Freio do Protótipo.....	51
Figura 38: Aparato utilizado para medir a pressão nas linhas de freio.....	51
Figura 39: Transiente de subida de pressão na linha rígida de freio .....	52
Figura 40: Transiente de queda de pressão na linha rígida de freio .....	52
Figura 41: Comparação entre as curvas de pressão para linha flexível de teflon 3/16” .	54
Figura 42: Comparação entre as curvas de pressão para linha rígida de cobre 3/16” ....	55
Figura 43: Componentes do pedal de freio.....	57
Figura 44: Diagrama de Corpo Livre do Pedal de Freio .....	62
Figura 45: Vista explodida dos componentes da Balance Bar .....	63
Figura 46: Diagrama de corpo livre do Fuso da Balance Bar .....	63
Figura 47: Diagrama de Momento Fletor no fuso da balance bar .....	64
Figura 48: Dimensões de eixos e furos roscados no sistema métrico .....	65
Figura 49: Diagrama de Corpo Livre da Junta Rotacional.....	69
Figura 50: Diagrama de Corpo Livre do Eixo da Junta Rotacional .....	69
Figura 51: Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 50% na Balance Bar.....	74
Figura 52: Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 51% na Balance Bar.....	75
Figura 53: Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 51% na Balance Bar.....	75

## Lista de Tabelas

Tabela 1: Classificação dos materiais das Pastilhas de Freio de acordo com a SAE-J661 ..	28
Tabela 2: Propriedade dos Materiais de Fricção .....	29
Tabela 3: Classificação dos Fluidos de Freio .....	30
Tabela 4: Coeficiente de atrito para pneus em pisos secos e molhados, a velocidade de 48km/h.....	38
Tabela 5: Dados Técnicos Pinças de Freio .....	48
Tabela 6: Dados Técnicos Cilindro Mestre .....	48
Tabela 7: Combinações entre Cáliper e Cilindro Mestre .....	49
Tabela 8: Dados da medição de perda de carga na linha flexível de teflon 3/16".....	53
Tabela 9: Dados da medição de perda de carga na linha rígida de cobre 3/16" .....	54
Tabela 10: Especificações de linhas flexíveis de teflon com uma malha externa de aço inoxidável. ....	56
Tabela 11: Rolamentos rígidos de esfera de carreira simples de esferas SKF .....	58
Tabela 12: Rolamentos rígidos de esfera de dupla carreira de esferas SKF.....	59
Tabela 13: Propriedades dos aços temperados e revenidos a temperatura de 650°C. ....	66
Tabela 14: Rótulas Esféricas radiais SKF .....	67
Tabela 15: Torque Máximo em Cada Roda .....	74
Tabela 16: Variáveis Básicas para cálculo do torque de frenagem gerado .....	74
Tabela 17: Torque gerado pelo sistema aplicando uma força de 400N no pedal.....	74
Tabela 18: Curso do pedal de Freio.....	76
Tabela 19: Orçamento do Projeto de Freio.....	77

## Nomenclatura

$m_v$	Massa do veículo com o piloto. [kg]
$m_r$	Massa suportada por cada roda. [kg]
$m_{rf}$	Massa suportada por cada roda dianteira. [kg]
$m_{rr}$	Massa suportada por cada roda traseira. [kg]
$F_{pd}$	Foça de saída do pedal. [N]
$F_{pil}$	Força aplicada pelo piloto. [N]
$A$	Distância do pivotamento ao centro da balance bar. [mm]
$B$	Distância do pivotamento ao ponto de aplicação da força. [mm]
$C$	Razão de Pedal.
$F_{bb}$	Força de reação na rótula da Balance Bar
$F_{rol}$	Força de reação no rolamento do pedal de freio
$P_{cm}$	Pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre. [MPa]
$A_{cm}$	Área efetiva do pistão do cilindro mestre. [mm <sup>2</sup> ]
$D_{cm}$	Diâmetro do pistão do cilindro mestre. [mm]
$P_{pin}$	Pressão hidráulica transmitida para a pinça. [MPa]
$F_{pin}$	Força em um lado da pinça. [N]
$A_{pin}$	Área total dos pistões em um lado da pinça. [mm <sup>2</sup> ]
$D_{pin}$	Diâmetro do pistão da pinça. [mm]
$F_{fec}$	Força de fechamento gerada pela pinça. [N]
$F_{at}$	Força de atrito das pastilhas contra o disco. [N]
$\mu_{pas}$	Coefficiente de atrito entre a pastilha e o disco.
$\mu_{pneu}$	Coefficiente de atrito do pneu com a pista.
$T_d$	Torque gerado no disco. [Nmm]
$R_{ef}$	Raio efetivo do disco. [mm]
$T_p$	Torque no pneu. [Nmm]
$T_r$	Torque na roda. [Nmm]
$T_{pf}$	Torque em cada pneu dianteiro. [Nmm]

$T_{pr}$	Torque em cada pneu traseiro. [Nmm]
$F_p$	Força de reação entre o pneu e o chão. [N]
$F_{pf}$	Força de reação entre o pneu dianteiro e o chão. [N]
$F_{pr}$	Força de reação entre o pneu traseiro e o chão. [N]
$R_p$	Raio efetivo de rolamento do pneu. [mm]
$D_p$	Diâmetro nominal do pneu. [mm]
$F_{total}$	Força reativa total dos quatro pneus. [N]
$F$	Força de frenagem genérica em cada eixo. [N]
$F_f$	Força de frenagem no eixo dianteiro. [N]
$F_r$	Força de frenagem no eixo traseiro. [N]
$I_w$	Somatório dos momentos de inércia das partes girantes da roda. [kg. m <sup>2</sup> ]
$\alpha_w$	Somatório das acelerações angulares das partes girantes da roda. [rad/s <sup>2</sup> ]
$A$	Desaceleração do veículo. [m/s <sup>2</sup> ]
$g$	Aceleração da gravidade. [m/s <sup>2</sup> ]
$W$	Força normal genérica agindo sobre cada eixo. [N]
$W_f$	Força normal agindo sobre o eixo dianteiro. [N]
$W_r$	Força normal agindo sobre o eixo traseiro. [N]
$W_C$	Peso do veículo. [N]
$D_A$	Força de arrasto aerodinâmico. [N]
$h_A$	Altura de aplicação da força de arrasto em relação ao solo. [m]
$CG$	Centro de Gravidade do veículo.
$h$	Altura do centro de gravidade em relação ao solo. [m]
$B$	Distância entre eixos. [m]
$B_f$	Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade. [m]
$B_r$	Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade. [m]
$F_s$	Fator de segurança

# Capítulo 1 - Introdução

## 1.1. Fórmula SAE

O projeto Fórmula SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que tem como objetivo principal propiciar a difusão e o intercâmbio de conhecimentos e técnicas de engenharia entre os estudantes de engenharia de diversas partes do país.

O Fórmula SAE amplia os conhecimentos técnicos e a capacidade de liderança dos alunos, além de lhes dar a oportunidade de vivenciar o processo de desenvolvimento do produto do início ao fim. A equipe precisa fabricar um produto de qualidade dentro de prazo e orçamento bastante limitados. Aqueles que participam do programa ganham experiência significativa em gerenciamento de projeto, design, ensaios, análises, controle financeiro, comunicação e planejamento. A complexidade dos veículos exige que seus integrantes se especializem nos variados sistemas que compõem um carro deste tipo, como o powertrain, freios, direção, suspensão, sistemas elétricos, chassis e segurança, o que aumenta ainda mais a qualidade dos profissionais que passam pelo projeto em sua vida universitária.

## 1.2. Motivação

Ao longo dos primeiros anos da competição Fórmula SAE, a equipe demonstrou ausência de habilidade em relação ao sistema de freios do veículo, o que gerava transtornos na prova de frenagem, item de segurança que permite o veículo participar das provas dinâmicas da competição. Nesta prova o protótipo deve acelerar por uma distância de aproximadamente 30 metros, em seguida entrar em uma área de 10 metros de extensão onde deve frear. Para que a equipe seja aprovada na prova o veículo deve travar as quatro rodas em um trajeto retilíneo e seguro dentro dos limites especificados acima. O presente projeto visa solucionar os problemas encontrados nos projetos anteriores, cuja dificuldade principal era travar as quatro rodas estando o veículo a uma velocidade relativamente baixa.

### **1.3. Objetivo**

O presente trabalho de final de curso tem por objetivo dimensionar e implementar o sistema de freios aplicado a um veículo de competição Fórmula SAE. Antes de começar o projeto propriamente dito, serão introduzidos os tipos de freios usados atualmente na indústria automotiva bem como seus componentes e os respectivos funcionamentos.

Em seguida serão descritas as premissas para o dimensionamento e escolha dos componentes comprados e das peças projetadas. Logo após será abordado o projeto anterior da equipe e as oportunidades de melhoria.

A partir das dimensões básicas, serão selecionados os componentes adquiridos no mercado automotivo baseados em critérios técnicos e econômicos. Posteriormente serão apresentados os componentes projetados, seus elementos e materiais constituintes bem como a análise em elementos finitos de cada componente projetado. Por fim será apresentado uma análise comparativa após a implementação das melhorias no protótipo.

Os componentes como o disco de freio, pedais e balance bar, foram projetados com o auxílio dos softwares Solidworks e Ansys. Estes estudos serão detalhados no decorrer deste projeto.

## **Capítulo 2 - Sistema de Freios Automotivos**

### **2.1. Principais tipos de freios automotivos**

Os principais mecanismos de freios largamente utilizados na indústria automotiva são os freios a disco e freios a tambor. Em carros de passeio e motocicletas de baixa cilindrada é comum observarmos a combinação destes dois tipos de freios. Habitualmente, o freio a disco é utilizado no eixo dianteiro e o freio a tambor no eixo traseiro.

Antes de descrever detalhadamente cada mecanismo de freio serão introduzidos os tipos de acionadores comuns a todos os mecanismos.



## 2.2. Principais tipos de acionadores

Existem vários meios de acionar os freios de um veículo, geralmente são utilizados sistemas mecânicos, hidráulicos e pneumáticos. A função principal de um acionador é, segundo Puhn [1], transmitir a força aplicada pelo condutor até os freios, gerando o atrito necessário à desaceleração.

No acionador mecânico, os freios são acionados por um conjunto de cabos ou alavancas. Nos carros atuais este sistema só é utilizado no freio de estacionamento por ser o acionador de mais simples construção. Entretanto segundo Limpert [4], é o sistema de menor eficiência, uma vez que 35% do esforço do operador é perdido devido a atritos internos.

O sistema hidráulico é o mais difundido entre os carros de passeio. Neste sistema a força exercida pelo operador é transmitida até os freios através de um circuito hidráulico. Ao pressionar o pedal, este, por intermédio de uma haste com extremidade semiesférica (pushrod), empurra o êmbolo localizado dentro do cilindro mestre, pressurizando as linhas de freio. Seu funcionamento está baseado no princípio de Pascal, expresso por Halliday [6] que afirma que “uma mudança na pressão aplicada a um fluido é transmitida integralmente a todos os pontos do fluido e a parede do recipiente no qual está contido”. Um esquema do sistema de freios hidráulico é mostrado na figura 1.

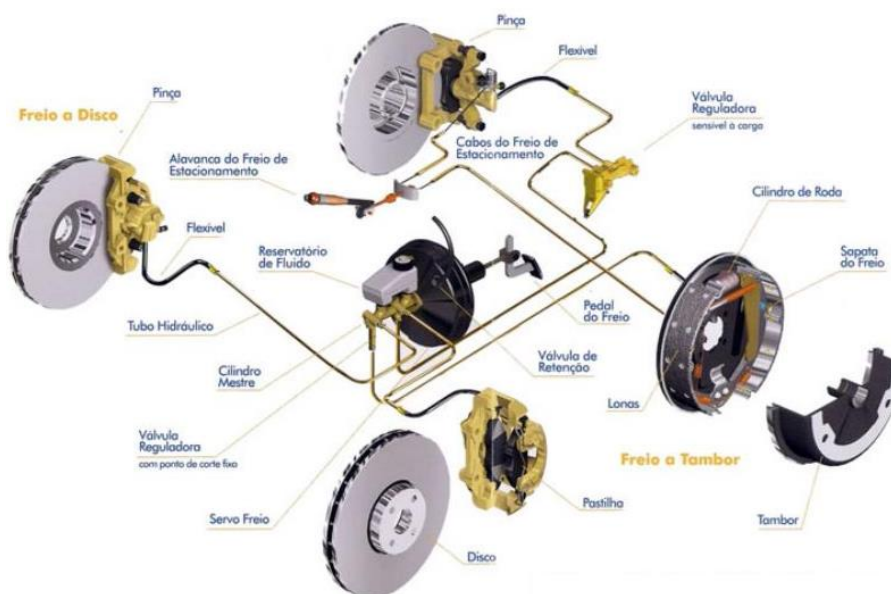


Figura 1: Sistema de Freio Hidráulico Típico [22]

Em comparação com o acionamento mecânico por cabos, o sistema hidráulico possui a vantagem de não precisar de regulagem devido a folgas impostas pelo uso. Outra grande vantagem do sistema hidráulico é a possibilidade de se aumentar a força de frenagem através do uso de equipamentos auxiliares como servo freio, montado antes do cilindro-mestre. A figura 2 ilustra os componentes de um servo freio.

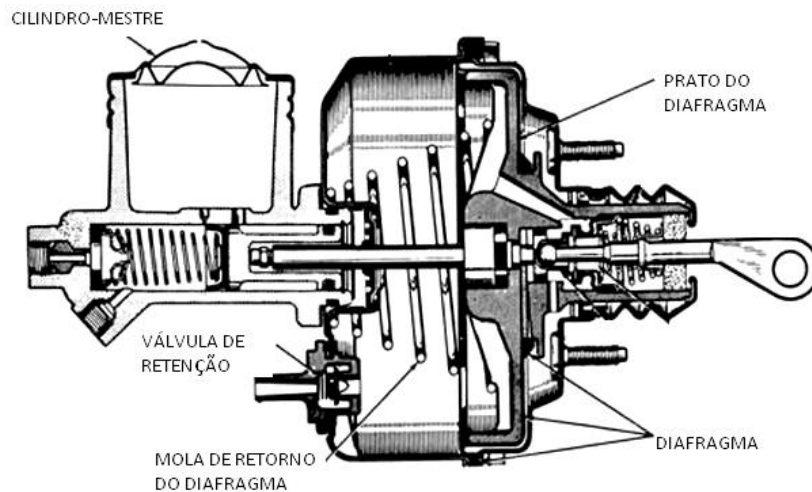


Figura 2: Servo freio [23]

O tipo de servo freio mais comum, chamado hidro vácuo, utiliza a diferença de pressão entre o interior do diafragma e o meio externo para proporcionar uma força extra sobre a haste do cilindro-mestre. Quando o motorista aciona o pedal de freio, a válvula do diafragma se abre e por meio de uma bomba de vácuo, ou outro mecanismo, a pressão no interior da câmara diminui. Com a pressão no interior do diafragma menor que a atmosférica, o sistema tende a ser comprimido, o que auxilia no deslocamento do pushrod.

O acionador pneumático é alimentado por um compressor de ar, por esse motivo, também é chamado de freio a ar. Este sistema, basicamente é composto por um compressor, válvula reguladora de pressão, elemento secador, válvula de proteção de quatro circuitos, figura 3, válvula moduladora do freio de estacionamento, válvula relé, figura 4, válvula moduladora do freio de serviço ou pedal, válvula de descarga rápida, reservatórios de ar e reservatório de regeneração.

A válvula reguladora de pressão limita a pressão máxima e mínima do sistema. O elemento secador faz a secagem da umidade do ar do sistema. O reservatório de regeneração elimina através da descarga da válvula reguladora a umidade retida pelo elemento secador. A válvula de proteção de quatro circuitos tem o papel de isolar um circuito do outro caso haja problemas.

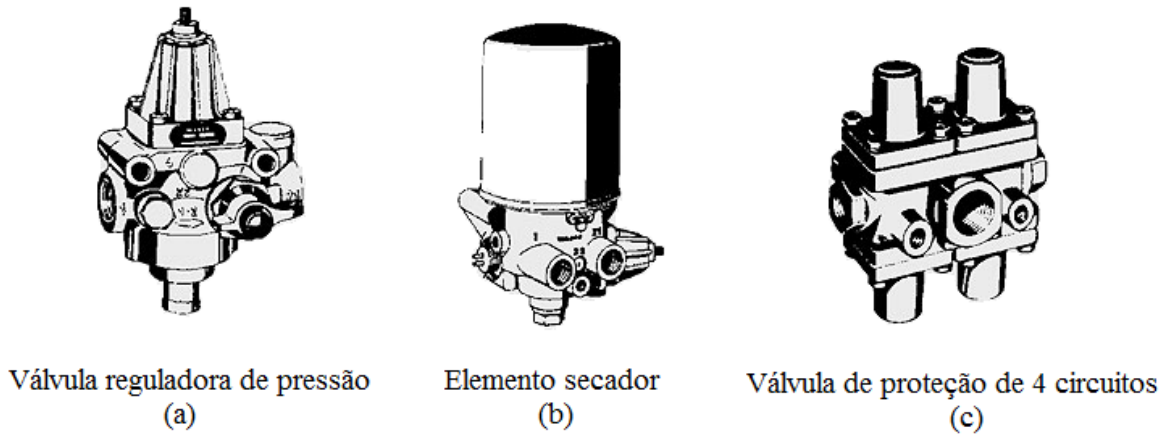


Figura 3: Válvula reguladora de pressão, (a) Elemento secador, (b) Válvula de proteção de 4 circuitos, (c) [23]

As câmaras de freio de estacionamento e serviço abrem as sapatas de freio reduzindo ou parando as rodas do veículo. A válvula moduladora do freio de estacionamento libera ou bloqueia totalmente as rodas quando necessário. A válvula relé otimiza o acionamento e a liberação das sapatas de freio traseiras. A válvula de descarga rápida agiliza a liberação das sapatas de freio. Os reservatórios armazenam o ar que será utilizado no sistema. A válvula moduladora do freio de serviço (pedal) comanda os circuitos de freio de serviço dianteiro e traseiro.



Figura 4: Válvula moduladora do freio de estacionamento, (a) Válvula relé, (b) [23]

De acordo com a fabricante de freios a ar Knorr-Bremse, o funcionamento do sistema acontece da seguinte maneira: o compressor comprime o ar e o envia para o regulador de pressão, que controla a pressão de trabalho do sistema, jogando para a atmosfera o excesso produzido pelo compressor. Em seguida, a pressão regulada é distribuída para os quatro circuitos independentes através da válvula de proteção.

A distribuição do ar comprimido é feita separadamente: uma via é destinada para os freios traseiros, outra para os freios dianteiros, a terceira para acessórios e a quarta saída de estacionamento, que incluem freio motor e buzina. Isso impede que o sistema fique completamente sem assistência quando uma das vias apresenta avarias. Se vazar ar de uma das saídas, as outras serão bloqueadas evitando perda de pressão em todo o circuito de freio. A válvula de proteção de quatro vias, para aumentar a segurança, prioriza o carregamento dos circuitos de freio de serviço dianteiro e traseiro, em seguida os acessórios e por último o freio de estacionamento, evitando a saída do veículo sem ar comprimido nestes circuitos.

O circuito de freio de serviço é um circuito chamado de duplo, no qual ar fica retido na alimentação da válvula de comando e só é liberado quando o pedal do freio é ativado. Se ocorrer queda de pressão no circuito dianteiro, o traseiro continuará funcionando normalmente. Quando o motorista retira o pé do pedal de freio, o ar que foi utilizado é jogado na atmosfera através da descarga e simultaneamente o compressor repõe o ar consumido pelo sistema de freio.

Os acionadores pneumáticos são utilizados em veículos pesados, como caminhões e ônibus. Segundo Punh [1], a principal característica deste projeto é a segurança, uma vez que pequenos vazamentos na linha não causam falha no sistema, já que o mesmo é alimentado constantemente com ar oriundo do compressor. A desvantagem está no fato de ser um sistema mais complexo e pesado quando comparado ao acionamento hidráulico.

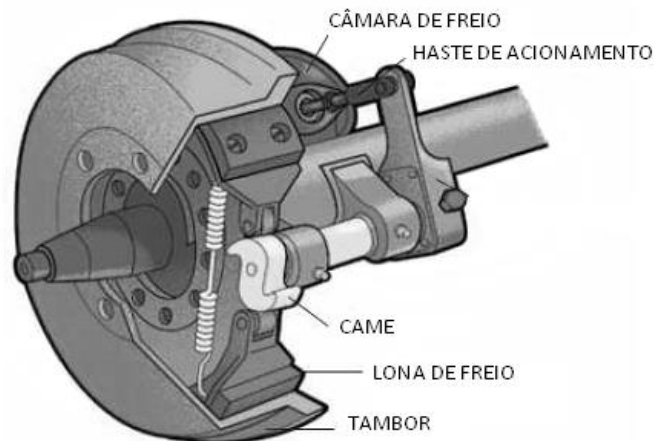


Figura 5: Sistema de Freios Pneumático

Descreveremos agora cada tipo de sistema de freio utilizado em veículos automotivos bem como seus principais componentes. Nesta descrição, serão considerados acionadores hidráulicos por serem mais utilizados em veículos de competição e por apresentarem os melhores benefícios para o projeto.

### 2.3. Freio a tambor

O freio a tambor ou freio a tambor com sapatas internas é constituído basicamente pelo cilindro de freio, prato de freio, molas de retorno, sapatas de freio e tambor de freio como ilustrado na figura 6. Ao acionar o sistema de freios, as sapatas de freio são pressionadas contra as paredes internas do tambor proporcionando o atrito necessário para a realização da frenagem. Como dito anteriormente, o freio a tambor é, em geral, utilizado no eixo traseiro de carros de passeio e em veículos de carga, como caminhões e ônibus.



Figura 6: Freio a Tambor [24]

O cilindro de freio tem como função pressionar as sapatas de freio contra a superfície interna do tambor. Para isto, o cilindro de freio converte a pressão do fluido de freio em força e o deslocamento dos pistões pressionam as sapatas de freio contra o tambor. Existem dois tipos básicos de cilindros. O primeiro, figura 7.a, é composto apenas por um pistão e deve possuir uma fixação móvel em relação ao prato. Quando o cilindro é acionado, o pistão empurra uma sapata, enquanto o próprio corpo do cilindro desloca a outra. O segundo tipo, representado na figura 7.b, é uma construção mais moderna e conta com dois pistões dispostos em sentidos opostos, sendo o cilindro fixo ao prato.

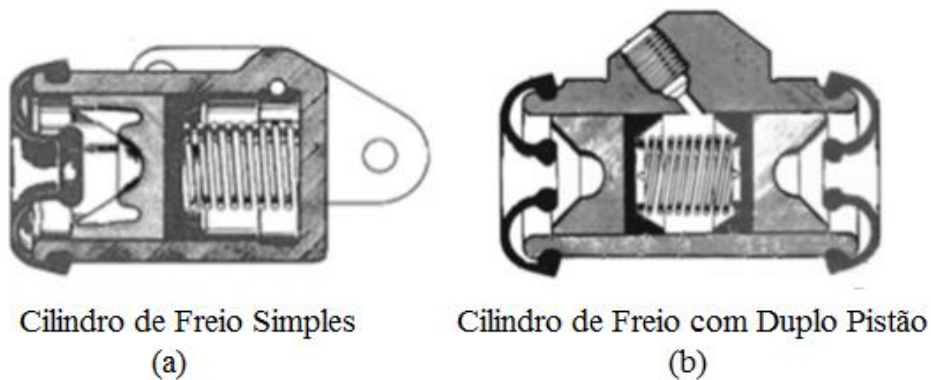


Figura 7: Cilindro de Freio – (a) com Pistão Simples, (b) com Duplo Pistão [24]

O prato de freio, também conhecido como espelho, é fixado na extremidade do eixo permanecendo imóvel em relação às rodas. É no prato que estão montados as sapatas e cilindros de roda. O prato possui a função de transmitir o torque de frenagem até a suspensão, além de servir como proteção contra a contaminação do interior do tambor. O espelho deve ser suficientemente rígido para evitar deflexões excessivas, pois estas levam a um maior curso no pedal de freio e perda de eficiência do sistema.

As molas de retorno têm a função de fazer com que as sapatas de freio retornem a posição inicial após a frenagem. Sem elas, a lona permanece encostada na parede do tambor, o sistema superaquece, causando falha nos freios e até um possível incêndio. Outro ponto crítico, no projeto, deve-se a fixação das molas, pois caso uma delas perca a capacidade de retorno, a roda pode travar, acarretando na perda de dirigibilidade, levando a um acidente.

As sapatas são peças rígidas de metal (aço, ferro ou alumínio fundido), com material de fricção colado ou rebitado na superfície de contato com o tambor (lonas de freio). As sapatas são responsáveis por transmitir as forças oriundas do cilindro de freio e transformá-las em forças de atrito necessárias a frenagem. Segundo Costa [5], existem

duas formas para disposição das sapatas em relação ao prato. Quando as sapatas possuem o mesmo eixo de articulação, figura 8.a, uma recebe o nome de primária e a outra de secundária. Quando a articulação é feita em pontos opostos, figura 8.b, ambas as sapatas são chamadas primárias.

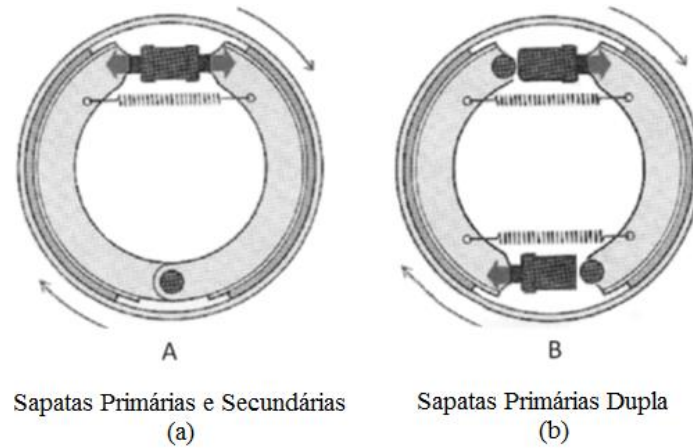


Figura 8: Sapatas Primária (esquerda) e Secundária (direita) – (a), Sapatas Primárias Duplas (b)

Uma vantagem da utilização do freio a tambor é a redução da força necessária à frenagem no pedal devido ao fenômeno de auto energização. Devido ao sentido de rotação do tambor, a pressão de contato entre ele e a sapata primária tende a aumentar (auto energização), enquanto que na sapata secundária a pressão tende a ser menor. Evidenciado na figura 9.

A figura 9.a representa o diagrama de corpo livre de uma sapata primária e a figura 9.b representa as forças em uma sapata secundária. Ao fazer o equilíbrio de momentos em torno do ponto C (ponto de pivotamento), constata-se que a sapata primária desenvolve uma força de contato sobre o tambor maior do que a exercida pela sapata secundária.

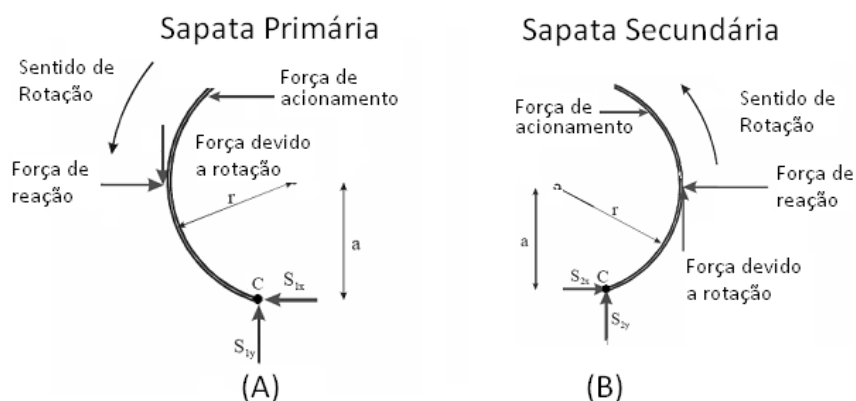


Figura 9: Diagrama de Corpo Livre – (a) Sapata Primária, (b) Sapata Secundária

Na figura 10, é apresentado um comparativo entre a força do acionador e o coeficiente de atrito, entre os sistemas a disco e a tambor com suas variantes. Neste gráfico, fica evidente o quanto a auto energização diminui a força necessária do operador, para a mesma desaceleração pretendida.

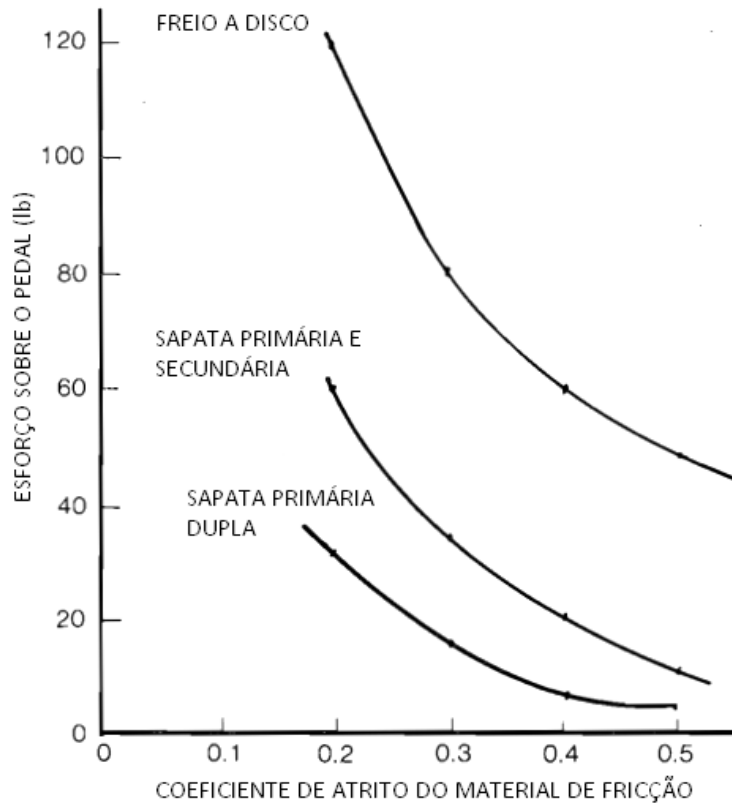


Figura 10: Força de Acionamento versus Coeficiente de Fricção

Por fim, o tambor está ligado à roda e gira solidário a ela. Geralmente é fabricado em ferro fundido cinzento [1]. É a peça com maior massa no sistema e de fundamental importância seu correto dimensionamento. Tambores muito pequenos ou pouco flexíveis diminuem o desempenho de frenagem sobre condições mais severas de uso. A superfície interna, que entrará em contatos com as lonas de freio, deve possuir um bom acabamento, a fim de eliminar excentricidades o que prejudicaria a frenagem. Embora não usual, os tambores podem ser construídos como uma peça bi metálica, com o interior de ferro fundido e a carcaça externa em alumínio, apresentando significativa redução de peso e melhoria na refrigeração.



O freio a tambor, embora de construção relativamente simples e de baixo custo, apresenta alguns inconvenientes. Dentre os quais estão o peso excessivo do sistema devido a grande massa do tambor e a dificuldade na dissipação do calor gerado. Outro grave problema deste projeto é a contaminação por sujeira, lama ou água que reduz a potência de frenagem. A parte interna do tambor é um ambiente fechado, o acúmulo de sujeira pode danificar as lonas e o próprio tambor. O contato com a água diminui drasticamente o coeficiente de atrito entre as lonas e a parede do tambor.

#### 2.4. Freio a disco

O sistema de freios a disco, como representado na figura 11, é constituído basicamente pela pinça de freio, também chamada de calíper, e disco ou rotor. Ao acionar o sistema de freio, o fluido hidráulico pressurizado aciona os pistões da pinça de freio que por sua vez pressionam as pastilhas, que são responsáveis pela fricção, contra o rotor ou disco. O disco de freio gira solidário à roda e a pinça está fixada próxima a ponta do eixo ou presa à suspensão (manga de eixo). Durante este processo, a energia cinética do veículo é dissipada sobre forma de calor. A vantagem deste modelo sobre os freios a tambor é a possibilidade de maior torque de frenagem, devido à maior facilidade de dissipação de calor, graças à grande área exposta ao meio. Além disso, freios a disco possuem outras vantagens, tais como: a facilidade de manutenção e de regulagem do sistema.



Figura 11: Freio a Disco [16]

Freios a disco são pouco sensíveis à contaminação externa, pois o disco é uma superfície externa girante, o que expulsa as impurezas por meio do efeito centrífugo. Este conjunto é menos propenso a falha por fadiga do sistema, decorrente do calor gerado.

Os discos de freio podem ser uma peça sólida ou ventilada, com canais no seu interior por onde o fluxo de ar possa escoar. Um artifício bastante utilizado em motocicletas é perfurar os discos por três motivos: o primeiro é melhorar a limpeza dos discos caso haja contaminação por impurezas, óleo, lama e água. O segundo é diminuir a massa e a inércia do rotor. Por fim, perfurar os discos melhora a dissipação de calor.

De acordo com Orthwein [3], entre os materiais utilizados na fabricação dos discos de freio estão o ferro fundido cinzento, o aço-carbono e aço inoxidável. Atualmente, novos materiais estão sendo empregados pela indústria para atender automóveis de grande desempenho, com destaque para os discos feitos em cerâmica, carbono e alumínio.

Quanto à fixação, existem dois tipos básicos de discos empregados nas indústrias automotivas. O tipo mais comum é o fixo ao cubo de roda, empregado na maioria dos carros e motocicletas convencionais. O segundo tipo é o disco flutuante, geralmente utilizado em motocicletas de maior potência. 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, como ilustra a figura 12. Essa flutuação possui a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor sem introduzir vibrações ao sistema.

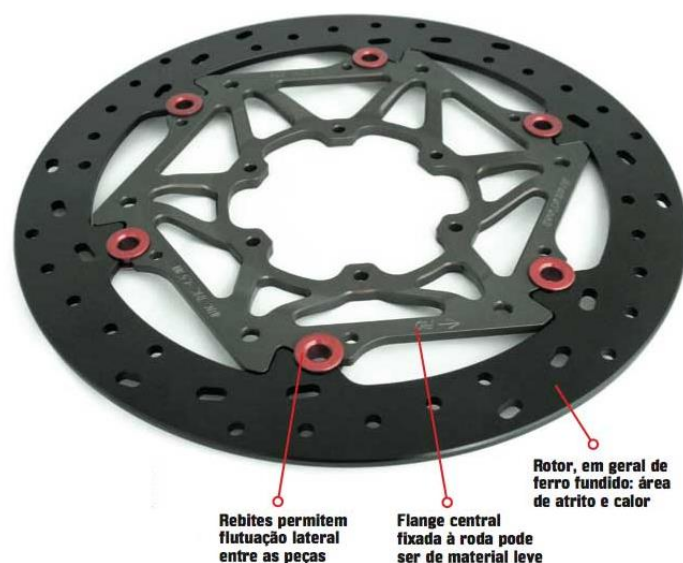


Figura 12: Disco de Freio Flutuante [25]

A pinça de freio pode ser fabricada em alumínio, magnésio, aço ou ferro fundido. O alumínio, apesar de possuir um preço mais elevado, tem como principal vantagem o baixo peso e a dissipação mais eficiente de calor.

No mercado automotivo há dois tipos básicos de pinça. O mais comum é o câliper flutuante, utilizado na maioria dos carros. O outro tipo é o câliper fixo, geralmente com cilindros opostos, utilizado em carros de competição e motocicletas de maior potência.

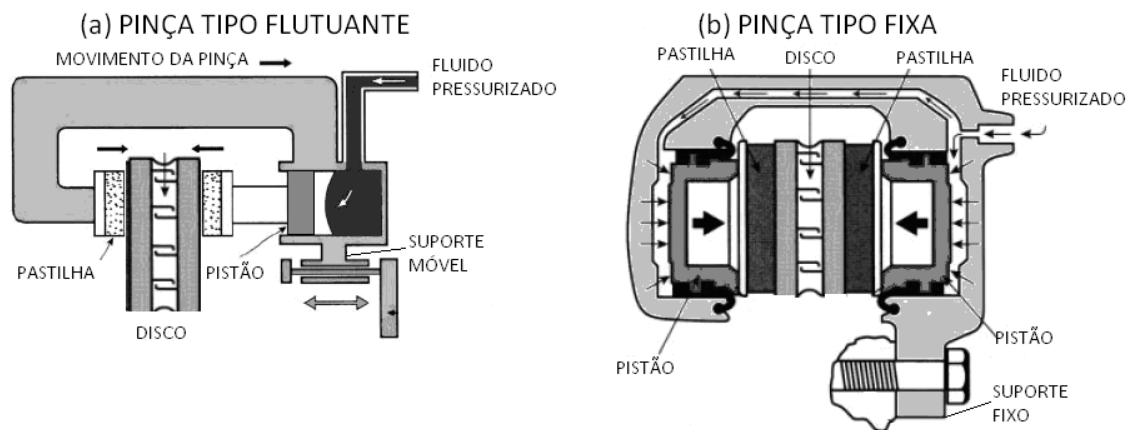


Figura 13: Pinça Flutuante – (a), Pinça Fixa - (b)

A pinça flutuante por possuir uma construção mais simples em relação a fixa, apresenta menor custo, sendo utilizada, como dito anteriormente, na maioria dos carros e em motocicletas de menor potência. Seu princípio de funcionamento baseia-se na terceira lei de Newton, ação e reação. A pinça fica montada em um suporte móvel, como ilustrado na figura 13(a). Ao acionar o pedal, o pistão do cilindro mestre é deslocado, pressurizando as linhas de freio. Pelo princípio de Pascal, esta pressão é transmitida para a pinça e o pistão da mesma desloca-se, empurrando a pastilha contra a face do disco. Em seguida, por reação, a carcaça da pinça é deslocada em sentido oposto ao movimento do pistão, trazendo junto a ela a outra pastilha, que se encontra do lado oposto do disco. Logo, se o pistão exerce uma força  $F_{pin}$ , cada pastilha também exerce uma força  $F_{pin}$  sobre o disco. Então, a resultante de forças  $F_{fec}$  aplicada sobre o disco, utilizando pinças flutuantes, é dada pela equação 2.1.

$$F_{fec} = F_{pin} \times 2 \quad (2.1)$$

Em virtude do exposto acima a pinça flutuante por apresentar o deslocamento axial em relação ao disco, é usualmente empregada em conjunto com o disco tipo fixo. Uma das vantagens desse sistema é a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor sem introduzir vibrações ao sistema. Porém sua desvantagem está no fato de precisar ser uma peça extremamente rígida, a fim de garantir o princípio da ação e reação.

As pinças fixas, como ilustrado na figura 12(b), são mecanismos mais complexos e pesados. Ela utiliza pistões opostos, montados em cada lado da pinça de freio. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco. Logo, para o mesmo número e tamanho de pistões, a pinça fixa transmite ao disco metade da força que seria transmitida no sistema de pinças flutuantes.

A grande vantagem do sistema fixo é a capacidade de dissipação de calor, devido a sua maior massa. Outra vantagem é a frenagem mais eficiente, pois a pressão é equalizada em ambos os lados da pinça. Por esses motivos, o modelo fixo é bastante empregado em carros de competição e motocicletas esportivas.

O desempenho tanto da pinça fixa quanto da flutuante depende diretamente do número de pistões em cada lado do cáliper. Segundo Puhn [1], uma quantidade maior de pistões implica em uma maior força de frenagem, pois sendo a pressão do fluido constante, a força será proporcional ao aumento da área. Outra vantagem de se aumentar a quantidade de pistões é a distribuição mais uniforme de pressão sobre as pastilhas, conforme mostrado na figura 14.

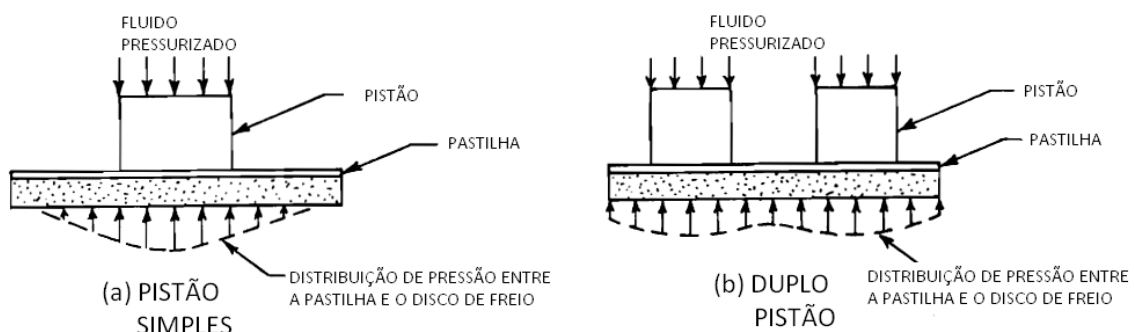


Figura 14: Distribuição de Pressão entre a Pastilha e o Disco – (a) Pistão Simples, (b) Duplo Pistão

As figuras 15 e 16, retiradas do manual de serviço, ilustram o esquema de montagem para pinça do tipo flutuante de um e dois pistões respectivamente. A figura 17 mostra este esquema para a pinça fixa de dois pistões.

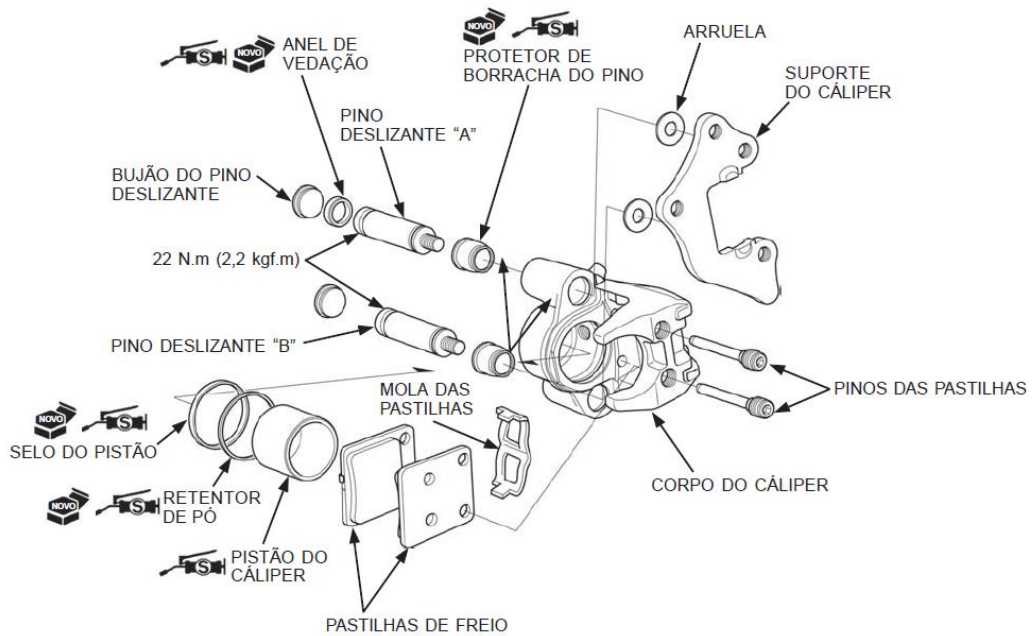


Figura 15: Pinça de Freio Flutuante – Honda CG150 Titan

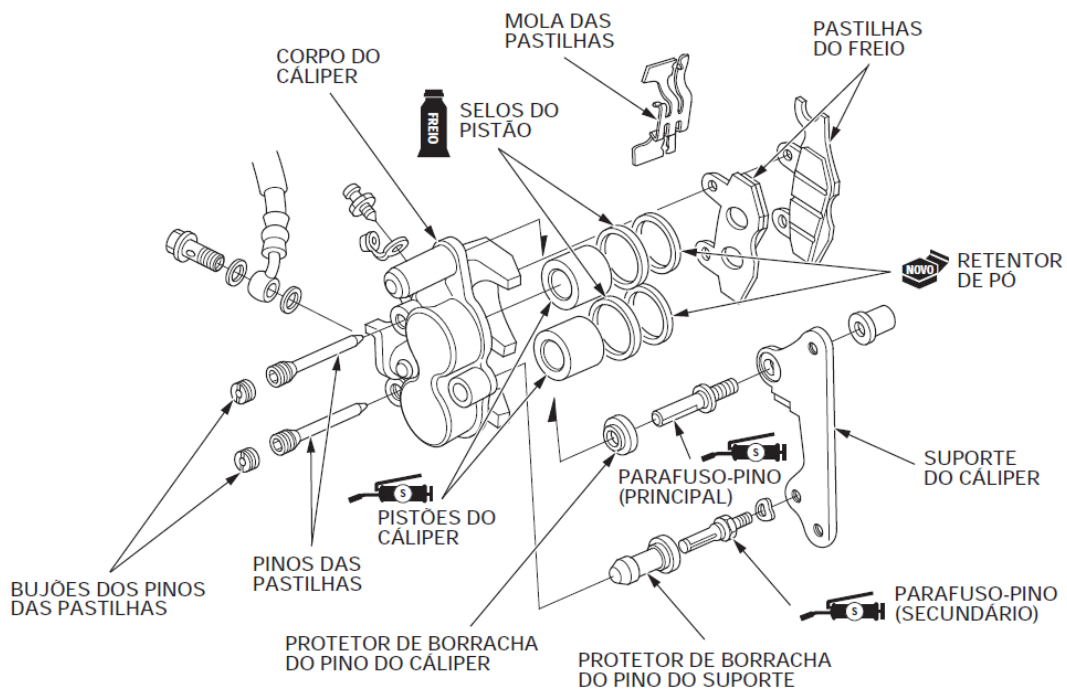


Figura 16: Pinça de Freio Flutuante – Honda CBX 250

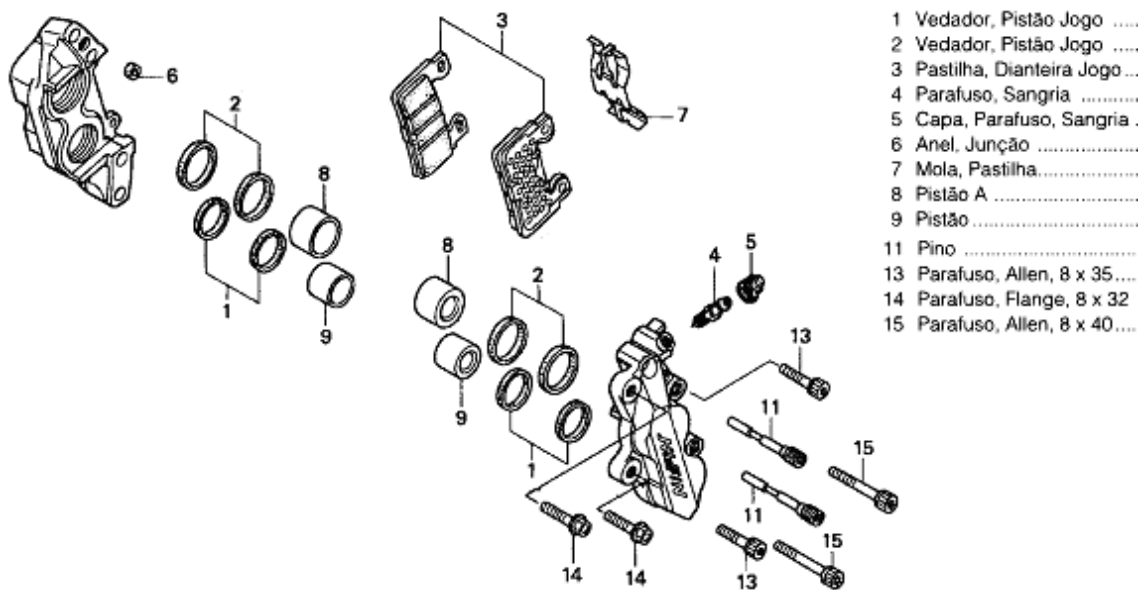


Figura 17: Pinça de freio fixa – Honda CBR 600F

## 2.5. Freio ABS

O freio ABS é um sistema de frenagem que evita o bloqueio das rodas no momento em que o pedal de freio é acionado fortemente e entre em derrapagem, deixando o automóvel sem aderência à pista. Assim, evita-se o descontrole do veículo permitindo que obstáculos sejam desviados enquanto se freia. O travamento das rodas durante a frenagem faz com que o regime de trabalho dos pneus mude em relação ao solo, passando do atrito estático (máxima aderência) para o atrito cinético. A derrapagem é uma das maiores causas ou agravantes de acidentes. A origem do ABS se deu na Fórmula 1 e o freio ABS atual foi criado pela empresa alemã Bosch, tornando-se disponível para uso em 1978, com o nome "Antiblockiersystem". No Brasil, foram introduzidos em 1991. Na Europa, é equipamento obrigatório nos veículos fabricados depois de 2004 e a partir de janeiro de 2014 também passou a ser item obrigatório em todos os carros nacionais.

O ABS atual é um sistema eletrônico que, utilizando sensores, monitora a rotação de cada roda e a compara com a velocidade do carro. Em uma situação de frenagem de emergência, a força aplicada pelo motorista pode ser maior que o pneu pode suportar, acarretando no travamento das rodas. O pneu agora não consegue mais transferir nenhuma força de tração lateral. O veículo fica instável e fora de controle, visto que ele não reage mais aos comandos de direção do motorista. Em um veículo equipado com o sistema ABS, os sensores de velocidade da roda medem a velocidade

de rotação das rodas e passam essas informações à unidade de controle do ABS. Se a unidade de controle do ABS detectar que uma ou mais rodas estão com suas velocidades bem abaixo das demais, ele interpreta essa informação como uma tendência de travamento das rodas e intervém em questão de milissegundos, modulando a pressão de frenagem em cada roda individual. Ao fazer isso, o ABS impede que as rodas travem garantindo uma frenagem segura. Em geral, a distância de parada é reduzida também. A figura 18 ilustra os principais componentes do freio abs.

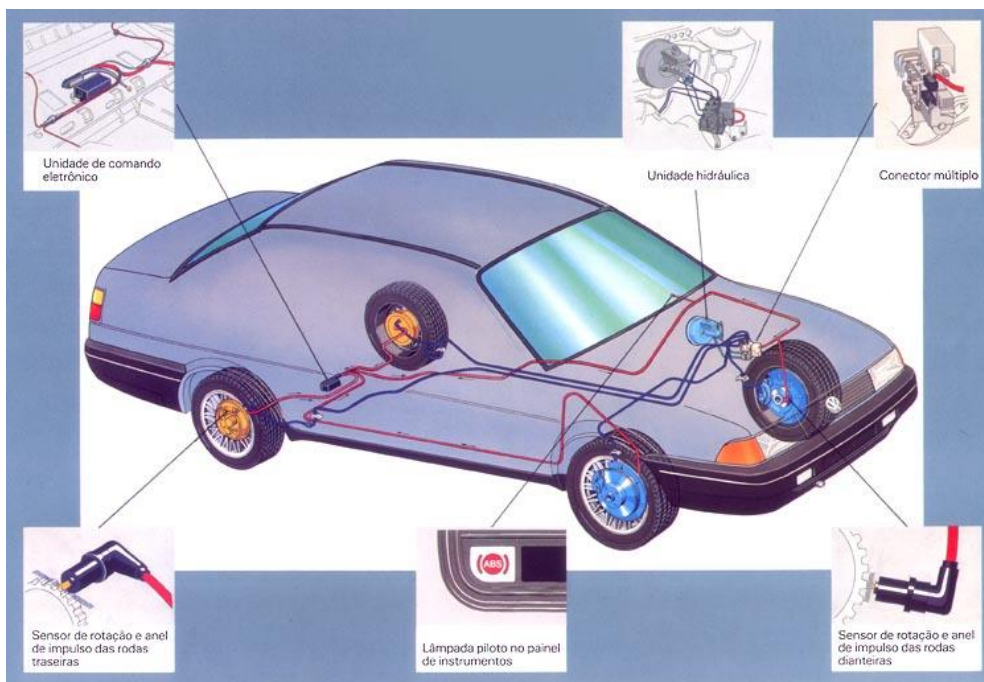


Figura 18: Principais componentes do Freio ABS [26]

Analisando o gráfico de frenagem de um veículo sem ABS (Figura 19), podemos observar que, ao aplicar a pressão nos freios, esta atua de forma crescente nas rodas ( $P_{roda}$ ) fazendo com que a velocidade angular das rodas ( $V_{roda}$ ) caia de forma muito rápida, não proporcional à distância de parada do veículo ( $V_{veículo}$ ). Essa perigosa estratégia de trabalho faz com que o veículo trafegue por tempo elevado numa grande zona de instabilidade. Isto acontece porque veículos com rodas travadas são instáveis durante a frenagem, não apresentam dirigibilidade e registram maior distância de frenagem.



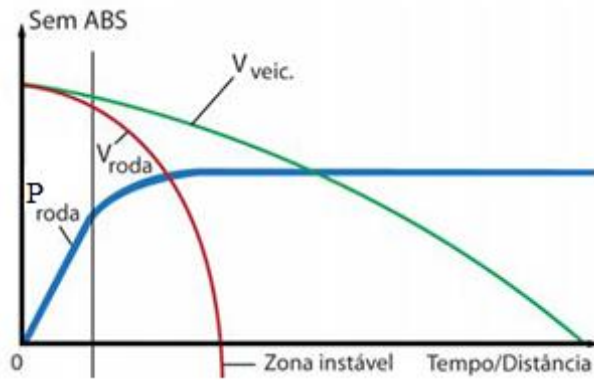


Figura 19: Curva de frenagem de um veículo sem ABS [27]

Ao analisarmos o desempenho da frenagem de um veículo com ABS, observamos que há uma modulação da pressão, variando entre elevação, manutenção e redução da pressão, independentemente da força aplicada pelo motorista ao pedal de freio.

Assim que o sistema de freios é pressionado, a unidade de comando detecta a iminência de travamento de uma das rodas e, automaticamente, comanda uma estratégia de manutenção da pressão, antes que a roda trave. Se ainda houver possibilidade de travamento, a bomba hidráulica recalca o fluido de freio para aliviar a pressão na roda em vias de travamento. A velocidade da roda volta a subir e, como a situação é de frenagem, eleva-se novamente a pressão naquela roda, modulando sua pressão de trabalho.

Observando o gráfico da figura 20, podemos verificar que, através da modulação da pressão ( $P_{roda}$ ), a velocidade angular da roda ( $V_{roda}$ ) varia em função da estratégia de modulação, diminuindo a distância de frenagem ( $V_{veículo}$ ) e ampliando a zona de trabalho estável do veículo.

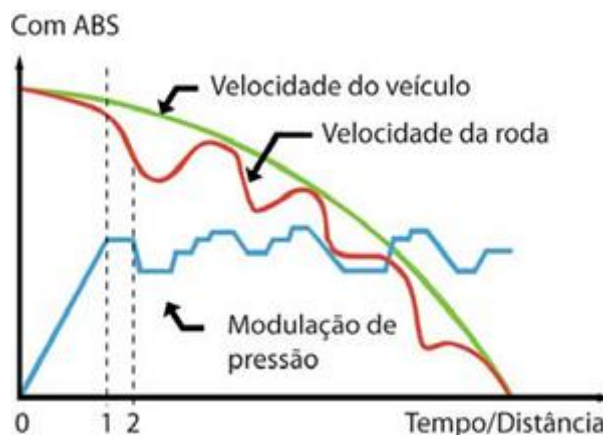


Figura 20: Curva de frenagem de um veículo com ABS [27]



O sistema de freios ABS é formado basicamente pelos seguintes componentes:

- Sensores de rotação - Esses sensores captam as rotações das rodas através dos anéis de impulso, fixos às juntas homocinéticas externas nas rodas dianteiras, e nos tambores de freios (ou discos), nas rodas traseiras. O pino do polo fica na extremidade do ímã permanente e quase em contato com o anel de impulso (há uma folga que varia de 0,5 a 1,2 mm). Ao girar o anel de impulso, o pino intercepta o campo magnético e, por indução, gera uma tensão alternada no enrolamento do sensor, que é enviada à unidade de comando ABS. A frequência desta tensão é determinada pela rotação do anel de impulso.



Figura 21: Sensor de rotação [27]

- Unidade de comando do ABS, que se comunica com a ECU do carro, pode ser separada ou híbrida. Mais uma vez, as mais modernas são mais compactas e leves. O conjunto é preso por meio de parafusos ao veículo, e só deve ser retirado em caso de substituição.



Figura 22: Unidade de Comando do ABS [27]

- Unidade hidráulica, que serve para regular a pressão hidráulica do sistema de freios. Os mais modernos são integrados na unidade de comando.

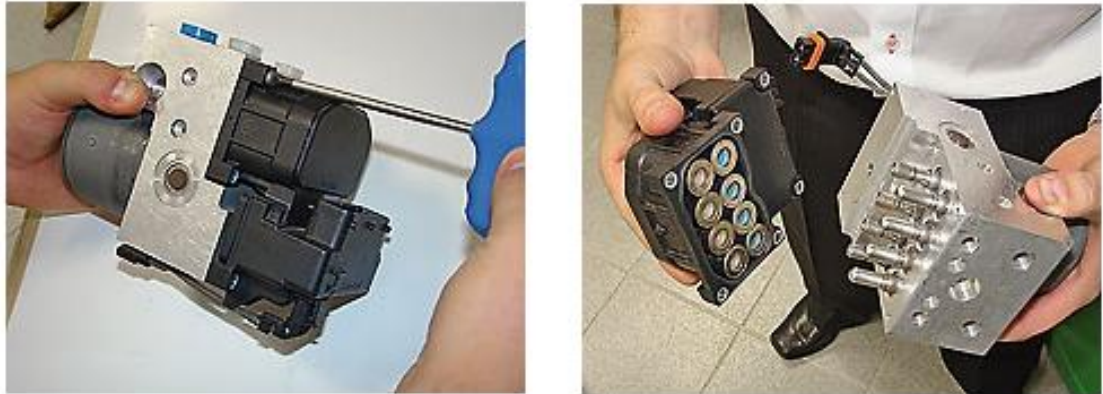


Figura 23: Unidade Hidráulica do Sistema ABS [27]

- Cilindro mestre: quando equipado com ABS é específico, contando com uma válvula central que garante o funcionamento do conjunto. Quando o ABS entra em funcionamento, a pressão hidráulica na roda em iminência de travamento é reduzida. A bomba hidráulica, por sua vez, retira a pressão da roda e retorna para o cilindro, que passa através dessa válvula impedindo danos nas gaxetas de vedação do cilindro. É nesse momento que se percebe a trepidação do pedal.



Figura 24: Cilindro Mestre do Sistema ABS [27]

## 2.6. Componentes do Sistema de Freio Acionado Hidraulicamente

O acionamento hidráulico é o sistema mais difundido entre os veículos leves atualmente. Este sistema se baseia no princípio de Pascal, no qual a pressão é a mesma ao longo de um fluido incompressível. Desconsiderando a pequena perda de carga no decorrer do circuito hidráulico, se a soma das áreas dos pistões nas pinças ou cilindros de roda for maior do que a área do pistão que aciona o sistema, a força de acionamento será multiplicada pela razão das áreas. Isto acontece por a pressão ser a mesma em cada ponto do fluido.

Já foi descrito os componentes dos freios a disco e a tambor bem como os respectivos funcionamentos. Neste momento, descreveremos os demais componentes do sistema de freio de acionamento hidráulico.

### 2.6.1. Pedal de Freio

O pedal de freio é o primeiro componente do acionador hidráulico e está em contato direto com o operador. O pedal de freio é uma haste pivotada que tem como função transmitir e ampliar a força aplicada pelo condutor até o cilindro-mestre.

A multiplicação da força do operador se dá por equilíbrio de momentos em relação ao ponto de pivotamento. Quando uma barra está em equilíbrio estático, o somatório de forças e momentos é necessariamente igual a zero. O momento é descrito como o produto vetorial da força com o seu braço de aplicação, escolhendo adequadamente os pontos de articulação do pedal com a estrutura e do pedal com o cilindro-mestre, temos o aumento da força transmitida. Este agente multiplicador da força de acionamento é chamado razão de pedal e pode ser quantificado através da grandeza  $C$ .

Segundo Oshiro [7], a razão de pedal nos carros deve variar entre 4.0 e 6.5. A figura 25 juntamente com a equação 2.2 mostra uma visualização da grandeza  $C$ . A equação 2.3 representa a força transmitida pelo pedal ao cilindro mestre em função da força de acionamento  $F_{pit}$ .

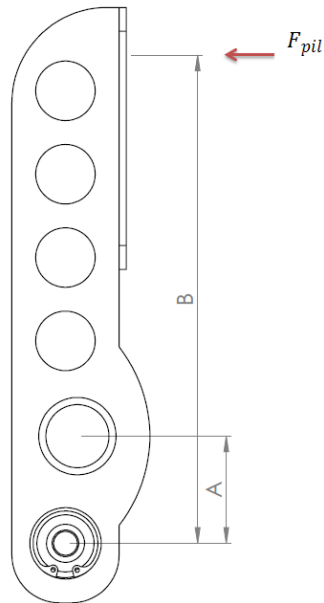


Figura 25: Razão de Pedal

$$C = B/A \quad (2.2)$$

$$F_{pd} = F_{pil} \times C \quad (2.3)$$

Segundo Limpert [4], em freios mecânicos padrão (sem auxílio de força externa acionadora), os pedais são muito bons, quando a força de acionamento dividida pela desaceleração produzida situa-se entre 263 N/G e 445 N/G. Em outras palavras, para uma desaceleração de 1G, uma força aplicada entre 263 N e 445 N é considerada muito boa. Para esta mesma relação da ordem 445 N/G a 668 N/G os esforços de acionamento são classificadas como aceitáveis. Onde G é definido como a razão entre a desaceleração pretendida e a aceleração da gravidade.

Devido a características biofísicas, que variam de motorista para motorista, o mesmo autor recomenda que para máxima desaceleração permitida, a força necessária ao acionamento do pedal de freio não deve exceder 445 N.

Segundo Puhn [1], o pedal de freio deve ser projetado de tal forma que, para a força máxima aplicada, sua posição seja de 90° em relação ao pushrod, que por sua vez deve estar paralelo ao cilindro-mestre. O curso máximo do pedal não deve ultrapassar 150mm. Segundo Limpert [4], quando o sistema está frio, o curso do pedal não deve ultrapassar 90mm.

## 2.6.2. Cilindro Mestre

O cilindro-mestre ou burrinho de freio tem como função, segundo Punh [1], pressurizar e deslocar o fluido de freio até as pinças e/ou cilindros de roda. Está ligado ao pedal através de uma haste chamada pushrod. Sua fixação na estrutura pode ser fixa ou flutuante. O tipo fixo é o mais comum devido a facilidades construtivas, como ilustra a figura 26(A). Na fixação flutuante, figura 26(B), o cilindro-mestre é articulado à estrutura, possibilitando uma montagem mais compacta. Em termos de funcionalidade segundo Limpert [4], os cilindros se dividem em dois tipos: simples e duplo.



Figura 26: Cilindro Mestre Fixo – (A), Cilindro Mestre Flutuante (B) [28]

O cilindro-mestre simples, cuja representação esquemática está representada na figura 27, é formado basicamente pelo pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório. Segundo Punh [1], no início, um único cilindro mestre simples era responsável por pressurizar todo o sistema de freio. O ponto falho desse arranjo era que se houvesse falha em algum ponto do sistema, toda potência de frenagem seria perdida. Por esse motivo, as leis atuais exigem circuitos independentes entre o eixo traseiro e dianteiro. Cilindros mestre simples são usados em projetos que necessitam de ajuste na distribuição da força entre os eixos. Neste caso, são necessários dois cilindros mestre, um para cada eixo.

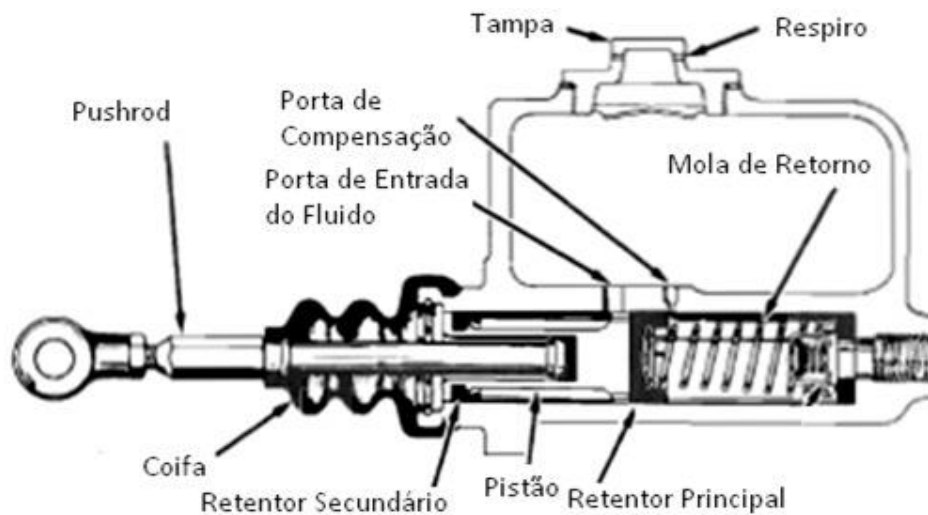


Figura 27: Esquema Cilindro Mestre Fixo

O cilindro mestre duplo ou Tandem veio para sanar o problema gerado pelo cilindro mestre simples único para o eixo traseiro e dianteiro. Como ilustrado na figura 28, o cilindro mestre duplo é composto por dois pistões em linha dentro de um único cilindro. Cada compartimento deste modelo funciona como um cilindro simples individual, o que garante a individualidade dos sistemas.

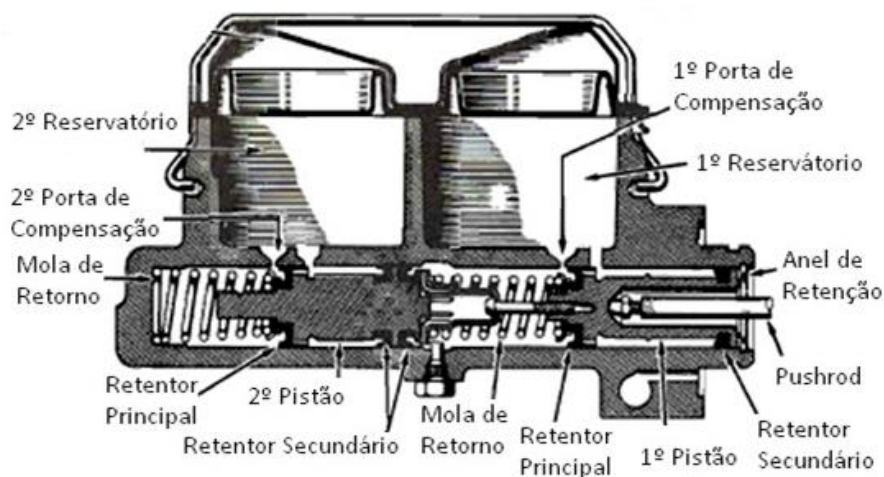


Figura 28: Esquema Cilindro Mestre Tandem

### 2.6.3. Linhas e Conexões

As linhas e conexões são utilizadas para transmitir a pressão hidráulica do cilindro mestre às pinças ou aos cilindros de roda. O duto que conduz o fluido de freio pode ser rígido ou flexível. Tubos flexíveis são utilizados normalmente em pontos onde a tubulação necessite se movimentar, como por exemplo, no esterçamento das rodas e nas suspensões. Os pontos que usam o flexível de freio vão do cilindro de freio ou pinça de freio, no interior da roda, até o ponto de ancoragem da suspensão.

Os dutos flexíveis de freio são mangueiras de borracha reforçada com fibras de nylon internamente, como ilustra a figura 29. Entretanto, esse material expande-se internamente sob pressão, em valores volumétricos que chegam a 10% quando novo, atingindo 30% caso não sejam substituídos e o conjunto já esteja em uso há mais de 10 anos com fluido DOT4. Para solucionar o problema da dilatação, alguns flexíveis de borracha recebem por fora, uma armadura de fios de aço trançado, o que garante a integridade da tubulação sob alta pressão, como ilustra a figura 30. Em sistemas de maior desempenho para minimizar os efeitos da perda de carga o tubo de borracha é substituído por um de teflon e a armadura externa é feita de aço inox, como ilustra a figura 31.



Figura 29: Duto Flexível de Freio de Borracha [25]



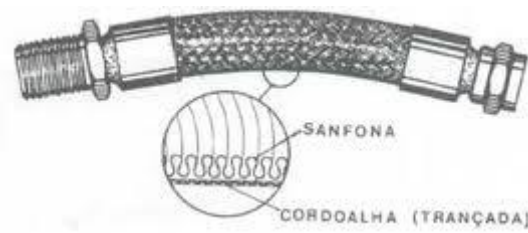


Figura 30: Esquema - Duto Flexível de Freio [29]



Figura 31: Duto Flexível de Freio de nylon com trama de aço externa [25]

Os tubos rígidos são dutos de pequeno diâmetro fabricados em aço ou cobre. São utilizados em locais onde não há movimentação da tubulação, como ilustra a figura 32. Os tubos rígidos devem ser usados sempre que possível, pois, sob alta pressão, apresentam menor expansão do que os tubos flexíveis. O que significa uma menor perda de carga e um menor deslocamento do pedal de freio.



Figura 32: Duto Flexível e Rígido de Freio [25]



#### 2.6.4. Pinças de Freio e Cilindros de Roda

As pinças e cilindros de roda são os últimos componentes do sistema hidráulico, localizados no final da linha. Sua função, como dito anteriormente, é transformar a pressão transmitida pelo fluido em força de atrito durante a frenagem.

O torque de frenagem está diretamente ligado ao coeficiente de atrito entre os discos e o material de fricção das pastilhas. Segundo Blau[9], os materiais de fricção utilizados em pastilhas e lonas de freio devem satisfazer aos seguintes requisitos básicos:

- Devem operar com coeficiente de atrito uniforme e moderadamente elevado durante o período de frenagem.
- A interação entre os materiais do disco e da pinça, resultando em fricção, não deve introduzir grandes vibrações ao sistema.
- Os materiais devem ser resistentes ao desgaste, dando maior tempo de vida ao conjunto.
- Os materiais devem possuir difusividade térmica suficiente para prevenir que a interface chegue à temperatura crítica, na qual ocorra a perda de eficiência.
- Os materiais devem ser capazes de resistir às cargas térmicas e mecânicas desenvolvidas no processo de frenagem.

Vários procedimentos foram criados para quantificar o coeficiente de atrito entre os materiais das partes girantes e pastilhas de freio. O SAE-J661 é um procedimento que mensura e classifica o coeficiente de atrito entre o material de fricção e uma superfície pré-determinada pela norma tendo por base duas temperaturas de trabalho. A temperatura de 93°C é chamada de temperatura fria, enquanto a temperatura de 315°C é chamada temperatura quente. O coeficiente de atrito, além de ser função dos materiais envolvidos, acabamento superficial e força de contato, também é função da temperatura de operação. A classificação dada por este método é chamada atrito nominal, pois é impossível quantificar o exato coeficiente para cada situação cotidiana de uso dos freios.

A SAE-J661 utiliza duas letras para classificar o material. A primeira refere-se ao coeficiente de atrito à temperatura fria, enquanto que a segunda está relacionada com o coeficiente de atrito à temperatura elevada. Os códigos são encontrados na Tabela 1.

Código	$\mu$ e
C	Menor do que 0.15
D	0.15 a 0.25
E	0.25 a 0.35
F	0.35 a 0.45
G	0.45 a 0.55
H	Acima de 0.55
Z	Não classificado

Tabela 1: Classificação dos materiais das Pastilhas de Freio de acordo com a SAE-J661

O coeficiente de atrito dos materiais de fricção tende a aumentar até temperaturas da ordem de 200°C. Entretanto para temperaturas muito elevadas (acima de 300°C), ocorre o fenômeno conhecido por fade. O material de fricção tende a se desintegrar e o coeficiente de atrito a diminuir consideravelmente comprometendo e eficiência do sistema.

Quanto à classificação, as pastilhas e lonas de freio podem ser de material orgânico, semimetálico ou metálico.

O tipo orgânico é constituído por seis elementos básicos. As fibras são responsáveis pela resistência às altas temperaturas e pelo elevado coeficiente de atrito. Os modificadores de atrito, como óleo de castanha de caju, são usados para atingir a qualidades de fricção desejáveis. O enchimento, geralmente feito com pedaços de borracha, serve para atenuar o ruído e vibrações produzidas durante a frenagem. Os agentes de cura são utilizados durante o processo de fabricação para ativar as reações químicas necessárias. Aglutinantes, usualmente resinas fenólicas, são usados para agregar todos os componentes. Por último, são adicionados outros elementos como pó de zinco, bronze e alumínio, com a finalidade de aumentar o desempenho do material de fricção.

As pastilhas do tipo metálico são utilizadas quando se deseja alta dissipação de calor e uma frenagem mais agressiva. São projetadas para trabalharem em temperaturas mais altas do que as do tipo orgânico. Seu processo de fabricação se dá por sinterização, onde pós de metais, como ferro e cobre, são moldados sobre alta pressão e temperatura. Por não necessitarem de resina orgânica como aglutinante, as pastilhas sinterizadas não se desintegram sob altas temperaturas. Contudo, desgastam mais rapidamente o disco de freio.

Os materiais semimetálicos buscam uma combinação das melhores características dos tipos orgânico e metálico. Na sua composição, parte das fibras encontradas nas pastilhas orgânicas é substituída por fios de aço. Isto melhora o desempenho e estabilidade em altas temperaturas de trabalho, aumentando a resistência ao fade. Isto permite a utilização em temperaturas superiores a 235°C, sem desgastar excessivamente o rotor além de apresentar baixo nível de ruído. A Tabela 2, elaborada por Budynas [11], mostra as propriedades encontradas em pastilhas e lonas de diversos materiais para emprego em freios.

<b>Material de Fricção</b>	<b>Coefficiente de atrito (<math>\mu</math>)</b>	<b>Máx. Pressão (Mpa)</b>	<b>Máx. Temp. Instantânea (°C)</b>	<b>Máx. Temp. Contínua (°C)</b>	<b>Velocidade Máxima (m/s)</b>
Cermet	0.32	1.0	815	400	18.3
Metal sinterizado seco	0.29 – 0.33	2.0 – 2.8	500 - 550	300 - 350	18.3
Lona c/ amianto moldado	0.35 – 0.41	0.7	350 – 400	175	18.3
Pastilha c/ amianto moldado	0.31 – 0.49	5.2	500 – 750	225 – 350	24.3
Moldado rígido s/ amianto	0.33 – 0.63	0.7 – 1.0	-	260 – 400	24.3 – 38.1
Moldado semi rígido c/ amianto	0.37 – 0.41	0.7	350	150	18.3
Moldado flexível c/ amianto	0.39 – 0.45	0.7	350 – 400	150 – 175	18.3
Fibras de algodão	0.47	0.7	110	75	18.3

Tabela 2: Propriedade dos Materiais de Fricção

### 2.6.5. Fluido

O fluido de freio apesar de não ser considerado uma peça, é um componente fundamental do sistema hidráulico. Sua função é transmitir a força, através da pressão hidráulica, e o movimento dos pistões do cilindro mestre até as pinças ou cilindros de roda. Segundo Costa [5], o fluido deve apresentar algumas características, tais como ser quimicamente estável sob altas temperaturas, apresentar alto ponto de ebulição, não ser corrosivos às partes metálicas do sistema e não degradar as borrachas dos anéis de vedação. A viscosidade também é uma característica importante, pois baixa viscosidade pode causar vazamentos nas conexões, enquanto alta viscosidade aumenta a perda de carga, diminuindo a eficiência do sistema.

Dentre os tipos de fluido de freio existem os baseados em glicol e os derivados de silicone. Fluidos a base de glicol são higroscópicos, ou seja, absorvem vapor d'água do ar ambiente. Já os fluidos baseados em silicone não apresentam este problema, entretanto possuem compressibilidade maior, uma característica indesejável.

Os fluidos de freio atuais são classificados em quatro tipos, considerando o ponto de ebulição da mistura, como mostra a Tabela 3. Os tipos DOT 3, DOT 4 e DOT 5.1 são a base de glicol, enquanto o DOT 5 refere-se aos fluidos baseados em silicone.

<b>Tipo de Fluido</b>	<b>Temperatura mínima de ebulição seco</b>	<b>Temperatura mínima de ebulição úmida</b>
DOT 3	205°C	140°C
DOT 4	230°C	155°C
DOT 5	260°C	180°C
DOT 5.1	260°C	180°C

Tabela 3: Classificação dos Fluidos de Freio

O ponto de ebulição seco é definido quando o fluido de freio não tem contato com a atmosfera e/ou condições adversas, em outras palavras, no momento em que o fluido encontra-se dentro da sua embalagem lacrada. O ponto de ebulição úmido é definido quando, passado um período de uso em condições adversas, o fluido não apresenta mais variações em suas propriedades.

O tipo de fluido de freio deve ser selecionado com cautela, pois como os freios dissipam calor, o fluido é aquecido. Se o fluido entrar em ebulição ocorre formação de vapor d'água nas linhas. Pelo fato do vapor ser compressível, a formação deste leva a uma falha generalizada do sistema, pois o curso do pedal aumenta de sobremaneira a ponto de chegar ao curso máximo sem gerar pressão suficiente na linha para a frenagem. Como os fluidos a base de glicol absorvem umidade do ar, o que diminui o ponto de ebulição, devem ser substituídos periodicamente, seguindo especificações do fabricante.

Fluidos a base de silicone, não absorvem água, tendo, então, seu tempo de vida prolongado. Entretanto devido à tendência de se tornarem mais compressíveis sob altas temperaturas, seu uso atualmente restringe-se a veículos militares e a indústria náutica.

## Capítulo 3 - Dinâmica Veicular de Frenagem

### 3.1. Transferência Longitudinal de Carga

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 [6], 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 rampa, está representado na figura 33.

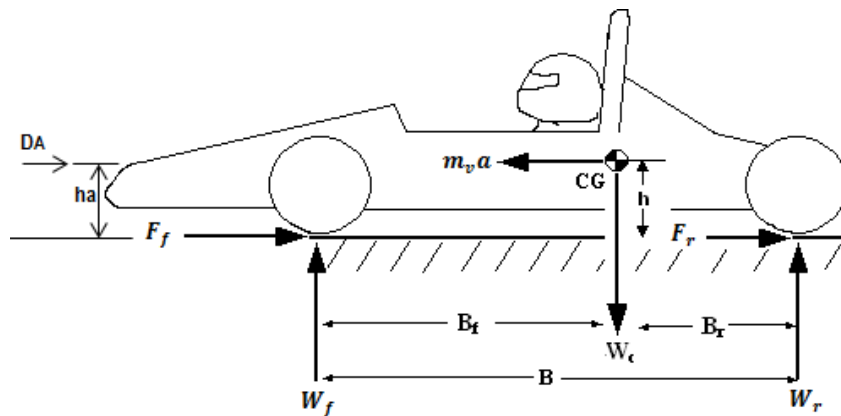


Figura 33: Diagrama de Corpo Livre para um Veículo FSAE

A equação 3.1 define os esforços, representados na figura 33, que influenciam diretamente na desaceleração do veículo durante a frenagem.

$$m_v a = F_f + F_r + D_A \quad (3.1)$$

De acordo com a equação 3.1, três forças contribuem para a desaceleração a do corpo. As forças  $F_f$  e  $F_r$  são os esforços de frenagem atuando no eixo dianteiro e traseiro respectivamente. A força  $D_A$  é relativa à resistência aerodinâmica.

Para Gillespie [8], a resistência aerodinâmica  $D_A$  depende da pressão dinâmica, que aumenta com o quadrado da velocidade. Para baixas velocidades, esse termo pode ser negligenciado. Em velocidades usuais, em uma rodovia (em torno de 90 km/h), a desaceleração provocada pela resistência aerodinâmica nos carros atuais é de aproximadamente 0.03g (0.3 m/s<sup>2</sup>). Como o circuito pelo qual o protótipo é testado apresenta um traçado bastante sinuoso, a velocidade máxima desenvolvida não ultrapassa os 90 km/h.

Para Stone [2], o movimento do veículo durante a frenagem pode ser modelado como sendo de desaceleração constante. Logo, a partir da velocidade inicial, é possível calcular a distância necessária para frenagem e o tempo necessário até a completa imobilização, como descrito nas equações 3.2 e 3.3. Utilizando o modelo de desaceleração constante, iremos demonstrar como se dá a transferência de carga durante a frenagem.

$$a = \frac{F}{m_v} = \frac{dV}{dt} \quad (3.2)$$

$$V = \frac{ds}{dt} \quad (3.3)$$

A força de reação ao solo em cada eixo altera-se durante a frenagem. Como a posição do centro de gravidade do veículo não coincide com a linha de ação das forças  $F_f$  e  $F_r$ , Stone [2] explica que há uma tendência de transferência de carga para o eixo dianteiro quando os freios são acionados. Essa afirmação pode ser demonstrada, através da condição de equilíbrio de momentos em torno de cada um dos eixos do protótipo, conforme figura 33.

- Distribuição Estática: Em condições de equilíbrio estático a aceleração do veículo é anulada. Logo:

Momento sobre o eixo dianteiro

Momento sobre o eixo traseiro

$$\sum M_{dianteiro} = -B_f W_c + B W_r = 0$$

$$\sum M_{traseiro} = -B W_f + B_r W_c = 0$$

$$W_r = W_c \frac{B_f}{B} \quad (3.4a)$$

$$W_f = W_c \frac{B_r}{B} \quad (3.4b)$$

Introduzindo a variável  $D$  como sendo a razão entre a carga no eixo e a carga total do protótipo temos:

$$\frac{W_r}{W_c} = \frac{B_f}{B} = D_{sr} \quad (3.5a)$$

$$\frac{W_f}{W_c} = \frac{B_r}{B} = D_{sf} \quad (3.5b)$$

- Distribuição Dinâmica: Introduzindo a força resultante oriunda da desaceleração do veículo e a grandeza  $G$  definida como a razão entre a desaceleração e a gravidade, temos:

$$G = \frac{a}{g} \quad (3.6)$$

Momento sobre o eixo dianteiro

Momento sobre o eixo traseiro

$$\begin{aligned} \sum M_{dianteiro} &= -B_f W_c + B W_r + \\ & m_v a h = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{traseiro} &= -B W_f + B_r W_c + \\ & m_v a h = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_r &= W_c \frac{B_f}{B} - W_c \frac{Gh}{B} \\ (3.7a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_f &= W_c \frac{B_r}{B} + W_c \frac{Gh}{B} \\ (3.7b) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{dr} &= \frac{W_r}{W_c} = \frac{B_f}{B} - \frac{Gh}{B} = D_{sr} - \frac{Gh}{B} \\ (3.8a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{df} &= \frac{W_f}{W_c} = \frac{B_r}{B} + \frac{Gh}{B} = D_{sf} + \frac{Gh}{B} \\ (3.8b) \end{aligned}$$

### 3.2. Torque de Frenagem

As forças de frenagem  $F_f$  e  $F_r$  dependem do torque de frenagem em cada eixo, juntamente com a resistência a rolagem dos pneus, atrito nos rolamentos e resistência do sistema de transmissão como um todo. Então, para a determinação precisa da força de frenagem, todos os esforços anteriormente citados devem ser conhecidos.

Segundo Gillespie [8], medidas experimentais mostram que a contribuição para a desaceleração oriunda das forças mecânicas de resistência à rolagem é da ordem de 0.01g (0.1m/s<sup>2</sup>), podendo ser desprezadas no dimensionamento de um sistema de frenagem. Esta estimativa não contabiliza o efeito do freio motor, descrito como torque necessário para manter o motor girando em determinada rotação.

O torque de frenagem pode ser entendido como a “potência de frenagem” do veículo. Mais especificamente, ele é a medida da força de atrito no pneu (força de frenagem em cada eixo, introduzida genericamente como  $F$ ) multiplicado pelo raio de rolamento do mesmo e pelo produto entre os somatórios dos momentos de inércia e velocidade angular das partes girantes.

$$T_p = FR_p + I_w \alpha_w \quad (3.9)$$

Segundo Gillespie [8], a aceleração angular  $\alpha_w$  pode ser relacionada com a desaceleração  $a$  através do raio efetivo  $R_p$  ( $\alpha_w = a/R_p$ ), desde que não haja escorregamento nas rodas.

O raio efetivo de rolagem é definido como a distância entre o centro da roda e a superfície de contato com a banda de rodagem dos pneus. Pelo fato do pneu ser constituído de material elástico e poder ter sua pressão interna alterada, o raio efetivo é menor do que o raio nominal. O raio nominal é definido como a metade do diâmetro externo do pneu informado pelo fabricante. O raio efetivo é função principalmente da pressão interna de calibração do pneu e da massa do veículo. Entretanto segundo Genta [12], para pneus de construção diagonal  $R_p$  vale aproximadamente 96% do raio nominal, enquanto que para pneus radiais este valor é cerca de 98% do raio nominal.

A força  $F$  é produzida através do torque de frenagem. Entretanto a sua interação dá-se na interface pneu/solo. Sendo  $F$  uma força resistiva, seu módulo está associado ao coeficiente de atrito entre as superfícies onde atua. A determinação do coeficiente de atrito exato, ao longo de uma rodovia, por exemplo, é impossível. Isto se deve ao fato de  $\mu_{pneu}$  ser função de inúmeras variáveis, como tipo de material, rugosidade superficial e escorregamento das rodas. Por esse motivo, em um projeto de sistema de freios, o coeficiente  $\mu_{pneu}$  necessita ser estimado.

Para Genta [12], uma simplificação usual tomada durante a fase de desenvolvimento do sistema é considerar os pneus como corpos rígidos. A partir desta aproximação, tem-se que o máximo coeficiente de atrito possível é atingido quando as rodas encontram-se na iminência do escorregamento. Baseado neste modelo, a força de frenagem pode ser modelada segundo a equação 3.10, que relaciona  $F$  ao coeficiente de atrito e à força normal agindo sobre cada eixo.

$$F = \mu_{pneu} \times W \quad (3.10)$$

Vale a pena ressaltar que o valor da força de frenagem refere-se a cada eixo, e não as rodas. Isto significa que a força que age em cada pneu, em um eixo composto por duas rodas, é igual à metade do valor de  $F$  para o eixo.

Segundo Puhn [1], a desaceleração máxima permitida é obtida quando o eixo dianteiro e traseiro estão na iminência de travamento, conforme a equação 3.11.



$$D_{Xmax} = \frac{(\mu_f g \frac{B_r}{B} + \mu_r g \frac{B_f}{B})}{(1 + \mu_r \frac{h}{B} + \mu_f \frac{h}{B})} \quad (3.11)$$

A partir de  $D_{Xmax}$ , Gillespie [8] define a eficiência de frenagem como sendo a desaceleração obtida em comparação com a máxima possível, conforme equação 3.12.

$$\eta = \frac{D_x}{D_{Xmax}} \quad (3.12)$$

## Capítulo 4 - Dimensionamento do Sistema de Freio

Nesta etapa do projeto iremos calcular as dimensões básicas dos principais componentes do sistema de freio a fim de especificar os componentes que serão comprados e iniciarmos o projeto dos componentes fabricados pela equipe.

### 4.1. Premissas

#### 4.1.1. Escolha do tipo de freio empregado

No capítulo 2 descrevemos os principais tipos de freios empregados na indústria automotiva bem como seus principais componentes e sistema de acionamento. Dentre os acionadores citados o tipo mecânico, embora de construção mais simples, foi descartado devido à grande perda de eficiência, cerca de 35%, causada pelos atritos internos, além da necessidade de regulagem periódica devido as folgas impostas pelo uso, o que interfere diretamente na confiabilidade do projeto. Os acionadores pneumáticos são de difícil utilização em veículos de pequeno porte e com restrições de potência, pois os sistemas a ar necessitam de um compressor para funcionar. Tal fato aumenta a complexidade do projeto, além de exigir uma fonte de energia externa e aumentar a massa do protótipo. Logo o tipo de acionador empregado será o tipo hidráulico por apresentar as melhores vantagens para o projeto.

Em relação ao tipo de sistema de freio empregado, temos o freio a tambor, o freio a disco com a utilização ou não do sistema ABS. O sistema ABS não será empregado neste projeto, pois o regulamento da competição não permite que os alunos projetem o próprio sistema, apenas implemente um sistema de mercado o que não é interessante neste momento para o crescimento da equipe.

Conforme mencionado no capítulo 2, o freio a tambor embora de construção relativamente simples e de baixo custo, apresenta algumas desvantagens como o peso excessivo do sistema devido a grande massa do tambor e a dificuldade na dissipação do calor gerado. Essa dificuldade em dissipar o calor gerado pode ocasionar o fenômeno conhecido como fade. Outro grave problema deste projeto é a contaminação por sujeira, lama ou água que reduz a potência de frenagem. A parte interna do tambor é um ambiente fechado, o acúmulo de sujeira pode danificar as lonas e o próprio tambor. O contato com a água diminui drasticamente o coeficiente de atrito entre as lonas e a parede do tambor.

O tipo de sistema empregado no projeto será o freio a disco nas quatro rodas pois possibilita um maior torque de frenagem, devido à maior facilidade de dissipação de calor, graças à grande área exposta ao meio. Além disso, freios a disco possuem outras vantagens, tais como a facilidade de manutenção e de regulagem do sistema. Freios a disco são pouco sensíveis à contaminação externa, pois o disco é uma superfície externa girante, o que expulsa as impurezas por meio do efeito centrífugo. Este conjunto é menos propenso a falha por fadiga do sistema, decorrente do calor gerado.

#### **4.1.2. Desaceleração Pretendida**

Iniciaremos os nossos cálculos a partir da desaceleração pretendida para o projeto. A velocidade máxima alcançada pelo protótipo, de acordo com a relação final da transmissão é 200km/h. Embora as velocidades atingidas durante a competição sejam consideravelmente mais baixas, este valor é tomado como a pior condição possível durante frenagens bruscas. A desaceleração (e aceleração) é medida em unidades de gravidade ou “G’s”. Para determinar um valor base G, o veículo deve parar a partir de 200km/h (55,6 m/s) em cerca de 8,0s.

Considerando a desaceleração como sendo constante, temos:

$$\begin{aligned}v_f &= v_0 + at & (4.1) \\0 &= 55,6 \text{ m/s} + a(8\text{s}) & \rightarrow & a = -6,94 \text{ m/s}^2\end{aligned}$$

Podemos agora estabelecer a desaceleração em termos de G's através da equação 4.2;

$$G's \text{ de desaceleração} = \frac{a}{g} = \frac{6,94 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,71G \quad (4.2)$$

### 4.1.3. Torque de Frenagem Pretendido

De acordo com a equação 3.9 apresentada no capítulo 3, o torque de frenagem é dado por:

$$T_p = FR_p + I_w \alpha_w \quad (3.9)$$

Utilizando a simplificação proposta por Genta [12] no capítulo 2, de considerar os pneus como sendo corpos rígidos, podemos considerar a força de frenagem como sendo modelada segundo a equação 3.10, que relaciona  $F$  ao coeficiente de atrito e à força normal agindo sobre cada eixo.

$$F = \mu_{pneu} \times W \quad (3.10)$$

Aplicando a equação 3.10 em cada uma das rodas e definindo  $F_p$  como sendo a força de reação entre cada pneu e o solo e  $m_r$  como sendo a massa em cada roda temos:

$$F_p = m_r \times \mu_{pneu} \times g \quad (4.3)$$

Conforme mencionado no capítulo 3, a determinação do exato coeficiente de atrito, ao longo da pista é impossível, já que o mesmo é função de inúmeras variáveis como tipo de material, rugosidade superficial e escorregamento das rodas. Por esse motivo, em um projeto de sistema de freios, o coeficiente  $\mu_{pneu}$  necessita ser estimado.

Em uma análise mais simplista, considerando o pneu como sendo rígido, a máxima força de resistência ao movimento, de acordo com Halliday [6], ocorre quando o corpo encontra-se na iminência de deslocamento. Isto significa que o coeficiente de atrito estático cresce de um valor inicial até certo limite. Ao entrar em movimento o atrito passa a ser considerado cinético e apresenta valores mais baixos do que o coeficiente estático.

Em um cilindro, que rola sem deslizar, o ponto de contato com a superfície possui velocidade relativa nula em relação ao piso. Logo, o coeficiente de atrito neste

tipo de movimento é considerado estático até que o corpo comece a deslizar ao invés de rolar. Na figura 34 fica evidente a distribuição de velocidades através dos vetores localizados na periferia do cilindro.

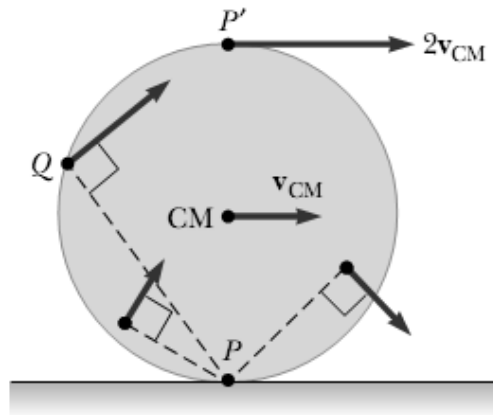


Figura 34: Variação do vetor velocidade em um cilindro rolando sem deslizamento [6]

O fator mais importante para a determinação do coeficiente de atrito é o tipo de piso. A Tabela 4, apresentada por Blau [9], traz os coeficientes médios dos pneus para determinados tipos de superfície, a velocidade de 48 km/h.

<b>Tipo de Piso</b>	<b><math>\mu_e</math> – piso seco</b>	<b><math>\mu_e</math> – piso molhado</b>
Pista de terra	0.40 – 0.60	0.30 – 0.50
Cascalho solto	0.40 – 0.70	0.45 – 0.75
Asfalto novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Asfalto gasto	0.60 – 0.80	0.45 – 0.70
Cimento novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Cimento gasto	0.55 – 0.75	0.45 – 0.65

Tabela 4: Coeficiente de atrito para pneus em pisos secos e molhados, a velocidade de 48km/h.

A partir dos dados da tabela 4 e dos valores dados pelo fabricante dos pneus, utilizaremos um valor de 1.1 para o coeficiente de atrito entre os pneus e a pista. Este valor vale para pneus slick de alto desempenho e em pista seca. Esta é a condição mais usual na competição e a mais agressiva para o travamento das quatro rodas.

O raio efetivo de acordo Genta [12] pode ser obtido aproximadamente pelas equações 4.4, para pneus de construção diagonal, e 4.5 para pneus de construção radial.

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,96 \quad \text{para pneus de construção diagonal} \quad (4.4)$$

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,98 \quad \text{para pneus de construção radial} \quad (4.5)$$

O tipo de construção utilizada nos pneus do protótipo é o tipo radial cujo diâmetro nominal é de 510mm. Logo a partir da equação 4.5 temos o raio efetivo de rolagem dos pneus.

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,98 = \frac{510}{2} \times 0,98 = 250 \text{ mm}$$

Como na etapa inicial de projeto não temos os valores de distribuição de carga do protótipo e tampouco a posição de seu centro de massa precisamos estimar os valores das cargas em cada eixo para obtermos um torque de frenagem teórico inicial e a partir deste valor dimensionar as pinças de freio e cilindro mestre. Utilizaremos uma estimativa da massa total do conjunto protótipo e piloto de aproximadamente 350 kg. A partir da experiência adquirida pela equipe nos anos anteriores iremos admitir uma distribuição de massa de 45% para o eixo traseiro e 55% para o eixo dianteiro inicialmente. Esta estimativa já considera o efeito da transferência de carga durante a frenagem.

A partir das considerações feitas acima, a massa nas rodas dianteiras e traseiras é dada por:

$$m_{rf} = \frac{1}{2} m_v \times 0,55 \quad (4.6)$$

$$m_{rf} = \frac{1}{2} \times 350 \times 0,55 = 96,25 \text{ kg}$$

$$m_{rr} = \frac{1}{2} m_v \times 0,45 \quad (4.7)$$

$$m_{rr} = \frac{1}{2} \times 350 \times 0,45 = 78,75 \text{ kg}$$

A força de reação em cada uma das rodas dianteira e traseiras é dada por:

$$F_{pf} = m_{rf} \times \mu_{pneu} \times g \quad (4.8)$$

$$F_{pf} = m_{rf} \times \mu_{pneu} \times g = 96,25 \times 1,1 \times 9,81 = 1038,63 \text{ N}$$

$$F_{pr} = m_{rr} \times \mu_{pneu} \times g \quad (4.9)$$

$$F_{pr} = m_{rr} \times \mu_{pneu} \times g = 78,75 \times 1,1 \times 9,81 = 849,79 \text{ N}$$

Como ainda não temos o projeto do disco de freios e cubo de roda, iremos considerar os momentos de inércia apenas do conjunto pneu e roda para o cálculo da segunda parcela do torque de frenagem. De acordo com o valor obtido pelo software Solidworks, o somatório dos momentos de inércia do conjunto pneu + roda é:

$$I_w = 0,55 \text{ kgm}^2$$

Considerando que não há deslizamento entre o pneu e roda (ambos giram na mesma rotação), a velocidade angular é dada por:

$$\begin{aligned} \alpha_w &= a/R_p \\ \alpha_w &= 6,94/0,25 = 27,8 \text{ rad/s}^2 \end{aligned}$$

Dessa forma obtemos todas as variáveis necessárias para a determinação do torque de frenagem, para os pneus dianteiros temos:

$$\begin{aligned} T_{pf} &= F_{pf}R_p + I_w\alpha_w \\ T_{pf} &= 1038,63 \times 0,25 + 0,55 \times 27,8 = 274,84 \text{ N.m} \end{aligned}$$

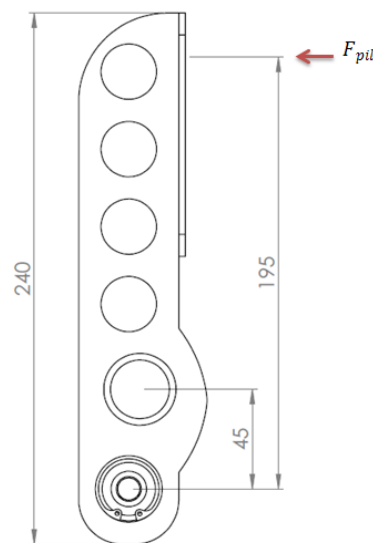
Para os pneus traseiros temos:

$$\begin{aligned} T_{pr} &= F_{pr}R_p + I_w\alpha_w \\ T_{pr} &= 849,79 \times 0,25 + 0,55 \times 27,8 = 228 \text{ N.m} \end{aligned}$$

#### 4.1.4. Relação de Pedal de Freio Pretendida

Como mencionado no capítulo 2, Oshiro [7] recomenda que a razão de pedal nos carros sem auxílio de força externa acionadora deve variar entre 4.0 e 6.5.

Por questões ergonômicas e de espaço limitado dentro do cockpit foi definido um comprimento máximo de 240 milímetros para o pedal de freio. A partir desta dimensão foram definidas as dimensões em relação ao ponto de pivotamento do pedal, como ilustra a figura 35. Aplicando as equações 2.2 e 2.3 temos a relação de pedal utilizada para o dimensionamento dos demais componentes do sistema de freio.



$$C = B/A$$

$$C = 195/45$$

$$C = 4,3$$

Figura 35: Dimensões da Razão de Pedal

Como exposto no capítulo 2, segundo Limpert [4], em freios mecânicos sem auxílio de força externa acionadora, os pedais são classificados como muito bons, quando a força de acionamento dividida pela desaceleração produzida situa-se entre 263 N/G e 445 N/G. E para esforços de acionamento da ordem 445 N/g a 668 N/g, os pedais são classificadas como aceitáveis. Este mesmo autor explica que devido a características biofísicas, que variam de motorista para motorista, para máxima desaceleração permitida, a força necessária ao acionamento do pedal de freio não deve exceder 445 N.

Considerando uma força de acionamento de 400N, temos uma relação de 565N/G, que está de acordo com a recomendação de Limpert [4].

#### 4.1.5. Cilindro Mestre e Pinça de Freio

A possibilidade de variar a relação de força de frenagem aplicada entre os eixos dianteiro e traseiro do protótipo é fundamental na fase de projeto visto que os coeficientes de atrito entre os materiais de fricção e o coeficiente entre os pneus e o solo são estimados. Um mecanismo que possibilite este ajuste é de grande utilidade para calibração do sistema. Freios com acionamento hidráulico podem ser facilmente regulados através da adoção de mecanismos como o balance bar ou uma válvula proporcional.

A válvula proporcional atua hidraulicamente por perda de carga. Esta válvula pode ser usada em conjunto com cilindros-mestre do tipo tandem. Outra vantagem é que esse mecanismo trabalha próximo à relação ótima de distribuição de pressão para diversos coeficientes de atrito entre os pneus e o solo. Por outro lado, sua principal desvantagem está relacionada a paradas bruscas, com grandes desacelerações. Nesta situação, existe a necessidade de grande esforço sobre o pedal, sem que seu curso seja reduzido.

O atuador tipo balance bar necessita de dois cilindros mestre, do tipo simples, para funcionar. Esse mecanismo age mecanicamente distribuindo a força do pedal sobre os cilindros mestre. A distribuição de forças no sistema é feita seguindo as equações de equilíbrio da newtoniana. Para que um corpo esteja em equilíbrio tanto o somatório de forças atuando sobre ele, quanto o somatório de momentos deve ser igual a zero. As equações 4.3 e 4.4, cujas variáveis estão apresentadas na figura 36, fornecem o valor das forças atuando sobre cada cilindro mestre. Os esforços são expressos em função da força exercida pelo pedal sobre o balance bar e da distância de cada pushrod até o centro da rótula esférica.

$$F_{pd} = F_{cilF} + F_{cilR} \quad (4.3)$$

$$F_{cilF} B_L = F_{cilR} B_R \quad (4.4)$$



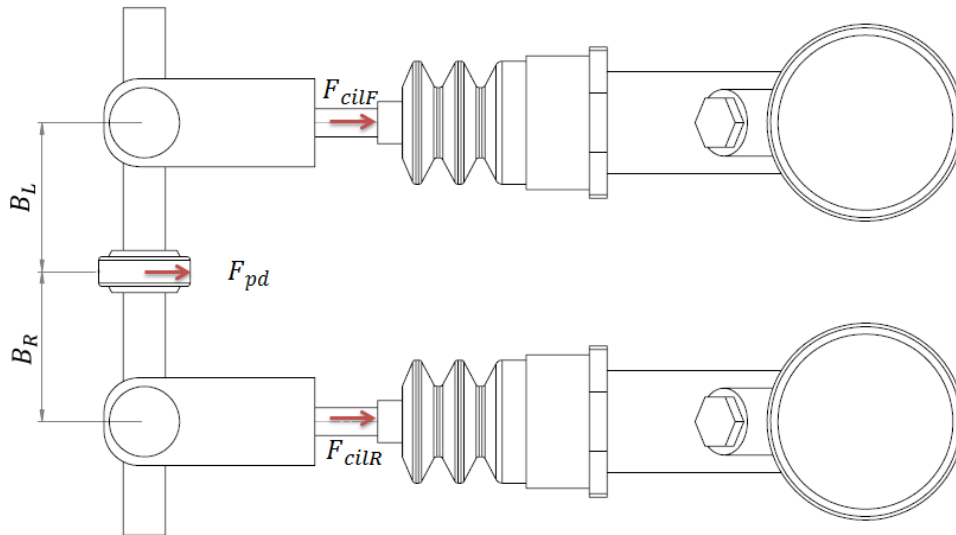


Figura 36: Esquema do Mecanismo da Balance Bar

Considerando inicialmente uma distribuição de força de 50% no cilindro mestre esquerdo e direito temos a partir da equação 4.5 a pressão de saída dos cilindros mestre:

$$P_{cm} = \frac{F_{pd}}{2 A_{cm}} \quad (4.5)$$

Como mencionado no capítulo 2, a função do fluido de freio é transmitir a força, através da pressão hidráulica, e o movimento dos pistões do cilindro mestre até as pinças ou cilindros de roda. Considerando o fluido como sendo incompressível e desprezando inicialmente as perdas de carga nas tubulações e conectores temos:

$$P_{cm} = P_{pin} \quad (4.6)$$

A força transmitida para as pinças através da pressão hidráulica é obtida através da equação 4.7:

$$F_{pin} = P_{pin} \times A_{pin} \quad (4.7)$$

A partir do exposto no capítulo 2, as pinças do tipo fixa apresentam maior eficiência de frenagem em relação às flutuantes devido à maior dissipação de calor e distribuição de pressão em ambos os lados da pinça. Entretanto seus mecanismos são mais pesados e complexos além de exigirem o dobro da força de acionamento para um mesmo número de cilindros. Como no protótipo não serão utilizados equipamentos auxiliares para aumentar a força de frenagem, o fato da pinça flutuante utilizar a metade da força de acionamento para o mesmo número de cilindros e ter a capacidade de compensar pequenos empenamentos no rotor levaram a adoção da pinça flutuante no projeto do sistema de freios. Temos então que a força de fechamento é dada pela equação 2.1:

$$F_{fec} = F_{pin} \times 2 \quad (2.1)$$

As pastilhas de freio tem como função gerar a força de atrito necessária a oposição à rotação do disco. Esta força de atrito está relacionada diretamente a força de fechamento através da equação 4.8:

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{pas} \quad (4.8)$$

Os discos de freio por sua vez tem como função gerar o torque necessário a desaceleração do veículo. Este torque está diretamente relacionado à força de atrito entre ele e as pastilhas de freio através da equação 4.9:

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \quad (4.9)$$

Como o disco de freio é acoplado à montagem da roda e assumindo que o pneu é rigidamente unido à roda, o torque será constante por toda a montagem. Logo:

$$T_p = T_r = T_d \quad (4.10)$$

Por questões de limitação interna da roda o valor máximo para o diâmetro do disco de freio é 220mm. O diâmetro efetivo do disco de freio considerando o ponto médio de aplicação da força de fechamento será de 200mm. Este valor será usado como base inicialmente.

A partir deste momento estamos aptos a definir a relação entre os diâmetros dos pistões da pinça de freio e do cilindro mestre.

- Força no pedal aplicada pelo piloto:

$$F_{pd} = F_{pil} \times C = 400 \times 4,3 = 1720 \text{ N}$$

- Força de atrito necessária no disco

$$R_{ef} := 100 \text{ mm}$$

$$T_p = T_r = T_d \geq 275 \text{ N.m}$$

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \rightarrow 290 \leq F_{at} \times 0,1 \rightarrow F_{at} \geq 2750 \text{ N}$$

- Razão entre Pinça e Cilindro Mestre necessária:

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{pas} \rightarrow 2750 \leq F_{fec} \times 0,45 \rightarrow F_{fec} \geq 6111,1 \text{ N}$$

$$F_{fec} = F_{pin} \times 2 \rightarrow F_{pin} \geq 3055,6$$

$$F_{pin} = P_{pin} \times A_{pin} \rightarrow P_{pin} \geq \frac{3055,6}{A_{pin}}$$

$$P_{pin} = P_{cm}$$

$$P_{cm} = \frac{F_{pd}}{2 \times A_{cm}} = \frac{860}{A_{cm}}$$

$$\frac{860}{A_{cm}} = \frac{3055,6}{A_{pin}} \rightarrow \frac{A_{pin}}{A_{cm}} = \frac{3055,6}{860} \cong 3,55$$

$$\frac{D_{pin}^2}{D_{cm}^2} = 3,55 \rightarrow \frac{D_{pin}}{D_{cm}} \cong 1,88$$

Aplicando uma margem mínima de 10% devido às aproximações feitas temos:

$$\frac{D_{pin}}{D_{cm}} \cong 1,88 \times 1,1 \rightarrow \frac{D_{pin}}{D_{cm}} \cong 2,07$$

Para garantir o travamento das quatro rodas precisaremos de um conjunto Cilindro Mestre e Pinça com uma razão de diâmetro  $\frac{D_{pin}}{D_{cm}} \cong 2,07$ .

## 4.2. Análise dos projetos anteriores

Como mencionado no capítulo 1 o principal problema enfrentado nos projetos anteriores foi a dificuldade em passar na prova de frenagem, pois era exigido um grande esforço do piloto para travar as quatro rodas dentro dos limites determinados além da baixa eficiência do sistema como um todo durante as provas dinâmicas. Iremos agora identificar os pontos falhos nestes projetos e as oportunidades de melhoria.

O protótipo dos anos de 2008, 2009 e 2010, anos que antecederam o presente projeto, possuíam as seguintes especificações:

- Massa total de 360 kg
- Distância entre eixos de  $B = 1,67m$
- Posição do centro de massa  $B_f = 1,1, h = 0,3m$
- Diâmetro do disco dianteiro e traseiro 220 mm e raio efetivo  $R_{ef} = 100mm$
- Relação de pedal  $C = \frac{140}{50} = 2,8$
- Diâmetro do pneu  $D_p = 510mm$  e raio efetivo de rolamento  $R_p = 250mm$
- Momento de Inércia das partes girantes da roda  $I_w = 1,51 kgm^2$
- Cilindro mestre Volkswagen Fusca  $D_{cm} = 19,05mm$
- Pinça de freio Honda CG150  $D_{pin} = 32mm$
- Linhas de freio flexíveis de nylon com trama de aço inox de diâmetro 3/16"

Com base nos valores acima a relação entre os diâmetros da pinça de freio e cilindro mestre ideal seria de 2,48, entretanto a razão utilizada foi de 1,70 exigindo, portanto uma maior força de aplicação do piloto, cerca de 725N para gerar o torque necessário para travar as rodas. Esta força de aplicação é 63% maior que o limite recomendado por Limpert [4]. Este era um dos motivos que faziam com que o protótipo fosse levado a imobilidade antes do travamento das rodas.

Outro fator relevante que foi levado em consideração foram as perdas de carga nas linhas flexíveis. Como mencionado acima, foram adotadas linhas flexíveis de nylon com trama de aço inox de 3/16" em todo o protótipo. Esse é o tipo de linha mais adequado para locais do protótipo que necessitem de movimentação como as

suspensões e esterçamento das rodas. Entretanto seu custo é o mais elevado dentre os tipos de linhas comerciais e ainda apresentam uma maior perda de carga em relação as linhas rígidas de cobre ou aço. No próximo item será abordado de forma experimental a comparação das perdas de carga nas linhas de freio.

Em relação aos projetos anteriores, os pontos de melhoria escolhidos para a evolução projeto são:

- Seleção do conjunto cilindro mestre e pinça com uma relação adequada ao projeto;
- Seleção das linhas e conexões de freio que apresentem a melhor relação custo benefício para o protótipo;
- Projeto dos discos de freio com menor massa e momento de inércia;
- Projeto de uma Balance bar de mais fácil ajuste e
- Projeto do pedal de freio com maior relação de pedal.

### **4.3. Seleção dos componentes dimensionados**

Nesta etapa do projeto iremos selecionar os seguintes componentes dimensionados do sistema de freio:

1. Cilindro Mestre e Pinça de Freio
2. Linhas e conexões

#### **4.3.1. Seleção do Cilindro Mestre e Pinça de Freio**

Como mencionado no capítulo 4.1.5, a relação entre os diâmetros dos pistões da pinça de freio e do cilindro mestre deve ser de no mínimo 1,88 e colocando uma margem de erro de 10% chegamos a uma relação de 2,07. Para minimizar a massa suspensa em cada roda optamos pela escolha de apenas pinça de freio de motocicletas, visto que a massa de pinças de automóveis é significativamente maior que as de motocicletas. Na tabela 5 estão selecionados alguns modelos de pinça de motocicletas com as respectivas médias de preços de mercado.

<b>Modelo</b>	<b>Diâmetro Equivalente do Pistão [mm]</b>	<b>Preço</b>
CG125 Titan KS/ES/KSE/CA	32	R\$ 82,00
NX-4 Falcon	38,09	R\$ 113,00
CB300R	38,09	R\$ 189,00
CB400	38,09	R\$ 450,00
CB450	38,09	R\$ 350,00
CB500	42,43	R\$ 179,00
CBX-Twister (duplo 25,4mm)	35,92	R\$ 96,00
Falcon (Dianteiro e Traseiro)	38,18	R\$ 152,00
VT600	38,18	R\$ 240,00
XLX350R	35,92	R\$ 153,00
XR250 Tornado (duplo 27mm)	38,18	R\$ 129,00

Tabela 5: Dados Técnicos Pinças de Freio

Para a seleção dos modelos dos cilindros mestre foi adotado o critério de adaptação deste componente ao mecanismo de distribuição de força do piloto. Desta forma foram selecionados alguns modelos automotivos de cilindro mestre e de fabricantes de peças de veículos de competição. Na tabela 6 estão selecionados alguns modelos de cilindros mestre.

<b>Modelo</b>	<b>Diâmetro do Pistão [mm]</b>	<b>Preço</b>
Wilwood 260-2636 5/8"	15,875	R\$ 144,00
FORDAERO/ITAMARATY 1961/1971	25,4	R\$ 218,90
VW KOMBI 1976/1982	23,81	R\$ 120,00
GURGEL E-400 1981/1983	22,22	R\$ 99,59
VW FUSCA 1957/1966	19,05	R\$ 95,00
VW BRASILIA 1973/1976	19,05	R\$ 115,00
GURGEL X-12/TOCANTINS 1969/1977	17,46	R\$ 73,00
PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	17,46	R\$ 90,00

Tabela 6: Dados Técnicos Cilindro Mestre

Na tabela 7 estão apresentadas as possíveis combinações entre cáliper e cilindro mestre passíveis de serem utilizadas no projeto. Foram selecionadas todas as combinações cuja razão entre diâmetros é superior a 2,0 e custo orçamental inferior a R\$1000,00. Para os cilindros de mesmo diâmetro foram selecionados os de acesso mais fácil no mercado.

<b>Modelo da Pinça</b>	<b>Modelo do Cilindro Mestre</b>	<b>Razão entre Diâmetro [mm]</b>	<b>Preço do Conjunto</b>
CG125 Titan KS/ES/KSE/CA	Wilwood 260-2636 5/8"	2,02	R\$ 740,00
CBX-Twister	Wilwood 260-2636 5/8"	2,26	R\$ 768,00
NX-4 Falcon	Wilwood 260-2636 5/8"	2,40	R\$ 802,00
XR250 Tornado	Wilwood 260-2636 5/8"	2,41	R\$ 834,00
Falcon	Wilwood 260-2636 5/8"	2,41	R\$ 880,00
XLX350R	Wilwood 260-2636 5/8"	2,26	R\$ 882,00
CB500	Wilwood 260-2636 5/8"	2,67	R\$ 934,00
CB300R	Wilwood 260-2636 5/8"	2,40	R\$ 954,00
CBX-Twister	PUMAGT/GTE/GTS 1968/1973	2,06	R\$ 552,00
NX-4 Falcon	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,18	R\$ 586,00
XR250 Tornado	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19	R\$ 618,00
Falcon	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19	R\$ 664,00
XLX350R	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,06	R\$ 666,00
CB500	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,43	R\$ 718,00
CB300R	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,18	R\$ 738,00
VT600	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19	R\$ 840,00
NX-4 Falcon	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	R\$ 686,00
XR250 Tornado	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	R\$ 718,00
Falcon	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	R\$ 764,00
CB500	VW BRASILIA 1973/1976	2,23	R\$ 818,00
CB300R	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	R\$ 838,00
VT600	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	R\$ 940,00

Tabela 7: Combinações entre Cáliper e Cilindro Mestre

O cilindro mestre adotado no projeto será o Wilwood 260-2636 5/8", pois tecnicamente é o que apresenta menor diâmetro do pistão que possibilita a escolha de um calíper de menor diâmetro e massa suspensa além de possuir menor quantidade de peças, simplificando a manutenção do sistema.

Pensando em reduzir a massa suspensa em cada roda optamos pela escolha das pinças de freio CG150 Titan para o eixo traseiro pois necessita de um menor torque de frenagem e CBX250-Twister para o eixo dianteiro. Tecnicamente essas pinças atendem à relação mínima de projeto além de possuírem modelos espelhados no mercado que possibilitam que os sangradores fiquem voltados para cima na montagem com a manga de eixo. Esse era um dos problemas enfrentados nos projetos anteriores nos quais não foram utilizados modelos espelhados da pinça de freio que fizeram com que dois dos calípers ficassem com seus sangradores voltados para baixo, dificultando a manutenção do sistema.

#### **4.3.2. Seleção das Linhas e Conexões de Freio**

Conforme mencionado no capítulo 2, o tipo de linha de freio ideal para as para os pontos do veículo que necessitem de movimentação é a flexível de teflon com trama externa de aço, pois a mesma minimiza as perdas de carga por dilatação. Entretanto no projeto anterior este tipo de linha era utilizado em todo o protótipo inclusive nos pontos em que não havia movimentação da linha.

Para selecionar o tipo de linha mais adequado foi feito um teste de perda de carga nas linhas de freio rígida e flexível. Inicialmente foi utilizada uma célula de carga de balança para medir o esforço aplicado ao pressionar o pedal de freio.

Em seguida para determinar a exata relação de pedal, foi instalado um transdutor de pressão, com sensibilidade 0.67 psi/volt e fundo de escala de 10 psi e 15 volts, na saída do cilindro mestre (ponto 1 da figura 37) e a partir do valor de pressão medido, com o auxílio de um osciloscópio, e dos dados da área do pistão do cilindro mestre, relação de balance bar foi determinada a relação de pedal. Em seguida foi instalado o transdutor de pressão no final da linha traseira junto a conexão "T" com as linhas flexíveis que vão para as rodas (ponto 2 da figura 37).



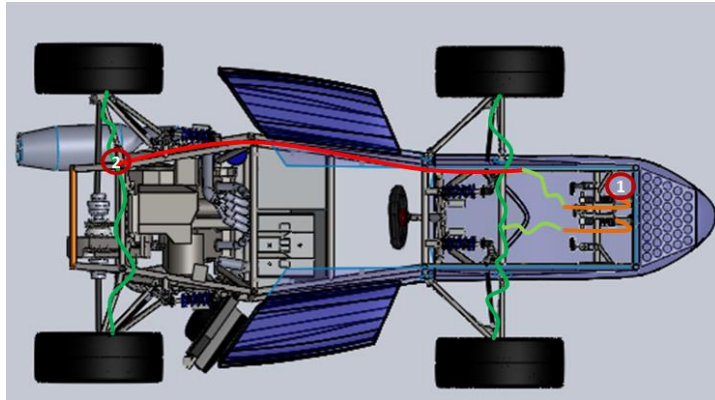


Figura 37: Passagem das linhas de Freio do Protótipo

A figura 38 ilustra o aparato experimental utilizado na medição da pressão nas linhas de freio.

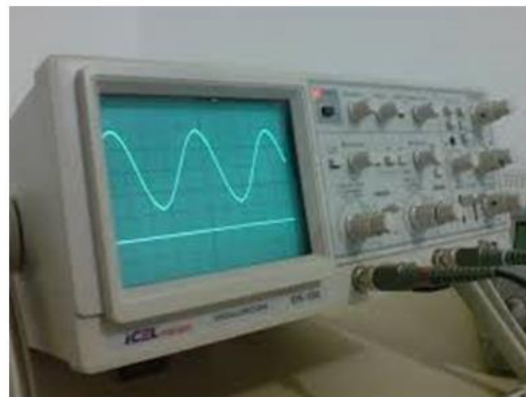


Figura 38: Aparato utilizado para medir a pressão nas linhas de freio

A figura 39 ilustra a saída obtida no osciloscópio para o tempo entre o início de atuação da força aplicada pelo piloto até atingir a pressão máxima de 7MPa, referente a uma carga de 647N, a máxima carga que o piloto atingiu de acordo com critérios mínimos de ergonomia. Como podemos observar, o tempo até se atingir a máxima pressão é de aproximadamente 100ms.

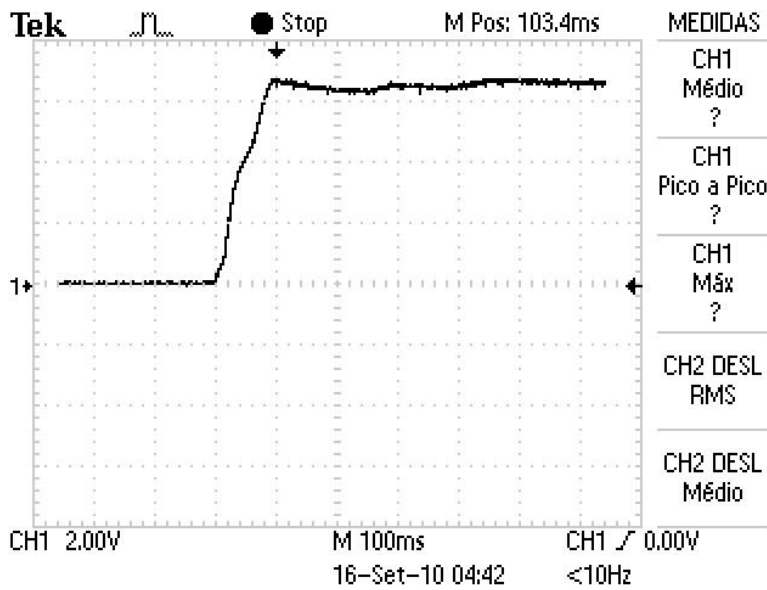


Figura 39: Transiente de subida de pressão na linha rígida de freio

A figura 40 ilustra o tempo de declínio da pressão no fluido de freio a partir de uma pressão máxima de 5,79MPa. Como se pode observar o tempo de desatuação da pressão hidráulica é cerca de 140ms.

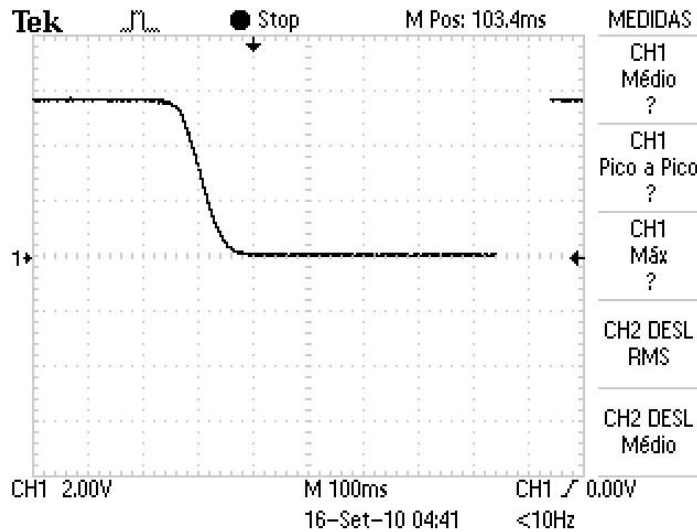


Figura 40: Transiente de queda de pressão na linha rígida de freio

As tabelas 8 e 9 mostram a comparação entre as pressões medidas no final das linhas e a pressão teórica a partir da medição da carga aplicada no pedal, traduzida nas curvas das figuras 41 e 42, para o caso da mangueira flexível de teflon com diâmetro 3/16" e para a linha rígida de cobre com mesmo diâmetro.

<b>Carga [Kg]</b>	<b>Carga [N]</b>	<b>Pressão teórica [Mpa]</b>	<b>Pressão Aferida [Mpa]</b>	<b>Percentual de Perda de Carga</b>
17,5	171,68	2,08	1,65	20%
17,8	174,62	2,11	1,70	20%
18	176,58	2,14	1,81	15%
25,5	250,16	3,03	2,28	25%
25,6	251,14	3,04	2,31	24%
25,7	252,12	3,05	2,34	23%
30,2	296,26	3,58	2,89	19%
30,4	298,22	3,61	2,90	20%
30,5	299,21	3,62	2,92	19%
30,6	300,19	3,63	2,93	19%
35	343,35	4,15	3,45	17%
35,3	346,29	4,19	3,46	17%
35,4	347,27	4,20	3,49	17%
41,3	405,15	4,90	4,04	17%
41,5	407,12	4,92	4,06	17%
41,7	409,08	4,95	4,14	16%
49,6	486,58	5,89	4,81	18%
49,7	487,56	5,90	4,84	18%
49,9	489,52	5,92	4,86	18%

Tabela 8: Dados da medição de perda de carga na linha flexível de teflon 3/16"

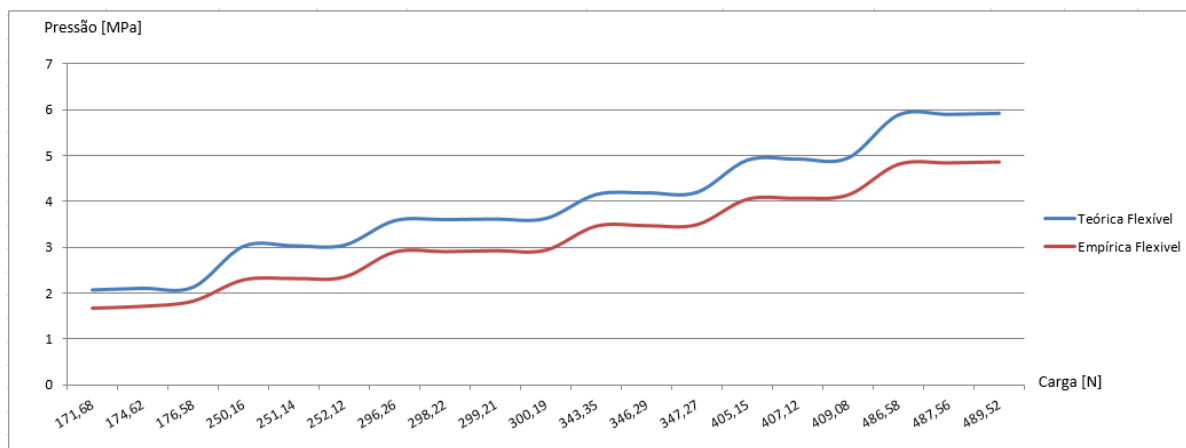


Figura 41: Comparação entre as curvas de pressão para linha flexível de teflon 3/16''

Carga [Kg]	Carga [N]	Pressão teórica (MPa)	Pressão Aferida [MPa]	Percentual de Perda de Carga
18,5	181,49	1,93	1,79	7%
19	186,39	1,98	1,82	8%
19,5	191,30	2,03	1,84	9%
20,5	201,11	2,13	1,91	10%
21,5	210,92	2,24	2,07	8%
25,8	253,10	2,69	2,45	9%
30,5	299,21	3,17	2,95	7%
32	313,92	3,33	3,06	8%
33,4	327,65	3,48	3,24	7%
37,6	368,86	3,91	3,64	7%
38,5	377,69	4,01	3,74	7%
40	392,40	4,16	3,81	9%
43,5	426,74	4,53	4,22	7%
44,5	436,55	4,63	4,32	<b>7%</b>
44,7	438,51	4,65	4,34	7%
45,5	446,36	4,74	4,44	6%
50,3	493,44	5,24	4,85	7%
50,7	497,37	5,28	4,88	7%
51	500,31	5,31	4,93	7%
52,5	515,03	5,46	5,10	7%

Tabela 9: Dados da medição de perda de carga na linha rígida de cobre 3/16''

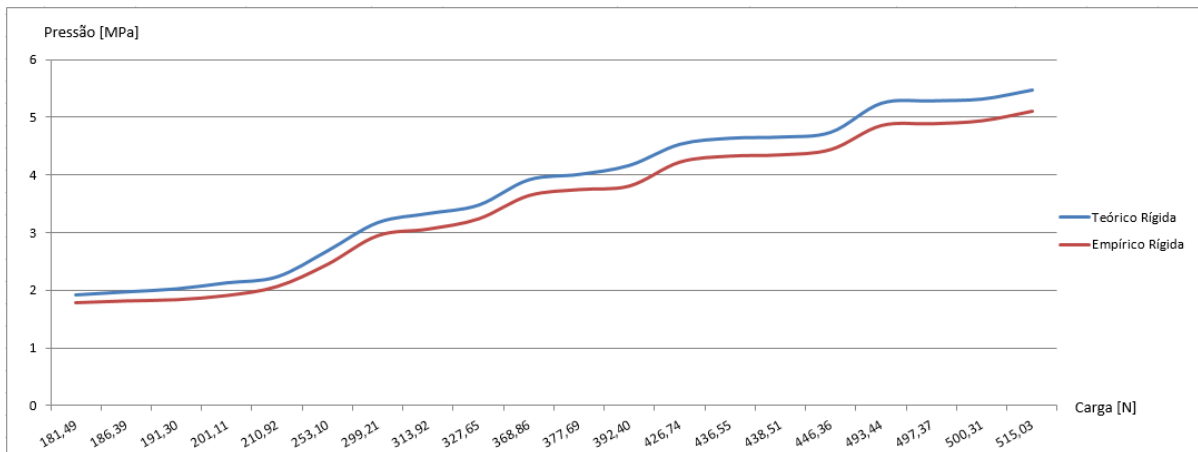


Figura 42: Comparação entre as curvas de pressão para linha rígida de cobre 3/16”

Podemos observar que para uma força de acionamento da ordem de 400N, a perda de carga na linha flexível é de 17% e para a linha rígida é de apenas 7%. A partir de tal observação foi decidido utilizar linhas rígidas de cobre para ligar o cilindro mestre aos calipers do eixo traseiro.

Por imposição da regra da competição foi necessário projetar um suporte móvel para os pedais e cilindro mestre. Como não há ajuste de posição no banco para o piloto, esse suporte móvel se fez necessário para adequação aos pilotos com diferença expressiva de altura, algo que não se aplicava a equipe. Com isso foi necessário colocar uma linha flexível entre a linha rígida de saída do cilindro mestre e a linha rígida que vai para o eixo traseiro. Para o eixo dianteiro foi utilizada uma linha flexível para unir as linhas de cada roda dianteira a linha rígida de saída do cilindro mestre.

A tabela 10 apresenta as especificações de linhas flexíveis de teflon com uma malha externa de aço inoxidável de alta resistência do fabricante Balflex, segundo a norma SAE 100R14. A temperatura de operação é de -50C a 200°C, aplicado para fluidos hidráulicos à base de água, de petróleo ou sintéticos, gases e líquidos agressivos e a alta temperatura.

<b>Ø Nominal [pol]</b>	<b>Ø Interior [mm]</b>	<b>Ø Exterior [mm]</b>	<b>Pressão de Trabalho [MPa]</b>	<b>Pressão Mínima de Ruptura [MPa]</b>
1/8"	3,2	6,3	27,5	110
3/16"	4,8	7,6	20	80
1/4"	6,4	8,8	16,7	67
5/16"	7,9	11	14,2	57
3/8"	9,5	12,1	13,5	54
13/32"	10,3	13	12,5	50
1/2"	12,7	15,7	11,3	45
5/8"	15,9	19,3	10,3	41
3/4"	19	22,2	8	32
7/8"	22	26,1	6,8	27
1"	25,4	29,1	6,3	25
1.1/8"	28,6	32,6	5,5	22

Tabela 10: Especificações de linhas flexíveis de teflon com uma malha externa de aço inoxidável.

A partir dos dados da tabela 10 foi escolhido a linha flexível de diâmetro 1/8" por apresentar a maior resistência e diâmetro compatível com a linha rígida de cobre.

## Capítulo 5 - Projeto do Pedal de Freio

De acordo com a regra T7.1.8 da competição de 2013, o pedal de freio deve ser projetado de tal forma que possa suportar uma força de 2000N sem que haja qualquer falha no sistema de freio ou suporte do pedal.

Seguindo a orientação dada por Puhn [1], o pedal de freio foi projetado de tal forma que a para força máxima aplicada, sua posição seja de 90° em relação ao pushrod, que por sua vez deve estar paralelo ao cilindro-mestre. Segundo o mesmo autor, o curso máximo do pedal não deve ultrapassar 150mm. Em questões ergonômicas, trazendo isso para as dimensões do pedal, se traduz em um curso máximo de 40 graus de angulação do tornozelo, sendo o limite físico do corpo humano de 45 graus. Segundo Limpert [4], quando o sistema está frio o curso do pedal não deve ultrapassar 90mm, que representa uma angulação de 25° do pedal.

## 5.1. Escolha do Material Utilizado e Componentes do Pedal de Freio

O pedal de freio projetado é constituído por três peças soldadas, o corpo principal, a placa onde é aplicada a força exercida pelo piloto e o tubo onde a balance bar atua. Os componentes do pedal de freio estão ilustrados na figura 43.

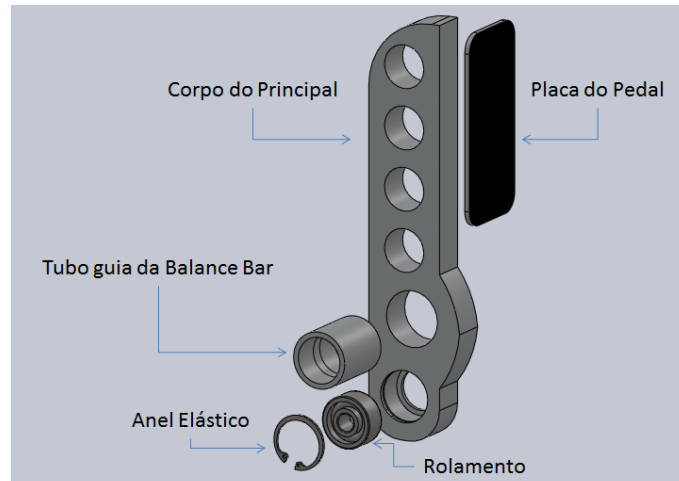


Figura 43: Componentes do pedal de freio

### 5.1.1. Corpo principal do Pedal de Freio

O pedal de freio foi projetado em alumínio 6061, com tratamento térmico T6, pois este material além de tecnicamente resistir às forças impostas ao pedal de freio é mais leve em comparação ao aço e é esteticamente mais agradável. A estética dos componentes do sistema é de grande importância durante a prova de Design na qual os juízes avaliam o projeto do ponto de vista técnico com viés voltado ao mercado.

Para a montagem da placa do pedal e tubo de atuação da balance bar no corpo principal do pedal foi utilizado o processo de soldagem. Essas partes devem ser unidas utilizando o processo TIG (Tungsten Inert Gas). De acordo com o Informe Técnico [14], na soldagem de peças em alumínio e suas ligas, deve-se utilizar corrente alternada (CA), a fim de quebrar a camada de óxido, muito resistente que se forma na superfície do material.

Segundo o mesmo informe técnico, se houver a necessidade de preenchimento da região a ser soldada, o metal de adição selecionado, para liga 6061, deve ser varetas

do tipo 4043. O metal de adição 4043 possui em sua composição mássica 5,2% de Si, sendo o restante Alumínio.

### 5.1.2. Rolamento do Pedal de Freio

A eliminação de folgas laterais é importante durante a avaliação dos juízes na prova de design além de proporcionar maior confiança ao sistema. Para eliminar a folga lateral do pedal de freio na montagem ao suporte dos pedais foi necessário utilizar um rolamento alojado no corpo principal do pedal e um anel elástico para mantê-lo fixo ao pedal.

Segundo dados do fabricante de rolamentos SKF, para rolamentos pequenos rígidos de esferas com uma carreira de esferas (com diâmetro interno de até 12mm) as cargas axiais não devem ser superiores a 0,25  $C_0$ . Onde  $C_0$  é a classificação de carga básica estática. Já para os rolamentos rígidos de duas carreiras de esferas submetidos a uma carga puramente axial, geralmente essa carga não deve exceder o valor de 0,5  $C_0$ . As tabelas 11 e 12 mostram os dados técnicos dos rolamentos rígidos de esferas de carreira simples e de dupla carreira de esferas respectivamente.

Dimensões Principais [mm]			Classificação de carga básica		Carga axial [kN]	Designação
d	D	B	Dinâmica	Estática		
			[kN]	[kN]		
			C	C <sub>0</sub>		
10	30	9	5,4	2,36	0,59	6200-2Z
10	35	11	8,52	3,4	0,85	6300-2RSH
12	37	12	10,1	4,15	1,0375	6301-2Z
15	35	14	7,8	3,75	0,9375	62202-2RS1
15	42	17	11,4	5,4	1,35	62302-2RS1
17	40	16	9,56	4,75	1,1875	62203-2RS1
17	47	19	13,5	6,55	1,6375	62303-2RS1

Tabela 11: Rolamentos rígidos de esfera de carreira simples de esferas SKF



Dimensões Principais [mm]			Classificação de carga básica		Carga axial [kN]	Designação
d	D	B	Dinâmica	Estática		
			[kN]	[kN]		
			C	C0		
10	30	14	9,23	5,2	2,6	4200 ATN9
12	32	14	10,6	6,2	3,1	4201 ATN9
12	37	17	13	7,8	3,9	4301 ATN9
15	35	14	11,9	7,5	3,75	4202 ATN9
15	42	17	14,8	9,5	4,75	4302 ATN9
17	40	16	14,8	9,5	4,75	4203 ATN9
17	47	19	19,5	13,2	6,6	4303 ATN9

Tabela 12: Rolamentos rígidos de esfera de dupla carreira de esferas SKF

Baseado nos dados das tabelas 11 e 12 o rolamento selecionado para aplicação no pedal de freio é o rolamento rígido de esferas de carreira dupla 4200 ATN9, pois é o que apresenta as menores dimensões e suporta com facilidade as cargas impostas ao pedal. Para este rolamento a carga máxima aplicada lateralmente ao pedal deve ser de 400N. Em outras palavras, para que haja falha no rolamento toda a carga de projeto deve ser aplicada lateralmente ao pedal, perpendicular ao pushrod, algo que ergonomicamente é improvável visto que não há espaço suficiente dentro do cockpit do veículo.

### 5.1.3. Montagem rolamento e pedal de freio

A montagem do rolamento no pedal de freio será por interferência. Dentro da sede do rolamento há um batente interno de um lado e um anel elástico no lado oposto garantindo que o rolamento não escape caso haja forças laterais não previstas no projeto. De acordo com a referência [13], a relação entre interferência e pressão de montagem entre tubos é dada pela equação 6.6.

$$\frac{I}{P} = \frac{D}{E_e} (x_e + v_e) + \frac{D}{E_i} (x_i + v_i) \quad (6.6)$$

$$x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} \quad (6.7)$$

$$x_i = \frac{(\theta_i^2 + 1)}{(\theta_i^2 - 1)} \quad (6.8)$$

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} \quad (6.9)$$

$$\theta_i = \frac{D}{D_i} \quad (6.10)$$

Onde:

$I$  é a interferência entre as peças

$P$  é a pressão de montagem

$D$  é o diâmetro da interface (nominal)

$D_i$  é o diâmetro externo do tubo interno

$D_e$  é o diâmetro interno do tubo externo

$E$  é o módulo de elasticidade longitudinal (Módulo de Young) do material

$\nu$  é o coeficiente de Poisson

De acordo com o catálogo do fabricante a tolerância dimensional para o rolamento é de  $-9\mu\text{m}$  a  $0\mu\text{m}$ , que representam os valores dos afastamentos inferior e superior respectivamente ( $a_i$  e  $a_s$ ) de acordo com o sistema eixo-base (S.E.B).

Para calcularmos a pressão de montagem devemos antes estimar as tolerâncias do furo da pedal de freio onde será feita a montagem. Segundo a referência [13] para furos com IT8 e campo de tolerância ZA com diâmetro nominal de 30mm, as tolerâncias dimensionais são  $-151\mu\text{m}$  e  $-118\mu\text{m}$ , que representam os valores dos afastamentos inferior e superior respectivamente ( $A_i$  e  $A_s$ ). As interferências máxima e mínima de montagem são dada pelas equações 6.11 e 6.12, respectivamente.

$$IM = D_{\text{máx}E} - D_{\text{mín}F} = (D + a_s) - (D + A_i) = a_s - A_i \quad (6.11)$$

$$im = D_{\text{mín}E} - D_{\text{máx}F} = (D + a_i) - (D + A_s) = a_i - A_s \quad (6.12)$$

$$IM = a_s - A_i = 0 - (-151) = 151\mu\text{m}$$

$$im = a_i - A_s = -9 - (-118) = 109\mu\text{m}$$

Logo, o valor de  $x_e$  é:

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} = \frac{29,840}{30} = 0,99497 \qquad x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} = 198,177$$

Podemos agora calcular a pressão máxima de montagem, considerando:

IM	$E_i$	$\nu_e$	$E_e$	$\nu_i$
151 $\mu$ m	200GPa	0,33	69GPa	0,29

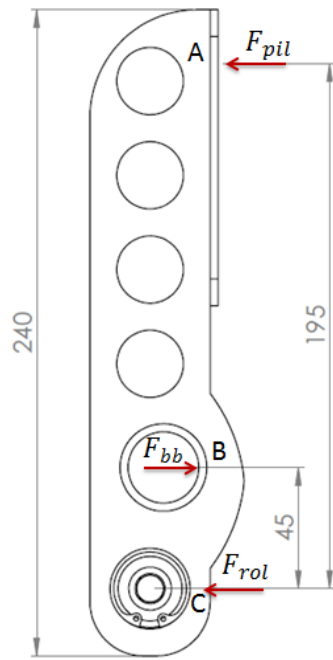
Para o caso do projeto em que observamos à situação de tubo interno maciço a equação 6.6 pode ser escrita como:

$$\frac{IM}{P} = \frac{D}{E_e}(x_e + \nu_e) + \frac{D}{E_i}(1 + \nu_i) = 5 \text{ MPa}$$

Logo a especificação da montagem entre rolamento e o furo do pedal de freio, segundo o sistema eixo base é 30 ZA8/h5.

## 5.2. Análise de esforços no Pedal de Freio.

A figura 44 ilustra o diagrama de corpo livre das forças atuantes no pedal de freio, onde  $F_{bb}$  é a força de reação da rótula da balance bar e  $F_{rol}$  é a força de reação do rolamento do pedal de freio.



$$\sum M_C = 195x F_{pil} - 45x F_{bb} = 0 \quad (5.1)$$

$$F_{bb} = \frac{195}{45} x F_{pil}, \text{ para } F_{pil} = 2000N$$

$$F_{bb} = 8667N$$

$$\sum M_B = 150x F_{pil} - 45x F_{rol} = 0 \quad (5.2)$$

$$F_{bb} = \frac{195}{45} x F_{pil}, \text{ para } F_{pil} = 2000N$$

$$F_{rol} = 6667N$$

Figura 44: Diagrama de Corpo Livre do Pedal de Freio

De acordo com o fabricante da liga de alumínio 6061 T6, este material pode ter sua resistência reduzida na região da solda, devido ao fato da liga utilizar tratamento térmico em seu processo de fabricação. Utilizamos o software Ansys para fazer a simulação estática do pedal de freio. As tensões máximas globais no pedal e as atingidas nas regiões das soldas foram 87MPa e 18MPa respectivamente. Os detalhes da análise estão no apêndice A.

## Capítulo 6 - Projeto da Balance Bar

Conforme mencionado no capítulo 4, o atuador do tipo balance bar tem a função de distribuir a força exercida pelo piloto para cada cilindro mestre de acordo com a sua regulagem. Este tipo de atuador age mecanicamente distribuindo a força do pedal sobre os cilindros mestre. A distribuição de forças no sistema é feita seguindo as equações de equilíbrio da newtoniana.

A balance bar usada neste projeto é composta por quatro elementos básicos. Uma rótula esférica radial montada por interferência em um fuso com ressalto, um conector com o push rod que chamaremos de junta rotacional e o eixo desta junta que é montado ao fuso da balance bar. A figura 45 ilustra uma vista explodida da montagem dos componentes da balance bar.

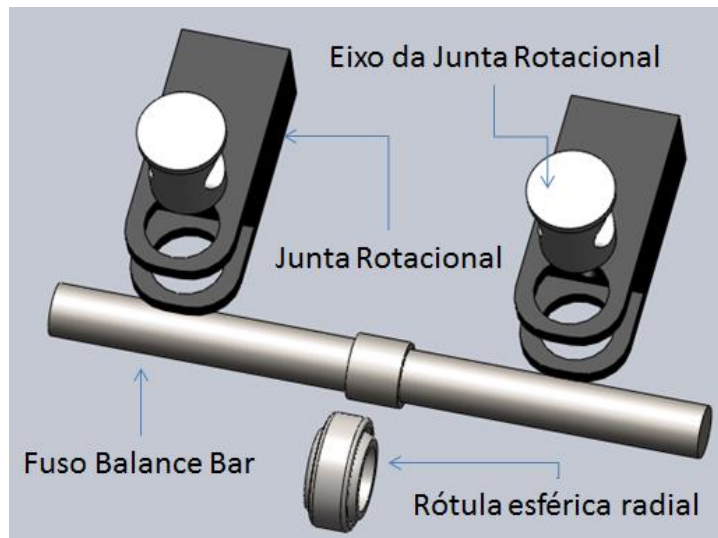


Figura 45: Vista explodida dos componentes da Balance Bar

## 6.1. Escolha do Material Utilizado e Componente da Balance Bar

### 6.1.1. Eixo da Balance Bar

A figura 46 ilustra um diagrama de corpo livre dos esforços atuantes no eixo da balance bar.

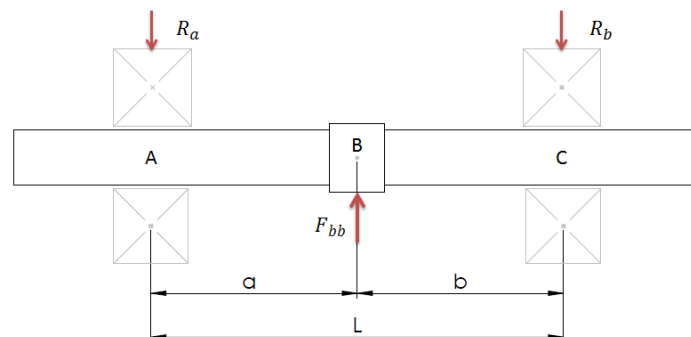


Figura 46: Diagrama de corpo livre do Fuso da Balance Bar

Conforme o diagrama mostrado na figura 46 o fuso da balance bar se comporta como uma viga bi apoiada, de apoio simples, com carga central quando a distribuição de carga for 50% ou com carga intermediária para uma distribuição diferente de 50%. De acordo com Budynas [10] as reações em cada apoio e o momento fletor são dados pelas equações 6.1, 6.2, 6.3, 6.4.

$$R_a = \frac{F_{bb}b}{L} \quad (6.1) \quad R_b = \frac{F_{bb}a}{L} \quad (6.2) \quad M_{AB} = \frac{F_{bb}bx}{L} \quad (6.3) \quad M_{BC} = \frac{F_{bb}a}{L}(l-x) \quad (6.4)$$

Onde,  $L = 90\text{mm}$  e  $F_{bb} = 3033\text{N}$

A partir das equações acima podemos concluir que o valor máximo do momento fletor ocorre quando a distribuição de carga na balance bar é de 50%. A figura 47 ilustra o diagrama de momento fletor para uma distribuição de 50% na balance bar.

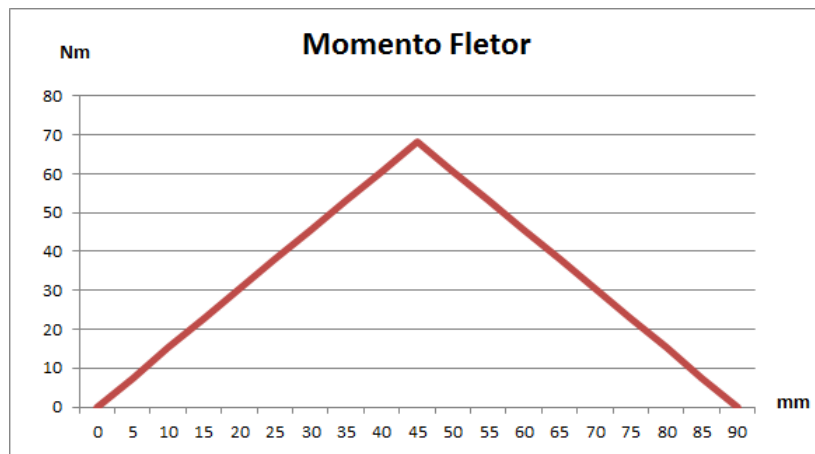


Figura 47: Diagrama de Momento Fletor no fuso da balance bar

Usaremos como critério para a escolha do diâmetro da balance bar a experiência adquirida da equipe com o passar dos anos e a observação do diâmetro médio das balance bar encontradas no mercado para a aplicação do nosso projeto. Chegamos a conclusão que para as cargas impostas devemos escolher um fuso com diâmetro mínimo da menor seção da ordem de 10mm. A figura 48 ilustra as dimensões básicas de eixos roscados no sistema métrico. De acordo com esta figura verificamos que o valor mínimo do diâmetro da menor seção do fuso M12x1,75 é de 9,5mm. Este, portanto será o fuso escolhido para a balance bar.

Diâmetro Nominal Passo	Rosca Externa - Classe 6g						Rosca Interna - Classe 6H				
	Diâmetro Maior		Diâmetro Primitivo		Diâmetro Menor		Diâmetro Menor		Diâmetro Primitivo		Diâmetro Maior
	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	min.	máx.	min.	máx.	min.
M3 - 0,5	2,980	2,874	2,655	2,580	2,367	2,256	2,459	2,599	2,675	2,775	3,000
M4 - 0,7	3,978	3,838	3,53	3,433	3,119	2,979	3,242	3,422	3,545	3,663	4,000
M5 - 0,8	4,976	4,826	4,456	4,361	3,995	3,842	4,134	4,334	4,480	4,605	5,000
M6 - 1	5,974	5,794	5,324	5,212	4,747	4,563	4,917	5,153	5,350	5,500	6,000
M7 - 1	6,974	6,794	6,324	6,212	5,747	5,563	5,917	6,153	6,350	6,500	7,000
M8 - 1,25	7,972	7,760	7,160	7,042	6,438	6,230	6,647	6,912	7,188	7,348	8,000
M9 - 1,25	8,972	8,760	8,160	8,042	7,438	7,230	7,647	7,912	8,188	8,348	9,000
M10 - 1,5	9,968	9,732	8,994	8,862	8,128	7,888	8,376	8,676	9,026	9,206	10,000
M12 - 1,75	11,966	11,701	10,829	10,679	9,819	9,543	10,106	10,441	10,863	11,063	12,000
M14 - 2	13,962	12,682	12,663	12,503	11,508	11,204	11,835	12,210	12,701	12,913	14,000
M16 - 2	15,962	15,682	14,663	14,503	13,508	13,204	13,835	14,210	14,701	14,913	16,000
M18 - 2,5	17,958	17,623	16,334	16,164	14,891	14,541	15,294	15,744	16,376	16,600	18,000
M20 - 2,5	19,958	19,623	18,334	18,164	16,891	16,541	17,294	17,744	18,376	18,600	20,000
M22 - 2,5	21,958	21,623	20,334	20,164	18,891	18,541	19,294	19,744	20,376	20,600	22,000
M24 - 3	23,952	23,577	22,003	21,803	20,271	19,855	20,752	21,252	22,051	22,316	24,000
M27 - 3	26,952	26,577	25,003	24,803	23,271	22,855	23,752	24,252	25,051	25,316	27,000
M30 - 3,5	29,947	29,522	27,674	27,462	25,653	25,189	26,211	26,771	27,727	287,007	30,000

Figura 48: Dimensões de eixos e furos roscados no sistema métrico

Para a escolha do material empregado na usinagem do fuso iremos analisar as cargas impostas. Segundo a literatura [10], a tensão máxima em flexão é dada por:

$$\sigma_x = \frac{M_b y}{I_{zz}} \quad (6.5)$$

Onde,  $M_b$  é o máximo momento fletor atuante no eixo [Nmm],  $y$  é a distância, em relação a linha neutra, do ponto onde se quer calcular a tensão [mm]. Para eixos cilíndricos  $y$  é igual ao diâmetro da menor seção do eixo em questão. E  $I_{zz}$  é o momento de inércia do eixo [kgmm], que para eixos cilíndricos é  $I_{zz} = \pi d^4 / 64$ . Logo temos que:

$$\sigma_x = \frac{32M_b}{\pi d^3} = \frac{32 \times 68000}{\pi \times 9,5^3} = 807 \text{ MPa}$$

A tabela 13 mostra segundo a literatura [11] alguns aços temperados e revenidos a temperatura de 650°C, essa faixa de temperatura foi escolhida observando a faixa de dureza dos aços. Peças em aço de alta dureza são de difícil usinagem encarecendo o custo de fabricação das mesmas.

<b>AISI nº</b>	<b>Resistência à tração [MPa]</b>	<b>Resistência ao escoamento [MPa]</b>	<b>Dureza Brinell</b>	<b>Fator de Segurança (FS)</b>
1030	586	441	207	0,53
1040	634	434	192	0,52
1050	717	538	235	0,65
4130	758	655	230	0,79
4340	965	855	280	1,1

Tabela 13: Propriedades dos aços temperados e revenidos a temperatura de 650°C.

A partir da tabela 13 podemos observar que apenas o aço 4340 suporta os esforços nos quais o sistema está sujeito, vale lembrar que a força aplicada pelo piloto foi considerada como sendo 700N, 75% a mais que a força de projeto que é de 400N.



### 6.1.2. Rótula esférica radial

A tabela 14 mostra os dados técnicos de rótulas esféricas radiais da fabricante SKF.

Dimensões Principais [mm]				Ângulo de inclinação [°]	Classificação de carga básica [kN]		Designação
d	D	B	C		Dinâmica	Estática	
10	19	9	6	12	8,15	40,5	GE10E
12	22	10	7	10	10,8	54	GE12E
12,7	22,225	11,1	9,525	6	14	41,5	GEZ8ES
15	26	12	9	8	17	85	GE15ES
15,875	26,988	13,894	11,913	6	21,6	65,5	GEZ10ES
17	30	14	10	10	21,2	106	GE17ES
19,05	31,75	16,662	14,275	6	31,5	93	GEZ12ES
20	35	16	12	9	30	146	GE20ES
22,225	36,513	19,431	16,662	6	42,5	127	GEZ14ES

Tabela 14: Rótulas Esféricas radiais SKF

Para a seleção da rótula ideal devemos considerar que para a carga limite aplicada pelo piloto, 2000N, a força de reação na rótula é de 8777N, aproximando para 8,8kN. Definimos anteriormente que o fuso que será usinado será um fuso M12x1,75 logo, o diâmetro mínimo da rótula deverá ser de 12mm. Para evitarmos problemas na montagem, selecionaremos a rótula com diâmetro interno imediatamente superior a 12mm já que todas elas possuem uma designação de carga básica acima de 8,8kN. Portanto a rótula selecionada será a GE15ES, com diâmetro interno de 15mm, diâmetro externo de 26mm e espessura de 12mm.

### 6.1.3. Montagem rótula e eixo da balance bar

A montagem da rótula no eixo balance bar será por interferência. De acordo com a referência [13]. Para o caso do projeto em que observamos a situação de tubo interno (eixo da balance bar) maciço e tubos de mesmo material a equação 6.6 pode ser escrita como:

$$\frac{I}{P} = \frac{D}{E}(x_e + 1) \quad (6.13)$$

De acordo com o catálogo do fabricante a tolerância dimensional para a rótula é de  $0\mu\text{m}$  a  $+18\mu\text{m}$ , que representam os valores dos afastamentos inferior e superior respectivamente ( $A_i$  e  $A_s$ ) de acordo com o sistema furo-base (S.F.B).

Para calcularmos a pressão de montagem devemos antes estimar as tolerâncias do fuso da balance bar onde será feita a montagem. Segundo a referência [13] para eixos com IT8 e campo de tolerância zb com diâmetro nominal de 15mm, as tolerâncias dimensionais são  $+135\mu\text{m}$  e  $+108\mu\text{m}$ , que representam os valores dos afastamentos inferior e superior respectivamente ( $a_i$  e  $a_s$ ). As interferências máxima e mínima de montagem são dada pelas equações 6.11 e 6.12, respectivamente.

$$IM = a_s - A_i = 135 - 0 = 135\mu\text{m} \quad im = a_i - A_s = 108 - 18 = 90\mu\text{m}$$

Logo, o valor de  $x_e$  é:

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} = \frac{15,135}{15} = 1,009 \quad x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} = 111,6134$$

Podemos agora calcular a pressão máxima de montagem, considerando:  $E = 200GPa$  e a interferência máxima de  $143\mu\text{m}$

$$P = \frac{IME}{D(x_e + 1)} = 16 MPa$$

Logo a especificação da montagem entre a rótula esférica e o eixo da balance bar, segundo o sistema furo base é 15 H7/zb8.

#### 6.1.4. Junta rotacional e eixo da junta rotacional

Com o objetivo de agilizar o processo de obtenção dos materiais e usinagem, o material escolhido para a junta rotacional e eixo da junta rotacional foi o aço 1020, material facilmente encontrado no mercado em baixa quantidade em volume e cujas propriedades físicas se adequam ao projeto.

Conforme mostrado no diagrama de corpo livre das figuras 51 e 52, a junta rotacional e o eixo da junta rotacional estão sujeitos a esforços de compressão. Para o ajuste máximo da balance bar;

$$a = 31mm \quad b = 59mm \quad R_a = 1973N \quad R_b = 1037N$$



Figura 49: Diagrama de Corpo Livre da Junta Rotacional

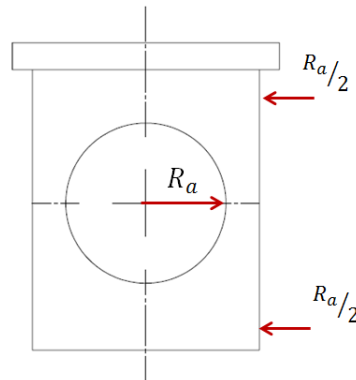


Figura 50: Diagrama de Corpo Livre do Eixo da Junta Rotacional

A análise de elementos finitos se encontra no apêndice A.

## Capítulo 7 - Projeto do Disco de Freio

### 7.1. Escolha do Material Utilizado no Disco de Freio

Conforme mencionado no capítulo 2, segundo Orthwein [3], os materiais utilizados na fabricação dos discos de freio são: ferro fundido cinzento, aço-carbono e aço inoxidável. Comparando as propriedades físicas e mecânicas destes materiais, optou-se pela escolha do aço inoxidável por três motivos: o primeiro foram as melhores propriedades mecânicas do material antes e após, se necessário, tratamento térmico. O segundo fator foi a oportunidade de adquirir o material, com um preço abaixo do mercado, junto à empresa que prestaria o serviço de usinagem. O terceiro motivo foi a estética do projeto, item de grande importância durante a avaliação dos juízes.

Para aços inoxidáveis o fabricante Aperan [15] recomenda a utilização do aço inoxidável martensítico 420 devido à sua maior resistência mecânica, dureza superficial e condutividade térmica. A estética dos discos de freio também foi levada em consideração na escolha pelo aço inoxidável martensítico 420.

### 7.2. Montagem do Disco de Freio no Cubo de Roda

Como verificado no capítulo 4, foram escolhidas pinças flutuantes tanto para as rodas dianteiras, quanto para as rodas traseiras. Por praticidade de fabricação e montagem, será escolhido o tipo fixo ao cubo de roda. Entretanto por problemas de montagem do conjunto disco de freio, cubo de roda e manga de eixo, não há espaço suficiente para utilização de parafusos e porcas. O disco de freio será montado no cubo de roda através de uma peça projetada que unirá os dois elementos através de interferência. Como ilustra a figura 51.

De acordo com a referência [13]. Para o caso do projeto em que observamos a situação de tubo interno (eixo interno da fixação) maciço e tubos de mesmo material a equação 6.6 pode ser escrita como:

$$\frac{I}{P} = \frac{D}{E}(x_e + 1)$$

Utilizaremos o sistema furo base para determinar as tolerâncias dos dois componentes que formam a fixação entre o disco e cubo de roda. Segundo a referência [13] para furos com IT8 e diâmetro nominal igual a 5mm, as tolerâncias dimensionais são 0 e +18  $\mu\text{m}$ , que representam os afastamentos inferior e superior respectivamente ( $A_i$  e  $A_s$ ).

Considerando apenas os esforços de torção durante a frenagem, a pressão mínima de montagem que garante que não haja desmontagem dos componentes durante a operação é dada pela equação 6.14.

$$P_{min} = \frac{2T}{\mu\pi bD^2} \quad (6.14)$$

Onde  $b$  é o comprimento da montagem.

O torque máximo de frenagem para o travamento das rodas é de 275Nm, distribuído em cinco fixações, logo  $T = 55Mm = 58000Nmm$ .

$$P_{min} = \frac{2 \times 580000}{0,74 \times \pi \times 7 \times 5^2} = 71MPa$$

Para calcularmos a pressão de montagem devemos antes estimar as tolerâncias do eixo interno da fixação. Para eixos com IT8 e campo de tolerância  $zc$  com diâmetro nominal de 5mm, as tolerâncias dimensionais são +80 $\mu\text{m}$  e +98 $\mu\text{m}$ , que representam os valores máximos dos afastamentos inferior e superior respectivamente ( $a_i$  e  $a_s$ ). As interferências máxima e mínima de montagem são dada pelas equações 6.11 e 6.12, respectivamente.

$$IM = a_s - A_i = 98 - 0 = 98\mu\text{m} \quad im = a_i - A_s = 80 - 18 = 62\mu\text{m}$$

Logo, o valor de  $x_e$  é:

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} = \frac{5,098}{5} = 1,0196 \quad x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} = 51,5226$$

Podemos agora calcular a pressão máxima de montagem, considerando:  $E = 200GPa$  e a interferência máxima de  $98\mu m$

$$P = \frac{I_{max}E}{D(x_e + 1)} = 74,6 MPa$$

Para a interferência mínima o valor da pressão de montagem é:

$$P = \frac{I_{min}E}{D(x_e + 1)} = 47,2 MPa < 71MPa$$

Logo um ajuste padronizado não poderá ser utilizado para este problema. Iremos usar então afastamentos fora dos padrões para atender às necessidades do problema. O afastamento inferior escolhido será igual a  $+100\mu m$ . Já o afastamento superior será igual a  $+115\mu m$  ligeiramente maior que o inferior para evitarmos ajustes fretados. ( $a_s = +100\mu m$ )

$$IM = a_s - A_i = 115 - 0 = 115\mu m \quad im = a_i - A_s = 100 - 18 = 98\mu m$$

Logo a pressão mínima e máxima de montagem será:

$$P = \frac{I_{max}E}{D(x_e + 1)} = 102,3 MPa \quad P = \frac{I_{min}E}{D(x_e + 1)} = 73 MPa$$

A análise em elementos finitos do disco de freio está detalhada no apêndice A.

## Capítulo 8 - Avaliação Final do Sistema de Freio Projetado

Neste momento as variáveis de projeto, inicialmente estimadas, como posicionamento do centro de massa, relação de pedal, diâmetro dos pistões do cilindro mestre e pinça de freio e diâmetro dos discos já são conhecidas. Vamos agora analisar, com valores reais, a força teórica aplicada pelo piloto com o intuito de travar as quatro rodas do protótipo durante a prova de frenagem. Da mesma forma, também iremos ajustar a melhor distribuição da balance bar para que o veículo freie com estabilidade e segurança.

Conforme mencionado no capítulo 3, a máxima desaceleração possível é, segundo Punh[1], dada por:

$$D_{Xmax} = \frac{\left(\mu_f g \frac{B_r}{B} + \mu_r g \frac{B_f}{B}\right)}{\left(1 + \mu_r \frac{h}{B} + \mu_f \frac{h}{B}\right)}$$

Os valores do centro de massa do veículo e desaceleração máxima são:

$$B_f = 0,83 \quad B_r = 0,79 \quad B = 1,62 \quad h = 0,31 \quad D_{Xmax} = 7,59 \text{ m} / s^2$$

### 8.1. Avaliação do Torque de Frenagem Gerado

Conforme mencionado no capítulo 1, o objetivo inicial do projeto de freios é a aprovação no teste de frenagem do veículo. Considerando uma velocidade inicial do protótipo de  $v_0 = 40 \text{ km/h}$  ( $11,11 \text{ m/s}$ ), e um deslocamento máximo de 10m, a desaceleração mínima requerida é dada por:

$$v^2 = v_0^2 + 2a\Delta S \quad a = \frac{-v_0^2}{2\Delta S} = 6,17 \text{ m/s}^2 \quad G = \frac{6,17}{9,81} = 0,63$$

A massa total do veículo com o piloto é de 300kg, 50kg a menos que o estimado inicialmente. Com base nos valores acima podemos recalculer o torque máximo em cada roda. A tabela 15 mostra os valores máximos que cada roda pode suportar imediatamente antes do deslizamento.

Torque em cada roda dianteira	Torque em cada roda traseira
260 Nm	172 Nm

Tabela 15: Torque Máximo em Cada Roda

Podemos observar que o torque máximo caiu de 279Nm para 260Nm. A tabela 16 ilustra todas as variáveis básicas envolvidas nos cálculos do torque de frenagem gerado pelo sistema.

Razão de pedal	Força de ação do piloto	Força do pedal	Relação da Balance Bar Roda D	Relação Balance Bar Roda T	Relação de Diâmetros Dianteiro	Relação de Diâmetros Traseiro
4,3	400	1720	0,5	0,5	2,26	2,02

Tabela 16: Variáveis Básicas para cálculo do torque de frenagem gerado

A partir dos valores da tabela 16, foi calculado o torque de frenagem em cada uma das rodas, estes valores estão ilustrados na tabela 17.

Torque Gerado em cada roda dianteira	Relação Torque Real/Necessário	Torque Gerado em cada roda traseira	Relação Torque Real/Necessário
275 Nm	1,45	237 Nm	1,38

Tabela 17: Torque gerado pelo sistema aplicando uma força de 400N no pedal

## 8.2. Avaliação da Distribuição da Balance Bar

Podemos observar que o torque gerado irá travar facilmente as rodas. Para o mesmo arranjo anterior e, variando a força de acionamento, obtemos a curva ilustrada na figura 53.

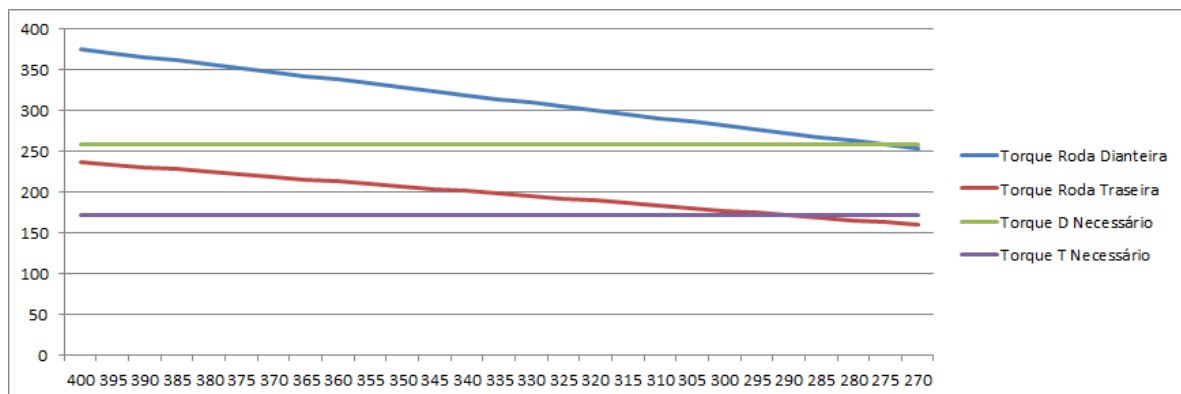


Figura 51: Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 50% na Balance Bar



Analisando as curvas da figura 53, podemos concluir que para uma força aplicada de aproximadamente 275N, as rodas dianteiras tendem a travar. As rodas traseiras só tenderão a travar após a aplicação de uma força de aproximadamente 295N. Podemos concluir que não é necessário fazer nenhum ajuste na balance bar, uma vez que as rodas dianteiras começam a travar antes das rodas traseiras, garantido uma frenagem segura, sem risco de perda de dirigibilidade.

As figuras 54 e 55 ilustram as mesmas curvas da figura 53, utilizando uma distribuição na balance bar de 51% e 51,5% para o eixo traseiro. Observamos que para a distribuição de 51,5% e uma força de aplicação de aproximadamente 285N as rodas dianteiras e traseiras tendem a travar simultaneamente.

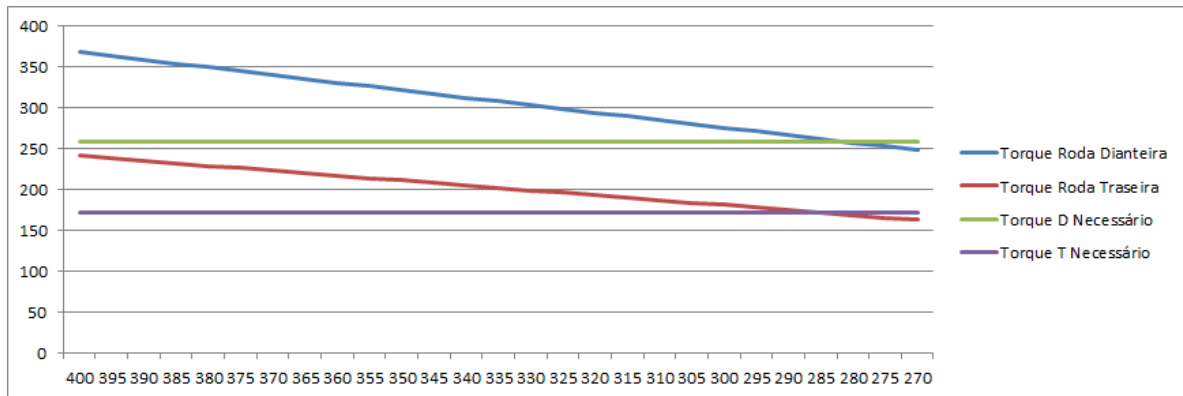


Figura 52: Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 51% na Balance Bar

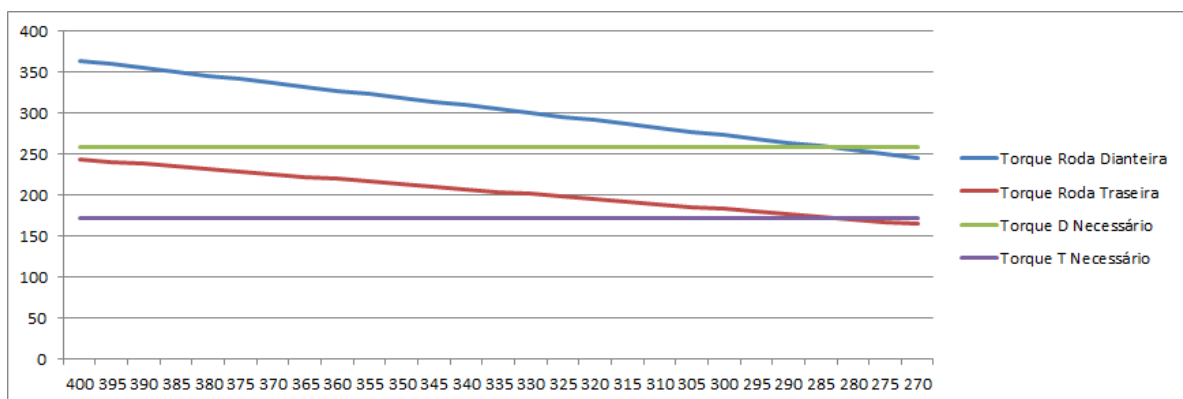


Figura 53: Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 51% na Balance Bar

### 8.3. Avaliação do Pedal de Freio

Como observamos anteriormente, a força máxima aplicada pelo piloto para o travamento das quatro rodas, de forma segura e estável, é de aproximadamente 295N. A desaceleração pretendida em termos de G é 0,63. Portanto temos uma relação mínima de 468N/G. Segundo Limpert [4], esta relação é considerada aceitável.

Em relação ao curso máximo do pedal, durante a fase de projeto não conhecemos o valor do volume de fluido deslocado de cada pinça visto que esse dado é adquirido a partir da deformação do conjunto pinça e disco. Após a montagem do sistema, utilizamos um inclinômetro, para determinar a inclinação do pedal de freio durante o seu acionamento. Os valores obtido para o sistema frio e aquecido estão na tabela 18. Os valores encontrados estão de acordo com Puhn [1] e Limpert [4].

Sistema Frio		Sistema aquecido	
Angulação [°]	Deslocamento [mm]	Angulação [°]	Deslocamento [mm]
20	52	36	94

Tabela 18: Curso do pedal de Freio

### 8.4. Avaliação do Custo do Projeto

A tabela 19 mostra o resumo dos custos envolvidos no projeto. O orçamento anual para a área de freio gira em torno de R\$ 1.300,00. A implementação desse projeto foi feita por partes com duração total de dois anos. No primeiro ano, 2012, foram adquiridos os componentes da pedaleira e linhas de freio. Por limitação do projeto do cubo de roda, não foi possível a implementação dos discos de freio e pinças da CBX Twister 250, sendo estes componentes implementados em 2013.

Setor	Descrição	QTD.	Custo Unitário	Custo Total
<b>Pedaleira</b>	Balance Bar	1	R\$ 23,00	R\$ 23,00
	Rótula Esférica Radial Balance Bar	1	R\$ 25,00	R\$ 25,00
	Sensor Brakelight	1	R\$ 22,00	R\$ 22,00
	Chave de Kill	1	R\$ 15,00	R\$ 15,00
	Fluido de Freio	1	R\$ 20,00	R\$ 20,00
	Cilindro Mestre de Freio	2	R\$ 144,00	R\$ 288,00
	Parafuso (fixação) Cilindro Mestre e Pedal de Freio	5	R\$ 1,00	R\$ 5,00
	Porca (fixação) Cilindro Mestre e Pedal de Freio	5	R\$ 1,00	R\$ 5,00
	Arruela (fixação) do Cilindro Mestre e Pedal de Freio	10	R\$ 0,30	R\$ 3,00
	Pedal Freio	1	R\$ 90,00	R\$ 90,00
	Arruela espaçadora dp Pedal de Freio	2	R\$ 1,00	R\$ 2,00
	Anel Elástico do Pedal de Freio	1	R\$ 3,00	R\$ 3,00
	Rolamento Pedal	1	R\$ 20,00	R\$ 20,00
	<b>Total Pedaleira</b>			<b>R\$ 521,00</b>
	<b>Linhas</b>	Conexões	9	R\$ 6,00
Linha Rígida de Cobre		3	R\$ 15,00	R\$ 45,00
Linha Flexível Cilindro Mestre Lado Direito		1	R\$ 68,00	R\$ 68,00
Linha Flexível Roda Dianteira Direita		1	R\$ 99,00	R\$ 99,00
Linha Flexível Roda Dianteira Esquerda		1	R\$ 106,00	R\$ 106,00
Linha Flexível Cilindro Mestre Lado Esquerdo		1	R\$ 73,00	R\$ 73,00
Linha Flexível Roda Traseira Direita		1	R\$ 107,00	R\$ 107,00
Linha Flexível Roda Traseira Esquerda		1	R\$ 91,00	R\$ 91,00
<b>Total Linhas</b>				<b>R\$ 643,00</b>
<b>Manga de Eixo</b>	Disco Dianteiro	2	R\$ 236,00	R\$ 472,00
	Disco Traseiro	2	R\$ 220,00	R\$ 440,00
	Pino de Fixação do Disco de Freio	10	R\$ 2,00	R\$ 20,00
	Pinça Dianteira 250 Twister	2	R\$ 96,00	R\$ 192,00
	Pinça CG 150 Titan	2	R\$ 82,00	R\$ 164,00
	<b>Total Manga de Eixo</b>			<b>R\$ 1.288,00</b>
<b>Total</b>			<b>R\$ 2452,00</b>	

Tabela 19: Orçamento do Projeto de Freio

## Capítulo 9 - Conclusão

O sistema de freios desenvolvido neste projeto atendeu plenamente aos requisitos técnicos, ergonômicos e às necessidades da equipe no que diz respeito a um sistema robusto e confiável. Como projeto de graduação, este trabalho teve também como objetivo desenvolver uma metodologia para o dimensionamento do sistema de freio, deixando documentado todo o conhecimento adquirido nos anos em que participei da equipe. Este objetivo foi alcançado e a partir de então os integrantes da área de freio da equipe Ícarus de Fórmula SAE, estão focados para a melhoria contínua deste projeto.

Os próximos passos para continuação deste trabalho são os testes dinâmicos, com a determinação da curva de desaceleração do veículo, bem como as distâncias e tempo total de frenagem.

Outra abordagem interessante para o sistema de freio seria o estudo das tensões térmicas no conjunto disco e pastilhas de freio, assim como a eficiência de dissipação de calor do sistema. A partir deste estudo pode se pensar em selecionar melhores materiais de fricção para a pastilha de freio e até mesmo o material do disco de freio.

## Capítulo 10 - Referências Bibliográficas

- [1] **PUHN, F.**, Brake Handbook, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.
- [2] **STONE, R., BALL, J.K.**, Automotive Engineering Fundamentals, Warrendale, SAE International, 2004.
- [3] **ORTHWEIN, W.C.**, Clutches and Brakes – Design and Selection, 2 ed. New York, Marcel Dekker, 2004.
- [4] **LIMPERT, R.**, Brake Design e Safety, 2 ed. Warrendale, SAE International, 1999.
- [5] **COSTA, P.G.**, A Bíblia do Carro, versão digital, 2002.
- [6] **HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J.**, Fundamentals of Physics, 8 ed. USA, Wiley, 2008.
- [7] **OSHIRO, D.**, Brake Article, USA, 1994.
- [8] **GILLESPIE, T. D.**, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale, SAE International, 1992.
- [9] **BUDYNAS, RICHARD. G., NISBETT, J. KEITH.**, Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica, 8 ed. Bookman, 2011.
- [10] **BLAU, P. J.**, Friction Science and Technology: From Concepts to Applications, 2 ed. USA, CRC Press, 2008.
- [11] **BUDYNAS, R., NISBETT, K.**, Shigley’s Mechanical Engineering Design, 8 ed. USA, McGraw-Hill, 2006.
- [12] **GENTA, G., MORELLO, L.**, The Automotives Chassis, Vol 2 – System Design, Italy, Springer, 2009.
- [13] **MARCO FILHO, FLÁVIO DE**, Apostila de Metrologia
- [14] **WHITE MARTINS**, Informe Técnico – Soldagem do Alumínio e suas Ligas, White Martins, 2002.
- [15] **APERAN**, Especificações Técnicas – Aço Inox

## Sítios Visitados

[16] <a href="http://www.wilwood.com">www.wilwood.com</a>	Acessado em 01/08/2014
[17] <a href="http://www.skf.com">www.skf.com</a>	Acessado em 01/08/2014
[18] <a href="http://www.asperan.com">www.asperan.com</a>	Acessado em 01/08/2014
[19] <a href="http://www.dinauto.com.br">www.dinauto.com.br</a>	Acessado em 01/08/2014
[20] <a href="http://www.whitemartins.com.br">www.whitemartins.com.br</a>	Acessado em 25/07/2014
[21] <a href="http://www.balflex.com">www.balflex.com</a>	Acessado em 20/07/2014
[22] <a href="http://www.vtn.com.br">www.vtn.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014
[23] <a href="http://www.knorr-bremse.com.br">www.knorr-bremse.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014
[24] <a href="http://www.carrosinfoco.com.br">www.carrosinfoco.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014
[25] <a href="http://quatorrodas.abril.com.br">quatorrodas.abril.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014
[26] <a href="http://bestcars.uol.com.br">bestcars.uol.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014
[27] <a href="http://www.noticiasdaoficinavw.com.br">www.noticiasdaoficinavw.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014
[28] <a href="http://tiltonracing.com">tiltonracing.com</a>	Acessado em 10/07/2014
[29] <a href="http://www.pltubos.com.br">www.pltubos.com.br</a>	Acessado em 10/07/2014

## Apêndice A - Análise em elementos finitos

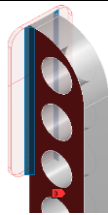
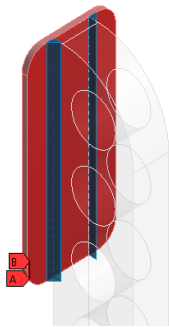
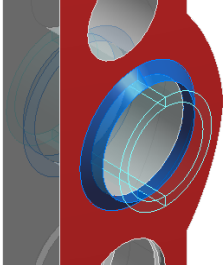
### 1. Pedal de Freio

Unidades	
Sistema de unidades:	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento:	mm
Temperatura:	Kelvin
Velocidade angular:	Rad/s
Pressão/Tensão:	N/m <sup>2</sup>

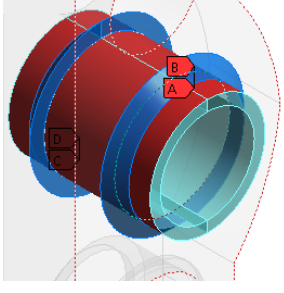
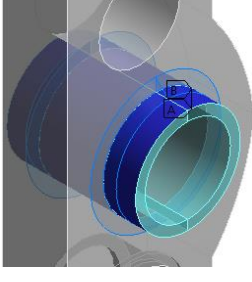
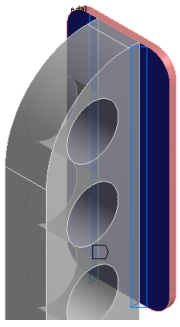
Propriedades do Material	
Nome:	6061-T6 (SS)
Tipo de modelo:	Isotrópico linear elástico
Critério de falha predeterminado:	Tensão de Von Mises máxima
Limite de escoamento:	2.75e+008 N/m <sup>2</sup>
Resistência à tração:	3.1e+008 N/m <sup>2</sup>
Módulo elástico:	6.9e+010 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson:	0.33
Massa específica:	2700 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de cisalhamento:	2.6e+010 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica:	2.4e-005 /Kelvin

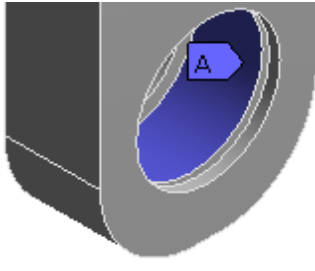
Propriedades do Corpo Principal do Pedal de Freio	
Tratado como:	Corpo Sólido
Massa:	0.396468 kg
Volume:	0.00014684 m <sup>3</sup>

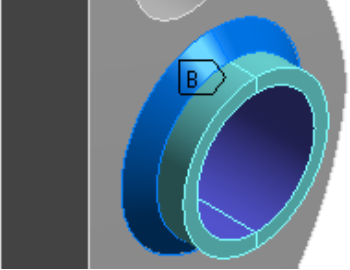
Propriedades do Tubo de atuação da Balance Bar	
<b>Tratado como:</b>	Corpo Sólido
<b>Massa:</b>	0.0300273 kg
<b>Volume:</b>	1.11212e-005 m <sup>3</sup>
Propriedades da Placa do Pedal de Freio	
<b>Tratado como:</b>	Corpo Sólido
<b>Massa:</b>	0.0438547 kg
<b>Volume:</b>	1.62425e-005 m <sup>3</sup>


Informações de Contato		
Contato	Imagem do contato	Propriedades de contato
Corpo Principal e Solda da Placa		Tipo: Unido
Placa e Solda da Placa		Tipo: Unido
Corpo Principal e Solda Tubo Guia Balance Bar		Tipo: Unido



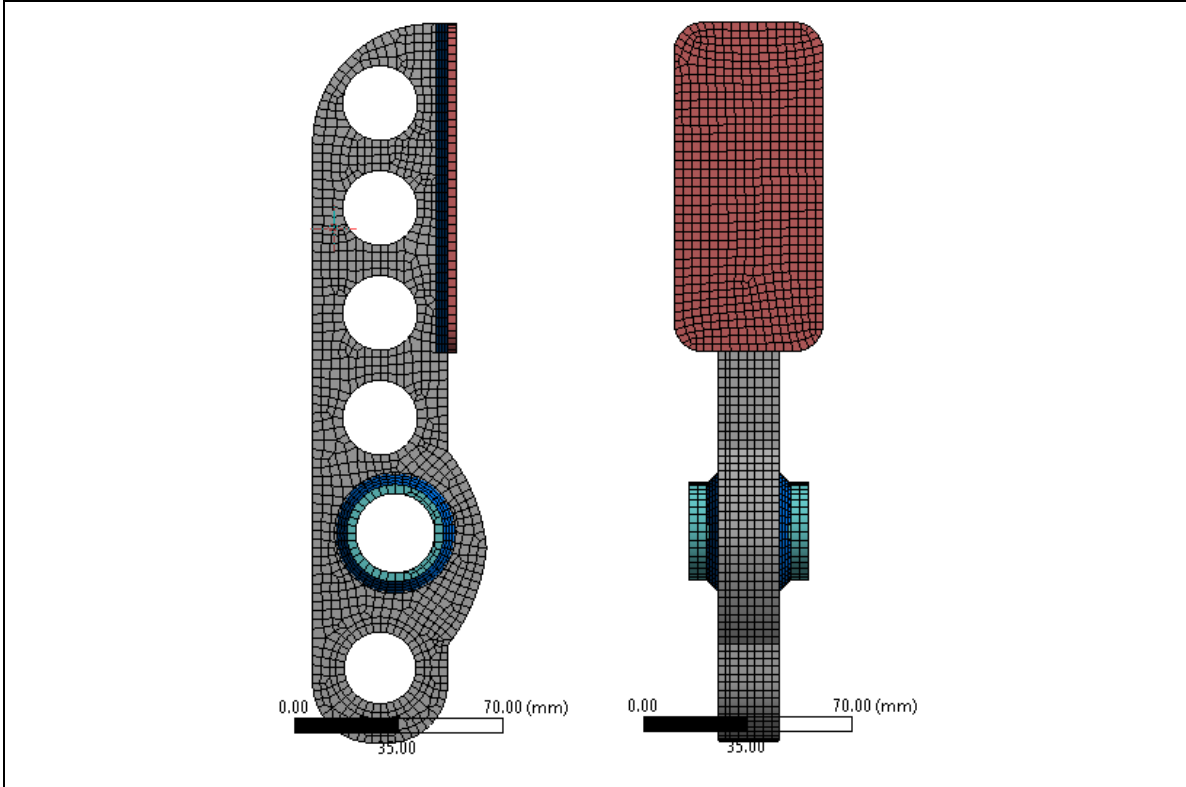
<p>Tubo Guia Balance Bar e Solada Tubo guia da Balance Bar</p>		<p>Tipo: Unido</p>
<p>Corpo Principal e Tubo Guia Balance Bar</p>		<p>Tipo: Sem Atrito</p>
<p>Corpo Principal e Placa</p>		<p>Tipo: Sem Atrito</p>

Acessórios de Fixação				
Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação		
<p>Compression Only Support</p>		<p>Tipo: Apenas Compressão (Equivalente ao contato entre um pino e a face)</p>		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
<p>Força de reação(N)</p>	<p>-6251.3</p>	<p>3556.1</p>	<p>0.0028708</p>	<p>7191.98</p>
<p>Momento de reação(N.m)</p>	<p>0</p>	<p>0</p>	<p>0</p>	<p>0</p>

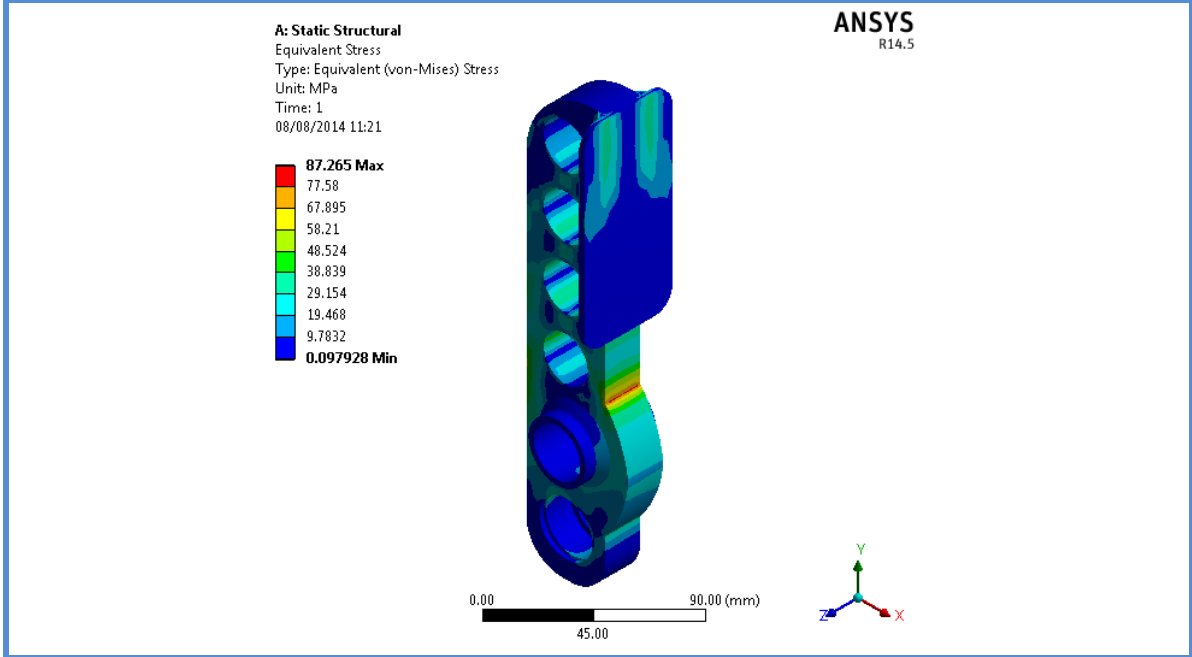
Acessórios de Fixação				
Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação		
Compression Only Support		Tipo: Apenas Compressão (Equivalente ao contato entre um pino e a face)		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	8250.44	-3556.07	-0.0024147	8984.17
Momento de reação(N.m)	0	0	0	0

Nome da carga	Carregar imagem	Detalhes de carga	
Força-1		<b>Entidades:</b>	1 face(s)
		<b>Tipo:</b>	Aplicar força normal
		<b>Valor:</b>	2000 N
		<b>Ângulo de fase:</b>	0
		<b>Unidades:</b>	graus

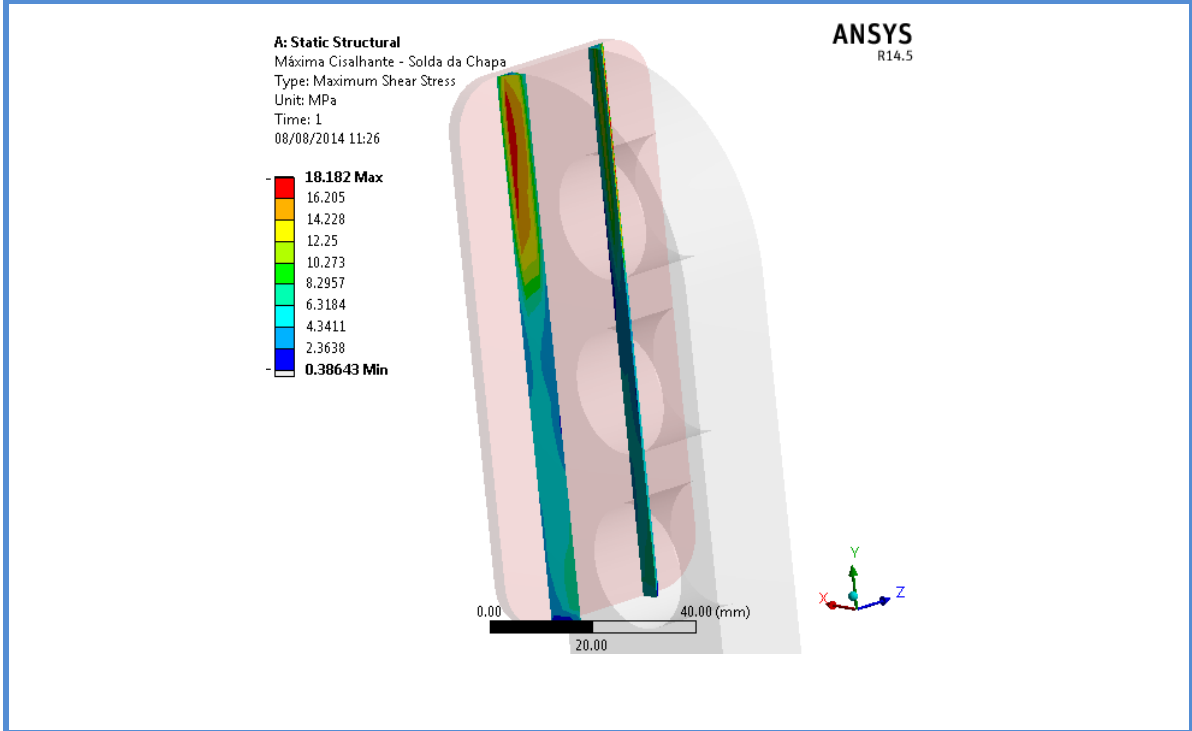
Informações de Malha	
<b>Tipo de malha:</b>	Malha sólida
<b>Geometria de malhas usada:</b>	Elemento Hexaédrico de Primeira Ordem
<b>Transição automática:</b>	Desativada
<b>Suavização:</b>	Média
<b>Transição:</b>	Lenta
<b>Qualidade da malha</b>	Alta
<b>Tamanho do elemento</b>	3 mm
<b>Total de nós</b>	52103
<b>Total de elementos</b>	9596
<b>Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):</b>	00:00:01



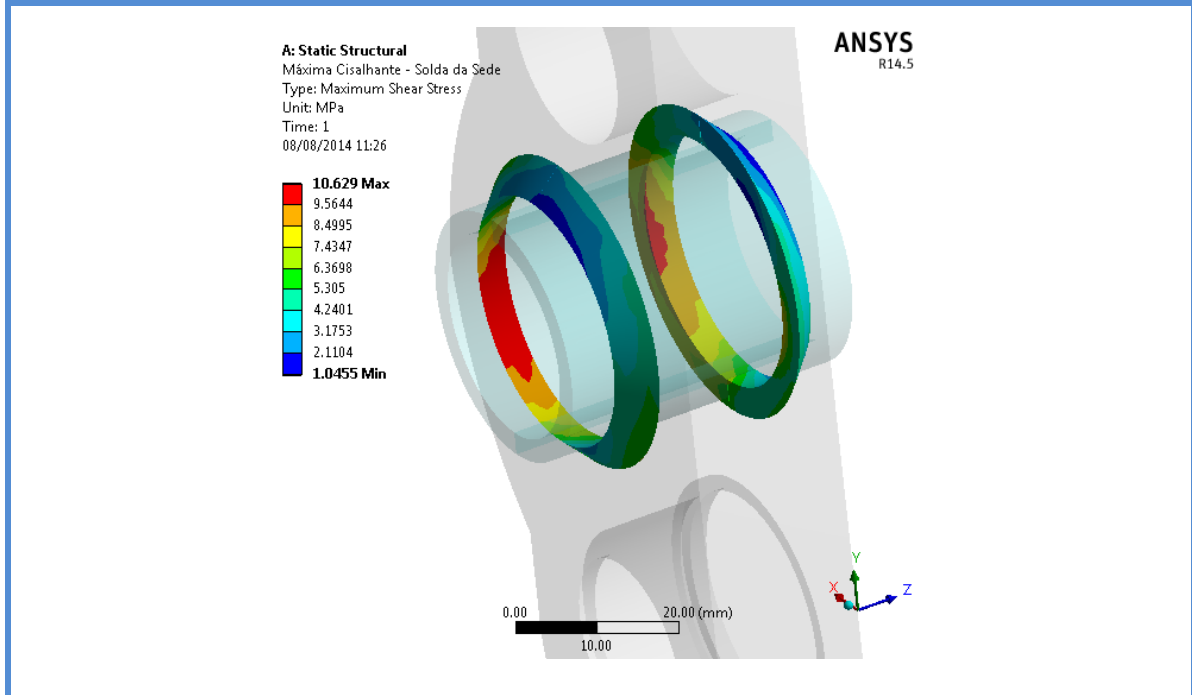
Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Pedal de Freio	VON: tensão de von Mises	97832 N/m <sup>2</sup>	8.7265e+007 N/m <sup>2</sup>



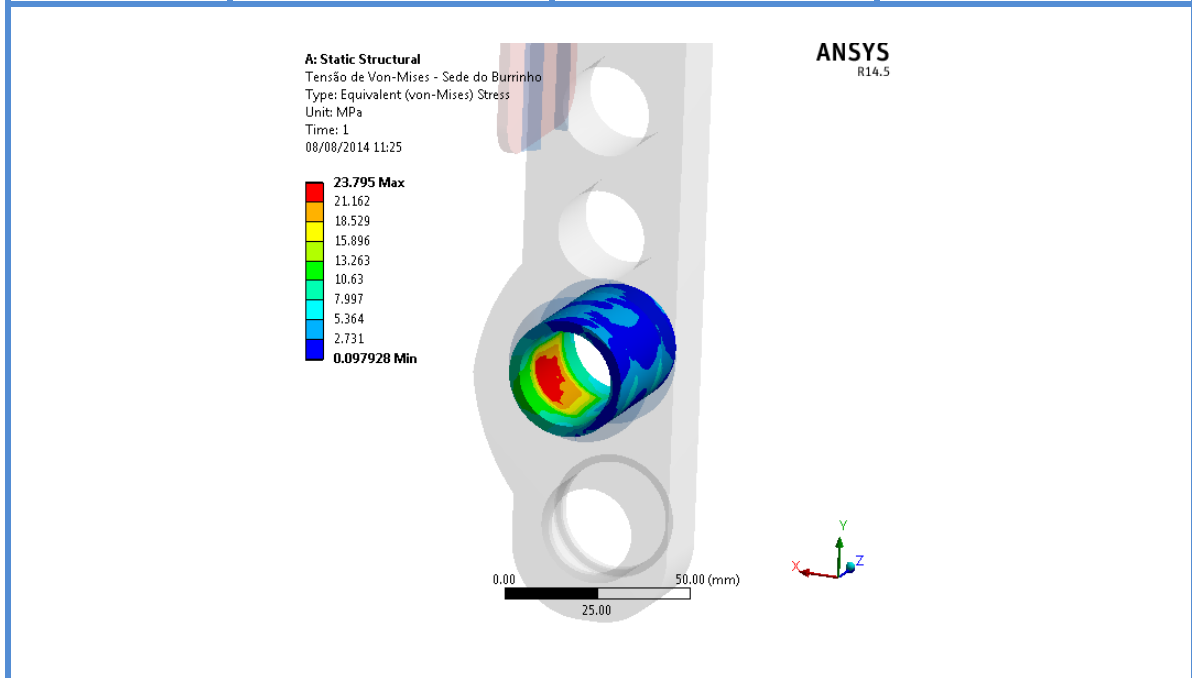
Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Solda da Placa	VON: tensão de von Mises	386430 N/m <sup>2</sup>	1.8182e+007 N/m <sup>2</sup>



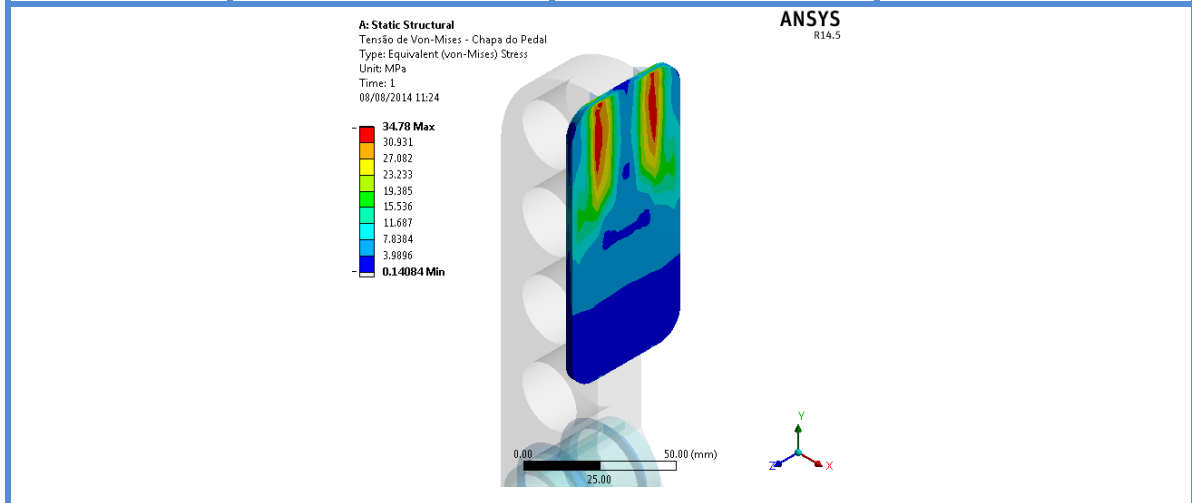
Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Solada Tubo Guia da Balance Bar	VON: tensão de von Mises	1045500 N/m <sup>2</sup>	1.0629e+007 N/m <sup>2</sup>



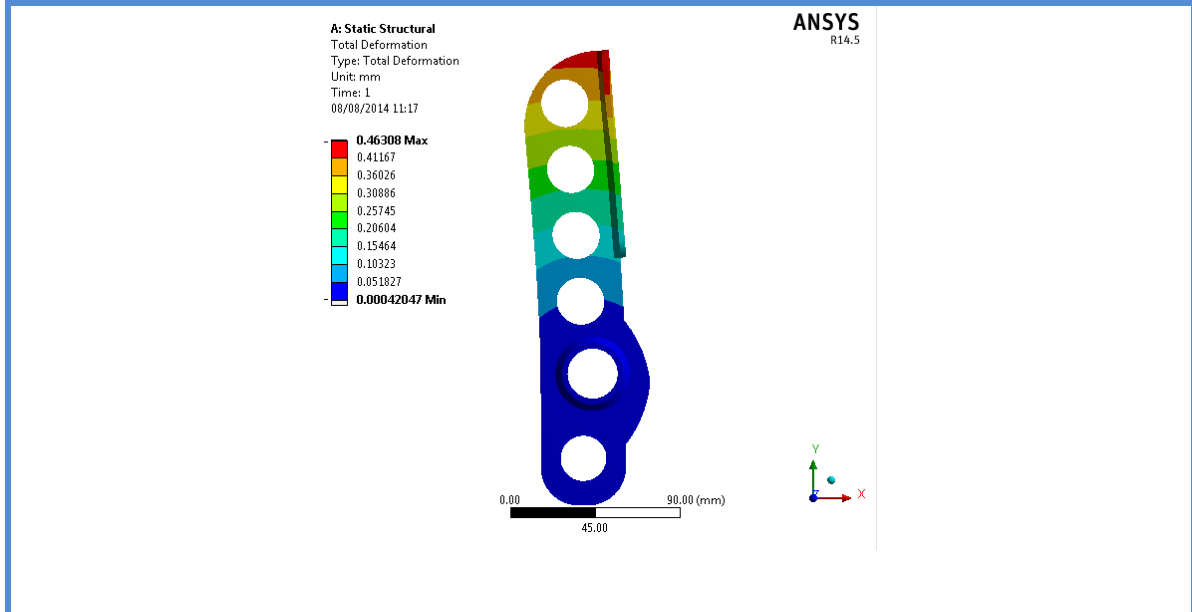
Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Tubo Guia da Balance Bar	VON: tensão de von Mises	97928 N/m <sup>2</sup>	2.3795e+007 N/m <sup>2</sup>



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Placa	VON: tensão de von Mises	14084 N/m <sup>2</sup>	3.478e+007 N/m <sup>2</sup>



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Deformação no Pedal	ESTRN: Esforço Equivalente	0.00000042047 m	0.00046308 m

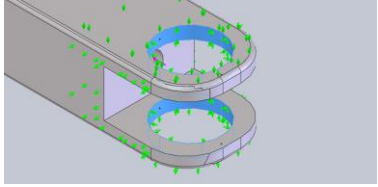
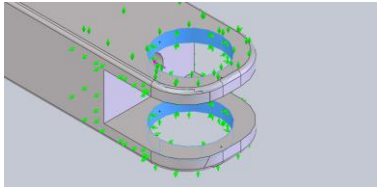


## 2. Junta Rotacional da Balance Bar

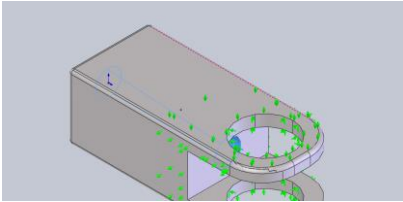
Unidades	
Sistema de unidades:	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento:	mm
Temperatura:	Kelvin
Velocidade angular:	Rad/s
Pressão/Tensão:	N/m <sup>2</sup>

Propriedades do Material	
Nome:	AISI 1020
Tipo de modelo:	Isotrópico linear elástico
Critério de falha predeterminado:	Tensão de Von Mises máxima
Limite de escoamento:	3.52e+008 N/m <sup>2</sup>
Resistência à tração:	4.21e+008 N/m <sup>2</sup>
Módulo elástico:	2e+011 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson:	0.29
Massa específica:	7900 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de cisalhamento:	7.7e+010 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica:	1.5e-005 /Kelvin

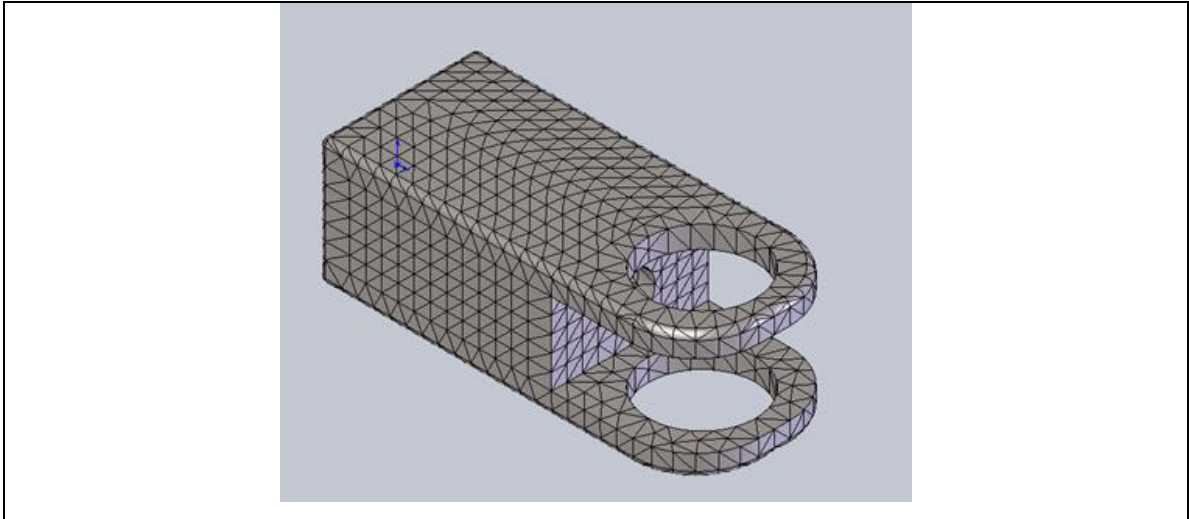
Propriedades do Disco de Freio Dianteiro	
Tratado como:	Corpo Sólido
Massa:	0.147722 kg
Volume:	1.8699e-005 m <sup>3</sup>

Acessórios de Fixação				
Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação		
Articulação fixa-1		Tipo: Articulação Fixa (Equivalente ao contato entre um pino e a face)		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	9000.26	-3.57177	-1.61474	9000.26
Momento de reação(N.m)	0	0	0	0
Rolagem/Deslizamento-1		Tipo: Rolagem/Deslizamento (Equivalente ao contato plano deslizante – não permite rotação da peça evitando erros de análise)		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	1138.57	3.62717	-1.27606	1138.57
Momento de reação(N.m)	0	0	0	0

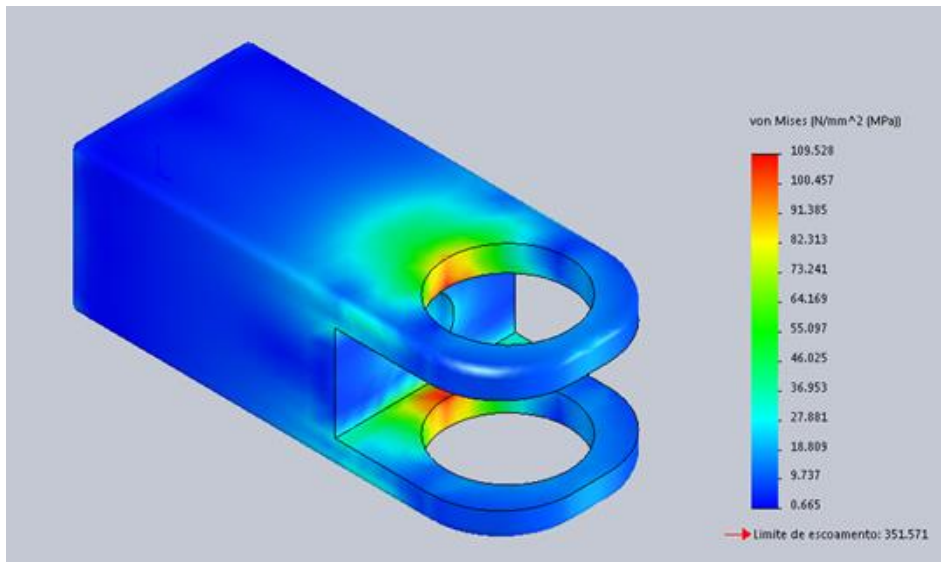


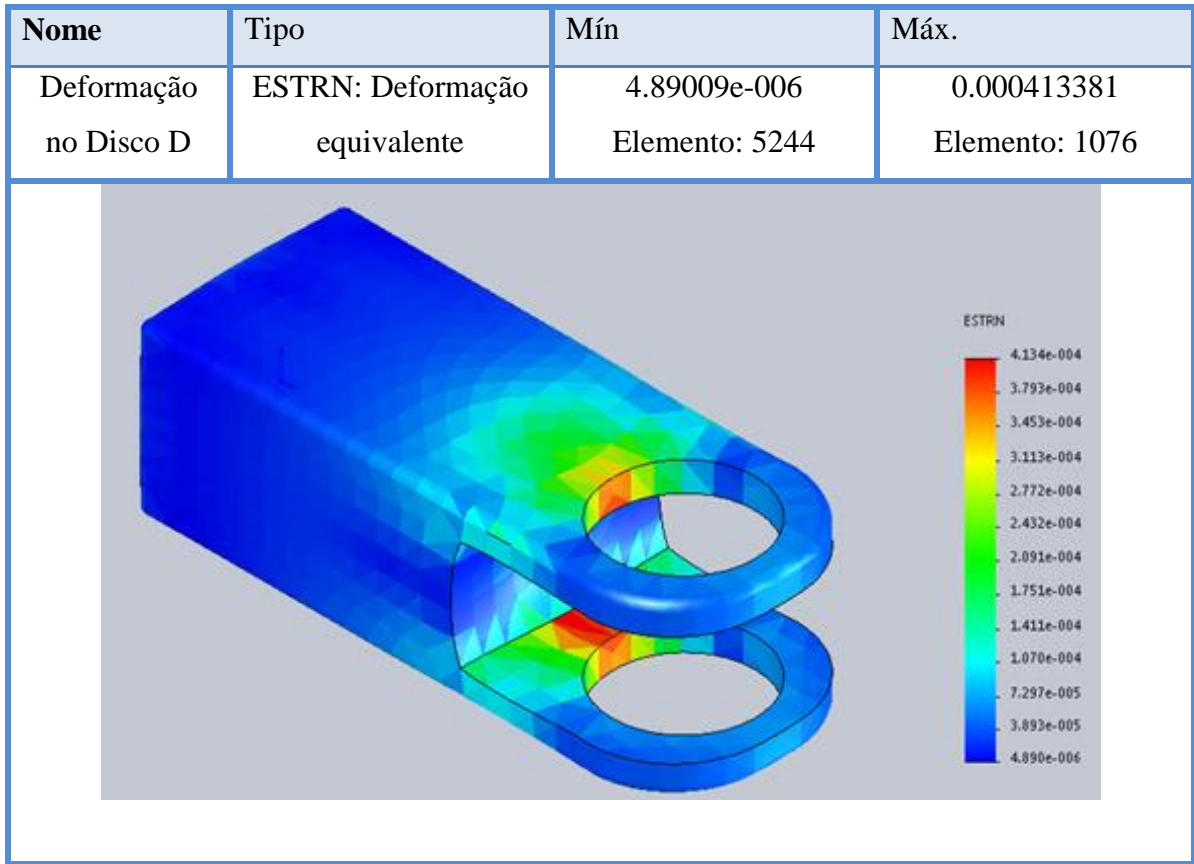
Nome da carga	Carregar imagem	Detalhes de carga												
Força-2		<table border="0"> <tr> <td><b>Entidades:</b></td> <td>1 face(s)</td> </tr> <tr> <td><b>Referência</b></td> <td>Furo interno para fixação do pushrod</td> </tr> <tr> <td><b>Tipo:</b></td> <td>Aplicar Força no sentido de deslocamento do pushrod</td> </tr> <tr> <td><b>Valor:</b></td> <td>9000 N</td> </tr> <tr> <td><b>Ângulo de fase:</b></td> <td>0</td> </tr> <tr> <td><b>Unidades:</b></td> <td>graus</td> </tr> </table>	<b>Entidades:</b>	1 face(s)	<b>Referência</b>	Furo interno para fixação do pushrod	<b>Tipo:</b>	Aplicar Força no sentido de deslocamento do pushrod	<b>Valor:</b>	9000 N	<b>Ângulo de fase:</b>	0	<b>Unidades:</b>	graus
<b>Entidades:</b>	1 face(s)													
<b>Referência</b>	Furo interno para fixação do pushrod													
<b>Tipo:</b>	Aplicar Força no sentido de deslocamento do pushrod													
<b>Valor:</b>	9000 N													
<b>Ângulo de fase:</b>	0													
<b>Unidades:</b>	graus													

Informações de Malha	
<b>Tipo de malha:</b>	Malha sólida
<b>Gerador de malhas usado:</b>	Malha padrão
<b>Transição automática:</b>	Desativada
<b>Incluir loops de malha automáticos:</b>	Desativada
<b>Pontos Jacobianos</b>	4 Pontos
<b>Tamanho do elemento</b>	2.6552 mm
<b>Tolerância</b>	0.13276 mm
<b>Qualidade da malha</b>	Alta
<b>Total de nós</b>	12043
<b>Total de elementos</b>	7362
<b>Proporção máxima</b>	4.0096
<b>Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):</b>	00:00:07



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Pedal Disco D	VON: tensão de von Mises	0.664959 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nó: 8136	109.528 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nó: 129



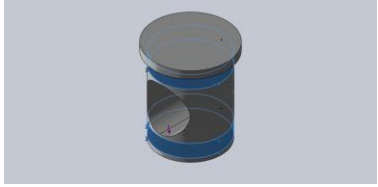


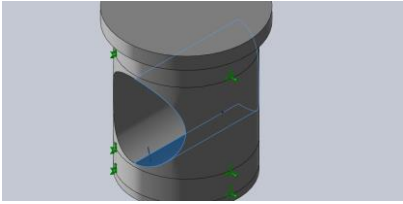
### 3. Eixo da Junta Rotacional da Balance Bar

Unidades	
Sistema de unidades:	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento:	mm
Temperatura:	Kelvin
Velocidade angular:	Rad/s
Pressão/Tensão:	N/m <sup>2</sup>

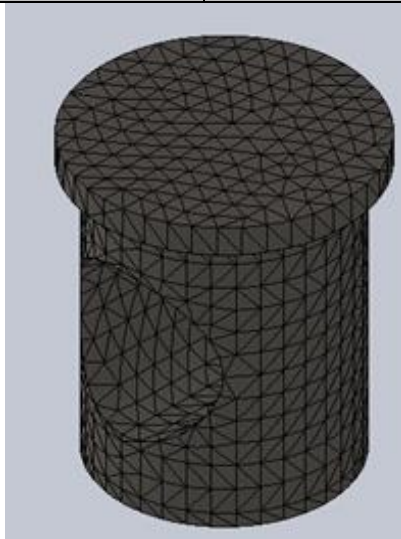
Propriedades do Material	
Nome:	AISI 1020
Tipo de modelo:	Isotrópico linear elástico
Critério de falha predeterminado:	Tensão de Von Mises máxima
Limite de escoamento:	3.52e+008 N/m <sup>2</sup>
Resistência à tração:	4.21e+008 N/m <sup>2</sup>
Módulo elástico:	2e+011 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson:	0.29
Massa específica:	7900 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de cisalhamento:	7.7e+010 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica:	1.5e-005 /Kelvin

Propriedades do Disco de Freio Dianteiro	
Tratado como:	Corpo Sólido
Massa:	0.0284474 kg
Volume:	3.60094e-006 m <sup>3</sup>

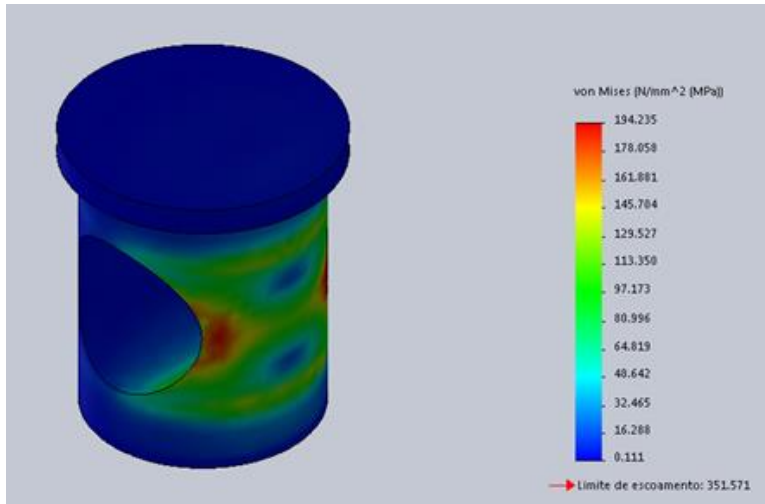
Acessórios de Fixação				
Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação		
Geometria fixa-1		Tipo: Geometria Fixa (Equivalente ao contato engastado)		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	0.0957651	5408.61	0.130719	5408.61
Momento de reação(N.m)	0	0	0	0

Nome da carga	Carregar imagem	Detalhes de carga	
Força-1		<b>Entidades:</b>	1 face(s)
		<b>Referência</b>	Área de atuação do eixo da balance bar
		<b>Tipo:</b>	Aplicar Força Normal
		<b>Valor:</b>	900 N
		<b>Ângulo de fase:</b>	0
		<b>Unidades:</b>	graus

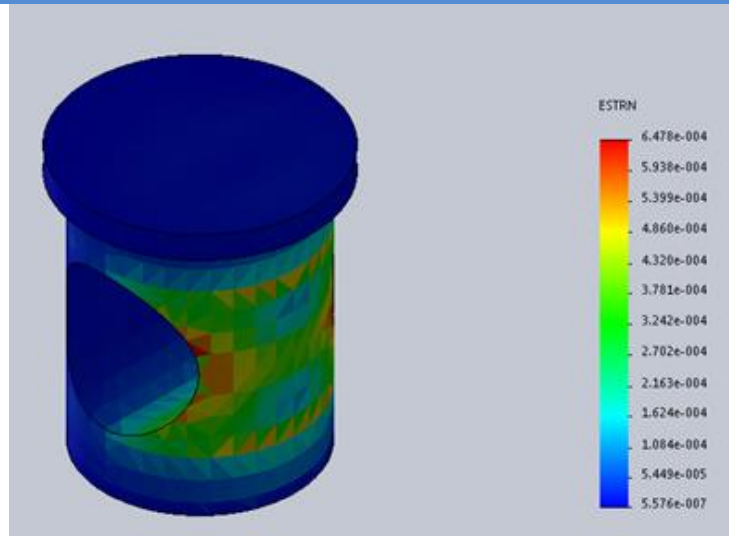
<b>Informações de Malha</b>	
<b>Tipo de malha:</b>	Malha sólida
<b>Gerador de malhas usado:</b>	Malha padrão
<b>Transição automática:</b>	Desativada
<b>Incluir loops de malha automáticos:</b>	Desativada
<b>Pontos Jacobianos</b>	4 Pontos
<b>Tamanho do elemento</b>	1.53339 mm
<b>Tolerância</b>	0.0766694 mm
<b>Qualidade da malha</b>	Alta
<b>Total de nós</b>	11882
<b>Total de elementos</b>	7407
<b>Proporção máxima</b>	3.5914
<b>Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):</b>	00:00:06



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Pedal Disco D	VON: tensão de von Mises	0.111334 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nó: 160	194.235 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nó: 11843



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Deformação no Disco D	ESTRN: Deformação equivalente	5.57616e-007 Elemento: 2478	0.000647776 Elemento: 2184



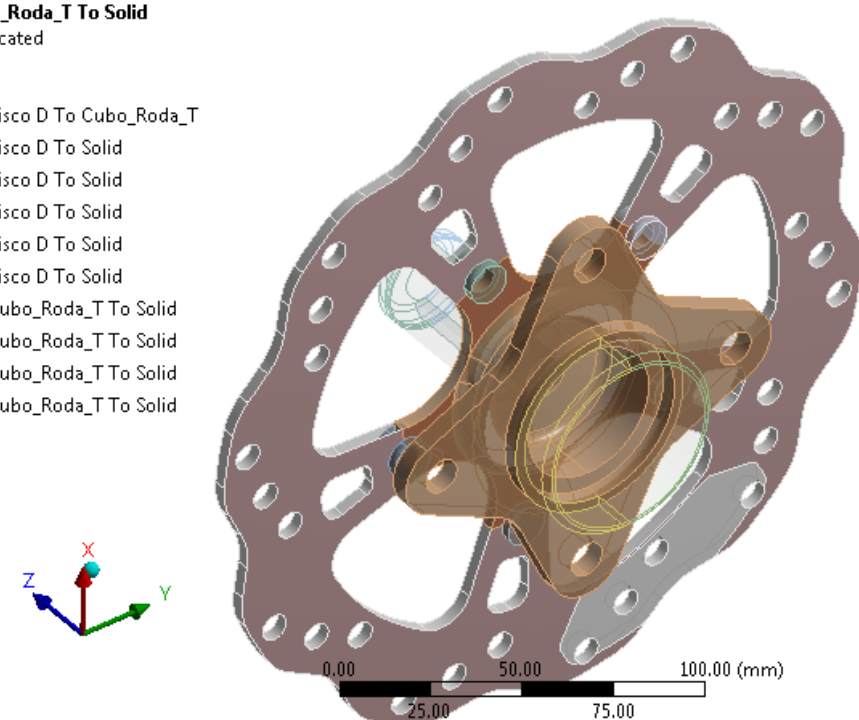
#### 4. Disco de Freio Dianteiro

Unidades	
Sistema de unidades:	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento:	mm
Temperatura:	Kelvin
Velocidade angular:	Rad/s
Pressão/Tensão:	N/m <sup>2</sup>

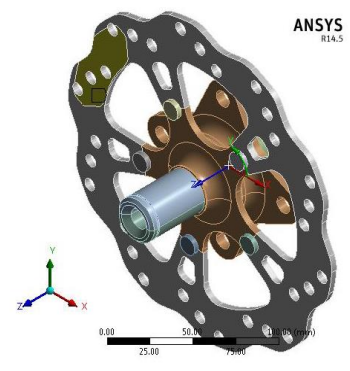
Propriedades do Material	
Nome:	Aço Inoxidável Martensítico 420
Tipo de modelo:	Isotrópico linear elástico
Critério de falha predeterminado:	Tensão de Von Mises máxima
Limite de escoamento:	3.45e+008 N/m <sup>2</sup>
Resistência à tração:	6.55e+008 N/m <sup>2</sup>
Módulo elástico:	2e+011 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson:	0.3
Massa específica:	7800 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de cisalhamento:	8.1e+010 N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica:	1.6e-005 /Kelvin

Propriedades do Disco de Freio Dianteiro	
Tratado como:	Corpo Sólido
Massa:	0.543202 kg
Volume:	6.96413e-005 m <sup>3</sup>



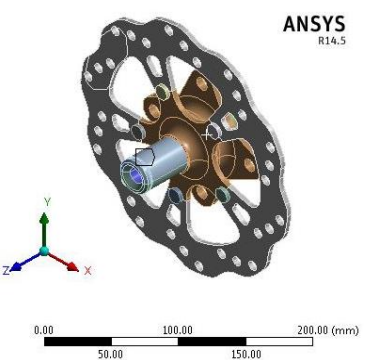
Informações de Contato	
Contato	Propriedades de contato
Disco de Freio e Cubo de Roda	Tipo: Sem Atrito
Disco de Freio e Fixação	
Cubo de Roda e Fixação	
<p><b>Frictionless - Cubo_Roda_T To Solid</b>  Items: 10 of 11 indicated  14/08/2014 21:41</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><b>A</b> Frictionless - disco D To Cubo_Roda_T</li> <li><b>B</b> Frictionless - disco D To Solid</li> <li><b>C</b> Frictionless - disco D To Solid</li> <li><b>D</b> Frictionless - disco D To Solid</li> <li><b>E</b> Frictionless - disco D To Solid</li> <li><b>F</b> Frictionless - disco D To Solid</li> <li><b>G</b> Frictionless - Cubo_Roda_T To Solid</li> <li><b>H</b> Frictionless - Cubo_Roda_T To Solid</li> <li><b>I</b> Frictionless - Cubo_Roda_T To Solid</li> <li><b>J</b> Frictionless - Cubo_Roda_T To Solid</li> </ul> <p><b>ANSYS</b> R14.5</p> 	

### Acessórios de Fixação

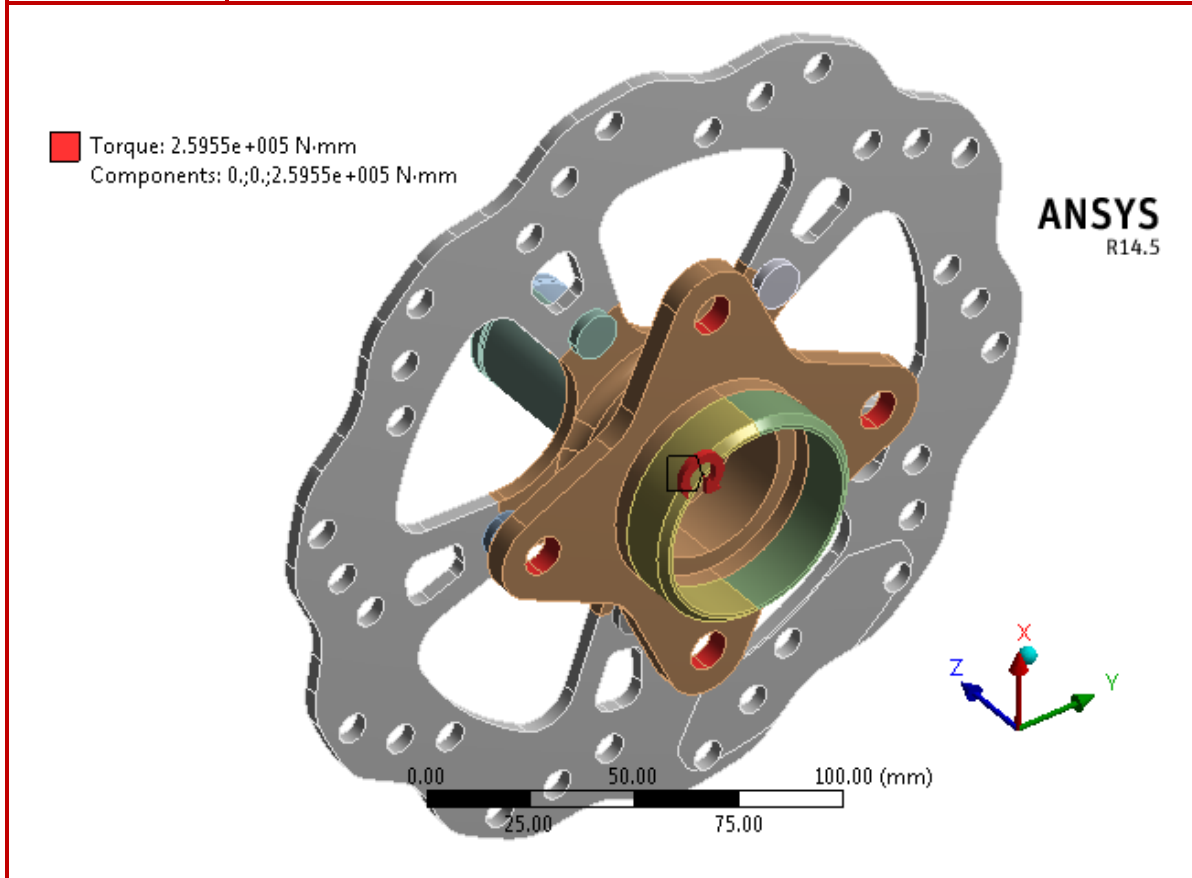
Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação
Fixo		Tipo: Geometria Fixa (Equivalente ao contato engastado)

### Forças resultantes

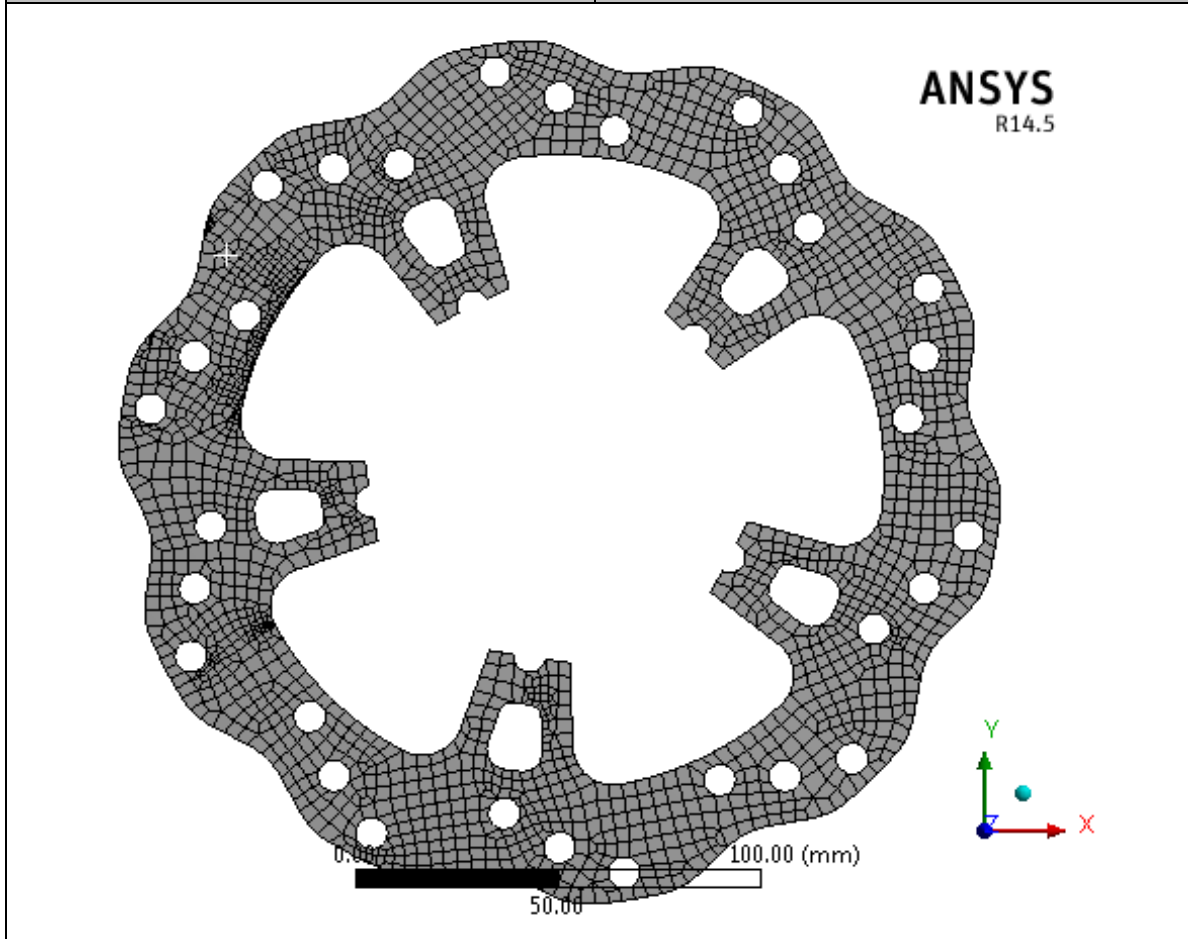
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	0.0543132	-0.719525	-0.765929	1.05229
Momento de reação(N.m)	0	0	0	0

Cylindrical Support		Tipo: Suporte Cilíndrico
---------------------	---	--------------------------

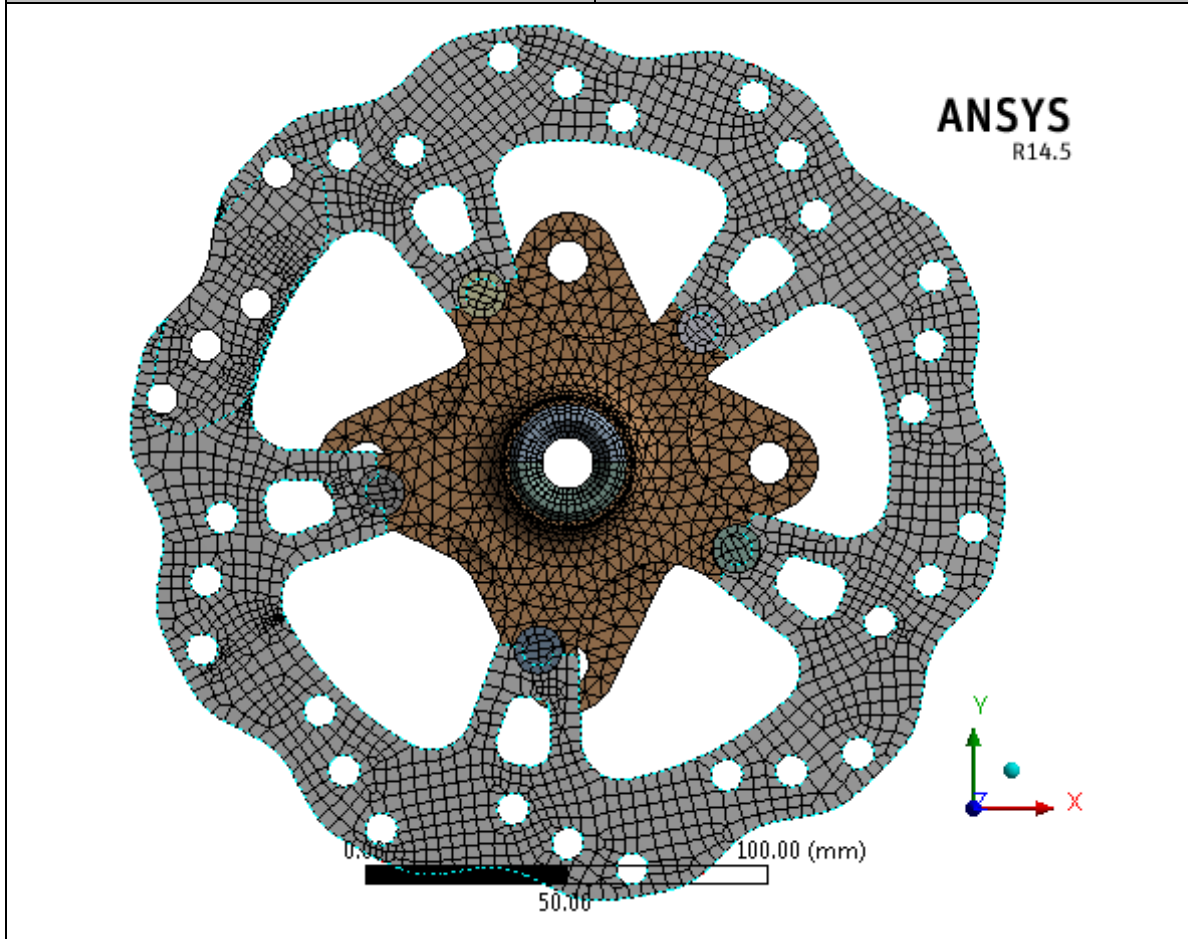
Nome da carga	Detalhes de carga	
Torque	<b>Entidades:</b>	5 face(s)
	<b>Referência</b>	Eixo1
	<b>Tipo:</b>	Aplicar Torque
	<b>Valor:</b>	259,55 N.m
	<b>Ângulo de fase:</b>	0
	<b>Unidades:</b>	graus



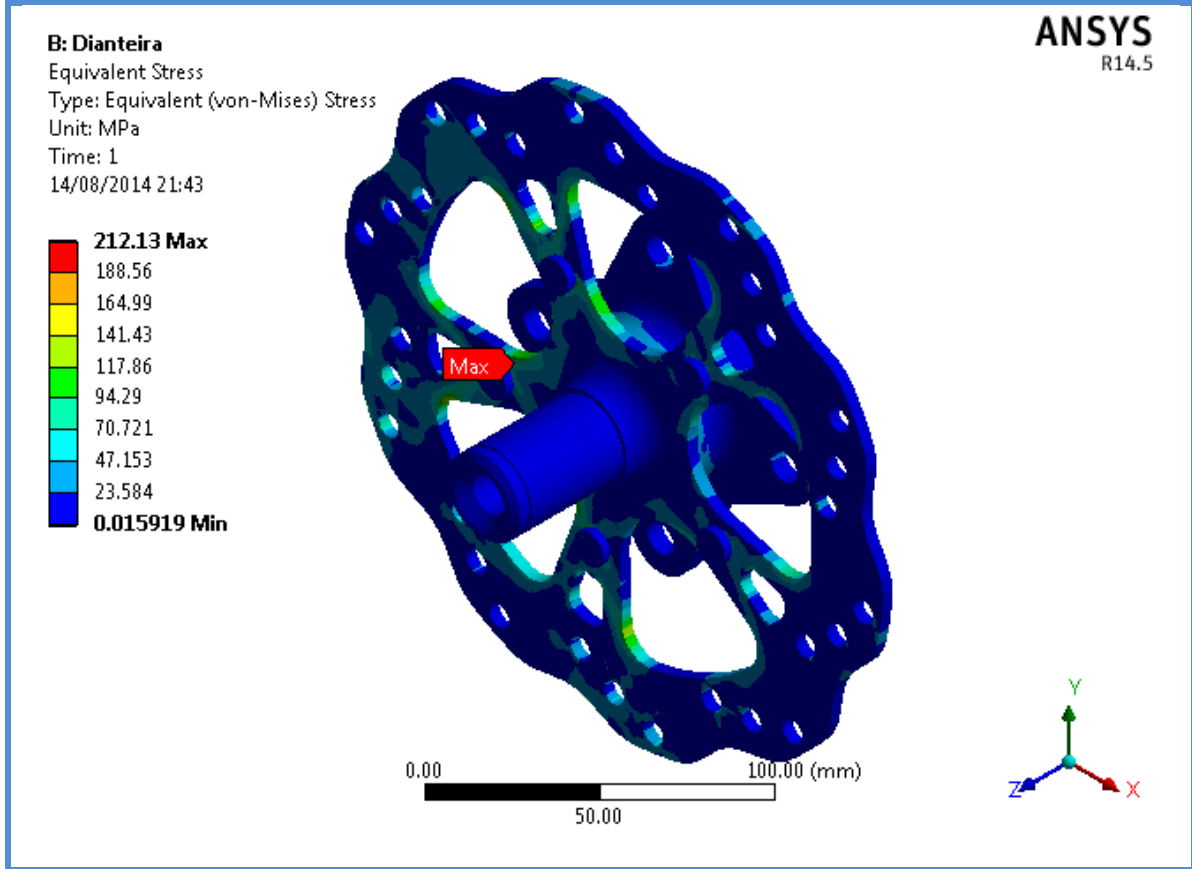
Informações de Malha Disco de Freio	
Tipo de malha:	Malha sólida
Geometria de malhas usada:	Elemento Hexaédrico de Primeira Ordem
Transição automática:	Desativada
Suavização:	Média
Transição:	Lenta
Qualidade da malha	Alta
Tamanho do elemento	2 mm
Total de nós	24925
Total de elementos	6921
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:8



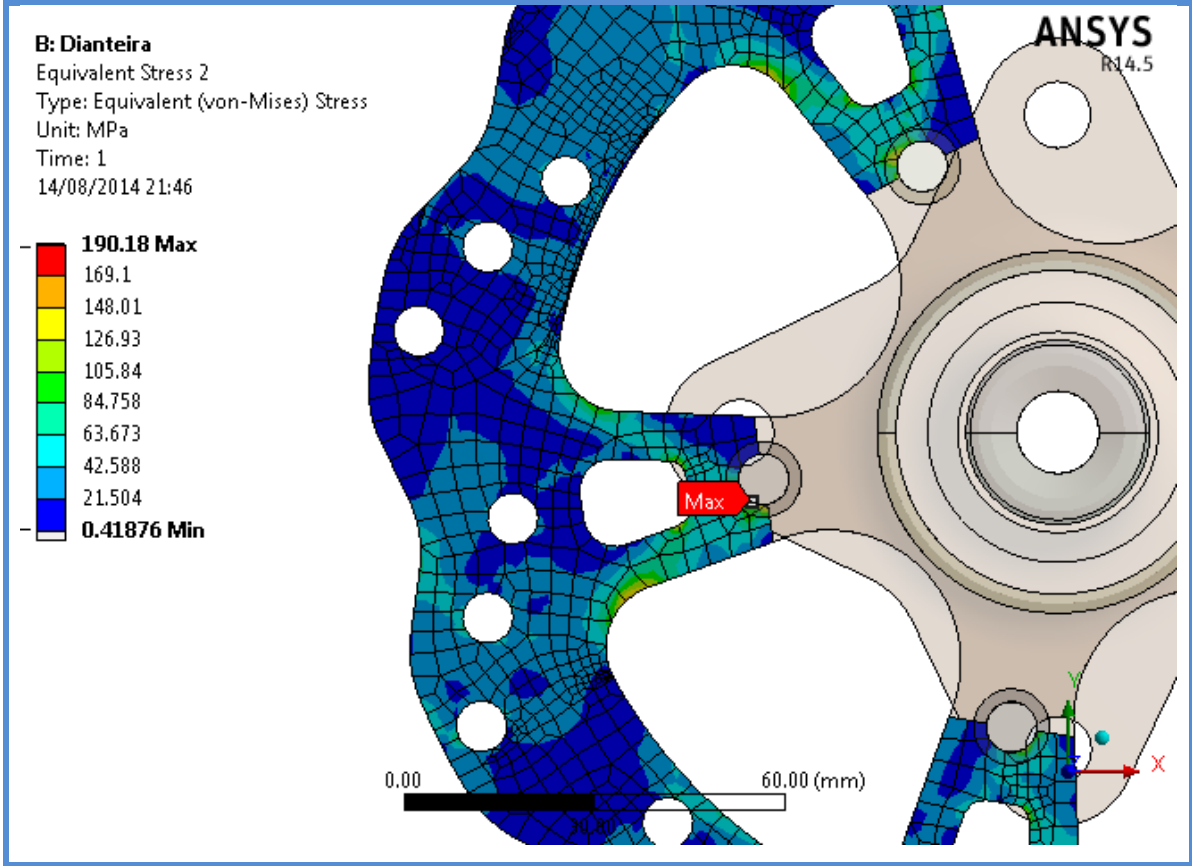
Informações de Malha Cubo de Roda	
Tipo de malha:	Malha sólida
Geometria de malhas usada:	Elemento Tetraédrico de Primeira Ordem
Transição automática:	Desativada
Suavização:	Média
Transição:	Lenta
Qualidade da malha	Alta
Tamanho do elemento	4 mm
Total de nós	58571
Total de elementos	24718
Tempo para conclusão da malha (hh;mm;ss):	00:00:19



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Conjunto Disco D e Cubo de Roda	VON: tensão de von Mises	0,015919 MPa	212,13 MPa



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Disco D	VON: tensão de von Mises	0,41876 MPa	190,18 MPa



## 5. Disco de Freio Traseiro

Unidades	
<b>Sistema de unidades:</b>	SI (MKS)
<b>Comprimento/Deslocamento:</b>	mm
<b>Temperatura:</b>	Kelvin
<b>Velocidade angular:</b>	Rad/s
<b>Pressão/Tensão:</b>	N/m <sup>2</sup>

Propriedades do Material	
<b>Nome:</b>	Aço Inoxidável Martensítico 420
<b>Tipo de modelo:</b>	Isotrópico linear elástico
<b>Critério de falha predeterminado:</b>	Tensão de Von Mises máxima
<b>Limite de escoamento:</b>	3.45e+008 N/m <sup>2</sup>
<b>Resistência à tração:</b>	6.55e+008 N/m <sup>2</sup>
<b>Módulo elástico:</b>	2e+011 N/m <sup>2</sup>
<b>Coefficiente de Poisson:</b>	0.3
<b>Massa específica:</b>	7800 kg/m <sup>3</sup>
<b>Módulo de cisalhamento:</b>	8.1e+010 N/m <sup>2</sup>
<b>Coefficiente de expansão térmica:</b>	1.6e-005 /Kelvin

Propriedades do Disco de Freio Dianteiro	
<b>Tratado como:</b>	Corpo Sólido
<b>Massa:</b>	0.486916 kg
<b>Volume:</b>	6.24251e-005 m <sup>3</sup>

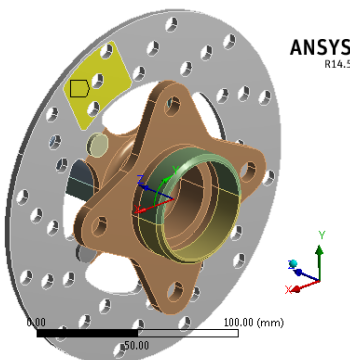


Informações de Contato	
Contato	Propriedades de contato
Disco de Freio e Cubo de Roda	Tipo: Sem Atrito
Disco de Freio e Fixação	
Cubo de Roda e Fixação	

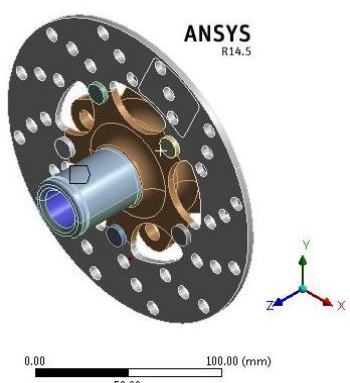
The image displays a finite element analysis (FEA) model of a brake disc and hub assembly. The disc is represented by a grey mesh, and the hub is shown in brown. Five contact regions are identified with green arrows and labeled A, B, C, D, and E. A scale bar at the bottom indicates a length of 100.00 mm, with a 50.00 mm mark. A 3D coordinate system with X, Y, and Z axes is shown in the bottom right corner. The text 'ANSYS R14.5' is visible in the top right corner of the model area.

### Acessórios de Fixação

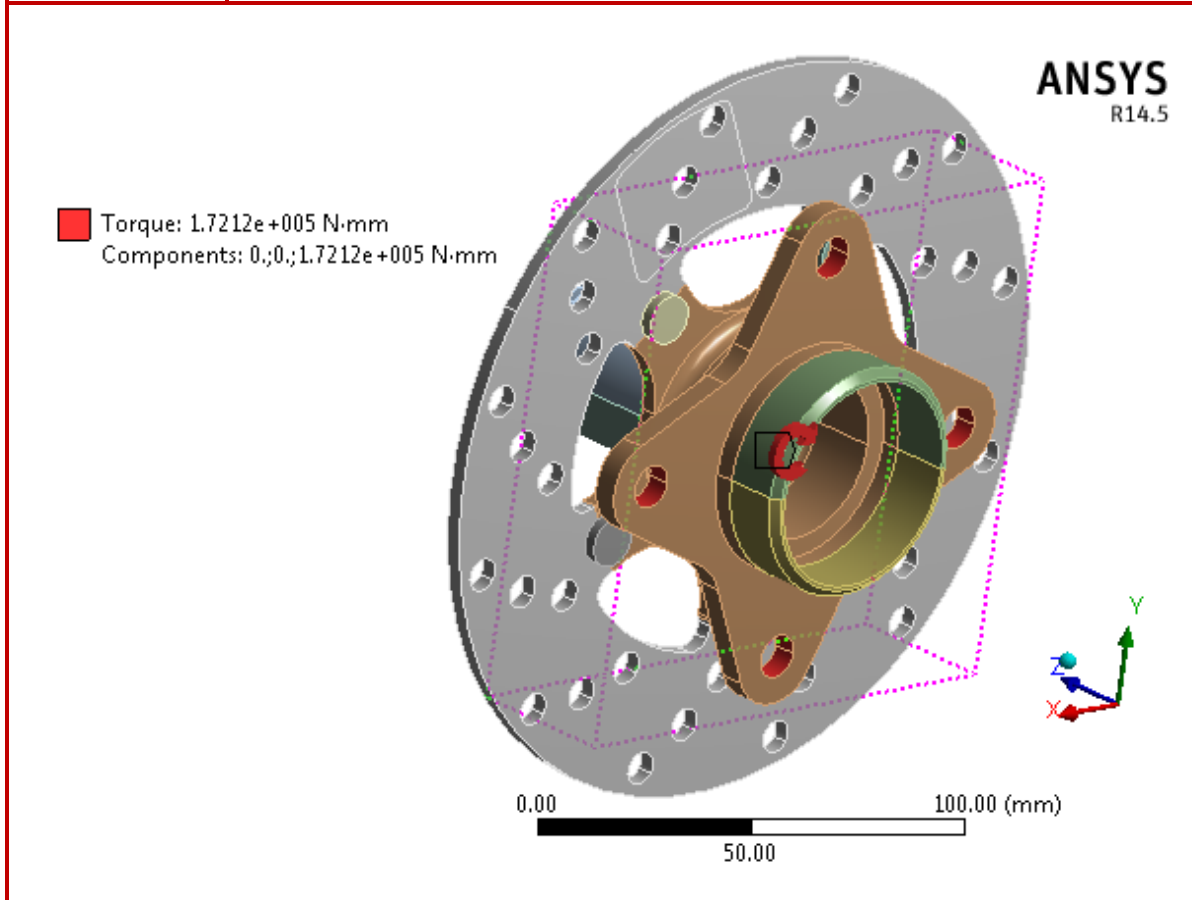
Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação
Fixo		<p>Tipo: Geometria Fixa (Equivalente ao contato engastado)</p>

### Forças resultantes

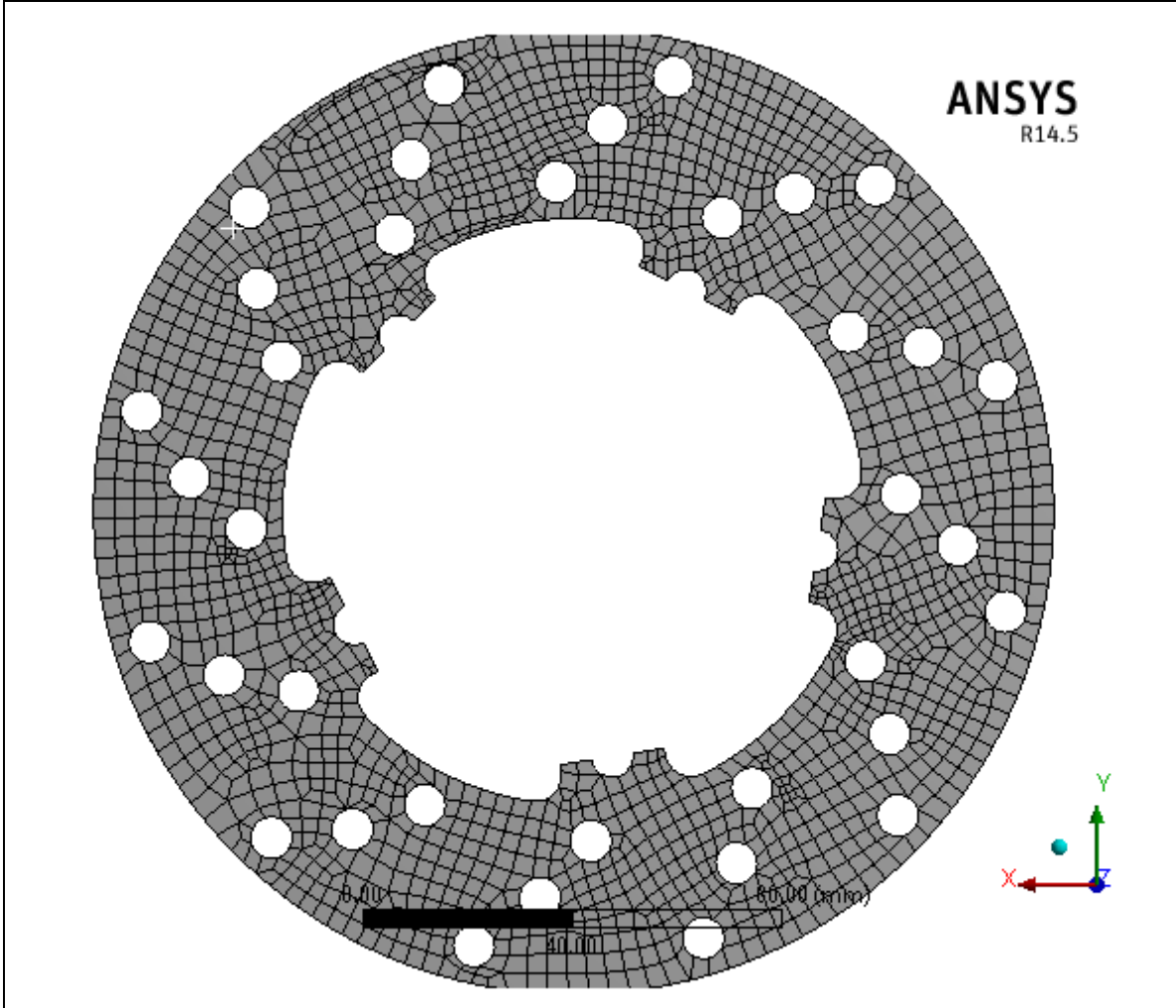
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	0.367193	-0.181581	-0.103511	0.422513
Momento de reação(N.m)	0	0	0	0

Cylindrical Support		<p>Tipo: Suporte Cilíndrico</p>
---------------------	---	---------------------------------

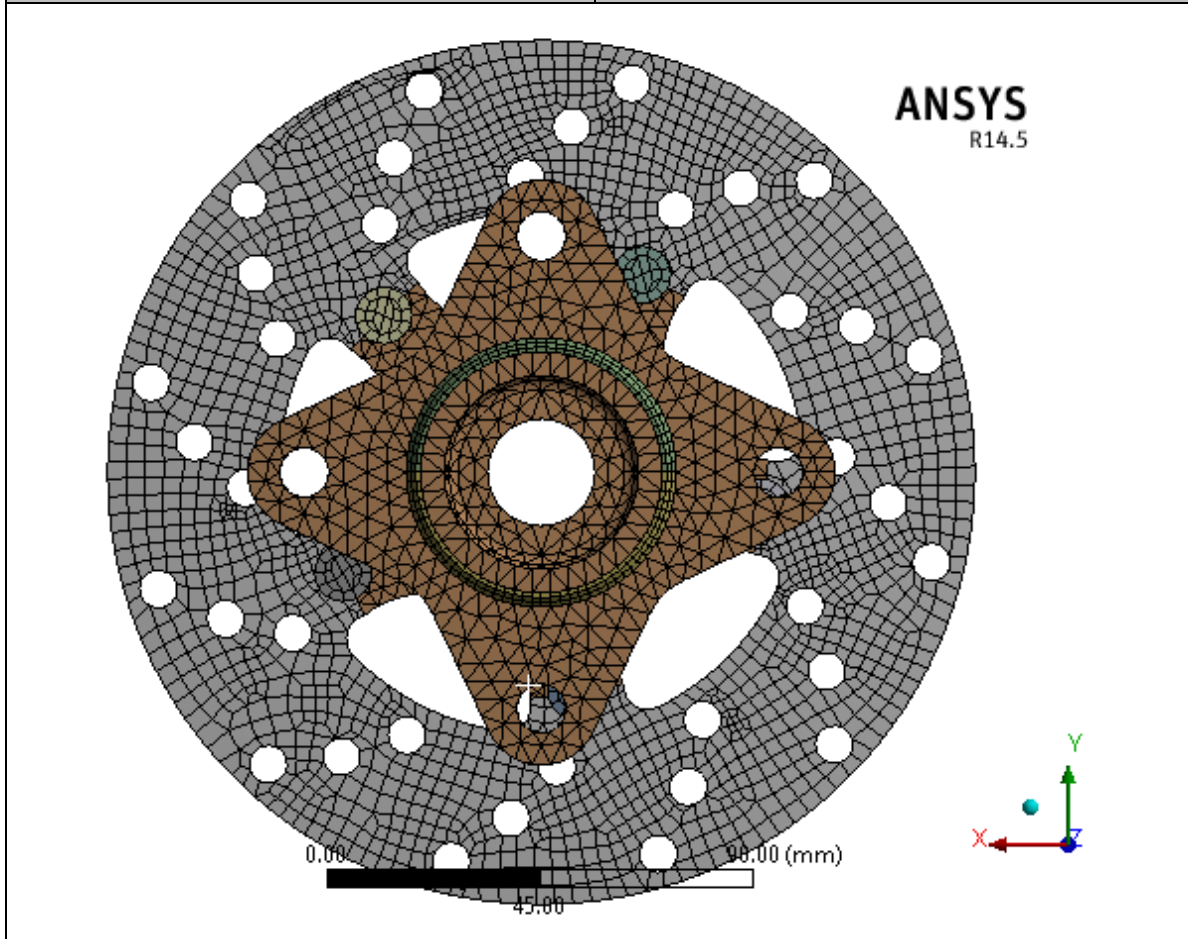
Nome da carga	Detalhes de carga	
Torque	<b>Entidades:</b>	5 face(s)
	<b>Referência</b>	Eixo1
	<b>Tipo:</b>	Aplicar Torque
	<b>Valor:</b>	172,12 N.m
	<b>Ângulo de fase:</b>	0
	<b>Unidades:</b>	graus



<b>Informações de Malha Disco de Freio</b>	
<b>Tipo de malha:</b>	Malha sólida
<b>Geometria de malhas usada:</b>	Elemento Hexaédrico de Primeira Ordem
<b>Transição automática:</b>	Desativada
<b>Suavização:</b>	Média
<b>Transição:</b>	Lenta
<b>Qualidade da malha</b>	Alta
<b>Tamanho do elemento</b>	2 mm
<b>Total de nós</b>	13150
<b>Total de elementos</b>	1674
<b>Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):</b>	00:00:7



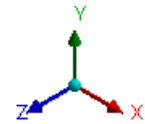
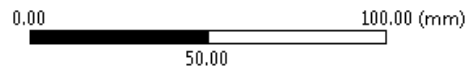
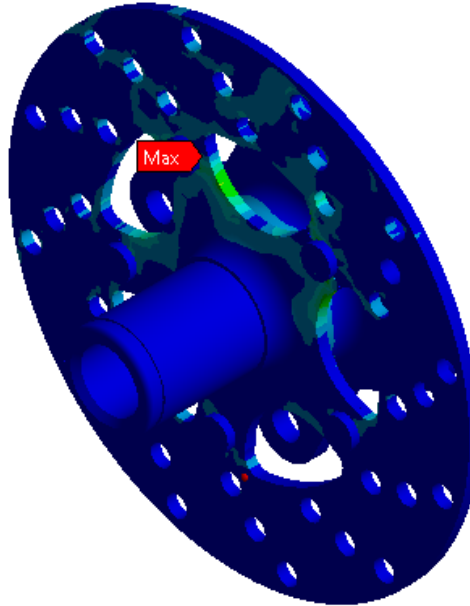
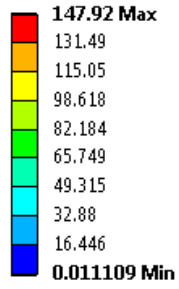
<b>Informações de Malha Cubo de Roda</b>	
<b>Tipo de malha:</b>	Malha sólida
<b>Geometria de malhas usada:</b>	Elemento Tetraédrico de Primeira Ordem
<b>Transição automática:</b>	Desativada
<b>Suavização:</b>	Média
<b>Transição:</b>	Lenta
<b>Qualidade da malha</b>	Alta
<b>Tamanho do elemento</b>	4 mm
<b>Total de nós</b>	63538
<b>Total de elementos</b>	112979
<b>Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):</b>	00:00:23



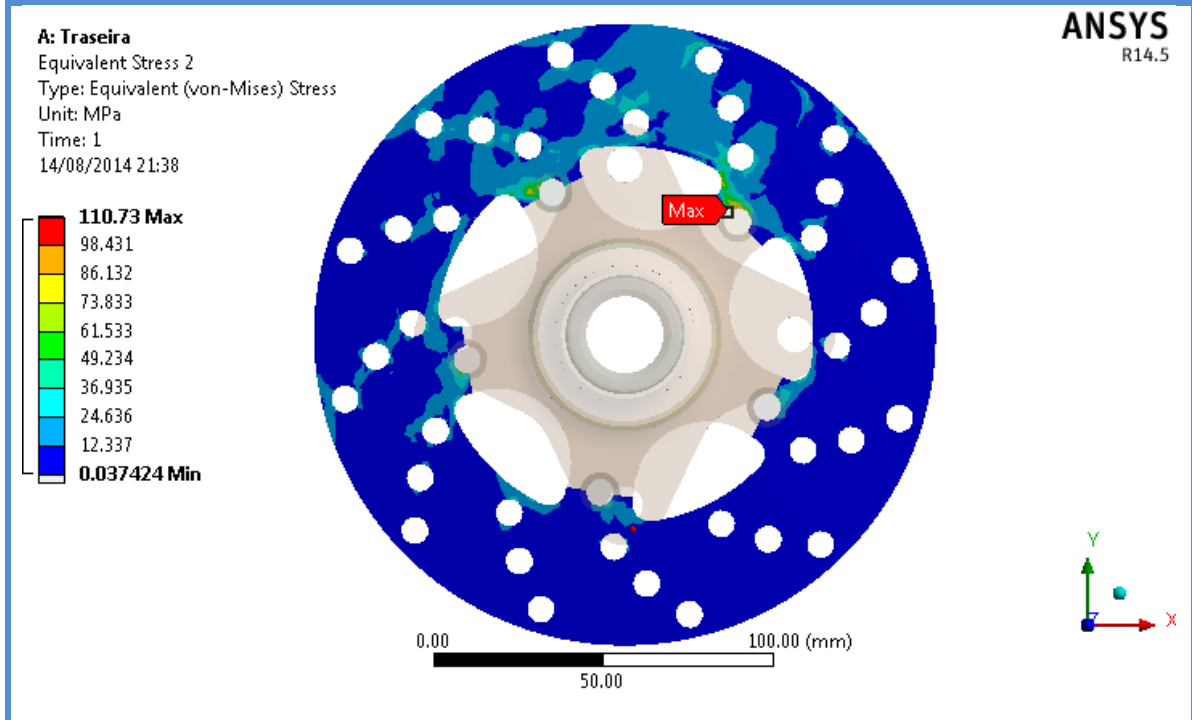
Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Conjunto Disco T e Cubo de Roda	VON: tensão de von Mises	0,011109 MPa	147,92 MPa

**A: Traseira**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 14/08/2014 21:37

**ANSYS**  
 R14.5



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão Disco T	VON: tensão de von Mises	0,037424 MPa	110,73 MPa



COMPONENTES DO SISTEMA	14-0	PASTILHA/DISCO DE FREIO	14-5
INFORMAÇÕES DE SERVIÇO	14-1	CILINDRO MESTRE	14-7
DIAGNOSE DE DEFEITOS	14-2	CÁLIPER DO FREIO	14-12
SUBSTITUIÇÃO DO FLUIDO DE FREIO/ SANGRIA DE AR	14-3		

## INFORMAÇÕES DE SERVIÇO

### INSTRUÇÕES GERAIS

#### ▲ CUIDADO

- A inalação freqüente da poeira das pastilhas de freio, independente da composição do material, pode ser prejudicial à saúde.
- Nunca use uma mangueira de ar comprimido ou escova para limpar os conjuntos de freio. Use um aspirador de pó aprovado para essa finalidade.
- Um disco/pastilha de freio contaminados reduzem o desempenho da frenagem. Descarte as pastilhas contaminadas e limpe o disco com desengraxante de freio de alta qualidade.
- Sempre verifique o funcionamento do freio antes de pilotar a motocicleta.

#### ATENÇÃO

- Evite derramar fluido de freio sobre peças plásticas, pintadas ou de borracha. Caso contrário, elas serão severamente danificadas. Coloque um pano sobre essas peças sempre que efetuar serviços no sistema hidráulico.
- Sempre tome cuidado durante a remoção da tampa do reservatório. Certifique-se primeiro de que o reservatório esteja em posição horizontal.

- Este capítulo abrange somente os serviços no tipo freio a disco.
- Não permita a entrada de contaminantes (sujeira, água, etc.) no sistema hidráulico durante o abastecimento do reservatório.
- Quando abastecer o sistema, utilize somente fluido de freio DOT 3 ou DOT 4 novo retirado de uma embalagem selada. Não misture tipos diferentes de fluido, eles não são compatíveis.
- Efetue a sangria de ar do sistema hidráulico caso ele tenha sido desmontado ou o freio pareça esponjoso.
- Verifique o sistema de freio acionando a alavanca do freio após efetuar a sangria de ar.
- Sempre substitua as pastilhas de freio em pares para assegurar uma pressão uniforme sobre o disco.

## ESPECIFICAÇÕES

Unidade: mm

Item	Padrão	Limite de Uso
Fluido de freio especificado	DOT 3 ou DOT 4	–
Espessura do disco de freio	3,8 – 4,2	3,5
Empenamento do disco de freio	–	0,10
D.I. do cilindro mestre	11,000 – 11,043	11,055
D.E. do pistão do cilindro mestre	10,957 – 10,984	10,945
D.I. do cilindro do cãliper	32,030 – 32,080	32,090
D.E. do pistão do cãliper	31,948 – 31,998	31,94



<b>INFORMAÇÕES DE SERVIÇO</b>	15-1	<b>DISCO/PASTILHAS DO FREIO</b>	15-4
<b>DIAGNOSE DE DEFEITOS</b>	15-2	<b>CILINDRO MESTRE</b>	15-6
<b>TROCA DO FLUIDO DE FREIO/ SANGRIA DE AR</b>	15-3	<b>CÁLIPER DO FREIO</b>	15-10

## INFORMAÇÕES DE SERVIÇO

### INSTRUÇÕES GERAIS

#### **⚠ CUIDADO**

Discos ou pastilhas contaminadas diminuem a força de frenagem. Descarte as pastilhas contaminadas e limpe os discos com um agente desengraxante para freios de alta qualidade.

#### **ATENÇÃO**

Evite derramar fluido de freio em superfícies pintadas, plásticas ou em peças de borracha. Coloque um pano sobre essas peças sempre que efetuar serviços no sistema de freios.

- Este capítulo abrange a manutenção do sistema hidráulico do freio dianteiro.
- O sistema deverá ser sangrado depois que o sistema hidráulico for aberto, ou caso sinta esponjosidade no freio.
- Ao abastecer o reservatório, não permita a penetração de materiais estranhos no sistema.
- Use sempre fluido de freio DOT 4 novo, retirado de um recipiente fechado. Não misture tipos diferentes de fluidos, pois eles podem não ser compatíveis.
- Verifique sempre o funcionamento dos freios antes de dirigir a motocicleta.

### ESPECIFICAÇÕES

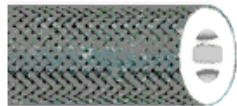
Unidade: mm

Item	Padrão	Limite de Uso
Fluido de freio especificado	DOT 4	—
Indicador de desgaste das pastilhas do freio	—	Até a ranhura
Espessura do disco do freio	3,8 – 4,2	3,5
Empenamento do disco do freio	—	0,10
D.I. do cilindro mestre	11,000 – 11,043	11,055
D.E. do pistão do cilindro mestre	10,957 – 10,984	10,945
D.I. do cilindro do cãliper	25,400 – 25,450	25,460
D.E. do pistão do cãliper	25,318 – 25,368	25,31

# Balflex® Balflon SAE 100R14



Mangueira hidráulica de P.T.F.E. de alta pressão com reforço de trama de aço inox



## 10.2000. – Balflex® Balflon SAE 100R14

Conforme Norma SAE J517 tipo SAE 100R14 A

**Tubo Interno :** tubo liso de politetrafluoroetileno

**Cobertura / Reforço :** 1 malha exterior de aço inoxidável de alta resistência

**Fator de Segurança :** 4 : 1

**Aplicação :** fluidos hidráulicos à base de água, de petróleo ou sintéticos, gases e líquidos agressivos e a alta temperatura

**Temperatura de Utilização :** - 50°C + 200°C

**Terminais :** terminais prensados Balflex® série 23 com capas série 20.107.

Código	Ø nom	bitola	Ø interior		Ø exterior		pressão de trabalho		pressão min. de ruptura		raio min. de curvatura		peso Kg/m
			mm	poleg.	mm	poleg.	bar	PSI	bar	PSI	mm	poleg.	
10.2000.03	1/8"	- 3	3,2	0.13	6,3	0.25	275	3900	1100	15900	40	1.57	0,07
10.2000.04	3/16"	- 4	4,8	0.19	7,6	0.30	200	2900	800	11600	55	1.97	0,07
10.2000.05	1/4"	- 5	6,4	0.25	8,8	0.35	167	2400	670	9600	75	2.95	0,09
10.2000.06	5/16"	- 6	7,9	0.31	11,0	0.43	142	2000	570	8000	100	3.94	0,13
10.2000.07	3/8"	- 7	9,5	0.38	12,1	0.48	135	1950	540	7800	110	4.33	0,15
10.2000.08	13/32"	- 8	10,3	0.41	13,0	0.51	125	1800	500	7200	120	4.72	0,16
10.2000.10	1/2"	- 10	12,7	0.50	15,7	0.62	113	1600	450	6400	140	5.51	0,21
10.2000.12	5/8"	- 12	15,9	0.63	19,3	0.76	103	1500	410	6000	165	6.50	0,26
10.2000.14	3/4"	- 14	19,0	0.75	22,2	0.87	80	1150	320	4600	200	7.87	0,32
10.2000.16	7/8"	- 16	22,0	0.88	26,1	1.03	68	970	270	3900	240	9.45	0,36
10.2000.18	1"	- 18	25,4	1.00	29,1	1.15	63	900	250	3600	300	11.8	0,45
10.2000.20	1.1/8"	- 20	28,6	1.13	32,6	1.28	55	800	220	3200	330	13.0	0,53

**Anel externo - Tolerâncias normais para rolamentos radiais (exceto rolamentos de rolos cônicos)**

										Símbolos
Anel externo										
D	$\Delta_{Dmp}$	$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}^{1)}$			$V_{Dmp}^{1)}$		$\Delta_{Cs}, \Delta_{Cl}, V_{Cs}$	$K_{ea}$
				Séries e diâmetros			Rolamentos			
acima de	incl.	alta	baixa	máx.	0,1	máx.	máx.	máx.		máx.
mm		$\mu m$		$\mu m$				$\mu m$		$\mu m$
2,5	18	0	-8	10	8	6	10	6	Os valores são idênticos àqueles do anel interno do mesmo rolamento ( $\Delta_{Bs}, \Delta_{B1s}, V_{Bs}$ )	15
18	30	0	-9	12	9	7	12	7		15
30	50	0	-11	14	11	8	16	8		20
50	80	0	-13	16	13	10	20	10		25
80	120	0	-15	19	19	11	26	11		35
120	150	0	-18	23	23	14	30	14		40
150	180	0	-25	31	31	19	38	19		45
180	250	0	-30	38	38	23	-	23		50
250	315	0	-35	44	44	26	-	26		60
315	400	0	-40	50	50	30	-	30		70
400	500	0	-45	56	56	34	-	34		80
500	630	0	-50	63	63	38	-	38		100
630	800	0	-75	94	94	55	-	55		120
800	1.000	0	-100	125	125	75	-	75		140
1.000	1.250	0	-125	-	-	-	-	-		160
1.250	1.600	0	-160	-	-	-	-	-		190
1.600	2.000	0	-200	-	-	-	-	-	220	
2.000	2.500	0	-250	-	-	-	-	-	250	
2.500	3.150	0	-300	-	-	-	-	-	300	
3.150	4.000	0	-400	-	-	-	-	-	350	
4.000	5.000	0	-500	-	-	-	-	-	400	

1) Aplicável antes da montagem do rolamento e após a remoção do anel de retenção interno e/ou externo, se for usado.  
 2) Aplicável apenas aos rolamentos das séries de diâmetros 2, 3 e 4.

tabela - Tolerâncias para rótulas esféricas radiais métricas e terminais de rótula

Anel interno											Anel externo						
d		$\Delta_{dmp}$		$\Delta_{dmp}$		$V_{dp}$		$V_{dp}$		$V_{dmp}$		$V_{dmp}$		$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{Bs}$	
acima de	incl.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	máx.	máx.	máx.	máx.	máx.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.
mm		$\mu m$		$\mu m$		$\mu m$	$\mu m$	$\mu m$	$\mu m$	$\mu m$	$\mu m$	$\mu m$		$\mu m$		$\mu m$	

-	<b>6</b>	<b>0</b>	-8	+12	0	8	12	6	9	0	-120	-	-				
<b>6</b>	<b>10</b>	<b>0</b>	-8	+15	0	8	15	6	11	0	-120	-	-				
<b>10</b>	<b>18</b>	<b>0</b>	-8	+18	0	8	18	6	14	0	-120	0	-180				
<b>18</b>	<b>30</b>	<b>0</b>	-10	+21	0	10	21	8	16	0	-120	0	-210				
<b>30</b>	<b>50</b>	<b>0</b>	-12	+25	0	12	25	9	19	0	-120	0	-250				
<b>50</b>	<b>80</b>	<b>0</b>	-15	+30	0	15	30	11	22	0	-150	0	-300				
<b>80</b>	<b>120</b>	<b>0</b>	-20	+35	0	20	35	15	26	0	-200	0	-350				
<b>120</b>	<b>180</b>	<b>0</b>	-25	+40	0	25	40	19	30	0	-250	0	-400				
<b>180</b>	<b>250</b>	<b>0</b>	-30	+46	0	30	46	23	35	0	-300	0	-460				
<b>250</b>	<b>315</b>	<b>0</b>	-35	-	-	35	-	26	-	0	-350	-	-				
<b>315</b>	<b>400</b>	<b>0</b>	-40	-	-	40	-	30	-	0	-400	-	-				
<b>400</b>	<b>500</b>	<b>0</b>	-45	-	-	45	-	34	-	0	-450	-	-				
<b>500</b>	<b>620</b>	<b>0</b>	-50	-	-	50	-	38	-	0	-500	-	-				
<b>620</b>	<b>800</b>	<b>0</b>	-75	-	-	75	-	56	-	0	-750	-	-				
<b>800</b>	<b>1.000</b>	<b>0</b>	-100	-	-	125	-	75	-	0	-1.000	-	-				
<b>1.000</b>	<b>1.250</b>	<b>0</b>	-125	-	-	190	-	125	-	0	-1.250	-	-				

Para rótulas esféricas da série GEG e terminais de rótula das séries SIQG, SIKAC, SAKAC, SIKB e SAKB, são aplicáveis os desvios dados nas colunas  $\Delta_{dmp}$  (correspondentes a H7),  $V_{dp}$  e  $V_{dmp}$ .

Para rótulas esféricas da série GEG e terminais de rótula da série SIQG, são aplicáveis os desvios dados nas colunas  $\Delta_{Bs}$  (correspondente a h12).

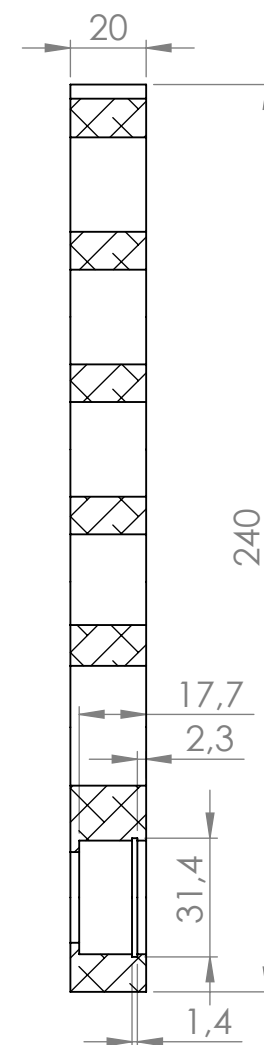
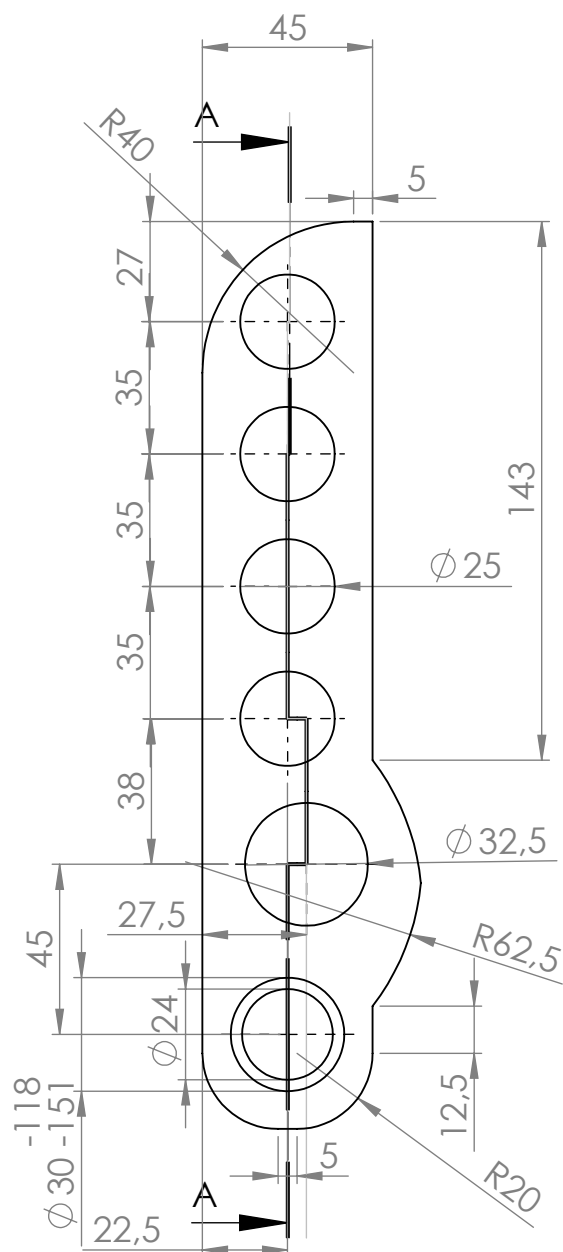
A

B

C

D

E



SEÇÃO A-A

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Perfil #12"X1" - 6061-T6

NOME DA PEÇA:

Corpo Principal do Pedal de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

01

1

A4

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:2

UNIDADE: mm

UFRJ

1

2

3

4

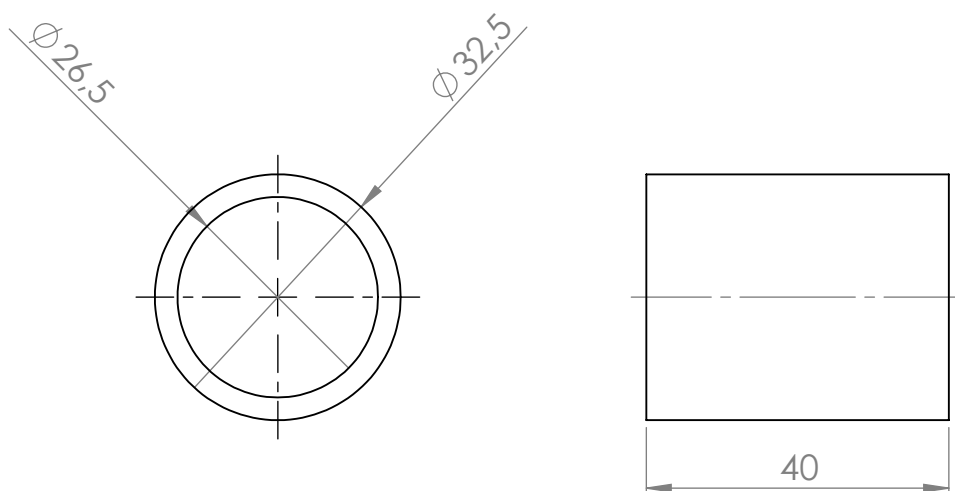
A

B

C

D

E



### Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Ø 36X40 6061-T6

NOME DA PEÇA:

Tubo Guia da Balance Bar

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

02

1

A4

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:1

UNIDADE: mm

UFRJ

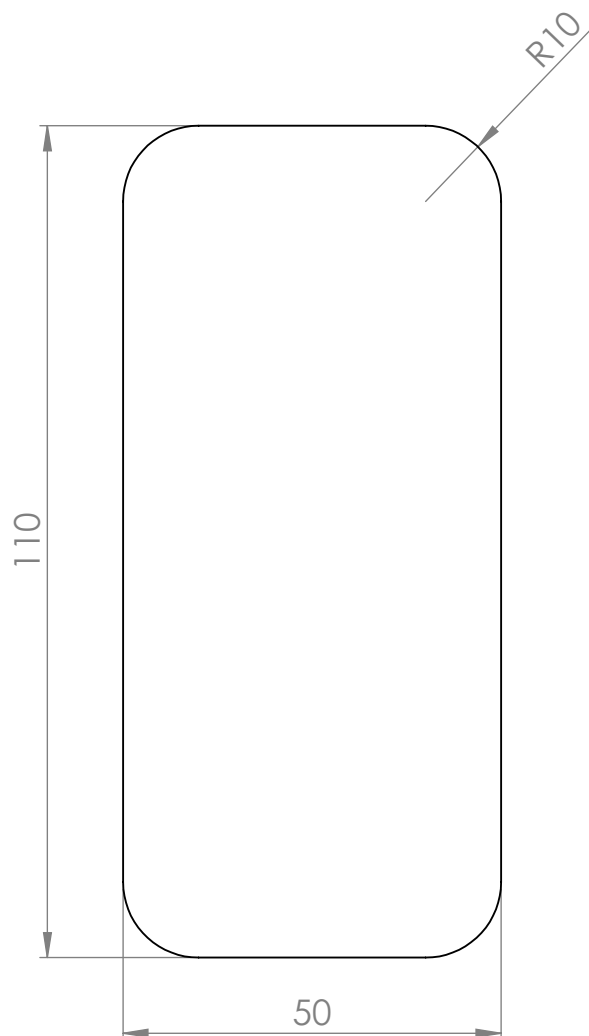
A

B

C

D

E



Espessura 3mm

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Perfil 130X3 - 6061-T6

NOME DA PEÇA:

Placa do Pedal de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

03

Diedro:

1

A4

Aluno

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof

Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:1

UNIDADE: mm

UFRJ

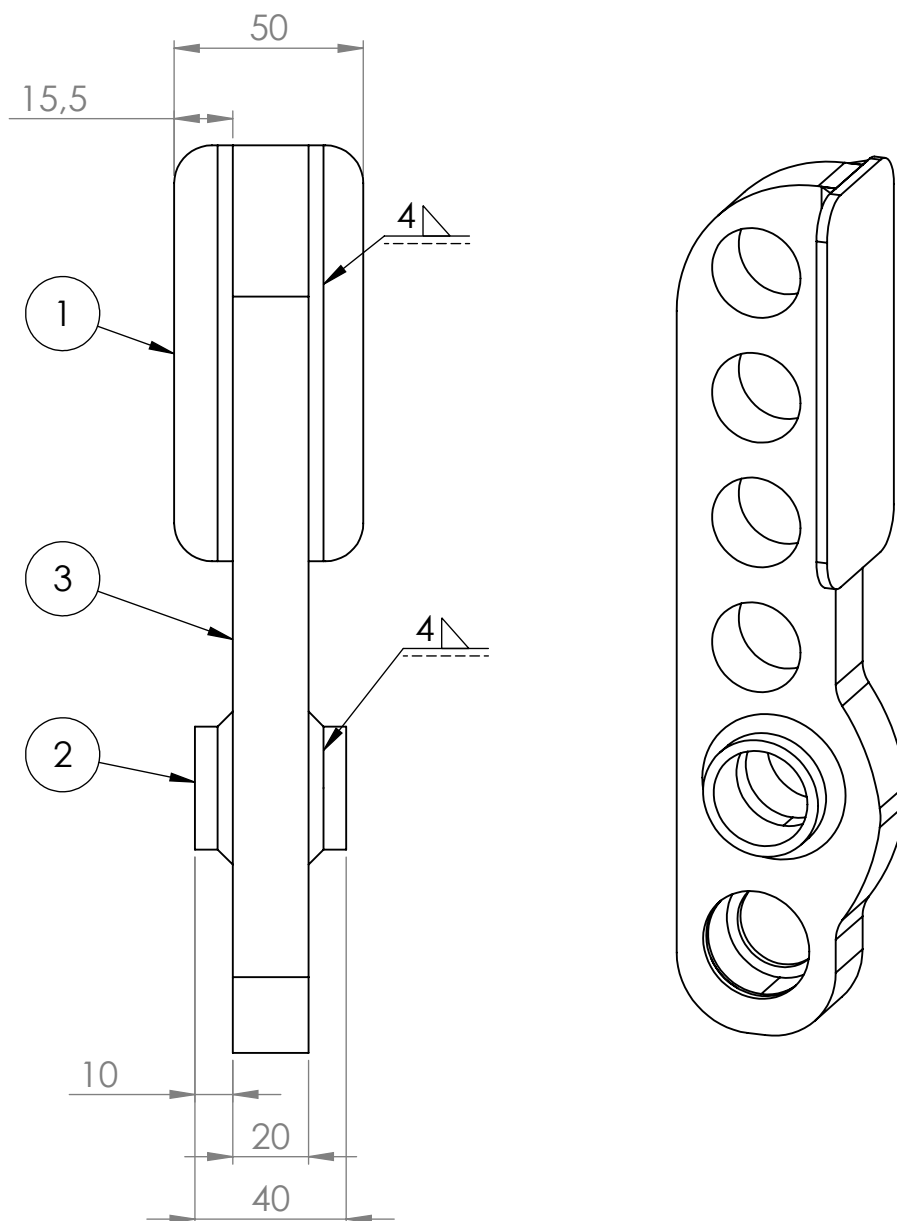
A

B

C

D

E



Nº do Item	Nome	QTD.
1	Placa do pedal de freio	1
2	Tubo guia da balance bar	1
3	Corpo do pedal de freio	1

Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Alumínio - 6061-T6

NOME DA PEÇA:

Pedal de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

04

Diedro:

1

A4

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:2

UNIDADE: mm

UFRJ



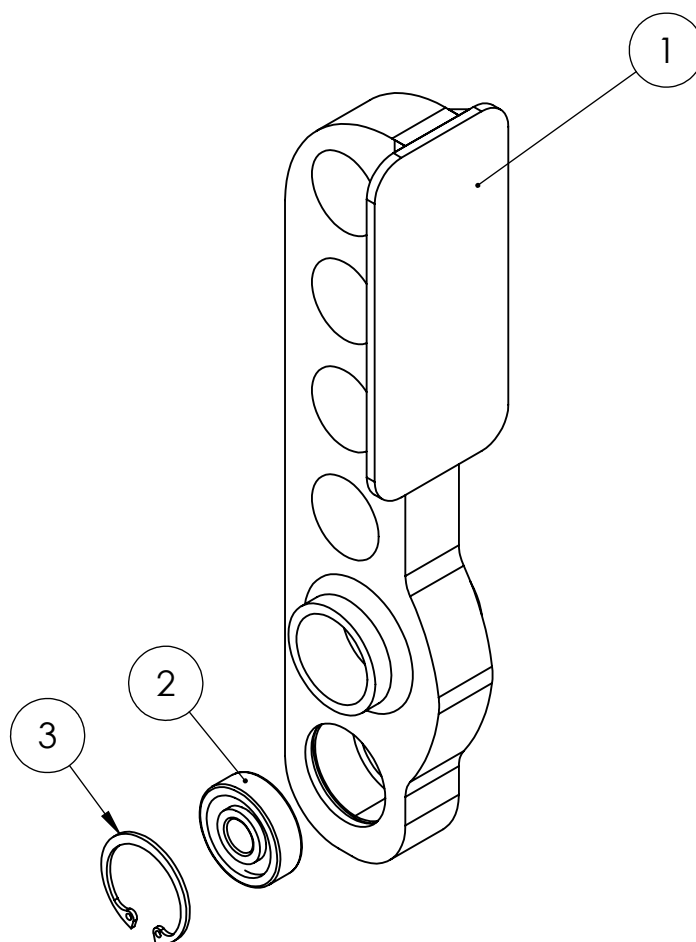
A

B

C

D

E



ESCALA 1 : 2

Nº do Item	Nome	QTD.
1	Pedal de freio	1
2	Rolamento Pedal de Freio - 4200 ATN9	1
3	Anel Elástico para rolamento	1

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Alumínio - 6061-T6

NOME DA PEÇA:

Vista Explodida Montagem do Pedal de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

05

Diedro:

1

A4

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA : 1:5

UNIDADE: mm

UFRJ

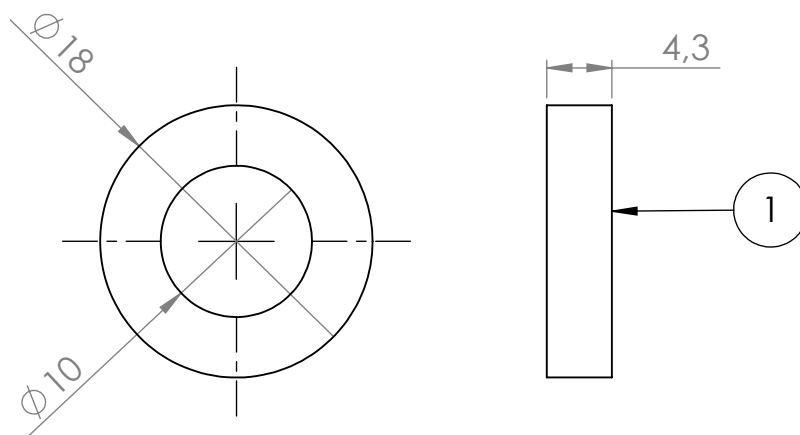
A

B

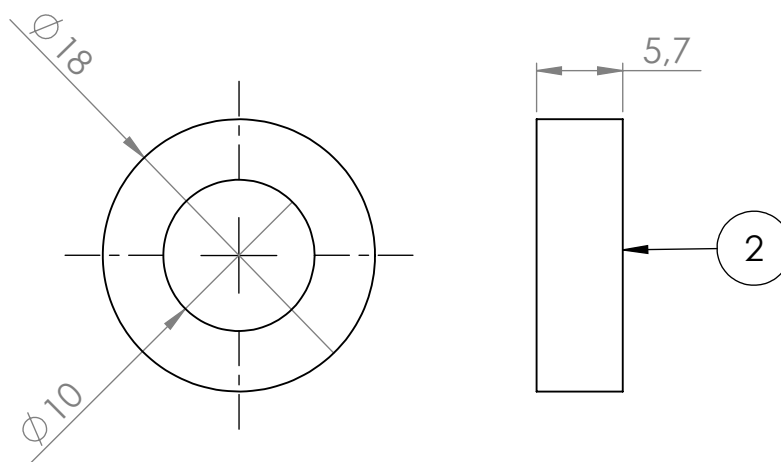
C

D

E



ESCALA 2 : 1



Nº do Item	Nome	QTD.
1	Arruela Espaçadora do Pedal de Freio LD	1
2	Arruela Espaçadora do Pedal de Freio LE	1

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Ø 15X30 Latão

NOME DA PEÇA:

Arruela Espaçadora do Pedal de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

06

1

A4

Prof Fernando Auguto Noronha Castro Pinto

ESCALA : 5:1

UNIDADE: mm

UFRJ

1

2

3

4

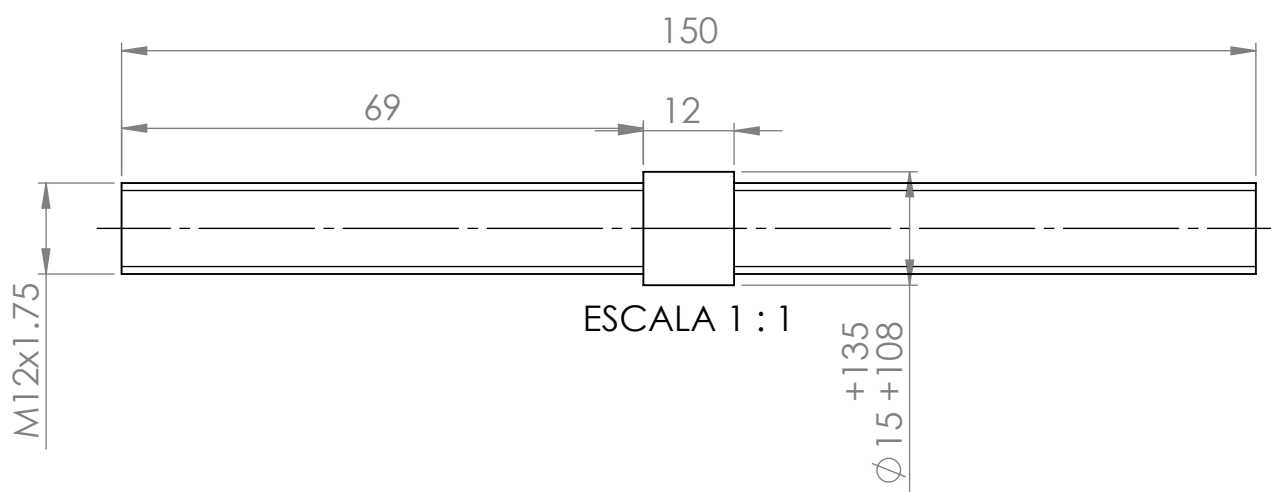
A

B

C

D

E



### Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

∅ 18X200 Aço 4340

NOME DA PEÇA:

Eixo da Balance Bar

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

07

Diedro:

1

A4

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA : 1:2

UNIDADE: mm

UFRJ

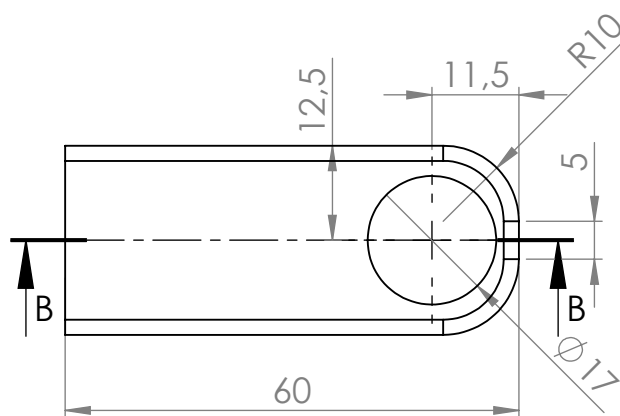
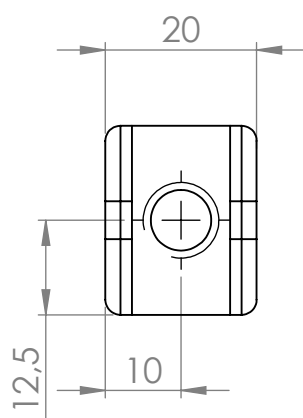
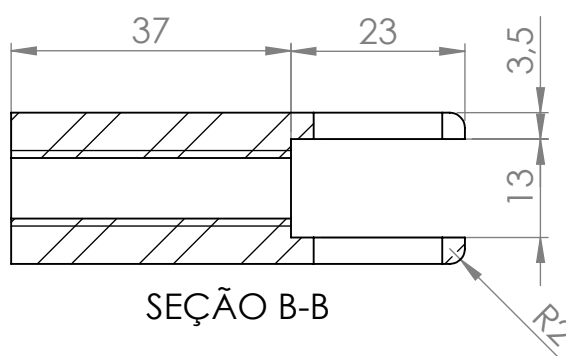
A

B

C

D

E



### Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
02

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Barra 25x20x60 Aço 1020

NOME DA PEÇA:

Junta Rotacional da Balance Bar

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

08

1

A4

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:1

UNIDADE: mm

UFRJ

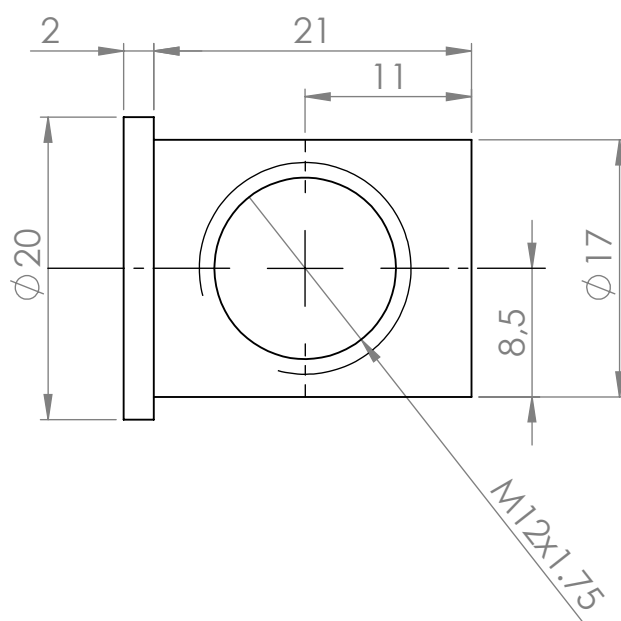
A

B

C

D

E



### Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
02

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

$\varnothing 25 \times 30$  Aço 1020

NOME DA PEÇA:

Eixo da Junta Rotacional da Balance Bar

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

09

Diedro:

1

A4

Aluno

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof

Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 2:1

UNIDADE: mm

UFRJ

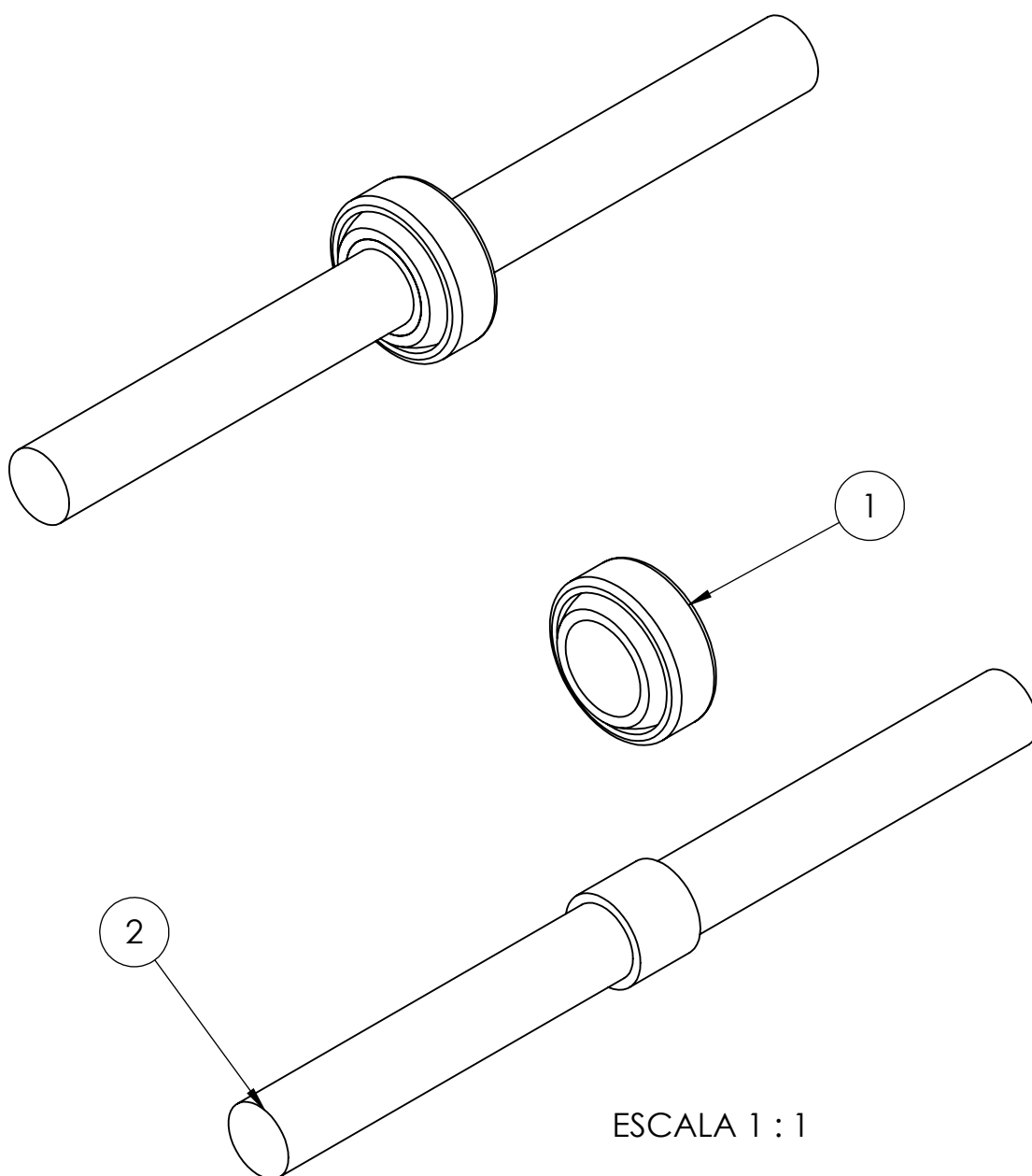
A

B

C

D

E



1	Rótula Esférica da Balança Bar
2	Eixo da Balance Bar

### Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Ø 18X200 Aço 4340

NOME DA PEÇA:

Balance Bar

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

10

Diedro:

1

A4

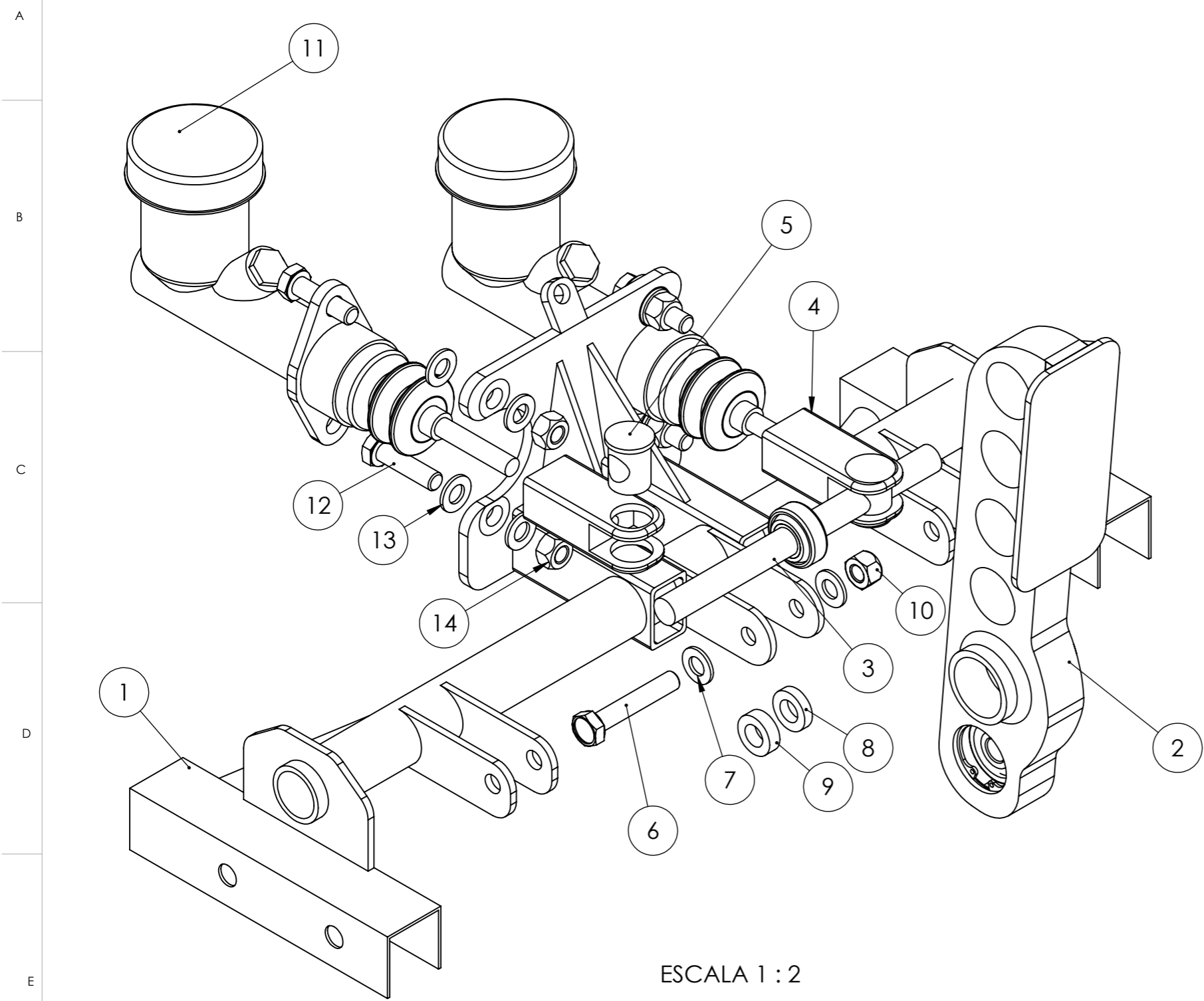
Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:5

UNIDADE: mm

UFRJ



ESCALA 1 : 2

Nº do Item	Nome	QTD.
1	Pedaleira	1
2	Pedal de Freio Montado	1
3	Eixo da Balance Bar Montado	1
4	Junta Rotacional da Balance Bar	2
5	Eixo da Junta Rotacional da Balance Bar	2
6	Parafuso de Fixação do Pedal de Freio - M8	1
7	Arruela do Parfuso do Pedal de Freio	2
8	Arruela Espaçadora do Pedal de Freio LD	1
9	Arruela Espaçadora do Pedal de Freio LE	1
10	Porca do Pedal de Freio - M8	1
11	Cilindro Mestre de Freio	2
12	Parafuso de Fixação do Cilindro Mestre - M8	4
13	Arruela do Parafuso do Cilindro Mestre	8
14	Porca do Cilindro Mestre - M8	4

Departamento de Engenharia Mecânica

DATA  
13/08/2014

Projeto de Fim de Curso

Vista Explodida Freio - Cockpit

NOME

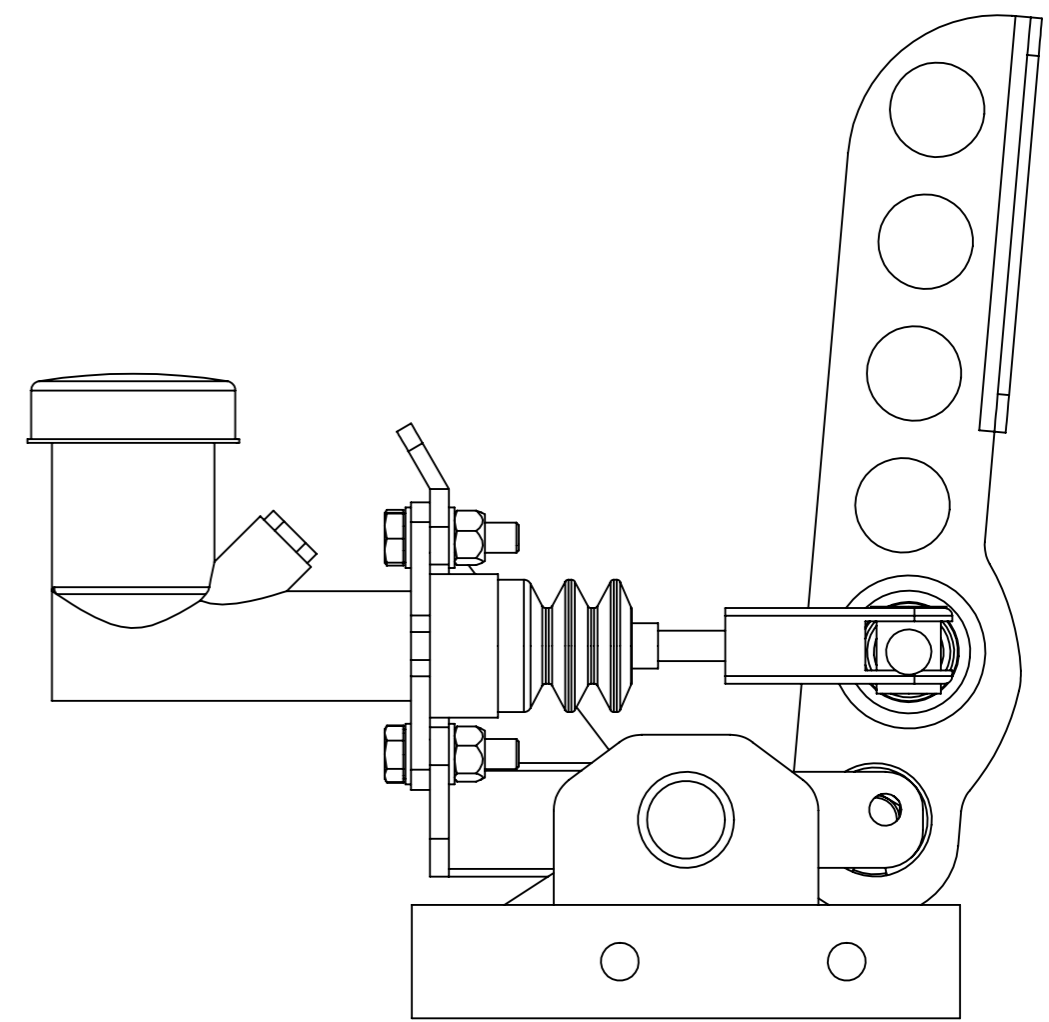
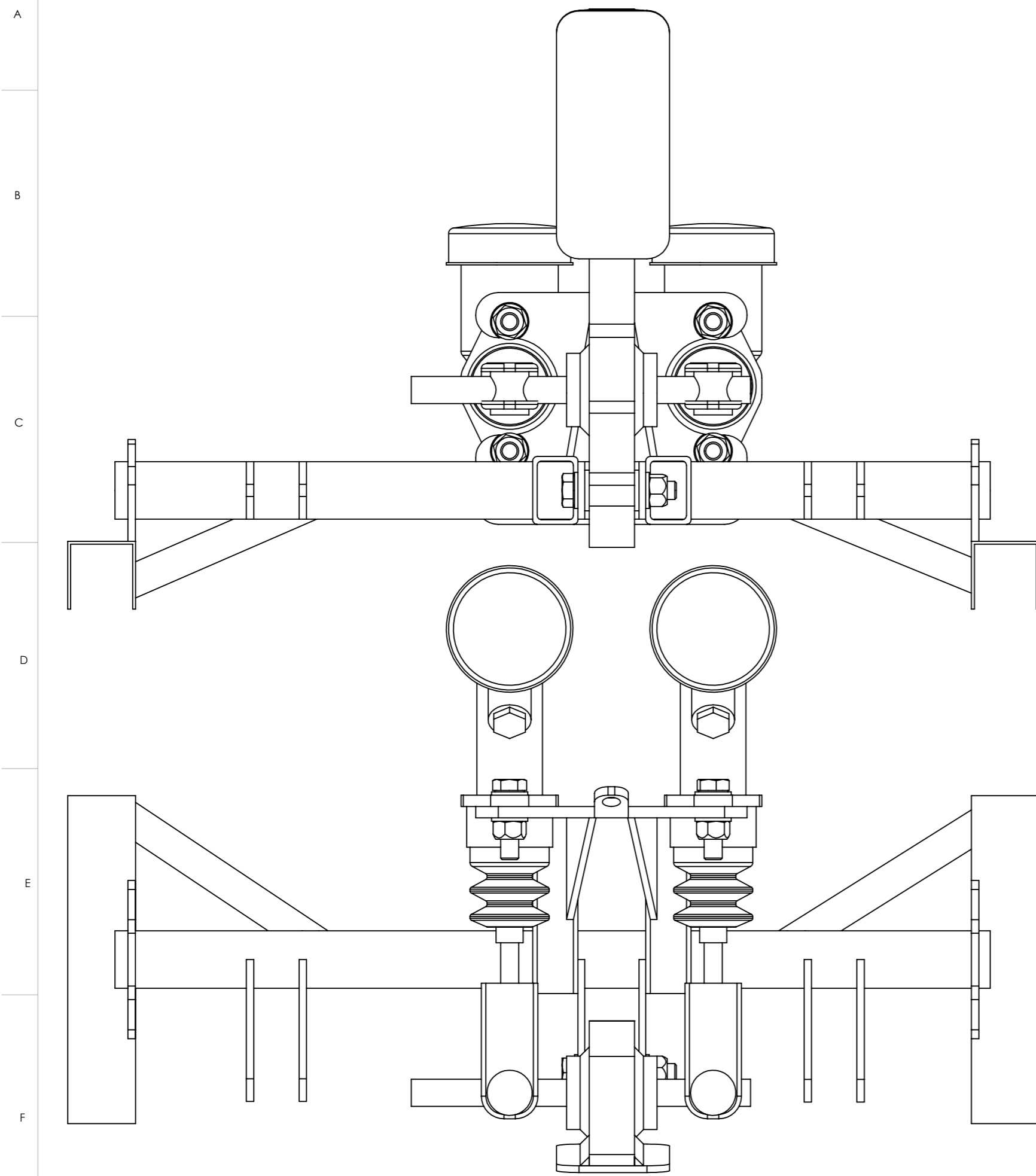
Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto




CÓDIGO DA PEÇA: 11 QUANTIDADE: 01 Diedro: 1 A4

ESCALA: 1:5 UNIDADE: mm UFRJ



ESCALA 1 : 2

Departamento de Engenharia Mecânica			
DATA 13/08/2014	Projeto de Fim de Curso		
 Universidade Federal do Rio de Janeiro Escola Politécnica	Vista de Conjunto - Freio Cockpit		
	Aluno	Gustavo Carvalho Martins dos Santos	
	Prof	Fernando Auguto Noronha Castro Pinto	
CÓDIGO DA PEÇA: 11	QUANTIDADE: 01	Diedro: 1	A4
ESCALA: 1:5	UNIDADE: mm	UFRJ	



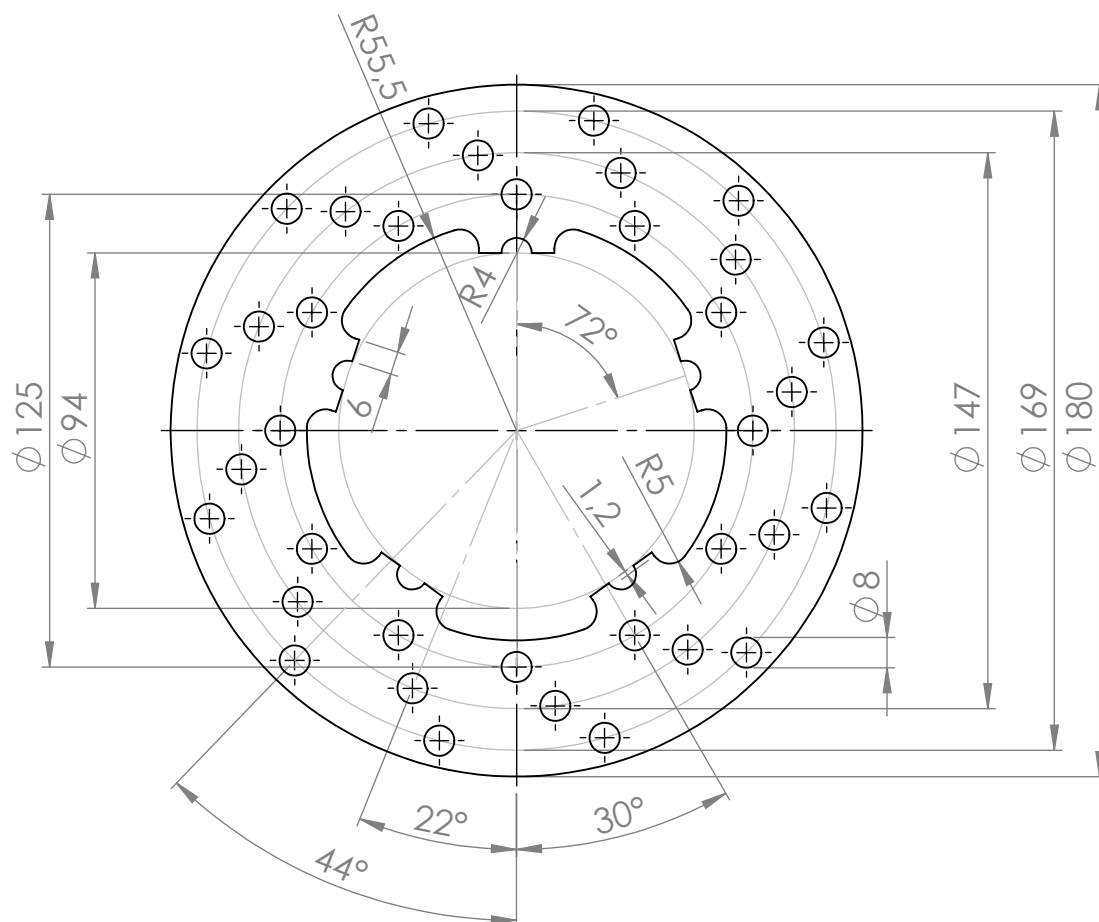
A

B

C

D

E



Espessura 4mm

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
02

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Placa 200x200x6 Aço inox 420

NOME DA PEÇA:

Disco de Freio Traseiro

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

12

1

A4

Prof

Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:2

UNIDADE: mm

UFRJ

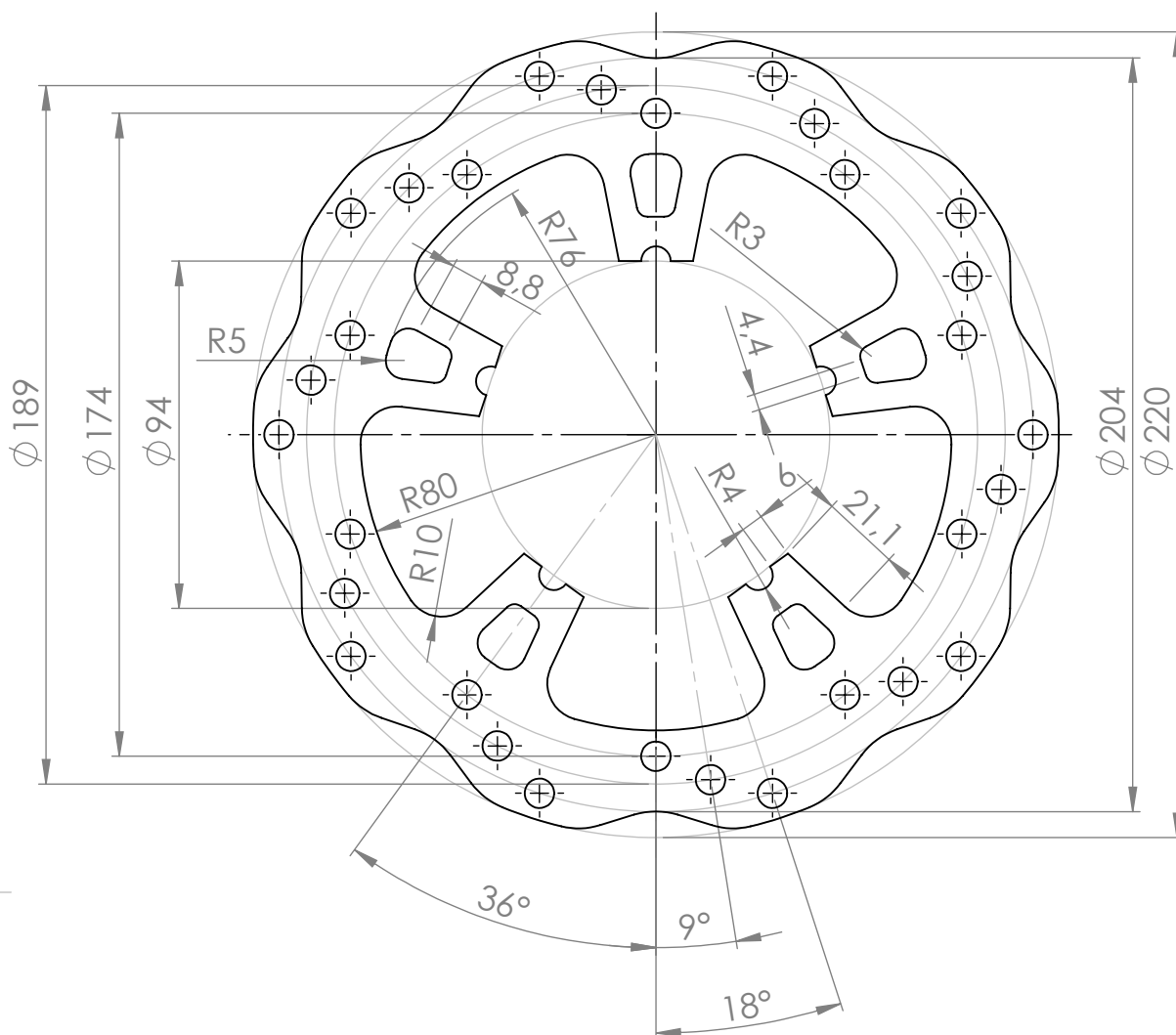
A

B

C

D

E



Espessura 4mm

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
02

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Placa 250x250x6 Aço inox 420

NOME DA PEÇA:

Disco de Freio Dianteiro

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

13

1

A4

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 1:2

UNIDADE: mm

UFRJ

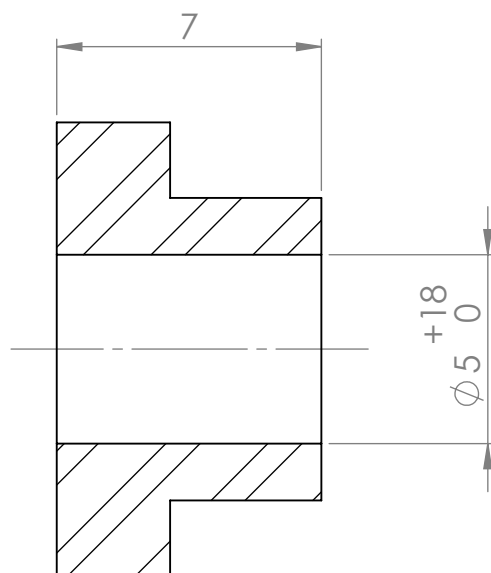
A

B

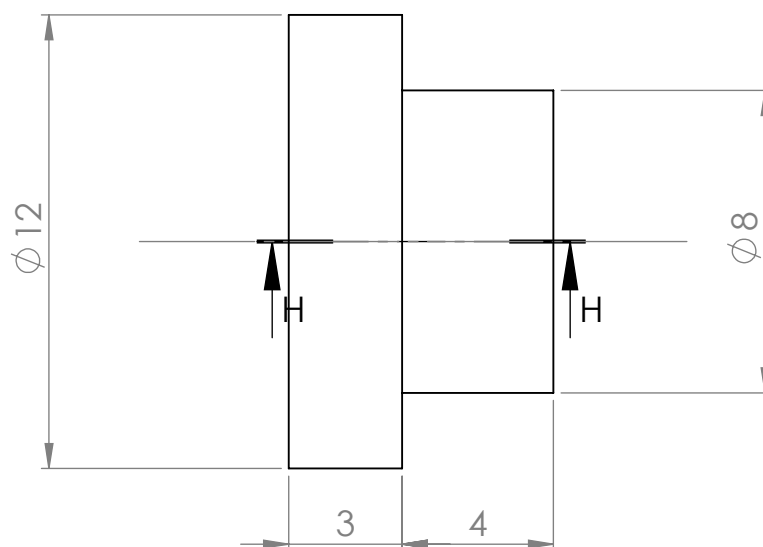
C

D

E



SEÇÃO H-H



## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
10

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Ø 15X30 Aço 1045

NOME DA PEÇA:

Fixação Externa Disco de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

14

1

A4

Prof

Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 5:1

UNIDADE: mm

UFRJ

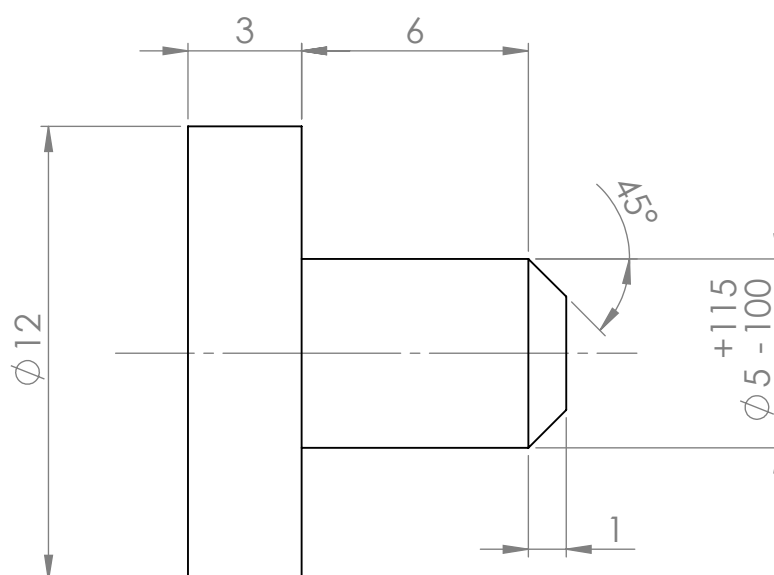
A

B

C

D

E



### Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
10

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

Ø 15X30 Aço 1045

NOME DA PEÇA:

Fixação Interna Disco de Freio

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno

Gustavo Carvalho Martins dos Santos

15

1

A4

Prof

Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA: 5:1

UNIDADE: mm

UFRJ

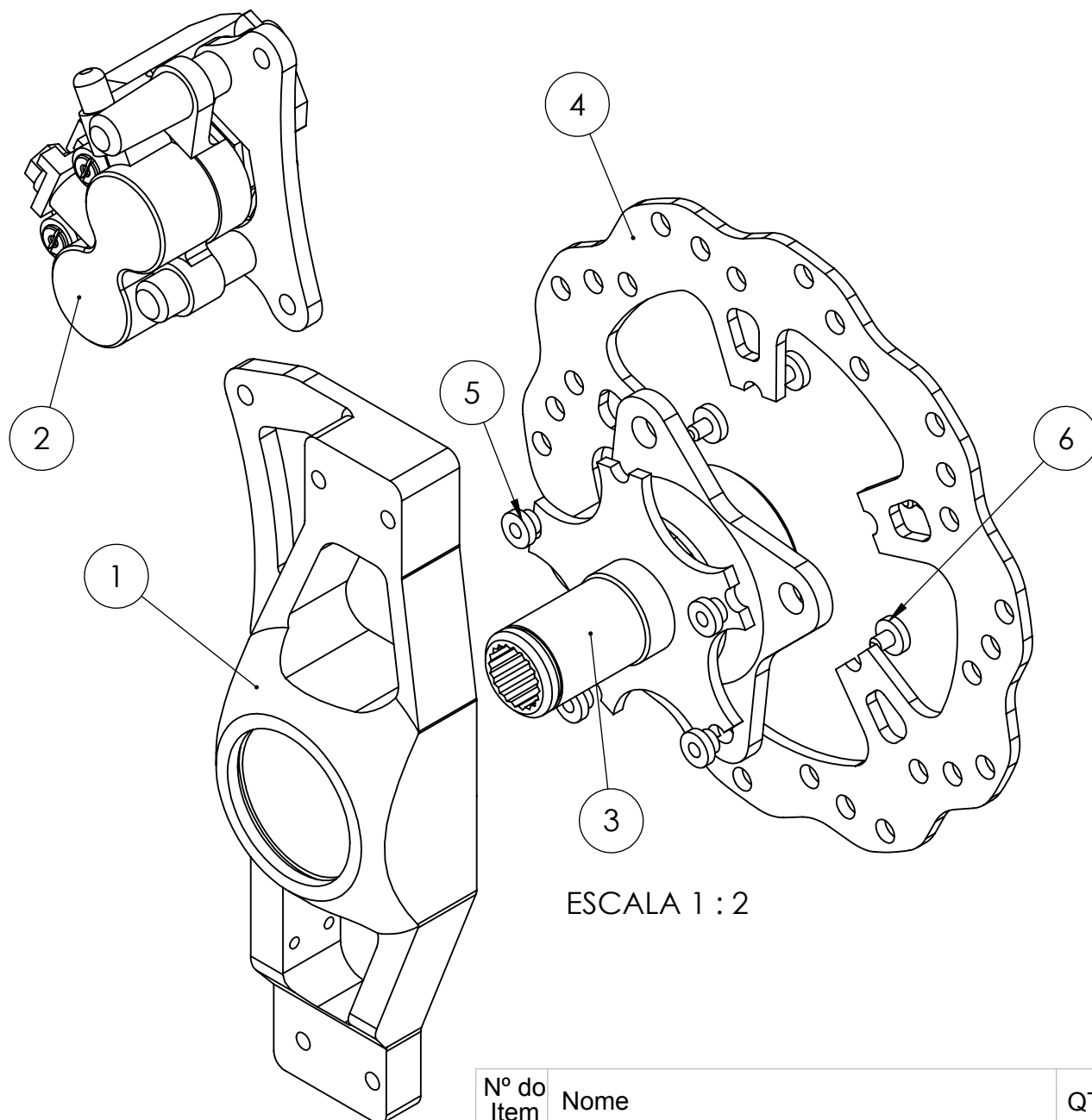
A

B

C

D

E



ESCALA 1 : 2

Nº do Item	Nome	QTD.
1	Manga de Eixo Dianteira	1
2	Pinça de Freio 250 Twister	1
3	Cubo de Roda Dianteiro	1
4	Disco de Freio Dianteiro	1
5	Fixação Externa Disco de Freio	4
6	Fixação Interna Disco de Freio	4

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

NOME DA PEÇA:

Vista Explodida Conjunto Freio Dianteiro

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

16

1

A4

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA : 1:5

UNIDADE: mm

UFRJ

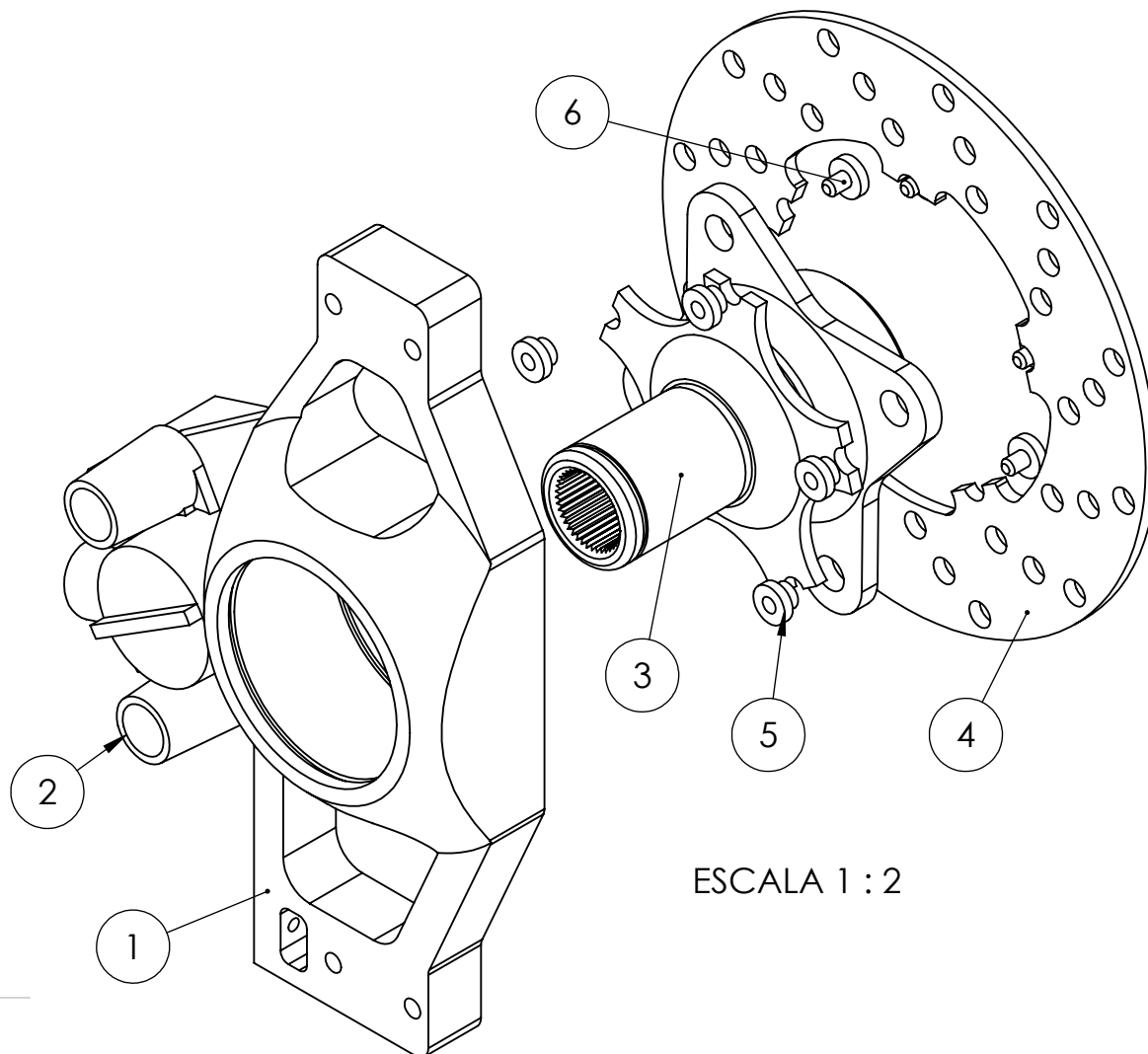
A

B

C

D

E



ESCALA 1 : 2

Nº do Item	Nome	QTD.
1	Manga de Eixo Traseira	1
2	Pinça de Freio CG 150	1
3	Cubo de Roda Traseiro	1
4	Disco de Freio Traseiro	1
5	Fixação Externa Disco de Freio	4
6	Fixação Interna Disco de Freio	4

## Departamento de Engenharia Mecânica



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

DATA  
13/08/2014

QUANTIDADE:  
01

Projeto de Fim de Curso

MATERIAL:

NOME DA PEÇA:

Vista Explodida Conjunto Freio Traseiro

NOME

CÓDIGO DA PEÇA:

Diedro:

Aluno Gustavo Carvalho Martins dos Santos

17

1

A4

Prof Fernando Augusto Noronha Castro Pinto

ESCALA : 1:10

UNIDADE: mm

UFRJ