

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

***Retrofitting* de uma Máquina de Ensaio de Fadiga
por Flexão Rotativa para Atender ao Método de Prot**

Antonio Vinícius Gonçalves da Silva
Leonardo Campos Maranhão

Prof. Paulo Pedro Kenedi

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

***Retrofitting* de uma Máquina de Ensaio de Fadiga
por Flexão Rotativa para Atender ao Método de Prot**

Antonio Vinícius Gonçalves da Silva
Leonardo Campos Maranhão

Projeto Final II apresentado em
cumprimento às normas do
Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ como parte dos
requisitos para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

S586 Silva, Antonio Vinícius Gonçalves da
Retrofitting de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa para atender ao método de Prot / Antonio Vinícius Gonçalves da Silva, Leonardo Campos Maranhão.—2018.
xvi, 40f. + apêndices e anexo : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2018.

Bibliografia : f. 39-40

Orientador : Paulo Pedro Kenedi

1. Engenharia mecânica. 2. Fadiga. 3. Resistência de materiais. 4. Flexão (Engenharia civil). 5. Engenharia de materiais. I. Maranhão, Leonardo Campos. II. Kenedi, Paulo Pedro (Orient.). III. Título.

CDD 621

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao professor José Paulo Vogel, que, após muitos anos de ensinos e legados em nossa instituição, finalizou sua missão.

Apesar de não ter envolvimento neste trabalho, o professor Vogel sempre fará parte de nossa formação e admiração por seu amor e comprometimento aos ensinos e ao CEFET/RJ.

(Leonardo Campos Maranhão)

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus pelo dom da vida e por ter me ajudado e guiado nessa jornada, mantendo-me calmo e confiante.

À minha família pelo amor incondicional e suporte durante toda minha vida: meus pais, Mônica e Mario, o agradecimento e reconhecimento por tudo que fizeram e deixaram de fazer para que eu chegasse até aqui; minha irmã, Juliana, de quem tanto me orgulho e me inspiro por tudo que alcançou.

A meus amigos que compartilham dos bons e maus momentos comigo. Em especial, meus agradecimentos ao Fábio Rodrigues pela ajuda na confecção das peças utilizadas nesse trabalho.

Finalmente, meus agradecimentos ao meu professor e orientador Paulo Pedro Kenedi pelo apoio e diretrizes dadas ao longo desse projeto; ao técnico Brenno Duarte pela ajuda nos laboratórios; ao Leonardo de Souza pela elaboração da parte eletrônica e de programação desse projeto; e ao CEFET/RJ por ter me proporcionado cinco anos de experiência e aprendizado ao longo da minha graduação.

(Leonardo Campos Maranhão)

RESUMO

O presente trabalho consiste em um projeto de *retrofitting* da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa convencional, modelo RBF-200, para atender ao método acelerado de Prot. Nele, constam todos os dimensionamentos, materiais e métodos necessários para as modificações. Além de ser fabricado e implementado, o sistema de adaptação foi testado. Observou-se que ele não interfere na carga que a massa exerce sobre o corpo de prova, com erros percentuais sempre menores que 6% para as deformações registradas experimentalmente em relação às calculadas analiticamente.

Palavras-chave: *Retrofitting*, Ensaio de fadiga, Limite de resistência à fadiga, Método de Prot.

ABSTRACT

The main objective of this work consisted of retrofitting a conventional rotating beam fatigue testing machine, model RBF-200, to use Prot's accelerated method. Here are found all project designing, materials and methods used for the modifications. Besides being fabricated and implemented, the system was tested. The results show that it does not interfere on the load the mass applies on the specimen, with relative errors below 6% from experimental to analytical deformations.

Keywords: *Retrofitting*, Fatigue test, Endurance limit, Prot's Accelerated Method

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
1.1 Motivações.....	1
1.2 Objetivo	2
1.3 Metodologia.....	2
1.4 Organização do Trabalho.....	2
2. Revisão Bibliográfica.....	4
2.1 Fadiga.....	4
2.1.1 Carregamentos Cíclicos.....	5
2.1.2 Fadiga de Baixo Ciclo, Alto Ciclo e Giga Ciclo	6
2.1.3 Nucleação e Propagação de Trincas	7
2.2 Limite de Resistência à Fadiga dos Materiais.....	9
2.3 Limite de Resistência à Fadiga dos Componentes.....	10
2.4 Métodos Experimentais para Determinação do Limite de Resistência à Fadiga.....	10
2.4.1 Método Convencional pela Curva σ -N	11
2.4.2 Método de Prot	11
3. Materiais e Métodos	16
3.1 Máquina de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa	16
3.2 Modificações Propostas	18
3.3 Sistema Mecânico	19
3.3.1 Conjunto com Parafuso de Potência e Porca, Acoplador Flexível e Mancais..	19
3.3.2 Conjunto de Bases e Suporte do Motor de Passo	20
3.3.3 Suporte para Acoplamento do Atuador Linear na Massa.....	21
3.4 Sistema Elétrico/Eletrônico/ <i>Software</i>	23
3.4.1 Motor de Passo	23
3.4.2 Driver Controlador	25
3.4.3 Fonte de Alimentação	25
3.4.4 Sensores e Chaves	26
3.4.5 Arduino.....	26
3.4.6 Programação e <i>Software</i>	26

3.5	Características dos Corpos de Prova Utilizados	29
3.6	Parâmetros Utilizados nos Testes	30
3.6.1	Calibração da Máquina	31
4.	Resultados e Discussões	32
4.1	Resultados dos testes	33
4.1.1	Calibração da Máquina	33
5.	Conclusões	37
	Discussões para Trabalhos Futuros	38
	Referências Bibliográficas	39
	APÊNDICE A – Desenhos	41
	APÊNDICE B – Dimensionamento do Conjunto Carro-guia	57
	APÊNDICE C – Dimensionamento do Motor de Passo	65
	ANEXO A – Especificações do motor de passo AK23.15F6N1.8	70

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Carregamentos cíclicos completamente alternado, pulsativo e aleatório	5
FIGURA 2: Classificações da fadiga quanto ao número de ciclos.....	6
FIGURA 3: Curva σ -N para fadiga alto e giga ciclos	7
FIGURA 4: Formação das bandas de deslizamento e direção de propagação das trincas	8
FIGURA 5: Linhas de praia em uma fratura por fadiga.....	8
FIGURA 6: Resultados do limite de resistência à fadiga para diferentes aços	9
FIGURA 7: Curva σ -N para material ensaiado	11
FIGURA 8: Comparação da evolução do carregamento com o tempo nos métodos	12
FIGURA 9: Dedução geométrica do método de Prot.....	12
FIGURA 10: Curva experimental σ - α obtida com o método de Prot	14
FIGURA 11: Máquina de ensaio de fadiga modelo RBF-200	16
FIGURA 12: Partes da máquina RBF-200.....	17
FIGURA 13: Distribuição de tensão em uma viga engastada em balanço.....	17
FIGURA 14: Modelo tridimensional do conjunto das modificações propostas.....	19
FIGURA 15: Conjunto do parafuso de potência	19
FIGURA 16: Bases do sistema e suporte do motor de passo	20
FIGURA 17: Vista explodida do suporte para acoplamento do atuador linear na massa	21
FIGURA 18: Acoplamento do carro-guia na massa.....	21
FIGURA 19: Pontos analisados no carro-guia e respectivas cotas (dimensões em mm).....	22
FIGURA 20: Componentes de controle do sistema elétrico/eletrônico/ <i>software</i>	23
FIGURA 21: Carga necessária para mover a massa.....	24
FIGURA 22: Curva do motor de passo AK23-15F6N1.8.....	25
FIGURA 23: Diagrama geral de funcionamento do sistema elétrico/eletrônico/ <i>software</i>	26
FIGURA 24: Interface do programa.....	27

FIGURA 25: Fluxograma durante a preparação para o início do ensaio	27
FIGURA 26: Fluxograma durante o ensaio.....	28
FIGURA 27: Fluxograma macro de funcionamento do programa.....	29
FIGURA 28: Geometria do corpo de prova (dimensões em mm).....	29
FIGURA 29: Máquina RBF-200, ao fundo, e o sistema mecânico montado para a adaptação	32
FIGURA 30: Montagem da máquina RBF-200 no sistema de adaptação.....	33
FIGURA 31: Detalhe do encaixe do carro-guia na massa.....	33
FIGURA 32: Deformação lida pelo <i>strain gauge</i> com o deslocamento da massa	34
FIGURA 33: Comparação dos resultados experimentais e analíticos com a massa em movimento	35
FIGURA 34: Comparação dos resultados experimentais e analíticos com a massa estática ...	35

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Propriedades mecânicas para os CP's.....	30
TABELA 2: Parâmetros da calibração	31
TABELA 3: Comparação das deformações calculadas analiticamente e lidas pelo <i>strain gauge</i>	34

LISTA DE ABREVEATURAS E SIGLAS

AC	<i>Alternate current</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
AL	Alongamento percentual
BDP	Banda de deslizamento persistente
CEFET/RJ	Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca
CNC	<i>Computer numerical control</i>
CP	Corpo de prova
FS	Fator de segurança
PPR	Passos por rotação
PPS	Passos por segundo
RA	Redução percentual de área
RPM	Rotações por minuto
SG	<i>Strain gauge</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c, A_p e A_r	Áreas transversais da chapa de alumínio, parafusos e rebites
A	Razão de amplitude de tensão
a	Aceleração linear da massa
C_1 e C_2	Curvas σ -N de fadiga com perfil hiperbólico
c_{epf}	Comprimento efetivo do parafuso de potência
c_{pf}	Comprimento do parafuso de potência
c	Distância da linha neutra ao ponto analisado
D_1 e D_2	Áreas equivalentes ao dano acumulado
d_{\min}	Diâmetro mínimo do CP
D_p e D_r	Diâmetros dos parafusos e dos rebites
d_{pf}	Diâmetro do parafuso de potência
D	Diâmetro
E	Módulo de elasticidade
F_m	Força necessária para movimentar a massa
FC	Força contrária a ser vencida pelo motor de passo
FP	Parcela do peso próprio no eixo do parafuso de potência
FS_c, FS_p e FS_r	Fatores de segurança da chapa de alumínio, dos parafusos e rebites
FS	Fator de segurança
g	Aceleração da gravidade
h	Parâmetro de ajuste de curva no método de Prot
i_c, i_{pf} e i_m	Inércias da carga, do parafuso de potência e do motor de passo
I_c	Momento de inércia da chapa de alumínio
I	Momento de inércia
$k_a, k_b, k_c,$ k_d, k_e e k_f	Fatores de modificação de Marin

K_{t_c}	Fator de concentração de tensão na chapa de alumínio
K	Constante real no método de Prot
\bar{K}	Constante no método de Prot
l_{pf}	Avanço do parafuso de potência por rotação
M_A, M_C e M_D	Momentos fletores nos pontos A, C e D
M_{cv_1} e M_{cv_2}	Momentos fletores na chapa vertical devido à aplicação das forças P1 ou P2
m_g	Massa do carro-guia
M	Momento fletor
N_D	Esforço normal no ponto D
$N_{E_1}, N_{E_2},$ N_{F_1} e N_{F_2}	Esforços normais nos pontos E e F devido à aplicação das forças P1 e P2
n_{p_E}, n_{p_F} e $n_{p_{EF}}$	Número de parafusos nos pontos E e F separados e somados
n_{r_C}	Número de rebites no ponto C
N	Número de ciclos
P_1 ou P_2	Reação no suporte ao empurrar ou puxar a massa
p_{pf}	Passo do parafuso de potência
r_r e r_t	Rendimentos da redução do motor e da transmissão parafuso x porca
R	Razão entre as tensões máxima e mínima
rd	Fator de redução do motor de passo
S'_e e S_e	Limites de fadiga estimado e real
S_{ut}	Limite de ruptura à tração
S_y	Limite de escoamento
S_{y_c}, S_{y_p} e S_{y_r}	Limites de escoamento da chapa de alumínio, dos parafusos e rebites
t_c e w_c	Espessura e largura da chapa de alumínio
t	Tempo
v_1, v_2 e v_{max}	Velocidades lineares desejadas para a movimentação da massa

V_A e V_C	Esforços cortantes nos pontos A e C
V_{linear}	Velocidade linear
$Y_A, Y_B, Y_C,$ Y_D, Y_E e Y_F	Alturas da força de reação aos pontos A, B, C, D, E e F
α	Taxa de amplitude de tensão no método de Prot
$\% \Delta \epsilon$	Diferença percentual das deformações calculadas analiticamente e por <i>strain gauge</i>
ϵ_{ana} e ϵ_{SG}	Deformações calculadas analiticamente e por <i>strain gauge</i>
σ_a	Tensão alternada
σ_A e σ_D	Tensões normais nos pontos A e D
$\sigma_{C_{contato}}$ e $\sigma_{C_{tração}}$	Tensões de contato e de tração no ponto C
$\sigma_{E_1}, \sigma_{E_2},$ σ_{F_1} e σ_{F_2}	Tensões normais nos pontos E e F durante aplicação das forças P1 ou P2
σ_f	Tensão de fratura
σ_m	Tensão média
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima
$\sigma_{mín}$	Tensão mínima
σ_r	Variação entre as tensões máxima e mínima
σ_{vm_A} e σ_{vm_D}	Tensões combinadas de von Mises nos pontos A e D
σ	Tensão
τ_A	Tensão cisalhante no ponto A
$\tau_{C_{rebites}}$	Tensão cisalhante nos rebites do ponto C

Capítulo 1

1. Introdução

Durante o século XX até o século XXI, houve um grande aumento na utilização de metais em estruturas de engenharia e componentes mecânicos. A grande maioria delas está sujeita a carregamentos que variam ao longo do tempo, podendo levar à falha por fadiga.

É fundamental para a elaboração de um projeto mecânico, que estará sujeito a cargas variáveis, a preocupação com esse fenômeno, pois ele é o principal causador de falhas em componentes dessa natureza. Quando a peça falha por fadiga, ocorre de maneira inesperada, com caráter frágil, e por isso pode ser tão perigosa.

Quando a estrutura é exposta a um carregamento dinâmico mais frequente, como em motores cíclicos, tubulações sob pressão variável, assim como estruturas expostas a poderosas correntes de vento, ela está sujeita ao fenômeno de falha por fadiga. Estes eventos de falhas podem ser potencialmente catastróficos, gerando um enorme prejuízo material, humano e financeiro.

O determinante para evitar o aparecimento dessas falhas é conhecer as propriedades de resistência do material à fadiga. Ao longo da história, desde o século XIX, diferentes métodos foram desenvolvidos para aferir o limite de resistência à fadiga dos materiais, e a constante evolução destes métodos propiciou desenvolvimento em diferentes áreas da indústria.

Um desses métodos, desenvolvido por PROT (1952), é conhecido como o Método Acelerado de Prot, que associa o aumento linear do nível de tensão ao número de ciclos até a falha do material. Este método é o ponto de partida para este trabalho, que tem a proposta de modificar uma máquina de ensaio de fadiga rotativa convencional para atender ao método de Prot.

1.1 Motivações

Diante do aumento de testes com novos materiais e ligas e da necessidade de redução de prazos e custos de projeto para ser competitivo no mercado, um método acelerado de ensaio de fadiga se faz conveniente.

Além disso, há linhas de pesquisa no CEFET/RJ sobre o método acelerado de Prot e seus benefícios em comparação aos demais métodos. A instituição, porém, conta apenas com uma máquina de ensaio de fadiga convencional.

Com isso, os ensaios de fadiga poderão ser realizados de maneira mais rápida e utilizando um menor número de corpos de prova.

1.2 Objetivo

A finalidade deste trabalho é o *retrofitting* de uma máquina de ensaio de fadiga pelo método convencional para atender também ao método acelerado de Prot.

1.3 Metodologia

O desenvolvimento deste trabalho iniciou-se com um estudo mais aprofundado sobre o método de Prot: origem, pesquisas e resultados existentes, diferenças e benefícios em relação aos demais métodos.

Após essa etapa, estudou-se a máquina de ensaio existente no CEFET/RJ que poderia ser adaptada para atender a esse método. Uma célula de carga foi utilizada para mensurar a força necessária para movimentar a massa da máquina com uma velocidade constante. Com isso, as peças foram projetadas e alguns componentes mecânicos e eletrônicos foram selecionados. Então, as peças foram adquiridas e/ou fabricadas, e a máquina foi testada.

1.4 Organização do Trabalho

O trabalho aqui apresentado é dividido em cinco capítulos. No capítulo de abertura, é dada uma breve introdução sobre a importância do estudo de fadiga dos materiais e apresentam-se as motivações e o objetivo da realização do tema proposto.

No segundo capítulo, faz-se uma revisão da literatura sobre o tema de fadiga, incluindo suas características de propagação, situações propícias para sua ocorrência, propriedade dos materiais e componentes em relação a esse fenômeno, além de métodos teóricos e experimentais para determinação do limite de resistência à fadiga.

Já no capítulo terceiro, apresentam-se a máquina de ensaio de fadiga antes das modificações e todos os materiais e peças que foram utilizados para a realização deste trabalho. O capítulo também aborda a metodologia de funcionamento da máquina e uma breve explicação

sobre a programação e os parâmetros utilizados durante os testes, além das características dos corpos de prova.

No capítulo quarto, apresentam-se os resultados obtidos, como a montagem e o funcionamento da máquina modificada e as análises dos testes realizados para calibração dela.

O quinto capítulo apresenta as conclusões desse trabalho, resumindo todos os demais capítulos, resultados e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, abordam-se, segundo literatura, origem, teoria, definições, equações e propriedades a respeito da fadiga. Além disso, apresentam-se alguns métodos experimentais para a determinação dessas propriedades, com foco no método de Prot.

2.1 Fadiga

A fadiga é um fenômeno que pode ocorrer em estruturas onde tensões variáveis no tempo estão presentes. Alguns exemplos são pontes, aeronaves e componentes de máquinas. Nessas situações, a falha por fadiga ocorre em um nível de tensão bastante inferior ao limite de ruptura ou mesmo ao limite de escoamento para uma carga estática. Ela é a principal causa de falha individual nos metais, representando aproximadamente 90% dessas falhas. É catastrófica, podendo ocorrer repentinamente. CALLISTER (2007).

O fenômeno foi documentado pela primeira vez por volta de 1800, quando os eixos de um vagão ferroviário falharam após um período em serviço. O termo “fadiga” foi proposto por Poncelet em 1839, mesmo antes do mecanismo ser compreendido. No artigo “As Causas da Ruptura Inesperada de Munhões de Eixos Ferroviários”, apresentado por Rankine em 1943, a teoria foi que o material havia se “cristalizado”, ocasionando uma fratura frágil devido às tensões variáveis no tempo. NORTON (2011).

Apenas após a metade do século XIX, a primeira investigação científica a respeito foi feita pelo engenheiro alemão WOHLER (1870). Suas descobertas indicaram uma relação entre o nível de tensões totalmente alternadas e o número de ciclos de tensão, que variavam no tempo, bem como a existência de uma tensão limite de resistência à fadiga para os aços, abaixo da qual o material não falharia por fadiga independentemente do número de ciclos. A curva de Wohler, mostrada na Figura 2 do item 2.1.2, tornou-se o padrão para descrever o comportamento dos materiais submetidos aos ciclos de tensão alternada. ROSA (2002).

2.1.1 Carregamentos Cíclicos

Há três fatores básicos necessários para o fenômeno da fadiga estar presente: uma tensão máxima de valor consideravelmente elevado, uma grande oscilação entre tensões mínima e máxima, e um número de ciclos alto. CAMPBELL (2008).

Os carregamentos cíclicos podem ter muitas configurações diferentes, e as mais comuns são mostradas na Figura 1.

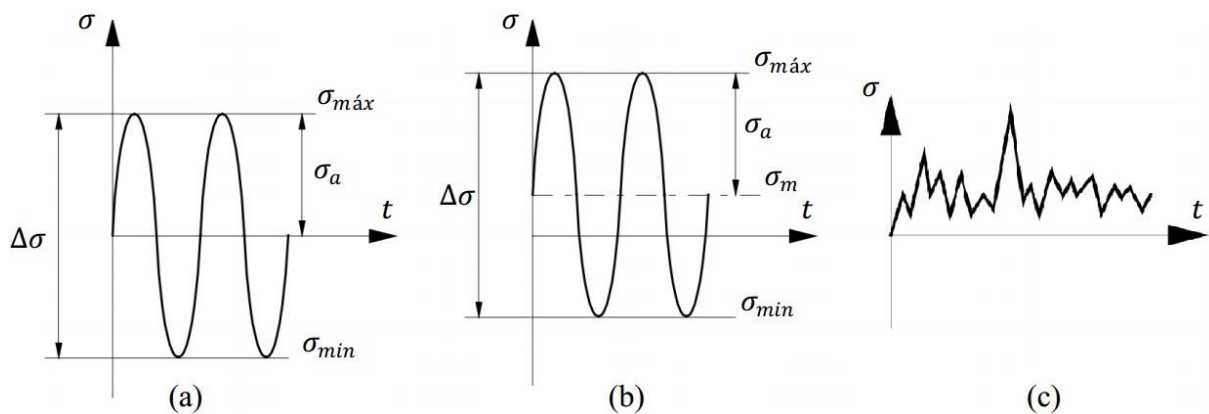


Figura 1: Carregamentos cíclicos (a) completamente alternado, (b) pulsativo e (c) aleatório. Fonte: adaptada de ROSA (2002).

O carregamento completamente alternado possui as tensões mínima e máxima de módulos iguais, e a tensão média nula. Já o carregamento pulsativo possui a tensão média diferente de zero, e as tensões mínima e máxima são diferentes. Há, ainda, o carregamento aleatório ou irregular, cujo perfil é imprevisível.

Um carregamento cíclico é composto de dois componentes: uma tensão média, σ_m , e uma tensão alternada, σ_a . A variação das tensões, σ_r , é a diferença entre as tensões máxima e mínima:

$$\sigma_r = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (1)$$

A tensão alternada é metade dessa variação:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2)$$

A tensão média é, matematicamente, a média aritmética entre as tensões máxima e mínima:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (3)$$

Duas razões comumente utilizadas em casos de fadiga são a razão entre as tensões, R , e a amplitude, A , onde:

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (5)$$

2.1.2 Fadiga de Baixo Ciclo, Alto Ciclo e Giga Ciclo

Na literatura, a fadiga pode ser classificada quanto à quantidade de ciclos que levam o material à falha. Para BUDYNAS; NISBETT (2011), quando as falhas ocorrem abaixo de 10^3 ciclos, é dito que a fadiga é de baixo ciclo. Acima disso, a fadiga é considerada de alto ciclo. No entanto, para CAMPBELL (2008), a divisão é feita em 10^5 ciclos. O primeiro também define que, a partir de 10^6 ciclos, o material possui vida infinita, na qual não ocorrerá falha para uma tensão abaixo do limite de resistência à fadiga, independentemente do número de ciclos. A Figura 2 mostra as classificações numa curva σ -N.

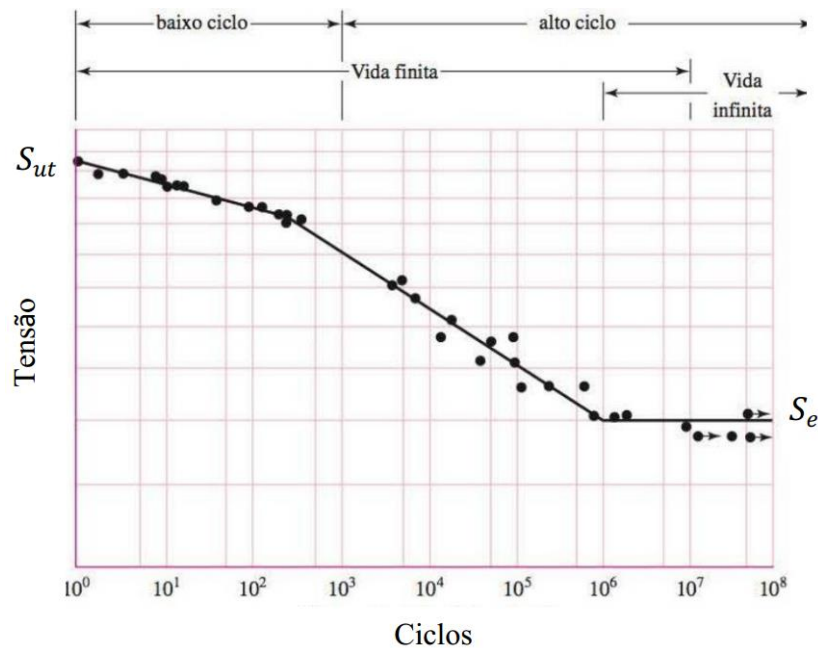


Figura 2: Classificações da fadiga quanto ao número de ciclos. Fonte adaptada de BUDYNAS; NISBETT (2011).

Mais recentemente, foi introduzida por NICHOLAS (2006) uma nova classificação: a fadiga de giga ciclo. Nela, alguns materiais podem falhar quando submetidos a uma tensão abaixo do limite de resistência à fadiga devido ao surgimento de trincas internas após um número de ciclos muito grande. A Figura 3 mostra a curva σ - N para a classificação de giga ciclo.

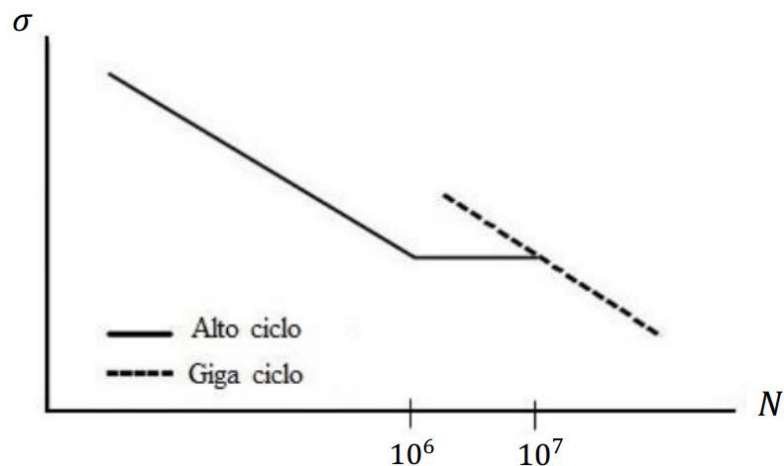


Figura 3: Curva σ - N para fadiga alto e giga ciclos. Fonte: adaptada de NICHOLAS (2006).

2.1.3 Nucleação e Propagação de Trincas

Alguns autores classificam a nucleação de trincas de fadiga em dois estágios. Outros, como CAMPBELL (2008) e BUDYNAS; NISBETT (2011), definem três, sendo estes:

- I. É correspondente à iniciação de uma ou mais microtrincas, geralmente a partir de um entalhe ou descontinuidade superficial. Contudo, mesmo não havendo defeitos superficiais, a iniciação de trincas se dará devido à formação de bandas de deslizamento persistente (BDP's). O movimento dessas bandas leva à formação de intrusões e extrusões na superfície, que eventualmente irão gerar as trincas. Inicialmente, a propagação ocorre devido às tensões cisalhantes, e seguem as bandas de deslizamento a 45° da direção da tensão principal. A velocidade da propagação é bastante lenta, na ordem de 1 nm por ciclo, e a trinca é imperceptível a olho nu. Quando ela atinge um tamanho suficiente para o campo de tensão em sua extremidade se tornar dominante, a propagação muda de plano e passa a seguir a direção normal à tensão principal. Nesse momento, inicia-se o estágio 2. A Figura 4 ilustra as BDP's e a direção de propagação da trinca.

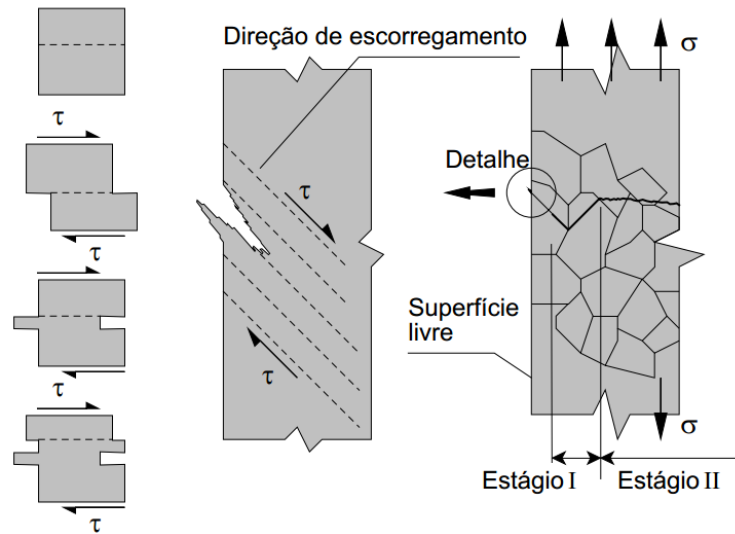


Figura 4: Formação das bandas de deslizamento e direção de propagação das trincas. Fonte: adaptada de ROSA (2002).

- II. Nesse estágio, as propriedades médias do material são mais relevantes do que as diferenças a nível metalúrgico, opostamente ao estágio I. A propagação continua perpendicularmente às tensões normais, e a trinca passa da escala micro para macro devido à formação de estrias, que levam ao aumento da trinca a cada ciclo. Para a propagação nesse estágio, é necessário que haja tensões trativas no extremo da trinca. Caso haja reduções ou paradas dessa carga, como em um eixo rotativo iniciando e parando, serão criadas marcas pelas sucessivas posições da frente de crescimento da trinca, que são chamadas de linhas de praia, mostradas na Figura 5. Cada uma dessas linhas pode conter milhares ou até dezenas de milhares de ciclos de fadiga. No caso de ensaios de fadiga, como a tensão não cessa, as linhas de repouso praticamente não aparecerem.

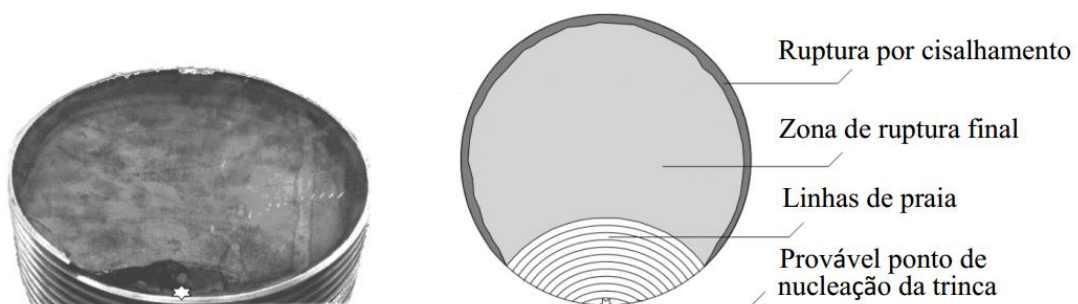


Figura 5: Linhas de praia em uma fratura por fadiga. Fonte: adaptada de ROSA (2002).

- III. Quando a trinca se torna grande o suficiente para a seção remanescente não suportar a carga, ocorre a fratura por fadiga, sendo de maneira repentina com caráter frágil.

2.2 Limite de Resistência à Fadiga dos Materiais

Em qualquer projeto, é fundamental conhecer o limite de resistência à fadiga dos materiais que estarão sujeitos a cargas cíclicas, seja para ter uma vida infinita ou para alcançar o número de ciclos desejado. Para isso, pode-se realizar ensaios de fadiga em laboratório ou utilizar-se da literatura, que contém grande quantidade de dados sobre resultados de ensaios e estimativas para esse limite. A Figura 6 representa os resultados de ensaios realizados para diferentes aços. Nela, é possível notar que, para limites de resistência à tração de até 1450 MPa, os resultados de resistência à fadiga variam entre cerca de 40% e 60% desse valor. Acima disso, os resultados tendem a permanecer constantes. Com isso, BUDYNAS; NISBETT (2011) define a estimativa para o limite de resistência à fadiga dos aços como:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut}, & S_{ut} \leq 1450 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa}, & S_{ut} > 1450 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6)$$

Onde

S'_e é o limite de resistência à fadiga para o material, e o apóstrofo representa que o limite é para um corpo de prova padronizado.

S_{ut} é o limite de resistência à tração mínimo.

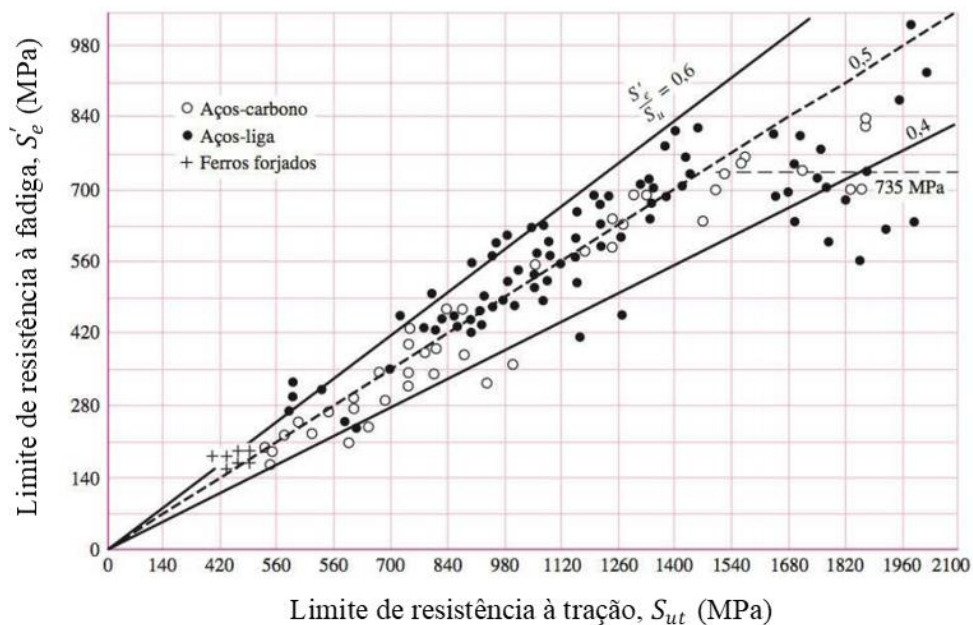


Figura 6: Resultados do limite de resistência à fadiga para diferentes aços. Fonte: adaptada de BUDYNAS; NISBETT (2011).

Ainda assim, como o desvio padrão percebido na Figura 6 é grande, recomenda-se compensá-lo com um fator de segurança maior do que os empregados em projetos estáticos.

Além disso, a composição química e a microestrutura do aço também interferem nos resultados, portanto, deve-se utilizar curvas específicas para a composição e microestrutura em questão quando forem conhecidas.

2.3 Limite de Resistência à Fadiga dos Componentes

O limite de resistência à fadiga de um componente mecânico ou estrutural dificilmente será o mesmo determinado em ensaios ou pela Equação 6. Isso porque eles consideram um corpo de prova cuidadosamente preparado e padronizado, ensaiado sob condições controladas. Entretanto, MARIN (1952) relacionou o limite real ao ideal por meio de fatores que ficaram conhecidos pelo seu nome, conforme a Equação 7.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (7)$$

Onde

S_e é o limite de resistência à fadiga real do componente;

k_a é o fator de modificação de condição de superfície;

k_b é o fator de modificação de tamanho;

k_c é o fator de modificação de carga;

k_d é o fator de modificação de temperatura;

k_e é o fator de confiabilidade;

k_f é o fator de modificação por efeitos variados;

S'_e é o limite de resistência à fadiga ideal do material.

2.4 Métodos Experimentais para Determinação do Limite de Resistência à Fadiga

O limite de resistência à fadiga pode, muitas vezes, não estar disponível para o material em questão. Nesse caso, deve-se realizar ensaios de fadiga em laboratório.

Existem diferentes métodos para determinação dessa propriedade de maneira experimental. Neste trabalho, são citados o método convencional pela curva σ -N e o método de Prot. Como os métodos experimentais são realizados com corpos de prova padronizados, o resultado encontrado é equivalente ao limite de resistência à fadiga do material, visto no item 2.2.

2.4.1 Método Convencional pela Curva σ -N

Neste método, proposto por A. Wohler, a carga utilizada é constante durante cada teste. Com isso, as tensões mínima e máxima não variam ao longo do tempo, sendo a tensão média nula. Para cada corpo de prova, anotam-se a tensão utilizada e o número de ciclos até a falha. Os dados são colocados em um gráfico que, ao final do ensaio, será semelhante à Figura 7. O limite de resistência à fadiga pode, então, ser lido pelo gráfico.

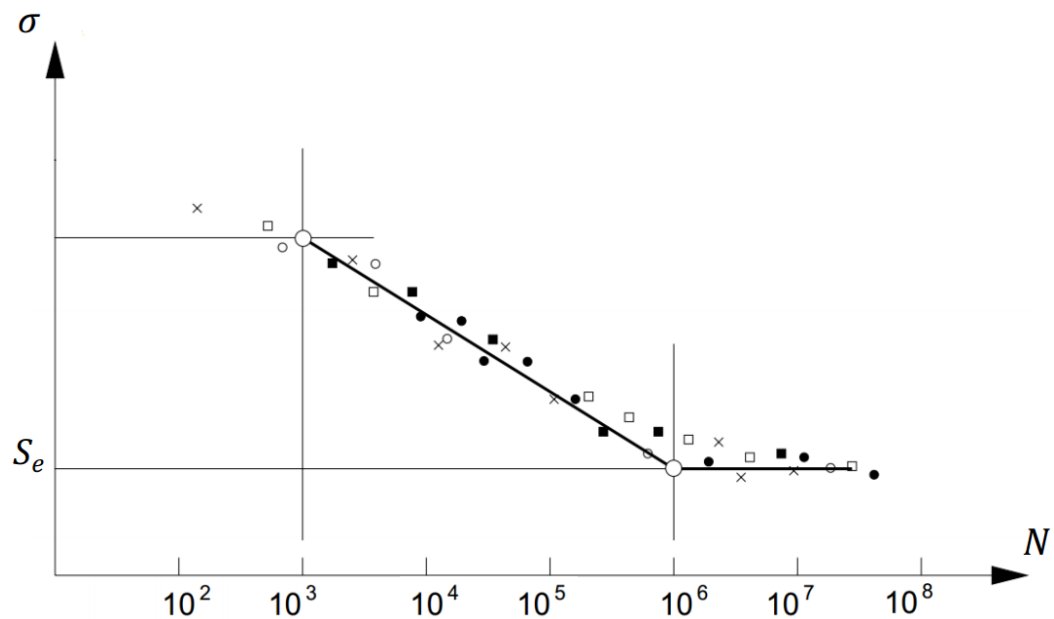


Figura 7: Curva σ -N para material ensaiado. Fonte: adaptada de ROSA (2002).

Nesse método, contudo, é preciso um grande número de corpos de prova para obter uma curva σ -N confiável, e normalmente o desvio padrão é grande. Além disso, cada teste demora um período consideravelmente grande de tempo, e um limite de ciclos precisa ser arbitrado para constituir o limite de resistência à fadiga. D'HUY (1964).

2.4.2 Método de Prot

Tendo conhecimento das limitações do método convencional, por volta de 1947, o engenheiro francês M. Prot desenvolveu um método alternativo. Como detalha D'HUY (1964), neste método, os testes aconteceriam com tensões alternadas de amplitude crescente ao longo do tempo, em oposição à amplitude constante utilizada no método convencional, como ilustrado na Figura 8. Uma vantagem imediata do método de Prot é que cada corpo de prova irá, necessariamente, falhar, considerando que o material possui um limite de resistência à fadiga.

Ademais, devido ao aumento na amplitude da tensão, a falha ocorrerá para um número menor de ciclos, o que torna o método acelerado.

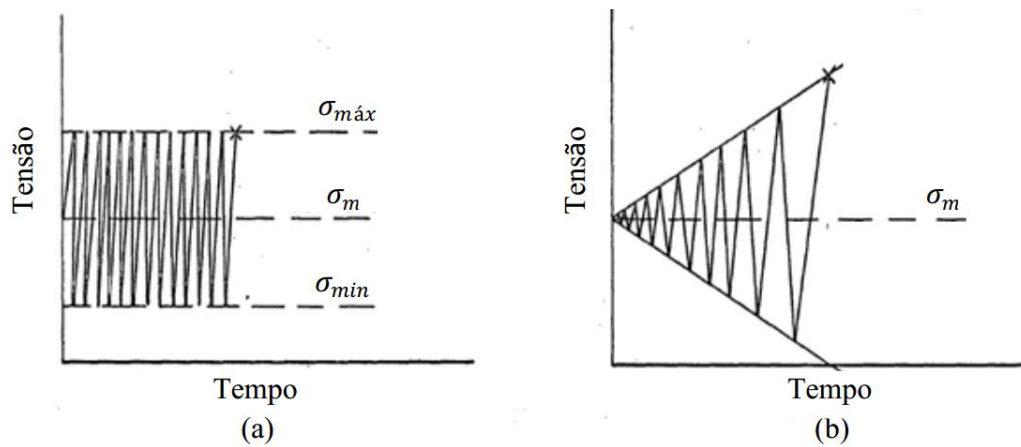


Figura 8: Comparação da evolução do carregamento com o tempo nos métodos (a) convencional e (b) de Prot. Fonte: adaptada de D'HUY (1964).

Para a dedução geométrica do método, a Figura 9 é utilizada. As formulações a seguir levam em consideração algumas premissas impostas por Prot em seu trabalho, sendo elas:

1. O material possui um limite de fadiga;
2. A curva σ - N tem o formato de uma hipérbole cujas assíntotas são o eixo vertical e o limite de fadiga;
3. O mecanismo de falha é causado pelo crescimento de trincas microscópicas e pode ser expresso como o número de rupturas de moléculas por ciclo, que é proporcional ao nível de tensão acima do limite de fadiga.

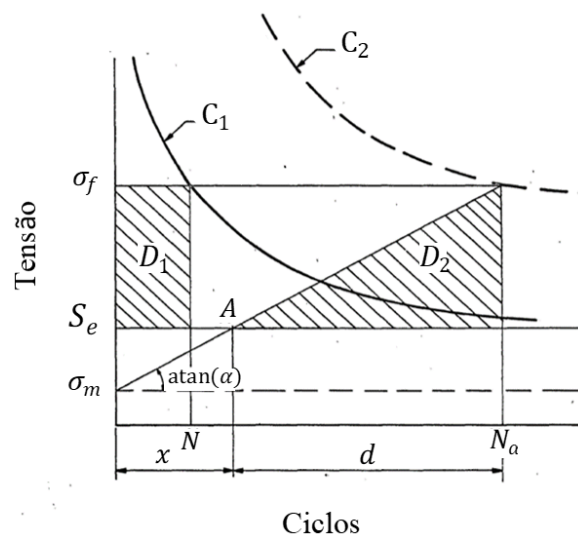


Figura 9: Dedução geométrica do método de Prot. Fonte: adaptada de D'HUY (1964).

Na figura 9, a curva C_1 é uma curva ordinária σ - N que relaciona a tensão de ruptura, σ_f , e o número de ciclos até a falha, N . C_1 e C_2 são curvas σ - N similares, que resultam de dois testes com o método convencional usando tensões diferentes. D_1 é a área necessária para se produzir falha durante tensão com amplitude constante. σ_f representa a tensão de falha do material e σ_m é a tensão média. D_2 é a área necessária para produzir falha na tensão σ_f sob uma tensão de amplitude crescente (α), em psi por ciclo. S_e é o limite de resistência à fadiga. Pela figura, as Equações 8 e 9 são obtidas, de forma que:

$$D_1 = (\sigma_f - S_e) N \quad (8)$$

$$D_2 = \frac{1}{2} (\sigma_f - S_e) d \quad (9)$$

Pela hipótese de MINER (1945), o dano para produzir falha deve ser o mesmo, independentemente do tipo de carregamento. Sendo assim, $D_1 = D_2$. Aplicando essa igualdade nas Equações 8 e 9, temos:

$$(\sigma_f - S_e) N = \frac{1}{2} (\sigma_f - S_e) d \quad (10)$$

$$d = 2 N \quad (11)$$

Da figura, também obtemos a taxa de amplitude crescente, α :

$$\alpha = \frac{\sigma_f - S_e}{d} \quad (12)$$

E também:

$$N = \frac{\sigma_f - S_e}{2 \alpha} \quad (13)$$

Como C_1 tem o formato de uma hipérbole, o produto σN é uma constante, K , representada pela Equação 14:

$$K = (\sigma_f - S_e) N \quad (14)$$

ou

$$N = \frac{K}{\sigma_f - S_e} \quad (15)$$

Das Equações 14 e 15:

$$N = \frac{\sigma_f - S_e}{2 \alpha} \quad (16)$$

Então:

$$\frac{\sigma_f - S_e}{2 \alpha} = \frac{K}{\sigma_f - S_e} \quad (17)$$

ou

$$(\sigma_f - S_e)^2 = 2 \alpha K \quad (18)$$

Considerando $\bar{K} = \sqrt{2 K}$:

$$\sigma_f = S_e + \bar{K} \sqrt{\alpha} \quad (19)$$

A Equação 19 mostra a tensão de fratura, σ_f , variando linearmente com a raiz quadrada da amplitude, $\sqrt{\alpha}$. Quando $\sqrt{\alpha} = 0$, teremos o limite de fadiga, que será a interseção entre a reta e o eixo de tensão σ . A Figura 10 mostra um gráfico representado pela Equação 19.

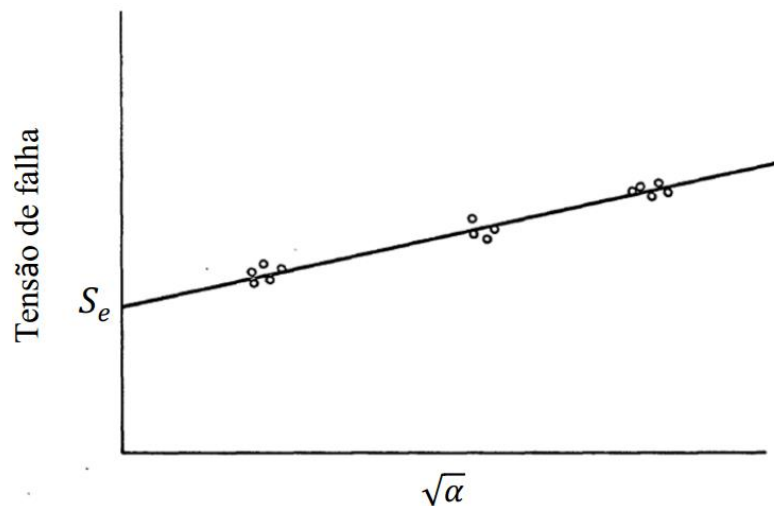


Figura 10: Curva experimental σ - $\sqrt{\alpha}$ obtida com o método de Prot. Fonte: adaptada de D'HUY (1964).

Em determinadas situações, quando o material não se adaptar bem aos resultados da relação σ - $\sqrt{\alpha}$, é necessário obter um novo expoente para a taxa α . A Equação 19 é, então, reescrita com o parâmetro h , resultando na Equação 20. BORESI; DOLAN (1953).

$$\sigma_f = S_e + K \alpha^h \quad (20)$$

Segundo WEIBULL (1961), a tensão inicial no método de Prot deve ser entre 60% e 70% do limite de resistência à fadiga estimado do material, conforme Equação 21. Além disso, são necessários, aproximadamente, de dez a vinte corpos de prova ensaiados para no mínimo três diferentes taxas de aumento da amplitude de tensão, α , também conhecidas como taxas de Prot. Neste método, portanto, são utilizados de 30 a 60 corpos de prova para sucesso do ensaio.

$$\sigma_0 = (0,6 \text{ a } 0,7) S'_e \quad (21)$$

Onde

σ_0 é a tensão inicial do método de Prot;

S'_e é o limite de resistência à fadiga estimado do CP.

BORESI; DOLAN (1953) relataram que, para metais não suscetíveis ao fenômeno de *coaxing*, a escolha de diferentes tensões iniciais levou, aproximadamente, ao mesmo valor de limite de resistência à fadiga. Para os metais suscetíveis ao fenômeno, parte do carregamento pode causá-lo, já que, para taxas de Prot muito pequenas, o corpo de prova pode ficar sob amplitude menor, mas próxima ao limite de resistência à fadiga por um tempo relativamente grande. Por consequência, é encontrado um valor maior que o real para o material no ensaio.

Capítulo 3

3. Materiais e Métodos

Neste capítulo, são apresentados a máquina que foi modificada, descrevendo-se todo seu funcionamento e sua finalidade, e a metodologia para realização do projeto.

3.1 Máquina de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa

A máquina em questão é a RBF-200, fabricada pela Fatigue Dynamics Inc., dos Estados Unidos, e mostrada na Figura 11. Sua finalidade é a realização de ensaios de fadiga convencionais por meio da aplicação de carregamentos de flexão rotativa em corpos de prova.



Figura 11: Máquina de ensaio de fadiga modelo RBF-200. Fonte: BANDEIRA (2017).

A máquina é composta por diversas partes, ilustradas na Figura 12, porém seu funcionamento é simples. O corpo de prova deve ser previamente preparado, conforme recomendações do manual do equipamento, e posicionado em pinças, que estão interligadas, respectivamente, ao motor AC e ao braço de carga. O motor fará o corpo de prova girar com velocidade escolhida no controlador de velocidade, e o braço de carga é tracionado por uma régua, sobre a qual corre uma massa que define a carga de acordo com sua posição de ajuste.

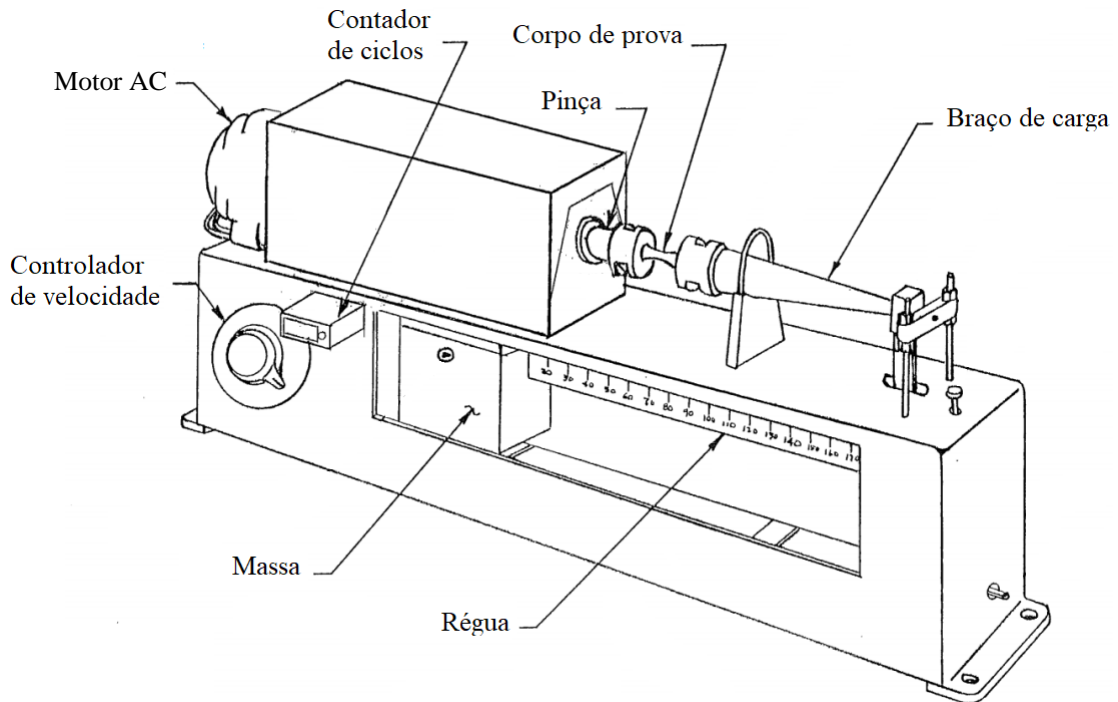


Figura 12: Partes da máquina RBF-200. Fonte: adaptada de SYSTEMS INTEGRATORS (2011).

Portanto, o corpo de prova pode ser modelado como uma viga engastada em balanço com a aplicação de uma carga vertical conhecida na extremidade livre, conforme ilustração da Figura 13, que também mostra a distribuição da tensão.

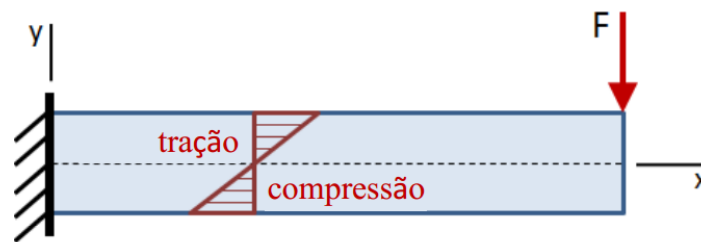


Figura 13: Distribuição de tensão em uma viga engastada em balanço. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

A tensão máxima, que ocorre na superfície da região de menor diâmetro do corpo de prova, pode ser encontrada a partir da Equação 22, que calcula a tensão normal devido a uma carga de flexão simples, vinda da Resistência dos Materiais.

$$\sigma = \frac{M c}{I} \quad (22)$$

Onde

σ é a tensão normal devido ao momento fletor;

M é o momento fletor, valor conhecido e ajustado pela posição da massa;

$c = \frac{D}{2}$ é a distância da linha neutra para a tensão máxima no corpo de prova;

$I = \frac{\pi D^4}{64}$ é o momento de inércia da viga em relação ao eixo fora do plano;

D é o menor diâmetro do corpo de prova.

Portanto, a Equação 22 pode ser expressa em função do diâmetro do corpo de prova e do momento fletor, conforme a Equação 23.

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi D^3} \quad (23)$$

Com o acionamento do motor AC, o corpo de prova gira com uma velocidade ajustável por um controlador de velocidade e o carregamento passa a ser cíclico. Isso porque, para um ponto escolhido na superfície do corpo de prova, o carregamento se alternará entre trativo e compressivo. O valor dessa tensão obedece à Equação 23, e o carregamento cíclico ocorre conforme Equações 24 e 25.

$$\sigma_{máx} = -\sigma_{mín} = \sigma \quad (24)$$

$$\sigma_m = 0 \quad (25)$$

Uma vez ocorrida a falha, um sensor mecânico desliga o sistema e o número de rotações é mostrado no contador de ciclos. Com isso, tem-se o valor da tensão e o número de ciclos até a falha, sendo possível plotar uma curva σ -N para achar o limite de fadiga do material ensaiado.

3.2 Modificações Propostas

De modo a possibilitar o ensaio de fadiga pelo método de Prot utilizando a máquina RBF-200, foi proposta a utilização de um atuador linear para fazer uma movimentação progressiva da massa, resultando numa tensão de amplitude crescente em virtude do aumento do respectivo momento fletor. O atuador é composto por um motor de passo acoplado a um parafuso de potência, que utiliza dois mancais como apoio e conta com uma porca acoplada à massa utilizando um carro-guia. Além disso, há uma base para o atuador linear ficar com seus componentes alinhados e suportes de elevação para a máquina, de modo que o encaixe do atuador na massa fique na posição desejada. A Figura 14 mostra o conjunto de modificações

propostas; os desenhos técnicos individuais podem ser vistos no APÊNDICE A, e as partes são descritas a seguir.

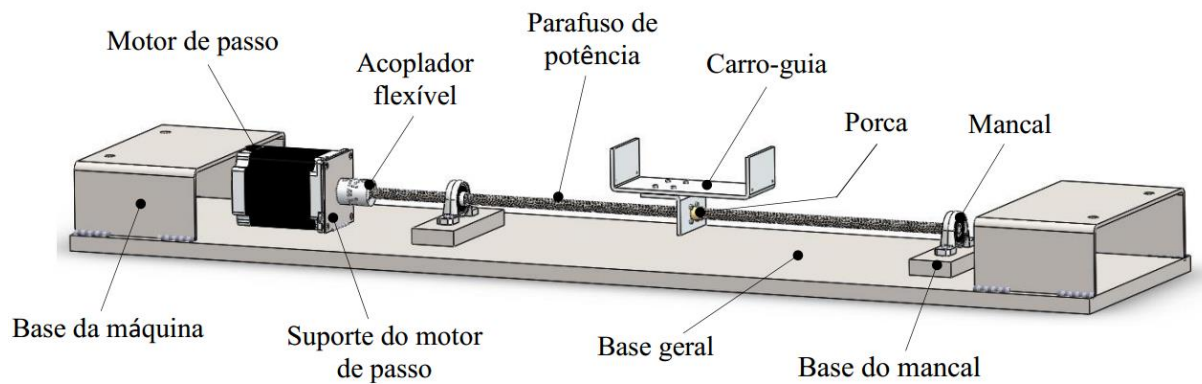


Figura 14: Modelo tridimensional do conjunto das modificações propostas. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

3.3 Sistema Mecânico

A seguir, são listados e caracterizados individualmente todos os componentes mecânicos utilizados na adaptação da máquina.

3.3.1 Conjunto com Parafuso de Potência e Porca, Acoplador Flexível e Mancais

O parafuso de potência foi adquirido em conjunto contendo também uma porca, dois mancais e um acoplador flexível, conforme mostrado na Figura 15. O conjunto é acoplado a um motor de passo e compõe o atuador linear.



Figura 15: Conjunto do parafuso de potência. Fonte: TECHTONICS.

Tanto o parafuso de potência quanto a porca são do modelo Tr8-8, que indica rosca trapezoidal com 8 mm de diâmetro e 2 mm passo. Porém, como possuem quatro entradas, o passo corresponde a um avanço de 8 mm por rotação.

O parafuso de potência escolhido é fabricado em aço e possui 500 mm de comprimento total, que é o necessário para poder percorrer com a massa da máquina por toda a extensão da régua, já considerando seu curso reduzido pela utilização dos mancais.

A porca é fabricada em bronze e possui o furo central de diâmetro 8 mm e quatro furos passantes de 3,5 mm de diâmetro em seu flange.

Os mancais do conjunto adquirido são do modelo KP08, que possuem diâmetro do furo de 8 mm, e contam com dois furos de 4,5 mm de diâmetro para fixação na base.

O acoplador possui dimensões dos furos 5x8 mm de diâmetro e é usado para conectar o parafuso de potência ao motor de passo.

3.3.2 Conjunto de Bases e Suporte do Motor de Passo

Para fazer a montagem do atuador linear na máquina RBF-200 e o acoplamento na massa, foi proposta a fabricação de peças que servem como base para o sistema e para elevar o conjunto do atuador linear até a altura da massa. O conjunto, mostrado na Figura 16, foi feito de modo a permitir uma fácil montagem e desmontagem dos demais componentes, para possibilitar o uso da máquina original sem eles, caso seja necessário realizar o ensaio de fadiga pelo método convencional.

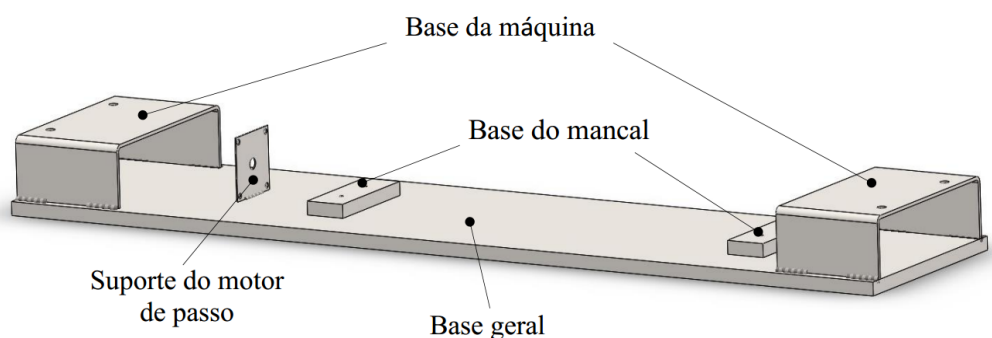


Figura 16: Bases do sistema e suporte do motor de passo. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

Todas as peças foram feitas em aço AISI 1020 utilizando retalhos encontrados no CEFET/RJ. As partes foram usinadas e soldadas conforme projetado nesse trabalho.

3.3.3 Suporte para Acoplamento do Atuador Linear na Massa

Também foi necessária a fabricação de um suporte que serve para o acoplamento com a massa, visto que ela, por ser calibrada, não poderia sofrer modificações em sua estrutura. O suporte consiste de uma chapa dobrada em perfil U, encaixada na massa, rebitada a outra chapa dobrada em L, que é conectada à porca utilizando parafusos. As Figuras 17 e 18 mostram, respectivamente, a vista explodida do dispositivo e o acoplamento dele na massa e na porca do parafuso de potência.

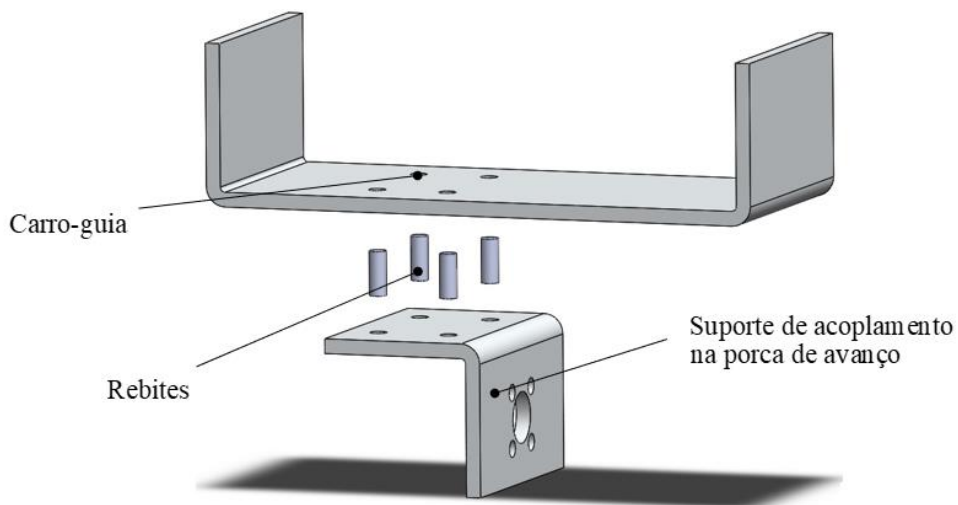


Figura 17: Vista explodida do suporte para acoplamento do atuador linear na massa. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

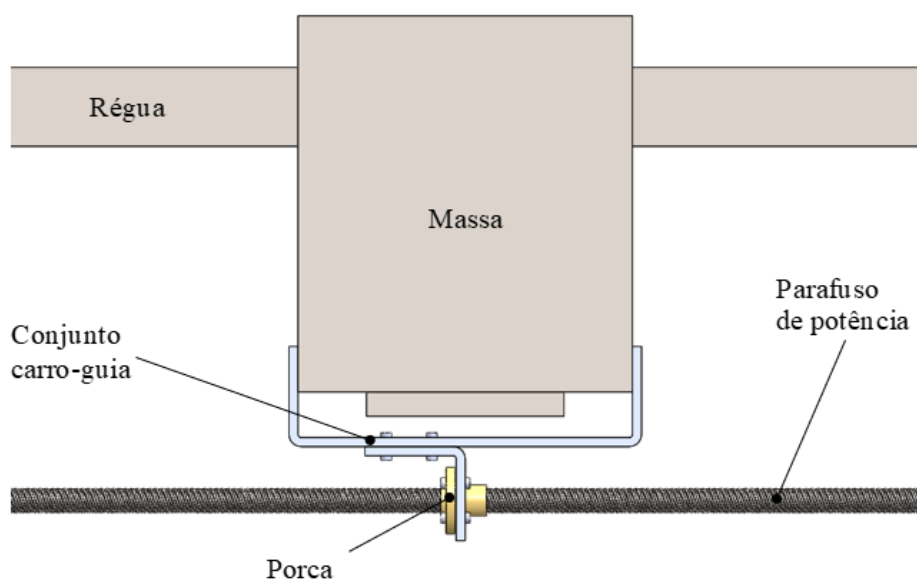


Figura 18: Acoplamento do carro-guia na massa. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

A peça é construída em liga de alumínio 3003-H14, também aproveitado do CEFET/RJ. Seu tamanho foi dimensionado para ter contato suficiente com a massa sem causar um grande esforço fletor no parafuso de potência, além de ter as dimensões mínimas necessárias para poder se movimentar por todo o percurso necessário, possuindo o menor peso possível. Os elementos fixadores utilizados são rebites de repuxo $\varnothing 1/8''$ e parafusos M3 em aço AISI 1010.

O dimensionamento realizado encontra-se no APÊNDICE B. A Figura 19 mostra os pontos analisados do suporte, com suas devidas cotas. A seguir, seguem os parâmetros de entrada e premissas utilizadas.

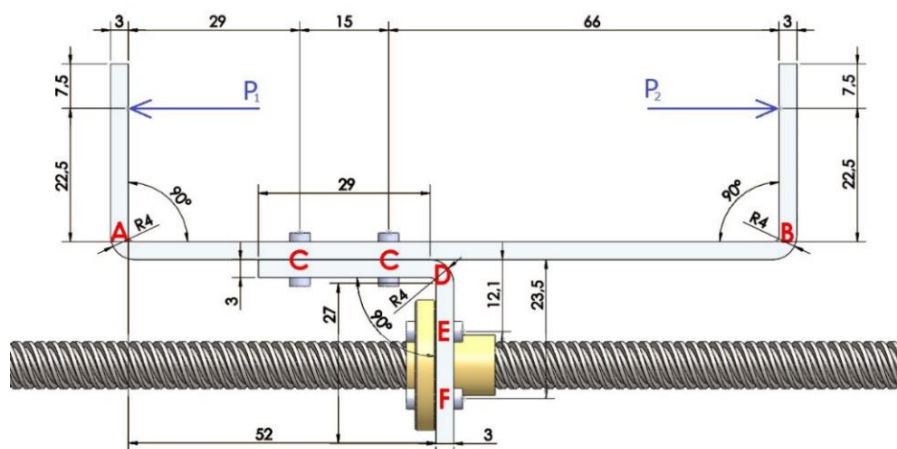


Figura 19: Pontos analisados no carro-guia e respectivas cotas (dimensões em milímetros).
Fonte: elaborada pelo autor (2018).

- As forças P_1 ou P_2 são as reações da massa quando o suporte se movimenta para a direita ou para a esquerda, respectivamente;
- Peso próprio do conjunto, de massa 150 g, foi desprezado;
- Os esforços nos parafusos em E e F foram calculados considerando o momento das forças P_1 ou P_2 atuando no parafuso F, mais distante;
- As tensões calculadas foram amplificadas por um fator de segurança de 2, uma vez que o sistema pode estar sujeito a defeitos na fabricação das peças ou reações não previstas;
- Forças P_1 ou P_2 : 2,5 kgf na horizontal;
- Espessura e largura das chapas: 3 mm e 50 mm, respectivamente;
- Limite de escoamento das chapas e dos elementos fixadores: 115 MPa e 305 MPa, respectivamente;
- Diâmetro dos rebites e dos parafusos: 1/8 pol e 3 mm, respectivamente;
- Fator de segurança das chapas e dos elementos fixadores: 2.

Com esses parâmetros, calcularam-se as tensões nos pontos mostrados na Figura 19, que foram comparadas com o limite de escoamento dos materiais selecionados. As seguintes tensões foram analisadas:

- Pontos A, B e D: Tensão combinada de von Mises devido ao momento fletor e ao esforço cortante;
- Ponto C: Tensão cisalhante nos rebites, tensão de contato dos rebites na chapa e tração na chapa da região dos rebites;
- Pontos E e F: Tensão normal devido aos esforços normais diretos e indiretos devido ao momento fletor.

3.4 Sistema Elétrico/Eletrônico/*Software*

A seguir, são listados e caracterizados individualmente todos os componentes elétricos, eletrônicos e o *software* utilizados na adaptação e controle da máquina, que são mostrados na Figura 20.



Figura 20: Componentes de controle do sistema elétrico/eletrônico/*software*. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

3.4.1 Motor de Passo

Para fazer a movimentação do sistema, escolheu-se utilizar um motor de passo, visto que se deseja fazer uma movimentação lenta e constante, necessitando moderado torque e baixa velocidade de rotação.

Para selecionar um modelo que atenda aos requisitos do projeto, utilizou-se uma célula de carga para mensurar a força necessária para movimentar a massa da máquina para a direita (ida) e para a esquerda (volta) a uma velocidade constante. O resultado do teste é mostrado na Figura 21, e indica que o motor de passo precisa superar uma força contrária de aproximadamente 2,5 kgf.

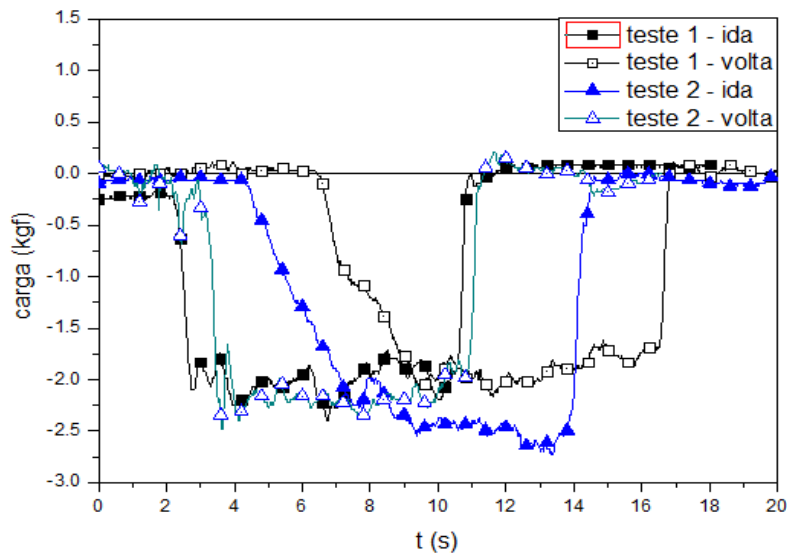


Figura 21: Carga necessária para mover a massa. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

Então, realizaram-se cálculos para o dimensionamento do motor de passo conforme BUDYNAS; NISBETT (2011), utilizando *Mathcad* e mostrado no APÊNDICE C. Foram utilizados os seguintes parâmetros de entrada e premissas:

- Diâmetro e avanço do parafuso de potência: 8 mm;
- Comprimento do parafuso de potência: 500 mm;
- Comprimento efetivo de percurso: 370 mm;
- Rendimento da transmissão parafuso x porca: 30%;
- Massa do carro-guia: 150 g;
- Aceleração da gravidade: 9,807 m/s²;
- Velocidade linear constante;
- Força para mover a massa: 2,5 kgf;
- Fator de segurança: 2;
- Passos por rotação do motor: 200.

Para esses parâmetros, calculou-se que o sistema requer um torque de 2,1 kgf.cm. Além disso, foram testadas diferentes velocidades lineares desejadas para a movimentação da massa, e foram calculadas as velocidades correspondentes do motor. Analisando-se as curvas de torque vs. velocidade de cada modelo da fabricante Neo Motion, observou-se que o AK23-15F6N1.8 atende ao torque exigido pelo sistema para velocidades lineares de até 90 mm/s.

As especificações completas do motor de passo selecionado podem ser encontradas no ANEXO A. Dentre as principais, estão: ângulo de passo de 1,8° e *holding torque* de 10,5 kgf para configuração unipolar ou 15 kgf para bipolar. Sua curva de torque x velocidade é mostrada da Figura 22, que é aplicável para utilização de um sistema de alimentação de 60 volts, com configuração bipolar e meio passo.

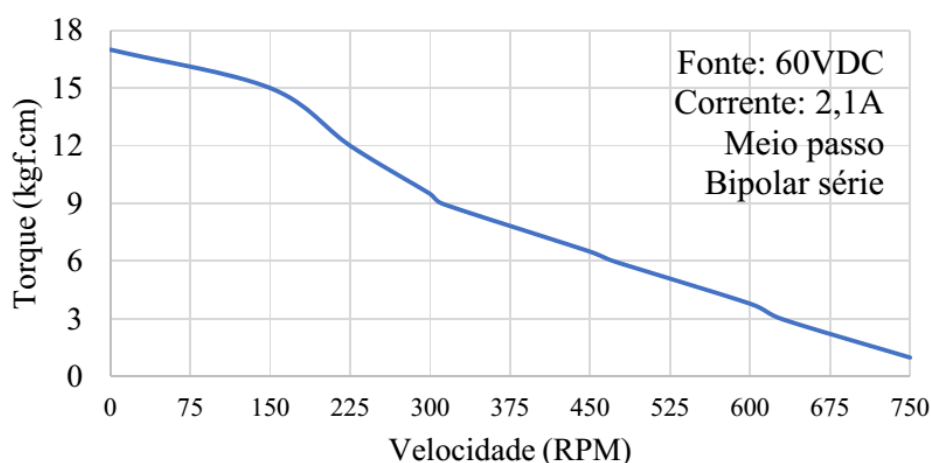


Figura 22: Curva do motor de passo AK23-15F6N1.8. Fonte: NEO MOTION (2017).

3.4.2 Driver Controlador

Para controle do motor de passo, foi utilizado o módulo HY-DIV268N-5A, da fabricante HY, que conta com um chip integrado modelo TB6600 da Toshiba. Ele é responsável pelo envio de pulsos para o motor, controlando tanto a velocidade quanto o sentido de rotação.

3.4.3 Fonte de Alimentação

Para alimentação elétrica do sistema, é utilizada uma fonte modelo MPC-3003D. Ela permite tensões elétricas de até 60 volts com regulagem da corrente, além de outros fatores. O componente foi escolhido por já pertencer ao laboratório e atender aos requisitos do projeto.

3.4.4 Sensores e Chaves

Para monitorar a movimentação do motor de passo e do motor AC da máquina de fadiga, são utilizados sensores de efeito Hall, que são transdutores que captam variação de campo magnético provocada por ímãs ligados aos eixos para caracterizar o funcionamento dos dois motores (AC e de passo). Além disso, são utilizadas chaves de fim de curso para delimitar o movimento do carro-guia com a massa da máquina.

3.4.5 Arduino

Por fim, para controlar todos os componentes eletrônicos, é utilizada uma placa Arduino Mega 2560.

3.4.6 Programação e *Software*

A programação da parte *software* do sistema elétrico/eletrônico/*software* foi realizada por DE SOUZA (2017), e será apenas brevemente resumida aqui, utilizando as figuras de seu trabalho, para entendimento dos resultados do próximo capítulo.

O arduino é o componente central, ao qual todos os demais estão ligados. A Figura 23 mostra o diagrama geral de funcionamento sistema.

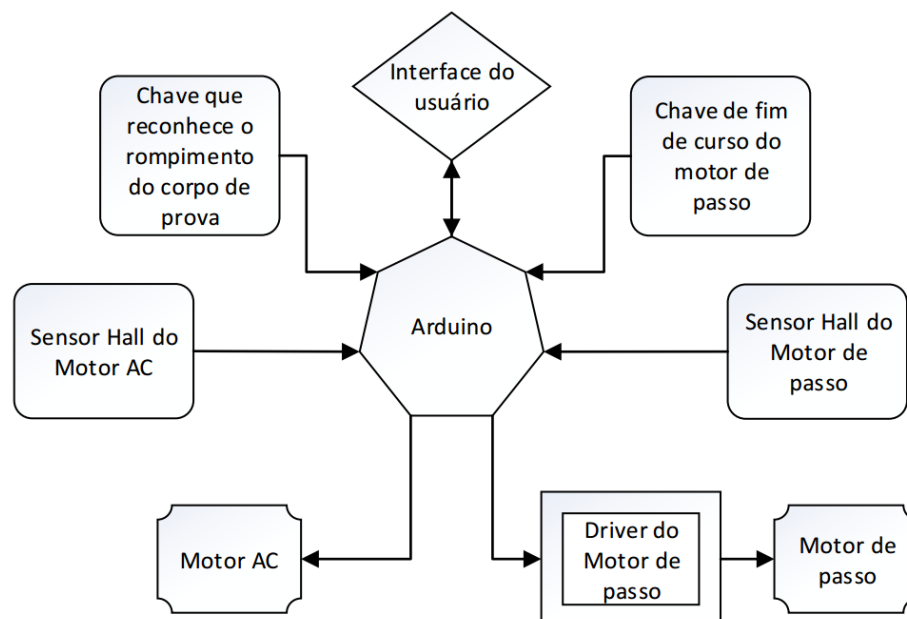


Figura 23: Diagrama geral de funcionamento do sistema elétrico/eletrônico/*software*. Fonte: DE SOUZA (2017).

A interface do usuário trata-se de um programa criado em Python para os dados de entrada do ensaio de fadiga, conforme mostrado na Figura 24. O tempo de ensaio é o que determina a velocidade com que o motor de passo irá movimentar a massa ao longo do curso, portanto determina a taxa de aumento da amplitude de tensão aplicada no corpo de prova. Esse tempo pode ser calculado a partir da velocidade linear desejada utilizando o programa *Mathcad* criado e mostrado no APÊNDICE C.

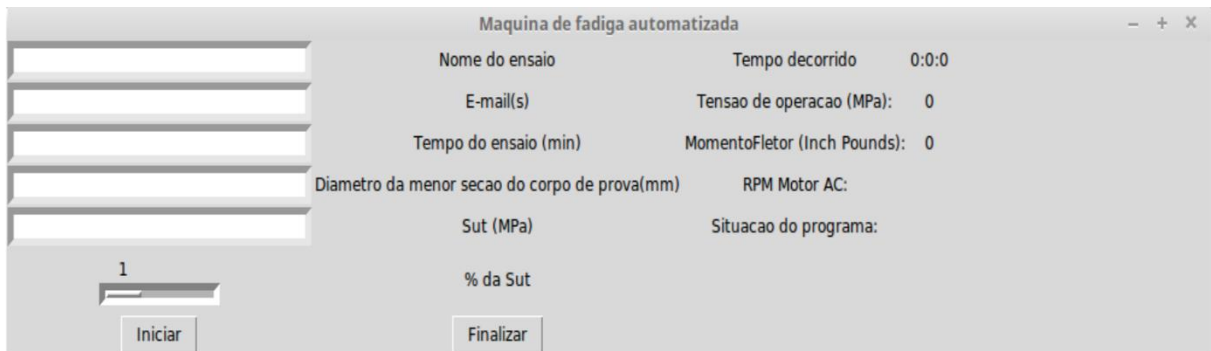


Figura 24: Interface do programa. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

Uma vez que os dados são inseridos no programa, o sistema será posicionado para dar início ao ensaio de fadiga conforme o fluxograma na Figura 25. O motor de passo irá girar para que a massa seja levada para a posição inicial, quando a tensão no corpo de prova é nula. A todo tempo, o sensor Hall verifica se o motor está funcionando, e, caso não esteja, o programa interrompe e gera um aviso de erro.

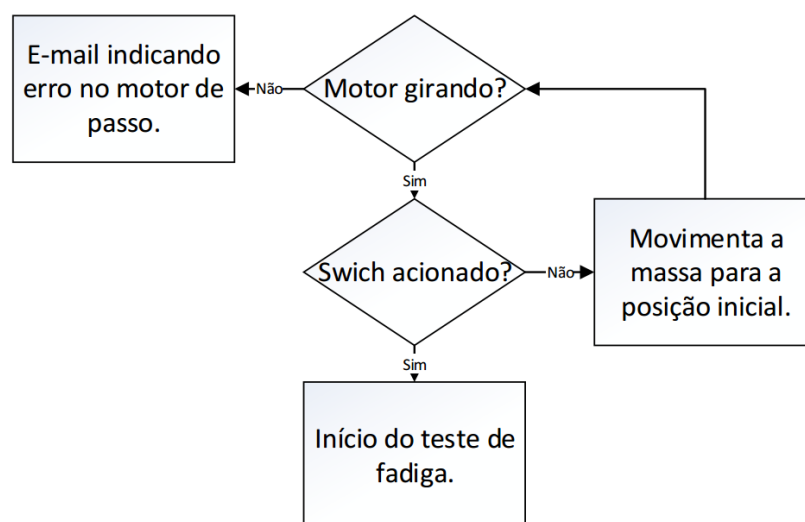


Figura 25: Fluxograma durante a preparação para o início do ensaio. Fonte: DE SOUZA (2017).

Estando na posição inicial para o ensaio, o motor irá iniciar a movimentação progressiva da massa, aumentando linearmente a tensão de flexão aplicada sobre o corpo de prova. Nessa etapa, o motor AC da máquina deve ser acionado manualmente para ligá-la, e o fluxograma será dado conforme a Figura 26.

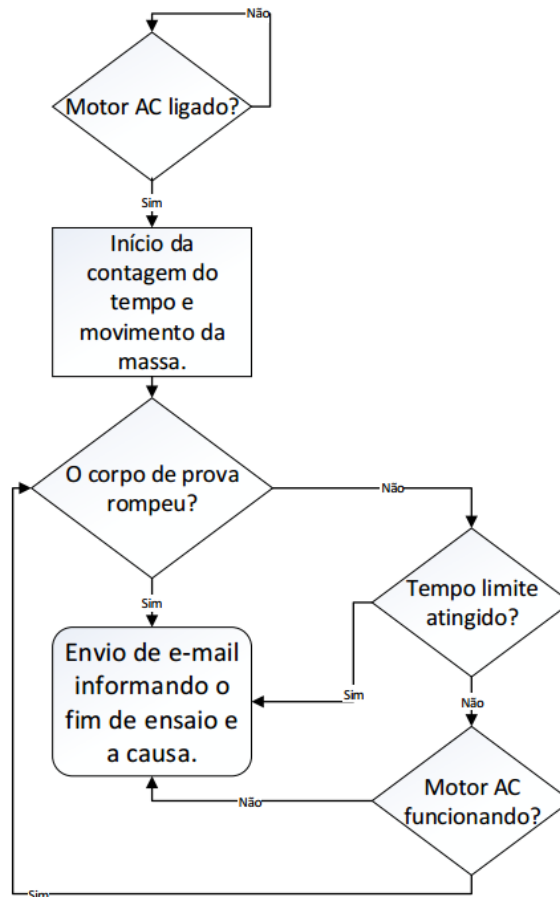


Figura 26: Fluxograma durante o ensaio. Fonte: DE SOUZA (2017).

Da mesma forma que a etapa de preparação, os sensores estarão monitorando os movimentos do motor AC e o rompimento do corpo de prova.

De modo geral, o programa irá funcionar durante o ensaio conforme o fluxograma resumido mostrado na Figura 27.

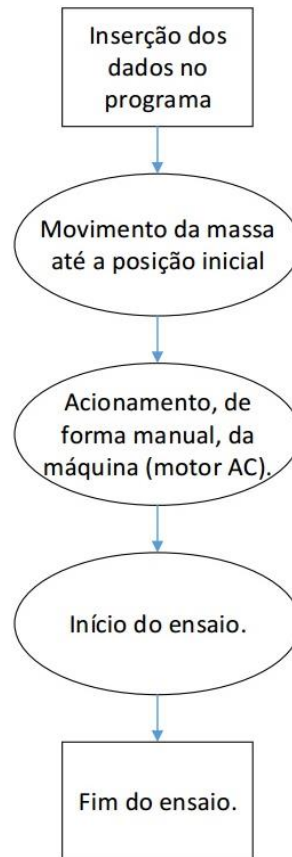


Figura 27: Fluxograma macro de funcionamento do programa. Fonte: DE SOUZA (2017).

3.5 Características dos Corpos de Prova Utilizados

Os corpos de prova utilizados nos testes são os mesmos utilizados por BANDEIRA (2017) em seu estudo. Eles são fabricados por usinagem em CNC a partir de barras cilíndricas de aço-carbono trefiladas a frio. Todo o processo de usinagem seguiu as recomendações da norma ASTM E466 (2015) e do manual da máquina RBF-200, SYSTEMS INTEGRATORS (2011), para padronização dos corpos de prova e obtenção das dimensões necessárias. A Figura 28 mostra a geometria dos corpos de prova.

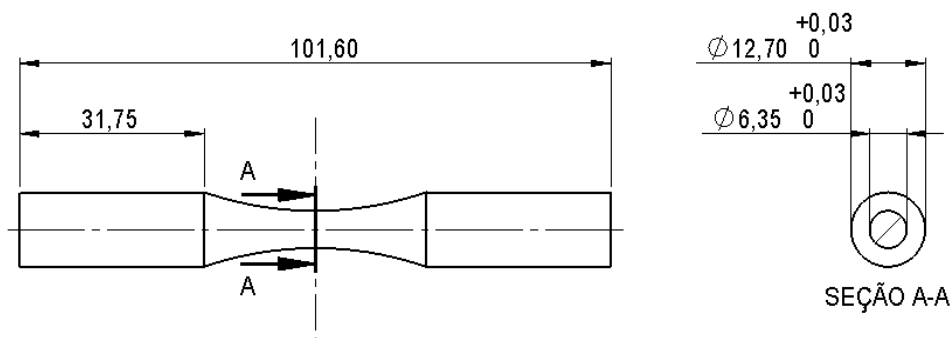


Figura 28: Geometria do corpo de prova (dimensões em milímetros). Fonte: elaborada pelo autor (2018).

As propriedades mecânicas dos corpos de prova são as mesmas das barras cilíndricas originais, visto que não foram realizados processos ou tratamentos térmicos que as afetassem. A Tabela 1 mostra alguma dessas propriedades, informadas pelo próprio fornecedor da matéria-prima, para três amostras diferentes. Para os cálculos deste trabalho, foi considerada a média das propriedades de cada amostra.

Tabela 1: Propriedades mecânicas para os CP's. Fonte: adaptada de BANDEIRA (2017).

Corpo de Prova	S_y (MPa)	S_{ut} (MPa)	AL (%)	RA (%)
1	590	680	14,5	48,5
2	535	635	-	51,5
3	605	685	-	50,5
Média	576,7	666,7	14,5	50,2

Utilizando a Equação 6, do item 2.2, é possível estimar o limite de resistência à fadiga, S'_e , em 333,3 MPa. Esse valor pode ser usado para calcular a tensão inicial do ensaio pelo método de Prot, conforme Equação 21 do item 2.4.2.

3.6 Parâmetros Utilizados nos Testes

O programa, mostrado na Figura 24, permite três parâmetros de entrada que afetam na taxa de Prot, α , considerando que o menor diâmetro do corpo de prova será sempre o mesmo. São estes: tensão de ruptura (S_{ut}) do material testado, % S_{ut} que será considerada e tempo de duração do ensaio. Os dois primeiros parâmetros definem qual a posição final da massa na régua, e o último define o tempo que ela levará para percorrer da tensão zero até a tensão final considerada. A tensão $S_{ut} = 0$ MPa equivale à massa na posição zero, enquanto $S_{ut} = 898,9$ MPa equivale à massa na posição final máxima, indicada na régua por $M = 200$ lb. in (vide Equação 23). Com a distância percorrida e o tempo, pode-se calcular a velocidade linear durante o trajeto.

Além disso, a velocidade de giro do corpo de prova também é uma variável dos testes, controlada pelo motor AC da máquina, e tem influência na taxa de Prot.

A seguir, são descritos esses parâmetros que foram utilizados para cada teste e a velocidade linear e amplitude de tensão correspondentes.

3.6.1 Calibração da Máquina

O primeiro teste realizado foi para calibração da máquina, visto que o sistema implementado para movimentar a massa progressivamente durante o ensaio poderia influenciar na carga que ela exerce sobre o corpo de prova, fazendo diferir do indicado nas marcações da régua. A aferição consistiu em utilizar *strain gauges* na seção crítica do corpo de prova, representada pela seção A-A na Figura 28, e mensurar a deformação enquanto a massa era movimentada para diferentes posições de tensão utilizando o sistema implementado. Os valores foram registrados para alguns pontos e comparados com a deformação obtida analiticamente pela Equação 26. A Tabela 2 mostra os parâmetros utilizados como entrada para a realização desse teste.

$$\varepsilon_{ana} = \frac{\sigma_a}{E} \quad (26)$$

Onde:

ε_{ana} é a deformação que se deseja calcular analiticamente;

σ_a é a amplitude de tensão aplicada pela massa;

$E = 200$ GPa é o módulo de elasticidade do material.

Tabela 2: Parâmetros da calibração. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

Tempo (min)	d_{min} (mm)	S_{ut} (MPa)	% S_{ut}	Rotação do CP (RPM)	V_{linear} (mm/s)	α (MPa/ciclo)
1	6,35	898,9	30	0	2,4	0

A comparação consistiu em calcular as diferenças percentuais dos resultados experimentais e analíticos conforme Equação 27.

$$\% \Delta \varepsilon = \frac{|\varepsilon_{ana} - \varepsilon_{SG}|}{\varepsilon_{ana}} \cdot 100 \quad (27)$$

Onde

$\% \Delta \varepsilon$ é a diferença percentual da deformação analítica com a deformação lida pelo *strain gauge*;

ε_{ana} é a deformação calculada analiticamente;

ε_{SG} é a deformação lida pelo *strain gauge*.

Capítulo 4

4. Resultados e Discussões

A seguir, são mostradas fotos do sistema projetado e construído para adaptar a máquina RBF-200 para atender ao método de Prot. A Figura 29 mostra separadamente a máquina original e o sistema de adaptação. Em seguida, a Figura 30 mostra a configuração final da montagem, com a máquina sobre o sistema mecânico projetado. Por fim, a Figura 31 mostra, em detalhe, o acoplamento do atuador linear na massa por meio do suporte. O espaço livre abaixo da massa foi dimensionado para que, ao falhar o corpo de prova e a massa descer alguns milímetros, a mesma não atinja o suporte e prejudique o parafuso de potência.



Figura 29: Máquina RBF-200, ao fundo, e o sistema mecânico montado para a adaptação.
Fonte: elaborada pelo autor (2018).



Figura 30: Montagem da máquina RBF-200 no sistema de adaptação. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

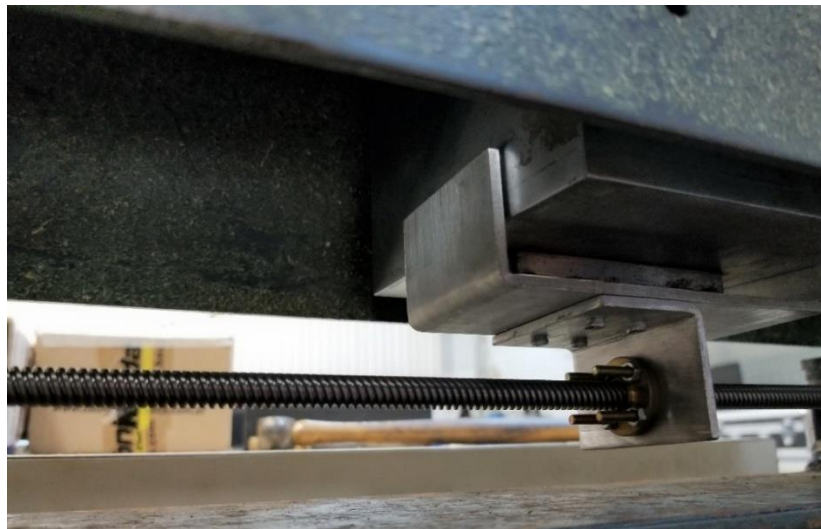


Figura 31: Detalhe do encaixe do carro-guia na massa. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

4.1 Resultados dos testes

4.1.1 Calibração da Máquina

As deformações do corpo de prova lidas pelo *strain gauge* para as diferentes posições da massa na régua foram registradas e comparadas com as deformações calculadas analiticamente pela Equação 26, do item 3.6.1.

A Figura 32 foi feita utilizando as deformações registradas pelo *strain gauge*. Visto que a velocidade utilizada no teste era conhecida, calculou-se que o tempo para movimentar a massa por 10 lb.in, referentes às marcações da régua, era 7,79 segundos. Com isso, sabe-se que as deformações para incrementos de 10 lb.in serão correspondentes aos múltiplos desse tempo.

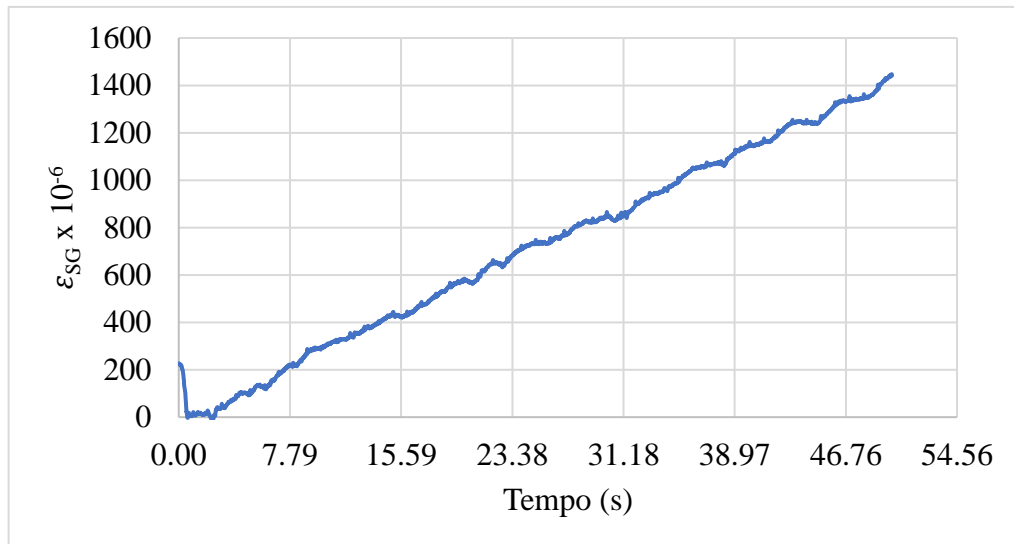


Figura 32: Deformação lida pelo *strain gauge* com o deslocamento da massa. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

Utilizando os mesmos dados, foi feita uma comparação para posições da massa de 0 lb.in a 60 lb.in, com incrementos de 10 lb.in. A Tabela 3 mostra a tensão equivalente na seção crítica do corpo de prova, as deformações calculadas analiticamente e lidas pelo *strain gauge*, além da diferença percentual entre as deformações para cada uma das posições da massa.

Tabela 3: Comparação das deformações calculadas analiticamente e lidas pelo *strain gauge*. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

M (lb.in)	σ_a (MPa)	$\epsilon_{ana} \cdot 10^{-6}$	$\epsilon_{SG} \cdot 10^{-6}$	$\% \Delta \epsilon$
0	0,0	0,0	226,3	-
10	44,9	224,7	219,2	2,5%
20	89,9	449,5	424,6	5,5%
30	134,8	674,2	684,0	1,5%
40	179,8	898,9	848,8	5,6%
50	224,7	1123,7	1112,4	1,0%
60	269,7	1348,4	1331,5	1,3%

A Figura 33 mostra as diferenças percentuais das deformações, calculadas a partir da Equação 27 do item 3.6.1. Nela, pode-se observar que a diferença é menor que 6% para as posições analisadas. Tal diferença é compatível com os resultados encontrados por BANDEIRA (2017), mostrados na Figura 34, que fez a mesma análise com a massa estática, sem o sistema de adaptação implementado. Em seu estudo, essa diferença foi atribuída ao tamanho e posicionamento do *strain gauge* com relação à seção crítica do corpo de prova, visto que o instrumento possui 5 mm e a seção crítica é única.

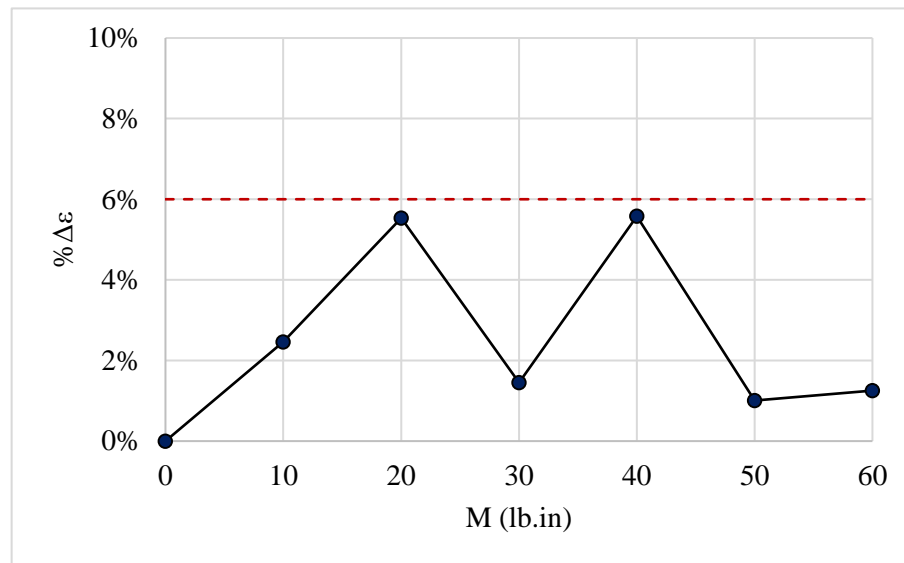


Figura 33: Comparação dos resultados experimentais e analíticos com a massa em movimento. Fonte: elaborada pelo autor (2018).

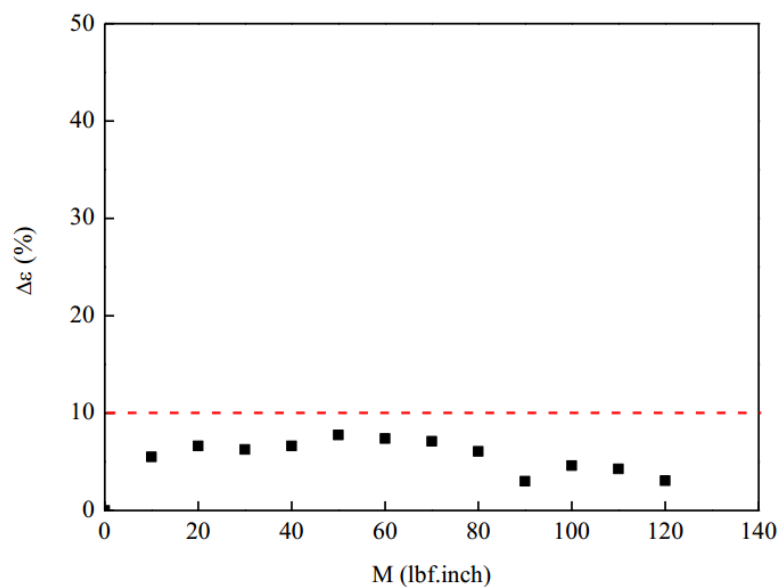


Figura 34: Comparação dos resultados experimentais e analíticos com a massa estática. Fonte: BANDEIRA (2017).

A diminuição do erro percentual em relação ao estudo feito com a massa estática pode ser devido ao sistema de acoplamento do carro-guia na massa, que tende a acrescentar uma carga a ela para impedir que o suporte gire junto com o parafuso de avanço. Com esse acréscimo de carga, o momento fletor no corpo de prova é maior do que com a massa estática na mesma posição, o que implica em um aumento da deformação do mesmo, ficando mais próxima do valor analítico.

Capítulo 5

5. Conclusões

O presente trabalho teve como objetivo o *retrofitting* de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa convencional para atender ao método acelerado de Prot. Para isso, implementou-se um sistema composto por componentes mecânicos e elétricos/eletrônicos/*software* para realizar a movimentação progressiva da massa da máquina, implicando em uma taxa de amplitude de tensão crescente.

O sistema, composto por um atuador linear com um parafuso de potência, porca, mancais, acoplador flexível e motor de passo, além de peças estruturais e componentes de controle, foi dimensionado, fabricado e testado.

Dentre as principais características do projeto, estão:

1. Possibilidade de utilizar a máquina para o método convencional ou o método de Prot;
2. Controle da amplitude de tensão inicial utilizada e da velocidade linear da massa;
3. Erro percentual da deformação do corpo de prova menor que 6% durante a movimentação da massa.

Discussões para Trabalhos Futuros

Para complementação desse trabalho e validação do método de Prot são sugeridos os seguintes pontos:

Aquisição de uma fonte elétrica para funcionar de forma dedicada a esta repotencialização da máquina de fadiga;

1. Melhoria do programa do motor de passo para maior controle dos movimentos da peça: sentido, velocidade e posição independentes;
2. Adaptação para realizar o acionamento do motor AC, da máquina, de maneira automática;
3. Realização do ensaio de fadiga pelo método de Prot para um número considerável de corpos de prova para traçar a curva $\sigma-\sqrt{\alpha}$;
4. Cálculo do limite de resistência à fadiga teórico do material;
5. Por fim, análise e comparação dos resultados, tais como:
6. Erro percentual do limite de resistência encontrado pelos métodos experimentais para o limite teórico calculado;
7. Número de corpos de prova utilizados e tempo médio para falha deles em cada método;
8. Vantagens do método de Prot em relação a tempo e custo de ensaio.

Referências Bibliográficas

ASTM INTERNATIONAL, E466; **Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial fatigue tests of metallic materials**, Estados Unidos, 2015.

BANDEIRA, C. F. C.; *Determinação experimental do limite de fadiga de um aço carbono trefilado à frio utilizando o método termográfico*, Dissertação de M.Sc., Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2017.

BORESI, A. P.; DOLAN, T. J.; *An appraisal of the Prot method of fatigue testing, The Behavior of Materials Under Repeated Stress*. In: Technical Report No. 34, University of Illinois, 1953.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K.; *Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica*. Traduzido por: João Batista de Aguiar; José Manoel de Aguiar, 8ª ed., Porto Alegre, RS, Brasil, AMGH, 2011.

CALLISTER JR., W. D.; *Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução*. Traduzido por: Sérgio Murilo Stamile Soares; José Roberto Moraes d’Almeida, 8ª ed., Rio de Janeiro, Brasil, LTC, 2008.

CAMPBELL, F. C.; *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys*, 1ª ed, Ohio, Estados Unidos, ASM, 2008.

COLLINS, J. A.; *Failure of materials in mechanical design: Analysis, Prediction, Prevention*, 2ª ed., Chichester, Inglaterra, John Wiley & Sons, 1993.

DE SOUZA, L. F.; *Aplicação de Microcontrolador para Controle de Motor de Passo*, Dissertação de I.C., Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2017.

D’HUY, G. J.; *Fatigue tests of fillet welded tees in bending*, Dissertação de M.Sc., Universidade de Lehigh, Bethlehem, PA, Estados Unidos, 1964.

LEE, Y. *et al.*; *Fatigue Testing and Analysis (Theory and Practice)*, 1ª ed., Oxford, Inglaterra, Butterworth-Heinemann, 2004.

MARIN, J.; *Engineering Materials*, Nova Jérsei, Estados Unidos, Prentice-Hall, 1952.

MATRIX; Bolt Science Training, 2017. Disponível em: <<http://www.matrixengrg.com/bolt-science-training-2017.html>>. Acesso em: 02 mar. 2018. *il. color*.

MINER, M. H.; “Cumulative Damage in Fatigue”, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 12, No.3, set. 1945.

NEO MOTION; Datasheet de Produtos: Motores de Passo, 2017. Disponível em: <<http://www.neomotion.com.br/wp-content/uploads/2017/07/Cat%C3%A1logo-Datasheet-dos-motores-de-passo-R01.pdf>>. Acesso em: 07 abr. 2018.

NICHOLAS, T.; *High cycle fatigue – A mechanics of materials perspective*, 1ª ed., Grã-Bretanha, Elsevier, 2006.

NORTON, R. L.; *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada*. Traduzido por: Kostantinos Dimitriou Stavropoulos *et al.*, 4ª ed., Porto Alegre, Brasil, Bookman, 2013.

PROT, E. M.; “Fatigue Testing Under Progressive Loading, A New Technique For Testing Material”, *WADC TR*, pp. 52-148, set. 1952.

RAMSEY, P. W.; KEDZIE, D.P.; “Prot Fatigue Study of an Aircraft Steel in The Ultra High Strength Range”, *Journal of Metals*, Ed. 406, pp. 401-406, abr. 1957.

ROSA, E.; *Análise de resistência mecânica – Mecânica da fratura e fadiga*, 1ª ed., Santa Catarina, Brasil, GRANTE, 2002.

SYSTEMS INTEGRATORS; *RBF-200 Owner’s Manual*, OM-FD-013, pp. 12, 2011.

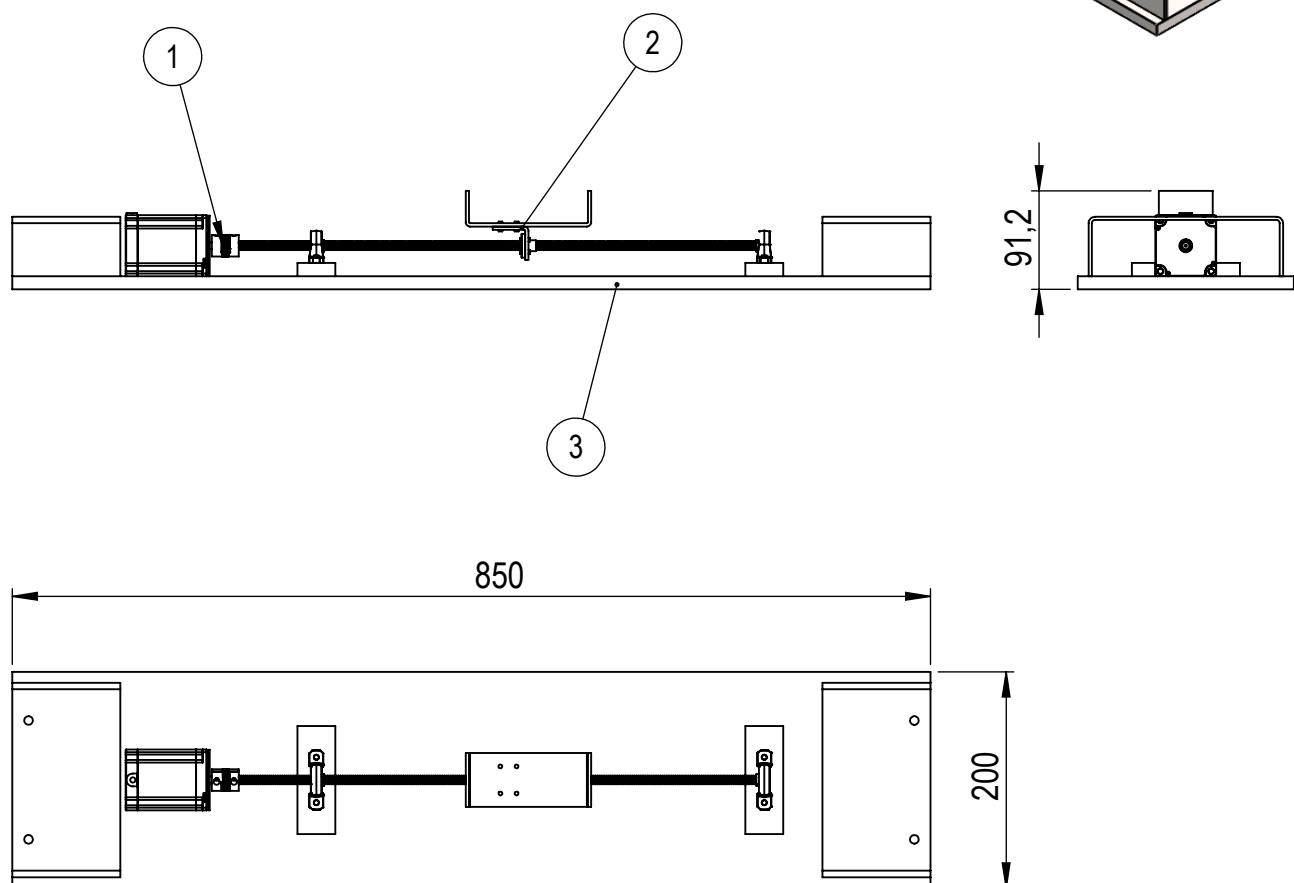
SWINDLEHURST, J.; “Accelerated fatigue tests of butt welded joints”. In: *Fritz Laboratory Reports*, Paper 1719, Pensilvânia, Estados Unidos, 1959.

TECHTONICS, 500 mm trapezoidal lead screw 8mm thread 2 mm pitch with copper nut. Disponível em: <<https://www.techtonics.in/products/500mm-trapezoidal-lead-screw-8mm-thread-2mm-pitch-with-copper-nut>>. Acesso em: 11 jan. 2018. *il. color*.

WEIBULL, W.; *Fatigue Testing and Analysis of Results*, 1ª ed., Suécia, Pergamon Press, 1961.

WOHLER, A.; “Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl”, *Zeitschrift für Bauwesen*, vol. 20, pp. 73-106, Alemanha, 1870.

APÊNDICE A – Desenhos

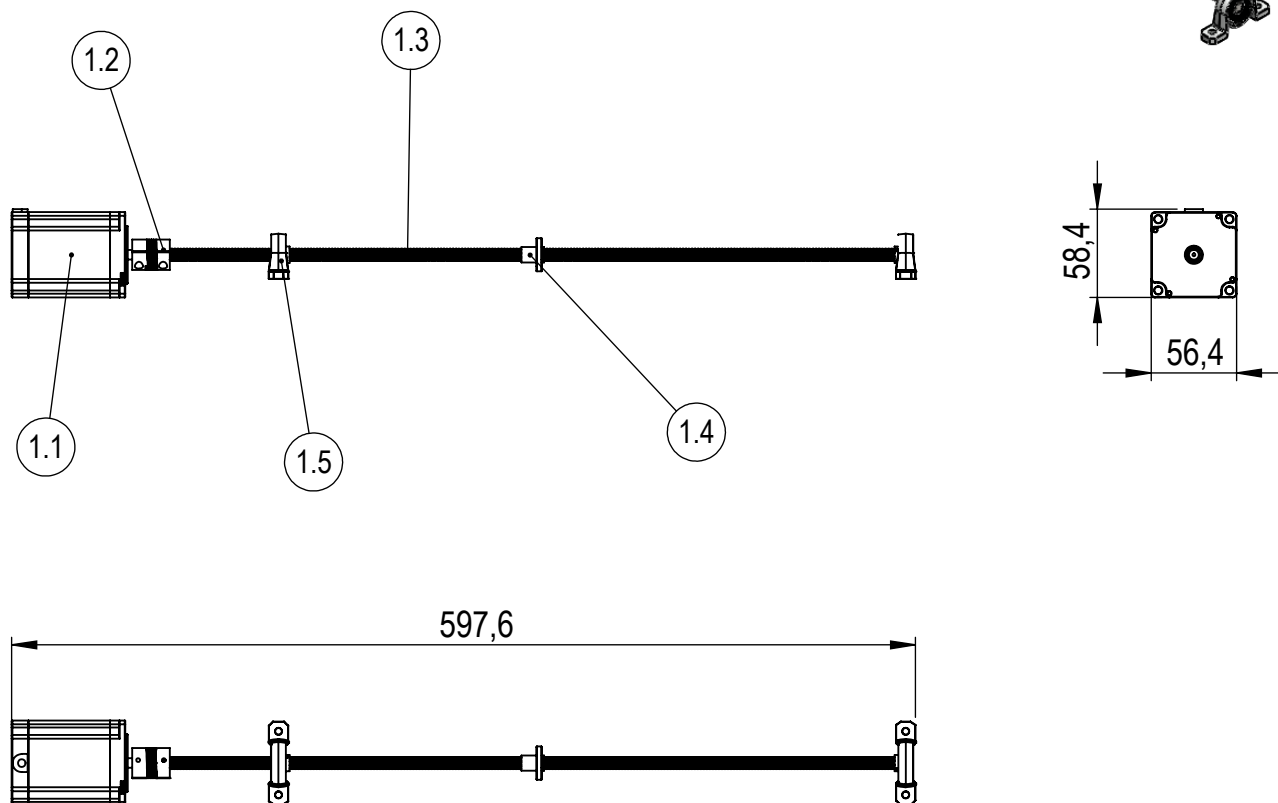
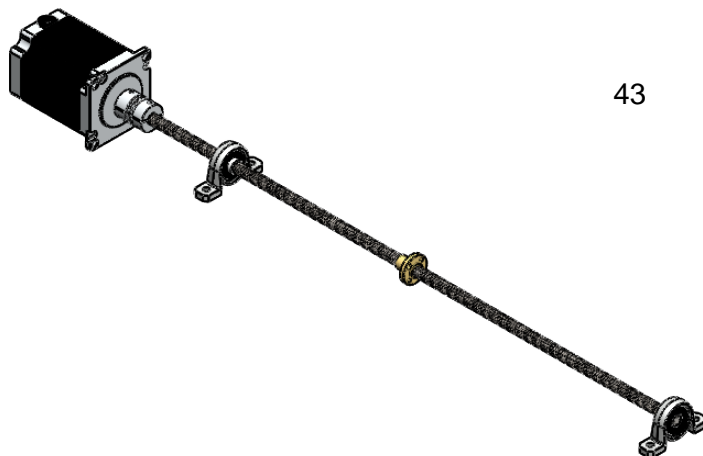


3	1	Conjunto Base Geral	Aço AISI 1020	-	5
2	1	Conjunto Carro-guia	Alumínio 3003-H14	-	3
1	1	Conjunto Atuador Linear	-	-	6
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>

<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão	
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi	
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>



<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>
1:7	Desenho de Conjunto	GMEC		1
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>		
		1		

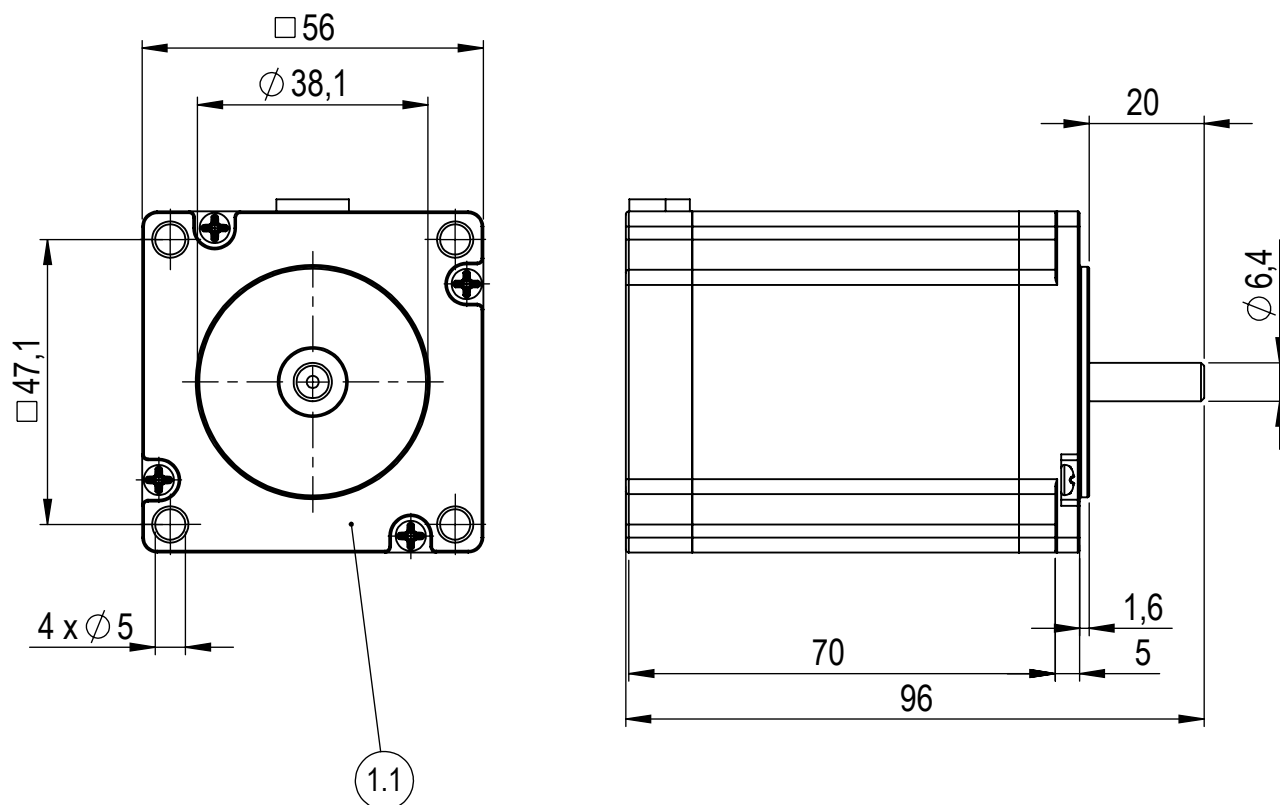



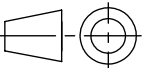
1.5	2	Mancal	-	-	1
1.4	1	Porca	-	-	1
1.3	1	Parafuso de Potência	-	-	1
1.2	1	Acoplador Flexível	-	-	1
1.1	1	Motor de Passo	-	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>

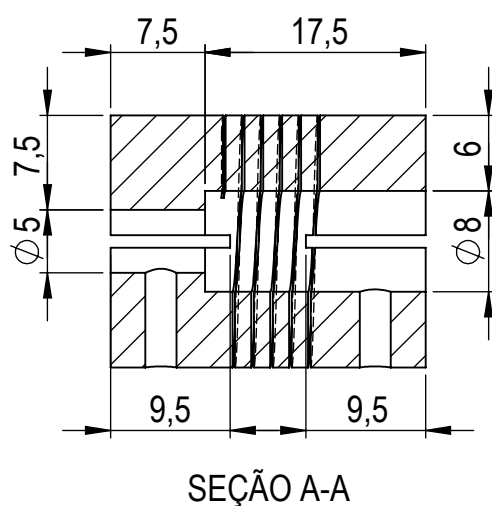
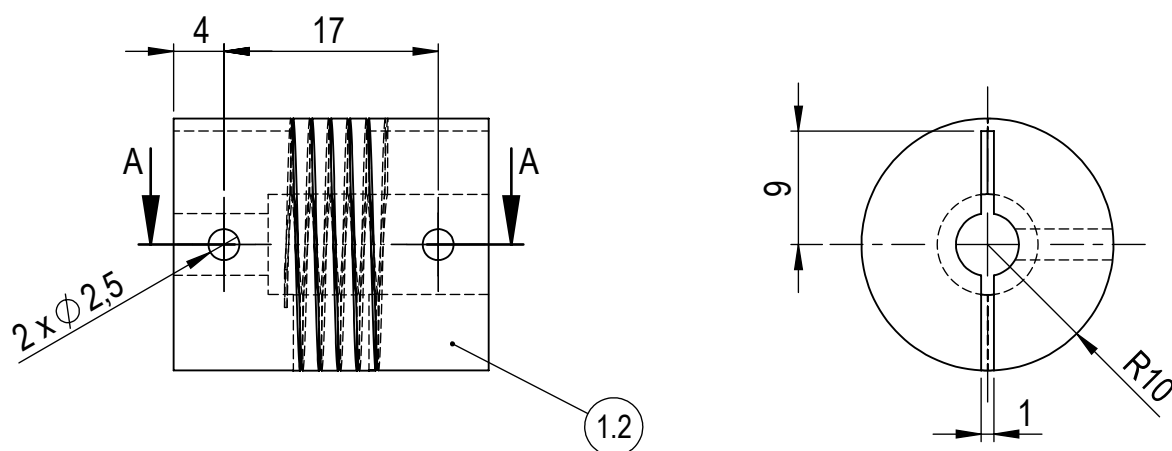
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão		
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi		
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>	


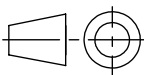


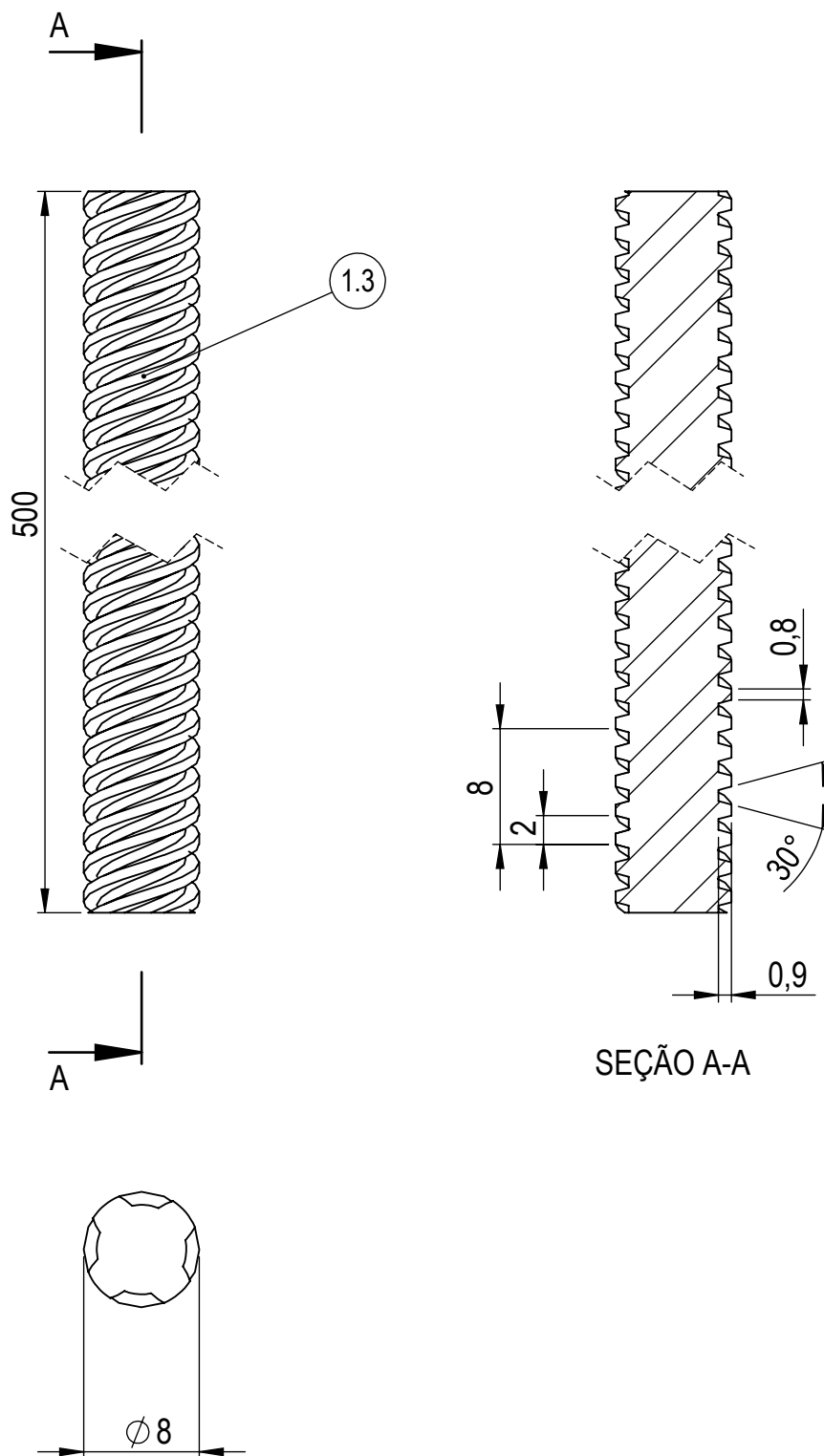
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>
1:5	Conjunto Atuador Linear	GMEC		2
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>		
		2		




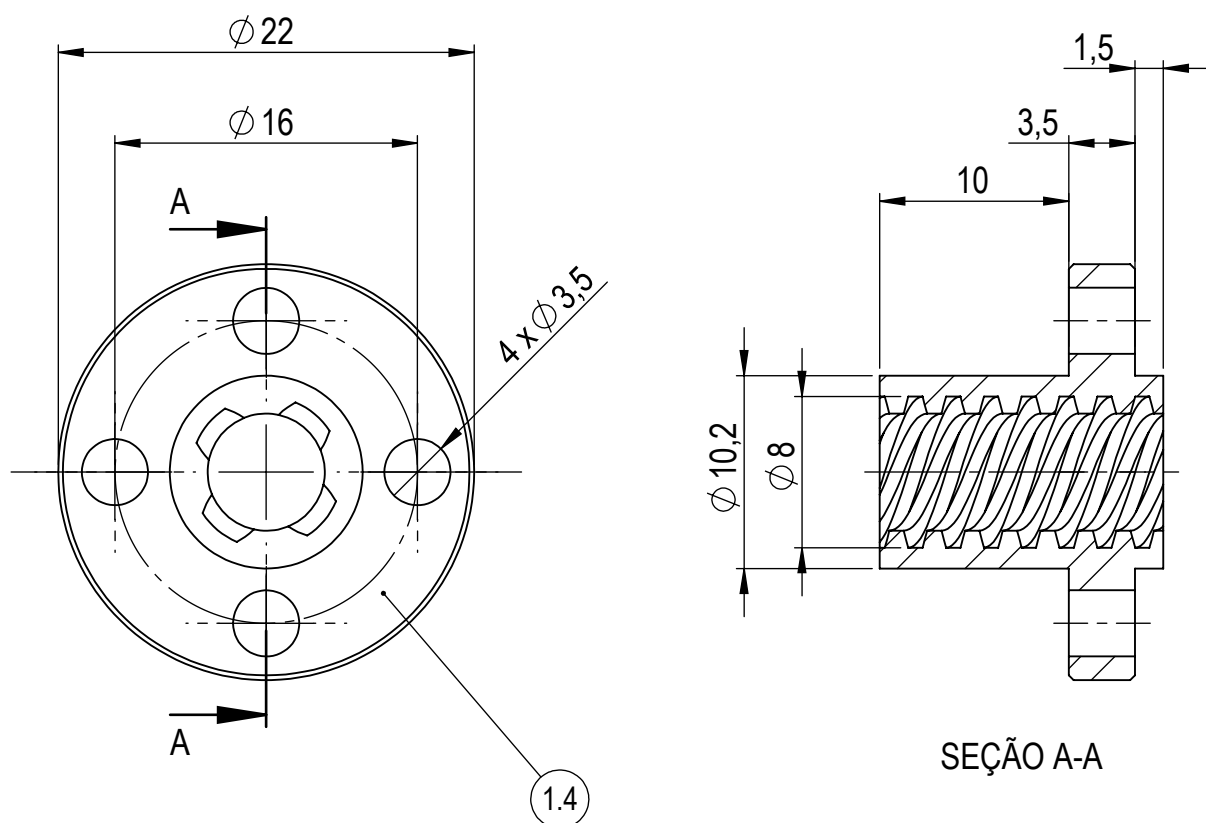
1.1	1	Motor de Passo	-	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
4:5	Motor de Passo AK23/15F6N1.8	GMEC		3	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		2			


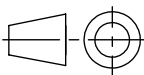


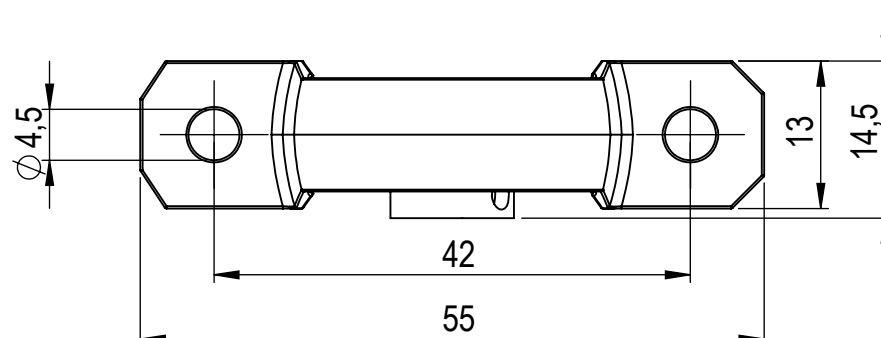
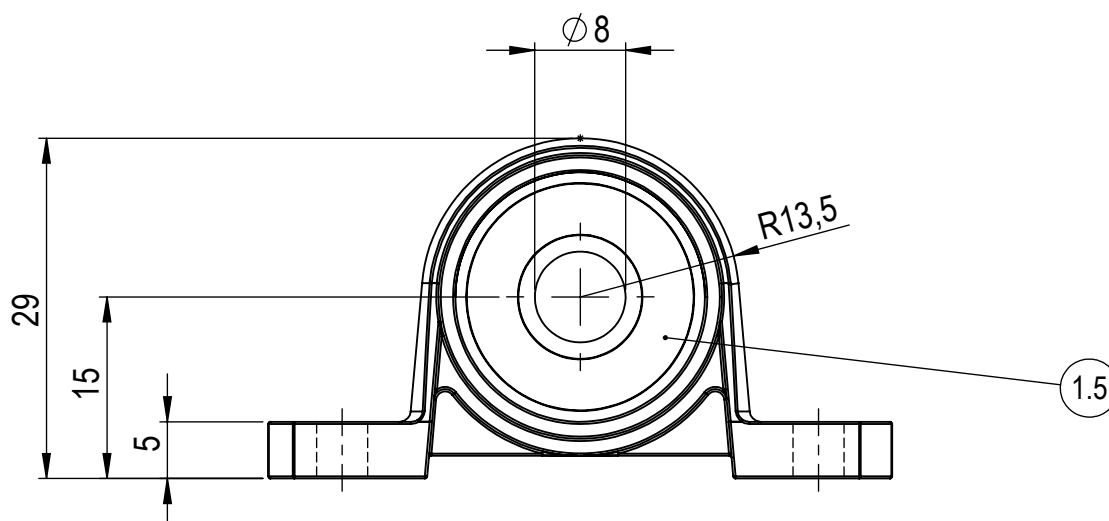
1.2	1	Acoplador Flexível	-	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
5:3	Acoplador Flexível 5 x 8 mm	GMEC		4	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		2			


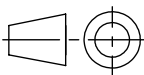


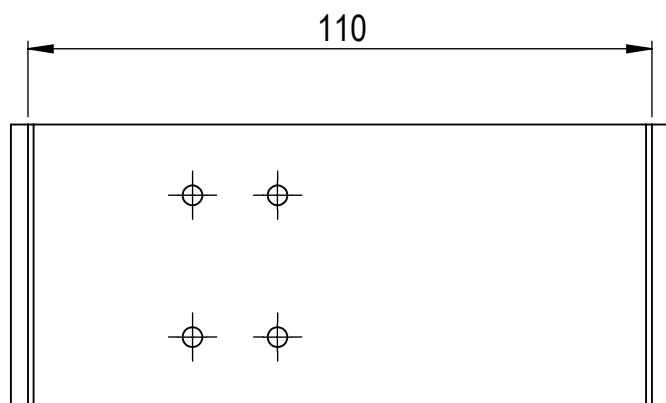
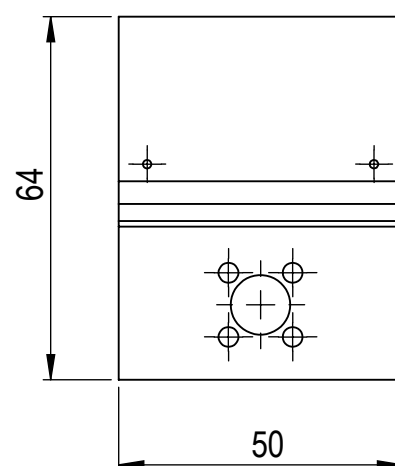
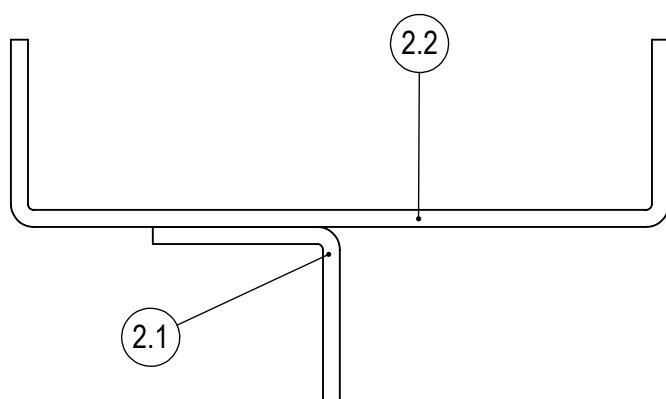
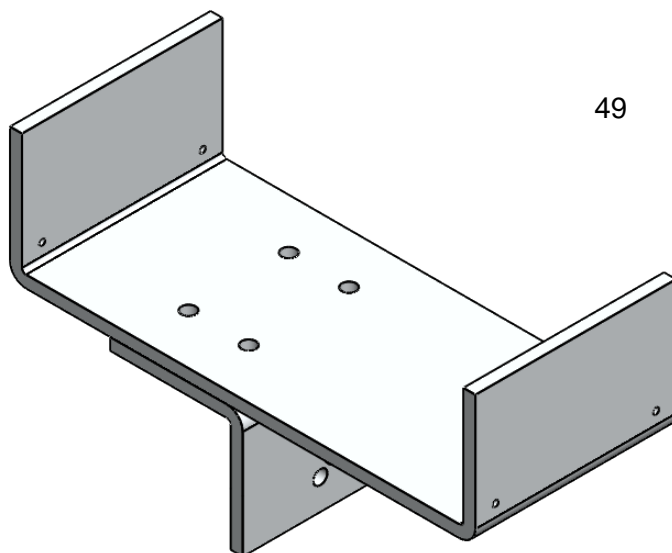
1.3	1	Parafuso de Potência	Aço	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	Parafuso de Potência Tr8-8 x 500 mm		<i>TURMA</i> GMEC	<i>NÚMERO</i> 5
2:1				<i>NÚMERO DO DESENHO</i> 2	



1.4	1	Porca	Bronze	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
5:2	Porca Tr8-8	GMEC		6	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		2			



1.5	2	Mancal	-	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
3:2	Mancal KP-08	GMEC		7	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		2			

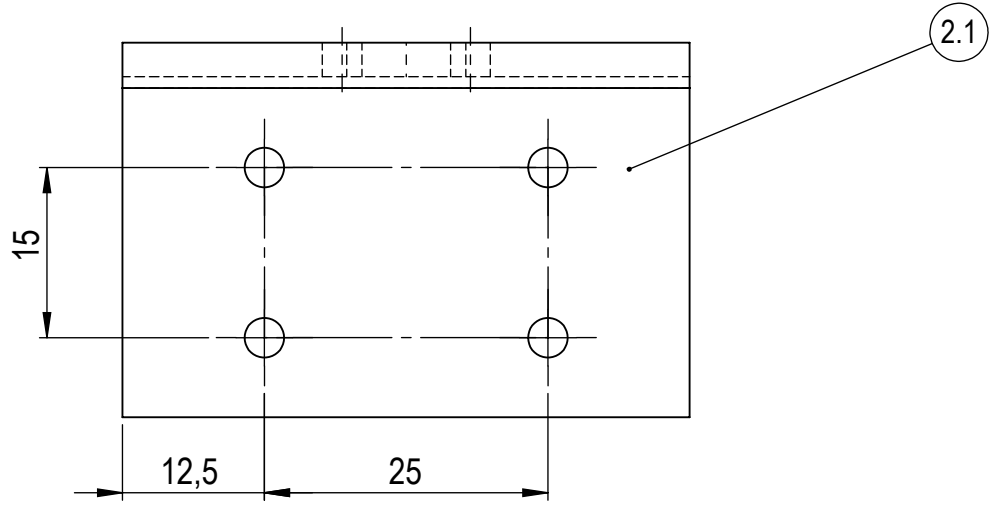
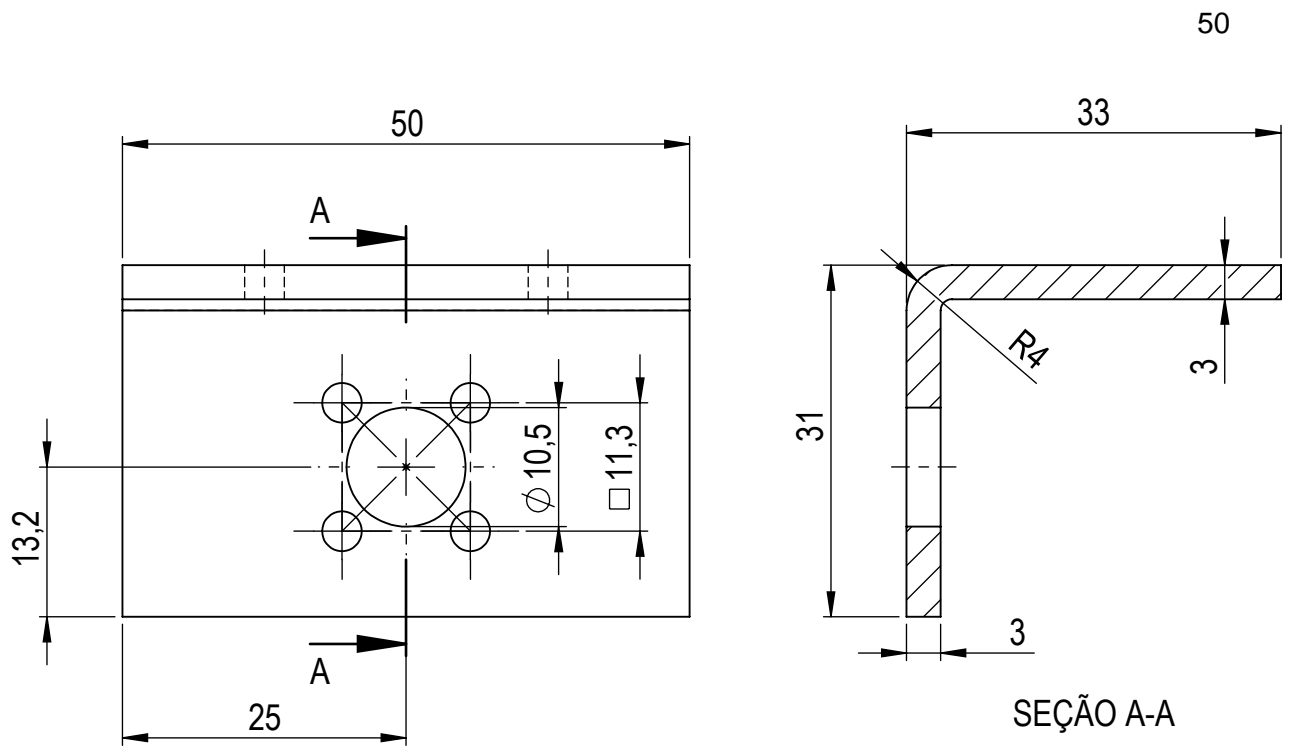



2.2	1	Carro-guia	Alumínio 3003-H14	-	1
2.1	1	Placa de Conexão	Alumínio 3003-H14	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>

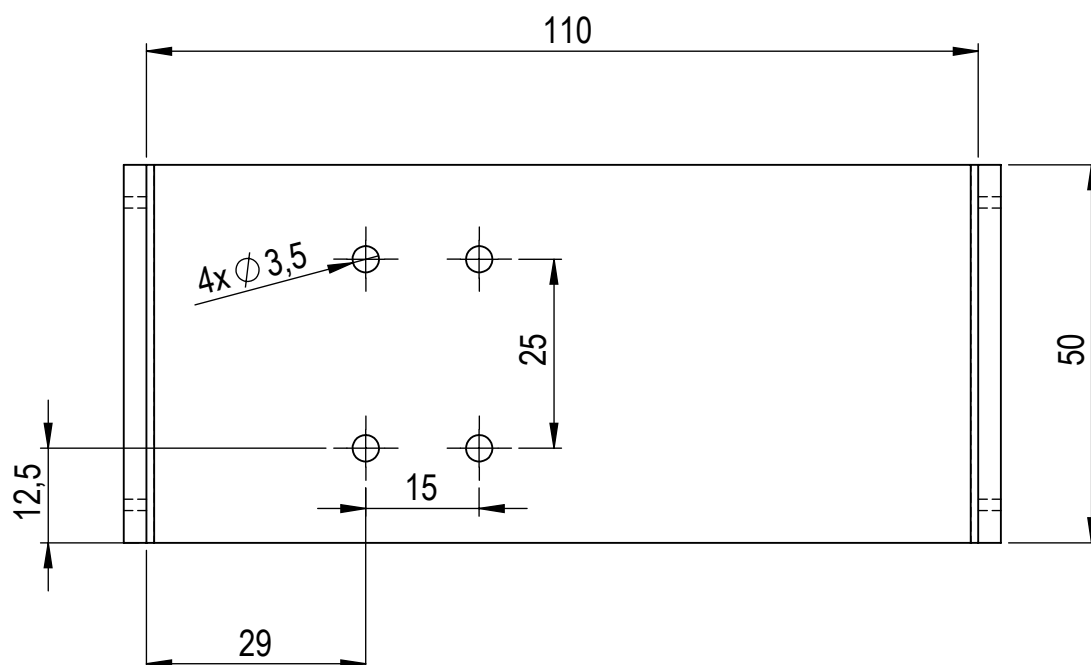
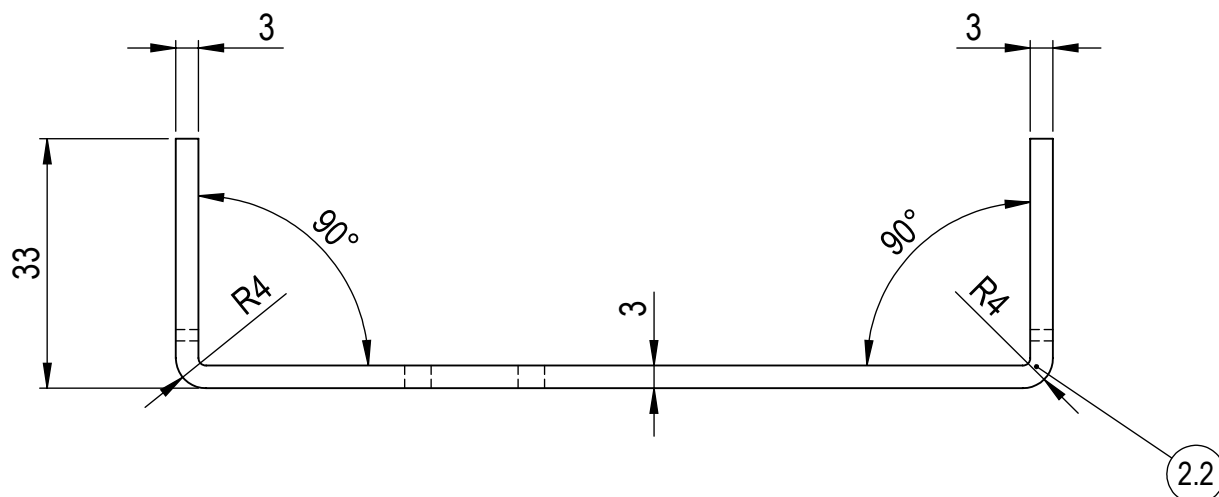
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão	
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi	
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>


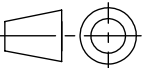


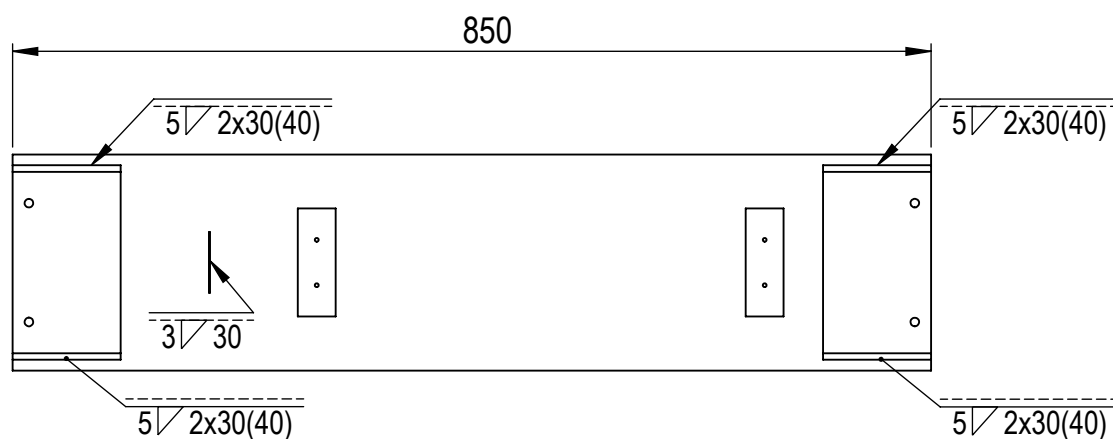
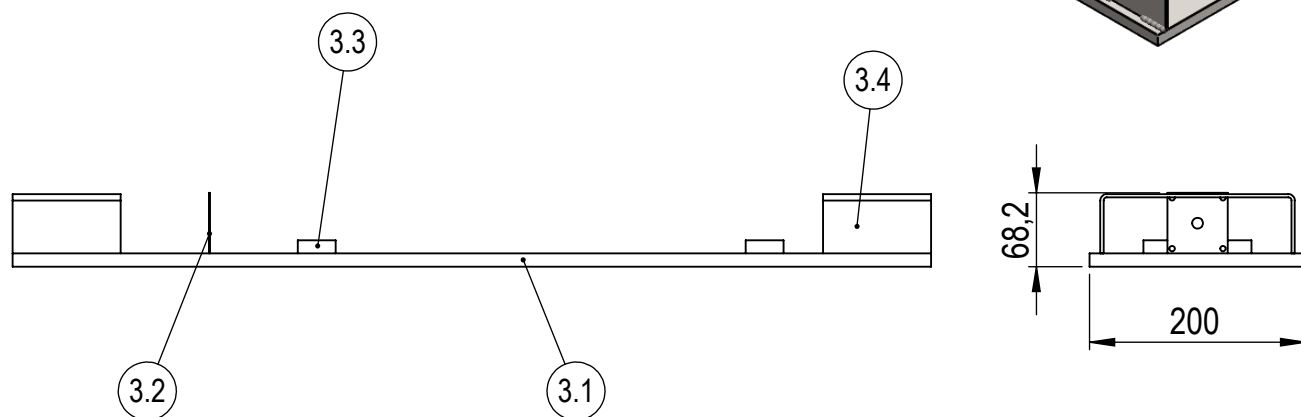
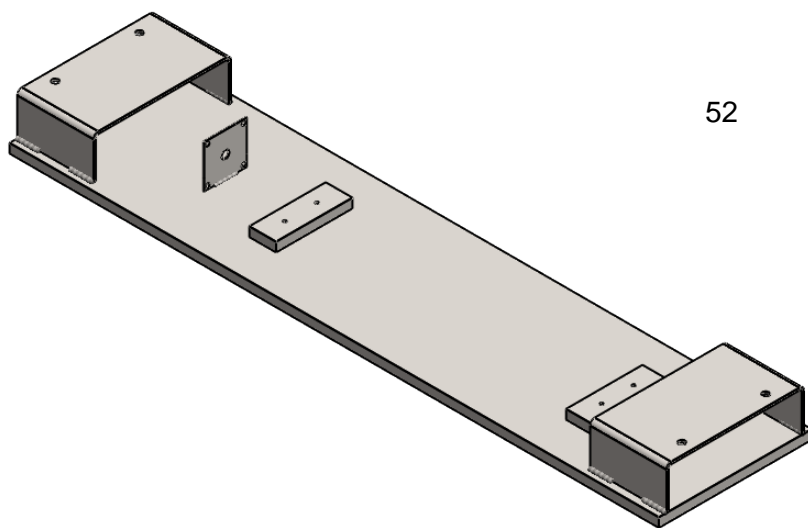
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>
3:4	Conjunto Carro-guia	GMEC		8
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>		
		3		



2.1	1	Placa de Conexão	Alumínio 3003-H14	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	Placa de Conexão		<i>TURMA</i> GMEC	<i>NÚMERO</i> 9
3:2				<i>NÚMERO DO DESENHO</i> 3	



2.2	1	Carro-guia	Alumínio 3003-H14	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
1:1	Carro-guia	GMEC		10	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		3			

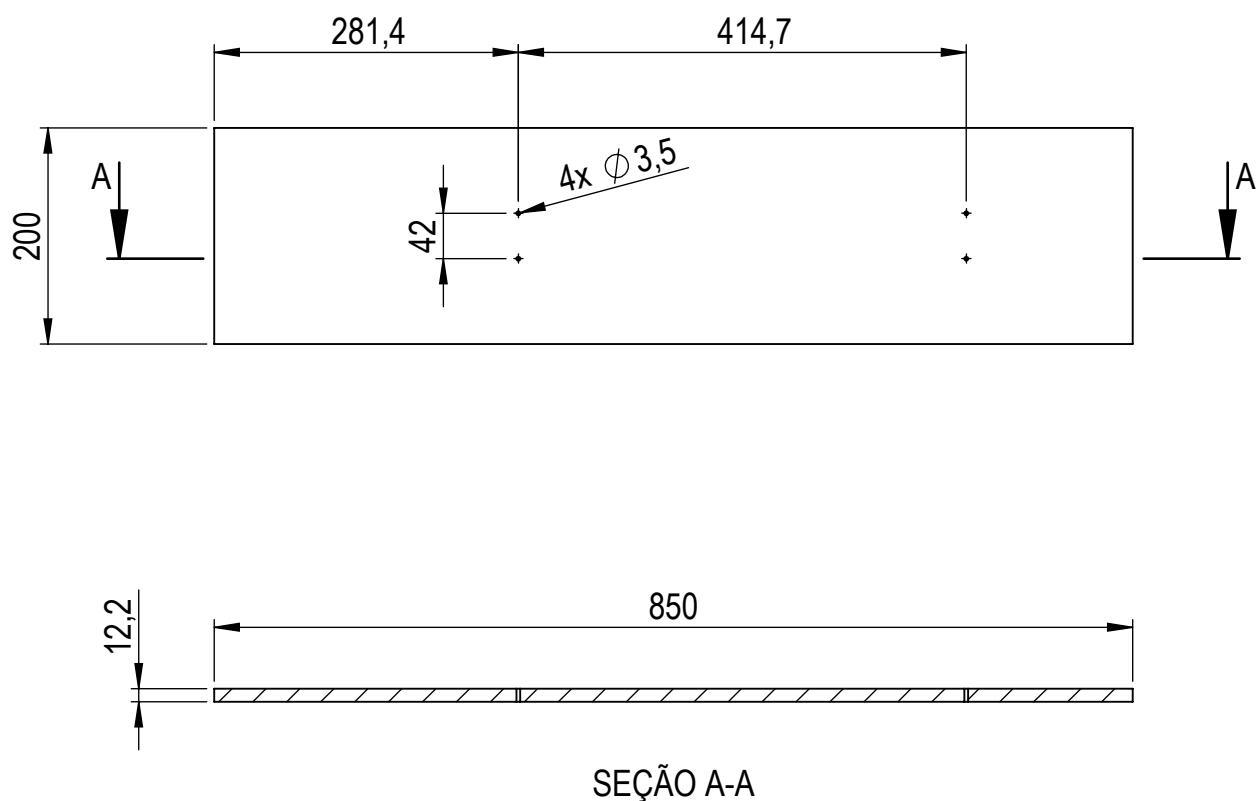



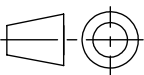
3.4	2	Base da Máquina	Aço AISI 1020	-	1
3.3	2	Base do Mancel	Aço AISI 1020	-	1
3.2	1	Suporte do Motor	Aço AISI 1020	-	1
3.1	1	Base Geral	Aço AISI 1020	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>

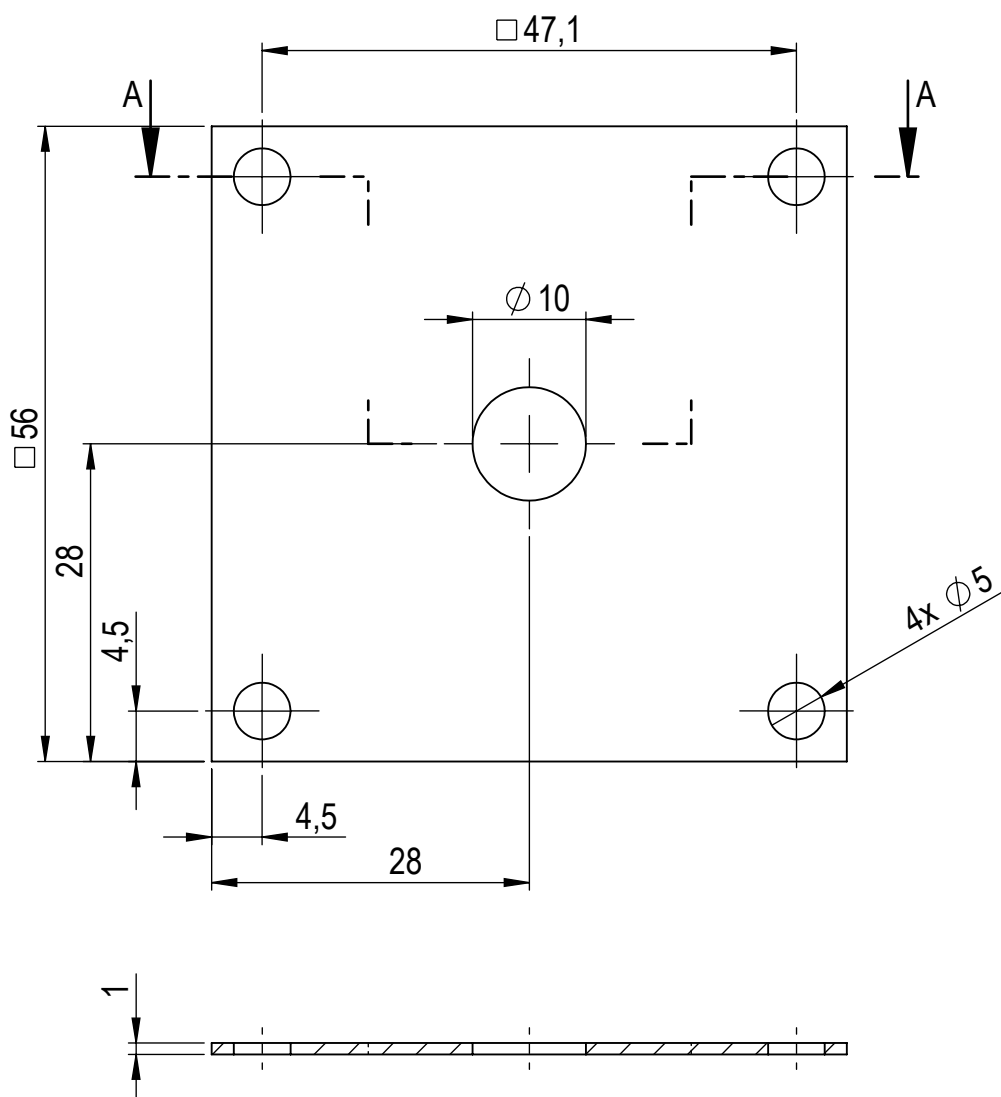
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinícius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão		
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi		
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>	




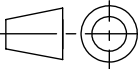
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>
1:7	Conjunto Base de Elevação	GMEC		11
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>		
		4		

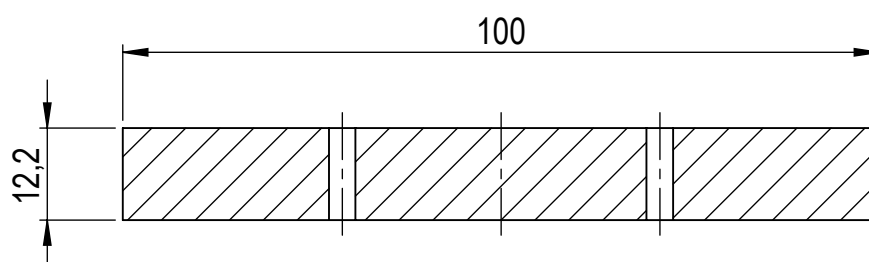
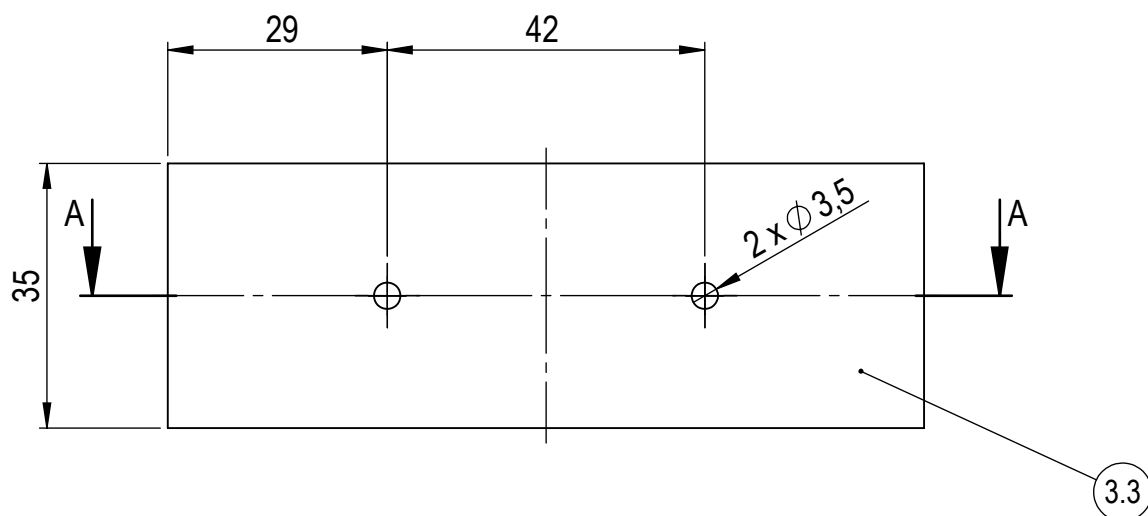


3.1	1	Base Geral	Aço AISI 1020	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
1:7	Base Geral	GMEC		12	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		4			


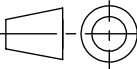


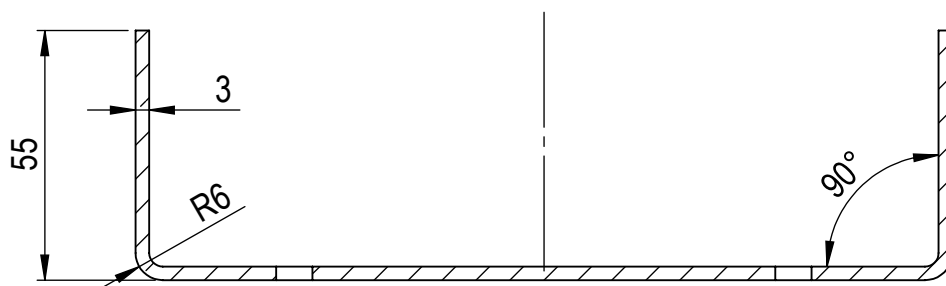
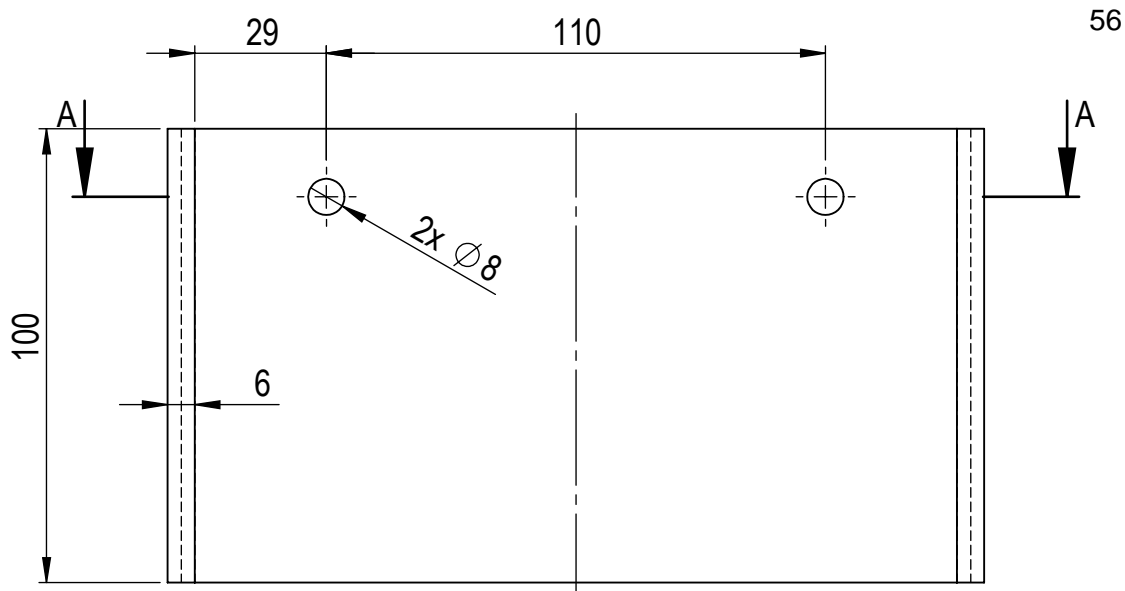
SEÇÃO A-A

3.2	1	Suporte do Motor	Aço AISI 1020	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
3:2	Suporte do Motor	GMEC		13	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		4			


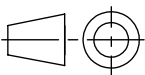


SEÇÃO A-A

3.3	2	Base do Mancal	Aço AISI 1020	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
1:1	Base do Mancal	GMEC		14	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		4			

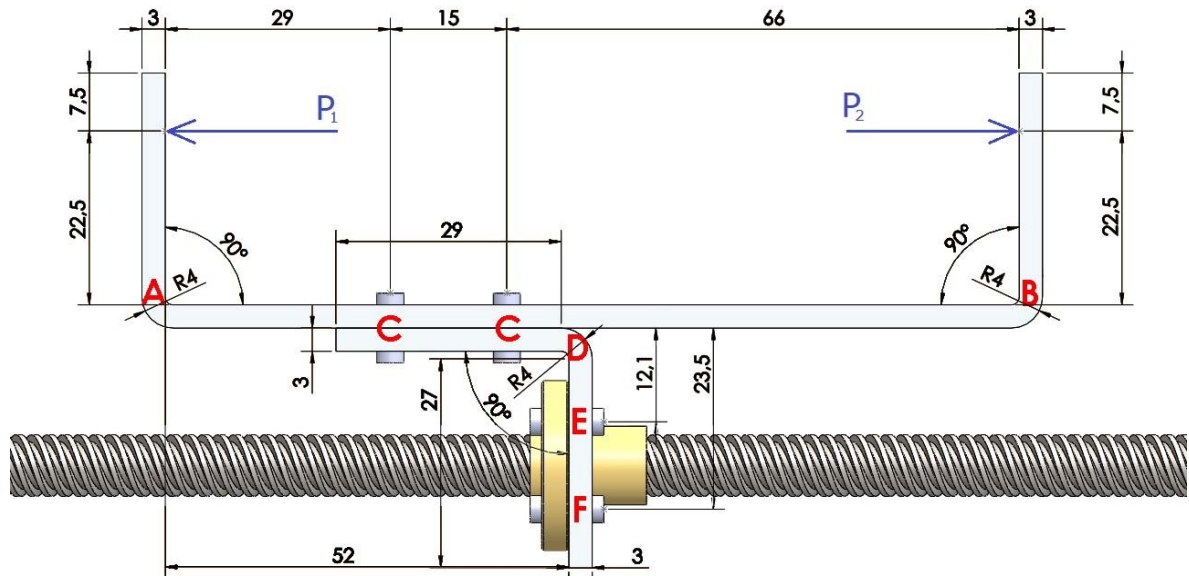


SEÇÃO A-A

3.4	2	Base da Máquina	Aço AISI 1020	-	1
<i>POS</i>	<i>QTD</i>	<i>DENOMINAÇÃO</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>DIMENSÕES</i>	<i>FLS</i>
<i>ALUNO</i>	Antônio Vinicius Gonçalves da Silva Leonardo Campos Maranhão				
<i>PROF</i>	Paulo Pedro Kenedi				
<i>DATA</i>	Junho 2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>	
3:5	Base da Máquina	GMEC		15	
		<i>NÚMERO DO DESENHO</i>			
		4			

APÊNDICE B – Dimensionamento do Conjunto Carro-guia

DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO CARRO-GUIA



Legenda de índices:

- A, B, C, D, E e F: referentes aos pontos analisados do desenho
- c: referente às chapas de alumínio
- r: referente aos rebites do ponto C:
- p: referente aos parafusos dos pontos E e F
- 1 e 2: referente à aplicação das forças P1 ou P2

Legenda de cores:

Inputs do projeto

Calculados

Checks

DADOS DE ENTRADA:

Forças externas de reação atuantes no carro-guia:

$P_1 := -2.5\text{kgf}$

$P_2 := -P_1$

Altura das forças externas para os pontos analisados:

$Y_A := 22.5\text{mm}$

$Y_B := Y_A$

$Y_C := Y_A + 3\text{mm}$

$Y_D := Y_C + 3\text{mm}$

$Y_E := Y_A + 12.1\text{mm}$

$Y_F := Y_A + 23.5\text{mm}$

Parâmetros das chapas:

Espessura e largura:

$$t_c := 3\text{mm}$$

$$w_c := 50\text{mm}$$

Momento de inércia:

$$I_c := \frac{w_c \cdot t_c^3}{12}$$

$$I_c = 112.5\text{mm}^4$$

Área da seção transversal:

$$A_c := t_c \cdot w_c$$

$$A_c = 150\text{mm}^2$$

Fator de concentrador de tensões devido aos furos do ponto C:

$$K_{t,c} := 3$$

Tensão limite de escoamento: (liga de alumínio 3003-H14)

$$S_{y,c} := 115\text{MPa}$$

Fator de segurança:

$$FS_c := 2$$

Parâmetros dos fixadores (rebites e parafusos):

Quantidade por seção analisada:

$$n_{r,C} := 4$$

$$n_{p,E} := 2$$

$$n_{p,F} := 2$$

$$n_{p,EF} := 4$$

Diâmetro:

$$D_r := \frac{1}{8}\text{in}$$

$$D_p := 3\text{mm}$$

Área da seção:

$$A_r := \frac{\pi \cdot D_r^2}{4}$$

$$A_r = 7.92\text{mm}^2$$

$$A_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

$$A_p = 7.07\text{mm}^2$$

Tensão limite de escoamento: (Aço AISI 1010)

$$S_{y,r} := 305\text{MPa}$$

$$S_{y,p} := 305\text{MPa}$$

Fator de segurança:

$$FS_r := 2$$

$$FS_p := 2$$

Análise dos pontos A e B:

Esforço cortante:

$$V_A := -P_1$$

$$V_A = 24.52 \text{ N}$$

Momento fletor:

$$M_A := P_1 \cdot Y_A$$

$$M_A = -0.55 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Tensão normal:

$$\sigma_A := \frac{M_A \cdot \left(\frac{t_c}{2}\right)}{I_c}$$

$$\sigma_A = -7.35 \cdot \text{MPa}$$

Tensão cisalhante:

$$\tau_A := \frac{V_A}{A_c}$$

$$\tau_A = 0.16 \cdot \text{MPa}$$

Tensão combinada
de von Mises:

$$\sigma_{vm,A} := \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2}$$

$$\sigma_{vm,A} = 7.36 \cdot \text{MPa}$$

Checks:

$$\text{PontoA} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{vm,A} \cdot \text{FS}_c \leq S_{y,c} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{vm,A} \cdot \text{FS}_c = 14.72 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{PontoA} = \text{"OK"}$$

$$\text{PontoB} := \text{PontoA}$$

$$\text{PontoB} = \text{"OK"}$$

Análises do ponto C:

Esforço cortante:

$$V_C := -P_1$$

$$V_C = 24.52 \text{ N}$$

Cisalhamento dos rebites:

Tensão cisalhante:

$$\tau_{C,\text{rebites}} := \frac{V_C}{n_{r,C} \cdot A_r}$$

$$\tau_{C,\text{rebites}} = 0.77 \cdot \text{MPa}$$

Checks:

$$\text{Rebites}_C := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \tau_{C,\text{rebites}} \cdot \text{FS}_r \leq S_{y,r} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_{C.\text{rebites}} \cdot FS_r = 1.55 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Rebites}_C = \text{"OK"}$$

Pressão de contato (esmagamento):

Tensão de contato:

$$\sigma_{C.\text{contato}} := \frac{V_C}{n_r \cdot C \cdot D_r \cdot t_c}$$

$$\sigma_{C.\text{contato}} = 0.64 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Contato}_C := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{C.\text{contato}} \cdot FS_c \leq S_{y,c} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{C.\text{contato}} \cdot FS_r = 1.29 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Contato}_C = \text{"OK"}$$

Tração na chapa:

Tensão de tração:

$$\sigma_{C.\text{tração}} := \frac{V_C}{(w_c - 2D_r) \cdot t_c}$$

$$\sigma_{C.\text{tração}} = 0.19 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Tração}_C := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{C.\text{tração}} \cdot K_{t,c} \cdot FS_c \leq S_{y,c} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{C.\text{tração}} \cdot K_{t,c} \cdot FS_r = 1.12 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Tração}_C = \text{"OK"}$$

Análise do ponto D:

Esforço normal:

$$N_D := -P_1$$

$$N_D = 24.52 \text{ N}$$

Momento fletor:

$$M_D := P_1 \cdot Y_D$$

$$M_D = -0.7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Tensão normal:

$$\sigma_D := \frac{N_D}{A_c} + \frac{-M_D \cdot \left(\frac{t_c}{2}\right)}{I_c}$$

$$\sigma_D = 9.48 \cdot \text{MPa}$$

Tensão combinada de von Mises:

$$\sigma_{vm,D} := \sqrt{\sigma_D^2}$$

$$\sigma_{vm,D} = 9.48 \cdot \text{MPa}$$

Checks:

$$\text{PontoD} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{vm,D} \cdot \text{FS}_c \leq S_{y,c} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{vm,D} \cdot \text{FS}_c = 18.96 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{PontoD} = \text{"OK"}$$

Análise dos pontos E e F:

Atuação da força P1:

Momento atuando no centroides dos parafusos (eixo do parafuso de potência):

$$M_{cv1} := -P_1 \cdot Y_F$$

$$M_{cv1} = 1.13 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Esforços normais:

$$N_{E1} := \left(\frac{P_1}{n_{p,EF}} \right) + \left[\frac{-M_{cv1}}{\left(\frac{Y_F - Y_E}{2} \right)} \right]$$

$$N_{E1} = -203.98 \text{ N}$$

$$N_{F1} := \left(\frac{P_1}{n_{p,EF}} \right) + \left[\frac{M_{cv1}}{\left(\frac{Y_F - Y_E}{2} \right)} \right]$$

$$N_{F1} = 191.72 \text{ N}$$

Tensões normais:

$$\sigma_{E1} := \frac{N_{E1}}{A_p}$$

$$\sigma_{E1} = -28.86 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{F1} := \frac{N_{F1}}{A_p}$$

$$\sigma_{F1} = 27.12 \cdot \text{MPa}$$

Checks:

$$\text{Parafusos}_{E1} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{E1} \cdot \text{FS}_p \leq S_{y,p} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{E1} \cdot \text{FS}_p = -57.72 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Parafusos}_{E1} = \text{"OK"}$$

$$\text{Parafusos}_{F1} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{F1} \cdot FS_p \leq S_{y.p} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{F1} \cdot FS_p = 54.25 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Parafusos}_{F1} = \text{"OK"}$$

Atuação da força P2:

Momento máximo atuando na chapa vertical:

$$M_{cv2} := -P_2 \cdot Y_F$$

$$M_{cv2} = -1.13 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Esforços normais:

$$N_{E2} := \left(\frac{P_2}{n_{p.EF}} \right) + \left[\frac{-M_{cv2}}{\left(\frac{Y_F - Y_E}{2} \right)} \right]$$

$$N_{E2} = 203.98 \text{ N}$$

$$N_{F2} := \left(\frac{P_2}{n_{p.EF}} \right) + \left[\frac{M_{cv2}}{\left(\frac{Y_F - Y_E}{2} \right)} \right]$$

$$N_{F2} = -191.72 \text{ N}$$

Tensões normais:

$$\sigma_{E2} := \frac{N_{E2}}{A_p}$$

$$\sigma_{E2} = 28.86 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{F2} := \frac{N_{F2}}{A_p}$$

$$\sigma_{F2} = -27.12 \cdot \text{MPa}$$

Checks:

$$\text{Parafusos}_{E2} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{E2} \cdot FS_p \leq S_{y.p} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{E2} \cdot FS_p = 57.72 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Parafusos}_{E2} = \text{"OK"}$$

$$\text{Parafusos}_{F2} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \sigma_{F2} \cdot FS_p \leq S_{y.p} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{F2} \cdot FS_p = -54.25 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Parafusos}_{F2} = \text{"OK"}$$

Resumo de Checks:

Ponto analisado	Componente	Tensão considerada	Limite de escoamento	Status
Pontos A e B	Chapa	36,8 MPa	115,0 MPa	OK
Ponto C (cisalhamento)	Rebites	3,9 MPa	305,0 MPa	OK
Ponto C (pressão)	Chapa	3,2 MPa	115,0 MPa	OK
Ponto C (tração)	Chapa	0,9 MPa	115,0 MPa	OK
Ponto D	Chapa	47,4 MPa	115,0 MPa	OK
Ponto E	Parafusos	59,9 MPa	305,0 MPa	OK
Ponto F	Parafusos	51,3 MPa	305,0 MPa	OK

APÊNDICE C – Dimensionamento do Motor de Passo

DIMENSIONAMENTO DO MOTOR DE PASSO

	Inputs do projeto	Calculados	Checks	Comentários
<u>DADOS DE ENTRADA:</u>				
Diâmetro do parafuso:	$d_{pf} := 8\text{mm}$			
Comprimento do parafuso:	$c_{pf} := 500\text{mm}$			
Comprimento efetivo do parafuso:	$c_{e,pf} := 370\text{mm}$			Comprimento efetivo de percurso da porca entre os mancais
Avanço da porca por rotação:	$l_p := 8\text{mm}$			Passo de 2 mm * 4 entradas de rosca
Eficiência da transmissão parafuso x porca:	$r_t := 0.3$			Valor estimado conforme BUDYNAS; NISBETT (2011)
Fator de redução no motor:	$rd := 1$			
Rendimento da redução:	$r_r := 1$			
Massa do carro-guia:	$m_g := 150\text{gm}$			Massa do carro-guia está perpendicular ao eixo do parafuso
Ângulo da carga com o eixo vertical:	$\theta := 0$			
Aceleração da gravidade:	$g = 9.807 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$			
Parcela do peso próprio no eixo do parafuso:	$FP := \sin(\theta) \cdot m_g \cdot g$			$FP = 0 \cdot \text{kgf}$
Aceleração linear:	$a := 0 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$			
Força para movimentar a massa:	$F_m := 2.5\text{kgf}$			Força medida experimentalmente utilizando célula de carga
Fator de segurança:	$FS := 2$			Fabricante do motor de passo, Neo Motion, recomenda FS entre 1,5 e 2

TORQUE EXIGIDO:

Força contrária a ser vencida pelo motor:

$$FC := m_g \cdot a + F_m + FP$$

$$FC = 24.5 \text{ N}$$

Torque exigido:

$$\text{Torque} := \left(\frac{FC \cdot l_p}{2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot r_r} \right) \cdot rd \cdot FS$$

$$\text{Torque} = 2.1 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

VELOCIDADES DO MOTOR:

Passos por rotação do motor:

$$PPR := 200 \cdot 1$$

$$PPR = 200$$

Limite de passos para o comprimento do percurso:

$$\text{Passos}_{\text{lim}} := \frac{PPR}{l_p \cdot rd} \cdot c_{e.pf}$$

$$\text{Passos}_{\text{lim}} = 9250$$

Velocidades lineares desejadas:

$$v_1 := 1 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$v_2 := 8 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$v_{\text{max}} := 90 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidades do motor, qtd de passos por segundo e tempo limite para o percurso:

$$\text{RPM}_1 := \frac{2\pi v_1}{l_p \cdot rd}$$

$$\text{RPM}_1 = 0.125 \cdot \text{rpm}$$

$$\text{PPS}_1 := \frac{\text{RPM}_1 \cdot PPR \cdot (s)}{60}$$

$$\text{PPS}_1 = 0.0436$$

$$\text{Tempo}_{\text{lim1}} := \frac{c_{e.pf}}{v_1}$$

$$\text{Tempo}_{\text{lim1}} = 370 \cdot \text{min}$$

$$\text{RPM}_2 := \frac{2\pi v_2}{l_p \cdot rd}$$

$$\text{RPM}_2 = 1 \cdot \text{rpm}$$

$$\text{PPS}_2 := \frac{\text{RPM}_2 \cdot PPR \cdot (s)}{60}$$

$$\text{PPS}_2 = 0.3491$$

$$\text{Tempo}_{\text{lim2}} := \frac{c_{e.pf}}{v_2}$$

$$\text{Tempo}_{\text{lim2}} = 46.3 \cdot \text{min}$$

Velocidade máxima utilizada:

$$\text{RPM}_{\max} := \frac{2\pi v_{\max}}{l_p \cdot rd}$$

$$\boxed{\text{RPM}_{\max} = 675 \cdot \text{rpm}}$$

$$\text{PPS}_{\max} := \frac{\text{RPM}_{\max} \cdot \text{PPR} \cdot (\text{s})}{60}$$

$$\text{PPS}_{\max} = 235.6$$

$$\text{Tempo}_{\text{lim.max}} := \frac{c_{e.pf}}{v_{\max}}$$

$$\text{Tempo}_{\text{lim.max}} = 4.1 \text{ s}$$

RELAÇÃO DE INÉRCIA:

Inércia da carga:

$$i_c := m_g \cdot \left(\frac{l_p}{2 \cdot \pi} \right)^2$$

$$i_c = 2.43 \times 10^{-7} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inércia do fuso:

$$i_{pf} := \left(770 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot d_{pf}^4 \cdot c_{pf}$$

$$i_{pf} = 1.58 \times 10^{-6} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inércia do motor:

$$i_{mt} := 370 \text{ gm} \cdot \text{cm}^2$$

$$i_{mt} = 3.7 \times 10^{-5} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Relação de inércia:

$$\text{Relação}_i := \frac{(i_c + i_{pf}) \cdot rd^2}{i_{mt}}$$

$$\boxed{\text{Relação}_i = 0.05}$$

CHECKS:

Torque requerido para o motor de passo AK23/15F6FN1.8:

$$\text{Motor} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if Torque} \leq 15\text{kgf}\cdot\text{cm} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Motor selecionado possui torque de 15 kgf.cm

Motor = "OK"

Velocidade máxima para garantir o torque requerido:

$$\text{RPM}_{\text{máx}} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if RPM}_{\text{máx}} \leq 675\text{rpm} \\ \text{"NOT OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Pela curva do motor, o torque necessário é alcançado para rotações de até 675 RPM

RPM_{máx} = "OK"

Necessidade de redutor planetário:

$$\text{Redutor} := \begin{cases} \text{"É necessário"} & \text{if Relação}_i > 50 \\ \text{"Não é necessário"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Conforme fabricante, é necessário utilizar redutor caso relação seja maior que 50

Redutor = "Não é necessário"

Torque requerido:	2,1 kgf.cm
Torque do motor:	15,0 kgf.cm
Motor:	OK
RPM máximo utilizado:	675,0 rpm
Velocidade linear equiv.:	5400,0 mm/min
RPM:	OK
Inércia do motor:	3,7E-05 kg/m ²
Inércia do sistema:	1,8E-06 kg/m ²
Redutor:	Não é necessário

ANEXO A – Especificações do motor de passo AK23.15F6N1.8

AK23/15F6FN1.8
ESPECIFICAÇÕES GERAIS

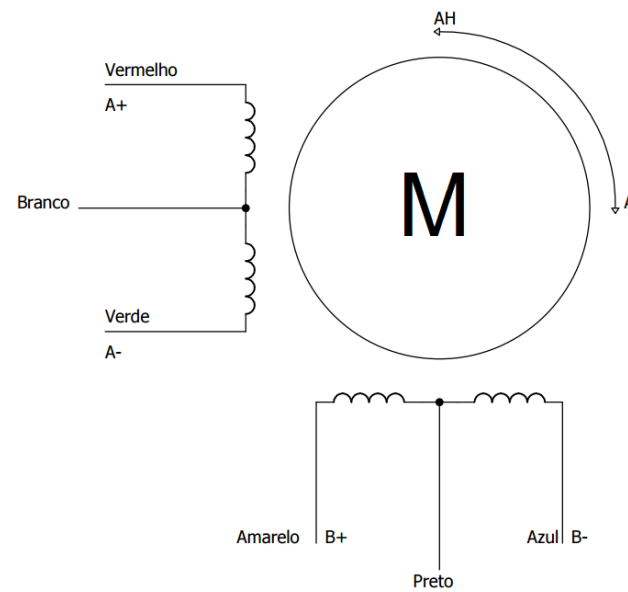
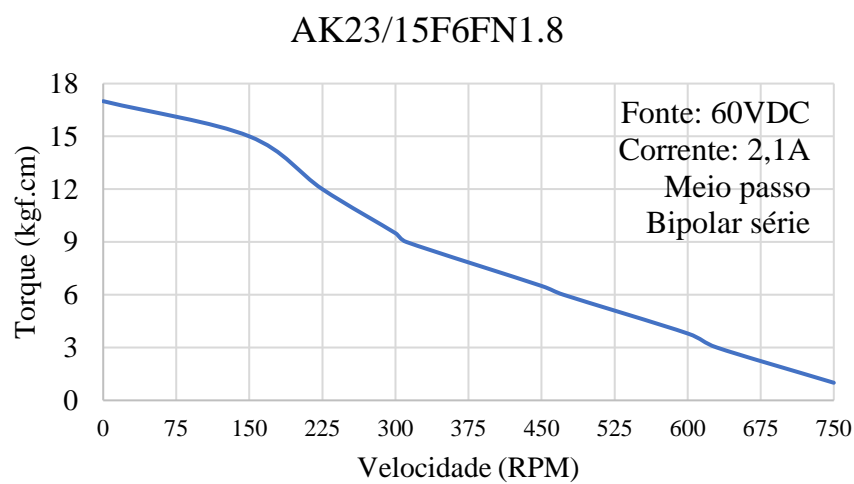
Especificação	Valor
Ângulo do passo	1,8°
Número de passos	200
Enrolamento	Bifilar
Temperatura de operação máx.	80°C
Temperatura ambiente	-10°C ~ 50°C
Resistência de isolamento	100VAC / 500VDC
Rigidez dielétrica	500VAC / 1min
Classe de isolamento	B
Esforço radial máximo	0,03mm - 500g de carga
Esforço axial máximo	0,03mm - 700g de carga
Detent torque	400gf.cm
Inércia rotórica	370g.cm ²
Quantidade de fios	6
Peso	0,98kg

Bipolar Série	
Fio do motor	Terminal do driver
Vermelho	A+
Verde	A-
Amarelo	B+
Azul	B-
Branco / Preto	Isolado

Unipolar	
Fio do motor	Terminal do driver
Vermelho	A+
Verde	A-
Amarelo	B+
Azul	B-
Branco / Preto	Comum

TABELA DE SELEÇÃO

NEMA	MODELO	CONEXÃO		HOLDING TORQUE (kgf.cm)	CORRENTE (A/fase)	TENSÃO (V/fase)	RESISTÊNCIA (Ω/fase)	INDUTÂNCIA (mH/fase)	PESO (kg)
23	AK23/15F6FN1.8	Bipolar	Série	15	2,1	4,2	2	8	0,98
		Unipolar		10,5	3	3	1	2	

INFORMAÇÕES TÉCNICAS


Ligação série ou unipolar

