



DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE TESTES PARA ESTUDO TÉRMICO DO DISCO DE FREIO DO PROTÓTIPO BAJA SAE

Yuri Gubert Souza, yurigubert@gmail.com¹
Augusto Salomão Bornschlegell, augustosalomão@ufgd.edu.br¹
Orlando Moreira Junior, OrlandoJunior@ufgd.edu.br¹

¹Universidade Federal da Grande Dourados, Rodovia Dourados/Itahum, km 12,

Resumo. O sistema de freio é um sistema dinâmico de caráter fundamental para a segurança, eficiência e competitividade de um veículo, seja no âmbito comercial ou no âmbito de competição, como o protótipo BAJA SAE. Com o objetivo de se obter um estudo mais aprofundado sobre o comportamento da temperatura que ocorre durante o processo de frenagem em um disco de freio, foi projetada e dimensionada uma bancada de testes para obtenção experimental dos valores de temperatura do disco de freio. Junto a isso foram dimensionadas peças inerciais que representam os componentes rotativos que foram levados em consideração para esse estudo. Assim a maquete contribuirá para o estudo experimental do comportamento térmico do sistema de freio.

Palavras chave: BAJA SAE. Estudo experimental. Inércia Rotacional. Acionador de frenagem

1. INTRODUÇÃO

Para o desenvolvimento do estudo experimental, foi necessária a realização da confecção de uma bancada de testes, para comparações analíticas e experimentais. A bancada foi desenvolvida com o intuito de estudar a dissipação térmica e o comportamento de temperatura do disco de freio, sem estar com o sistema de freio embarcado no carro. O desenvolvimento da bancada facilita a coleta de dados tornando-se mais prática em comparação com a coleta de dados no protótipo. Com a bancada foi possível submeter o disco de freio a uma série de frenagens, sendo elas frenagens típicas ou atípicas, como em situações críticas. Além disso, a possibilidade de troca de peças na bancada, facilita diferentes estudos, e aumenta assim a eficiência e utilidade da bancada para análises futuras.

Ruan (2015) procurou de maneira experimental, obter os resultados através de imagens em infravermelho ao utilizar uma bancada de testes para execução de frenagens simuladas e com o auxílio de uma câmera térmica, obteve um conjunto de imagens térmicas. De acordo com Souza (2018), o comportamento da curva de temperatura pode ser estimado de maneira analítica através de equações que descrevem as fases de aquecimento e de resfriamento respectivamente. Com o intuito de se confirmar o perfil de curva obtida, teve-se como objetivo a criação de uma bancada de testes para a realização de estudos experimentais.

A partir dessa visão de gerar uma comparação de dados, ainda levantou-se a questão de diminuir a deficiência de bancadas didáticas nos laboratórios, visto que muitas vezes algumas aulas poderiam ser melhor utilizadas caso tenham uma bancada para exemplo. Como descrito por Zorzan (2013), e Giordani *et al.*, (2003), bancadas didáticas são ferramentas de auxílio para a realização de experimentos que possibilitam ao operador montar diversos sistemas para variar seus parâmetros, ao familiarizar-se com os componentes e ao mesmo tempo verificar na prática a teoria vista em aula.

2. DESENVOLVIMENTO

Para desenvolvimento e construção da bancada, foram seguidas os modelos utilizados por Ruan (2015) e Cho (2007). Ao priorizar a simplificação da bancada, foram utilizadas as características principais de ambos os autores, e em paralelo a isso, foram analisados os materiais e ferramentas disponíveis para que assim se pudesse desenvolver um conceito com resultados satisfatórios.

2.1 Estrutura

Figura 1. Bancada com os componentes acoplados



Com exceção da alavanca de acionamento, que era de um tamanho diferente que o pedal de freio, todos os demais componentes utilizados estão presentes na “Figura 1”. O sistema é acionado por uma alavanca, sendo o mesmo fixado a uma estrutura metálica construída em perfil metálico “U”. O fluido de freio utilizado no sistema de frenagem da bancada é o BOSCH DOT 3, de acordo com a norma SAE (2003). Os componentes utilizados na bancada foram o cilindro mestre do Volkswagen Fusca 1983, conexões de cobre de 3/16”, disco de freio da motocicleta Suzuki Burgman 125i, a pinça de freio da motocicleta Suzuki Burgman 125i, reservatório de óleo de freio Volkswagen Fusca 1983, estrutura metálica em perfil “U”, tubos de 1” Aço 1008, e tubos quadrados de Aço 1008, de 25 mm por 40 mm. Após o desenvolvimento do acionador, foi desenvolvido a estrutura da bancada.

Assim, primeiramente foi desenvolvido um acionador do sistema de frenagem, como visto na “Figura 2”. O acionador consiste em uma representação do sistema de acionamento presente no protótipo G4 da equipe Baja Guaicurus. Foi tido como prioridade que o acionador deve estar a uma distância segura do disco de freio, para que em caso de falha quando ocorresse uma frenagem mais crítica e uma possível ruptura de algumas peças, o operador estivesse em segurança. Tendo a segurança do operador em mente, foi desenvolvido o acionador que utiliza os mesmos componentes presentes no sistema de frenagem do protótipo, para reduzir uma possível disparidade na hora do acionamento. Equipamentos que possuem algum tipo de rotação, como tornos e eixos rotativos, precisam de alguma proteção robusta, seja pelo perigo de algo se enrolar no eixo – camisa de manga longa, cabelo comprido e etc – ou pelo fato de algum componente soltar e atingir algum usuário ou pessoa que esteja nas imediações da bancada. Devido a esses fatores, muitos equipamentos possuem dispositivos de segurança, como grades ou até mesmo capas. O câmbio CVT utilizado no protótipo BAJA SAE, utiliza uma proteção, como visto na “Figura 3” e na “Figura 4”.

Figura 2. Acionador montado pronto para a execução



A estrutura da bancada foi construída com o uso de cantoneiras em Aço 1008. por sua vez, a bancada foi desenvolvida para que pudessem ser acoplados todos os componentes necessários para realização do estudo de maneira segura, como visto na “Figura 5”. Visando uma possível vibração da bancada devido à oscilação do motor, foi acoplado a mesma, um bloco de concreto aloado sob pedaços de borracha, com o intuito de absorver melhor as vibrações da estrutura e melhorar a aferição de dados. A união pode ser vista na “Figura 2”

Figura 3. Imagem mostrando o bloco de concreto e borrachas utilizadas para absorver e atenuar as vibrações.



Figura 4. Estrutura de proteção desenvolvida para a bancada, vista lateral



Figura 5. Estrutura de proteção desenvolvida para a bancada, vista superior



2.2. Inércia rotacional e o desenvolvimento de peças

A inércia rotacional - também conhecida como momento de inércia ou segundo momento de massa - é uma propriedade de qualquer objeto que possa ser rotacionado. É um valor escalar que nos diz o quão difícil é alterar a velocidade de rotação do objeto em torno de um eixo de rotação pré-determinado. A inércia rotacional desempenha um papel semelhante na mecânica rotacional ao da massa na mecânica linear. Vale lembrar que a inércia rotacional de um objeto depende de sua massa e de sua distribuição em relação ao eixo de rotação. Quando uma massa se move para mais longe do eixo de rotação, torna-se cada vez mais difícil alterar a velocidade rotacional do sistema. Isso ocorre porque a o sistema passa a ter mais inércia, além do vetor de impulso está mudando mais rapidamente. Ambos os efeitos dependem do comprimento do eixo. O cálculo da inércia rotacional é importante, pois no cálculo de torque que o disco de freio vem a sofrer, em um movimento de rotação, a inércia rotacional assume o papel da energia cinética no sistema.

Além da problemática da utilização de componentes do carro, pretendia-se utilizar como fator de inércia rotativa, todos os componentes do carro que estariam rodando durante o momento da frenagem (Eixos, CVT, Homocinéticas, cubo de roda, rodas e pneus). Assim, foram calculados os momentos de inércia rotativa de todos os componentes. Com o resultado obtido, o corpo que deveria ser dimensionado deveria possuir uma massa muito elevada. Isso implicaria em algumas considerações. Caso o corpo fosse um disco, o mesmo teria que possuir um raio muito expressivo. No caso de o corpo ser cilíndrico, o mesmo deveria possuir um diâmetro de 60 milímetros e um comprimento de aproximadamente 1,5 metros. Tendo isso em mente e observadas as limitações para a construção da bancada, deu-se enfoque a influência de momentos de inércia de apenas alguns componentes do protótipo.

A maioria dos corpos analisados não segue uma geometria padrão, como por exemplo, a coroa e o pinhão que possuem a geometria diferente em seus dentes, e as homocinéticas que por sua vez são constituídas de geometria extremamente exóticas e complexas. Contudo, sabemos que a partir de dados de projeto dessas peças que o momento de inércia em relação a um eixo paralelo que contém o centro de massa, está rotacionando na mesma direção e sentido que o momento de inércia em relação a qual as peças de geometria excêntrica estão conectadas. Utilizando o software do gênero CAD, foi possível calcular a inércia rotativa de todos os componentes abordados acima. Com os devidos valores em mãos, foram somados os seus valores e obtido o valor final. Assim, visando a simplificação da bancada, alguns componentes foram desenvolvidos para um acoplamento mais simplificado, ao invés de retirar todos os componentes do carro que influenciam diretamente em fatores térmicos do disco. Com o objetivo a redução de espaço, foram levantadas quais eram as peças que mais influenciavam nos fatores de inércia rotativa e conseqüentemente nos fatores térmicos do disco de freio, sendo elas:

- Eixo árvore
- Eixo da CVT
- Flange de união entre Disco de freio e juntas homocinéticas
- Coroa
- Rodas
- Cubos de rodas traseiros

Figura 6. Eixo desenvolvido para a bancada (em destaque em vermelho)

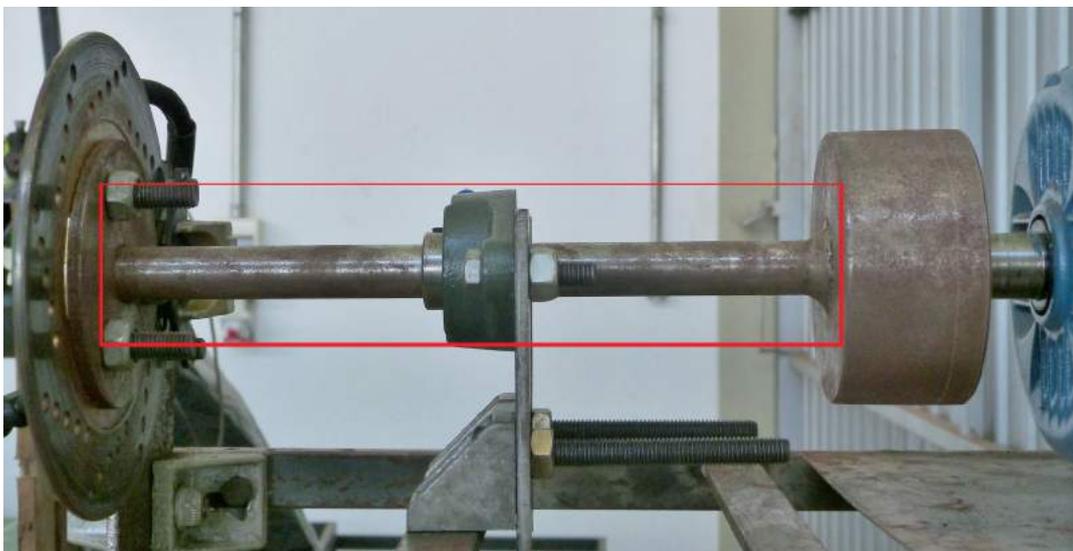


Figura 7. Peças de conexão desenvolvidas para análise



Porém, ao priorizar o distanciamento, um momento considerável é aplicado na ponta do eixo devido ao peso do próprio eixo e dos componentes em sua extremidade (flange de fixação e disco de freio). Isso se deve pelo fato de que o eixo de transmissão de força acoplado em apenas um ponto e o mesmo ser relativamente comprido em relação ao sistema. O momento aplicado no eixo poderia vir a desalinhar o rolamento do motor. Isso por sua vez, acaba por gerar um mau funcionamento do mesmo, o que leva um desgaste e até mesmo quebra do motor. Tendo isso em mente, foi anexado ao projeto um mancal de flange FL 205, como mostrado na “Figura 9”, com o intuito de oferecer suporte para o eixo, de maneira a impedir que o mesmo de desalinhar o motor em um futuro experimento.

Figura 8. Suporte de mancal acoplado na estrutura, e respectivo mancal FL 205



2.3. Equações

As seguintes equações são respectivas ao cálculo da inércia rotacional equivalente para o sistema acoplado em bancada. Podemos ver na “Eq. 1”, a força inercial de frenagem em função da velocidade angular.

$$F = m \alpha \quad (1)$$

Onde:

F = Força inercial de frenagem (N)

m = Massa do corpo (kg)

α = Aceleração Angular média (rad/s²)

Trabalhando na equação, chegamos a configuração apresentada pela “Eq. (2)”,

$$\tau = I \alpha \quad (2)$$

τ = Inércia rotativa

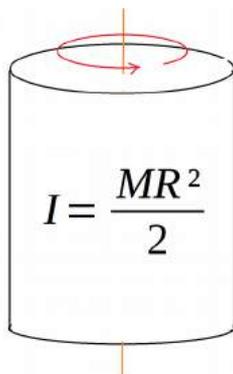
I = Momento de inércia do corpo (kg.m^2)

Sistemas que possuem várias massas ligadas entre si, ou formas complexas, podem ter seus momentos de inércia somados. Se o sistema for constituído de vários corpos esféricos, temos a seguinte somatória apresentada na “Eq. (3)”. Todos os momentos de inércia são referentes ao momento de inércia exercido em I_{ZZ} :

$$I_{ZZ} = \sum_{i=1}^{\infty} m_i r_i^2 \quad (3)$$

Assim, foram obtidos através do software SolidWorks, as inércias rotativas das peças que foram levadas em consideração na análise. Após serem encontradas suas respectivas inércias rotativas, as mesmas foram somadas. Após um estabelecimento de raio para as peças equivalentes, foi calculado a massa do novo corpo. Logo, se mostrou viável a fabricação de 3 corpos, que além de gerarem a inércia rotativa equivalente, possuem a função de conectores. Para obter-se o valor do momento de inércia total, foi utilizado a “Eq. (4)”. Assim, dotando-se da “Eq. (7)”, foram obtidos os valores de massa geral do corpo equivalente de 2,26 kg, possuindo um momento de inércia total de $0,15507 \text{ kg.m}^2$, como visto pela “Eq. (5)”. Para uma facilidade de construção de corpos equivalentes, preferiu-se desenvolver corpos com a geometria cilíndrica, visto que possuem uma formulação simples. No caso foi utilizado um modelo de geometria para execução de haste ou disco sobre o eixo, como visto na “Figura (9)”. os valores obtidos para os diâmetros equivalente, foram de 19 mm para o eixo de conexão, e 90 mm para a flange fixadora do disco, e para a flange fixadora do motor.

Figura 10. Modelo adotado para elaboração do corpo equivalente para bancada



$$\sum I_{ZZ} = I_{EA} + I_{CVT} + I_{FC} + I_C + I_R + I_{CT} \quad (4)$$

Onde:

I_C = Inércia rotativa da coroa (kg.m^2)

I_{CVT} = Inércia rotativa do eixo da CVT (kg.m^2)

I_{CT} = Inércia rotativa do cubo traseiro (kg.m^2)

I_{EA} = Inércia rotativa do eixo árvore (kg.m^2)

I_{FC} = Inércia rotativa da flange de conexão do freio com a junta homocinética (kg.m^2)

I_R = inercia rotativa das rodas (kg.m^2)

I_{ZZ} = Inercia total equivalente (kg.m^2)

$$\sum I_{ZZ} = 0,15507 \text{ kg.m}^2 \quad (5)$$

$$M = \frac{2 I_{ZZ}}{R^2} \quad (6)$$

Onde:

M = Massa total do corpo equivalente (kg)

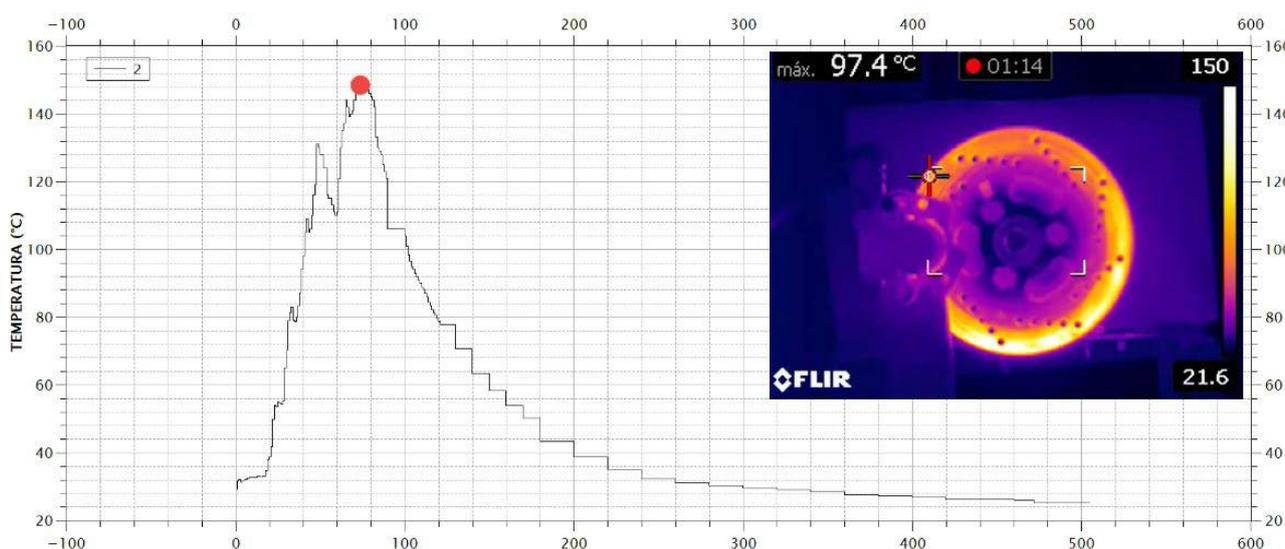
R = Diâmetro do corpo equivalente (mm)

$$M = 5,56 \text{ kg} \quad (7)$$

3. RESULTADOS

Conclui-se que o desenvolvimento da bancada de testes atingiu o seu objetivo, que foi obter as imagens térmicas e consequente obtenção da sua curva de temperatura, para análise de comportamento da mesma, como visto na “Figura 11”, tendo assim análises experimentais para comparar os dados obtidos por Souza (2018). Além da utilização para obtenção dos dados abordados, a confecção da bancada auxiliou em desenvolver uma nova bancada de estudos para o laboratório, onde a mesma pode ser utilizada para outros ensaios principalmente em medições térmicas, também ainda pensando no requisito baixo custo, sendo útil para utilização em futuras pesquisas ou para fins didáticos. Contudo, a bancada necessita de atualizações, como uma melhor atenuação da vibração exercida na estrutura, além de um melhoramento na chapa de sustentação do motor elétrico, pois devidas as altas rotações, o motor excita a estrutura e gera vibrações. Essas vibrações podem por hora, entrar em frequência natural com a estrutura, e gerar uma possível ruptura da mesma.

Figura 11. Imagem térmica e gráfico de comportamento de temperatura durante uma frenagem a 800 rpm.



4. REFERÊNCIAS

- Choa, M.H.; Choa, K.H.; S.J. KIMB, S.J.; KIMC, D.H.; JANGA, H. *The role of transfer layers on friction characteristics in the sliding interface between friction materials against gray iron brake disks*. Tribology Letters, Vol. 20, No. 2, 2005, p.101.
- Ruan, C.; ZHANG, L.; MENG, D.; *A Study on the Bench Test of Friction-Induced Hot Spots in Disc Brake*, SAE Int. J. Commer. Veh. 8(2),2015
- SAE International, “*Road Vehicle - Hydraulic Brake Hose Assemblies fo Use With Noptrroleum-Base Hydraulic Fluids*”. 27. Mar. 2018.,
- Souza, Yuri Gubert; “*Estudo analítico do comportamento térmico dos componentes do sistema de freio BAJA SAE*”, Anais: XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Brasília: UnB, 2018.
- Zorzan, F.; Daronch, J.; Molin, A. *Desenvolvimento de uma Bancada Didática de Hidráulica*. Anais: FÓRUM LATINO AMERICANO DE ENGENHARIA. Foz do Iguaçu: Unila, 2013.

5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.