



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS RUSSAS
ENGENHARIA MECÂNICA**

ALEXSANDRO SOUSA SALES

**PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM PROTÓTIPO VEICULAR DO
TIPO BAJA SAE**

**RUSSAS
2019**

ALEXSANDRO SOUSA SALES

PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM PROTÓTIPO VEICULAR DO TIPO
BAJA SAE

Monografia apresentada ao curso de engenharia mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Orientador: Prof. Me. Ramon Rudá Brito Medeiros

RUSSAS
2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S155p Sales, Alexsandro Sousa.
Projeto de um Sistema de Freio para um Protótipo Veicular do Tipo Baja Sae / Alexsandro Sousa Sales. –
2019.
105 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Campus de Russas,
Curso de Engenharia Mecânica, Russas, 2019.
Orientação: Prof. Me. Ramon Rudá Brito Medeiros .

1. Sistema de freio . 2. Pedal. 3. Disco . I. Título.

CDD 620.1

ALEXSANDRO SOUSA SALES

PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM PROTÓTIPO VEICULAR DO TIPO
BAJA SAE

Monografia apresentada ao curso de engenharia mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Área de concentração: Engenharias.

Aprovada em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Ramon Rudá Brito Medeiros (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Cândido Jorge de Sousa Lobo
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Pedro Helton Magalhães Pinheiro
Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, por me dar a oportunidade de está concluindo a minha graduação.

A minha esposa Jaiane Pinheiro de Moura, por sempre me apoiar, entender e incentivar, sendo um alicerce para mim durante toda a caminhada, que como sabemos não é fácil. Obrigado por sempre está do meu lado, não importando a situação e por abrir mão de muitas coisas para me ajudar.

Aos meus pais Silvia Maria de Sousa Sales e Luiz Plácido de Sales e meus irmãos por sempre me ajudarem nos momentos difíceis.

Ao meu professor orientador Me. Ramon Rudá Brito Medeiros pela paciência e por todos os conhecimentos repassados durante a jornada de TCC.

Ao meu tio, Francisco Fortunato de Sousa pela oportunidade de conciliar meus horários de trabalho com os horários de aula.

Enfim, a UFC campus de Russas e a todos os docentes e discentes que contribuíram com meus conhecimentos adquiridos.

RESUMO

Um dos principais sistemas de um automóvel, os freios, tem por função desacelerar e ou parar um veículo garantindo ao motorista e passageiros uma frenagem segura nas mais adversas condições ao qual o veículo venha a ser submetido. Assim sendo, o presente trabalho tem como objetivo, o projeto do sistema de freio aplicado ao tipo de veículo *off-road* Baja SAE, que será desenvolvido pela equipe da Universidade Federal do Ceará - Campus Russas. Primeiro, para realizar o projeto foram coletadas informações necessárias ao memorial de cálculo, uma familiarização com o conteúdo e foram selecionados alguns dos componentes que serão utilizados, posteriormente foi elaborado um algoritmo em *Python* para dimensionamento de acordo com a bibliografia. Após realizar os cálculos no programa conseguiu-se chegar a uma ampliação mecânica de pedal de 4,51:1, e a partir dessa informação projetar o pedal do veículo para suprir as necessidades de esforços e ergonômicas para qualquer tipo de passageiro. Também foram simulados os esforços impostos ao pedal e ao disco, e através das simulações constatou-se que os mesmos resistiam aos esforços com um coeficiente de segurança de 3,1 e 3,23 respectivamente. Após o dimensionamento dos componentes do sistema pode-se concluir que os mesmos se mostraram em conformidade com as normas de segurança do Projeto Baja SAE Brasil e apresentaram valores dentro das faixas sugeridas pelas referências bibliográficas.

Palavras-chave: Veículo *off-road*. Baja SAE. Freios. Pedal.

ABSTRACT

One of the main systems of a car, the brakes, has the function of decelerating or stopping a vehicle ensuring the driver and passengers a safe braking under the most adverse conditions to which the vehicle will be subjected. Therefore, the present work has as objective the design of the brake system applied to the off-road vehicle type Baja SAE, which will be developed by the team of the Federal University of Ceará - Russas Campus. First, to carry out the project, the necessary information for the calculation memorial, a familiarization with the content were collected and some of the components that will be used were selected, later a Python algorithm was designed for sizing according to the bibliography. After performing the calculations in the program it was possible to reach a mechanical pedal extension of 4.51: 1, and from this information design the vehicle pedal to meet the needs of efforts and ergonomic for any type of passenger. It was also simulated the efforts imposed on the pedal and the disc, and through the simulations it was found that they resisted the efforts with a safety coefficient of 3.1 and 3.23 respectively. After sizing the system components it can be concluded that they were in accordance with the safety standards of the Baja SAE Brazil Project and presented values within the ranges suggested by the bibliographic references.

Keywords: Off-road vehicle. Baja SAE. Brakes. Pedal.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	10
1.1	Objetivos.....	11
<i>1.1.1</i>	<i>Objetivo geral.....</i>	<i>11</i>
<i>1.1.2</i>	<i>Objetivos específicos.....</i>	<i>11</i>
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	12
2.1	Histórico do sistema de freios.....	12
2.2	Acionamento dos sistemas.....	13
2.3	Freio a tambor.....	15
2.4	Freio à disco.....	16
<i>2.4.1</i>	<i>Análise térmica do disco.....</i>	<i>17</i>
2.5	Componentes do sistema de freio a disco.....	21
<i>2.5.1</i>	<i>Pedal.....</i>	<i>21</i>
<i>2.5.2</i>	<i>Cilindro mestre.....</i>	<i>23</i>
<i>2.5.3</i>	<i>Tubulações e Mangueiras.....</i>	<i>24</i>
<i>2.5.4</i>	<i>Pinça ou Cáliper.....</i>	<i>26</i>
<i>2.5.5</i>	<i>Pastilhas de freio.....</i>	<i>27</i>
<i>2.5.6</i>	<i>Disco ou Rotor.....</i>	<i>28</i>
<i>2.5.7</i>	<i>Fluido.....</i>	<i>29</i>
2.6	Análise hidráulica do sistema de freio.....	30
<i>2.6.1</i>	<i>Expansão da tubulação de freio.....</i>	<i>31</i>
<i>2.6.2</i>	<i>Expansão das mangueiras do freio.....</i>	<i>32</i>
<i>2.6.3</i>	<i>Perdas do cilindro mestre.....</i>	<i>32</i>
<i>2.6.4</i>	<i>Deformação do caliper.....</i>	<i>33</i>
<i>2.6.5</i>	<i>Compressão das pastilhas.....</i>	<i>33</i>
<i>2.6.6</i>	<i>Compressão do fluido.....</i>	<i>33</i>
<i>2.6.7</i>	<i>Ar no sistema de freio.....</i>	<i>35</i>

2.6.8	<i>Eficiência volumétrica</i>	35
2.7	Dinâmica de frenagem veicular	36
2.7.1	<i>Fator de freio</i>	36
2.7.2	<i>Carregamento estático</i>	37
2.7.3	<i>Carregamento dinâmico</i>	39
2.7.4	<i>Frenagem ótima em linha reta</i>	41
2.7.5	<i>Torque na roda, Força normal na pastilha e Pressão no fluido</i>	41
3	METODOLOGIA	45
3.1	Premissas	46
3.2	Escolha do acionamento e tipo de freio	47
3.3	Seleção dos componentes	48
3.3.1	<i>Cilindro mestre</i>	49
3.3.2	<i>Pinças</i>	49
3.3.3	<i>Pastilhas</i>	50
3.3.4	<i>Tubulações e mangueiras</i>	50
3.3.5	<i>Análise térmica para seleção do fluido de freio</i>	50
3.4	Algoritmo ou rotina computacional	55
3.4.1	<i>Interface do programa</i>	55
3.4.2	<i>Alimentando o Programa</i>	58
3.4.3	<i>Sequência cronológica do memorial de cálculo</i>	60
3.5	Análise hidráulica do sistema de freio	65
3.6	Simulações dos componentes	65
3.6.1	<i>Simulação do pedal</i>	65
3.6.2	<i>Simulações do disco</i>	66
4	RESULTADOS	67
4.1	Escolha do sistema de freio	67
4.2	Seleção dos componentes	67

4.2.1	<i>Cilindro mestre</i>	68
4.2.2	<i>Pinças</i>	68
4.2.3	<i>Pastilhas</i>	69
4.2.4	<i>Tubulações e mangueiras</i>	69
4.2.5	<i>Análise térmica do disco e seleção do fluido de freio</i>	71
4.3	Resultados no Programa para Dimensionamento de Pedal	75
4.4	Análise hidráulica do sistema de freio	76
4.4.1	<i>Expansão da tubulação de freio</i>	77
4.4.2	<i>Expansão das mangueiras do freio</i>	77
4.4.3	<i>Perdas do cilindro mestre</i>	77
4.4.4	<i>Deformação do caliper</i>	78
4.4.5	<i>Compressão das pastilhas</i>	78
4.4.6	<i>Compressão do fluido</i>	78
4.4.7	<i>Ar no sistema de freio</i>	79
4.4.8	<i>Eficiência volumétrica</i>	79
4.5	Simulações dos componentes	80
4.5.1	<i>Pedal de freio</i>	80
4.5.2	<i>Disco de freio</i>	83
4.6	Especificação do sistema de freio	86
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	87
5.1	Conclusão	87
5.2	Sugestões para trabalhos futuros	87
	REFERÊNCIAS	88
	APÊNDICE A – DETERMINAÇÃO DA ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE	90
	APÊNDICE B – CÓDIGO FONTE DO PROGRAMA PARA DIMENSIONAMENTO DE PEDAL	95

1 INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE (*Society of automotive engineers*) foi criado nos Estados Unidos e iniciou-se as atividades no Brasil em 1991 e teve sua primeira competição em 1995. O objetivo do projeto é de promover aos participantes uma experiência de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos durante a vida acadêmica, experiência essa que engloba desde o desenvolvimento até a fabricação de um equipamento complexo que é um automóvel.

O Baja SAE aumenta os conhecimentos técnicos e a capacidade de liderança dos alunos envolvidos que tem que entregarem um projeto amplo com os vários sistemas que compõem um veículo como: sistema de freio, sistema de direção e suspensão, *powertrain*, sistema elétrico, chassi e segurança, com prazo e orçamentos muito limitados.

Enquanto um veículo leva muitos segundos para atingir uma velocidade razoável, o sistema de freios tem que, em tempo e distância muito menores, reduzir essa velocidade a zero, ou diminuí-la à velocidade desejada. Se os mecanismos encarregados de tracionar o veículo não forem eficientes, as consequências estarão relacionadas com o desempenho do veículo. Já na frenagem, se isso ocorrer, na melhor das hipóteses haverá o aumento da distância de parada, ou falta de dirigibilidade do veículo, com consequências imprevisíveis. (NICOLAZZI, 2012, p. 89).

Um dos principais sistemas de um automóvel, os freios tem por função desacelerar e ou parar um veículo garantindo ao motorista e passageiros uma frenagem segura nas mais adversas condições ao qual o veículo venha a ser submetido.

Os principais tipos de freio utilizados na indústria automobilística são os freios a disco e a tambor, ambos os tipos podem ser atuados de forma mecânica, hidráulica ou pneumática. Os principais componentes de um sistema de freio são o pedal, cilindro mestre, tubulações ou mangueiras, pinças ou cilindros de roda, discos ou tambor, pastilhas ou lonas e o fluido de freio.

Assim sendo, o presente trabalho abordará o projeto do sistema de freio aplicado ao tipo de veículo *off-road* Baja SAE que será desenvolvido pela equipe da Universidade Federal do Ceará - Campus Russas.

Além disso, outro fator importante do trabalho será o auxílio no desenvolvimento da equipe, pois o mesmo servirá de acervo técnico para os demais integrantes.

1.1 Objetivos

1.1.1 *Objetivo geral*

Projetar um sistema de freio aplicado a um veículo do tipo Baja SAE.

1.1.2 *Objetivos específicos*

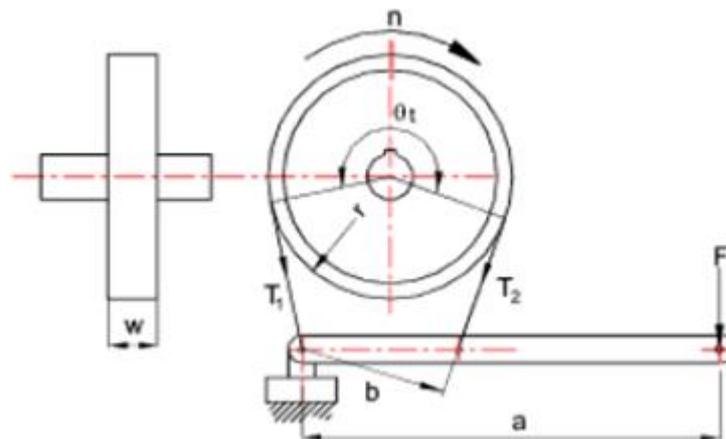
- Selecionar os componentes cilindro mestre, pinça, tubulações, mangueiras, pastilhas e fluido no mercado, de acordo com o projeto considerando o menor custo possível.
- Elaborar um algoritmo para resolução das equações envolvidas, resultando na redução de pedal que servirá de instrumento para projetos futuros, utilizando como linguagem de programação o *Python*;
- Projetar o pedal e o disco de freio de acordo com as seleções dos componentes e os resultados obtidos no programa;
- Realizar simulações de carregamento no disco e pedal, a partir de informações obtidas no programa;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Histórico do sistema de freios

Um dos grandes dilemas da humanidade após a invenção da roda que remonta a 3000 AC seria de como para-las uma vez retiradas da inércia. Da problemática citada surge a necessidade de se inventar um mecanismo que parasse o movimento de uma roda ou a deixasse estacionada sem o risco de se movimentar. Segundo Diulgheroglo (2007), os primeiros mecanismos criados para interromper o movimento dos carros primitivos e das carroças foi um freio constituído por uma alavanca pivotada e em sua ponta uma cunha de madeira que atritava com a roda. Posteriormente veio os freios de cinta, que constituíam de uma roda montada no eixo e de uma cinta que envolvia a roda e era acionada por alavanca, o atrito da cinta na roda fazia o veículo parar, conforme ilustrado na Figura 01.

Figura 01 – Freio de cinta



Fonte: Diulgheroglo (2007).

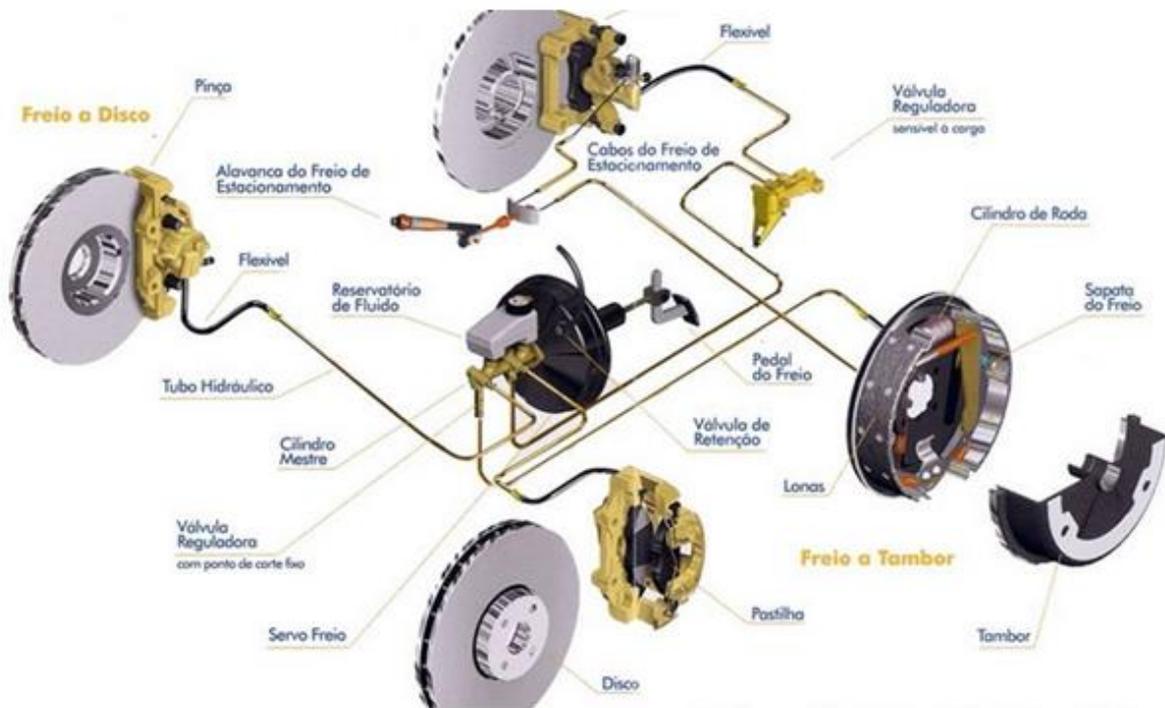
Segundo Diulgheroglo (2007), com a evolução dos automóveis os freios também foram evoluindo, em seguida ao freio de cinta, foi inventado em 1902 o freio a tambor pelo francês Louis Renault, entretanto o grande salto no sistema de freios foi dado no mesmo ano pelo inglês Frederick Lanchester com o invento do freio a disco. Os dois tipos de freio vêm sendo aprimorados e usados nos veículos até hoje.

2.2 Acionamento dos sistemas

Existe hoje alguns métodos de acionamento dos sistemas de freio automotivo, dentre eles os mais empregados são os acionamentos mecânicos, hidráulicos e pneumáticos. Segundo Punh (1987), a função de qualquer método de acionamento de freios, consiste na transmissão da força imposta no pedal pelo condutor até os freios, gerando assim o atrito necessário para uma desaceleração.

Começando pelo acionamento mecânico, temos este formado basicamente por cabos e alavancas que transmitem a força do condutor ao freio, porém com maiores perdas. Segundo Limpert (2011), este tipo de acionamento gera perdas em torno de 35% da força que foi imposta pelo motorista e por isso são utilizados basicamente em freios de estacionamento. A Figura 02 traz uma representação de um sistema de freio acionado de forma mecânica e hidráulicamente.

Figura 02 – Sistema de freio com acionamento mecânico e hidráulico



Fonte: Santos (2014).

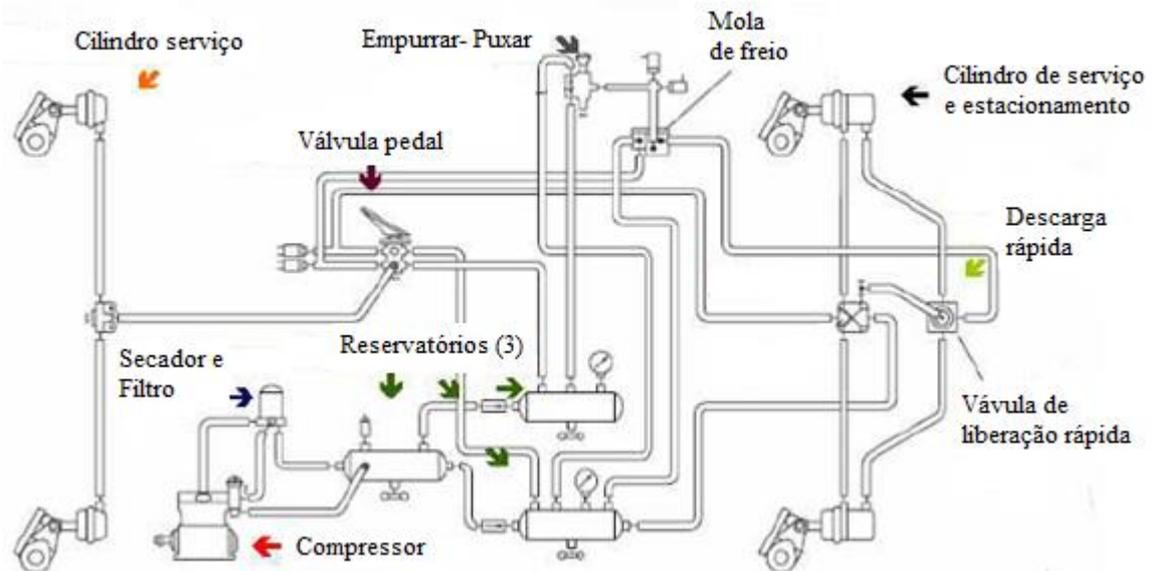
O acionamento hidráulico tem seu funcionamento baseado no princípio de pascal, que como descrito por Brunetti (2008), a pressão aplicada num ponto de um fluido em repouso transmite-se integralmente a todos os pontos do fluido. Dessa forma, a força exercida pelo

condutor é multiplicada pelo pedal, que aciona o cilindro mestre, e este pressuriza o fluido confinado que é considerado incompressível, essa pressão se transmite pelo fluido até chegar aos cilindros de roda ou pinças de freio que colocam em contato os elementos de atrito.

Para Limpert (2011), os sistemas acionados hidráulicamente apresentam uma maior eficiência em relação aos acionados mecanicamente, e ainda não necessitam de regulagens ocasionadas por desgastes.

Punh (1987), diz que o acionamento pneumático tem como principal característica a segurança, pois pequenos vazamentos não causam grandes problemas ao sistema uma vez que o ar comprimido é sempre alimentado pelo compressor. As principais desvantagens desse sistema é sua complexidade e seu elevado peso, assim sua utilização se limita a veículos de grande porte. A Figura 03 representa um sistema de freio acionado pneumaticamente.

Figura 03 – Sistema de freio com acionamento pneumático



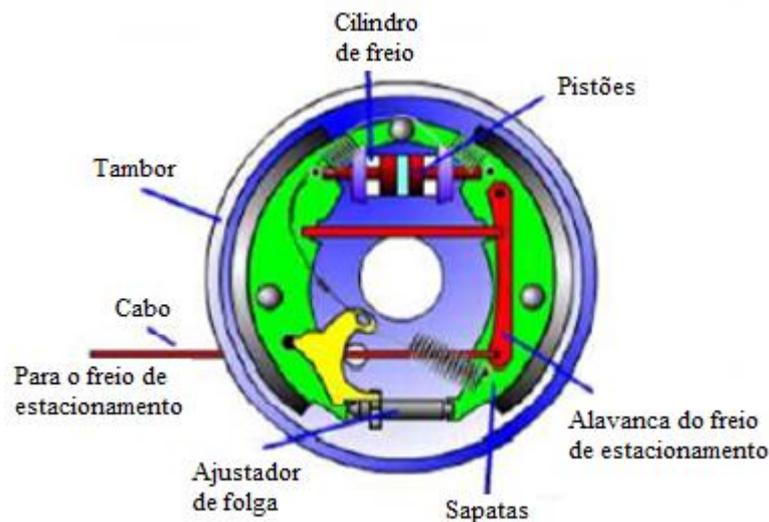
Fonte: Adaptado de Diulgheroglo (2007).

Após expor os tipos de acionamentos possíveis, a continuidade do trabalho terá base no acionamento hidráulico, o mesmo será o escolhido para ser implantado no projeto por ser obrigatório segundo o regulamento da SAE Brasil, e ainda apresenta melhor eficiência e segurança para um veículo *off-road*. Uma melhor explanação a respeito dessa seleção estará inclusa nos resultados.

2.3 Freio a tambor

Segundo Limpert (2011), o sistema de freios por atrito utilizados em sistemas automotivos do tipo radial ou tambor conforme mostrado na Figura 04, subdividem-se em bandas externas e sapatas internas, sendo o de uso mais comum os de sapatas internas. Uma característica distintiva dos freios a tambor é seu maior fator de freio quando comparado com os freios a disco. O maior fator de freio resulta do fenômeno de auto energização dentro do freio, uma vez que devido o sentido de giro do tambor, tem-se um aumento na pressão de umas das sapatas de freio.

Figura 04 – Sistema de freio a tambor



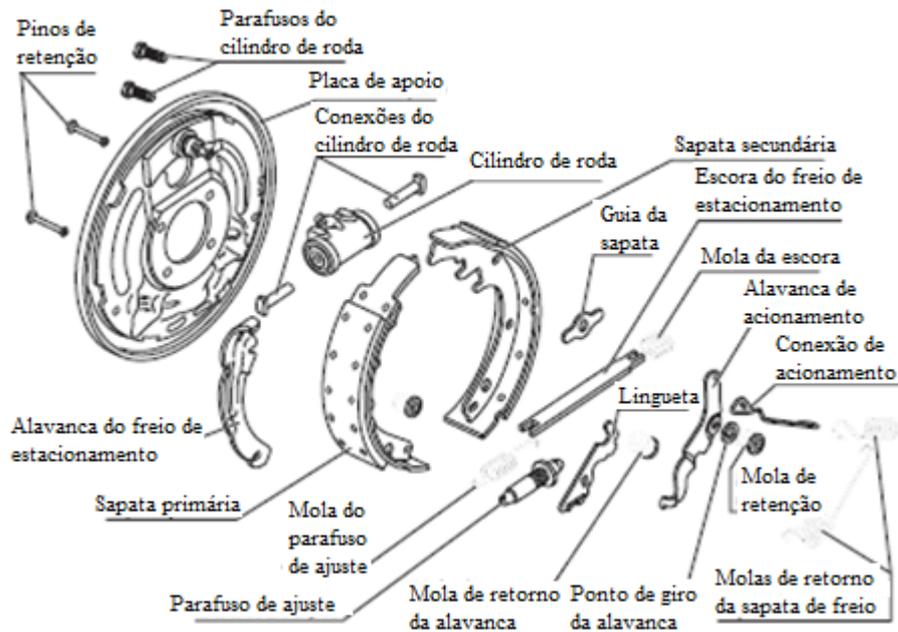
Fonte: Adaptado de Diulgheroglo (2007).

Geralmente usado nas rodas traseiras de veículos de passeio ou em veículos de grande porte, o freio a tambor é constituído por cilindro de freio, sapatas de freio, lonas de freio, prato, tambor e molas de retorno. O motorista ao acionar o pedal de freio transmite pressão ao fluido que chega aos cilindros, ao atuarem pressionam as lonas de freio contra a parede interna do tambor ocasionando a frenagem.

O cilindro de roda tem por função receber a pressão do fluido e exercer uma força para abrir as sapatas de freio fazendo com que as lonas de freio se encostem na superfície interna do tambor. As sapatas de freio são fabricadas de materiais rígidos e em suas superfícies são coladas ou rebitadas as lonas de freio. O prato ou espelho é o elemento estrutural do sistema, fica fixado no eixo e permanece imóvel em relação as rodas, é onde todas as partes internas do freio são fixadas, conforme mostrado na Figura 05. O tambor gira junto com as rodas e em sua

parte interna é onde acontece o atrito das lonas de freio. E as molas de retorno, tem por função fazer retornar as sapatas após ser retirada a força do cilindro (SANTOS, 2014).

Figura 05 – Vista explodida de um freio a tambor



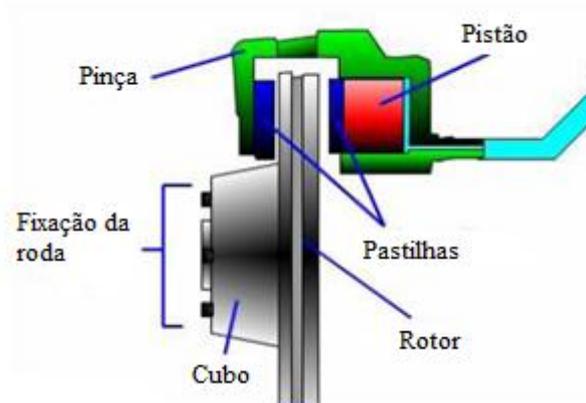
Fonte: Adaptado do manual Nakata.

Segundo Santos (2014), o freio a tambor embora sendo auto energizante, tenha um baixo custo e seja de construção mais simples, apresenta alguns inconvenientes como peso excessivo do sistema devido a grande massa do tambor e a dificuldade na dissipação do calor gerado. Outro grave problema deste projeto é a contaminação por sujeira, lama ou água que reduz a potência de frenagem. A parte interna do tambor é um ambiente fechado, o acúmulo de sujeira pode danificar as lonas e o próprio tambor. O contato com a água diminui drasticamente o coeficiente de atrito entre as lonas e a parede do tambor.

2.4 Freio à disco

Este sistema é composto por um disco, montado no cubo de roda conforme ilustrado na Figura 06. A frenagem é realizada através de uma pinça acoplada ao disco e fixada no eixo ou manga de eixo do veículo. O motorista ao acionar o pedal de freio, transmite a pressão do cilindro mestre para as linhas de freio até chegar as pinças, nas pinças existe cilindro ou cilindros que pressionam as pastilhas de freio contra o disco (LIMPERT, 2011).

Figura 06 – Sistema de freio a disco



Fonte: Adaptado de Diulgheroglo (2007).

As vantagens desse tipo de sistema é sua maior capacidade de dissipar o calor, uma vez que o disco tem grande área exposta ao meio, e também os freios a disco são pouco sensíveis à contaminação externa, pois o disco é uma superfície externa girante, o que expulsa as impurezas por meio do efeito centrífugo. Os freios a disco apresentam também uma fácil manutenção e uma menor sensibilidade ao desgaste do sistema (LIMPERT, 2011).

2.4.1 Análise térmica do disco

De acordo com Limpert (2011), os freios convertem a energia cinética do veículo em calor na superfície de atrito. Os freios devem ser projetados de tal forma que as temperaturas de operação sejam mantidas abaixo de um determinado nível, para garantir a operação segura dos componentes do freio incluindo pastilhas, discos ou tambores, cilindros de roda, fluido de freio, rolamentos de roda, vedantes de eixo e lubrificantes.

A energia dissipada durante uma frenagem em uma superfície nivelada de uma velocidade inicial não nula até parar é dada pela Equação 01.

$$E = \frac{k \cdot W \cdot (V_0^2 - V_f^2)}{2} \quad (01)$$

Onde:

E : Energia produzida por uma frenagem [J]

k : Fator de correção para massas em rotação [Adm]

W : Peso do veículo [N]

V_f : Velocidade final do veículo [m/s]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

Ainda por Limpert (2011), o coeficiente k para carros de passeio varia de 1,05 para 1,15 em velocidades altas e 1,3 para 1,5 para velocidades baixas.

E a potência média de frenagem é dada pela Equação 02:

$$P_{méd} = \frac{k \cdot m_v \cdot a \cdot V_0}{2} \quad (02)$$

Onde:

$P_{méd}$: Potência média produzida [W]

m_v : Massa do veículo [kg]

a : Desaceleração do veículo [m/s²]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

k : Fator de correção para massas em rotação [Adm]

O fluxo de calor que entra pelos dois lados do disco é denotado pela Equação 03 (LIMPert, 2011).

$$q_0'' = \frac{k \cdot (1 - s) \cdot V_0 \cdot a \cdot W \cdot (3600)}{(778) \cdot 3,412} \quad (03)$$

Onde:

q_0'' : Fluxo de calor que entra nos dois lados do disco [W/h]

s : Deslizamento do pneu, conforme Limpert (2011) gira em torno de 10%.

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

a : Desaceleração do veículo [m/s²]

W : Peso do veículo [N]

k : Fator de correção para massas em rotação [Adm]

Segundo Limpert (2011), em um único ponto com alta geração de calor, ou seja, altos níveis de desaceleração, o tempo de frenagem pode ser menor que o tempo necessário

para o calor penetrar no material do rotor. Nestas condições, não ocorre resfriamento convectivo dos freios e presume-se que toda a energia de frenagem seja absorvida pelo freio.

A máxima temperatura atingida pelo disco com uma única freada e desconsiderando as trocas de calor com as pastilhas e pro meio é dada pela Equação 04 (LIMPERT, 2011).

$$T_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{5}{18}\right)} \cdot \frac{q_0 \cdot \sqrt{t_s}}{\sqrt{(\rho_{Disc} \cdot c_{Disc} \cdot k_{Disc})}} + T_0 \quad (04)$$

Onde:

$T_{m\acute{a}x}$: Temperatura máxima atingida pelo disco [K]

T_0 : Temperatura ambiente [K]

ρ_{Disc} : Densidade do material do disco [kg/m³]

c_{Disc} : Calor específico do material do disco [J/kg.K]

k_{Disc} : Condutividade térmica do material do disco [J/h.K.m]

q_0 : Calor que o disco absorveu pela área varrida pelas pastilhas [W/m²]

$$q_0 = \frac{q_0''}{A_{varr}} \quad (05)$$

A_{varr} : Área varrida pelas pastilhas de freio [m²]

q_0'' : Fluxo de calor que entra nos dois lados do disco [W/h]

t_s : Tempo de duração da frenagem [h]

$$t_s = \frac{V_0}{a} \quad (06)$$

Onde:

a : Desaceleração do veículo [m/s²]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

Após conhecer a temperatura máxima que o disco ganha com uma frenagem é necessária uma análise para um número maior de frenagens, agora considerando a transferência de calor por convecção que é a maior responsável pelo resfriamento do disco segundo Limpert

(2011), sendo conservador e desconsiderando as trocas por radiação e condução uma vez que suas parcelas são menores.

Segundo Kreith (2001), o número de Reynolds para um disco girando é dado pela Equação 07.

$$Re = \frac{\frac{V_0}{R_{Disc}} \cdot R_{Disc}^2}{\nu_{ar}} \quad (07)$$

Onde:

Re : Número de Reynolds [Adm]

R_{Disc} : Raio do disco [m]

ν_{ar} : Viscosidade cinemática do ar [m²/s]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

Para calcular a temperatura adquirida por um disco sólido depois de n freadas, é preciso calcular o coeficiente de convecção do disco, que como exposto por Limpert (2011) para um escoamento onde o $Re < 2,4 \times 10^5$, o coeficiente de convecção é determinado pela Equação 08.

$$h_{Disc} = 0,7 \cdot \frac{K_{ar}}{D_{Disc}} \cdot Re^{0,55} \quad (08)$$

Onde:

h_{Disc} : Coeficiente de convecção do disco [J/h.K.m²]

K_{ar} : Condutividade térmica do ar [J/h.K.m]

D_{Disc} : Diâmetro do disco [m]

Re : Número de Reynolds [Adm]

Segundo Limpert (2011), para inúmeras freadas considerando um tempo de resfriamento finito é dado pela Equação 09:

$$T(n_a)_{máx} - T_0 = \Delta T \cdot \frac{1 - e^{\left(\frac{-n_a \cdot h_{Disc} \cdot A_{Disc} \cdot t_c}{(\rho_{Disc} \cdot C_{Disc} \cdot V_{Disc})}\right)}}{1 - e^{\left(\frac{-h_{Disc} \cdot A_{Disc} \cdot t_c}{(\rho_{Disc} \cdot C_{Disc} \cdot V_{Disc})}\right)}} \quad (09)$$

Onde:

$T(n_a)_{m\acute{a}x}$: Temperatura maxima para n freadas [K]

ΔT : Variação da temperatura maxima de uma freada para temperatura ambiente

[Adm]

A_{Disc} : rea do disco [m²]

h_{Disc} : Coeficiente de convecção do disco [J/h.K.m²]

V_{Disc} : Volume do disco [m³]

t_c : Tempo de resfriamento do disco, em torno de 88 s de acordo com Limpert (2011)

[h]

n_a : Numero de freadas [Adm]

ρ_{Disc} : Densidade do material do disco [kg/m³]

c_{Disc} : Calor específico do material do disco [J/kg.K]

k_{Disc} : Condutividade térmica do material do disco [J/h.K.m]

2.5 Componentes do sistema de freio a disco

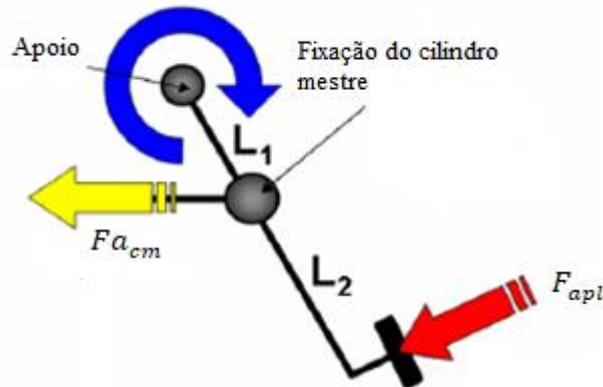
Neste tpico será descrito os componentes de um sistema de freio a disco acionado hidraulicamente.

2.5.1 Pedal

O pedal de freio  o primeiro componente do sistema, ele fica em contato com o piloto, ao pisar no pedal de freio o motorista está transmitindo a força do seu põe, que  multiplicada pela razão de pedal, e aciona o cilindro mestre.

Segundo Oshiro (1994), a razão de pedal nos carros deve variar entre 4,0 e 6,5 sendo a razão do pedal dada pela Equação 10, com L_1 e L_2 representado na Figura 07.

Figura 07 – Representação do momento no pedal



Fonte: Adaptada de Diulgheroglo (2007).

$$Red_p = \frac{L_2}{L_1} \quad (10)$$

Onde:

Red_p : Redução do pedal [Adm]

L_2 : Distância da força de aplicação ao engate do cilindro mestre [mm]

L_1 : Distância do apoio ao engate do cilindro mestre [mm]

Assim temos que a força de saída para o cilindro mestre é expresso pela Equação 11.

$$Fa_{cm} = Red_p \cdot F_{apl} \quad (11)$$

Onde:

Fa_{cm} : Força de acionamento do cilindro mestre [N]

F_{apl} : Força aplicada ao pedal pelo condutor [N]

Segundo Limpert (2011), sistema de freios manuais ou sem servo freio, deve ser projetado de modo que, para uma força máxima de pedal de 445 a 489 N, uma desaceleração teórica de 1 g seja alcançada quando o veículo estiver carregado em peso máximo. O curso máximo do pedal não deve exceder 150 mm.

Limpert (2011) diz que estudos apontam que o menor percentil feminino consegue aplicar uma força de 445 N, enquanto que o maior percentil masculino consegue aplicar 823 N.

Puhn (1987) afirma que, o pedal de freio deve ser projetado de tal forma que, para a força máxima aplicada, sua posição seja de 90° em relação ao cilindro mestre.

2.5.2 Cilindro mestre

O segundo componente do sistema, o cilindro mestre de acordo com Limpert (2011), é o componente responsável direto, após ser acionado pelo pedal, a dar o início no processo de frenagem de um veículo. Uma vez acionado o pedal de freio, o pistão do cilindro mestre passa a comprimir o fluido que está em seu compartimento, e a partir dessa primeira compressão inicia-se a geração de pressão em todo o circuito de atuação hidráulica. Sua função também é a de manter a pressão residual nos circuitos de freio. Em termos de funcionalidade os cilindros mestres se dividem em dois tipos: simples e duplo (FIGURA 08).

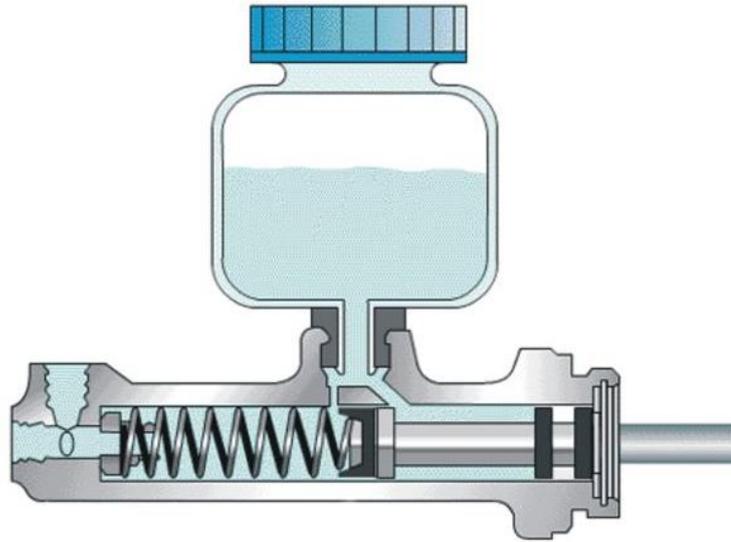
Figura 08 – Cilindro mestre simples (A) e duplo (B)



Fonte: Santos (2014).

Os cilindros mestre simples (FIGURA 09) apresentam um único pistão, com isso qualquer problema no sistema toda a potência de frenagem era perdida e o veículo ficava sem freios, tal motivo levaram os cilindros simples ao desuso. Caso necessite a utilização do mesmo, dois cilindros mestre simples, para satisfazer as normas de que pelo menos 2 rodas freiem caso ocorra algum problema.

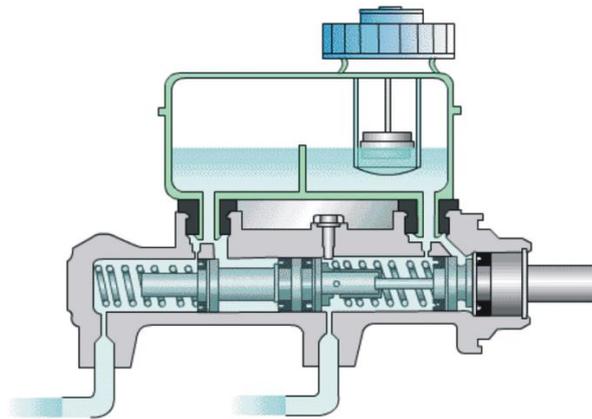
Figura 09 – Cilindro mestre simples em corte



Fonte: Apostila do curso de freio do Senai.

Já os cilindros mestre duplos conforme ilustrado na Figura 10, apresenta dois pistões no interior de um único cilindro, permitindo assim a individualidade de dois sistemas de frenagem diferentes.

Figura 10 – Cilindro mestre duplo em corte



Fonte: Apostila do curso de freio do Senai.

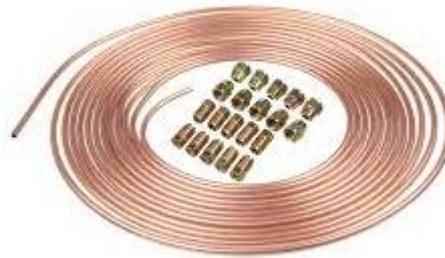
2.5.3 Tubulações e Mangueiras

As linhas e conexões são os responsáveis por possibilitarem o deslocamento do fluido de freio até as pinças, e por isso quando projetadas devem ser capazes de suportar as

pressões do sistema. As tubulações rígidas de freio podem ser de aço ou de cobre (LIMPERT, 2011).

Segundo Santos (2014), os tubos rígidos devem ser usados sempre que possível, pois, sob alta pressão, apresentam menor expansão do que os tubos flexíveis. O que significa uma menor perda de carga e um menor deslocamento do pedal de freio, um dos tipos de tubulação se encontra na Figura 11.

Figura 11 – Tubulações rígidas e conexões



Fonte: Catálogo Eluma gás.

Já as mangueiras devem ser instaladas onde necessitam de movimento entre partes fixas e móveis do veículo, sempre devem ter compatibilidade química com o fluido de freio, nunca devem ser montadas onde de alguma maneira fiquem em tração e sempre devem ter os comprimentos mais curtos possíveis. As mangueiras desgastadas chegam a se expandir cerca de 30% quando submetidas a pressão (LIMPERT, 2011). Sempre que possível as mangueiras devem ser trançadas com aço, a fim de evitar tal dilatação, este tipo de mangueira está representado na Figura 12.

Figura 12 – Mangueira com malha de aço inoxidável



Fonte: Catálogo Tenore Aeroquip.

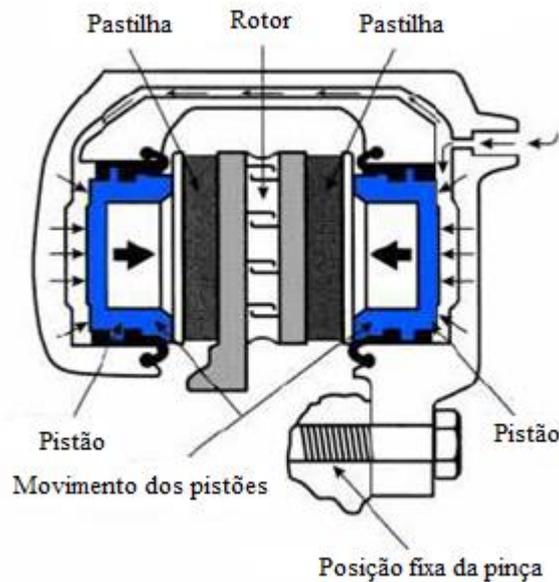
2.5.4 Pinça ou Cáliper

O último componente do sistema de freio, as pinças ou *caliper*, ficam montadas no eixo e não giram junto com as rodas, elas são responsáveis por transformarem a pressão do fluido em força normal atuando sobre as pastilhas através do pistão ou pistões.

Segundo Punh (1987), em um projeto de sistema de freios a disco são consideradas duas opções de pinças, as do tipo fixas e as flutuantes.

Para Diulgheroglo (2007), as pinças de freio fixas (Figura 13) não possui movimento em relação ao disco de freio. Normalmente essa pinça contém um ou mais pares de pistões que atuam de forma simultânea em cada lado do disco. Essa característica de construção permite que os pistões recebam a mesma pressão. Esse tipo é mais complexo, mais pesado e mais caro que o tipo flutuante.

Figura 13 – Pinça de freio do tipo fixa.

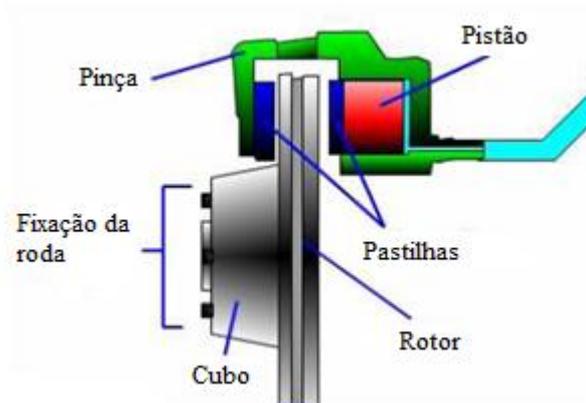


Fonte: Adaptado de Diulgheroglo (2007).

Já as pinças do tipo flutuante (FIGURA 14) apresentam movimento em relação ao disco, esse tipo de pinça descreve bem a 3ª lei de Newton. Quando o motorista pisa no freio e a pressão do fluido chega até esse tipo de pinça, o pistão é acionado e pressiona a pastilha contra o disco, em seguida, a pinça se movimenta para traz e a segunda pastilha toca o disco. Para Diulgheroglo (2007), o modelo construtivo das pinças flutuantes permite que essas sejam mais

leves e econômicas requerendo um menor número de peças para sua funcionalidade, permite mínimos empenos do disco.

Figura 14 – Pinça de freio do tipo flutuante.



Fonte: Adaptado de Diulgheroglo (2007).

2.5.5 Pastilhas de freio

De acordo com Limpert (2011), a fim de facilitar a manutenção, o material de atrito deve-se localizar nas pastilhas ao invés dos discos. As pastilhas (FIGURA 15) são compostos químicos, constituídos de vários elementos, formado por fibras e material de atrito. Os fabricantes de pastilhas, tentam produzi-las de forma a se obter uma maior dureza, vida útil e um baixo custo, por isso geralmente os coeficientes de atrito das pastilhas giram em torno de 0,35 a 0,45.

Figura 15 – Pastilhas de freio Honda CG 150



Fonte: Adaptado manual Honda.

Segundo Santos (2014), vários procedimentos foram criados para quantificar o coeficiente de atrito entre os materiais dos discos e pastilhas de freio. O SAE-J661 é um procedimento que mensura e classifica o coeficiente de atrito entre o material de fricção e uma superfície pré-determinada. O coeficiente de atrito tende a aumentar até temperaturas da ordem

de 200 °C e tende a diminuir devido a sua desintegração para temperaturas acima de 300 °C. A Tabela 01, mostra essa classificação.

Tabela 01 - Classificação das pastilhas de acordo com o coeficiente de atrito segundo SAE J661

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

Fonte: Adaptado de Santos (2014).

2.5.6 Disco ou Rotor

Os discos ou rotores tem seu funcionamento baseado no freio de uma bicicleta, só que ao invés dos dispositivos tentarem parar a roda, são cilindros hidráulicos que pressionam as pastilhas sobre o disco.

Para Orthwein (Apud Santos 2014), entre os materiais utilizados na fabricação dos discos de freio estão o ferro fundido cinzento, o aço carbono e aço inoxidável. Atualmente, novos materiais estão sendo empregados com destaque para os discos fabricados em cerâmica, carbono e alumínio.

Quanto a classificação, segundo Santos (2014), os discos de freio podem ser uma peça sólida ou ventilada (FIGURA 16). Os discos ventilados podem se apresentar com canais no seu interior, ranhuras ou mesmo furos no disco, com três objetivos: o primeiro é melhorar a limpeza dos discos caso haja contaminação, o segundo é diminuir a massa e a inércia do rotor e o terceiro e principal é melhorar a dissipação de calor.

Figura 16 –Discos de freio Sólido e ventilados



Fonte: Diulgheroglo (2007).

O torque de frenagem é proporcional ao raio efetivo do disco, ou seja, quanto maior esse raio maior será a força para desacelerar o veículo, porém um fator importante na fabricação dos discos de freio é que os mesmos devem ser projetados para serem instalados dentro da roda do veículo, e com isso tem-se o raio efetivo limitado ao diâmetro interno da roda.

2.5.7 Fluido

Segundo Nicolazzi (2012), a função do fluido é transmitir a pressão no sistema, acionando os pistões na pinça de freio, para assim realizar a frenagem do veículo. O fluido é armazenado em um reservatório situado em local de boa visibilidade e fácil acesso.

Segundo Costa (Apud Santos 2014), o fluido deve apresentar algumas características, tais como: ser quimicamente estável sob altas temperaturas, apresentar alto ponto de ebulição, não ser corrosivo às partes metálicas do sistema e não degradar as borrachas dos anéis de vedação.

Os fluidos de freio utilizados em automóveis são regulamentados por normas do departamento de transporte do governo norte-americano (*Department of Transportation, DOT*) de acordo com seu ponto de ebulição, parâmetro importante pois o fluido se aquece devido as altas temperaturas do disco. A Tabela 02 mostra essa classificação.

Tabela 02 - Classificação dos tipos de fluido de freio

Tipo de Fluido	Ponto de ebulição fluído seco	Ponto de ebulição fluído contaminado com água
DOT 3	205 °C	140 °C
DOT 4	230 °C	155 °C
DOT 5	260 °C	180 °C
DOT 5.1	270 °C	190 °C

Fonte: Adaptada de Tratorbel (2016).

Os fluidos do tipo DOT 3, DOT 4 e DOT 5.1 são fabricados a base de *glycol* e são higroscópicos, já o DOT 5 é a base de silicone hidrófobo e por isso são repelentes de umidade.

2.6 Análise hidráulica do sistema de freio

Segundo Limpert (2011), o objetivo da análise do volume de fluido de freio é determinar a quantidade mínima de fluido exigida pelo sistema hidráulico considerando todos os componentes que utilizam fluido de freio e combinando essa quantidade mínima de volume com o volume entregue pelo cilindro mestre.

Limpert (2011), diz que os volumes de fluido individuais associados aos vários componentes do freio são calculados para uma pressão na linha de freio que produzirá uma desaceleração de 0,9 g para o veículo carregado, com um curso de pedal de até 8,89 cm para conforto. Com isso, o máximo curso do pistão do cilindro mestre é dado pela Equação 12.

$$S_{cm} = \frac{S_p}{Red_p} \quad (12)$$

Onde:

S_{cm} : Curso do cilindro mestre [cm]

S_p : Curso do pedal [cm]

Red_p : Redução de pedal [Adm]

E o volume necessário deslocado pelo cilindro mestre para pinças com um cilindro por roda e o sistema igual para as quatro rodas é dado pela Equação 13.

$$V_{cm} = A_{cm} \cdot S_{cm} = n_{wc} \cdot A_{wc} \cdot d_{min} \quad (13)$$

Onde:

V_{cm} : Volume máximo deslocado pelo cilindro mestre [cm³]

S_{cm} : Curso do cilindro mestre [cm]

A_{cm} : Área do cilindro mestre [cm²]

n_{wc} : Número de pastilhas de freio [Adm]

d_{min} : Curso mínimo dos pistões do cilindro mestre [cm]

A_{wc} : Área do cilindro de roda [cm²]

Onde, segundo Limpert (2011), o curso mínimo dos cilindros de roda a fim de evitarem o contato com o disco de freio quando não pressurizados é dado pela Equação 14.

$$d_{min} = BF \quad (14)$$

Onde:

d_{min} : Curso dos cilindros de roda [mm]

BF : Fator de freio [Adm]

2.6.1 Expansão da tubulação de freio

Segundo Limpert (2011), a linha de freio de metal é basicamente um cilindro longo e pode ser usada a Equação 15 para um cilindro pressurizado.

$$V_{bl} = \frac{0,79 \cdot D^3 \cdot L \cdot P_l}{t \cdot E} \quad (15)$$

Onde:

V_{bl} : Aumento de volume [cm³]

D : Diâmetro externo da tubulação [cm]

L : Comprimento da tubulação [cm]

E : Módulo de elasticidade do material do tubo [N/cm²]

t : Espessura da parede do tubo [cm]

P_l : Pressão na linha de freio [N/cm²]

2.6.2 Expansão das mangueiras do freio

Segundo Limpert (2011), valores típicos da expansão de mangueira de freio para veículos em uso hoje são calculados por meio da Equação 16.

$$V_H = k_H \cdot L_H \cdot P_l \quad (16)$$

Onde:

V_H : Aumento de volume nas mangueiras [cm³]

L_H : Comprimento das mangueiras [cm]

$k_H = 4,39 \times 10^{-6}$ [cm⁴/N], para mangueiras comuns

P_l : Pressão na linha de freio [N/cm²]

2.6.3 Perdas do cilindro mestre

As perdas do cilindro mestre variam de acordo com o seu diâmetro e é dado pela Equação 17 com a constante K_{mc} retirada da Tabela 03.

Tabela 03 – Perdas no cilindro mestre

Diâmetro	K_{mc}
19,05 mm	$150 \times 10^{-6} \frac{cm^3}{N/cm^2}$
23,8 mm	$190 \times 10^{-6} \frac{cm^3}{N/cm^2}$
25,4 mm	$220 \times 10^{-6} \frac{cm^3}{N/cm^2}$
38,1 mm	$450 \times 10^{-6} \frac{cm^3}{N/cm^2}$

Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

$$V_{p_{cm}} = K_{mc} \cdot P_l \quad (17)$$

Onde:

$V_{p_{cm}}$: Volume perdido no cilindro mestre [cm³]

P_l : Pressão na linha de freio [N/cm²]

K_{mc} : Constante de perdas no cilindro mestre [cm^5/N]

2.6.4 Deformação do caliper

Como descrito por Limpert (2011), a deformação no *caliper* é difícil de ser estimada e essa pode ser desconsiderada para pinças com cilindros de roda menores do que 38 mm, como é o caso da maioria dos protótipos Baja SAE.

2.6.5 Compressão das pastilhas

Conforme Limpert (2011), para os freios a disco, a compressão da pastilha é um fator importante na seleção de um material adequado. Uma certa quantidade de compressibilidade ou amortecimento é essencial para que os freios a disco operem sem ruído indevido. E assim para expressar o aumento de fluido devido a compressão das pastilhas, segue a Equação 18 que considera que os componentes sejam iguais nas 4 rodas:

$$V_P = 4 \cdot \sum (2 \cdot A_{wc} \cdot C_s \cdot P_l) \quad (18)$$

Onde:

V_P : Aumento de volume devido a compressão das pastilhas [cm^3]

A_{wc} : Área do cilindro de roda [cm^2]

C_s = Fator de compressibilidade da pastilha, que segundo Limpert (2011), varia de 11×10^{-6} a $26 \times 10^{-6} cm^3/N$ para pastilhas de freio a disco.

P_l : Pressão na linha de freio [N/cm^2]

2.6.6 Compressão do fluido

Conforme dito por Limpert (2011), a compressibilidade do fluido de freio é função do volume de freio ativo, fator de compressibilidade para determinado tipo de fluido e da pressão do sistema. A Equação 19 traz o volume ativo do fluido.

$$V_A = V_0 + 4 \cdot \sum (A_{wc} \cdot w)_i \quad (19)$$

Onde:

V_A : Volume de fluido ativo [cm³]

V_0 : Volume inicial do sistema [cm³]

w : Desgaste das pastilhas [cm]

A_{wc} : Área do cilindro de roda [cm²]

i : Designação para freios da frente e de trás.

E o volume aumentado devido a compressão do fluido é dado pela Equação 20.

$$V_{FL} = V_A \cdot C_{FL} \cdot P_l \quad (20)$$

Onde:

V_{FL} : Volume aumentado devido a compressão do fluido [cm³]

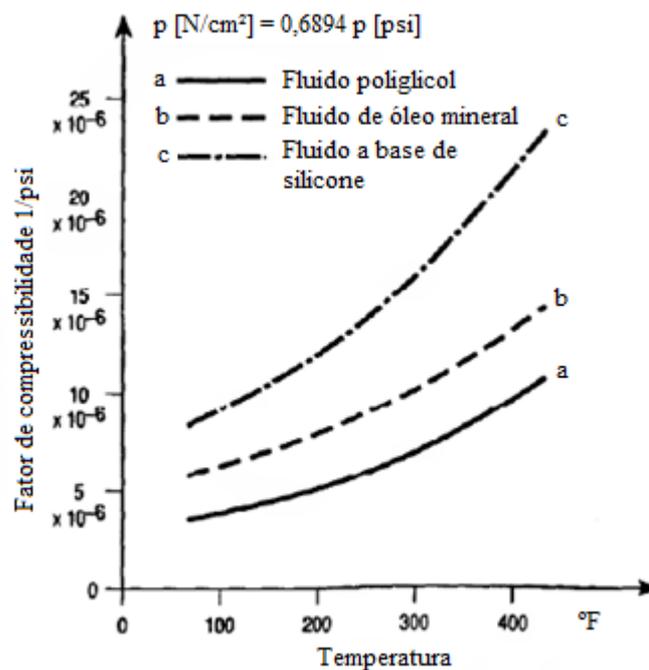
V_A : Volume de fluido ativo [cm³]

P_l : Pressão na linha de freio [N/cm²]

C_{FL} : Fator de compressibilidade do fluido [cm²/N]

Onde C_{FL} é retirado do Gráfico 01 de acordo com o tipo de fluido utilizado no sistema.

Gráfico 01 – Gráfico compressibilidade dos tipos de fluido



Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

2.6.7 Ar no sistema de freio

Segundo Limpert (2011), o ar pode permanecer no sistema de freio quando há bolsas de ar que não podem ser lavadas durante o processo de escoamento a vácuo na fábrica. Pequenas bolhas de ar irão aderir a superfícies metálicas de molas e outras partes. Volumes de ar residuais típicos em todo o sistema de freio são aproximadamente 3% do volume ativo. Assim pela Equação 21 e 22, temos que:

$$V_G = 0,03 \cdot V_A \quad (21)$$

Onde:

V_G : Volume de gases residuais no fluido ativo [cm³]

V_A : Volume de fluido ativo [cm³]

$$V_{GL} = \frac{V_G \cdot T_{fl}}{T_0 \cdot \left[\frac{1 + P_0}{P_l + P_0} \right]} \quad (22)$$

Onde:

V_{GL} : Volume de fluido aumentado devido aos gases residuais [cm³]

V_G : Volume de gases residuais no fluido ativo [cm³]

T_{fl} : Temperatura de trabalho do fluido [K]

T_0 : Temperatura ambiente [K]

P_0 : Pressão atmosférica [N/cm²]

P_l : Pressão na linha de freio [N/cm²]

2.6.8 Eficiência volumétrica

Após todas as equações apresentadas, pode-se assim chegar na equação para determinar a eficiência volumétrica do sistema (Equação 23).

$$\eta_v = \frac{V_0}{V_0 + V_{tot,aum}} \times 100 \quad (23)$$

Onde:

η_v : Eficiência volumétrica [Adm]

$V_{tot,aum}$: Volume aumentado total devido as perdas [cm³]

V_0 : Volume inicial do sistema [cm³]

2.7 Dinâmica de frenagem veicular

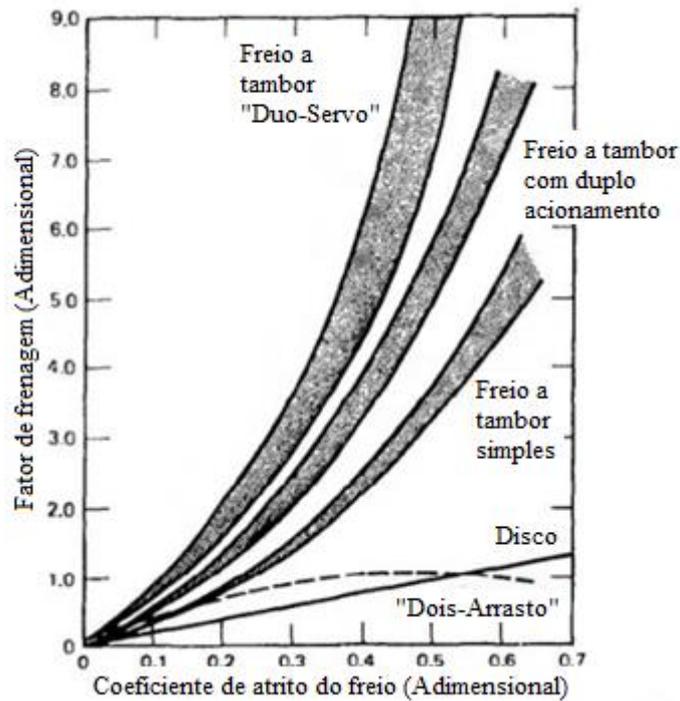
Nesse tópico será abordado os esforços decorrentes de uma frenagem, e todo o passo a passo para conseguir determinar a força necessária para acionar o cilindro mestre para uma atuação do sistema de freio obedecendo os critérios de ergonomia e segurança.

2.7.1 Fator de freio

Segundo Limpert (2011), o fator de freio é de importância crítica para o projeto de um sistema de freio. O fator de freio representa a conexão ou ganho entre a pressão da linha de freio hidráulico que entra no *cáliber* e o torque do freio ou forças de frenagem entre os pneus e o solo e, portanto, a desaceleração do veículo. O engenheiro de projeto de freio deve selecionar um fator de freio de projeto que garanta a eficiência de frenagem adequada, bem como uma combinação de material da pastilha de atrito com o rotor, que mantenha o fator de freio de projeto para todas as condições de operação razoavelmente previsíveis.

Ainda segundo Limpert (2011), uma característica marcante dos freios a tambor é seu maior fator de freio quando comparado com os freios a disco, resultado do fenômeno de auto energização dentro do freio, o Gráfico 02 traz o fator de freio para diferentes tipos de freios.

Gráfico 02 - Gráfico fator de freio



Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

Para freios a disco o fator de freio é diretamente proporcional a aderência dos pneus ao solo e é dado pela Equação 24.

$$BF = 2 \cdot \mu_l \quad (24)$$

Onde:

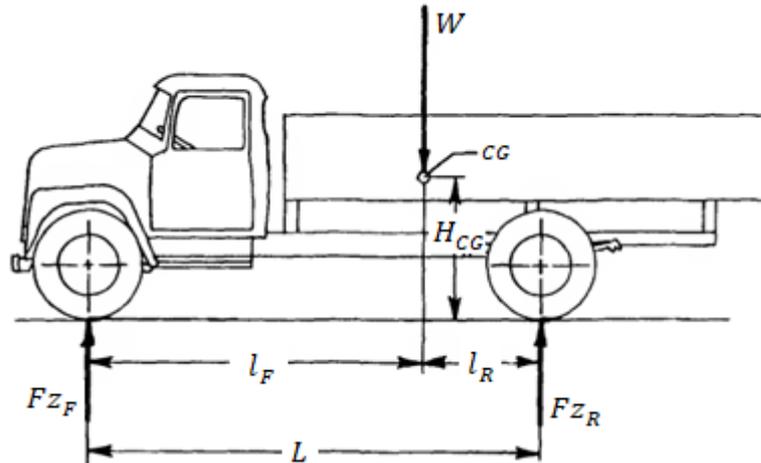
BF : Fator de freio [Adm]

μ_l : Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco [Adm]

2.7.2 Carregamento estático

Segundo Limpert (2011), as forças que atuam sobre um veículo quando o mesmo se encontra parado estão demonstradas conforme a Figura 17.

Figura 17 – Forças atuando em um veículo parado



Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

Devido à distribuição de peso da frente para a traseira, os eixos dianteiro e traseiro podem suportar cargas estáticas significativamente diferentes. A Equação 25 mostra a distribuição estática no eixo traseiro.

$$\psi = \frac{F_{Z_R}}{W} \quad (25)$$

Onde:

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

F_{Z_R} : Carregamento estático na traseira [N]

W : Peso do veículo [N]

A Equação 26 traz a distribuição de carga para o eixo dianteiro, segundo Limpert (2011).

$$1 - \psi = \frac{F_{Z_F}}{W} \quad (26)$$

Onde:

F_{Z_F} : Carregamento estático na dianteira [N]

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

W : Peso do veículo [N]

Ainda de acordo com Limpert (2011), aplicando-se o momento em relação ao eixo dianteiro temos a Equação 27.

$$W \times l_F = F_{Z_R} \times L \quad (27)$$

Onde:

l_F : Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro [m]

L : Entre eixos [m]

W : Peso do veículo [N]

F_{Z_R} : Carregamento estático na traseira [N]

Assim as distâncias do eixo ao centro de gravidade em relação a distribuição de carga são dadas pelas Equações 28 e 29.

$$l_F = \psi \times L \quad (28)$$

$$l_R = (1 - \psi) \times L \quad (29)$$

Onde:

l_F : Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro [m]

l_R : Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro [m]

L : Entre eixos [m]

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

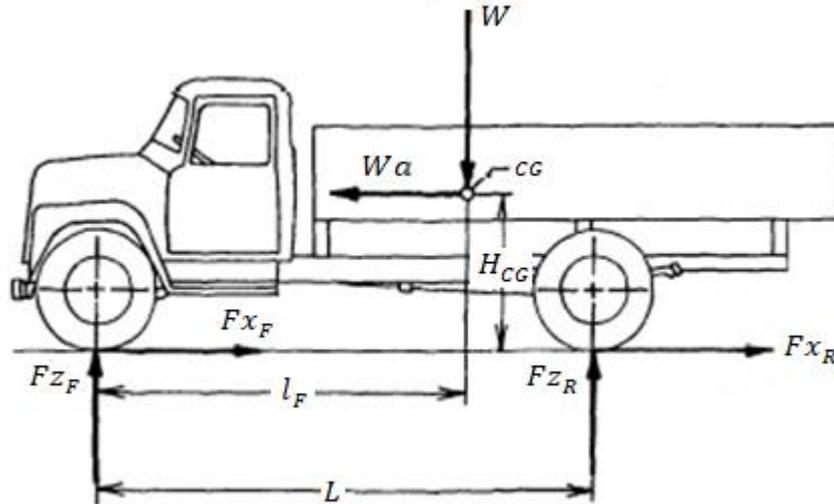
Limpert (2011), ainda diz que os carros modernos com tração dianteira possuem valores para as condições vazias tão baixas que apenas 35% do peso total é carregado pelo eixo traseiro.

2.7.3 Carregamento dinâmico

Segundo Limpert (2011), quando os freios são aplicados, o torque desenvolvido pelos freios é resistido pela circunferência do pneu onde entra em contato com o solo. Antes do travamento, a força de frenagem é uma função direta do torque produzido pelo freio da roda.

As forças que atuam em um veículo de dois eixos, desacelerando em uma estrada reta e plana, estão ilustradas na Figura 18. Os efeitos aerodinâmicos e a frenagem do motor, são ignorados.

Figura 18 – Forças atuando em um veículo desacelerando



Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

Assim realizando o somatório dos momentos em relação ao eixo da frente e depois ao eixo traseiro temos as Equações 30 e 31.

$$Fz_{F,dyn} = (1 - \psi + a \cdot \chi) \cdot W \quad (30)$$

$$Fz_{R,dyn} = (\psi - a \cdot \chi) \cdot W \quad (31)$$

Onde:

$Fz_{R,dyn}$: Carregamento dinâmico na traseira [N]

$Fz_{F,dyn}$: Carregamento dinâmico na dianteira [N]

a : Desaceleração do veículo [g-unidades]

W : Peso do veículo [N]

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

$$\chi = \frac{H_{CG}}{L} \quad (32)$$

χ : Razão entre H_{CG} e L [Adm]

L : Entre eixos [m]

H_{CG} : Altura do centro de gravidade do veículo em relação ao solo [m]

$$H_{CG} = \frac{L \cdot \sqrt{L^2 - h^2}}{m_t \cdot h} \cdot (m_f - m_{f_{inc}}) + R \quad (33)$$

Quando não se conhece a altura do centro de gravidade do veículo é possível determina-la realizando de alguns procedimentos, a dedução de H_{CG} se encontra no APÊNDICE A.

Limpert (2011), diz que a inspeção das cargas do eixo revela que a carga do eixo traseiro é significativamente menor em desacelerações mais altas do que as associadas ao eixo dianteiro, ou seja, existe transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro no momento de frenagem.

2.7.4 Frenagem ótima em linha reta

Como dito por Limpert (2011), para frenagem em linha reta em uma superfície plana na ausência de efeitos aerodinâmicos, a frenagem ótima em termos de maximização da desaceleração do veículo é definida pela Equação 34.

$$\mu_F = \mu_R = a \quad (34)$$

Onde:

μ_F : Coeficiente de atrito do contato pneu/solo na dianteira [Adm]

μ_R : Coeficiente de atrito do contato pneu/solo na traseira [Adm]

a : Desaceleração do veículo [g-unidades]

2.7.5 Torque na roda, Força normal na pastilha e Pressão no fluido.

Segundo Santos (2014), o torque na roda é o produto do atrito do pneu, com a força de frenagem em cada eixo e com o raio do pneu, isso considerando o pneu como um corpo rígido, assim a máxima força de atrito acontece na iminência do escorregamento, como apresentado na Equação 35 para o eixo dianteiro e na Equação 36 para o eixo traseiro.

$$\tau_F = FZ_{F,dyn} \cdot \mu \cdot R \quad (35)$$

$$\tau_R = F_{Z_{R,dyn}} \cdot \mu \cdot R \quad (36)$$

Onde:

τ_F : Torque de frenagem no eixo dianteiro [N.m]

τ_R : Torque de frenagem no eixo traseiro [N.m]

R : Raio do pneu [m]

μ : Coeficiente de atrito do contato do pneu com o solo [Adm]

Segundo Limpert (2011), o coeficiente de atrito do pneu varia de acordo com a superfície e como essa superfície se apresenta, assim a Tabela 04 traz o coeficiente de atrito para alguns dos tipos de contatos que o pneu pode vir encontrar.

Tabela 04 – Coeficiente de atrito para diversos tipos de solos

Tipo de Piso	μ_e – piso seco	μ_e – piso molhado
Pista de terra	0.40 – 0.60	0.30 – 0.50
Cascalho solto	0.40 – 0.70	0.45 – 0.75
Asfalto novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Asfalto gasto	0.60 – 0.80	0.45 – 0.70
Cimento novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Cimento gasto	0.55 – 0.75	0.45 – 0.65

Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

Já a força normal nas pastilhas é encontrada com as Equações 37 e 38, com o torque no eixo dado pelas Equações 35 e 36, temos que o torque no disco será igual ao torque no eixo dividido pelo raio efetivo do disco, e o torque do disco é igual ao produto entre a força normal que atua na pastilha, o número de pastilhas por disco e o coeficiente de atrito da pastilha com o disco, rearranjando em uma única equação fica:

$$Fn_F = \frac{\tau_F}{n_{past} \cdot \mu_l \cdot r} \quad (37)$$

$$Fn_R = \frac{\tau_R}{n_{past} \cdot \mu_l \cdot r} \quad (38)$$

Onde:

Fn_F : Força normal nas pastilhas do eixo dianteiro [N]

Fn_R : Força normal nas pastilhas do eixo traseiro [N]

τ_F : Torque de frenagem no eixo dianteiro [N.m]

τ_R : Torque de frenagem no eixo traseiro [N.m]

n_{past} : Número de pastilhas por disco [Adm]

μ_l : Coeficiente de atrito do contato pastilha/disco [Adm]

r : Raio efetivo do disco [m]

Assim, pode-se determinar a pressão na linha de freio como sendo a força normal nas pastilhas dividido pela área do pistão da pinça, como mostra as Equações 39 e 40.

$$P_F = \frac{Fn_F}{A_{wc}} \quad (39)$$

$$P_R = \frac{Fn_R}{A_{wc}} \quad (40)$$

Onde:

P_F : Pressão necessária na dianteira [MPa]

P_R : Pressão necessária na traseira [MPa]

Fn_F : Força normal nas pastilhas do eixo dianteiro [N]

Fn_R : Força normal nas pastilhas do eixo traseiro [N]

A_{wc} : Área do cilindro de roda [mm²]

Assim a força necessária para atuar o cilindro mestre será dado pela Equação 41, e é igual a:

$$Fa_{cm} = P_F \cdot A_{cm} \quad (41)$$

Onde:

Fa_{cm} : Força necessária para acionar o cilindro mestre [N]

P_F : Pressão necessária na dianteira [MPa]

A_{cm} : Área do cilindro mestre [mm²]

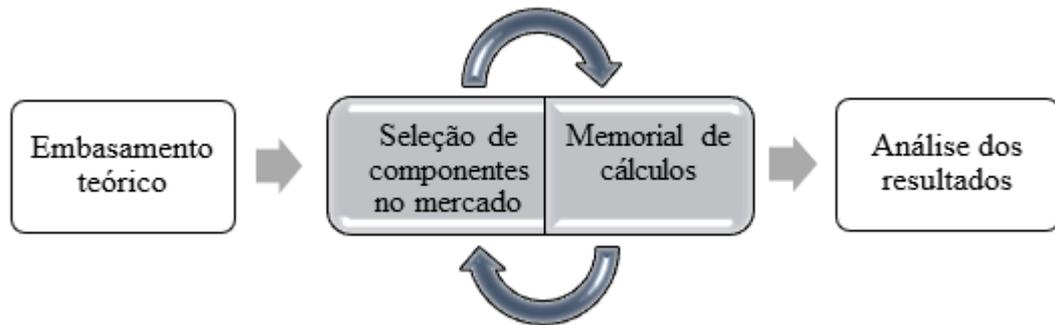
Segundo Limpert (2011), como acontece a transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro, a pressão necessária para a linha da frente será superior e por isso a força para acionar o cilindro mestre é determinada por ela.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho foi desenvolvido na Universidade Federal do Ceará campus de Russas durante os semestres 2019.1 e 2019.2 dentro do projeto de extensão UFC Russas Baja SAE. Para elaborar o respectivo projeto foi pesquisado bibliografias a respeito da temática, embasando-se para melhor projetar o sistema de freio do Baja SAE, atendendo as normas de segurança da SAE Brasil, com eficiência e baixo custo.

Para elaborar o trabalho foram seguidos os seguintes passos metodológicos conforme mostrado na Figura 19.

Figura 19 – Etapas da metodologia



Fonte: Elaborado pelo autor.

Durante a pesquisa foram coletados dados de fundamental importância para o projeto baseados na média de alguns protótipos de equipes que já competem, como uma aproximação para a massa total do veículo, distância entre eixos, distância do centro de gravidade ao eixo traseiro e dianteiro, tipo de conjunto aro-pneu a ser utilizado, coeficientes de atrito dos contatos do pneu com o solo e das pastilhas com os discos, dentre outros. Os dados, foram entregues como entrada no programa elaborado para dimensionar a razão de pedal, necessária para ampliar a força do menor piloto e fazer com que este consiga acionar o cilindro mestre com a força necessária para o travamento das rodas.

No mercado local, foram orçados e levantado dados de alguns componentes que serão escolhidos como: as pinças de freio, cilindros mestre, tubulações e o fluido de freio. Para que com esses dados, seja possível fazer uma pré-seleção de uma combinação de cilindro mestre e pinça, realizar os cálculos e depois decidir se essa é a melhor escolha de acordo com os resultados.

Os cálculos foram realizados pelo programa feito na linguagem em *Python*, este tipo de linguagem de programação foi escolhido devido ser livre e existir uma melhor familiarização por parte do autor. O programa foi compilado em um computador Asus, onde no mesmo também foram utilizados programas como *Word* e *Excel* para elaboração de textos e planilhas respectivamente, e a versão estudante do *Solid Edge* para simulação dos esforços sofridos pelo pedal de freio e pelo disco, com o intuito de comprovar se os mesmos não falhariam em serviço.

Através do programa para dimensionar o pedal de freio é possível monitorar os resultados e com isso realizar modificações durante o projeto, otimizando o mesmo.

3.1 Premissas

A SAE Brasil traz em seu regulamento (RATBSB_emenda_03, 2019) algumas diretrizes para o projeto de freio dos veículos de competição que devem ser seguidas, tais como:

- O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e que seja atuado por um único pé.
- O pedal deve atuar diretamente o cilindro mestre por uma conexão rígida, e o sistema deve ser capaz de travar todas as rodas, tanto em condição estática como em movimento em superfícies diversas.
- O sistema de freios deve ser separado em ao menos dois circuitos hidráulicos independentes caso qualquer falha ou vazamento em um ponto do sistema, a capacidade de frear efetivamente seja mantida em pelo menos duas rodas.
- Os freios no eixo motor devem atuar no eixo final, ou seja, no eixo das rodas.
- As linhas de freio devem ser firmemente fixadas e não passar por baixo do veículo, não podem encostar em arestas cortantes, devem possuir faixa de movimento completa e nunca podem ser carregadas em tração com o movimento da suspensão e direção, e ainda não serem esmagadas por outras peças em nenhuma posição.
- As linhas de freio devem ser projetadas para suportar a pressão do sistema.
- O fluido de freio deve ser compatível quimicamente com todos os componentes do sistema.

Para a realização dos cálculos algumas simplificações foram adotadas a fim de facilita-los e torna-los possíveis de serem realizados.

A primeira consideração segundo Gillespie (1992), é que a força de resistência aerodinâmica pode ser desconsiderada para baixas velocidades, uma vez que sua parcela de aproximadamente 0,03g para velocidades inferiores a 90 km/h, pouco influencia no dimensionamento do sistema e essa parcela se soma junto as forças de frenagem.

A segunda é que, de acordo com Limpert, (2011), a máxima desaceleração possível é igual ao máximo coeficiente de atrito do contato do pneu com o solo.

A terceira é uma simplificação proposta por Genta, (2009), que considera o pneu como um corpo rígido.

A quarta é considerar que não existe troca de calor do disco por condução e radiação.

3.2 Escolha do acionamento e tipo de freio

Como proposto por Limpert (2011), o tipo de freio acionado de forma hidráulica, de acordo com a Tabela 05 de seleção de freios, que traz três tipos de sistemas de freios: Freio mecânico, hidráulico e elétrico, no qual foram listados 25 pontos importantes para um projeto de freio e cada sistema recebe uma nota de 0 a 5 de acordo com sua classificação para aquela modalidade. Assim para um veículo do tipo *off-road*, foram destacados em negrito os 10 pontos mais importantes dentro dos 25 pontos citados, mostrando que o freio hidráulico também é o melhor para este tipo de uso com 35 pontos, na frente do elétrico com 33 pontos e do mecânico com 26 pontos.

Tabela 05: Seleção do tipo de acionamento do sistema de freio

Seleção de Projeto de Freio				
Fator de Influência	Soluções de <i>Design</i>			
	Mecânico	Hidráulico	Elétrico	Ideal
1. Confiabilidade	3	4	3	5
2. Complexidade	4	3	3	5
3. Manutenção	3	4	4	5
4. Versatilidade	3	3	2	5
5. Escolha de <i>design</i>	2	4	4	5
6. Reparabilidade	4	3	3	5
7. Desgaste	3	4	3	5
8. Materiais	4	4	4	5
9. Inspeção	4	4	3	5
10. Habilidade Mecânica	5	4	4	5
11. Durabilidade	4	4	3	5
12. Eficiência	2	4	4	5
13. Eficácia	3	4	3	5
14. Corrosão com água	3	3	2	5
15. Rentabilidade de uso	3	5	1	5
16. Conexão veículo/reboque	4	4	4	5
17. Pane no freio	2	3	4	5
18. Estabilidade do reboque	2	2	4	5
19. Falha de freio	1	0	3	5
20. Equilíbrio de freio L/R	1	5	3	5
21. Frenagem com grau	2	2	5	5
22. Peso do reboque	2	4	5	5
23. Freio de Estacionamento	3	3	2	5
24. Enfraquecimento do freio	2	2	3	5
25. Controle do motorista	2	2	4	5
Total de Pontos	71	84	83	125

Fonte: Adaptado de Limpert (2011).

Para a escolha do sistema de freio a ser empregado foi analisado as vantagens e desvantagens dos freios a disco e a tambor, como mencionado na fundamentação teórica, ou seja, foi escolhido o sistema de freio que melhor se adeque ao tipo de projeto.

3.3 Seleção dos componentes

Nessa seção será apresentado quais as considerações foram utilizadas para a seleção dos componentes no mercado.

3.3.1 Cilindro mestre

O cilindro mestre foi selecionado de acordo com um *benchmarking* entre as principais equipes de Baja no Nordeste e sendo a escolha decidida por sua disponibilidade no mercado local, preço, se adequarem ao tipo de projeto e massa do componente. Para analisar tais requisitos foi realizado uma pesquisa nas lojas sobre alguns dos tipos e marcas que mais são usados, a Tabela 06 mostra dados de cilindros mestre:

Tabela 06: Tipos de cilindros mestre

Modelo	Diâmetro do pistão (mm)	Preço (R\$)	Peso (g)
VW FUSCA 1967/1976 Simples	17,46	79,90	728
VW FUSCA 1977/1996	19,05	87,00	1142
Gol G1/G4	20,63	87,00	1170
PALIO 1999/2007	22,22	120,10	1570
VW KOMBI 1976/1982	23,81	131,23	1250
FOCUS 2008/2010	25,4	239,00	1100

Fonte: Benchmarking entre equipes do Nordeste.

3.3.2 Pinças

Primeiro foi selecionada algumas pinças de motocicletas no mercado utilizando os mesmos quesitos para o cilindro mestre e também optando por escolher uma pinça de um único pistão e de preferência que seja do tipo flutuante, que além de necessitar da metade da força no pedal para o seu acionamento, ainda permite pequenos empenamentos dos discos. A escolha da pinça se baseia no menor custo benefício para a equipe. A Tabela 07 traz algumas das pinças existentes.

Tabela 07: Tipos de pinças.

Modelo	Diâmetro do pistão (mm)	Preço (R\$)
CG125 Titan KS/ES/KSE/CA	30,14	R\$ 82,00
CG150 Titan ESD	32	R\$ 123,72
XLX350R	35,92	R\$ 153,00
NX-4 Falcon	38,09	R\$ 113,00
CB300R	38,09	R\$ 189,00
Falcon (Dianteiro e Traseiro)	38,18	R\$ 152,00

Fonte: Benchmarking entre equipes do Nordeste.

3.3.3 *Pastilhas*

Segundo Limpert (2011), as empresas fabricantes de pastilhas realizam de diversos testes em laboratório para fabricar pastilhas de maior resistência, durabilidade e menor custo, geralmente apresentam coeficientes de atrito entre 0,35 e 0,45, que de acordo com a norma SAE J661 se classifica em uma pastilha do tipo F. A pastilha foi escolhida conforme sua disponibilidade no mercado, baixo custo de aquisição e se adaptarem na pinça escolhida. Como o material de desgaste se encontra nas pastilhas, ter um baixo custo e serem de fácil acesso no mercado é de fundamental importância para o projeto.

3.3.4 *Tubulações e mangueiras*

Conforme mencionado na fundamentação teórica o tipo do meio de transporte do fluido de freio deve ser feito por mangueiras quando os pontos de o veículo apresentarem movimentos. Quando isso não ocorrer sempre que possível deve ser usado as tubulações rígidas a fim de reduzir expansão que ocorre com maior intensidade nas mangueiras. Devido essa maior expansão foi selecionada uma mangueira trançada com malha de aço a fim de evitar essa perda devido a sua expansão.

3.3.5 *Análise térmica para seleção do fluido de freio*

Para a escolha do fluido será feita uma análise de quanto a temperatura do disco aumentará quando o veículo percorrer todo o circuito. Para realizar a análise será utilizado dados da última etapa do Nordeste coletados durante a competição, onde dentro de um período de 4 horas de prova, as equipes são sujeitas a completarem o maior número de voltas possível. A equipe que fez a volta mais rápida levou 2,5 minutos para completar um circuito de 810 metros, com 15 obstáculos a serem superados por volta. Considerando que existe obstáculos que necessitam de uma velocidade quase nula para serem superados, assim o motorista teve que andar velocidades praticamente o dobro para manter a mesma velocidade média no percurso. Dessa maneira, a velocidade considerada para o projeto foi o dobro da velocidade média da volta mais rápida, e o número de voltas é dado pelas equações 42 e 43.

$$V = 2 \cdot \frac{S}{t} \quad (42)$$

$$N^{\circ} \text{ voltas} = \frac{t_{total}}{t} \quad (43)$$

Onde:

V : Velocidade do veículo [m/s]

$N^{\circ} \text{ voltas}$: Número de voltas [Adm]

S : Distância do circuito [m]

t : Tempo por volta [s]

t_{total} : Tempo de duração da prova [s]

Segundo Limpert (2011), temos pela Equação 01, que a energia dissipada durante uma frenagem é:

$$E = \frac{k \cdot W \cdot (V_0^2 - V_f^2)}{2} \quad (01)$$

Onde:

E : Energia produzida por uma frenagem [J]

k : Fator de correção para massas em rotação [Adm]

W : Peso do veículo [N]

V_f : Velocidade final do veículo [m/s]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

Onde o k é fator de correção para massas em rotação, e seu valor varia de 1,3 a 1,5 em marchas baixas para carro de passageiros, de acordo com Limpert (2011).

A potência de frenagem expressa pela Equação 02:

$$P_{méd} = \frac{k \cdot m_v \cdot a \cdot V_0}{2} \quad (02)$$

Onde:

$P_{méd}$: Potência média produzida [W]

m_v : Massa do veículo [kg]

a : Desaceleração do veículo [m/s²]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

k : Fator de correção para massas em rotação [Adm]

E o tempo para ocorrer a frenagem pela Equação 07.

$$t_s = \frac{V_0}{a} \quad (06)$$

Onde:

a : Desaceleração do veículo [m/s²]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

O fluxo de calor médio que entra pelos dois lados do disco é dado pela Equação 03.

$$q_0'' = \frac{k \cdot (1 - s) \cdot V_0 \cdot a \cdot W \cdot (3600)}{(778) \cdot 3,412} \quad (03)$$

Onde:

q_0'' : Fluxo de calor que entra nos dois lados do disco [W/h]

s : Deslizamento do pneu, conforme Limpert (2011) gira em torno de 10%.

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

a : Desaceleração do veículo [m/s²]

W : Peso do veículo [N]

k : Fator de correção para massas em rotação [Adm]

Considerando o fator de escorregamento do pneu igual a 10%, como sugerido por Limpert (2011).

E o calor que é absorvido pelo disco será igual ao fluxo dividido pela área varrida pela pastilha de freio. Considerando a pastilha de freio com 30 mm de largura a área varrida será:

$$A_{varr} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (44)$$

E a área total e volume do disco para uma largura de 5 mm:

$$A_D = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{disc}^2 - D_{cubo}^2) \quad (45)$$

$$V_D = A_D \cdot L_{Disc} \quad (46)$$

E o calor que o disco absorveu por essa área é dado pela Equação 05:

$$q_0 = \frac{q_0''}{A_{varr}} \quad (05)$$

A_{varr} : Área varrida pelas pastilhas de freio [m²]

q_0'' : Fluxo de calor que entra nos dois lados do disco [W/h]

t_s : Tempo de duração da frenagem [h]

E a temperatura máxima que o disco chegará em uma freada será, como determinado pela Equação 04.

$$T_{máx} = \sqrt{\left(\frac{5}{18}\right) \cdot \frac{q_0 \cdot \sqrt{t_s}}{\sqrt{(\rho_{Disc} \cdot c_{Disc} \cdot k_{Disc})}}} + T_0 \quad (04)$$

Onde:

$T_{máx}$: Temperatura máxima atingida pelo disco [K]

T_0 : Temperatura ambiente [K]

ρ_{Disc} : Densidade do material do disco [kg/m³]

c_{Disc} : Calor específico do material do disco [J/kg.K]

k_{Disc} : Condutividade térmica do material do disco [J/h.K.m]

q_0 : Calor que o disco absorveu pela área varrida pelas pastilhas [W/m²]

Segundo Kreith (2001), o número de Reynolds para um disco girando é dado pela Equação 07, onde todas as propriedades do ar foram consultadas segundo Van Wylen (2013), para pressão atmosférica e temperatura ambiente de 27 °C.

$$Re = \frac{\frac{V_0}{R_{Disc}} \cdot R_{Disc}^2}{\nu_{ar}} \quad (07)$$

Onde:

Re : Número de Reynolds [Adm]

R_{Disc} : Raio do disco [m]

ν_{ar} : Viscosidade cinemática do ar [m²/s]

V_0 : Velocidade inicial do veículo [m/s]

Para calcular a temperatura adquirida pelo disco depois de n freadas, é preciso calcular o coeficiente de convecção do disco, que como exposto por Limpert (2011) para um escoamento onde o $Re < 2,4 \times 10^5$, o coeficiente de convecção é determinado pela Equação 08.

$$h_{Disc} = 0,7 \cdot \frac{K_{ar}}{D_{Disc}} \cdot Re^{0,55} \quad (08)$$

Onde:

h_{Disc} : Coeficiente de convecção do disco [J/h.K.m²]

K_{ar} : Condutividade térmica do ar [J/h.K.m]

D_{Disc} : Diâmetro do disco [m]

Re : Número de Reynolds [Adm]

Assim como descrito por Limpert (2011), para inúmeras freadas considerando um tempo de resfriamento finito e igual a 88 s temos pela Equação 09.

$$T(n_a)_{máx} - T_0 = \Delta T \cdot \frac{1 - e^{\left(\frac{(-n_a \cdot h_{Disc} \cdot A_{Disc} \cdot t_c)}{(\rho_{Disc} \cdot C_{Disc} \cdot V_{Disc})}\right)}}{1 - e^{\left(\frac{(-h_{Disc} \cdot A_{Disc} \cdot t_c)}{(\rho_{Disc} \cdot C_{Disc} \cdot V_{Disc})}\right)}} \quad (09)$$

Onde:

$T(n_a)_{máx}$: Temperatura máxima para n freadas [K]

ΔT : Variação da temperatura máxima de uma freada para temperatura ambiente

[Adm]

A_{Disc} : Área do disco [m²]

h_{Disc} : Coeficiente de convecção do disco [J/h.K.m²]

V_{Disc} : Volume do disco [m³]

t_c : Tempo de resfriamento do disco, em torno de 88 s de acordo com Limpert (2011)

[h]

n_a : Número de freadas [Adm]

ρ_{Disc} : Densidade do material do disco [kg/m³]

c_{Disc} : Calor específico do material do disco [J/kg.K]

k_{Disc} : Condutividade térmica do material do disco [J/h.K.m]

Como o calor gerado pela fricção das pastilhas no disco é transmitido para os demais componentes do sistema, o fluido de freio deverá suportar as temperaturas geradas sem perder suas propriedades fundamentais.

3.4 Algoritmo ou rotina computacional

Afim de facilitar a resolução dos cálculos que envolvem um projeto de freio e tornar mais prático correções durante o desenvolvimento do projeto, foi elaborado um programa em linguagem *Python*. O programa tem como base o referencial teórico citado e um passo a passo de sua lógica será mostrado a seguir.

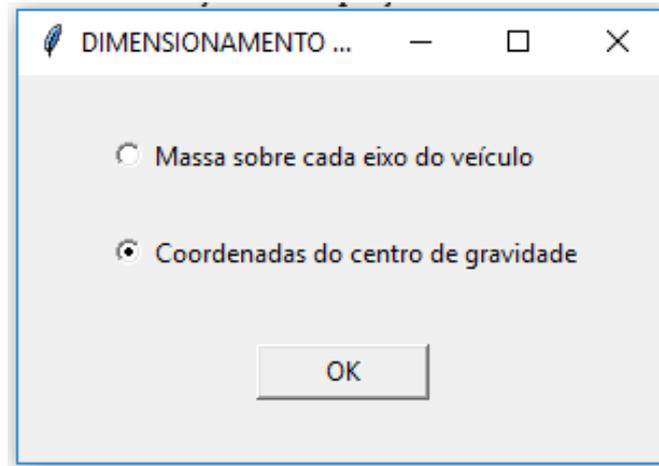
3.4.1 Interface do programa

Ao inicia-lo, o programa solicitará do usuário algumas informações necessárias para a resolução das equações envolvidas como as descritas abaixo.

- Massa total do veículo quando este se encontra carregado, no caso do projeto, a massa do veículo mais a massa do piloto;
- Distância entre eixos do veículo;
- Raio do pneu;
- Raio efetivo do disco;
- Diâmetro do cilindro de roda pré-selecionado;
- Diâmetro do cilindro mestre;
- Número de pastilhas por disco.

Após as informações fornecidas, o programa abrirá uma janela como mostrado na Figura 20 e o usuário decidirá qual o caminho a seguir, se ele tiver informações das coordenadas do centro de gravidade este campo tem que ser assinalado, ou se, o usuário dispõe de informações de massas por eixo e a massa da dianteira com o veículo inclinado, o campo de massas deve ser marcado.

Figura 20 – Interface de decisão entre massas ou coordenadas



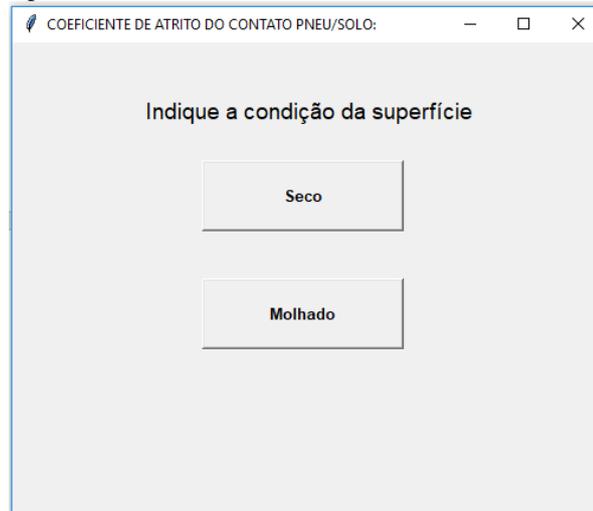
Fonte: Elaborado pelo autor.

Se o usuário marcar a opção “coordenadas do centro de gravidade” o programa necessitará de mais informações como: distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade, distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade e a altura do centro de gravidade em relação ao solo.

Se o usuário marcar a opção “massas sobre cada eixo do veículo” o programa necessitará de mais informações como: altura do bloco de inclinação, massa do veículo na traseira, massa do veículo na dianteira e a massa do veículo inclinado.

Após essas informações inseridas o programa pedirá para o usuário escolher em que condição a superfície onde o veículo irá trafegar se encontra a seguinte tela irá se abrir conforme Figura 21.

Figura 21 – Interface de escolha da condição da superfície



Fonte: Elaborado pelo Autor.

De acordo com a condição, o programa apresentará outra tela conforme Figura 22, pedindo para o usuário escolher o tipo de solo, todas as informações baseadas na Tabela 04, extraída de Limpert (2011).

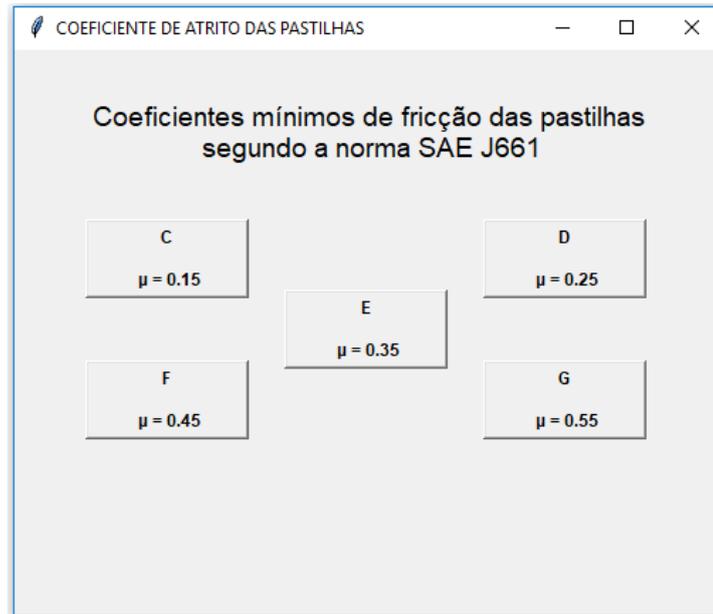
Figura 22 – Interfaces de escolha do tipo de superfície



Fonte: Elaborado pelo autor.

Depois disso o programa solicitará do usuário qual o tipo de pastilha será usado de acordo com a norma SAE J661, como mostra a Figura 23.

Figura 23 – Interface de escolha do tipo de pastilhas



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com isso o programa já dispõe de todas as informações necessárias para a resolução dos cálculos, e após o usuário apertar em concluir o programa exibe uma tela com os resultados.

3.4.2 Alimentando o Programa

Após as simplificações e com os dados obtidos na pesquisa, podemos alimentar o programa para conseguir dimensionar o pedal do veículo. Os dados de entrada no programa dependem dos dados que o usuário tem pra fornecer, na Tabela 08 estão dados coletados entre as principais equipes de Baja do Nordeste e feito uma média, os resultados foram implementados se seguido o primeiro caminho no programa.

Tabela 08: Dados de entrada a serem inseridos no programa

Dados de entrada	
m_t	250 kg
L	1,5 m
L_R	0,6 m
L_F	0,9 m
H_{CG}	0,5 m
Tipo de solo	Asfalto Seco
Tipo de Pastilha	F
R	292,1 mm
r	75 mm
D_{wc}	32 mm
D_{cm}	19,05 mm
N_{past}	2

Fonte: Elaborado pelo autor.

Onde:

m_t : Massa total do veículo com piloto

L: Distância entre eixos

L_R : Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade

L_f : Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade

H_{CG} : Altura do centro de gravidade

Tipo de solo: Condições da estrada submetida ao veículo

Tipo de Pastilha: Tipo de pastilha conforme a norma SAE J661

R: Raio do pneu

r: Raio efetivo do disco

D_{wc} : Diâmetro do cilindro de roda

D_{cm} : Diâmetro do cilindro mestre

N_{past} : Número de pastilhas por disco

Ou pode ser adicionados os dados para o segundo caminho como os fornecidos na Tabela 09, que também foram adquiridos como os dados da Tabela 08, e geram os mesmos resultados da anterior pois são dados correspondentes de um mesmo exemplo de veículo.

Tabela 09 - Dados de entrada no programa

Dados de entrada	
m_t	250 kg
L	1,5 m
m_{tra}	150 kg
m_{fre}	100 kg
$m_{\theta inc}$	90,7774 kg
h	0,4 m
Tipo de solo	Asfalto Seco
Tipo de Pastilha	F
R	292,1 mm
r	75 mm
D_{wc}	32 mm
D_{cm}	19,05 mm
N_{past}	2

Fonte: Elaborado pelo autor.

Onde:

m_{tra} : Massa medida no eixo traseiro

m_{fre} : Massa medida no eixo dianteiro

$m_{\theta inc}$: Massa medida no eixo dianteiro com o veículo inclinado

m_t : Massa total do veículo com piloto

L: Distância entre eixos

Tipo de solo: Condições da estrada submetida ao veículo

Tipo de Pastilha: Tipo de pastilha conforme a norma SAE J661

R: Raio do pneu

r: Raio efetivo do disco

D_{wc} : Diâmetro do cilindro de roda

D_{cm} : Diâmetro do cilindro mestre

N_{past} : Número de pastilhas por disco

3.4.3 Sequência cronológica do memorial de cálculo

Com todos os dados necessários para a resolução das equações, o programa começa a realizar os cálculos pela Equação 28, e encontra a distribuição de carga por eixo.

$$l_F = \psi \times L \quad (28)$$

Onde:

l_F : Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro [m]

L : Entre eixos [m]

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

Após isso, o programa calcula as forças estáticas que agem sobre cada eixo através das Equações 25 e 26.

$$\psi = \frac{Fz_R}{W} \quad (25)$$

$$1 - \psi = \frac{Fz_F}{W} \quad (26)$$

Onde:

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

Fz_R : Carregamento estático na traseira [N]

W : Peso do veículo [N]

Fz_F : Carregamento estático na dianteira [N]

Em seguida o programa calcula o fator de freio e a razão entre o centro de gravidade e a distância entre eixos, que como expresso por Limpert (2011).

$$BF = 2 \cdot \mu_l \quad (24)$$

Onde:

BF : Fator de freio [Adm]

μ_l : Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco [Adm]

$$\chi = \frac{H_{CG}}{L} \quad (32)$$

χ : Razão entre H_{CG} e L [Adm]

L : Entre eixos [m]

H_{CG} : Altura do centro de gravidade do veículo em relação ao solo [m]

Se o usuário seguiu o caminho de fornecimento dos dados por massas, antes de calcular χ , o programa realiza o cálculo da altura do centro de gravidade, a dedução da equação se encontra no APÊNDICE A.

$$H_{CG} = \frac{L \cdot \sqrt{L^2 - h^2}}{m_t \cdot h} \cdot (m_f - m_{f_{inc}}) + R \quad (33)$$

Em seguida o programa assume uma condição que foi determinada por Limpert (2011), onde:

$$\mu_F = \mu_R = a \quad (34)$$

Onde:

μ_F : Coeficiente de atrito do contato pneu/solo na dianteira [Adm]

μ_R : Coeficiente de atrito do contato pneu/solo na traseira [Adm]

a : Desaceleração do veículo [g-unidades]

E com isso, calcula-se as reações dinâmicas em cada eixo de acordo com as Equações 30 e 31.

$$F_{Z_{F,dyn}} = (1 - \psi + a \cdot \chi) \cdot W \quad (30)$$

$$F_{Z_{R,dyn}} = (\psi - a \cdot \chi) \cdot W \quad (31)$$

Onde:

$F_{Z_{R,dyn}}$: Carregamento dinâmico na traseira [N]

$F_{Z_{F,dyn}}$: Carregamento dinâmico na dianteira [N]

a : Desaceleração do veículo [g-unidades]

W : Peso do veículo [N]

Ψ : Distribuição estática da carga por eixo [Adm]

Depois de encontrar o carregamento dinâmico para cada eixo, o programa agora calcula o torque em cada eixo com as Equações 35 e 36, onde o coeficiente de atrito foi escolhido pelo usuário de acordo com a Tabela 04.

$$\tau_F = FZ_{F,dyn} \cdot \mu \cdot R \quad (35)$$

$$\tau_R = FZ_{R,dyn} \cdot \mu \cdot R \quad (36)$$

Onde:

τ_F : Torque de frenagem no eixo dianteiro [N.m]

τ_R : Torque de frenagem no eixo traseiro [N.m]

R : Raio do pneu [m]

μ : Coeficiente de atrito do contato do pneu com o solo [Adm]

Agora, o programa soluciona as Equações 37 e 38 para encontrar a força normal necessária para gerar o torque. O coeficiente de atrito foi escolhido pelo usuário de acordo com a norma SAE J661.

$$Fn_F = \frac{\tau_F}{n_{past} \cdot \mu_l \cdot r} \quad (37)$$

$$Fn_R = \frac{\tau_R}{n_{past} \cdot \mu_l \cdot r} \quad (38)$$

Onde:

Fn_F : Força normal nas pastilhas do eixo dianteiro [N]

Fn_R : Força normal nas pastilhas do eixo traseiro [N]

τ_F : Torque de frenagem no eixo dianteiro [N.m]

τ_R : Torque de frenagem no eixo traseiro [N.m]

n_{past} : Número de pastilhas por disco [Adm]

μ_l : Coeficiente de atrito do contato pastilha/disco [Adm]

r : Raio efetivo do disco [m]

Com a força normal calculada agora é possível determinar a pressão no sistema, para isso o programa seleciona a maior força normal entre o eixo dianteiro ou traseiro, calcula a área do cilindro de roda e substitui nas Equações 39 e 40.

$$P_F = \frac{Fn_F}{A_{wc}} \quad (39)$$

$$P_R = \frac{Fn_R}{A_{wc}} \quad (40)$$

Onde:

P_F : Pressão necessária na dianteira [MPa]

P_R : Pressão necessária na traseira [MPa]

Fn_F : Força normal nas pastilhas do eixo dianteiro [N]

Fn_R : Força normal nas pastilhas do eixo traseiro [N]

A_{wc} : Área do cilindro de roda [mm²]

E com a pressão necessária na linha o programa calcula a força necessária para acionar o cilindro mestre, onde A_{cm} é a área que já foi calculada do cilindro mestre.

$$Fa_{cm} = P_F \cdot A_{cm} \quad (41)$$

Onde:

Fa_{cm} : Força necessária para acionar o cilindro mestre [N]

P_F : Pressão necessária na dianteira [MPa]

A_{cm} : Área do cilindro mestre [mm²]

E por fim o programa calcula a redução de pedal necessária para o sistema com a equação abaixo, sendo que ele considera a F_{apl} como sugerido por Limpert (2011), de 445 N.

$$Fa_{cm} = Red_p \cdot F_{apl} \quad (11)$$

Onde:

Fa_{cm} : Força de acionamento do cilindro mestre [N]

F_{apl} : Força aplicada ao pedal pelo condutor [N]

3.5 Análise hidráulica do sistema de freio

Para realizar uma análise volumétrica do sistema de freio algumas considerações como as que seguem foram admitidas.

- O comprimento da tubulação e das mangueiras tem 3,2 e 1,2 m respectivamente, baseada na média de equipes que já tem protótipos fabricados;
- Uma certa quantidade de compressibilidade ou amortecimento das pastilhas é essencial para que os freios a disco operem sem ruído indevido, o fator de compressibilidade foi usado conforme descrito por Limpert (2011);
- Considera-se que os componentes sejam iguais nas 4 rodas e que o freio opera em temperatura fria, estimada na análise térmica do disco;
- Sendo conservador e admitindo que o fluido de freio atinja a temperatura do disco;
- Considerando as pastilhas como novas;
- Uma certa quantidade de ar pode permanecer no sistema de freio, tal quantidade como indicada por Limpert (2011).

Após tais considerações pode-se partir para os cálculos, e conseguir assim determinar a eficiência volumétrica para o sistema de freio.

3.6 Simulações dos componentes

Através das simulações dos componentes é possível explorar diversos cenários e identificar falhas e corrigi-las, diminuindo assim o tempo de desenvolvimento e custos de um determinado produto.

3.6.1 Simulação do pedal

Após realizar a solução das equações pelo programa, tem-se informações necessárias para desenhar o pedal que será proposto. Após o desenho do pedal no *software Solid Edge*, é realizada uma simulação em regime estático linear do mesmo, utilizando malha tetraédrica com tamanho de 2,21 mm limitado ao esforço computacional. O tipo de malha tetraédrica foi a escolhida por que de acordo com Biswas e Strawn (1998), esse tipo de malha reproduz de forma mais precisa corpos mais complexos.

Considerando o pedal em fim de curso, e utilizando uma força de 823 N, como sugerida por Limpert (2011), para um homem. A força é aplicada normal a face do apoio do pé, e considera-se a força imposta pelo motorista como sendo um carregamento distribuído.

Após ter considerado o pedal em fim de curso, utiliza-se a fixação dele restringindo todos os graus de liberdade nos dois furos onde o pedal é articulado e onde a haste do cilindro mestre é fixada. Após tais considerações realiza-se a simulação do pedal.

3.6.2 Simulações do disco

Após o desenho do disco no *software Solid Edge*, é realizado uma simulação em regime estático linear, utilizando malha tetraédrica com tamanho de 2,21 mm e a fixação é feita restringindo todos os graus de liberdade nos furos de fixação do disco.

Para a simulação do disco de freio é realizado um estudo onde é analisado o carregamento combinado do disco, atuando o torque máximo calculado no programa, junto com a compressão exercida pelas pastilhas. No estudo uma área do tamanho da pastilha é delimitada nos dois lados do disco e nessas áreas atuam os esforços.

4 RESULTADOS

Nesse capítulo será apresentado os dados de resultados obtidos conforme a metodologia supracitada no trabalho.

4.1 Escolha do sistema de freio

Um circuito independente para os freios das rodas traseiras e dianteiras será escolhido, conforme regra do regulamento do Programa Baja SAE Brasil.

De acordo com a Tabela 05 pode-se concluir que o tipo de acionamento de freio que melhor se adequou a esses pontos importantes de projeto foi o freio acionado hidráulicamente, que também é uma exigência do regulamento da SAE Brasil.

O freio a tambor tem uma construção mais simples e um menor custo, porém apresenta uma maior massa, mais sensível as contaminações e água, e devido ser fechado, se tem um acúmulo de sujeira e menor dissipação de calor. Como está sendo projetado para um veículo *off-road*, ser sensível a contaminação, água e sujeira não é uma boa escolha, além do mais, tenta-se sempre diminuir o máximo de massa possível.

Já o freio a disco, além de ter uma menor massa, apresenta ainda uma melhor dissipação de calor ocasionando maiores torques de frenagem. Outras vantagens apresentadas são que os freios a disco são de simples manutenção, apresenta um menor tempo de resposta, pouca sensibilidade a sujeiras, água e contaminações uma vez que são eliminados pela ação da força centrífuga.

Para a escolha do tipo de freio a ser empregado foi analisado as vantagens e desvantagens dos freios a disco e a tambor, dentre estes o que melhor se adequou ao tipo de projeto foi o freio a disco.

4.2 Seleção dos componentes

Nesse tópico será apresentado os componentes que irá compor o sistema de freio, escolhido de acordo com a metodologia citada entre os mais usados em equipes do Nordeste.

4.2.1 Cilindro mestre

De acordo com a Tabela 06 foi optado pela escolha do cilindro mestre VW FUSCA 1977/1996 que apresenta um diâmetro de 19,05 mm e um peso de 1142 g. Esse cilindro foi o escolhido porque além de ser o mais barato entre os cilindros duplos, ainda é o mais leve. O cilindro mestre com o menor valor de aquisição e peso não foi escolhido pois ele é simples, ou seja, não tem como deixar dois circuitos independentes com um só cilindro mestre. A Figura 24 traz uma representação do cilindro mestre escolhido.

Figura 24 - Cilindro mestre duplo



Fonte: Catálogo Controlil.

4.2.2 Pinças

A partir da Tabela 07 foi escolhido a pinça da CG150 Titan ESD (Figura 25), que apresenta um diâmetro de 32 mm do pistão. A escolha foi baseada no seu baixo custo, disponibilidade no mercado e o fato dela se adequar melhor dentro da roda devido sua geometria. Um fator importante para a seleção foi conseguir uma multiplicação hidráulica de 1,68.

Figura 25 - Pinça da Honda Titan 150



Fonte: Manual Honda.

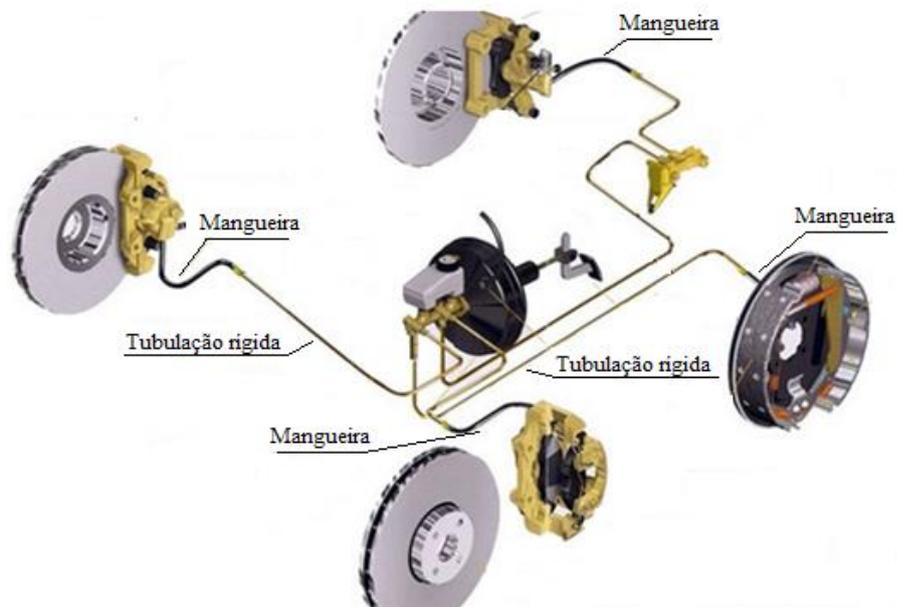
4.2.3 Pastilhas

Devido à dificuldade em se encontrar pastilhas especiais no mercado local e seu baixo custo, foi escolhido para o projeto pastilhas do tipo F, a própria pastilha usada na pinça escolhida.

4.2.4 Tubulações e mangueiras

O projeto seguirá com tubulações rígidas de cobre de 3/16" de diâmetro externo saindo do cilindro mestre, até um ponto próximo as pinças em que não haja movimento como mostrado na Figura 26, desse ponto até as pinças a conexão será feita por mangueiras de teflon trançadas com malha de aço. Esse tipo de tubulação foi escolhida pois o tubo de cobre apresenta um menor custo, menor massa, é mais fácil de se trabalhar e ainda é o menor diâmetro encontrado no mercado, e quanto menor o diâmetro menor será o aumento de fluido necessário devido a expansão das tubulações, ocasionando melhor eficiência volumétrica do sistema.

Figura 26 - Distribuição das tubulações rígidas e flexíveis



Fonte: Adaptado de Santos (2014).

As tubulações rígidas serão usadas do fabricante Eluma gás, conforme quase unanimidade no *benchmarking*, o qual no seu catálogo traz o tubo de cobre de diâmetro 3/16" suportando pressões até 2700 psi, e com peso de 0,088 kg/m como mostra a Tabela 10.

Tabela 10 - Catálogo de tubos de cobre

DIÂMETRO EXTERNO EM POLEGADA	DIMENSÕES (mm)	PESO (kg/m)	PRESSÃO SERVIÇO kgf/cm ²
3/16"	4,76 x 0,79	0,088	190
1/4"	6,35 x 0,79	0,123	132
5/16"	7,94 x 0,79	0,158	100
3/8"	9,52 x 0,79	0,193	85
1/2"	12,70 x 0,79	0,263	60
5/8"	15,87 x 0,79	0,333	50
3/4"	19,05 x 0,79	0,403	40

Fonte: Catálogo Eluma gás.

Já as mangueiras serão usadas as de teflon trançadas com malha de aço inoxidável, pois estas apresentam menor expansão devido quando em serviço. As mangueiras são fabricadas pela Balflex, também com grande aceitação entre as equipes, com diâmetro interno de 1/8", para os diâmetros internos das mangueiras não ficarem muito diferentes das tubulações rígidas que tem 3,18 mm de diâmetro interno. A Tabela 11 do fabricante a seguir mostra que ela suporta bem as pressões impostas pelo sistema que é igual a 7,04 MPa, como calculado no programa.

Tabela 11 - Catálogo de mangueiras

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

Fonte: Balflex (2017).

4.2.5 Análise térmica do disco e seleção do fluido de freio

A velocidade considerada para o projeto foi o dobro da velocidade média da volta mais rápida dada por:

$$V = 2 \cdot \frac{S}{t} \quad (42)$$

$$V = 2 \cdot \frac{810}{2,5 \cdot 60}$$

$$V = 10,8 \text{ m/s}$$

Temos dentre os materiais de fabricação dos discos, o aço inoxidável, apresentando melhores propriedades mecânicas e resistência à oxidação, assim este material será escolhido para a fabricação do disco. As propriedades do material do disco foram retiradas do *Solid Edge*, sendo: $c_{Disc} = 502 \text{ J/kg.K}$, $\rho_{Disc} = 8027 \text{ kg/m}^3$, $k_{Disc} = 174,465 \text{ J/h.K.m}$. Segundo Limpert (2011), temos pela Equação 01, que a energia desenvolvida durante a frenagem é igual a:

$$E = \frac{k \cdot W \cdot (V_0^2 - V_f^2)}{2} \quad (01)$$

$$E = \frac{1,5 \cdot 250 \cdot 9,81 \cdot (10,8^2 - 0^2)}{2}$$

$$E = 214544,7 \text{ J}$$

A potência de frenagem é expressa pela Equação 02:

$$P_{méd} = \frac{k \cdot m_v \cdot a \cdot V_0}{2} \quad (02)$$

$$P_{méd} = \frac{1,3 \cdot 250 \cdot (9,81 \cdot 0,8) \cdot 10,8}{2}$$

$$P_{méd} = 13773,24 \text{ W}$$

E o tempo para ocorrer a frenagem pela Equação 06.

$$t_s = \frac{V_0}{a} \quad (06)$$

$$t_s = \frac{10,8}{(0,8 \cdot 9,81)}$$

$$t_s = 1,37615 \text{ s}$$

O fluxo de calor médio que entra por um dos lados do disco é dado pela Equação 03.

$$q_0'' = \frac{k \cdot (1 - s) \cdot V_0 \cdot a \cdot W \cdot (3600)}{(778) \cdot 3,412} \quad (03)$$

$$q_0'' = \frac{1,3 \cdot (1 - 0,10) \cdot 10,8 \cdot 7,85 \cdot 2452,5 \cdot (3600)}{(778) \cdot 3,412}$$

$$q_0'' = 329905,414 \text{ W}$$

E o calor que é absorvido pelo disco será igual ao fluxo dividido pela área varrida pela pastilha de freio.

$$A_{varr} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (44)$$

$$A_{varr} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,160^2 - 0,130^2)$$

$$A_{varr} = 6,83296 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

E a área total e volume do disco:

$$A_D = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{disc}^2 - D_{cubo}^2) \quad (45)$$

$$A_D = \frac{\pi}{4} \cdot (0,17^2 - 0,06^2)$$

$$A_D = 0,019870573 \text{ m}^2$$

$$V_D = A_D \cdot L_{Disc} \quad (46)$$

$$V_D = 0,019870573 \cdot 0,005$$

$$V_D = 9,9353 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

E o calor que o disco absorveu por essa área é dado pela Equação 05:

$$q_0 = \frac{q_0''}{A_{varr}} \quad (05)$$

$$q_0 = \frac{329905,414}{6,83296 \times 10^{-3}}$$

$$q_0 = 48281,478 \text{ kW/m}^2$$

E a temperatura máxima que o disco chegará em uma freada será, como determinado pela Equação 04.

$$T_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{5}{18}\right)} \cdot \frac{q_0 \cdot \sqrt{t_s}}{\sqrt{(\rho_{Disc} \cdot c_{Disc} \cdot k_{Disc})}} + T_0 \quad (04)$$

$$T_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{5}{18}\right)} \cdot \frac{48281478 \cdot \sqrt{\frac{1,37615}{3600}}}{\sqrt{(8027 \cdot 502 \cdot 174,465)}} + 300$$

$$T_{m\acute{a}x} = 318,76 \text{ K}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 45,76 \text{ }^\circ\text{C}$$

Segundo Kreith (2001), o número de Reynolds para um disco girando é dado pela Equação 07.

$$Re = \frac{\frac{V_0}{R_{Disc}} \cdot R_{Disc}^2}{\nu_{ar}} \quad (07)$$

$$Re = \frac{10,8}{0,085} \cdot 0,085^2$$

$$Re = 57772,18$$

Para calcular a temperatura adquirida pelo disco depois de n freadas, é preciso calcular o coeficiente de convecção do disco, que como exposto por Limpert (2011) para um escoamento onde o $Re < 2,4 \times 10^5$, o coeficiente de convecção é determinado pela Equação 08.

$$h_{Disc} = 0,7 \cdot \frac{K_{ar}}{D_{Disc}} \cdot Re^{0,55} \quad (08)$$

$$h_{Disc} = 0,7 \cdot \frac{94,68}{0,17} \cdot (57772,18)^{0,55}$$

$$h_{Disc} = 162126,012 \text{ J/h} \cdot \text{K} \cdot \text{m}^2$$

Assim como descrito por Limpert (2011), para inúmeras freadas considerando um tempo de resfriamento finito, temos pela Equação 09.

$$T(n_a)_{\text{máx}} - T_0 = \Delta T \cdot \frac{1 - e^{\left(\frac{(-n_a \cdot h_{Disc} \cdot A_{Disc} \cdot t_c)}{(\rho_{Disc} \cdot C_{Disc} \cdot V_{Disc})}\right)}}{1 - e^{\left(\frac{(-h_{Disc} \cdot A_{Disc} \cdot t_c)}{(\rho_{Disc} \cdot C_{Disc} \cdot V_{Disc})}\right)}} \quad (09)$$

Temos que o número de voltas durante o circuito foi de:

$$N^{\circ} \text{ Voltas} = \frac{t_{total}}{t} \quad (43)$$

$$N^{\circ} \text{ Voltas} = \frac{4 \cdot 3600}{2,5 \cdot 60}$$

$$N^{\circ} \text{ Voltas} = 96$$

E assim os obstáculos serão superados 96 vezes, dando um total de 1440 frenagens. Segundo Limpert (2011), para resfriamento do disco, a temperatura final será:

$$T(5)_{\text{máx}} - 300 = (45,76 - 27) \cdot \frac{1 - e^{\left(\frac{\left(-1440 \cdot 162126,012 \cdot 0,0198706 \cdot \left(\frac{88}{3600}\right)\right)}{(8027 \cdot 502 \cdot 9,9353 \times 10^{-5})}\right)}}{1 - e^{\left(\frac{\left(-162126,012 \cdot 0,0198706 \cdot \left(\frac{88}{3600}\right)\right)}{(8027 \cdot 502 \cdot 9,9353 \times 10^{-5})}\right)}}$$

$$T(5)_{\text{máx}} = 405,06 \text{ K}$$

$$T(5)_{\text{máx}} = 132,06 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

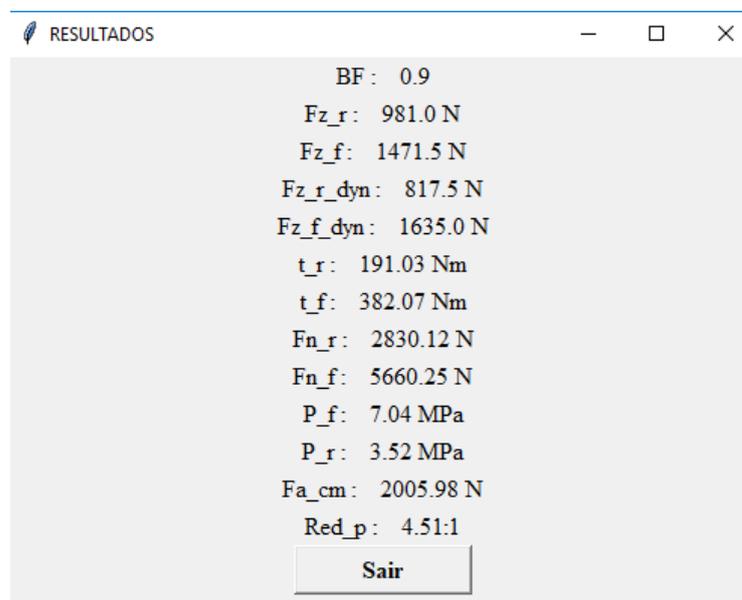
Então para cada frenada de uma velocidade média de percurso, o disco de freio tem sua temperatura aumentada de 27 para 45,76 °C. E com o estudo para uma maior quantidade de freadas, foi possível observar que para 1440 frenagens temos um aumento da temperatura do disco de 27 para 132,06 °C.

Assim o fluido de freio que vai compor o sistema será o DOT 3, pois suas propriedades já estão de acordo com os valores do projeto como mostra as especificações do departamento de transportes norte americano (DOT), na Tabela 02.

4.3 Resultados no Programa para Dimensionamento de Pedal

O programa calculou os resultados de acordo com os dados fornecidos e disponibiliza as informações mais importantes e necessárias para o dimensionamento de pedal. Os resultados calculados aparecem na interface do programa como a Figura 27.

Figura 27: Resultados obtidos



Fonte: Elaborado pelo autor.

Onde:

BF: Fator de freio

FZ_R : Força de reação estática na traseira

FZ_F : Força de reação estática na dianteira

$FZ_{R,dyn}$: Força de reação dinâmica na traseira

$FZ_{F,dyn}$: Força de reação dinâmica na dianteira

τ_R : Torque na traseira

τ_F : Torque na dianteira

Fn_R : Força normal exercida nas pastilhas da traseira

F_{n_F} : Força normal exercida nas pastilhas da dianteira

P_F : Pressão necessária no fluido de freio na dianteira

P_R : Pressão necessária no fluido de freio na traseira

$F_{a_{CM}}$: Força necessária para atuar o cilindro mestre.

Red_p : Redução de pedal

Após conhecer o valor para a redução do pedal, que se encontra na faixa de valores de 4 a 6,5 segundo Oshiro (1994), pode-se partir para o projeto do pedal de freio.

No APÊNDICE B, se encontra uma cópia do código fonte do programa para dimensionamento do pedal de freio.

4.4 Análise hidráulica do sistema de freio

Nesse tópico foi feito uma análise do fluido de freio de acordo com a fundamentação teórica, primeiramente pela Equação 14, determinando o curso mínimo dos cilindros de roda com BF calculado pelo programa.

$$d_{min} = BF \quad (14)$$

$$d_{min} = 0,9 \text{ mm}$$

Após determinar o curso dos cilindros de roda com os dados obtidos no programa pôde-se calcular agora através da Equação 13 o volume necessário que tem que ser deslocado pelo cilindro mestre.

$$V_{cm} = A_{cm} \cdot S_{cm} = n_{wc} \cdot A_{wc} \cdot d_{min} \quad (13)$$

$$2,85 \cdot S_{cm} = 4 \cdot 8,04 \cdot 0,09$$

$$S_{cm} = 1,01 \text{ cm}$$

$$V_{cm} = 2,89 \text{ cm}^3$$

E o curso do pedal foi de acordo com a Equação 12.

$$S_{cm} = \frac{S_p}{Red_p} \quad (12)$$

$$1,01 = \frac{S_p}{4,51}$$

$$S_p = 4,55 \text{ cm}$$

Calculado isso, agora o próximo passo foi calcular as perdas durante todo o sistema.

4.4.1 Expansão da tubulação de freio

A primeira perda do sistema a ser calculada será a expansão das tubulações rígidas, pela Equação 15.

$$V_{bl} = \frac{0,79 \cdot D^3 \cdot L \cdot P_l}{t \cdot E} \quad (15)$$

$$V_{bl} = \frac{0,79 \cdot 0,476^3 \cdot 320 \cdot 703}{0,079 \cdot 11,5 \times 10^6}$$

$$V_{bl} = 2,1 \times 10^{-2} \text{ cm}^3$$

4.4.2 Expansão das mangueiras do freio

Em seguida é calculado pela Equação 16 o aumento de fluido devido a expansão das mangueiras.

$$V_H = k_H \cdot L_H \cdot P_l \quad (16)$$

$$V_H = 4,39 \times 10^{-6} \cdot 120 \cdot 703$$

$$V_H = 0,37 \text{ cm}^3$$

4.4.3 Perdas do cilindro mestre

As perdas do cilindro mestre variam de acordo com o seu diâmetro e é dado pela Equação 17 com a constante K_{mc} retirada da Tabela 03.

$$Vp_{cm} = K_{mc} \cdot P_l \quad (17)$$

$$Vp_{cm} = 150 \times 10^{-6} \cdot 703$$

$$Vp_{cm} = 0,105 \text{ cm}^3$$

4.4.4 Deformação do caliper

Como descrito por Limpert (2011), a deformação no *caliper* é difícil de ser estimada e essa pode ser desconsiderada, pois as pinças escolhidas tem seus cilindros de roda com diâmetros menores do que 38 mm.

4.4.5 Compressão das pastilhas

E assim para expressar o aumento de fluido devido a compressão das pastilhas, segue a Equação 18:

$$V_P = 4 \cdot \sum (2 \cdot A_{wc} \cdot C_s \cdot P_l) \quad (18)$$

$$V_P = 4 \cdot \sum (2 \cdot 8,04 \cdot 11 \times 10^{-6} \cdot 703)$$

$$V_P = 0,497 \text{ cm}^3$$

4.4.6 Compressão do fluido

A compressibilidade do fluido de freio é função do volume de freio ativo, fator de compressibilidade para determinado tipo de fluido e da pressão do sistema conforme Equação 19.

$$V_A = V_0 + 4 \cdot \sum (A_{wc} \cdot w)_i \quad (19)$$

$$V_A = V_0 + 4 \cdot \sum (A_{wc} \cdot 0)_i$$

$$V_A = V_0 = V_{cm}$$

E o volume aumentado devido a compressão do fluido é dado pela Equação 20, onde C_{FL} é retirado do Gráfico 01.

$$V_{FL} = V_A \cdot C_{FL} \cdot P_l \quad (20)$$

$$V_{FL} = 2,89 \cdot 4 \times 10^{-6} \cdot 703$$

$$V_{FL} = 8,1267 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$$

4.4.7 Ar no sistema de freio

Volumes de ar residuais típicos em todo o sistema de freio são aproximadamente 3% do volume ativo. Assim pela Equação 21.

$$V_G = 0,03 \cdot V_A \quad (21)$$

$$V_G = 0,03 \cdot 2,89$$

$$V_G = 0,0867 \text{ cm}^3$$

E o volume aumentado devido os gases residuais, é dado pela Equação 22.

$$V_{GL} = \frac{V_G \cdot T_{fl}}{T_0} \cdot \left[\frac{1 + P_0}{P_l + P_0} \right] \quad (22)$$

$$V_{GL} = \frac{0,0867 \cdot 405,06}{300} \cdot \left[\frac{1 + 10,1325}{703 + 10,1325} \right]$$

$$V_{GL} = 1,8274 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$$

4.4.8 Eficiência volumétrica

Após todas as equações resolvidas, pode-se assim chegar na equação para determinar a eficiência volumétrica do sistema que no caso seria conforme Equação 23.

$$\eta_v = \frac{V_0}{V_0 + V_{tot,aum}} \times 100 \quad (23)$$

$$\eta_v = \frac{2,89}{2,89 + (0,021 + 0,37 + 0,105 + 0,497 + 8,1267 \times 10^{-3} + 1,8274 \times 10^{-3})} \times 100$$

$$\eta_v = 74,23 \%$$

Com isso pode observar que o novo volume deslocado para suprir as perdas tem que ser 3,8929 cm³, e assim o novo curso calculado pela Equação 13 será:

$$V_{cm} = A_{cm} \cdot S_{cm} \quad (13)$$

$$3,8929 = 2,85 \cdot S_{cm}$$

$$S_{cm} = 1,36593 \text{ cm}$$

E o novo curso do pedal para suprir as perdas no sistema se dá pela Equação 12.

$$S_{cm} = \frac{S_p}{Red_p} \quad (12)$$

$$1,36593 = \frac{S_p}{4,51}$$

$$S_p = 6,16 \text{ cm}$$

Mesmo com as perdas, pode-se concluir que o novo curso do pedal de 61,16 mm, ainda está dentro da faixa colocada por Limpert (2011), que não pode ultrapassar 150 mm, porém não se encontra no curso ideal para o conforto para uma desaceleração de 0,9 g que é de 88,9 mm. Como a desaceleração adotada para o projeto foi de 0,8 g, não será necessário aumentar a redução de pedal que no caso o pedal se tornaria maior e afetaria o conforto devido ele ficar mais baixo.

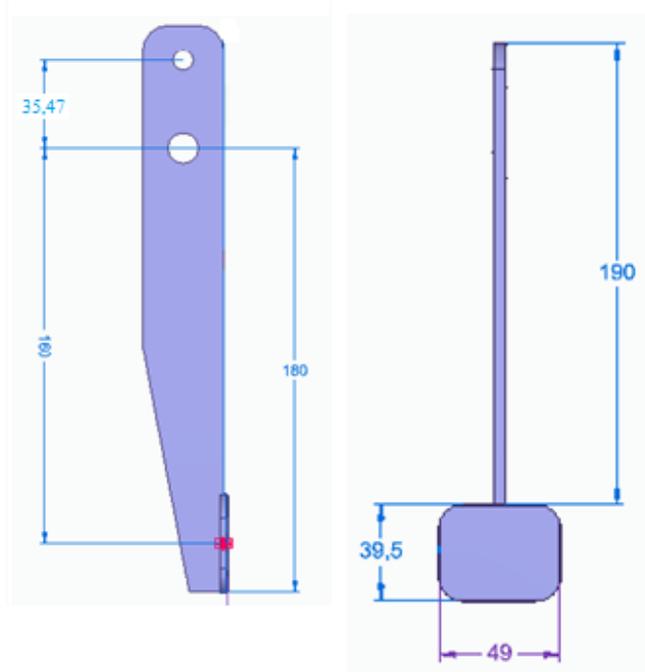
4.5 Simulações dos componentes

Afim de diagnosticar possíveis falhas no projeto do pedal e do disco de freio, será realizado uma simulação dos componentes.

4.5.1 Pedal de freio

O pedal proposto para ser implementado consiste em uma barra chata 3/16" x 1 1/4" e o apoio do pé de chapa 1/8" de aço estrutural DIN S275N, como mostra a Figura 28.

Figura 28 - Pedal de freio

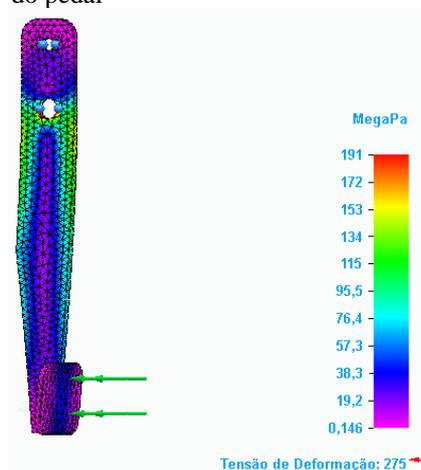


Fonte: Elaborado pelo autor.

O pedal foi desenhado de acordo com a redução de pedal calculada no *software* de 4,51:1, onde a distância de aplicação da força pelo motorista em relação ao ponto de fixação do pedal no chassi do veículo tem um comprimento 4,51 vezes maior do que a distância da fixação até onde a haste do cilindro mestre é conectada ao pedal. Após o desenho do pedal, foi realizado uma análise no *Solid Edge*, do carregamento imposto ao pedal em um caso extremo.

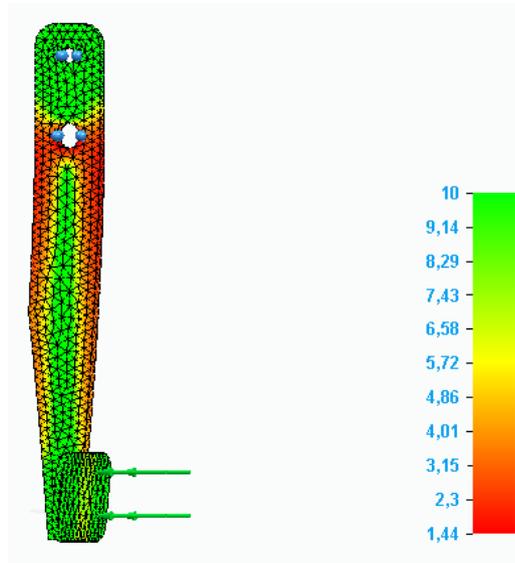
Assim a simulação é feita como mostra as Figuras 29 e 30 obtendo-se assim um coeficiente de segurança de 1,44.

Figura 29 - Simulação de carregamento do pedal



Fonte: Elaborado pelo autor.

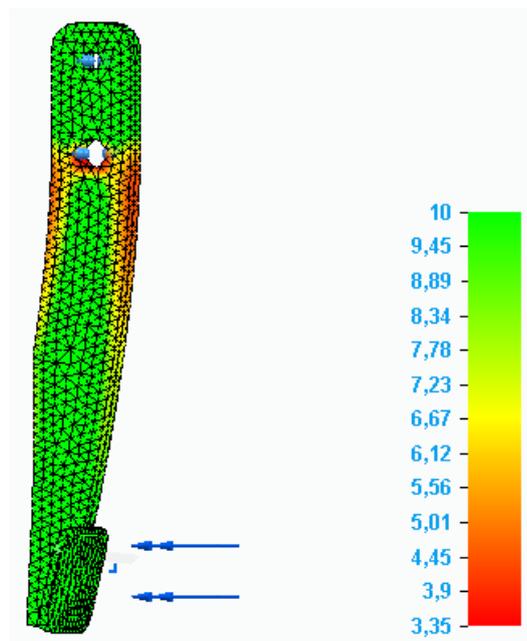
Figura 30 - Simulação do coeficiente de segurança



Fonte: Elaborado pelo autor.

Percebe-se que o coeficiente de segurança não está como sugerido por Norton (2004), que um fator de segurança igual a 3 deve ser considerado para ambientes moderadamente desafiador, então a barra de $3/16'' \times 1/4''$, será substituída por uma barra de $7/16'' \times 1/4''$, e uma nova simulação foi realizada conforme ilustrado na Figura 31 que mostra esse resultado.

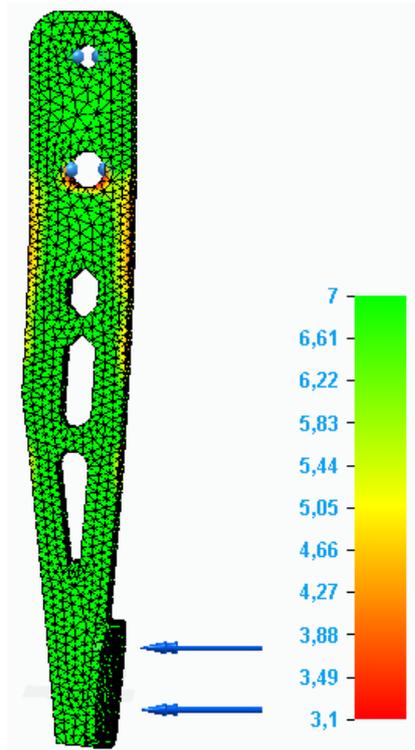
Figura 31 - Simulação do pedal após nova configuração



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a nova simulação percebe-se que o valor do coeficiente de segurança agora se encontra acima de como sugerido por Norton (2004), e agora será proposta uma otimização do pedal a fim de reduzir sua massa. A Figura 32 traz o coeficiente de segurança da nova simulação.

Figura 32 - Simulação do pedal após otimização de massa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode-se verificar pela nova simulação que o coeficiente de segurança ainda permaneceu acima de 3, como descrito por Norton (2004), mesmo após a otimização do pedal. Obteve uma perda de 0,25 no coeficiente de segurança mais conseguiu-se reduzir a massa de 573 para 476 g, o que é ótimo para o projeto.

Mesmo com os novos concentradores de tensão, tem-se que falhas por fadiga podem ser desconsideradas uma vez que o número de ciclos do pedal é muito baixo.

4.5.2 Disco de freio

O disco de freio foi projetado para ser instalado dentro de uma roda de 10 polegadas de diâmetro, por isso seu diâmetro máximo será limitado a 170 mm, e como o torque de

frenagem na roda depende proporcionalmente ao raio efetivo do disco, foi projetado um disco com o diâmetro maior possível.

Como o aço inoxidável apresenta melhores propriedades mecânicas do que os outros dois tipos e ainda apresenta resistência a oxidação, esse tipo de material foi o escolhido para a fabricação dos discos.

Sabendo que existe transferência de carga da traseira para a dianteira, os freios necessitam de uma pressão menor no circuito traseiro para travar as rodas, com isso uma válvula proporcional do tipo *wilwood*, como a mostrada na Figura 33 será instalada para regular a pressão nos freios traseiros. A válvula é ajustada empiricamente pelo piloto de acordo com a estabilidade de frenagem do veículo.

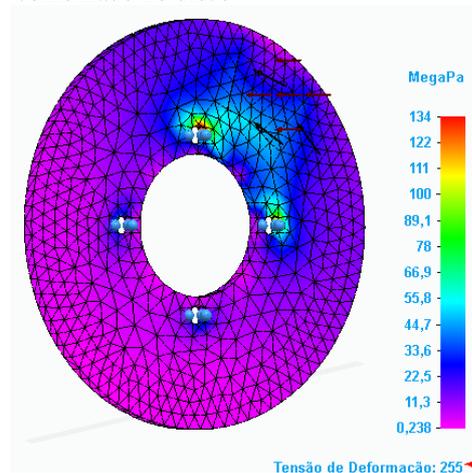
Figura 33 - Válvula proporcional redutora de pressão



Fonte: Wilwood (2019).

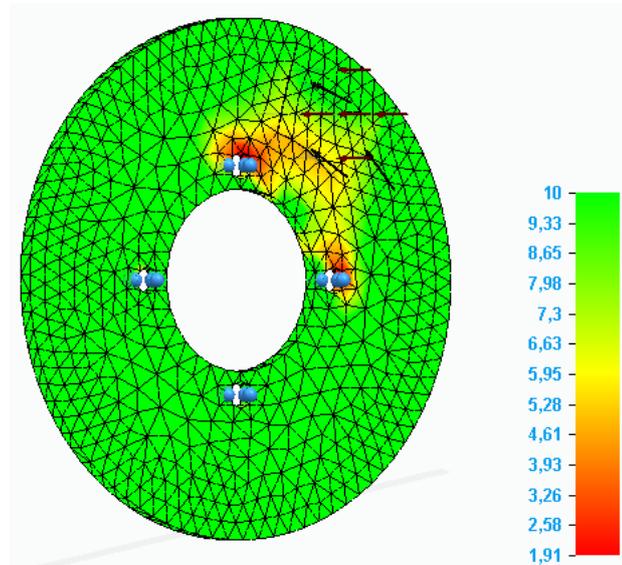
Em seguida é feito uma análise de como o freio a disco se comportará no sistema aplicando-se o carregamento combinado da força normal na pastilha com o torque imposto ao disco conforme Figuras 34 e 35.

Figura 34 - Simulação do carregamento combinado no disco



Fonte: Elaborado pelo autor.

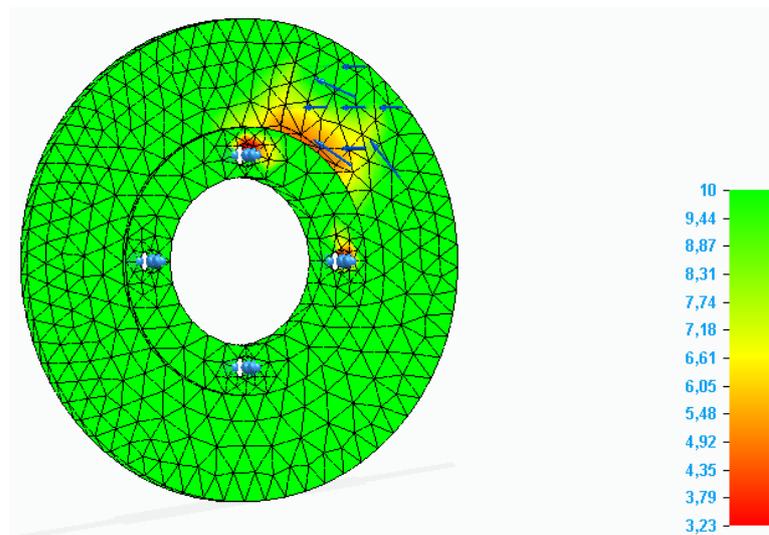
Figura 35 - Simulação do coeficiente de segurança do disco



Fonte: Elaborado pelo autor.

E assim o coeficiente de segurança para o disco foi de 1,91, e não ficou acima do estabelecido para o projeto que foi um coeficiente maior ou igual a 3, como sugerido por Norton (2004) para ambientes moderadamente desafiadores. Com isso foi realizado um aumento na espessura do disco na região onde se encontra os furos, pois neles atuam as maiores solicitações. Feito isso aumentando-se a espessura do disco de 5 para 9,5 mm no local da furação temos pela Figura 36 o novo coeficiente de segurança do disco.

Imagem 36 - Simulação do carregamento combinado para a segunda proposta de disco



Fonte: Elaborado pelo autor.

Pela nova simulação percebe-se que o novo valor do coeficiente de segurança para o novo formato de disco está acima do valor estipulado por Norton (2004), e assim essas novas dimensões do disco foram consideradas para o projeto.

4.6 Especificação do sistema de freio

Assim com todos os componentes dimensionados e selecionados, a Tabela 12 mostra o resumo final do projeto.

Tabela 12 - Especificações do sistema

ESPECIFICAÇÕES DO SISTEMA DE FREIO			
Esforços de frenagem dinâmicos Desaceleração = 0,8 g		Dianteira 817,5 N	Traseira 1635 N
Força de acionamento do pedal		445 N	
Razão de pedal		4,51:1	
Curso do pedal		61,16 mm	
Distribuição do circuito de freio		Circuitos independentes para as rodas dianteiras e traseiras.	
Tubulação rígida		Material Cobre	Ø interno 1/8"
Tubulação flexível		Balflex Ø interno 1/8"	
Cilindro mestre		VW Fusca 1977/1996	Ø êmbolo 19,05 mm
Pinça		CG150 Titan ESD	Ø êmbolo 32 mm
Razão de êmbolos		1,68	
Disco de freio	Material Aço inoxidável 304	Ø Disco 170 mm	Temperatura Máxima 132,06 °C
Fluido de freio		Tipo DOT 3	

Fonte: Elaborado pelo autor.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusão

O desenvolvimento do trabalho possibilitará a construção do sistema de freio no Projeto UFC Russas Baja SAE. Através do estudo foi possível utilizar valores de projeto segundo bibliografias reconhecidas nesse ramo e submetê-los a cálculos e simulações computacionais, com o intuito de se chegar a um projeto que atenda as normas com eficiência e eficácia.

Por meio do *Benchmarking* entre as equipes de Baja SAE do Nordeste foi possível selecionar os componentes a serem empregados no sistema, obtendo-se assim uma maior confiabilidade e dando uma maior garantia ao projeto.

O estudo também servirá de fonte de pesquisa para os demais componentes da equipe, melhorando e dando continuidade ao sistema de freios. O programa para dimensionamento de pedal desenvolvido durante o trabalho também ajudará na resolução das equações envolvidas, de forma interativamente.

Para a primeira proposta do projeto do pedal e do disco, foi constatado que os mesmos não estariam de acordo com os coeficientes de segurança sugeridos, e após uma otimização desses componentes e nova simulação, os resultados culminaram em coeficientes acima do especificado, atendendo assim todos os esforços previstos de forma segura.

Após a análise dos resultados obtidos, pode-se concluir que o projeto atenderá aos requisitos de prova, e as normas de ergonomia e segurança que são impostas a equipe como requisitos de avaliação.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Algumas sugestões para melhoria do trabalho seriam:

- Simulação térmica e dinâmica do disco de freio;
- Um estudo sobre a viabilidade de fabricar o disco e pedal com materiais mais leves e resistentes;
- Implementar as demais etapas de cálculo do projeto no programa;
- Determinar a distância e tempo de parada do veículo.

REFERÊNCIAS

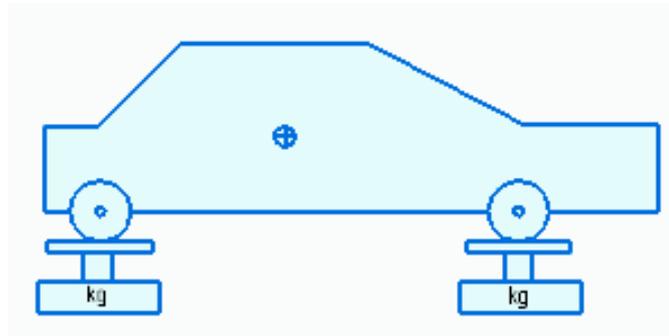
- BISWAS, Rupak.; STRAWN, Roger C. 1998. **Tetrahedral and hexahedral mesh adaptation for CFD problems**. *Applied Numerical Mathematics Journal*, 26.
- BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- COSTA, P.G. **A Bíblia do Carro**. versão digital, 2002.
- DIULGHEROGLO, A. P. **Apostila de freios**. 2007. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAazwEAC/apostila-freios>>. Acesso em: 30 out. 2019.
- SANTOS, Gustavo Carvalho Martins dos. **Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo fórmula SAE**. 2013. 135 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotives Chassis**. Vol 2. System Design. Italy: Springer, 2009.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, SAE International, 1992.
- KREITH, F.; BOHN, MS. **Princípios da Transferência de Calor**. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.
- LIMPERT, R. **Brake design and safety**. 3. ed. Warrendale - EUA: SAE International, 2011.
- NICOLAZZI, L.C.; LEAL L.C.M.; ROSA, E. **Uma introdução a modelagem quase-estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. 2012.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Traduzido por João Batista, José Manoel Aguiar. Porto Alegre: Bookman, 2004.
- ORTHWEIN, W. C. **Clutches and Brakes – Design and Selection**. 2 ed. New York: Marcel Dekker, 2004.
- OSHIRO, D. **Brake Article**, USA, 1994.
- PUHN, F. **Brake Handbook**, 1 ed., New York: HpBooks, 1987.
- SAE BRASIL. **Regras e relatórios (2019)**. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/165/65/64165/RATBSB_emenda_03.pdf>. Acesso em: outubro 2019.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **J661: Brake Lining Quality Test Procedure**. New York, 2012. 8 p.

SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G.J. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Blucher, 2013.

APÊNDICE A – DETERMINAÇÃO DA ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE

Para determinar a altura do centro de gravidade de um veículo, primeiro é necessário saber a massa do veículo em cada eixo, para isso basta realizar a pesagem do veículo como ilustra a Figura 37.

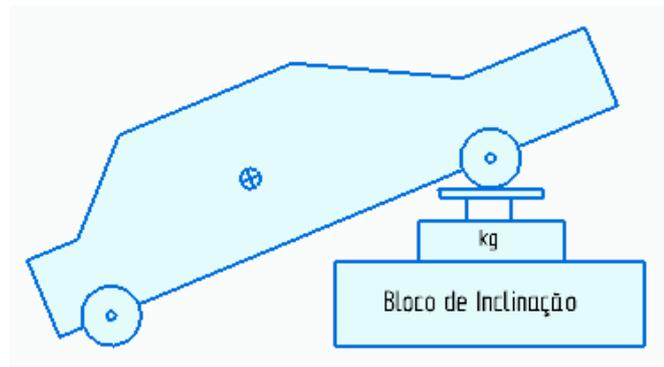
Figura 37 – Medindo a massa do veículo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Depois realiza-se a medição da massa do veículo na dianteira com ele inclinado conforme Figura 38, é necessário saber a altura h do bloco de inclinação.

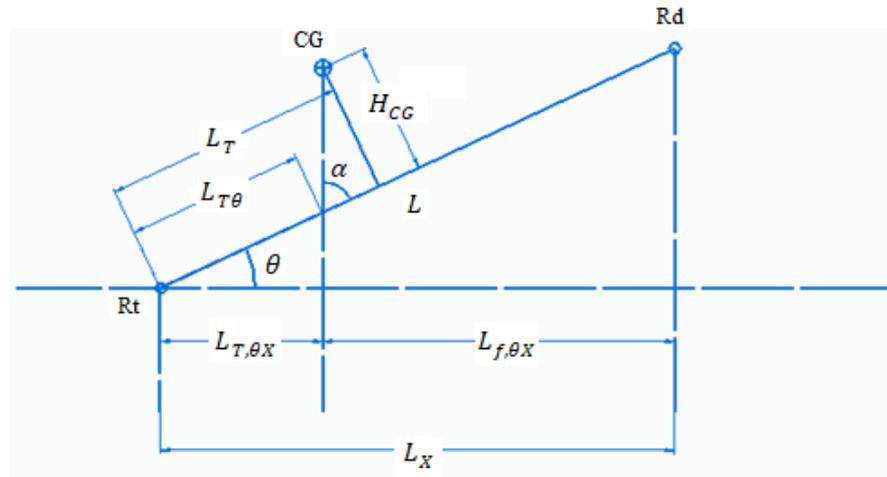
Figura 38 – Medindo a massa do veículo inclinado



Fonte: Elaborado pelo autor.

Do carro inclinado, mostrado na Figura 38 podemos retirar o seguinte diagrama como mostrado na Figura 39:

Figura 39 – Triângulos formados pelo carro inclinado



Fonte: Elaborado pelo autor.

Se fizermos o momento em relação a roda traseira temos que:

$$\sum M_{RT} = 0 \quad (47)$$

$$W \cdot L_{T,\theta X} - W_{\theta F} \cdot L_X = 0 \quad (48)$$

$$L_{T,\theta X} = \frac{W_{\theta F}}{W} \cdot L_X = 0 \quad (49)$$

Do triângulo maior temos:

$$L_X = L \cdot \cos \theta \quad (50)$$

$$L_{T,\theta X} = \frac{W_{\theta F}}{W} \cdot L \cdot \cos \theta \quad (51)$$

Do triângulo menor temos que:

$$\cos \theta = \frac{L_{T,\theta X}}{L_T} \quad (52)$$

Então de 51 e 52 temos a equação abaixo.

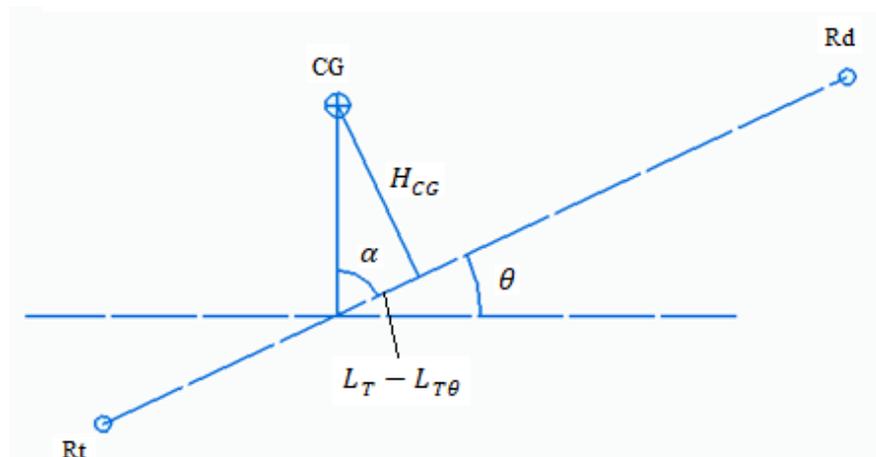
$$L_{T\theta} = \frac{\frac{W_{\theta F}}{W} \cdot L \cdot \cos \theta}{\cos \theta} \quad (53)$$

Simplificando:

$$L_{T\theta} = \frac{W_{\theta F}}{W} \cdot L \quad (54)$$

Do triângulo formado por H_{CG} e por $L_T - L_{T\theta}$, temos que a tangente do seu ângulo é igual a:

Figura 40 – Triângulo formado pela altura do centro de gravidade



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$\frac{CO}{CA} = \tan \alpha = \frac{H_{CG}}{L_T - L_{T\theta}} \quad (55)$$

Manipulando a equação 27, temos que:

$$L_T = l_R = \frac{Fz_F}{W} \cdot L \quad (56)$$

Substituindo L_T e $L_{T\theta}$ em 55:

$$\tan \alpha = \frac{H_{CG}}{\left(\frac{F_{ZF}}{W} \cdot L\right) - \left(\frac{W_{\theta F}}{W} \cdot L\right)} \quad (57)$$

Colocando em evidência a altura do centro de gravidade e simplificando, temos a seguinte expressão.

$$H_{CG} = \frac{L}{W} \cdot (F_{ZF} - W_{\theta F}) \cdot \tan \alpha \quad (58)$$

Temos ainda do triângulo formado por H_{CG} e por $L_T - L_{T\theta}$, que:

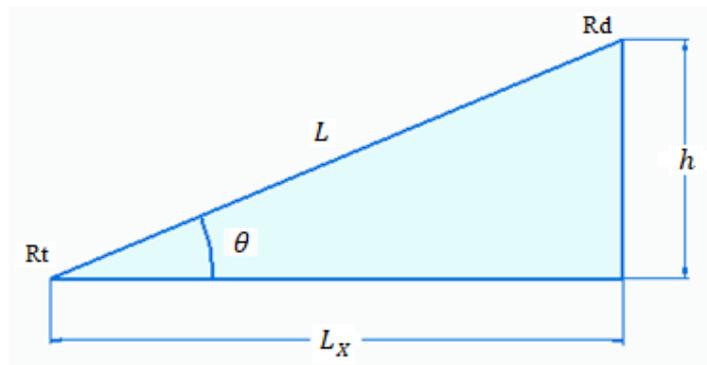
$$\alpha + \theta = 90^\circ \quad (59)$$

$$\tan \alpha = \frac{1}{\tan \theta} \quad (60)$$

$$H_{CG} = \frac{L}{W} \cdot \frac{(F_{ZF} - W_{\theta F})}{\tan \theta} \quad (61)$$

Do triângulo abaixo temos a Figura 41:

Figura 41 – Triângulo formado pela distância das rodas e altura de inclinação



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$\tan \theta = \frac{h}{L_x} \quad (62)$$

Pelo teorema de Pitágoras:

$$L_x = \sqrt{L^2 - h^2} \quad (63)$$

$$\tan \theta = \frac{h}{\sqrt{L^2 - h^2}} \quad (64)$$

Substituindo na equação do centro de gravidade e rearranjando temos:

$$H_{CG} = \frac{L \cdot \sqrt{L^2 - h^2}}{W \cdot h} \cdot (F_{Z_F} - W_{\theta F}) \quad (65)$$

Com a equação acima encontramos a altura do centro de gravidade em relação ao centro das rodas, para saber em relação ao solo basta somar o raio do pneu.

$$H_{CG} = \frac{L \cdot \sqrt{L^2 - h^2}}{W \cdot h} \cdot (F_{Z_F} - W_{\theta F}) + R \quad (66)$$

E dividindo os pesos pela gravidade pra ficar em função das massas:

$$H_{CG} = \frac{L \cdot \sqrt{L^2 - h^2}}{m_t \cdot h} \cdot (m_{fre} - m_{\theta inc}) + R \quad (33)$$

APÊNDICE B – CÓDIGO FONTE DO PROGRAMA PARA DIMENSIONAMENTO DE PEDAL

```

from tkinter import *

class finalizar:
    def __init__(self):
        self.fim = Toplevel()
        self.fim.title('RESULTADOS')
        self.fim.geometry('500x400+80+30')
        self.Bt = Button(self.fim, text='Concluir', font="Times 12 bold",
command=self.apresentar)
        self.Bt.place(x='210', y='160')

    def calculo(self):
        from math import sin, cos, pi, sqrt
        direcao = valores.pop(7)
        if direcao == 1:
            m_t, L, R, r,  $\mu_1$  = float(valores[0]), float(valores[1]), float(valores[2])/1000,
float(valores[3])/1000, valores[12]
             $\mu$ , Dwc, Dcm, n_past = valores[11], float(valores[4])/1000, float(valores[5])/1000,
float(valores[6])
            h, m_r, m_f, m_f_inc = float(valores[7]), float(valores[8]), float(valores[9]),
float(valores[10])
            W = m_t * 9.81
             $\psi$  = (m_r * 9.81) / W
            H_cg = ((L * (sqrt(L ** 2 - h ** 2))) / (m_t * h)) * (m_f - m_f_inc) + R
            Fz_r =  $\psi$  * W
            Fz_f = (1 -  $\psi$ ) * W
            BF = 2 *  $\mu_1$ 
             $\chi$  = H_cg / L
            a =  $\mu$ 
            Fz_f_dyn = (1 -  $\psi$  + a *  $\chi$ ) * W

```

```

Fz_r_dyn = (ψ - a * χ) * W
Fx_f_opt = (1 - ψ + a * χ) * W * a
Fx_r_opt = (ψ - a * χ) * W * a
Awc_r = (pi * (Dwc ** 2)) / 4
Awc_f = Awc_r
t_r = Fz_r_dyn * μ * R
t_f = Fz_f_dyn * μ * R
Fn_r = t_r / (n_past * μ_l * r)
Fn_f = t_f / (n_past * μ_l * r)
P_f = Fn_f / Awc_f
P_r = Fn_r / Awc_r
A_cm = (pi * (Dcm ** 2)) / 4
F_ap = 445
if P_f > P_r:
    x = P_f
else:
    x = P_r
Fa_cm = x * A_cm
Red_p = Fa_cm / F_ap
valor = [BF, Fz_r, Fz_f, Fz_r_dyn, Fz_f_dyn, t_r, t_f, Fn_r, Fn_f, P_f/1000000,
P_r/1000000, Fa_cm, Red_p]
return valor
elif direcao == 2:
    m_t, L, R, r = float(valores[0]), float(valores[1]), float(valores[2])/1000,
float(valores[3])/1000
    μ_l, μ, Dwc, Dcm = valores[11], valores[10], float(valores[4])/1000,
float(valores[5])/1000
    n_past, L_r, L_f, H_cg = float(valores[6]), float(valores[7]), float(valores[8]),
float(valores[9])
    W = m_t * 9.81
    ψ = L_f / L
    Fz_r = W * L_r / L
    Fz_f = W * L_f / L
    BF = 2 * μ_l

```

```

 $\chi = H_{cg} / L$ 
a =  $\mu$ 
Fz_f_dyn = (1 -  $\psi$  + a *  $\chi$ ) * W
Fz_r_dyn = ( $\psi$  - a *  $\chi$ ) * W
Fx_f_opt = (1 -  $\psi$  + a *  $\chi$ ) * W * a
Fx_r_opt = ( $\psi$  - a *  $\chi$ ) * W * a
Awc_r = ( $\pi$  * (Dwc ** 2)) / 4
Awc_f = Awc_r
t_r = Fz_r_dyn *  $\mu$  * R
t_f = Fz_f_dyn *  $\mu$  * R
Fn_r = t_r / (n_past *  $\mu_1$  * r)
Fn_f = t_f / (n_past *  $\mu_1$  * r)
P_f = Fn_f / Awc_f
P_r = Fn_r / Awc_r
A_cm = ( $\pi$  * (Dcm ** 2)) / 4
F_ap = 445
if P_f > P_r:
    x = P_f
else:
    x = P_r
Fa_cm = x * A_cm
Red_p = Fa_cm / F_ap
valor = [BF, Fz_r, Fz_f, Fz_r_dyn, Fz_f_dyn, t_r, t_f, Fn_r, Fn_f, P_f/1000000,
P_r/1000000, Fa_cm, Red_p]
return valor

def apresentar(self):
    self.Bt.destroy()
    nome_var = ['BF', 'Fz_r', 'Fz_f', 'Fz_r_dyn', 'Fz_f_dyn', 't_r', 't_f', 'Fn_r', 'Fn_f', 'P_f', 'P_r',
'Fa_cm', 'Red_p']
    unids = ['', ' N', ' N', ' N', ' N', ' Nm', ' Nm', ' N', ' N', ' MPa', ' MPa', ' N', ':1']
    results = self.calculo()
    for tpl in list(zip(results, nome_var, unids)):
        name = str(tpl[1]) + ' : ' + str(round(tpl[0], 2)) + str(tpl[2])

```

```

        self.Lb = Label(self.fim, text=name, font="Times 12")
        self.Lb.pack()
        self.BtExit = Button(self.fim, width=12, text='Sair', font="Times 12 bold",
command=self.fim.destroy).pack()

```

```
class TipoPastilhas:
```

```

    def __init__(self):
        self.menu2 = Toplevel()
        self.menu2.title('COEFICIENTE DE ATRITO DAS PASTILHAS')
        self.menu2.geometry('500x400+80+30')
        self.msg1 = Label(self.menu2, text='Coeficientes mínimos de fricção das pastilhas\n
segundo a norma SAE J661')
        self.msg1['font'] = ("Arial", "14")
        self.msg1["width"] = 500
        self.msg1["height"] = 5
        self.msg1.pack()
        self.ca_past = dict(C=0.15, D=0.25, E=0.35, F=0.45, G=0.55)
        self.btC = Button(self.menu2, text='C\n\n  $\mu = 0.15$ ', command=self.atrito_C)
        self.btD = Button(self.menu2, text='D\n\n  $\mu = 0.25$ ', command=self.atrito_D)
        self.btE = Button(self.menu2, text='E\n\n  $\mu = 0.35$ ', command=self.atrito_E)
        self.btF = Button(self.menu2, text='F\n\n  $\mu = 0.45$ ', command=self.atrito_F)
        self.btG = Button(self.menu2, text='G\n\n  $\mu = 0.55$ ', command=self.atrito_G)
        self.btC['width']='15'
        self.btC['height']='3'
        self.btC['font']="Arial", "9", "bold")
        self.btD['width']='15'
        self.btD['height']='3'
        self.btD['font']="Arial", "9", "bold")
        self.btE['width']='15'
        self.btE['height']='3'
        self.btE['font']="Arial", "9", "bold")
        self.btF['width']='15'
        self.btF['height']='3'

```

```
self.btF['font']="Arial", "9", "bold")
self.btG['width']='15'
self.btG['height']='3'
self.btG['font']="Arial", "9", "bold")
self.btC.place(x='50', y='120')
self.btD.place(x='330', y='120')
self.btE.place(x='190', y='170')
self.btF.place(x='50', y='220')
self.btG.place(x='330', y='220')
```

```
def atrito_C(self):
    valores.append(float(self.ca_past['C']))
    finalizar()
    self.menu2.destroy()
```

```
def atrito_D(self):
    valores.append(float(self.ca_past['D']))
    finalizar()
    self.menu2.destroy()
```

```
def atrito_E(self):
    valores.append(float(self.ca_past['E']))
    finalizar()
    self.menu2.destroy()
```

```
def atrito_F(self):
    valores.append(float(self.ca_past['F']))
    finalizar()
    self.menu2.destroy()
```

```
def atrito_G(self):
    valores.append(float(self.ca_past['G']))
    finalizar()
    self.menu2.destroy()
```

```
class MenuOpcoes:
```

```
    def __init__(self):
```

```
        self.menu = Toplevel()
```

```
        self.menu.title('COEFICIENTE DE ATRITO DO CONTATO PNEU/SOLO:')
```

```
        self.menu.geometry('500x400+80+30')
```

```
        self.msg1 = Label(self.menu, text='Indique a condição da superfície')
```

```
        self.msg1['font'] = ("Arial", "14")
```

```
        self.msg1["width"] = 500
```

```
        self.msg1["height"] = 5
```

```
        self.msg1.pack()
```

```
        self.bt1 = Button(self.menu, text='Seco', command=self.SubmenuSeco)
```

```
        self.bt1['width']='20'
```

```
        self.bt1["height"]='3'
```

```
        self.bt1['font']=("Arial", "10", "bold")
```

```
        self.bt2 = Button(self.menu, text='Molhado', command=self.SubmenuMolhado)
```

```
        self.bt2['width']='20'
```

```
        self.bt2["height"]='3'
```

```
        self.bt2['font']=("Arial", "10", "bold")
```

```
        self.bt1.place(x='160', y='100')
```

```
        self.bt2.place(x='160', y='200')
```

```
    def SubmenuSeco(self):
```

```
        self.co_atrito = dict(PT=0.40, CS=0.40, AN=0.80, AG=0.60, CN=0.80, CG=0.55)
```

```
        self.bt1.destroy()
```

```
        self.bt2.destroy()
```

```
        self.msg1['text'] = 'Coeficientes mínimos de atrito pneu/solo seco'
```

```
        self.btC = Button(self.menu, text='Pista de Terra \n  $\mu = 0.4$ ', command=self.atrito_PT)
```

```
        self.btD = Button(self.menu, text='Cascalho Solto \n  $\mu = 0.4$ ', command=self.atrito_CS)
```

```
        self.btE = Button(self.menu, text='Asfalto Novo \n  $\mu = 0.8$ ', command=self.atrito_AN)
```

```
        self.btF = Button(self.menu, text='Asfalto Gasto \n  $\mu = 0.6$ ', command=self.atrito_AG)
```

```
        self.btG = Button(self.menu, text='Cimento Novo \n  $\mu = 0.8$ ', command=self.atrito_CN)
```

```
        self.btH = Button(self.menu, text='Cimento Gasto \n  $\mu = 0.55$ ', command=self.atrito_CG)
```

```

self.btC['width']='15'
self.btC['height']='3'
self.btC['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btD['width']='15'
self.btD['height']='3'
self.btD['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btE['width']='15'
self.btE['height']='3'
self.btE['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btF['width']='15'
self.btF['height']='3'
self.btF['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btG['width']='15'
self.btG['height']='3'
self.btG['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btH['width']='15'
self.btH['height']='3'
self.btH['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btC.place(x='50', y='120')
self.btD.place(x='190', y='120')
self.btE.place(x='330', y='120')
self.btF.place(x='50', y='220')
self.btG.place(x='190', y='220')
self.btH.place(x='330', y='220')

```

```

def SubmenuMolhado(self):

```

```

    self.co_atrito = dict(PT=0.30, CS=0.45, AN=0.50, AG=0.45, CN=0.50, CG=0.45)
    self.bt1.destroy()
    self.bt2.destroy()
    self.msg1['text'] = 'Coeficientes mínimos de atrito pneu/solo molhado'
    self.btPT = Button(self.menu, text='Pista de Terra \n  $\mu = 0.3$ ', command=self.atrito_PT)
    self.btCS = Button(self.menu, text='Cascalho Solto \n  $\mu = 0.45$ ', command=self.atrito_CS)
    self.btAN = Button(self.menu, text='Asfalto Novo \n  $\mu = 0.5$ ', command=self.atrito_AN)
    self.btAG = Button(self.menu, text='Asfalto Gasto \n  $\mu = 0.45$ ', command=self.atrito_AG)

```

```

self.btCN = Button(self.menu, text='Cimento Novo \n  $\mu = 0.5$ ', command=self.atrito_CN)
self.btCG = Button(self.menu, text='Cimento Gasto \n  $\mu = 0.45$ ',
command=self.atrito_CG)
self.btPT['width']='15'
self.btPT['height']='3'
self.btPT['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btCS['width']='15'
self.btCS['height']='3'
self.btCS['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btAN['width']='15'
self.btAN['height']='3'
self.btAN['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btAG['width']='15'
self.btAG['height']='3'
self.btAG['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btCN['width']='15'
self.btCN['height']='3'
self.btCN['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btCG['width']='15'
self.btCG['height']='3'
self.btCG['font']=("Arial", "9", "bold")
self.btPT.place(x='50', y='120')
self.btCS.place(x='190', y='120')
self.btAN.place(x='330', y='120')
self.btAG.place(x='50', y='220')
self.btCN.place(x='190', y='220')
self.btCG.place(x='330', y='220')

def atrito_PT(self):
    valores.append(float(self.co_atrito['PT']))
    TipoPastilhas()
    self.menu.destroy()

def atrito_CS(self):

```

```
valores.append(float(self.co_atrito['CS']))
TipoPastilhas()
self.menu.destroy()

def atrito_AN(self):
    valores.append(float(self.co_atrito['AN']))
    TipoPastilhas()
    self.menu.destroy()

def atrito_AG(self):
    valores.append(float(self.co_atrito['AG']))
    TipoPastilhas()
    self.menu.destroy()

def atrito_CN(self):
    valores.append(float(self.co_atrito['CN']))
    TipoPastilhas()
    self.menu.destroy()

def atrito_CG(self):
    valores.append(float(self.co_atrito['CG']))
    TipoPastilhas()
    self.menu.destroy()

class NovaJanela:

    global string1, string2

    string1 = ['Altura do bloco de inclinação', 'Massa do veículo na traseira',
              'Massa do veículo na dianteira', 'Massa do veículo inclinado', 'FiM']
    string2 = ['Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade',
              'Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade',
              'Altura do centro de gravidade em relação ao solo', 'FiM']
```

```

def __init__(self):
    self.opcao = IntVar()
    self.opcao.set(1)
    self.janela1 = Toplevel()
    self.janela1.transient()
    self.janela1.geometry('300x180+180+90')
    self.C1 = Radiobutton(self.janela1, text = "Massa sobre cada eixo do veículo", variable=
self.opcao, value=1)
    self.C2 = Radiobutton(self.janela1, text = "Coordenadas do centro de gravidade",
variable= self.opcao, value=2)
    self.bt = Button(self.janela1, text='OK', width='10', command=self.atualizarMsg)
    self.C1.place(x='40', y='25')
    self.C2.place(x='40', y='70')
    self.bt.place(x='110', y='125')

```

```

def atualizarMsg(self):
    if self.opcao.get() == 1:
        valores.append(self.opcao.get())
        for txt in string1:
            texto.append(txt)
    elif self.opcao.get() == 2:
        valores.append(self.opcao.get())
        for txt in string2:
            texto.append(txt)
    self.janela1.destroy()
    return texto

```

```

class Application:

```

```

    global valores, texto
    valores = []
    texto = ['Medida entre eixos', 'Raio do pneu', 'Raio efetivo do disco',
'Diâmetro do cilindro de roda', 'Diâmetro do cilindro mestre',
'Número de pastilhas por disco', 'fim']

```

```

def __init__(self, parent):
    self.widget = parent
    self.msg = Label(self.widget)
    self.msg["text"] = 'Entre com a massa do veículo + piloto'
    self.msg["font"] = ("Arial", "14")
    self.msg["width"] = 500
    self.msg["height"] = 5
    self.msg.pack()
    self.medida = Label(self.widget, width=140, anchor=E, font='Times 14', text='kg')
    self.medida.pack()
    self.introduzir = Entry(self.medida)
    self.introduzir["width"] = 30
    self.introduzir["font"] = ("Arial", "13")
    self.introduzir.pack(padx=40, pady=5)
    self.capturar = Button(self.widget)
    self.capturar["text"] = "OK"
    self.capturar["font"] = ("Arial", "10", "bold")
    self.capturar["width"] = 10
    self.capturar["command"] = self.guardarValor
    self.capturar.place(x=200, y=200)
    self.unidades = ['m', 'mm', 'mm', 'mm', 'mm', 'unid', '']

```

```

def guardarValor(self):
    if len(valores) == 8 and self.unidades[0] == "":
        if valores[7] == 1:
            self.unidades = ['m', 'kg', 'kg', 'kg', '']
        elif valores[7] == 2:
            self.unidades = ['m', 'm', 'm', '']
    self.introduzir.pack(padx=40, pady=5)
    self.medida.pack()
    self.capturar.place(x=200, y=200)
    self.msg['text'] = texto[0]
    self.medida['text'] = self.unidades[0]

```

```

if texto[0] == 'fim':
    valores.append(self.introduzir.get())
    self.introduzir['textvariable'] = StringVar()
    texto.remove('fim')
    self.introduzir.pack_forget()
    NovaJanela()
    self.msg['text'] = 'Variáveis declaradas \n\n "OK" para continuar'
elif texto[0] == 'FiM':
    valores.append(self.introduzir.get())
    texto.remove('FiM')
    self.unidades.remove(self.unidades[0])
    MenuOpcoes()
    self.msg.destroy()
    self.introduzir.destroy()
    self.medida.destroy()
    self.capturar.place(x='200', y='150')
    self.capturar['text'] = 'Exit'
    self.capturar['command'] = exit
else:
    if self.introduzir.get() != "":
        valores.append(self.introduzir.get())
        self.introduzir['textvariable'] = StringVar()
        texto.remove(texto[0])
        self.unidades.remove(self.unidades[0])
    else:
        texto.remove(texto[0])
        self.unidades.remove(self.unidades[0])
    pass

```

```

janela = Tk()
janela.geometry('500x400+80+30')
janela.title('DIMENSIONAMENTO DE PEDAL PARA FREIO')
Application(janela)
janela.mainloop()

```