



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMIÁRIDO

CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE MOSSORÓ

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DIMENSIONAMENTO DE FREIOS PARA VEÍCULOS BAJA SAE: ESTUDO DE
CASO CACTUS BAJA**

Kainã Vieira Dantas

Mossoró, RN
2019



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMIÁRIDO

CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE MOSSORÓ

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DIMENSIONAMENTO DE FREIOS PARA VEÍCULOS BAJA SAE: ESTUDO DE
CASO CACTUS BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal Rural do
Semiárido – UFERSA, em cumprimento às
exigências para obtenção de nota na
disciplina PCC II.

Orientador: Prof^o. D.Sc. Zoroastro Torres
Vilar.

Mossoró, RN
2019

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

D Dantas, Kainã Vieira.
192 Dimensionamento de freios para veículos baja
d sae: estudo de caso cactus baja / Kainã Vieira
 Dantas. - 2019.
 61 f. : il.

 Orientador: Zoroastro Torres Vilar.
 Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Engenharia
Mecânica, 2019.

 1. Veículo Off-Road. 2. Freios a disco. 3. SAE.
I. Vilar, Zoroastro Torres, orient. II. Título.

KAINÃ VIEIRA DANTAS

DIMENSIONAMENTO DE FREIOS PARA VEÍCULOS BAJA SAE: ESTUDO DE CASO CACTUS BAJA

Monografia apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural do Semiárido – UFERSA, em cumprimento às exigências para obtenção de nota na disciplina TCC.

Orientador: Zoroastro Torres Vilar, Prof. Dr.

Aprovado em: 22/03/2019

Banca Examinadora

Zoroastro Torres Vilar

Profº. Dr.Sc. Zoroastro Torres Vilar – UFERSA

Presidente

Ramon Rudá Brito Medeiros

Profº. M. Sc. Ramon Rudá Brito Medeiros – UFERSA

Primeiro Membro

Dácio Germano Xavier Rebouças Júnior

Profº. Bacharel Dácio Germano Xavier Rebouças Júnior – UFERSA

Segundo Membro

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, pela minha vida e por me dá a oportunidade de concluir esse trabalho.

Aos meus pais Fernando Kidelmar Dantas de Oliveira e Eliane Medeiros Costa e meus irmãos Kanauã Vieira Dantas, Emanuel Raony Dantas de Oliveira, Laura Costa Santos e Liz Monique da Fonseca Medeiros, que sempre me auxiliaram em toda essa minha caminhada e me deram forças para continuar batalhando, contribuindo para com meu conhecimento.

Ao meu tio Antônio Kydelmir que me acolheu em Mossoró e deu todo o suporte necessário para que pudesse estudar.

A minha namorada Mariana da Silva Bezerra, que além de me apoiar e sempre acreditar em mim, foi bastante compreensiva nesta fase, me auxiliando em todos os momentos e aos seus pais Seu Marcos e Dona Verônica.

Ao orientador Prof^o. D.Sc. Zoroastro Torres Vilar pela oportunidade, orientação e conhecimentos repassados, além da compreensão, me dando total liberdade no trabalho, ciente da difícil conciliação com o projeto e as disciplinas do curso.

Aos amigos que participaram comigo da Equipe Cactus Baja, que me possibilitaram realizar esse trabalho, pelo trabalho em equipe, aprendizado em conjunto e conquistas.

Aos amigos que tive a satisfação de conhecer no Salesiano Dom Bosco, que apesar da distância, e da minha ausência, sempre estiveram comigo e na torcida para que tudo desse certo.

E um agradecimento especial ao meu primo Almares Júnior, sendo ele o meu principal motivador e fonte de inspiração para que eu fizesse o curso de engenharia mecânica.

Enfim, a UFERSA e a todos os docentes do curso de Engenharia Mecânica por oportunizar a nós estudantes uma profissão que nos seguirá pelo resto de nossas vidas.

RESUMO

O projeto Baja SAE BRASIL teve o início de suas atividades em 1994 proveniente da experiência de engenheiros da Sociedade dos Engenheiros de Mobilidade (Society of Automotive Engineers-SAE) fundada nos Estados Unidos da América na década de 1970. O objetivo do trabalho foi o de dimensionar e implementar o sistema de freios aplicado a um veículo Baja SAE, especificamente o “Cactus Baja”, para atender os quesitos de competição. O trabalho foi realizado no Campus de Mossoró da Universidade Federal Rural do Semiárido-UFERSA, município de Mossoró-RN, no período de agosto a outubro de 2016. Foi realizado levantamento bibliográfico sobre os diversos conceitos de sistema de freio, procurando realizar um comparativo dentre os sistemas existentes, e por sua vez definindo o sistema que melhor se adequa ao veículo “Off-Road” Baja desenvolvido pela Equipe Cactus Baja, além de atender as Normas da SAE Brasil. No dimensionamento do sistema de freios foram realizados vários cálculos usando diversas equações que deram a precisão necessária para atingir o objetivo do trabalho. Pode-se concluir que após o dimensionamento do sistema de freios houve um rendimento satisfatório, com um esforço de frenagem de alta confortabilidade. O sistema atendeu aos requisitos técnicos, ergonômicos e de segurança. Apresentou frenagem mais estável e diminuição no esforço e tensões aplicadas no pedal.

Palavras-chave: Veículo Off-Road. Freios a disco. SAE.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. OBJETIVOS	11
2.1. Objetivo Geral.....	11
2.2. Objetivos Específicos.....	11
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	12
3.1. Origem dos freios automotivos	12
3.2 Principais tipos de freios automotivos	12
3.3. Principais tipos de acionadores	13
3.4. Freio a tambor	15
3.5. Freio a disco	16
3.5.1 Componentes do Sistema de Freio a Disco Acionado Hidraulicamente	18
3.5.1.1. Pedal de Freio.....	18
3.5.1.2. Cilindro Mestre	19
3.5.1.3. Linhas e Conexões	21
3.5.1.4. Pinça ou Cáliper de freio	22
3.5.1.5. Pastilhas de freio	25
3.5.1.5.1. Sinterização de Pastilhas	28
3.5.1.6. Disco de freio ou Rotor	32
3.5.1.7. Fluido de Freio	33
3.6. Normas de Segurança SAE BRASIL	35
3.7. Dinâmica Veicular de Frenagem (Dimensionamento do sistema de freio).....	36
4. MATERIAL E MÉTODOS	41
5. Resultados e discussão	42
5.1. Memorial de Cálculo	42
5.2. Análise do Sistema de Freio a Disco por Acionamento Hidráulico	46
5.2.1 Componentes do Sistema de Freio	46
5.2.1.1. Pedal	46
5.2.1.2. Tubulações	48
5.2.1.3. Pinças e Cilindro Mestre	49
5.2.1.4. Pastilhas de Freio	53
5.2.2. Análise Térmica Do Disco De Freio	54
5.3. Determinação da distância de frenagem para os diferentes terrenos.....	57
6. CONCLUSÃO	60

REFERÊNCIAS	61
-------------------	----

1. INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE foi criado nos Estados Unidos da América em meados da década de 1970, e teve em 1994 o início de suas atividades no Brasil com a aparição do Baja SAE BRASIL, tendo como intuito promover aos alunos participantes a aplicação prática do que é visto em sala de aula, além de oferecer a chance de vivenciar um legítimo caso de desenvolvimento de projeto da sua concepção até sua fabricação. Essa vivência promove aos participantes um contato significativo com gestão de projetos, ensaios, análises, gerenciamento financeiro, comunicação e planejamento. A complexidade na produção de um veículo exige por si só uma divisão de tarefas e por isso a equipe é dividida em diferentes subsistemas, que no caso estão presentes o subsistema de designer e acabamento, suspensão e direção, powertrain, estrutura, marketing e vendas, e por fim o subsistema de freio.

O freio foi desenvolvido a partir da necessidade de parar algo que se movesse ou impedir que algo se deslocasse, e os freios são essencialmente dispositivos de dissipação de energia e, portanto, geram uma grande quantidade de calor durante sua operação. Assim, eles devem ser projetados para absorver e transferir esse calor sem causar danos a si mesmos ou a seu entorno (NORTON, 2004), tendo hoje fundamental importância para as aplicações automobilísticas, que por sua vez deve ser capaz de frear o veículo até travar as quatro rodas na menor distância possível, sem que haja prejuízo à segurança e estabilidade do automóvel. Sendo no princípio o freio constituído por um dispositivo mecânico simples, uma alavanca com pivotagem e uma sapata de madeira montada na outra extremidade junto à roda que proporcionava a ação de frenagem, depois com passar dos anos vieram os freios do tipo cinta, posteriormente os freios de transmissão, seguidos dos atuais freios a tambor e os freios a disco, segundo Diulgheroglo [sd]. Essa evolução a cada dia tanto tem permitido frear veículos mais velozes, como tem se tornado mais eficiente tendo em vista que para uma aplicação menor de força do piloto no pedal tem-se um grande esforço de frenagem no veículo.

Na criação dos primeiros protótipos da equipe Cactus Baja, o freio foi um subsistema que apresentou grandes problemas e via-se necessidade de aperfeiçoamento do mesmo, estudos que buscassem a facilidade de montagem, menores pesos e custos e um melhor desempenho do sistema. Tendo em vista que uma das provas de segurança da competição é a prova de frenagem, teste de segurança que permite o veículo participar das provas dinâmicas da competição. Nesta prova o veículo deve acelerar dentro de uma distância de aproximadamente 30 metros, e logo após entrar numa área de segurança onde o carro tem que frear. Para que a equipe seja aprovada

o veículo tem que reconhecidamente travar as quatro rodas. Portanto o presente projeto visa solucionar os problemas encontrados nos projetos anteriores, cujo apresentavam algumas falhas tanto em eficiência, como em fabricação e manutenção.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho foi o de dimensionar e implementar o sistema de freios aplicado a um veículo Baja SAE, especificamente o “Cactus Baja”.

2.2. Objetivos Específicos

Em atendimento de quesitos de competição de veículos Off-Road, realizou-se um estudo de redimensionamento para o novo sistema de freio de forma a comparar este com o sistema usado no veículo que competiu anteriormente;

O trabalho também compara os sistemas de freios usados (novo e anterior) em termos de eficiência dos mesmos e as possíveis sugestões para aprimoramento do projeto.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Origem dos freios automotivos

Os freios surgem a partir da necessidade de parar algo que se deslocava ou impedir que algo se deslocasse. Os primeiros freios eram do tipo cunha e serviam apenas para impedir que o movimento se iniciasse, segundo Santos-Junior, (1992). Eram dispositivos muito rústicos e foram criados justamente com a finalidade de auxiliar o homem nos processos de interrupção de movimento dos carros primitivos carroças e muitos outros, chegando até os nossos veículos atuais, além é claro para se evitar que algum veículo se deslocasse quando estacionado em várias situações de piso, coloca Diulgheroglo, [sd]. O autor supracitado ainda acrescenta que os primeiros freios veiculares eram constituídos por um dispositivo mecânico simples, uma alavanca com pivotagem e uma sapata de madeira montada na outra extremidade junto à roda que proporcionava a ação de frenagem. A partir daí os freios passaram por uma série de evoluções vieram os freios tipo cinta, freios de transmissão, estes já realizando atividades como reter o veículo, ou seja, funcionando como freio de estacionamento. Porém com o passar dos anos os motores foram sendo gradativamente aperfeiçoados, o que os levou a alcançarem altas velocidades e exigiu dos freios que acompanhassem essa evolução. Foi quando surgiram os freios a tambor, datando esse de 1902, invenção do francês Louis Renault, no entanto o grande salto na tecnologia dos freios foi dado também no início de 1900, quando o então inventor inglês Frederick Lanchester patenteou o freio a disco.

3.2 Principais tipos de freios automotivos

Na indústria automotiva têm-se tipos de freios que são amplamente produzidos e comercializados, por apresentarem desempenho satisfatório para a realidade dos atuais automóveis, os principais mecanismos de freios largamente utilizados na indústria automotiva são os freios a disco e freios a tambor. Em carros de passeio e motocicletas de baixa cilindrada é comum se observar a combinação destes dois tipos de freios, segundo Santos, (2014). Comumente é visto em veículos de passeio a utilização dos freios a disco nas rodas dianteiras e os freios a tambor nas rodas traseiras. Antes de escrever sobre os tipos de sistemas de freios, introduzir-se-ão principais tipos de acionadores comuns a estes sistemas.

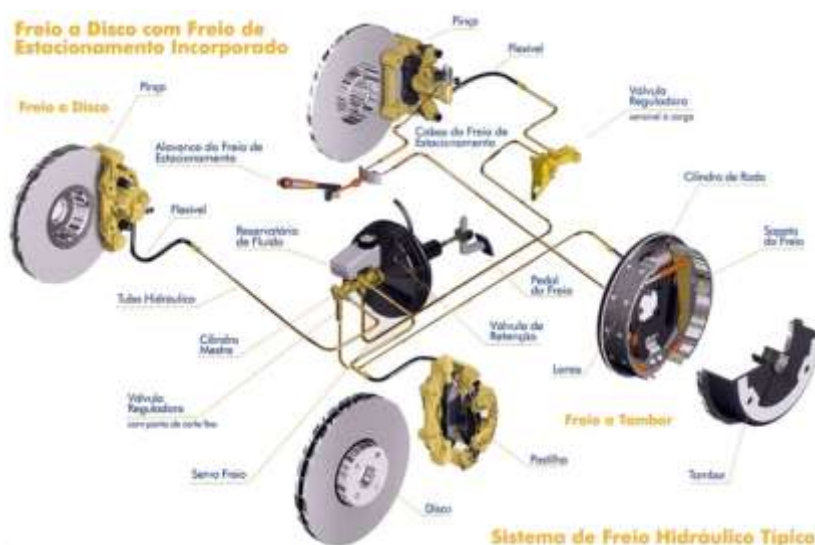
3.3. Principais tipos de acionadores

Há várias maneiras nas quais pode-se acionar um sistema de freio, dentre elas acionamentos mecânicos, hidráulicos e pneumáticos. Punh, (1987), coloca que a principal função de um acionador é transmitir à força aplicada pelo condutor até os freios, gerando o atrito necessário a desaceleração.

Partindo do acionador mecânico, tem-se que é um sistema que utiliza o princípio da alavancagem para transferir a força necessária para a parada do veículo e por isso é composto de alavancas e cabos, na atualidade esse tipo de acionador só é visto nos veículos como freios de estacionamento ou mais conhecido “freio de mão”, pois possui simples fabricação, entretanto segundo Limpert, (1999), é o sistema de menor eficiência uma vez que 35% do esforço do operador são perdidos devido a atritos internos.

Já o sistema hidráulico é um sistema que é acionado a partir de um circuito hidráulico como ilustra a Figura 1, transmitindo a força integralmente do pedal ao resto do sistema, que neste caso, após pressionar o pedal, este por intermédio de uma haste irá empurrar o êmbolo do cilindro mestre que irá transmitir essa pressão e essa consequente força para o fluido ao longo das tubulações rígidas que tem o papel justamente de encaminhar essa pressão ao êmbolo da pinça, para que esta por meio do princípio de Pascal, que coloca que para uma mesma pressão aplicada em áreas diferentes, terão consequentes forças diferentes e assim seja possível a ampliação da força, e como expresso por Halidday, (2008), que afirma que “uma mudança na pressão aplicada a um fluido é transmitida integralmente a todos os pontos do fluido (partindo do pressuposto que esse fluido é incompressível) e a parede do recipiente no qual está contido”.

Figura 1 – Sistema de acionamento mecânico e hidráulico.



Fonte: Santos, (2014).

3.4. Freio a tambor

Este freio é basicamente constituído pelo cilindro de freio, espelho, molas de retorno, lonas, sapatas de freio e tambor de freio como ilustrado na Figura 3. Ao acionar o sistema de freios, as sapatas de freio são pressionadas contra as paredes internas do tambor proporcionando o atrito necessário para a realização da frenagem. O cilindro de freio tem como função pressionar as sapatas de freio contra a superfície interna do tambor. Para isto, o cilindro de freio converte a pressão do fluido de freio em força e o deslocamento dos pistões pressionam as sapatas de freio contra o tambor.

Figura 3 – Componentes do freio a tambor.



Fonte: Santos, (2014).

O espelho é fixado na extremidade do eixo permanecendo inalterado com relação às rodas. É no espelho que estão montados as sapatas e os cilindros de roda. O espelho também chamado de prato possui a função de transmitir o torque de frenagem até a suspensão, em adição a isso também serve como proteção contra a contaminação do interior do tambor. O prato deve ser suficientemente rígido para evitar deflexões excessivas, tendo em vista que estas levam a um maior curso no pedal de freio e consequentemente perda de eficiência do sistema. As molas de retorno têm a função de fazer com que as sapatas de freio retornem a posição inicial após a frenagem. Sem elas, a lona não retornaria, permanecendo assim encostada à parede do tambor, o sistema por sua vez superaquece, tendendo a causar falhas (SANTOS, 2014).

Outro ponto crítico, no projeto, deve-se a fixação das molas, pois, caso uma delas perca a capacidade de retorno, a roda pode travar, acarretando na perda de dirigibilidade.

Segundo Santos, (2014) as sapatas são peças rígidas de metal (aço, ferro ou alumínio fundido), com material de fricção colado ou rebitado na superfície de contato com o tambor (lonas de freio). As sapatas são responsáveis por transmitir as forças oriundas do cilindro de freio e transformá-las em forças de atrito necessárias a frenagem.

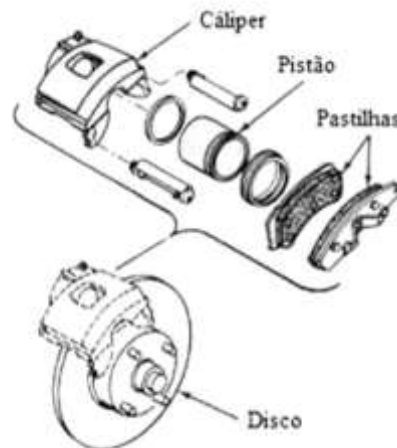
Por fim, o tambor está ligado à roda e gira solidário a ela segundo Peixoto et al., (2013). Geralmente é fabricado em ferro fundido cinzento. É a peça com maior massa no sistema e de fundamental importância o seu correto dimensionamento. Tambores muito pequenos ou pouco flexíveis diminuem o desempenho de frenagem sobre condições mais severas de uso. A superfície interna, que entrará em contatos com as lonas de freio, deve possuir um bom acabamento, a fim de eliminar o contato desigual da lona com o tambor, que prejudicaria a frenagem.

O freio a tambor, embora de construção relativamente simples e de baixo custo, apresenta alguns inconvenientes. Dentre os quais estão o peso excessivo do sistema devido a grande massa do tambor e a dificuldade na dissipação do calor gerado. Outro grave problema deste projeto é a contaminação por sujeira, lama ou água que reduz a potência de frenagem. A parte interna do tambor é um ambiente fechado, o acúmulo de sujeira pode danificar as lonas e o próprio tambor. O contato com a água diminui drasticamente o coeficiente de atrito entre as lonas e a parede do tambor.

3.5. Freio a disco

Já o sistema de freio a disco é constituído basicamente dos discos e pinças de freios, também denominada de cilindro de roda, sendo estes os que comportam as pastilhas. O sistema de freio é acionado de maneira hidráulica onde o fluido pressurizado aciona o êmbolo da pinça, que por sua vez pressionam as pastilhas contra o disco e devido ao alto coeficiente de atrito das pastilhas, quando friccionadas ao disco, transformam energia cinética em energia térmica até a parada total do veículo. Conforme a Figura 4 pode-se visualizar um sistema de freio a disco, onde o disco de freio gira solidário à roda e a pinça está fixada próxima a ponta de eixo ou preso à suspensão (montante).

Figura 4 – Sistema de freio a disco.



Fonte: Kruze, (2009).

A vantagem deste modelo sobre os freios a tambor é a possibilidade de maior torque de frenagem, devido à maior facilidade de dissipação de calor, graças à grande área exposta ao meio. Além disso, freios a disco possuem outras vantagens, tais como: a facilidade de manutenção e de regulação do sistema (SANTOS, 2014).

Freios a disco são pouco sensíveis à contaminação externa, pois o disco é uma superfície externa girante, o que expulsa as impurezas por meio do efeito centrífugo. Este conjunto é menos propenso a falha por fadiga do sistema, decorrente do calor gerado de acordo com o autor supracitado.

Os discos de freio podem ser uma peça sólida ou ventilada, com canais no seu interior por onde o fluxo de ar possa escoar. Um artifício bastante utilizado em motocicletas é perfurar os discos por três motivos: o primeiro é melhorar a limpeza dos discos caso haja contaminação por impurezas, óleo, lama e água. O segundo é diminuir a massa e a inércia do rotor. Por fim, perfurar os discos melhora a dissipação de calor (GONÇALVES, 2004).

No mercado automotivo há dois tipos básicos de pinça. O mais comum é a pinça flutuante, utilizada na maioria dos carros. O outro tipo é a pinça fixa, geralmente com êmbolos opostos, usada em carros de competição e motocicletas de maior potência. (SANTOS, 2014)

3.5.1 Componentes do Sistema de Freio a Disco Acionado Hidraulicamente

3.5.1.1. Pedal de Freio

O pedal de freio é o componente de maior acesso ao operador, sendo o acionador do sistema e primeiro componente da linha, esse é o responsável direto pelo início do processo de frenagem de um veículo, sendo este acionado, dar-se início ao movimento do pistão do cilindro mestre, que por sua vez comprime o fluido que está em seu reservatório, e assim promove a frenagem (LIMPERT, 1999).

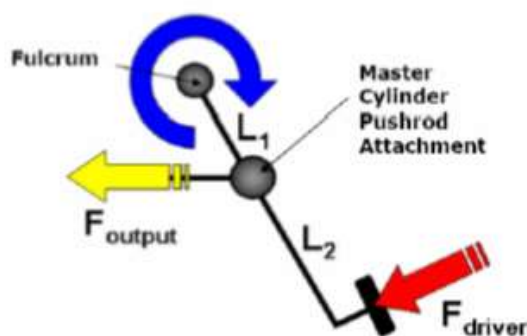
A multiplicação da força do operador se dá por equilíbrio de momentos em relação ao ponto de pivotamento. Quando uma barra está em equilíbrio estático, o somatório de forças e momentos é necessariamente igual à zero. O momento é descrito como o produto vetorial da força com o seu braço de aplicação, escolhendo adequadamente os pontos de articulação do pedal com a estrutura e do pedal com o cilindro-mestre, temos o aumento da força transmitida. Este agente multiplicador da força de acionamento é chamado razão de pedal e pode ser quantificado através da grandeza “C”.

Para freios padrões ou manuais, isto é, sem servo freio, o freio pode ser modelado para uma máxima força de 445 a 489 N. Isto para uma desaceleração teórica de 1 G alcançada quando tem-se o peso bruto do veículo. O curso do pedal, em fim de curso, isto é, quando os êmbolos do cilindro mestre estiverem completamente acionados, não pode exceder 150 mm. Motoristas geralmente avaliam a força do pedal por desaceleração em muito boa, em faixas de 267 até 445 N/G, e como boa em faixas de 445 à 668 N/G segundo Limpert (1999). Onde G é definida como a razão entre a desaceleração pretendida e a aceleração da gravidade.

Já segundo Oshiro (1994), a razão de pedal nos carros deve variar entre 4,0 e 6,5 sendo a razão do pedal dada pela Equação 1, com L_1 e L_2 representado na Figura 5:

$$Bpd = L_1/L_2 \quad (1)$$

Figura 5 - Braço de alavanca do pedal.



Fonte: Halderman, (2012).

E a força do pedal será dada pela Equação 2:

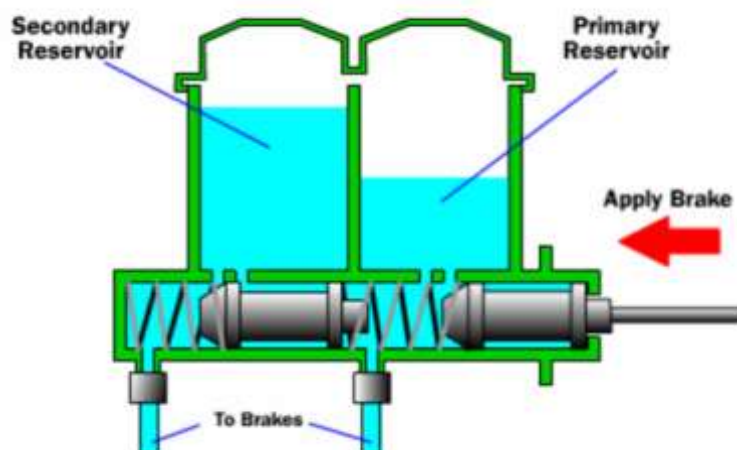
$$F_{pd} = F_{pil} \times B_{pd} \quad (2)$$

Onde F_{pil} é a força de acionamento realizada pelo operador.

3.5.1.2. Cilindro Mestre

O cilindro mestre é uma bomba hidráulica capaz de enviar o fluido hidráulico, sob pressão, através de tubulações rígidas e flexíveis, até os cilindros auxiliares assim como mostrado na Figura 6. Já em termos de funcionalidade de acordo com Limpert (1999), os cilindros se dividem em dois tipos: simples e duplo. O cilindro mestre é composto por pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório, onde o reservatório é o espaço onde se coloca o fluido, o cilindro é basicamente a carcaça que recobre os componentes e que possui as saídas para as linhas de freio, o pistão ou êmbolo será quem receberá a força advinda do pedal, e as molas de retorno serão os componentes que irão propiciar que o pedal de freio volte ao seu estágio inicial quando não acionado.

Figura 6 – Cilindro mestre de êmbolo duplo.



Fonte: Bornhold, (2012).

Este componente geralmente é encontrado em automóveis comerciais leves em alguns caminhões leves e é um dos responsáveis diretos após ser acionado pelo pedal a dar o início no processo de frenagem de um veículo. Uma vez acionado o pedal de freio, o pistão do cilindro mestre, passa a comprimir o fluido que está em seu compartimento, e a partir dessa primeira compressão iniciar a geração de pressão em todo o circuito de atuação hidráulica. Sua função também é a de manter a pressão residual nos circuitos de freio (LIMPERT, 1999).

Segundo Punh, (1987) no início, um único cilindro mestre simples era responsável por pressurizar todo o sistema de freio. O problema desse sistema é que se um componente falhar acarreta na falha de todo o sistema.

Os regulamentos de segurança exigem que veículos sejam equipados com um sistema que efetue a frenagem das rodas dianteiras e traseiras de maneira independente. Uma forma é a de adotar o uso de dois cilindros mestres, um responsável por realizar a frenagem das rodas dianteiras e o outro pelas traseiras. Outra forma utiliza-se de um cilindro mestre com dois pistões alojados dentro de um furo único. Cada seção da unidade atuando como um único cilindro e o pistão mais próximo do pedal é denominado de pistão principal, enquanto o outro é chamado de pistão secundário (CROLLA, 2009).

O cilindro mestre duplo é composto por dois pistões em linha dentro de um único cilindro. Cada compartimento deste modelo funciona como um cilindro simples individual, o que garante a individualidade dos sistemas.

Caso ocorra um vazamento no interior do circuito primário, o pistão primário avança seu curso total indo ao encontro do êmbolo secundário. A força da haste é transmitida diretamente para o êmbolo secundário através do contato dos pistões, permitindo assim que o

êmbolo secundário possa pressurizar o circuito secundário. Inversamente, se ocorrer à falha no circuito secundário, os pistões se movimentarão sem muita resistência. Basta continuar apertando o pedal e vencer a força da mola proveniente do segundo cilindro até que todo o conjunto de pistões encoste ao fundo do cilindro mestre. O curso do primeiro cilindro fica assim inalterado e a pressão é acumulada normalmente no circuito primário (HALDERMAN, 2012).

3.5.1.3. Linhas e Conexões

As linhas e conexões são utilizadas para transmitir a pressão hidráulica do cilindro mestre às pinças ou aos cilindros de roda. O duto que conduz o fluido de freio pode ser rígido ou flexível como ilustra a Figura 7 (SANTOS, 2014). Geralmente as tubulações flexíveis estão inerentes ao movimento do veículo e por isso tem que ser flexíveis para que não sofram nenhum tipo de fratura, se encontram na extremidade da estrutura e estão em contato direto com a suspensão.

Figura 7: Tubulações rígida e flexível do freio.



Fonte: Santos, (2014).

Os dutos flexíveis de freio são mangueiras de borracha reforçada com fibras de nylon internamente. Entretanto, esse material expande-se internamente sob pressão, em valores volumétricos que chegam a 10% quando novo, atingindo 30% caso não sejam substituídos e o conjunto já esteja em uso há mais de 10 anos com fluido DOT4. Para solucionar o problema da dilatação, alguns flexíveis de borracha recebem por fora, uma armadura de fios de aço trançado, o que garante a integridade da tubulação sob alta pressão (SANTOS, 2014).

Já as tubulações rígidas circundam a estrutura, saindo do contato com o cilindro mestre até encontrarem os flexíveis nas extremidades das estruturas, como já foi dito.

Os tubos rígidos são dutos de pequeno diâmetro fabricados em aço ou cobre. São utilizados em locais (preferencialmente) onde não há movimentação da tubulação, compõem maior parte da linha, pois sofrem menos dilatações garantindo menores valores relativos a perda de carga no sistema. (SANTOS, 2014).

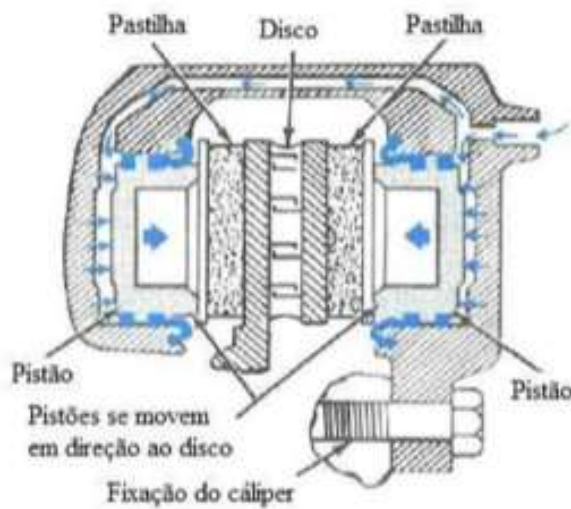
3.5.1.4. Pinça ou Cáliper de freio

A pinça é um dos últimos componentes no sistema de freio hidráulico a disco, está segura a um suporte que possa mantê-la junto ao disco, para que assim quando acionado seu êmbolo, possa comprimir as pastilhas contra o disco. Quanto ao acionamento, a pinça pode ser classificada como pneumática, empregada em veículos ferroviários e alguns freios de caminhões e ônibus; hidráulica, usada na maioria dos veículos comerciais de pequeno porte; ou elétrico magnético, por esforço centrífugo (JÚNIOR, 2012).

Os cálipers estão sujeitos a esforços muitos elevados e são feitos geralmente de ferro fundido nodular devido à sua ductilidade, resistência mecânica e baixo custo (KRUZE, 2009). Segundo Pompon, (1997) essas ligas são mais leves e também são melhores condutoras de calor e a busca da conciliação entre desempenho, dimensões, conforto, peso e custo, levaram ao desenvolvimento de duas concepções principais de projeto de cáliper: o fixo e o flutuante. E por isso podemos classificar as pinças quanto as formas que os pistões são alojados na pinça, podem ser classificadas em pinça fixa ou pinça flutuante (BORNHOLD, 2012). E um sistema pode ter de um a quatro pistões de cada lado do cáliper (Rehkopf e Halderman, 2006).

O cáliper fixo é rigidamente preso ao eixo e tem, pelo menos, dois pistões opostos que são ativados pelo mesmo circuito hidráulico (KRUZE, 2009), a Figura 8 mostra como se dá o funcionamento do cáliper fixo.

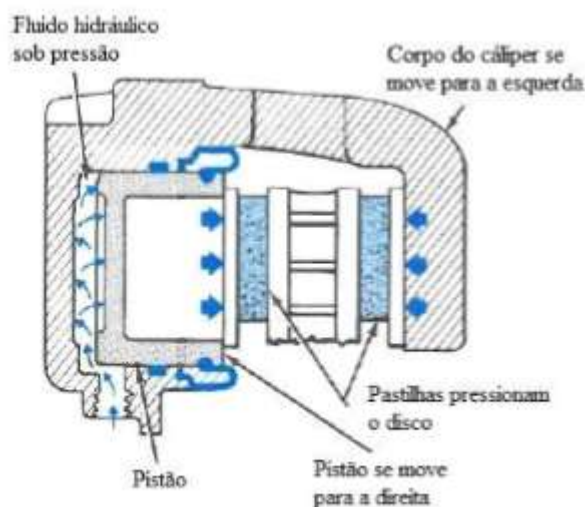
Figura 8 – Pinça fixa.



Fonte: Kruze, (2009).

Já no caliper flutuante, a pastilha acionada pelo cilindro primeiramente entra em contato com o disco e, por reação, ocorre o contato da outra pastilha como ilustra a Figura 9. Com isso, pressupõe-se que o caliper pode mover-se em relação ao eixo do plano de simetria do disco. Mesmo que esse movimento seja pequeno, o caliper tem um pouco de folga para que possa posicionar-se corretamente em relação ao disco, sem um esforço significativo contra seu ponto de fixação. Também é necessário que ela seja conectada ao eixo com rigidez adequada para evitar sua rotação junto com o disco (KRUZE, 2009).

Figura 9 – Pinça Flutuante.



Fonte: Kruze, (2009).

A pinça flutuante possui uma montagem mais simples e também um menor custo, seu princípio de funcionamento é baseado na terceira Lei de Newton. A pinça fica montada em um suporte fixo no entanto que permita sua flutuação. Ao acionar o pedal, o pistão do cilindro mestre é deslocado, pressurizando as linhas de freio. Pelo princípio de Pascal, esta pressão é transmitida para a pinça e o pistão desta desloca-se, empurrando a pastilha contra a face do disco. Em seguida, por reação, a carcaça da pinça é deslocada em sentido oposto ao movimento do pistão, trazendo junto a ela a outra pastilha, que se encontra do lado oposto do disco (SANTOS, 2014). Logo, se o pistão exerce uma força F_{pin} , cada pastilha também exerce uma força F_{pin} sobre o disco. Então a resultante de forças F_{fec} , aplicada ao freio, para pinças flutuantes, é dada pela Equação 3.

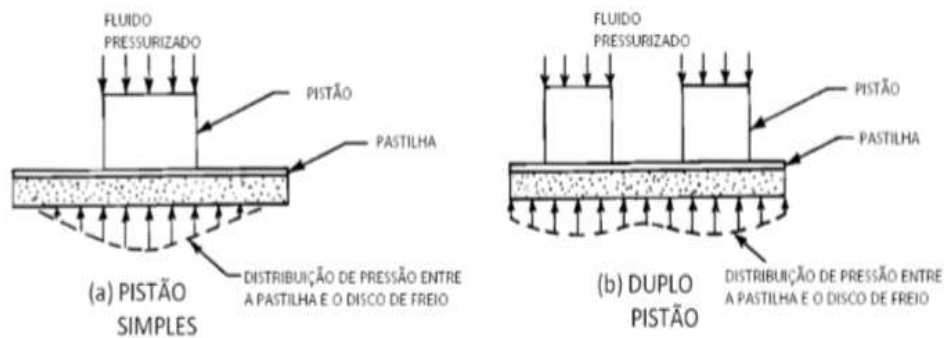
$$F_{fec} = 2 \times F_{pin} \quad (3)$$

Em virtude do exposto acima a pinça flutuante por apresentar o deslocamento axial em relação ao disco, é usualmente empregada em conjunto com o disco tipo fixo. Uma das vantagens desse sistema é a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor sem introduzir vibrações ao sistema.

As pinças fixas são mecanismos mais complexos e pesados. Ela utiliza pistões opostos, montados em cada lado da pinça de freio. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco. Logo, para o mesmo número e tamanho de pistões, a pinça fixa transmite ao disco metade da força que seria transmitida no sistema de pinças flutuantes. (SANTOS, 2014)

O desempenho tanto da pinça fixa quanto da flutuante depende diretamente do número de pistões em cada lado do calíper. Segundo Puhn (1987), a pressão de contato normalmente não é uniforme com apenas um pistão de cada lado do calíper. Dessa forma, seria necessário um maior número de pistões para se obter uma pressão de contato aproximadamente uniforme entre a pastilha e o disco. Assim aumentando a quantidade de pistões tem-se uma distribuição mais uniforme de pressão sobre as pastilhas, além de uma quantidade maior de pistões implica em uma maior força de frenagem, pois sendo a pressão do fluido constante, a força será proporcional ao aumento da área. No entanto, com mais de um pistão em cada lado, o acionamento dos pistões no mesmo lado se dá em tempos diferentes na maioria das vezes, o que resulta em um desgaste em forma de cunha na pastilha (PUHN, 1987), conforme mostrado na Figura 10.

Figura 10 - Distribuição de Pressão entre a Pastilha e o Disco.



Fonte: Santos, (2014).

3.5.1.5. Pastilhas de freio

Para facilitar a manutenção, o material de atrito deve localizar-se nas pastilhas, e não nos discos. As pastilhas são compostos químicos constituídos de vários elementos, estes elementos, são formados por fibras e material de atrito na forma de pó como ilustra a Figura 11. As empresas especializadas realizam diversos testes em laboratório, para constituir a pastilha de maior resistência, durabilidade e de menor custo, as pastilhas apresentam um coeficiente de atrito entre 0,35 a 0,45 (LIMPERT, 1999).

Figura 11 – Pastilhas de freio.



Fonte: Adaptada de Limpert, (1999).

O torque de frenagem está diretamente ligado ao coeficiente de atrito entre os discos e o material de fricção das pastilhas. Segundo Blau (2008), os materiais de fricção utilizados em pastilhas e lonas de freio devem satisfazer aos seguintes requisitos básicos:

- Devem operar com coeficiente de atrito uniforme e moderadamente elevado durante o período de frenagem;
- A interação entre os materiais do disco e da pinça, resultando em fricção, não deve introduzir grandes vibrações ao sistema;
- Os materiais devem ser resistentes ao desgaste, dando maior tempo de vida ao conjunto;
- Os materiais devem possuir difusividade térmica suficiente para prevenir que a interface chegue à temperatura crítica, na qual ocorra a perda de eficiência;
- Os materiais devem ser capazes de resistir às cargas térmicas e mecânicas desenvolvidas no processo de frenagem.

A Norma SAE-J661 mensura e classifica o coeficiente de atrito entre o material de fricção e uma superfície pré-determinada pela norma tendo por base duas temperaturas de trabalho, apresentada na Tabela 1. A temperatura de 93°C é denominada de temperatura fria, enquanto a temperatura de 315°C é denominada temperatura quente. O coeficiente de atrito, além de ser função dos materiais envolvidos, acabamento superficial e força de contato, também é função da temperatura de operação. A classificação dada por este método é chamada atrito nominal, pois é impossível quantificar o exato coeficiente para cada situação cotidiana de uso dos freios. (SANTOS, 2014).

Tabela 1 – Classificação dos materiais das Pastilhas de Freio de acordo com a Norma SAE-J661.

Código	μ_e
C	Menor do que 0.15
D	0.15 a 0.25
E	0.25 a 0.35
F	0.35 a 0.45
G	0.45 a 0.55
H	Acima de 0.55
Z	Não classificado

Fonte: Santos, (2014).

O coeficiente de atrito dos materiais de fricção tende a aumentar até temperaturas da ordem de 200°C. Entretanto para temperaturas muito elevadas (acima de 300°C), ocorre o fenômeno conhecido por fade. O material de fricção tende a se desintegrar e o coeficiente de atrito a diminuir consideravelmente comprometendo a eficiência do sistema (SANTOS, 2014).

As pastilhas podem ser classificadas quanto ao seu material, podendo ser elas, geralmente, de material orgânico, semimetálico, metálico, cerâmicas ou sinterizadas.

- I. O tipo orgânico é constituído por seis elementos básicos. As fibras são responsáveis pela resistência às altas temperaturas e pelo elevado coeficiente de atrito. Os modificadores de atrito, como óleo de castanha de caju, são usados para atingir a qualidades de fricção desejáveis. O enchimento, geralmente feito com pedaços de borracha, serve para atenuar o ruído e vibrações produzidas durante a frenagem. Os agentes de cura são utilizados durante o processo de fabricação para ativar as reações químicas necessárias. Aglutinantes, usualmente resinas fenólicas, são usados para agregar todos os componentes. Por último, são adicionados outros elementos como pó de zinco, bronze e alumínio, com a finalidade de aumentar o desempenho do material de fricção de acordo com Santos, (2014).
- II. As pastilhas do tipo metálico são utilizadas quando se deseja alta dissipação de calor e uma frenagem mais agressiva. São projetadas para trabalharem em temperaturas mais altas do que as do tipo orgânico. Seu processo de fabricação se dá por sinterização, onde pós de metais, como ferro e cobre, são moldados sobre alta pressão e temperatura. Por não necessitarem de resina orgânica como aglutinante, as pastilhas sintetizadas não se desintegram sob altas temperaturas. Contudo, desgastam mais rapidamente o disco de freio (SANTOS, 2014).
- III. Ainda segundo o autor supracitado os materiais semimetálicos buscam uma combinação das melhores características dos tipos orgânico e metálico. Na sua composição, parte das fibras encontradas nas pastilhas orgânicas é substituída por fios de aço. Isto melhora o desempenho e estabilidade em altas temperaturas de trabalho, aumentando a resistência ao fade. Isto permite a utilização em temperaturas superiores a 235°C, sem desgastar excessivamente o rotor além de apresentar baixo nível de ruído.
- IV. Para as pastilhas cerâmicas a composição se dar através de fibras de cerâmica, agentes de ligação, enchimentos não ferrosos e, em alguns casos, um pouco de metal, conferindo uma coloração mais clara à mistura. Graças à sua fabricação constituída basicamente por cerâmica, esse tipo de pastilha tem uma grande capacidade de dissipar calor, o que faz com que não perca desempenho mesmo após frenagens consecutivas. Em contrapartida, sua fabricação é um processo caro e trabalhoso, o que torna a peça a mais cara do mercado.

- V. Por fim e não menos importante temos também a presença no mercado automobilístico das pastilhas sinterizadas, Segundo Nogueira, (2018) estas pastilhas são feitas de uma mistura de metais em pó, tipicamente bronze, latão, cobre, ferro e cerâmica – estes últimos voltados para altas temperaturas, moldada em alta temperatura e pressão, tornando-se um bloco sólido e relativamente homogêneo. Podem ser formuladas para funcionarem melhor a baixas, médias ou altas temperaturas, porém usualmente tem comportamento apenas mediano quando frias. Também dependendo de sua composição podem ser mais ou menos agressivas ao disco. É a tendência da moderna indústria automobilística, em especial para a espécie de veículos off-road, no entanto seu alto custo ainda não lhe deixa tão atrativa.

3.5.1.5.1. Sinterização de Pastilhas

Uma das características necessárias para o bom desempenho de uma pastilha de freio é que a dissipação de calor gerada na frenagem ocorra rapidamente (POPESCU et al., 2013). Buscando explorar melhor esta propriedade térmica de materiais de ferro-cobre, deseja-se desenvolver um material sinterizado à base de ligas de ferro e cobre para aplicações em condutividade térmica em sistemas mecânicos.

A sinterização e os possíveis tratamentos térmicos adicionais são os responsáveis pela obtenção da microestrutura final desejada. É um processo que permite a conexão das partículas de pó, transformando o compactado poroso em um componente denso e com resistência mecânica, através do transporte de massa ativado pela temperatura. Não é necessário neste caso que ocorra a fusão das partículas, porém em alguns casos há a formação de fase líquida (UGARTECHE, 2015).

A sinterização pode ser obtida de duas maneiras através da sinterização assistida por fase líquida. Ou seja, a sinterização ocorre em temperaturas superiores à temperatura de fusão do cobre, de modo que este entra em fase líquida, porém o ferro permanece sólido. Esta rota de processamento resulta normalmente em materiais de alta densidade quando o líquido molha o sólido, porém neste tipo de compósito observa-se algumas vezes o inchamento das peças após a sinterização, e a formação de poros ou exsudação da fase líquida quando o líquido não é molhante em relação ao sólido (UGARTECHE, 2015). É sabido que poros e defeitos na rede cristalina são prejudiciais à condutividade térmica do material, desta forma durante o processo

de fabricação, deve-se trabalhar de forma a minimizar estes fatores. Para tentar diminuir a quantidade de poros, pode-se trabalhar com tempo e temperatura de sinterização, assim como com tamanhos de partículas dos pós de cobre e ferro e ainda a pressão de compactação.

E ainda há a sinterização através da compactação, que por sua vez consegue conformar o pó na forma projetada, conferindo assim, dimensões finais, densidade, resistência mecânica e proporcionar o contato entre as partículas de pó, para que a sinterização, que refere-se a um processo de tratamento térmico, seja mais eficiente (CHIAVERINI, 2001). Neste caso a matriz é usualmente composta pelo cobre e o compósito pode ser sinterizado na temperatura de sinterização usual para este material, entre 840 e 900°C (UGARTECHE, 2015).

Tendo em vista o que foi explicitado, existem considerações sobre os projetos que devem ser analisadas para que este não possua peças inviáveis ou de baixa qualidade. Quanto à dimensão da peça, tendo em vista a capacidade das prensas disponíveis e as características dos pós metálicos e as limitações daquela, e também quanto à forma destas. Pois, apesar de se obter uma grande variedade de seções e perfis através da metalurgia do pó, deve-se evitar o seu número de forma exagerada. O perfil da peça que pode ser de forma complicada, deve permitir fácil ejeção da matriz, pelo movimento da punção inferior (HAMILTON, 2010).

Para os materiais de atrito sinterizados, metais como cobre, ferro e zinco, são misturados com elementos abrasivos e pós lubrificantes, como o grafite, e são compactados em matrizes flutuantes. Os materiais são prensados juntamente com um suporte metálico a altas temperaturas, garantindo a resistência ao cisalhamento do conjunto (SCHATT, 2006).

A Tabela 2 apresenta a composição de materiais para diversos materiais de atrito. Esta composição pode variar para as inúmeras aplicações, os constituintes dos compósitos, a sua interação com a matriz e também a sua estrutura cristalina, segundo o autor supracitado. Devido às suas relações muito intrincadas, não há uma composição fixa para cada aplicação, irá depender do objetivo que se quer atingir e as especificações pertinentes do projeto.

Tabela 2 – Composição de materiais para a fabricação de pastilhas sinterizadas

Composição em % (Volume) - (N = condição molhada, T = condição a seco)				
Material de Matriz	Metálico	Lubrificante	Modificador de Atrito	Utilização
CuSn 92/8	4-7 Fe: 5-10 Pb	3-8 Grafite	2-4 SiO ₂	N: T
CuSn 95/5	5 Pb	4 Grafite	5 Mulita	N
CuTi 95/5	-	12 Grafite	12 TiO ₂	N: T
CuSn 90/10	5-10 Fe	3-10 Grafite: 3-12 MoS ₂	2-7 SiO ₂	T
Cu	7,5 Pb: 15 Bi	3 Grafite	5 SiO ₂	N
CuZnSn 65/30/5	4,5 Fe: 1,8 Pb	7 Grafite: 4 MoS ₂	3,5 SiO ₂ : 2,5 Al ₂ O ₃	N: T
FeCu 85/15	-	13 Pb: 9 Grafite	25 BaSO ₄	T
Fe	-	11 Bi: 15 Grafite	14 Mulita	T
Fe	-	5 Pb: 15-20 Grafite	0,8 P	T
FeCu 70/30	-	5-10 Grafite	5 Sulfeto de Fosfato	T
FeNiCu 78/15/7	-	7 Bi: 10-30 Grafite: 6 MoS ₂	7 Mulita	T
FeNiCrMo 85/5/5/5	-	10 Pb: 20-30 Grafite	0,8 P	T
Ni	-	28 Grafite: 5 PbWO ₄	20 Al ₂ O ₃	T
40 Mulita/7 MgO	35 CuSn 90/10	3-20 Cd: 5-0 Pb	-	T

Fonte: Schatt, (2006).

Como pode ser visto o cobre é o metal não ferroso mais utilizado, pois é um excelente condutor de calor, desde a substituição do amianto pelo cobre, este último está presente em até 14% em massa nas pastilhas dos freios a disco, sendo em média sua quantidade de 5 a 10%. Seu uso é justificado exatamente por sua excelente condutividade térmica, assim como sua capacidade de prover um deslizamento mais suave reduzindo a propensão de geração de ruído em altas temperaturas (RODRIGUES, 2015).

Com o processo de sinterização realizado em uma massa de pós compactados a altas temperaturas, porém abaixo da temperatura de fusão, visando gerar a continuidade de matéria entre as partículas. Sendo assim, as partículas que constituem o compactado ligam-se entre si e o material adquire densidade, dureza e resistência mecânica desejada (CHIAVERINI, 2001).

A temperatura especificada de sinterização para materiais de atrito varia de acordo com o material, mas está entre 550°C e 1.000°C (CHIAVERINI, 2001). A atmosfera do forno deve empregar uma atmosfera protetora para prevenir a oxidação durante o processo (ESSWEIN, 2008). O tempo de sinterização varia entre 30 min e 3 h (SCHATT, 2006).

A operação de sinterização difere usualmente da adotada nos produtos comuns da metalurgia do pó, pois durante a sinterização, procura-se realizar simultaneamente a junção das peças compactadas nos suportes metálicos de aço, assim, os fornos têm a característica de serem verticais ou em forma de sino, com a base fixa. Deve-se descer o sino e ao mesmo tempo elevar a temperatura, aplica-se a pressão, de forma a aumentar a densidade do compactado e facilitar

a junção. Além de produzir a densidade final desejada, a pressão evita o empenamento (CHIAVERINI, 2001)

A sinterização opera em três estágios: o estágio inicial onde se forma os contatos de sinterização, a matéria torna-se contínua nesta região. E por sua vez não ocorre grande movimentação de partículas neste estágio (PAVANATI, 2010). No estágio intermediário, as partículas perdem gradativamente sua identidade, apresentado o sinterizado duas fases contínuas: a do material, fase sólida, e a vazia, rede interligada de poros. O tamanho de grão cresce, resultando em uma nova microestrutura. A maior parte da retração ocorre neste estágio (PAVANATI, 2010). No estágio final tem-se o isolamento e o arredondamento dos poros. Se os poros contêm gases não solúveis no metal base, não se conseguirá a densificação total. Se eles são vazios ou contêm gases solúveis na matriz, poderá assim haver a densificação total (PAVANATI, 2010)

A eficiência do material de atrito varia de acordo com a composição de pós sugeridas no início do projeto. A Tabela 3 mostra um resumo das propriedades físicas e suas aplicações de alguns materiais de atrito a base de ferro para pastilhas de freio.

Deve-se prever em projeto, a existência de variáveis que atuam sobre o desempenho de sistemas de freio, atrito e desgaste. Essas variáveis são: velocidade, pressão de contato, temperatura de operação e umidade relativa do ar (INFANTINI, 2008).

A maneira como essas variáveis atuam no desempenho dos sistemas está relacionada aos mecanismos de atrito e desgaste envolvidos no processo de frenagem. Existe, portanto, uma inter-relação entre variáveis, mecanismos e desempenho (AZEVEDO, 2015).

Tabela 3 – propriedades físicas e suas aplicações de materiais de atrito

Propriedades Físicas e Aplicações	Materiais de Atrito		
	JURID 737 μ de nível L	JURID 738 μ de nível K	JURID 777 μ de nível LL
Área de Aplicação	Automóveis de Passageiros	Locomotivas, vagões de carga, veículos especiais	Vagões de carga de maior ruído
Densidade g/cm ³	4,4	4,3	5,6
Dureza HRV ou HRP	50	35	75
Condutividade térmica W/mK	15	8	20
Capacidade específica de calor J/gK	0,5	0,5	0,43
Coefficiente de expansão térmica 10-6/k	13	10	13
Resistência ao cisalhamento MPa	35	30	180
Máx. velocidade Km/h	140	200	160
Pressão de superfície específica N/cm ²	250	250	250
Temperatura contínua °C	500	500	500
Temperatura de curto prazo °C	850	900	900
Coefficiente médio de atrito μ	0,15-0,25	0,20-0,30	0,09-0,30

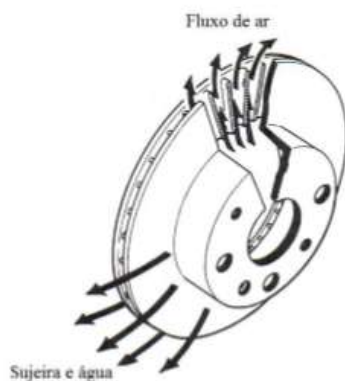
Fonte: Schatt, (2006).

Segundo Azevedo, (2015) as propriedades como a resistência a altas temperaturas, alto coeficiente de atrito, elevada resistência ao desgaste e resistência à corrosão são de fundamental importância quando se trata de aplicação de materiais.

3.5.1.6. Disco de freio ou Rotor

Outro componente do par de fricções, além das pastilhas, é o disco. Os discos são a parte girante do par de fricções, também por isso denominado de rotor, e de acordo com Orthwein, (2004) entre os materiais utilizados na fabricação dos discos de freio estão o ferro fundido cinzento, o aço-carbono e aço inoxidável, isto por apresentarem baixo coeficiente de dilatação térmica, além de apresentar alto coeficiente de atrito, podendo ser sólidos ou ventilados (REHKOPF e HALDERMAN, 2006). O disco sólido, normalmente é utilizado em menores potências segundo Gonçalves, (2004). Para discos ventilados a superfície de atrito do disco se mantém limpa devido à força centrípeta que arremessa as sujeiras e a água para fora do disco, pois possui aletas no seu interior, o que gera uma circulação de ar interna como ilustra a Figura 12, aumentando assim a troca térmica por convecção do disco (BIRCH, 1999). Com isso a otimização dos canais de ventilação confere a cada disco uma forma diferenciada. Variações de formato nos canais de ventilação permitem a otimização do fluxo de ar e, por conseguinte, a refrigeração do disco e estes canais realizam a remoção de impurezas provenientes do material das pastilhas. Isto aumenta o rendimento de frenagem e evita a redução de atrito por aquecimento (GONÇALVES, 2004).

Figura 12 – Disco ventilado mostrando as aletas e o fluxo de ar gerado pela força centrípeta.



Fonte: Kruze, (2009).

Os discos de freio acabam sofrendo com um elevado torque, geralmente até duas ou três vezes maior do que o do motor, acarretando um significativo aumento da temperatura desses, sendo assim necessário uma grande área de resfriamento. Entretanto parte de sua superfície é utilizada como superfície de atrito a cada instante (JÚNIOR, 2012).

Os discos ainda podem ser subdivididos em dois tipos básicos, empregados nas indústrias automotivas. O tipo mais comum é o fixo ao cubo de roda, empregado na maioria dos carros e motocicletas convencionais. O segundo é o disco flutuante, geralmente utilizado em motocicletas de maior potência. O disco flutuante é fixo ao cubo de roda de forma semelhante ao disco fixo, entretanto apresenta uma estrutura bipartida unida por rebites que permitem flutuação lateral entre as peças, como ilustra a Figura 13. Essa flutuação possui a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor sem introduzir vibrações ao sistema (SANTOS, 2014).

Figura 13 – Disco de freio flutuante.



Fonte: Santos, (2014).

A qualidade do disco está atrelada a sua pouca sensibilidade à fadiga quando ocorre pouca dissipação de calor no disco as pastilhas reduzem seu coeficiente de atrito e o piloto deverá acionar mais vezes o sistema de freio, este sistema possui uma excelente refrigeração, já que a sua forma construtiva expõe diretamente a região de atrito do disco com o ar (BORNHOLD, 2012).

3.5.1.7. Fluido de Freio

O fluido de freio é um dos componentes fundamental no sistema de freio a disco de acionamento hidráulico. Sua função é transmitir a força, através da pressão hidráulica, e o movimento dos pistões do cilindro mestre até as pinças ou cilindro de roda, para assim efetuar

a frenagem do veículo (SANTOS, 2014). Consiste num líquido sintético que não ataca a borracha e, não danifica os vedadores de freio (BORNHOLD, 2012). Segundo Costa (2002), o fluido deve apresentar algumas características, tais como ser quimicamente estável sob altas temperaturas, apresentar alto ponto de ebulição, não ser corrosivos às partes metálicas do sistema e não degradar as borrachas dos anéis de vedação. A viscosidade também é uma característica importante, pois uma baixa viscosidade pode causar vazamentos nas conexões, além de ser exigida que o fluido de freio possua baixíssima compressibilidade.

O fluido deve está situado num reservatório em um local de boa visibilidade e de fácil acesso. A necessidade de completar o nível do reservatório indica que existe algum ponto de vazamento, necessitando revisão geral do sistema (ROSA; LEAL; NICOLAZZI, 2008).

Os autores supracitados relatam que o emprego de pastilhas de metal sinterizadas e, por conseguinte, sua alta condutividade térmica (baixo isolamento térmico), aquece o fluido de freio ocasionando a sua ebulição. A presença de bolhas no sistema de acionamento hidráulico pode causar a perda de eficiência dos freios e por assim dizer a sua perda de ação, levando os fabricantes de fluidos de freio a desenvolver novos produtos com elevados ponto de ebulição.

Dentre os tipos de fluido de freio existem os baseados em glicol e os derivados de silicone conforme Santos, (2014) que coloca que os fluidos a base de glicol são higroscópicos, ou seja, absorvem vapor d'água do ar ambiente. Já os fluidos que sua composição é baseada em silicone não apresentam este problema, entretanto possui compressibilidade maior, uma característica indesejável.

Os fluidos de freio utilizado no país possuem classificação mais usual segundo o Ministério de Transportes dos Estados Unidos (US Departement of Transportation), na seção de fluidos de freio para veículos automotores, os fluidos são classificados em DOT 3, 4 e 5, e o DOT 5 ainda é subdividido em DOT 5 – Base silicone e DOT 5.1 – Base não-silicone, e podem ser classificados pelo seu ponto de ebulição, como indica a Tabela 4.

Tabela 4 – Classificação dos fluidos de freio pelo padrão DOT.

Tipo de Fluido	Temperatura mínima de ebulição seco	Temperatura mínima de ebulição úmida
DOT 3	205°C	140°C
DOT 4	230°C	155°C
DOT 5	260°C	180°C
DOT 5.1	260°C	180°C

Fonte: Santos, (2014).

O ponto de ebulição seco é definido quando o fluido de freio não tem contato com a atmosfera e/ou condições adversas, já o ponto de ebulição úmido é definido quando, passado um período de uso em condições adversas, o fluido não apresenta mais variações em suas propriedades (SANTOS, 2014).

Tendo em vista o que foi apresentado, a escolha do fluido tem que se dá de maneira prudente, pois como os freios transformam energia cinética em energia térmica, dissipando assim calor, o fluido por sua vez é aquecido dentro das linhas, com a possibilidade de formação de vapor, pelo simples fato do vapor ser compressível, a formação deste leva a uma falha generalizada do sistema, pois o curso do pedal aumenta de maneira a alcançar o curso máximo sem gerar pressão suficiente no sistema para a frenagem. Então Santos, (2014) coloca que como fluidos a base de glicol absorve umidade do ar, o que diminui o ponto de ebulição, devem ser substituídos periodicamente, seguindo especificações do fabricante. Já os fluidos a base de silicone, não absorvem água, tendo, então, seu tempo de vida prolongado. Entretanto devido a tendência de se tornarem mais compressíveis sob altas temperaturas, seu uso atualmente restringe-se a veículos militares e a indústria náutica.

3.6. Normas de Segurança SAE BRASIL

O veículo deve ser equipado com um sistema hidráulico de frenagem que atua sobre toda rodas e é operado por um único pé (Regulamento Baja SAE BRASIL (RBSB-7, Cap.7, 2012).

O sistema de freio deve ser capaz de bloquear todas as quatro rodas em uma condição estática e dinâmica em pavimento de terra batida ou em superfície e a eficácia do sistema de freio é verificada durante todo o evento segundo o Regulamento supracitado.

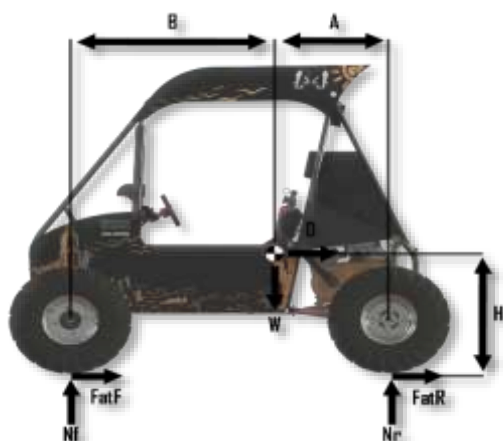
Deve possuir circuitos de freios independentes, isto é, o eixo dianteiro de frenagem não deve depender do traseiro e vice-versa. O veículo então deve possuir no mínimo dois sistemas hidráulicos independentes, para que no caso de uma falha em qualquer ponto das linhas, o poder de frenagem seja mantido eficaz em pelo menos duas rodas, para isso cada sistema hidráulico deve ter seu próprio reservatório separado, ou usar um represado. E também não se podem utilizar linhas de freio de plástico (RBSB-7, Cap.7, 2012).

Ainda de acordo com o mesmo Regulamento em relação à luz de freio o veículo deve ser equipado com uma luz preferencialmente marcado com uma SAE “S” ou “U” ou se ele não é classificado de acordo com a SAE J759, deve ser igual ou exceder esses padrões.

3.7. Dinâmica Veicular de Frenagem (Dimensionamento do sistema de freio)

Para encontrar o equacionamento da frenagem do veículo, pode-se basear na segunda Lei de Newton, que de acordo com Halliday (2008), é descrito como a aceleração de um corpo sendo diretamente proporcionais as forças agindo sobre ele e inversamente proporcional a sua massa. O diagrama de corpo livre (D.C.L.) do protótipo Baja SAE “Cactus Baja” está ilustrado na Figura 14.

Figura 14 - Diagrama de corpo livre do protótipo CB19.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2016).

Tendo em vista o DCL do veículo, pode-se definir os esforços que influenciam diretamente na desaceleração do veículo durante a frenagem, como sendo, apresentado na Equação 4:

$$mv.a = Fatf + Fatr + D \quad (4)$$

Onde, sendo mv a massa do veículo, a a aceleração do veículo no instante t , $Fatf$ e $Fatr$ são as forças de frenagem no eixo dianteiro e traseiro respectivamente. Sendo a força D relativa a resistência aerodinâmica.

Para Stone (2004), o movimento do veículo durante a frenagem pode ser dito como sendo a desaceleração constante. Logo, a partir da velocidade inicial, é possível calcular a distância necessária para frenagem e o tempo necessário até a parada total do veículo, sendo nesse instante a velocidade final igual a zero, de acordo com as Equações 5 e 6.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{F}{mv} \quad (5)$$

$$V = \frac{ds}{dt} \quad (6)$$

Para a frenagem existe uma análise estática e dinâmica, a dinâmica leva em consideração a transferência de carga que ocorre no veículo, mudando assim a sua orientação do centro de gravidade (CG), isso porque há uma tendência de transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Que pode ser demonstrada, através da condição de equilíbrio de momentos em torno de cada eixo.

Tomando como base o D.C.L. apresentado anteriormente tem-se:

- Distribuição Estática: ou seja, com aceleração nula.

Momento sobre o eixo dianteiro:

$$\sum M_{dianteiro} = -B.W + C.N_r = 0$$

$$N_r = W \cdot \frac{B}{C} \quad (7)$$

Momento sobre o eixo traseiro:

$$\sum M_{traseiro} = -C.N_f + A.W = 0$$

$$N_f = W \cdot \frac{A}{C} \quad (8)$$

- Distribuição Dinâmica: Introduzindo a força resultante oriunda da desaceleração do veículo e a grandeza G definida como a razão entre a desaceleração e a gravidade, tem-se:

$$G = \frac{a}{g} \quad (9)$$

Momento sobre o eixo dianteiro:

$$\sum M_{dianteiro} = -B.W + C.N_r = m_v \cdot a \cdot h$$

$$N_r = W \cdot \frac{B}{C} - W \cdot \frac{G \cdot h}{C} \quad (10)$$

Momento sobre o eixo traseiro:

$$\sum M_{traseiro} = -C.N_f + A.W = m_v \cdot a \cdot h$$

$$N_f = W \cdot \frac{A}{C} + W \cdot \frac{G \cdot h}{C} \quad (11)$$

As forças de frenagem traseira (F_r) e dianteira (F_f) dependem exclusivamente do torque de frenagem em cada eixo, juntamente com a resistência a rolagem dos pneus, atrito nos rolamentos e resistência do sistema de transmissão como um todo (SANTOS, 2014).

De acordo com este autor o torque de frenagem pode ser entendido como a “potência de frenagem” do veículo. Mais especificamente, ele é a medida da força de atrito do pneu (força de frenagem em cada eixo), introduzida genericamente como F (podendo ela ser F_r ou F_f) multiplicado pelo raio efetivo de rolagem do mesmo, no qual é definido como sendo a distância entre o centro da roda e a superfície de contato com a banda de rodagem dos pneus, e pelo produto entre os somatórios dos momentos de inércia e aceleração angular das partes girantes, como apresentado na Equação 12.

$$T_f = F_p \cdot R_p + I_w \cdot \alpha \quad (12)$$

Sabendo que a força de atrito do pneu (força de frenagem, F_p), é a multiplicação do coeficiente de atrito pneu-solo, pelo peso do veículo, como observado na Equação 13, isto de acordo com Genta, (2009), que considera os pneus como corpos rígidos e a partir dessa aproximação, tem-se que o máximo coeficiente de atrito possível é atingindo quando as rodas encontram-se na iminência do escorregamento.

$$F_p = W \cdot \mu_{pneu} \quad (13)$$

Sendo os coeficientes de atrito pneu-solo apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Coeficientes de atrito pneu-solo para pisos secos e molhados.

Tipo de Piso	μ_e – piso seco	μ_e – piso molhado
Pista de terra	0.40 – 0.60	0.30 – 0.50
Cascalho solto	0.40 – 0.70	0.45 – 0.75
Asfalto novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Asfalto gasto	0.60 – 0.80	0.45 – 0.70
Cimento novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Cimento gasto	0.55 – 0.75	0.45 – 0.65

Fonte: Santos, (2014).

Importante ressaltar que o valor da força de frenagem refere-se a cada eixo, e não as rodas (isto para veículos com eixos rígidos), isto significa que a força que age em cada pneu, em um eixo composto por duas rodas, é igual à metade do valor de F para o eixo.

Tem-se, portanto que o momento aplicado no disco tanto nas rodas dianteiras, como nas traseiras, será dado pela Equação (14):

$$M_p = F_p \cdot R_p \quad (14)$$

Já a força aplicada no disco será representada pela Equação 15:

$$F_D = \frac{M_{fp}}{R_D} \quad (15)$$

Onde R_D é o raio efetivo do disco, (sendo este o raio onde a pastilha passa a tocar o disco).

Assim tem-se que, a força aplicada nas pastilhas da pinça será, como mostra a Equação 16:

$$F_{past} = F_D \cdot \mu_{past} \quad (16)$$

Sabendo o resultado da força necessária na pastilha, pode-se encontrar a pressão no êmbolo da pinça, que será a mesma pressão no cilindro e pode ser dada pela Equação 17:

$$P = \frac{F}{A \cdot n^o} \quad (17)$$

Onde A será a área do embôlo da pinça, e n^o o número de êmbolos.

Assim, tem-se que a força no cilindro mestre será dada pela Equação 18.a e 18.b:

$$F_{cil} = P \cdot A_{cil} \quad (18.a)$$

$$F_{pin} = P \cdot A_{pin} \quad (18.b)$$

E a relação de esforço do pedal será dada pela Equação 19:

$$F_p = \frac{F_{cil}/2}{F_a} \quad (19)$$

Sendo F_a a força de acionamento, aplicada pelo piloto.

4. MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi realizado no Campus de Mossoró da Universidade Federal Rural do Semiárido, no período de agosto a outubro de 2016. Foi realizado levantamento bibliográfico sobre os diversos conceitos de sistema de freio, procurando realizar um comparativo dentre os sistemas existentes, e por sua vez definindo o sistema que melhor se adequa ao veículo “Off-Road” Baja, mais precisamente o veículo denominado Cactus Baja 2019 (CB19) da Equipe Cactus Baja, além de priorizar o baixo custo de produção, atentando-se para que o sistema atenda as exigências expressas nas Normas da SAE Brasil.

Na pesquisa foi realizado o levantamento de dados relacionados ao veículo como: o peso, velocidade máxima do veículo, aceleração em 30 m; e dimensões como altura do centro de gravidade, entre eixos, coeficientes de atrito do pneu/solo, coeficientes de atrito das pastilhas. Para que posteriormente pudessem ser realizados os cálculos do dimensionamento do sistema de freio, analisando a desaceleração da frenagem, a força de acionamento do pedal, considerando todos os parâmetros necessários para uma eventual implementação de um novo sistema;

Realizando um comparativo entre o freio do protótipo anterior com relação ao atual, para assim validar qual sistema possui mais eficiência, tendo em vista os tempos de frenagem entre um protótipo e outro e os esforços de acionamento necessários para a parada de ambos os protótipos.

O dimensionamento foi realizado a partir da utilização de um notebook Dell de modelo Inspiron 15-3521, com processador intel Core i5 e memória instalada (RAM) de 6 GB.

Para auxiliar nas análises de resistência do material do pedal de freio, além das análises térmicas dos discos de freio foram utilizadas técnicas de projeto auxiliado por computador que incluem análise estrutural através do software SolidWorks.

Com relação aos tempos e distância de frenagem para ter uma acurácia maior dos resultados foi mensurado o tempo de resposta do piloto através de um sensor luminoso, como mostra a Figura 15, que induzia o piloto a acionar o pedal para que assim tivéssemos acesso ao real tempo de reflexo do piloto e torna-se os resultados mais precisos.

Figura 15 – Sensor luminoso



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2018).

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Tendo em vista a necessidade de dimensionar o freio para atingir uma melhor eficiência, devido a necessidade de atender um dos requisitos fundamentais da competição Baja SAE BRASIL, foram realizados estudos que serão apresentados nessa seção.

5.1. Memorial de Cálculo

Nesta seção serão apresentados os cálculos para o dimensionamento do sistema de freio, e consiste na aplicação das equações:

Peso do veículo:

$$W = m \cdot g \quad (20)$$

$$W = 164,80 \cdot 9,81$$

$$W = 1616,69 \text{ N}$$

Peso sobre o eixo dianteiro estático, Equação 8:

$$N_f = W \cdot \frac{A}{C}$$

$$N_f = 1616,69 \cdot \frac{0,643}{1,522}$$

$$N_f = 684,27 \text{ N}$$

Peso sobre o eixo traseiro estático, Equação 7:

$$N_r = W \cdot \frac{B}{C}$$

$$N_r = 1619,69 \cdot \frac{0,879}{1,522}$$

$$N_r = 933,69 \text{ N}$$

Como na prova de frenagem da competição Baja SAE é exigido do piloto a frenagem do veículo após uma aceleração num espaço de 30 m, e sabendo a velocidade final do veículo no início da frenagem, pode-se calcular a aceleração máxima nessa eventual freada utilizando a Equação de Torricelli, isto sem levar em consideração para este cálculo o tempo de reação do piloto para acionar o pedal até executar o travamento do disco de freio.

$$V^2 = V_0^2 + 2 \cdot a \cdot \Delta S \quad (16)$$

$$0^2 = 15,95^2 + 2 \cdot a \cdot 30$$

$$a = -4,24 \text{ m/s}^2$$

Transferência de carga dinâmica para o eixo dianteiro, Equação 11:

$$N_f = W \cdot \frac{A}{C} + W \cdot \frac{G \cdot h}{C}$$

$$N_f = 1616,69 \cdot \frac{0,643}{1,522} + 1616,69 \cdot \frac{0,43 \cdot 0,6206}{1,522}$$

$$N_f = 966,87 \text{ N}$$

Transferência de carga dinâmica resultante no eixo traseiro, Equação 10:

$$N_r = W \cdot \frac{B}{C} - W \cdot \frac{G \cdot h}{C}$$

$$N_r = 1616,69 \cdot \frac{0,879}{1,522} - 1616,69 \cdot \frac{0,43 \cdot 0,6206}{1,522}$$

$$N_r = 650,22 \text{ N}$$

Dimensionamento do sistema de freio na dianteira:

Força aplicada na roda, levando em consideração o atrito do pneu no asfalto, Equação 13:

$$F_p = N_f \cdot \mu_{pneu}$$

$$F_p = 966,87 \cdot 0,9$$

$$F_p = 870,18 \text{ N}$$

Momento aplicado no eixo na roda dianteira, Equação 14:

$$M_{fp} = F_p \cdot R_p$$

$$M_{fp} = 870,18 \cdot 0,292$$

$$M_{fp} = 254,09 \text{ N.m}$$

Força aplicada no disco dianteiro, Equação 15:

$$F_D = \frac{M_{fp}}{R_D}$$

$$F_D = \frac{254,09}{0,064}$$

$$F_D = 3970,21 \text{ N}$$

Força aplicada na pastilha da pinça, Equação 16:

$$F_{past} = F_D \cdot \mu_{past}$$

$$F_{past} = 3970,21 \cdot 0,45$$

$$F_{past} = 1786,59 \text{ N}$$

Pressão no sistema, Equação 17:

$$P = \frac{F}{A \cdot n^9}$$

$$P = \frac{1786,59}{4,53 \times 10^{-4} \cdot 1}$$

$$P = 3943907,28 \text{ Pa}$$

Força aplicada no cilindro mestre, Equação 18:

$$F_{cil} = P \cdot A$$

$$F_{cil} = 3943907,28 \cdot 1,57 \times 10^{-4}$$

$$F_{cil} = 619,19 \text{ N}$$

Dimensionamento do sistema de freio na traseira:

Força aplicada na roda, levando em consideração o atrito do pneu no asfalto, Equação 13:

$$F_p = N_r \cdot \mu_{pneu}$$

$$F_p = 650,22 \cdot 0,9$$

$$F_p = 585,19 \text{ N}$$

Momento aplicado no eixo na roda traseira, Equação 14:

$$M_{rp} = F_p \cdot R_p$$

$$M_{rp} = 585,19 \cdot 0,292$$

$$M_{rp} = 170,88 \text{ N.m}$$

Força aplicada no disco traseiro, Equação 15:

$$F_D = \frac{M_{rp}}{R_D}$$

$$F_D = \frac{170,88}{0,064}$$

$$F_D = 2669,96 \text{ N}$$

Força aplicada na pastilha da pinça, Equação 16:

$$F_{past} = F_D \cdot \mu_{past}$$

$$F_{past} = 2669,96 \cdot 0,45$$

$$F_{past} = 1201,48 \text{ N}$$

Pressão no sistema, Equação 17:

$$P = \frac{F}{A \cdot n^o}$$

$$P = \frac{1201,48}{4,53 \times 10^{-4} \cdot 1}$$

$$P = 2652273,73 \text{ Pa}$$

Força aplicada no cilindro mestre, Equação 18:

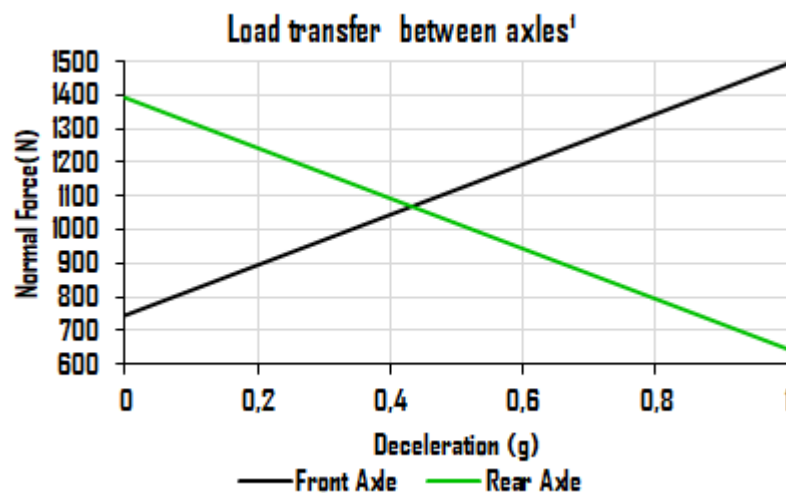
$$F_{cil} = P \cdot A$$

$$F_{cil} = 2652273,73 \cdot 1,57 \times 10^{-4}$$

$$F_{cil} = 416,41 \text{ N}$$

Obtendo-se os resultados dos valores de transferência de carga para determinadas desacelerações, a equipe traçou um gráfico que conta com valores de desacelerações de até 1 g, onde assim consegue-se analisar os picos de força em cada eixo no sistema de freio, como ilustra a Figura 16.

Figura 16 – Análise da transferência de carga no sistema de freio Cactus Baja.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2016).

5.2. Análise do Sistema de Freio a Disco por Acionamento Hidráulico

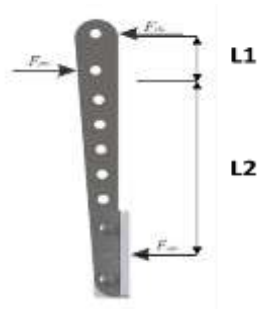
A equipe optou pelo uso do sistema de freio a disco ao invés do freio a tambor, pois como abordado anteriormente no referencial teórico, Santos, (2014) coloca que no sistema de freio a disco há possibilidade de maior torque de frenagem, devido à maior facilidade de dissipação de calor, graças à grande área exposta ao meio, retendo assim, inclusive, a falha do sistema por fadiga, decorrente do calor gerado. Além disso, freios a disco possuem outras vantagens, tais como: a facilidade de manutenção e de regulagem do sistema, além de apresentarem pouca sensibilidade à contaminação externa. E foi decidido o acionamento hidráulico pelo fato de ser uma exigência da competição como apresentado no subitem 2.7, além de expresso por Limpert (1999), o sistema de acionamento hidráulico apresenta ampla vantagem com relação ao mecânico, isto se dá por possuir uma maior eficiência, além de não necessitar de regulagens devido a folgas obtidas com o uso.

5.2.1 Componentes do Sistema de Freio

5.2.1.1. Pedal

O pedal do veículo Cactus Baja é composto por duas hastes de aço SAE 1020, e uma pedaleira de tecnil. E como mencionado por Oshiro, (1994) que recomenda que a razão do pedal nos carros sem servo freio, deve variar entre 4,0 e 6,5. Assim, aplicando as Equações 1 e 2, tem-se a relação de pedal utilizada para o dimensionamento dos demais componentes do sistema de freio.

Figura 17 – Dimensões da Razão do Pedal.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2018).

Sabe-se que o pedal do Cactus Baja possui dimensões de 16,5 cm para 3,0 cm, sendo estes L2 e L1 respectivamente, então utilizando a Equação 1, tem-se que:

$$Bpd = L_2/L_1$$

$$Bpd = \frac{16,5}{3}$$

$$Bpd = 5,5$$

Conseguiu-se então que a razão do pedal seja de 5,5 para 1, o que atende as exigências expressa por Oshiro, (1994).

Tendo em vista a Equação 2, e sabendo a força máxima necessária de aplicação da pastilha contra o disco, já calculado anteriormente, pode-se determinar a força de acionamento que o piloto deve exercer para frear o veículo, que neste caso é dada por:

$$Fpd = Fapl \times Bpd$$

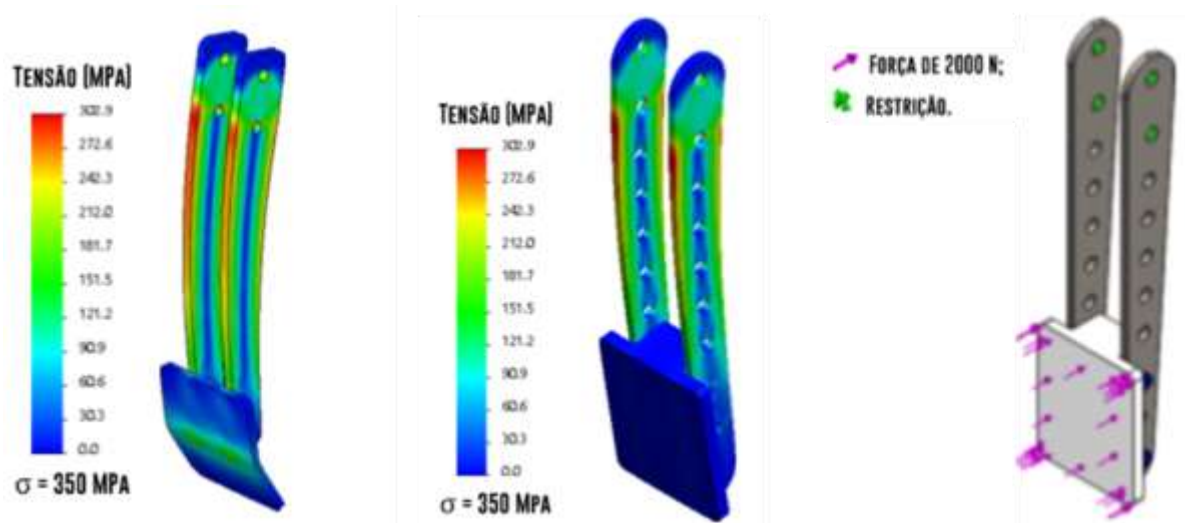
$$1.786,59 = Fapl \times 5,5$$

$$Fapl = 324,83 \text{ N}$$

Então, como expresso por Limpert, (1999) motoristas geralmente avaliam a força de acionamento do pedal em muito boa, em faixas de 267 à 445 N, de maneira que os valores calculados do pedal do protótipo do Cactus Baja fica na faixa de conforto elevada. Além de se mostrar mais confortável que o veículo anterior que possuía esforço de frenagem de 350 N, tendo assim diminuído o esforço em 7,19% do antigo protótipo.

Apesar de o esforço para a frenagem seja de apenas de 325 N, como relatado por Limpert, (1999) em fim de curso o esforço máximo no pedal atrelado ao valor máximo de força em que o homem pode fazer com pé direito é de 823 N, tomando como base essa aplicação de força o pedal da equipe Cactus Baja foi simulado no software SolidWorks para que garantisse que resistiria aos esforços, a Figura 18 ilustra a análise de esforços comparativas entre o pedal do veículo Cactus Baja 2014 - CB14 e o pedal do veículo Cactus Baja 2016-2019 - CB19.

Figura 18 – Análise de esforços no pedal do antigo e atual protótipo.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2018).

O atual pedal de freio apresenta uma redução de massa de aproximadamente de 21,7% e um aumento do suporte a tensão de aproximadamente 0,6% em relação ao protótipo anterior.

5.2.1.2. Tubulações

As tubulações rígidas utilizadas no sistema são tubulações de cobre de diâmetro interno 1/8” que no protótipo anterior era montada segundo a Norma DIN 74000 apresenta forma independente na distribuição II como ilustra a Figura 19, que possuem aproximadamente 3,2 m de comprimento e 11 dobras, já a do atual protótipo é montada como mostra a Figura 20, com apenas 7 dobras e de comprimento de 2,7 m.

Figura 18 – Distribuição II do circuito de freio do CB16.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2016).

Figura 19 – Distribuição atual do circuito de freio do CB19



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2018).

Já as tubulações flexíveis do CB19 são do modelo aeroquip, que possuem baixa deformação quando submetidas à pressão interna do fluido de freio, uma vez que são fabricadas em politetraflurietileno com revestimento em malha de aço inoxidável.

Para que fosse decidido o melhor aeroquip, foi realizada uma pesquisa de mercado, onde foram avaliados os seguintes itens listados na Tabela 6.

Tabela 6 – Análise de mercado das tubulações flexíveis.

Propriedades	Parker	Balfle	Eaton
Pressão Máxima de trabalho	300 psi	250 psi	350 psi
Pressão Mínima de ruptura	1200 psi	750 psi	1200 psi
Raio Mínimo de curvatura	180 mm	125 mm	76,2 mm
Peso	0,39 kg/m	0,36 kg/m	0,30 kg/m

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.1.3. Pinças e Cilindro Mestre

Para decisão das pinças e cilindro mestre foram realizados cálculos que pudessem determinar a razão ideal entre os êmbolos da pinça e do cilindro, para um esforço máximo de 350 N no pedal de freio.

Considera-se inicialmente a pressão de saída do cilindro mestre, que por sua vez, será a mesma pressão no êmbolo da pinça, já que Halliday, (2008) relata que a pressão no fluido é repassada integralmente para todos os pontos do fluido e para as paredes das tubulações, então tem-se, $P_{cil} = P_{pin} = P$, expresso pela Equação 17.

$$P = \frac{F}{2.A}$$

Portanto obtém-se que a força transmitida para as pinças através da pressão hidráulica é vista na Equação 18.b.

$$F_{pin} = P.A_{pin}$$

A partir do que foi exposto, sabe-se que as pinças flutuantes possuem um sistema menos complexo e menos pesado, e exige apenas a metade da força de acionamento, em relação a uma pinça fixa, para um mesmo número de cilindros, e ainda assim consegue compensar pequenos empenos no disco. Em razão disso foram adotadas para o atual sistema de freio do Cactus Baja, tendo-se então que a força de fechamento é dada pela Equação 20.

$$F_{fec} = F_{pin} \cdot 2 \quad (20)$$

As pastilhas de freio têm como função gerar a força de atrito necessária a oposição à rotação do disco. Esta força de atrito está relacionada diretamente a força de fechamento através da Equação 21.

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{past} \quad (21)$$

Os discos de freio por sua vez têm como função gerar o torque necessário a desaceleração do veículo. Este torque está diretamente relacionado à força de atrito entre ele e as pastilhas de freio através da Equação 22.

$$T_d = F_{at} \times R_d \quad (22)$$

Como o disco de freio é acoplado à montagem da roda e assumindo que o pneu é rigidamente unido à roda, o torque será constante por toda a montagem. Logo se tem pela Equação 23 que:

$$T_p = T_r = T_d \quad (23)$$

Com os devidos equacionamentos citados, pode-se agora definir a relação entre os diâmetros dos êmbolos da pinça e do cilindro mestre.

Força no pedal aplicada pelo piloto, Equação 2:

$$F_{pd} = F_{pil} \times B_{pd}$$

$$F_{pd} = 350 \times 5,5 = 1925 \, N$$

Força de atrito necessária no disco:

$$R_d = 80 \, mm$$

$$T_p = T_r = T_d \geq 497,0 \, N.m$$

$$T_d = F_{at} \times R_d$$

$$F_{at} = 6212,5 \, N$$

Razão entre a pinça e o cilindro-mestre necessária:

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{past}$$

$$F_{fec} = \frac{6212,5}{0,45}$$

$$F_{fec} = 13805,55 \, N$$

$$F_{fec} = F_{pin} \cdot 2$$

$$F_{pin} = 6902,77 \, N$$

$$P_{pin} = P_{cil} = P = \frac{F}{A \cdot n^{\circ}}$$

$$P_{pin} = \frac{6902,77}{A_{pin}}$$

$$P_{cil} = \frac{F_{pd}}{A_{cil}} = \frac{1925}{A_{cil}}$$

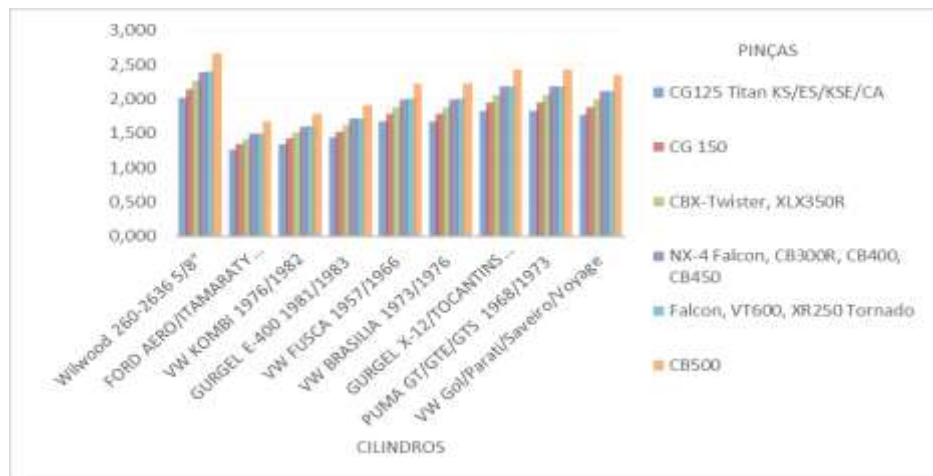
$$\frac{A_{pin}}{A_{cil}} = \frac{4411,28}{1925}$$

$$\frac{D_{pin}^2}{D_{cil}^2} = \frac{4411,28}{1925}$$

$$\frac{D_{pin}}{D_{cil}} = 1,89$$

Tendo em vista o valor obtido, e como não foram usinadas as pinças e cilindros foi realizada uma pesquisa de mercado, onde tentou-se chegar o mais próximo do valor ideal entre as razões dos pistões, com produtos comercializados pela região, como ilustra a Figura 20.

Figura 20 – Análise de mercado para razão dos êmbolos de pinça e cilindro.



Fonte: Elaborado pelo autor

Com análise gráfica, conseguiu-se identificar que a pinça da Honda CG 150 apresentada na Figura 21.a e o cilindro mestre do Wolksvagem (WV) Gol apresentado na Figura 21.b, atendem bem próximo dos valores de projeto, chegando a uma razão de êmbolos de aproximadamente 1,88.

Figura 21.a – Cilindro Mestre WV Gol.

Figura 21.b – Pinça Honda CG 150.



Fonte: Equipe Cactus Baja 2016

Fazendo-se um comparativo do atual cilindro com o cilindro usado anteriormente, tem-se a Tabela 7.

Tabela 7 – Comparativo entre o anterior/atual cilindro-mestre.

Cilindro-mestre 2015 (VW Fusca)		Cilindro-mestre 2019 (VW Gol)	
Preço	R\$ 80,00	Preço	R\$ 65,00
Massa	1,142 kg	Massa	1,170 kg
Ø do êmbolo	19,05 mm	Ø do êmbolo	17,46 mm

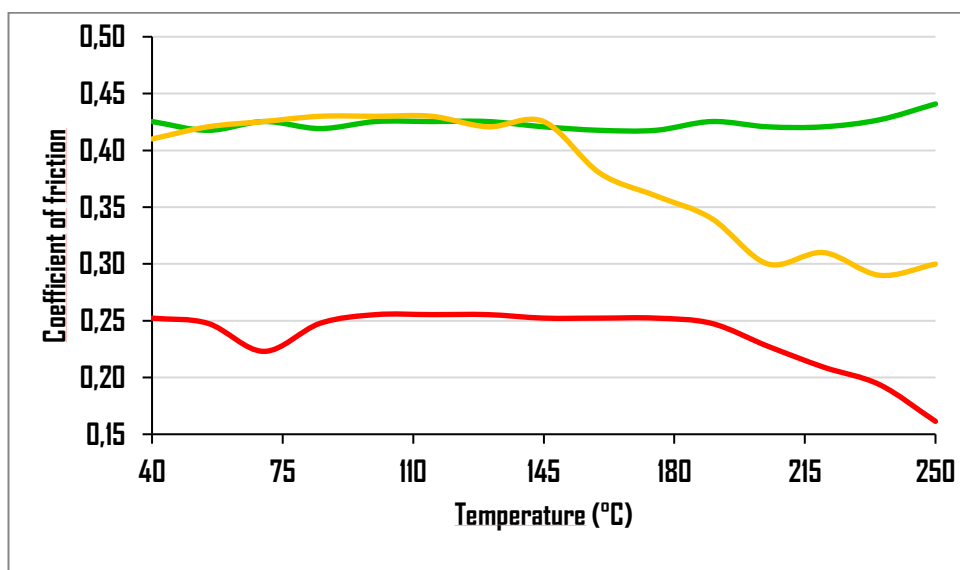
Fonte: Elaborado pelo autor

Com essas informações nota-se um aumento de massa de 2,45%, mas em contrapartida houve uma redução do diâmetro do êmbolo de 8,34%, garantindo inclusive que atendesse ao valor calculado para a razão de pistões com a pinça de freio, como colocado anteriormente, e atrelado a isso houve ainda uma redução de custos de 18,75%.

5.2.1.4. Pastilhas de Freio

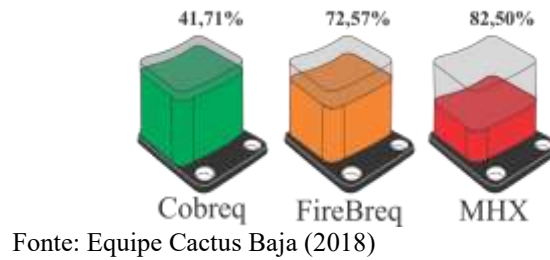
Com relação as pastilhas de freio estas também são selecionadas de acordo com a disponibilidade no mercado, então para realizar a aquisição mais compatível para o nosso protótipo foram pré-selecionadas 3 pastilhas dentre as disponíveis no mercado, das quais foram feitos testes onde se procurava o melhor coeficiente de atrito e também as que apresentavam menores desgastes, como pode ser visto nas Figuras 22 e 23, destas a que apresentou melhores resultados foram as pastilhas Cobreq.

Figura 22 – Análise do coeficiente de atrito das pastilhas para temperatura de trabalho



Fonte: Equipe Cactus Baja (2018)

Figura 23 – Desgaste das pastilhas de freio



A equipe ainda estuda a possibilidade de realizar testes experimentais com pastilhas sinterizadas, onde com este estudo já foi possível encontrar uma pastilha no mercado compatível para o veículo, sendo esta uma pastilha da marca EBC feita propriamente para veículos off-road de liga de cobre sinterizada, mostrada na Figura 24, e sendo os resultados positivos visar a possibilidade de produzir as próprias pastilhas com o suporte da faculdade.

Figura 24 – Pastilha de freio sinterizada EBC

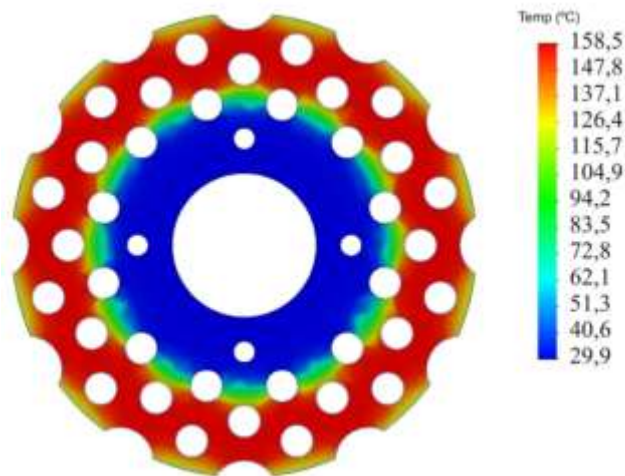


Fonte: EBC Brakes (2015)

5.2.2. Análise Térmica Do Disco De Freio

Após analisados os picos de forças que agem sobre o freio é feito uma análise térmica no disco, empregando os valores encontrados na Equação 16 que equivalem aos esforços da pastilha sobre o disco, e tendo em vista o torque provocado no disco de freio, a equipe com auxílio do software SolidWorks fez-se uma análise térmica do disco, como ilustra a Figura 25.

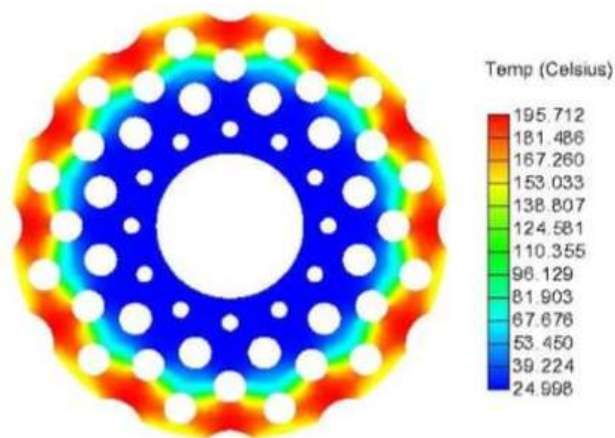
Figura 25 – Análise térmica do disco de freio da equipe Cactus Baja.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2016)

Na Figura 26, pode-se visualizar a análise térmica do antigo protótipo da equipe.

Figura 26 – Análise térmica do disco de freio do antigo protótipo.



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2016).

Obtendo os resultados da análise térmica do disco, é notória uma diminuição da temperatura máxima de trabalho do disco, tendo a do atual projeto diminuindo em 19% em relação anterior.

Também com a análise térmica do disco pode-se validar o fluido utilizado no sistema, que no nosso caso é o Lubrax DOT 4, que por sua vez atende as exigências da Tabela 4. Além de que como exposto por Costa (2002), o fluido deve apresentar características como alto ponto de ebulição, além de exigir significativos valores de viscosidade, pois fluidos com baixa viscosidade pode causar vazamentos nas conexões, e para isso foi feito uma análise de mercado entre os fluidos mais comuns à região, como ilustra a Tabela 8.

Tabela 8 – Análise de mercado dos fluidos de freio.

Marcas/Especificações		Ponto de Ebulição Seco (°C)	Ponto de Ebulição Úmido (°C)	Viscosidade a 25 °C	Ponto de Fulgor (°C)
TRW Varga	DOT 3	230	140	35 mPa.s	110
	DOT 4	260	160	15 mPa.s	140
Lubrax	DOT 3	245	152	30 mPa.s	100
	DOT 4	270	172	15 mPa.s	154
Bosh	DOT 3	230	145	35 mPa.s	110
	DOT 4	260	170	15 mPa.s	140
Padrão DOT	DOT 3	205	140	18 mPa.s	100
	DOT 4	230	155	15 mPa.s	140

Fonte: Equipe Cactus Baja, (2016).

Tabela 9 – Avaliação Final do Sistema de Freio

Especificações Gerais do Sistema		
Esforços de Frenagem Dinâmico (Para uma desaceleração de 0,43g)	Dianteira 619,19 N	Traseira 416,41 N
Razão do Pedal	5,5:1	
Força de Acionamento do Pedal	324,83 N	
Distribuição do Circuito de Freio	Formação independente II (Norma DIN 74000)	
Tubulação Rígida	Material Cobre	φ interno 1/8"
Tubulação Flexível	EATON - GH100 ESP™ Biodiesel Hose	
Cilindro Mestre	Modelo WV Gol	Nº de Saídas 4
		φ Êmbolo 18 mm
Cilindro de Roda	Modelo Honda CG 150	φ Êmbolo 34 mm
Razão Ideal de Êmbolos	1,888	
Disco de Freio	Material Aço SAE 1045	Temp. Máx. de Trabalho 158,5 °C
Fluído de Freio	LUBRAX DOT 3	

Fonte: Elaborado pelo autor

5.3. Determinação da distância de frenagem para os diferentes terrenos

Possuindo agora todas as variáveis de entrada pode-se determinar com certa precisão as distâncias de frenagem, a começar pela distância de travamento dos pneus, que pode ser dada pela equação:

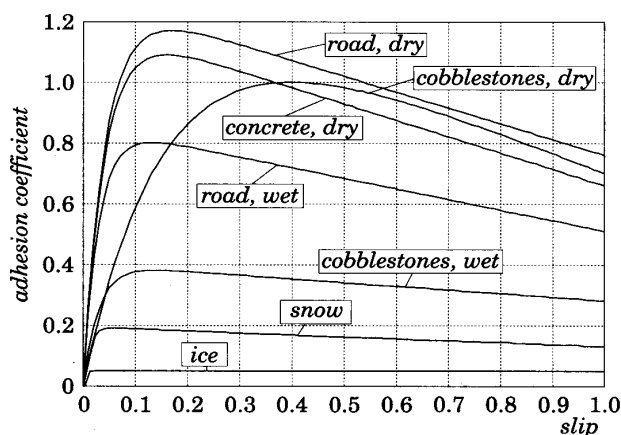
$$S = V_a \cdot t_r + t_a + t_s / 2 - V_a^2 / 2a + a / 24 \cdot t_s^2$$

Sendo,

- V_a : Velocidade Inicial
- t_r : tempo de reação do piloto
- t_a : tempo de atuação do sistema
- t_s : tempo de subida
- a : desaceleração do veículo

Feito isso é calculado o escorregamento do veículo para cada pavimento, com auxílio do gráfico disponível na Figura 27 abaixo.

Figura 27 – Gráfico do escorregamento da pista em função do coeficiente de atrito



Fonte: Limpert , (1999).

Sabendo assim o coeficiente de atrito pode-se traçar um ponto que determinará o índice de escorregamento da pista, o coeficiente de atrito pode ser estimado através da Tabela 10, para efeito de cálculos foram utilizados os valores de 0,6 e 0,9 para os coeficientes de atrito da pista de terra e do asfalto respectivamente.

Tabela 10 – Coeficiente de atrito para os determinados tipos de pistas

Tipo de Piso	μ_e – piso seco	μ_e – piso molhado
Pista de terra	0.40 – 0.60	0.30 – 0.50
Cascalho solto	0.40 – 0.70	0.45 – 0.75
Asfalto novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Asfalto gasto	0.60 – 0.80	0.45 – 0.70
Cimento novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Cimento gasto	0.55 – 0.75	0.45 – 0.65

Fonte: Limpert , (1999).

Com relação a velocidade inicial utilizou-se a velocidade máxima que o veículo alcança em 100 m, com relação ao tempo de reação do piloto foi obtido através da captação de dados por um sensor instalado no veículo para permitir a obtenção do valor em segundos do reflexo do piloto, o tempo de atuação do sistema foi obtido através da literatura como sendo de 0,05 s (para acionamentos hidráulicos), e já o tempo de subida foi obtido através de testes com o veículo e sendo assim possível pegar a curva de desaceleração. Os resultados teóricos podem ser visto na Tabela abaixo.

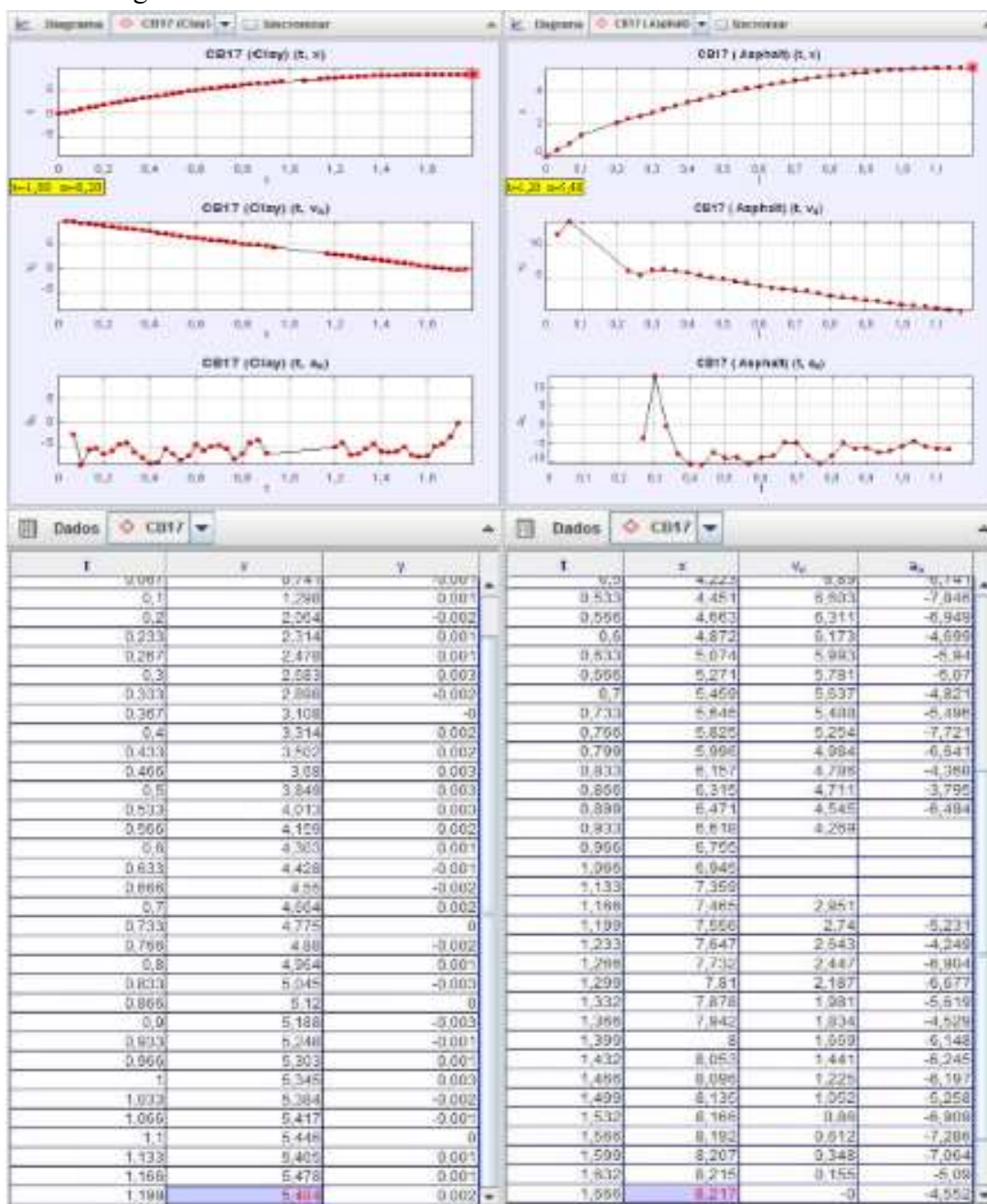
Tabela 11 – Resultados de distância teórico

Asfalto		Barro	
Va	52 km/h	Va	50 km/h
Tr	0,9 s	Tr	0,99 s
Ts	0,333 s	Ts	0,0333 s
Ta	0,05 s	Ta	0,05 s
S	5,55 m	S	4,68 m
Split	5%	Split	75%
Total	5,83 m	Total	8,18 m

Fonte: Elaborado pelo autor

E através dos testes foi possível obter os resultados reais mostrados na Figura 28 abaixo.

Figura 28 – Resultados dos testes através do tracker



Fonte: Elaborado pelo autor

Sendo as distâncias de frenagem de 5,484 m para o asfalto e de 8,217 m para o barro, logo os valores teóricos estão muito próximo dos reais tendo um erro de 0,45% para o barro e de 5,93% para o asfalto. A margem de erro pode ser justificada pelo tempo de reação do piloto que sob condições adversas pode ser variado (podendo ter um acréscimo de até 50% do valor normalizado sob condições de stress, Fadiga, etc.) e o escorregamento da pista que para cada terreno apesar de possuir valores comuns, mas sempre haverá alterações, inclusive ligada a sua própria umidade.

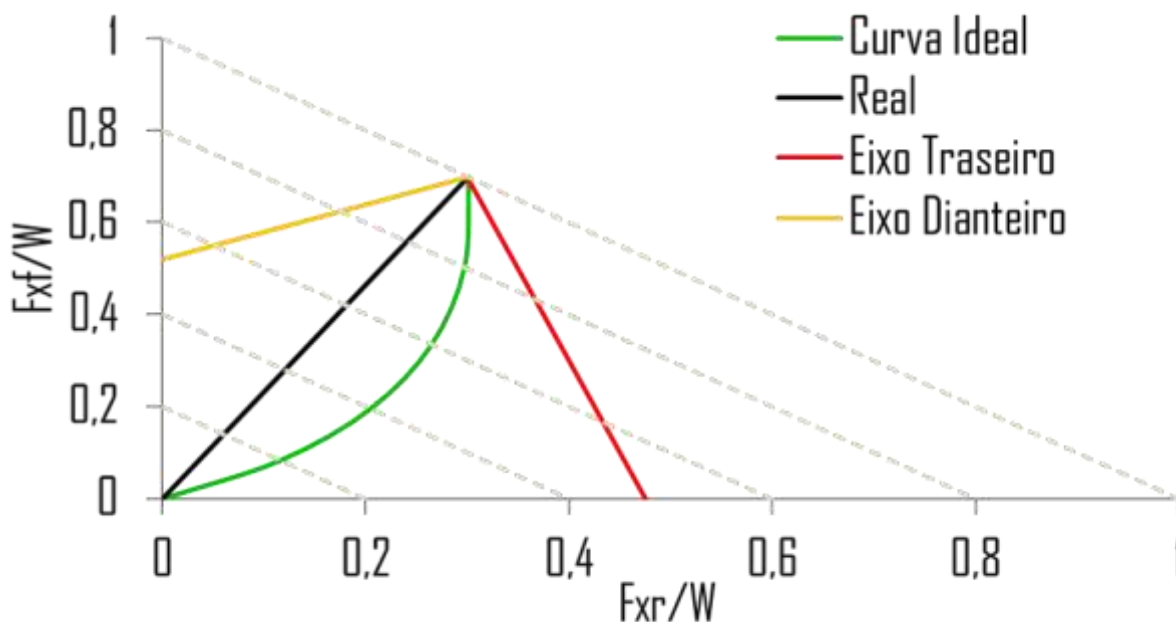
6. CONCLUSÃO

Pode-se concluir que o projeto pós-dimensionado do sistema de freio foi implementado e garantiu rendimento satisfatório, tendo em vista que o sistema apresentou um esforço de frenagem entre faixa de confortabilidade, como também se apresentou eficiente nos variados tipos de piso, além de garantir que todos os seus componentes suportassem as tensões neles envolvidas.

O sistema ainda atende plenamente aos requisitos técnicos, ergonômicos e às necessidades da equipe no que diz respeito a um sistema seguro e confortável. Este trabalho teve também como objetivo desenvolver uma metodologia para o dimensionamento do sistema de freio, deixando aqui documentado tudo o que foi estudado no subsistema da Equipe Cactus Baja.

E realizando um comparativo com o protótipo anterior, o freio provou-se mais eficiente, diminuindo seu tempo de frenagem, além de apresentar uma frenagem mais estável como apresentada na curva de estabilidade na Figura 29 e também por conseguir diminuir o esforço e as tensões aplicadas no pedal garantindo uma melhor dissipação de calor nos discos de freio.

Figura 29 – Curva de estabilidade de Frenagem do veículo



Fonte: Equipe Cactus Baja, (2018).

O estudo ainda visou a implementação de melhorias para os veículos posteriores, como o caso das pastilhas sinterizadas, que podem oferecer uma composição mais adequada para a eficiência de frenagem do veículo, tendo em vista o terreno que este é submetido.

REFERÊNCIAS

- AZEVEDO, Kelisson Luiz de. METALURGIA DO PÓ NA FABRICAÇÃO DO MATERIAL DE ATRITO DE PASTILHAS DE FREIO PARA AUTOMÓVEIS. 2015. 68 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2015.
- BIRCH, T. W. 1999. Automotive Braking Systems, 3 ed. Delmar.
- BLAU, P. J. Friction Science and Technology: From Concepts to Applications, 2 ed. USA, CRC Press, 2008.
- BORNHOLD, Adelson Moacir. DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA VEÍCULO OFFROAD DE PEQUENO PORTE. 2012. 46 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina Curso de Engenharia Mecânica, Horizontina, 2012.
- CHIAVERINI, V. Metalurgia do Pó: Técnica e produtos. 4º Ed. São Paulo, 2001.
- COSTA, P. G. A Bíblia do Carro, versão digital, 2002.
- CROLLA, D. A. Automotive Engineering. United States of America: Elsevier Inc., 2009.
- DALL'AMICO, R., 2011. "Fundamentos da Pneumática II".
- DIULGHEROGLO, A. P. Apostila de freios. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAzwEAC/apostila-freios>. Acesso em: 07 set. 2016.
- DOS SANTOS JUNIOR, Auteliano Antunes. Problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias: o ensaio Kraus. 1992.
- DOS SANTOS PEIXOTO, Denis Ramon et al. Desenvolvimento e montagem do sistema de frenagem de um veículo off road. 2013.
- ESSWEIN, J. A. Analysis of wear in organic and sintered friction materials used in small wind energy converters. 3.3. Scielo – Scientific Electronic Library Online, 2008.
- GENTA, G.; MORELLO, L. The Automotives Chassis, Vol 2 – System Design, Italy, Springer, 2009.
- GONÇALVES, J. Otimização de parâmetros de materiais de atrito de sistemas de freio usando algoritmos genéticos. 2004. Tese (Doutor em Engenharia Mecânica)- Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2004.
- HALDERMAN, J. D. Automotive Technology. 4. ed. Nova Jersey: Prentice Hall, 2012.
- HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. Fundamentals of Physics, 8 ed. USA, Wiley, 2008.
- HAMILTON, P. Processos de Sinterização. Universidade de Santa Catarina, 2010.
- INFANTINI, M. B. Variáveis de Desempenho dos Sistemas de Freio. UFRGS - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2008.

JUNIOR, A. A. dos S. Freios e embreagens por atrito (2012). Disponível em: < www.fem.unicamp.br/~lafer/em718/arquivos/FreiosEmbreagens.doc>. Acesso em: 18 set. 2016.

KRUZE, Gabriel Aquino Schell. Avaliação do coeficiente de atrito em um dinamômetro em escala reduzida. 2009.

LIMPERT, R. Brake design and safety. 2. Ed. Warrendale - EUA: SAE International, 1999.

NOGUEIRA, rodrigo, Paixão, J., Oliveira, A., & Amarante, M. (2018, junho 4). Tipos de pastilhas de freio e comparação entre pastilhas de cerâmica e metálica. Revista Pesquisa E Ação, 4(1), 76-81. Recuperado de <https://revistas.brazcubas.br/index.php/pesquisa/article/view/367>

NORTON, R. L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. Traduzido por João Batista, José Manoel Aguiar. Porto Alegre: Bookman, 2004.

ORTHWEIN, W. C. Clutches and Brakes – Design and Selection, 2 ed. New York, Marcel Dekker, 2004.

OSHIRO, D. Brake Article, USA, 1994.

PAVANATI, H. C. Processos de Fabricação: Metalurgia do pó. Curso técnico de mecânica industrial. Instituto Federal de Santa Catarina. 2010.

POMPOM,J., 1997. “The Brake Disc Manual”, Brembo.

POPESCU, I. N. et al. Tribological behaviour and statistical experimental design of sintered iron-copper based composites. Applied Surface Science, v. 285, n. PARTA, p. 72–85, 2013.

PUHN, F. Brake Handbook, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.

REHKOPFJ, J.; HALDERMAN, J. D. 2006. “Automotive Brake Systems”, Prentice Hall, 4 ed.

RODRIGUES, Ana Cecília Pontes. EFEITO DO COBRE COMO ADIÇÃO INTERFACIAL NO SISTEMA TRIBOLÓGICO PINO X DISCO. 2015. 130 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

ROSA, da E.; LEAL, L. da C. M.; NICOLAZZI, L. C. Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas (2008). Disponível em: < <http://www.grante.ufsc.br>>. Acesso em: 13 out. 2016.

SAE BRASIL. Regras e relatórios (2009). Disponível em: < <http://www.saebrasil.org.br/eventos/ProgramasEstudantis/site/baja2012/index.html>>. Acesso em: Agosto 2016.

SCHATT, W.; WIETERS, K. P.; KIEBACK, B. Pulvermetallurgie: Technologien und Werkstoffe. Springer. VDI. 2006.

STONE, R.; BALL, J. K. Automotive Engineering Fundamentals, Warrendale, SAE International, 2004.

UGARTECHE, Caroline Velasques. DESENVOLVIMENTO DE MATERIAL SINTERIZADO À BASE DE LIGAS FERRO-COBRE PARA APLICAÇÕES EM

CONDUTIVIDADE TÉRMICA. 2015. 96 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Materiais, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.