

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**RAFHAEL SILVEIRA**

**DIMENSIONAMENTO E PROJETO DO SISTEMA DE FREIOS DE UM VEICULO  
FORA DE ESTRADA TIPO BAJA**

**CURITIBA  
2010**

**RAFHAEL SILVEIRA**

**DIMENSIONAMENTO E PROJETO DO SISTEMA DE FREIOS DE UM VEICULO  
FORA DE ESTRADA TIPO BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação de Engenharia de Mecânica da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro de Mecânico.

Orientador: Professor Alfredo Calixto.

**CURITIBA**

**2010**

**RAFHAEL SILVEIRA**

**DIMENSIONAMENTO E PROJETO DO SISTEMA DE FREIOS DE UM VEICULO  
FORA DE ESTRADA TIPO BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado como requisito parcial à  
obtenção do título de Engenheiro de  
Mecânico.

**COMISSÃO EXAMINADORA**

---

Prof. Alfredo Calixto

---

Prof.

---

**CURITIBA, \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_**

## **Termo de aprovação**

*“A inovação sempre significa um risco. Mas ir ao supermercado de carro para comprar pão também é arriscado. Qualquer atividade econômica é de alto risco e não inovar – isto é, preservar o passado – é muito mais arriscado do que construir o futuro.” (Peter Drucker)*

## AGRADECIMENTOS

Aos familiares que nos momentos em que estava esgotada a nossa capacidade de pensar, nos incentivaram a perseverar.

Aos nossos professores que abriram caminhos para o nosso conhecimento e nos enriqueceram com sua sabedoria.

Agradeço a todos que de uma forma carinhosa nos incentivaram com alguma palavra, gesto e até mesmo ao abdicar do seu precioso tempo simplesmente para nos ouvir.

Ao apoio dos amigos e colegas do curso que nos acompanharam nessa jornada de persistência, sempre nos incentivando a não desistir.

É sábia a frase *“quem tem um amigo tem um tesouro”*, por isso repetimos MUITO OBRIGADO!!!

## RESUMO

Este trabalho surge da necessidade de um correto dimensionamento do sistema de freios do veículo mini-baja da Universidade Federal do Paraná. Nunca houve até então uma busca e revisão bibliográfica de sistema de freios veiculares para que pudesse ser realizada posterior análise das forças envolvidas na frenagem do veículo *off-road*. Com estes dados em mãos, foi possível dimensionar a linha através da força necessária para frenagem, do cálculo das pressões e das áreas de cilindros de freio. Com tais dados em mãos, foi possível recorrer e verificar componentes que são facilmente encontrados no mercado de reposição e conforme necessário, redimensionar alguns itens.

### **Palavras-chave:**

Sistema de freios, análise cinemática de forças envolvidas na frenagem, hidráulica.

## Lista de figuras

Figura 1 - Força de atrito x peso	11
Figura 2 - Atrito em nível microscópico	11
Figura 3 - Principia da vantagem mecânica	13
Figura 4 – Multiplicação Hidráulica	14
Figura 5 - Ilustração de um cilindro mestre padrão	19
Figura 6 – Tipos de linhas de transmissão	21
Figura 7 – Diagrama esquemático das forças envolvidas	23
Figura 8 - Distância entre-eixos encontrada computacionalmente	35
Figura 9 - Tamanho máximo de disco limitado pelo diâmetro interno da roda	37
Figura 10 - Simulação da montagem do pedal de freio	45
Figura 11 - Pedal de freio montado no sistema	46
Figura 12 - Análise de tensões no pedal de frenagem	46
Figura 13 - Vista do Cilindro mestre	49
Figura 14 - Vista interna do Cilindro mestre	49
Figura 15 - Vista prévia da linha de freio	50

## SUMÁRIO

<b>RESUMO</b> .....	7
<b>Lista de figuras</b> .....	8
<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	10
<b>2 SISTEMA DE FREIOS VEICULARES</b> .....	11
2.1 BREVE HISTÓRICO .....	11
2.2 DEFINIÇÕES E PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO.....	12
2.2.1 O ATRITO .....	13
2.2.2 VANTAGEM MECÂNICA .....	15
2.2.3 MULTIPLICAÇÃO HIDRAULICA.....	15
2.2.4 INFLUÊNCIA DO PESO NA FRENAGEM.....	17
2.2.5 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE NA FRENAGEM.....	17
2.3 CARACTERÍSTICAS DE UM BOM SISTEMA DE FREIOS .....	18
<b>3 COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIOS</b> .....	19
3.1 SUPRIMENTO DE ENERGIA .....	19
3.2 DISPOSITIVO DE COMANDO.....	20
3.2.1 CILINDRO MESTRE .....	20
3.3 DISPOSITIVO DE TRANSMISSÃO .....	21
3.4 FREIO DAS RODAS .....	21
<b>4 CONFIGURAÇÕES DO CIRCUITO DE FREIO</b> .....	23
<b>5 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS</b> .....	25
5.1 OBTENÇÃO DAS FORÇAS ENVOLVIDAS NA FRENAGEM.....	25
5.2 DESACELERAÇÃO .....	28
5.3 O ÍNDICE DE FRENAGEM .....	29
5.4 ENERGIAS ENVOLVIDAS.....	31
<b>6 PROJETO: A ANÁLISE APLICADA AO MINIBAJA</b> .....	35
6.1 DETERMINAÇÃO DE FATORES DE PROJETO.....	35
6.1.1 A ESCOLHA DO TERRENO .....	35
6.1.2 MEDIDAS DO VEÍCULO .....	37
6.1.3 RAIO DINÂMICO DO PNEU .....	38
6.1.4 MEDIDAS DE DISCO E PINÇAS DE FREIO UTILIZADAS.....	39
6.2 CÁLCULOS DE PROJETO .....	40
6.2.1 CÁLCULO DO ÍNDICE DE FRENAGEM.....	40
6.2.2 FORÇA DE FRENAGEM ENVOLVIDA E REAÇÕES NORMAIS.....	41
6.2.3 FORÇA EXERCIDA SOBRE O DISCO E PRESSÃO NECESSÁRIA .....	42
6.2.3 PRESSÃO MÁXIMA NECESSÁRIA AO SISTEMA .....	43
6.2.3 DIMENSIONAMENTO DO PESO MÍNIMO DOS DISCOS DE FREIO.....	45
6.2.3 DIMENSIONAMENTO DA FORÇA APLICADA NO CILINDRO MESTRE .....	45
<b>7 CONSTRUÇÃO DO DISPOSITIVO DE COMANDO SISTEMA</b> .....	47
7.1. PROJETO DO PEDAL DE FREIO .....	47
7.1. DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE .....	49
7.2 PROJETO DO CILINDRO MESTRE E ACESSÓRIOS .....	50
<b>8 CONCLUSÕES</b> .....	53
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	54

## 1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, nos Estados Unidos da America, no ano de 1976. Consistindo no desenvolvimento de um veiculo protótipo, do tipo fora de estrada ou *off road*, que deve obedecer a um regulamento que estabelece inúmeras normas, visando principalmente a segurança do piloto e das pessoas que estiverem ao redor do veiculo e/ou assistindo a competição. Depois de pronto, o protótipo ira competir contra projetos de outras universidades em eventos nacionais e internacionais.

No Brasil, a primeira competição de Baja SAE foi realizada no ano de 1995, e desde então, vem ocorrendo anualmente, contando com a participação de cada vez mais equipes brasileiras e estrangeiras. Na XV Competição Baja SAE Brasil – Petrobras, realizada em marco deste ano, 74 equipes foram inscritas, das quais 73 eram brasileiras e uma americana.

A Universidade Federal do Paraná (UFPR) participa desde a primeira edição, sem deixar de inscrever-se em nenhum ano. Inicialmente a UFPR não possuía uma equipe constante, quem participava eram alunos formandos, que faziam do projeto Baja SAE um trabalho de conclusão de curso. Desta forma não havia uma continuidade do projeto através do tempo, ou seja, a cada ano uma nova turma se reunia e elaborava um novo projeto, totalmente diferente do anterior. Então, no ano de 2003 foi criada a Equipe Pia de Baja, composta por alunos de vários períodos do curso. Assim foi possível manter o projeto numa linha de continuidade, pois sempre haveria integrantes do ano anterior coordenando o desenvolvimento do veiculo atual e passando conhecimento a quem entrava na equipe. Com isso, ao invés de iniciar um projeto diferente a cada ano, a equipe trabalha de forma a eliminar os pontos fracos apresentados anteriormente, tornando-se mais competitiva. Eis um dos grandes motivos da realização do presente trabalho.

Além do motivo supracitado, este trabalho surge porque até então jamais havia sido realizado uma análise das forças envolvidas, pressão de linha necessária, tamanho de cilindros de freio, força requerida pelo condutor, desaceleração entre outros, todos estes devidamente demonstrados em uma tábua de cálculo. Por isso será feito o dimensionamento da linha de freio e deseja-se que torne-se fonte de referência ou consulta para novos membros que venham integrar a equipe futuramente.

## 2 SISTEMA DE FREIOS VEICULARES

O sistema de freios constitui uma das partes mais importantes e vitais de um veículo, sendo projetado para dar o máximo de rendimento com um mínimo de manutenção.

Corretamente dimensionado, conservado e ajustado, proporciona ao motorista a garantia de uma frenagem segura, sob as mais diversas condições de tráfego, seja obedecer um sinal de trânsito ou se deparar com uma emergência. Deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível, sob qualquer condição de uso, piso, velocidades ou tipo de pista.

Além disso, por ser um item de segurança fundamental, deve ser perfeitamente confiável e não ser afetado por elementos externos como água, poeira e variações de temperatura. A performance não deve se deteriorar com desgaste e por fim mínimo de manutenções e regulagens.

### 2.1 BREVE HISTÓRICO

A história nos conta que o primeiro uso da roda, data de aproximadamente 4000 anos a.C. Esta, era muito útil para transportar pesadas cargas, fato que até então era impossível sem tal invenção, mas aí surge um problema: Como parar as rodas depois que começavam a rolar? A cunha foi empregada para esse fim, era usada embaixo das rodas, como calço após a parada. Estava desenvolvido um primitivo sistema de freio. Porém, este método revelava um grande desgaste nestas peças e o grande responsável por tal desgaste era o atrito. Através de algumas experiências, o homem pode perceber que fazendo uso do atrito, poderia reverter a energia cinética das rodas em outro tipo de energia, em sua maioria térmica. Então inicia uso de alavancas, que em seu contato direto com as rodas era capaz de reduzir seu movimento, depois, já no início da era industrial, passa a usar cintas, flexíveis de aço, envolvendo um tambor também de aço e o acionamento deste sistema era feito por alavancas. Apesar do avanço na técnica de frenagem, o sistema era ineficiente e o desgaste das partes atritantes era muito acentuado.

Então, com o uso de novos materiais, como cintas de aço com madeira ou couro, os freios acabam ganhando um pouco mais de eficiência e dessa forma o homem aprende o caminho para o aperfeiçoamento do sistema.

Posteriormente, as cintas, já na forma de sapatas, passaram ao interior do tambor ganhando as formas dos freios a tambor usados até hoje. A potência de frenagem possível de ser dissipada aumentou bastante com essa solução.

Em aplicações automotivas, segundo Nicolazzi, tanto o freio de tambor quanto o de cinta eram usados em apenas duas rodas do carro, tendo em conta as limitações dos sistemas de acionamento puramente mecânicos dos freios dos veículos daquela época. Somente em 1923, a indústria automotiva passou a utilizar freios nas 4 rodas. Devido à dificuldade de equalizar a freada nas quatro rodas dos veículos dotados com freios de acionamento mecânico, desenvolveram-se os sistemas de acionamento hidráulicos e pneumáticos, até hoje utilizados nos veículos comerciais. Os freios mecânicos ainda são utilizados em algumas máquinas agrícolas e na maioria dos freios de estacionamento de veículos leves.

## 2.2 DEFINIÇÕES E PRINCIPIOS DE FUNCIONAMENTO

Pela definição, de acordo com a norma ISO 611 e DIN 70024, “sistema de freio é uma serie de componentes mecânicos, instalados em um veiculo a fim de manter ou reduzir a velocidade ou ainda levar o veiculo a total inércia ou mantê-lo neste estado”.

A norma brasileira define sistema de freio como a combinação de peças cuja função é reduzir progressivamente a velocidade de um veiculo em movimento, ou fazê-lo parar ou conservá-lo imóvel se já estiver parado.

O principio de funcionamento da grande maioria dos sistemas de freio veiculares, consiste na transformação da energia cinética do veiculo em energia térmica e dissipação desta energia para o ambiente. De maneira mais direta, os freios privam as rodas de movimento nos veículos em velocidade, pela aplicação do progressivo em controlado atrito nos componentes deste sistema, gerando uma força no conjunto roda/pneu e este ultimo por sua vez transmite a força ao solo, também por atrito. A aplicação da força de frenagem também se vale de dois

princípios físicos, o princípio da vantagem mecânica, também conhecida como princípio de força de alavanca e a multiplicação hidráulica. Vale uma breve abordagem nestes conceitos físicos.

### 2.2.1 O ATRITO

Atrito é a resistência do movimento relativo entre dois corpos em contato. Se não houvesse atrito, jamais seria possível parar um corpo em movimento.

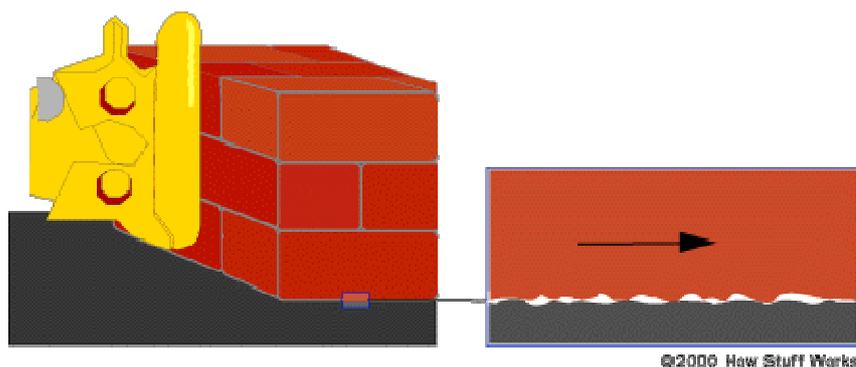
Para ficar mais claro, será visto um exemplo, encontrado no site *How Stuff Works*, que explica muito bem as coisas.

Os blocos da figura abaixo são feitos do mesmo material, mas um é mais pesado. É fácil perceber qual bloco será mais difícil para a escavadora empurrar.



**Figura 1 - Força de atrito X peso**

A figura abaixo, no detalhe mostra o contato em nível microscópico:



**Figura 2 - Atrito em nível microscópico**

Mesmo que os blocos pareçam lisos a olho nú, são na verdade, consideravelmente ásperos em nível microscópico. Quando se ajusta o bloco para baixo na tabela, os pequenos picos e vales começam a se espremer entre si e alguns deles podem na verdade acabar soldados um ao outro. O peso do bloco mais

pesado faz com que ele se esprema ainda mais, tornando o deslize ainda mais difícil.

Diferentes materiais têm estruturas microscópicas diferentes; por exemplo, é mais difícil deslizar borracha em contato com borracha do que deslizar aço contra aço. O tipo de material determina o coeficiente de atrito, coeficiente de força necessário para fazer deslizar um bloco sobre o peso desse bloco. Se o coeficiente no exemplo fosse 1,0 então seria necessária uma força de 45 kg (100 libras) para fazer deslizar o bloco de 45 kg ou de 180 kg (400 libras) para fazer deslizar o bloco de 180 kg. Se o coeficiente fosse 0,1, então seriam necessários 4,5 kg (10 libras) de força para deslizar o bloco de 45 kg (100 libras) ou 18 kg (40 libras) de força para deslizar o bloco de 180 quilogramas (400 libras).

Assim, a quantidade de força necessária para mover um bloco dado é proporcional ao peso desse bloco. Mais peso, mais força requerida.

Esse conceito aplica-se para dispositivos como freios e embreagens, onde uma pastilha é pressionada contra um disco giratório. Quanto mais força for aplicada contra a pastilha, maior a força de parada.

Quando uma força é aplicada para retardar ou parar um corpo em movimento, ocorre a “Ação de frenagem”. Conforme exemplificado acima, pode-se concluir que três fatores governam o aumento de atrito desenvolvido na “Ação de frenagem”, e o quarto fator existente é o resultado do atrito.

O primeiro fator é a pressão. Quando pressão for aplicada em duas superfícies em atrito, essa fará com que uma superfície tenda a segurar fortemente a outra.

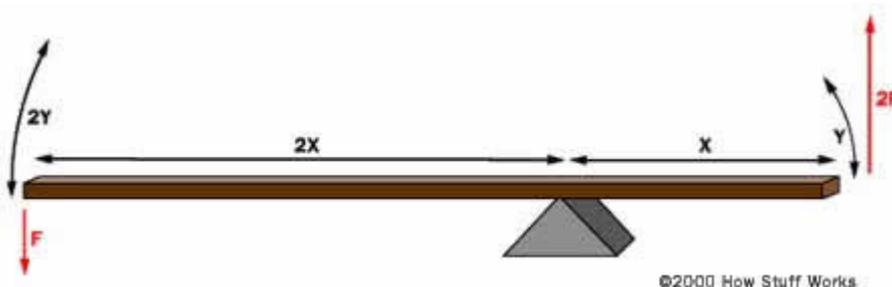
O Segundo fator é o aumento da superfície de contato em atrito. Para exemplificar, em 100cm<sup>2</sup> de superfície, o atrito é duas vezes mais efetivo que em 50cm<sup>2</sup>.

O terceiro fator é a qualidade do material usado nas superfícies de atrito. Alguns materiais requerem mais força para movimentá-los sobre uma mesma superfície do que outros, mesmo que a pressão aplicada e suas superfícies de contato sejam idênticas. Logo, o coeficiente de atrito é função dos materiais.

### 2.2.2 VANTAGEM MECÂNICA

Quando o pedal de freio de freio é pressionado, a força do aplicada é transmitida para os freios por meio de um fluido. Como os freios em si requerem uma força muito maior do que a que uma pessoa comum poderia aplicar neste pedal, o veículo precisa multiplicar a força aplicada no pedal. Ele faz isso de duas maneiras, uma delas é a Vantagem mecânica (força de alavanca).

O pedal é projetado de tal maneira que pode multiplicar a força da perna diversas vezes antes mesmo que qualquer força seja transmitida ao fluido de freio.



**Figura 3 - Princípio da vantagem mecânica**

Na figura acima, uma força  $F$  está sendo aplicada na extremidade esquerda da alavanca. A extremidade esquerda da alavanca é duas vezes mais longa ( $2X$ ) que a extremidade direita ( $X$ ). Conseqüentemente, na extremidade direita da alavanca uma força de  $2F$  está disponível, mas age com a metade da distância ( $Y$ ) que a extremidade esquerda move ( $2Y$ ). Mudar os comprimentos relativos das extremidades esquerda e direita da alavanca muda os multiplicadores.

### 2.2.3 MULTIPLICAÇÃO HIDRAULICA

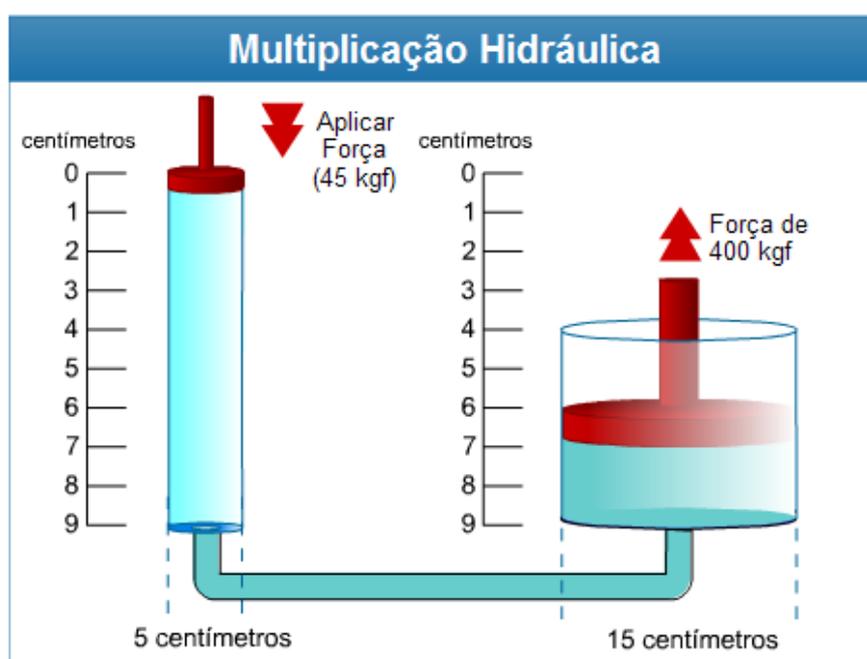
O princípio de Pascal estabelece que a alteração de pressão produzida num líquido em equilíbrio transmite-se integralmente a todos os pontos do líquido e às paredes do recipiente. A diferença de pressão devida a uma diferença na elevação de uma coluna de fluido é dada por:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad (2.1)$$

onde, usando o Sistema Internacional de unidades,

- $\Delta P$  é a pressão hidrostática (em pascal), ou a diferença de pressão entre dois pontos da coluna de fluido, devido ao peso do fluido;
- $\rho$  é a densidade do fluido (em quilogramas por metro cúbico);
- $g$  é aceleração da gravidade da Terra ao nível do mar (em metros por segundo ao quadrado);
- $\Delta h$  é a altura do fluido acima (em metros), ou a diferença entre dois pontos da coluna de fluido.

A idéia básica por trás de qualquer sistema hidráulico é muito simples: a força aplicada em um ponto –neste caso, a força aplicada no pedal pelo condutor– é transmitida a um outro ponto –este as pastilhas de freio– usando um fluido incompressível, quase sempre algum tipo de óleo. A maioria dos sistemas de freio também multiplica a força no processo. A imagem na pagina a seguir ilustra o principio com clareza:



**Figura 4 – Multiplicação Hidráulica**

Para determinar o fator da multiplicação na figura acima, é preciso observar o tamanho dos pistões. Supondo que o pistão à esquerda tem 5,08 cm (2 polegadas) de diâmetro (raio de 1 polegada / 2,54 cm), enquanto o pistão à direita possui 15,24 cm (6 polegadas) de diâmetro (raio de 7,62 cm / 3 polegadas). A área dos dois

pistões é  $\pi * r^2$ . A área do pistão esquerdo é, conseqüentemente, de 3,14, enquanto que a área do pistão direito é de 28,26. O pistão à direita é nove vezes maior do que o pistão à esquerda. Isto significa que qualquer força aplicada ao pistão esquerdo será nove vezes maior no pistão direito. Assim, se for aplicada uma força descendente de 100 libras ao pistão esquerdo, uma força ascendente de 900 libras aparecerá na direita.

#### 2.2.4 INFLUÊNCIA DO PESO NA FRENAGEM

O peso de um veículo tem influência direta na potência de frenagem. Nenhum freio projetado para um veículo com peso total de 3 ton é capaz de controlá-lo quando o peso do veículo é duplicado. Isto porque, quando o peso do veículo é dobrado, a energia cinética ou de movimento, também é dobrada e exige que a energia a ser transformada em calor seja dobrada também.

Assim um freio não pode dissipar e absorver duas vezes mais calor, além daquele para o qual foi projetado. Logo, pode-se definir: Quando o peso for dobrado, a potência de frenagem também deve ser dobrada.

#### 2.2.5 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE NA FRENAGEM

A energia cinética de um veículo é função do quadrado da velocidade desenvolvida por tal. Isso significa que esta energia a ser transformada em energia calorífica, durante a frenagem de um veículo a 120km/h é quatro vezes maior do que a 60km/h.

Verifica-se então, que com a velocidade duplicada, a potência de frenagem deve ser quadruplicada, tendo, portanto, os freios que absorver ou dissipar quatro vezes mais calor.

Define-se: Quando a velocidade for dobrada, a potência de frenagem deve ser aumentada quatro vezes.

### 2.3 CARACTERÍSTICAS DE UM BOM SISTEMA DE FREIOS

Ainda, para classificar um bom sistema de freios, alguns aspectos importantes devem ser levados em conta, são características essenciais para caracterizar um bom sistema de freios:

- Atuação Uniforme;
- Boa Dosagem;
- Insensibilidade a sujeira e corrosão;
- Alta confiabilidade;
- Estabilidade;
- Resistência ao desgaste e
- Manutenção simples

### 3 COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIOS

Neste capítulo, serão apresentados os elementos que compõem um sistema de freios. De acordo com o manual de tecnologia automotiva da Bosch, os componentes de um sistema de freio compreendem em:

- Suprimento de energia;
- Dispositivo de comando;
- Dispositivo de transmissão para controle da força de frenagem;
- Dispositivos adicionais (veículo trator para frenagem de um reboque);
- Freio das rodas.

Estes componentes afetam individualmente as forças decisivas para a frenagem do veículo ou comboio.

Diferentes aplicações para diversos tipos de veículos resultam em parte numa ampla variedade de exigências feitas ao sistema de freios, o que obriga o desenvolvimento de sistemas diferentes entre si, tanto na aplicação quanto na concepção dos componentes básicos.

#### 3.1 SUPRIMENTO DE ENERGIA

De acordo com Bosch, dependendo do tipo de energia empregada no controle do sistema de freio, é feita uma distinção entre:

- Sistema de freio por energia muscular,
- Sistema de freio servo-assistido,
- Sistema de freio por energia externa,
- Sistema de freio inercial.

Para o caso do veículo mini Baja, existe apenas a energia muscular envolvida, isto é não há ajuda de vácuo nem qualquer outro tipo de dispositivo que facilite a frenagem, apenas a força do piloto, com devida multiplicação mecânica e hidráulica é possível e suficiente para garantir a frenagem do veículo.

## 3.2 DISPOSITIVO DE COMANDO

Um dispositivo de comando normalmente é composto de:

- Pedal de freio
- Servofreio a vácuo
- Cilindro mestre
- Reservatório de fluido de freio
- Dispositivo de alerta sobre falha num dos circuitos do freio ou perda de fluido de freio

Destes dispositivos, o único não encontrado no mini Baja é o Servofreio à vácuo. A seguir, vale a explanação sobre cilindro mestre.

### 3.2.1 CILINDRO MESTRE

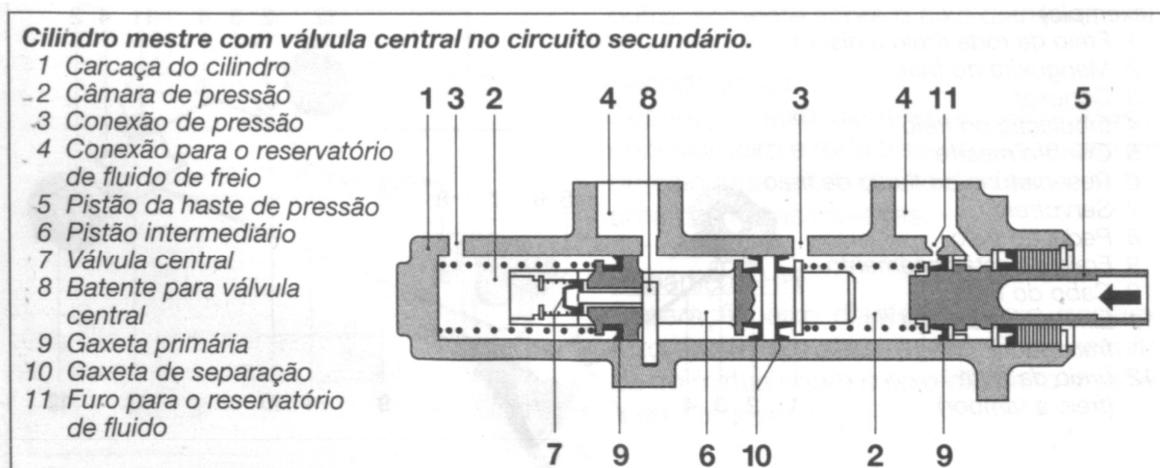
A pressão de saída, através de um tucho, atua diretamente sobre o pistão da haste de pressão do cilindro mestre, gerando pressão hidráulica que é transmitida para o pistão “flutuante” intermediário. Deste modo estabelecem-se nas câmaras de pressão de ambos circuitos de freio, pressões aproximadamente iguais.

No caso de falha em um dos circuitos de freio, ou o pistão da haste de pressão move-se de encontro ao pistão intermediário, ou o pistão intermediário, por ação hidráulica, avança até a base do cilindro mestre. Este processo pode ser notado devido a um curso longo e quase sem resistência do pedal.

Para compensação do desgaste das guarnições de freio e escorrimentos, o cilindro mestre é interligado ao reservatório de fluido de freio. Quando o freio é liberado, uma válvula central posicionada no pistão da haste de pressão se abre ou a gaxeta de vedação do pistão libera um furo de comunicação com o reservatório. Isso garante que na posição de repouso os freios estejam livres de pressão e que as perdas de fluido hidráulico sejam compensadas. A desvantagem desta concepção simples é que se, com o freio liberado houver uma formação de bolhas de vapor no fluido de freio, provocada por sobrecarga térmica, o circuito afetado se esgota. Numa frenagem subsequente é possível que não se obtenha nenhuma pressão.

Para evitar o esgotamento total do reservatório, mesmo no caso de um grande vazamento, ele também é construído, pelo menos a partir de um determinado nível, com circuito duplo. Se o nível de fluido abaixar em demasia um ou dois comutadores de pressão diferencial no cilindro mestre para alertar sobre falhas num dos circuitos de freio.

A figura abaixo mostra um esquema hipotético de um cilindro mestre.



**Figura 5 - Ilustração de um cilindro mestre padrão**

### 3.3 DISPOSITIVO DE TRANSMISSÃO

A transmissão de força no sistema de freio pode ser feita por meio mecânico, hidráulico, pneumático ou mesmo eletro eletrônico. Apenas os dois primeiros meios são encontrados no veículo mini Baja.

### 3.4 FREIO DAS RODAS

Se os diversos modelos de freios a tambor preenchem os requisitos essenciais nos utilitários ou automóveis de passageiros pequenos, a atuação uniforme e boa dosagem só são obtidas nos automóveis de passageiros pesados e ligeiros com freios a disco.

Na prática os discos de freio de ferro fundido cinzento com pinças externas se tornaram padrão. Geralmente, os discos de freio são assentados no cubo da roda. Esta disposição requer uma adequada dissipação de calor através de irradiação,

convecção e condução térmica. Medidas adicionais, como discos de freio ventilados, placa de dissipação de calor e rodas com fluxo de ar otimizado, reduzem a temperatura dos discos, principalmente nos automóveis de alta performance.

As pinças de freio são subdivididas em pinças fixas e pinças flutuantes.

As pinças fixas agarram o disco de freio com uma carcaça rígida. Durante a frenagem, os pistões de pressão, em posições opostas, pressionam as pastilhas contra a superfície do disco de freio.

Para as pinças flutuantes, dois desenhos se estabeleceram como padrão:

Pinças de chassi flutuante e pinça de garra. Em ambos desenhos o cilindro ou os pistões de pressão atuam diretamente sobre as pastilhas alojadas do lado interno do veículo. As pastilhas são puxadas contra o disco de freio através da garra que envolve o disco de freio. As pinças flutuantes têm as seguintes vantagens em relação às pinças fixas:

- Requerem pouco espaço entre o disco de freio e a calota da roda (vantajoso para eixos com deslocamento do pino mestre pequeno ou negativo)
- Melhor comportamento térmico devido à ausência de tubulações hidráulicas na zona de temperatura crítica acima do disco de freio.

As desvantagens condicionadas pelo projeto como propensão a apresentar ruído, rangidos de freio, desgaste irregular das pastilhas e corrosão dos elementos de guia) podem ser compensadas através de medidas construtivas.

#### 4 CONFIGURAÇÕES DO CIRCUITO DE FREIO

Várias são as maneiras de efetuar o circuito de freio, que nada mais é que a ligação hidráulica de partes distantes, como o cilindro mestre até as pinças de freio. Para ficar mais claro, a figura abaixo mostra as possíveis configurações do circuito do freio:

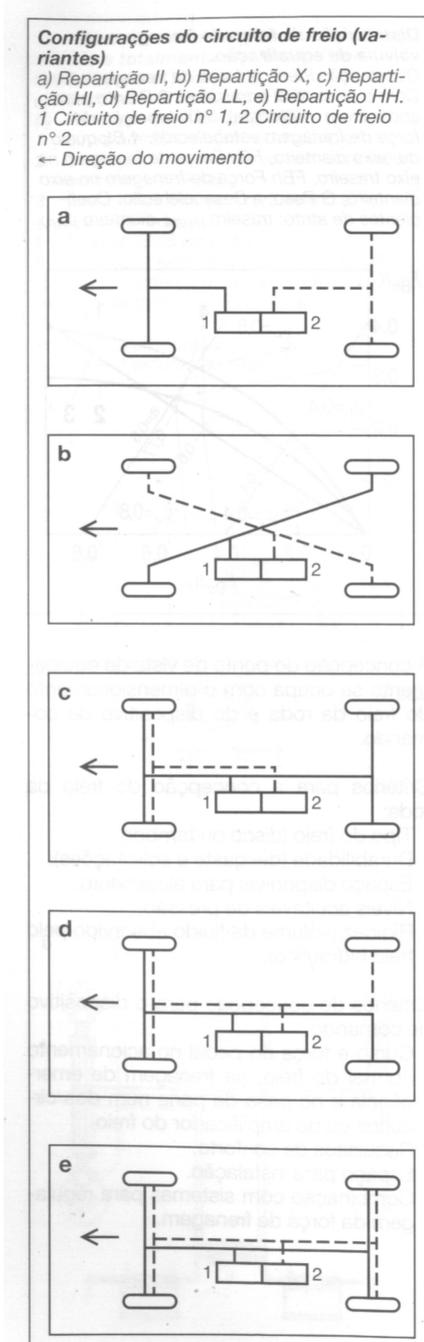


Figura 6 – Tipos de linhas de transmissão

- a) Repartição II - Separação eixo dianteiro/eixo traseiro. Um circuito de freio atua sobre o eixo dianteiro e o outro, sobre o eixo traseiro.
- b) Repartição X - Distribuição diagonal. Cada circuito de freio atua sobre uma roda dianteira e sobre uma roda traseira diagonalmente oposta.
- c) Repartição HI - Separação eixo dianteiro/eixo dianteiro e eixo traseiro/traseiro. Um circuito de freio atua sobre os eixos dianteiro e traseiro e o outro, somente sobre o eixo dianteiro.
- d) Repartição LL - Separação eixo dianteiro e roda traseira/eixo dianteiro e roda traseira. Cada circuito de freio atua sobre o eixo dianteiro e sobre uma das rodas traseiras.
- e) Repartição HH - Separação eixo dianteiro e eixo traseiro/eixo dianteiro. Cada circuito de freio atua sobre o eixo dianteiro e sobre o eixo traseiro.

De acordo com o Manual de Tecnologia Automotiva Bosch, Regulamentações legais exigem um dispositivo de transmissão de circuito duplo. Das cinco possibilidades previstas na DIN 74.000, as repartições II e X se tornaram padrão. Com o mínimo gasto em tubulações, mangueiras, conexões e vedações estáticas ou dinâmicas, a probabilidade de pane devida a vazamentos é comparável ao dos sistemas de freios com circuitos simples. No caso de pane no circuito de freio, em virtude de sobrecarga térmica de um freio de roda, as repartições em HI, LL e HH são particularmente críticas, pois uma falha de ambos circuitos de freio numa roda pode provocar o colapso total do sistema de freios.

Para satisfazer as exigências legais em relação à ação do freio auxiliar, veículos com maior carga dianteira são equipados com a repartição X. A repartição II é mais indicada para veículos com maior carga traseira e para utilitários médios e pesados.

## 5 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS

Não havia mais como continuar com o modo como o projeto Pia de Baja UFPR era guiado, o projeto do freio se baseava em mera tentativa e erro e isso não poderia mais ser aceito em um projeto que visa crescer cada vez mais. Sendo realizado por alunos de um curso de engenharia mecânica, deveria ir muito além de uma montagem mecânica, se fazia necessária então a busca e desenvolvimento de técnicas científicas para o correto dimensionamento dos freios.

A parte de dimensionamento consiste em uma revisão bibliográfica da publicação de Nicolazzi, para mostrar detalhadamente como encontrar as forças, energias e desacelerações envolvidas agem durante o processo de frenagem e afetam toda a dinâmica do veículo.

Após serem mostrados os cálculos de dimensionamento, será analisado o caso do veículo especial fora de estrada e dimensionado um sistema de freios apropriado para tal veículo e que esteja de acordo com o regulamento vigente que é requisito básico para participação em competições e campeonatos.

### 5.1 OBTENÇÃO DAS FORÇAS ENVOLVIDAS NA FRENAGEM

Para a obtenção das forças de frenagem, considere-se a figura a seguir:

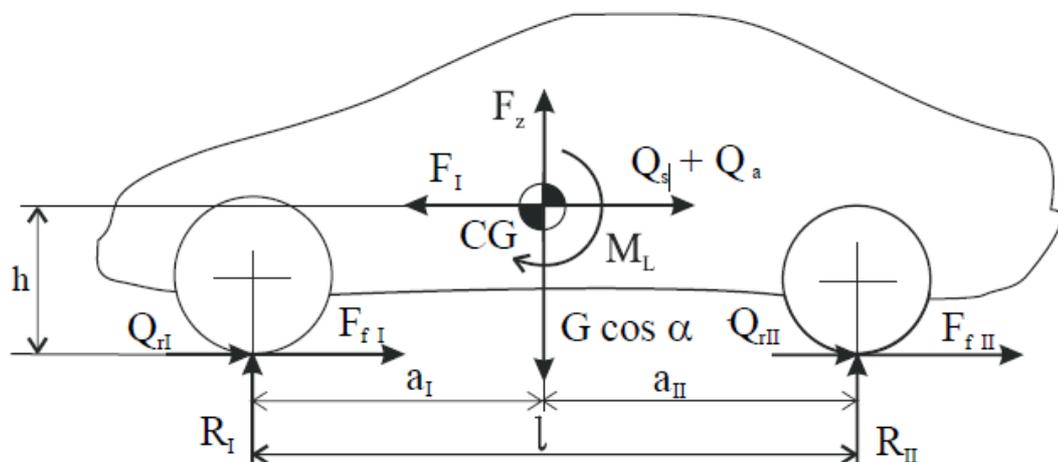


Figura 7 – Diagrama esquemático das forças envolvidas

Do equilíbrio de forças na direção do movimento, tem se:

$$F_f = F_I - (Q_s + Q_r + Q_a) \quad (5.1)$$

onde:

$F_f = F_{fI} + F_{fII}$  - força de frenagem;

$F_{fI}$ ,  $F_{fII}$  - força de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro;

$Q_a$  - resistência aerodinâmica;

$Q_r = Q_{rI} + Q_{rII}$  - resistência de rolamento;

$Q_{rI}$ ,  $Q_{rII}$  - resistência ao rolamento dos eixos dianteiro e traseiro;

$F_I$  - força de inércia;

$Q_s$  - resistência ao aclone

Segundo Nicolazzi, as resistências ao movimento modificam as cargas nos eixos de um veículo como mostrado na figura. Isso significa na prática que ao frear um veículo, ocorre transferência de carga entre os eixos. Se por exemplo, numa distribuição normal, com o veículo em repouso a distribuição de peso é 60 % na frente e 40% atrás, durante uma frenagem de emergência essa distribuição pode se alterar, e passar a 70% ou até 80% por cento para dianteira e 30% ou mesmo 20% na traseira. Adiante será visto de quais fatores depende o fator transferência de carga nos eixos.

Continuando a quantificação das cargas nos eixos, Nicolazzi aplica mais duas equações adicionais no equilíbrio plano, que resulta em:

$$R_I l = a_{II} ( G \cos \alpha - F_Z ) - ( Q_a + Q_s - F_I ) h - M_L \quad (5.2)$$

$$R_{II} l = a_I ( G \cos \alpha - F_Z ) + ( Q_a + Q_s - F_I ) h + M_L \quad (5.3)$$

onde:

$F_Z$  - é a força de sustentação (age no centro de pressão);

$M_L$  - é o momento devido a resistência aerodinâmica e a força de sustentação.

Do ponto de vista de Forças envolvidas no movimento, pode-se definir altas velocidades, aquelas as quais as forças aerodinâmicas se tornam superiores às outras envolvidas e são as maiores consumidoras de potencia na condição de movimento. Para o veículo mini Baja, que não chega a velocidades altas, não ultrapassa 55 km/h, pode-se desconsiderar a influência de forças aerodinâmicas.

Também, devido ao baixo peso, baixo centro de gravidade e curta distância entre eixos, o momento devido a força de sustentação pode ser desconsiderado.

Admitindo que a força de sustentação bem como os momentos devido a resistência aerodinâmica e a força de sustentação sejam desprezáveis, as últimas duas expressões podem ser reescritas como:

$$R_I l = a_{II} G \cos \alpha - (Q_a + Q_s - F_f) h \quad (5.4)$$

$$R_{II} l = a_I G \cos \alpha - (Q_a + Q_s - F_f) h \quad (5.5)$$

Por outro lado, da expressão (5.1) rearranjada, tem-se:

$$Q_s + Q_a - F_f = - (F_f + Q_r) \quad (5.6)$$

Com isto, as equações (5.4) e (5.5) se simplificam para:

$$R_I = (1 - x) G \cos \alpha + (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (5.7)$$

$$R_{II} = x G \cos \alpha - (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (5.8)$$

Nas equações (4.7) e (4.8), o último termo do lado direito de ambas, é denominado de transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro. Assim a transferência de carga entre eixos para um veículo em operação de frenagem é dada por:

$$\Delta G = (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (5.9)$$

Como o veículo mini Baja precisa cumprir o regulamento para poder efetivamente participar das competições, é necessário que haja travamento nas quatro rodas, logo, a força de frenagem mais próxima desta condição fica (limiar de travamento):

$$F = \mu ( R_I + R_{II} ) \quad (5.10)$$

Ou

$$F_f = \mu G \cos \alpha \quad (5.11)$$

Com o valor da força de frenagem determinado para cada um dos casos analisados, o passo seguinte é o cálculo das reações  $R_I$  e  $R_{II}$ . Para isto, basta substituir o valor da força frenagem determinados na expressão (5.11) nas equações (5.7) e (5.8).

## 5.2 DESACELERAÇÃO

Determinados os valores de força de frenagem, é possível encontrar a desaceleração que o veículo sofre. Para iniciar, parte-se da equação 5.6 reescrita como segue:

$$F_f = F_I - Q_s - Q_r - Q_a \quad (5.12)$$

ou

$$(5.13)$$

onde:

$g$  - Aceleração da gravidade;

$G$  - Peso do veículo;

$\delta$  - Inércia de translação equivalente à rotativa;

$G \operatorname{sen} \alpha$  - Resistência de aclone;

$\alpha$  - Ângulo do aclone;

$G f \cos \alpha$  - Resistência de rolamento;

$f$  - Coeficiente de atrito de rolamento ou Resistência de rolamento;

$C_x A q$  - Resistência aerodinâmica

$C_x$  - Coeficiente de resistência aerodinâmica;

$A$  - Área frontal projetada;

$q$  - pressão dinâmica.

Assim, a desaceleração da frenagem é dada pela equação:

$$a = \frac{g}{(1 + \delta)} \left\{ [(\mu + f) - \cos \alpha + \sin \alpha] + C_x A \frac{q}{G} \right\} \quad (5.14)$$

### 5.3 O INDICE DE FRENAGEM

O melhor desempenho de uma frenagem ocorre quando a maior força de frenagem é conseguida pelas quatro rodas sem que haja travamento. Ou seja, ocorre no limite do atrito estático do par pneu/pista. Para complementar, segundo Nicolazzi, a condição de máxima performance de frenagem, ocorre quando a distribuição de força de frenagem nos eixos for proporcional às reações dinâmicas  $R_I$  e  $R_{II}$ .

O índice de frenagem relaciona, em porcentagem, as forças de frenagem e reações do eixo dianteiro e traseiro e serve para analisar a distribuição de carga de frenagem em função de variáveis como coeficiente de atrito pneu/pista, coeficiente de atrito de rolamento e distribuição de peso do veículo.

De acordo com Nicolazzi, o ponto de partida para equacionar o índice de frenagem, é a equação da força de frenagem dada pela equação 5.11 e repetida a seguir:

$$F_f = \mu G \cos \alpha \quad (5.15)$$

Com esta força de frenagem, as reações do eixo dianteiro e traseiro podem ser reescritas como:

$$R_I = (1 - x) G \cos \alpha + (\mu G \cos \alpha + Q_r) \frac{h}{l} \quad (5.16)$$

$$R_{II} = x G \cos \alpha - (\mu G \cos \alpha + Q_r) \frac{h}{l} \quad (5.17)$$

ou

$$R_I = G \cos \alpha \left[ (1 - x) + (\mu + f) \frac{h}{l} \right] \quad (5.18)$$

$$R_{II} = G \cos \alpha \left[ (x - (\mu + f) \frac{h}{l}) \right] \quad (5.19)$$

Logo, define-se o índice de frenagem  $\xi$  como segue:

$$\xi = \frac{F_{fI}}{F_{fII}} = \frac{\mu R_I}{\mu R_{II}} = \frac{R_I}{R_{II}} = \frac{[(1-x) + (\mu + f) \frac{h}{l}]}{[x - (\mu + f) \frac{h}{l}]} \quad (5.20)$$

Para o Veículo se deslocando no plano e com os efeitos da resistência aerodinâmica e de inércia rotativa desconsiderados, a equação 5.14 fica:

$$a = \frac{g}{(1 + \delta)} (\mu + f) g (\mu + f) \quad (5.21)$$

Desta forma, a equação 5.20 também pode ser escrita como:

$$\xi \cong \frac{[(1-x)g + a \frac{h}{l}]}{[xg - a \frac{h}{l}]} \quad (5.22)$$

As duas formas de escrever mostram a dependência do índice de frenagem coma a desaceleração “a” ou do coeficiente de atrito do par pneu/pista.

De acordo com Nicolazzi, durante o acionamento dos freios, essas grandezas variam e, conseqüentemente, o valor de  $\xi$  também. O índice de frenagem define a força tangencial que deve ser aplicada pela sapata ou pelas pastilhas sobre o tambor ou disco dos freios, nas rodas de cada um dos eixos do veículo. Isso implica que as razões entre a área do cilindro mestre e as áreas dos cilindros de roda dos freios dianteiros e traseiros também está definida pelo índice de frenagem, o que impossibilita que a frenagem ótima seja atingida para quaisquer coeficientes de atrito ou desacelerações. Se um sistema é projetado para um determinado coeficiente de atrito pneu/pista e a frenagem for efetuada em outro, como por exemplo, se o veículo, no caso o mini baja é projetado para freiar na terra e o teste é executado no asfalto, certamente ele não terá um desempenho no segundo terreno tão bom como no primeiro.

Ainda vale ressaltar, Segundo Taborek, desacelerações em torno de 0,35g são desconfortáveis para os passageiros, enquanto que desacelerações maiores, tal como 0,46g, ocorrem apenas em frenagens de emergência. Segundo Newcomb, a recomendação para acelerações de frenagem suportadas com conforto para os

ocupantes, gira em torno de 0,2 g, enquanto que para frenagens de emergência, em torno de 0,5 g. Essas diferenças indicam que a solução do problema não está bem definida e que cada fabricante deve calibrar os freios de seus veículos para o máximo desempenho de frenagem possível, bem como máximo conforto e estabilidade.

#### 5.4 ENERGIAS ENVOLVIDAS

O veículo minibaja é um veículo de competição cujo qual é submetido a algumas provas para avaliar o seu desempenho, são algumas delas: Provas de frenagem, aceleração, arrancada e enduro. Devidas às condições das provas as quais o veículo é submetido, leva-se em conta que este é submetido apenas à frenagens de curta duração. Isto é, pode-se supor que todo o calor gerado durante a frenagem é equivalente a variação da energia cinética do veículo. Como visto nos capítulos anteriores, esta energia deve ser armazenada na forma de energia térmica através do aumento da temperatura do disco de freio.

De acordo com Nicolazzi, A formulação para este tipo de frenagem é baseada na variação da energia cinética quando o veículo é desacelerado, de uma velocidade  $v_i$  para uma velocidade  $v_f$ , pela ação do sistema de freios. Sendo assim, a variação da energia cinética para a operação de frenagem é dada por:

$$E = \frac{1}{2} m ( 1 + \delta ) ( v_i^2 - v_f^2 ) = \frac{1}{2} \frac{G}{g} ( 1 + \delta ) ( v_i^2 - v_f^2 ) \quad (5.23)$$

onde:

$G, m$  - é o peso/massa do veículo;

$\delta$  - é a inércia de translação equivalente a de rotação;

$g$  - aceleração da gravidade;

$v_i$  - é a velocidade do veículo no início da frenagem;

$v_f$  - é a velocidade final do veículo após a frenagem.

Caso a frenagem imobilize o veículo, a energia cinética pode ser reescrita como:

$$E = \frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) v_i^2 \quad (5.24)$$

Da termodinâmica clássica, o calor absorvido por um corpo sólido de massa  $m$ , quando sofre uma variação de temperatura,  $\Delta T$ , é dado por:

$$Q_{\text{freio}} = c m \Delta T \quad (5.25)$$

onde:

$Q_{\text{freio}}$  - é a capacidade térmica do corpo;

$c$  - é o calor específico do material do corpo;

$m$  - é a massa do corpo;

$\Delta T$  - é o acréscimo de temperatura do corpo.

No caso do corpo que armazena a energia térmica ser o freio, a massa  $m$  é a do disco, principalmente, a massa localizada na região que atrita com as garnições. É interessante frisar que o modelo acima pressupõe que o calor seja armazenado de maneira que a temperatura seja uniforme no corpo. Isto, de fato, não acontece e a temperatura não é uniforme ao longo da espessura do disco ou parede do tambor, o que ocasiona gradientes térmicos severos nestes elementos e, concomitantemente, tensões térmicas elevadas.

O modelo matemático para este tipo de utilização dos freios é obtido igualando a energia cinética de frenagem à capacidade de armazenar energia térmica da massa do freio. Assim, igualando as equações 5.24 e 5.25 se obtém:

$$\frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) = c m \Delta T \quad (5.26)$$

Para o caso do veículo ser imobilizado no final da frenagem, a equação anterior pode ser reescrita como:

$$\frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) v_i^2 = c m \Delta T \quad (5.27)$$

Neste modelo a resistência de rolamento e a resistência aerodinâmica são negligenciadas.

O equacionamento acima permite duas análises:

- Determinação da massa do disco ou tambor para um aumento  $\Delta T$  de temperatura;
- Determinação do aumento da temperatura do sistema de freios para uma determinada variação da velocidade do veículo.

Assim, para a primeira análise, o peso de um dos freios do eixo dianteiro é dado por:

$$G_{fI} = \frac{\xi}{(1 + \xi)} \frac{G}{4 c \Delta T} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.28)$$

e para o eixo traseiro por:

$$G_{fII} = \frac{\xi}{(1 + \xi)} \frac{G}{4 c \Delta T} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.29)$$

onde  $\xi$  é o índice de frenagem, e

$$\begin{aligned} G_{fI} &= m_I g \\ G_{fII} &= m_{II} g \end{aligned}$$

Para a segunda análise se escreve:

$$\Delta T_I = \frac{\xi G}{2 (1 + \xi) G_{fI} c} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.30)$$

para o eixo dianteiro, e

$$\Delta T_{II} = \frac{\xi G}{2 (1 + \xi) G_{fII} c} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.31)$$

para o eixo traseiro.

Genericamente estas equações podem ser reescritas como:

$$\Delta T_j = \frac{1}{2 c_j} \Omega_j (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.32)$$

para o caso do veículo parar ao final da frenagem, a última equação se reduz a:

$$\Delta T_j = \frac{1}{2 c_j} \Omega_j v_i^2 \quad (5.33)$$

onde:

$j = I$  ou  $II$  - eixo dianteiro ou traseiro, respectivamente;

$G$  - é o peso do veículo;

$G_{fI}$ ,  $G_{fII}$  - é o peso do freio dianteiro e traseiro, respectivamente

$\Omega_I = \frac{\xi}{1+\xi} \frac{G}{G_{fI}}$  - é a relação de peso para o eixo dianteiro;

$\Omega_{II} = \frac{1-\xi}{1+\xi} \frac{G}{G_{fII}}$  - é a relação de peso para o eixo traseiro.

Na equação 5.26 a 5.33 considerou-se que todo o calor gerado na frenagem é absorvido apenas pelo tambor ou disco dos freios. Esta hipótese é conservativa, já que as guarnições também são capazes de absorver um pouco do calor gerado na frenagem. Segundo a Newcomb, nos freios a disco cerca de 1% é absorvido pelas guarnições, enquanto que o disco absorve 99% do calor gerado na frenagem. A proporção de calor armazenado no disco ou tambor, conforme a referência Newcomb é dada pela seguinte equação:

$$\sigma = \frac{A_1 (k_1 \rho_1 c_1)^{1/2}}{A_1 (k_1 \rho_1 c_1)^{1/2} + A_2 (k_2 \rho_2 c_2)^{1/2}} \quad (5.34)$$

onde  $k_i$ ,  $\rho_i$  e  $c_i$  são referentes a condutividade térmica, densidade e calor específico dos materiais do tambor e da guarnição. O sub-índice  $i = 1, 2$  se refere aos materiais do tambor/disco e da guarnição, respectivamente. As grandezas  $A_1$  e  $A_2$  se referem a área de atrito do disco/tambor e da guarnição.

Sendo assim, as equações para determinação do peso e da temperatura dos freios, podem ser reescritas como:

$$G_{fI} = \sigma \frac{\xi G}{(1+\xi) 4 c \Delta T} (1+\delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.35)$$

$$G_{fII} = \sigma \frac{G}{(1+\xi) 4 c \Delta T} (1+\delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.36)$$

$$\Delta T_I = \sigma \frac{G}{(1+\xi) G_{fI} c} (1+\delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.37)$$

$$\Delta T_{II} = \sigma \frac{\xi G}{(1+\xi) G_{fII} c} (1+\delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (5.38)$$

## 6 PROJETO: A ANÁLISE APLICADA AO MINIBAJA

Parte-se agora para aplicação dos conceitos vistos ao veículo minibaja. Para começar, são definidas algumas características e fatores de projeto que serão levados em conta daqui para frente, para que possa ser feito o projeto que atenda as necessidades do veículo nas provas dinâmicas e de resistência as quais é submetido.

### 6.1 DETERMINAÇÃO DE FATORES DE PROJETO

Fatores de projeto são valores sobre os quais o projeto se fundamenta. Se o sistema de freios vai ser projetado para frear no asfalto, na areia, na terra, muda-se alguns fatores de projeto, neste caso, o coeficiente de atrito do par pneu / pista e o coeficiente de atrito de rolamento. E desta forma, um sistema projetado para uma condição determinada, não apresentará o melhor desempenho se for submetido a uma condição diferente.

Como o propósito deste trabalho é o dimensionamento do sistema de freios para que cumpra as provas determinadas pela competição, serão usados fatores de projeto que busquem atender as necessidades do veículo.

#### 6.1.1 A ESCOLHA DO TERRENO

Por se tratar de um veículo off-road, e portanto a maioria absoluta das provas dinâmicas as quais o veículo é submetido são realizadas em terreno fora de estrada, o terreno escolhido será o de terra solta.

A grande influência da escolha do terreno é a variação do coeficiente de atrito do par pneu-pista, que é fator de projeto.

Os valores típicos do coeficiente de atrito estático pneu-pavimento, para vários tipos de superfície de rolamento, são apresentados na Tabela a seguir:

Tabela 1 - Valores típicos do coeficiente de aderência ou atrito estático.

Superfície	Pneu de Borracha
Asfalto seco	0,90
Asfalto molhado	0,45
Terra firme seca	0,55
Terra solta seca	0,45
Terra firme úmida	0,45
Areia seca	0,20
Areia úmida	0,40

De acordo referencias e como mostra a tabela acima, este coeficiente que influencia diretamente na performance da frenagem pode ser adotado como  $\mu = 0,45$

Para este mesmo terreno, o coeficiente de atrito de rolamento a ser adotado será  $f = 0,085$ , como mostra a tabela a seguir.

Tabela 2 - Coeficientes de atrito de rolamento.

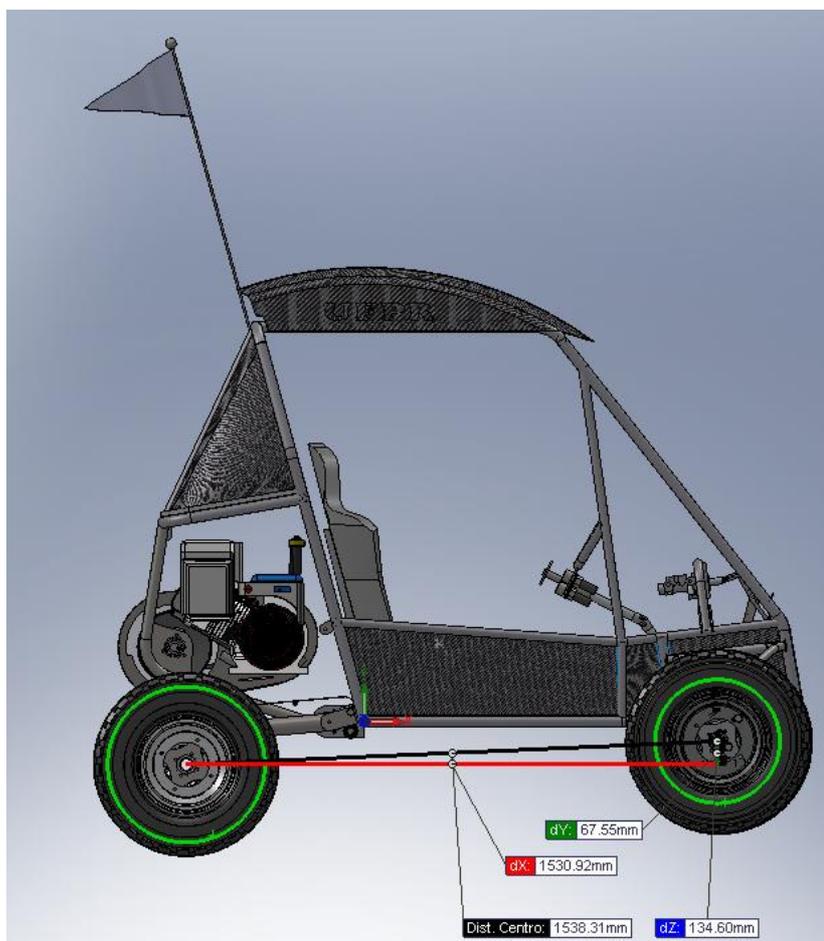
Tipo de piso	Valor de "f "
Asfalto liso	0, 010
Asfalto rugoso	0, 011
Cimento rugoso	0, 014
Paralelepípedo	0, 020
Pedras irregulares	0, 032
Pedra britada compacta	0, 045
Pedra britada solta	0, 080
Terra batida	0, 060
Terra solta	0, 085
Areia solta	0, 100 a 0, 300
Gramma	0.045 a 0.100
Barro	0, 100 a 0, 400
Neve profunda	0, 075 a 0, 300

### 6.1.2 MEDIDAS DO VEICULO

Para encontrar as medidas exatas do veiculo, foi utilizado o programa Solid Works, cujo qual é utilizado para o desenhar e projetar componentes do veiculo.

Através do programa foi possível encontrar as medidas de distância entre eixos, distribuição de carga, altura do centro de gravidade sem a necessidade de medições físicas, ou seja, utilização de trenas e balanças para encontrá-las.

A imagem a seguir mostra a visualização em tela do programa fornecendo as medidas necessárias.



**Figura 8 - Distância entre-eixos encontrada computacionalmente**

### 6.1.3 RAI0 DINÂMICO DO PNEU

De acordo com Nicolazzi, devido a elasticidade, do pneu, o diâmetro da roda varia em função da velocidade pelo efeito da força centrífuga. Desta forma é conveniente definir raio estático e raio dinâmico dos pneus.

- Raio estático -  $r_e$ : é definido como a distância do centro da roda ao plano de contato do pneu com a pista, para a condição de carga máxima admissível e veículo parado.
- Raio dinâmico -  $r_d$ : é definido a partir da distância percorrida em um giro do pneu, na condição de carga máxima admissível, com a velocidade padrão de 60 km/h.

Para uma primeira aproximação pode-se usar, para valores do raio estático e raio dinâmico de pneus, as seguintes relações empíricas:

$$r_d = 0,47 D \quad (6.1)$$

$$r_e = 1,02 r_d \quad (6.2)$$

Onde:

$r_d$ – raio dinâmico;

$r_e$ – raio estático;

$D$ – diâmetro externo do pneu.

As medidas dos pneus utilizados pelo Baja, da marca Maxxis Razr, são as seguintes:

**Tabela 3 - Medidas do conjunto roda/pneu**

Largura	mm	175
Perfil	%	0,77
Altura	mm	0,135
Diâmetro da roda	pol	10
Diâmetro do pneu	m	21
Raio Dinâmico	m	0,2668

#### 6.1.4 MEDIDAS DE DISCO E PINÇAS DE FREIO UTILIZADAS

Ainda, a despeito de fatores de projeto a serem considerados, vale ressaltar o tamanho dos discos de freio utilizados e cilindros das pinças de freios utilizadas.

Os discos, em função do fato de terem o tamanho máximo limitado pela roda, pois ficam na parte interna desta, conforme mostra a ilustração a seguir, tem um tamanho máximo:



**Figura 9 - Tamanho máximo de disco de freio limitado pelo diâmetro interno da roda**

Isso influencia diretamente na posição radial de atuação das pastilhas, em outras palavras, há uma distância radial máxima para a atuação das pastilhas. De acordo com as rodas e pinças utilizadas, através do projeto do veículo, pode-se descobrir qual é o limite desta distância.

Para este caso, as distâncias são dadas na tabela a seguir.

**Tabela 4 - Dimensões de discos de freios máximas**

Diametro Dianteiros	170	mm
Diametro traseiros	150	mm

Posição radial do centro das pastilhas diant.	75	mm
Coeficiente de atrito pastilha/disco	0,45	

## 6.2 CÁLCULOS DE PROJETO

A tabela a seguir, relaciona todas as características dos veículo, previamente encontradas.

**Tabela 5 - As características do veículo**

Grandeza		Dimensão	
Distribuição de carga	x	-	0,62
Distância entre eixos	l	m	1,55
Altura do CG veículo com piloto	h	m	0,58
Peso do veículo com piloto	G	N	1860
Raio dinâmico do pneu	rd	m	0,2668
Coef. atrito de rolamento	f	-	0,085
Velocidade máxima	v	m/s	16
Densidade do ar $\rho$	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	1,2257
Calor específico discos de freio	c	J/kg °C	544,27
Coeficiente de atrito pastilha / Disco			0,45

A partir destas características torna-se possível iniciar o dimensionamento do sistema de freios do veículo Baja.

### 6.2.1 CÁLCULO DO ÍNDICE DE FRENAGEM

Para iniciar a análise, é necessário ser calculado o índice de frenagem dado pela equação, e que para o Baja é:

$$\zeta = \frac{\left[ (1-x) + (\mu+f) \frac{h}{l} \right]}{\left[ x - (\mu+f) \frac{h}{l} \right]} = \frac{\left[ (1-0,62) + (0,5+0,085) \frac{0,58}{1,53} \right]}{\left[ 0,62 - (0,5+0,085) \frac{0,58}{1,53} \right]}$$

$$\frac{\left[ (1-0,62) + (0,5+0,085) \frac{0,58}{1,53} \right]}{\left[ 0,62 - (0,5+0,085) \frac{0,58}{1,53} \right]} = \frac{0,60}{0,39} = 1,50$$

Neste caso, para o coeficiente de atrito de 0,35, a distribuição da carga de freiada é de 60,00% no eixo dianteiro e 39,99% para o eixo traseiro. Conseqüentemente o calor gerado no freio dianteiro será 50% maior que no traseiro.

### 6.2.2 FORÇA DE FRENAGEM ENVOLVIDA E REAÇÕES NORMAIS

A força de frenagem para esse coeficiente de atrito é dada pela equação 4.18, repetida a seguir

$$F_f = \mu G = 0,5 \cdot 1863 = 931,95 \text{ N}$$

Para essa força de frenagem as reações normais ao solo, equações 4.29 e 4.30, são:

$$R_I = G \cos \alpha \left[ (1-x) + (\mu+f) \frac{h}{l} \right] = 1.863 \left[ (1-0,62) + (0,5+0,085) \frac{0,58}{1,53} \right] = 1.119,47 \text{ N}$$

$$R_{II} = G \cos \alpha \left[ x - (\mu+f) \frac{h}{l} \right] = 1.863 \left[ (0,62) - (0,5+0,085) \frac{0,58}{1,53} \right] = 744,42 \text{ N}$$

e as forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro são:

$$F_{fI} = \mu R_I = 0,5 \cdot 1.119,47 = 559,73 \text{ N}$$

$$F_{fII} = \mu R_{II} = 0,5 \cdot 744,42 = 372,21 \text{ N}$$

### 6.2.3 FORÇA EXERCIDA SOBRE O DISCO E PRESSÃO NECESSÁRIA

Considerando que os freios sejam a disco na dianteira e na traseira, sendo o dianteira de diâmetro Máximo 170 mm (limitado pelo tamanho da roda) e raio do centro de atuação das pastilhas dianteira de 75 mm, tem-se que a força que deve ser exercida pela pastilha sobre o disco dianteiro (cada um deles):

$$F_{dI} = \frac{1}{2} F_{fI} \frac{r_d}{r_{fI}} = \frac{1}{2} 559,73 \frac{0,266}{0,075} = 995,59 \text{ N}$$

A partir desta força que deve ser exercida em cada pinça, encontra-se a pressão necessária para frenagem.

$$p_{hid} = \frac{F_{dI}}{A_I \mu_{pastilha}} = \frac{995,59}{981,74 \cdot 0,45} = 2,25 \text{ Mpa}$$

Definida a pressão de frenagem, encontra-se a força, devido a esta pressão, exercida pela pastilha sobre o disco traseiro

$$F_{dII} = p_{hid} A_I \mu_{pastilha} = 2,25 \cdot 981,74 \cdot 0,45 = 975,67 \text{ N}$$

A partir daí, encontra-se a posição radial do centro das pastilhas traseiras, a fim de respeitar a proporcionalidade de frenagem, dada pelo índice de frenagem.

$$r_{fII} = \frac{1}{2} F_{fII} \frac{r_d}{F_{dII}} = \frac{1}{2} 372,21 \frac{0,266}{975,67} = 50,89 \text{ mm}$$

Dessa forma, é garantida a melhor performance de frenagem no tipo terreno escolhido para dimensionamento, terra, cujo qual são realizadas as provas mais importantes para o veículo.

### 6.2.3 PRESSÃO MÁXIMA NECESSÁRIA AO SISTEMA

A pressão máxima necessária serve para o para dimensionamento de alavancas de pedal de freio em função do tamanho, tipo e disposição do cilindro mestre.

Este dimensionamento é feito aumentando o coeficiente de atrito pneu/pista ao máximo possível, neste caso, asfalto com coeficiente de atrito entre pneu e pista 0,95 e assim encontrando as forças necessárias para a frenagem neste caso.

Com o novo coeficiente de atrito do par pneu pista e coeficiente de atrito de rolamento, a nova força de frenagem é:

$$F = \mu G = 0,95 \cdot 1863 = 1770,70 \text{ N}$$

As reações nos eixos se tornam:

$$R_I = G \cos \alpha \left[ (1 - x) + (\mu + f) \frac{h}{l} \right] = 1.863 \left[ (1 - 0,62) + (0,95 + 0,085) \frac{0,58}{1,53} \right] = 1.435,78 \text{ N}$$

$$R_{II} = G \cos \alpha \left[ x - (\mu + f) \frac{h}{l} \right] = 1.863 \left[ (0,62) - (0,95 + 0,085) \frac{0,58}{1,53} \right] = 428,11 \text{ N}$$

As forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro, com o novo coeficiente, passam a:

$$F_{fI} = \mu R_I = 0,95 \cdot 1.435,78 = 1.366,99 \text{ N}$$

$$F_{fII} = \mu R_{II} = 0,95 \cdot 428,11 = 406,70 \text{ N}$$

E o novo Índice de Frenagem:

$$\xi = \frac{F_{fI} G}{F_{fII} G} = \frac{1.366,99 \cdot 1.863}{406,70 \cdot 1.863} = \frac{77,03}{22,96} = 3,35$$

Neste caso, a distribuição de carga de frenagem se torna 77,03 % para o eixo dianteiro e 22,96 % para o Eixo traseiro. Nota-se como o tipo de piso tem grande influencia na transferência de carga.

A Força necessária a ser exercida pela pastilha em cada disco, dianteiro e traseiro, respectivamente é dada por

$$F_{dI} = \frac{1}{2} F_{fI} \frac{r_d}{r_{fI}} = \frac{1}{2} 1.366,99 \frac{0,266}{0,075} = 2.426,09 \text{ N}$$

$$F_{dII} = \frac{1}{2} F_{fI} \frac{r_d}{r_{fI}} = \frac{1}{2} 406,70 \frac{0,266}{0,05} = 1.066,11 \text{ N}$$

A partir destas forças, encontra-se a pressão necessária para frenagem em cada um dos eixos.

$$p_{hid} = \frac{F_{dI}}{A_I \mu_{pastilha}} = \frac{2.426,09}{981,74 \cdot 0,45} = 5,49 \text{ Mpa}$$

$$p_{hid} = \frac{F_{dII}}{A_{II} \mu_{pastilha}} = \frac{1.066,11}{981,74 \cdot 0,45} = 2,46 \text{ Mpa}$$

Logo, para travar todas as rodas, é necessária uma pressão no sistema maior que 5,5 MPa. Para efeitos de dimensionamento, a pressão máxima a ser atingida pelo sistema deve ser pouco maior que 5,5 Mpa, garantindo assim o cumprimento da “Prova de frenagem”, que consiste no travamento das quatro rodas em terreno de superfície desconhecida, geralmente asfalto.

Vale ainda ressaltar ainda a mudança do comportamento de frenagem quando o sistema é submetido a um terreno diferente do qual foi projetado. Neste caso, o veículo Baja, que foi projetado para apresentar a melhor performance em terrenos off - road, quando submetido a um terreno tipo asfalto, não apresentará o melhor desempenho de frenagem. Neste caso, a traseira fica muito “leve”, logo, as rodas traseiras travarão prematuramente ocorrendo uma frenagem instável, e o veículo tenderá a girar em torno do eixo dianteiro.

### 6.2.3 DIMENSIONAMENTO DO PESO MÍNIMO DOS DISCOS DE FREIO

O peso dos discos de freio pode ser calculada com as equações 4.61 e 4.62, repetidas a seguir, sendo desconsiderada a inércia de translação equivalente a de rotação:

$$G_{fI} = \sigma \frac{\xi G}{(1 + \xi) 4 c \Delta T} (v_i^2 - v_f^2)$$

$$G_{fII} = \sigma \frac{G}{(1 + \xi) 4 c \Delta T} (v_i^2 - v_f^2)$$

Assume-se que o veículo fica imobilizado ao final da frenagem. Conforme a Tabela a velocidade máxima do veículo é de 18 m/s (60 km/h). Considerando o índice de frenagem encontrado para a condição de maior coeficiente do par pneu-pista, que as guarnições suportem uma temperatura máxima de 220 °C, escolhe-se esta temperatura pois parte das guarnições é feita em alumínio, e a temperatura ambiente é de 20 °C o que implica que  $\Delta T = 200$  °C e ainda o calor absorvido pelos discos seja 99%.

$$G_{fI} = 0,99 \frac{3,35 \cdot 1.860}{(1 + 3,35) 4 \cdot 544,27 \cdot (200)} (16^2) = 0,835 \text{ N}$$

$$G_{fII} = 0,99 \frac{1.860}{(1 + 3,35) 4 \cdot 544,27 \cdot (200)} (16^2) = 0,249 \text{ N}$$

Sendo o peso mínimo dos discos de freio dianteiro e traseiro.

### 6.2.3 DIMENSIONAMENTO DA FORÇA A SER APLICADA NO CILINDRO MESTRE

No caso do Baja, em que seriam aproveitados componentes existentes (cilindro mestre e pinças) para o dimensionamento do pedal de freio, levou-se em conta a máxima pressão necessária ao sistema. A partir desta pressão, e com a

área do cilindro mestre, calcula-se a força necessária a ser aplicada no cilindro mestre e que por sua vez vai ser obtida pelas alavancas de frenagem.

O cilindro usado era do veículo da marca Fiat modelo Palio e possui 20,5mm de diâmetro na área de atuação do seu embolo. Com esta medida, chega-se à força necessária à ser aplicada neste embolo:

$$F_{cil} = p_{hid\ max} A_{cil}$$

$$F_{cil} = 6\ Mpa\ 330,06\ mm^2$$

$$F_{cil} = 1.980,00\ N$$

Onde:

$F_{cil}$ – Força a ser aplicada no embolo do cilindro mestre;

$P_{hid\ max}$ – pressão máxima no sistema considerada;

$A$ – área do embolo do cilindro mestre.

Porém, vale observar que a força necessária para atingir a pressão previamente calculada é muito mais alta que a força máxima a ser aplicada pelo operador, que de acordo com o manual de tecnologia automotiva da Bosch é admissível ficar ao redor dos 150N. Como a razão de multiplicação na construção de pedais, fica sempre na ordem de 4 ou 5 vezes, é muito difícil chegar a força necessária calculada.

Eis aí o grande motivo pelo qual o carro nunca apresentou desempenho satisfatório de frenagem: Ao usar pinças de moto em conjunto com cilindro mestre de carro, as áreas dos êmbolos são semelhantes e aí não há multiplicação de forças hidráulicas, como a força requerida no embolo do cilindro mestre é semelhante a força exigida nas pinças, fica muito difícil atingir a força necessária para travamento em terrenos de coeficientes de atrito do par pneu-pista elevados (próximos a unidade).

No capítulo a seguir, é mostrada a construção do pedal de freio e a sugestão para solução deste problema: A construção de um novo cilindro mestre, com área de atuação menor e que portanto requer menos força em seu embolo para atingir a pressão desejada.

## 7 CONSTRUÇÃO DO DISPOSITIVO DE COMANDO SISTEMA

A construção do mecanismo é muito mais complexa que o mero desenho de um mecanismo hipotético. Deve ser levado em conta fatores como espaço a ser utilizado, suporte que serão colocados, material empregado, comprimento, curso de pedal, entre outros.

Neste capítulo, será visto o projeto do dispositivo de comando do sistema, que no baja é simplificado em relação ao de um veículo comum e que inclui pedal de freio, cilindro mestre, reservatório do sistema e dispositivo de alerta sobre falhas.

### 7.1. PROJETO DO PEDAL DE FREIO

O pedal de freio, essencialmente é uma alavanca que amplifica a força de frenagem que é aplicada pelo piloto e que será transmitida ao embolo do cilindro mestre.

A razão de amplificação de força adotada é da ordem de 5:1, comum na maioria dos pedais de freio.

O material a ser empregado é o alumínio 7075-T6, pela razão de sua alta tensão limite de escoamento: 505 Mpa.

A seguir, ilustrações do projeto da alavanca de frenagem:

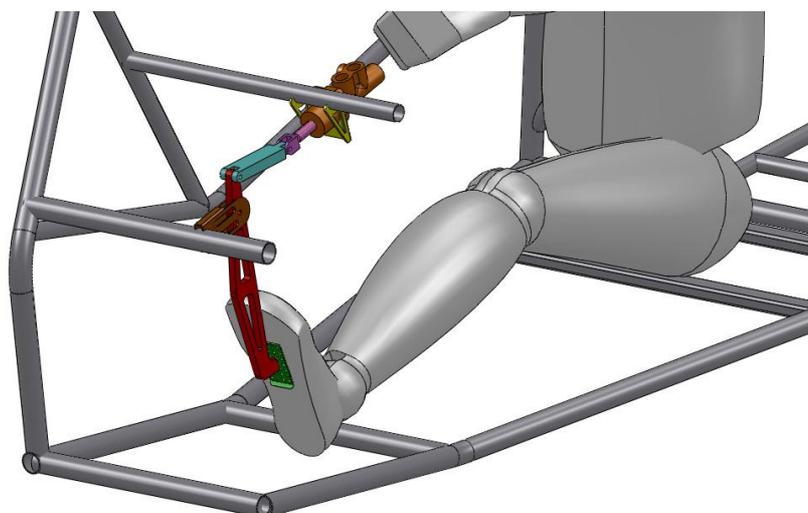


Figura 10 - Simulação da montagem do pedal de freio

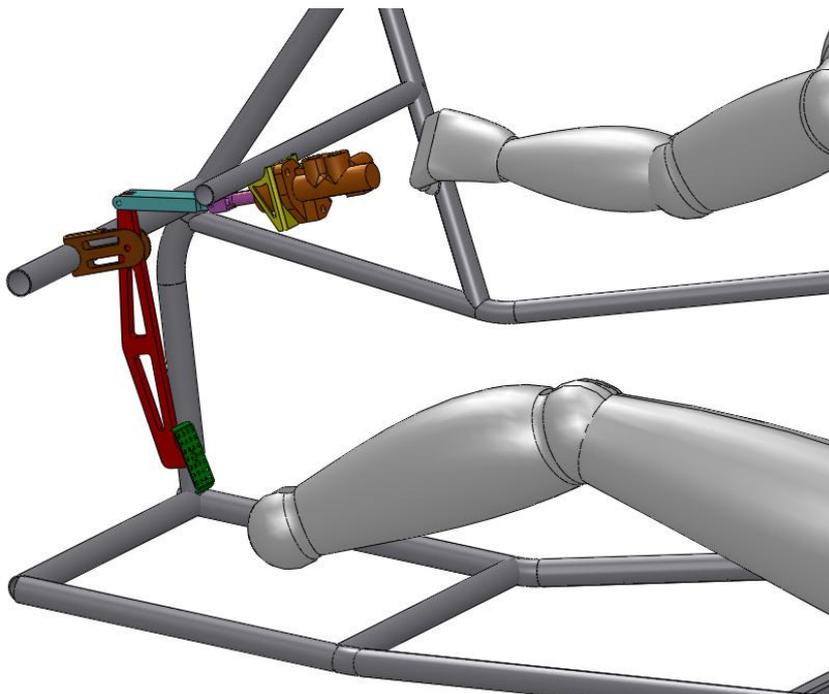
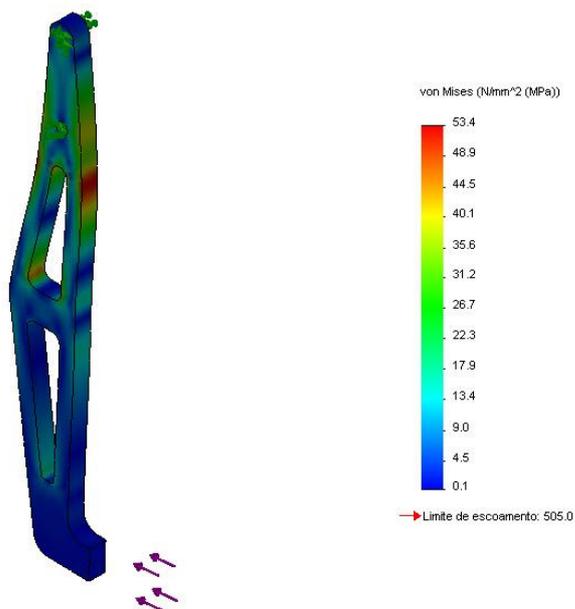


Figura 11 - Pedal de freio montado no sistema

Nome do modelo: Pedal de freio  
Nome do estudo: Estudo 1  
Tipo de plotagem: Estático tensão nodal Tensão1  
Escala de distorção: 30.4028



Versão Educacional. Somente para uso educacional

Figura 12 - Análise de tensões no pedal de frenagem

## 7.1. DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE

Devido ao fato do cilindro anterior (Fiat Palio) não proporcionar multiplicação de força hidráulica suficiente, foi necessário o projeto de um novo cilindro. Isto porque, área do previamente utilizado era semelhante à área dos cilindros das pinças, conforme mostra a tabela abaixo:

**Tabela 6 - Dados de peças do sistema de freios**

Diâmetro embolo cilindro mestre Palio	20,5	mm
Área embolo cilindro mestre Palio	330	mm <sup>2</sup>
Diâmetro pinça freio CG	35	mm
Área pinça de freio CG	962,11	mm <sup>2</sup>
Coeficiente de multiplicação hidráulica	2,9	

Para o projeto do cilindro mestre ideal, foi levado em conta a pressão máxima necessária ao sistema, a força de frenagem aplicada pelo condutor no pedal e o fator de vantagem mecânica do pedal.

Sendo a pressão máxima necessária 6 Mpa, a força de frenagem 150N o o fator de vantagem mecânica do pedal 5, tem-se que a área ideal do novo cilindro mestre é :

$$A_{cil} = \frac{F_{cil}}{P_{hid\ max}} = \frac{750\ N}{6\ Mpa} = 125\ mm^2$$

Assim, o diâmetro deste novo cilindro mestre é 12,7mm. E o ganho hidráulico, passa de 2,9 para 7,7, agora sim, compatibilizando todas as forças previamente calculadas.

Ainda, é necessário saber o curso necessário de pedal para perfeito funcionamento do sistema, que garanta o deslocamento necessário de todos os cilindros das pinças.

Para isso, é calculado o volume deslocado pelas pinças, flutuantes, admitindo-se curso delas de 0,5mm.

A tabela abaixo mostra as áreas dos êmbolos e os volumes deslocados.

**Tabela 7 - Volume de fluido deslocado no sistema**

Deslocamento dos êmbolos das pinças	0,5	mm
Área de cilindro pinça de freio CG	962,11	mm <sup>2</sup>
Área cilindro pinça de freio Twister	971,74	mm <sup>2</sup>
Volume deslocado nas pinça CG – 2 pinças	962,11	mm <sup>3</sup>
Vol. deslocado nas pinças Twister – 2 pinças	971,74	mm <sup>3</sup>
Volume deslocado em todo o sistema	1943,85	mm <sup>3</sup>

Com este volume em mãos e com a área do novo cilindro mestre, encontra-se o curso do embolo do novo cilindro mestre: 15,5 mm ou 1,5 cm. Este curso se mostrou adequado e compatível com a construção do sistema.

## 7.2 PROJETO DO CILINDRO MESTRE E ACESSÓRIOS

O Cilindro mestre será confeccionado a partir de uma barra de alumínio 6351 T6, onde serão feitos os furos para a passagem de fluido. O embolo deve ser construído em aço 1045. As demais especificações para construção do mesmo se encontram na tabela abaixo:

**Tabela 8 - Especificações de materiais para construção cilindro mestre**

Material	Quantidade	Medida
Anel O'ring	2	Diametro Externo: 7mm Diâmetro Interno: 5mm Espessura: 2mm
Anel O'ring	1	Diametro Externo: 9mm Diâmetro Interno: 7mm Espessura: 2mm
Retentor (SABÓ)	1	Modelo BRX 4 x 8 x 12
Mola Espiral	1	Ls=8,5mm Lo=40mm De=9mm

		$D_f=0,5\text{mm}$ $K=75,62\text{N/m}$
--	--	---

O projeto do cilindro mestre é ilustrado abaixo:

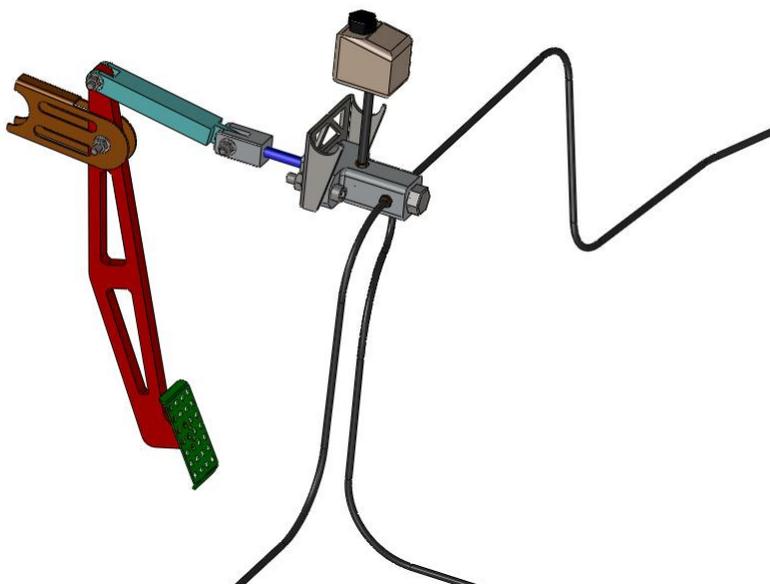


Figura 23 - Vista do Cilindro mestre

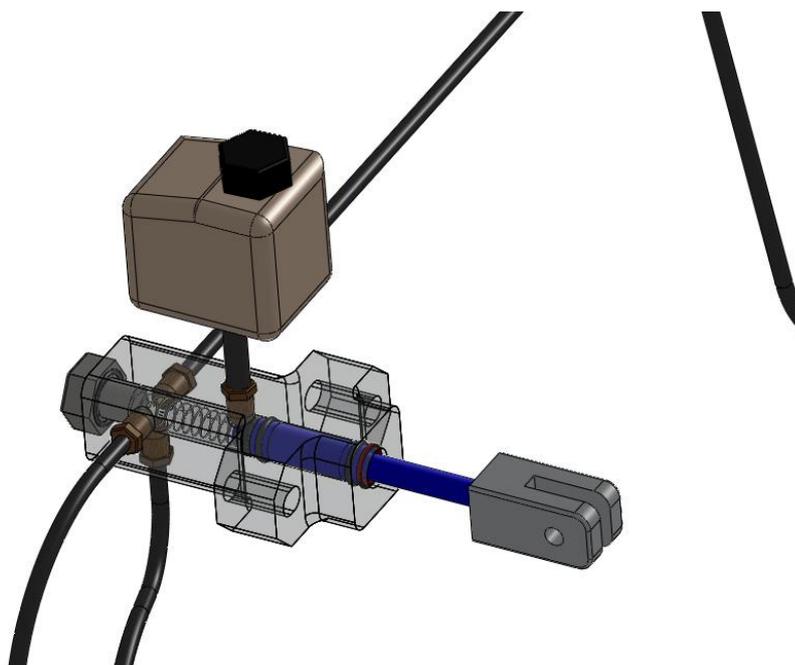
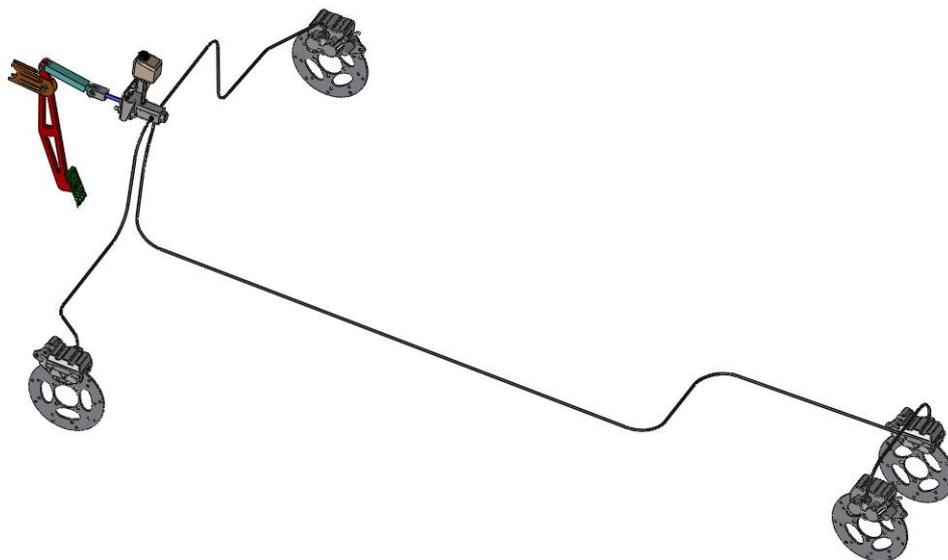


Figura 14 - Vista interna do Cilindro mestre



**Figura 15 - Vista prévia da linha de freio**

## 8 CONCLUSÕES

O papel da ciência, neste caso a Engenharia é muito importante, pois, sobretudo, busca a verdade, o esclarecimento através do uso do conhecimento e de inúmeras ferramentas de auxílio para tal.

Para o mini Baja, o trabalho foi de grande valia uma vez que com a realização deste, passa de uma mera montagem mecânica para um verdadeiro projeto de engenharia. Através deste novo projeto, ficaram evidente as falhas previamente existentes e soluções para saná-las foram buscadas.

Ainda, foi criado um programa em Excel, que permite a entrada de dados do veículo mini Baja a ser projetado e fornece todos os parâmetros a serem considerados no projeto de um sistema de freios como este.

Para o realizador, a satisfação plena, o sentimento de dever cumprido e mais do que nunca e a compreensão do poder do estudo e do conhecimento, mesmo em um projeto não muito complexo, servem como uma rica recompensa. É notória, a importância da excelência intelectual para qualquer campo de atuação, e sem dúvida, aliada a excelência moral, é o melhor meio de avanço para toda a sociedade.

Para finalizar, fica como sugestão para próximos trabalhos, o desenvolvimento do projeto de outros sistemas do Baja, como transmissão, estrutura, suspensão ou direção.

## REFERÊNCIAS

Nicolazzi, L.C, 2008. **“Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas”** Publicação Interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

Bosch, **“Manual de Tecnologia Automotiva”**, 2005, Tradução da 4ª Edição Americana, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil.

Bendix, 1970, **“FREIO: O que é, como funciona”**, Apostila.

Limpert, R., 1992, **“Brake Design and Safety”**, SAE International.

Nice, K., **“Como funcionam os freios a disco”** In: How Stuff Works Brasil.  
Disponível em: < <http://carros.hsw.uol.com.br/freios-a-disco.htm> >. Acesso em 10 de fev. 2010.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DO PARANÁ. **“Mecânica da Locomoção de Veículos Rodoviários”**. Disponível em: < <http://www.ebah.com.br/mecanica-da-locomocao-de-veiculos-rodoviaros-pdf-a16576.html> >. Acesso em: 13 de mai. 2010.