

UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

**Guaratinguetá
2010**

MARCOS GUILHERME MORLIN AMBRA

ESTUDO DE UM MÉTODO PARA SIMULAÇÃO E TESTE DE SISTEMA DE
FREIO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Angelo Caporalli
Filho

Guaratinguetá

2010

A495e	Ambra, Marcos Guilherme Morlin Estudo de um método para simulação e teste de sistema de freio / Marcos Guilherme Morlin Ambra. - Guaratinguetá: [s.n.], 2012 43 f.: il. Bibliografia: f. 40 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012 Orientador: Prof. Dr. Angelo Caporalli Filho 1. Freios 2. Pressão 3. Temperatura I. Título CDU 62-592
-------	---

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

**ESTUDO DE UM MÉTODO PARA SIMULAÇÃO E TESTE DE SISTEMA DE
FREIO**

MARCOS GUILHERME MORLIN AMBRA

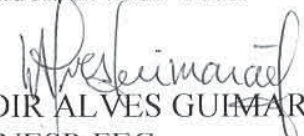
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO VAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. ANGELO CAPORALLI FILHO
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. VALDIR ALVES GUIMARÃES
UNESP-FEG


Prof. Dr. MARCELINO PEREIRA DO NASCIMENTO
UNESP-FEG

Junho de 2012

DADOS CURRICULARES

MARCOS GUILHERME MORLIN AMBRA

NASCIMENTO 31.07.1986 – RIO DE JANEIRO / RJ

FILIAÇÃO José Roberto Ambra
Ana Maria Morlin Ambra

2006/2010 Curso de Graduação Faculdade de Engenharia
Campus de Guaratinguetá – UNESP.

Dedico esse trabalho de graduação aos meus pais, meus irmãos, minha tia, e minhas avós que me proporcionaram estrutura e incentivo para conquistar meus sonhos.

“Quanto mais aumenta o nosso conhecimento, mais a nossa ignorância se evidencia”

John F. Kennedy

AMBRA, M. G. M. **Estudo de um método para simulação e teste de sistema de freio**. 2010. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

RESUMO

O sistema de freio de um veículo de Fórmula SAE possui caráter determinante na qualidade do projeto. Qualquer falha no projeto dos freios representa rejeição do veículo para a competição. O projeto bem realizado, e seu bom funcionamento, dependem de algumas variáveis que devem ser estudadas e associadas aos componentes dos freios, conforme as necessidades do veículo. Após os cálculos, os componentes foram definidos de acordo com a disponibilidade comercial. Portanto é interessante a simulação das frenagens em que o veículo será submetido, antes da implantação do sistema de freio, gerando economia de tempo e custo. Este projeto possibilitaria também comparar a eficiência de componentes de diversas marcas. Este trabalho mostra o estudo de um método que possibilitaria simular e testar o sistema de freio em um próximo projeto de uma bancada para teste.

PALAVRAS-CHAVE: Fórmula SAE. Freio. Tempo. Pressão. Temperatura.

AMBRA, M. G. M. **Study of a method for simulation and testing of brake system.** 2010. Monograph (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

ABSTRACT

The brake system of a Formula SAE car has determinant character in the quality of the project. Any flaw in the design of the brakes, the vehicle is rejected for the competition. The project well done, and its smooth operation, depends on some variables that should be studied and linked to the brake components, as needed by the vehicle. After the calculations, the components were defined according to commercial availability. So it is interesting simulation of braking when the vehicle will be submitted before the implementation of the brake system, saving time and cost. This project also enable the comparison between components from different brands. This work shows the study of a method that would allow simulate and test the brake system in an upcoming project for a bench test.

KEY-WORDS: Formmula SAE. Brake. Time. Pressure. Temperature.

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Foto do veículo em exposição no Shopping Buriti – Guaratinguetá-SP.....	12
Figura 2 – Desenho do conjunto de freio do Formula SAE	13
Figura 3 – Disco de freio	16
Figura 4 – Pinça de freio.....	17
Figura 5 – Cilindro mestre	18
Figura 6 – Pastilha de freio.....	19
Figura 7 – Volante de motor.....	20
Figura 8 – Volante para bancada com vista para o flange.....	21
Figura 9 – Acoplamento tipo embreagem.	23
Figura 10 – Volante para bancada com vista para o motor e polias.....	24

SUMARIO

1.	INTRODUÇÃO	12
1.1.	OBJETIVO	14
1.2.	JUSTIFICATIVA	14
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3.	METODOLOGIA.....	21
4.	CÁLCULOS	25
5.	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA OUTROS TRABALHOS.....	39
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	40
	ANEXO A – RELATÓRIO DO VOLANTE	41
	ANEXO B – DESENHO DO VOLANTE	43

1. INTRODUÇÃO

O projeto Fórmula SAE consiste em uma competição entre faculdades que proporciona aos estudantes de engenharia colocar em prática, na oficina, e em campo os conceitos aprendidos em sala.

A competição que começou em 1978 nos Estados Unidos chamada de SAE Mini Indy, no Brasil teve início em 2004 e na Unesp em 2008. O Campus de Guaratinguetá foi o pioneiro na categoria entre todos os Campi da Unesp.



Figura 1. Foto do veículo em exposição no Shopping Buriti – Guaratinguetá-SP.

O veículo de Fórmula SAE é um monoposto com motor de até 610 cc, de 4 tempos que é construído segundo uma regra que é revisada todos os anos, nessa se encontra as definições dos componentes que o veículo de ter, qual o padrão da sua construção, e no dia da prova tem a avaliação do veículo em questões estáticas, ligadas a construção do carro, e dinâmicas, relacionadas ao rendimento do carro em movimento, prova de arrancada prova de aceleração lateral. Por final, no enduro o

veículo corre por uma pista de cones é testado ao limite, geralmente poucos carros conseguem terminar esta etapa. Por motivos de segurança a competição não faz mais corridas, por isso no endure os veículos correm sozinhos.

Segundo a regra da SAE de 2010, o veículo aprovado nas inspeções estáticas prosseguirá para as provas dinâmicas. A primeira prova dinâmica exige que o veículo acelere e freie travando todas as rodas. Os freios devem ser a disco nas quatro rodas. Os sistemas, dianteiro e traseiro devem ser independentes. E o sistema deve ser do tipo freio a disco, conforme figura 2.



Figura 2. Desenho do conjunto de freio do Formula SAE

Em 2009, ao término dos cálculos para dimensionamento do sistema de freio do veículo a equipe não teve sucesso em levantar dados fundamentais para a seleção precisa dos componentes do freio. Então com o problema levantado, foi feito um estudo para um método, que não gerasse elevado custo à equipe, capaz de conferir e gerar novos dados para prosseguir com os cálculos.

Este método foi elaborado com base na simples idéia de que o sistema de freio é um dissipador de energia e que o volante pode ser um armazenador de energia cinética.

1.1 OBJETIVO

Propor um estudo de um método para simulação e teste de um sistema de freio de um veículo de Formula SAE. Com isto seria possível testar a qualidade dos produtos no mercado, verificar a melhora de eficiência quando substituído ou alterado um dos componentes do projeto. Este estudo permitirá compreender como podemos relacionar as forças atuando em um carro e relacioná-las a força de inércia de um volante.

1.2 JUSTIFICATIVA

Com a conclusão de estudos preliminares sobre o sistema de freio do veículo a equipe especificou componentes comerciais para o projeto, mas a falta de dados dos fornecedores deixou dúvidas quanto à eficácia do sistema para esta aplicação.

Uma bancada de testes confirmaria a veracidade dos cálculos e facilitaria o aprimoramento do projeto de freios do veículo atual, e possibilitaria o desenvolvimento de outros estudos, como a variação da eficiência do sistema de freio quanto ao material utilizado no disco, ao desenho do disco, ao tamanho do pistão da pinça, entre outros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O sistema de freio a disco é compreendido de 5 principalmente componentes:

- Discos
- Pinças
- Cilindro mestre
- Fluido de freio
- Pastilha

Os discos de freio são os principais componentes do freio. Isso por que alterações no disco trazem grandes diferenças nas frenagens. Eles são responsáveis por receber o calor gerado nas frenagens e dissipá-lo ao ambiente.

Os discos podem ter diversos formatos, os recortes proporcionam que a sujeira não fique entre a pastilha e o freio, estes modelos recortados conhecido como freios ventilados, diferente do que muitos pensam o seu principal benefício é proveniente de manter a superfície do disco e da pastilha limpas, pois a perda de massa retira a capacidade de absorver calor durante as frenagens.

Portanto para que o disco seja recortado e manter a capacidade de dissipação de calor deve-se aumentar o diâmetro e a espessura do disco, desta forma compensando a perda de massa. Por esse motivo alguns fabricantes optam por fazer desbastes na superfície ao invés de perfurar a peça. Cada material possuem sua capacidade de absorver e dissipar calor, por isso conforme variar o material o desenho pode ser que tenha que ser alterado para obter o mesmo resultado.

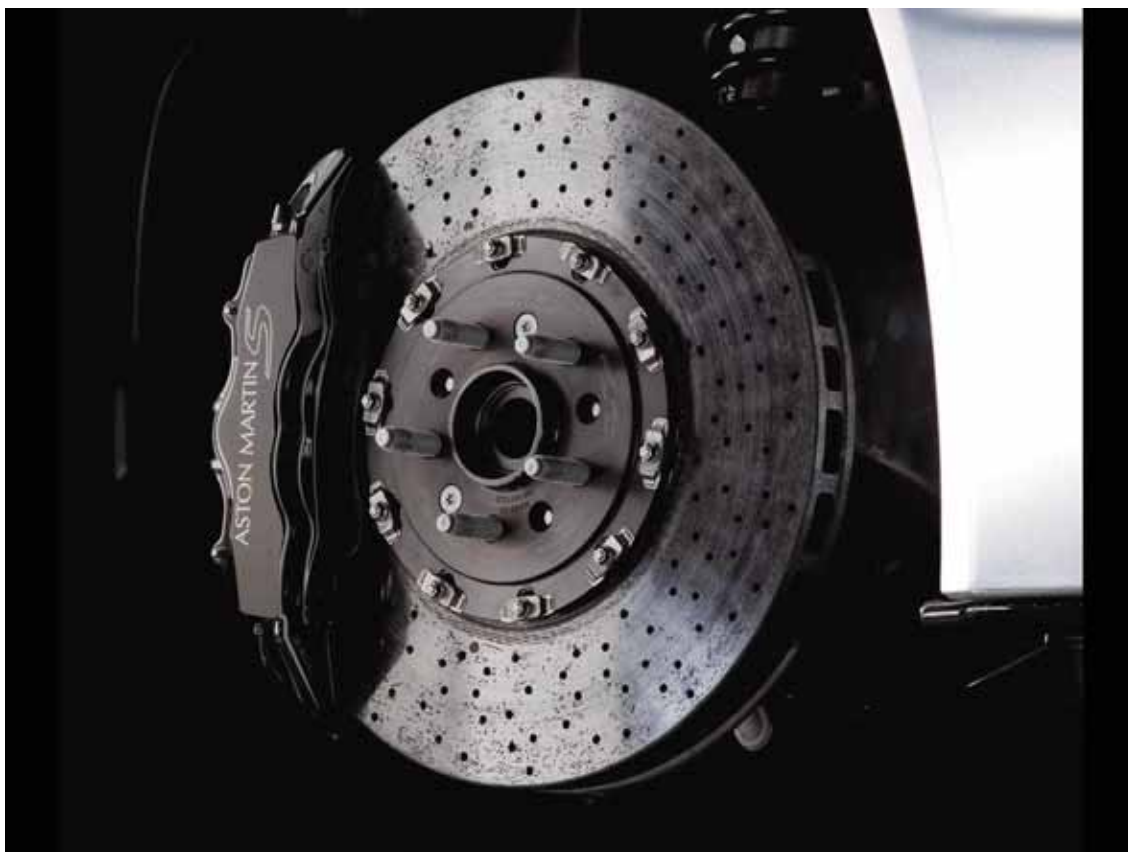


Figura 3. Disco de freio.

Fonte: Disponível em: <<http://www.seriouswheels.com/2008/2008-Aston-Martin-DBS-Brembo-Disc-Brake-1280x960.htm>>.

Acesso em: 15 nov. 2010.

As pinças são responsáveis por acomodar as pastilhas e pressioná-las contra os discos, seu funcionamento ocorre por pistões que ao receber o fluido de freio empurrado pelo cilindro mestre, estes cilindros forçam o contato das pastilhas com o disco.

Seu tipo varia além do tamanho principalmente quanto ao número de pistões, os modelos mais simples o pistão pressiona apenas de um lado e o lado seguinte serve apenas de apoio ao disco. Nos modelos menores, para motos geralmente pode ser encontrado de apenas um pistão, dois pistões paralelos, dois pistões opostos e quatro pistões opostos como. Modelos maiores chegam a ter até seis cilindros como na figura abaixo. Os diâmetros dos pistões podem não ser iguais, isso ocorre por que

durante a frenagem ao entrar em contato com o disco as pastilhas tendem a inclinar e fazer maior força na área de entrada e menor na parte saída.



Figura 4. Pinça de freio.

Fonte: Disponível em: <<http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperList.aspx?subname=Integra>>.
Acesso em: 15 nov. 2010.

O cilindro mestre é responsável por transferir a força que o piloto faz nos pedais para as pinças que vão comprimir as pastilhas contra o disco ser responsáveis pela frenagem do veículo.

A transferência de força é feita através do fluido de freio que pressionado no cilindro mestre empurra os pistões da pinças. Os tipos de cilindros mestre variam além do tamanho principalmente quanto ao número de saídas, os modelos mais comuns de atuação simples têm apenas uma saída, desta forma o veículo deve ter dois cilindros mestres, um responsável pelo conjunto dianteiro e outro para o conjunto traseiro, um sistema de distribuição da força dos pedais deve ser responsável pelo balanço do freio, já que a frente requer maior esforço. Os modelos mais complexos têm duas saídas, distribuindo para o conjunto dianteiro e traseiro.



Figura 5. Cilindro mestre.

Fonte: Disponível em: <<http://www.wilwood.com/Images/MasterCylinders/Master%20Cylinder%20Photos-Large/260-6087-lg.jpg>>.

Acesso em: 15 nov. 2010.

O fluído de freio responsável por transferir a força aplicada nos pedais para as pinças pressionarem os discos. Os fluídos estão disponíveis no mercado em diversos modelos e densidades. O quanto a densidade pode interferir no sistema para o nosso clima é uma questão que só pode ser evidenciada comparando vários tipos em teste para que seja comprovado melhor eficiência no sistema.

As pastilhas são responsáveis por gerar atrito com os discos dissipando a energia cinética em ondas, gerando calor, barulho e algumas vezes até deixando o material do disco incandescente, emitindo luz. As pastilhas tem seu formato atrelado ao modelo da pinça, porém seu coeficiente de atrito pode varia conforme sua composição dessa forma diferentes marcas vão ter diferentes coeficientes de atrito. Seu efeito varia também quanto a temperatura. Essas variações só podem ser aferidas por teste já que para cada tipo de material da pastilha e cada material do disco vão formar um conjunto diferente.



Figura 6. Pastilha de freio.

Fonte: Disponível em: <<http://www.dfmotopecas.com.br/produtos.asp?cat=3>>.

Acesso em: 15 nov. 2010.

Como vimos anteriormente o freio é um elemento dissipador, um elemento armazenador de energia podem ser, por exemplo comprimir uma mola, deformar uma haste, alongar um elástico, ou girar um volante. Volantes são discos que em movimento de rotação geram resistência a parar, essa resistência é chamada momento de inércia.

Existem em todos os motores a combustão, são responsáveis por manter o movimento do motor e não deixam que haja variação na rotação por conta dos impactos que a combustão faz aos pistões. Sua ausência neste caso deixaria o motor inconstante, oscilando a rotação, prejudica a marcha lenta facilitando que o motor chegue a uma velocidade abaixo da mínima de funcionamento, causando desligamento do sistema, por outro lado deixaria o motor elevar seu giro com maior facilidade.



Figura 7. Volante de motor.

Fonte: Disponível em: < <http://senhoradahora.olx.pt/volante-do-motor-act-prolite-b16-ou-b18-honda-iid-65485617#pics>>

Acesso em: 15 nov. 2010.

3. METODOLOGIA

Para simular o sistema de freio a construção de uma bancada de teste se faz necessária. A bancada poder ser imaginada como um conjunto moto bomba. Em que uma base agrega um motor ligado a bomba por meio de um acoplamento. No caso da bancada de teste um motor aciona o volante por meio de um acoplamento, na outra extremidade do volante ficaria alojado o sistema de freio.

O sistema funcionaria da seguinte maneira. Com o acoplamento acionado o motor seria ligado, ao atingir a velocidade desejada para a frenagem o acoplamento seria acionado para afastar, deixando o sistema girando livre, então o freio seria acionado.

Tomando-se o tempo poderia ser calculada a desaceleração média, com a velocidade inicial dividida pelo tempo podemos ter a aceleração angular. Com a aceleração angular temos o momento aplicado no sistema onde podemos obter maiores informações sobre o sistema de freio.

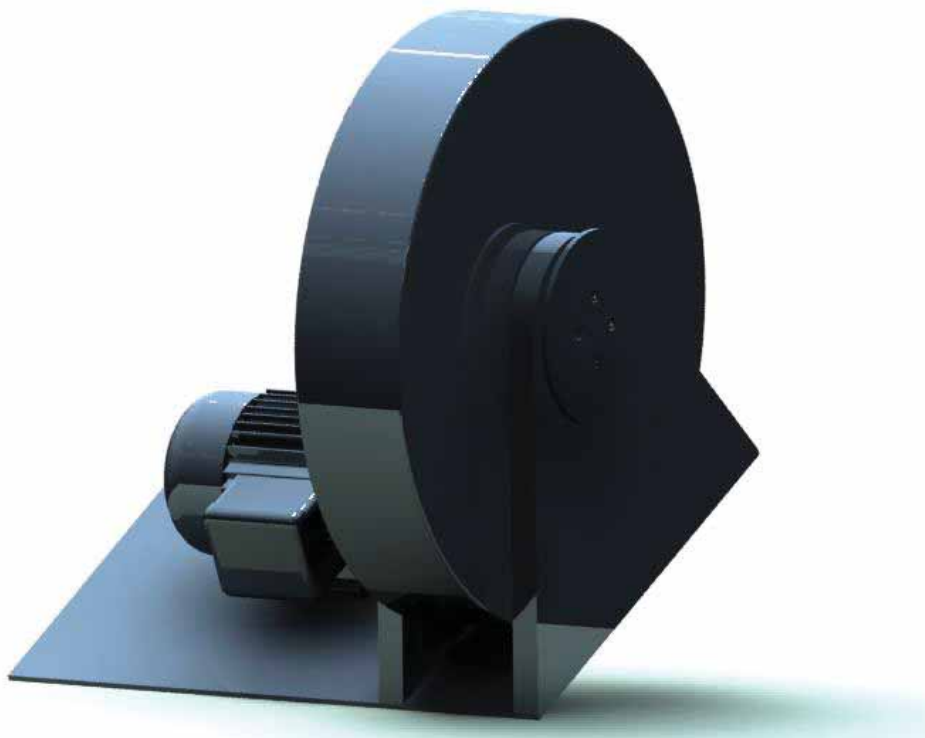


Figura 8. Volante para bancada com vista para o flange

Para obtenção do momento de inércia que os freios geram, primeiramente foi estudada a energia que deveria ser dissipada para a frenagem do veículo. Paralelamente foi estimado do valor que deveria ser aplicado aos discos para que a roda do veículo travasse e houvesse escorregamento do pneu com o solo.

Com o momento de inércia calculado foi possível desenvolver em software um protótipo do volante para aço SAE 1045, o desenho do componente foi desenvolvida prevendo a possibilitar o teste de diversos modelos de discos, por isso um flange parafusado foi acrescentada ao volante. Para que não houvesse excentricidade um furo guia é sugerido.

Segundo o Norton (2008) a carga em eixos de transmissão de rotação é predominantemente de dois tipos: torção e flexão. A seguir, são estabelecidas algumas considerações que devem ser levadas num projeto de eixo.

Para minimizar as tensões e deflexões, o comprimento do eixo deve ser mantido o menor possível e os trechos em balanço minimizados, pois uma viga em balanço terá uma deflexão maior que uma viga biapoiada.

Um eixo vazado tem uma razão melhor de rigidez específica e frequências naturais mais altas que aquelas de um eixo comparavelmente rígido ou sólido, mais ele será mais caro e terá um diâmetro maior.

Concentradores de tensão devem preferivelmente estar afastados das regiões de grandes momentos fletores, seus efeitos são minimizados com grandes raios e aliviadores de tensão.

Se a principal preocupação é minimizar a deflexão, talvez o material mais indicado seja o aço de baixo carbono, por que sua rigidez é tão alta quanto a de aços mais caros, e um eixo projetado para pequenas deflexões tenderá a ter tensões baixas.

Portanto o eixo do volante deverá ser curto e o furo guia também é recomendado para reforçar a estrutura.

Com este modelo agora é possível estabelecer o momento de inércia do conjunto considerando, volante, disco, flange, parafusos. Desde que superior ao valor encontrado nos cálculos o modelo poderá simular e comparar as frenagens do veículo.

Para o acoplamento, há disponível no mercado um acoplamento geralmente utilizado em ar-condicionado automotivo, este componente é capaz de acoplar e desacoplar o conjunto com acionamento elétrico.



Figura 9. Acoplamento tipo embreagem.

Este tipo de acoplamento não suporta grande esforço, como o sistema vai ser acionado imóvel, portanto o acoplamento não vai sofrer deslizamento, e como não há necessidade de acelerar o sistema com rapidez o motor não deverá ser de potência elevada, os ar-condicionado automotivos retiram até 15 cavalos de potência do motor, porém como não há dados o sistema deverá ser testado na prática.

O motor especificado seria um motor elétrico de 7,5 hp o que estaria dentro da

faixa de trabalho do acoplamento. Sendo o motor elétrico de maior rotação o de 2 pólos com 3600 rpm, o que não seria suficiente para simular os 120km/h do veículo, por isso uma conjunto de polia de relação de 2,333 deve ser acrescentada ao conjunto.

Por razão de segurança algumas medidas devem ser tomadas, a base deve ser parafusada devido a vibração e esforços causados durante os testes, uma cobertura as partes móveis também se faz necessária, pois pode haver desprendimento de algum componente durante os testes.



Figura 10. Volante para bancada com vista para o motor e polias

4. CÁLCULOS

Para conseguir uma frenagem equilibrada e eficaz nas quatro rodas, é necessário que a distribuição de freios esteja equilibrada, dividindo igualmente o peso exercido sobre cada parte das suspensões.

Numa frenagem ideal os quatro pneus devem estar em contato com o solo e a desaceleração se aproximar do limite de aderência dos pneus com o solo. Devido o comportamento dinâmico do veículo durante a frenagem, a aderência pode variar, e por consequência o torque contrario aplicado pelos freios irão se alterar também. Por isso se faz necessário um sistema para distribuir a força aplicada nos pedais para buscar uma frenagem ideal.

Em veículos de rua o balanceamento é padronizando, mais para as pistas com sistemas de ajuste rápido nós podemos ajustar o balanceamento dos freios, permitindo distribuir a porcentagem de capacidade de frenagem aplicada ao eixo dianteiro e traseiro de acordo com as preferências e necessidades do piloto. (Ambra 2007)

Para o cálculo da carga necessária nos freios primeiro deve-se considerar o peso. Com um veículo pesando em torno de 260 kg, e com um piloto de até 90 kg teríamos um valor extremo de 350 kg. Desse peso sabe-se que cerca de até 80% é deslocado para frente numa freada, chegamos a 140 kg em cada roda. Sendo assim a força normal vale:

$$N = m \cdot g = 140 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 1372 \text{ N}$$

Sendo:

N: Força normal

g: Aceleração da gravidade

O fornecedor de pneus indicou que o coeficiente de atrito chegaria a 2,2.

Portanto:

$$F_{at} = \mu \cdot N = 2,2 \times 1372 \text{ N} = 3018,4 \text{ N por roda}$$

Sendo:

F_{at} : Força de atrito

μ : Velocidade angular em relação ao mesmo eixo

N : Força normal

Os pneus tem um raio externo de 0,253 m e os discos um raio de 0,111 m.

Portanto:

$$M_p = F_p \cdot R_p = F_d \cdot R_d = M_d$$

$$M_p = 3018,4 \cdot 0,253 = F_d \cdot 0,111 = M_d$$

$$F_d = 6879,78 \text{ N}$$

Sendo:

M_p : Momento nos pneus

F_p : Força tangente aos pneus

R_p : Raio dos pneus

M_d : Momento nos discos

F_d : Força tangente aos discos

R_d : Raio dos discos

Assim obtemos também o momento nos discos: $M_d = 763,65 \text{ N.m.}$

Sabendo também que na competição o veículo chega até 120 km/h (33,33 m/s) no final da reta de arrancada.

$$\omega = \frac{V}{R_p}$$

$$\omega = \frac{33,33}{0,253}$$

$$\omega = 131,74 \text{ rad/s}$$

Sendo:

ω : Velocidade angular

V: Velocidade tangencial

R_p : Raio dos pneus

Paralelamente, segundo Fundamentals of Vehicle Dynamics, podemos obter a energia e a potência da seguinte forma:

$$\text{Energia} = \frac{M(V_f^2 - V_i^2)}{2} = \frac{350 (0 - 33,33^2)}{2} = -194444,44 \text{ J}$$

Sendo:

M: Massa do veículo

V_f : Velocidade final do veículo

V_i : Velocidade inicial do veículo

Uma importante dimensão no balanceamento de um veículo é a distância de parada. Essa grandeza não é sempre fixa, uma vez que algumas variáveis externas podem interferir no resultado final, como o tempo de reação do motorista para aplicar o pedal de freio, a qualidade e o estado de conservação dos pneus, dos materiais de

fricção, discos e pastilhas, as condições da superfície do pavimento em que o veículo esta trafegando.

Para condições próximas da ideal será considerado apenas a energia cinética que deduz que a energia de um veículo em movimento é proporcional ao quadrado de sua velocidade.

$$DP = \frac{V^2}{2fg}$$

$$DP = \frac{33,3^2}{2.2.2,9,81}$$

$$DP = 25,74 \text{ m}$$

Sendo:

DP: Distancia de parada

V: Velocidade do veículo.

f: coeficiente de aderência pneu x solo.

g: Aceleração da gravidade.

Com esse dado, podemos dar calcular o tempo de frenagem:

$$t = \frac{S}{Vm}$$

$$t = \frac{25,74}{16.66} = 1,54 \text{ s}$$

Sendo:

t: Tempo de parada

S: Espaço percorrido durante a frenagem

Vm: Velocidade média durante a frenagem

Com o tempo de frenagem podemos obter a desaceleração durante a frenagem.

$$a = \frac{V}{t}$$

$$a = \frac{33,33}{1,54}$$

$$a = 21,64 \text{ m/s}^2$$

Sendo:

t: Tempo de parada

S: Espaço percorrido durante a frenagem

Vm: Velocidade média durante a frenagem

Com desaceleração e o raio do pneu obtemos a desaceleração angular.

$$\alpha = \frac{a}{Rp}$$

$$\alpha = \frac{43,16}{0,253}$$

$$\alpha = 170,6 \text{ rad/s}^2$$

Sendo:

α : Aceleração angular

V: Aceleração tangencial

Rp: Raio dos pneus

Obtemos assim o momento de inércia através do momento nos discos.

$$M_d = F_d \cdot R_d = I \cdot \alpha$$

$$I = \frac{M_d}{\alpha}$$

$$I = \frac{763,65}{170,6}$$

$$I = 4,47626 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Sendo:

M_d : Momento nos discos

F_d : Força tangente aos discos

R_d : Raio dos discos

I : Momento de inércia

α : Aceleração angular

Paralelamente obtemos a mesma informação através do momento de inércia.

O momento de inércia de um sólido em relação a um eixo fixo é obtido teoricamente pela equação. (Norton 2008)

$$I = \sum r^2 \Delta m = \int r^2 dm$$

Este somatório é obtido por integração, e muitos exemplos são desenvolvidos na teoria. Se o corpo não tem forma geométrica simples ou densidade constante, o cálculo da integral pode-se tornar sumamente difícil, e é necessário utilizar um método experimental. Por isso o projeto será desenvolvido com auxílio de software que nos fornece este valor.

Considerando o volante uniforme como um disco seu momento de inércia poderia ser calculado da seguinte forma:

$$I = \frac{1}{2} M \cdot Rr^2$$

Sendo:

I: Momento de inércia

M: Peso do volante.

Rr: Raio externo do volante.

A energia cinética total de um sistema em movimento é dada pela equação:

$$Ec = \frac{1}{2} Iw^2 + \frac{1}{2} mv^2$$

Se o corpo tem apenas movimento de translação, sua energia cinética é dada por:

$$Ec = \frac{1}{2} mv^2$$

Sendo:

Ec: Energia cinética

m: Massa

v: Velocidade de translação do centro de massa

Por outro lado, se um corpo tem apenas movimentação de rotação, sua energia cinética é dada por:

$$Ec = \frac{1}{2} Iw^2$$

Sendo:

Ec: Energia cinética

I: Momento de inércia em relação ao eixo de rotação

w: Velocidade angular em relação ao mesmo eixo

Considerando que toda a energia seja dissipada nas rodas dianteiras, (portanto consideremos a massa de 140 kg) poderemos estimar o momento de inércia pela energia cinética total do volante, dado pela equação:

$$Ec = \frac{1}{2} I w^2 = \frac{m(V_f^2 - V_i^2)}{2}$$

$$I w^2 = \frac{m(V_f^2 - V_i^2)}{2}$$

$$I = \frac{m(V_f^2 - V_i^2)}{2 w^2}$$

$$I = \frac{140 (0 - 33,33^2)}{2 \cdot 131,74^2}$$

$$I = 4,48147 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Sendo:

Ec: Energia cinética

I: Momento de inércia em relação ao eixo de rotação

w: Velocidade angular em relação ao mesmo eixo

I: Momento de inércia

m: Massa por cada roda dianteira

Vf: Velocidade final do veículo

Vi: Velocidade final do veículo

Com a construção da bancada os dados podem ser obtidos da seguinte através das contas descritas a seguir. Ao fim do teste obtemos a rotação inicial e o tempo até a imobilidade do sistema.

$$\alpha = \frac{60 \cdot n}{t_f}$$

Sendo:

α : Aceleração angular

n: Rotações por minuto

t_f : Tempo de frenagem

Com a aceleração angular voltamos e obtemos o momento, já que o raio do disco e o momentos de inércia são constantes.

$$M_d = F_d \cdot R_d = I \cdot \alpha$$

Sendo:

M_d : Momento nos discos

F_d : Força tangente aos discos

R_d : Raio dos discos

I: Momento de inércia

α : Aceleração angular

Obtido a força nos discos, podemos chegar à força real aplicada na pastilha, considerando ter sido fornecido pelo fornecedor o coeficiente de atrito da pastilha.

$$F_d = \mu \cdot F_r$$

Sendo:

F_d : Força tangente aos discos

μ : Coeficiente de atrito das pastilhas

F_r : Força real aplicada sobre as pastilhas

Obtida força real conseguimos obter a pressão nas pastilhas.

$$F_r = P_s \cdot A_p$$

Sendo:

F_r : Força real aplicada sobre as pastilhas

P_s : Pressão no sistema

A_p : Área da pastilha

Com relacionando as áreas podemos encontrar as demais forças.

$$P_s = \frac{F_p}{A_p} = \frac{F_{pi}}{A_{pi}} = \frac{F_{cm}}{A_{cm}}$$

Sendo:

P_s : Pressão no sistema

F_p : Força aplicada sobre as pastilhas

A_p : Área da pastilha

F_{pi} : Força aplicada sobre os pistões das pinças

A_{pi} : Área dos pistões das pinças

F_{cm} : Força aplicada sobre os pistões do cilindro mestre

A_{cm} : Área do pistão do cilindro mestre

Uma balança de mola é capaz de medir a força aplicada durante o acionamento do cilindro mestre, assim poderemos voltar e obter o coeficiente de atrito das pastilhas. Para estimarmos a potencia do motor temos segundo Norton (2008).

$$Ec = \frac{1}{2} I w^2$$

$$Ec = \frac{1}{2} 5 \cdot 131,74^2$$

$$Ec = 43388,57 \text{ J}$$

Sendo:

Ec : Energia cinética

I : Momento de inércia em relação ao eixo de rotação

w : Velocidade angular em relação ao mesmo eixo

Com a energia cinética podemos encontrar a potencia total considerando inicialmente 10 segundos para velocidade máxima.

$$Pot = \frac{\Delta E}{t}$$

$$Pot = \frac{43388,57}{10}$$

$$Pot = 4338,86 \text{ W} = 5,823 \text{ hp}$$

Sendo:

Pot: Potencia total

ΔE : Variação da energia cinética

t: Tempo para atingir a velocidade máxima de 33,33 m/s

Para encontrarmos um motor comercial devemos considerar um rendimento 85% de rendimento.

$$Potu = \frac{Pot}{\eta}$$

$$Potu = \frac{5,823}{0.85}$$

$$Potu = 6,852 \text{ hp} = 7,5 \text{ hp}$$

Sendo:

Potu: Potencia util

Pot: Potencia total

t: Tempo para atingir a velocidade máxima de 33,33 m/s

O motor mais próximo comercial seria de 7,5 hp, para rotação de 3600rpm ou 60 rad/s.

Para que seja atingida a rota devemos utilizar uma relação de polia seguindo novamente pelo Norton (2008).

$$wm \cdot dm = wv \cdot dv$$

$$60 \cdot dm = 140 \cdot dv$$

$$\frac{dm}{dv} = 2,333$$

Sendo:

ω_m : Rotação do motor

d_m : Diâmetro da polia no motor

ω_v : Rotação do volante

d_v : Diâmetro da polia no motor

Portanto a relação entre polias é de 2,333.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA OUTROS TRABALHOS

A Formula SAE é uma competição nova, que oferece a oportunidade de jovens estudantes aprimorarem seus conhecimentos sobre dinâmica veicular e engenharia mecânica. É o primeiro contato do estudante com a grande responsabilidade, os participantes são desafiados a comprovar por caçulos, desenvolver o projeto, e construir um veículo que será testado criteriosamente, e se o veículo falhar, dependendo da dimensão do problema pode arruinar o projeto de um ano da equipe.

Para contribuir com o futuro e o bom desenvolvimento da equipe, é fundamental que os participantes deixem seus estudos e experiências para os novos integrantes da equipe, desta forma os estudantes estarão sempre aprimorando os estudos iniciados, para que desta forma o projeto evolua com os anos.

Este método foi capaz de demonstrar como com uma simples idéia, com conceitos de física foi possível estudar as forças envolvidas na frenagem, propiciando o desenvolvimento de um projeto um pouco mais amplo, de elaborar um método para desenvolver uma bancada de teste para o sistema de freio, possibilitando outros estudos mais aprofundados, projeto de uma bancada, e que a partir desta posteriormente seria possível agregar outros estudos de partes específicas dos componentes do freio.

Alguns instrumentos tornariam os cálculos mais precisos, como o termômetro para medir a variação de temperatura dos discos, o manômetro para medir a pressão no sistema durante a frenagem, balança de mola para medir a força atuando nos cilindros mestre, temporizador para contar com maior precisão o tempo de frenagem, conta giros para medir a rotação do sistema no instante do início do teste, acelerômetro para medir com precisão a desaceleração do volante. Com estes instrumentos possibilitaria desenvolver outros estudos relacionados como por exemplo, variação da eficiência de frenagem em relação a materiais para os discos, recortes nos discos, variação de eficiência com o tempo devido ao aumento de temperatura ou ao desgaste de componentes.

Com os cálculos pudemos concluir os valores preliminares para o desenvolvimento de uma bancada para teste dos freios. Os componentes principais puderam ser descritos. O principal deles seria o volante, o momento de inércia pode ser calculado por energia, e através deste estimar suas dimensões próximas as reais. Foi possível encontrar a potência necessária para o motor, e a relação de transmissão para testes simulando a velocidade máxima do veículo.

Por fim, este projeto que não exige muito investimento pode propiciar a faculdade contínuo desenvolvimento a equipe e aos novos alunos. Após construída a bancada seria capaz de fornecer valores concretos para comparar a eficiência do conjunto testando componente a componente, como por exemplo fluído de freio, pastilha, recortes em disco, posicionamento da pinça em relação ao disco entre outros.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

NORTON, Robert L. Projeto de Máquinas. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 932 p.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, Inc, 1992.495 p.

AMBRA, Marcos Guilherme Morlin. Desenvolvimento de suspensão para veículo Formula SAE. 2007. 30 p. Monografia (Relatório de Bolsa PROEX/PAE) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (UNESP), Guaratinguetá, 2007.

ANEXO A – RELATÓRIO DO VOLANTE

Ao término do volante nos software Solid Works a ferramenta propriedades de massa gerou o seguinte relatório para aço SAE 1045.

Propriedades de massa de momento (Assembly Configuration - Valor predeterminado)

Sistema de coordenadas de saída: -- valor predeterminado --

Massa = 156.09 quilogramas

Volume = 0.02 metros³

Área de superfície = 0.62 metros²

Centro de massa: (metros)

X = 0.08

Y = 0.00

Z = 0.00

Eixos principais de inércia e momentos de inércia principais: (quilogramas * metros²)

Tomado no centro da massa.

$I_x = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_x = 2.55$

$I_y = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_y = 2.55$

$I_z = (1.00, 0.00, 0.00)$ **$P_z = 4.82$**

Momentos de inércia: (quilogramas * metros²)

Obtido no centro de massa e alinhado com o sistema de coordenadas de saída.

$L_{xx} = 4.82$ $L_{xy} = 0.00$ $L_{xz} = 0.00$

$L_{yx} = 0.00$ $L_{yy} = 2.55$ $L_{yz} = 0.00$

$L_{zx} = 0.00$ $L_{zy} = 0.00$ $L_{zz} = 2.55$

Momentos de inércia: (quilogramas * metros²)

Tomados no sistema de coordenadas de saída.

$$\mathbf{I_{xx}} = 4.82 \quad I_{xy} = 0.00 \quad I_{xz} = 0.00$$

$$I_{yx} = 0.00 \quad I_{yy} = 3.44 \quad I_{yz} = 0.00$$

$$I_{zx} = 0.00 \quad I_{zy} = 0.00 \quad I_{zz} = 3.44$$

ANEXO B – DESENHO DO VOLANTE