

PROJETO E MANUFATURA DO SISTEMA DE FREIOS DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA SAE

Daniel José Laporte, daniellaporte84@gmail.com¹
Felipe Alencar Motta, felipealencar465@mail.com¹
Lucas Rocha dias da Silva, lucasrochadias@hotmail.com¹
Fabiano Pagliosa Branco, pagliosa@gmail.com
Bruno de Paula Rosa, probrunorosa@gmail.com
Fernando Montanare Barbosa, montanare@gmail.com¹
Cassima Zatorre Ortigosa, cassima@gmail.com²

¹Universidade Católica Dom Bosco, Av. Tamandaré 6000, Campo Grande-MS

²Instituto Federal do Mato Grosso do Sul, Rua Ceará, 972, Campo Grande-MS

Resumo: Este trabalho consiste na elaboração do projeto e manufatura do sistema de freios de um veículo off-road do tipo Baja SAE. O sistema de freios é de extrema importância em qualquer veículo de transporte, pois é o responsável pela frenagem total ou parcial de um veículo, evitando acidentes e proporcionando segurança aos passageiros. Portanto, para que um sistema de freio seja capaz de frear um veículo com segurança, estabilidade e eficiência, é necessário que haja um correto dimensionamento de seus componentes e sua fabricação de acordo com o projeto. Dessa forma, o projeto dos componentes do freio seguiram as teorias clássicas de dinâmica veicular, foram projetados o pedal, o sistema hidráulico e discos de freio. Para a fabricação do pedal foi utilizado laminação a vácuo em fibra de carbono, os pistões hidráulicos passaram por usinagem convencional e os discos de freio sofreram tratamento térmico adequado. O projeto e fabricação é robusto e satisfatório, em se tratando do primeiro veículo Baja SAE projetado na Universidade Católica Dom Bosco.

Palavras-chave: Freio a Disco, Balance Bar, Projeto Baja, Sistema de Freio, Manufatura.

1. INTRODUÇÃO

O Projeto Baja é realizado através de atividades extracurriculares, envolvendo acadêmicos dos cursos de Engenharia, e outros, e visa a construção de um veículo off-road para participação em competições Baja SAE.

O Baja SAE teve início nos EUA em 1976, e atualmente possui grande visibilidade no ramo automobilístico. As equipes participantes buscam melhorar seus projetos em cada edição da competição, visando à inovação tecnológica. Os alunos que participam do programa, além de absorver conhecimento técnico na área automobilística, ganham experiência considerável na elaboração de projetos, gerenciamento, elaboração de orçamento, design, comunicação, análises e planejamento.

O programa é dividido em grupos de acordo com os sistemas que compõem um veículo automotivo. São eles: sistema de freios, suspensão, gaiola, transmissão e marketing. Desta forma, os integrantes de cada grupo se tornam especialistas em sua área de atuação.

O freio é um dos elementos de maior relevância em um veículo automotivo, sendo ele de passeio ou competição. Pois, sem o freio, um veículo opera com total falta de segurança. Além de prevenir acidentes, um freio bem projetado também é capaz de aumentar o desempenho dinâmico do veículo.

O aumento do rendimento dinâmico veicular se dá quando há um dimensionamento apropriado do sistema de freio, seu acionamento torna-se mais fácil e adequado às diversas situações de frenagem. Desta forma, é evitado derrapagens e frenagens bruscas, e a retomada de aceleração é otimizada.

Com isto, este trabalho consiste na necessidade de garantir maior eficiência dinâmica e segurança, pelo apropriado dimensionamento do sistema de freio. Além disso, tendo em vista a prova eliminatória de frenagem da competição Baja SAE, o sistema deve ser projetado para travar as quatro rodas em uma situação de frenagem máxima. Após o dimensionamento, o sistema projetado foi fabricado com diversos recursos tecnológicos disponíveis.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Um sistema de freios hidráulico funciona com base no teorema de Pascal, apresentado por Brunetti (2008), no qual diz que a pressão exercida em um fluido ideal em equilíbrio é transmitida integralmente a todos os pontos deste fluido, bem como às paredes de seu recipiente. Na prática, ao acionar os freios através do pedal, gera-se uma pressão no fluido de freio mediante movimentação do pistão do cilindro-mestre, no qual o fluido está depositado. Essa pressão é transmitida para todo o sistema de freios através das tubulações flexíveis, gerando uma força de frenagem nas rodas.

Segundo Limpert (1999), devido ao fato do veículo estar conectado ao solo por forças de tração, a força de frenagem nunca será maior que a força de atrito resultante entre a interação pneu-solo do veículo.

Segundo Puhn (1987), freios a disco são os mais utilizados em veículos de competição. Além de automóveis, sua aplicação se estende a aviões e locomotivas. Foram primeiramente utilizados em carros no final dos anos quarenta. Em virtude de grande parte de sua área ficar em contato com o ar exterior, o freio a disco dissipa calor rapidamente, no qual implica numa maior capacidade de frenagem. Esta característica justifica o fato de veículos de alto desempenho possuírem freios a disco ventilados.

Um sistema de freio a disco possui os seguintes componentes principais: pinça de freio, cilindro mestre, haste do pistão do cilindro mestre ou *pushrod*, disco de roda, pedal de freio, e tubos flexíveis.

O disco de freio gira solidário à roda, e a pinça de freio permanece fixa na manga de eixo. Ao pisar no pedal, uma força resultante é transmitida ao fluido. Esta força é multiplicada devido à relação existente entre a área do cilindro mestre e a área da pinça, que por sua vez é transmitida ao disco de freio, gerando um torque contrário ao movimento da roda (Limpert, 1999).

Os elementos que compõem a pinça de freio são: *Caliper*, ou corpo da pinça, pistão da pinça, e pastilhas de freio. Existem dois tipos de configuração de pinça de freio. O mais comum é o *caliper* tipo flutuante, e o outro é o *caliper* tipo fixo. A pinça do tipo flutuante possui um suporte móvel, e um ou dois pistões na parte interna do disco. Devido ao efeito da ação e reação, ao exercer uma força no pistão da pinça, resultará em uma força contrária de mesma intensidade, que empurrará a carcaça da pinça contra o disco de freio (Limpert, 1999). Por possuir uma construção mais simples, a pinça do tipo flutuante apresenta menor custo e peso, e é mais utilizada em carros e motos de passeio. Bem como, a chance de ocorrer vazamento de fluido é menor, pois existe uma quantidade menor de partes móveis em seu mecanismo. O *caliper* tipo fixo é mais utilizado em veículos de corrida, e motos esportivas. Possui pistões dos dois lados do disco, tornando seu mecanismo mais complexo e pesado. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco (Puhn, 1987).

O pedal de freio é o elemento que está em contato direto com o acionador. Consiste em uma haste pivotada, que tem a função de transmitir e ampliar a força exercida pelo motorista. Esta força é multiplicada pelo ganho, ou razão de pedal, e transmitida aos cilindros mestre. Segundo Puhn (1987), a razão de pedal para freios sem acionamento externo deve girar em torno de 5:1. A Fig. (1) mostra o diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio, sendo F a força de acionamento do motorista e P o ponto de pivô do pedal. O ganho do pedal é a razão entre as distâncias A e B .

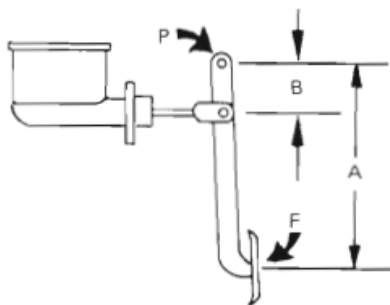


Figura 1. Diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio conforme Puhn (1987).

No cilindro mestre é onde ocorre a movimentação, e pressurização do fluido em um sistema de freio. Dentro do cilindro mestre há um pistão. Este pistão é conectado ao pedal. Quando força é aplicada no pedal de freio, o pistão é movimentado dentro do cilindro mestre, desta forma pressurizando o fluido de freio.

3. DIMENSIONAMENTO E ESCOLHA DOS COMPONENTES

A metodologia utilizada para dimensionar o cilindro mestre foi proposta por Gillespie (1991), no qual considera-se uma desaceleração constante durante uma situação de frenagem. Apesar da desaceleração variar conforme vários fatores, assumir que a mesma é constante proporciona um resultado favorável para fins de projeto.

Os componentes sujeitos a esforços foram dimensionados observando sempre a mecânica de fratura, mediante cálculos de resistência dos materiais, ou simulação de elementos finitos através do *software* Ansys.

3.1. Pinça de Freio e Cilindro Mestre

Devido à complexidade da fabricação da pinça de freio, mostrou-se mais viável adquirir uma pinça disponível no mercado, adaptando os outros componentes às dimensões da pinça adquirida. A pinça de freio utilizada foi a pinça traseira da moto Kawasaki KX 250F, no qual possui pistão único de 25,4 mm de diâmetro.

Os dados de projeto foram estimados de acordo com recomendações encontradas em Limpert (1999), com características desejadas para um veículo competitivo e de acordo com o observado em veículos de outras equipes:

- Distribuição de peso estático entre o eixo traseiro e dianteiro (o veículo será projetado para se aproximar ao máximo possível deste valor) = 50% eixo traseiro, 50% eixo dianteiro;
- Massa do veículo (m) = 220 kg;
- Velocidade máxima atingida pelo veículo mais veloz da competição Baja SAE 2015 (v_0) = 50,7 km/h;
- Diâmetro do pneu escolhido (D_p) = 21 pol;
- Diâmetro do disco de freio (D_d) = 160 mm;
- Distância entre eixos (L) = 1400 mm;
- Altura do ponto CG (c) = será considerado uma altura de 700 mm.

As unidades dos parâmetros das equações, de Eq (1) à Eq (10), utilizadas neste artigo para o dimensionamento do sistema de freio do veículo estão no SI.

Para dimensionar o diâmetro do cilindro mestre, foi necessário calcular os respectivos torques de frenagens para o travamento das rodas, para posteriormente calcular a forças na pinça de freio. A partir destas forças, é possível determinar o diâmetro do cilindro mestre, através da igualdade entre pressões no sistema.

Segundo Gillespie (1991), de acordo com a FMVSS 105, que é uma norma de segurança de trânsito dos EUA, um veículo com todos os passageiros a bordo e com freios novos deve ser capaz de frear totalmente em distâncias que correspondem a uma desaceleração média de -5,18 m/s para uma velocidade de 48,3 km/h. Esta desaceleração foi tomada como base, pois 48,3 km/h está próximo de 50,7 km/h.

Considerando um piloto com massa de 80 kg, a massa total de projeto será a soma da massa do veículo e do piloto, no qual resulta em 300 kg. O peso dinâmico de frenagem no eixo dianteiro P_f dado pela Eq. (1), e o traseiro P_r dado pela Eq. (2), equivalem a 2248,5 N e 694,5 N, respectivamente. Onde P é o peso do veículo, D_x é a desaceleração considerada, e g é a aceleração da gravidade.

$$P_f = \frac{c}{L} P + \frac{h}{L} \frac{p}{g} D_x \quad (1)$$

$$P_r = \frac{b}{L} P + \frac{h}{L} \frac{p}{g} D_x \quad (2)$$

A força de atrito imposta pela interação pneu-solo F_{xmf} no eixo dianteiro e eixo traseiro F_{xmr} são dadas pela equação Eq. (3). Para um coeficiente de atrito μ_e de 0,6 tem-se que as forças de atrito equivalem a 1349,1 N para o eixo dianteiro e 416,7 N para o eixo traseiro.

$$F_{xm} = \mu_e P \quad (3)$$

Os torques de frenagem necessários para o travamento do eixo dianteiro T_{df} e traseiro T_{dr} , são dados pela Eq. (4), e equivalem a 359,8 N.m e 111,13 N.m, respectivamente.

$$T_d = F_{mx} \frac{D_p}{2} \quad (4)$$

Como o torque T_b gerado pela pinça de freio deve ser igual ao torque de frenagem, é possível determinar a força F_{peq} necessária que deve ser realizada pelas pinças de freio, Eq. (5). Logo, para um coeficiente de atrito μ_{pin} entre a pinça de freio e o disco de roda de 0,4 a força F_{peq} para as pinças do eixo dianteiro e traseiro equivalem a 11243,9 N e 3472,93 N, respectivamente.

$$T_{df} = T_{bf} = F_{peq} \mu_{pin} \frac{D_p}{2} \quad (5)$$

Segundo Puhn (1987), o ganho mecânico C do pedal deve ser em torno de 5:1. Este mesmo autor diz que a força de acionamento para máxima desaceleração não deve ultrapassar 445 N. Visando um freio com acionamento de carga mediana, conciso, e dentro das recomendações foi determinada uma força de acionamento F_p de 200 N, que equivale a aproximadamente 200 N. De acordo com Limpert (1999), deve ser considerada uma eficiência mecânica η para o pedal. Este autor recomenda uma eficiência de 0,8. Portanto, a força F_{pis} transmitida aos cilindros mestres, para um ganho de 5, é dada pela Eq. (6), e equivale a 800 N.

$$F_{pis} = F_p C \eta \quad (6)$$

Como a pressão é igual em todo o sistema hidráulico foi possível definir a relação entre a área da pinça e a área do cilindro mestre através da Eq. (7). Onde A_{cm} é a área do cilindro mestre, e A_{pin} é a área da pinça. Com a relação entre as áreas, e com o diâmetro da pinça já definido, tem-se que o diâmetro do cilindro mestre deverá ser de 11,8 mm.

$$\frac{F_{pis}}{A_{cm}} = \frac{\frac{F_{peqf} + F_{peqr}}{2}}{4A_{pin}} = \frac{F_{peqf} + F_{peqr}}{8A_{pin}} \quad (7)$$

Deve-se levar em conta também a maior força que poderá ser exercida pelo piloto sobre o pedal. Neste projeto será considerada uma força máxima de 200N. Utilizando a Eq. (6), tem-se que para a força de acionamento máxima a força $F_{máx}$ transmitida aos cilindros mestres equivale a 7848 N. Como a força necessária no eixo dianteiro é maior que a força necessária no eixo traseiro, a máxima pressão atuante no sistema ocorre no sistema do eixo dianteiro. Logo, a força F_d transferida ao cilindro mestre do eixo dianteiro é calculada pela Eq. (8) e equivale a 5423,97 N. Enquanto a pressão resultante calculada pela Eq. (9) equivale a 49,22 MPa.

$$F_d = F_{max} \left(1 - \frac{F_{xmr}}{F_{xmf}} \right) \quad (8)$$

$$P_{max} = \frac{F_d}{A_{cm}} \quad (9)$$

O material selecionado para usinagem do cilindro mestre e seu respectivo pistão foi o Alumínio 7075 T6, devido a sua alta resistência mecânica, baixo peso específico, e boa resistência a corrosão, de acordo com (Callister, 2002). Para dimensionar a espessura t da parede do cilindro mestre, foram utilizados os conceitos de vazo de pressão. Onde, a tensão normal circunferencial σ_c do vazo é dada pela Eq. (10). Igualando σ_c a tensão de escoamento do alumínio 7075 T6, e sendo r_i o raio interno do cilindro, tem-se que a espessura mínima da parede do cilindro mestre deverá ser de 1,15 mm.

$$\sigma_c = \frac{P_{max} r_i}{t} \quad (10)$$

3.2. Discos de freio

O disco de freio deve ter dimensões conforme a especificada no manual técnico da Kawasaki KX 250 F. Sendo: 4 mm de espessura e 160 mm de diâmetro. Utilizando a análise de esforços através do *software* Ansys, o maior torque existente no sistema, conforme a Eq. (4), que corresponde à 179,9 N.m em cada roda, gerando uma tensão máxima no disco foi de 426,3 MPa, conforme a Fig (2). Aplicando um coeficiente de segurança de 1,5, calculado conforme Hibbeler (2010), obtém-se uma tensão de projeto de 639,45 MPa. Portanto, o material utilizado na fabricação do disco de freio Aço AISI 4340, temperado e revenido de maneira que sua dureza não ultrapasse 40RHC de forma a manter o coeficiente de atrito em valores aceitáveis (Limpert, 1999).

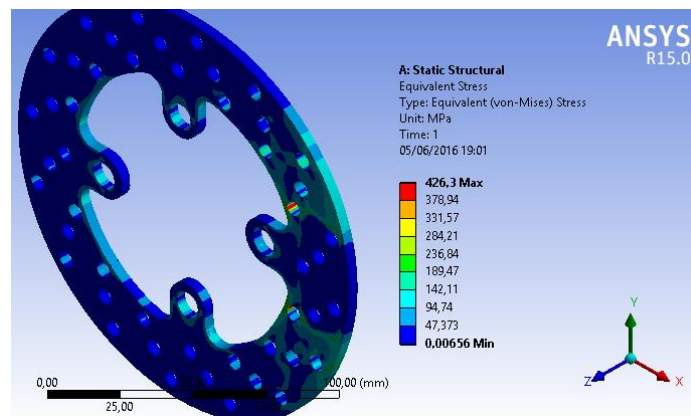


Figura 2. Análise de elementos finitos no pedal de freio, referente ao torque máximo de frenagem.

4. PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

4.1. Manufatura do pedal

O pedal de freio foi construído mediante laminação a vácuo em fibra de carbono o que possibilitou uma fabricação com maior qualidade. Foi utilizado resina epóxi como aglutinante e três lâminas de fibra de carbono, o molde do pedal foi feito em madeira. A Fig. (3) mostra o processo de fabricação do pedal utilizando o método de laminação a vácuo.



Figura 3. Fabricação do pedal mediante processo de laminação a vácuo.

4.2. Manufatura do molde

O processo de laminação de compósitos exige a utilização de um molde. Para fabricação do molde, primeiramente foi necessário fabricar um modelo. Neste caso o modelo foi fabricado em madeira conforme Fig. (4). O modelo após sua fabricação precisou ser preparado para a laminação do molde seguindo os seguintes passos, conforme recomendações do fornecedor de materiais compósitos *Advanced Vacuum*:

- Aplicação de cera desmoldante de carnaúba: Foram aplicadas 5 demãos de cera em intervalos de uma hora;
- Após a aplicação da cera, foi aplicado uma demão de desmoldante líquido PVA.



Figura 4. Modelo do pedal de freio fabricado em madeira, após aplicação dos desmoldantes. Fonte: dos autores.

Após o tempo de secagem do desmoldante líquido PVA, 45 minutos, foi aplicada a primeira demão de gel *coat* no modelo. Após a secagem, 6 horas, foi aplicada outra demão de gel *coat*. Este gel tem a função de dar acabamento

superficial no molde, e deve ser catalisado com 1% de endurecedor. Deve ser aplicado 1kg para 1 m² de superfície. Como o modelo tem 0,08 m², foram utilizadas 80g de gel *coat*.

Após o tempo de secagem da última camada de gel *coat*, foi dado início a laminação da fibra de vidro com resina poliéster. Foram laminadas 8 camadas de fibra de vidro, com intervalos de 24 horas entre as laminações. Foram laminadas duas camadas de fibra por vez. Na. (5) é mostrado o molde pronto.



Figura 5. Molde do pedal de freio finalizado.

4.3. Laminação do pedal

O pedal do freio foi laminado primeiramente, aplicando uma camada de resina poliéster cristal no molde, com o objetivo de dar um acabamento translúcido no pedal, deixando a fibra de carbono aparente. Foi utilizado bomba de vácuo nas primeiras horas de cura da resina, para retirada de bolhas, melhoria estrutural, e melhor acabamento.

O pedal foi laminado em 4 tecidos de fibra de carbono, com uma manta de fibra de vidro no meio formando uma estrutura sanduíche. O tempo de cura total foi de 24 horas. A Fig. (6) mostra o pedal de freio finalizado.



Figura 6. Pedal de freio finalizado.

4.4. Usinagem dos componentes do freio

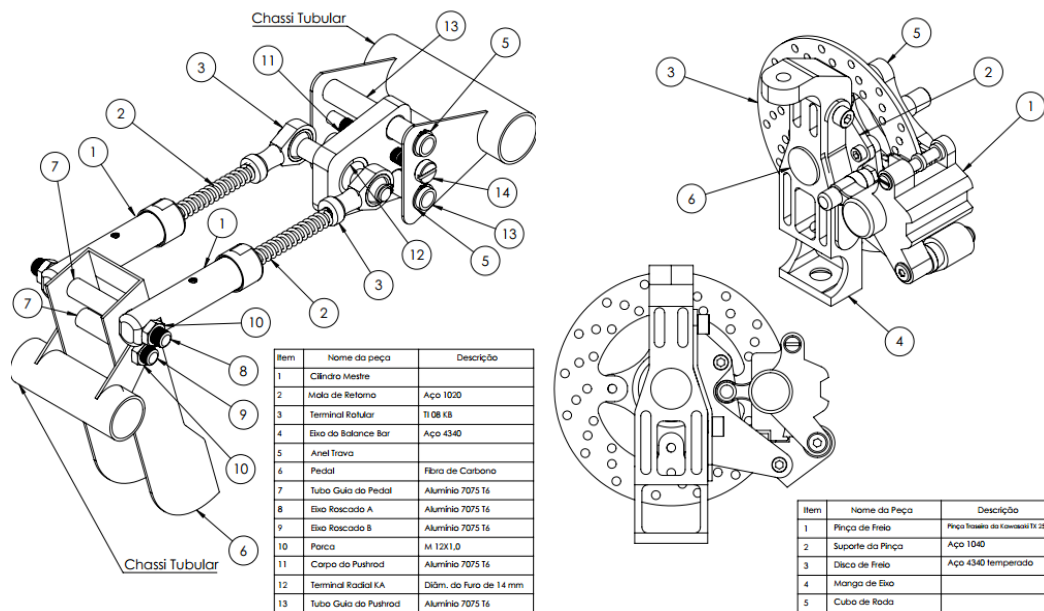


Figura 7. Vista isométrica de montagem do sistema de freio

Os componentes do freio foram usinados utilizando torno universal, fresadora, furadeira radial, serra de fita e retificadora. Para o torneamento, foram respeitados os valores de rotação do eixo-árvore e avanço tabelados de acordo com cada material usinado, valores estes encontrados conforme Ferraresi (2003). Na Fig (8) são mostrados os cilindros mestres após os processos de usinagem.



Figura 8. Cilindros mestres fabricados por usinagem.

Na Fig. (9) são mostradas as peças que compõe o sistema de fixação ao chassi e o suporte responsável pelo balanço de força nos cilindros, e consequentemente da pressão dianteira e traseira. Para a fabricação destas peças, foram utilizadas as mesmas máquinas operatrizes utilizadas nos pistões.



Figura 9. Componentes do mecanismo regulador de pressão e peças de fixação do pedal de freio.

4.5. Tratamento térmico dos discos de freio

O tratamento térmico nos discos para atingir esta dureza foi feito seguindo os parâmetros disponíveis em Callister (2002). Para a têmpera, discos de aço ANSI 4340 foram colocados em forno, conforme Fig. 10, e mantidos a temperatura de 860°C durante 40 minutos. Em seguida, foi resfriado em óleo até que sua temperatura atingisse 70°C, foi então novamente levado ao forno e mantido a temperatura de 640°C por 40 minutos, para o revenimento da peça.



Figura 10. Forno para o tratamento térmico.

Após o processo de tratamento térmico, as superfícies das peças foram desbastadas em torno para a retirada da camada superficial, que apresenta dureza anômala, conforme Callister (2002), então a peça foi levada ao durômetro para a medição da dureza. Na Tab. 1 são mostrados os resultados das medições de dureza realizadas em diversos pontos da peça antes e após o do tratamento térmico.

Tabela 1. Valores encontrados no ensaio de dureza medidas em HRc

Peça Tratada	Peça não Tratada
Carga - 150Kg	
45,2	25,2
39,9	22,5
42,1	23,9
39,3	31,6
39,6	40,5

Observa-se, ao analisar os resultados das medições, que há maior uniformidade na peça tratada termicamente.

5. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos de simulações e cálculos foram baseados nas teorias clássicas de dinâmica veicular, já bastante difundidas e utilizadas no meio de projetos automotivos, além dos conceitos de resistência dos materiais. Sob esta ótica, o projeto executado é robusto e satisfatório, em se tratando do primeiro veículo Baja SAE projetado na Universidade Católica Dom Bosco. Todos os tratamentos térmicos e processos de usinagem seguiram rigorosamente os procedimentos e parâmetros encontrados nas referências citadas.

6. AGRADECIMENTOS

À UCDB pelo apoio financeiro dado ao projeto.

7. REFERÊNCIAS

- Gillespie, T.D., 1991, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Ed. SAE International, Warrendale, United States. 2nd ed.
Limpert, R., 1999, “Brake Design e Safety”, Ed. SAE International, Warrendale, United States. 2nd ed.
Puhn, F., 1987, “Brake Handbook”, ED. Hp Books, New York, United States, 1st ed.
Brunetti, F., 2008, “Mecânica dos Fluidos”, Ed. Pearson Prentice Hall, São Paulo, Brasil, 1^a ed.
Hibbeler, R.C., 2006, “Resistência dos Materiais”. Ed. Pearson – Prentice Hall, São Paulo, Brasil, 5a. ed.
Callister, W. D., “Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução”, 2002, Ed. John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, United States.
Ferraresi, D., 2003, “Fundamentos da usinagem dos metais”, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brazil.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

DESIGN AND MANUFACTURING OF BRAKE SYSTEM OF BAJA SAE VEHICLE

Abstract: This work consists in describing the desing and manufacturing processes of a brake system of a an off-road vehicle, specifcally Baja SAE. The brake system is of extremally importance in each type of vehicle, because it is directlly related to safety, if well developed, it avoids incidents. Brakes transforms vehicle cinetic energy into termic energy, which is dissipated. Therefore, in order to have a brake system which is capable to brake a vehicle with safety, efficiency and stability, it is necessary to have a correct dimensioning of its components and its manufacturing in accordance with design. It will be discussed the most important automotive brake systems, as well as the methodology applied in the design, which results in the dimensioning of the hole brake system. In the end, it will be discussed the manufacturing processes applied .

Key works: *Disc Brake, Balance Bar, Baja SAE, Brake System, Manufacturing*