

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA**

**Projeto de um dinamômetro de bancada para  
motores Baja Sae e Fórmula Sae**

Bruno Machado e Souza  
José Carlos Pinto Ribeiro Junior

Prof. Orientador:  
Fernando Ribeiro da Silva

**Rio de Janeiro,  
Julho de 2019**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA**

**Projeto de um dinamômetro de bancada para  
motores Baja Sae e Fórmula Sae**

Bruno Machado e Souza  
José Carlos Pinto Ribeiro Junior

Projeto final apresentado em cumprimento às  
normas do Departamento de Educação  
Superior do Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca,  
CEFET/RJ, como parte dos requisitos para  
obtenção do título de Bacharel em Engenharia  
Mecânica.

Prof. Orientador:  
Fernando Ribeiro da Silva

**Rio de Janeiro,  
Julho de 2019**

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

S729 Souza, Bruno Machado e  
Projeto de um dinamômetro de bancada para motores Baja Sae  
e Fórmula Sae / Bruno Machado e José Carlos Pinto Ribeiro  
Junior.—2019.  
xiv, 60f. + apêndices e anexos: il. (algumas color.) , graf. , tabs. ;  
enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2019.

Bibliografia : f. 60

Orientador : Fernando Ribeiro da Silva

1. Engenharia mecânica. 2. Veículos Mini-Baja. 3. Engenharia  
automotiva. 4. Motores. I. Ribeiro Junior, José Carlos Pinto. II. Silva,  
Fernando Ribeiro da (Orient.). III. Título.

CDD 620.1

## **DEDICATÓRIA**

A Deus e às nossas famílias amadas que nos ajudaram, apoiaram e guiaram ao longo de toda a nossa vida.

## AGRADECIMENTOS

Agradece-se as equipes Mudrunner Baja SAE, por ceder equipamentos, locação do laboratório e auxílio, e equipe Alpha de Fórmula SAE pela colaboração para o projeto.

Adicionalmente, gostaria de agradecer a todos os fornecedores e pessoas que auxiliaram na execução do projeto, entre eles: Instituto de Tecnologia ORT, os professores Fernando Nunes e André Sarmiento, o engenheiro mecânico Pedro Henrique Pinto, e aos amigos, Felipe Fonseca, Tiago Frias, Kevin Lisboa, Gabriel Alves, Lucas Alexandre e Gabriel Araújo.

## RESUMO

Para que seja possível realizar um estudo da performance de um motor é necessário se utilizar um dinamômetro. Este é o nome dado ao mecanismo capaz de aferir a potência e torque de um motor específico e, a partir da análise comparativa de dados, definir quais são os parâmetros otimizados de funcionamento do motor para um determinado cenário. Neste trabalho é descrito o projeto e o processo de montagem de um dinamômetro para se aferir as curvas de potência e torque de um dinamômetro dos motores utilizados pelas equipes Alpha Fórmula Sae e Mud Runner Baja SAE do CEFET/RJ. Usualmente, se utiliza o dinamômetro de rolo ou roda, onde a potência e torque são medidas nas rodas do veículo. No entanto, devido à ambas as equipes realizarem alterações de maneira constante nos protótipos e os motores passarem a maior parte do tempo fora do veículo, definiu-se projetar um dinamômetro de bancada, que afere a potência diretamente na saída do eixo do motor ou transmissão. Após discutir com as duas equipes, com o professor orientador, e realizar uma referência bibliográfica, foi definido que a bancada de testes deveria atender os seguintes requisitos: segurança dos operadores, baixo custo de fabricação e ter mobilidade para ser transportada entre as oficinas dos projetos de extensão do CEFET/RJ. Todos os dados coletados pela célula de carga e sensor de rotação são encaminhados via sinal elétrico para o computador que, com o auxílio da interface e software do Arduino, plota o gráfico de torque e potência vs do motor testado.

**Palavras-chave:** Dinamômetro, Torque, Potência, Rendimento do Motor a Combustão.

## ABSTRACT

In order to perform a study of the performance of a motor, it is necessary to use a dynamometer. This is the name given to the mechanism able to measure the power and torque of a specific engine and, from the comparative analysis of data, define which are the optimized operating parameters for a given scenario. This project describes the design and the process of assembling a dynamometer to verify the power and torque curves of a dynamometer of the engines used by the Alpha Formula SAE and Mud Runner Baja SAE teams of CEFET / RJ. Usually, a wheel dynamometer is used, where the power and torque are measured on the wheels of the vehicle. However, both teams make constant changes on the vehicles and the engines spend most of their time outside the vehicle, it was decided to design a bench dynamometer, which evaluate the power and torque directly at the output of the motor or transmission shaft. After discussing the two teams with the professor and making a bibliographical reference, it was decided that the test bench should meet the following requirements: operator safety, low manufacturing cost and mobility to be transported between the workshops CEFET / RJ extension projects. All data collected by the load cell and rotation sensor are routed via an electrical signal to the computer which, with the help of the Arduino interface and software, plots the torque and power vs rpm graph of the engine tested.

**Keywords:** Dynamometer, Torque, Power, Combustion Engine Efficiency.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação	2
1.2	Objetivo	2
1.3	Metodologia	2
1.4	Organização do trabalho	3
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica</b>	<b>4</b>
2.1	Revisão histórica	4
2.1.1	Ciclo Otto	4
2.1.2	Motor CB600F	5
2.1.3	Motor Briggs Stratton	6
2.1.4	Pontos de estudo	6
2.1.5	Dinamômetro	8
2.1.6	Princípio de Medição de Potência	10
2.1.7	Sensor de Rotação	14
<b>3</b>	<b>Desenvolvimento do Projeto</b>	<b>16</b>
3.1	Mesa do Dinamômetro	16
3.1.1	Pernas de Sustentação	17
3.1.2	Mesa Horizontal	18
3.1.3	Mobilidade da Bancada	22
3.2	Dinamômetro	23
3.2.1	Chapa de Suporte	28
3.2.2	Suportes do Eixo	28
3.2.3	Rolamentos do Eixo	29
3.2.4	Transmissão de Potência	30
3.2.5	Freio de Prony	31
3.3	Hardware e Software	39
3.3.1	Arduino	39
3.3.2	Sensores	39
3.3.3	Software	41



3.4	Procedimento de Testes	42
<b>4</b>	<b>Construção e Montagem do Projeto</b>	<b>43</b>
4.1	Componentes Utilizados	43
4.2	Montagem	45
4.3	Análise de Custos e Estudo de Viabilidade Econômica	48
<b>5</b>	<b>Resultados dos Testes</b>	<b>52</b>
<b>6</b>	<b>Conclusão e Melhorias Futuras</b>	<b>57</b>
6.1	Conclusão	57
6.2	Alterações e Melhorias Futuras	57
6.2.1	Freio de Prony	58
6.2.2	Arduino	58
6.2.3	Rolamentos	58
6.2.4	Sensores de Fluxo e Temperatura	59
6.2.5	Solda	59
6.2.6	Suporte do Tanque	59
6.2.7	Controle Dimensional	59
6.2.8	Engrenagens	59
6.2.9	Acelerador e Botão de Parada de Emergência	60
<b>7</b>	<b>Referência Bibliográfica</b>	<b>61</b>
<b>A</b>	<b>Apêndice - Desenhos técnicos</b>	<b>62</b>
<b>B</b>	<b>Apêndice - Programa Arduino</b>	<b>71</b>
<b>C</b>	<b>Apêndice - Resultado dos Testes</b>	<b>74</b>
<b>I</b>	<b>Anexo - Catálogo Ciser</b>	<b>78</b>
<b>II</b>	<b>Anexo - Catálogo NSK</b>	<b>80</b>

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1:	Competição Formula SAE	5
FIGURA 2:	Pista de competição Fórmula SAE.	6
FIGURA 3:	Competição Baja SAE	7
FIGURA 4:	Representação gráfica de Torque	7
FIGURA 5:	Representação gráfica de Torque	8
FIGURA 6:	Ilustração de um dinamômetro de rolo	9
FIGURA 7:	Motor BMW da equipe Sauber em teste de potência, temporada de 2006.	10
FIGURA 8:	Esquemático de um freio de Prony com cinta	11
FIGURA 9:	Esquemático de um freio de Prony de haste	11
FIGURA 10:	Esquemático do dinamômetro de Foucault	13
FIGURA 11:	Esquemático de um dinamômetro	14
FIGURA 12:	Representação de um sensor de rotação indutivo	15
FIGURA 13:	Representação de um sensor de rotação ótico	15
FIGURA 14:	Vista isométrica da estrutura da mesa de testes	17
FIGURA 15:	Vista isométrica do tubo utilizado para a perna da mesa de testes	17
FIGURA 16:	Ilustração da mesa horizontal	18
FIGURA 17:	Modelagem 3D - Configuração para o Motor Briggs Stratton de 10 Hp	19
FIGURA 18:	Motor Briggs & Stratton 10Hp montado na bancada	19
FIGURA 19:	Simulação de elementos finitos - Deslocamento máximo na chapa de suporte do motor do Baja SAE	20
FIGURA 20:	Configuração para o Motor CB600F	21
FIGURA 21:	Análise de Deslocamento - Estrutura da Mesa	22
FIGURA 22:	Análise de tensões - Bancada	22
FIGURA 23:	Representação do modelo do dinamômetro	23
FIGURA 24:	Vista Isométrica Eixo Dinamômetro	28
FIGURA 25:	Corrente Utilizada no Projeto	30
FIGURA 26:	Simulação de elementos finitos no freio de Prony	32
FIGURA 27:	Vista isométrica - Freio de Prony	32
FIGURA 28:	Análise de convergência de malha	33

FIGURA 29:	Análise de Tensões - Freio de Prony	34
FIGURA 30:	Análise de fator de segurança - Freio de Prony	34
FIGURA 31:	Análise de deslocamento - Freio de Prony	35
FIGURA 32:	Análise de Força - Freio de Prony	37
FIGURA 33:	Análise de Momento - Freio de Prony	37
FIGURA 34:	Foto do Arduino Mega modelo 2560 utilizado no projeto	39
FIGURA 35:	Célula de carga de 5 kg utilizada no projeto	40
FIGURA 36:	Esquemático da ligação da célula de carga com o HX711 e o Arduino	41
FIGURA 37:	Esquemático do sensor de rotação com Arduino	41
FIGURA 38:	Foto do Rodízio	44
FIGURA 39:	Registro fotográfico do posicionamento dos tubos da mesa horizontal	46
FIGURA 40:	Mesa horizontal pronta	46
FIGURA 41:	Processo de montagem das rodas do rodízio	46
FIGURA 42:	Posicionamento do motor do Baja na bancada de testes	47
FIGURA 43:	Posicionamento da célula de carga no dinamômetro destacado em vermelho	47
FIGURA 44:	Posicionamento do sensor ótico utilizado para medir a rotação instantânea do eixo do dinamômetro	48
FIGURA 45:	Registro fotográfico após concluída a montagem do dinamômetro.	48
FIGURA 46:	Resultado de teste 1 - Carburador no modo intermediário	53
FIGURA 47:	Resultado de teste 2 - Carburador no intermediário e freio de prony levemente apertado.	54
FIGURA 48:	Resultado de teste 3 - Carburador no intermediário	55
FIGURA 49:	Resultado de teste 4- Carburador no modo intermediário	55
FIGURA 50:	Resultado de teste 5- Carburador no modo <i>Run</i> .	56

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1:	Propriedades mecânicas dos aços especificados para o eixo do dinamômetro e resultados das forças e momentos resultantes.	26
TABELA 2:	Fatores de correção para determinar o limite de resistência à fadiga	27
TABELA 3:	Diâmetro mínimo do eixo para o motor do Fórmula SAE.	27
TABELA 4:	Diâmetro mínimo do eixo para o motor do Baja SAE.	27
TABELA 5:	Relação de transmissão utilizada no motor do projeto Fórmula SAE	29
TABELA 6:	Dados de convergência de malha	33
TABELA 7:	Dimensionamento do parafuso do freio de Prony	37
TABELA 8:	Dimensionamento do parafuso do freio de Prony	45
TABELA 9:	Tabela de custos do projeto	51

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$A_p$  - Área do parafuso

$cc$  - Cilindradas

$doa$  - Distância do centro O de rotação até a extremidade A do freio de prony

$d$  - Distância entre engrenagem dinamômetro até primeiro apoio

$D$  - Diâmetro do eixo dinamômetro

$De$  - Raio da engrenagem

$Dp$  - Diâmetro do parafuso

$F_{max}$  - Força máxima

$F_n$  - Força normal

$F_t$  - Força tangencial

$h$  - Comprimento da haste do freio de Prony

$HP$  - *Horsepower*

$it$  - Razão de transmissão

$Ka$  - Fator de correção de acabamento superficial

$Kb$  - Fator de correção de tamanho

$Kc$  - Fator de confiabilidade

$Kd$  - Fato de correção de temperatura

$Ke$  - Fator de serviços pesados

$Kf$  - Fator de correção de concentração de tensão

$Kg$  - Fator de correção incerteza

$M_f$  - Momento final

$M_m$  - Torque motor

$M_{mf}$  - Torque motor final

$M_o$  -Momento em relação ao ponto O

$N$  - Potência útil

$n$  - Fator de segurança

$rel$  - Relação de macha

$rev$  - Revoluções

$RPM$  - Rotações por minuto

*SAE* - Society of Automobile Engineers

*S<sub>f</sub>* -Limite de resistência a fadiga

*σ<sub>adm</sub>* - Tensão de escoamento admissível

*τ<sub>adm</sub>* - Tensão de cisalhamento admissível

# Capítulo 1

## Introdução

O ser humano está em constante busca para o desenvolvimento de novas tecnologias, e através da engenharia se torna possível aplicar na prática estes conceitos em projetos de máquinas e componentes que atendem as necessidades do dia a dia. A utilização de mecanismos na indústria atual mostra que pequenas mudanças podem fazer diferença no resultado final do processo produtivo ou no desempenho da desenvolvida neste trabalho.

No mundo do automobilismo, a necessidade por evolução é obrigatória, já que o nível de tecnologia corresponde à excelência de um projeto e, por consequência, o domínio do mercado. Com a aplicação de novos equipamentos nos veículos, pode-se extrair informações que possibilitam tornar o projeto mais competitivo e eficiente com relação aos projetos anteriores.

O trabalho abrange o estudo e montagem de um dinamômetro de bancada voltado para as equipes Mud Runner Baja SAE e Alpha Fórmula SAE do CEFET/RJ. Os projetos Baja SAE e Fórmula SAE são desafios que possibilitam aos estudantes a aplicação prática dos conhecimentos adquiridos em sala de aula e, conseqüentemente, que os participantes destes projetos estejam mais aptos a uma melhor colocação no mercado de trabalho.

Durante o ano ocorrem competições, onde as equipes do Baja são responsáveis por elaborar um protótipo de veículo fora de estrada que seja capaz de ultrapassar obstáculos e equipes do Fórmula tem que realizar uma série de provas estáticas e dinâmicas em um circuito fechado de asfalto. As equipes têm como o objetivo a elaboração de um projeto de um veículo com características e requisitos determinados por um regulamento.

O uso do dinamômetro possibilita um ajuste mais preciso dos motores e, conseqüentemente, um melhor desempenho. A partir da medição e análise da curva de torque e potência, pode-se realizar um estudo comparativo para gerar uma base de dados, definir se o motor está performando adequadamente e encontrar quais são os melhores parâmetros para o motor nas condições de trabalho durante os testes dinâmicos, como, por exemplo, na prova de arrancada, onde o ideal é sempre permanecer na faixa de torque máximo do motor. O desenvolvimento do dinamômetro possibilita ambas as equipes conhecer melhor os motores que utilizam, personalizá-los e almejar melhores colocações durante as competições.

O projeto a ser desenvolvido está fundamentado em: criação de uma bancada capaz de suportar o peso dos motores a serem testados; determinação de conjuntos de acoplamentos entre o motor e o freio de Prony, de onde serão extraídos os dados dos testes; determinação dos sensores a serem utilizados; programação para a realização da leitura em computador dos sensores durante os testes.

Além dessa introdução, o trabalho se divide em mais quatro outras seções. O Capítulo 2 apresenta a revisão da literatura. O Capítulo 3 apresenta o desenvolvimento do projeto e a descrição dos componentes selecionados. O Capítulo 4 descreve o processo de montagem da bancada de testes. O Capítulo 5 apresenta os resultados dos testes. O Capítulo 6 está presente a conclusão e as alterações realizadas entre o desenvolvimento do projeto e a montagem além melhorias futuras que possam ser implementadas.

## **1.1 Motivação**

O estudo e a confecção de um dinamômetro de bancada é um desejo aliado a necessidade de auxiliar as equipes de Baja SAE e Fórmula SAE, de modo a alcançarem maiores patamares de conhecimento de engenharia automotiva. A implementação visa gerar um memorial de projeto com conhecimento vasto para os futuros membros das equipes e alunos da universidade.

## **1.2 Objetivo**

O projeto tem o objetivo de ampliar os estudos referentes a motor de combustão interna nas equipes de Baja e Fórmula Sae, conhecidos todos os parâmetros de funcionamento, com a possibilidade de desenvolver melhores projetos e otimizar o funcionamento a partir dos ajustes que são possíveis para cada motor.

## **1.3 Metodologia**

Para concepção do projeto foi realizada uma análise dos motores utilizados pelas as equipes Baja SAE e Formula SAE, a partir do conhecimento da massa, dimensões e tipo de fixação. As conclusões, restrições e hipóteses foram levadas em consideração para se dar início ao projeto da bancada de testes.



## **1.4 Organização do trabalho**

No Capítulo 1 são apresentadas as linhas gerais do projeto, com diretrizes para a sua motivação e objetivos. No Capítulo 2 são abordadas as revisões bibliográficas da origem e princípio de funcionamento dos motores. Está definido o que é um dinamômetro de bancada e quais são os diferentes tipos de aferição de torque. No Capítulo 3 está descrito os componentes utilizados para realizar o projeto do dinamômetro de bancada. No Capítulo 4 é apresentado o processo de montagem do dinamômetro de bancada. No Capítulo 5 são discutidos os resultados experimentais da bancada de testes. No Capítulo 6 são apontados os pontos de melhoria, as divergências entre o projeto inicialmente desenvolvido e a bancada após de montada e, adicionalmente, a conclusão do projeto

## Capítulo 2

### Revisão Bibliográfica

Neste capítulo serão revisados conceitos teóricos que vão fundamentar tecnicamente os estudos e a compreensão do projeto para os resultados finais.

#### 2.1 Revisão histórica

##### 2.1.1 Ciclo Otto

A partir dos princípios termodinâmicos, o ciclo Otto é caracterizado como um motor típico de combustão interna a pistão e ignição.

Os motores em estudo, Briggs & Stratton e CB600F, funcionam a base do ciclo Otto de 4 tempos. Em comparação, os motores de 4 tempos são mais otimizados garantindo uma maior eficiência em relação ao motor de 2 tempos, porque permite maiores possibilidades de modificações para aperfeiçoamento.

Para melhor compreensão do motor a 4 tempos:

- Primeiro processo: Na admissão, enquanto o pistão desce pelo cilindro o mesmo causando vácuo e por consequência é aspirado, pela válvula de admissão, uma mistura de ar e combustível.
- Segundo processo: Durante a compressão a válvula de admissão se fecha, para que a mistura não saia, com volume reduzido.
- Terceiro processo: A explosão, no término da compressão, é gerada pela centelha de um componente elétrico e, conseqüentemente, a queima da mistura de ar e oxigênio presente no interior do cilindro.
- Quarto processo: No término do ciclo ocorre a exaustão, onde os gases gerados pela combustão são eliminados do sistema através de válvulas de descarga.

### 2.1.2 Motor CB600F

Motor de 600 cilindradas cúbicas, utilizado hoje em dia nas motos Honda CBR 600RR, CB600F e CBR600F tem 4 cilindros em linha e tem 16 válvulas, foi desenvolvido pela Honda em 1999 e a primeira moto da marca a utilizá-lo foi a CBR600RR.

Originalmente, o motor foi calibrado para render 120 cavalos na linha RR da Honda, porém, para ser empregado na Honda Hornet, moto de entrada da linha de 600cc da Honda, o motor sofreu um corte de 18 cavalos em sua potência, é de 102 cavalos a 12000 RPM e gera 6,53 *kgf.m* de torque a 10500 RPM de acordo com a fabricante. O motor é naturalmente aspirado, tem duplo comando de válvulas no cabeçote do tipo DOHC (em inglês Double Overhead Camshaft).

Para as competições de Fórmula SAE, conforme Figura 1, o motor não é padronizado de acordo com o regulamento, onde é somente restrita a cilindrada máxima a ser utilizada, no caso, 610 cc. A escolha do motor é definida através de definições de projeto de cada equipe, que identifica quais os parâmetros desejam alcançar.



**Figura 1:** Competição Formula SAE  
Fonte: <https://omundodausinagem.com.br/> (2019)

Após receber o resultado de aprovação nas provas estáticas, o carro tem que realizar as provas dinâmicas, dentre elas a prova de arrancada onde é tomado o tempo de aceleração do carro de 0-100 km/h. Posteriormente, ocorre a prova de enduro, onde o veículo o é solicitado enquanto não cessar o fornecimento de combustível para o motor, no circuito Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo – ECPA, conforme mostrado Figura 2.



**Figura 2:** Pista de competição Fórmula SAE.  
Fonte: <https://www.diariomotorsport.com.br/> (2018)

Por apresentar um bom custo benefício, ter injeção eletrônica e inúmeras peças de personalização para aumentar a potência, o motor de 600cc da Honda foi o motor escolhido para equipar o protótipo da equipe Alpha SAE.

### **2.1.3 Motor Briggs Stratton**

Para os veículos de competição Baja SAE, conforme ilustrado na Figura 3, o motor é restringido pela organização. O motor selecionado é da Briggs & Stratton e para padronizar, o motor escolhido é o Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 (série 20) ou Briggs Stratton OHV Vanguard Model 19 (série 19) e em ambos os casos devem possuir os componentes originais. Características do motor: 10 Hp, 305cc, 15kg. Por 20 anos a empresa trabalha junto a SAE e busca inovações para o programa Baja.

### **2.1.4 Pontos de estudo**

Para início dos estudos, o projeto de dinamômetro será composto de dois componentes de medição: freio de Prony e sensor de rotação. Com esses componentes será possível mensurar e calcular variáveis como rotação do eixo de saída do motor, torque e potência.

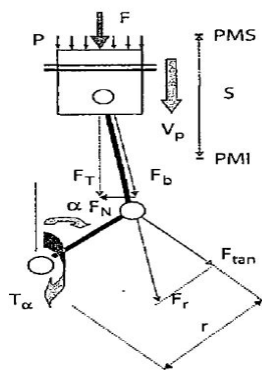


**Figura 3:** Competição Baja SAE

### **Torque: Motores à combustão interna**

Como um dos pontos de estudo, o torque é um parâmetro importante para o funcionamento de um motor e, por consequência, para o desempenho de um veículo. O torque indica a capacidade do motor de gerar trabalho através do processo de combustão interna. Como ponto de importância de avaliação, o torque é uma característica do motor que reflete no veículo o poder de mudança de velocidade.

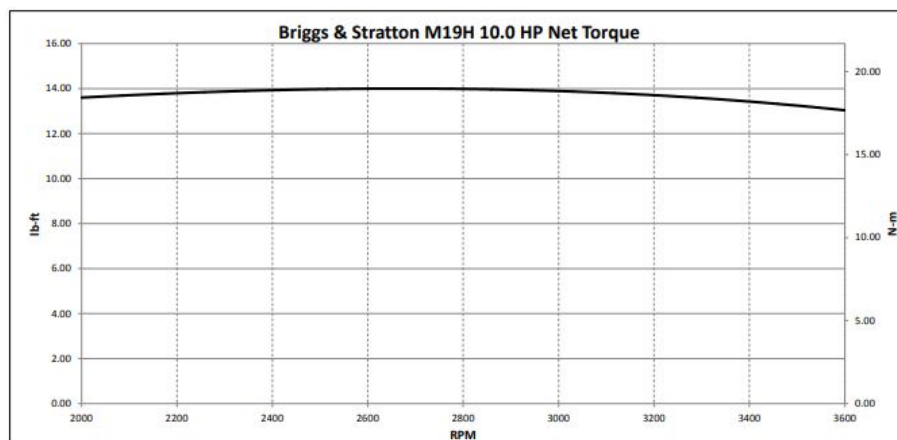
Pode-se observar o mecanismo pistão-biela-manivela de um motor de combustão interna na Figura 4. Este conjunto é responsável pelo estabelecimento de um momento torçor no eixo composto pela força tangencial e pela força normal resultante no pistão é produzida pela força normal e transmitida por todo o conjunto até o eixo, onde origina-se uma força tangencial, e, conseqüentemente a um momento instantâneo no eixo do motor.



**Figura 4:** Representação gráfica de Torque  
Fonte: BRUNETTI (2013)

## Rotação do eixo

A medição da rotação do eixo do motor é fundamental, pois a partir da coleta deste dado é possível calcular a potência instantânea gerada pelo motor. Outro fator para se aferir a rotação do motor é para se estudar a curva de torque, porque, como pode ser visto na Figura 5, o torque sofre uma alteração com o aumento da revolução do motor. No caso do motor Briggs & Stratton M19H 10.0 HP pode-se observar o aumento do torque até atingir o pico em, aproximadamente, 2600 rotações por minuto e, em seguida começa a cair com o aumento da velocidade de rotação do motor.



**Figura 5:** Representação gráfica de Torque  
Fonte: Briggs & Stratton (2017)

## Potência no eixo

A potência de um motor pode ser definida como a energia útil gerada por unidade de tempo. Como o torque do motor é a energia gerada pela explosão – movimento de descida do pistão – a potência é, então, proporcional ao binário multiplicado pela rotação do motor (AUTOPÉDIA, 2017). Portanto, ao realizar o teste de um motor, ao medir o valor do torque e a velocidade de rotação é possível obter a potência do mesmo, conforme mostrado na Fórmula 2.1.

$$N = \omega.T \quad (2.1)$$

### 2.1.5 Dinamômetro

Dinamômetro é a denominação que se dá ao equipamento capaz de medir a potência e trabalho executado na unidade de tempo, de um motor em suas diversas condições de funcionamento.

(PEREIRA 1999). De acordo com o desenvolvimento das máquinas a vapor XVIII, e posteriormente, com o surgimento dos motores de combustão interna, manifestou-se a necessidade de se medir os efeitos dinâmicos das máquinas, como o momento angular, torque, potência, etc. (PIRRA SANTOS, 1992). O desenvolvimento dos estudos dos motores a partir dos testes realizados com o dinamômetro permitiu um melhor dimensionamento dos componentes do motor e, conseqüentemente, uma maior confiabilidade e menor custo de manutenção.

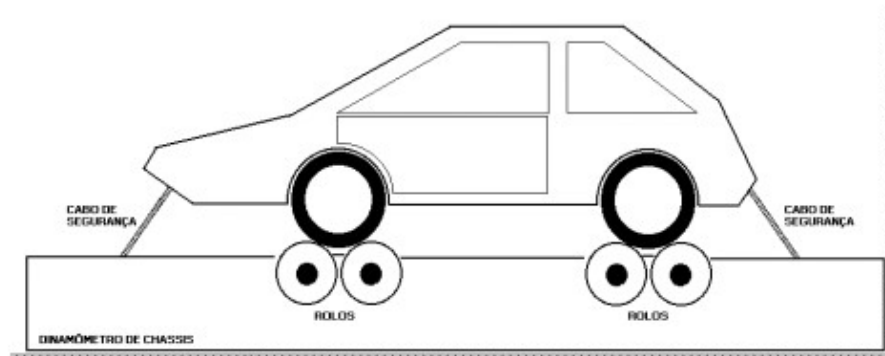
### **Tipos de Dinamômetro**

Os dinamômetros podem ser classificados de duas maneiras diferentes: de acordo com o acoplamento e o princípio utilizado para medir o torque do motor.

Diferentes tipos de acoplamentos:

- Rolo ou de roda.

O dinamômetro de roda ou de rolo é mais aplicado quando o motor e o conjunto de transmissão já foram instalados no veículo e se deseja testar a potência final. Esse tipo de dinamômetro é utilizado quando se deseja realizar modificações em motores já em operação. O dinamômetro permite, nesse caso, realizar o estudo comparativo da curva de torque e potência antes e após as modificações. Na Figura 6 é possível observar um esquemático de um dinamômetro de rolo.



**Figura 6:** Ilustração de um dinamômetro de rolo

Fonte: Suzano, Vivian (2011)

- Bancada ou motor.

De acordo com o site da autotraining, o dinamômetro de bancada ou motor é utilizado para garantir que a potência do motor está de acordo com a especificada. O dinamômetro

de motor testa os níveis de potência, rotações por minuto, força e torque para obter uma noção da potência do motor.

Já de acordo com a SuperFlow, empresa de engenharia especializada em produzir equipamentos para testar motores, os dinamômetros de bancada são altamente customizáveis, seja para motores industriais ou de performance. Esse tipo de dinamômetro é mais aplicável na indústria pois permite testar motores e bombas de diferentes tipos.

Para realizar o teste, primeiramente, é necessário verificar se o motor está dentro da faixa de potência e rotação especificada para o equipamento. Após ter certeza que o dinamômetro é indicado para o teste, o motor deve ser fixado sobre a bancada de testes e conectado o eixo de saída do motor ao dinamômetro. Um exemplo de aplicação desse tipo de dinamômetro é na Fórmula 1, onde as equipes, durante a etapa de projeto dos motores, realizam uma bateria de testes baseado no cenário que os veículos vão percorrer ao longo das diferentes provas, conforme pode ser visto na Figura 7.



**Figura 7:** Motor BMW da equipe Sauber em teste de potência, temporada de 2006.

Fonte: <https://www.motorsport.com/> (2019)

### 2.1.6 Princípio de Medição de Potência

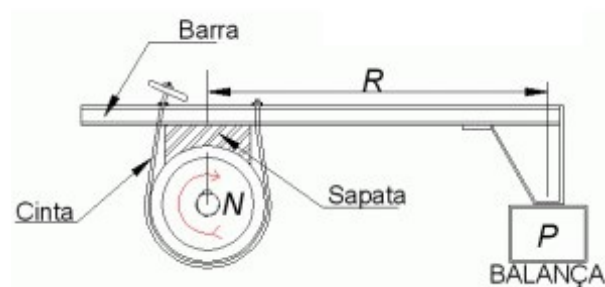
- Fricção (freio de Prony).

O freio de Prony foi desenvolvido em 1821 pelo engenheiro francês Gaspard Prony e é o elemento didático utilizado para que se compreenda o funcionamento dos dinamô-



metros. Apesar de exemplificar com clareza o princípio de funcionamento de todos os dinamômetros, na prática, só pode ser utilizado para pequenas potências (BRUNETTI, 2013).

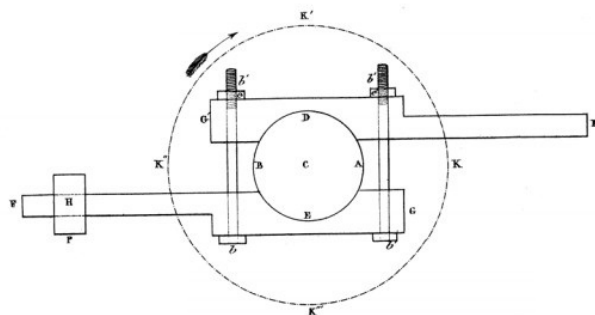
O mecanismo do freio de Prony pode ser apresentado em duas configurações diferentes. Na primeira configuração, o sistema é composto por uma cinta que envolve o eixo cujo torque deve ser medido. A cinta tem as duas extremidades fixadas em uma haste que tende a girar de acordo com o eixo durante o teste do motor. A Figura 8 exemplifica o sistema de freio de Prony utilizando uma cinta.



**Figura 8:** Esquemático de um freio de Prony com cinta

Fonte: <http://www.joseclaudio.eng.br> (2019)

Na segunda configuração, ilustrada na Figura 9, o sistema consiste em dois blocos, G e G', que envolvem grande parte do eixo motor (A, B, D e E). Para o funcionamento do mecanismo o mesmo possui elementos de regulagem, onde é possível o ajuste do aperto com os parafusos (b) com as porcas (b'). .



**Figura 9:** Esquemático de um freio de Prony de haste

Fonte: <http://www.ifi.unicamp.br> (2018)

Em ambas as configurações, o freio de Prony tende a girar no sentido de rotação do eixo. Por questões de segurança, é necessário o uso sapatas ou de um contrapeso para evitar o movimento excessivo da haste. Ao tensionar as sapatas ou os parafusos de fixação da

haste, é gerada uma força de atrito no Prony, e, conseqüentemente, um torque quando multiplicado pelo raio. Portanto:

$$T = Fat.r \quad (2.2)$$

A força  $Fat$  atua no sentido oposto ao movimento do eixo do motor. Assim o freio de Prony tende a girar no mesmo sentido de rotação do eixo se não estivesse apoiado em uma célula de carha para mantê-lo em equilíbrio estático. Logo:

$$Fat.r = P.R \quad (2.3)$$

Conhecido a distância do braço do dinamômetro e a leitura da força exercida na célula de carga, pode-se obter o valor do torque no eixo.

$$T = P.R \quad (2.4)$$

E ainda a potência efetiva no eixo, lembrando que:

$$N = \omega.T \quad (2.5)$$

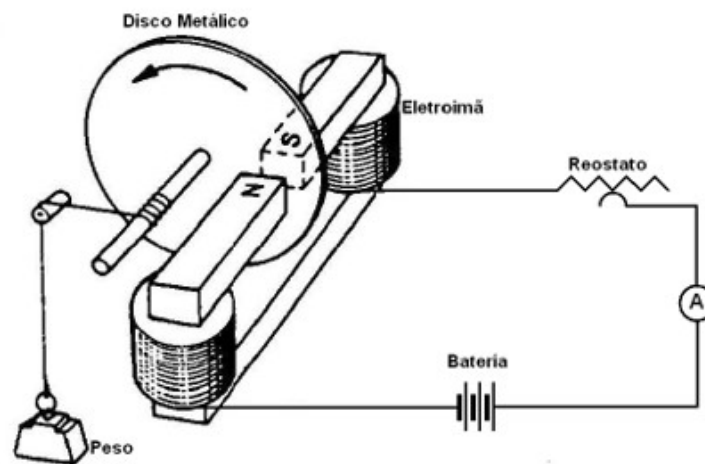
$$N = 2.\pi.rev.T \quad (2.6)$$

- Dinamômetro de Correntes de Foucault.

Com funcionamento através da fonte elétrica, o dinamômetro de correntes de Foucault apresenta uma massa metálica inserida em um campo magnético variável, promovendo a movimentação de elétrons e com isso gerando corrente elétrica.

O disco metálico, que inicia o movimento, é freado no momento que uma corrente circula pelos eletroímãs, criando um campo magnético oposto ao campo de movimento do disco e, com isso, diminuindo o movimento. A Figura 10 é um esquemático do dinamômetro de Foucault

- Dinamômetros de Corrente Alternada e de Corrente Contínua



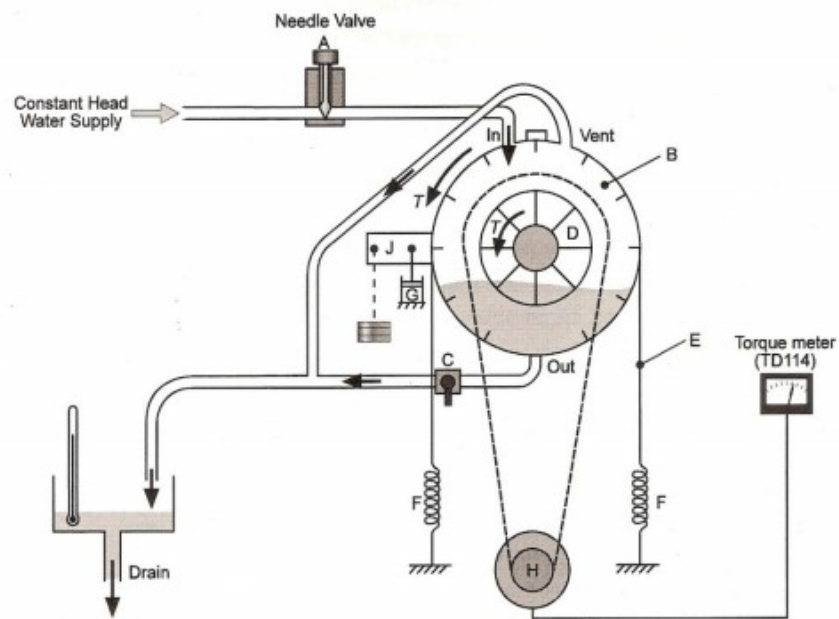
**Figura 10:** Esquemático do dinamômetro de Foucault  
 Fonte: VIANNA (2011)

Considerando a geração de energia elétrica como o principal ponto de funcionamento, o modelo de corrente alternada é caracterizado pelo princípio de funcionamento de um gerador elétrico em corrente alternada, diferentemente do dinamômetro de corrente contínua.

Porém, como o funcionamento de um motor depende da eficiência do mesmo, é necessário a remodelagem e correção dos instrumentos para recompensar as perdas. Contudo, este modelo de dinamômetro apresenta benefícios como ter um tamanho reduzido e custo acessível além de servir como acionamento de equipamentos e componentes.

- **Dinamômetro Hidráulico**

O dinamômetro do tipo hidráulico é composto por um eixo motriz conectado a um rotor. A frenagem é exercida através do pressionamento da água entre as paletas moveis e as paletas fixas, que reproduzem o mesmo efeito do freio de Prony. O braço e a balança podem ser substituídos por uma célula de carga ou cristais de quartzo, cujo efeito piezoelétrico, resultante da compressão exercida pela extremidade do braço, é transformado em leitura para um instrumento. A Figura 11 representa o esquemático de um dinamômetro do tipo hidráulico.



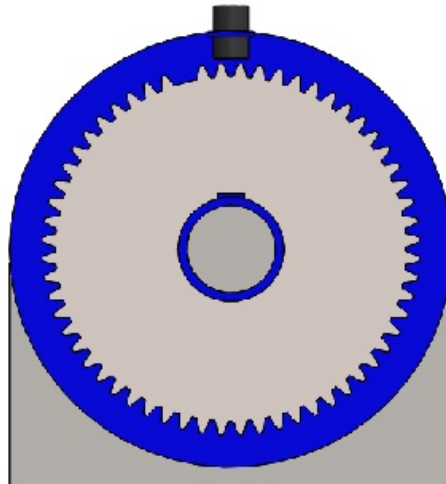
**Figura 11:** Esquemático de um dinamômetro

Fonte: <https://www.flatout.com.br/> (2019)

### 2.1.7 Sensor de Rotação

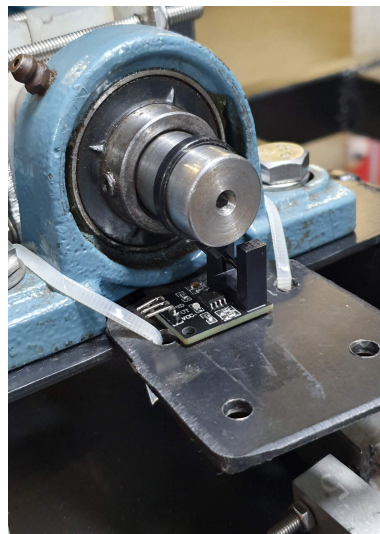
O mecanismo é composto de um conjunto de engrenagem ou haste giratória e sensor. Os sensores se diferenciam entre si pelo princípio de leitura. Os tipos de sensores mais empregados na indústria são: indutivos e óticos.

Os sensores indutivos são capazes de realizar a leitura de qualquer partícula ferrosa que se aproxima a uma certa distância. O método de leitura pode ser empregado no sentido perpendicular ou paralelo ao diâmetro do disco. O mecanismo é composto de um conjunto de engrenagem e sensor. A engrenagem tem um dente retirado para permitir que o sensor, a cada revolução, faça a leitura do dente faltante e assim contabilize uma volta. Com o intervalo entre as leituras de dados é possível extrair a rotação instantânea do eixo a ser analisado, conforme ilustrado na Figura 12.



**Figura 12:** Representação de um sensor de rotação indutivo

Já os sensores óticos funcionam através de um LED infravermelho que tem o sinal interrompido quando a haste passa entre o gerador de sinal e o receptor. A Figura 13 é uma foto do modelo de sensor ótico utilizado no projeto.



**Figura 13:** Representação de um sensor de rotação ótico

## Capítulo 3

### Desenvolvimento do Projeto

Esse capítulo visa descrever todos os componentes selecionados para realizar o desenvolvimento da bancada de testes e o embasamento técnico para a escolha de cada componente a partir dos requisitos e restrições de cada motor a ser testado.

#### 3.1 Mesa do Dinamômetro

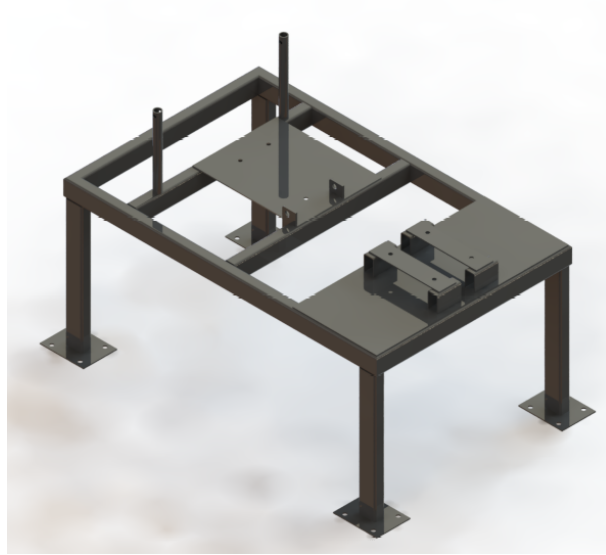
O primeiro passo para realizar o projeto da mesa do dinamômetro foi definir onde seriam os pontos de ancoragem de ambos os motores na bancada de testes. Com o conhecimento das dimensões e das massas dos motores do Baja SAE e fórmula SAE definidas, partiu-se para a escolha do perfil e material disponíveis nos fornecedores locais.

A mesa do dinamômetro foi projetada para suportar o motor Honda de 600 cc utilizado no carro da Fórmula SAE do CEFET, o sistema do freio de Prony, o sensor de rotação, a corrente de transmissão, as engrenagens de transmissão, o eixo de transmissão do dinamômetro e os demais componentes que venham a ser instalados futuramente.

A mesa é formada por duas partes principais, as pernas de sustentação e a mesa horizontal. Com o objetivo de tornar a mesa mais prática, foi selecionado um rodizio de rodas para tornar possível o transporte do dinamômetro entre as oficinas das duas equipes.

Adicionalmente, foi definido que os elementos de fixação do motor do BAJA não tivessem qualquer tipo de interferência na mesa quando solicitado testar o motor do Fórmula SAE e vice-versa.

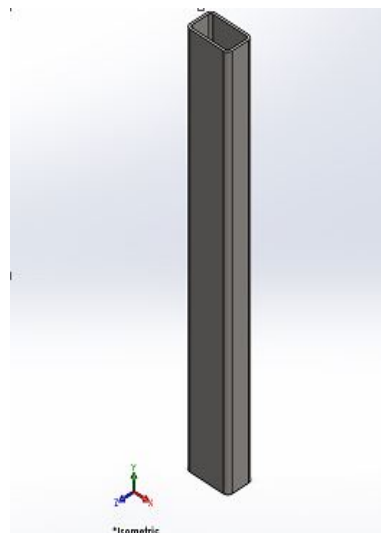
A partir do catálogo recebido dos fornecedores de tubos, o material escolhido para se confeccionar os componentes da mesa foi o aço SAE 1020. Foi definido somente um material para a concepção da mesa com o objetivo de evitar a corrosão do tipo galvânica, que ocorre quando se tem dois materiais diferentes em contato. Por apresentar um bom custo benefício, boa soldabilidade e excelente forjabilidade, o aço SAE 1020 é um dos aços carbono mais utilizados na indústria automotiva no emprego de componentes mecânicos como engrenagens, eixos e colunas estruturais, por exemplo. A configuração final da mesa pode ser vista na Figura 14.



**Figura 14:** Vista isométrica da estrutura da mesa de testes

### 3.1.1 Pernas de Sustentação

As pernas da mesa servem para transmitir toda a carga suportada para as rodas do rodízio. Soldadas na mesa horizontal, foi utilizado o perfil tubular do tipo retangular com o perfil de 50 mm de altura, 30 mm de largura, 2,65 mm de espessura de parede e com comprimento de 400 mm, como pode ser observado na Figura 15.



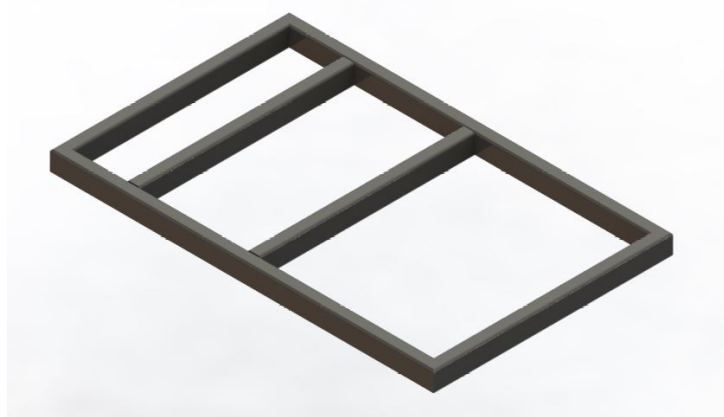
**Figura 15:** Vista isométrica do tubo utilizado para a perna da mesa de testes

Para proporcionar a possibilidade de movimentação do equipamento pela unidade da universidade, um sistema de rodízio será instalado nas pernas de sustentação. O rodízio visa facilitar o transporte e a manobrabilidade do equipamento, já que o mecanismo possui um esterçamento

de 360, podendo assim se locomover em diferentes salas e corredores. A discussão sobre o rodízio selecionado será realizada no item 3.1.3 deste capítulo.

### 3.1.2 Mesa Horizontal

A mesa horizontal é o elemento onde os motores são fixados e foi projetada para suportar a massa do motor de 600 cc, no caso, o motor mais pesado a ser testado. O perfil escolhido para a montagem da mesa foi o tubo de seção retangular das dimensões 50 mm de altura por 30 mm de largura, com espessura de parede de 2,65 mm, conforme ilustrado na Figura 16. Fabricado com aço SAE 1020 por este apresentar propriedades mecânicas suficiente para suportar as cargas necessárias e um baixo custo. Devido a grande diferença dimensional e modo de fixação entre os dois motores, a mesa precisou ser modificada.

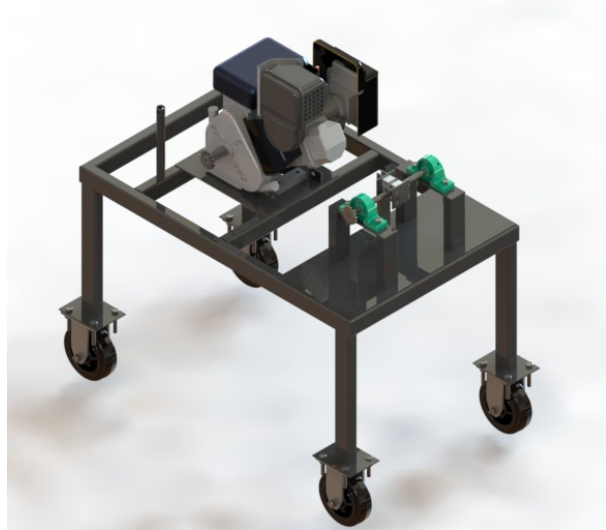


**Figura 16:** Ilustração da mesa horizontal

#### **Configuração para o Motor Briggs Stratton de 10Hp**

Devido ao dimensionamento para fixar o motor Honda de 600 cc utilizado no carro de competição da equipe Alpha SAE na mesa, houve a necessidade de se instalar uma chapa para poder fixar o motor do Baja SAE, conforme mostrado na Figura 17. Para atender essa configuração, Uma chapa de 3 mm de espessura foi furada de maneira transpassante e soldada nas vigas de apoio do motor do Fórmula SAE. Pode-se observar na Figura 18 o resultado da montagem da bancada com o motor Briggs & Stratton 10 Hp.





**Figura 17:** Modelagem 3D - Configuração para o Motor Briggs Stratton de 10 Hp

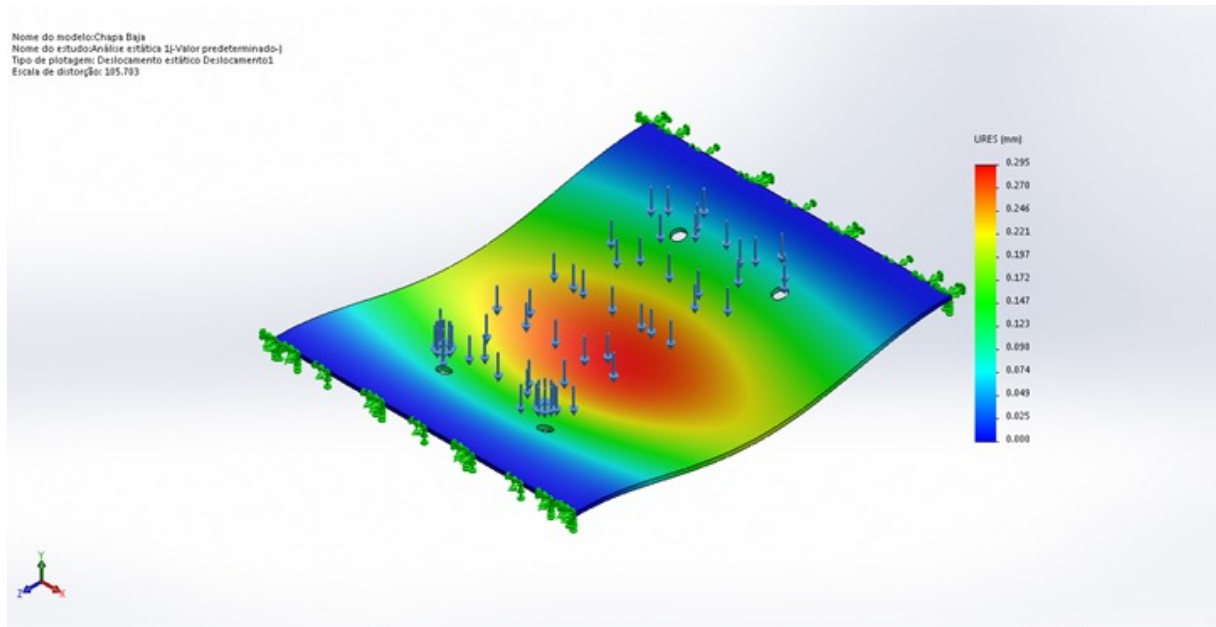


**Figura 18:** Motor Briggs & Stratton 10Hp montado na bancada

Para seleccionar a espessura mínima da chapa de fixação do motor do Baja SAE, procurou-se saber com os fornecedores locais quais os modelos mais comercializados e chegou-se a conclusão de que as espessuras de chapas mais vendidas são as de 3mm e 5mm. Portanto, iniciou-se a análise de elementos finitos com a chapa de 3 mm devido a esta ser mais barata. Para o estudo, foi considerado 30 kg o peso bruto do motor Briggs & Stratton de 10 Hp, e a carga foi distribuída por 115 mm por 225 mm, dimensões da base do motor.

Através da análise realizada por elementos finitos, nota-se a concentração de tensão na região onde a chapa está soldada no tubo, o valor máximo é de 26,82 MPa. Como o material a ser utilizado é o aço SAE 1020, tensão limite de escoamento de 351,52 MPa, o fator de segurança

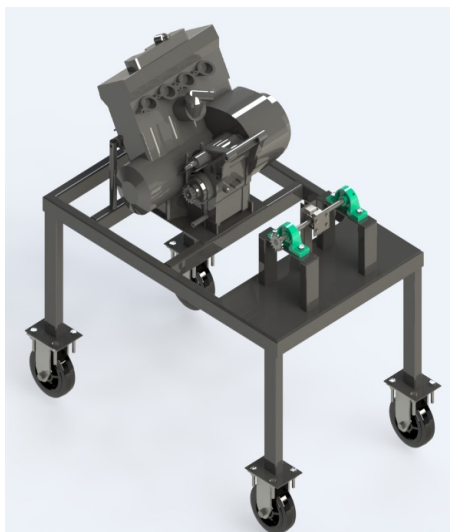
neste componente fica em 13,10, O deslocamento máximo da chapa ocorre na região central da chapa, onde a flecha é menor que 0,3 mm, como pode ser observado na Figura 19. Portanto, baseado nos dados apresentados acima, é possível afirmar que a chapa de 3 mm de espessura pode ser utilizada como suporte do motor do baja SAE.



**Figura 19:** Simulação de elementos finitos - Deslocamento máximo na chapa de suporte do motor do Baja SAE

### Configuração para o Motor CB600F

Já na segunda configuração, a mesa necessita ancorar o motor Honda de 600 cc de maneira segura, conforme ilustrado na Figura 20. Devido aos pontos de ancoragem do motor da CB600F não serem somente na base, como no caso do motor Baja SAE, foi necessário desenvolver um projeto de modificação na bancada para tornar possível a fixação do motor na bancada. A solução mais prática foi soldar tubos transversais na mesa horizontal para que se tornasse possível a instalação de tubos de perfil redondo para permitir a fixação dos e ancorar os pontos superiores do motor na posição correta.

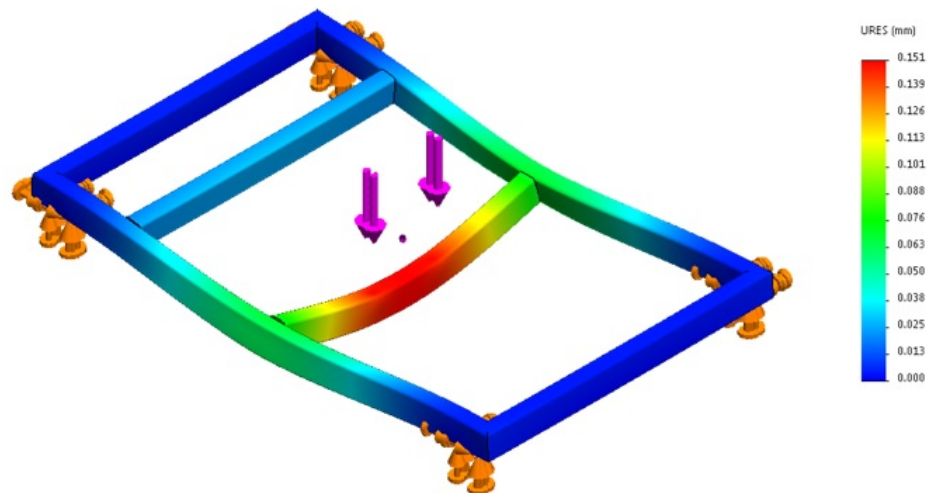


**Figura 20:** Configuração para o Motor CB600F

Adicionalmente, a mesa horizontal precisa servir de base para todos os componentes do dinamômetro e para facilitar um ajuste mais fino do tensionamento da corrente de transmissão e da distância entre os motores a serem testados, realizou-se a soldagem da chapa de 3 mm do dinamômetro em uma das extremidades.

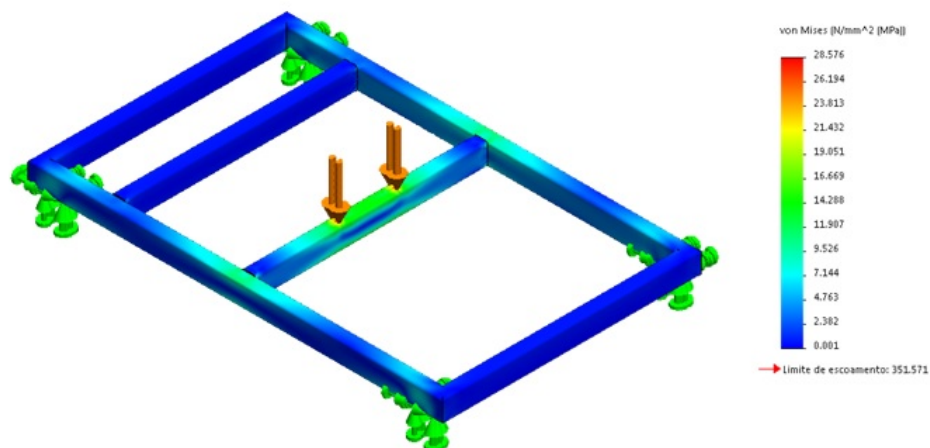
Para assegurar que o dimensionamento da mesa está correto foi realizado um estudo de elementos finitos no SolidWorks com o cenário considerado mais crítico, quando o motor do fórmula estiver ancorado apenas na barra central da mesa. Esse foi o cenário considerado o mais crítico pois as cargas estariam concentradas apenas nos dois pontos de ancoragem no tubo central da bancada de testes.

Para estimar a carga aplicada em cada ponto de ancoragem, conhecida a massa do motor do Formula, 70 kg (já com flúidos e mangueiras), a gravidade como  $9,81 \text{ m/s}^2$  e assumiu-se que a carga seria distribuída igualmente entre os dois pontos de ancoragem. Aplicou-se as condições de contorno estático de forças para calcular a força exercida em cada ponto de ancoragem.



**Figura 21:** Análise de Deslocamento - Estrutura da Mesa

Como pode ser observado na Figura 21, o deslocamento máximo ocorre nas proximidades do ponto de ancoragem do motor e tem o valor aproximado de 0,16 mm. Adicionalmente, o valor da tensão máxima é de 11,58MPa e ocorre nas extremidades do tubo central, onde o mesmo é soldado no quadro da mesa horizontal, os valores desta simulação podem ser observados na Figura 22. O fator de segurança ficou acima de 10 para o ponto mais crítico, que é o mesmo ponto de tensão máxima. Portanto, o material selecionado e as dimensões determinadas inicialmente pelo projeto, atendem os requisitos mínimos de segurança de maneira satisfatória.



**Figura 22:** Análise de tensões - Bancada

### 3.1.3 Mobilidade da Bancada

Desde o início do projeto era de conhecimento a necessidade de transportar a mesa entre as oficinas do BAJA e Fórmula SAE para que o processo de teste dos motores fosse realizado

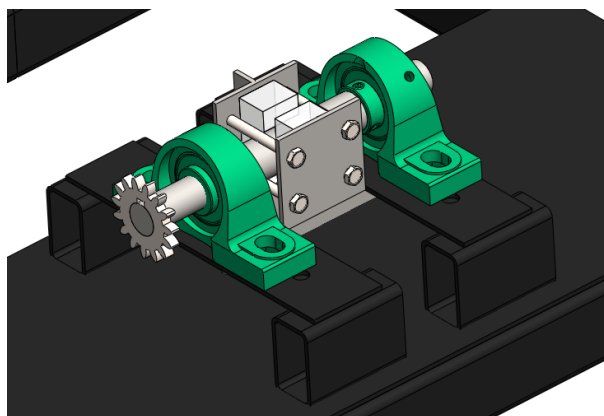
de maneira mais prática. Para atingir esse objetivo, foi necessária uma adaptação nas pernas da mesa para a inclusão de um rodízio. Soldou-se uma chapa de 3 mm de espessura por 100 mm de largura e 130 mm de comprimento na base da perna para permitir a instalação das rodas na mesa.

A seleção do tamanho e do tipo de roda a ser utilizada baseou-se nos obstáculos presentes na trajetória a ser percorrida entre as oficinas do Baja e do Fórmula. Todos os modelos encontrados em catálogos de fornecedores de rodízios têm capacidade mínima de carga de 100 kg por conjunto, suficiente para suportar a massa da bancada de testes somada a do motor do Fórmula, no caso, o mais pesado a ser testado.

Os fatores considerados para a escolha do modelo correto de rodízio foram a altura do conjunto e o diâmetro da roda. A dimensão vertical do rodízio não poderia ser muito elevada pois a altura do conjunto mesa e rodízio não poderia passar os 1000 mm pois poderia atrapalhar na ergonomia dos usuários durante a instalação do motor do Fórmula SAE. Já o diâmetro das rodas não deveria ser menor que três polegadas pois dificultariam o transporte da mesa nas superfícies mais irregulares, como na do bosque do CEFET/RJ, por exemplo. Para auxiliar no transporte da mesa, os tubos utilizados para fixar a parte superior do motor da CB600F foram utilizados como suporte para poder transportar a mesa.

## 3.2 Dinamômetro

Por definição, os elementos que compõem o mecanismo denominado dinamômetro são aqueles que estão relacionados diretamente à medição de torque e rotação do motor testado. A Figura 23 representa o equipamento do dinamômetro.



**Figura 23:** Representação do modelo do dinamômetro

## Dimensionamento do Eixo do Dinamômetro

O eixo do dinamômetro tem como função guiar o movimento gerado pelo motor e recebido pela engrenagem motora para os instrumentos a ela conectados, no caso do dinamômetro de fricção, o freio de prony e a haste do sensor de rotação.

Inicialmente, foi realizada a análise das condições de contorno a que o eixo estará sujeito, considerado todos os pontos de rolamento, pontos de apoio, pontos de carregamento cíclicos e o material a ser utilizado. Foram feitas diferentes simulações a fim de encontrar a condição ideal para o projeto. A distância entre os pontos de apoio, o diâmetro da coroa e o material a ser utilizado também foram consideradas para as definições do sistema.

Para a escolha do material do eixo, utilizou-se as indicações que a literatura oferece. Os tipos de carregamento influenciam qual material escolher, devido as propriedades mecânicas necessárias. Grande parte dos eixos são feitos com aço de baixo carbono, esfriado a frio ou laminado a quente, assim como os aços ANSI 1020 ou 1050, porém existem aços liga que fornecem um grande desempenho, por possuírem uma elevada resistência a tração e cisalhamento em comparação aos aços carbono. O aço SAE 4340 é um aço liga de cromo-níquel-molibdênio que possui um elevado nível de temperabilidade, uma alta resistência a fratura, e possui uma elevada resistência a fadiga.

Para princípio de estudo, foi adotado o fator de segurança de 5. Visto que o equipamento será usado por estudantes, foi prezado a segurança operacional de todos os operadores do dinamômetro.

Através dos cálculos feitos, foi dimensionado o diâmetro nominal do eixo. Os dados utilizados para os cálculos foram retirados de literatura em conjunto as condições de contorno que o sistema apresenta. Os resultados apontam a necessidade de um eixo de maior diâmetro para o aço SAE 1020 e um eixo de menor diâmetro para o aço SAE 4340.

Para entender qual o momento exercido pela engrenagem do eixo de estudo, basta realizar o cálculo de transmissão. Sabe-se que a relação de transmissão existente entre as engrenagens é de 1:1, visto que ambas possuem o mesmo diâmetro e o mesmo número de dentes. Portanto, considerou-se desprezível a energia dissipada pelas correntes e foi adotado como momento máximo na engrenagem o torque do motor

Para o estudo do eixo do fórmula, seguem os dados abaixo:

$$M_m = M_{mf.it} \quad 64 = M_{mf.1} \quad M_{mf} = 64 Nm \quad (3.1)$$

Para o estudo do eixo do Baja:

$$Mm = Mmf.it \quad 18,6 = Mmf.1 \quad Mmf = 18,6 Nm \quad (3.2)$$

Através dos cálculos iniciais, é possível chegar ao valor da força tangencial exercida na engrenagem do eixo em estudo, considerando a engrenagem de diâmetro de 85 mm.

Para estudo do eixo do fórmula:

$$Ft = \frac{2.Mmf}{De} \quad Ft = \frac{2.64}{0,085} \quad Ft = 1505,88 N \quad (3.3)$$

Para estudo do eixo do baja:

$$Ft = \frac{2.Mmf}{De} \quad Ft = \frac{2.18,6}{0,085} \quad Ft = 437,64 N \quad (3.4)$$

Para calcular o momento final no eixo em estudo, é necessário ter a medida entre a engrenagem e o apoio mais próximo. No caso em estudo, a distância é de 25 mm.

Para estudo do eixo do fórmula:

$$Mf = Ft.dap \quad Mf = 1505,88.0,025 \quad Mf = 37,65 Nm \quad (3.5)$$

Para estudo do eixo do baja:

$$Mf = Ft.d \quad Mf = 437,64.0,025 \quad Mf = 10,94 Nm \quad (3.6)$$

As propriedades mecânicas das ligas de aço citadas e a compilação dos resultados podem ser observados na Tabela 1.

**Tabela 1:** Propriedades mecânicas dos aços especificados para o eixo do dinamômetro e resultados das forças e momentos resultantes.

Fator de Segurança		5	
$\sigma$ Tração	Mpa	$\sigma$ Adm Tração	Mpa
SAE 1020	420	SAE 1020	84
SAE 1045	585	SAE 1050	117
SAE 4340	745	SAE 4340	149
$\sigma$ Escoamento	Mpa	$\sigma$ Adm Cisalhamento	Mpa
SAE 1020	350	SAE 1020	70
SAE 1050	450	SAE 1050	90
SAE 4340	470	SAE 4340	94
Mt - Torque motor (N.m)			64,00
Dc - Diâmetro Coroa (mm)			85,00
dap - Distância Engrenagem/Apoio (mm)			25,00
Ft - Força tangencial (N) - Fórmula			1505,88
Mf - Momento final (N.m) - Fórmula			37,65
Ft - Força tangencial (N) - Baja			437,65
Mf - Momento final (N.m) - Baja			10,94

Através da teoria de máxima tensão de Sonderberg em eixos submetidos a flexão-torção, o conhecimento de todas as condições de contorno são importantes para o dimensionamento do eixo.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{Mmf}{\sigma e}\right)^2 + \left(\frac{Mf}{Sn}\right)^2}} \quad (3.7)$$

Onde  $Sn$  é o limite de resistência a fadiga corrigido. O valor de  $Sn$  é encontrado através de constantes que são avaliadas dependendo das condições de contorno que o eixo está.

Para encontrar o valor de  $Sn$  é preciso utilizar a seguinte relação:

$$Sn = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf \cdot Kg \cdot Sf \quad (3.8)$$

Onde  $Ka$  representa o fator de correção relativo ao acabamento superficial do componente;  $Kb$  ao fator de correção do tamanho da peça;  $Kc$  ao fator de confiabilidade;  $Kd$  ao fator de correção pela temperatura;  $Ke$  ao fator relativo a serviços pesados;  $Kf$  à correção da tensão devido à concentradores de tensão, com chaveta;  $Kg$  à correção da tensão devido à incertezas e  $Sf$  ao limite de resistência à fadiga (50% limite de resistência à tração).

A Tabela 2 representa os valores das constantes de cada material.



**Tabela 2:** Fatores de correção para determinar o limite de resistência à fadiga

Materiais	SAE 1020	SAE 1050	SAE 4340
Sn (MPa)	85,44	119,01	151,56
ka	0,80	0,80	0,80
kb	0,90	0,90	0,90
kc	0,90	0,90	0,90
kd	1,00	1,00	1,00
ke	1,00	1,00	1,00
kf	0,63	0,63	0,63
kg	1,00	1,00	1,00
Sf (MPa)	210,00	292,50	372,50

Através dos resultados obtido, torna-se possível o cálculo do diâmetro do eixo em questão.

Para o cálculo em função das condições de contorno do Fórmula:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.5}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{64}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{37,65}{S_n}\right)^2}} \quad (3.9)$$

Ao realizar as substituições dos valores para cada material, obtém-se os resultados apresentados na Tabela 3:

**Tabela 3:** Diâmetro mínimo do eixo para o motor do Fórmula SAE.

D Diâmetro (mm)- Fórmula	
SAE 1020	28,96
SAE 1045	28,68
SAE 4340	28,64

Para o cálculo em função das condições de contorno do Baja:

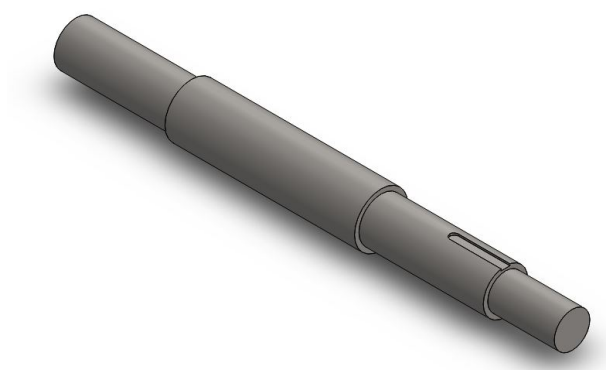
$$d = \sqrt[3]{\frac{32.5}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{18,6}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{10,94}{S_n}\right)^2}} \quad (3.10)$$

Substituindo os valores para cada material, obtém-se os resultados apresentados na Tabela 4:

**Tabela 4:** Diâmetro mínimo do eixo para o motor do Baja SAE.

D Diâmetro (mm) -Baja	
SAE 1020	19,18
SAE 1045	18,99
SAE 4340	18,97

Após o estudo de mercado, determinou-se a utilização do aço 1020 pela facilidade de compra e considerado o custo de compra e usinagem do material. Para os cálculos, as considerações tomadas foram o eixo bi apoiado em dois rolamentos, um torque por corrente proveniente do motor em estudo, além do anexo de freio de Prony que gera uma resistência na rotação do eixo. Devido a equipe do Baja SAE já ter um eixo de 24 mm na oficina, optou-se, por questões de custo, utilizá-lo. O eixo utilizado no projeto pode ser visto na Figura 24.



**Figura 24:** Vista Isométrica Eixo Dinamômetro

### **3.2.1 Chapa de Suporte**

A chapa de suporte é o elemento da parte do dinamômetro que tem como função suportar toda a carga do eixo, sensor de rotação, engrenagem movida, suportes do eixo, rolamentos e do sistema do freio de Prony. Soldada na mesa horizontal, a base do dinamômetro é composta por uma chapa de aço SAE 1020 com 3 mm de espessura, 200 mm de largura e 5400 mm de comprimento.

### **3.2.2 Suportes do Eixo**

Os suportes do eixo têm como função fixar o eixo longitudinalmente e transferir toda a carga do sistema do dinamômetro para a chapa de suporte do dinamômetro. O suporte de cada rolamento é composto por uma chapa de 180 mm de largura, por 50 mm de comprimento e 3 mm de espessura soldada em dois tubos de 50 mm por 25 mm e 3 mm de espessura.

### 3.2.3 Rolamentos do Eixo

Após dimensionado o eixo do dinamômetro, foi necessário realizar a seleção dos rolamentos para o projeto. Para isso, avaliou-se dois parâmetros operacionais para selecionar o modelo de rolamento, são eles: carga e velocidade.

A carga pode ser dividida em dois tipos, axial e radial. A carga axial presente no eixo é nula, pois o mesmo não possui qualquer tipo de acoplamento axial ou está montado em um outro equipamento. Já a carga radial a ser considerada é devida ao torque exercido pelo motor.

A situação de carga radial mais crítica está presente no cenário em que é testado o motor do Fórmula SAE na primeira marcha. Porém, para assegurar a segurança do conjunto e tornar a aceleração do motor mais suave e, conseqüentemente as curvas de torque e potência no dinamômetro menos bruscas, restringiu-se que quando testado o motor do Fórmula SAE, deve-se utilizar a 6ª marcha. A relação de transmissão do motor em questão está descrita na Tabela 5. Esta restrição não altera os resultados obtidos pelo dinamômetro, pois apenas é aplicada a taxa de correção da transmissão.

**Tabela 5:** Relação de transmissão utilizada no motor do projeto Fórmula SAE

<b>Marcha</b>	<b>Relação</b>
1ª	2,750
2ª	1,938
3ª	1,556
4ª	1,348
5ª	1,208
6ª	1,095

Portanto, a velocidade máxima de operação do rolamento também foi definida pelo motor do Formula SAE, 15000 RPM. Conhecido esse valor, foi possível selecionar o rolamento da NSK modelo 16004, com 20 mm de diâmetro e com limite máximo de rotação de 18000 RPM. Mais informações sobre o rolamento selecionado podem ser encontradas no catálogo do fornecedor, no Anexo II.

### 3.2.4 Transmissão de Potência

#### Corrente

Desde o princípio do projeto, o método de alinhamento das saídas de eixos dos motores a serem testados e o eixo do dinamômetro foi uma limitação do projeto. A transmissão por um eixo Cardan foi inicialmente descartada, pois o procedimento de alinhamento entre o eixo de saída do motor e o eixo do dinamômetro poderia gerar uma sobrecarga no dinamômetro, e, conseqüentemente, quebrá-lo devido ao mau alinhamento.

Portanto, optou-se pela utilização do sistema de engrenagens interligadas por corrente por dois principais motivos, o alinhamento entre o dinamômetro e o motor testado não exige uma alta precisão, o que facilita o processo de teste e por utilizar a mesma corrente da CB600F não foi necessário dimensionar e selecionar um novo componente para a bancada de testes, pois o componente já foi selecionado pela fabricante do motor. A Figura 25 é o modelo da corrente utilizada no projeto do dinamômetro.



**Figura 25:** Corrente Utilizada no Projeto

#### Engrenagens

Após definido que a transmissão de potência entre os motores e o dinamômetro seria por corrente, foi necessário especificar duas engrenagens, uma para o eixo do dinamômetro e outra para o eixo do motor do Baja SAE. Afim de manter a qualidade, a segurança durante a operação, principalmente quando testado o motor de 600 cc, a relação de transmissão de 1:1, e não ter que

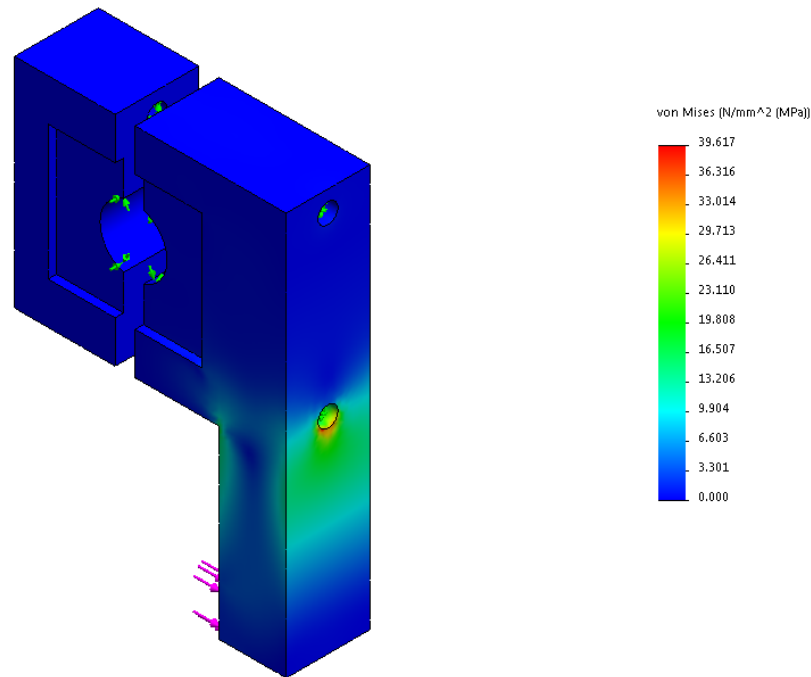
especificar e outra corrente, foi definido que as duas engrenagens a serem compradas para o projeto seriam iguais a do projeto Fórmula SAE.

### **3.2.5 Freio de Prony**

Para realizar a medição do torque instantâneo do motor foi utilizado o freio de Prony por ser um modelo de baixo custo, fácil montagem e com princípio de medição mecânico. Optou-se por utilizar o freio de Prony do tipo de haste por dois principais motivos, são eles: o modelo com cinta poderia sobreaquecer e falhar devido a alta rotação do motor utilizado pelo Fórmula SAE e, por se tratar de um mecanismo montado com chapas de aço, é possível garantir uma segurança maior aos operadores se comparado com o couro. Ele foi elaborado da maneira em que o mecanismo possui uma haste que ao estar em contato com a célula de carga, possibilita a leitura da força exercida no eixo. Para que seja possível essa leitura, no conjunto serão acoplados dois parafusos passantes, os quais, ao serem apertados, comprimem as sapatas de sacrifício e, conseqüentemente, imprimem resistência ao eixo girante.

#### **Análise Estática do Freio de Prony**

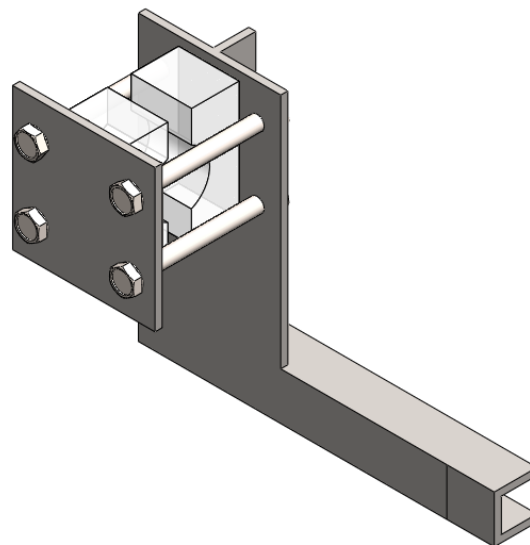
Para avaliar o equipamento, foi realizada uma análise para comportamento estático e visualização de onde ocorre e qual o valor da tensão máxima, conforme ilustrado na Figura 26. Para essa análise inicial, foi considerado o cenário mais conservativo, onde o freio de Prony exerce uma carga de 640 N no sensor de medição, ou seja, todo o torque máximo do motor do Fórmula é transmitido para o freio de Prony.



**Figura 26:** Simulação de elementos finitos no freio de Prony

É possível observar que há uma concentração de tensão no canto vivo onde começa a haste do mecanismo, porém, a tensão máxima é de, aproximadamente, 40 MPa, o que pode ser considerada baixa para o aço SAE 1020.

Com a finalidade de se desenvolver um modelo do freio de Prony mais simples e com um melhor custo benefício para ser utilizado quando se testar o motor do Baja SAE, foi projetado um novo modelo de Prony, utilizando somente chapas de 3 mm soldadas entre si. O modelo adotado para o mecanismo em questão pode ser observado na Figura 27.



**Figura 27:** Vista isométrica - Freio de Prony

O mecanismo foi desenvolvido através do uso da chapa de 3 mm de espessura e possui reforços na parte traseira da haste. Foi feita a análise de elementos finitos na estrutura do mecanismo de prony. Por ter sido projetado para ser utilizado no motor do baja, foram aplicadas as condições de contorno adequadas para a situação.

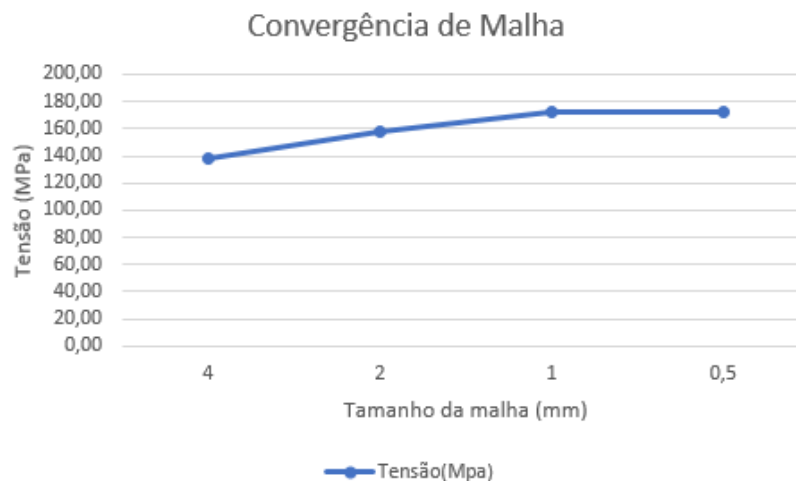
A força tangencial exercida no sensor está no valor de 437,64N, aplicando a força normal a haste d prony. Visto na Figura 28 é possível notar o ponto de tensão máxima que se encontra no sistema.

Para análise de tensão, foi feito o estudo de convergência de malha. Para assim ser certificado que a análise de tensão foi realizada corretamente. Utilizada a malha triangular com 4 dimensões diferentes: 4mm, 2mm, 1mm, e 0,5mm. Ao final dos estudos nota-se que a tensão máxima se mantém, assim certifica-se a análise de convergência.

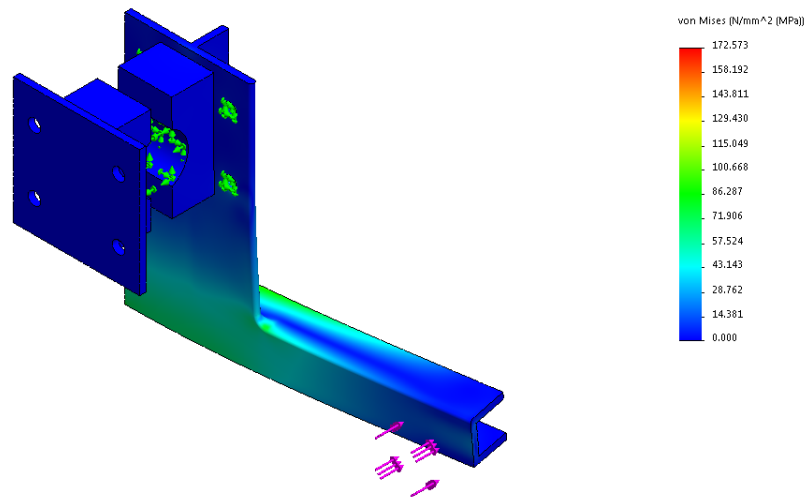
Para as condições de contorno, considera-se pontos fixos os pontos de acoplamento dos parafusos, ponto de rotação na superfície de contato da sapata com o eixo, além do ponto de carga na superfície da extremidade da prony

**Tabela 6:** Dados de convergência de malha

Análise - Convergência de malha	
Malha triangular	
Tamanho (mm)	Tensão(Mpa)
4	137,65
2	157,24
1	172,25
0,5	172,57

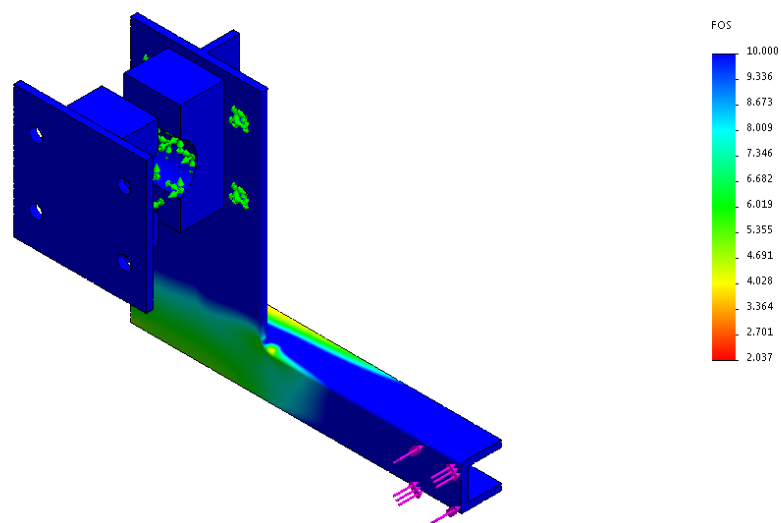


**Figura 28:** Análise de convergência de malha



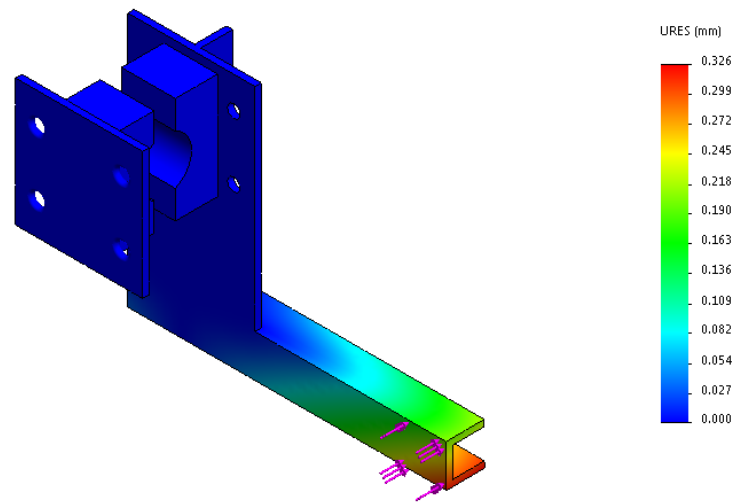
**Figura 29:** Análise de Tensões - Freio de Prony

Por existir um canto vivo na base da haste do freio de Prony desenvolvido, é possível notar na Figura 28 que este ponto também é um ponto concentrador de tensões. O valor da tensão máxima, de acordo com a simulação realizada em programa de elementos finitos, é de 172,57 MPa. Devido ao material escolhido para a confecção das hastes ser uma chapa de aço SAE 1020, o mecanismo de prony ficou com fator de segurança aproximado de 2,0 como pode ser observado na Figura 29. Outro fator satisfatório dessa configuração foi o deslocamento máximo, aproximadamente, 0,4 mm na ponta da base da haste que fica em contato com a célula de carga como pode ser observado na Figura 30.



**Figura 30:** Análise de fator de segurança - Freio de Prony





**Figura 31:** Análise de deslocamento - Freio de Prony

### Dimensionamento do Parafuso

O funcionamento do freio de Prony, é devido ao uso de parafusos no sistema. Os parafusos têm como função realizar a compressão da estrutura no eixo, o que gera, por consequência, a resistência necessária para ser feita a medição desejada. Para o dimensionamento correto, deve-se levar em consideração os esforços que serão aplicados no parafuso. Consideradas as condições de contorno durante a operação dos estudos, o eixo de Prony funcionará por uma ativação de uma mola acoplada ao parafuso, o que permitirá a compressão do eixo durante todo o processo, mesmo que o material de sacrifício se desgaste.

Os cálculos foram desenvolvidos com base nos conceitos de alavanca. Com o torque aplicado no eixo e transmitido ao freio de prony, o comprimento do braço fará com que um esforço seja aplicado no sensor. O modelo simplificado para os cálculos do freio de prony mostra uma força vertical, oriunda do torque do motor, dois pontos de fixação por parafuso e um ponto de origem sendo classificado como um ponto de rotação, já que é a localização onde o freio está acoplado no eixo.

Para início dos cálculos, é necessário conhecer a força tangencial em questão. Para isso, é utilizado como base, as condições de contorno tiradas do motor do Fórmula, já que é um motor mais forte que do Baja. O momento final do motor do Fórmula é de aproximadamente 64000 N.mm, e o diâmetro da coroa 85 mm.

$$F_t = \frac{2.M_t f}{D_c} \quad F_t = \frac{2.64000}{85} \quad F_t = 1505,88 \text{ N} \quad (3.11)$$

Desenvolvendo os cálculos, é possível descobrir qual o valor do momento que a haste do freio de prony estará sendo empregada. Multiplicando-se o valor da força tangencial de 1505,88 N pela distância da extremidade da haste até o centro de rotação do freio de prony de 85 mm.

$$M_{ft} = F_t \cdot d_{oa} \quad M_{ft} = 1505,88 \cdot 87,5 \quad M_{tf} = 131.764,71 \text{ Nmm} \quad (3.12)$$

Conhecendo o valor do momento que está empregado no freio de prony, é possível fazer o equilíbrio de momentos e forças do sistema. Com isso chegando ao valor que representa a carga que o parafuso estará empregado, em 1631,37 N.

$$\sum M_o = 0 \quad F_p = 1631,37 \text{ N} \quad (3.13)$$

Ao utilizar o fator de segurança do mecanismo como 5, a tensão admissível será o resultado da razão da tensão de escoamento do material pelo fator de segurança.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma}{FS} \quad \sigma_{adm} = \frac{300}{5} \quad \sigma_{adm} = 60 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

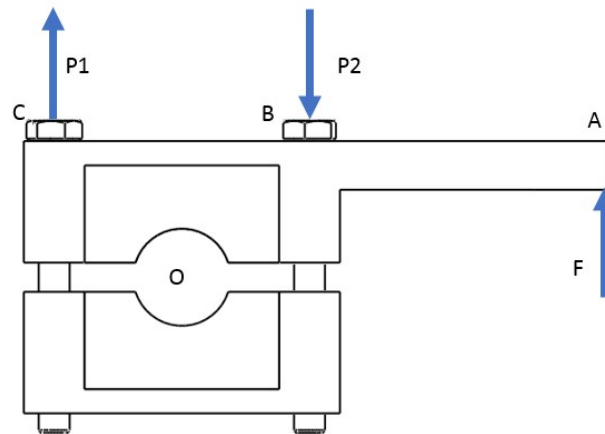
Ao ser calculada a tensão admissível, o cálculo da área do parafuso se torna mais fácil. Tendo a força atuante no parafuso em 1631,37 N, é encontrado o valor da área em 27,19 mm.

$$A = \frac{F_p}{\sigma_{adm}} \quad A = \frac{1631,37}{60} \quad A = 27,19 \text{ mm} \quad (3.15)$$

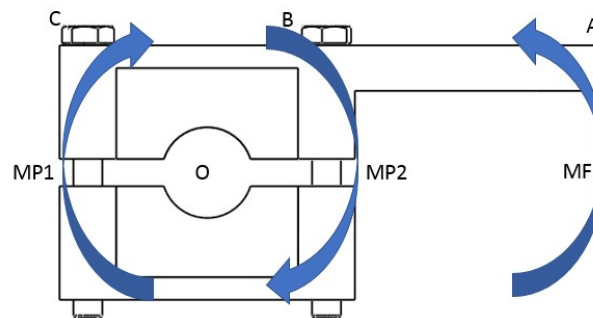
Tendo o conhecimento do valor da área do eixo do parafuso, é preciso aplicar a fórmula da área do círculo para obter o diâmetro ideal para o sistema.

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 27,19}{3,14}} \quad D_p = 5,88 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Uma ilustração das forças e momentos atuantes no freio de Prony podem ser observadas nas Figuras 31 e 32, respectivamente. Os resultados numéricos das equações pode ser observado na Tabela 6.



**Figura 32:** Análise de Força - Freio de Prony



**Figura 33:** Análise de Momento - Freio de Prony

**Tabela 7:** Dimensionamento do parafuso do freio de Prony

Fator de Segurança	5
Força tangencial (N)	1505,88
Comprimento - AO (mm)	87,5
Comprimento - BO (mm)	26,25
Comprimento - CO (mm)	26,25
Momento (N.mm)	131764,71
Força no parafuso (N)	1631,37
$\sigma$ Escoamento - AISI 304 (Mpa)	300
$\sigma$ Adm Escoamento - AISI 304 (Mpa)	60
Área - AISI 304 (mm <sup>2</sup> )	27,19
Diâmetro Parafuso - AISI 304 (mm)	5,88

Ao analisar o catálogo de parafusos de classe da Ciser, é possível identificar o parafuso ideal para a carga aplicada em questão. Visto a maior facilidade para compra, foi optado a compra de um parafuso M6 de classe 4.8, com capacidade de carga de 6230 N.

Para se extrair o torque instantâneo produzido no eixo pelo motor testado, foi necessário construir um sistema de freio de Prony capaz de medir a força exercida em uma célula de carga a partir do eixo. O sistema é composto por três principais componentes, são eles: haste de fixação, sapatas de sacrifício e célula de carga.

A haste de fixação é composta por duas partes de aço aparafusadas entre si e tem como função transmitir a força gerada no eixo para a célula de carga. Sabendo-se força mensurada e a distância do eixo para o ponto de contato entre a célula de carga e a haste, é possível calcular-se o torque instantâneo gerado pelo motor.

### **Sapatas**

A sapata é o componente no freio de Prony responsável por realizar a transmissão do torque do eixo para a célula de carga. Dentro das condições de contorno do sistema, definiu-se que o material escolhido para este componente deveria ser mais macio que o material do eixo, justamente para garantir o desgaste das sapatas, etambém deveria ser resistente a altas temperaturas, pois ficaria em contato diretamente com o eixo para gerar a força de atrito.

A fim de aumentar a longevidade dos componentes do conjunto, optou-se o uso de pastilhas de freio automotiva, visto que geraria menos custo de fabricação, sem prejudicar o rendimento do equipamento. Inicialmente, optou-se pelo uso de nylon como matéria prima para as sapatas, porém, após se realizar um primeiro teste as mesmas não aguentaram a temperatura e derreteram. Portanto, o modelo da pastilha de freio escolhida foi o do monza, pois estas são compactas e apresentam um bom custo-benefício.

Pelo desgaste do material ao longo do teste, o resultado deixaria de ter precisão e continuidade, por isso, aplicou-se uma espuma no que foi comprimida entre a pastilha de freio e as chapas do mecanismo do Prony, de modo a obter uma pressão constante mesmo que o material venha a se desgastar com o uso. Adicionalmente, as pastilhas de freio foram esmetilhadas na região de contato com o eixo do dinamômetro para assegurar que elas não deslizassem durante os testes.

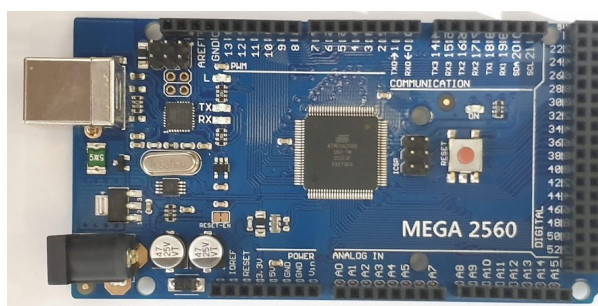
### 3.3 Hardware e Software

A implementação dos sensores e software de leitura de dados na bancada torna possível coletar dados dos motores, aperfeiçoá-los e assim poder extrair o máximo de potência e torque durante as competições. Contudo, para tornar possível a leitura e armazenamento dos dados foi necessário realizar um projeto para se especificar os sensores, definir o circuito lógico necessário para importação e software. Portanto, após a definição dos componentes essa parte do projeto da bancada de testes, denominada de hardware e software de leitura, foi subdividida em três grupos, são eles: Arduino, sensores e software.

#### 3.3.1 Arduino

O Arduino é um microcontrolador utilizado para realizar projetos eletrônicos. O Arduino se tornou muito popular em pequenos projetos por diversos motivos, entre eles: código de programação é C++, pode ser programável para executar rotinas remotamente, alta compatibilidade de componentes (sensores, motores e componentes eletrônicos), software de programação gratuito e conexão USB.

Devido aos motivos acima citados e ao baixo custo quando comparado com outros tipos de automação, o Arduino foi o microcontrolador selecionado para realizar a leitura e envio dos dados coletados pelos diferentes sensores para o computador. Por ser necessário ter que realizar interface com quatro diferentes sensores, o modelo de Arduino escolhido para o projeto foi o Arduino Mega 2560, conforme ilustrado na Figura 33 abaixo.



**Figura 34:** Foto do Arduino Mega modelo 2560 utilizado no projeto

#### 3.3.2 Sensores

- Célula de Carga

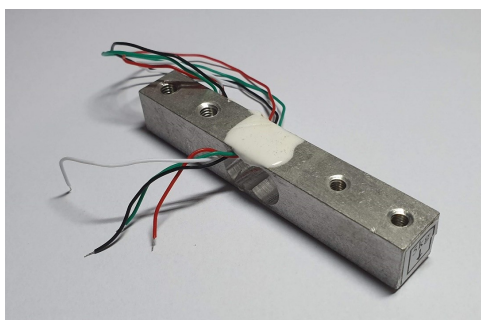
Para definição do modelo de célula de carga mais indicado para o projeto, foi necessário calcular qual a força máxima aplicada na mesma. Para a determinação da força máxima ( $F_{max}$ ), extraiu-se do manual do fabricante do motor mais potente o torque máximo e a relação de transmissão. De acordo com os dados encontrados no manual, o torque máximo é de 6,53 kgf.m à 10500 RPM e a relação de transmissão utilizada foi a de sexta marcha, 1:1,095, tem se o torque máximo aplicado no eixo do dinamômetro.

Conhecidos esses dados, determinado que a relação de dentes entre a engrenagem de saída dos motores e a do dinamômetro é de 1:1 e o comprimento da haste do dinamômetro, de 90 mm. Com base nas informações citadas a cima e partindo do princípio de equilíbrio estático foi possível determinar a célula de carga adequada para o sistema.

$$F_{max} = (T.rel)/h \quad (3.17)$$

$$F_{max} = (6,53.1,095)/0,09 \quad (3.18)$$

Portanto, com o valor da força máxima 800 N exercida na célula de carga calculado e conhecido, foi feita uma pesquisa de mercado para selecionar o modelo correto do sensor de força, a célula de carga determinada para o projeto foi a de 100 kg. Porém, por questões de custo e compatibilidade com o modelo do Arduino, modelo de célula de carga comprado, foi o de 5kg. A Figura 34 é uma representação do modelo de célula de carga escolhido.



**Figura 35:** Célula de carga de 5 kg utilizada no projeto

Apesar da célula de carga escolhida já ser fabricada com dois strain gauges conectados de maneira a formar a ponte de Wheatstone, o modelo ainda necessita de um amplificador para que o Arduino seja capaz de realizar a leitura dos dados do sensor. Portanto, incluiu-se no projeto o HX711, um amplificador eletrônico e conversor de sinal analógico em digital. A ilustração 35 é um diagrama de blocos da ligação do Arduino.



**Figura 36:** Esquemático da ligação da célula de carga com o HX711 e o Arduino

- Sensor de Rotação

O sensor de rotação analisa a rotação instantânea do eixo do dinamômetro. Sabendo que a relação de engrenagens do motor para o dinamômetro é de 1:1, pode-se garantir que a rotação medida no eixo do dinamômetro é a mesma do motor. O sensor escolhido para o projeto foi o do tipo de contagem por chave ótica. Esse tipo de sensor funciona com a emissão de um sinal infravermelho entre as duas hastes. Quando algum obstáculo passa na seção, o sinal é interrompido e a contagem realizada.

Foi definido esse tipo de sensor por apresentar algumas vantagens se comparados com o sensor de rotação de roda fônica e o de aproximação, são elas: menor peso, menor risco de interferência por vibração, facilidade na montagem e compatibilidade com o Arduino. A Figura 36 é uma ilustração da conexão eletrônica entre o sensor de rotação e o Arduino. Durante a montagem do projeto, foi possível perceber um ruído na leitura do sensor de rotação e, portanto, foi necessário instalar um capacitor de 1 uF para eliminar qualquer tipo de interferência.



**Figura 37:** Esquemático do sensor de rotação com Arduino

### 3.3.3 Software

Foi necessário programar o Arduino para que fosse possível coletar e enviar os dados para o computador de maneira síncrona e uniforme. Antes de escrever o programa final, foi necessário realizar a calibração dos sensores, como por exemplo a célula de carga, onde foi preciso definir um fator de calibração para que o sensor lesse a massa correta aplicada. A programação utilizada para calibrar e sincronizar os sensores pode ser encontrada no Apêndice B.

### 3.4 Procedimento de Testes

Para tornar possível a análise comparativa entre os testes, foi necessário se estabelecer um padrão a ser seguido. Portanto, foi criado um procedimento a ser seguido antes, durante e após os ensaios para assegurar a padronização. O procedimento criado está descrito a seguir.

- Verificar o alinhamento da corrente nas engrenagens do eixo de saída do motor e do dinamômetro
- Deve-se tensionar os parafusos do dinamômetro com o torque de 5 Nm
- Ao energizar o arduino, deve-se verificar que os sensores estão realizando a leitura dos dados de maneira correta.
- Após dada a partida do motor, deve-se realizar a aceleração de maneira contínua até o limite de rotação do motor.
- Durante o teste deve-se observar qualquer vibração no mecanismo de Prony ós realizado o teste, deve-se aguardar, pelo menos, 20 minutos para se realizar outro teste.



## Capítulo 4

### Construção e Montagem do Projeto

Após delineado todo o design da mesa, realizada as simulações de elementos finitos e a compra do material necessário, iniciou-se o processo de montagem da bancada de testes. Esse capítulo visa descrever todo o processo de montagem, desde a compra e seleção de materiais utilizados até o início da fase de testes, realizar uma análise de custos e um breve estudo de viabilidade econômica.

#### 4.1 Componentes Utilizados

Para realizar a montagem da mesa, procurou-se listar todo o material necessário para compra e quais seriam os potenciais fornecedores para cada produto. Preparada essa lista se iniciou o processo de pedido com cada vendedor específico. Abaixo estão listados todos os artigos a serem adquiridos.

- Tubo Retangular, Tubo Redondo e Chapa de 3 mm de espessura:

Como citado no item 3.1, Foi escolhido um tubo de perfil retangular de 50 mm de altura por 30 mm de largura e com espessura de parede de 2,65 mm para se realizar a estrutura básica da mesa, que é composta pela mesa horizontal, pernas de sustentação e vigas transversais de apoio. Para calcular a quantidade necessária de tubo retangular, somou-se o comprimento de todas as peças compostas por esse componente, o que totalizou, aproximadamente, 5,2 metros. O mesmo cálculo de material foi realizado para o tubo de perfil circular e para a chapa de 3 mm de espessura, o que totalizou, aproximadamente, 2,9 metros e  $0,17 m^2$ , respectivamente.

- Rodas do Rodízio:

Fundamentado na descrição do item 3.1.3, o melhor modelo encontrado foi o GP614BR da marca Kahori e com rodas de 6 polegadas. O conjunto tem 186 mm de altura e tem capacidade de carga de 100 kg por roda. O modelo foi escolhido devido à relação custo-benefício e a disponibilidade de entrega do vendedor. O rodízio é composto por duas rodas

giratórias e duas fixas, conforme demonstrado na Figura 37.



**Figura 38:** Foto do Rodízio

- **Sensores:**

Os sensores e o circuito lógico programável Arduino foram selecionados e comprados todos do mesmo fornecedor. Ao todo foram comprados dois sensores além da placa (modelo: Arduino Mega 2560), são eles: célula de carga (modelo: 5 kg) e rotação (modelo: H2010).

Para garantir a precisão da leitura da célula de carga com cargas maiores que 5 kg, foi realizado um teste de carga utilizando duas anilhas. Para realizar o teste, as anilhas foram pesadas juntas em uma balança e quando feita a média da massa medida na balança, o valor foi de, aproximadamente, 7,7 kg. Quando pesadas na célula de carga, a média dos valores ficou, em aproximadamente, 7,751 kg, o que assegura a precisão da célula de carga mesmo com pesos maiores que 5 kg.

- **Tinta:**

Com o intuito de prolongar a vida útil da bancada de teste, optou-se por pintá-la com tinta spray. A cor selecionada foi preto fosco

- **Material de Corte e Solda:**

Como o procedimento de montagem da mesa foi realizado na oficina da equipe Baja SAE dentro do Campus Maracanã do CEFET/RJ, foi necessário comprar o material para realizar corte, desbaste e solda nos tubos e chapas. Foram comprados 1 kg de eletrodo e 10 discos de corte.

- Engrenagens, Corrente, Parafusos e Rolamentos:

Para realizar a montagem de todos os componentes foi necessário comprar todos os elementos de união e transmissão. O modelo escolhido para os rolamentos foi o UCP204, as engrenagens compradas foram as modelo 15 com diâmetro de 85 mm, a corrente foi de 1,5 metros de comprimento, utilizou-se 16 parafusos M10 e 4 parafusos M6.

## 4.2 Montagem

Com a intenção de facilitar a reprodução deste projeto, essa seção visa descrever todo o processo de montagem da bancada de testes desde a compra dos componentes citados na seção anterior. A lista de etapas segue a ordem cronológica em que foi montada a bancada de testes e cada procedimento está brevemente descrito na Tabela 7.

**Tabela 8:** Dimensionamento do parafuso do freio de Prony

	Procedimento	Figura
1	Posicionamento dos tubos da mesa horizontal para verificação das medidas	Figura 38
2	Soldagem dos tubos e conclusão da montagem da mesa horizontal.	Figura 39
3	Soldagem das pernas da mesa e das chapas do rodízio	Figura 40
4	Corte da chapa de suporte do dinamômetro e do motor do Baja SAE	-
5	Engrenagens encaminhadas para o processo de usinagem	-
6	Posicionamento do dinamômetro e do motor do baja na bancada de testes	Figura 41
7	Pintura da bancada	-
8	Instalação dos rolamentos e do eixo do dinamômetro	-
9	Instalação do modelo do freio de Prony	-
10	Instalação da Célula de Carga	Figura 42
11	Instalação dos sensor de rotação	Figura 43
12	Montagem do rodízio	-
13	Montagem da engrenagens no conjunto	Figura 44
14	Teste de leitura dos sensores	-
15	Ajuste do comprimento da corrente para testar o motor do Baja	-



**Figura 39:** Registro fotográfico do posicionamento dos tubos da mesa horizontal



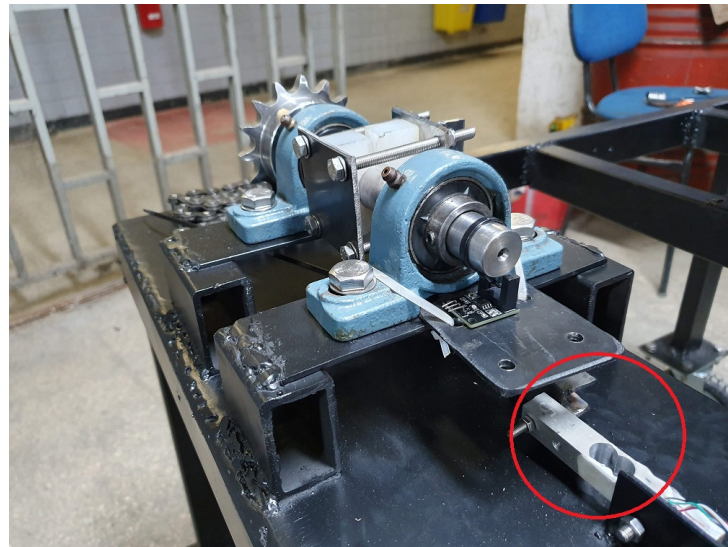
**Figura 40:** Mesa horizontal pronta



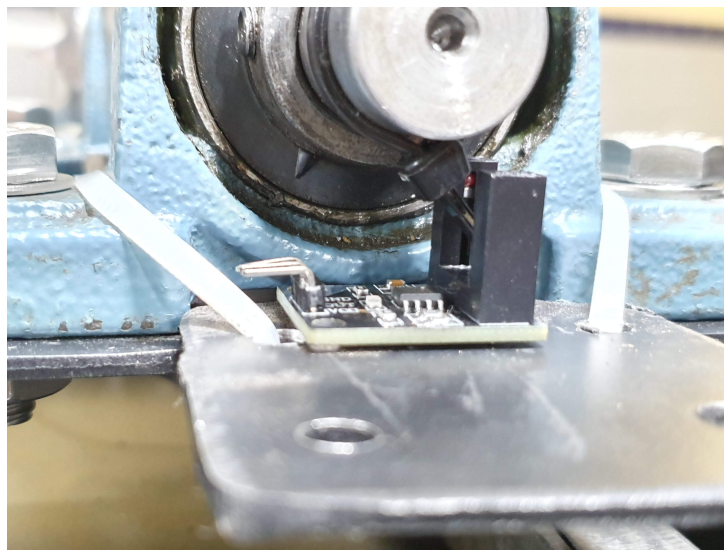
**Figura 41:** Processo de montagem das rodas do rodízio



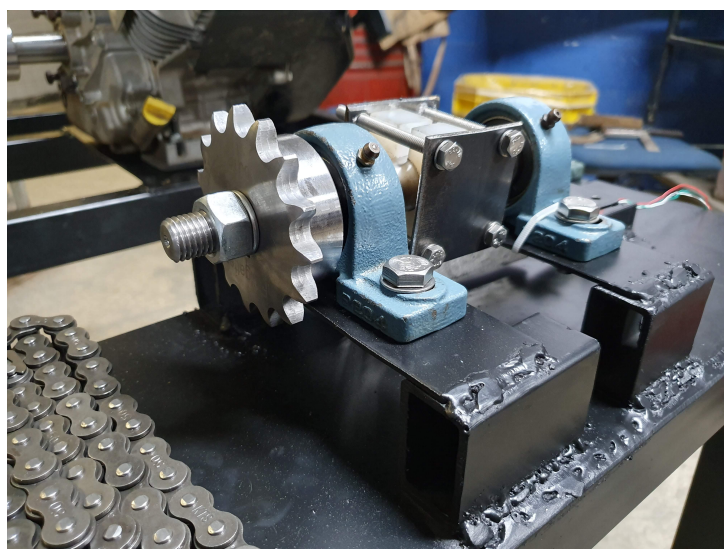
**Figura 42:** Posicionamento do motor do Baja na bancada de testes



**Figura 43:** Posicionamento da célula de carga no dinamômetro destacado em vermelho



**Figura 44:** Posicionamento do sensor óptico utilizado para medir a rotação instantânea do eixo do dinamômetro



**Figura 45:** Registro fotográfico após concluída a montagem do dinamômetro.

### 4.3 Análise de Custos e Estudo de Viabilidade Econômica

Com o intuito de viabilizar o projeto da bancada de testes, foi realizado o registro de todos os recibos dos componentes comprados e estimou-se a quantidade de horas necessárias para a elaboração do conceito, modelagem do protótipo, simulações de elementos finitos, compra dos componentes, serralheria e ajustes da bancada. Os custos dos componentes utilizados na bancada podem ser observados na Tabela 8.

Para realizar a estimativa de horas necessárias para elaboração total do projeto maneira mais

exata possível, dividiu-se os custos por diferentes funções, são elas: engenharia, montagem, logística e testes.

- Engenharia: Os custos de engenharia começaram a ser contabilizados no início do projeto, quando se começou a realizar a pesquisa do modelo a ser utilizado. Para esta etapa foi considerado uma reunião semanal com duas horas de duração entre os dois integrantes do grupo por dezesseis semanas (período relativo a um semestre letivo).

Após a definição do modelo que seria construído, a segunda etapa da engenharia foi a de modelagem de todas as peças em 3D e emissão de todos os desenhos necessários para tornar possível a visualização do modelo e, posteriormente, gerar as análises de elementos finitos para assegurar que a escolha do material e a geometria da bancada de testes iriam atingir os níveis mínimos de segurança. Para essa etapa foram contabilizadas 20 horas de cada integrante do grupo, totalizando 40 horas necessárias.

Posteriormente, com todas os componentes utilizados na bancada de testes já modelados, foi possível realizar a análise de elementos finitos das partes consideradas críticas. Para essa parte da engenharia, considerou-se 16 horas de trabalho no total.

O desenvolvimento do programa para a automação da bancada de testes também foi contabilizada nos custos de engenharia. Como a dupla responsável pelo projeto não tinha os conhecimentos necessários para o desenvolvimento do programa do Arduino, considerou-se, na estimativa de horas desta etapa, um professor de robótica para auxiliar na programação. Para a fase de criação do programa e automação do sistema, considerou-se 16 horas de trabalho do professor e de um dos componentes da dupla para auxiliá-lo.

A precificação da mão-de obra de engenharia baseou-se no piso salarial de 8,5 salários mínimos estipulado pela Lei 4.950/A, de 22 de abril de 1966, para engenharia mecânica. Essa lei estabelece os critérios de jornada e remuneração para os profissionais de Engenharia, Arquitetura e Agronomia. Já para o salário mínimo, o valor mensal adotado foi o de R\$ 998, decretado pelo presidente da República Federativa do Brasil para o ano de 2019. É possível observar abaixo, o valor pago por hora trabalhada de um engenheiro mecânico.

Valor salário mínimo mensal, R\$ 998,00.

Jornada de trabalho mensal, em horas, 160 horas.

Piso estipulado por lei para um engenheiro mecânico, 8,5 vezes o salário mínimo.

Portanto, o valor mínimo aproximado por hora a ser paga para um engenheiro mecânico,

é de R\$ 53,02 reais e o custo total dessa etapa é de R\$ 8059,54.

- Montagem:

O processo de montagem contempla todos os procedimentos de corte, solda e fixação por parafuso para unir os componentes da mesa até sua forma final. Portanto, os custos calculados nessa etapa foram divididos em 3 categorias, são elas: corte, soldagem e montagem da bancada.

O corte inicial dos tubos foi realizado pelo próprio fornecedor com o custo de R\$ 2,50 a unidade, com um total de 19 cortes, o valor final cobrado pelo fornecedor foi de R\$ 47,50, já adicionado no valor dos itens. Os outros cortes foram realizados na própria oficina do Baja dentro do CEFET/RJ e o custo total do material foi de 30 reais. Pelo procedimento de cortes restantes e soldagem ter sido realizado pelos integrantes do projeto e colaboradores da equipe do Baja, o valor do serviço foi estipulado com base em uma bolsa estudantil mensal paga pela CAPES e CNPq de R\$ 400,00 para participação em projetos.

A montagem da mesa também foi realizada pela dupla responsável pelo projeto e, para essa etapa, se seguiu a mesma precificação de corte e soldagem citados acima. Porém, como o número de horas contabilizadas para essa etapa somadas a etapa de cortes foi de 16 horas não foi necessário adicionar nenhum outro custo de mão de obra, pois o valor está dentro da quantidade prevista no contrato da CAPES e/ou CNPq para pesquisa. Portanto, o valor final considerado na montagem foi de R\$ 430,00.

- Logística:

Dentro da logística foram incluídos todos os preços pagos de frete e quaisquer custos de locomoção que os membros deste projeto tiveram para visitar fornecedores e colaboradores. Após contabilizado, os gastos com logística somaram aproximadamente R\$ 200,00.

- Testes:

Para a fase de testes da bancada, foi utilizada a mesma estratégia da engenharia. Foi estimado um total de 32 horas (16 horas de cada participante do grupo) de trabalho para realizar todos os ajustes necessários até que a bancada estivesse pronta para realizar o primeiro teste. Portanto, o valor gasto nessa etapa foi de R\$ 1696,64.

Após somados todos os custos listados acima, pode-se estimar que o valor total gasto para realizar o projeto foi de, aproximadamente, R\$ 12000,00. Pode-se observar que o investimento é alto, se comparado com a verba disponível para os projetos de extensão do CEFET/RJ.



Porém, visto que esse projeto pode ser aplicado em outros motores de combustão interna ou elétricos, os custos de engenharia e de alguns materiais podem ser divididos, como por exemplo, a chapa de aço e o tubo redondo de 1" podem ser utilizados em 3 bancadas diferentes. Na Tabela 8 é possível observar os valores gastos em cada etapa do projeto.

**Tabela 9:** Tabela de custos do projeto

Tipo de custo	Descrição	Valor
Componentes	Sensor de Velocidade Ótico	R\$ 23,90
	Célula de Carga 5 kg	R\$ 26,50
	Arduino Mega 2560	R\$ 98,50
	Módulo conversor Amplificador HX711	R\$ 8,90
	Jogo C/4 rodízios 6 plegadas C/pneu	R\$ 270,00
	Tubo quadrado Aço SAE 1020 50 x 30 x 3 x 6000 mm	R\$ 214,00
	Tubo redondo Aço SAE 1020 2,54 x 2 x 6000 mm	R\$ 64,00
	Chapa de aço SAE 1020 1000 X 1000 X 3 mm	R\$ 229,00
	Rolamentos 20 mm	Doação Baja
	Mancais	Doação Baja
	Eixo	Doação Baja
	Engrenagens	R\$ 56,00
	Corrente	R\$ 52,50
	Usinagem	R\$ 500,00
Serralheria	R\$ 47,50	
Parafusos, porcas, arruelas e ferramentas para montagem	R\$ 154,41	
Tinta Spray	R\$ 35,80	
Pastilha de freio para Monza	R\$ 45,00	
Engenharia	Pesquisa (64 horas)	R\$ 3.393,28
	Modelagem 3D (40 horas)	R\$ 2.120,80
	Simulação de Elementos Finitos (16 horas)	R\$ 848,32
	Programação (32 horas)	R\$ 1.696,64
Logística	Transporte	R\$ 200,00
Testes	Ajustes da bancada	R\$ 1.696,64
-	Valor Total:	R\$ 11.781,69

## Capítulo 5

### Resultados dos Testes

Após o término do processo de fabricação, foram feitos ao todo cinco testes utilizando o motor do Baja com calibragens diferentes. Infelizmente o motor do Fórmula estava em manutenção durante a semana de testes do dinamômetro e, por esse motivo, não foi possível testá-lo.

O motor do Baja possui além de configurações das folgas do carburador, o ajuste e controle da proporção de mistura de oxigênio, através de uma válvula no carburador. As configurações são de *choke*, intermediário e *run*. *Choke* é somente utilizado para injetar mais combustível para queima, não sendo uma configuração de trabalho; Intermediário é a configuração onde limita a entrada de oxigênio em 50% e o modo *run* possui a abertura em 100%. As duas últimas configurações são as utilizadas pela equipe de Baja SAE durante os testes dos motores e competições.

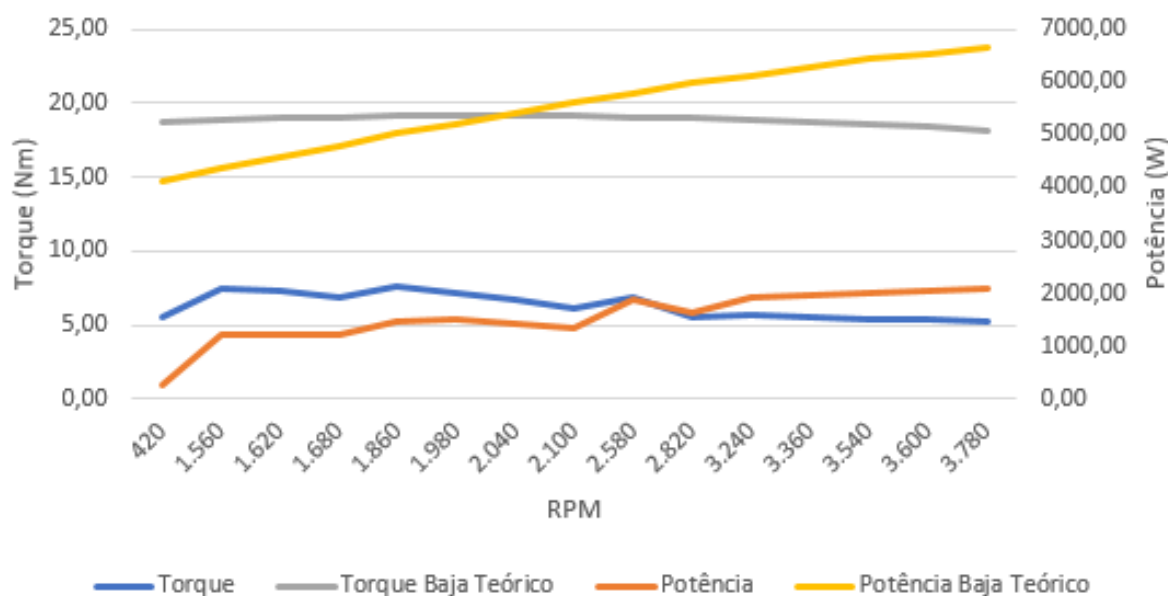
Durante os momentos de testes foi identificado que a bancada não apresentou vibração de maneira significativa e se manteve parada sem a necessidade de trava nas rodas. Utilizou-se elementos amortecedores na fixação do motor além das rodas de borracha com o objetivo de minimizar a vibração na bancada.

O teste foi realizado manualmente, com um operador acelerando o motor de maneira pausada. Por esse motivo, foi possível observar durante a análise de resultados que a força exercida na célula de carga apresentou quedas bruscas quando o operador deixava de empregar a força necessária para manter uma aceleração contínua. Pode ser observado que a aceleração também apresentou um pico máximo quando o operador voltava a acelerar o motor.

Portanto, antes de realizar a montagem dos gráficos de torque e potência presentes neste capítulo, foi necessário descartar os pontos máximos e mínimos de força registrados na célula de carga para se obter uma leitura mais fiel do torque do motor. Adicionalmente, devido a aceleração ser gradativa e de modo lento, foram geradas muitas leituras da mesma rotação, e por esse motivo, foi realizada a média dos valores de torque para a mesma rotação.

Durante o primeiro teste realizado, presente na Figura 45, notou-se que o torque teve aumento inicial, atingindo um pico de 7,61 Nm em 1860 RPM, seguido por uma queda com o aumento da velocidade de rotação do motor até, aproximadamente, 2820 RPM. A partir de

2820 RPM observou-se que o torque se manteve constante até o final do teste. Já a potência foi crescente até o final do teste, atingindo o valor máximo de 2082 Watts em 3780 RPM.



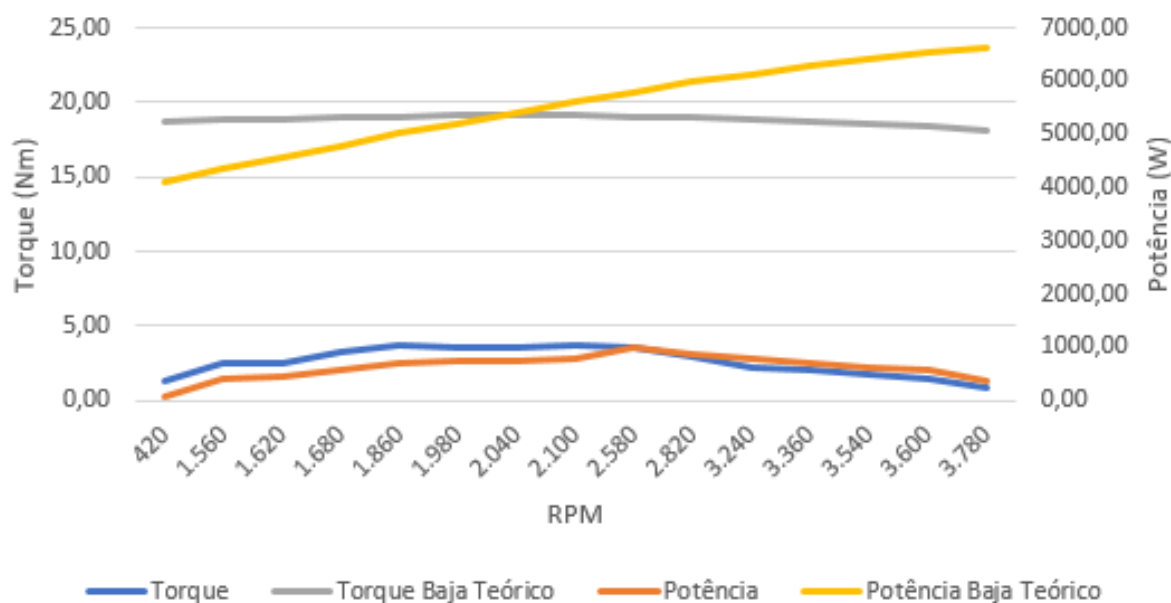
**Figura 46:** Resultado de teste 1 - Carburador no modo intermediário

O resultado foi compatível se comparado com as curvas de torque e potência fornecida pela Briggs Stratton para o motor estacionário de 10 Hp, onde o torque atinge o pico na região de 2500 RPM e a potência máxima é atingida na rotação máxima do motor, em torno de 3600 RPM.

Vale ressaltar que durante esse primeiro teste realizado, as pastilhas de freio ainda não estavam perfeitamente alinhadas e em contato no eixo, pois haviam sido esmerilhadas manualmente e sem nenhum gabarito para garantir o encaixe adequado no primeiro ensaio. Outro fator que pode ter alterado os valores obtidos no primeiro teste é a temperatura, pois no momento inicial tanto as pastilhas quanto o eixo estavam em temperatura ambiente.

O segundo resultado representa a análise realizada com o carburador no Intermediário, o freio de Prony não foi apertado entre o primeiro e o segundo teste. De acordo com o resultado apresentado, na Figura 46, é possível observar que o torque e a potência atingem os valores máximos de 3,67 Nm 981 Watts, respectivamente, em 2580 RPM e depois começa a cair até o final do teste.

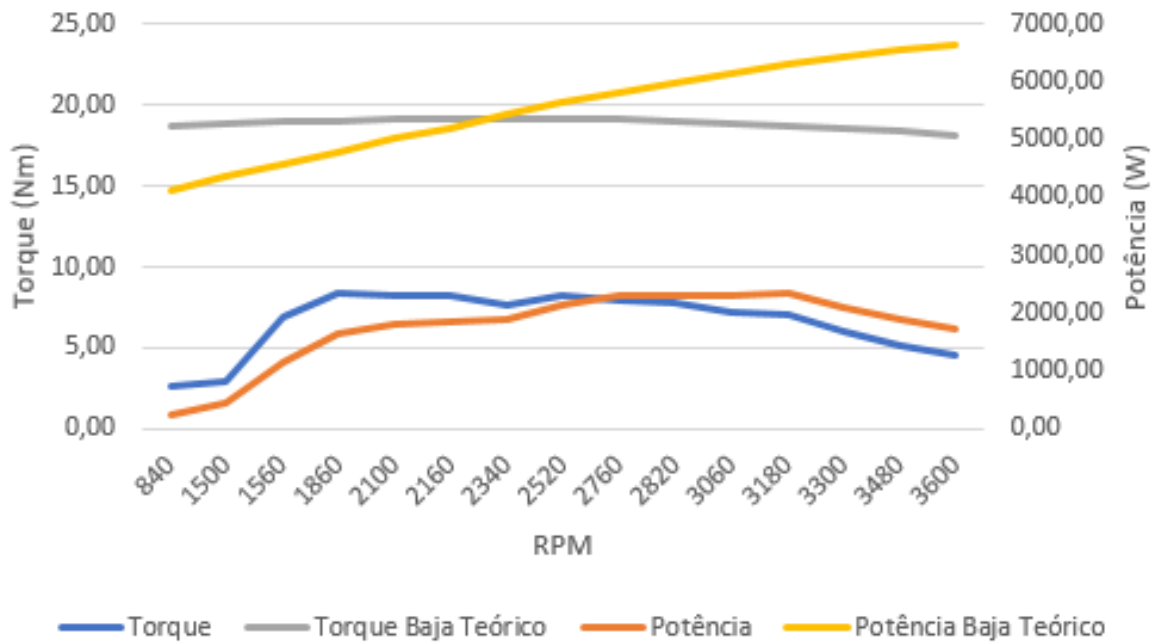
Acredita-se que os valores baixos obtidos na célula de carga e a queda repentina do valor de torque e potência se deu por conta da acomodação das pastilhas no eixo, pois ao finalizar o teste foi possível notar que dois, dos quatro parafusos do freio de Prony não estavam tensionados.



**Figura 47:** Resultado de teste 2 - Carburador no intermediário e freio de prony levemente apertado.

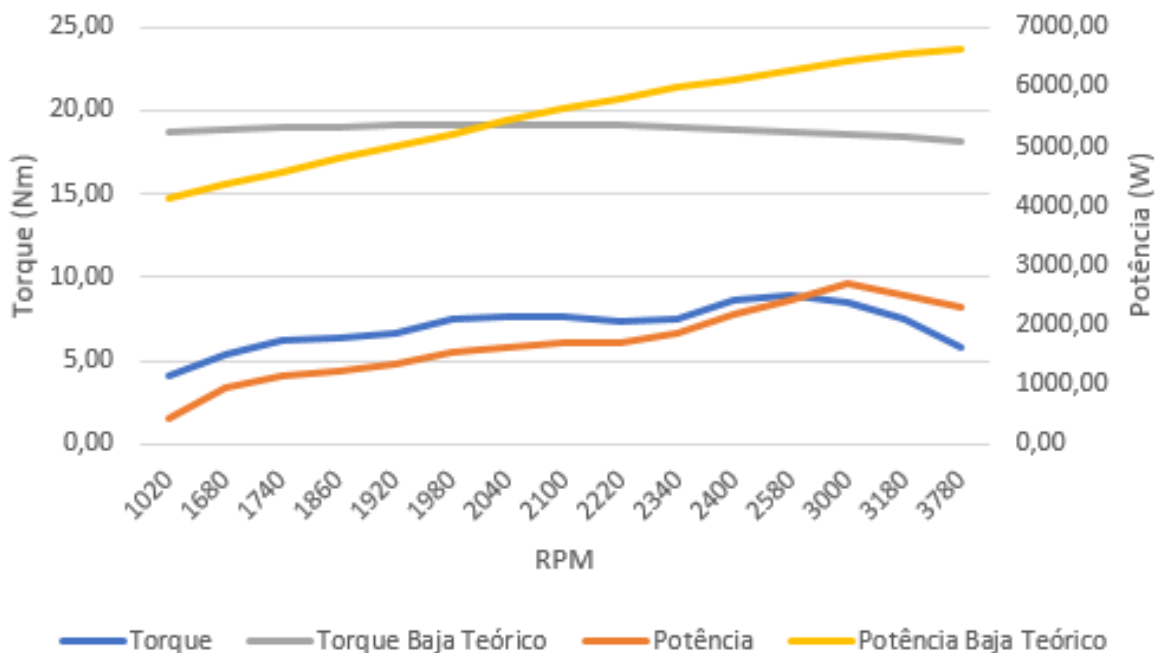
Para a realização do terceiro teste, representado na Figura 47, foi necessário torquar os quatro parafusos do freio de Prony para assegurar o contato das pastilhas de freio durante todo o ensaio. Pode-se observar que, neste teste, o valor do torque variou pouco entre 1860 RPM e 2520 RPM. Os valores obtidos para o torque são condizentes com o especificado pelo fabricante, pois o torque máximo em ambos os casos esta em, aproximadamente, 2500 RPM.

O valor obtido para a potência foi satisfatório até 3180 RPM, pois a curva permaneceu crescente. Porém, é possível notar que a partir desta rotação, a potência começa a decrescer ate o final do resultado.



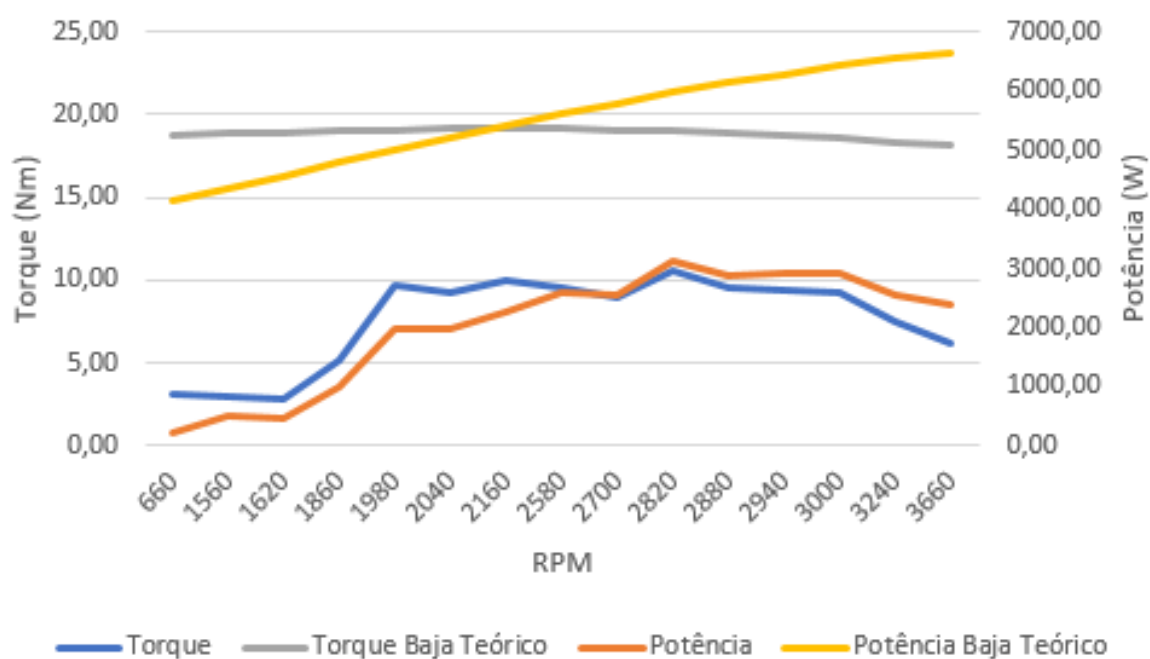
**Figura 48:** Resultado de teste 3 - Carburador no intermediário

O quarto resultado representado na Figura 48, apresenta o teste realizado com o carburador no modo intermediário e com os parafusos do Freio de Prony torquados novamente. Observa-se que a curva de torque foi condizente com o fornecido pelo fabricante do motor, com o valor máximo de aproximadamente 9 Nm em 2580 RPM. Já a potência apresentou seu valor máximo, aproximadamente 2750 Watts em 3000 RPM.



**Figura 49:** Resultado de teste 4- Carburador no modo intermediário

O quinto resultado representa a análise realizada com o carburador no modo *Run*, onde a válvula de admissão do carburador se encontra totalmente aberta, O freio de Prony foi torquado após o término do teste 4. Ao interpretar os resultados, nota-se que o nível de torque se eleva inicialmente com com rotação baixa e encontra se pico máximo de torque com rotação entre 2500 RPM e 3000 RPM, diferentemente dos testes anteriores que ficaram na faixa de 2200 RPM a 2500 RPM. A potência também foi crescente até, aproximadamente, 3000 RPM e depois começou a cair.



**Figura 50:** Resultado de teste 5- Carburador no modo *Run*.

Depois de ter realizado os cinco testes, é possível notar que os resultados se apresentaram consistentes com os dados de torque máximo do motor e verifica-se que existe repetibilidade da rotação em que os valores são máximos e mínimos ao longo dos ensaios. Por outro lado, pode-se observar que a medição de potência não foi condizente em todos os testes de acordo com o informado pelo fabricante.

Adicionalmente, quando o motor foi ajustado para o modo *run*, no ensaio de número 5, observa-se que o valor máximo de torque e potencia foram superiores aos testes realizados no modo intermediário. Pelos fatores apresentados, é possível concluir que a bancada de testes performou de maneira satisfatória.

## Capítulo 6

### Conclusão e Melhorias Futuras

#### 6.1 Conclusão

O trabalho apresentado teve como objetivo o projeto e montagem de um dinamômetro de bancada, com princípio de medição mecânico e de baixo custo para testar os motores das equipes Alpha Fórmula SAE e Mud Runner Baja SAE do CEFET/RJ. Iniciou-se o projeto por uma pesquisa bibliográfica para qual seria o tipo de dinamômetro a ser escolhido e concluiu-se que o freio de Prony como modelo inicial a ser utilizado.

Definido todos os componentes da bancada, iniciou-se o processo de montagem dentro da oficina do Baja SAE do CEFET/RJ e foi necessário realizar algumas alterações pontuais na bancada para facilitar o processo de montagem. Após concluído o processo de montagem começou o procedimento de testes do dinamômetro.

Desde o início do projeto, era de conhecimento que os valores obtidos para o torque e a potência não seriam os mesmos gerados pelos motores, pois o mecanismo de Prony não trava o eixo do motor e, conseqüentemente, mede a potência total do motor testado. Portanto, o principal fator para saber se a bancada de testes apresentaria resultados consistentes, seria se as curvas de potência e torque medidas experimentalmente seguissem o mesmo padrão especificado pelo fabricante e o estudo comparativo entre os diferentes ensaios.

Por fim, levando em conta todos os resultados encontrados e variáveis estudadas durante este projeto, pode-se considerar que o dinamômetro funciona com eficiência para o motor testado, pois os gráficos de torque e potência obtidos experimentalmente condizem com as especificações do motor e existe repetibilidade entre os testes realizados.

#### 6.2 Alterações e Melhorias Futuras

Nesta seção, serão descritas todas as alterações efetuadas no projeto e quais pontos foram observados como melhorias futuras. As divergências entre o projeto e a montagem, descritos no Capítulo 3 e Capítulo 4, respectivamente, se deram por dois principais motivos, a falta de

recursos e restrições no processo de montagem da bancada. Já as melhorias futuras, são observações durante a etapa de construção que poderiam melhorar a qualidade do projeto caso implementadas.

### **6.2.1 Freio de Prony**

O freio de Prony originalmente estudado para o projeto precisou ser modificado para o modelo realmente instalado na bancada de testes. Houve a necessidade de se trocar o protótipo do Prony instalado no dinamometro por dois principais motivos, são eles: custo de fabricação do modelo originalmente modelado e alteração na altura do suporte do eixo do dinamômetro.

Após montado no dinamômetro, observou-se ainda que tornaria muito mais prática a montagem e desmontagem das hastes do freio de Prony se tivesse sido utilizado porcas do tipo borboletas em vez de porcas comuns. Pois, devido a limitação na amplitude do movimento circular para fixar os parafusos no local correto, o processo se tornou muito mais lento.

### **6.2.2 Arduino**

Apesar do Arduino ser uma das plataformas de microcontrolador mais desenvolvidas mundialmente, infelizmente não é possível, de maneira direta, retirar os dados captados pelos sensores de rotação e de peso para gerar os gráficos de potência e torque vs RPM. É preciso exportar os dados lidos da caixa de comando do Arduino para o Excel e a partir daí, com o auxílio de modificações nos dados, é possível plotar os gráficos. O Raspberry PI seria um microcontrolador capaz de exportar os dados diretamente para outro programa e gerar os gráficos de maneira espontânea.

### **6.2.3 Rolamentos**

Os rolamentos descritos na seção 3.2.3, infelizmente não foram empregados no projeto por questões de custo. Caso seja necessário realizar o teste do motor da CB600F, é necessário instalar novos rolamentos especificados para a velocidade de operação de 15000 RPM, velocidade máxima de rotação do motor Honda de 600cc empregado no projeto da equipe Alpha Fórmula SAE.



#### **6.2.4 Sensores de Fluxo e Temperatura**

Os sensores de fluxo e temperatura chegaram a ser comprados, porém não foram utilizados durante os testes. Devido a falta de compatibilidade do sensor de fluxo com gasolina, preferiu-se não o instalar no prodejo para não danificar os motores testados. Já o sensor de temperatura não foi empregado no projeto pois não havia como acoplá-lo ao cabeçote dos motores de modo a realizar uma leitura eficiente.

#### **6.2.5 Solda**

Após concluído o processo de soldagem dos tubos e chapas utilizados no projeto, poderia ser realizado um ensaio não destrutivo das soldas para garantir a qualidade das juntas soldadas e a integridade da bancada de testes durante os ensaios.

#### **6.2.6 Suporte do Tanque**

Em ambos os motores testados, não há uma bomba de combustível para alimentar o motor. Portanto, um ponto de melhoria para o projeto, seria o prolongamento dos tubos de fixação do motor de 600cc e a instalação de um tanque padrão no topo dos tubos, que fosse capaz de alimenta a vazão de combustível de ambos os motores.

#### **6.2.7 Controle Dimensional**

Devido ao processo de corte ter sido realizado todo com ferramentas manuais, o controle dimensional da bancada foi prejudicado. É possível notar, por exemplo, que uma das pernas de sustentação da bancada ficou mais curta que as outras e foi necessário instalar arruelas para nivelá-la com as outras.

#### **6.2.8 Engrenagens**

Embora tenha sido especificado que as engrenagens na bancada de teste fossem iguais a utilizada no motor do Fórmula SAE, devido ao alto custo, preferiu-se empregar duas outras engrenagens, com o mesmo passo e número de dentes, porém usinadas.

### **6.2.9 Acelerador e Botão de Parada de Emergência**

Ao concluir a montagem do motor do Baja na bancada, percebeu-se que seria mais prático se fosse instalado um gatilho conectado via cabo de aço ao motor para poder realizar a aceleração de maneira mais segura. O mesmo ocorreu para o dispositivo de parada de emergência, onde um botão preso a bancada e conectado no motor também tornaria mais segura a operação durante os testes.

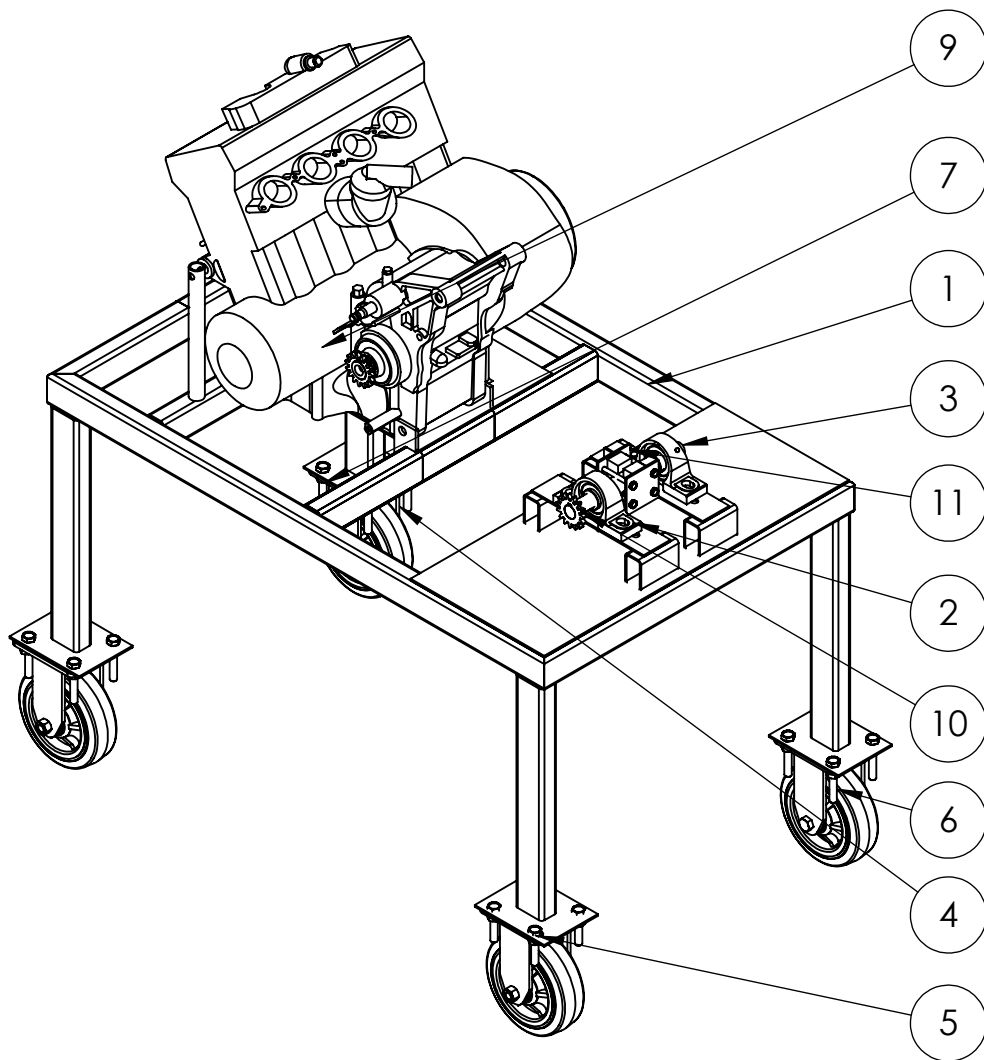
## Capítulo 7

### Referência Bibliográfica



- [1] Brunetti F.; **Motores de Combustão Interna - Vol. 1**, 2ª Edição, São Paulo, Blucher, 2013. ISBN: 9788521212935.
- [2] Budynas, R.; Nisbett, J. K.; **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10ª Edição, Porto Alegre, AMGH, 2016. ASIN: B01B6O5IHS.
- [3] PEREIRA, J.; **Dinamômetros Hidráulicos**. Acesso em 15 de Maio de 2019, disponível em: <http://www.perfectum.eng.br/PDF/dinos.pdf>
- [4] Motorsport; **F1 BMW Sauber F1 Team Launch Valencia 2006 the New 2006 BMW p86 F1 Engine on the Dyno**. Acesso em 8 de Março de 2019, disponível em: <https://www.motorsport.com/>
- [5] Briggs & Stratton; **M19h Baja Net Power**. Acesso em 8 de Maio de 2019, disponível em: [https://www.briggsracing.com/sites/default/files/m19h\\_baja\\_net\\_power1.pdf](https://www.briggsracing.com/sites/default/files/m19h_baja_net_power1.pdf)
- [6] NAVARRO, D., SALATA, G., RIBEIRO, G.; **Influência do aumento da porcentagem na gasolina angulação de trabalho no motor Briggs e Stratton**. Rio de Janeiro, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2015.
- [7] José Claudio Pereira; **DINAMÔMETROS HIDRÁULICOS**. Acesso em 2 de Dezembro de 2018, disponível em: <http://www.joseclaudio.eng.br/energia/dinos1>
- [8] Freitas, A. R.; **“FREIO DE PRONY”**. Acesso em 7 de Outubro de 2018, disponível em: <https://www.ifi.unicamp.br/>
- [9] Contesini, L.; **Project Cars 98: como é projetado o motor de um carro de 300 km/l?**. Acesso em 9 de Março de 2019, disponível em: <https://www.flatout.com.br/>
- [10] Ciser; **Informações técnicas - Uso orientativo**. Acesso em 6 de Abril de 2019, disponível em: <http://www.ciser.com.br/download/informacoes-tecnicas>

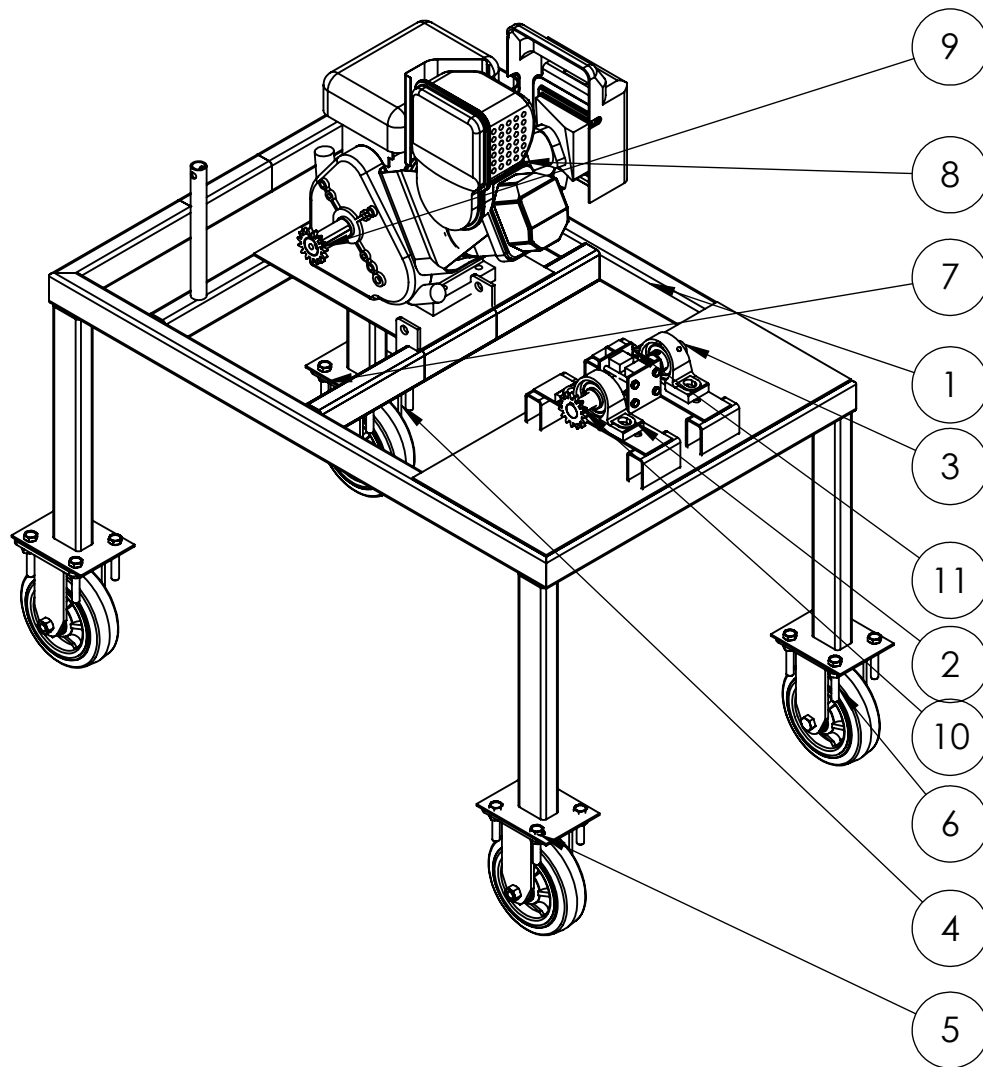
## **Apêndice A**

### **Apêndice - Desenhos técnicos**





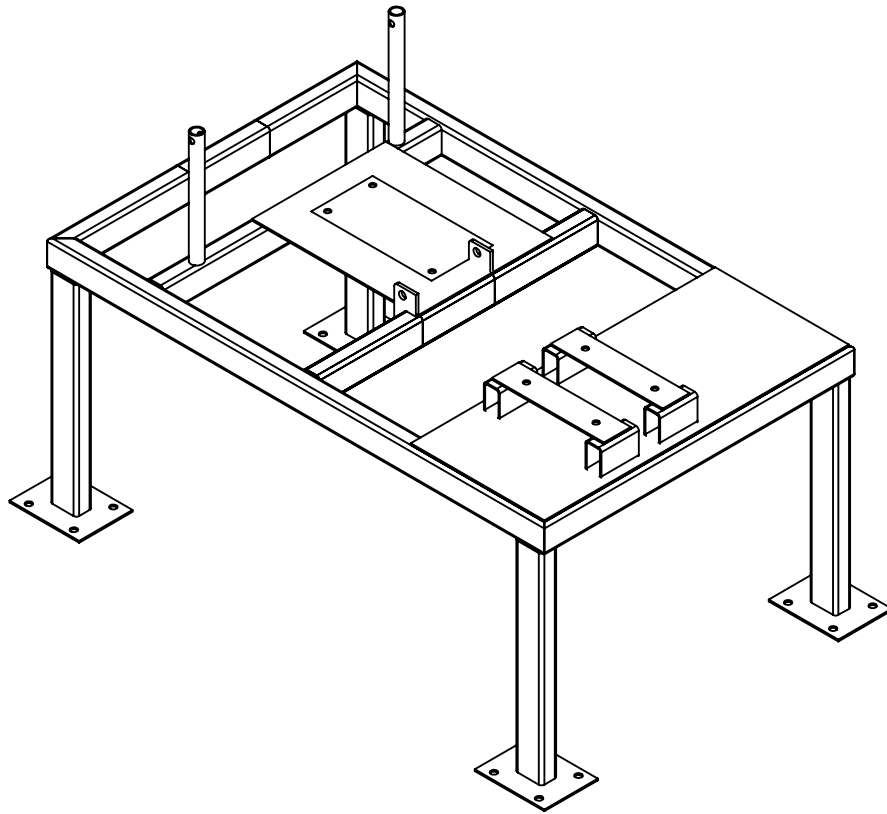
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Bancada	Elemento estrutural de sustentação	1
2	Mancal Rolamento	Rolamento acoplado ao eixo permitindo a rotação	2
3	Eixo	Eixo em estudo	1
4	Rodízio	Mecanismo de mobilidade	4
6	Parafuso M10	Elemento de fixação	20
7	Porca M10	Elemento de fixação	20
8	Motor Fórmula	Motor utilizado pelo Fórmula	1
9	Engrenagem Motor	Elemento de transmissão	1
10	Engrenagem Eixo	Elemento de transmissão	1
11	Freio de Prony	Mecanismo de análise	1



ALUNO	Bruno MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR			
PROF.	Fernando RIBEIRO			
DATA	23/05/2019	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:10	Desenho de conjunto - Moto Fórmula Sae	GMEC	MM	01
		NÚMERO DO DESENHO		

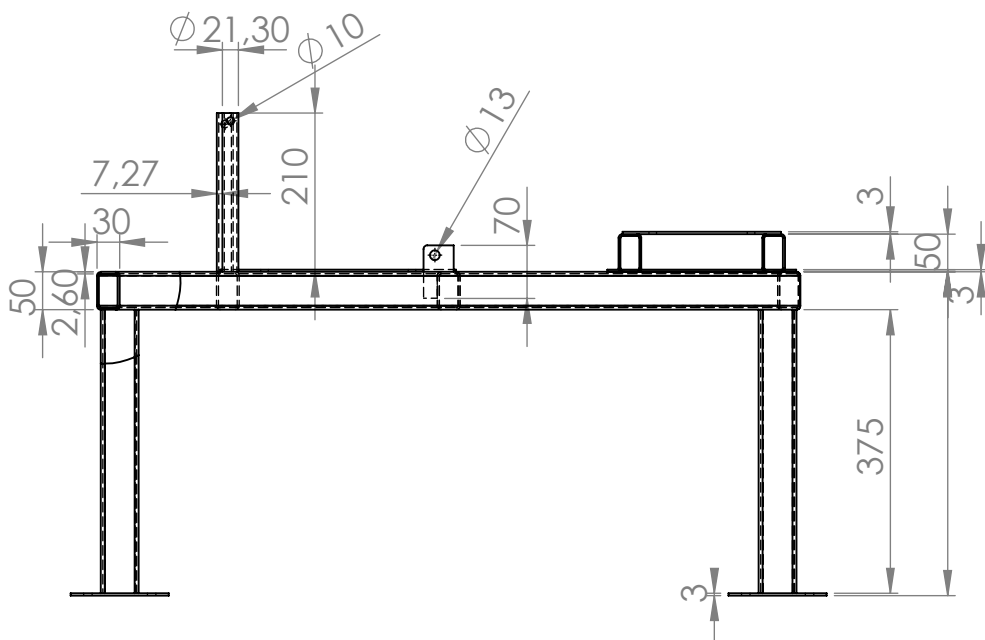
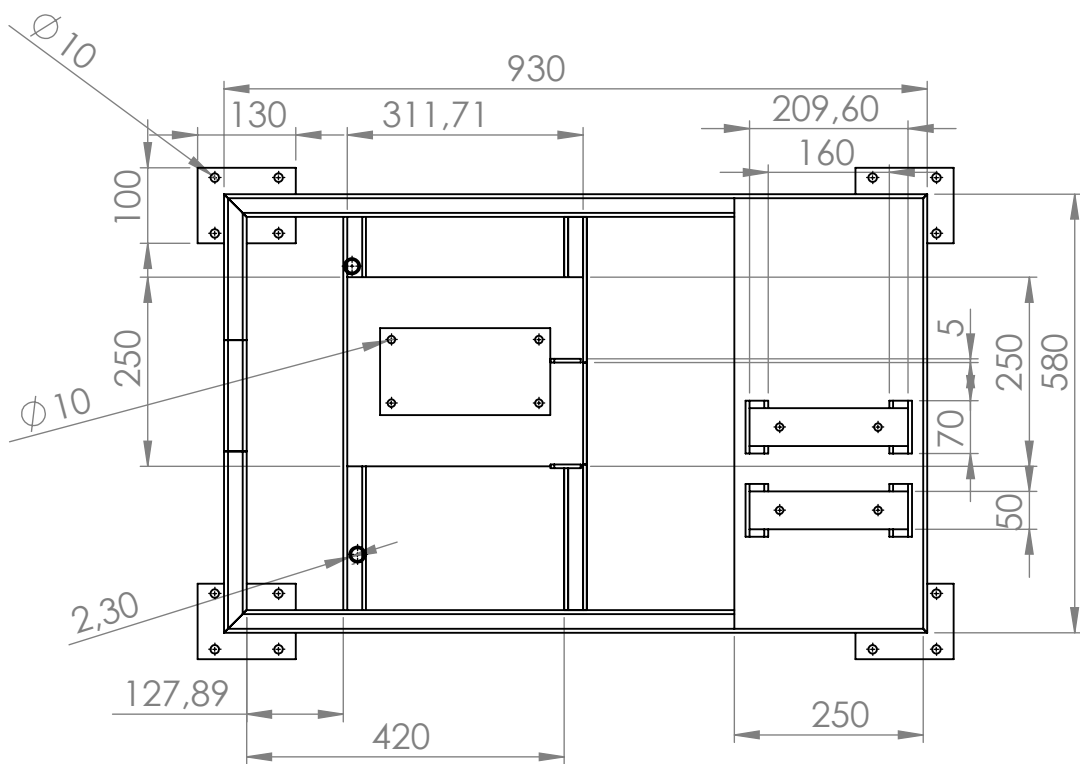


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Bancada	Elemento estrutural de sustentação	1
2	Mancal Rolamento	Rolamento acoplado ao eixo permitindo a rotação	2
3	Eixo	Eixo em estudo	1
4	Rodízio	Mecanismo de mobilidade	4
6	Parafuso M10	Elemento de fixação	20
7	Porca M10	Elemento de fixação	20
8	Briggs & Stratton 10hp Baja Sae	Motor utilizado pelo projeto Baja Sae	1
9	Engrenagem Motor	Elemento de transmissão	1
10	Engrenagem Eixo	Elemento de transmissão	1
11	Freio de Prony	Mecanismo de análise	1

ALUNO	Bruno MACHADO / JOSÉ CARLOS			
PROF.	Fernando RIBEIRO			
DATA	23/05/2019	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:10	Desenho de conjunto - Moto Baja Sae	GMEC	MM	01
		NÚMERO DO DESENHO		



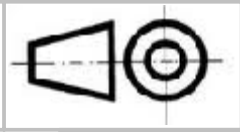
ALUNO	BRUNO MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR			
PROF.	FERNANDO RIBERIRO			
DATA	25/05/2019	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:10	BANCADA	GMEC	MM	01
		NÚMERO DO DESENHO		



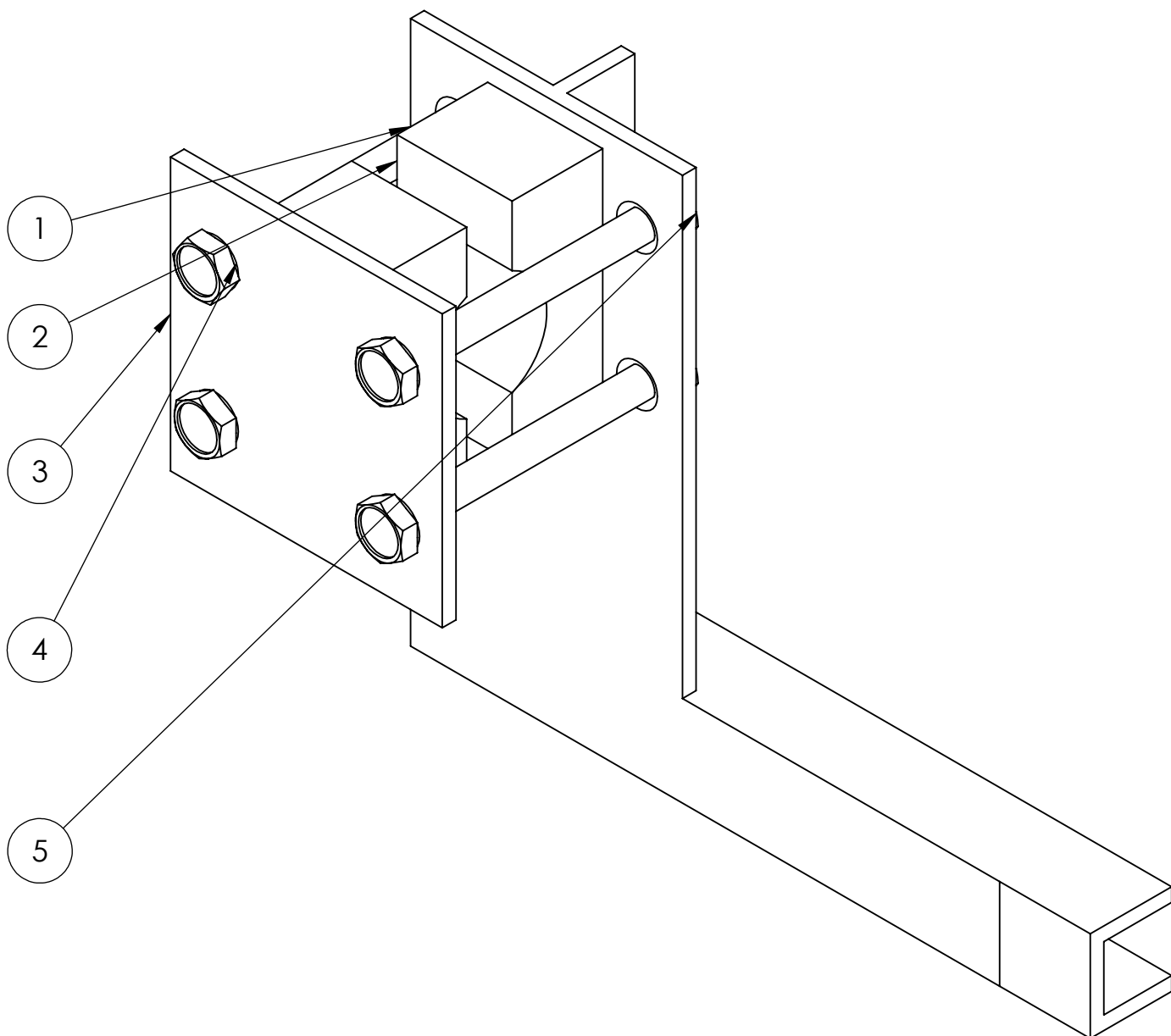
ALUNO	BRUNO MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR		
PROF.	FERNANDO RIBERIRO		
DATA	25/05/2019	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:10	BANCADA	GMEC	MM	02
		NÚMERO DO DESENHO		





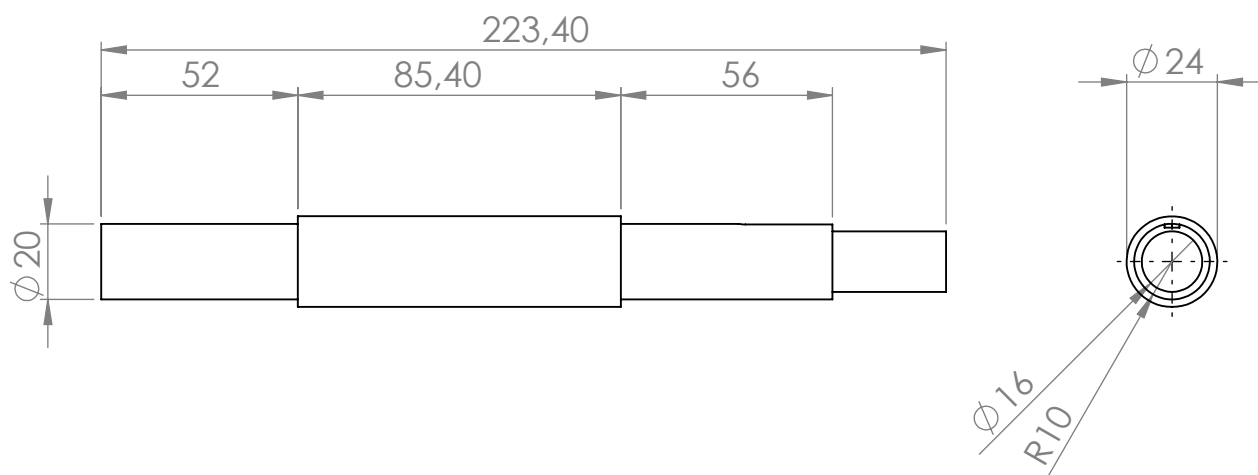
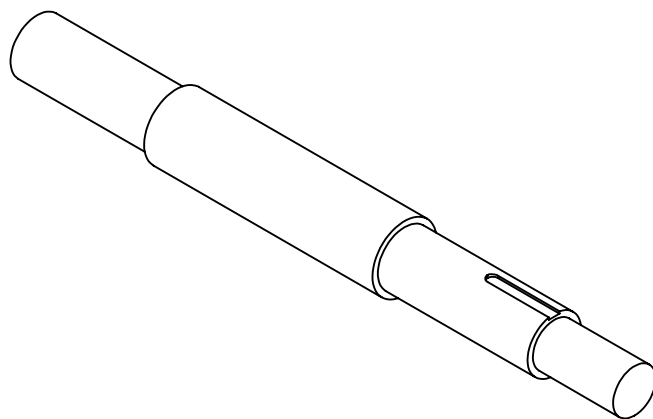


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Acionador Prony	Componente que fará contato com o sensor	1
2	Sapata de Nylon	Material que fará contato com o eixo	2
3	Acoplador Prony	Componene que fará a fixação do dos componentes	1
4	Parafuso M6	Elemento de fixação	4
5	Porca	Elemento de fixação	4

ALUNO	BRUNO MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR		
PROF.	FERNANDO RIBEIRO		
DATA	26/05/2019	VISTO	



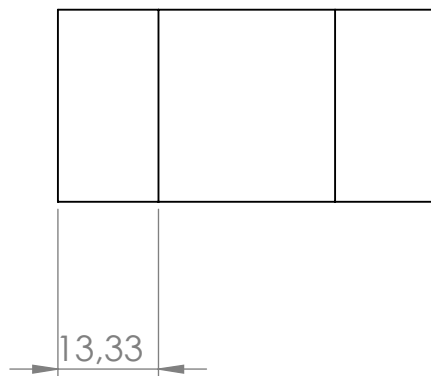
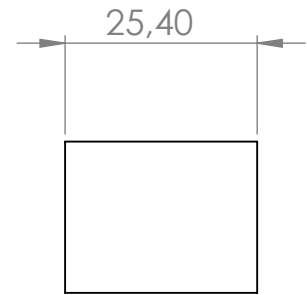
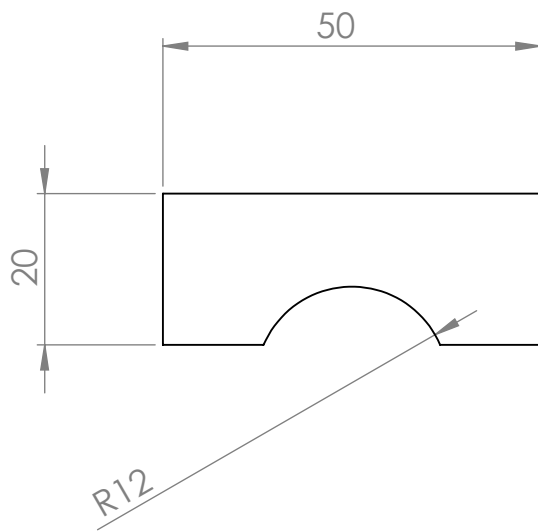
ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:1	FREIO DE PRONY	GMEC	MM	01
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO	BRUNO MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR		
PROF.	FERNANDO RIBEIRO		
DATA	18/05/2019	VISTO	



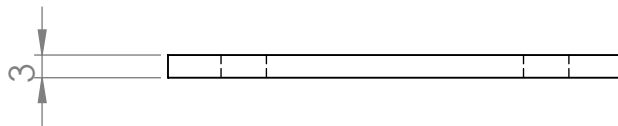
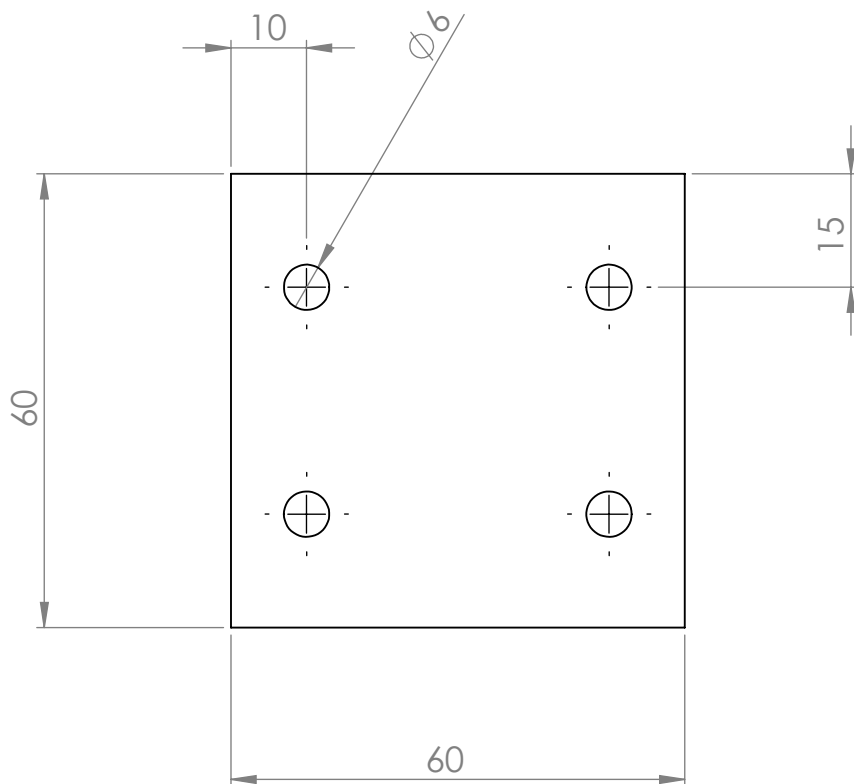
ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:2	Eixo	GMEC	MM	01
		NÚMERO DO DESENHO		





ALUNO	BRUNO MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR		
PROF.	FERNANDO RIBEIRO		
DATA	26/05/2019	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:1	SAPATA	GMEC	MM	04
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO	BRUNO MACHADO / JOSÉ CARLOS JÚNIOR			
PROF.	FERNANDO RIBEIRO			
DATA	26/05/2019	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	UNIDADES	FOLHA Nº
1:1	ACOPLADOR PRONY	GMEC	MM	02
		NÚMERO DO DESENHO		

## **Apêndice B**

### **Apêndice - Programa Arduino**

```

include <HX711.h>
include "HX711.h"// Biblioteca HX711
// HX711 DATA OUT = pino A0 do Arduino define DOUT 20 // HX711 SCK IN = pino A1
do Arduino define CLK 21
//Programa: Sensor de velocidade Arduino LM393
//Autor: Arduino e Cia
//Pino ligado ao pino D0 do sensor
int pinoD0 = 2;
int rpm;
volatile byte pulsos;
unsigned long timeold;
// define instancia balança HX711 HX711 balanca; //fator de calibração aferido na Calibra-
ção
unsigned long calibration_factor = 408130;
unsigned int pulsos_por_volta = 1;
void contador()
//Incrementa contador pulsos++;
void setup()
Serial.begin(9600);
//Pino do sensor como entrada
pinMode(pinoD0, INPUT);
//Interrupcao 0 - pino digital 2
//Aciona o contador a cada pulso
attachInterrupt(0, contador, RISING);
pulsos = 0;
rpm = 0;
timeold = 0;
balanca.begin(DOUT, CLK); // inicializa a balança
Serial.println("Balança com HX711 - celula de carga 50 Kg");
Serial.println("Pressione t para Tara"); // imprime no monitor serial
balanca.set_scale(calibration_factor); //ajusta fator de calibração
balanca.tare(); //zera a Balança

```

```
void loop()
//Atualiza contador a cada segundo
// de 1 e 1 segundo (1000 = 1s) como configurado abaixo. Altere o valor
//para enviar a medicao a uma taxa maior.
//Atualiza contador a cada segundo
if (millis() - timeold >= 1000)
//Desabilita interrupcao durante o calculo
detachInterrupt(0);
rpm = 60*pulsos;
timeold = millis();
pulsos = 0;
//Mostra o valor de RPM no serial monitor
Serial.print("RPM = ");
Serial.println(rpm, DEC);
//Andre: Mostra o peso (ou torque), no caso:
Serial.print("Peso: "); // imprime no monitor serial
Serial.print(balanca.get_units(), 3); //imprime pesonabalanacom3casasdecimais
Serial.println("kg"); // imprime no monitor serial //Habilita interrupcao
attachInterrupt(0, contador, FALLING);
```

## **Apêndice C**

### **Apêndice - Resultado dos Testes**



Teste 1
RPM = 0
Peso: 0.841 kg
RPM = 1140
Peso: 8.510 kg
RPM = 120
Peso: 8.444 kg
RPM = 1560
Peso: 8.412 kg
RPM = 1560
Peso: 8.457 kg
RPM = 1560
Peso: 8.539 kg
RPM = 1560
Peso: 8.432 kg
RPM = 1560
Peso: 8.355 kg
RPM = 1560
Peso: 8.370 kg
RPM = 1560
Peso: 8.621 kg
RPM = 1560
Peso: 8.603 kg
RPM = 1560
Peso: 8.594 kg
RPM = 1560
Peso: 8.552 kg
RPM = 1560
Peso: 8.652 kg
RPM = 1560
Peso: 8.659 kg
RPM = 1560
Peso: 8.621 kg
RPM = 1560
Peso: 8.525 kg
RPM = 1560
Peso: 8.452 kg
RPM = 1560
Peso: 8.154 kg
RPM = 1620
Peso: 7.979 kg
RPM = 1620
Peso: 7.802 kg
RPM = 1620
Peso: 7.534 kg
RPM = 1680
Peso: 7.140 kg
RPM = 1800
Peso: 6.901 kg
RPM = 2040

Teste 2
RPM = 420
Peso: 1.499 kg
RPM = 1620
Peso: 1.871 kg
RPM = 3000
Peso: 2.082 kg
RPM = 1560
Peso: 2.223 kg
RPM = 1560
Peso: 2.374 kg
RPM = 1620
Peso: 2.550 kg
RPM = 1560
Peso: 2.846 kg
RPM = 1620
Peso: 3.156 kg
RPM = 1560
Peso: 3.371 kg
RPM = 1560
Peso: 3.650 kg
RPM = 1620
Peso: 3.906 kg
RPM = 1980
Peso: 4.045 kg
RPM = 2040
Peso: 4.046 kg
RPM = 2100
Peso: 4.153 kg
RPM = 2580
Peso: 4.111 kg
RPM = 1860
Peso: 4.136 kg
RPM = 1680
Peso: 3.751 kg
RPM = 1560
Peso: 3.437 kg
RPM = 2820
Peso: 3.326 kg
RPM = 1560
Peso: 3.260 kg
RPM = 1560
Peso: 3.062 kg
RPM = 1560
Peso: 2.921 kg
RPM = 2340
Peso: 2.705 kg
RPM = 1620
Peso: 2.591 kg
RPM = 1560

Teste 3
RPM = 660
Peso: 6.670 kg
RPM = 1560
Peso: 7.002 kg
RPM = 1560
Peso: 7.251 kg
RPM = 1560
Peso: 7.524 kg
RPM = 1620
Peso: 7.834 kg
RPM = 1560
Peso: 8.282 kg
RPM = 1620
Peso: 8.758 kg
RPM = 1560
Peso: 9.405 kg
RPM = 1860
Peso: 9.502 kg
RPM = 2100
Peso: 9.282 kg
RPM = 2160
Peso: 9.275 kg
RPM = 2340
Peso: 8.709 kg
RPM = 2460
Peso: 9.157 kg
RPM = 2520
Peso: 9.268 kg
RPM = 2640
Peso: 9.241 kg
RPM = 2700
Peso: 9.102 kg
RPM = 2760
Peso: 9.061 kg
RPM = 2820
Peso: 8.948 kg
RPM = 2820
Peso: 8.751 kg
RPM = 2880
Peso: 8.498 kg
RPM = 3060
Peso: 8.200 kg
RPM = 3180
Peso: 7.948 kg
RPM = 3240
Peso: 7.462 kg
RPM = 3300
Peso: 6.868 kg
RPM = 3480

Teste 4
RPM = 120
Peso: 4.002 kg
RPM = 1020
Peso: 4.600 kg
RPM = 1740
Peso: 4.660 kg
RPM = 1800
Peso: 4.846 kg
RPM = 1860
Peso: 5.026 kg
RPM = 2100
Peso: 5.193 kg
RPM = 2040
Peso: 5.312 kg
RPM = 2280
Peso: 5.456 kg
RPM = 2220
Peso: 5.643 kg
RPM = 1800
Peso: 5.735 kg
RPM = 1860
Peso: 5.885 kg
RPM = 1740
Peso: 6.043 kg
RPM = 1800
Peso: 6.259 kg
RPM = 1740
Peso: 6.526 kg
RPM = 1740
Peso: 6.828 kg
RPM = 1740
Peso: 6.986 kg
RPM = 1800
Peso: 7.390 kg
RPM = 1920
Peso: 7.592 kg
RPM = 1800
Peso: 8.000 kg
RPM = 1860
Peso: 8.634 kg
RPM = 1620
Peso: 9.106 kg
RPM = 1800
Peso: 9.374 kg
RPM = 1680
Peso: 9.513 kg
RPM = 1740
Peso: 9.651 kg
RPM = 1740

Teste 5
RPM = 660
Peso: 3.573 kg
RPM = 3060
Peso: 3.853 kg
RPM = 3180
Peso: 4.224 kg
RPM = 3180
Peso: 4.972 kg
RPM = 3240
Peso: 5.989 kg
RPM = 3240
Peso: 7.816 kg
RPM = 3240
Peso: 9.248 kg
RPM = 3000
Peso: 10.558 kg
RPM = 2940
Peso: 10.672 kg
RPM = 2880
Peso: 10.822 kg
RPM = 2580
Peso: 10.785 kg
RPM = 2040
Peso: 10.445 kg
RPM = 2160
Peso: 11.597 kg
RPM = 2820
Peso: 11.985 kg
RPM = 1980
Peso: 11.534 kg
RPM = 2160
Peso: 11.192 kg
RPM = 1980
Peso: 10.298 kg
RPM = 2700
Peso: 10.230 kg
RPM = 2760
Peso: 8.574 kg
RPM = 1860
Peso: 8.690 kg
RPM = 1860
Peso: 8.247 kg
RPM = 3660
Peso: 7.517 kg
RPM = 3660
Peso: 6.492 kg
RPM = 2820
Peso: 5.665 kg
RPM = 3240

Peso: 6.573 kg
RPM = 2160
Peso: 6.271 kg
RPM = 2580
Peso: 6.191 kg
RPM = 2760
Peso: 6.196 kg
RPM = 2820
Peso: 6.074 kg
RPM = 2940
Peso: 6.008 kg
RPM = 3060
Peso: 1.299 kg

Peso: 2.476 kg
RPM = 1620
Peso: 2.313 kg
RPM = 1560
Peso: 2.409 kg
RPM = 1860
Peso: 2.398 kg
RPM = 2700
Peso: 2.536 kg
RPM = 2280
Peso: 2.567 kg
RPM = 2580
Peso: 2.575 kg
RPM = 3060
Peso: 2.567 kg
RPM = 3180
Peso: 2.623 kg
RPM = 3240
Peso: 2.581 kg
RPM = 3360
Peso: 2.257 kg
RPM = 3540
Peso: 1.941 kg
RPM = 3600
Peso: 1.722 kg
RPM = 3780
Peso: 1.009 kg
RPM = 2700
Peso: 0.648 kg
RPM = 1620
Peso: 0.467 kg
RPM = 1560
Peso: 0.436 kg

Peso: 6.283 kg
RPM = 3240
Peso: 5.952 kg
RPM = 3480
Peso: 5.495 kg
RPM = 3600
Peso: 5.159 kg
RPM = 3240
Peso: 4.895 kg
RPM = 2880
Peso: 4.751 kg
RPM = 2640
Peso: 4.580 kg
RPM = 2460
Peso: 4.462 kg
RPM = 2640
Peso: 4.089 kg
RPM = 2700
Peso: 3.774 kg
RPM = 1980
Peso: 3.396 kg
RPM = 1620
Peso: 3.232 kg
RPM = 1620
Peso: 3.241 kg
RPM = 1620
Peso: 3.413 kg
RPM = 1620
Peso: 3.406 kg
RPM = 1620
Peso: 3.367 kg
RPM = 1500
Peso: 3.350 kg
RPM = 840
Peso: 3.052 kg
RPM = 300
Peso: 0.219 kg

Peso: 9.947 kg
RPM = 1860
Peso: 10.073 kg
RPM = 1740
Peso: 10.297 kg
RPM = 1860
Peso: 10.252 kg
RPM = 2400
Peso: 9.822 kg
RPM = 2580
Peso: 10.109 kg
RPM = 3000
Peso: 9.835 kg
RPM = 3000
Peso: 9.522 kg
RPM = 2340
Peso: 8.549 kg
RPM = 2040
Peso: 8.688 kg
RPM = 2100
Peso: 8.695 kg
RPM = 1980
Peso: 8.445 kg
RPM = 2220
Peso: 8.323 kg
RPM = 2820
Peso: 7.979 kg
RPM = 3180
Peso: 8.449 kg
RPM = 3840
Peso: 7.488 kg
RPM = 3780
Peso: 6.574 kg
RPM = 2340
Peso: 4.502 kg
RPM = 2280
Peso: 3.241 kg
RPM = 2220
Peso: 2.945 kg
RPM = 2160
Peso: 2.684 kg
RPM = 2100
Peso: 2.530 kg
RPM = 2940
Peso: 3.379 kg
RPM = 3240
Peso: 3.992 kg
RPM = 3240
Peso: 4.203 kg
RPM = 1980
Peso: 3.538 kg

Peso: 5.368 kg
RPM = 1860
Peso: 4.302 kg
RPM = 1620
Peso: 3.784 kg
RPM = 1560
Peso: 3.403 kg
RPM = 1620
Peso: 2.547 kg
RPM = 1680
Peso: 2.160 kg
RPM = 1860
Peso: 1.847 kg
RPM = 2160
Peso: 1.253 kg

RPM = 1860
Peso: 3.059 kg
RPM = 2040
Peso: 2.817 kg
RPM = 2220
Peso: 2.666 kg
RPM = 2940
Peso: 3.112 kg
RPM = 3240
Peso: 3.525 kg
RPM = 3000
Peso: 3.598 kg
RPM = 1800
Peso: 2.988 kg
RPM = 1680
Peso: 2.574 kg
RPM = 1740
Peso: 2.478 kg
RPM = 960
Peso: 2.290 kg
RPM = 180
Peso: 1.250 kg

## **Anexo I**

### **Anexo - Catálogo Ciser**

### 1. Objetivo

Apresentar as especificações normalizadas referentes às características mecânicas dos produtos conforme sua aplicação.

### 1. Objetivo

Presentar las especificaciones normalizadas referentes a las características mecánicas de los productos según su aplicación.

### 1. Objective

To present the normalized specifications regarding the mechanical features of the products according to its application.

## 2. Parafuso série métrica / Tornillos línea métrica / Metric bolts line

### 2.1. Características mecânicas conforme ISO 898-1

Características mecánicas y físicas conforme ISO 898-1 / Mechanical or physical property according to ISO 898-1

Classe de resistência <i>Clase de resistencia</i> Property class	Tensão de tração nominal <i>Resistencia nominal a la tracción</i> Nominal tensile strength N/mm <sup>2</sup>	Tensão de escoamento nominal <i>Límite elástico nominal</i> Nominal yield strength N/mm <sup>2</sup>	Tensão de deformação não proporcional nominal <i>Tensión de alargamiento no proporcional nominal</i> Stress non-proportional elongation N/mm <sup>2</sup>	Alongamento após ruptura <i>Estiramiento después de la rotura</i> Elongation after fracture % min.	Tensão sob carga de prova <i>Tensión bajo carga de prueba</i> Stress under proof load N/mm <sup>2</sup>	Dureza Hardness
4.8	400	320		14	310	71-95 HRB
5.8	500	400		10	380	82-95 HRB
8.8	D ≤ 16	800	640	12	580	22-32 HRC
	D > 16	800	640	12	600	23-34 HRC
10.9	1000		900	9	830	32-39 HRC
12.9	1200		1080	8	970	39-44 HRC

D = Diâmetro nominal do produto / *Diámetro nominal del producto* / Nominal diameter

### 2.2. Cargas de prova para parafusos métricos com rosca normal (grossa) - MA

Carga de prueba para los tornillos métricos con rosca gruesa / Proof loads - ISO metric coarse thread bolt

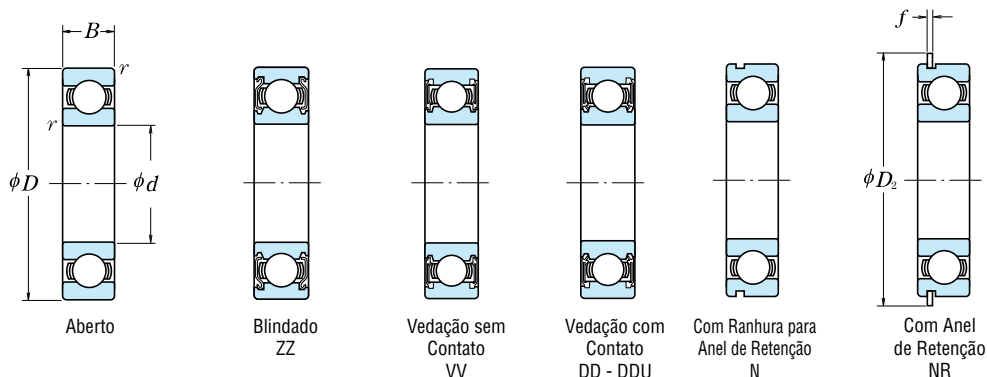
Rosca Thread	Seção resistente nominal <i>Area de esfuerzo nominal</i> Nominal stress area mm <sup>2</sup>	Classe de resistência / <i>Clase de resistencia</i> / Property class					
		Carga de prova / <i>Carga de prueba</i> / Proof load N					
		4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9
M3	5,03	1 560	1 910	2 920	3 270	4 180	4 880
M3,5	6,78	2 100	2 580	3 940	4 410	5 630	6 580
M4	8,78	2 720	3 340	5 100	5 710	7 290	8 520
M5	14,2	4 400	5 400	8 230	9 230	11 800	13 800
M6	20,1	6 230	7 640	11 600	13 100	16 700	19 500
M7	28,9	8 960	11 000	16 800	18 800	24 000	28 000
M8	36,6	11 400	13 900	21 200	23 800	30 400	35 500
M10	58	18 000	22 000	33 700	37 700	48 100	56 300
M12	84,3	26 100	32 000	48 900	54 800	70 000	81 800
M14	115	35 600	43 700	66 700	74 800	95 500	112 000
M16	157	48 700	59 700	91 000	102 000	130 000	152 000
M18	192	59 500	73 000	115 000	—	159 000	186 000
M20	245	76 000	93 100	147 000	—	203 000	238 000
M22	303	93 900	115 000	182 000	—	252 000	294 000
M24	353	109 000	134 000	212 000	—	293 000	342 000
M27	459	142 000	174 000	275 000	—	381 000	445 000
M30	561	174 000	213 000	337 000	—	466 000	544 000
M33	694	215 000	264 000	416 000	—	576 000	673 000
M36	817	253 000	310 000	490 000	—	678 000	792 000
M39	976	303 000	371 000	586 000	—	810 000	947 000

## **Anexo II**

### **Anexo - Catálogo NSK**

# ROLAMENTOS FIXOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS

Diâmetro do Furo 10 – 22 mm



Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
d	D	B	r mín.	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	f <sub>0</sub>	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
10	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	<b>6800</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	<b>6900</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	<b>6000</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	<b>6200</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	<b>6300</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	12	21	5	0,3	1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	<b>6801</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>
24		6	0,3	2 890	1 460	295	149	14,5	30 000	20 000	36 000	<b>6901</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
28		7	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	—	32 000	<b>16001</b>	—	—	—
28		8	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	18 000	32 000	<b>6001</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
32		10	0,6	6 800	3 050	695	310	12,3	22 000	17 000	28 000	<b>6201</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
37		12	1	9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	<b>6301</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
15	24	5	0,3	2 070	1 260	212	128	15,8	28 000	17 000	34 000	<b>6802</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	28	7	0,3	4 350	2 260	440	230	14,3	26 000	17 000	30 000	<b>6902</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	32	8	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	—	28 000	<b>16002</b>	—	—	—
	32	9	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	15 000	28 000	<b>6002</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	35	11	0,6	7 650	3 750	780	380	13,2	20 000	14 000	24 000	<b>6202</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12,3	17 000	13 000	20 000	<b>6302</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
17	26	5	0,3	2 630	1 570	268	160	15,7	26 000	15 000	30 000	<b>6803</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	30	7	0,3	4 600	2 550	470	260	14,7	24 000	15 000	28 000	<b>6903</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	35	8	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	—	26 000	<b>16003</b>	—	—	—
	35	10	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	13 000	26 000	<b>6003</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	40	12	0,6	9 550	4 800	975	490	13,2	17 000	12 000	20 000	<b>6203</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	47	14	1	13 600	6 650	1 390	675	12,4	15 000	11 000	18 000	<b>6303</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
20	32	7	0,3	4 000	2 470	410	252	15,5	22 000	13 000	26 000	<b>6804</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	37	9	0,3	6 400	3 700	650	375	14,7	19 000	12 000	22 000	<b>6904</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	42	8	0,3	7 900	4 450	810	455	14,5	18 000	—	20 000	<b>16004</b>	—	—	—
	42	12	0,6	9 400	5 000	955	510	13,8	18 000	11 000	20 000	<b>6004</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13,1	15 000	11 000	18 000	<b>6204</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	52	15	1,1	15 900	7 900	1 620	805	12,4	14 000	10 000	17 000	<b>6304</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
22	44	12	0,6	9 400	5 050	960	515	14,0	17 000	11 000	20 000	<b>60/22</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13,5	14 000	9 500	16 000	<b>62/22</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	56	16	1,1	18 400	9 250	1 870	940	12,4	13 000	9 500	16 000	<b>63/22</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>

**Notas** (1) As tolerâncias das dimensões da ranhura e do anel de retenção são indicadas nas páginas de **A50** a **A53**.

(2) Quando da aplicação de uma grande carga axial, aumentar  $d_a$  e diminuir  $D_a$  em relação aos valores indicados.

(3) Anéis tipo N e NR aplicáveis somente para rolamentos abertos.