

PROJETO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS DE DESEMPENHO DO DISCO DE FREIO DE UM VEÍCULO BAJA SAE

Bruno Junkes Niehues¹

Adelor Felipe da Costa²

Resumo: Focando em agregar melhorias ao sistema de freios do veículo BAJA SATC, viu-se a oportunidade de projetar um equipamento capaz de obter dados e simular uma situação de frenagem, auxiliando no desenvolvimento do protótipo, baseando-se em um dinamômetro inercial. O projeto tem foco em testes utilizando mesmos parâmetros com o intuito de comparar o desempenho de diferentes componentes, tais como disco de freio e pastilhas de freio. Os cálculos foram realizados considerando as forças aplicadas para a frenagem de apenas uma roda frontal, a qual sofre maior esforço durante a frenagem, tendo essas informações foram feitos cálculos estruturais sendo posteriormente validados com simulações estáticas realizadas com o auxílio do *Software SolidWorks®* 2018. Tendo em vista a variedade de geometrias presentes nos veículos, foram feitas simulações no *Software Ansys®* versão educacional, analisando e comparando temperatura máxima entre discos com diferentes geometrias.

Palavras-chave: Dinamômetro inercial. Disco de freio. Bancada de testes. Simulação térmica.

1 INTRODUÇÃO

O programa BAJA SAE se originou em 1976 na universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, mas apenas em 1994 foi trazido para o Brasil. Este programa é uma competição voltada para o automobilismo na qual envolve acadêmicos, com o propósito de desenvolver um veículo Off-Road para enfrentar uma série de obstáculos sob a supervisão de jurados, onde todo o veículo passa por uma minuciosa avaliação, tanto fora quanto dentro das pistas, além de avaliados critérios como *powertrain*, suspensão, direção, freios, *desing*, ergonomia e elétrica, também são observados pontos como a gestão da equipe.

Tratando-se de um protótipo desenvolvido para uma competição acadêmica, não há no mercado sistemas de freio especificamente dimensionados para esta categoria de veículo, sendo que muitas vezes são adaptados

¹ Graduando em Engenharia Mecânica. E-mail: brunoniehues22@gmail.com

² Prof. Esp. Adelor Felipe da Costa. E-mail: adelor.costa@satc.edu.br

componentes de outros tipos de veículos ou combinados componentes de diferentes categorias.

Tendo em vista que a maioria das equipes não possui um método de avaliar o sistema de freio, torna-se relevante o desenvolvimento de uma bancada que simule a situação de frenagem sendo capaz de realizar ensaios padronizados, possibilitando a análise comparativa de diferentes materiais e geometrias de discos de freio, com base no torque resistivo, calor gerado e desgaste dos componentes.

O equipamento será dimensionado com os mesmos componentes comerciais utilizados no veículo, ele possuirá o sistema de freio montado em um eixo que será movido por um motor elétrico, tendo os dados coletados por uma célula de carga presa à pinça de freio por uma alavanca, no qual irá mensurar qual o torque de frenagem quando o freio for acionado, onde possibilitará testes de discos de freio de já utilizados no veículo e também uma nova geometria, buscando obter dados que auxiliem na seleção de melhor geometria e material para o projeto, tendo como foco a análise do torque de frenagem, desgaste do disco e desgaste da pastilha de freio.

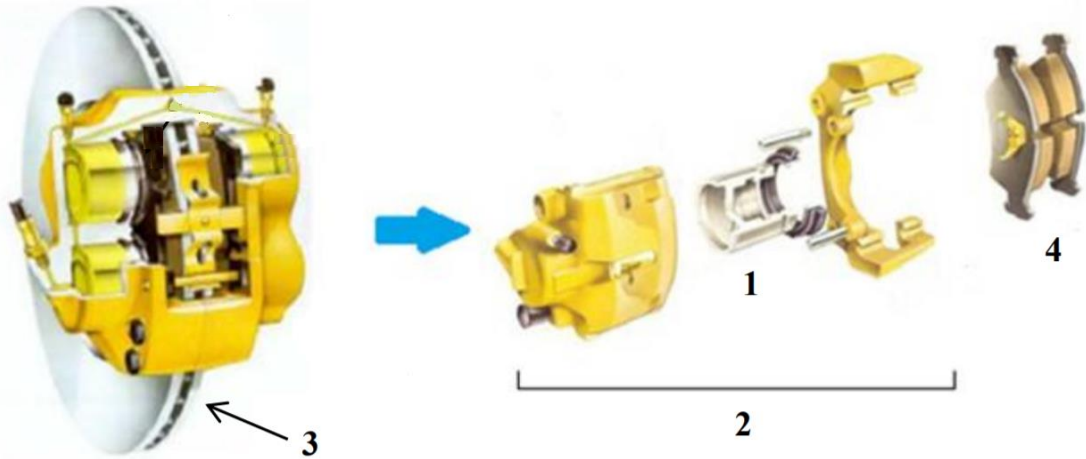
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este item abordará os princípios de funcionamento de um freio a disco, parte do histórico e funcionamento do Freio de Prony, aplicação de um dinamômetro inercial, forças de frenagem atuantes no veículo e cálculos estruturais da bancada.

2.2 FREIOS A DISCO

Segundo COSTA (2002) e SANTOS (2016) um sistema de freio a disco é composto por um disco que acompanha a rotação da roda, sendo envolvido por uma estrutura em forma de “U” camada de pinça, a qual possui um conjunto de pastilhas ligado a um circuito hidráulico que quando acionado faz com que elas entrem em contato com o disco, “apertando-o” e gerando atrito, que por consequência reduz a velocidade do eixo. A Fig. 1 apresenta os principais componentes de um freio a disco e seu esquema de montagem.

Figura 1 – Principais componentes do freio a disco



Fonte: Adaptado Menezes (2016)

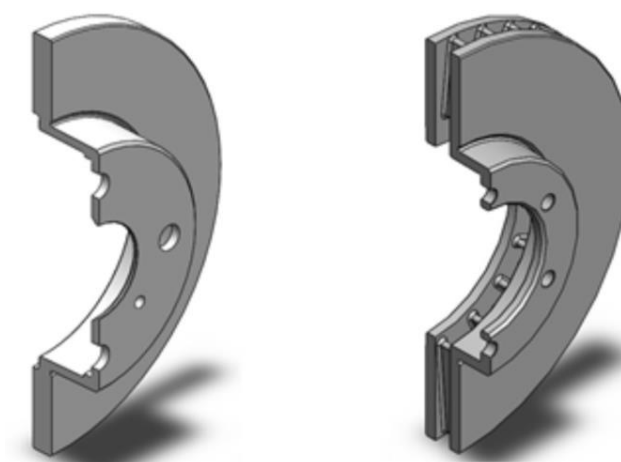
- 01 – Embolo ou Pistão
- 02 – Cáliper ou Pinça
- 03 – Disco de Freio
- 04 – Pastilha de Freio

COSTA (2002) e PUHN (1985) concordam que este modelo de freio apresenta melhor desempenho comparando com o modelo de freio a tambor, por conta da facilidade de arrefecimento e a capacidade de expelir eventuais impurezas por meio do efeito centrífugo, onde essa característica de arrefecimento se dá, segundo PUHN (1985), principalmente pelo fato da área de arrefecimento ser a mesma onde é gerado o atrito.

2.2.1 Disco de freio

Existem dois tipos de discos de freio a disco, tipo sólido e ventilado, de acordo com BARBOSA (2017), hoje em dia o disco sólido é o mais comum de ser encontrado em carros de pequeno porte, isso se dá pelo custo inferior e por ter um processo produtivo mais simples. Já o disco ventilado possui aletas simétricas em seu interior facilitando o arrefecimento do componente e melhorando seu desempenho. Podemos observar a diferença dos dois modelos na Fig. 2:

Figura 2 – Corte transversal do disco de freio



a) Disco sólido

b) Disco ventilado

Fonte: Adaptado BARBOSA (2017)

Segundo BARBOSA (2017), existe alguns modelos especiais que ocupam veículos de alto padrão e veículos de competição, sendo utilizado o artifício de perfurar e/ou ranhurar o disco, influenciando em três fatores: massa inercial, limpeza do disco e principalmente dissipação de calor, resultando em um melhor desempenho na frenagem. Segundo BREMBO (1997), o modelo ranhurado é o que melhor se comporta as impurezas, pois possui maior facilidade para romper a película de água e afins que se acumulam na superfície do disco.

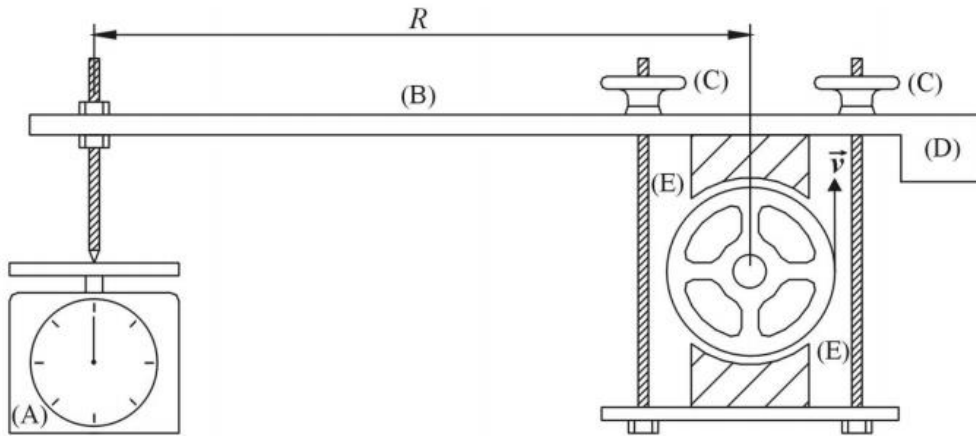
2.3 DINAMÔMETRO

PEREIRA (2006) e MORAES (2017) concordam que o dinamômetro de fricção é o equipamento mais antigo para efetuar leituras de torque e potência, no qual o método é utilizado até hoje por conta de seu baixo custo e simplicidade de construção.

Sendo o freio de Prony, o primeiro dinamômetro de fricção criado, desenvolvido em 1821 pelo engenheiro francês Gaspard Prony.

De acordo com BRUNETTI (2013) este equipamento é comumente utilizado como equipamento didático, por sua fácil percepção do princípio de funcionamento dos dinamômetros, porem apresentando limitações que impedem o uso de altas potências.

Figura 3 – Desenho do Freio de Prony: Balança (A), Braço (B), Ajustes (C), Contrapeso (D), Blocos de Fricção (E)



Fonte: Pereira (2006)

Conforme a Fig. 3, este equipamento é composto por dois blocos de fricção próximos ao rotor, onde que por meio dos ajustes são apertados contra o rotor, gerando uma força de atrito no rotor a fim de obter o equilíbrio dinâmico com a rotação constante, resultando em uma carga na balança.

O dimensionamento e adaptação do modelo de freio de Prony para a utilização do freio a disco, inicia-se pelo conhecimento da pinça de freio e pressão do fluido utilizada no sistema de frenagem, onde que por meio da Eq. 1 podemos obter a força aplicada às pastilhas de freio:

$$p = \frac{F_{pas}}{A_{pin} \cdot N} \quad (1)$$

Tendo conhecimento do coeficiente de atrito entre os materiais empregados no disco na pastilha de freio, encontramos a força empregada na pinça utilizando a Eq. 2:

$$F_D = F_{pas} \cdot \mu_c \quad (2)$$

Encontrando a força empregada na pinça e sabendo a distância em que ela está posicionada, torna-se possível encontrar o torque resistivo aplicado no eixo utilizando a Eq. 3:

$$T_{dis} = F_D \cdot r_e \quad (3)$$

Como nosso projeto funciona com o princípio de braço de alavanca, conhecendo as distâncias entre os pontos de apoio da pinça e da célula de carga em relação ao eixo, é possível encontrar a força aplicada na célula de carga de acordo com a Eq. 4:

$$F = \frac{T_{dis}}{b} \quad (4)$$

2.3.1 DINAMÔMETRO INERCIAL

BREMBO (1997) afirma que o equipamento que melhor simula as condições de frenagem é o dinamômetro inercial, além de utilizar os mesmos componentes do veículo também são empregados volantes de inercia que simulam a energia cinética presente no mesmo, onde ele é composto por um motor que acelera os discos de inércia até alcançar a energia cinética compatível com a do veículo.

MENEZES (2016) explica que o dinamômetro tem duas formas de funcionamento, seriam elas o modo inercial ou o modo de arrasto constante, onde o modo inercial funciona de forma que a massa de inercia é acelerada até a rotação desejada e desligando o motor, em seguida sendo acionado o freio até que o mesmo absorva toda energia e pare o disco. Este método é o mais recomendado para teste, pois é o que mais se assemelha a uma situação real. Já no modo de arrasto constante o motor não é desligado, mantendo a velocidade constante e analisando o comportamento dos componentes em função do tempo.

Para o dimensionamento do volante de inércia, primeiramente é necessário encontrar a energia cinética presente no veículo durante a frenagem, tendo conhecimento da carga dinâmica empregada a uma roda dianteira e a

velocidade máxima que o veículo atinge, onde DIULGHEROGLO (2010) afirma que durante a frenagem cada roda dianteira suporta em torno de 37% dos esforços. Utilizando a Eq. 5 podemos encontrar a energia cinética necessária para desenvolvimento do projeto.

$$E_c = \frac{M.V^2}{2} \quad (5)$$

Se tratando de um dinamômetro inercial, devemos analisar a energia cinética rotativa, que está diretamente ligada à rotação e ao momento de inércia dos discos, onde pode ser expressa pela Eq. 6:

$$K_r = \frac{I.\omega^2}{2} \quad (6)$$

O momento de inércia de um disco maciço, que é o caso de nosso projeto, sofre a influência de sua massa e também de seu raio, podendo ser calculado por meio da Eq. 7:

$$I = \frac{m.r^2}{2} \quad (7)$$

Considerando que a energia cinética rotativa deve ser a mesma que a energia cinética do veículo, chegamos a seguinte igualdade entre as equações 5 e 6:

$$E_c = K_r$$

Reestruturando os fatores na igualdade, obtemos a Eq. 8

$$\frac{M.V^2}{2} = \frac{m.r^2.\omega^2}{4} \quad (8)$$

Tendo massa e raio dos discos de inércia é possível por meio da Eq. 9 encontrar a espessura dos discos de inércia:

$$m = \rho \cdot A_v \cdot h \quad (9)$$

Para dimensionar a potência de acionamento do sistema faz-se necessário o cálculo do torque da massa inercial, Eq. 10:

$$T = I \cdot \frac{\omega}{t_a} \quad (10)$$

Calculando a potência de acionamento com base no torque necessário para movimentar as massas por meio da Eq. 11:

$$P = T \cdot \omega \quad (11)$$

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O estudo da transferência de calor sé da principalmente pelo estudo da convecção e radiação, onde que se baseia na energia cinética presente no veículo.

2.4.1 FLUXO TÉRMICO DE FRENAGEM

De acordo com SILVA (2016), podemos calcular o fluxo térmico de frenagem se baseando na energia cinética do veículo, já apresentada na Eq. 5, onde que podemos analisar a potência de frenagem em função do tempo, conforme Eq. 12:

$$P_{bd} = \frac{E_c}{t_f} \quad (12)$$

Para encontrarmos o fluxo térmico de frenagem, basta dividirmos a potência de frenagem pela área de contato das pastilhas com o disco, conforme Eq. 13:

$$q'' = \frac{P_{bd}}{A_f} \quad (13)$$

2.4.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Conforme INCROPERA (2008) o modo de transferência de calor por convecção ocorre por movimento de um fluido sobre uma superfície, onde possua uma diferença de temperatura entre a superfície e o fluido.

De acordo com MOREIRA (2012), o ponto chave da determinação da transferência de calor por convecção se dá pela determinação do coeficiente de convecção, onde este depende de uma grande quantidade de variáveis, tanto das características do fluido quanto da superfície de contato.

Para a determinação do coeficiente de convecção é necessário calcular inicialmente o número de Reynolds, que indica a característica do fluxo do fluido sobre a superfície, se apresenta regime laminar ou turbulento, sendo calculado pela Eq. 14:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (14)$$

O número de Prandtl é a razão entre a difusão viscosa e a difusão térmica do fluido, sendo expressa pela Eq. 15:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (15)$$

Outra grandeza a ser analisada é o número de Nusselt, sendo calculado em função do número de Reynolds e Prandtl, onde que conforme INCROPERA (2008), para valores do número de Prandtl entre 0,6 e 60, juntamente com a análise de que nossa situação aplica-se a placas planas com fluxo térmico constante e turbulento, esta variável pode ser encontrada a partir da Eq. 16:

$$Nu = 0,0308 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (16)$$

A partir do número de Nusselt é possível calcular o coeficiente de convecção utilizando a Eq. 17

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (17)$$

2.4.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO

Conforme INCROPERA (2008), diferente do fenômeno da condução e convecção, a radiação térmica não requer a presença de um meio material, transportando-se por ondas eletromagnéticas, onde é representada pela constante de Stefan-Boltzmann na qual determina o fluxo térmico emitido por um corpo negro.

Para o cálculo de superfícies reais é necessário considerar características dos materiais tais como a emissividade térmica do material e seu fator de forma, sendo expresso pela Eq. 18:

$$q_{rad} = F_{1-2} \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (18)$$

De acordo com NOGUEIRA (2017), para o caso do disco de freio e ambiente, podemos assumir que é uma transferência de calor entre um corpo cinza, caracterizado pelo disco, e um corpo negro, correspondente ao ambiente, pois absorve toda radiação emitida pelo disco.

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a execução do presente trabalho fez-se necessário à divisão em etapas, sendo elas: Dimensionamento, modelos 3D e simulações.

3.2 CÁLCULOS E DIMENSIONAMENTOS

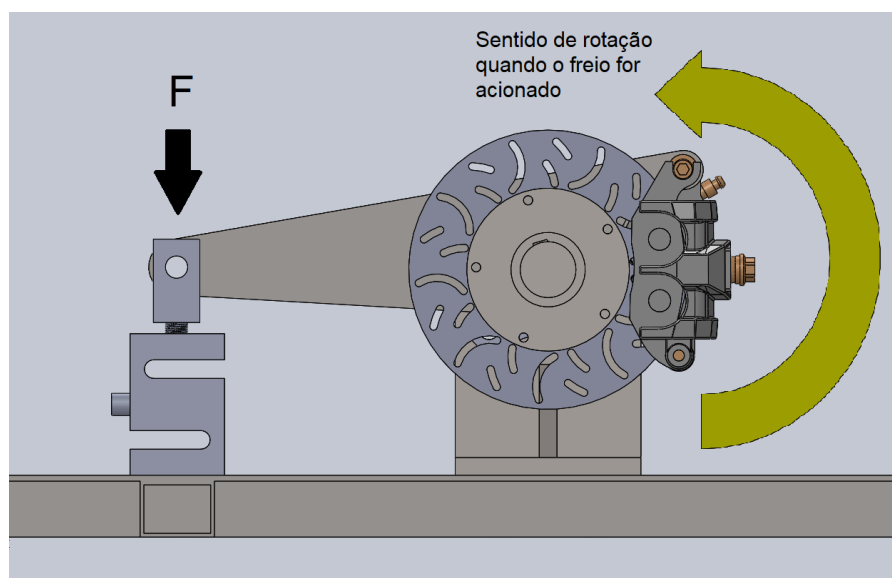
Dando início ao projeto fez-se necessário uma série de cálculos, partindo das equações citadas no tópico anterior, onde primeiramente, com auxílio da equipe

BAJA SATC foi levantado dados referentes às forças de frenagem atuantes no veículo e componentes de frenagem utilizados.

3.2.1 FORÇA RESISTIVA

Para estabelecermos uma relação entre o torque aplicado na pinça de freio e a força aplicada na célula de carga, foi necessário fazer uma adaptação do modelo do freio de Prony Fig. 3, alterando para freio a disco e utilizando uma célula de carga para aquisição de dados, conforme Fig. 4.

Figura 4 - Adaptação de freio de Prony



Fonte: do Autor (2019)

Iniciando o dimensionamento do projeto, um ponto fundamental para a realização do trabalho foi calcular a força que seria aplicada pela pinça de freio, onde partindo dela daria continuidade ao dimensionamento do restante da bancada, para chegar a este resultado foi necessário levantar algumas informações sobre os componentes utilizados no veículo, tais como a pinça de freio de uma moto CG TITAN 150, cilindro mestre de GM Corsa e a pressão na linha, de acordo com a Tab. 1:

Tabela 1 – Cálculo Torque Resistivo

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Pressão na linha	p	5727324,57	Pa	
Área do pistão	A_{pin}	0,00049	m ²	
Numero de pistão	N	2	un	
Coefficiente de atrito	μ_c	0,45	Adimensional	SAE – J661
Raio da pastilha	r_e	0,0609	m	
Força na pastilha	F_{pas}	5622,79	N	Eq. 1
Força na pinça	F_D	2530,25	N	Eq. 2
Torque Resistivo	T_{dis}	154,09	N.m	Eq. 3

Fonte: do Autor (2019)

Como o projeto funcionará seguindo o método de braço de alavanca, a distância entre o centro do eixo e a célula de carga foi fundamental para obter a carga a ser aplicada, onde esta distância foi adotada com o intuito de agregar praticidade na montagem e forças aplicadas, conforme Tab. 2:

Tabela 2 – Dimensionamento Célula de carga

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Distancia do braço	b	0,2	m	
Força célula de carga	F	770,46	N	Eq. 4

Fonte: do Autor (2019)

Sendo adotadas para projeto as dimensões de uma célula de carga tipo “S” para carga máxima de 200 kg, disponibilizada pela SATC.

3.2.2 VOLANTE DE INÉRCIA

Como o funcionamento volante de inércia se baseia na energia cinética do veículo, o seu dimensionamento se ancora principalmente na massa do veículo e velocidade, onde a massa é calculada com o piloto, mas para nosso caso se aplica apenas a carga em uma roda, sendo ela a dianteira.

Sabemos que a massa total do veículo se aproxima de 252 kg, porém conforme citado anteriormente sabemos que cada roda frontal suporta em torno de

37% das forças de frenagem, logo para cálculo da energia cinética, assumimos a mesma porcentagem para a massa a ser freada, chegando aos valores da Tab. 3:

Tabela 3 – Energia Cinética

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Massa a ser freada	M	93,14	kg	
Velocidade do veículo	V	60	km/h	
Velocidade do veículo	V	16,67	m/s	
Energia cinética	E_C	12936,11	J	Eq. 5

Fonte: do Autor (2019)

Com a energia cinética presente no veículo, foi possível calcular a massa necessária para os discos de inércia aproximar-se de uma situação real de frenagem, tendo como material base o SAE 1020, sendo feita uma relação entre o raio do volante e sua massa a fim de encontrar as melhores dimensões para projeto, atendendo os valores de energia cinética, apresentando esses valores na Tab. 4:

Tabela 4 – Dimensionamento do volante de inércia

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Velocidade de rotação	v	700	rpm	
Velocidade angular	ω	73,303	rad/s	
Raio do eixo	r_e	0,0175	m	
Raio do disco de inercia	r	0,250	m	
Densidade do material	ρ	7872	kg/m ³	
Momento de inércia eixo	I_e	0,00056	kg.m ²	
Momento de inércia disco	I_v	4,814373	kg.m ²	Eq. 6
Massa do disco de inércia	m	153,31	kg	Eq. 8
Espessura do disco	h	0,099675	m	Eq. 9

Fonte: do Autor (2019)

Para atender a necessidade de projeto, como matérias primas do volante de inércia foram utilizadas duas chapas de duas polegadas de espessura, a fim de facilitar a fabricação.

3.2.3 POTÊNCIA DE ACIONAMENTO

Para acionar o sistema foi adotado um motor elétrico WEG de modelo: W22 4 cv 4P 112M 1F 220/440 V 60 Hz IC411 – TFVE – B3D, onde sua potência foi calculada com base no torque necessário para movimentar a massa de inércia em um determinado tempo de acionamento, sendo transmitida por um sistema de polias e correia, conforme Tab. 5:

Tabela 5 – Potência de acionamento

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Velocidade de rotação	v	700	rpm	
Velocidade angular	ω	73,303	rad/s	
Tempo de acionamento	t_a	10	s	
Torque	T	35,2949	N.m	Eq. 10
Potência de acionamento	P	2587,22	W	Eq. 11
Potência de acionamento	P	3,517	cv	

Fonte: do Autor (2019)

3.2.4 EIXO

Considerando o eixo como um componente que mais sofrerá as ações das forças, foram necessários cálculos para garantir a consistência do projeto, onde que para a fabricação do eixo foi adotado o aço SAE 1045 por apresentar boas propriedades mecânicas e também pela facilidade de encontrar o material no mercado, tendo as tensões do material conforme Tab. 6:

Tabela 6 – Propriedades aço SAE 1045

Tipo de Aço	Teor de carbono (%)	Limite de elasticidade (GPa)	Limite de escoamento (MPa)	Limite de resistência à tração (MPa)	Resistencia a fadiga (MPa)
SAE 1045	0,45	250	310	560	421

Fonte: Adaptado de Aço SAE 1045 e suas propriedades (2015)

Partindo dos valores da Tab. 6, foi possível calcular com base nos esforços dos momentos fletor e torçor o diâmetro do eixo, de acordo com

FORTULAN (2018), se tratando de um material confiável e condições de trabalho constante podemos adotar o valor de 2 para o coeficiente de segurança, que por meio da Eq. 19 chegamos ao diâmetro mínimo de 24,8 mm.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{\sigma_y}\right)^2 + \left(\frac{M_o}{S_f}\right)^2}} \quad (19)$$

Com base em conhecimentos de resistência dos materiais, foi possível calcular as reações atuantes nos mancais, o momento fletor máximo e a flecha máxima no eixo, levando em consideração a massa do volante de inércia equivalente a 153,31 kg e também a força de 450 N proveniente da resultante do sistema de transmissão de polia e correia, chegando aos valores apresentados na Tab. 7:

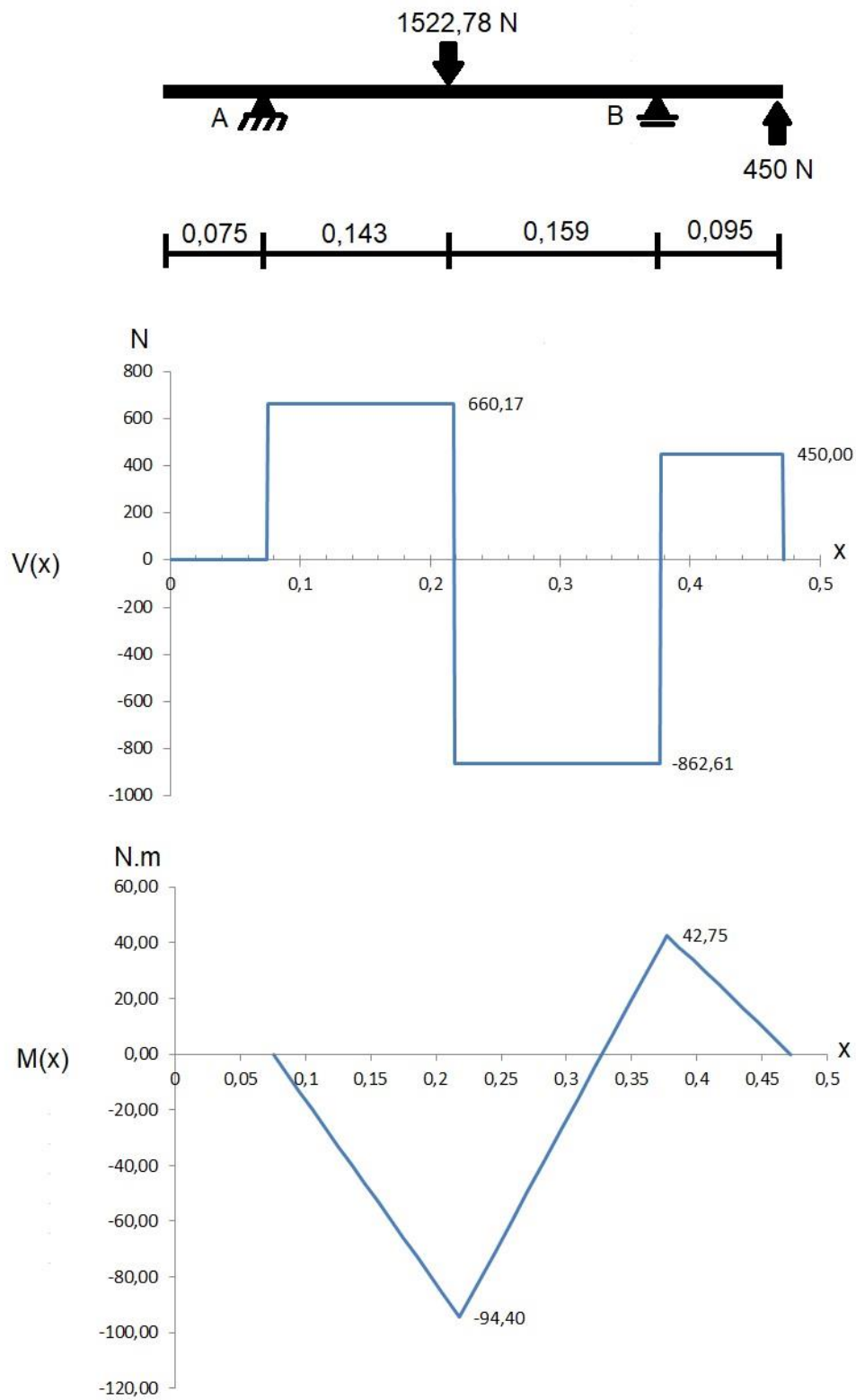
Tabela 7 – Flecha máxima

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Reação no apoio A	R_a	660,17	N	
Reação no apoio B	R_b	1312,60	N	
Momento fletor	M_o	94,40	N.m	
Flecha máxima	y	0,1833	mm	

Fonte: do Autor (2019)

Definindo as equações de momento e as cargas aplicadas, foi possível com auxílio do *Software Excel*, representar os diagramas de esforço cortante e momento fletor conforme Fig. 5:

Figura 5 – Diagrama de esforço cortante e momento fletor

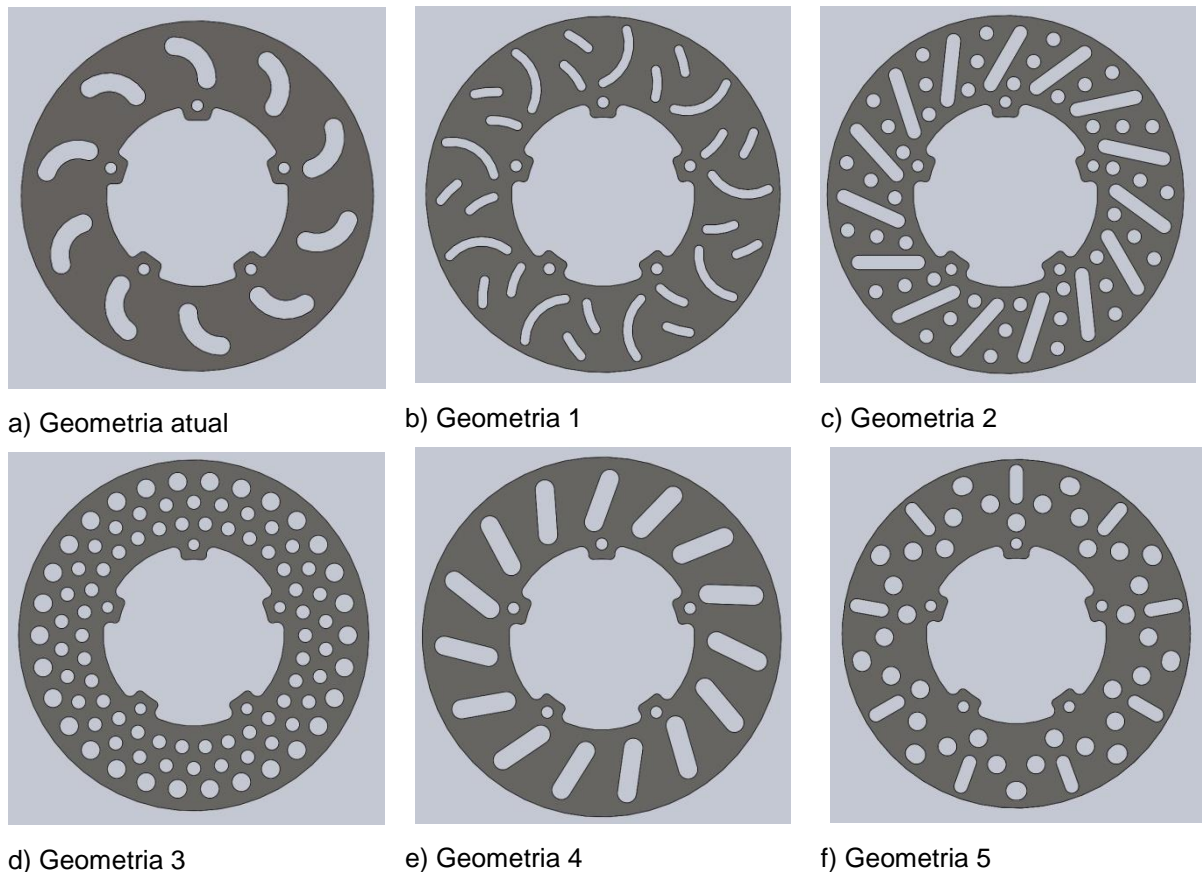


Fonte: do Autor (2019)

3.3 MODELAGEM DO DISCO DE FREIO

Com base nos conceitos vistos no item 2.2.1 e pesquisas em catálogos de fabricantes, foram trabalhadas geometrias de discos de freio diferentes do modelo já aplicada no projeto BAJA SATC, onde foram adaptados alguns modelos do tipo ventilado para o tipo sólido, modelo atualmente aplicado no veículo, e outras geometrias desenvolvidas, podendo ser observadas na Fig. 6:

Figura 6 – Geometrias de disco de freio



Fonte: do Autor (2019)

Este modelamento foi feito com o auxílio do *Software SolidWorks® 2018*, visando posteriormente realizar simulações térmicas verificando qual alcançaria melhor desempenho.

3.4 CÁLCULO TÉRMICO

Para a realização dos cálculos térmicos, adotamos para o estudo a temperatura do ar a 25°C à pressão atmosférica, considerando o veículo a 60 km/h, foi definida convecção forçada, sendo assim por meio das equações listadas no tópico 2.4, possível encontrar os valores referentes aos coeficientes de convecção e radiação, Conforme Tab. 8:

Tabela 8 – Cálculo térmico

Variáveis	Símbolos	Valores	Unidades	Referência
Número de Reynolds	Re	182761,53	Adim.	Eq. 14 Tabela
Número de Prandtl	Pr	0,707	Adim.	INCROPERA (2008)
Número de Nusselt	Nu	444,49	Adim.	Eq. 16
Coeficiente de convecção	h_c	77,93	$\frac{w}{m^2k}$	Eq. 17
Coeficiente de radiação	q_{rad}	15,95	$\frac{w}{m^2k}$	Eq. 18

Fonte: do Autor (2019)

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

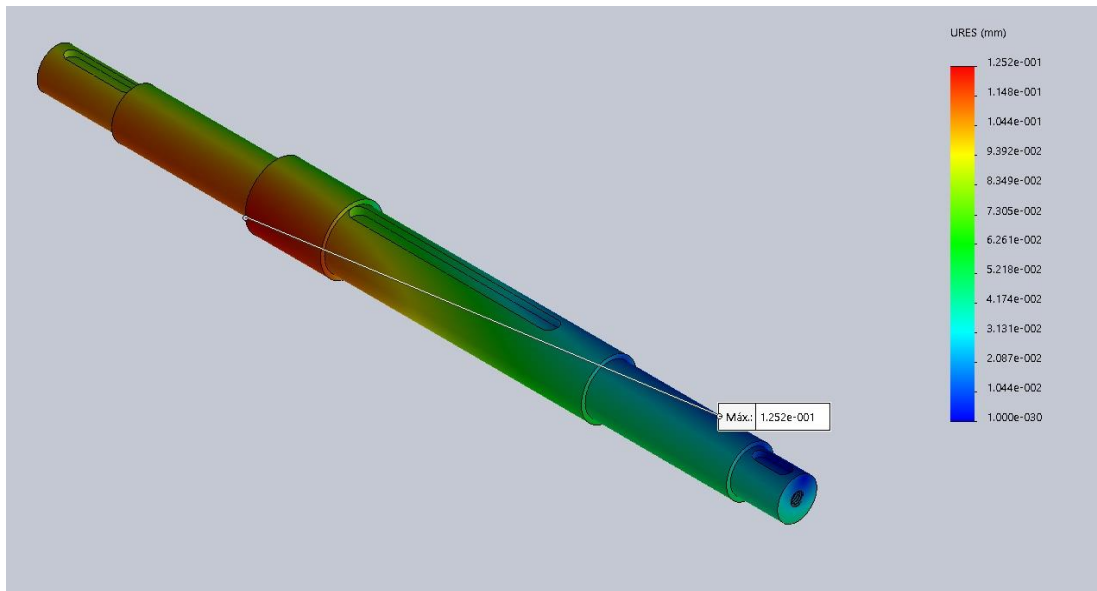
4.2 SIMULAÇÕES ESTÁTICAS

Feito os cálculos referente ao eixo, fez-se necessário à simulação em *Software SolidWorks®* 2018 pelo método de elementos finitos, afim de obter resultados mais precisos referente ao comportamento dos componentes.

4.2.1 EIXO

Com o intuito de validar os resultados calculados no tópico 3.2.4, utilizamos o assistente de simulação do *Software Solidworks®* 2018, sendo possível analisar a flecha máxima do eixo, onde o valor máximo indicado pelo programa foi 0,1252 mm, bem próximo do valor de 0,1833 mm, calculado por meio das equações, resultado apresentado na Fig. 7:

Figura 7 - Deslocamento do Eixo



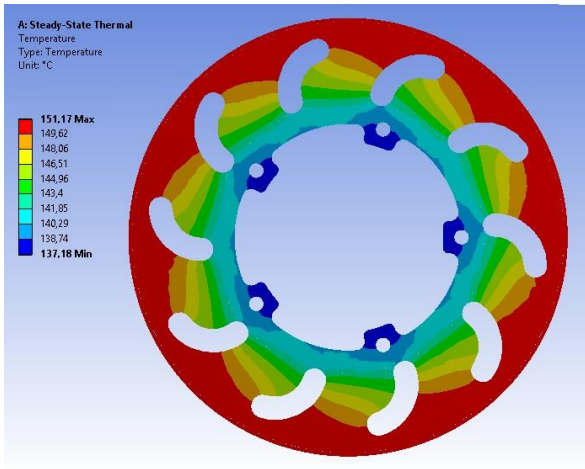
Fonte: do Autor (2019)

Ainda na simulação foi possível validar o seu coeficiente de segurança que indicou o valor 2, validando os valores encontrados por meio da Eq. 12 que utilizamos para determinar o diâmetro mínimo do eixo.

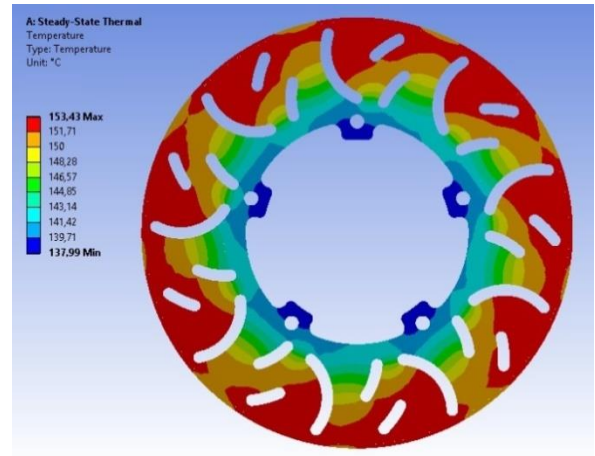
4.3 SIMULAÇÕES TÉRMICAS

Importando as geometrias modeladas no tópico 3.3 para o *Software Ansys®* Educacional, foi possível realizar a simulação térmica dos discos com os parâmetros térmicos calculados no tópico 3.4, sendo apresentadas na Fig. 8:

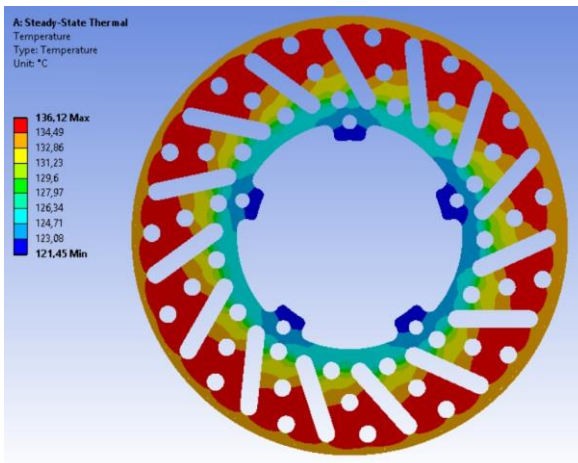
Figura 8 - Simulação térmica



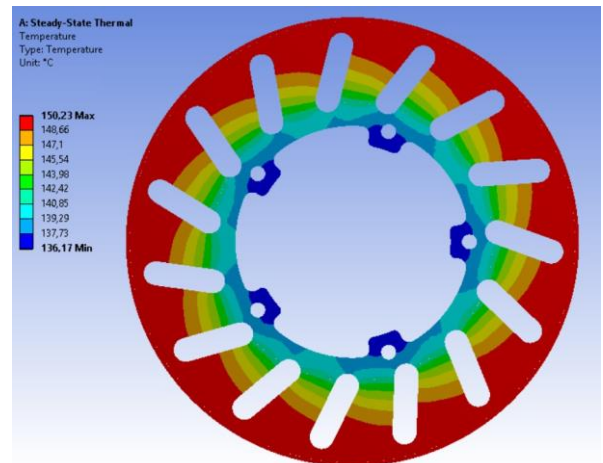
a) Geometria atual – 151,17°C



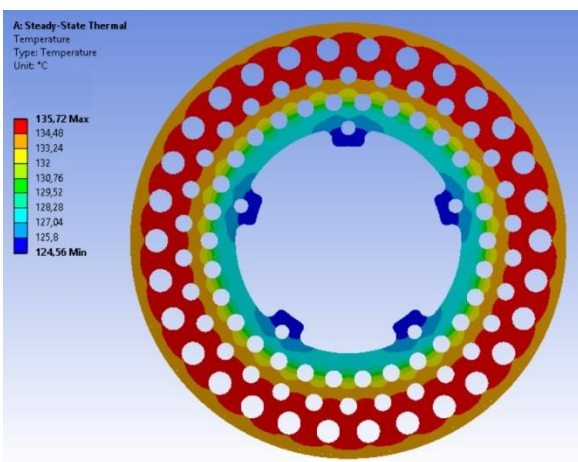
b) Geometria 1 – 153,43°C



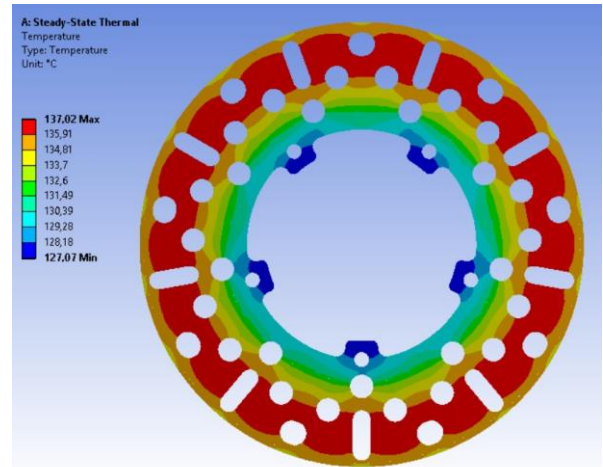
c) Geometria 2 – 136,12°C



d) Geometria 3 – 150,23°C



e) Geometria 4 – 135,72°C



f) Geometria 5- 137,82°C

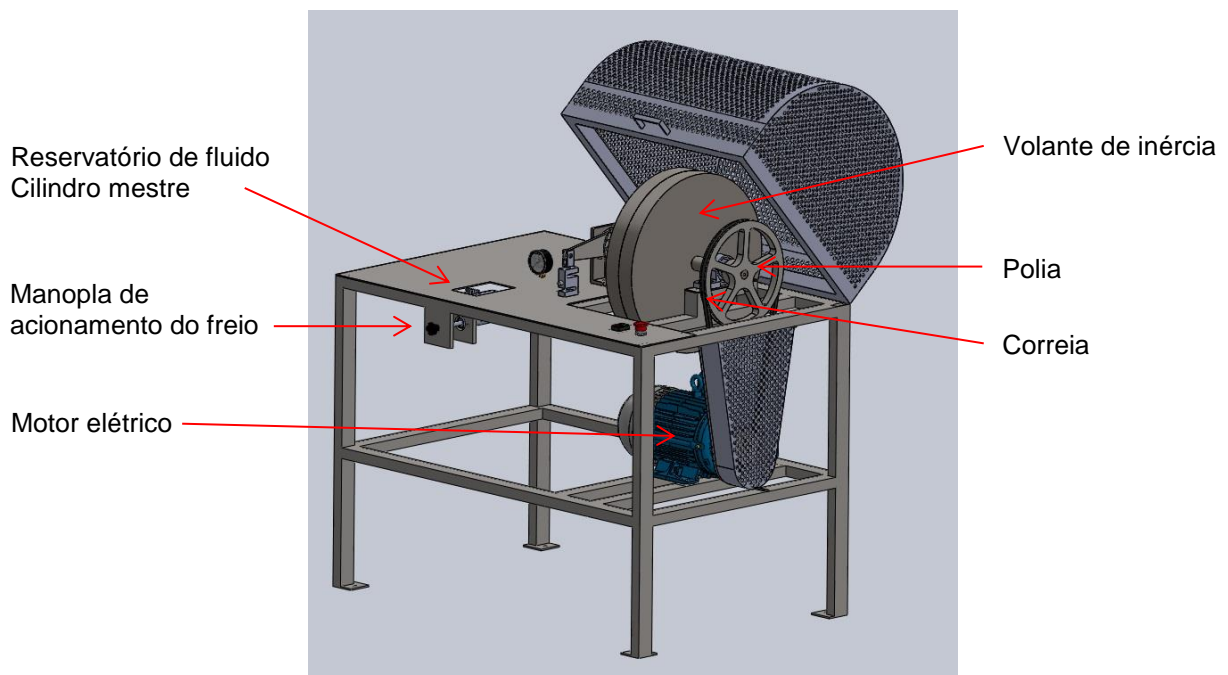
Fonte: do Autor (2019)

Comparando as simulações térmicas podemos observar que os itens (c) e (e) apresentaram melhor desempenho térmico em relação à geometria já utilizada, atingindo uma diferença de até $15,45^{\circ}\text{C}$, sendo esta diferença caracterizada pela maior quantidade de furos ou ranhuras, influenciando na troca de calor. Porém seriam necessários testes referentes ao torque de frenagem e análise do comportamento dos componentes, levando em consideração que a área de contato entre o disco e a pastilha diminuiu e que efetividade do sistema não se baseia apenas na eficiência térmica.

4.4 PROJETO 3D

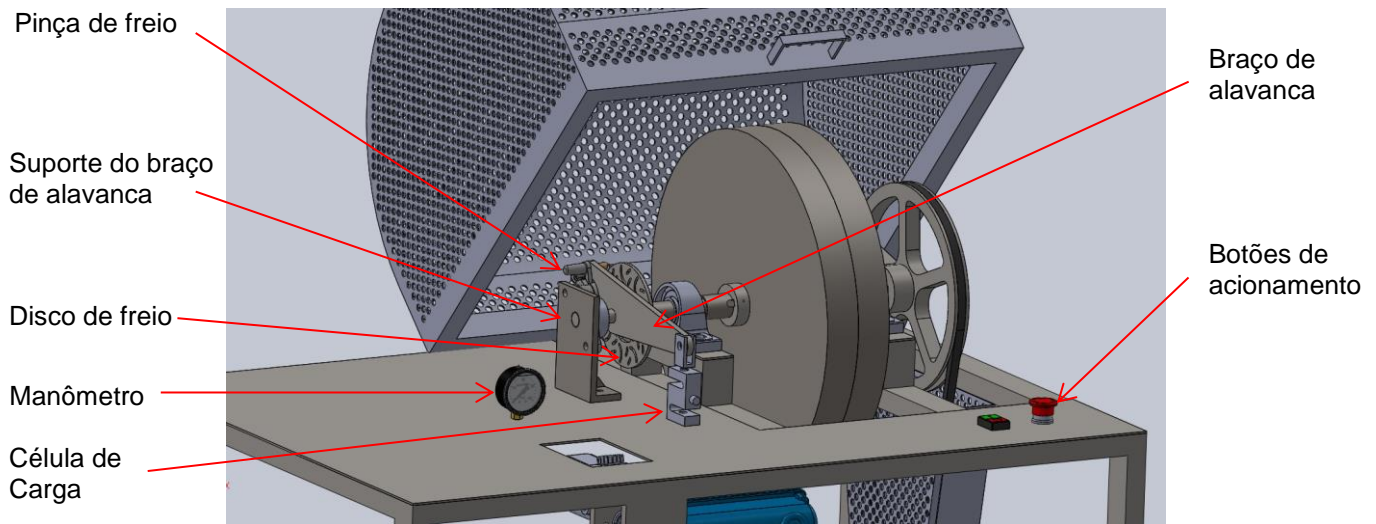
Concluído os cálculos, simulações e seleção dos componentes necessários para a fabricação da bancada, iniciou-se o modelamento 3D com o auxílio do *Software SolidWorks®* 2018, possibilitando a análise de melhor opção da posição dos componentes na montagem e uma visualização prévia da forma final da bancada e evitar possíveis imprevistos, conforme Fig. 9 e 10.

Figura 9 – Montagem da Bancada



Fonte: do Autor (2019)

Figura 10 - Montagem da Bancada



Fonte: do Autor (2019)

Observando a modelagem em 3D, podemos perceber que os componentes foram posicionados com o intuito de o operador conseguir acionar o freio e o motor elétrico ao mesmo tempo, onde foi destinado um espaço a esquerda da mesa para apoio de ferramentas e componentes, a fim de ter mais praticidade durante a realização dos testes.

5. CONCLUSÃO

Com base nas simulações dos discos de freio, chegamos a três geometrias que alcançaram um desempenho térmico melhor do que a utilizada atualmente, atingindo uma variação de temperatura considerável, onde que analisando os conceitos do tópico 2.2.1, a opção mais vantajosa seria o disco representado na Fig. 13 item (c), que teoricamente apresentaria uma maior facilidade para expelir impurezas acumuladas no disco, levando em conta a aplicação em um ambiente agressivo. Porém são necessários testes em relação ao torque de frenagem, a fim de garantir que a nova geometria atenda as necessidades de frenagem.

Considerando o potencial do projeto da bancada de testes, o projeto será de grande valia para a equipe BAJA SATC, onde irá agregar mais uma ramificação

tecnológica ao protótipo, onde poderão ser ensaiados e analisados diferentes discos e componentes, tendo como vantagem a continuação dos testes referente à simulação térmica feita no tópico 4.3, onde seria possível alcançar resultados além da análise térmica focando também no torque de frenagem e desgaste dos componentes, julgando qual atenderia melhor as necessidades do protótipo.

Agradecimentos

Agradeço a minha família e amigos por todo apoio durante esta etapa, ao professor Adelor Felipe da Costa por sua disponibilidade, conhecimentos compartilhados e sua orientação, ao professor Richard de Medeiros Castro por sua atenção e comprometimento com a disciplina, a equipe BAJA SATC por sua grande ajuda na disponibilização das informações referente ao veículo e dúvidas sanadas. Agradeço também a Faculdade SATC pela disponibilização dos laboratórios e recursos necessários para a execução do presente trabalho.

6. BIBLIOGRAFIA

ARAGO, F.; **“Prony” Biografias**, 1855.

BARBOSA, V. A. C.; **A influência do processo produtivo na qualidade final de pastilhas de freio automotiva**. Santa Catarina: UFSC, 2017.

BREMBO, S. P. A.; **The Brake Disc Manual**, 1997.

BRUNETTI, F.; **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, 2013.

CONCEIÇÃO, E.; **Apostila Instrumentação Industrial**, Santa Catarina: SENAI, 2005.

COSTA, P. G.; **A Bíblia do Carro**, Versão digital, 2002.

DIAS, F. M.; **Projeto e Construção de uma Nova Bancada de Ensaio de CVT**, Brasília: UnB, 2010.

DIULGHEROGLO, P. A.; **Fundamentos de Freios e Seus Componentes**, Apostila Curso, Congresso SAE Brasil, São Paulo, 2010.

FAÇO; **Manual de transportadores de correias**, Quarta Edição.

FORTULAN, C. A.; **Elementos de máquinas (SEM 0241)**, São Paulo: USP, 2018.

INCROPERA, F. P.; **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6ed. Rio de Janeiro, 2008.

IOMBRILLER, S. F.; **Análise térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados**, São Carlos, 2002.

KOLLROSS, A.; **Construção de Dinamômetro para Medição de Torque e Potência de MCI de Pequeno Porte**, Santa Catarina: UFSC, 2016.

KRUZE, G. A. S.; **Avaliação do Coeficiente de Atrito em um Dinamômetro em Escala Reduzida**, Rio Grande do Sul: UFRGS, 2009.

MENEZES, R. C.; **Avaliação da Pressão de Contato, da Velocidade de Escorregamento e da Temperatura no Desgaste e Coeficiente de Atrito do Par Pastilha-Disco de um Mecanismo de Freio Veicular**, Minas Gerais: UFMG, 2016.

MORAES, B. T.; **Desenvolvimento de um Mecanismo para Testes de Torque e Potência de Motores**, Goiás: UniRV, 2017.

MOREIRA, J. R. S.; **Processos de Transferência de Calor**, São Paulo: USP, 2012.

NAKATA, **Manual NAKATA para Sistemas de Freios**, 2006.

NICOLAZZI, L. C.; **Introdução à modelagem quase-estática de automóveis.** Brasil: UFSC, 2012.

NOGUEIRA, G. C. L.; **Modelagem e análise de discos de freio para BAJA SAE,** , Rio de Janeiro, Niterói: UFF, 2017.

PEREIRA, A. H.; **Freio Eletromagnético para Ensaios de Motores Elétricos de Indução,** Ceará: UFC, 2006.

PUHN, F.; **Brake Handbook,** New York, HPBooks, 1985.

SAE BRASIL, **Regulamento Administrativo e Técnico BAJA SAE Brasil,** 2018.

SANTOS, G. C. M.; **Projeto e Dimensionamento de um Sistema de Freios Aplicado a um Veículo Fórmula SAE,** Rio de Janeiro: UFRJ, 2014.

SILVA, F. O. F.; **Dinâmica de frenagem e Análise térmica de freio a disco ventilado automotivo,** Rio de Janeiro: PUC, 2016.

SOUZA, M. A.; **Desenvolvimento de um dinamômetro de fricção de baixo custo para motores de BAJA SAE.** Brasil: UFF, 2017

LISTA DE SÍMBOLOS

p	[Pa]	Pressão
F_{pas}	[N]	Força na pastilha
A_{pin}	[m ²]	Área do pistão da pinça
N	[Un]	Numero de pistão na pinça
F_D	[N]	Força na pinça
μ_c	[---]	Coefficiente de atrito
T_{dis}	[N.m]	Torque resistivo
r_e	[m]	Raio efetivo da pastilha
F	[N]	Força na célula de carga
b	[m]	Distância do braço de apoio
E_C	[J]	Energia cinética
M	[kg]	Massa a ser freada
V	[m/s]	Velocidade linear
K_r	[J]	Energia cinética de rotação
I	[kg.m ²]	Momento de inércia
ω	[rad/s]	Velocidade angular
m	[kg]	Massa dos discos de inércia
r	[m]	Raio do disco de inércia
A_v	[m ²]	Área dos discos
h	[m]	Espessura do disco
T	[N.m]	Torque
t_a	[s]	Tempo de acionamento
P	[W]	Potência de acionamento
P_{bd}	[W]	Potência de frenagem
t_f	[s]	Tempo de frenagem
A_f	[m ²]	Área de contato da pastilha/disco
q''	[W/m ²]	Fluxo térmico de frenagem
Re	[---]	Número de Reynolds

Pr	[---]	Número de Prandtl
Nu	[---]	Número de Nusselt
ρ	[kg/m ³]	Massa específica
v	[m/s]	Velocidade média do fluido
D	[m]	Longitude da superfície
μ	[N.s/m ²]	Viscosidade dinâmica do fluido
C_p	[J/kg.K]	Calor específico do fluido
k	[W/m.K]	Condutividade térmica do fluido
h	[W/m ² .K]	Coefficiente de transferência térmica por convecção
L	[m]	Comprimento da superfície
q_{rad}	[W/m ²]	Fluxo térmico por radiação
ε	[---]	Emissividade térmica
σ	[Wm ⁻² K ⁻⁴]	Constante de Stefan-Boltzmann
A	[m ²]	Área de emissão
T_s	[K]	Temperatura da superfície
T_∞	[K]	Temperatura do ambiente
d	[m]	Diâmetro mínimo do eixo
n	[---]	Coefficiente de segurança
M_o	[N.m]	Momento fletor
σ_y	[MPa]	Limite de escoamento
S_f	[MPa]	Resistencia à fadiga
F_{1-2}	[---]	Fator de forma
y	[mm]	Flecha máxima