

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO DO VEÍCULO BAJA SAE 2011

Diego Baratto Paul, diegopaul@hotmail.com

Unioeste - Universidade Estadual do Oeste do Paraná. R. Belarmino de Mendonça, 880. Foz do Iguaçu - PR

RESUMO: Este estudo tem por objetivo analisar o atual sistema de freios do veículo Baja SAE, tanto nos quesitos de projeto quanto em desempenho, e propor melhorias no conjunto. A equipe Baja Cataratas da Unioeste existe desde meados de 2010, sendo que atualmente o veículo baja já sofreu diversas modificações em relação ao seu projeto inicial, tais como, redução de massa e alteração da distância entre eixos, porém o sistema de freios não foi readequado a essas condições.

PALAVRAS-CHAVE: Freio, baja, veículo

ABSTRACT: *This study aims to analyze the current brakes system of Baja SAE vehicle, both in questions of design and performance, and propose improvements in the set. The team Baja Cataratas of Unioeste there since 2010, and currently the baja vehicle has suffered several modifications in relation to their initial project, such as mass reduction and alteration of the wheelbase, but the brake system was not retrofitted to these conditions.*

KEYWORDS: Brake, baja, vehicle

INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE é uma competição entre acadêmicos de engenharia que envolve o desenvolvimento e concepção do projeto de um veículo fora de estrada (*off-road*), onde são avaliados quesitos de projeto, processos de fabricação, custos e desempenho.

A equipe Baja Cataratas da Unioeste existe desde julho de 2010, quando se iniciou a busca por patrocínio e a fase de projeto do carro. O primeiro dimensionamento do sistema de freios foi feito baseado em um modelo em CAD bastante simplificado do veículo que não condizia exatamente com o protótipo que fora construído para etapa nacional. Após a competição nacional o carro sofreu severas modificações na estrutura buscando redução da massa e a redução da distância entre eixos, alterando assim as características do mesmo. Depois de todas essas modificações era visível o baixo desempenho do sistema de freios comparado aos carros de outros competidores. Com isso a equipe decidiu que seria necessário um novo estudo e redimensionamento do sistema atual.

Leal *et al.* (2008) afirma que um sistema de freios eficiente deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob as mais diversas condições.

Milliken and Milliken, 1995, quando um veículo é freado, uma força inercial de sentido contrário ao vetor aceleração A_x e de intensidade F é gerada. Fazendo o cálculo das reações pode-se encontrar a variação do carregamento nos eixos, como mostra a fig. (1).

A transferência de peso longitudinal durante uma operação de frenagem depende do torque de frenagem aplicado nas rodas, da posição do centro de gravidade e principalmente do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.

Em geral, quando um veículo é freado, o peso tende a deslocar-se para as rodas dianteiras, diminuindo assim o peso no eixo traseiro. Segundo Leal *et al.* (2008), uma condição onde ocorre o travamento das rodas do eixo

traseiro antes das rodas do eixo dianteiro gera uma condição de instabilidade podendo acarretar na perda de controle do veículo. Por isso o sistema deve ser dimensionado de acordo com as condições de operação e características do carro, obtendo o maior desempenho possível sem comprometer a dirigibilidade e a segurança.

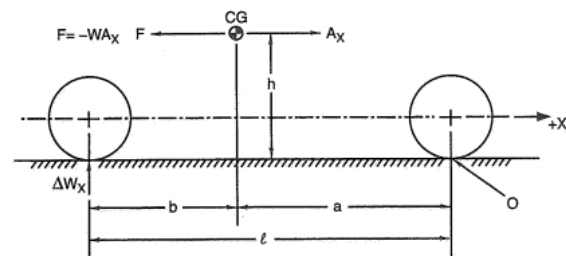


Figura 1. Diagrama de corpo livre de um veículo sujeito a uma aceleração A_x

A distância de frenagem é um dos principais parâmetros para se medir a eficiência dos freios. Heisler, 2002 define a eficiência de um freio automotivo como sendo:

$$\varepsilon = F_b / W \quad (1)$$

$$F_b = (mV^2) / (2S) \quad (2)$$

Onde F_b é a força média de frenagem, m a massa, V a velocidade inicial, S o espaço necessário para parar completamente o veículo e W o peso total do veículo.

Em veículos automotores em geral são utilizados dois tipos de freios. O de aro interno expansível ou freio a tambor; e o freio a disco. O protótipo utiliza sistema de freios a disco nas quatro rodas, devido as suas melhores características. Leal *et al.* (2008), afirma que o sistema de freio a disco é menos suscetível a variações no coeficiente de atrito das pastilhas com o disco mantendo sua eficiência mesmo na presença de água ou poeira, e

também garantem uma melhor dissipação de calor devido a sua maior área exposta em relação ao sistema de freio a tambor.

A função do freio convencional é dissipar a energia cinética do veículo na forma de calor. Atualmente existem sistemas que conseguem recuperar e armazenar parte da energia da frenagem para utilizá-la posteriormente, porém este tipo de sistema não será abordado neste trabalho.

Leal *et al.* (2008) divide as resistências de inércia em inércias de translação e de rotação. A de translação se dá pelo movimento do veículo, devido a desaceleração da massa total do mesmo. A de rotação é devida a inércia rotacional das rodas, eixos e acoplamentos que giram enquanto o veículo se movimentava.

METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho baseia-se na análise do projeto do veículo Baja SAE para determinação dos parâmetros utilizados nos cálculos de dimensionamento do sistema de freios.

Também se utilizou um software CAD para modelagem do sistema, determinação de geometrias e parâmetros de projeto.

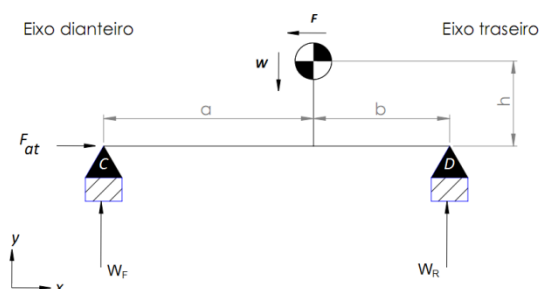


Figura 2. Diagrama de corpo livre do veículo em uma condição de frenagem

Para o cálculo de transferência de peso longitudinal, fazendo o equilíbrio de forças do diagrama da Fig. (2), onde:

$$F = -mA_x \quad (3)$$

$$W = mg \quad (4)$$

$$F_{at} = \mu W \quad (5)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, g é a aceleração da gravidade e F_{at} a força de atrito na região de contato do pneu com o solo.

Desmembrando F_{at} em componentes frontal e traseira, F_{af} e F_{ar} respectivamente; temos:

$$F_{at} = F_{af} + F_{ar} \quad (6)$$

$$F_{af} = \mu W_F \quad (7)$$

$$F_{ar} = \mu W_R \quad (8)$$

As distâncias a , b e h foram medidas experimentalmente através da pesagem individual de cada roda do veículo.

Fazendo o equilíbrio de forças do diagrama da Fig. (2) e arbitrando um valor de entrada μ Tab.(1), conseguimos

determinar os valores de F_{af} e F_{ar} . Multiplicando estes valores pelo raio dinâmico do pneu, encontramos o torque necessário de frenagem; considerando apenas a inércia de translação do carro.

Tabela 1. Coeficiente de atrito para automóveis em vários tipos de pista, Leal *et al.* (2008)

Tipo de pista	μ
Asfalto	0,60 a 0,95
Pedra britada	0,50 a 0,65
Terra seca	0,50 a 0,7
Terra úmida	0,50 a 0,6
Areia	0,30 a 0,35

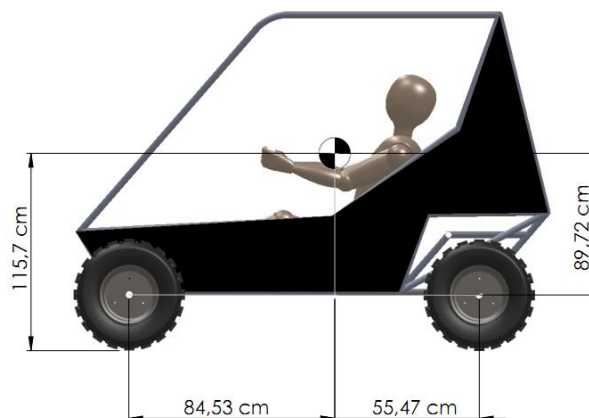


Figura 3. Posição do CG do veículo

A Fig. (3) mostra a posição real do centro de gravidade do carro. Resolvendo as equações com valor de μ variando de 0,1 a 0,95 encontramos os diversos valores de torque de frenagem nos eixos dianteiro (T_{Ff}) e no eixo traseiro (T_{Fr}).

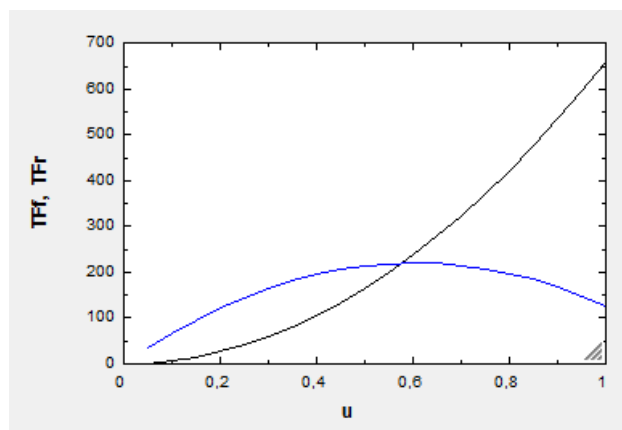


Figura 4. Gráfico de variação do torque de frenagem [Nm] relativo a inércia de translação. Linha azul (T_{Ff}), linha preta (T_{Fr}).

Para o cálculo do momento necessário para frear as inércias rotacionais do veículo, todas as partes mecânicas sujeitas a rotação foram modeladas em software CAD para determinação de seu momento de inércia. De Leal *et al.* (2008), temos:

$$M = J\alpha \quad (9)$$

Onde M é o momento necessário para desacelerar uma inércia J com desaceleração α .

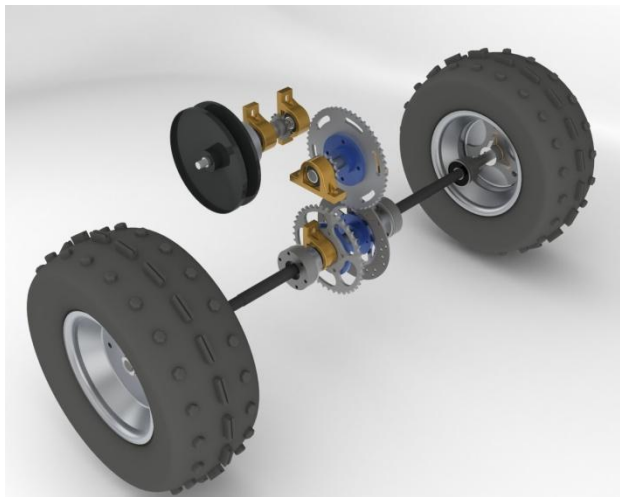


Figura 5. Conjunto inercial traseiro

O conjunto de inércias do eixo traseiro é composto por todo o sistema de transmissão, cubos de roda, rodas e pneus, Fig. (5). Os elementos da corrente que ligam as coroas e pinhões foram desconsideradas devido a dificuldade da determinação de seu momento de inércia no conjunto.



Figura 6. Conjunto inercial dianteiro parcial

Do software CAD extraímos o valor das inércias rotacionais, dianteira e traseira, J_F e J_R respectivamente:

$$J_F = 0,3535 \text{ kg/m}^2 \quad (10)$$

$$J_R = 2,7187 \text{ kg/m}^2 \quad (11)$$

A desaceleração angular α é proporcional a A_x encontrado anteriormente, e pode ser representada na Fig. (7).

Com esses dados pode-se levantar as curvas que representam os momentos resistentes a desaceleração das inércias rotacionais do sistema de freios dianteiro e traseiro.

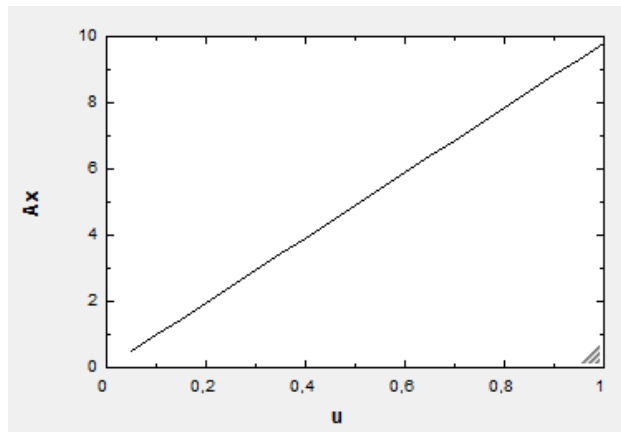


Figura 7. Desaceleração [m/s²] (em módulo) do veículo durante uma operação de frenagem em diferentes coeficientes de atrito entre o pneu e o solo.

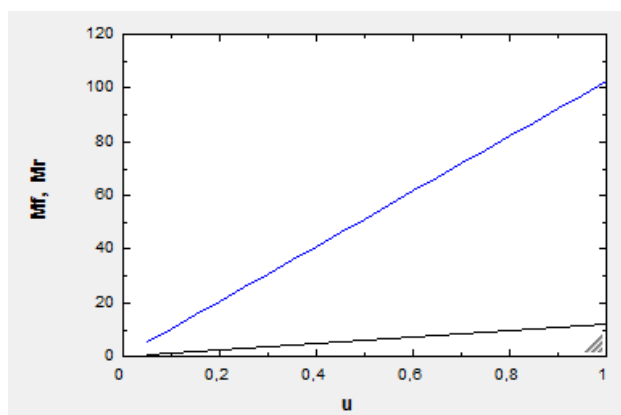


Figura 8. Momento [Nm] gerado pela desaceleração das inércias rotacionais durante a frenagem do veículo. Linha azul M_r , momento no eixo traseiro, e M_f o momento nas rodas dianteiras

Sobrepondo os gráficos das Fig. (4) e Fig. (8), e somando os valores dianteiros e traseiros individualmente encontramos o torque total de frenagem requerido em cada eixo do veículo Fig. (9).

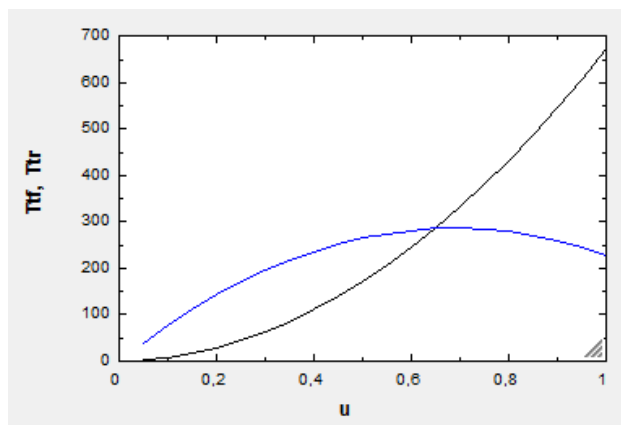


Figura 9. Torque total de frenagem requerido [Nm] dianteiro e traseiro, linha preta e linha azul respectivamente.

Leal *et al.* (2008), demonstra que um sistema de freios desenvolvido especialmente para terrenos de baixo coeficiente de atrito (terra, lama, neve) não terá um bom desempenho em pistas de asfalto ou concreto. Nesse caso ocorrerá o travamento das rodas traseiras, diminuindo a transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro, aumentando significativamente a distância necessária para a imobilização do veículo, além de gerar instabilidade e perda de controle. Já um veículo projetado para operar em pistas pavimentadas também terá baixo desempenho em terrenos de baixo coeficiente de atrito, porém a frenagem será estável pois ocorrerá o travamento das rodas dianteiras.

Atualmente o sistema de freios do protótipo tem uma distribuição de frenagem de aproximadamente 68,5% nas rodas dianteiras e 31,5% nas traseiras. Segundo o gráfico da Fig. (9), esta seria a distribuição ideal para um veículo operar em um terreno com coeficiente de atrito próximo a 0,95 tais como asfalto e concreto. Porém o veículo *baja* é um protótipo desenvolvido para uso *off-road*, raramente operando em pistas com coeficiente de atrito elevado. Segundo os dados da Tab. (1), uma condição de operação mais comum seria em uma pista de terra seca, com coeficiente de atrito médio de 0,6. Com este valor encontramos uma distribuição de frenagem de 46,1% nas rodas dianteiras e 53,9% nas rodas traseiras. Isso evitaria o travamento prematuro das rodas dianteiras em terrenos com baixo coeficiente de atrito, aumentando a eficiência do sistema e o desempenho do veículo na competição.

CONCLUSÃO

O atual sistema de freios do protótipo *baja* não está dimensionado para as condições normais de operação do veículo, o que explica o baixo desempenho em relação aos carros de outros competidores.

A distribuição atual de 68% e 32%, dianteira e traseira respectivamente; deve ser alterada para algo próximo a 46% e 54%. Para tanto, a solução mais simples e barata seria alterar apenas o conjunto de freio traseiro, aumentando a área de pressão do sistema hidráulico de acionamento, adicionando mais um *cáliber* ou substituindo o atual por um com *êmbolo* de maior área; ou ainda substituir o atual disco de freio do sistema por um de maior diâmetro.

REFERÊNCIAS

- Heisler, H., 2002, “Advanced Vehicle Technology”, second edition, London, UK.
- Milliken, W.F., Milliken D.L., “Race Car Vehicles Dynamics”, Warrendale, USA.
- Leal, L.M., da Rosa, E., Nicolazzi, L.C., “Uma introdução a modelagem quase-estático de veículos automotores de rodas”, UFSC, Florianópolis, Brasil.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O autor é o único responsável pelo material impresso contido neste artigo.