

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE PINÇA DE FREIO PARA VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Fábio Fernandes de Castro Santos

São Paulo
2014

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE PINÇA DE FREIO PARA VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Fábio Fernandes de Castro Santos

Orientador: Marcelo Augusto Leal Alves

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2014

Castro Santos, Fábio Fernandes de.

Projeto de pinça de freio para veículo de Fórmula SAE, por F. F. de Castro Santos. São Paulo: EPUSP, 2014, 91 p.

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Projeto 2. Freios 3. Pinça de freio 4. Engenharia Automotiva I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O presente trabalho trata do projeto de uma pinça de freio para um veículo de alto desempenho do tipo Fórmula, utilizando dados fornecidos pela Equipe Poli Racing de Fórmula SAE referentes ao protótipo FP-05 de 2013. São introduzidos os componentes do sistema de freio de veículos convencionais e de competição, através de uma visão geral do sistema de freios e da apresentação dos tipos mais comuns, sendo estes comparados entre si. É realizada a modelagem matemática do regime permanente durante a frenagem, obtendo-se, assim, os esforços atuantes sobre a pinça de freio, além da quantidade de energia dissipada e fluxo de calor sobre os componentes. São discutidas diferentes soluções técnicas para a pinça proposta, e são apresentadas as soluções adotadas. As partes críticas da pinça proposta são dimensionadas analiticamente, e são realizadas simulações numéricas a fim de validar os dimensionamentos analíticos realizados e verificar a existência de fenômenos não previstos, como concentrações de tensão. Por fim, são analisados os resultados obtidos, comparando-se a pinça desenvolvida com aquela utilizada atualmente pela Equipe Poli Racing. A pinça aqui desenvolvida apresenta melhores condições de operação, incluindo redução de 20% na pressão requerida para o travamento das rodas e aumento de 20% na pressão máxima suportada (significando maior robustez de operação), maior centralização do *balance-bar* e redução de 9% na massa da pinça.

Palavras-chave: Projeto, Freios, Pinça de Freio, Engenharia Automotiva.

ABSTRACT

This paper addresses the design of a brake caliper for a high performance, formula-type vehicle, using data provided by Equipe Poli Racing de Formula SAE regarding the 2013 prototype FP-05. The components of the brake system of conventional and competition cars are introduced, with an overview of a brake system and the most commonly used variations, which are compared with each other. A mathematical model of the steady state of the braking process is derived, thus obtaining the loads on the brake caliper, as well as the energy dissipated and heat flux through the components. Different technical solutions are introduced and discussed. The critical parts of the proposed brake caliper are sized using analytical methods, and numerical simulations are used to verify these results and to identify unforeseen phenomena such as stress concentrations. Finally, the results are analyzed and the proposed caliper is compared to the one currently used by Equipe Poli Racing. The caliper that is developed in this paper results in better operating conditions, such as a 20% reduction in the wheel lockup pressure and a 20% increase in the maximum permissible pressure (resulting in a more robust system), a more centralized balance-bar and 9% reduction in component mass.

Key words: Design, Brakes, Brake Caliper, Automotive Engineering.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Unidade	Descrição
\dot{q}_D''	W/m ²	Fluxo de calor por unidade de área do disco
\dot{q}_P''	W/m ²	Fluxo de calor por unidade de área da pastilha
\dot{q}_P	W	Fluxo de calor da pastilha
A_{mc}	m ²	Área do pistão do cilindro mestre
A_{min}	m ²	Área mínima
A_{par}	m ²	Área da seção transversal do parafuso
A_{wc}	m ²	Área do pistão da pinça de freio
D_{wc}	m	Diâmetro do pistão da pinça de freio
E_b	J	Energia total absorvida durante uma frenagem
E_{wb}	m	Entre-eixos do veículo
F_{O-ring}	N	Força de compressão do <i>O-ring</i>
F_{aperto}	N	Força de aperto combinada dos parafusos
F_{av}	N	Força de reação média do disco
$F_{batente}$	N	Força de atrito entre a pastilha e o batente
F_c	N	Força na pastilha
F_d	N	Força de atrito entre o disco e a pastilha
$F_{f,ótima}$	N	Força ótima de frenagem para o eixo dianteiro
F_f	N	Força de frenagem no eixo dianteiro
F_{max}	N	Força de reação máxima do disco
F_{min}	N	Força de reação mínima do disco
F_p	N	Força aplicada no pedal de freio pelo piloto
$F_{par,1,2}$	N	Força axial no parafuso
F_{piston}	N	Força proporcionada pelo pistão da pinça
$F_{pressão}$	N	Força devido à pressão do fluido
$F_{r,ótima}$	N	Força ótima de frenagem para o eixo traseiro
F_r	N	Força de frenagem no eixo traseiro
$F_{reação}$	N	Força de reação do batente

K_r	-	Fator de correção para massas rotativas
M_a	Nm/m	Momento fletor unitário na borda
M_c	Nm/m	Momento fletor unitário no centro
$N_{f,d}$	N	Reação/carga dinâmica no eixo dianteiro
N_f	N	Reação/carga estática no eixo dianteiro
$N_{r,d}$	N	Reação/carga dinâmica no eixo traseiro
N_r	N	Reação/carga estática no eixo traseiro
$P_{b,av}$	W	Potência média de frenagem
P_b	W	Potência instantânea de frenagem
S_D	m ²	Área da superfície de contato do disco
S_P	m ²	Área da superfície de contato da pastilha
T_b	Nm	Torque de frenagem
T_{par}	Nm	Torque de aperto no parafuso
c_D	J/kg.K	Calor específico do disco
c_P	J/kg.K	Calor específico da pastilha
d_c	m	Diâmetro da cabeça do parafuso
d_m	m	Diâmetro médio da rosca do parafuso
e_{min}	m	Espessura mínima
f_c	-	Coeficiente de atrito entre cabeça do parafuso e pinça
k_D	W/m.K	Condutividade térmica do disco
k_P	W/m.K	Condutividade térmica da pastilha
l_f	m	Distância horizontal entre o eixo dianteiro e o CG
l_p	m	Comprimento da pastilha
l_{par}	m	Comprimento roscado do parafuso
l_{pedal}	-	Razão de alavanca no pedal
l_r	m	Distância horizontal entre o eixo traseiro e o CG
$m_{pinça}$	kg	Massa da pinça
p_l	Pa	Pressão na linha
p_{max}	Pa	Pressão máxima
p_o	Pa	Pressão necessária para primeiro contato
r_2	m	Raio interno da pastilha

r_3	m	Raio externo da pastilha
r_p	m	Raio da placa
t_b	s	Tempo de frenagem
t_p	m	Espessura da pastilha
v_1	m/s	Velocidade inicial
y_c	m	Deslocamento no ponto central
h	m	Altura do CG
A	m ²	Área
D	Nm	Constante de placa
E	Pa	Módulo de Young
F	N	Força de frenagem no eixo
I	kg.m ²	Momento de inércia dos componentes girantes
P	N	Peso do veículo
Q	J	Energia absorvida
R	m	Raio efetivo da roda do veículo
a	m/s ²	Aceleração longitudinal do veículo
a'	-	Aceleração longitudinal do veículo em unidades g
e	m	Espessura da placa
f	-	Coeficiente de atrito entre parafuso e pinça
g	m/s ²	Aceleração da gravidade
m	kg	Massa do veículo
q	Pa	Carregamento distribuído
r	m	Raio efetivo do disco/tambor
t	s	Tempo
ΔT	°C	Variação de temperatura

SÍMBOLOS GREGOS

Símbolo	Unidade	Descrição
α	rad	Ângulo da rosca do parafuso
Φ_0	rad	Ângulo da pastilha

η_p	-	Eficiência do conjunto pedal/cilindro-mestre
μ_{Tf}	-	Coeficiente de tração de frenagem do eixo dianteiro
μ_{Tr}	-	Coeficiente de tração de frenagem do eixo traseiro
μ_f	-	Coeficiente de atrito entre o eixo dianteiro e o piso
$\mu_{batente}$	-	Coeficiente de atrito entre pastilha e batente
μ_p	-	Coeficiente de atrito entre pastilha e disco de freio
μ_r	-	Coeficiente de atrito entre o eixo traseiro e o piso
ρ_D	kg/m ³	Densidade do disco
ρ_P	kg/m ³	Densidade da pastilha
$\sigma_{1,2,3}$	Pa	Tensões principais
σ_{VM}	Pa	Tensão equivalente ou de Von Mises
σ_a	Pa	Tensão de flexão na borda
σ_{adm}	Pa	Tensão admissível
σ_c	Pa	Tensão de flexão no centro
σ_{esc}	Pa	Limite de escoamento
σ_{par}	Pa	Tensão normal no parafuso
σ	-	Parcela de calor absorvida pelo disco
τ_b	Pa	Tensão de cisalhamento no batente
ψ	-	Distribuição estática de carga
ν	-	Coeficiente de Poisson
χ	-	Razão entre altura do CG e entre-eixos
ω	rad/s	Velocidade angular do disco de freio

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Vista em corte de freio a disco (INFANTINI, 2008)	17
Figura 2 - Exemplo de pinça flutuante (WAGH, 2005, traduzido pelo autor).....	18
Figura 3 - Exemplo de pinça fixa (WAGH, 2005, traduzido pelo autor).....	19
Figura 4 - Freio a tambor típico (INFANTINI, 2008)	20
Figura 5 - Componentes de acionamento de um sistema de freios (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)	23
Figura 6 - Componentes de acionamento do sistema de freios semelhante ao de um veículo de Fórmula SAE (LIMPERT, 1999, adaptado pelo autor).....	24
Figura 7 – Transientes de um sistema hidráulico de freio (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)	25
Figura 8 - Dados relevantes para análise dinâmica da frenagem	26
Figura 9 - Forças agindo sobre veículo durante frenagem	28
Figura 10 - Transferência de carga para protótipo FP-05	29
Figura 11 - Forças ótimas de frenagem para FP-05	31
Figura 12 - Forças ótimas de frenagem com representação mais vantajosa	32
Figura 13 - Fluxo de calor durante uma frenagem (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)	35
Figura 14 – Comportamento de P_b e P_b, av para uma frenagem	36
Figura 15 - Elemento de área para cálculo de fluxo de calor: (a) pastilha e (b) disco (JALALIFAR E TALATI, 2009, traduzido pelo autor).....	38
Figura 16 - Exemplo de pastilha convencional	43
Figura 17 - Ancoragem de pastilha convencional e esforços (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)	44
Figura 18 – Momento gerado sobre pastilha com ancoragem convencional (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor).....	45
Figura 19 - Ancoragem de pastilha <i>Hammerhead</i> (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)	46
Figura 20 – Pinças de freio com seis pistões (WILWOOD ENGINEERING, INC, 2014)	47
Figura 21 – Esforços sobre pastilha com pistão deslocado (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)	48

Figura 22 – Vedações em uma pinça fixa desmontada (ROB, 2014)	50
Figura 23 – Elementos de vedação em uma pinça fixa típica (CORVUS DIGITAL CORP, 2013)	50
Figura 24 – Forças ótimas e forças reais durante a frenagem	55
Figura 25 – Ilustração da região onde ocorre a espessura mínima de parede	57
Figura 26 – Batentes mecânicos em uma pinça de freio típica (INTERNET BRANDS, INC., 2013)	59
Figura 27 – Carga de compressão em função da compressão da seção transversal do <i>O-ring</i> (TRELLEBORG SEALING SOLUTION, 2014, traduzido pelo autor)	62
Figura 28 – Parafuso M8 sextavado típico (CISER, 2014)	64
Figura 29 – Sub-partes mapeáveis e não mapeáveis após partições	67
Figura 30 – Malha final obtida	68
Figura 31 – Detalhe da malha final obtida	68
Figura 32 – Elementos internos da malha obtida	69
Figura 33 – Esforços atuantes (roxo) e condições de contorno (vermelho)	70
Figura 34 - Efeito do refinamento da malha sobre o erro do resultado obtido (ALMEIDA, 1999, adaptado pelo autor)	71
Figura 35 – Resultados numéricos para estudo de convergência	72
Figura 36 - Pontos de controle utilizados	73
Figura 37 – Resultado da simulação numérica – distribuição de tensões	74
Figura 38 – Resultado da simulação numérica – distribuição de tensões (outro ângulo)	74
Figura 39 – Resultado da simulação numérica - deslocamentos	76
Figura 40 – Resultado da simulação numérica – deslocamentos (outro ângulo)	77
Figura 41 – Vista superior da pinça desenvolvida	87
Figura 42 - Vista lateral da pinça desenvolvida	87
Figura 43 - Vista frontal da pinça desenvolvida	88
Figura 44 - Vista em perspectiva da pinça desenvolvida	88
Figura 45 – Vista em perspectiva com a metade superior omitida	89
Figura 46 - Vista em corte da metade inferior da pinça desenvolvida	90
Figura 47 – Vista explodida da pinça desenvolvida	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre freio a disco e a tambor (INFANTINI, 2008).....	21
Tabela 2 – Comparação entre pinça fixa e flutuante (INFANTINI, 2008).....	42
Tabela 3 – Retentor selecionado e suas características	51
Tabela 4 – <i>O-ring</i> selecionado e suas características.....	52
Tabela 5 – Propriedades mecânicas mais relevantes para corpo da pinça	53
Tabela 6 – Propriedades mecânicas mais relevantes para o pistão	53
Tabela 7 – Valores para cálculo de espessura mínima.....	59
Tabela 8 – Valores para cálculo da área mínima	61
Tabela 9 – Valores para cálculo do parafuso	64
Tabela 10 - Relação entre rosca e seção transversal nominal (CISER, 2014, adaptado pelo autor)	64
Tabela 11 – Valores para cálculo do torque de aperto dos parafusos	65
Tabela 12 – Resultados numéricos para estudo de convergência	72
Tabela 13 – Comparação entre pinça usada atualmente e pinça proposta	78
Tabela 14 – Valores para cálculo do aumento de temperatura	79
Tabela 15 – Parâmetros gerais do veículo.....	86
Tabela 16 – Parâmetros importantes do sistema de freios	86

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS
LISTA DE FIGURAS
LISTA DE TABELAS

1 INTRODUÇÃO.....	14
2 REVISÃO DE LITERATURA	16
2.1 <i>Sistemas de freio</i>	16
2.1.1 Freio a disco	17
2.1.2 Freio a tambor.....	20
2.1.3 Comparação entre freio a disco e a tambor.....	21
2.2 <i>Demais componentes do sistema de freio</i>	22
3 DINÂMICA DE FRENAGEM E ESFORÇOS ATUANTES.....	25
3.1 <i>Considerações iniciais.....</i>	25
3.2 <i>Forças durante a frenagem.....</i>	26
3.2.1 Cargas estáticas	26
3.2.2 Cargas dinâmicas.....	28
3.2.3 Força ótima de frenagem	29
3.2.4 Forças nos componentes do freio	33
3.3 <i>Geração de calor</i>	34
3.3.1 Potência instantânea de frenagem.....	35
3.3.2 Distribuição da energia absorvida	37
3.3.3 Energia absorvida pela pastilha	37
3.3.4 Aumento de temperatura na pinça	39
4 METODOLOGIA DE PROJETO DA PINÇA	41
4.1 <i>Aspectos técnicos</i>	41
4.1.1 Tipo de pinça	41
4.1.2 Tipo de pastilha e ancoragem	43
4.1.3 Configurações dos pistões	47
4.1.4 Vedação	49
4.1.5 Materiais.....	52
4.2 <i>Dimensionamento</i>	53
4.2.1 Esforços atuantes	54
4.2.2 Espessura mínima de parede.....	56
4.2.3 Batente mecânico.....	59

4.2.4 Torque mínimo dos parafusos de fechamento	61
4.3 <i>Simulações em elementos finitos</i>	65
4.3.1 Definição da malha	66
4.3.2 Definição dos esforços atuantes e condições de contorno	69
4.3.3 Análise de convergência da malha	70
4.3.4 Resultados das simulações em elementos finitos	73
5 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS	78
6 CONCLUSÕES	81
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83
APÊNDICE A - Valores do FP-05 de 2013	86
APÊNDICE B – Imagens da pinça de freio desenvolvida	87

1 INTRODUÇÃO

Veículos de alto desempenho são veículos que se diferenciam dos veículos comerciais e de passeio por atingirem limites cada vez mais altos e desafiadores. Em veículos de alto desempenho, onde todos os sistemas e componentes do veículo são extremamente solicitados, o sistema de freios torna-se essencial para o bom funcionamento do veículo e para a segurança do piloto. Entre as peças que compõem o sistema de freios, a pinça de freio (também conhecida por *caliper*, termo originado do inglês), ou apenas pinça, é um componente de alta responsabilidade, cuja função principal é exercer na pastilha de freio a força necessária para que o atrito entre ela e o disco gere um torque na roda que, em contato com o piso, irá frear o veículo. Ao realizar isto, os esforços provenientes da frenagem são transferidos pela pinça de freio e através das demais estruturas do veículo, portanto a pinça de freio deve ter resistência e rigidez mecânica para suportar ditos esforços sem falhar ou deformar excessivamente. Além disso, o atrito gerado causa um aumento de temperatura na superfície do disco e da pastilha, e essa energia deve ser dissipada. Se uma parte muito grande dessa energia térmica for transferida para o fluido de freio que se encontra dentro da pinça, poderá ocorrer formação de bolhas de vapor no fluido, o que acarretará na perda do poder de frenagem. Portanto, o conjunto pinça de freio/pastilha também deve impedir a transferência excessiva de calor para o fluido. Com isso, a análise da pinça de freio do ponto de vista térmico também se torna relevante.

Devido a esses motivos, o projeto adequado de uma pinça de freio não é trivial e deve considerar estes e outros fatores, para que se possa extrair do conjunto de freios do veículo o máximo de desempenho com a mínima chance de falha. E como se trata de um veículo de alto desempenho, deve-se, também, buscar a minimização da massa do conjunto.

Este trabalho visa a dois objetivos. O primeiro é o projeto de uma pinça de freio para um protótipo de veículo de alto desempenho do tipo fórmula, e será feito em conjunto com a Equipe Poli Racing de Fórmula SAE, que fornecerá os dados do sistema de freios e os parâmetros iniciais da pinça. Tais dados são referentes ao protótipo FP-05, quinto protótipo produzido pela equipe e o mais recente na época da

elaboração deste trabalho, utilizado na Competição Nacional de Fórmula SAE de 2013. Estes dados estão disponíveis no APÊNDICE A deste trabalho. O segundo, como consequência do primeiro, é a criação de um guia, ou “manual”, de como projetar uma pinça de freio, de modo que as Equipes dos próximos anos possam alterar e/ou projetar pinças adequadas aos próximos protótipos, que irão evoluir com o passar do tempo.

Neste trabalho, são feitas análises estruturais e térmicas relacionadas a uma pinça de freio de um veículo do tipo fórmula e, ao final, objetiva-se obter o projeto de um protótipo que poderá, posteriormente, ser fabricado e validado em bancada de testes e utilizado nos próximos carros da Equipe. A fabricação e validação em bancada, no entanto, não fazem parte do escopo deste trabalho.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 Sistemas de freio

Um sistema de freios de um veículo pode ser definido como um dispositivo que transforma a energia cinética rotacional e/ou translacional desse veículo em calor. Trata-se, portanto de um dissipador de energia, cuja função é reduzir a velocidade do veículo (parcialmente ou até a parada total do veículo), segundo Infantini (2008).

Um veículo com massa de 1000 kg que freia de 100 km/h até a parada total dissipa uma potência média de 111 kW durante a frenagem, o equivalente a 1110 lâmpadas de 100 W , segundo Infantini (2008), porém a potência instantânea de frenagem atinge o valor máximo de 222 kW . Um veículo com características próximas das utilizadas por Infantini (2008), como por exemplo o Fiat Punto, possui 120 kW (88 cv) de potência máxima fornecida pelo motor, segundo FIAT (2014). Ou seja, a potência média de frenagem é equiparável à potência máxima do motor, enquanto que a potência máxima de frenagem chega a valores significativamente mais altos.

Segundo Eriksson apud Infantini (2008), os principais componentes de um sistema de freio automotivo são:

- Rotor – é o componente girante do sistema de freios, solidário à roda do veículo e parte do par de atrito. É o que recebe a maior parte da energia térmica do processo de frenagem.
- Material de atrito – um dos componentes estacionários do sistema de freios e o componente estacionário do par de atrito. As forças de atrito geradas entre o material de atrito e o rotor são as responsáveis pela transformação da energia cinética em calor.
- Sistema hidráulico ou pneumático – é o responsável por transmitir e, eventualmente, amplificar a força aplicada no pedal do freio para o sistema de atuação que comprime o par de atrito.

Segundo Infantini (2008), os freios automotivos podem ser classificados quanto à geometria do rotor em freios a tambor e freios a disco.

2.1.1 Freio a disco

Freios a disco são freios cujas forças de atuação são axiais a um rotor e a superfície de contato do par de atrito é plana (INFANTINI, 2008). A Figura 1 apresenta uma seção em corte de uma montagem de freio a disco, indicando seus principais componentes.

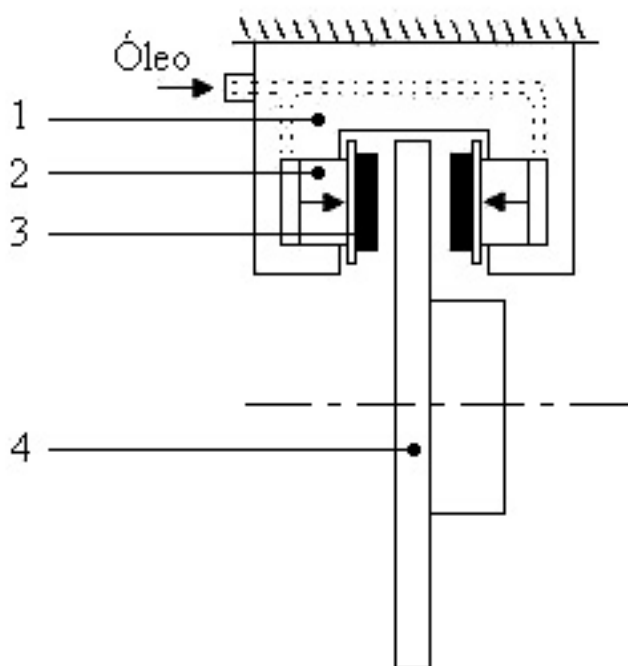


Figura 1 - Vista em corte de freio a disco (INFANTINI, 2008)

- 1) Pinça de freio – estrutura mecânica que contém o(s) pistão(ões) e o fluido de freio. Precisa ser capaz de resistir às elevadas pressões nos sistemas hidráulicos e às forças axiais e tangenciais que são geradas durante a frenagem (Infantini, 2008), e é o objeto de estudo deste trabalho. Atualmente, a Equipe Poli Racing de Fórmula SAE conta com pinças de freio em alumínio fundido de fornecimento da Wilwood Engineering, Inc.
- 2) Pistão – é o componente em que atua a pressão do fluido de freio e, portanto, o que transmite a força para a pastilha, onde há o material de atrito, segundo Infantini (2008). Os pistões das pinças utilizadas atualmente pela Equipe Poli Racing de Fórmula SAE são de aço inoxidável.

- 3) Pastilha – consiste em uma base, onde apoia o pistão, e do material de atrito. Possui ainda uma plaqueta metálica cuja finalidade é transmitir de maneira uniforme as forças de atuação do pistão, segundo Infantini (2008).
- 4) Disco – é o rotor explicado anteriormente. No caso da Equipe Poli Racing de Fórmula SAE o disco é do tipo ventilado, fabricado em aço carbono.

Segundo Wagh (2005), a pinça de freio é ainda subdividida em pinça flutuante e pinça fixa. Um exemplo de pinça flutuante é mostrado na Figura 2, enquanto que a Figura 3 exibe um modelo de pinça fixa.

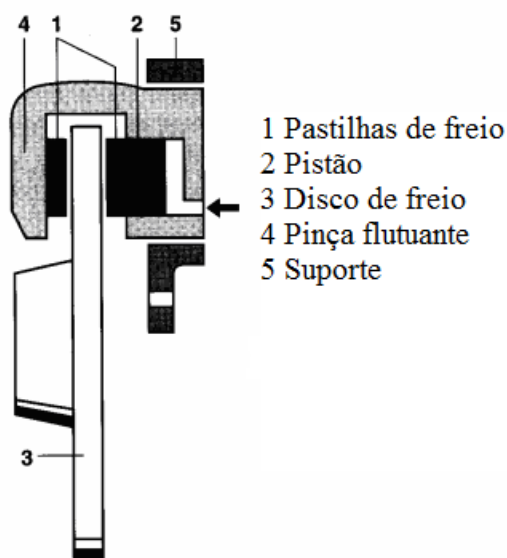


Figura 2 - Exemplo de pinça flutuante (WAGH, 2005, traduzido pelo autor)

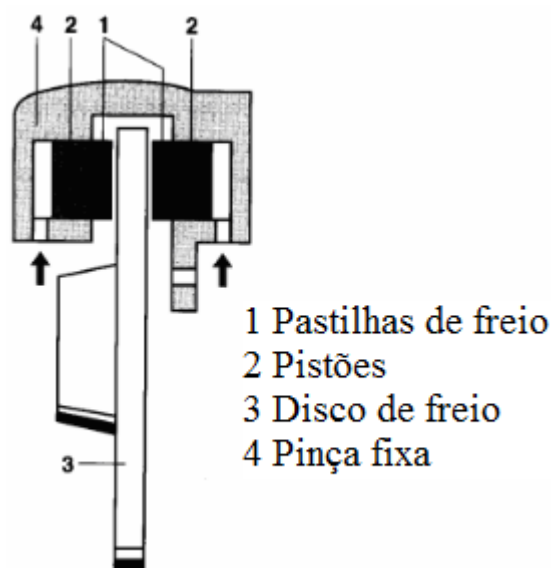


Figura 3 - Exemplo de pinça fixa (WAGH, 2005, traduzido pelo autor)

Na pinça flutuante, o pistão encontra-se na parte interna da pinça (no lado do disco mais próximo do veículo) e pressiona a pastilha contra o rotor. A força reativa movimenta a pinça, fazendo pressionar também a pastilha localizada do outro lado do disco contra o rotor (Wagh, 2005). Nesta configuração, o disco é dito fixo.

Em uma configuração de pinça fixa, a pinça não se movimenta, podendo haver movimento axial do disco (no caso de o disco ser flutuante) ou não (ambos, pinça e disco, fixos). De acordo com Wagh (2005), os pistões estão localizados em cada meia seção da pinça. Pressão é aplicada durante a frenagem a cada um dos pistões, que pressionam as pastilhas contra o disco.

O acionamento do freio a disco pode ser do tipo hidráulico ou pneumático, segundo Infantini (2008), sendo o primeiro normalmente utilizado em veículos de passeio e o segundo, em veículos pesados. Wagh (2005) e Infantini (2008) destacam que a configuração de pinça fixa com disco flutuante normalmente é utilizada em veículos de corrida devido à maior resistência mecânica.

No protótipo FP-05 da Equipe Poli Racing de Fórmula SAE as quatro rodas são equipadas com freios a disco flutuante com pinça fixa, e o acionamento é do tipo hidráulico.

2.1.2 Freio a tambor

O outro tipo de freio amplamente utilizado é o freio a tambor, nos quais a força é aplicada de forma radial, forçando sapatas contra um tambor cilíndrico (Wagh, 2005). A Figura 4 apresenta uma vista frontal de um freio a tambor típico, com seus principais componentes.

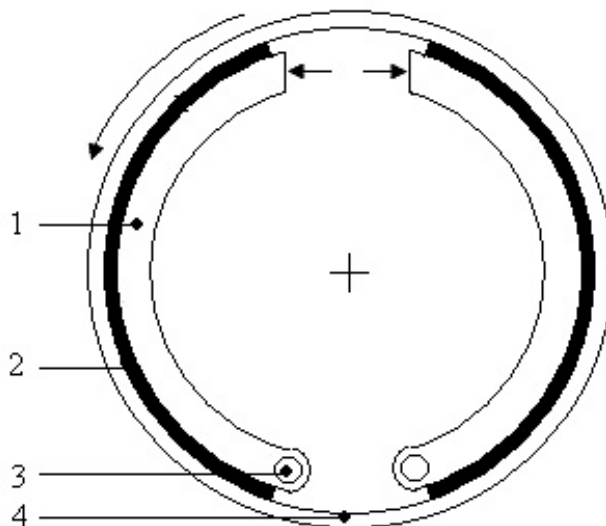


Figura 4 - Freio a tambor típico (INFANTINI, 2008)

- 1) Sapata – componente no qual é fixada a lona, que é o material de atrito (análoga à pastilha do freio a disco). É geralmente fabricada em aço (HALDERMAN, 1996 apud INFANTINI, 2008).
- 2) Lona – material de atrito, componente estacionário do par de atrito. Geralmente é fabricada em material compósito.
- 3) Pivô – é o ponto de ancoragem da sapata.
- 4) Tambor – é o componente girante do par de atrito, análogo ao disco de freio. Pode possuir aletas, com o intuito de intensificar as trocas térmicas, e é normalmente fabricado em ferro fundido, de acordo com Haynes Publishing apud Infantini (2008).

Vale ressaltar que, segundo Infantini (2008), assim como os freios a disco, os freios a tambor possuem acionamento tanto hidráulico quanto pneumático, sendo mais

utilizada a opção hidráulica para veículos de passeio e a opção pneumática para veículos pesados.

2.1.3 Comparação entre freio a disco e a tambor

Como em quaisquer duas soluções para um mesmo problema, cada opção apresenta vantagens e desvantagens e é, portanto, mais adequada para certa situação. Sendo assim, a Tabela 1 apresenta uma comparação entre freios a disco e a tambor no tocante a diversos critérios relevantes para sistemas de freio.

Tabela 1 - Comparação entre freio a disco e a tambor (INFANTINI, 2008)

Características	A disco	A tambor
Capacidade de resfriamento	É uma estrutura aberta e, portanto, o fluxo de ar facilita o seu resfriamento	É uma estrutura fechada, o calor precisa atravessar o tambor para ser dissipado para o ambiente
Capacidade de operar em temperaturas elevadas	Ao esquentar, o disco dilata axialmente na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato	Ao esquentar o tambor dilata radialmente, afastando-se das lonas e reduzindo a pressão de contato
Raio efetivo de um sistema a disco e outro a tambor equivalente	Menor e, portanto, menor torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada	Maior e, portanto, maior torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada
Auto-energização	Não	Sim
Estabilidade do veículo em frenagem	Maior, devido à ausência do efeito auto-energizante	Menor, devido à presença do efeito auto-energizante
Sensibilidade do pedal de freio	Maior, pois as forças de atrito não afetam as forças normais nas pastilhas	Menor, pois as forças de atrito afetam as forças normais nas pastilhas (efeito auto-energizante)
Ruído	Mais problemas de ruído	Menos problemas de ruído
Desempenho em chuva	Melhor desempenho em chuva, pois a água escoar facilmente pelo disco vertical e a pastilha “raspa” o disco evitando o acúmulo de água	Caso não sejam devidamente tampados os orifícios de inspeção e manutenção pode ocorrer a entrada e o acúmulo de água, prejudicando o desempenho do sistema
Manutenção	Manutenção mais simples devido à menor quantidade de componentes	Manutenção mais complexa
Peso	Menor	Maior
Freio de estacionamento	Ruim freio de estacionamento devido à ausência do efeito auto-energizante. Além disso, quando os freios estão a uma temperatura elevada e o veículo é parado, sendo em seguida acionado o freio de estacionamento, o disco resfria afastando-se das pastilhas e, portanto, reduzindo a pressão de contato entre o par de fricção. Esse efeito pode liberar o freio de estacionamento podendo causar acidentes	Bom freio de estacionamento devido à presença do efeito auto-energizante e maior raio médio em relação a um freio a disco equivalente
Custo	Maior	Menor

Para um veículo de competição, como é o caso do veículo projetado e construído pela Equipe Poli Racing de Fórmula SAE, alguns critérios são mais importantes que outros na decisão do tipo de freio. Dos principais critérios de seleção, apresentados na Tabela 1, os mais importantes são listados a seguir, juntamente com a respectiva justificativa:

- Capacidade de resfriamento – quanto maior a capacidade de resfriamento, maior será a habilidade do sistema de dissipar o calor gerado para o ambiente e, logo, resistir a frenagens mais longas e mais frequentes, resultando assim em um sistema mais robusto e com menor chance de *fading*¹.
- Capacidade de operar em temperaturas elevadas – um veículo de alto desempenho é utilizado frequentemente em seu limite e, no caso dos freios, isto significa operar frequentemente com temperaturas elevadas em seus componentes. Portanto é importante que o sistema possa operar adequadamente com elevação de temperatura.
- Desempenho em chuva – é fundamental que o sistema de frenagem opere eficientemente em qualquer condição climática, em particular na chuva ou, por extensão, sob outras condições que resultem em formação de água.
- Peso – busca-se a redução de peso em todo veículo de alto desempenho, portanto o peso do conjunto de freios é um fator importante a ser considerado.

Percebe-se, ao analisar novamente a Tabela 1, que para os critérios importantes listados acima, o freio a disco é mais vantajoso. Sendo assim, com base nesta seleção e nos comentários feitos por Wagh (2005) e Infaniti (2008), o tipo de freio adotado neste trabalho é o freio a disco.

2.2 Demais componentes do sistema de freio

Embora os componentes que efetivamente dissipem a energia cinética do veículo sejam os conjuntos pinça/pastilha/disco de freio ou sapata/lona de freio, existe um

¹ Perda de frenagem como consequência da diminuição do atrito entre disco e pastilha, provocada pelo excesso de calor gerado e/ou insuficiente retirada de calor (POLITO, 2005).

conjunto de acionamento responsável por transmitir o esforço exercido pelo motorista. Tal conjunto está exemplificado na Figura 5.

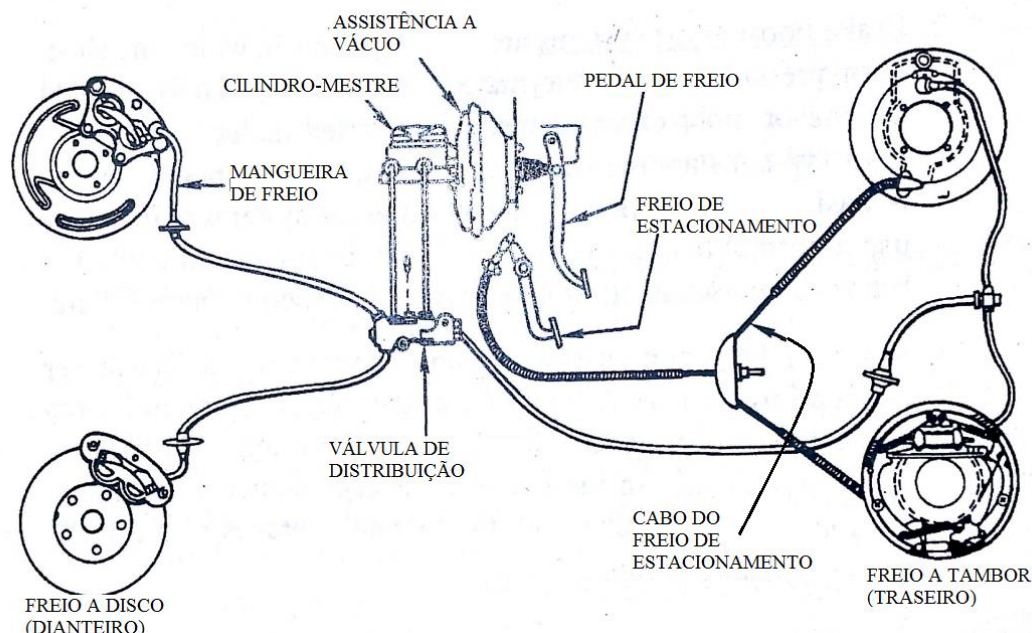


Figura 5 - Componentes de acionamento de um sistema de freios (LIMPert, 1999, traduzido pelo autor)

Neste esquema, o piloto ou motorista do veículo aplica uma força no pedal de freio, que funciona como uma alavanca e amplifica a força exercida, segundo Limpert (1999), ao custo de uma redução no curso. A força amplificada é transmitida pela haste do cilindro mestre até o pistão, onde aplica pressão no fluido de freio. A pressão é transmitida através das linhas de freio até os pistões dos freios das rodas (cilindro de roda), que têm área da seção transversal maior que a área da seção transversal do cilindro mestre, resultando em uma nova amplificação da força, novamente ao custo de uma redução no curso. A força resultante da pressão no pistão do freio da roda atua pressionando as pastilhas contra o disco ou as sapatas contra o tambor.

Na Figura 5 há dois componentes que estão presentes em veículos de passeio, porém não em veículos de Fórmula SAE: a assistência a vácuo e o freio de estacionamento. O primeiro é dispensável pois o peso de veículos de Fórmula SAE é bastante inferior ao de veículos de passeio, e o segundo não é necessário. Sendo assim, com o intuito

de reduzir a massa total do veículo, estes itens são dispensados. Para veículos de Fórmula SAE, um sistema de acionamento simplificado é utilizado, ilustrado na Figura 6.

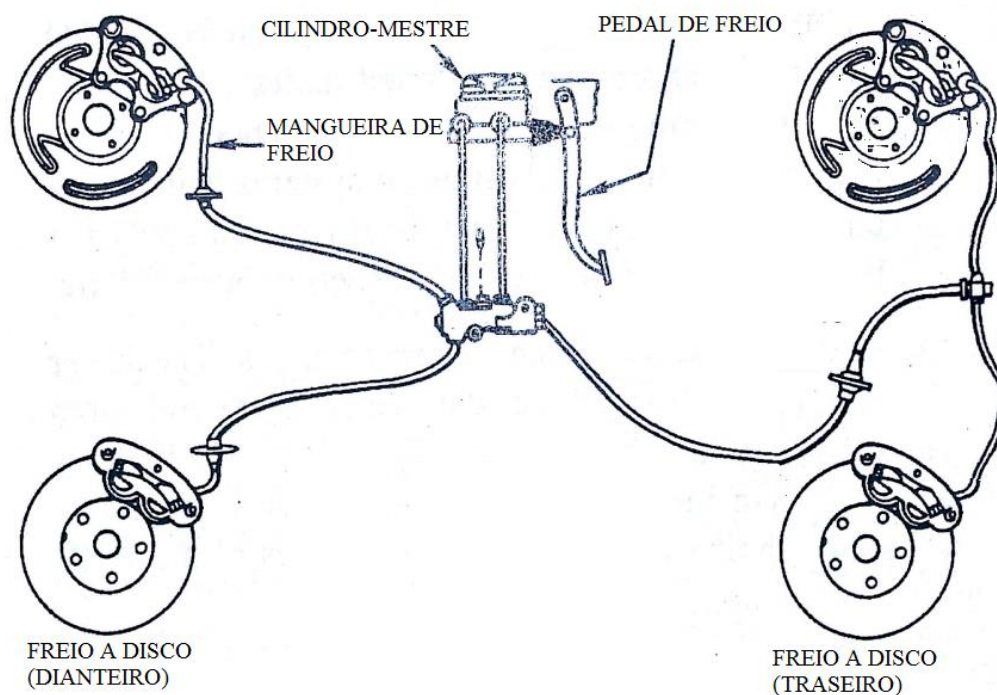


Figura 6 - Componentes de acionamento do sistema de freios semelhante ao de um veículo de Fórmula SAE (LIMPERT, 1999, adaptado pelo autor)

Embora todos os componentes sejam importantes para o bom funcionamento do sistema de freios, o foco deste trabalho será nos componentes na roda, isto é, no conjunto pinça/pastilha/disco, mais especificamente na pinça.

3 DINÂMICA DE FRENAGEM E ESFORÇOS ATUANTES

Durante a frenagem do veículo, o conjunto pinça/pastilha/disco ou sapata/lona é bastante solicitado, tanto por causa dos esforços envolvidos para gerar o torque na roda (o que, conseqüentemente, gera a força de frenagem) quanto por causa da geração e transmissão da enorme quantidade de energia térmica envolvida no processo. Estes esforços mecânicos e térmicos serão analisados a seguir. Efeitos aerodinâmicos (*down-force*) serão desprezados.

3.1 Considerações iniciais

O processo de frenagem de um veículo envolve mudanças bruscas do estado das variáveis envolvidas, como, por exemplo, um acionamento rápido do pedal de freio, resultando em estados transientes, como é exibido na Figura 7.

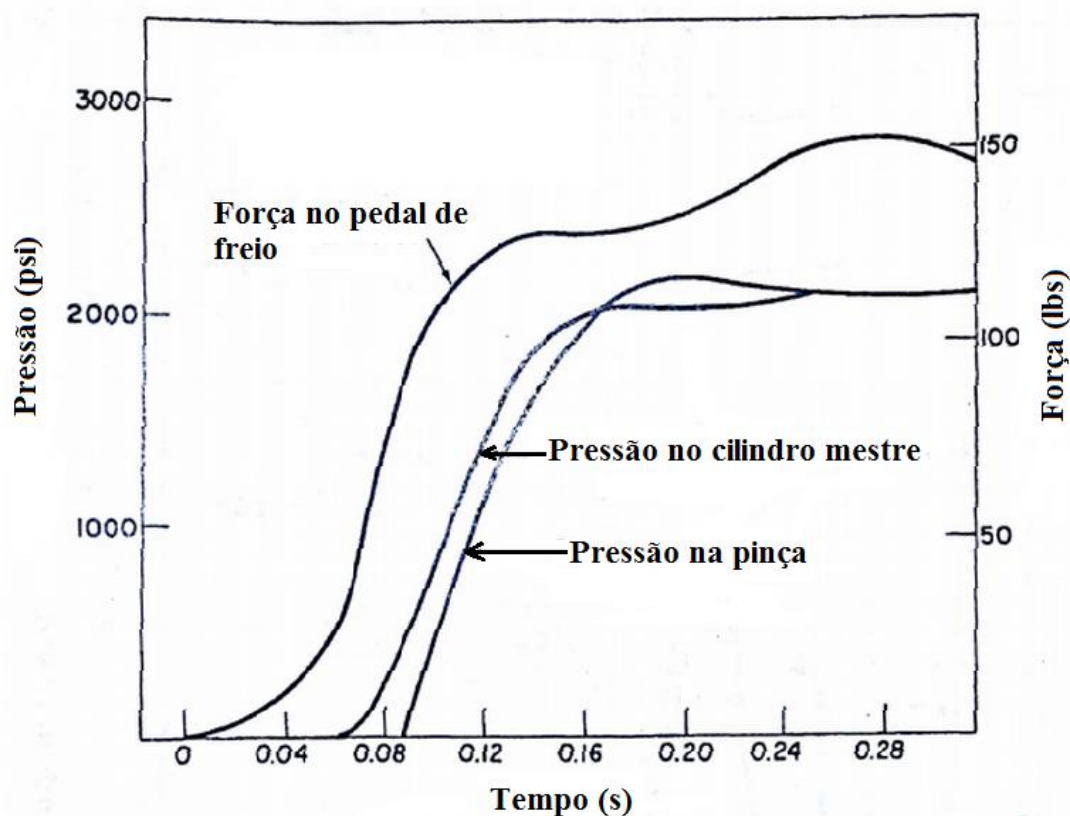


Figura 7 – Transientes de um sistema hidráulico de freio (LIMPert, 1999, traduzido pelo autor)

Embora resultem de grandes variações, estes transientes geralmente duram até 0,2 segundo aproximadamente, de acordo com Limpert (1999), ou seja, são muito curtos, e após este período, é atingido um regime permanente. A metodologia de análise e projeto da pinça de freio adotada neste trabalho considera o regime permanente atingido, que é aquele em que as rodas do veículo estão na iminência do travamento, como será explicado ao longo deste relatório. Sendo assim, embora se reconheça que existe um regime transiente quando da atuação do sistema de freios, este será desconsiderado neste trabalho por não ser o caso crítico e por não afetar de forma significativa o dimensionamento do sistema de freios, em particular da pinça de freio.

3.2 Forças durante a frenagem

3.2.1 Cargas estáticas

Quando um veículo está andando em linha reta em movimento uniforme, o seu peso é distribuído entre seus eixos de modo que a soma das reações de cada eixo seja igual ao peso total do veículo. De acordo com Limpert (1999), para veículos de dois eixos (como é o caso de veículos de passeio ou veículos de Fórmula SAE), os eixos dianteiro e traseiro podem ter cargas significativamente diferentes, dependendo do carregamento do veículo. A Figura 8 ilustra um veículo de dois eixos e os parâmetros relevantes para a determinação da distribuição de carga estática entre os eixos.

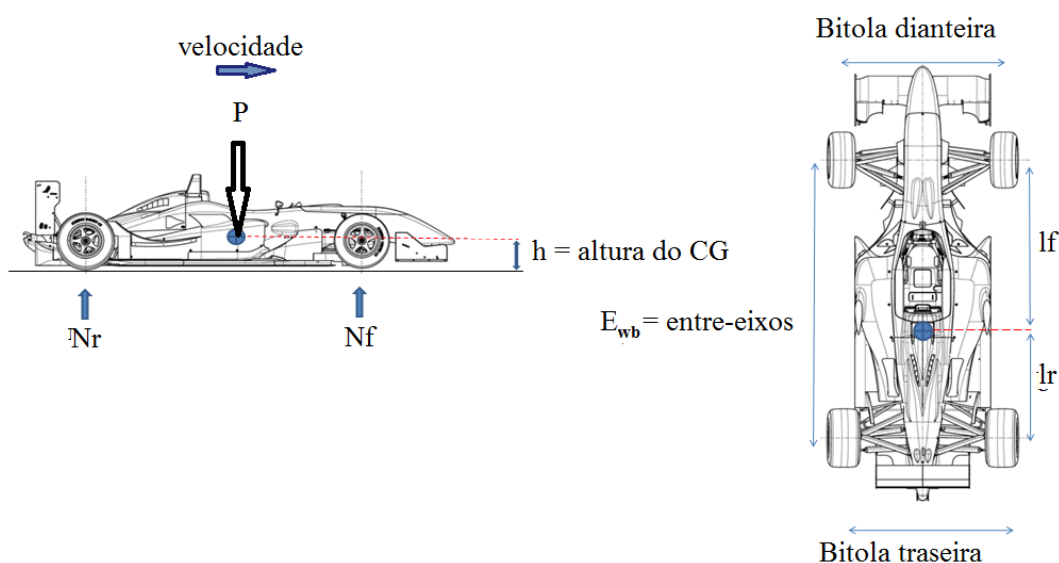


Figura 8 - Dados relevantes para análise dinâmica da frenagem

Para o veículo mostrado, pode-se definir um adimensional Ψ que é a distribuição estática de carga, dada pela razão entre a carga estática do eixo traseiro e o peso do veículo,

$$\Psi = \frac{N_r}{P} \quad (1)$$

onde N_r é a reação ou carga estática do eixo traseiro e P é o peso do veículo. A carga estática relativa do eixo dianteiro pode ser definida por

$$1 - \Psi = \frac{N_f}{P} \quad (2)$$

onde N_f é a reação ou carga estática do eixo dianteiro.

Segundo Limpert (1999), veículos modernos têm valores de distribuição estática de carga da ordem de 0,35 quando vazios, isto é, apenas 35% do peso é suportado pelo eixo traseiro, de modo que 65% do peso é suportado pelo eixo dianteiro. Para veículos como pick-ups, em que a adição de carga altera significativamente a distribuição do peso entre os eixos, uma análise cuidadosa da distribuição de frenagem é necessária quando do projeto do sistema de freios para se evitar o travamento prematuro dos eixos. Para efeito de comparação, o protótipo FP-05 da Equipe Poli Racing do ano de 2012 tem distribuição estática de carga de 0,49, ou 49%.

Pode-se determinar as grandezas N_r e N_f a partir dos parâmetros mostrados na Figura 8. A aplicação do balanceamento dos momentos em torno do eixo dianteiro fornece (LIMPERT, 1999):

$$P \cdot l_f = N_r \cdot E_{wb} \quad (3)$$

$$N_r = \Psi \cdot P = P \cdot \frac{l_f}{E_{wb}} = P \cdot \frac{l_f}{l_f + l_r} \quad (4)$$

onde E_{wb} é o entre-eixos do veículo, l_f é a distância horizontal entre o eixo dianteiro e o CG (centro de gravidade) e l_r , a distância horizontal entre o eixo traseiro e o CG. Similarmente, aplicando o mesmo procedimento em torno do eixo traseiro, obtém-se:

$$N_f = (1 - \Psi) \cdot P = P \cdot \frac{l_r}{E_{wb}} = P \cdot \frac{l_r}{l_f + l_r} \quad (5)$$

3.2.2 Cargas dinâmicas

O equacionamento apresentado na seção anterior era adequado para um veículo em movimento uniforme, isto é, em repouso ou em movimento retilíneo com velocidade constante. Durante uma frenagem, segundo Limpert (1999), o torque aplicado aos freios é resistido pela circunferência externa do pneu (em contato com o piso). Além disso, assumindo que as rodas não estão travadas (isto é, possuem rotação não nula), a magnitude da força de frenagem é diretamente proporcional ao torque produzido pelo sistema de freios.

A Figura 9 ilustra as forças agindo sobre um veículo durante uma frenagem.

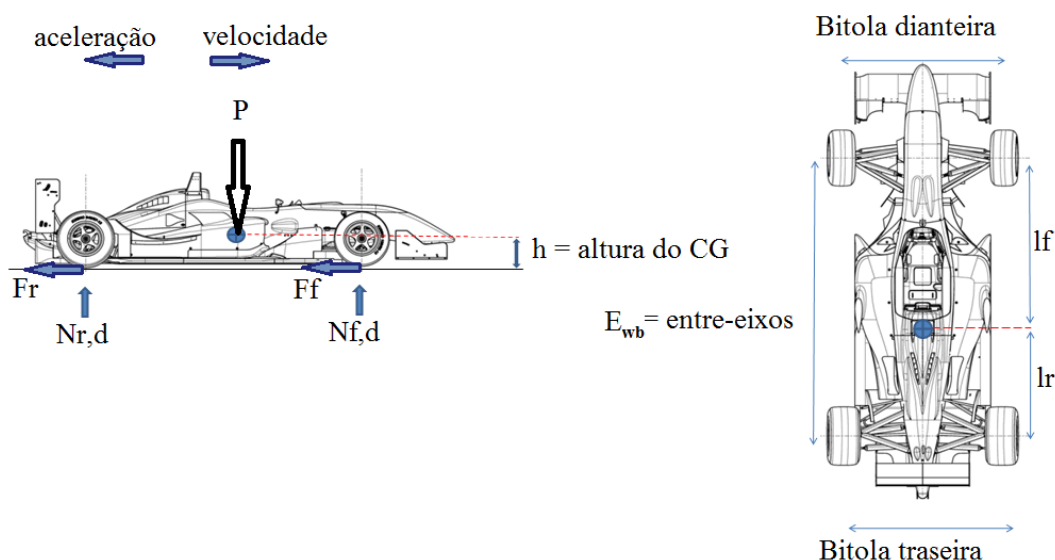


Figura 9 - Forças agindo sobre veículo durante frenagem

Adotando-se o mesmo procedimento da seção anterior, obtêm-se expressões para as reações ou cargas dinâmicas dos eixos dianteiro e traseiro a partir da aplicação do balanceamento dos momentos em torno dos eixos traseiro e dianteiro, respectivamente. Esse procedimento foi realizado por Limpert (1999) e as expressões obtidas estão reproduzidas a seguir:

$$N_{f,d} = (1 - \Psi + \chi \cdot a') \cdot P = P \cdot \frac{l_r}{E_{wb}} + P \cdot a' \cdot \frac{h}{E_{wb}} = N_f + P \cdot a' \cdot \frac{h}{E_{wb}} \quad (6)$$

$$N_{r,d} = (\Psi - \chi \cdot a') \cdot P = P \cdot \frac{l_f}{E_{wb}} - P \cdot a' \cdot \frac{h}{E_{wb}} = N_r - P \cdot a' \cdot \frac{h}{E_{wb}} \quad (7)$$

onde $N_{f,d}$ é a carga dinâmica do eixo dianteiro, $N_{r,d}$ é a carga dinâmica do eixo traseiro, a' é a aceleração longitudinal em unidades g ($a' = a/g$, onde a é a desaceleração em unidades do sistema internacional de unidades, SI) e χ é um adimensional dado por

$$\chi = \frac{h}{E_{wb}} \quad (8)$$

onde h é a altura do CG em relação ao solo e E_{wb} , o entre-eixos do veículo.

Uma análise das expressões obtidas revela que o termo de transferência de carga, encontrado nas expressões (6) e (7) e dado por $\chi \cdot a' \cdot P$, corresponde a um carregamento do eixo dianteiro e um descarregamento do eixo traseiro, e é proporcional à desaceleração e ao adimensional χ . Para os valores e parâmetros referentes ao protótipo FP-05, disponíveis no APÊNDICE A, a Figura 10 ilustra a transferência de carga em função da desaceleração.

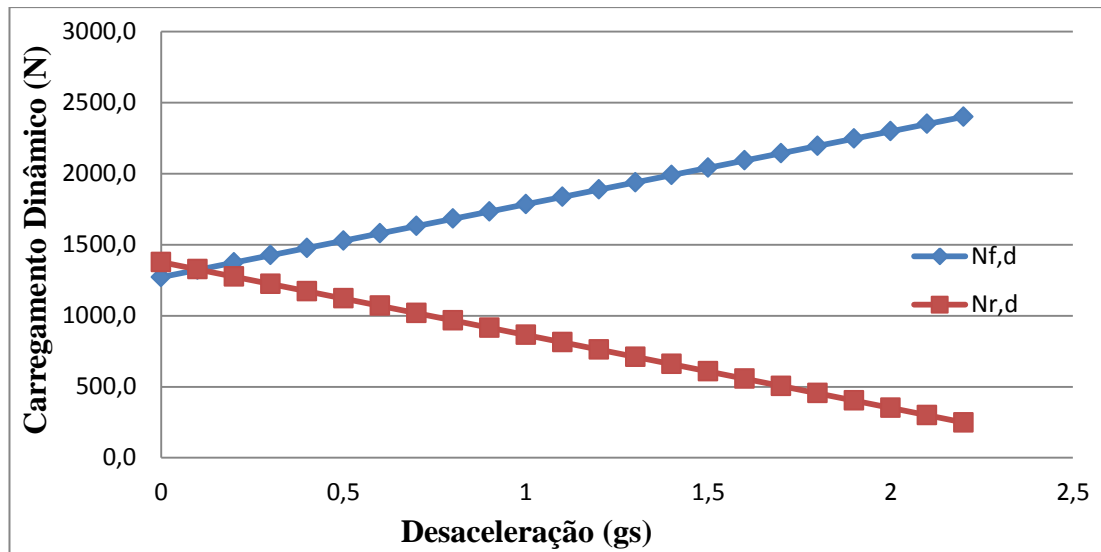


Figura 10 - Transferência de carga para protótipo FP-05

3.2.3 Força ótima de frenagem

Limpert (1999) define o coeficiente de tração de frenagem, μ_T , como sendo a razão entre a força de frenagem e a carga dinâmica no eixo, isto é,

$$\mu_{Tf} = \frac{F_f}{N_{f,d}} \quad (9)$$

$$\mu_{Tr} = \frac{F_r}{N_{r,d}} \quad (10)$$

onde μ_{Tf} é o coeficiente de tração de frenagem dianteiro, μ_{Tr} é o coeficiente de tração de frenagem traseiro, F_f é a força de frenagem do eixo dianteiro e F_r é a força de frenagem do eixo traseiro. Vale ressaltar que o coeficiente de tração de frenagem não é necessariamente igual ao coeficiente de atrito entre o pneu e o piso. Segundo Limpert (1999), o coeficiente de tração de frenagem varia de zero (para movimento uniforme) até o valor do coeficiente de atrito; quando os coeficientes de atrito e de tração têm o mesmo valor, as rodas do eixo em questão estão na iminência do travamento e, nesta condição, estão fornecendo a máxima força de frenagem possível. Quando ambos os eixos estão na condição de máxima força de frenagem, a desaceleração do veículo será máxima. Ou seja, para maximizar a desaceleração, a frenagem ótima é definida por

$$\mu_{Tf} = \mu_f \stackrel{N}{=} a' \quad (11)$$

$$\mu_{Tr} = \mu_r \stackrel{N}{=} a' \quad (12)$$

onde μ_f é o coeficiente de atrito do eixo dianteiro e μ_r é o coeficiente de atrito do eixo traseiro. Das equações (6), (9) e (11), a força ótima de frenagem para o eixo dianteiro é dada por

$$F_{f,ótima} = (1 - \Psi + \chi \cdot a') \cdot P \cdot a' \quad (13)$$

e das equações (7), (10) e (12), a força ótima de frenagem no eixo traseiro é

$$F_{r,ótima} = (\Psi - \chi \cdot a') \cdot P \cdot a' \quad (14)$$

Observa-se que a relação entre as forças ótimas de frenagem e a desaceleração é quadrática e é facilmente visualizada em um gráfico. Esta relação está mostrada na Figura 11, novamente para os valores do FP-05.

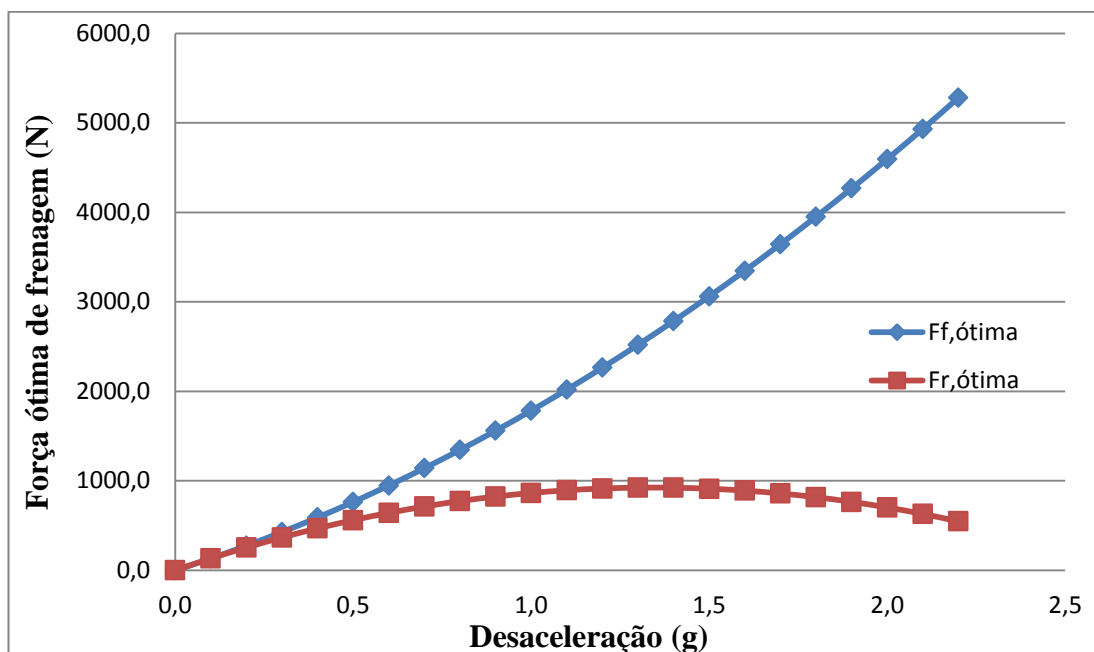


Figura 11 - Forças ótimas de frenagem para FP-05

Alternativamente, pode-se plotar a Figura 11 utilizando em cada eixo do gráfico uma das forças ótimas de frenagem (por exemplo, a força ótima no eixo dianteiro no eixo horizontal do gráfico e a força ótima no eixo traseiro no eixo vertical). A vantagem desta representação, segundo Limpert (1999), é a de se eliminar a variável da aceleração, obtendo-se assim diretamente a força ótima de frenagem para o eixo traseiro a partir da força ótima de frenagem para o eixo dianteiro. Outra variável que pode ter uma influência não desejada no gráfico é o peso do veículo, visto que veículos mais pesados necessitarão de maiores forças de frenagem para terem a mesma desaceleração, alterando-se assim a escala do gráfico. Limpert (1999) expressa uma expressão simplificada das forças ótimas de frenagem, normalizando estas forças pelo peso do veículo. Desta forma, obtém-se:

$$\frac{F_{f,ótima}}{P} = (1 - \Psi + \chi \cdot a') \cdot a' \quad (15)$$

$$\frac{F_{r,ótima}}{P} = (\Psi - \chi \cdot a') \cdot a' \quad (16)$$

A Figura 12 apresenta os mesmos dados da Figura 11, porém com as forças ótimas normalizadas e com a representação onde a aceleração não é (explicitamente) mostrada.

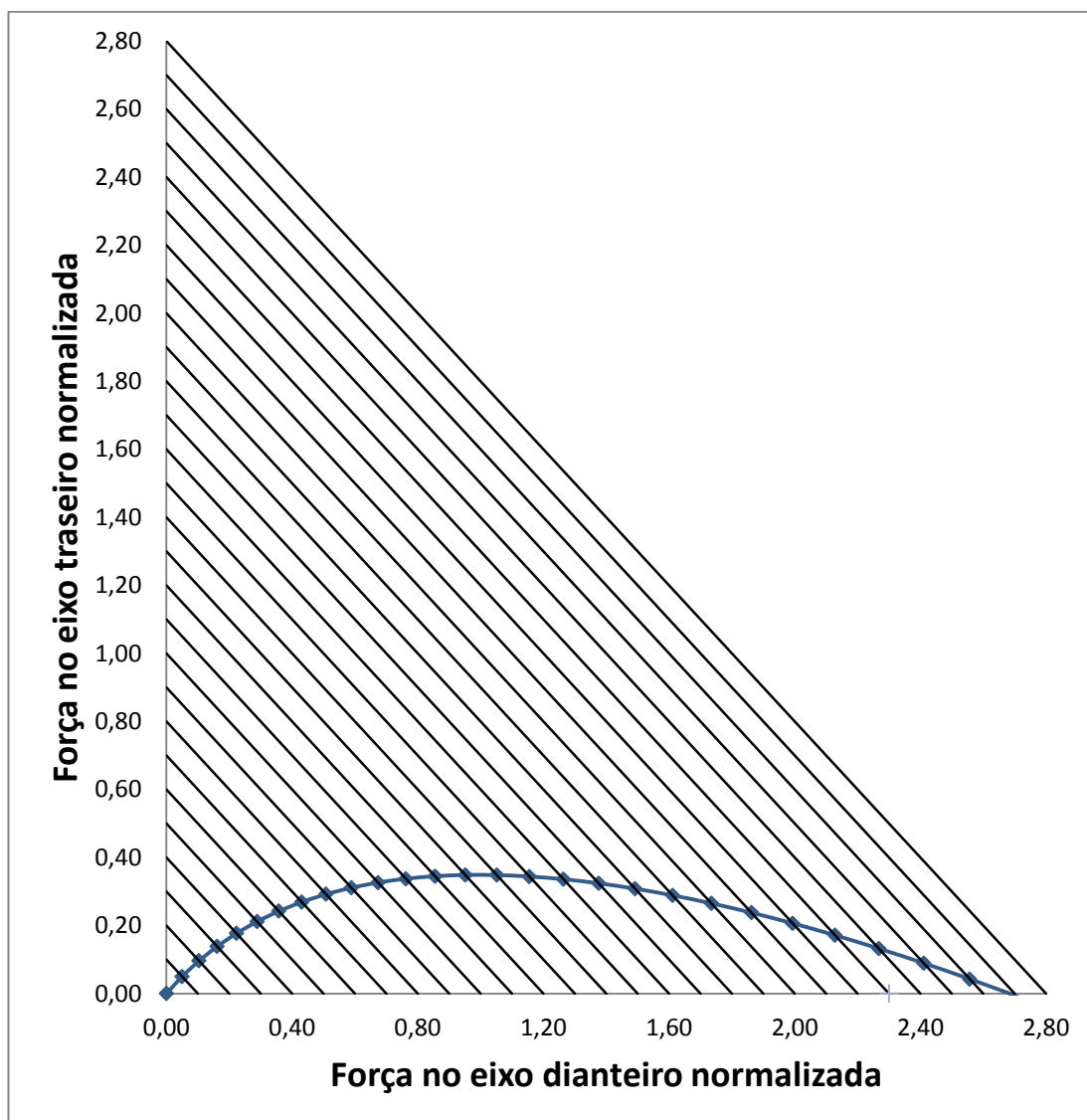


Figura 12 - Forças ótimas de frenagem com representação mais vantajosa

A Figura 12 apresenta a mesma escala nos eixos vertical e horizontal. Desta forma, afirma Limpert (1999), as linhas de desaceleração constante (linhas que ligam valores iguais nos eixos vertical e horizontal) estão a 45 graus com a horizontal. Nesta figura, verifica-se prontamente a parcela de desaceleração de cada eixo durante a frenagem: por exemplo, para uma desaceleração de 0,8 g, a força normalizada no eixo dianteiro (numericamente igual à desaceleração provocada pela frenagem do eixo dianteiro) é de 0,568 g enquanto que a força normalizada no eixo traseiro é de 0,232. Como esperado, a soma dessas duas forças é 0,8 g.

Vale notar que, embora, na teoria, seja possível obter valores negativos para as forças de frenagem (ou mesmo para as reações dinâmicas nos eixos), na prática isto não faz

sentido. Quando, na Figura 10, a curva correspondente ao eixo traseiro cruza o eixo das abscissas (não exibido na figura, mas bastaria extrapolar), em teoria, o carregamento no eixo traseiro é negativo. Na prática, isto significa que o eixo descolou do piso (o veículo está apoiado apenas sobre um dos eixos, no caso o dianteiro), e todo o peso do veículo está apoiado em um eixo. O momento em que isto ocorre impõe um limite sobre o modelo adotado, que pressupõe os dois eixos do veículo em contato com o solo. Sendo assim, para a Figura 11, se as curvas forem extrapoladas, o modelo somente seria válido (e a figura somente faria sentido) até o momento em que a curva correspondente à força no eixo traseiro atingisse o valor zero. O mesmo é válido para a Figura 12.

3.2.4 Forças nos componentes do freio

Na seção anterior foi determinada a força de frenagem em cada eixo para se obter uma desejada desaceleração do veículo. A força que efetivamente desacelera o veículo provém do atrito entre o pneu do veículo e o piso, segundo Limpert (1999), como reação ao torque contrário à rotação produzido pelo sistema de freios nas rodas. Como explicado e exemplificado nas Seções 2.1 e 2.2, tal torque é gerado pelo atrito entre a pastilha/disco de freio ou sapata/lona de freio, a partir de uma ação do motorista no pedal de freio.

De acordo com Limpert (1999), a pressão gerada na linha de freio, a partir de um acionamento do pedal do freio, é dada por:

$$p_l = \frac{F_p \cdot l_{pedal} \cdot \eta_p}{A_{mc}} \quad (17)$$

onde p_l é a pressão na linha, F_p é a força aplicada no pedal, l_{pedal} é a razão de alavanca no pedal, η_p é a eficiência do conjunto pedal e cilindro mestre e A_{mc} é a área da seção transversal do cilindro mestre. A força cisalhante em cada uma das duas pastilhas de freio é dada por:

$$F_c = A_{wc} \cdot p_l \cdot \mu_p \quad (18)$$

onde F_c é a força cisalhante, A_{wc} é a área do pistão do cilindro de roda e μ_p é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco. Por fim, a força de frenagem no eixo (soma das forças de frenagem das duas rodas do eixo) é:

$$F = 4 \cdot (p_l - p_0) \cdot A_{wc} \cdot \eta_c \cdot \mu_p \cdot \left(\frac{r}{R}\right) \quad (19)$$

onde F é a força de frenagem do eixo (F_f para o eixo dianteiro e F_r para o eixo traseiro), η_c é a eficiência do pistão do cilindro de roda (pistão da pinça), r é o raio efetivo do disco/tambor e R é o raio efetivo da roda. A pressão p_0 é a pressão necessária para que haja o primeiro contato entre a pastilha e o disco ou entre a sapata e o tambor, e pode ser desprezada para freios a disco ($p_0 \cong 0$).

Nota-se que, dentre as variáveis do lado direito da expressão (20), apenas p_l e A_{wc} são independentes, uma vez que η_c é uma característica do sistema, μ_p é uma propriedade do material da pastilha e r e R são delimitados geometricamente pela roda/pneu.

As grandezas F_c e p_l são primordiais para o dimensionamento de uma pinça, pois são os esforços mecânicos a que o sistema estará sujeito e que a pinça deve suportar.

3.3 Geração de calor

Durante a frenagem do veículo, como dito anteriormente, a energia cinética é convertida em energia térmica nos freios, freando o veículo. O calor é gerado na interface com o disco e então é conduzido pela pastilha através do suporte até o pistão e, finalmente, para o fluido de freio. A Figura 13 ilustra este fluxo (denotado por \dot{q}_P).

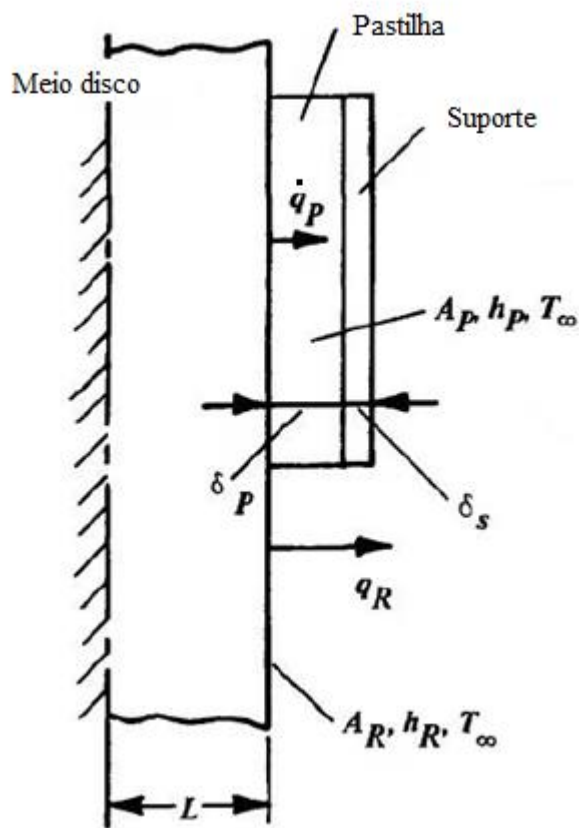


Figura 13 - Fluxo de calor durante uma frenagem (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)

É necessário, portanto, calcular estas grandezas térmicas. Para a análise, será assumida uma frenagem em linha reta no plano horizontal e total, isto é, de uma velocidade inicial v_1 até a parada total ($v_2 = 0 \text{ m/s}$).

3.3.1 Potência instantânea de frenagem

De acordo com Limpert (1999), a energia total E_b absorvida durante uma frenagem em linha reta e no plano horizontal será a energia cinética total de toda a massa do veículo (energia cinética de todos os componentes associada a um movimento longitudinal) somada à energia cinética de todos os componentes rotativos (energia associada a um movimento de rotação). Se a velocidade final deste veículo for zero, então este não possuirá energia cinética no instante final e a energia absorvida será igual à energia no instante inicial, ou seja:

$$E_b = \frac{m}{2} \cdot \left(1 + \frac{I}{R^2 m} \right) \cdot v_1^2 = \frac{K_r m v_1^2}{2} \quad (20)$$

onde I é o momento de inércia de todos os componentes rotativos, R é o raio da roda, m é a massa do veículo e K_r é o fator de correção para as massas rotativas. Vale ressaltar que valores típicos de k para carros de passeio variam de 1,05 a 1,15 para as marchas altas (Limpert, 1999).

A potência instantânea de frenagem é obtida derivando-se a energia com relação ao tempo, tendo em vista que $v = v(t)$ pois o veículo está desacelerando. Adotando-se a hipótese de desaceleração constante (isto é, $v(t) = v_1 - a \cdot t$), que é adotada por Limpert (1999), Jalalifar e Talati (2009) e Neys (2012), tem-se

$$P_b(t) = K_r \cdot m \cdot a \cdot (v_1 - a \cdot t) \quad (21)$$

onde a é constante no tempo. Percebe-se que a potência instantânea é diretamente proporcional à velocidade do veículo e, portanto, é decrescente no tempo, tendo seu valor máximo no instante $t = 0$ s e valendo 0 quando $v = 0$ m/s. Pode-se calcular também a potência média de frenagem, isto é, a potência que seria dissipada caso esta fosse considerada constante, a qual é dada pela razão entre a energia total dissipada e o tempo de parada $t_b = v_1 / a$, ou seja,

$$P_{b,av} = \frac{E_b}{t_b} = \frac{\frac{K_r m v_1^2}{2}}{\frac{v_1}{a}} = \frac{K_r m v_1 a}{2} \quad (22)$$

A Figura 14 a seguir ilustra o comportamento de P_b e $P_{b,av}$ ao longo do tempo para uma frenagem.

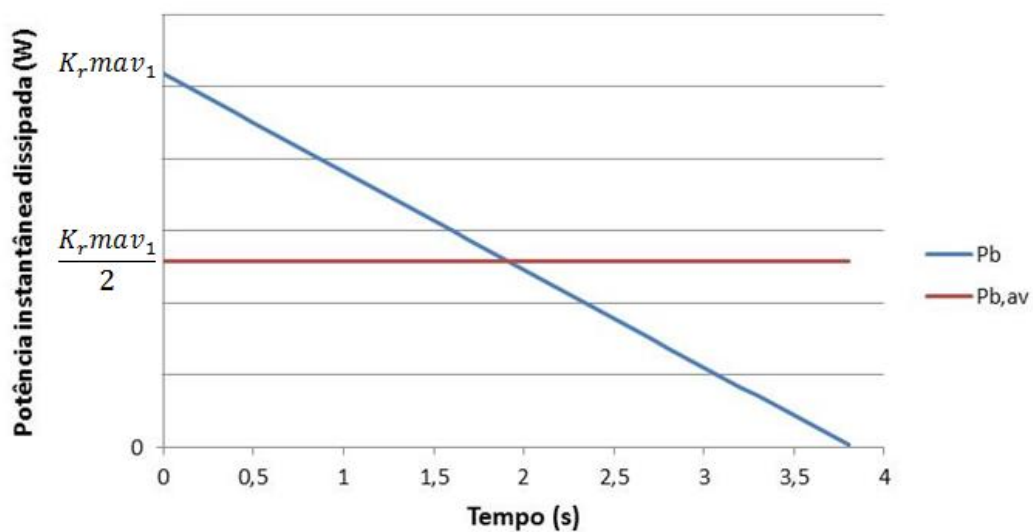


Figura 14 – Comportamento de P_b e $P_{b,av}$ para uma frenagem

3.3.2 Distribuição da energia absorvida

É importante notar que, no que diz respeito ao contato entre as superfícies do disco e da pastilha, pode-se fazer duas hipóteses, como dizem Limpert (1999) e Neys (2012):

- Contato perfeito: as temperaturas nas superfícies de contato do disco e da pastilha são iguais;
- Contato imperfeito: as temperaturas nas superfícies de contato do disco e da pastilha são diferentes.

Uma análise detalhada dos efeitos micro e macroscópicos durante a interação das superfícies do disco e da pastilha, como é feito em Neys (2012), não será feita e nem é o objetivo deste trabalho.

Para uma única frenagem total, como foi adotado, Limpert (1999) e Neys (2012) dizem que é válida a hipótese de que todo o calor gerado na frenagem será absorvido pelo disco e pela pastilha, isto é, despreza-se o resfriamento durante a frenagem. A razão entre os fluxos de calor no disco e na pastilha é função da efusividade térmica de cada um deles e é expressa por:

$$\frac{\dot{q}_D''}{\dot{q}_P''} = \sqrt{\frac{\rho_D c_D k_D}{\rho_P c_P k_P}} \quad (23)$$

onde \dot{q}'' é o fluxo de calor por unidade de área, ρ é a densidade do material, c é o calor específico, k é a condutividade térmica. O subscrito D refere-se ao disco e P , à pastilha. A efusividade térmica, ξ , é dada por

$$\xi = \sqrt{\rho c k} \quad (24)$$

Neys (2012) define a parcela de energia absorvida pelo disco, σ , como sendo

$$\sigma = \frac{\sqrt{\rho_D c_D k_D} S_D}{\sqrt{\rho_D c_D k_D} S_D + \sqrt{\rho_P c_P k_P} S_P} \quad (25)$$

onde S_D é a área da superfície de contato do disco e S_P , a área da superfície de contato da pastilha.

3.3.3 Energia absorvida pela pastilha

Jalalifar e Talati (2009) calcula a potência instantânea absorvida pela pastilha através de um elemento de área como o observado na Figura 15.

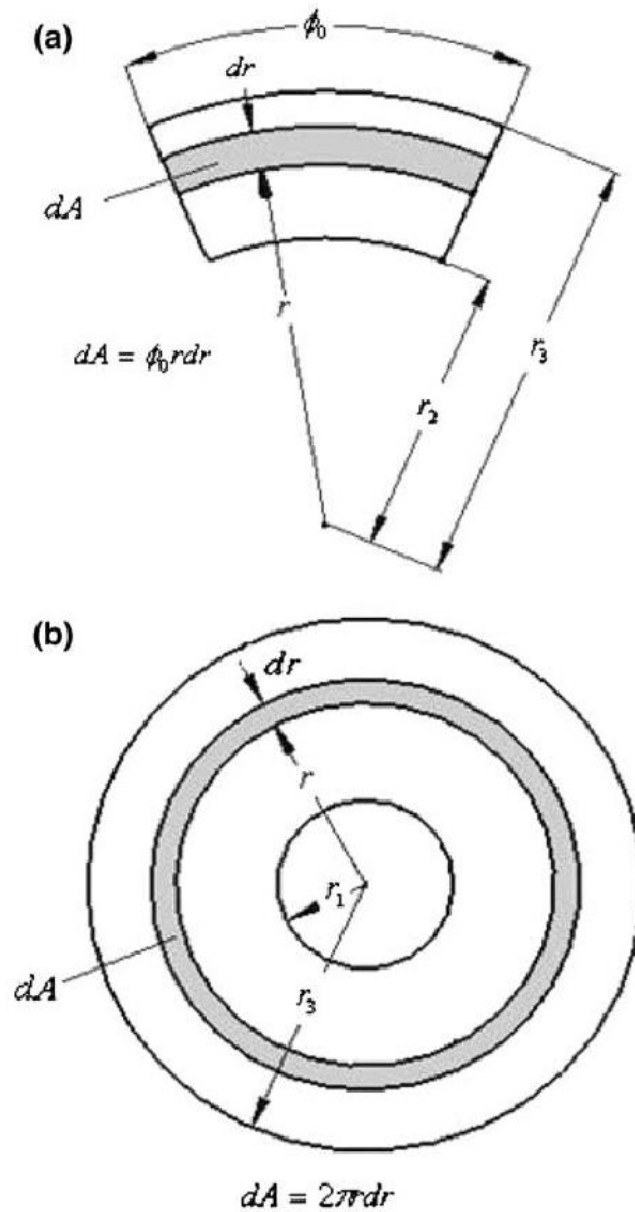


Figura 15 - Elemento de área para cálculo de fluxo de calor: (a) pastilha e (b) disco (JALALIFAR E TALATI, 2009, traduzido pelo autor)

Então:

$$\dot{q}_P(t) = \int (1 - \sigma) r \omega(t) \mu_p p \Phi_0 r dr \quad (26)$$

$$\dot{q}''_P = (1 - \sigma) \mu_p p r \omega(t) \quad (27)$$

Onde $\omega(t)$ é a velocidade angular instantânea do disco, p é a pressão exercida pela pastilha no disco Φ_0 é o ângulo da pastilha, de acordo com a Figura 15.

Antes de prosseguir com a análise, é preciso definir o valor de p . Existem duas opções para a distribuição da pressão local:

- Pressão uniforme: a pressão é a mesma em toda a área de contato, isto é, $p = p_{max} = \text{constante}$, resultando em um desgaste não uniforme;
- Desgaste uniforme: o desgaste é o mesmo em toda a área de contato, resultando em uma pressão não uniforme e da forma $p = p_{max} \frac{r_2}{r}$ para $r_2 \leq r \leq r_3$, onde r_2 e r_3 são exibidos na Figura 15 e significam, respectivamente, os raios internos e externos superfície de contato entre a pastilha e o disco.

De acordo com Jalalifar e Talati (2009) e Neys (2012), a hipótese de desgaste uniforme é mais apropriada para pastilhas usadas ou para frenagens moderadas, e a de pressão uniforme para pastilhas novas ou frenagens fortes. Mesmo assim, ambos os autores ressaltam que estas são apenas aproximações e que é muito difícil prever com precisão a distribuição de pressão. Adotando-se desgaste uniforme:

$$\dot{q}''_P = (1 - \sigma)\mu_p p_{max} \frac{r_2}{r} r \omega(t) = (1 - \sigma)\mu_p p_{max} r_2 \omega(t) \quad (28)$$

Ou ainda:

$$\dot{q}_P = (1 - \sigma)\mu_p A_P p_{max} r_2 \omega(t) \quad (29)$$

onde, segundo Jalalifar e Talati (2009), o termo $\mu \cdot A_P \cdot p_{max} \cdot r_2$ é igual ao torque de frenagem aplicado, T_b . Sendo assim:

$$\dot{q}_P = (1 - \sigma)T_b \omega(t) = (1 - \sigma)p_l A_{wc} \frac{r}{R} v(t) \quad (30)$$

onde, novamente, $v(t) = v_1 - a \cdot t$. Por fim, vale notar que a expressão concorda com a expressão (21) fornecida por Limpert (1999).

3.3.4 Aumento de temperatura na pinça

O fluxo de calor através da pastilha, dado pelas expressões (30) e (31), irá passar da pastilha para o pistão e deste para a pinça. Como foi feita a hipótese de ausência de troca de calor para o ambiente, toda a energia absorvida irá permanecer nestes componentes, causando um aumento de temperatura. A distribuição exata de temperatura deve ser obtida por meio de simulação numérica através de códigos e programas específicos. Neste trabalho, será assumido um aumento uniforme em toda a pinça, isto é, assumir-se-á que toda a pinça sofrerá a mesma elevação de

temperatura. Embora aproximado, este método fornecerá uma estimativa da ordem de grandeza do aumento de temperatura, a fim de prever possíveis problemas associados a isto.

De acordo com a Equação Fundamental da Calorimetria, o aumento de temperatura causado pelo acréscimo de energia é dado por:

$$Q = m_{pinça} c \Delta T \quad (31)$$

onde Q é a energia, $m_{pinça}$ é a massa da pinça e ΔT , o aumento de temperatura. Para o cálculo do aumento de temperatura da pinça, será feita a hipótese de que todo o calor que flui pelas pastilhas vá para a pinça. A quantidade de energia, então, que será absorvida pela pinça é função do fluxo de calor dado pela expressão (30). Analogamente ao que foi feito para as expressões (21) e (22), pode-se encontrar um fluxo de calor médio (que corresponde à metade do fluxo instantâneo inicial) que, multiplicado pelo tempo de frenagem t_b , dará a quantidade total de energia. Sendo assim,

$$Q = 2(1 - \sigma)p_l A_{wc} \frac{r}{R} v_1 \frac{t_b}{2} \quad (32)$$

onde o fator 2 que aparece à frente do termo do lado direito da equação (32) representa o fato de haver duas pastilhas em cada pinça.

Com as expressões (31) e (32) pode-se, então, calcular o aumento de temperatura na pinça.

4 METODOLOGIA DE PROJETO DA PINÇA

4.1 Aspectos técnicos

O projeto mecânico de uma pinça de freio envolve mais do que apenas cálculos térmicos e estruturais. É necessário optar por diferentes soluções dentre as existentes, sejam elas convencionais ou não, levando-se em conta o caso específico da peça em questão; isto é, deve-se realizar *trade-offs* para que a solução global proposta seja a mais adequada possível. Para o presente trabalho, foram consideradas questões como o tipo de pinça, o tipo de pastilha, o método de ancoragem da pastilha na pinça, a posição do pistão na pinça e os elementos de vedação.

4.1.1 Tipo de pinça

Na seção 2 foram apresentadas e explicadas as configurações usuais do par pinça de freio/disco de freio, isto é, pinça flutuante com disco fixo e pinça fixa com disco flutuante. Para o projeto de pinça de freio proposto neste trabalho, deve-se definir entre uma configuração ou outra. Segundo Pittel apud Bornhold (2012), as pinças flutuantes começaram a ser mais utilizadas em função de peso, custo e espaço físico. Não obstante, pinças fixas com discos flutuantes são mais comumente utilizadas em veículos de competição devido à sua maior resistência mecânica, segundo Wagh (2005) e Infantini (2008). Além disso, segundo Praça e Silva (2011), pinças flutuantes estão sujeitas ao travamento de seu movimento devido à corrosão dos elementos de guia ou penetração de sujeira, podendo criar atrito residual entre a pastilha e o disco e levando a uma subsequente perda de desempenho e aumento da geração de calor. Limpert (1999) confirma esta informação, afirmando que uma grande desvantagem das pinças flutuantes é o potencial de atrito residual devido a que o(s) pistão(ões) estão em apenas um lado do disco.

A Tabela 2 apresenta as vantagens e desvantagens do uso de pinça fixa ou flutuante.

Tabela 2 – Comparação entre pinça fixa e flutuante (INFANTINI, 2008)

Características	Pinça fixa	Pinça flutuante
Dissipação de calor	Estrutura mais robusta que permite uma maior absorção e dissipação de calor	Estrutura menos robusta e, portanto, tem capacidade de absorver e dissipar menores quantidades de calor. O tamanho compacto facilita a montagem na roda
Peso	Maior	Menor
Rigidez	Maior	Menor
Distribuição de pressão	Distribuição de pressão mais uniforme nas pastilhas, desgaste mais regular	Distribuição de pressão menos uniforme nas pastilhas devido às deformações mecânicas do sistema, desgaste mais irregular
Temperatura de operação do fluido de freio	Maior, pois possui pistões de ambos os lados do calíper	Menor, pois possui pistão apenas de um lado do calíper
Pontos de vazamento	Mais pontos de vazamento, pois possui pistão de ambos os lados do calíper	Menos pontos de vazamento, pois possui pistão de um único lado do calíper
Retorno das pastilhas	Retorno eficiente	Arrasto das pastilhas sobre o disco devido ao retorno insuficiente do pistão uma vez que deve fornecer folga para as duas pastilhas
Ruído	Menos ruído	Maior grau de liberdade que ocasiona mais ruído
Custo	Maior	Menor

Dentre as características apresentadas, as mais importantes para o dimensionamento do freio de um veículo de competição são: a dissipação de calor, o peso, a rigidez, a distribuição de pressão, a temperatura do fluido de freio e o retorno das pastilhas. Dentre estes seis itens, a pinça fixa apresenta mais vantagens em quatro (dissipação de calor, rigidez, distribuição de pressão e retorno das pastilhas) e desvantagens em dois (peso e temperatura do fluido de freio), embora o quesito temperatura do fluido de freio seja balanceado pela maior dissipação de calor. A Tabela 2 corrobora a informação de que em veículos de competição é usualmente utilizada pinça fixa com disco flutuante, dita anteriormente. Por esses motivos, definiu-se que a pinça proposta será do tipo fixa com disco flutuante.

Vale ressaltar que, embora a discussão tenha sido pinça fixa com disco flutuante ou pinça flutuante com disco fixo, existe uma terceira opção que é a pinça fixa com disco fixo, isto é, ambos fixos. No entanto, esta opção foi descartada. O motivo para que um dos componentes do par pinça/disco flutue é que o par tenha flexibilidade para corrigir pequenas diferenças de desgaste e/ou desalinhamento, e no caso em que ambos os componentes são fixos, esta flexibilidade é perdida.

4.1.2 Tipo de pastilha e ancoragem

O tipo de pastilha utilizado (com relação à geometria do seu suporte) e, conseqüentemente, o tipo de ancoragem desta na pinça estão atrelados à distribuição de pressão na pastilha durante a frenagem e à eficiência da frenagem. De acordo com Limpert (1999), uma das funções principais da pinça é pressionar a pastilha contra o rotor (disco) da maneira mais uniforme possível, resultando em desgaste e temperatura uniformes na pastilha. A Figura 16 ilustra uma pastilha convencional, que é o tipo utilizado atualmente pela Equipe Poli Racing.



Figura 16 - Exemplo de pastilha convencional

As pastilhas convencionais tendem a apresentar maior desgaste na extremidade de entrada do disco (onde o disco chega na pastilha), e menor desgaste na extremidade de saída, causado pelo momento resultante da ancoragem instável das pastilhas convencionais. A Figura 17 explica este fenômeno.

CONFIGURAÇÃO CONVENCIONAL

INSTÁVEL

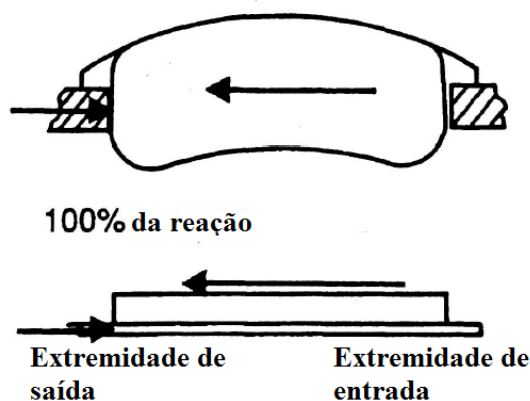


Figura 17 - Ancoragem de pastilha convencional e esforços (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)

Nota-se que todo o esforço da frenagem sobre a pastilha (que é a reação da força de frenagem no disco), representado pela seta para a esquerda, é suportado pelo batente mecânico da pinça do lado da extremidade de saída da pastilha (lado esquerdo da figura). Tal configuração é instável e resulta em um momento sobre a pastilha, conforme a Figura 18. Vale ressaltar que, na Figura 18, os esforços F_{max} , F_{av} e F_{min} são os exercidos sobre o disco, isto é, os esforços sobre a pastilha são de mesma magnitude e direção, porém no sentido oposto.

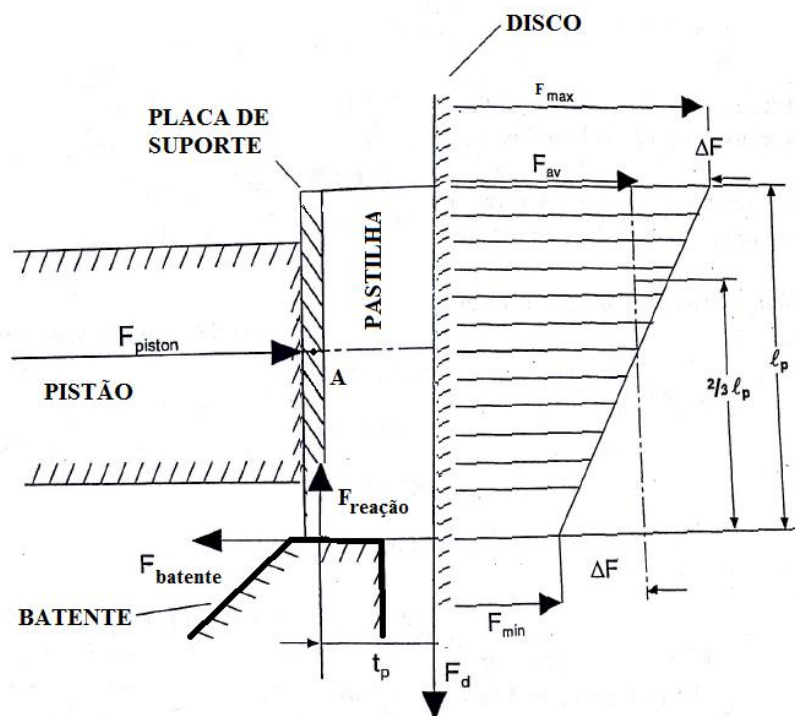


Figura 18 – Momento gerado sobre pastilha com ancoragem convencional (LIMPERT, 1999, traduzido pelo autor)

Na Figura 18, os esforços atuantes sobre a pastilha são: a força proporcionada pelo pistão, F_{piston} ; a força de atrito entre o disco e a pastilha, $F_d = F_{av}\mu_p$; a força de reação do batente, F_r ; a força de atrito entre a pastilha e o batente, $F_{batente} = F_{reação}\mu_{batente}$, e a força de reação do disco. Esta última é, na realidade, a integral da pressão na superfície da pastilha ao longo de toda a superfície, e esta pode ser aproximada por uma força que varia linearmente ao longo do comprimento da pastilha, l_p , desde um valor mínimo F_{min} até um valor máximo F_{max} , atingindo um valor médio F_{av} no meio do caminho, conforme Limpert (1999). Além disso, a resultante do triângulo de pressão está locada a $\frac{2}{3}l_p$.

Do balanço de momento em torno do ponto A da Figura resulta:

$$F_{av}\mu_p t_p + F_d\mu_{batente} \left(\frac{l_p}{2}\right) = \Delta F \left(\frac{l_p}{6}\right) \quad (33)$$

onde μ_p é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, t_p é a espessura da pastilha, $\mu_{batente}$ é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o batente e l_p é o comprimento da pastilha.

Isolando-se o termo ΔF e adotando-se $F_{max} = F_{av} + \Delta F$, tem-se que:

$$F_{max} = F_{av} \left[1 + \frac{6}{l_p} \left(\mu_p t_p + \mu_p \mu_{batente} \frac{l_p}{2} \right) \right] \quad (34)$$

Substituindo-se valores conhecidos do projeto atual do FP-05 da Equipe Poli Racing, encontrados no APÊNDICE A, chega-se a $F_{max} = 1,74F_{av}$ para uma pastilha nova, ou uma variação de 74%, o que está bem acima do valor típico apresentado por Limpert (1999), da ordem de 33%. Isto significa que, durante uma frenagem, a extremidade de saída da pinça exerce até 74% mais pressão sobre o disco que a extremidade de entrada, resultando em uma frenagem aquém da ideal e em desgaste desigual.

Segundo Limpert (1999), uma alternativa ao modelo de pastilha e modo de ancoragem adotados atualmente pela Equipe Poli Racing são as pastilhas patenteadas por ITT-Teves, chamadas *Hammerhead*. A Figura 19 apresenta este tipo de pastilha.

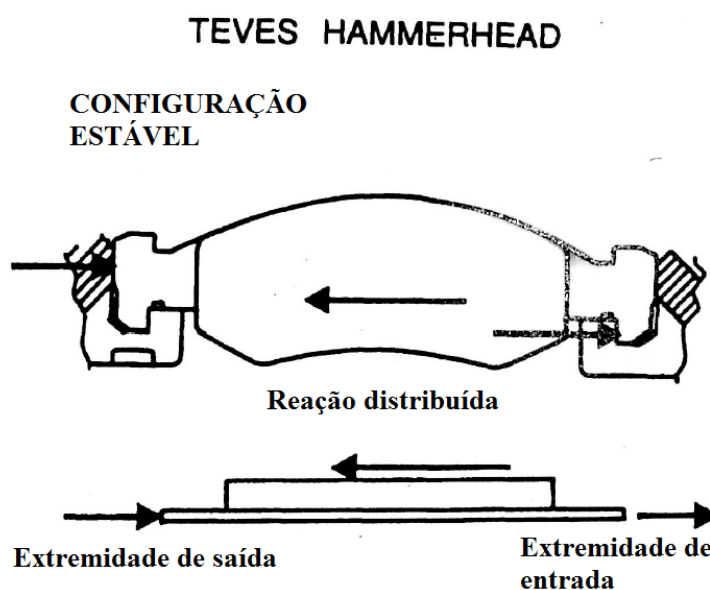


Figura 19 - Ancoragem de pastilha *Hammerhead* (LIMPert, 1999, traduzido pelo autor)

Nas pastilhas *Hammerhead*, devido à ancoragem dupla e de caráter estável, o momento gerado na pastilha durante a frenagem é bastante reduzido, uniformizando a distribuição de temperatura, de pressão e, conseqüentemente, o desgaste e otimizando a frenagem. Na pinça de freio proposta neste trabalho, não será utilizado o modelo *Hammerhead* devido, principalmente, ao aumento de tamanho da pinça,

uma vez que esta deverá ter suportes mais elaborados para a ancoragem dupla no lugar de um simples batente mecânico. Além disso, o uso de pastilhas *Hammerhead* demandaria a aquisição de pastilhas novas e promoveria mudanças acentuadas no desenho da pinça. Portanto, a pinça proposta utilizará as pastilhas convencionais.

4.1.3 Configurações dos pistões

Além do uso de pastilhas *Hammerhead*, Limpert (1999) sugere alternativas no projeto da pinça para que se alcance uma distribuição de pressão o mais uniforme possível, através da configuração dos pistões, isto é, alterando-se o número, diâmetro e posicionamento destes. Uma solução seria o uso de quatro (ou mais) pistões por pinça, conforme ilustrado na Figura 20.



Figura 20 – Pinças de freio com seis pistões (WILWOOD ENGINEERING, INC, 2014)

Nota-se na Figura 20 que os seis pistões da pinça (três de cada lado) possuem diâmetros diferentes. Como a pressão atuante em todos os pistões é a mesma, a força exercida por cada pistão variará de acordo com sua área. Portanto, quando se usam pastilhas convencionais, empregam-se pistões com áreas diferentes para balancear o momento sofrido pela pastilha durante a frenagem. Através de um modelo análogo ao da Figura 18, pode-se calcular o diâmetro ideal de cada pistão. No entanto, destaca Limpert (1999), esta solução é elaborada e cara, além de aumentar a complexidade da pinça, assim como seu tamanho e peso, e, portanto, não foi considerada para este projeto.

Uma solução utilizando-se apenas dois pistões por pinça (um de cada lado) é deslocar o pistão do centro geométrico da pastilha. O modelo matemático seria similar com aquele da Figura 18, porém com o pistão estando deslocado de certo *offset* com relação ao ponto A, e é apresentado na Figura 21.

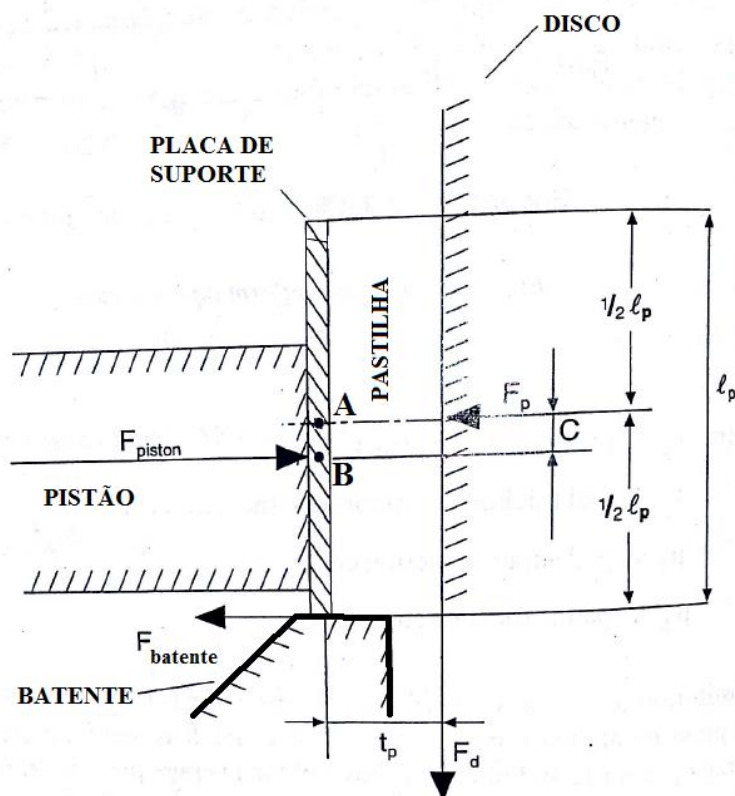


Figura 21 – Esforços sobre pastilha com pistão deslocado (LIMPert, 1999, traduzido pelo autor)

Ao se deslocar o pistão, a força exercida por este sobre a pastilha não apenas a empurra contra o disco, mas também cria um momento que é proporcional ao *offset*. O balanço de momentos em torno do ponto A, que passa pela linha de atuação da força do pistão, é:

$$F_{piston}C = F_d t_p + F_{batente} \frac{l_p}{2} \quad (35)$$

onde C é a distância entre a linha de atuação da força do pistão e o centro geométrico da pastilha (pontos B e A na Figura 21, respectivamente) e os outros termos são os apresentados anteriormente. O balanço de forças é:

$$F_{av} = F_p + F_{batente} = F_p + F_p \mu_p \mu_{batente} \quad (36)$$

Combinando-se as equações (35) e (36), é possível obter uma expressão para o valor de C em função dos outros parâmetros conhecidos, isto é,

$$C = \frac{\mu_p t_p + \mu_p \mu_{batente} \frac{l_p}{2}}{1 + \mu_p \mu_{batente}} \quad (37)$$

Com os valores conhecidos do FP-05 da Equipe Poli Racing disponíveis no APÊNDICE A e utilizados anteriormente, calcula-se o *offset* necessário que a pinça proposta neste trabalho deverá ter a fim de se obter distribuições de pressão, temperatura e desgaste uniformes, assumindo-se que os valores utilizados permanecerão constantes. Assim, o valor encontrado foi de $C = 6,5 \text{ mm}$. Ou seja, o pistão deverá estar deslocado de 6,5 mm ao longo da linha de centro da pastilha e na direção da extremidade de saída da pastilha.

4.1.4 Vedação

Há, em uma pinça de freio, elementos que realizam a vedação tanto entre peças com movimento relativo (caso dos pistões e suas sedes) quanto entre peças solidárias entre si (caso das duas metades que formam a carcaça bipartida da pinça). Segundo Anwana e Cai (2003), os elementos de vedação são os responsáveis por vedar as interfaces entre peças, evitando, assim, o vazamento do fluido de freio. Para tanto, os elementos de vedação devem ser corretamente selecionados. Por inspeção de pinças de freio existentes, inclusive a utilizada atualmente no protótipo FP-05 da Equipe Poli Racing, determinou-se que deve-se selecionar um retentor para os pistões (um para cada, porém iguais entre si) e um *O-ring* para as metades do corpo da pinça. A Figura 22 ilustra os componentes de uma pinça de freio típica desmontada, com destaque para os elementos de vedação, também exibidos na Figura 23.

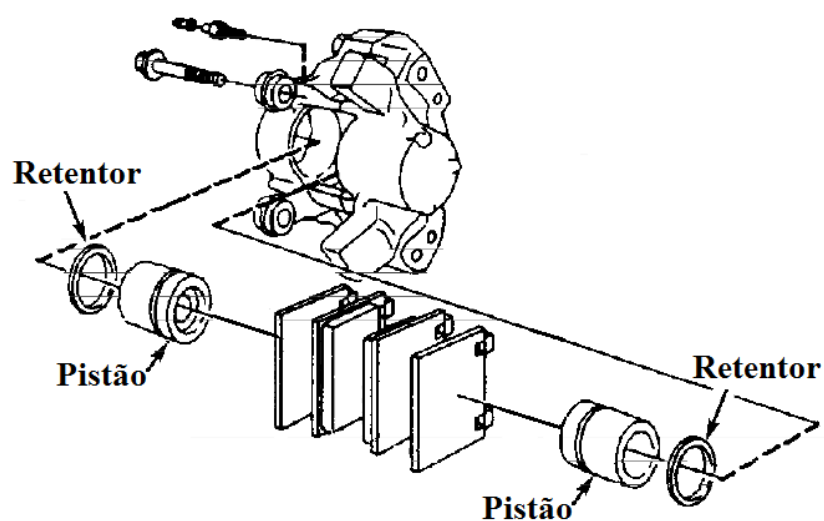


Figura 22 – Vedações em uma pinça fixa desmontada (ROB, 2014)

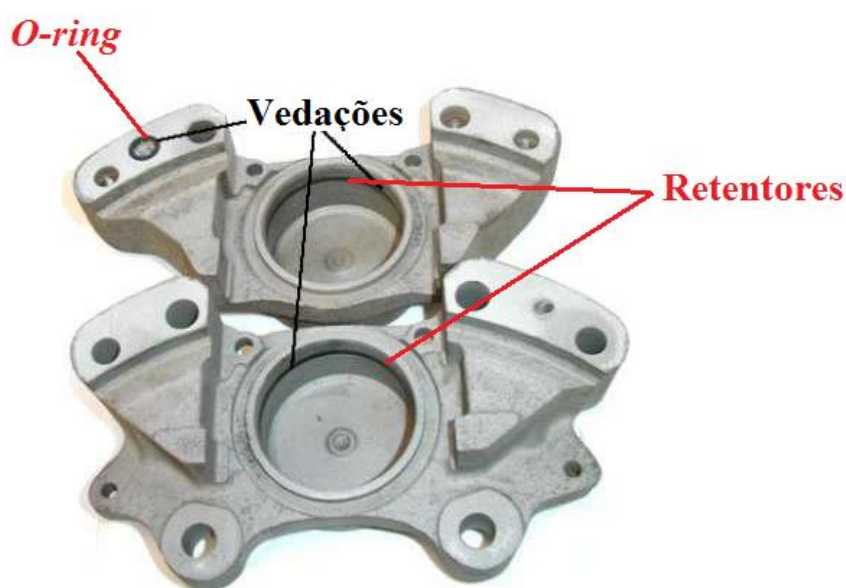


Figura 23 – Elementos de vedação em uma pinça fixa típica (CORVUS DIGITAL CORP, 2013)

Para realizar a seleção do retentor dos pistões, os dados principais de entrada são:

- Diâmetro externo do pistão;
- Temperatura de operação do retentor;
- Pressão máxima que o retentor deve suportar;
- Velocidade relativa entre pistão e sede;

- Material do pistão.

Para a seleção do *O-ring*, por sua vez, os dados principais são:

- Temperatura de operação do *O-ring*;
- Pressão máxima que deve suportar.

Os parâmetros de entrada serão determinados mais adiante neste relatório. Os elementos de vedação selecionados e suas características são exibidos na Tabela 3 e Tabela 4, segundo Trelleborg Sealing Solutions (2014).

Tabela 3 – Retentor selecionado e suas características

Retentor RG4500320		
Fabricante	Trelleborg	
Diâmetro interno	32,0	mm
Temperatura máxima	200,0	°C
Pressão máxima	25,0	MPa
Velocidade máxima	15,0	m/s
Material do retentor	Turcon T40	
Material do <i>O-ring</i> do retentor	FKM (<i>Fluorocarbon Rubber</i>)	
Dureza do material	70 Shore A	
Diâmetro externo	39,3	mm
Largura	3,2	mm
Materiais compatíveis	Aço	
	Aço duro	
	Aço inoxidável	
	Alumínio	

Tabela 4 – O-ring selecionado e suas características

O-ring OR1000300		
Fabricante	Trelleborg	
Diâmetro interno	3,0	mm
Temperatura máxima	200,0	°C
Pressão máxima	10,0	MPa
Material	FKM (<i>Fluorocarbon Rubber</i>)	
Dureza do material	70 Shore A	
Diâmetro externo	5,0	mm
Diâmetro da seção transversal	1,0	mm

4.1.5 Materiais

A última questão técnica a ser definida são os materiais do corpo da pinça e dos pistões, o que servirá de base para os dimensionamentos que serão realizados adiante. Esses materiais são definidos com base nas propriedades que se deseja ter em cada componente.

Para o corpo da pinça, deseja-se um material com baixa densidade, de modo a facilitar a minimização de massa da pinça, porém que tenha boas propriedades mecânicas. Além disso, deseja-se que este material tenha boa usinabilidade, visando à fabricação, e tenha boa condutividade térmica, de forma a dissipar facilmente o calor gerado nas frenagens.

Para o pistão, por outro lado, deseja-se um material com baixa condutividade térmica, de modo a evitar ao máximo a transferência de calor para a pinça e para o fluido de freio, e que tenha boa resistência à oxidação e corrosão, de modo a não comprometer a vedação na interface com o retentor e evitar o travamento do pistão, e boa usinabilidade, visando à fabricação.

Com base nas características descritas e por inspeção de pinças existentes, os materiais selecionados para o corpo da pinça e para o pistão foram, respectivamente, alumínio 7075-T651 e aço inoxidável AISI 304. As propriedades mais relevantes destes materiais são exibidas na Tabela 5 e na Tabela 6, com informações provenientes de Schmolz-Bickenbach (2014) e de GGD Metais (2014), respectivamente.

Tabela 5 – Propriedades mecânicas mais relevantes para corpo da pinça

Material: Alumínio 7075-T651	
Densidade (g/cm³)	2,8
Módulo de elasticidade (GPa)	72,0
Temperatura de fusão (°C)	550
Condutividade térmica (W/m.K)	134,0
Calor específico (J/kg.K)	921,1
Limite de escoamento (MPa)	450
Limite de resistência (MPa)	540
Usinabilidade	Boa

Tabela 6 – Propriedades mecânicas mais relevantes para o pistão

Material: Aço inoxidável AISI 304	
Limite de escoamento (MPa)	290
Limite de resistência (MPa)	579
Temperatura máxima de utilização (°C)	900
Condutividade térmica (W/m.K)	15,0
Usinabilidade	Ruim
Resistência à corrosão	Boa

Um ponto a ser notado é a usinabilidade ruim do aço inox 304. Apesar de não possuir a boa usinabilidade desejada, as outras características desse material o tornam a melhor escolha para o pistão.

4.2 Dimensionamento

Nesta seção será realizado o dimensionamento das partes críticas da pinça a ser proposta, tal como a parede da câmara do pistão, onde ocorrerá a espessura mínima de parede da pinça, e o batente mecânico no qual a pastilha irá se apoiar durante a frenagem. Tal dimensionamento será validado mediante o uso do método de elementos finitos (FEA, ou *Finite Element Method*, na sigla em inglês), tema que

será abordado mais adiante neste trabalho. O dimensionamento analítico realizado será feito com base na tensão de escoamento do material, com um fator de segurança apropriado para cada caso.

4.2.1 Esforços atuantes

Para que se realize o dimensionamento das partes críticas, é necessário, primeiramente, obter os esforços a que estas partes estarão sujeitas. Na seção 3.2.4 foram desenvolvidas expressões que permitem obter a pressão na linha de freio, p_l , que causa o travamento das rodas do eixo dianteiro e a força de atrito entre a pastilha e o disco, F_c , para esta pressão. Estas grandezas são utilizadas para o dimensionamento da espessura da parede e do batente mecânico, respectivamente, porém dependem da grandeza F , que é a força de frenagem que se deve ter no eixo. Deve-se ter em mente que os valores mencionados (p_l , F_c e F) são por eixo, isto é, haverá um valor diferente para o eixo dianteiro e para o eixo traseiro. A princípio não será escolhido um eixo ou outro para se fazer a análise, porém mais adiante ficará claro qual dos dois eixos corresponde ao caso crítico.

Para se obter F , deve-se realizar uma pequena alteração na forma como são exibidas as informações da Figura 11: nesta figura, são exibidas as forças ótimas de frenagem dianteira e traseira ($F_{f,ótima}$ e $F_{r,ótima}$) em função da aceleração; deve-se, no entanto, exibir a força ótima de frenagem traseira $F_{r,ótima}$ em função da força ótima de frenagem dianteira $F_{f,ótima}$, isto é, ter a força ótima de frenagem dianteira no eixo das abscissas e a força ótima de frenagem traseira no eixo das ordenadas. O resultado, exibido na Figura 24, será uma curva com formato que lembra uma parábola e, segundo Limpert (1999), é a força ótima, ou ideal, de frenagem em cada eixo (dianteiro e traseiro) em função da desaceleração.

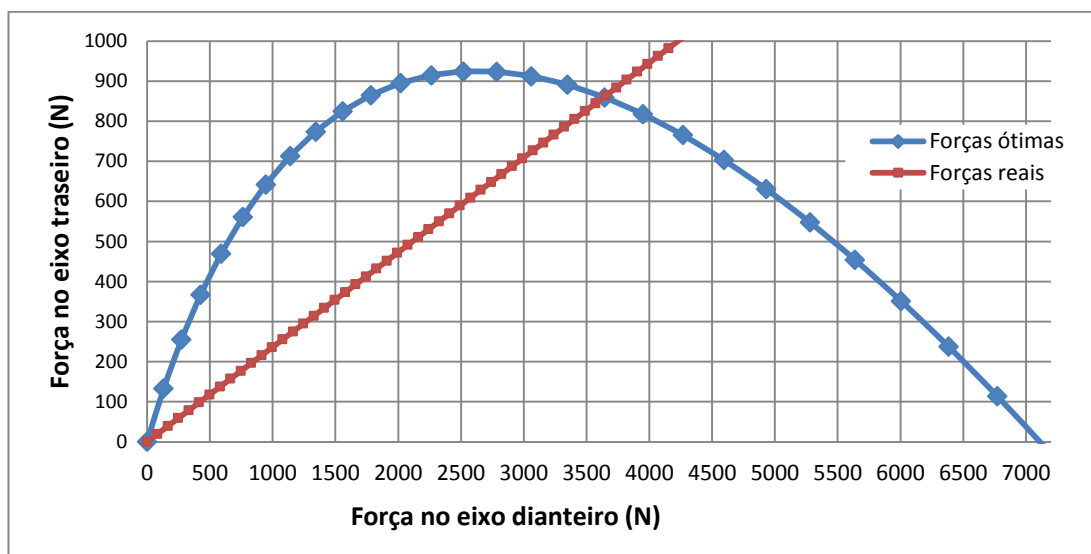


Figura 24 – Forças ótimas e forças reais durante a frenagem

Além da curva correspondente às forças ótimas de frenagem, foi adicionada à figura a curva correspondente às forças reais, isto é, que são possíveis de se obter no veículo. Como explicado na seção 2.2, a força aplicada pelo piloto no pedal de freio se propaga através do sistema de freios até as rodas. Sendo assim, a força de frenagem em cada eixo é proporcional à força aplicada pelo piloto (daí a natureza linear da curva real). Nota-se prontamente que estas duas curvas apenas se cruzam em dois pontos: na origem e em outro ponto “arbitrário”, que será função da inclinação da reta. Este outro ponto, segundo Limpert (1999), deve ser aquele que corresponda à máxima desaceleração atingível pelo veículo, que é numericamente igual ao coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, segundo a expressão (11). Como este ponto pertence à curva das forças ótimas de frenagem, ele corresponde à força ótima no eixo dianteiro e no eixo traseiro. Esta ideia fica mais clara na Figura 24, em que as curvas real e ótima se cruzam no ponto de desaceleração de $1,7 g$, resultando em uma força de frenagem no eixo dianteiro de $3635 N$ e no eixo traseiro de $860 N$, aproximadamente. Com estes valores, ficam, então, determinados os valores de p_l e F_c em cada eixo. Como o valor para o eixo dianteiro ($3635 N$) é maior que o do eixo traseiro ($860 N$), como era de se esperar, será utilizado o valor do eixo dianteiro por este ser o caso crítico, isto é, $F = 3635 N$.

De posse do valor de F , utiliza-se a expressão (19) para se determinar os valores de p_l e A_{wc} , que são utilizados na expressão (18) para se determinar o valor de F_c . Desta

forma, foram encontrados os valores $p_l = 6,38 \text{ MPa}$, $A_{wc} = 804,2 \text{ mm}^2$ ($D_{wc} = 32,0 \text{ mm}$) e $F_c = 2295,7 \text{ N}$.

Por fim, é prudente testar o valor de p_l encontrado na expressão (17), onde, juntamente com os outros parâmetros, é possível averiguar a força F_p que o piloto deverá exercer para travar as rodas do veículo. O valor encontrado foi de $F_p = 440 \text{ N}$, ou 45 kgf , aproximadamente. Segundo Limpert (1999), a força no pedal necessária para se obter 1 g de desaceleração deve ser entre 223 N e 334 N (ou seja, entre 379 N e 568 N para 1,7 g de desaceleração). Logo, a força F_p encontrada está dentro da faixa recomendada.

4.2.2 Espessura mínima de parede

Na frenagem, a pressão interna na pinça de freio pode chegar a valores bastante elevados. No sistema de freios do protótipo FP-05 da Equipe Poli Racing com a pinça atual, a pressão de travamento do eixo dianteiro é da ordem de $8,0 \text{ MPa}$, ou 80 bar , e no sistema de freios proposto esta pressão será de, aproximadamente, $6,4 \text{ MPa}$, podendo alcançar valores ainda maiores se o piloto pressionar o pedal de freio com uma força superior à necessária para causar o travamento das rodas dianteiras. Sendo assim, o dimensionamento estrutural da pinça para suportar esta pressão se faz necessário, além de ser crítico em alguns pontos. Para a pinça proposta, foi realizado o dimensionamento analítico do fundo da sede do pistão, isto é, da “tampa” de onde o pistão está alojado, pois esta é a região onde a espessura de parede é mínima, além de ter uma área considerável em contato com o fluido de freio pressurizado (mesma área do pistão). A Figura 25 ilustra este conceito.

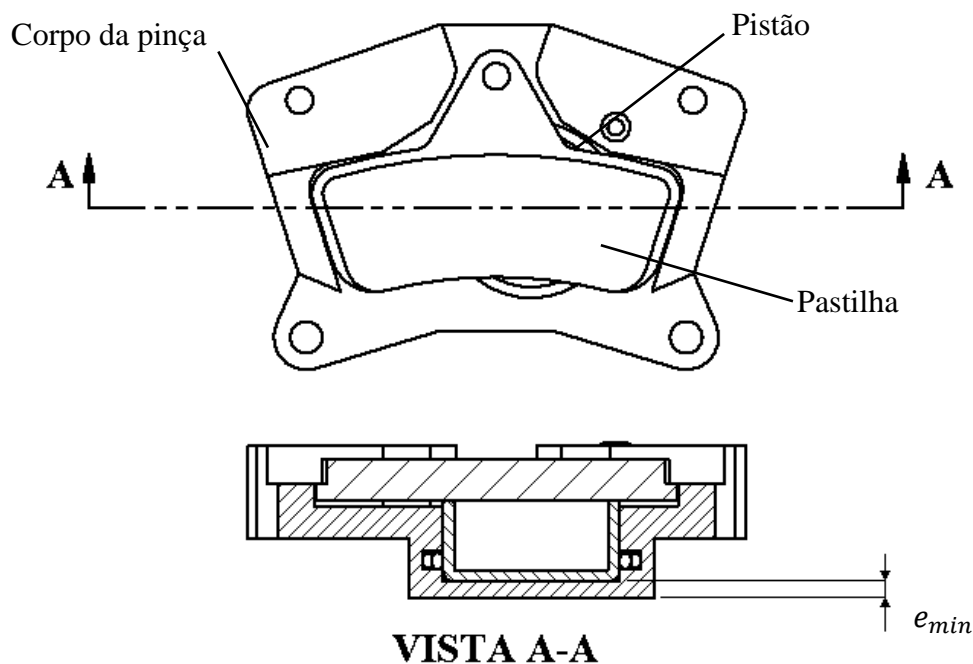


Figura 25 – Ilustração da região onde ocorre a espessura mínima de parede

Para este dimensionamento, foi utilizada a teoria de placas planas circulares de espessura constante e com carregamento uniformemente distribuído em toda a superfície. Como a placa plana a ser dimensionada é solidária ao corpo da pinça, o modelo utilizado para a condição de contorno no bordo externo da placa é o de engaste (com os seis graus de liberdade restringidos). Segundo Budynas e Young (2002), para este caso, valem as expressões:

$$y_c = -\frac{qr_p^4}{64D} \quad (38)$$

$$M_c = \frac{qr_p^2(1+\nu)}{16} \quad (39)$$

$$M_a = -\frac{qr_p^2}{8} \quad (40)$$

onde y_c é o deslocamento no ponto central da placa (que é máximo), q é o carregamento distribuído, r_p é o raio da placa, M_c é o momento fletor unitário no centro da placa, M_a é o momento fletor radial unitário no bordo da placa (onde é modelado o engaste) e ν é o coeficiente de Poisson do material da placa. A constante D é a constante de placa, dada por

$$D = \frac{Ee^3}{12(1-\nu^2)} \quad (41)$$

onde E é o Módulo de Young do material e e , a espessura da placa. A partir dos momentos fletores unitários M_c e M_a , a tensão de flexão máxima é encontrada utilizando-se:

$$\sigma_{c,a} = \frac{6M_{c,a}}{e^2} \quad (42)$$

de acordo com Budynas e Young (2002).

Tendo definido o material e estando o esforço aplicado também determinado, o deslocamento e as tensões máximas dependem apenas dos parâmetros geométricos. Como o raio r_p da placa também já está definido, o único parâmetro livre que resta é a espessura e .

Segundo Budynas e Young (2002), o momento máximo é o momento fletor unitário radial no engaste, M_a , portanto é nesse ponto onde ocorrerá a tensão máxima $\sigma_{max} = \sigma_a$.

Nota-se, ao inspecionar as expressões (38) a (42), que o deslocamento máximo y_c e a tensão máxima σ_a aumentam conforme a espessura e diminui. Portanto, deve-se encontrar a espessura e_{min} a partir da qual a peça não falhe. Para esta espessura, a tensão máxima deverá ser a admissível para o material dividida por um fator de segurança FS, isto é,

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{adm}}{FS} \quad (43)$$

onde, como explicado anteriormente, a tensão admissível é a tensão de escoamento do material.

Combinando as expressões (40), (42) e (43), obtém-se a expressão geral para a espessura mínima requerida para que a tensão máxima fique menor que a admissível com um fator de segurança, que é:

$$e_{min} = \sqrt{\frac{6qr_p^2FS}{8\sigma_{esc}}} \quad (44)$$

Os valores utilizados no cálculo são exibidos na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores para cálculo de espessura mínima

Grandeza	Valor	Observações
q	6,4 Mpa	$= p_l$
r_p	16,0 mm	$= D_{wc}/2$
FS	3	Adotado
σ_{esc}	450 MPa	Propriedade do material
E	70 GPa	Propriedade do material
ν	0,33	Propriedade do material

Desta forma, $e_{min} = 2,81 \text{ mm} \cong 3,0 \text{ mm}$.

4.2.3 Batente mecânico

Durante a frenagem, o batente mecânico é o responsável por fornecer à pastilha a reação necessária para que ela fique em seu alojamento na pinça, conforme ilustrado na Figura 17. Um batente mecânico de uma pinça de freio típica é apresentado na Figura 26.

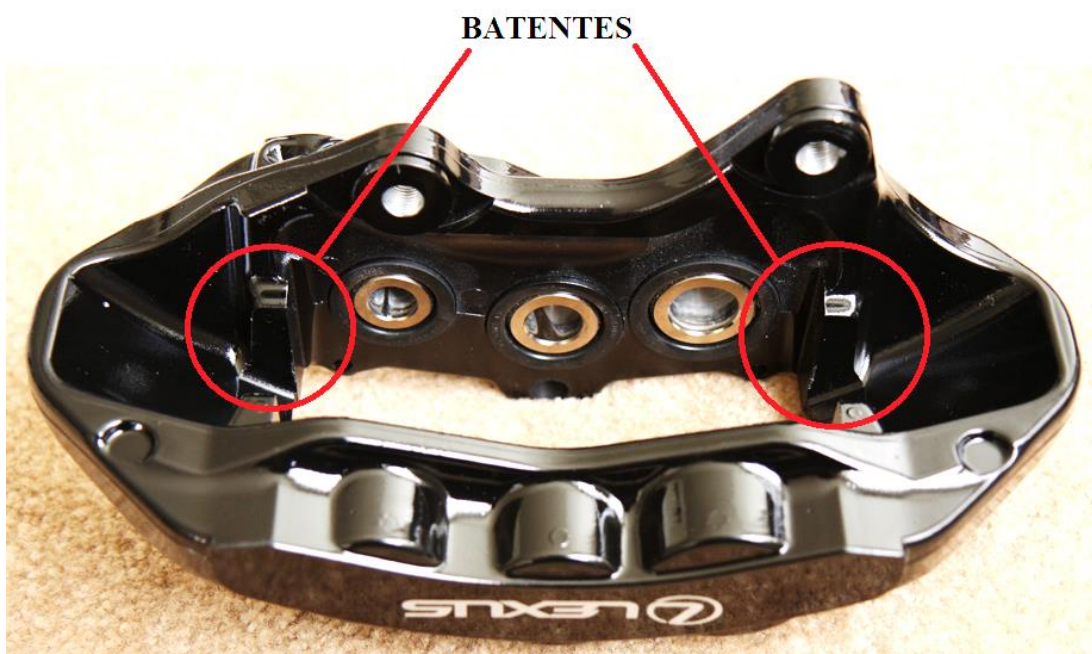


Figura 26 – Batentes mecânicos em uma pinça de freio típica (INTERNET BRANDS, INC., 2013)

Para o dimensionamento do batente, adotou-se como critério de dimensionamento o cisalhamento do batente, isto é, a tensão máxima de cisalhamento no batente durante a frenagem não deve superar um valor de referência pré-estabelecido. Este valor, como dito anteriormente, será a tensão de escoamento do material, a menos de um fator de segurança.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), para uma distribuição de tensões uniforme, é válida a expressão:

$$\tau_b = \frac{F_c}{A} \quad (45)$$

onde τ_b é a tensão de cisalhamento no batente, F_c é o esforço aplicado e A é a área sobre a qual o esforço se distribui (isto é, a área da seção no plano que contém a força F). A hipótese de distribuição uniforme de tensões é difícil de ser obtida na prática, explicam Budynas e Nisbett (2011), porém há casos em que isto ocorre. Para o batente em questão, será adotada uma distribuição de tensões uniforme.

O esforço F_c é a força F_c calculada anteriormente, e a tensão τ não deve ultrapassar um valor limite. Para que esta condição ocorra, a área A tem um valor mínimo.

É importante notar que não se pode comparar a tensão de cisalhamento obtida no batente diretamente com a tensão de escoamento do material. Em vez disso, deve-se calcular uma tensão equivalente e que poderá ser comparada ao limite de escoamento do material. Para materiais dúcteis (como é o caso do alumínio), esta tensão equivalente, também chamada de tensão de Von Mises, é dada por:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (46)$$

onde σ_{VM} é a tensão equivalente ou tensão de Von Mises e $\sigma_{1,2,3}$ são as tensões principais. No entanto, ressaltam Budynas e Nisbett (2011), para o caso de tensões planas, isto é, onde pelo menos uma das tensões principais for igual a zero, a expressão pode ser escrita como

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (47)$$

para o caso em que σ_3 fosse a tensão principal nula.

Para o batente mecânico em estudo, ocorre cisalhamento puro, isto é, atuam apenas tensões de cisalhamento (mais especificamente, apenas a tensão τ_b). Para este caso,

segundo Budynas e Nisbett (2011), as tensões principais σ_1 e σ_2 valerão τ_b e $-\tau_b$, respectivamente. Com isso,

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\tau^2 - \tau_b(-\tau_b) + (-\tau_b)^2} = \sqrt{3\tau_b^2} = \sqrt{3}\tau_b \leq \sigma_{adm} \quad (48)$$

onde, como explicado anteriormente, a tensão admissível é a tensão de escoamento do material a menos de um fator de segurança.

Combinando-se as expressões (46) e (48), obtém-se a expressão utilizada para calcular a área mínima necessária, isto é,

$$A_{min} = \frac{\sqrt{3}F_cFS}{\sigma_{esc}} \quad (49)$$

A Tabela 8 traz os valores utilizados no cálculo da área mínima.

Tabela 8 – Valores para cálculo da área mínima

Grandeza	Valor	Observações
F_c	2295,7 N	Conforme calculado
FS	5	Adotado
σ_{esc}	450 MPa	Propriedade do material

Desta forma, $A_{min} = 44,2 \text{ mm}^2$.

4.2.4 Torque mínimo dos parafusos de fechamento

A pinça proposta neste trabalho será bipartida como a pinça típica ilustrada na Figura 23 e, portanto, deverá ser montada. A união das duas partes se dará por meio de dois parafusos, que terão a função de apertar uma metade contra a outra. Tal aperto deverá garantir que o *O-ring* de vedação na interface das duas metades esteja sempre comprimido segundo especificação do fabricante, de modo a evitar vazamentos nesta região, mesmo quando a pressão no interior da pinça for máxima. Em outras palavras, se F_{aperto} for a força de aperto combinada dos dois parafusos, F_{O-ring} for a força de compressão necessária do *O-ring* e $F_{pressão} = p_l A_{wc}$ for a força no fundo da sede do pistão (onde ocorre a espessura mínima calculada) devido à pressão do fluido de freio, então deve-se ter:

$$F_{aperto} \geq F_{O-ring} + F_{pressão} \quad (50)$$

Desta forma, existe um valor mínimo de pré-carga que os parafusos deverão ter.

A força de compressão F_{O-ring} que o *O-ring* necessita pode ser obtida do catálogo do fabricante, no caso a *Trelleborg*, a partir da compressão inicial que o *O-ring* deve ter. Conforme o catálogo *O-Rings and Back-up Rings* (2012), a compressão inicial recomendada para aplicações estáticas de *O-rings* é de 15 a 30% do diâmetro da seção transversal. A Figura 27 relaciona a compressão da seção transversal do *O-ring* com a carga de compressão necessária, em função do material do *O-ring* e de sua seção transversal; ambas as informações estão disponíveis na Tabela 4.

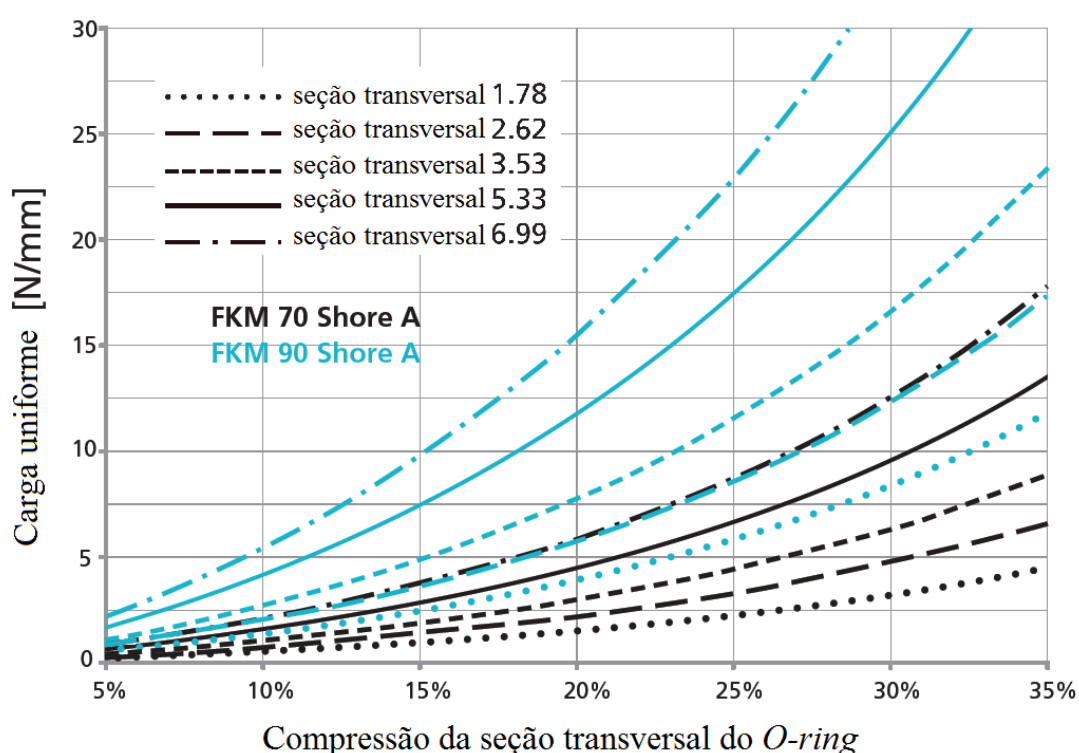


Figura 27 – Carga de compressão em função da compressão da seção transversal do *O-ring* (TRELLEBORG SEALING SOLUTION, 2014, traduzido pelo autor)

Como não há, na Figura 27, uma curva para diâmetro de 1,0 mm de seção transversal, adotou-se a curva para 1,78 mm por ser a mais próxima. Com isso, obtém-se a carga de, aproximadamente, 3 N/mm para uma compressão de 30%, ou 0,3 mm. Ou seja, a força de compressão necessária é de $F_{O-ring} = 3 \cdot 0,3 = 0,9 \text{ N}$.

A parcela $F_{press\tilde{a}o}$ pode ser obtida a partir da pressão utilizada para o cálculo da espessura mínima. Para isto, utilizou-se o mesmo coeficiente de segurança e mesma pressão utilizados anteriormente e exibidos na Tabela 7. Isto é, a força devido à pressão é de $F_{press\tilde{a}o} = FS \cdot p_l \cdot A_{wc} = 3 \cdot 6,4 \cdot 804,2 = 15440,6 \text{ N}$. Logo, a força de aperto necessária é de $F_{aperto} = 15440,6 + 0,9 = 15441,5 \text{ N}$. Recordar-se que o valor obtido é a força total, a qual é igualmente distribuída entre os dois parafusos de fechamento, isto é, $F_{par,1} = F_{par,2} = F_{par} = \frac{F_{aperto}}{2} = 7720,8 \text{ N}$.

A partir da força axial no parafuso, F_{par} , encontrada, consegue-se, em primeiro lugar, determinar qual parafuso será utilizado. Posteriormente será possível encontrar o torque que deve ser aplicado para que esta força axial ocorra.

O parafuso será selecionado pela sua área de seção transversal, de modo que a tensão na seção transversal seja menor ou igual à tensão admissível, isto é, a tensão de escoamento com um fator de segurança. Para um parafuso com força axial igual à força de aperto determinada, F_{par} , e com área de seção transversal A_{par} , a tensão normal σ_{par} que ocorrerá será, segundo Budynas e Nisbett (2011):

$$\sigma_{par} = \frac{F_{par}}{A_{par}} \quad (51)$$

Do mesmo modo que nos casos anteriores, a tensão no parafuso deverá ser:

$$\sigma_{par} \cdot FS \leq \sigma_{esc} \quad (52)$$

Combinando-se as expressões (51) e (52), obtém-se:

$$A_{par} \geq \frac{F_{par}FS}{\sigma_{esc}} \quad (53)$$

A tensão de escoamento σ_{esc} é função da classe de resistência do parafuso. Segundo METALAC SPS Indústria e Comércio Ltda (2007), a classe de resistência do parafuso é dada por dois algarismos separados por um ponto, por exemplo, 8.8. O primeiro algarismo, multiplicado por 100, indica a resistência à tração do parafuso (no caso, 800 N/mm^2), enquanto que o segundo algarismo junto com o ponto é por quanto deve-se multiplicar a resistência à tração para que se obtenha o limite de escoamento (no exemplo, $800 \cdot 0,8 = 640 \text{ N/mm}^2$). Foi determinada a utilização de parafusos classe 8.8 por serem bastante comuns e facilmente encontrados. Com isso, a área da seção transversal do parafuso e o parafuso, podem ser determinados. Os valores utilizados no cálculo são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Valores para cálculo do parafuso

Grandeza	Valor	Observações
F_{par}	7720,8 N	Conforme calculado
FS	3	Adotado
σ_{esc}	640 MPa	Propriedade do parafuso

Dessa forma, a área encontrada é $A_{par} = 36,2 \text{ mm}^2$. A Tabela 10 relaciona as roscas métricas padrão com suas respectivas áreas de seção transversal.

Tabela 10 - Relação entre rosca e seção transversal nominal (CISER, 2014, adaptado pelo autor)

Rosca	Seção resistente nominal mm ²
M3	5,03
M3,5	6,78
M4	8,78
M5	14,2
M6	20,1
M7	28,9
M8	36,6
M10	58
M12	84,3
M14	115

Da Tabela 10, conclui-se que o parafuso deve ser um M8, com diâmetro nominal de 8,0 mm. Um parafuso M8 típico do tipo sextavado, similar ao que será utilizado, é exibido na Figura 28.



Figura 28 – Parafuso M8 sextavado típico (CISER, 2014)

De posse do parafuso utilizado, o seu torque de aperto pode ser obtido a partir da expressão de Budynas e Nisbett (2011):

$$T_{par} = \frac{F_{par}d_m}{2} \left(\frac{l_{par} + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l_{par} \sec \alpha} \right) + \frac{F_{par}f_c d_c}{2} \quad (54)$$

onde T_{par} é o torque de aperto de cada parafuso, d_m é o diâmetro médio da rosca do parafuso, l_{par} é o comprimento roscado do parafuso, f é o coeficiente de atrito entre a rosca do parafuso e a rosca do corpo da pinça, α é o ângulo de rosca do parafuso, f_c é o coeficiente de atrito entre a cabeça do parafuso e o corpo da pinça e d_c é o diâmetro da cabeça do parafuso. Como o parafuso selecionado é um M8 classe 8.8 padrão, todas as variáveis relacionadas ao parafuso já estão determinadas. Além disso, segundo Budynas e Nisbett (2011), f e f_c giram, em média, em torno de 0,15. Sendo assim, o torque de aperto é prontamente calculado, e os valores utilizados são exibidos na Tabela 11.

Tabela 11 – Valores para cálculo do torque de aperto dos parafusos

Grandeza	Valor	Observações
F_{par}	7720,8 N	Conforme calculado
d_m	7,2 mm	Aproximadamente
l_{par}	22,0 mm	Propriedade do parafuso
f	0,15	Propriedade do parafuso
α	30°	Propriedade do parafuso
f_c	0,15	Propriedade do parafuso
d_c	10,0 mm	Aproximadamente

O valor encontrado é $T_{par} = 44,1 \text{ Nm}$.

4.3 Simulações em elementos finitos

Foram realizadas simulações em FEA a fim de se validar os dimensionamentos realizados analiticamente e para verificar se não ocorrem fenômenos ou concentrações de tensões não previstos na etapa do dimensionamento que possam

comprometer a integridade estrutural da pinça. Foi utilizado o *software HyperMesh* para o pré-processamento, o *solver Radioss* e o *software HyperView* para o pós-processamento das simulações.

4.3.1 Definição da malha

A malha utilizada nas simulações é composta por elementos sólidos mistos, isto é, possui tanto elementos hexaédricos (forma de cubos) quanto elementos piramidais (forma de pirâmides de base quadrada). Foram utilizados elementos sólidos devido à geometria da peça a ser analisada (um sólido 3D) e aos resultados desejados (tensões dentro da peça, em particular nos pontos críticos).

Para a criação da malha, utilizou-se o comando *Solid Map* do *HyperMesh*. Nesta etapa, os tutoriais *HyperMesh Introduction: Pre-processing for Finite Element Analysis* (2009) e *HyperMesh Tutorials Version 3.1* (2000) foram consultados. De acordo com o primeiro, para utilizar o comando *Solid Map*, a geometria deve ser particionada em sub-partes mapeáveis para o programa. Sabe-se se uma sub-parte é ou não mapeável pela cor em que aparece na tela do *software*, onde sub-partes mapeáveis aparecem com uma cor esverdeada transparente e sub-partes não mapeáveis aparecem com uma cor rosada. A Figura 29 ilustra o resultado obtido após uma série de partições da pinça, visando à maximização do número de sub-partes mapeáveis. Devido à alta complexidade geométrica do modelo, não foi possível obter uma geometria completamente mapeável.

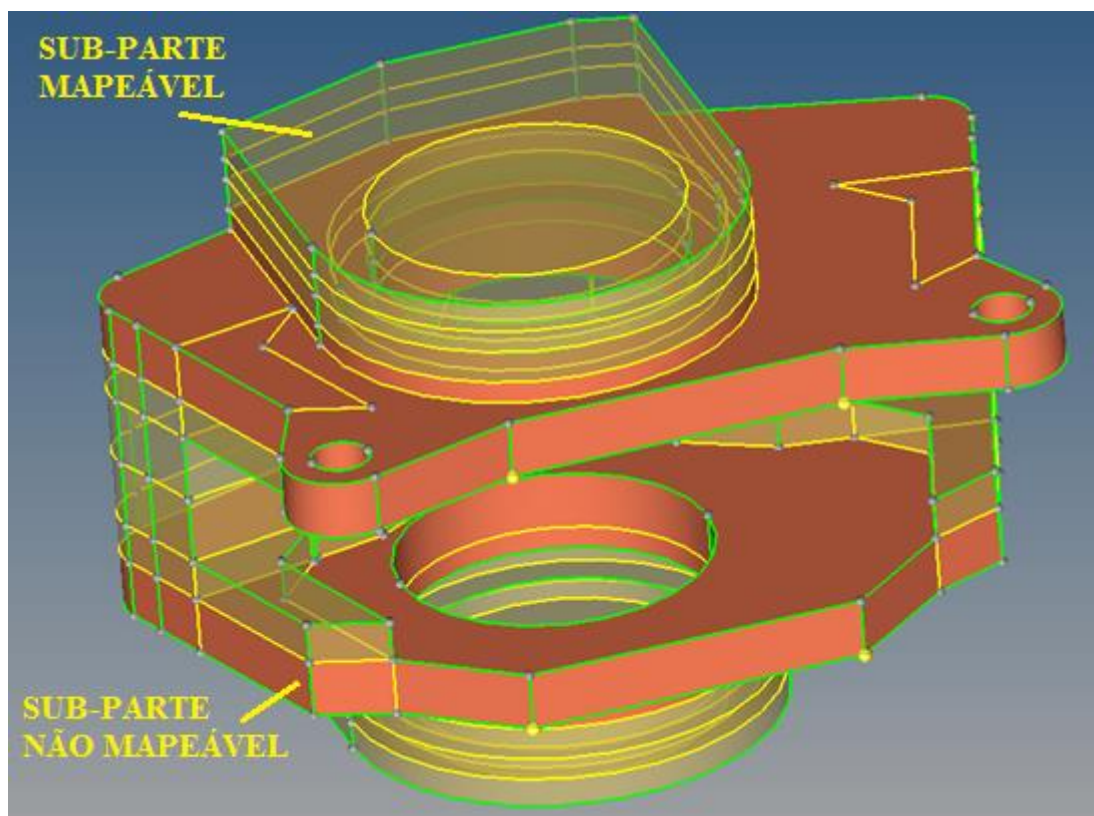


Figura 29 – Sub-partes mapeáveis e não mapeáveis após partições

Para as sub-partes mapeáveis, foi utilizado o comando *Solid Map* diretamente, gerando uma malha hexaédrica com elementos com 1,0 mm de lado. Este tamanho é adequado, e isto será explicado nas próximas seções.

Para as sub-partes não mapeáveis, por sua vez, utilizou-se o comando *Tetra Mesh*. Neste comando, primeiramente cria-se uma malha 2D nas superfícies que englobam o sólido a ser mapeado. Em sequência, cria-se uma malha volumétrica no interior do sólido a partir da malha 2D nas superfícies. Por fim, remove-se a malha 2D inicial, restando apenas a malha com elementos volumétricos desejada. A Figura 30 e a Figura 31 ilustram a malha final obtida. Na Figura 32, alguns elementos externos foram ocultos de modo a permitir a visualização dos elementos internos da malha.

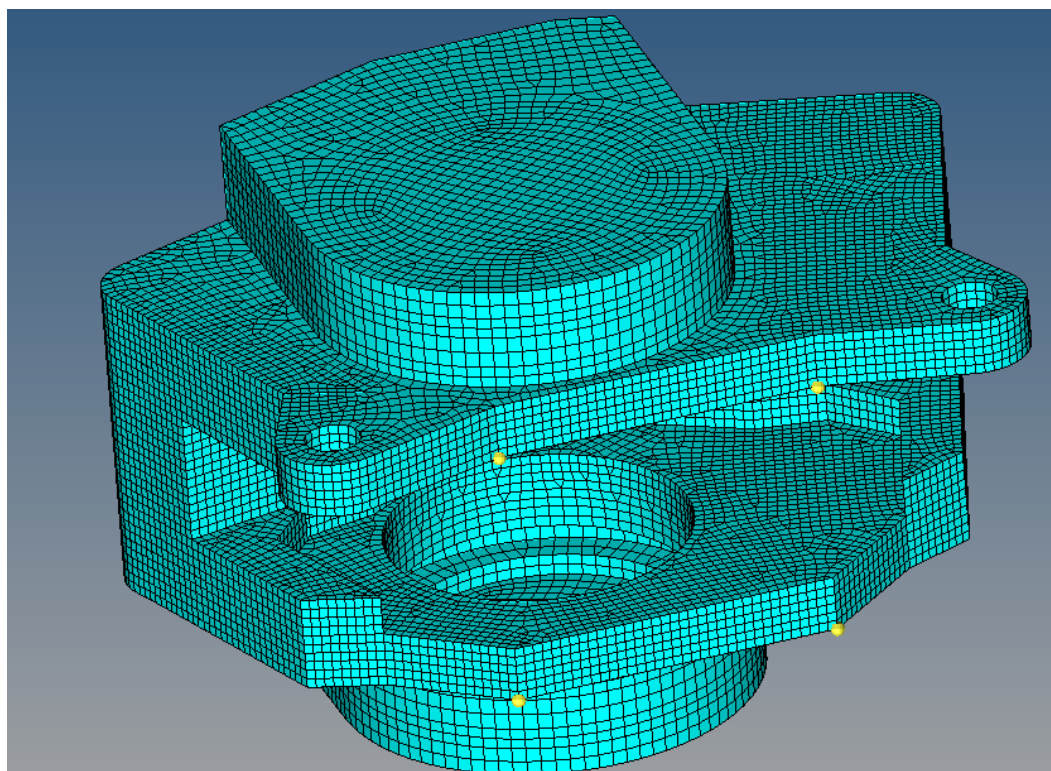


Figura 30 – Malha final obtida

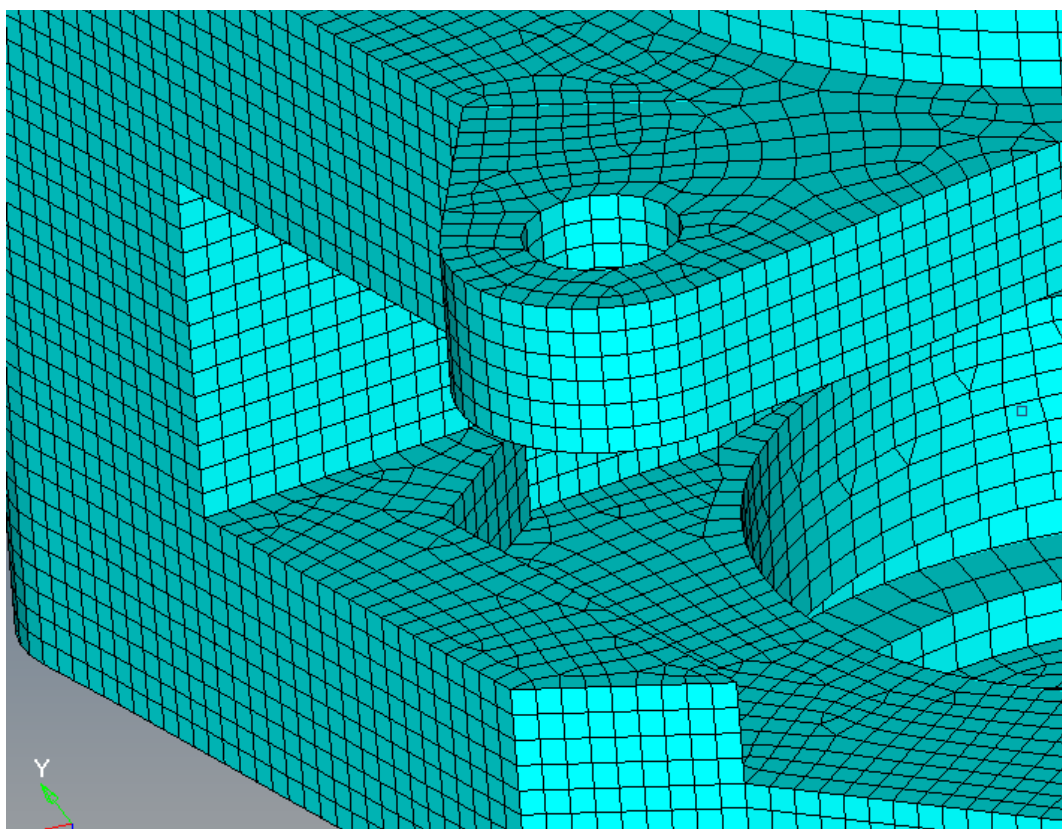


Figura 31 – Detalhe da malha final obtida

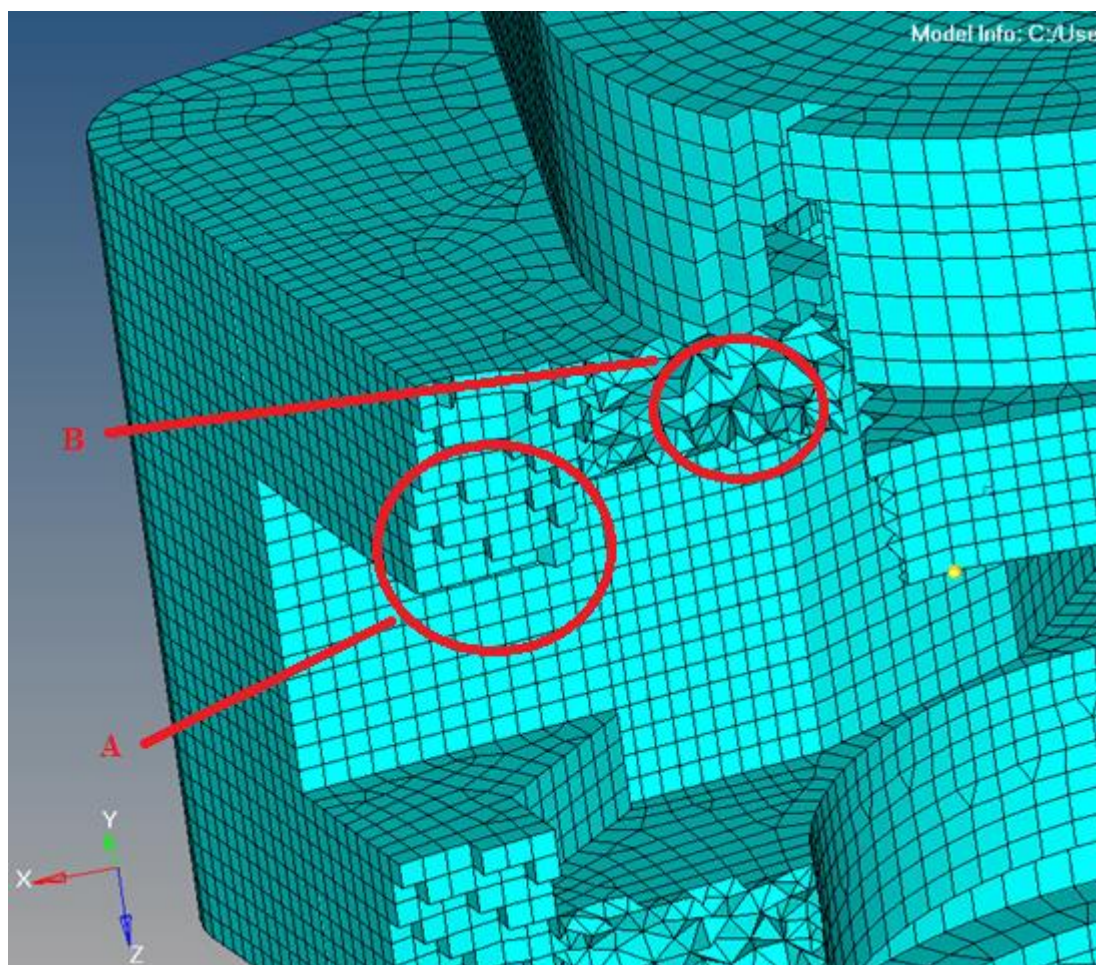


Figura 32 – Elementos internos da malha obtida

Percebe-se prontamente que, nas regiões mapeáveis, a malha é formada por elementos cúbicos (região A na Figura 32), enquanto que, nas regiões não mapeáveis, a malha é composta por elementos piramidais (região B na Figura 32).

4.3.2 Definição dos esforços atuantes e condições de contorno

Estando a malha definida, o próximo passo na análise numérica é a definição dos esforços atuantes e condições de contorno do modelo. Os esforços atuantes, p_l e F_c , foram calculados ao longo deste trabalho e correspondem, respectivamente, à pressão exercida pelo fluido de freio no fundo da sede do pistão e pela pastilha sobre o batente mecânico.

Quanto às condições de contorno, utilizou-se uma condição de engaste, isto é, restringiram-se os seis graus de liberdade nos dois pontos de fixação da pinça. Esta condição foi adotada por ser a que mais fielmente representa a condição real de

operação da pinça proposta, a qual será fixada por meio de dois parafusos (um em cada ponto de fixação) à estrutura do veículo. A Figura 33 ilustra de maneira visual os esforços atuantes, em roxo, e as condições de contorno, em vermelho, em metade da pinça. A outra metade, que foi omitida para fins de visualização, possui os mesmos esforços e é solidária à metade exibida.

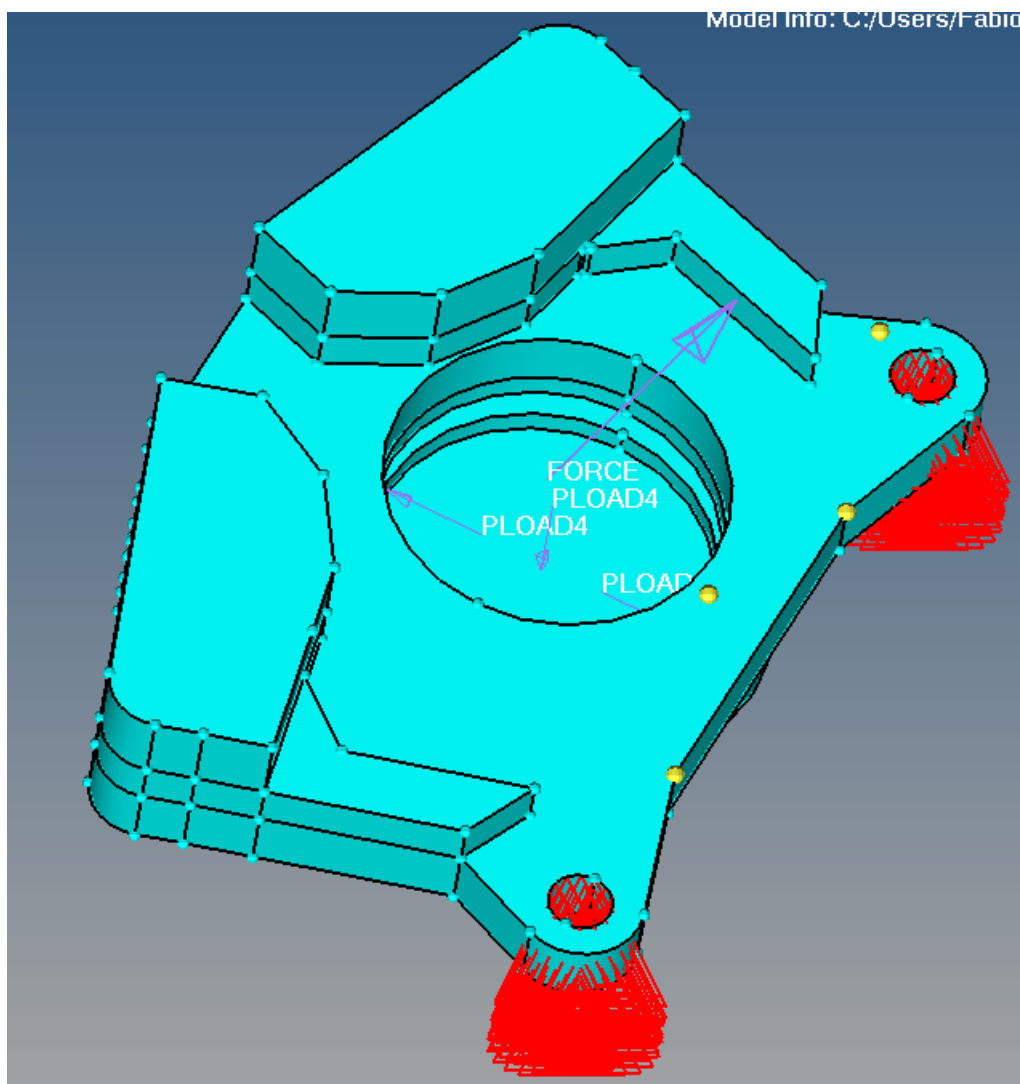
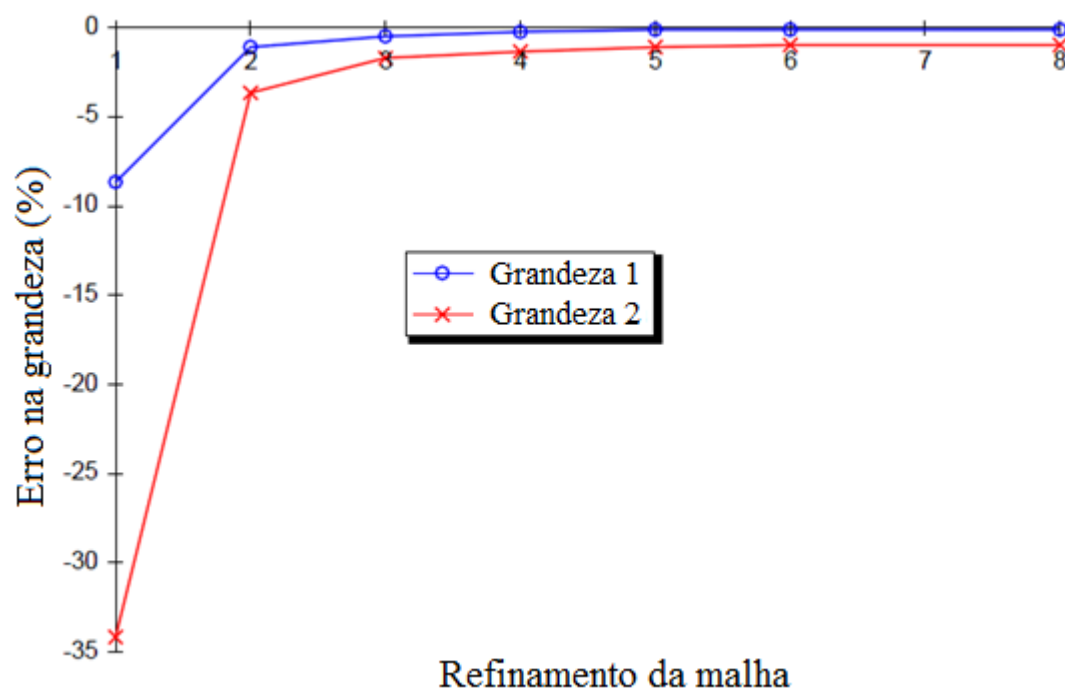


Figura 33 – Esforços atuantes (roxo) e condições de contorno (vermelho)

4.3.3 Análise de convergência da malha

Nas seções anteriores, foi dito que a malha foi gerada com elementos de 1,0 mm de lado e que este tamanho é adequado. Isto foi concluído mediante uma análise de convergência da malha obtida, na qual variou-se o tamanho dos elementos da malha, ou seja, refinou-se a malha, e observou-se o efeito sobre o resultado final. O efeito

típico do refino da malha sobre a convergência dos resultados obtidos é exibido na Figura 34, segundo Almeida (1999).



**Figura 34 - Efeito do refinamento da malha sobre o erro do resultado obtido
(ALMEIDA, 1999, adaptado pelo autor)**

Espera-se que, quanto mais refinada for a malha, menor será o erro obtido e, portanto, os resultados obtidos numericamente serão mais próximos do real. Em outras palavras, o resultado numérico obtido converge para o valor correto. Neste trabalho, a análise de convergência foi feita com apenas dois graus de refino; devido à complexidade geométrica da pinça proposta, um grande refinamento inicial foi requerido a fim de se obter uma malha que fosse uma representação fiel da geometria da peça. Como consequência, não foi possível refinar muito a malha obtida, pois isto acarretaria em um número muito elevado de elementos e nós, resultando em impossibilidade de concluir as simulações.

Sobre os esforços utilizados, foi aplicada apenas a pressão no fundo da sede dos pistões, suprimindo-se a força no batente mecânico, a fim de simplificar as simulações. A condição de contorno utilizada foi a descrita na seção anterior. Para avaliar a convergência dos resultados, foram adotados dois pontos de controle, um para a tensão e outro para o deslocamento. Estes pontos foram estrategicamente

selecionados por serem facilmente identificáveis e por apresentarem tensão (no caso do ponto de controle da tensão) e deslocamento (no caso do ponto de controle do deslocamento) elevados.

Os resultados obtidos no estudo de convergência são exibidos na Tabela 12 e na Figura 35. Os pontos de controle são ilustrados na Figura 36.

Tabela 12 – Resultados numéricos para estudo de convergência

Malha (mm)	Tensão no ponto de controle (MPa)	Deslocamento no ponto de controle (mm)
1,0	132,7	0,320
0,7	132,0	0,334
Diferença (%)	0,5%	4,4%

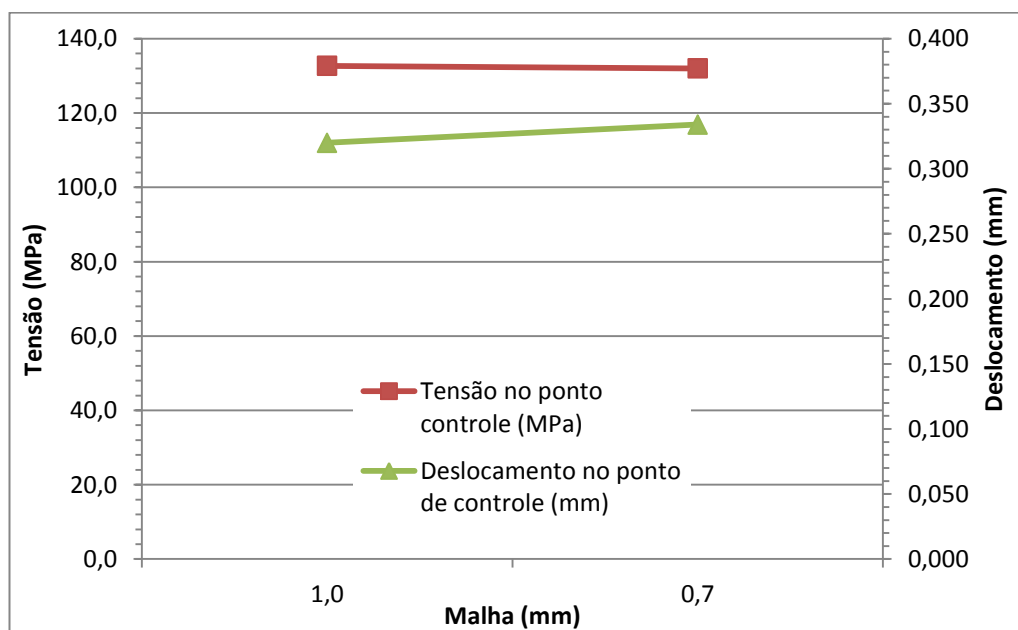


Figura 35 – Resultados numéricos para estudo de convergência

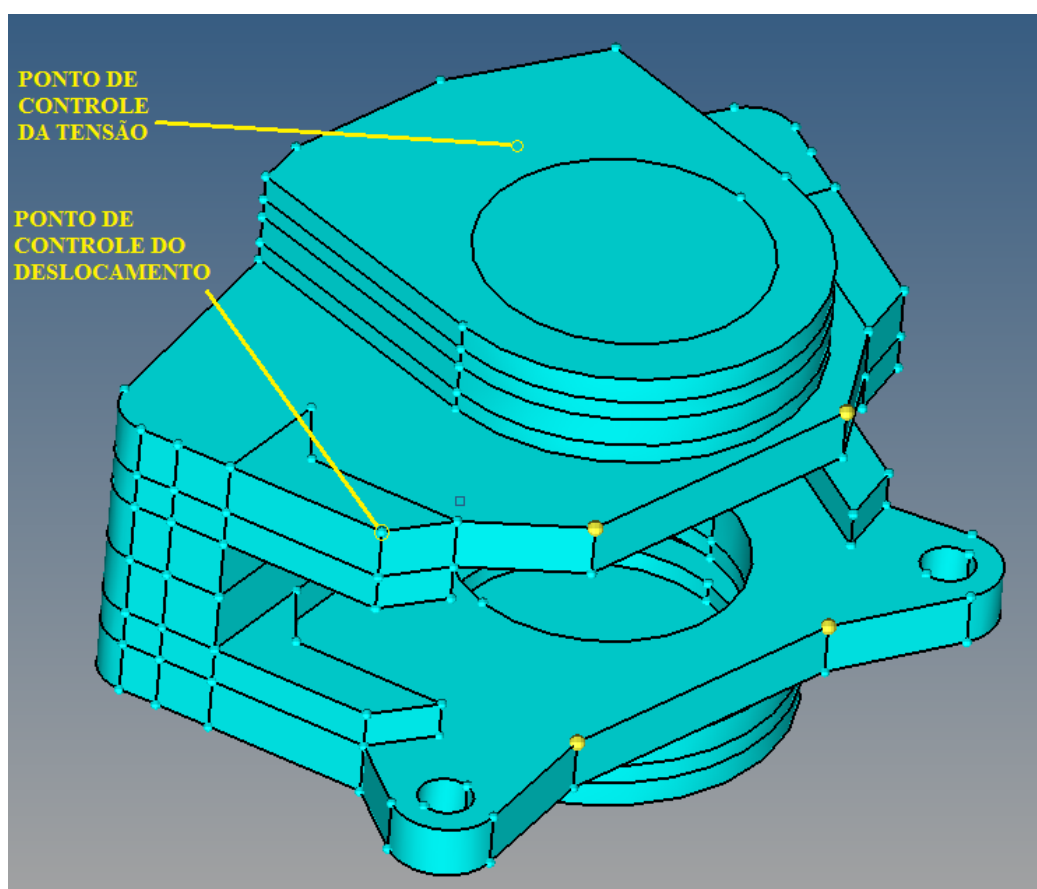


Figura 36 - Pontos de controle utilizados

A variação dos resultados ao se refinar a malha de 1,0 mm para 0,7 mm é desprezível no caso da tensão (redução de 0,5%) e muito pequena no caso do deslocamento (aumento de 4,4%). Sendo assim, diz-se que o resultado já convergiu, e pode-se utilizar a malha com elementos de 1,0 mm.

4.3.4 Resultados das simulações em elementos finitos

Com a definição da malha e dos esforços e condições de contorno, realizaram-se as simulações em FEA, e os resultados para a distribuição de tensões são exibidos na Figura 37 e na Figura 38.

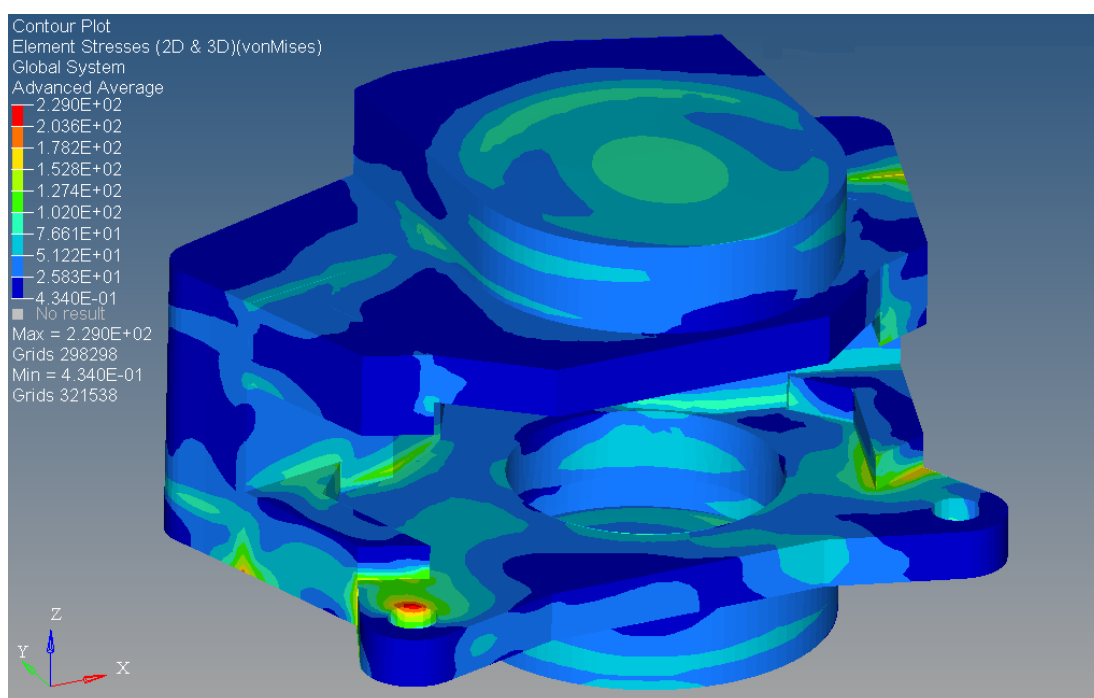


Figura 37 – Resultado da simulação numérica – distribuição de tensões

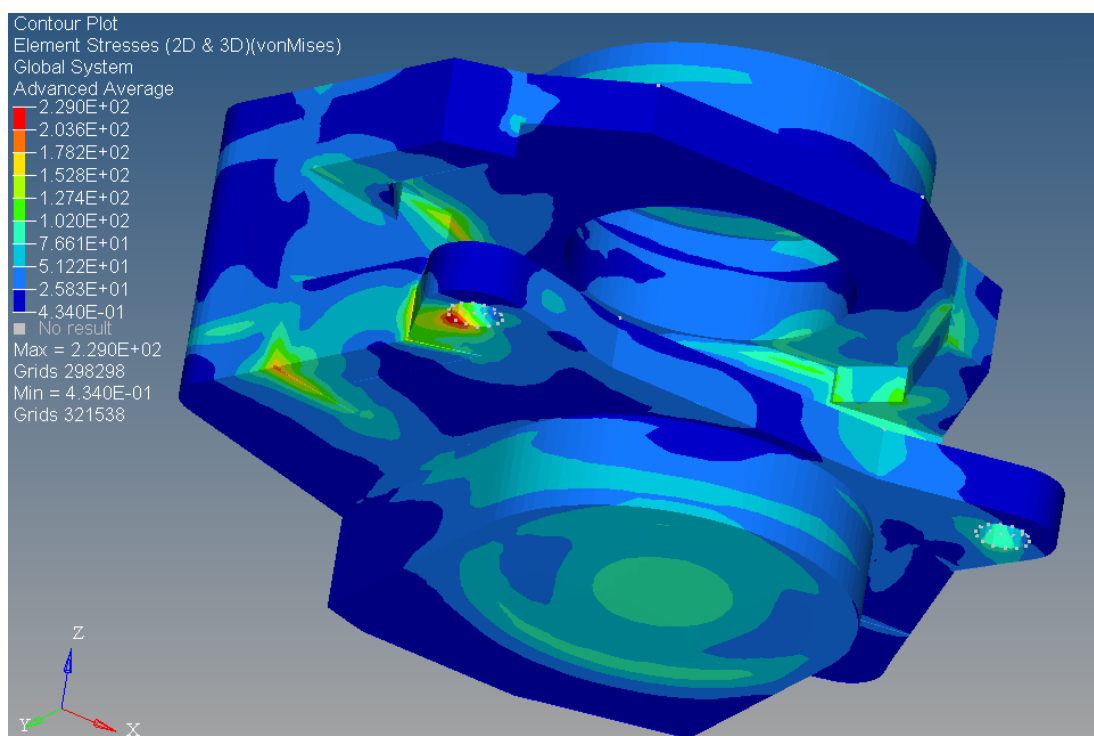


Figura 38 – Resultado da simulação numérica – distribuição de tensões (outro ângulo)

A fim de validar os dimensionamentos analíticos realizados, uma maior atenção é dada às partes da pinça onde foi feita uma análise anterior à simulação, como a seção de espessura mínima e o batente mecânico.

Para a espessura mínima de parede, com a espessura utilizada ($e_{min} = 3,0 \text{ mm}$), e utilizando as expressões (39), (40) e (42), as tensões teóricas resultantes são de $90,8 \text{ MPa}$ no centro da placa e $136,5 \text{ MPa}$ na borda da placa. Na simulação numérica, obteve-se uma tensão de $97,0 \text{ MPa}$ no centro do fundo da sede do pistão, aproximadamente, e $85,0 \text{ MPa}$ na borda da sede do pistão, aproximadamente. A concordância entre os resultados para a tensão no centro é aceitável. O resultado na borda, no entanto, é bastante discrepante. Sobre isto, levantam-se alguns pontos, o primeiro deles sobre a condição de contorno utilizada. No cálculo teórico, considera-se apenas a placa e assume-se uma condição de engaste na borda, isto é, restrição completa dos seis graus de liberdade, o que requer rigidez infinita. Na simulação numérica, o fundo da sede do pistão é parte do corpo da pinça, que tem rigidez finita, portanto do ponto de vista do fundo da sede do pistão, sua borda não estava com condição de engaste. Outro ponto a ser notado é que no cálculo teórico da placa plana, há uma axissimetria de tensões e deformações, devido à axissimetria de esforços e condições de contorno. Ao inspecionar a Figura 37 e a Figura 38, nota-se que a distribuição de tensões não é axissimétrica, um indício de que a pressão aplicada não é o único esforço agindo sobre esta região da pinça e/ou a restrição “percebida” pelo fundo da sede do pistão não é simétrica. Logo, pelos motivos listados, a discrepância observada entre o cálculo teórico e a simulação numérica é justificada.

Quanto ao batente mecânico, por sua vez, nota-se que as tensões no batente ficaram bastante baixas. O motivo para isto é que a área de cisalhamento mínima calculada para o batente, por meio da expressão (49), é $A_{min} = 44,2 \text{ mm}^2$, porém isto corresponde a uma área muito pequena. Por questões geométricas, a área de cisalhamento utilizada no batente é de, aproximadamente, $130,0 \text{ mm}^2$. Sendo assim, as tensões esperadas no batente são bastante abaixo da tensão admissível, o que de fato ocorre. Nota-se, no entanto, na Figura 37, uma região com tensões um pouco elevadas, da ordem de $170,0 \text{ MPa}$, no entorno do batente da direita (aquele que recebeu o esforço F_c). Nesta região houve uma concentração de tensão, devido à

própria geometria do batente e ao fato de o batente estar próximo de um dos pontos de aplicação de condição de contorno da pinça. Mesmo assim, embora elevada, esta tensão corresponde a apenas 40% do limite de escoamento, aproximadamente.

A tensão máxima observada na pinça ocorre no entorno do furo de fixação da esquerda e tem valor de $229,0 \text{ MPa}$. Este valor corresponde a 51% do limite de escoamento, ou seja, há um fator de segurança de 1,965. No entanto, vale ressaltar que em uma fixação real de uma pinça de freio, de um lado há contato entre faces da pinça de freio e do suporte da pinça do freio, e do outro se utiliza arruela. Portanto, na realidade, a área de fixação da pinça é maior do que aquela que foi utilizada na simulação (que foi apenas a área do furo). Ou seja, esta concentração no entorno do furo de fixação muito provavelmente não ocorrerá em uma aplicação real.

Considerações também podem ser feitas sobre os deslocamentos obtidos, ilustrados na Figura 39 e na Figura 40.

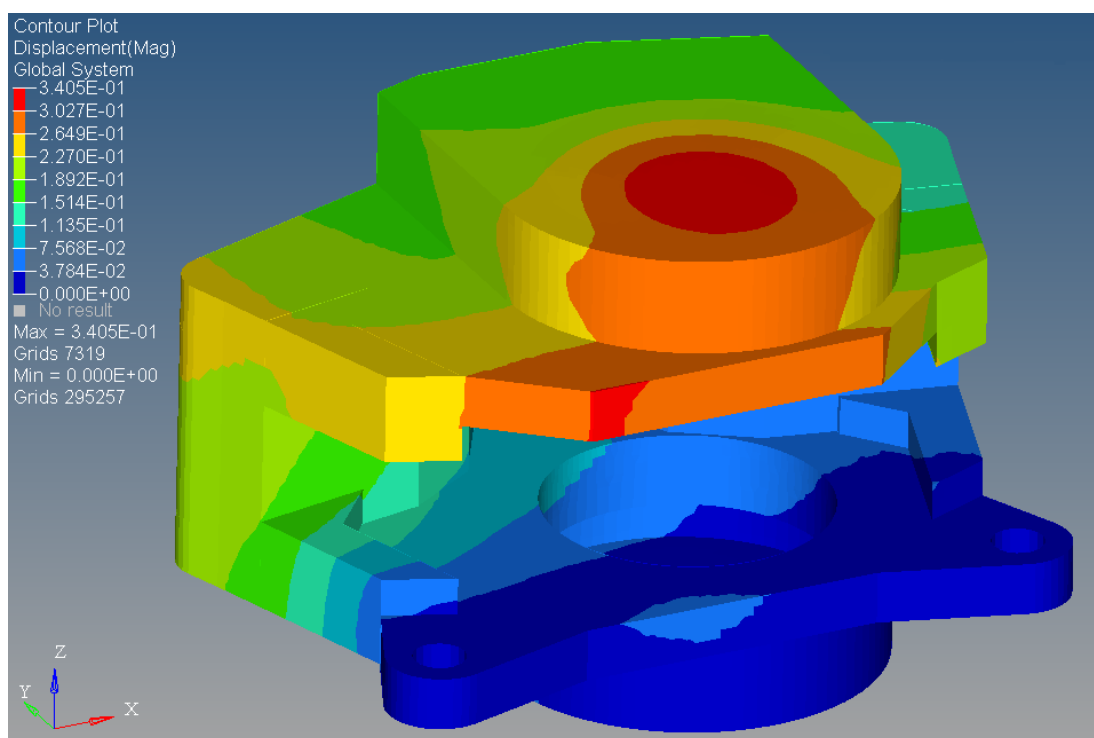


Figura 39 – Resultado da simulação numérica - deslocamentos

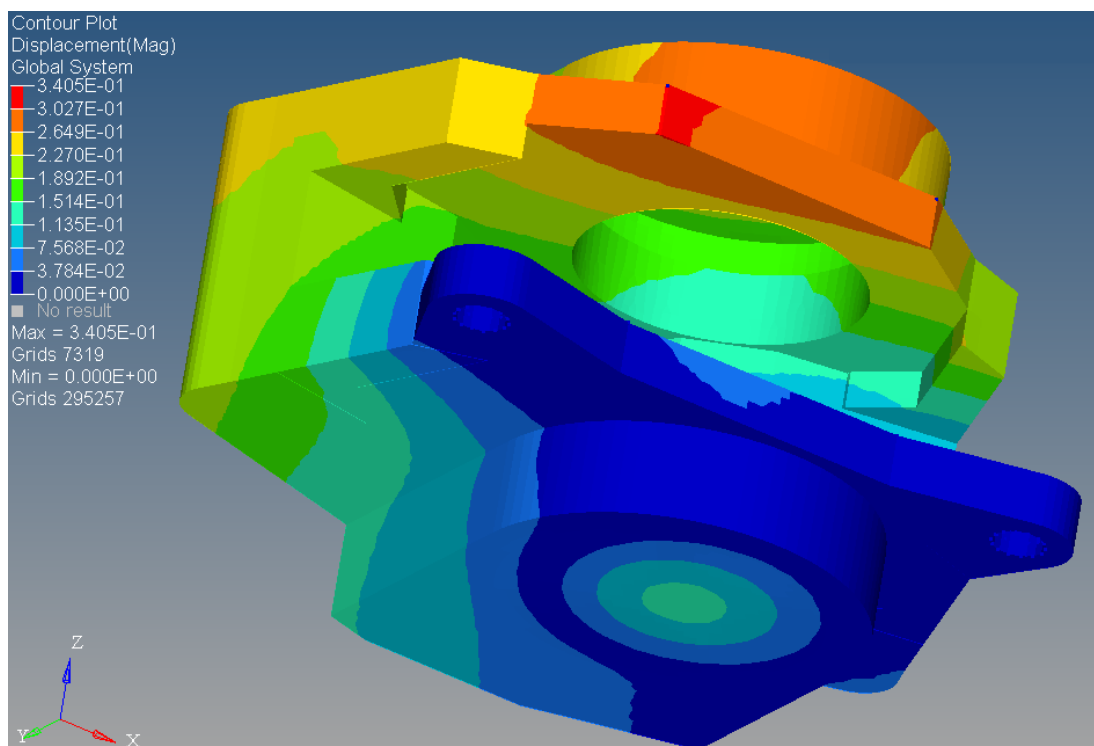


Figura 40 – Resultado da simulação numérica – deslocamentos (outro ângulo)

O deslocamento máximo de $0,34 \text{ mm}$ ocorre no centro do fundo da sede do pistão superior. Neste ponto, o deslocamento elevado é devido à flexão do fundo da sede do pistão, a qual foi bastante estudada neste relatório. Nos outros pontos da pinça, o deslocamento ficou abaixo dos $0,3 \text{ mm}$, aproximadamente, na metade superior da pinça e $0,2 \text{ mm}$, aproximadamente, na metade inferior, onde há a condição de contorno.

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Imagens da pinça final obtida encontram-se no APÊNDICE B deste relatório. A Tabela 13 compara a pinça utilizada pela Equipe Poli Racing com aquela desenvolvida neste trabalho.

Tabela 13 – Comparação entre pinça usada atualmente e pinça proposta

Parâmetro	Pinça atual (PS-1)	Pinça proposta	Observações
Força no pedal necessária para travamento (kgf)	49,9	44,9	Ótimo entre 40 e 50 kgf
<i>Balance-bar</i>	63%	56%	Ideal 50%
Pressão na linha dianteira no travamento (MPa)	8,0	6,4	
Pressão na linha traseira no travamento (MPa)	2,4	2,4	
Pressão máxima suportada (MPa)	8,3	10,0	Delimitada pelo <i>O-ring</i>
Peso (g)	421,8	382,0	

Nota-se uma melhora geral das condições de operação da pinça proposta, em especial os dois primeiros itens da Tabela 13. A força exercida pelo piloto, conforme Limpert (1999), deve ficar entre 40 e 50 *kgf* para o travamento das rodas, de modo que o piloto consiga atingir esta condição com certa facilidade (forças abaixo desta faixa podem fazer as rodas serem travadas muito facilmente, prejudicando a dirigibilidade do veículo, e forças acima podem não ser facilmente exercidas pelo piloto). Com a pinça PS-1 atualmente utilizada, a força necessária estava muito próxima do limite superior, e notava-se dificuldade em se atingir o travamento das quatro rodas em certas situações. Com a pinça proposta, portanto, houve uma redução de 10,1% na força requerida para travar as rodas, chegando-se ao valor mais adequado de 44,9 *kgf*.

O *balance-bar*, por sua vez, é o responsável pela distribuição da força de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro. Por questões de flexibilidade de ajuste, busca-se manter o *balance-bar* o mais centralizado possível de modo a ter uma ampla faixa de ajuste para ambos os eixos, caso seja necessário. Com a utilização da pinça desenvolvida, devido aos seus pistões com maior área, a parcela da força exercida pelo piloto para o eixo dianteiro foi reduzida para 56%, ante os 63% da pinça PS-1. A pressão na linha dianteira será bastante reduzida com a pinça desenvolvida, que também possui uma pressão máxima admissível maior. A pressão no travamento corresponde a 96,4% da pressão máxima admissível para a pinça atual, porém somente 64,0% para a pinça proposta. Esta margem irá absorver eventuais forças de acionamento excessivas (força no pedal além da necessária para o travamento das rodas), conforme dito anteriormente, fato que ocorre em situações de susto e/ou em emergências. A pressão na linha traseira não é alterada pois mantém-se a pinça atualmente utilizada no eixo traseiro.

Por fim, nota-se um ganho em massa de 39,8 g por pinça, ou aproximadamente 9,4%.

Uma última verificação a ser realizada para a pinça desenvolvida é o aumento de temperatura na frenagem. Utilizam-se as expressões (31) e (32), juntamente com os valores fornecidos na Tabela 14, para calcular este aumento.

Tabela 14 – Valores para cálculo do aumento de temperatura

Grandeza	Valor	Observações
p_l	6,4 MPa	Conforme calculado
A_{wc}	804,2 mm ²	Conforme calculado
r	98,9 mm	Propriedade do veículo
R	245,0 mm	Propriedade do veículo
σ	0,93	Segundo Talati apud Neys (2012)
$m_{pinça}$	0,292 kg	Massa do corpo da pinça
c	921,1 J/kg.K	Propriedade do material da pinça
v_1	27,8 m/s	Velocidade máxima típica
t_b	2,0 s	Conforme calculado

Com isso, obtém-se $Q = 6726,1 J$ e $\Delta T = 24,3 ^\circ C$. O principal motivo para o valor baixo do aumento de temperatura é que a maior parte do calor gerado não é absorvido pela pastilha, mas sim pelo disco, evidenciado pelo valor de σ , que é a parcela absorvida pelo disco. Para um dia quente, quando a temperatura ambiente pode chegar aos $40 ^\circ C$, a temperatura máxima atingida pela pinça será de $24,3 + 40,0 = 64,3 ^\circ C$, o que está bastante abaixo da temperatura máxima suportada pelos elementos de vedação (que é $200 ^\circ C$) e pela própria pinça ($550 ^\circ C$). Além disso, esta temperatura está bastante abaixo do ponto de ebulição do fluido de freio utilizado (DOT3, ponto de ebulição de $204 ^\circ C$), evitando-se assim problemas como o fading. Reitera-se, no entanto, as hipóteses feitas anteriormente, de que este valor corresponde a apenas uma frenagem e que este é um cálculo aproximado do aumento de temperatura. Numa aplicação real, onde são realizadas diversas frenagens e ocorre troca de calor com o meio ambiente, a previsão do aumento de temperatura é muito mais complexa.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado o projeto de uma pinça de freio para um veículo de alto desempenho do tipo fórmula em conjunto com a Equipe Poli Racing de Fórmula SAE. Para isto, foi desenvolvido um modelo matemático da frenagem de um veículo, focando-se no regime permanente atingido, a fim de se obterem as forças, pressões, geração de calor, enfim, os parâmetros relevantes para o projeto de uma pinça de freio. A pinça obtida, que teve suas partes críticas dimensionadas analiticamente e foi verificada em elementos finitos, possui condições de operação melhores que as da pinça utilizada atualmente pela Equipe Poli Racing, o que trará benefícios para o desempenho do veículo. As melhorias nas condições de operação incluem redução na pressão de operação da ordem de 20%, aumento na pressão máxima suportada também da ordem de 20%, redução na força de acionamento por parte do piloto da ordem de 10% para um valor mais adequado, maior centralização do *balance-bar* e ganho em massa da ordem de 9%.

Como projeto de graduação, este trabalho teve como objetivo desenvolver, além da pinça propriamente dita, uma metodologia para o projeto da pinça de freio, deixando documentado todo o conhecimento abordado e temas importantes a serem considerados. Dessa forma, o presente trabalho constitui um guia de projeto de pinça de freio para a Equipe Poli Racing de Fórmula SAE, que poderá, a partir deste trabalho, focar na melhoria contínua do sistema de freios através do projeto de pinças de freio mais adequadas para cada novo protótipo.

Como sugestão para trabalhos futuros, cita-se a fabricação e teste em bancada da pinça desenvolvida neste trabalho e posterior utilização em veículo de Fórmula. Embora tenham sido feitas simulações em elementos finitos a fim de se validar os dimensionamentos analíticos desenvolvidos, é importante que sejam realizados testes em bancada a fim de se complementar os dimensionamentos e simulações da pinça como um todo. Dado que o propósito deste trabalho é desenvolver uma pinça para ser utilizada pela Equipe Poli Racing em um de seus protótipos, sugere-se, também, após a realização de testes em bancada, que a pinça seja implementada no veículo para que as melhorias em relação à pinça atualmente utilizada sejam verificadas na prática.

Outra sugestão é a investigação do regime transiente, que não foi considerado neste trabalho. Sugere-se investigar a forma como a força no pedal de freio é aplicada pelo piloto e como esta força é transmitida para as pinças de freio, através de um estudo da dinâmica do sistema hidráulico, além da dinâmica do próprio veículo quando da aplicação do torque de frenagem nas rodas, levando-se em conta os parâmetros geométricos e da suspensão do veículo, a fim de se investigar as reações nos eixos dianteiros e traseiros durante o regime transiente.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, F. P. A. **ANÁLISE COMPARATIVA DE RESULTADOS DE DIFERENTES DISCRETIZAÇÕES PARA AS LAJES DE PAVIMENTOS UTILIZANDO OS ELEMENTOS FINITOS DKT E P15N**. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 1999.

ALTAIR ENGINEERING, INC. **HyperMesh Tutorials Version 3.1**. [S.l.]: [s.n.], 2000.

ALTAIR ENGINEERING, INC. **HyperMesh Introduction - Pre-processing for Finite Element Analysis**. Troy, Michigan: [s.n.], 2009.

ANWANA, O. D.; CAI, H. **Analytical Prediction of the Brake Caliper Seal-Groove Performance**. Delphi Corporation: 2003 ABAQUS Users' Conference, 2003.

BORNHOLD, A. M. **DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA VEÍCULO OFFROAD DE PEQUENO PORTE**. Horizontina: FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA, 2012.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8a. ed. Porto Alegre, RS: AMGH Editora Ltda, 2011.

BUDYNAS, R. G.; YOUNG, W. C. **Roark's Formulas for Stress and Strain**. 7. ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2002.

CISER. Fixadores, 2014. Disponível em: <<http://www.ciser.com.br/produtos/tipo/fixadores/parafuso-sextavado>>. Acesso em: 25 out. 2014.

CORVUS DIGITAL CORP. **The Triumph Experience**, 2013. Disponível em: <<http://www.triumphexp.com/>>. Acesso em: 11 set. 2014.

FIAT. Conheça o novo Punto. **Fiat Carros**, 2014. Disponível em: <<http://punto.fiat.com.br/#/versoes>>. Acesso em: 01 jun. 2014.

GGD METAIS. AÇOS INOX AUSTENÍTICOS, 2014. Disponível em: <<http://www.ggdmetals.com.br/aco-inoxidavel/inox-austeniticos/>>. Acesso em: 11 nov. 2014.

INFANTINI, M. B. **Variáveis de Desempenho dos Sistemas de Freio**. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2008.

INTERNET BRANDS, INC. **The Premier Lexus Owners and Enthusiasts Club**, 2013. Disponível em: <<http://www.clublexus.com/forums>>. Acesso em: 21 out. 2014.

JALALIFAR, S.; TALATI, F. **Analysis of heat conduction in a disk brake system**. Tabriz: Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, 2009.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. Second Edition. ed. Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, Inc, 1999. 523 p.

METALAC SPS INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Dúvidas Frequentes. **METALAC**, 2007. Disponível em: <http://metalac.com.br/?cat=parafusos_duvidas_frequentes>. Acesso em: nov. 2014.

NEYS, A. **In-Vehicle Brake System Temperature Model**. Göteborg: CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2012.

PLAÇA, R. A.; SILVA, N. L. **KIT DIDÁTICO DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS ABS**. Santo André: FATEC Santo André, 2011.

POLITO, R. F. **ESTUDO DO DESEMPENHO NA FRENAGEM DE UM BITREM COM SUSPENSÃO EM "TANDEM" E COM ABS**. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2005.

ROB. **Volvo**tips, 2014. Disponível em: <<http://www.volvotips.com/>>. Acesso em: 02 nov. 2014.

SCHMOLZ-BICKENBACH. Ligas de Alumínio, 2014. Disponível em: <<http://www.schmolz-bickenbach.com.br/produtos/ligas-de-aluminio/>>. Acesso em: 11 nov. 2014.

TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. Trelleborg Brasil. **Trelleborg**, 2014. Disponível em: <http://www.tss.trelleborg.com/us/en/products_2/orings_2/o-ring.html>. Acesso em: 25 maio 2014.

WAGH, N. P. **Design and Analysis of Modular Caliper Assembly**. Kansas: Graduate School of Wichita State University, 2005.

WILLWOOD ENGINEERING, INC. PS1 Caliper. **Wilwood Automotive**, 2014. Disponível em: <<http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperList.aspx?subname=PS1>>. Acesso em: 15 maio 2014.

APÊNDICE A – Valores do FP-05 de 2013

Tabela 15 – Parâmetros gerais do veículo

Grandeza	Valor	Unidade	Descrição
m	270	kg	Massa do carro com piloto
l_f	0,8055	m	Distância entre eixo dianteiro e centro de gravidade
l_r	0,7435	m	Distância entre eixo traseiro e centro de gravidade
E_{wb}	1,55	m	Entre-eixos
h	0,3	m	Altura do centro de gravidade em relação ao piso
B	1,7	m	Bitola dianteira/traseira
K_r	1,1	-	Coefficiente de correção para massas girantes

Tabela 16 – Parâmetros importantes do sistema de freios

Grandeza	Valor	Unidade	Descrição
l_{pedal}	6	-	Razão de alavanca no pedal de freio
η_p	0,85	-	Eficiência do conjunto pedal/cilindro-mestre
μ_p	0,45	-	Coefficiente de atrito entre pastilha e disco de freio
$A_{wc,f}$	638,7	mm ²	Área do pistão da pinça atual de freio dianteira
$A_{wc,r}$	509,7	mm ²	Área do pistão da pinça de freio traseira
p_{max}	8,3	MPa	Pressão máxima admissível pela pinça atual
$A_{mc,f}$	197,9	mm ²	Área do pistão do cilindro-mestre dianteiro
$A_{mc,r}$	388,0	mm ²	Área do pistão do cilindro-mestre traseiro
μ_t	1,7	-	Coefficiente de atrito entre o pneu e o asfalto
R	245	mm	Raio efetivo do pneu
r	98,9	mm	Raio efetivo do disco de freio dianteiro
r_t	93,15	mm	Raio efetivo do disco de freio traseiro
t_p	3,8	mm	Espessura da pastilha de freio (nova)
$\mu_{batente}$	0,35	-	Coefficiente de atrito entre pastilha e batente (estimado)
l_p	60,4	mm	Comprimento linear da pastilha de freio

APÊNDICE B – Imagens da pinça de freio desenvolvida

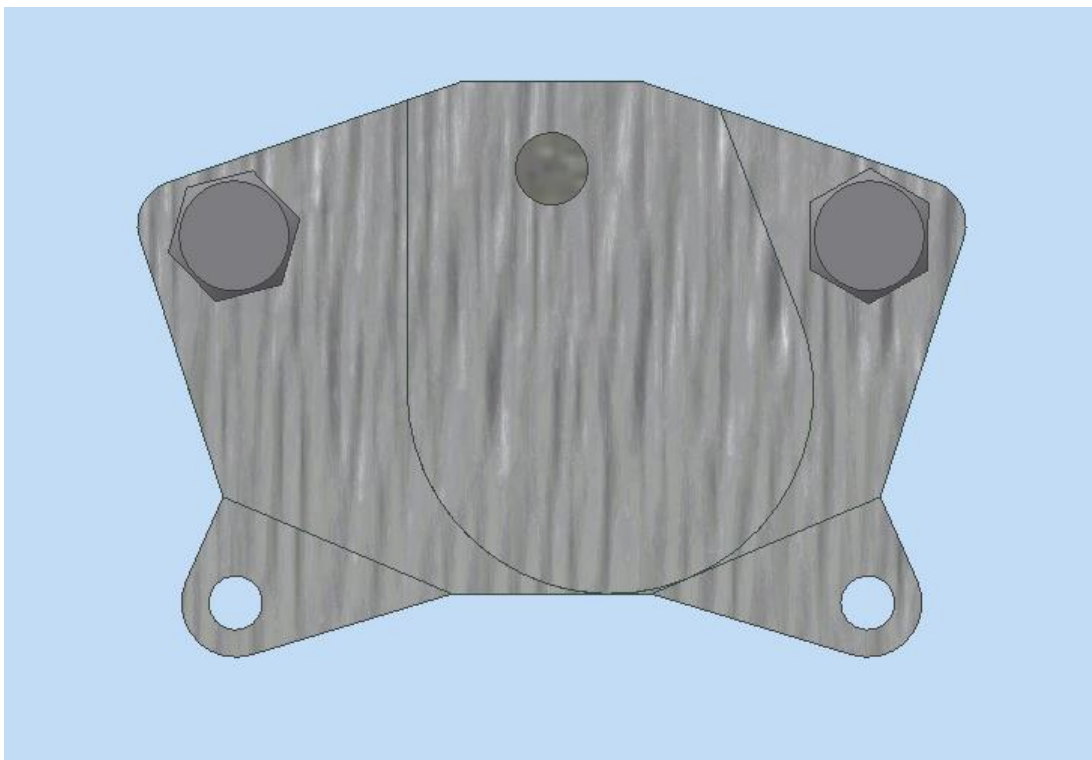


Figura 41 – Vista superior da pinça desenvolvida

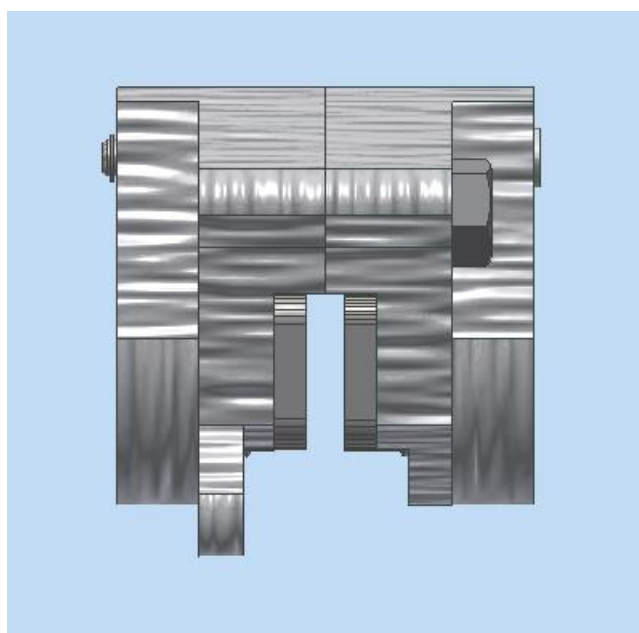


Figura 42 - Vista lateral da pinça desenvolvida

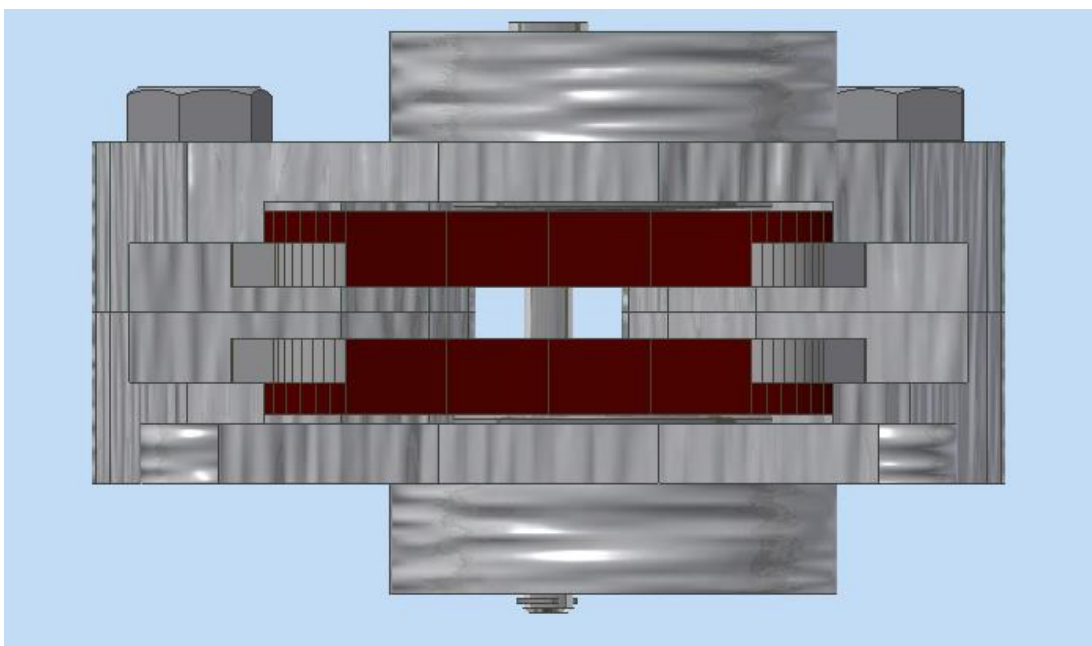


Figura 43 - Vista frontal da pinça desenvolvida

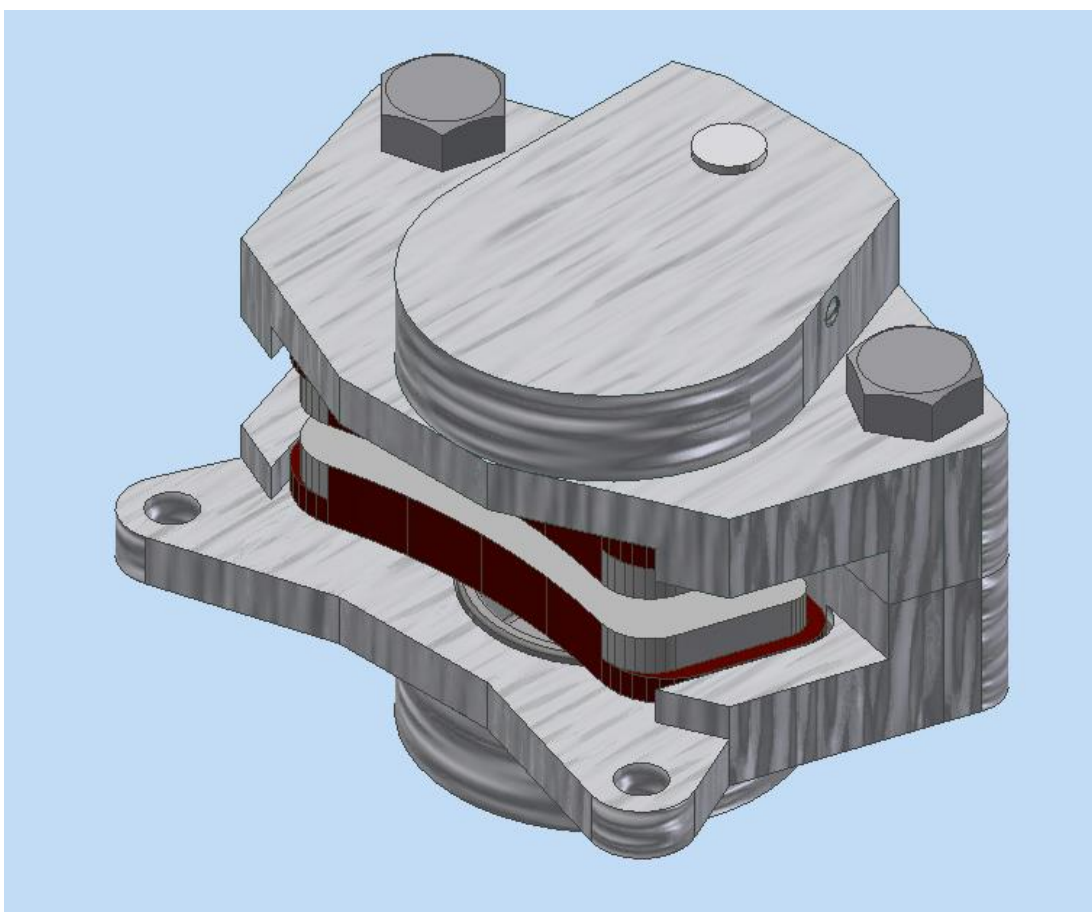


Figura 44 - Vista em perspectiva da pinça desenvolvida

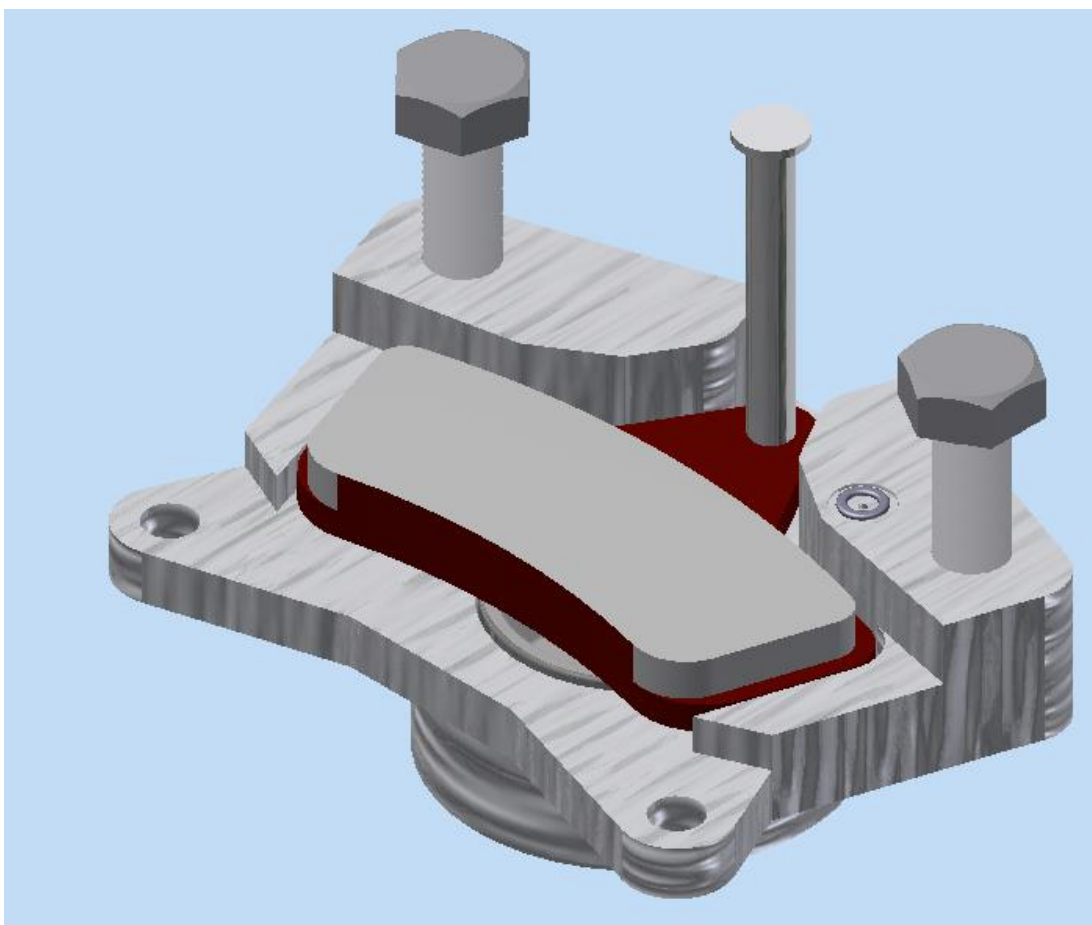


Figura 45 – Vista em perspectiva com a metade superior omitida

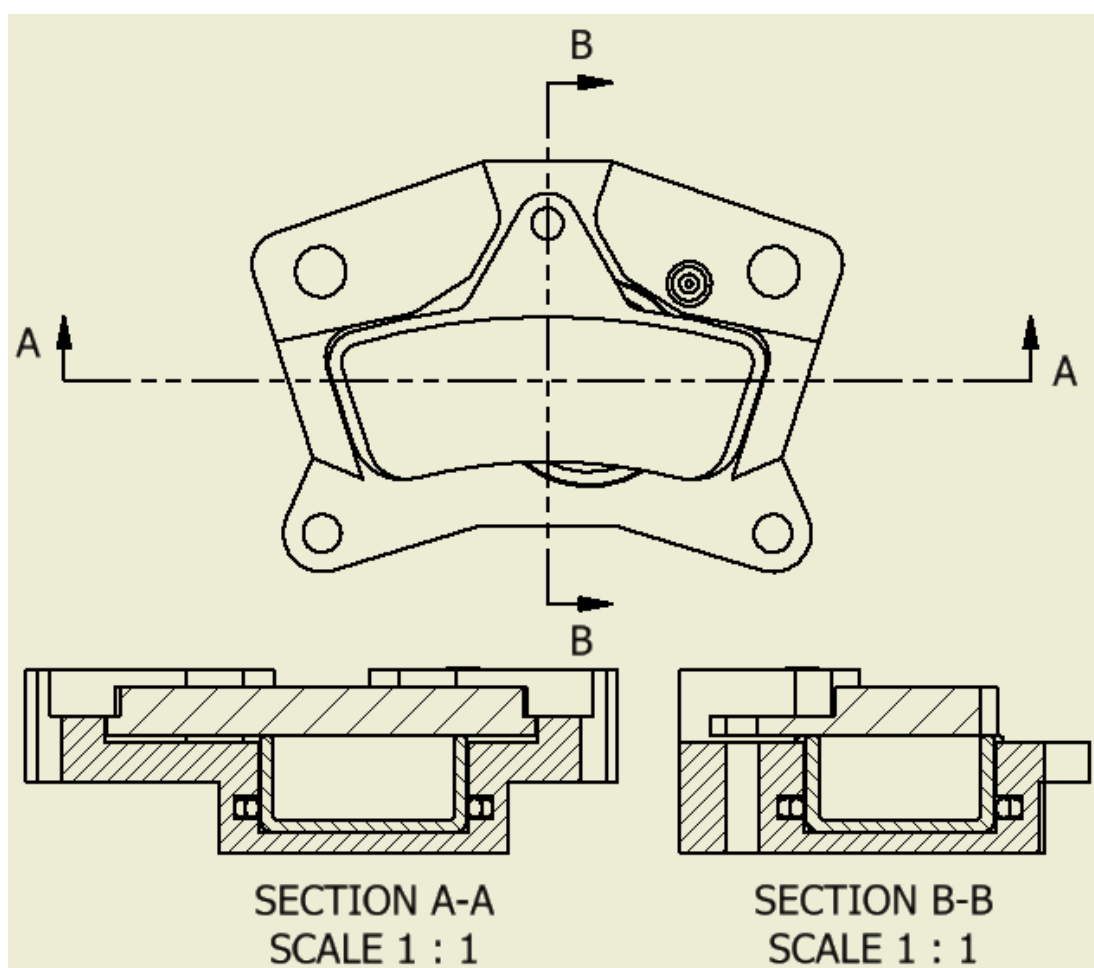


Figura 46 - Vista em corte da metade inferior da pinça desenvolvida

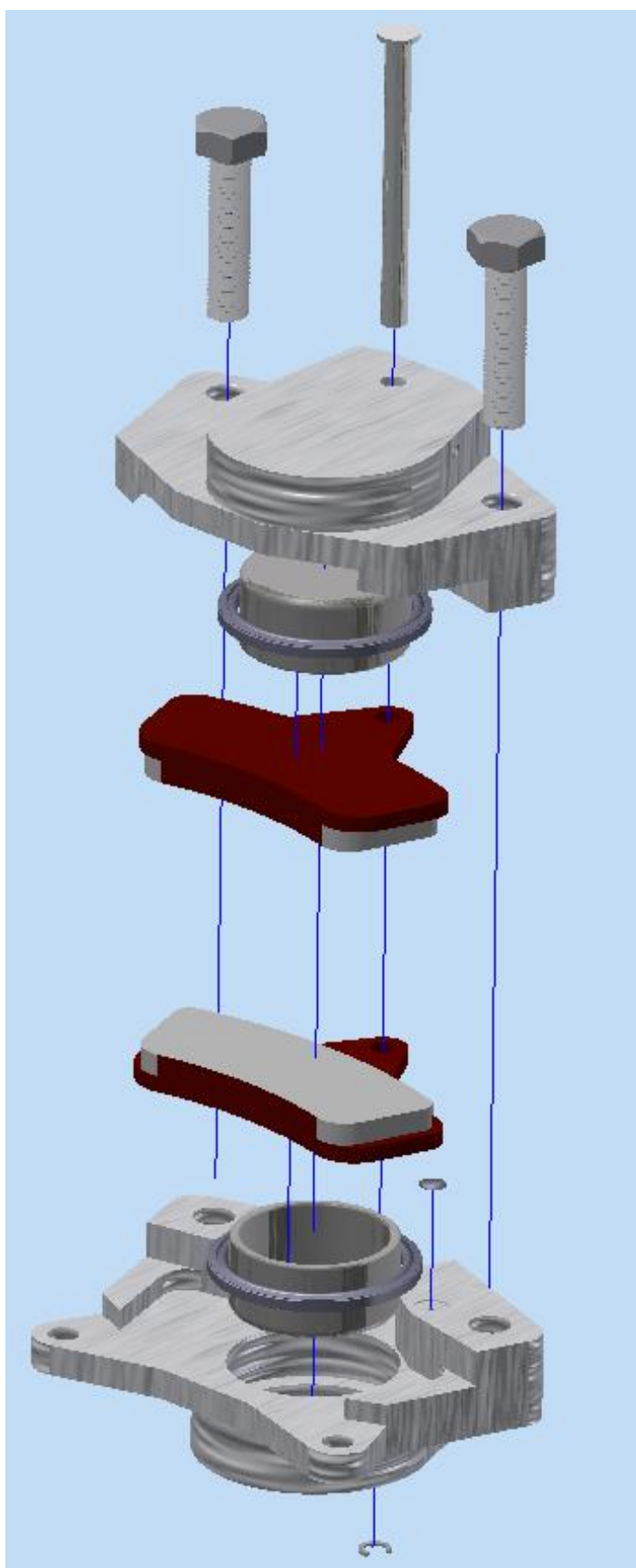


Figura 47 – Vista explodida da pinça desenvolvida