PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE UMA BANCADA PARA TESTE EM EIXOS ESTRIADOS

Por,
Vinícius Arthur Lima
Wesley Andrade Raulino

Brasília, 02 de Julho de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE UMA BANCADA PARA TESTE EM EIXOS ESTRIADOS

POR,

Vinícius Arthur Lima
Wesley Andrade Raulino

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antonio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM (Orientador)	_____
Prof. Cosme Roberto Moreira da Silva, UnB/ ENM	_____
Prof. José Maurício Santos Torres da Motta, UnB/ ENM	_____

Brasília, 02 de Julho de 2015

RESUMO

O presente trabalho consiste no projeto de uma bancada para a realização de ensaios em conexões estriadas. A bancada foi projetada para realizar uma análise experimental da vida de espécimes estriados quando submetidos a carregamentos cíclicos, onde o enfoque é verificar o efeito dos tipos de falha pelo fenômeno de *fretting*. Dessa forma busca-se levantar dados experimentais para auxiliar o projetista de máquinas quanto ao dimensionamento de junções estriadas.

Na primeira etapa do projeto uma idealização da bancada foi feita, determinando os elementos principais que a compõe. Essa determinação foi feita por meio de um estudo das possíveis alternativas de solução visando uma metodologia que atendesse as necessidades do ensaio proposto.

A segunda etapa consistiu na definição de todos os elementos que compõe a bancada. A determinação destes componentes implica na seleção de produtos comerciais e no desenvolvimento e projeto dos demais componentes conforme a necessidade.

Depois de definir todos os elementos da bancada foi proposta uma metodologia para a realização dos testes, além de possíveis técnicas de verificação de falha que podem ser utilizadas. O projeto tem como resultado uma bancada de teste que proporciona ao usuário realizar testes de desgaste e fadiga por *fretting* de forma segura e resultados confiáveis.

ABSTRACT

This work consists in the design of a workbench to conduct tests on splined connections. The bench will be designed to carry out an experimental analysis of splined specimen's life when subjected to cyclic loading, where the focus is to investigate the effect of the types of failure by fretting phenomenon. Thus seeks to collect experimental data to assist the machine designer as the sizing of grooved joints.

In the first phase of the project, an idealization of the bench is made by determining the principal elements that will compose it. This determination was made through a study of possible alternative solutions aiming at a methodology that will meet the needs of the proposed test.

The second step is the definition of all the elements that should make up the bench. The determination of these components involves the selection of commercial products and the development and design of other components as needed.

After define all workbench's elements it is proposed a methodology for the tests, and possible verification techniques of failure that can be used. The project results in a test bench which provides the user to wear tests realization and fatigue fretting safely and reliable results.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 1

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS 1

1.2 MOTIVAÇÃO 2

1.3 OBJETIVO 2

1.4 METODOLOGIA 2

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO 3

2 EIXOS ESTRIADOS 4

2.1 UTILIZAÇÃO DAS ESTRIAS 4

2.2 TIPOS DE ESTRIAS 5

2.2.1 Estrias de face plana 5

2.2.2 Estrias de perfil envolvental 6

2.2.3 Dentes Coroados 8

2.3 MECANISMOS DE FALHA NAS ESTRIAS 10

3 MODOS DE FALHA POR FRETTING 14

3.1 INTRODUÇÃO 14

3.2 *DESGASTE POR FRETTING* 15

3.2.1 Principais tipos de desgaste 15

3.2.2 Fenômeno de *desgaste por fretting* 17

3.2.3 *Desgaste por fretting* em eixos estriados 18

3.3 *FADIGA POR FRETTING* 19

3.3.1 Ocorrência da *fadiga por fretting* 19

3.3.2 Iniciação e propagação de trincas por fadiga 20

4 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DA BANCADA 23

4.1 MOTORES ELÉTRICOS 23

4.1.1 Motores de corrente contínua 23

4.1.2 Motores de corrente alternada 23

4.2 DINAMÔMETRO 24

4.2.1 Dinamômetro hidráulico 25

4.2.2 Dinamômetro de correntes parasita 26

4.3 MULTIPLICADOR DE TORQUE 27

4.4 CONTADOR DE CICLOS 27

4.4.1 Encoders 27

4.4.2 Sensor pick-up magnético 29
4.4.3 Sensores indutivos 31
4.5 CÉLULA DE CARGA 32
4.6 CORPO DE PROVA PADRÃO 34
4.7 ACOPLAMENTO 34
4.8 ESTRUTURA DA BANCADA DE TESTE 34
5 COMPONENTES PROJETADOS 35
5.1 FATOR DE SEGURANÇA 35
5.2 PROJETO DO REDUTOR DE VELOCIDADE 37
5.2.1 Trem de engrenagens escolhido 39
5.2.2 Rendimento mecânico do redutor 42
5.2.3 Projeto das engrenagens 43
5.2.4 Alívio das engrenagens 54
5.2.5 Resultados para as engrenagens 55
5.2.6 Dimensionamento dos eixos 56
5.2.7 Resultados para os eixos 75
5.2.8 Dimensionamento das chavetas 77
5.2.9 Seleção dos rolamentos 80
5.2.10 Dimensionamento das estrias 82
5.2.11 Seleção de anéis de retenção 84
5.2.12 Projeto da carcaça da caixa redutora 85
5.2.13 Parafusos de fixação 87
5.2.14 Tolerâncias aplicadas aos componentes 90
5.2.15 Lubrificação 90
5.2.16 Junta de vedação 91
5.2.17 Seleção do visor do nível de óleo 92
5.2.18 Montagem do redutor de velocidades 92
5.2.19 Manutenção da caixa redutora 95
5.3 ACOPLAMENTO RÍGIDO 96
5.4 VERIFICAÇÃO DO PERFIL ESTRUTURAL SELECIONADO 99
5.5 DIMENSIONAMENTO DOS CORDÕES DE SOLDA 101
6 COMPONENTES SELECIONADOS 104
6.1 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO 104
6.1.1 Características do motor elétrico escolhido 104

6.1.2 Ligação elétrica 105
6.2 SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO A CAIXA REDUTORA 106
6.3 SELEÇÃO DO DINAMÔMETRO 107
7 SEGURANÇA E MONTAGEM 111
7.1 Medidas normativas 111
7.2 Montagem da bancada 113
8 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL 116
8.1 VERIFICAÇÃO DOS MODOS DE FALHA 116
8.2 CORPO DE PROVA 117
8.2.1 Parafusos de fixação 119
9 CONCLUSÃO 121
10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 123
11 ANEXOS 127

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Tipos de perfis estriados (POLYGON SOLUTIONS, 2012) 4
Figura 2.2 Padrão para as estrias de face plana (DEUTSCHMAN et all, 1975)..... 5
Figura 2.3 Nomenclatura e alguns parâmetros para as estrias de perfil envolvental (DEUTSCHMAN, 1975) 7
Figura 2.4 (a) Diâmetro maior ajustado (b) Lado ajustado (DEUTSCHMAN, 1975) 7
Figura 2.5 Estrias de perfil serrilhado (INDUSTRIAL SEARCH QUICK, INC, 2010) 8
Figura 2.6 Estrais com dentes coroados (DUDLEY, 1957)..... 8
Figura 2.7 Comparação entre estrias sem e com coroamento (CUFFARO, CURÀ e MURA, 2014).....10
Figura 2.8 Cisalhamento em eixo de transmissão (AUTOMIDIA, 2014) 10
Figura 2.9 Falha por fratura nos dentes da estria (SHEN, 2012) 11
Figura 2.10 Quebra dos dentes na raiz (AUTOMIDIA, 2014) 11
Figura 2.11 Desgaste da superfície de contato (SHEN, 2012) 12
Figura 2.12 Ruptura do cubo (AUTOMIDIA, 2014).....12

Figura 3.1 Esquema de desgaste adesivo (Adaptado de FL SELENIA S.P.A., 2007).....16
Figura 3.2 Esquema de desgaste abrasivo (Adaptado de FL SELENIA S.P.A., 2007).....17
Figura 3.3 Trincas proveniente de *fadiga por fretting* em estrias (SHEN, 2012).....20
Figura 3.4 Diagrama de Mindlin (Adaptado de WATERHOUSE, 1981).....20

Figura 4.1 Dinamômetro hidráulico (TOMINAGA, 2010) 25
Figura 4.2 Esquema da ilustrativo de um freio eletromagnético (SOUZA, 2005).....26
Figura 4.3 Redutor de velocidade.....27
Figura 4.4 Esquema de montagem de um encoder incremental (TAMAGAWA SEIKI LTD) 28
Figura 4.5 Representação de uma zona de múltiplas comutações em um disco encoder (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).....29
Figura 4.6 Desenho esquemático do sensor magnético (TURBTRON , 2001) 30
Figura 4.7 Aspectos construtivos de uma roda dentada (TURBTRON , 2001) 30
Figura 4.8 Esquema de montagem de um sensor indutivo (HAMERVILLE MEDIA GROUP, 2014).....32
Figura 4.9 Montagem da célula de carga na bancada (HAICAL, 2009) 33
Figura 4.10 Célula de carga tipo S (HBM, 2010) 33
Figura 4.11 Montagem do flange de torque (CEZAR, 2012).....33
Figura 4.12 Flange de torque (CEZAR, 2012) 33

Figura 5.1 Caixa redutora projetada.....38
Figura 5.2 Esquema do trem de engrenagens.....39
Figura 5.3 Restrições geométricas 40
Figura 5.4 Intervalo de rendimento para diferentes tipos de elementos (ANTUNES e FREIRE, 1998) 42
Figura 5.5 Módulos preferidos na indústria (SHIGLEY, 2008).....43
Figura 5.6 Características dos Graus de Qualidade para Aços da AGMA (HENRIQUES, 2013) 44
Figura 5.7 Níveis de Precisão Típicos para Vários tipos de Aplicações de Engrenamentos (HENRIQUES, 2013) 44
Figura 5.8 Diagramas de corpo livre das forças e momentos atuando sobre duas engrenagens de um trem de engrenagens simples (SHIGLEY, 2008).....45
Figura 5.9 Resolução das forças de engrenagem (SHIGLEY, 2008).....45
Figura 5.10 Ilustração da espessura de borda (SHIGLEY, 2008) 49
Figura 5.11 Fator geométrico *J* para engrenagens cilíndricas de dentes retos (SHIGLEY, 2008).....50
Figura 5.12 Fator de forma de Lewis (SHIGLEY, 2008) 51
Figura 5.13 Fator de confiabilidade (SHIGLEY, 2008) 52

Figura 5.14 Constantes empíricas A, B e C para a Equação (38) (SHIGLEY, 2008) 53
Figura 5.15. Esquema de alívio de engrenagens (PROVENZA, 1996) 54
Figura 5.16 Diagrama de corpo livre eixo a 58
Figura 5.17 Diagrama de corpo livre eixo b 59
Figura 5.18 Diagrama de corpo livre eixo c 59
Figura 5.19 Diagrama de corpo livre eixo d 59
Figura 5.20 Seção de uma viga usando o método dos três momentos (JUNIOR, 2008) ..60
Figura 5.21 Fator de carga para cargas concentradas 61
Figura 5.22 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo a – plano xy 61
Figura 5.23 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo a – plano xz 62
Figura 5.24 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo b – plano xy 62
Figura 5.25 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo b – plano xz 63
Figura 5.26 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo c - plano xy 63
Figura 5.27 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo c - plano xz 64
Figura 5.28 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo d – plano xy 64
Figura 5.29 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo d – plano xz 65
Figura 5.30 Fator de confiabilidade (SHIGLEY, 2008) 67
Figura 5.31 Inclinação e deflexão para o eixo a- Plano xy 69
Figura 5.32 Inclinação e deflexão para o eixo a – Plano xz 69
Figura 5.33 Inclinação e deflexão para o eixo a - Resultante 70
Figura 5.34 Inclinação e deflexão para o eixo b- Plano xy 70
Figura 5.35 Inclinação e deflexão para o eixo b – Plano xz 70
Figura 5.36 Inclinação e deflexão para o eixo b - Resultante 71
Figura 5.37 Inclinação e deflexão para o eixo c- Plano xy 71
Figura 5.38 Inclinação e deflexão para o eixo c – Plano xz 71
Figura 5.39 Inclinação e deflexão para o eixo c - Resultante 72
Figura 5.40 Inclinação e deflexão para o eixo d- Plano xy 72
Figura 5.41 Inclinação e deflexão para o eixo d – Plano xz 72
Figura 5.42 Inclinação e deflexão para o eixo d - Resultante 73
Figura 5.43 Eixo a 75
Figura 5.44 Eixo b 75
Figura 5.45 Eixo c 76
Figura 5.46 Eixo d 76
Figura 5.47 Coeficiente de vida nominal (SKF BRASIL, 2015) 81
Figura 5.48 Dimensões padronizadas das estrias (COLLINS, 2006) 83
Figura 5.49 Condições de contorno 86
Figura 5.50 Deformação total 86
Figura 5.51 Fator de segurança 87
Figura 5.52 Junta de vedação 92
Figura 5.53 Visor de nível de óleo (VISEX, 2014) 92
Figura 5.54 Montagem eixo a 93
Figura 5.55 Montagem eixo b 93
Figura 5.56 Montagem eixo c 94
Figura 5.57 Montagem eixo d 94
Figura 5.58 Posicionamento dos eixos na base da caixa 95
Figura 5.59 Fixação da tampa de movimentação 95
Figura 5.60 Deformação total do acoplamento (redutor/corpo de prova) 97
Figura 5.61 Fator de segurança do acoplamento (redutor/corpo de prova) 97
Figura 5.62 Deformação total do acoplamento (corpo de prova/dinamômetro) 98
Figura 5.63 Fator de segurança do acoplamento (corpo de prova/dinamômetro) 98
Figura 5.64 Algumas propriedades mecânicas paras os perfis (GERDAU S.A., 2014) 99
Figura 5.65 Características geométricas para o perfil U GERDAU (GERDAU S.A., 2014) .99
Figura 5.66 Viga utilizada para a análise 99
Figura 5.67 Deformação para o elemento estrutural 100
Figura 5.68 Fator de segurança para o elemento estrutural 101
Figura 5.69: Dimensões do cordão de solda. (SHIGLEY, 2008) 101
Figura 5.70 Propriedade do eletrodo revestido E6010 (ESAB, 2015) 102
Figura 5.71 DCL do caso critico 103

Figura 6.1 WEG W22 Plus (ELETROMOTORES WEG SA, 2008) 105
Figura 6.2 Curva característica do conjunto caixa redutora e motor elétrico 107
Figura 6.3 Comparação entre as curvas características do dinamômetro hidráulico e a curva do equipamento de teste (Adptado de TAYLOR DYNAMOMETER, 2015) 108
Figura 6.4 Comparação entre as curvas caraterísticas do dinamômetro de pó magnético e a curva do equipamento de teste (Adptado de MAGTROL, 2015) 109
Figura 6.5 Dinamômetro selecionado Magtrol - 4 PB 15 8K (MAGTROL, 2015) 109
Figura 6.6 Esquema de montagem do sistema de aquisição de dados (MAGTROL, 2015) 110

Figura 7.1 Tipos de incêndio (ENGEHALL , 2015) 112
Figura 7.2 Placa de sinalização de extintor de pó químico (ENGEHALL , 2015) 112
Figura 7.3 Sinalização de riscos (EMPLACA SINALIZAÇÃO FÁCIL, 2015) 112
Figura 7.4 Estrutura suporte 113
Figura 7.5 Posicionamento do redutor 113
Figura 7.6 Posicionamento do anteparo de segurança 114
Figura 7.7 Posicionamento do motor elétrico e dinamômetro 114
Figura 7.8 Montagem do corpo de prova 114
Figura 7.9 Posicionamento do anteparo de segurança para o dinamômetro 115
Figura 7.10 Posicionamento do anteparo de segurança para o motor 115

Figura 8.1 Eixo externamente estriado 118
Figura 8.2 Cubo internamente estriado 119

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Fórmulas para as dimensões das estrias de face plana (Adaptado de DEUTSCHMAN et all, 1975) 5

Tabela 5.1 Fatores de penalização, adaptado de (COLLINS, 2006) 36
Tabela 5.2 Fatores de penalização propostos.....37
Tabela 5.3 Fator de segurança 37
Tabela 5.4 Faixa de torque da caixa de engrenagens.....38
Tabela 5.5 Valores de trem para o esquema proposto 40
Tabela 5.6 Número de dentes para as engrenagens 41
Tabela 5.7 Dureza para o dimensionamento das engrenagens (GERDAU S.A, 2001).....45
Tabela 5.8 Valores de fator de sobrecarga (HENRIQUES, 2013).....48
Tabela 5.9. Resultado do alívio para a engrenagem 6.....55
Tabela 5.10 Resultado do alívio para a engrenagem 8 55
Tabela 5.11 Fatores modificadores de tensão 55
Tabela 5.12 Tensões admissíveis utilizada para o dimensionamento das engrenagens ...56
Tabela 5.13 Resultados para as engrenagens 56
Tabela 5.14 Propriedades do AISI 1045 (SHIGLEY, 2008) 57
Tabela 5.15 Funções de descontinuidade para diversos tipos de carregamento (HIBBELER, 2009).....68
Tabela 5.16 Propriedades de massa dos componentes.....74
Tabela 5.17 Resultados para o eixo a 75
Tabela 5.18 Resultados para o eixo b 75
Tabela 5.19 Resultados para o eixo c 76
Tabela 5.20 Resultados para o eixo d 77
Tabela 5.21 Propriedades do Aço 1020 laminado a frio (SHIGLEY, 2008) 77
Tabela 5.22 Tamanhos padronizados de chavetas. 78
Tabela 5.23 Chaveta para prender o acoplamento 79
Tabela 5.24 Chaveta para prender a engrenagem 1 79
Tabela 5.25 Chaveta para prender a engrenagem 3 79
Tabela 5.26 Chaveta para prender a engrenagem 6 79
Tabela 5.27 Chaveta para prender a engrenagem 8 79
Tabela 5.28 Chaveta para prender a engrenagem 10 80
Tabela 5.29 Chaveta para prender a engrenagem 12 80
Tabela 5.30 Chaveta para a engrenagem 14 80
Tabela 5.31 Rolamentos selecionados para o eixo a 82
Tabela 5.32 Rolamentos selecionados para o eixo b 82
Tabela 5.33 Rolamentos selecionados para o eixo c 82
Tabela 5.34 Rolamentos selecionados para o eixo d 82
Tabela 5.35 Dimensões do estriado à esquerda do eixo b 84
Tabela 5.36 Dimensões do estriado à direita do eixo b 84
Tabela 5.37 Dimensões do estriado do eixo c 84
Tabela 5.38 Propriedades mecânicas do material utilizado na caixa.....85
Tabela 5.39 Característica da malha 86
Tabela 5.40 Resultados obtidos por MEF.....86
Tabela 5.41 Parafuso de fixação da tampa de manutenção 89
Tabela 5.42 Parafuso de fixação da tampa de manutenção 89
Tabela 5.43 Parafuso de fixação da tampa de manutenção 89
Tabela 5.44 Seleção de lubrificantes de acordo com a viscosidade (IPIRANGA, 2013)....91
Tabela 5.45 Propriedades mecânicas do material utilizado nos acoplamentos (SHIGLEY, 2008).....96
Tabela 5.46 Característica da malha 97
Tabela 5.47 Resultados obtidos por MEF.....98
Tabela 5.48 Carga utilizada na análise 100
Tabela 5.49 Características da malha 100
Tabela 5.50 Altura mínima do cordão de solda 103

Tabela 6.1 Parâmetros de seleção do motor elétrico.....104
Tabela 6.2 Elementos necessários para a ligação elétrica (adaptado de ELETROMOTORES WEG SA, 2008).....106
Tabela 6.3 Fatores de serviço do acoplamento fornecidos pelo catálogo do fabricante (VULKAN DRIVE TECH, 2010).....106
Tabela 6.4. Caraterísticas técnicas do dinamômetro (MAGTROL, 2015).....109

Tabela 8.1 Parafuso de fixação da tampa de manutenção 119

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

a	Local no eixo onde ocorre a descontinuidade	[m]
A	Altura de coroa	[m]
A_t	Área efetiva do parafuso sob tração	[m²]
b	Largura da chaveta	[m]
B	Desalinhamento da ranhura	[m/m]
c	Altura da chaveta	[m]
C	Fração de carga externa sobre o parafuso	
C_0	Carga estática	[N]
C_f	Fator de condição de superfície	
C_H	Fator de razão de dureza para a resistência à formação de cavidades	
C_p	Coeficiente elástico	$[\sqrt{\text{MPa}}\,]$
D	Diâmetro primitivo	[m]
$D_{deflexão}$	Diâmetro a deflexão	[m]
d_e	Diâmetro do eixo	[m]
d_{est}	Diâmetro estático	[m]
D_m	Diâmetro médio do estriado	[m]
D_n	Diâmetro da enésima engrenagem	[mm]
D_{par}	Diâmetro do parafuso	[m]
D_r	Diâmetro de raiz do estriado	[m]
e	Valor do trem	
E_G	Módulo de elasticidade do material da coroa	[MPa]
E_p	Módulo de elasticidade do material do pinhão	[MPa]
f_s	Fator de correção para rolamento	
f_h	Coeficiente de vida nominal	
F	Largura nominal de face	[m]
F_i	Força de pré-carga	[N]
F_p	Carga de prova do parafuso	
F_r	Frequência de rotação	[Hz]
F_s	Fator de serviço	
F_t	Força tangencial alternada	[N]
h	Comprimento da alma das engrenagens com alivio	[m]
h_e	Altura dos dentes da estria	[m]
h_s	Altura da solda	
h_t	Altura do dente da engrenagem	[mm]
I	Fator geométrico de resistência superficial	

I_a	Momento de inercia da área da seção transversal	[m⁴]
I_u	Segundo momento de área unitário	[m³]
J	Fator geométrico para resistência à flexão	
k_a	Fator de superfície	
k_b	Fator de tamanho	
k_c	Fator de carregamento	
k_d	Fator de temperatura	
k_e	Fator de confiabilidade	
k_f	Fator de efeitos diversos	
K	Coeficiente de torque	
K_B	Fator de espessura de borda	
K_m	Fator de distribuição de carga	
K_o	Fator de sobrecarga	
K_v	Fator dinâmico	
K_s	Fator de tamanho	
K_R	Fator de confiabilidade	
k_t	Fator concentrador de tensão a flexão	
k_{ts}	Fator concentrador de tensão a torção	
K_T	Fator de temperatura	
l	Distância do centroide ao grupo de solda	[m]
L_e	Comprimento mínimo da chaveta/estria quanto ao esmagamento	[m]
L_s	Comprimento mínimo da chaveta/estria quanto ao cisalhamento	[m]
L_f	Fator de vida limitado pela fadiga	
L_w	Fator de vida limitado pelo desgaste	
m_B	Razão auxiliar	
m_n	Módulo da enésima engrenagem	[mm]
M	Momento fletor	[Nm]
M_t	Momento torçor	[Nm]
n	Rotação	[rpm]
n_c	Fator de carga do parafuso	
n_d	Fator de segurança de projeto	
n_e	Número de estrias	
N	Vida em ciclos	
N_d	Número de dentes da roda dentada	
N_G	Número de dentes da coroa	
N_n	Número de dentes da enésima engrenagem	
N_P	Número de dentes do pinhão	
N_{Par}	Número de parafusos	
N_t	Número de dentes do estriado	
p	Passo circular	[mm]

P	Força normal ao plano de deslizamento	[N]
P_d	Passo diametral	
P_{max}	Força normal máxima	[N]
P_{ot}	Potência nominal fornecida pelo motor	[W]
P_r	Carga suportada pelo rolamento	[N]
P_s	Potência na saída do redutor de velocidade	[W]
q	Tensão de cisalhamento	[MPa]
r	Raio da engrenagem	[m]
r_m	Raio médio da estria	[m]
r_n	Raio da enésima engrenagem	[mm]
r_1	Raio de coroamento do topo do dente	[m]
r_2	Raio de coroamento lateral do dente	[m]
RPM	Velocidade em rotações pôr minuto da roda dentada	[rpm]
S_c	Tensão de contato	[MPa]
S_{fm}	Resistência à falha do material escolhido	
S_F	Fator de segurança para flexão	
S_H	Fator de segurança para contato	
S_C	Tensão de contato admissível	[MPa]
S_s	Tensão de cisalhamento	[MPa]
S_s'	Tensão de cisalhamento permissível	[MPa]
S_t	Tensão de flexão admissível	[MPa]
S_{ut}	Limite de resistência à tração	[MPa]
S_y	Tensão de escoamento do material	[MPa]
t	Soma algébrica dos fatores de penalização	
t_R	Espessura de borda abaixo do dente	[mm]
T	Torque	[Nm]
T_i	Torque de aperto	[Nm]
v	Deflexão do eixo	[m]
v_g	Coeficiente de Poisson do material da coroa	
v_p	Coeficiente de Poisson do material do pinhão	
v_{40}	Viscosidade cinemática a 40º C	[cSt]
V	Velocidade do círculo primitivo	[m/s]
W_i	Peso na i-ésima localidade	[N]
W_t	Força tangencial	[kN]
x	Coordenada da posição de um tempo	[m]
Y	Fator de Lewis	
Y_N	Fator de ciclagem de tensão para flexão	
Z_N	Fator de ciclagem de tensão para a resistência à formação de cavidades	

Símbolos Gregos

δ	Largura da alma das engrenagens com alivio	[m]
δ_i	Deflexão na i-ésima localidade do corpo	[m]
ϕ	Ângulo de pressão	[graus]
μ	Coeficiente de atrito	
η	Rendimento mecânico	
σ	Tensão devido a flexão	[MPa]
σ_C	Tensão de contato	[MPa]
σ_D	Tensão admissível de projeto	
σ_i	Tensão devido a pré-carga	
σ_n	Tensão devido a carga normal	[Pa]
σ'	Tensão equivalente de von Mises	
θ	Inclinação do eixo	[rad]
τ	Tensão de cisalhamento	[Pa]
ω_n	Velocidade crítica	[rad/s]

Siglas

AGMA	American Gear Manufacturers Association
ANSI	American National Standards Institute
ISO	International Organization for Standardization
SAE	Society of Automotive Engineers
DIN	Deutsches Institut für Normung

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Cada vez mais, em diversas áreas do conhecimento, o uso de técnicas e métodos tradicionais esbarram em limitações que inviabilizam a sua utilização. Desta forma, o estudo e desenvolvimento de novas abordagens experimentais torna possível um aprofundamento a respeito de componentes já utilizados, como o estudo de conexões estriadas

Componentes de transmissão de potência necessitam constantemente de serem montados e desmontados. Esses sistemas de transmissão geralmente precisam de um acoplamento mecânico. Existem várias possibilidades de promover essas junções, como chavetas, conexões estriadas, acoplamentos rígidos e flexíveis, junções por interferência, entre outros. A utilização de conexões estriadas consiste em uma boa solução para a transmissão de elevados torques e concomitantemente elevadas potências de diversos tipos de sistemas mecânicos. Também possuem vantagens quando trabalham sob condições severas, que podem envolver choques ou mesmo cargas cíclicas. Em razão disto, o uso de conexões estriadas apresenta-se interessante, pois podem transmitir elevados carregamentos de forma compacta, eficiente e permitem deslizamento entre os contatos.

São conhecidas diversas formas para os acoplamentos estriados, onde as diferenças encontram-se basicamente em suas características geométricas. Existem basicamente dois tipos de perfis, que são o perfil de face plana e perfil envolvental, padronizados pela American National Standards Institute - ANSI (1970) e Deutsches Institut für Normung - DIN (1973).

Os primeiros eixos estriados dotavam-se de diversos dentes usinados no próprio eixo, no qual os lados de cada dente são paralelos entre si. Posteriormente novos perfis foram desenvolvidos, baseados em um perfil envolvental cujo os lados possuem uma inclinação, semelhantes aos dentes de engrenagens. O perfil envolvental possui algumas vantagens sobre o perfil de face plana, proporcionando uma gradativa substituição do mesmo, porém o perfil de face plana continua a ser utilizado devido a sua simplicidade geométrica.

Do ponto de vista de projeto de acoplamento estriados existe uma dificuldade em se obter um modelo matemático quantitativo para o dimensionamento em regimes de carregamento na presença de *fretting*, que é o movimento de deslizamento oscilatório de pequena amplitude entre duas superfícies que estão em contato (WATERHOUSE, 1972).

1.2 MOTIVAÇÃO

Conexões estriadas são amplamente utilizadas na indústria, mas pouca pesquisa e aquisição de resultados estão disponíveis na literatura para fornecer ao projetista ferramentas analíticas ou dados experimentais adequados para a estimativa da vida dos componentes em regime de *fretting*. As análises devem avaliar não apenas carregamento estático e de fadiga simples, devem ser levados em consideração os efeitos causados por vibrações mecânicas, fadiga de carregamento referente aos deslizamentos longitudinais cíclicos entre os contatos e variação das tensões normais devido a pequenos impactos provido de movimentos transversais entre as interfaces das conexões.

Estão em questão tópicos como a resistência dos dentes das estrias quanto ao desgaste, surgimento de trincas, efeito de entalhe e os efeitos da geometria de cada um dos perfis padronizados.

1.3 OBJETIVO

Deseja-se projetar um dispositivo de teste de junções estriadas que seja suficientemente versátil, de modo a proporcionar testes de diferentes conexões estriadas. O equipamento de teste deve acomodar conexões estriadas em linha. Pode ser necessário testar no dispositivo conexões estriadas de até 75 mm de diâmetro. Ele deve ser capaz de variar a sua velocidade de rotação e fornecer um carregamento de torque, de forma a verificar a deterioração dos contatos das junções após um determinado número de ciclos.

1.4 METODOLOGIA

A primeira fase do projeto consistiu em compreender o funcionamento e a importância da transmissão de potência por meio de acoplamentos estriados, através de uma revisão bibliográfica dos assuntos que foram abordados. Fez parte deste processo compreender os métodos de dimensionamento e normas que são utilizadas para a seleção dessas conexões. Também se fez necessária a compreensão dos mecanismos que podem proporcionar a falha das junções estriadas.

A partir da revisão feita, a etapa seguinte consistiu em analisar os componentes básicos para a realização dos ensaios. Os componentes foram avaliados de acordo com a necessidade do teste proposto, observando as possíveis soluções que poderiam ser utilizadas para a montagem da bancada.

Em seguida, os componentes foram selecionados e projetados. Também foram feitas considerações sobre possíveis maneiras de avaliar os resultados obtidos a partir dos testes realizados.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho foi dividido em oito capítulos. O primeiro capítulo introduz o tema proposto, descreve a importância de se estudar os eixos estriados, lista os objetivos do projeto e define a metodologia seguida para o alcançar os objetivos propostos.

O segundo capítulo traz uma abordagem sobre os diferentes tipos perfis estriados existentes, faz-se uma revisão bibliográfica trazendo os conceitos sobre a forma prevista em norma para projeto de eixos estriados e explica a necessidade de se fazer testes experimentais em junções do tipo estriado.

O terceiro capítulo traz uma revisão bibliográfica sobre os tipos de falhas por *fretting*. Explica o motivo desse mecanismo ser o principal causador de falhas.

O quarto capítulo mostra a idealização da bancada. Define os principais componentes que obrigatoriamente estarão na bancada de teste e explica de forma sucinta o funcionamento destes componentes.

O quinto capítulo trata do projeto de alguns componentes da bancada, além de seleção de elementos necessários para o bom funcionamento dos sistemas projetados. Também são apresentadas as metodologias de projeto utilizadas no dimensionamento de cada item.

O sexto capítulo discorre sobre a seleção dos demais componentes presentes bancada, apresentando os métodos de seleção e justificativas.

O sétimo capítulo dedica-se a apresentar os cuidados tomados com relação a segurança para a realização dos testes. Mostra os cuidados que devem ser tomados durante os ensaios e as formas de evitar acidentes.

No oitavo capitulo foi feita uma síntese dos mecanismos de falhas possíveis que podem ser observados após os ensaios e sugere possíveis formas de monitorar os resultados do teste.

No nono capitulo foi feita uma conclusão sobre o projeto da bancada.

2 EIXOS ESTRIADOS

2.1 UTILIZAÇÃO DAS ESTRIAS

Um eixo estriado pode ser visto como um eixo formado por diversas ranhuras devidamente espaçadas, as quais apresentam uma geometria conveniente e são encaixadas em cubos que apresentam rasgos correspondentes. Uma estria quando olhada separadamente das demais, tem a mesma função de uma chaveta, ou seja, transmissão de torque. Se uma comparação for feita entre estrias e chavetas percebe-se que a transmissão de torque pelo eixo ocorre de uma forma mais distribuída em sua seção transversal, ou seja, estrias fracionam a aplicação da força. Os eixos estriados são geralmente utilizados em três principais aplicações de engenharia:

- Quando o torque deve ser transmitido sem que ocorra deslizamento entre as partes.
- Transmissão de torque em elementos que possuam movimento relativo entre as partes.
- Para a montagem de peças que requerem ser removidas e depois recolocadas ou necessitam da mudança de sua posição angular.

O projeto e as características geométricas dos perfis estriados são definidos pelas normas DIN (5461 a 5464), International Organization for Standardization – ISO (4156.1 e 4156.2) e ANSI (92.1 e 92.2). Existem dois tipos básicos de perfis que são adotados para as estrias, o perfil de face plana e perfil envolvental. Segundo Deutschman (1975), estes perfis diferem apenas em sua geometria, entretanto, a utilização de estrias de perfil envolvental vem aumentando de forma considerável, visto que elas podem ser produzidas pelas mesmas técnicas e equipamentos que são utilizadas para confecção de engrenagens. Os acoplamentos estriados envolventais têm maior capacidade de transmissão de torque do que qualquer outro tipo de acoplamento (JONES, 2004) e possuem uma ação de auto centragem de uma carga, mesmo quando houver folga entre os membros de acoplamento.

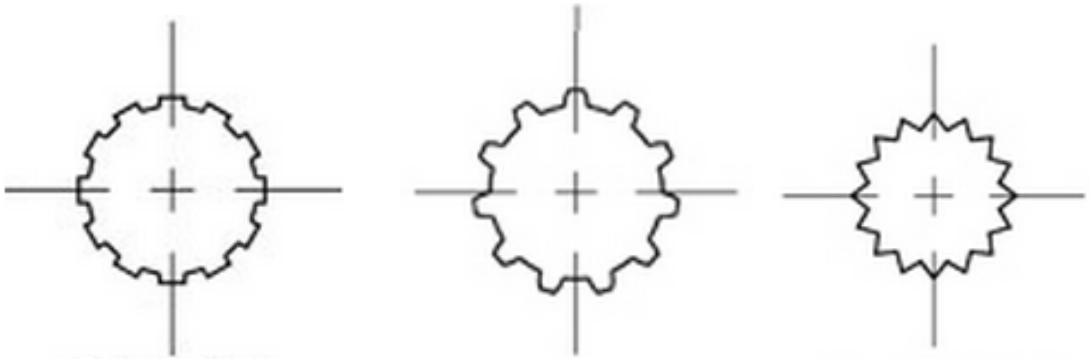


Figura 2.1 Tipos de perfis estriados (POLYGON SOLUTIONS, 2012)

2.2 TIPOS DE ESTRIAS

2.2.1 Estrias de face plana

O perfil de face plana foi o primeiro modelo de transmissão de torque por estrias adotado, apresentado de forma inédita pela Society of Automotive Engineers - SAE no ano de 1914. Porém, com o surgimento dos perfis envolventais, estrias de perfil reto estão sendo substituídas, entretanto muitas máquinas-ferramentas, equipamentos automotivos e outros dispositivos que já se utilizavam de estrais de face plana ainda continuam presentes. Alguns projetistas de máquinas preservam a implementação das estrais de face plana por causa de sua relativa simplicidade geométrica.

A Figura 2.2 mostra os principais parâmetros geométricos para as estrias de face plana seguindo o padrão SAE para 4, 6, 10 e 16 números de dentes respectivamente.

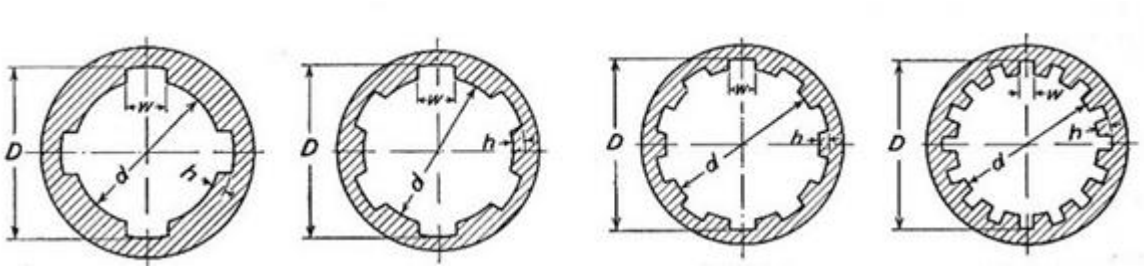


Figura 2.2 Padrão para as estrias de face plana (DEUTSCHMAN et all, 1975)

As principais dimensões das estrias podem ser calculadas conhecendo o diâmetro nominal do eixo ranhurado, dimensões estas listadas Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Fórmulas para as dimensões das estrias de face plana (Adaptado de DEUTSCHMAN et all, 1975)

N° de Estrias	Padrão de Tamanhos Nominais	Todos os Ajustes	Ajuste Permanente		Sem Deslizamento Sob Carga		Deslizamento Sob Carga	
		W	***h***	***d***	***h***	***d***	***h***	***d***
4	de $\frac{3}{4}$ pol a 3 pol, somando de $\frac{1}{8}$ pol	0,241D	0,075D	0,850D	0,125D	0,0075D	-	-
6		0,250D	0,050D	0,900D	0,075D	0,850D	0,100D	0,800D
10	de 3 pol a 6 pol, somando de $\frac{1}{2}$	0,156D	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D
16	de 2 pol a 6 pol, somando de $\frac{1}{2}$	0,098D	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D

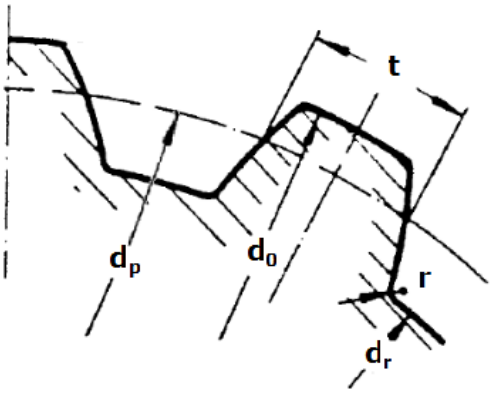
Segundo Deutschamn (1975), para obter uma classe particular de ajuste as dimensões do eixo são variadas e desta forma refletem o tipo de material utilizado, o seu tratamento térmico e o método empregado para a fabricação. Os ajustes para os estriados encontram-se na Tabela 2.1, valores para estriados produzidos pelo método de brochamento, que é o processo de retirada de material usando um fio de corte em uma trajetória retilínea obtendo um acabamento superficial superior, assim torna-se possível fornecer classes de tolerância bem apertadas na fabricação dos diversos tipos de estriados. Na indústria de máquinas-ferramenta vários métodos de fabricação podem ser utilizados para produzir as ranhuras no eixo. A escolha do método de abrolhamento deve-se ao fato de que este tipo de operação fornece um acabamento superficial uniforme ao eixo. Assim, é possível obter um eixo estriado com um ajuste deslizante ou um ajuste com interferência, ou seja, dois tipos de ajuste diferentes, fazendo apenas uma operação de usinagem sobre as partes de encaixe, no caso as ranhuras de face plana. Com isso os ajustes necessários são obtidos através da variação das dimensões dos encaixes.

2.2.2 Estrias de perfil envolvental

Esse tipo de estriado tem a forma geral de dentes de engrenagens de perfil envolvental, internas e externas (DEUTSCHMAN et all, 1975), com um ângulo de pressão de 30 graus e a metade da profundidade do dente da engrenagem padrão, entretanto ângulos de pressão de 45, 20, 25 e $14\frac{1}{2}$ graus algumas vezes são usados. A SAE e a ANSI especificam apenas o ângulo de pressão de 30 graus em seus padrões. A ranhura externa pode ser obtida por fresagem ou por um modelador de engrenagem. Ranhuras internas são formadas por brochamento ou por um modelador de engrenagem. Para controlar tolerâncias, a largura mínima efetiva do espaçamento e do diâmetro maior mínimo da ranhura interna são realizadas para dimensões básicas, ou seja, os ajustes são controlados pelo menor diâmetro do eixo estriado e menor diâmetro do cubo. O diâmetro menor também foi usado para o controle de tolerância, mas esta forma de controle foi excluída dos padrões.

As vantagens destas estrias são (1) máxima resistência na base do dente, (2) precisão do espaçamento e a equalização da pressão entre os dentes, e (3) a eliminação da necessidade de se dar um acabamento posterior, devido à técnica empregada na confecção desse tipo de estria.

Alguns parâmetros geométricos associada às estrias envolventais é mostrado na Figura 2.3.



Legenda:

t = espessura do dente na linha do diâmetro primitivo
$\mathbf{d_p}$ = diâmetro primitivo
$\mathbf{d_r}$ = diâmetro menor
$\mathbf{d_0}$ = diâmetro maior
r = raio de filete

Figura 2.3 Alguns parâmetros para as estrias de perfil envolvental (adaptado de DIN, 1973)

Estrias podem ser produzidas com diferentes raios de filete, ver Figura 2.3. Elas estão disponíveis em 14 passos diametrais designados como frações, ou seja, $\frac{2.5}{5}, \frac{3}{6}, \frac{4}{8}, \frac{5}{10}, \frac{6}{12}, \frac{8}{16}, \frac{10}{20}, \frac{12}{24}, \frac{16}{32}, \frac{20}{40}, \frac{24}{48}, \frac{32}{64}, \frac{40}{80}$ e $\frac{48}{96}$, onde o numerador destas frações é o passo diametral P, e o denominador controla a profundidade do dente, sendo sempre o dobro do numerador. Em cada designação fracionada, os eixos podem ser cortados com um número de 6 a 50 dentes.

Há dois tipos de ajustes para estrias (ver Figura 2.4):

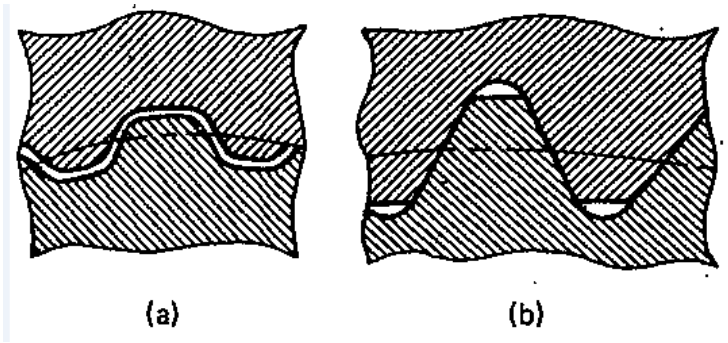


Figura 2.4 (a) Diâmetro maior ajustado (b) Lado ajustado (DEUTSCHMAN, 1975)

1. **Diâmetro maior ajustado:** estrias onde o ajuste é controlado pela variação do diâmetro maior da estria externa.
2. **Lado ajustado:** estrias onde o ajuste é controlado variando a espessura do dente. Costuma-se usar para estrias com um menor raio de filete. No entanto, também pode ser utilizado para estrias com maiores raios de filete.

Os dois tipos de folga estão divididos em duas classes:

Classe 1. Um ajuste frouxo onde há espaço em todos os pontos.

Classe 2. Um encaixe justo, que está próximo de ambos os diâmetros maiores ou lados do dente.

2.2.2.1 Perfil serrilhado

Estrias de perfil envolvental serrilhadas são uma variação de estrias envolventais, apresentando ângulo de pressão de 45 graus e são usadas principalmente para ajustes sem deslizamento, mas outros tipos de montagem podem ser obtidos variando o ajuste. A nomenclatura utilizada para as estrias envolventais se aplica diretamente as estrais serrilhadas. Os padrões para os passos diametrais são designados por frações $\frac{10}{20}, \frac{16}{32}, \frac{24}{48}, \frac{32}{64}, \frac{40}{80}, \frac{48}{96}, \frac{64}{128}, \frac{80}{160}$ e $\frac{128}{256}$ (S. A. E., HANDBOOK, 1948).

As estrias serrilhadas têm dentes que são mais curtos do que estrias de perfil envolvental e as bases dos dentes são mais largas, tem uma menor profundidade dos contatos e frequentemente proporcionam vantagens de fabricação. Comparado as estrias envolventais com as serrilhadas observa-se que as mesmas proporcionam maior pressão de contato, resistência ao deslizamento e maior força radial para as mesmas cargas.

Figura 2.5 Estrias de perfil serrilhado (INDUSTRIAL SEARCH QUICK, INC, 2010)

2.2.3 Dentes Coroados

Em projetos de engenharia quando desalinhamentos entre os acoplamentos são esperados é comum a utilização de estrias com dentes coroados, pois esse tipo especial de estria pode suportar maiores desalinhamentos.

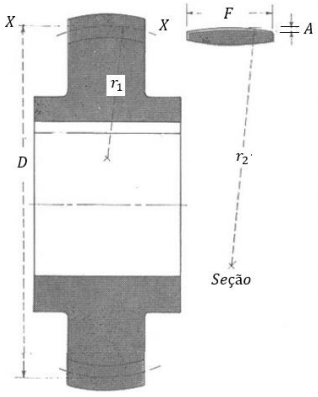


Figura 2.6 Estrais com dentes coroados (DUDLEY, 1957)

Os raios mostrados na Figura 2.6 podem ser obtidos a partir das Equações (1) e (2) (DUDLEY, 1957)

$$r_1 = 0{,}90(D/2\,)(tan\phi) \quad (1)$$

onde:

r_1 = Raio de coroamento do topo do dente [m];

D = Diâmetro primitivo [m];

ϕ = Ângulo de pressão [graus].

E r_2 pode ser obtido por:

$$r_2 = \frac{r_1}{tan\phi} \quad (2)$$

onde:

r_2 = Raio de coroamento lateral do dente [m]

r_1 = Raio de coroamento do topo do dente [m]

Se a estria é totalmente coroada, o contato ficará bastante próximo ao centro do dente mesmo quando as estrias se encontrarem por meio de um ângulo considerável. Se apenas um ligeiro desalinhamento é esperado, a curvatura dos dentes deve ser reduzida, desde que a dimensão seja maior que a quantidade $\frac{\mathrm{BF}}{2}$.

Onde:

B = Desalinhamento entre as estrias [m/m];

F = Largura nominal de face [m].

Quando a coroa é especificada pelo método de altura de coroa, o raio aproximado r_2, pode ser calculado pela equação seguinte:.

$$r_2 = \frac{F^2}{8A} \quad (3)$$

onde:

A = Altura de coroa [m].

A Figura 2.7 mostra uma comparação entre um eixo estriado sem coroamento (esquerda da figura) e o outro com coroamento (a direita da figura).

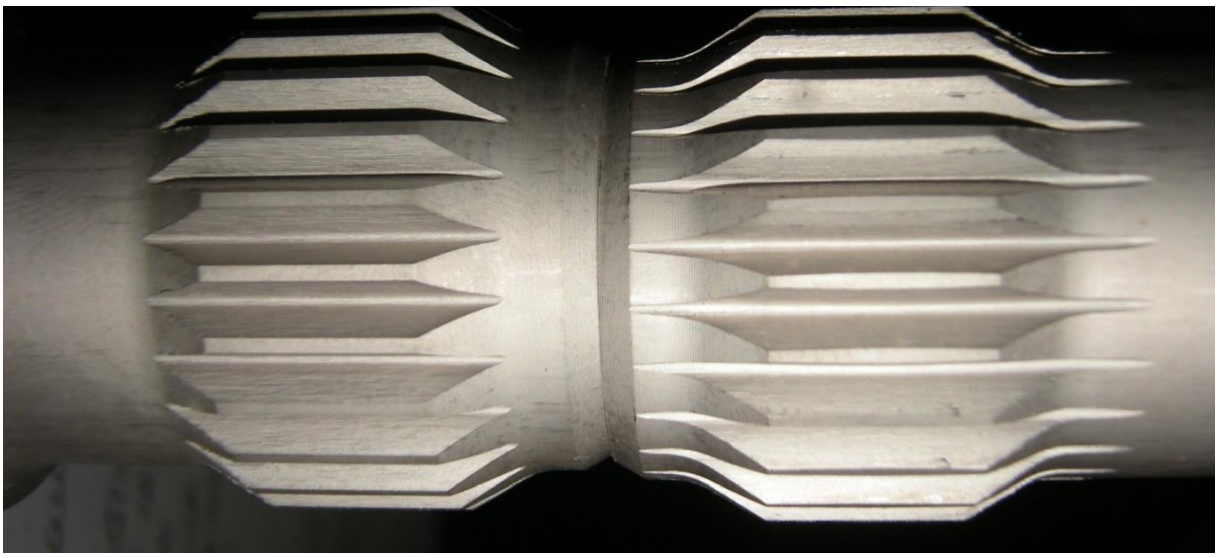


Figura 2.7 Comparação entre estrias sem e com coroamento (CUFFARO, CURÀ e MURA, 2014)

2.3 MECANISMOS DE FALHA NAS ESTRIAS

Diagnósticos corretos de falha em estrias são vitais para um projeto adequado. Existem inúmeras falhas possíveis que podem ocorrer em componentes estriados, por exemplo: o cisalhamento do eixo, cisalhamento do dente na linha do diâmetro primitivo, quebra dos dentes na raiz que é similar ao que acontece em dentes de engrenagens, desgaste superficial dos dentes devido às elevadas tensões de contato e ruptura do cubo estriado internamente.

Um dos tipos de falha previsto pelas normas de projeto é a falha em que ocorre o cisalhamento do eixo, essa falha ocorre na seção transversal do eixo, falha essa que pode ser vista na Figura 2.8.

Figura 2.8 Cisalhamento em eixo de transmissão (AUTOMIDIA, 2014)

Uma outra possibilidade é a fratura dos dentes, na maioria das vezes que este tipo de falha ocorre devido a iniciação de trincas. Este tipo de falha pode ser visto na Figura 2.9.

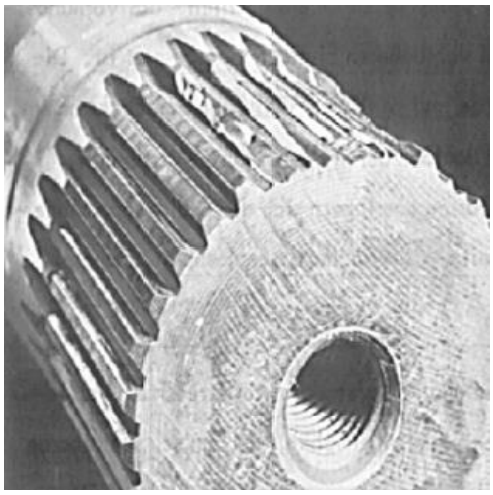


Figura 2.9 Falha por fratura nos dentes da estria (SHEN, 2012)

Os dentes das estrias raramente falham por fadiga de flexão como acontece nos dentes de engrenagem, pois os dentes das estrias são mais curtos e apresentam faces mais largas. O dente de engrenagem também está sujeito a carregamento de fadiga no qual ele recebe um pico de carregamento a cada revolução, ao contrário dos dentes das estrias que estão sujeitas a um carregamento mais homogêneo a cada revolução, o carregamento é distribuído entre os dentes. A Figura 2.10 mostra o início da quebra do dente na raiz do estriado.

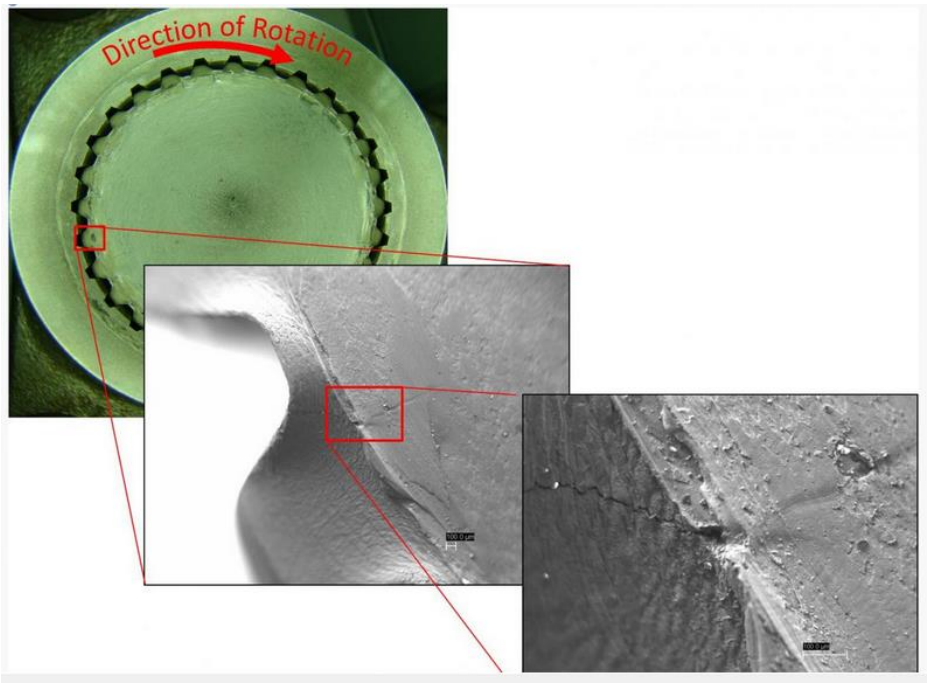


Figura 2.10 Quebra dos dentes na raiz (AUTOMIDIA, 2014)

Geralmente as estrias fixas, aquelas que não apresentam movimento relativo entre os contatos e possuem pequeno ângulo de desalinhamento, não apresentam desgaste superficial proveniente das tensões de contato. Entretanto, as estrias deslizantes, aquelas que apresentam movimento relativo entre os contatos e elevado ângulo de desalinhamento, geralmente apresentam desgaste superficial. Isso ocorre porque o movimento relativo dos dentes internos e externos causam desgaste.

Na Figura 2.11 é mostrado o desgaste superficial em um eixo estriado.

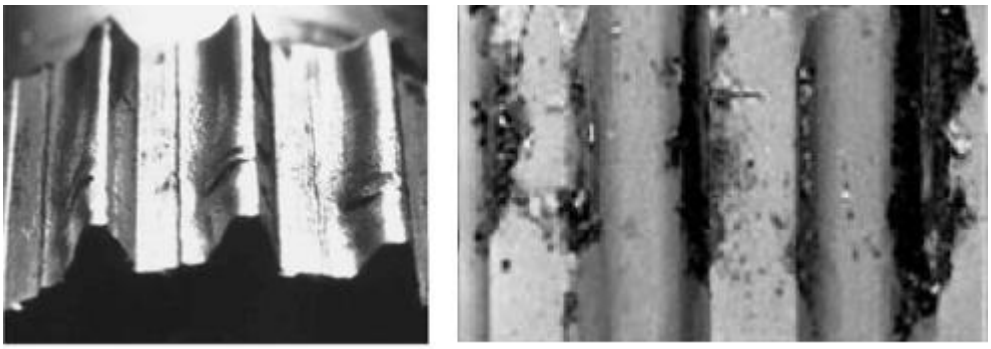


Figura 2.11 Desgaste da superfície de contato (SHEN, 2012)

Eixos internamente estriados (cubos) tendem a romper por causa dos três diferentes tipos de tensões de tração que são:

- A tensão de ruptura causada pela força radial que atua na linha primitiva
- Tensões de ruptura causadas por uma força centrifuga
- Tensões causadas por uma força tangencial na linha primitiva

A Figura 2.12 mostra o rompimento de um cubo estriado.

Figura 2.12 Ruptura do cubo (AUTOMIDIA, 2014)

Entretanto, um fenômeno que não é abordado por nenhum dos métodos previsto nas bibliografias referente ao projeto de acoplamento de eixos e cubos estriados é a consideração da presença de desgaste superficial causado pelo fenômeno denominado de *fretting*. Este fenômeno faz com que a superfície do acoplamento, onde ocorre contato, seja desgastada ou que trincas sejam iniciadas na superfície. No capítulo seguinte serão abordadas as falhas de *desgaste por fretting* e *fadiga por fretting*, os quais são classificados como os principais causadores de falhas em junções do tipo estriada.

3 MODOS DE FALHA POR FRETTING

3.1 INTRODUÇÃO

Um estudo sobre o *fretting* é importante, pois a sua ocorrência é frequente em acoplamentos do tipo estriado, este mecanismo por sua vez é um dos principais causadores de falhas nos eixos, pois ele diminui drasticamente a vida útil de uma estrutura. Testes experimentais têm mostrado que a ocorrência da fadiga por *fretting* pode produzir uma redução de até 90% na resistência à fadiga de um material metálico (MCDOWELL, 1953).

Proposta por Waterhouse (1972), uma possível definição de *fretting* é o movimento de deslizamento oscilatório de pequena amplitude entre duas superfícies que estão em contato. Ele ocorre devido à alta frequência e baixa amplitude de movimento oscilatório induzido por vibrações que são comuns em máquinas rotativas.

Normalmente, o movimento é o resultado de vibrações externas, mas em muitos casos, é a consequência de um dos membros do contato ser submetido a um estresse cíclico, ou seja, a fadiga, o que dá origem a outro aspecto geralmente mais prejudicial de *fretting*, ou seja, o início precoce de trincas por fadiga. Isso é chamado de *fadiga por fretting* ou *fadiga de contato*. Trincas de fadiga também podem ser iniciadas na ausência de um esforço cíclico aplicado externamente, podendo ocorrer nas superfícies de contato que estão sob uma carga normal muito elevada ou onde existe um esforço de tensão estática em uma das superfícies. O aparecimento do *fretting* é geralmente encontrado em componentes que estão sujeitos a receber elevadas tensões de contato, como em rasgos de chavetas e eixos estriados (LINDLEY e NIX, 1992). Há casos em que o movimento não é simplesmente tangencial, mas é complicado pela força normal também oscilante, na medida em que as superfícies perdem o contato em cada ciclo. Isto leva a um efeito de impactos cíclicos o que é denominado *fadiga de impacto*. Neste caso, a relação de fase entre os dois movimentos pode ser um fator importante.

Segundo Dobromirski (1992) até 50 fatores podem governar o comportamento de fretting e a quantificação dos seus efeitos e de sua interação ainda precisa ser determinada. Foi sugerido que as variáveis podiam ser separadas em variáveis primárias e secundárias, com as variáveis primarias, sem dúvida, sendo os principais fatores de controle para fadiga fretting. As variáveis consideradas principais geralmente são:

- Magnitude e distribuição de pressão de contato;
- Coeficiente-de-fricção;
- Amplitude de deslizamento.

E algumas das variáveis secundárias são:

- A combinação de material particular;

- Condição de acabamento das superfícies;
- As forças de atrito e tensões superficiais;
- Frequência cíclica;
- Temperatura;
- Meio ambiente.

Tomlinson (1927) realizou a primeira investigação do processo e projetou duas máquinas para a produção de pequena amplitude de movimento. Ele estabeleceu que o dano pode ser causado por movimentos com amplitudes tão pequenas como alguns milionésimos de uma polegada, aproximadamente 125 nanômetros, esse movimento relativo entre as partes foi chamado de deslizamento.

Em montagens mecânicas envolvendo contato e sujeitas a cargas oscilatórias ou tensões cíclicas, dois fenômenos podem surgir como consequência: o desgaste superficial dos corpos em contato, originando o denominado *desgaste por fretting*, no qual fragmentos de metal são arrancados dos corpos em contato formando partículas de óxidos que, pela maior dureza em relação à maioria dos metais de origem encontrados na engenharia, causam desgaste. Uma das consequências imediatas do processo de *fretting* em condições atmosféricas normais é a produção de detritos provenientes da oxidação dos componentes envolvidos. O segundo fenômeno diz respeito à nucleação de trinca na região de contato provocando a redução na resistência à fadiga do componente submetido ao carregamento cíclico. Este processo é denominado *fadiga por fretting*.

3.2 *DESGASTE POR FRETTING*

Nesta seção será mostrada a importância de se estudar o *desgaste por fretting* em acoplamentos do tipo estriado. Primeiramente serão introduzidos as principais formas de desgaste e o fenômeno de *desgaste por fretting*. Em seguida uma abordagem a respeito da consideração do *desgaste por fretting* mostrar-se como uma falha importante para as junções estriadas.

3.2.1 Principais tipos de desgaste

Uma forma comum de definir o desgaste é a retirada de material de forma progressiva de uma superfície que está em contato com outra superfície ou um fluido lubrificante.

Segundo Suh (1973) o desgaste dos metais é um fenômeno complexo. Ele depende das condições em que o desgaste ocorre e das propriedades dos materiais deslizantes.

Existem vários mecanismos de desgaste que têm sido considerados, são eles: desgastes adesivo, abrasivo, corrosivo e *desgaste por fretting*. Entretanto dois tipos são mais comuns, o desgaste adesivo e o desgaste abrasivo. O terceiro tipo é o degaste corrosivo, onde a camada da superfície é ciclicamente corroída e removida devido ao desalinhamento entre as superfícies. O último fenômeno relatado é o

chamado *desgaste por fretting*, também conhecido como *corrosão por atrito*. Este tipo de desgaste é classificado como o desgaste adesivo, mas geralmente inclui também aspectos característicos de desgaste abrasivo e corrosivo.

- **Desgaste Adesivo**

As superfícies de materiais metálicos são caracterizadas por um certo grau de rugosidade superficial. A rugosidade corresponde a cerca de alguns mícrons em superfícies semiacabadas e décimos ou centésimos de mícron no caso de superfícies que recebem algum tipo de acabamento.

Elevadas pressões de contato e o calor local gerado pelo atrito causa aumentos de temperatura significativas em áreas menores, fazendo que surja uma condição propícia para a formação de micro soldagens. Sendo assim, o movimento de deslizamento contínuo leva a ruptura das áreas micro soldadas. O processo que continua ciclicamente com a formação e a subsequente ruptura das partes soldadas ou as partes do material circundante, pode deteriorar rapidamente e de forma irreversível o componente.

O desgaste adesivo pode ser visto como uma expressão localizada do fenômeno de micro soldagem. Os processos de soldagem e de quebra das superfícies ásperas faz com que o metal seja transferido de uma superfície para outra. Quando porções extensas de áreas soldadas são encontradas sobre as superfícies de contato ocorre uma redução no deslizamento relativo.

Na Figura 3.1 é mostrada uma representação esquemática do desgaste adesivo.

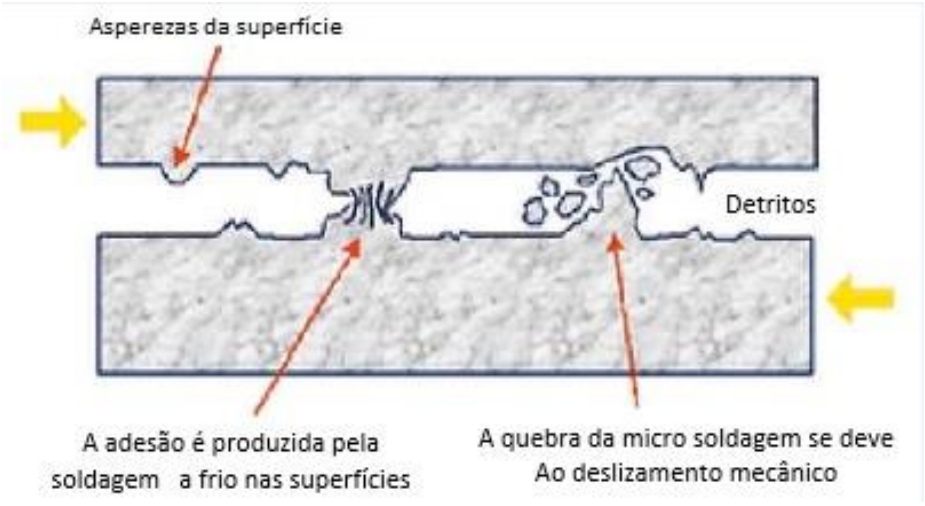


Figura 3.1 Esquema de desgaste adesivo (Adaptado de FL SELENIA S.P.A., 2007)

- **Desgaste abrasivo**

A principal característica do desgaste abrasivo é a presença de óxidos que tendem a arranhar a superfície de contato e faz com que ela fique com uma aparência de enferrujada e com uma coloração avermelhada.

A oxidação do aço ocorre devido a presença do ar ou de outras substâncias que contenham oxigênio em sua composição. Outro tipo de formação de óxidos que deve ser considerado é que o lubrificante pode se decompor em produtos nocivos que podem diminuir a distribuição de lubrificante sobre as superfícies.

Para evitar a formação destas substâncias abrasivas deve ser assegurada uma lubrificação constante dos componentes e o deslizamento deve ser evitado. Uma solução possível pode ser o revestimento com substâncias tais como a prata, o cobre ou níquel, o desgaste não é completamente eliminado, entretanto a vida útil do componente é elevada.

A Figura 3.2 mostra de forma esquemática o desgaste abrasivo

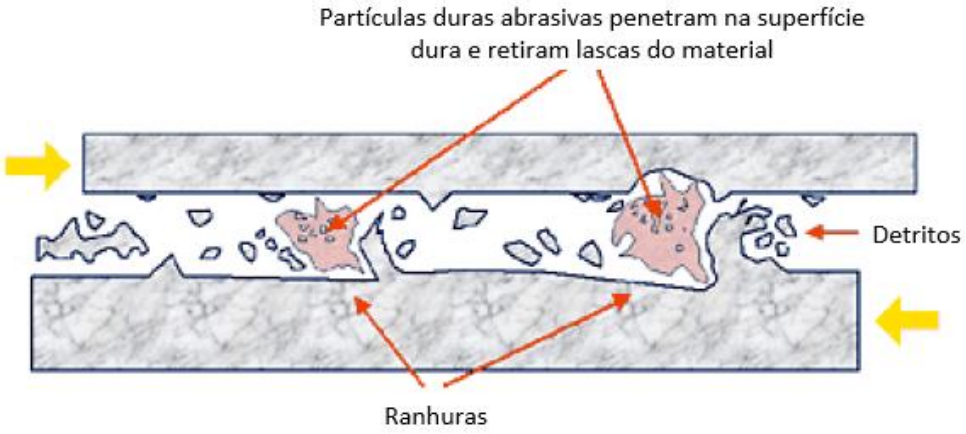


Figura 3.2 Esquema de desgaste abrasivo (Adaptado de FL SELENIA S.P.A., 2007)

O desgaste abrasivo pode ocorrer de diferentes formas. O material, ao ocorrer o deslizamento, pode ser cortado por pequenas arestas irregulares presentes na superfície ou por detritos que se soltam da mesma. Assim sendo observado o desgaste na superfície devido a formação de ranhuras. Quando o material desgastado é frágil podem ocorrer pequenas fissuras sobre a superfície. No caso de um material dúctil estar sujeito à abrasão por partículas sem cantos de corte, esta ação pode levar o material a sofrer desgaste devido a deformações repetitivas. Outro mecanismo é o *pull-out*, que é a expulsão das partículas da superfície do material. Este mecanismo é muito comum em materiais cerâmicos onde o grão limite é relativamente fraco, assim os grãos removidos tornam-se detritos.

3.2.2 Fenômeno de *desgaste por fretting*

Existe uma grande dificuldade de prevenir o *desgaste por fretting*, pois ele está ligado as tensões de contato cíclicos de pequena amplitude. Muitas das vezes o desgate pode ser associada a virbações provocadas pelo funcionamento dos elementos de máquinas durante a operação e da estrutura durante o serviço. Assim, durante o tempo de funcionamento as vibrações resultam em tensões de cisalhamento cíclico fazendo com que ocorra um escorregamento entre as superficies de contato.

O fenômeno de *fretting* foi observado pela primeira vez nas garras de um mecanismo para o teste de fadiga simples por Eden et. all (1911). A presença de *fretting* é muitas vezes inesperada e causa uma redução na vida do componente. O entendimento de *fretting* é complicado, pois requer o estudo do atrito presente na interface de contato.

O *desgaste por fretting* pode ser entendido como um caso especial de desgaste adesivo, visto que o *fretting* é um fenômeno associado ao movimento de deslizamento de pequena amplitude, entretanto inclui aspectos do desgaste corrosivo e abrasivo.

O movimento de oscilação provoca a erosão de camadas superficiais, expondo novas áreas para aos fenômenos de micro soldagem e a quebra de pequenos pedaços da superficie. O dano resultante pode consistir em uma simples descoloração da superfície, formação de crateras na superfície ou na remoção de uma quantidade considerável de material.

Os lubrificantes caracterizados por uma baixa viscosidade e alta resistência tendem a reduzir a intensidade do *fretting*, pois eles mantêm a distância o oxigénio, evitando o contato de óxidos com a área de interface e geralmente eles carregam os detritos criado pelo desgaste.

O *desgaste por fretting* é fortemente influenciado pela rugosidade superficial. Quando duas superfícies são postas em contato, as asperezas das superfícies individuais interagem, dando origem a uma resistência ao movimento tangencial.

Os micros deslizamentos podem causar danos à superfície de contato e provocar uma eventual falha de *fadiga por fretting* ou por meio de *desgaste por fretting* causando a perda de ajuste.

3.2.3 *Desgaste por fretting* em eixos estriados

Conexões estriadas podem acomodar desalinhamentos no eixo. É costume usar conexões estriadas quando o desalinhamento entre os eixos é previsto. No entanto, quando ocorre o desalinhamento, a oscilação resultante do movimento relativo entre as ranhuras pode resultar em desgaste significativo e causar sérios danos.

A superfície danificada pelo desgaste provoca perdas na qualidade do ajuste de projeto proposto para os acoplamentos mecânicos, fazendo com que o mesmo opere de forma irregular, caso o desgaste continue uma falha catastrófica pode acontecer.

No caso da existência de desalinhamento entre os contatos o desgaste por fretting sofre um aumento de seus efeitos. Nesse tipo de situação ocorre o aprisionamento dos detritos dentro da região de contato, que em situações reais de uso são comumente encontradas. A formação de detritos é crítica no *desgaste por fretting* principalmente em aplicações em que os eixos estriados são lubrificados, pois quando há um acumulo de detritos ocorre a formação de uma pasta abrasiva que acelera o fenômeno de desgaste, isto no caso da lubrificação não ser feita de forma correta.

Segundo Volfson (1982) os acoplamentos ranhurados são frequentemente citados como montagens complexas que estão sujeitas frequentemente a falhas tanto por desgaste quanto por fadiga. As condições de carregamento podem afetar tanto o *desgaste por fretting* quanto a *fadiga por fretting* (LEEN, 2001).

O *desgaste por fretting* é tipicamente mais gradual e progressivo, se comparado com os mecanismos de falha por fadiga. No entanto, merece ser estudado, pois ele pode aumentar significativamente os custos em sistemas que exigem ajustes apertados para a montagem e perfeito funcionamento dos seus componentes, como é o caso dos eixos estriados usados na indústria aeronáutica.

3.3 *FADIGA POR FRETTING*

O efeito que o *fretting* poderia ter sobre as propriedades de fadiga foi investigado pela primeira vez por Warlow-Davies (1941), que produziu os danos por *fretting* sobre o comprimento de bitola de amostras de aço ensaiadas sob fadiga e encontrou uma subsequente redução na resistência à fadiga causada pela corrosão da superfície, esta redução na resistência estava entre 13 e 17%. Esse resultado era esperado, porém investigações posteriores, particularmente por McDowell (1953), mostraram que a ação conjunta de *fretting* e fadiga era muito mais perigosa, e que produziam fatores de redução de resistência. Segundo Houghton (2009), *fadiga por fretting* é associada ao pequeno deslocamento relativo (tipicamente < 100 μm) entre os elementos em contato.

O *fretting* geralmente acelera o processo de iniciação de trincas. Em fadiga, na ausência de *fretting*, o início da trinca ocorre após 90% de vida em fadiga, ao passo que em *fadiga por fretting* a iniciação pode ocorrer em apenas 5% ou menos da vida em fadiga. Estudos mostraram que a taxa de propagação da trinca é fortemente aumentada nos estágios iniciais de crescimento (SATO, FUJII e KODAMA, 1986).

3.3.1 Ocorrência da *fadiga por fretting*

A *fadiga por fretting* é um modo de falha recorrente em projetos de engenharia, podem ser citados diversos casos em que engenheiros se deparam com este fenômeno, como em estruturas aparafusadas ou rebitadas que são submetidas a cargas flutuantes, em linhas elétricas construídas por cabos formados por fios de alumínio utilizados como condutores que devido ao fluxo de ar causam uma flutuação de tensão que possibilita a ocorrência de *fretting* devido aos contatos dos fios entre si e dos fios com o grampo de suspensão.

No caso dos acoplamentos estriados, que são projetados para atender a pequenos desalinhamentos na junção, a presença de fadiga por fretting é esperada, principalmente em eixos que possuem tensões alternadas. A Figura 3.3 mostra uma trinca de *fadiga por fretting* em um eixo estriado.

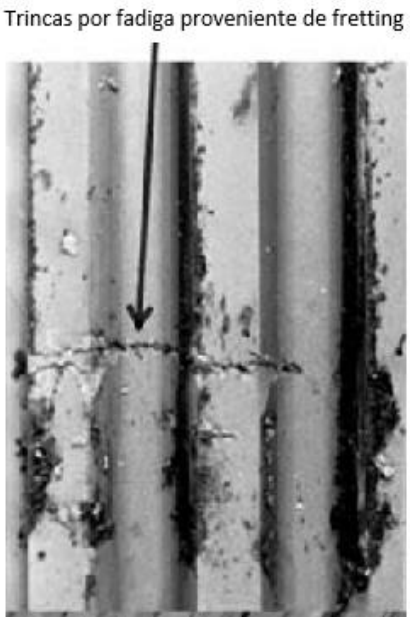


Figura 3.3 Trincas proveniente de *fadiga por fretting* em estrias (SHEN, 2012)

3.3.2 Iniciação e propagação de trincas por fadiga

Investigações experimentais de *fadiga por fretting* propõem que os corpos de prova estejam sob a influência de tensões cíclicas resultando em deslizamento entre o dispositivo de *fretting* e a amostra.

Basicamente, há duas situações que podem ser identificadas no fenômeno de fretting: deslizamento parcial e deslizamento total. Isto é explicado pela análise de Mindlin (1949) mostrada na figura a seguir.

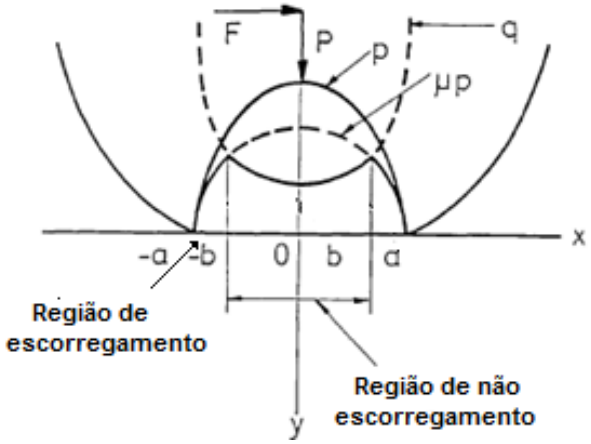


Figura 3.4 Diagrama de Mindlin (Adaptado de WATERHOUSE, 1981)

O esquema representa uma esfera (aplicando-se igualmente a um cilindro) carregada contra uma placa plana com carga *P*. A distribuição da tensão de carga normal na região de contato circular é representada por um hemisfério com um valor máximo no centro P_{max}, e zero nas extremidades. Há também uma tensão de cisalhamento *q*, que é teoricamente infinita no perímetro e apresenta um mínimo no centro.

O movimento imposto por uma força tangencial é dificultado pela força de atrito μp, para μ constante e menor que a unidade. Quando μp é inferior a q, ocorre deslizamento, mas na região central, onde μp é maior do que q, não ocorre deslizamento, dando origem a uma região bloqueada. A validade essencial da análise de Mindlin foi verificada experimentalmente por Johnson (1955), que, através da imposição de uma força tangencial alternada, $\pm F_t$, foi capaz de identificar o anel de deslizamento que resultou pelo dano por *fretting*. Quando a magnitude de F_t é elevada a região bloqueada diminui de tamanho, até o deslizamento total acontecer sobre toda a área de contato.

Na maioria dos casos práticos de *fadiga por fretting*, o regime de deslizamento parcial é obtido. Acontece que esta é a situação mais provável para fissuras de fadiga serem iniciadas. A força tangencial está relacionada com a amplitude do movimento imposto, tornando-se constante quando ocorre deslizamento total. Quando deslizamento total acontece, o desgaste torna-se a característica predominante e o início da propagação de uma trinca é menos provável. A explicação dada é que os núcleos de trinca estão desgastando-se continuamente, e a acumulação de detritos pode permitir que o movimento seja retomado dentro da camada de detritos podendo atuar como uma forma de lubrificante sólido, uma situação denominada de *velocity accommodation* encontrado no trabalho de Godet (1984).

A posição em que se desenvolve uma trinca depende da natureza do contato. Em superfícies pontiagudas sob alta carga normal e tensões de tração-compressão, a trinca é invariavelmente iniciada. Sob baixa carga normal em tração-compressão e flexão alternada, as trincas são iniciadas na fronteira de escorregamento e não escorregamento na região de contato.

A forma do corpo de prova também tem uma influência sobre o local de iniciação. Sempre que o espécime tem uma secção transversal retangular, os cantos de 90° apresentam uma concentração de tensões associada à eles e por isso, é de esperar que a fissura seja iniciada nesta região, caso as regiões de contato se estendam até a borda do corpo de prova e além, surgindo assim uma trinca de canto.

Segundo Waterhouse (1981), taxas de crescimento de trinca podem ser determinadas por: (a) contagem de platôs na superfície da fratura; e (b) observação direta sobre a lado da amostra, método de queda de potencial, emissão acústica, e seccionamento sucessivo de espécimes que sofreram *fadiga por fretting*, feitos para diferentes proporções de suas vidas em fadiga. Todos estes métodos indicam que a taxa de crescimento da fissura é acelerada na fase inicial, até um comprimento de 30-60 µm, dependendo das condições de carga e o material.

Uma observação interessante feita no teste de dois estágios, testes esses que visam determinar a influência da presença ou não do *fretting* nos testes de fadiga, é que em certos casos a remoção do dispositivo causador de *fretting* leva à falha precoce em fadiga, ao contrário do que se o processo de *fretting* fosse mantido de forma contínua. Quando o processo de *fretting* é mantido em posição durante todo o ensaio, a vida apresenta-se com mais de 10^5 ciclos, porém se o dispositivo *fretting* for removido após 3 x 10^4 ciclos, a vida total mostra-se de apenas 6 x 10^4 ciclos, sendo esse teste realizado sem lubrificação. Quando o teste é realizado na presença de óleo a vida é sempre mais longa, entretanto se o

teste for realizado na presença de *fretting* submetido à lubrificação por óleo a vida apresenta-se quase invariável. A razão é que a pressão de aperto sobre os dispositivos submetidos ao *fretting* resulta em uma tensão de compressão na ponta da trinca que retarda o seu progresso. O retardo é uma função da carga de aperto submetida, ou seja, quanto menor o carregamento de aperto menor será a vida total

4 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DA BANCADA

Em uma análise preliminar da bancada de testes de junções estriadas é possível determinar os elementos essenciais para o seu funcionamento. Para a realização dos ensaios é necessário a presença de um motor elétrico, o qual fornecerá potência às junções a serem testadas. Para restringir o torque fornecido pelo motor é indispensável o uso de um dinamômetro. Os ensaios realizados deverão apresentar dados para a avaliação do teste, assim o uso de sensores é de extrema importância. No teste os parâmetros a serem monitorados são: número de ciclos e o torque restringido pelo dinamômetro.

4.1 MOTORES ELÉTRICOS

Motores elétricos são a base de funcionamento de muitos aparelhos do cotidiano, sendo os responsáveis por transformar energia elétrica em energia mecânica. Essas máquinas podem ser selecionadas para os mais variados tipos de aplicação, apresentando-se em diversas dimensões de acordo com a potência e o torque requerido.

Os motores elétricos podem ser classificados em dois tipos básicos, aqueles que operam a partir de uma fonte de corrente continua (CC/DC) e aqueles que são alimentados por corrente alternada (CA/AC). Os motores que operam em corrente alternada são os mais utilizados, pois geralmente podem ser ligados diretamente na rede sem muitas complicações na ligação elétrica.

4.1.1 Motores de corrente contínua

São motores que apresentam um custo mais elevado, além disso, precisam de uma fonte de corrente contínua, ou de um dispositivo que converta a corrente alternada comum em contínua. Podem funcionar com velocidade ajustável entre amplos limites e se prestam a controles de grande flexibilidade e precisão. Por isso, seu uso é restrito a casos especiais em que estas exigências compensam o custo muito mais alto da instalação e da manutenção.

4.1.2 Motores de corrente alternada

São os mais utilizados, pois a distribuição de energia elétrica é feita normalmente em corrente alternada. Os principais tipos são:

- **Motor síncrono**

Funciona com velocidade fixa, ou seja, sem interferência do escorregamento. Esse tipo de motor é utilizado normalmente para grandes potências (devido ao seu alto custo em tamanhos menores). Existem algumas vantagens inerentes aos motores síncronos que os tornam particularmente indicados para alguns tipos de acionamentos.

1- O rendimento do motor síncrono é maior que o do motor assíncrono equivalente, particularmente em baixas rotações.
2- A rotação é constante com a frequência de alimentação.

Motores síncronos são encontrados entre 80 e 3600rpm. Isto permite que o motor seja diretamente acoplado à carga, mesmo em baixas rotações, (LOBOSCO e DIAS, 1988).

As vantagens acima apontadas tendem a ser mais expressivas à medida que aumenta o tamanho dos motores. Em geral, motores síncronos começam a ser industrialmente importantes a partir de cerca de 300cv, sendo quase que exclusivos em potencias superiores a 15.000cv (LOBOSCO e DIAS, 1988).

- **Motor assíncrono**

Funciona normalmente com uma velocidade constante, que varia ligeiramente com a carga mecânica aplicada ao eixo. Atualmente é possível o controle da velocidade dos motores de indução com o auxílio de inversores de frequência.

Dentre os motores (AC) o motor de indução é o mais utilizado, pois combina as vantagens da utilização de energia elétrica proveniente das concessionárias, baixo custo, facilidade de transporte, simplicidade de comando e ótimo rendimento. Sendo assim, adequados para quase todos os tipos de máquinas acionadas encontradas na prática. Entretanto, há de se destacar que o motor de indução ideal está numa faixa de velocidade entre 900 e 1800rpm, e com potências inferiores a alguns milhares de kW (LOBOSCO e DIAS, 1988).

4.2 DINAMÔMETRO

Para o teste do eixo estriado se faz necessário a utilização de um dinamômetro para gerar um carregamento que se opõem ao carregamento fornecido pelo motor. Para realizar essa tarefa existem diferentes tipos de dinamômetros.

O dinamômetro é o equipamento capaz de medir a força ou torque de um motor em suas diversas condições de funcionamento. Ao manter a rotação do eixo constante, têm-se que o torque resistivo deve possuir igual magnitude e sentido oposto em relação ao torque gerado pelo motor. Dessa forma, é simples verificar que o dinamômetro nada mais é do que uma ferramenta capaz de quantificar o torque gerado por um motor.

Ele atua como um freio impondo diferentes valores de carga. A seleção do dinamômetro é de fundamental importância, pois as possíveis variações de carregamento serão impostas pelo mesmo. Ele deve ser versátil do ponto de vista de controle das cargas desejadas para o ensaio. A sua seleção deve levar em consideração a sua influência na medição de diversas grandezas. Essa medição pode ser efetuada por diferentes tipos de dinamômetros, cada um deles possui uma característica diferente de funcionamento. Os dois tipos mais utilizados serão a seguir brevemente apresentados.

4.2.1 Dinamômetro hidráulico

Segundo Pereira (1999), o dinamômetro hidráulico é um dispositivo destinado à medição e absorção de energia de uma fonte motora capaz de acioná-lo. Para absorver a energia e realizar a troca do calor gerado no processo, é necessário fornecer um fluxo continuo de água. Este tipo de dinamômetro geralmente é utilizado para testes de potência em motores automobilísticos.

Inventado pelo engenheiro britânico William Froude em 1877, com a finalidade de produzir uma máquina capaz de absorver e medir o torque produzido por grandes motores navais (HOFMANN, 2013). Eles são conhecidos por sua capacidade de absorver potências elevadas, são leves e relativamente compactos e os custos de produção relativamente baixos em comparação com outros tipos de dinamômetros.

Suas principais desvantagens são o seu elevado período de estabilização, se comparado aos outros tipos de dispositivo, e que requerem um fornecimento constante de água para o resfriamento.

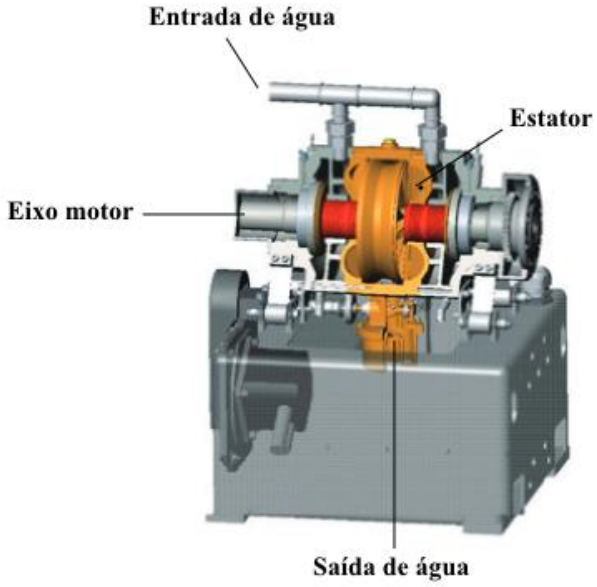


Figura 4.1 Dinamômetro hidráulico (TOMINAGA, 2010)

O funcionamneto consiste na entrada de água na camara que contem os estatores, a água é adicionada até que o eixo motor seja mantido a uma rotação constante, esse controle é feito através da regulagem de válvulas. Em seguida, a água é mantida neste nível,entretanto e substituído de forma contínua por drenagem constante,pois é necessário trocar o calor gerado pela absorção de potência fornecida pelo motor.

O princípio de medição de potência do dinamômetro baseia se na medição do torque de reação da carcaça em conjunto com a velocidade angular do sistema em teste. A medição de torque será feita indiretamente através da medição da força aplicada em uma célula de carga por um braço de alavanca conectado à

carcaça. O valor da força medida é multiplicado pelo comprimento do braço de alavanca e fornece o torque aplicado pelo motor

4.2.2 Dinamômetro de correntes parasita

Segundo Souza (2005), o funcionamento dos dinamômetros de corrente parasita, também chamados de freios eletromagnéticos, está baseado na criação de correntes elétricas que se originam dentro de uma massa metálica condutora inserida dentro de um campo magnético variável.

Um campo magnético, paralelo ao eixo do dinamômetro, é gerado por duas bobinas e, a partir do movimento do eixo, variações do fluxo magnético das placas que constituem o trocador de calor ocorrem. Consequentemente, correntes passam a percorrer as placas e a energia proveniente das deste processo é dissipada na forma de perdas elétricas. Esta energia dissipada é transferida em forma de calor, para o fluido do sistema de arrefecimento (CEZAR, 2012).

Na Figura 4.2 é ilustrado de forma simplificada o esquema de montagem de um do freio eletromagnético.

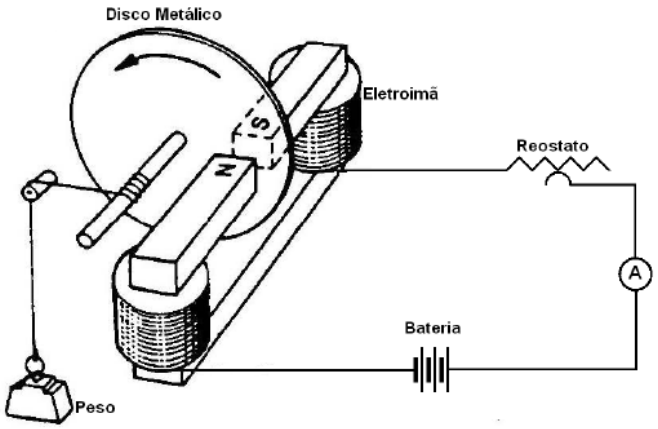


Figura 4.2 Esquema da ilustrativo de um freio eletromagnético (SOUZA, 2005)

Visto no trabalho de Cezar (2012), o funcionamento dessas máquinas faz uso do princípio de indução eletromagnética para assim, serem capazes de produzir torque e dissipar energia. Esses dinamômetros são compostos por um rotor metálico condutor, geralmente dentado, muito próximo a placas refrigeradas por um fluido.

Para controlar o torque resistido pelo dinamômetro é feito um controle através da variação de corrente fornecida às bobinas. Com isso, este tipo de dinamômetro, é capaz de gerar rápidas mudanças nos valores de torque. Esses equipamentos são bastante robustos e simples de serem controlados. Além disso possuem baixa inércia e são capazes de gerar grandes magnitudes de torque e velocidade.

Os freios eletromagnéticos são atualmente muito empregados, mesmo com o preço do equipamento sendo mais elevado que os freios hidráulicos, pois são dispositivos compactos e baixa

inércia para potências baixas e médias, bom controle e velocidade de resposta permitindo ciclos transientes e boa relação custo/benefício para potências baixas e médias.

4.3 MULTIPLICADOR DE TORQUE

Ao ensaiar um estriado é interessante poder avaliar o componente sobre a ação de diversos carregamentos de torque e velocidades de rotação. Assim, a necessidade de selecionar ou projetar um sistema que seja capaz de variar o torque se faz presente no desenvolvimento deste trabalho. Esse dispositivo deve ser capaz de proporcionar uma distribuição de torque escalonada e atingir um torque elevado.

Os redutores por engrenagens (Figura 4.3) possuem a capacidade de transmitir torques elevados com grande confiabilidade, sendo utilizados na maioria dos casos em que se deseja reduzir a velocidade de rotação, como em automóveis ou em máquinas operatrizes.

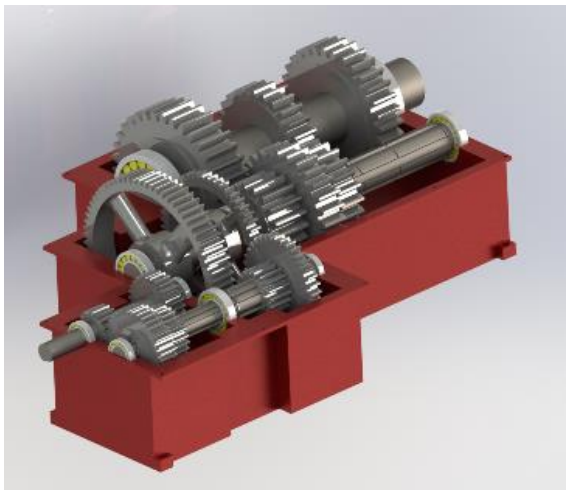


Figura 4.3 Redutor de velocidade

4.4 CONTADOR DE CICLOS

4.4.1 Encoders

De acordo com a THOMAZINI et all (2005), encoder é um dispositivo eletromecânico que conta ou reproduz pulsos elétricos a partir do movimento rotacional de seu eixo. Pode ser definido também como um transdutor de posição angular. A sua utilização pode ser feita em conjunto com contadores, tacômetros, controladores lógicos programáveis ou conversores de frequência para sinais analógicos. Fornecem medidas e controles precisos em velocidades de rotação, velocidades lineares, posicionamentos angulares, volumes ou vazões de produtos líquidos, robótica e outras aplicações em processos diversos. Existem dois tipos de encoder: incremental e absoluto.

- **Encoders incrementais**

O encoder incremental fornece normalmente dois pulsos defasados em 90º, que são chamados usualmente de canal A e canal B. A leitura de apenas um canal fornece somente a velocidade, enquanto que a leitura dos dois canais fornece também o sentido do movimento. Um outro sinal chamado de Z ou zero também está disponível e ele fornece a posição absoluta "zero" do encoder. Este sinal é um pulso em que a fase e a largura são as mesmas do canal A. A resolução do encoder incremental é dada por pulsos/revolução (normalmente chamado de PPR), isto é, o encoder gera uma certa quantidade de pulsos elétricos por uma revolução (no caso de um encoder rotativo). Para determinar a resolução basta dividir o número de pulsos por 360º. A precisão do encoder incremental depende de fatores mecânicos, elétricos e ambientais, que são: erros na escala das janelas do disco, excentricidade do disco, excentricidade das janelas, erro introduzido na leitura eletrônica dos sinais, temperatura de operação e nos próprios componentes transmissores e receptores de luz (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

.

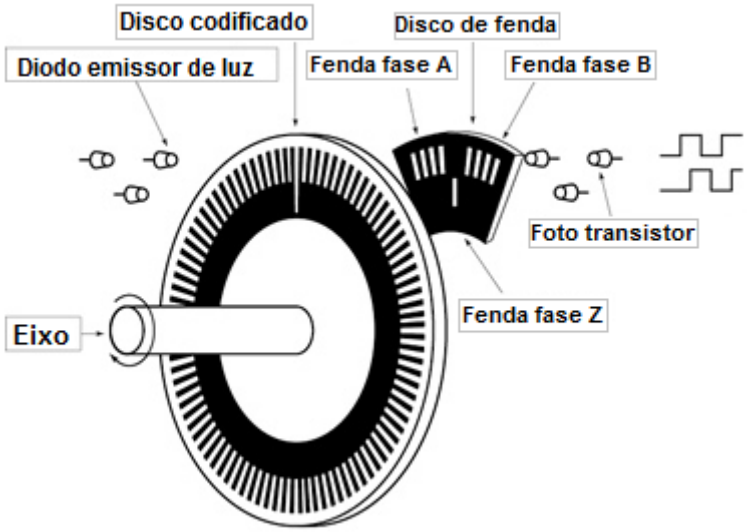


Figura 4.4 Esquema de montagem de um encoder incremental (TAMAGAWA SEIKI LTD)

- **Encoders Absolutos**

O princípio de funcionamento de um encoder absoluto e de um encoder incremental é bastante similar, isto é, ambos utilizam o princípio das janelas transparentes e opacas, com estas interrompendo um feixe de luz e transformando pulsos luminosos em pulsos elétricos. O encoder absoluto possui um importante diferencial em relação ao encoder incremental: a posição do encoder incremental é dada por pulsos a partir do pulso zero, enquanto a posição do encoder absoluto é determinada pela leitura de um código e este é único para cada posição do seu curso. Consequentemente, os encoders absolutos não perdem a real posição no caso de uma eventual queda da tensão de alimentação (até mesmo se deslocados). Assim ao retorno do funcionamento, o sistema tem sua informação de posição mantida e disponibilizada para o mesmo.

O código de saída é utilizado para definir a posição absoluta do encoder. O código mais empregado é o binário, pois este é facilmente manipulado por um circuito relativamente simples e, com isso, não é necessário nenhum tipo de conversão para se obter a posição real do encoder. O código é extraído diretamente do disco (que está em rotação). O sincronismo e a aquisição da posição no momento da variação entre dois códigos tornam-se muito difíceis.

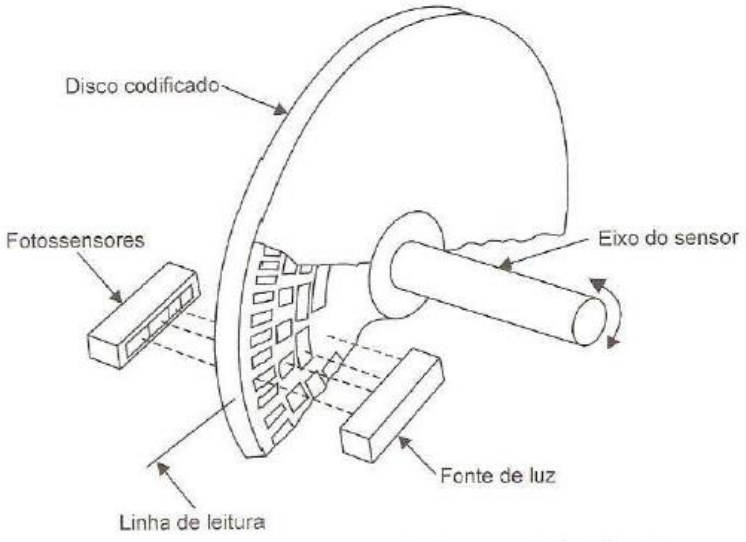


Figura 4.5 Representação de uma zona de múltiplas comutações em um disco encoder (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005)

Para exemplificar, dois códigos binários consecutivos como 0111 e 1000, sendo eles, respectivamente 7 e 8 na base decimal, é possível ver que as variações de 0 para 1 e 1 para 0 ocorrem em todos os bits, e uma leitura feita em altas velocidades no momento da transição pode resultar em um valor completamente errado(Figura 4.5). Para evitar esses erros é utilizado um código binário chamado "Código Gray", que tem a particularidade de alterar somente um bit na comutação de um número para outro.

A resolução do encoder absoluto é dada por contagem/revolução. Os encoders absolutos podem ter sua resolução definida em uma única revolução (*single turn*) ou em várias revoluções (*multi turn*), ou seja, se um encoder é para uma revolução, a cada revolução o valor da contagem é reinicializado, ao contrário de um encoder para várias revoluções onde seu valor só é reinicializado depois de um certo número de voltas (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

4.4.2 Sensor pick-up magnético

De acordo com o catálogo do fabricante TURBTRON (2001), os sensores magnéticos (pick-up magnéticos) são utilizados para enviar sinais para medição e controle de velocidade de equipamentos, tais como: tacômetros, velocímetros, controle de velocidade de motores automotivos, motores estacionários, reguladores de velocidade, entre outras. São desenvolvidos para gerar uma tensão elétrica pulsante. Esse pulso elétrico é gerado quando um objeto magnético passa na extremidade de capitação

do sensor, são capazes de perceber descontinuidades de superfícies ferromagnéticas como rodas dentadas e ressaltos. A construção é relativamente simples, consistem basicamente de um imã permanente e uma bobina, alojados dentro de um invólucro (carcaça) de material não magnético, como o plástico. O aspecto construtivo é mostrado no desenho esquemático da Figura 4.6.

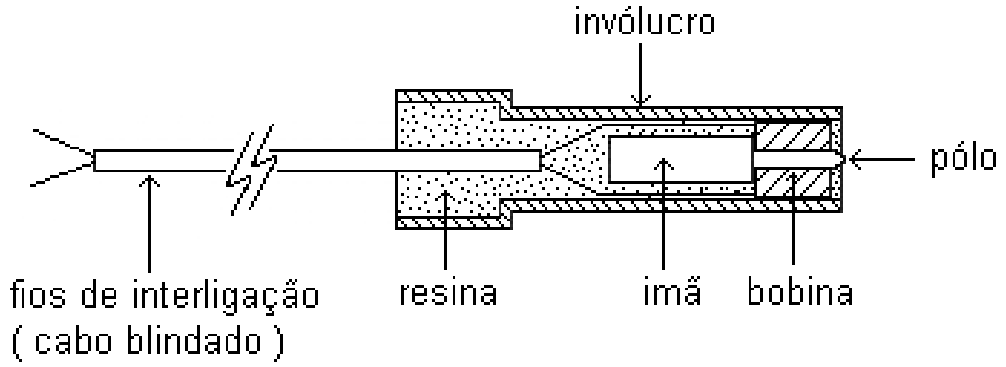


Figura 4.6 Desenho esquemático do sensor magnético (TURBTRON , 2001)

Quando ocorre uma variação entre um campo magnético (gerado pelo imã) e um condutor de energia elétrica (bobina) uma tensão é induzida no condutor elétrico, a tensão induzida é alternada e pulsante. A frequência do sinal elétrico é proporcional à velocidade do material magnético que passa em frente ao polo do sensor, sendo convertida pelo regulador de velocidade em sinal que descreve com precisão a velocidade da unidade em movimento. A amplitude do sinal de saída depende principalmente da velocidade angular do elemento magnético e da distância entre o polo do pick-up e o elemento magnético. Geralmente os elementos magnéticos mais utilizados são: roda dentada ou engrenagem. O sensor é geralmente montado radialmente em relação à roda dentada, ou através de um alojamento ou em um suporte rígido.

No dimensionamento ou escolha de uma roda dentada com uma ótima aquisição de dados, devem ser observadas as seguintes relações de cotas mostradas na Figura 4.7.

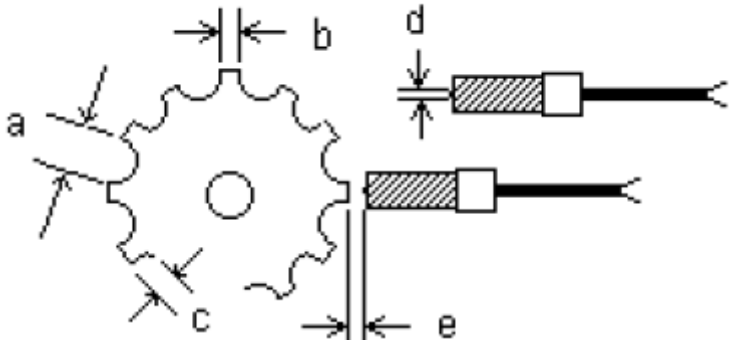


Figura 4.7 Aspectos construtivos de uma roda dentada (TURBTRON , 2001)

d = Diâmetro do polo do sensor;

e = 0.1 - 0.5 mm;

b > 2d;

c > 2d;

a > 3 x d;

Espessura da roda dentada > 2d.

Para cada dente da roda dentada que passa em frente ao polo do sensor magnético, é gerado um impulso elétrico na saída. Como é uma sequência de dentes que passam em frente ao polo do sensor, é gerado uma sequência de impulsos elétricos na saída do sensor com frequência diretamente proporcional ao número de dentes e a rotação da roda dentada. A relação entre a frequência do sinal e a rotação da roda dentada pode ser dada por:

$$F_r = \frac{RPM\ .\ N_d}{60} \tag{4}$$

Onde:

F_r = Frequência em Hz;

RPM = Velocidade em rotações pôr minuto da roda dentada;

N_d = Número de dentes da roda dentada.

4.4.3 Sensores indutivos

Sensores de bobina de indução são amplamente utilizados para medir a posição ou a velocidade, especialmente em ambientes hostis. Esses sensores indutivos vêm em uma vasta variedade de formas, tamanhos e modelos. Em um sensor indutivo de proximidade o dispositivo é alimentado com energia elétrica, o que faz uma corrente alternada fluir em sua bobina. Quando um alvo condutor ou magneticamente permeável, tal como um disco de aço, se aproxima da bobina, este muda a impedância da bobina. Quando um limiar é ultrapassado, este atua como um sinal de que o alvo está presente.

Uma vantagem significativa dos sensores indutivos é que o circuito de processamento de sinal associado não precisa de ser localizado em estreita proximidade com as bobinas de detecção. A Figura 4.8 mostra o esquema de montagem de um sensor indutivo.

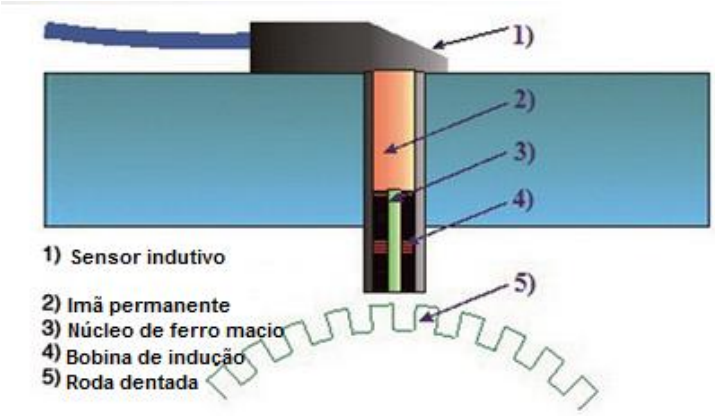


Figura 4.8 Esquema de montagem de um sensor indutivo (HAMERVILLE MEDIA GROUP, 2014)

Isto permite que as bobinas de detecção possam estar localizadas em ambientes agressivos, o que poderia excluir outras técnicas de detecção, tais como magnético ou óptico uma vez que requerem relativamente uma base de aquisição delicada. Outras vantagens importantes são: a simplicidade na operação e projeto, larga largura de banda de frequência e grande dinâmica. O sensor de bobina de indução pode ser fabricado diretamente pelo utilizador e é de baixo custo, além de ser muito simples e preciso.

4.5 CÉLULA DE CARGA

Segundo Conceição (2005), células de carga são sensores projetados para medir cargas estáticas e dinâmicas de tração e compressão, utilizando-se do princípio extensométrico. As cargas que podem ser medidas pelas células podem variar de 0 a 300 t. As células são totalmente estanques e podem ser utilizadas ambientes hostis. Externamente o transdutor é usinado a partir de um único bloco de aço inoxidável sem qualquer parte soldada. Esses dispositivos possuem resistência à vibração e impacto e podem ser usados em locais de difícil acesso.

O princípio de funcionamento básico das células de carga consiste na variação da resistência ôhmica de um sensor denominado extensômetro ou *strain gages*, quando submetido a uma deformação. Geralmente em células de carga são utilizados quatro extensômetros ligados entre si por uma ponte de Wheatstone. O desbalanceamento da célula é proporcional à força, em virtude da deformação dos extensômetros. Assim, através da medição deste desbalanceamento que se obtém o valor da força aplicada.

Existe uma infinidade de células de cargas e a escolha do tipo de célula pode variar de acordo com a montagem experimental adotada para a bancada. Uma célula de carga é capaz de medir tração ou compressão.

A célula de carga do tipo S pode ser mecanicamente conectada ao dinamômetro através de um braço de alavanca (Figura 4.9). Desta forma, durante a frenagem o braço de alavanca sofre pequenos

deslocamentos que são sentidos pela célula de carga como uma força. O produto da força pelo braço de alavanca fornece o torque do veículo. A montagem deste sensor é vista na Figura 4.10.

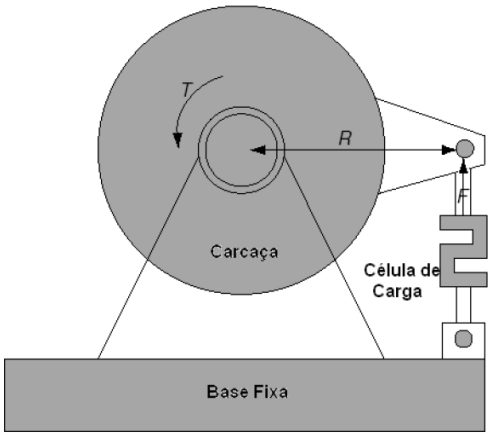


Figura 4.9 Montagem da célula de carga na bancada (HAICAL, 2009)

Figura 4.10 Célula de carga tipo S (HBM, 2010)

Outra possível solução seria a utilização de um transdutor conhecido como flange de torque mostrado na Figura 4.12. Esse transdutor é composto por um rotor, que é móvel, e um estator que é fixo. A medição também é feita por *strain gages* e a transmissão de dados é feita sem contato mecânico. A tensão utilizada para alimentar o strain gage é induzida no rotor, pelo estator, e o valor medido é transmitido de volta ao estator. A forma de conexão mecânica do flange de torque pode ser feita de diferentes formas, as duas principais são a conexão por chaveta e a por interferência. Este tipo de sensor pode ser instalado entre o acoplamento do motor e do corpo de prova (possível esquema de montagem mostrado na Figura 4.11).

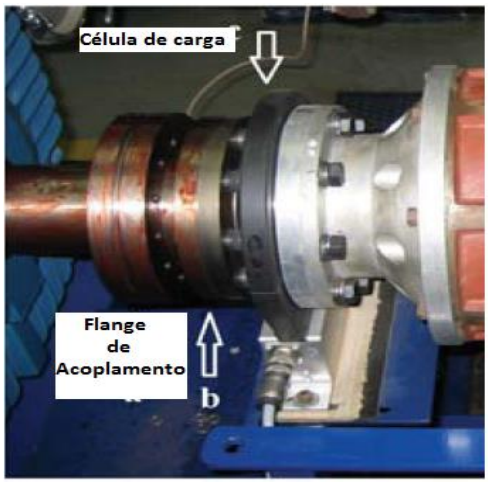


Figura 4.11 Montagem do flange de torque (CEZAR, 2012)

Figura 4.12 Flange de torque (CEZAR, 2012)

4.6 CORPO DE PROVA PADRÃO

Para que os testes sejam realizados deve-se primeiramente definir um corpo de prova padrão para a bancada de testes. O projeto do corpo de prova deve prever uma montagem facilitada entre o motor elétrico e o dinamômetro. É importante ressaltar que a região do corpo de prova a ser testada são as estrias, desta forma as outras regiões quando solicitadas não devem falhar sob os carregamentos impostos para execução dos testes.

Existe uma gama de possibilidades para a escolha do modelo corpo de prova. Essas diferentes possibilidades têm forte ligação com o tipo de acoplamento a ser utilizado, sendo estes que farão a ligação entre o corpo de prova e o motor, assim como no dinamômetro. As características geométricas e mecânicas do corpo de prova definirão os métodos de fabricação a serem utilizados.

Os diferentes tipos de acoplamentos entre o motor elétrico e o corpo de prova deverão resistir a todos os carregamentos aplicados para o teste das conexões estriadas. É plausível destacar que provavelmente o número de ciclos será elevado, pois, a expectativa é que as estrias falhem por *fretting*. Dessa maneira as conexões utilizadas para fazer as junções dos elementos da bancada devem ser projetadas para suportar os testes. No capítulo sete deste trabalho será apresentada uma geometria definindo as dimensões do corpo de prova.

4.7 ACOPLAMENTO

Neste projeto um ponto de grande importância é a avalição e determinação do tipo de acoplamento que será adotado para unir a fonte de potência mecânica ao corpo de prova e o corpo de prova ao dinamômetro. Este elemento de fixação deve ser suficientemente rígido e capaz de transmitir um torque de magnitude elevada. O projeto deve-se preocupar em garantir um bom alinhamento entre as partes.

4.8 ESTRUTURA DA BANCADA DE TESTE

Todos os dispositivos descritos nesta seção deverão ser devidamente posicionados sobre uma bancada. Ela deve ser capaz de suportar todos os componentes. A estrutura deve ser suficientemente rígida e promover o isolamento de vibrações, pois a parte de sensoriamento pode ser atrapalhada por vibrações induzidas pelo motor e dinamômetro

Outro cuidado que se deve tomar é o desenvolvimento de anteparos de segurança, pois o corpo de prova que está sujeito ao teste pode eventualmente se romper e causar danos tanto aos usuários como também aos instrumentos da bancada e os demais elementos girantes também devem ser envolvidos por um elemento de proteção para evitar acidentes.

5 COMPONENTES PROJETADOS

Torque e número de ciclos são os parâmetros que devem ser monitorados durante todo o ensaio. A magnitude do torque a ser imposto sobre os elementos em teste baseia-se nas publicações de CUFFARO (2013) e SHEN (2012). Essas duas publicações determinam o valor de carregamento do teste baseando-se em aplicações comerciais para os diversos sistemas mecânicos que utilizam eixos estriados em seu funcionamento. Visando atender a necessidade de testar o corpo de prova tanto para o *desgaste por fretting* quanto a *fadiga por fretting* foi determinado um valor máximo de 1kN.m de magnitude para o torque aplicado sobre o corpo de prova. Além disso, foi considerado um fornecedor de potência (motor elétrico) de 15 kW e 1775 rpm. Os valores de potência e velocidade de rotação foram selecionados de forma a atender a magnitude de torque necessária na saída da caixa redutora (1 kN.m). Estes parâmetros foram essências para o dimensionamento e seleção dos componentes da bancada.

Este capitulo está destinado ao projeto dos componentes da banca de ensaios. O dimensionamento se divide em duas metodologias diferentes, analítica e computacional. Os elementos de geometria simples foram dimensionados utilizando métodos analíticos de projetos de máquinas. Os elementos com geometria complexa foram simulados utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF). Atualmente este método encontra aplicação em praticamente todas as áreas de engenharia, como na análise de tensões e deformações, transferência de calor, mecânica dos fluidos, eletromagnetismo.

O Software escolhido para a análise foi o Ansys Workbench® 16.0, onde foi utilizada a seção de análise estática estrutural. Um ponto importante dentro da resolução de problemas utilizando o MEF é a correta definição das condições de contorno, que por sua vez são determinantes para um bom resultado. Para a visualização das condições de simulação serão mostradas as condições de contorno, assim como os resultados obtidos pela a análise.

5.1 FATOR DE SEGURANÇA

Segundo COLLINS (2006), antes de se conceber um projeto ou um componente de máquina deve-se determinar um valor admissível que é dependente do parâmetro de severidade de carregamento que for de interesse, seja ele tensão, deflexão, velocidade, carga ou qualquer outro critério. Isto é feito para se contabilizar as incertezas típicas de qualquer projeto. Normalmente o parâmetro de severidade escolhido para a maioria dos projetos é a tensão, assim tem-se que:

$$\sigma_D = \frac{S_{fm}}{n_d} \tag{5}$$

Onde:

σ_D = tensão admissível de projeto

S_{fm} = resistência à falha do material escolhido

n_d = fator de segurança de projeto

Para se dizer que um projeto é seguro, as dimensões são calculadas de modo que os níveis de tensão de operação máximo não ultrapassem a tensão admissível de projeto. O método sugerido por COLLINS (2006), consiste em selecionar uma série de decisões semiquantitativas que possam ser ponderadas e concebidas empiricamente sem que seja necessário ter uma vivência anterior em projeto.

Para a determinação do fator de segurança de projeto consideram-se separadamente cada um dos oito fatores de penalização proposto por COLLINS (2006), são eles:

- Precisão com que podem ser determinadas as cargas;
- Precisão com que as tensões podem ser determinadas;
- Conhecimento preciso da resistência dos materiais;
- Necessidade de se restringir material, peso, espaço ou custo;
- Gravidade da consequência da falha;
- Qualidade da fabricação;
- Condições de operação;
- Qualidade da manutenção;

De acordo com Collins, uma avaliação semiquantitativa destes fatores de penalização pode ser obtida atribuindo-se um número de penalização, variando entre -4 até +4, para cada um. A Tabela 5.1 mostra o significado destes fatores de penalização (NPs). Caso exista a necessidade de elevar o fator de segurança atribui-se um sinal positivo (+) ao número de penalização. Se for necessário reduzir o fator de segurança atribui-se um valor negativo (-) para o número de penalização.

Tabela 5.1 Fatores de penalização, adaptado de (COLLINS, 2006)

Fatores de penalização	
NP = 1	Mudança levemente necessária de n_d
NP = 2	Mudança moderadamente necessária de n_d
NP = 3	Mudança fortemente necessária de n_d
NP = 4	Mudança extremamente necessária de n_d

A Tabela 5.2 mostra as considerações realizadas, para o cálculo do fator de segurança com relação aos fatores de penalização propostos para o desenvolvimento deste projeto.

Tabela 5.2 Fatores de penalização propostos

Fator de penalização	Valor
Precisão com que podem ser determinadas as cargas	-1
Precisão com que as tensões podem ser determinadas	1
Conhecimento preciso da resistência dos materiais	1
Necessidade de se restringir material, peso, espaço ou custo	-1
Gravidade das consequências da falha	0
Qualidade de fabricação	-1
Condições de operação	-1
Qualidade da manutenção	1

Resolvendo a Equação (6) (COLLINS, 2006) para os valores apresentados na Tabela 5.2 pode-se determinar o valor do fator de segurança para este projeto.

$$n_d = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \; para \; t \geq -6 \tag{6}$$

$$n_d = 1{,}15 \; para \; t < -6 \tag{7}$$

Onde

t = soma algébrica dos fatores de penalização

A Tabela 5.3 apresenta o fator de segurança utilizando a metodologia descrita acima e o fator de segurança mínimo considerado no projeto. Portanto, nenhum dos componentes desse projeto poderá apresentar fator de segurança menor que 2.

Tabela 5.3 Fator de segurança

Fator de segurança	
Fator por Collins	1,81
Fator de projeto adotado	2

5.2 PROJETO DO REDUTOR DE VELOCIDADE

Devido a necessidade de variar o torque durante o teste nos estriados uma caixa de engrenagens foi projetada. A Figura 5.1 mostra uma imagem da caixa redutora projetada.

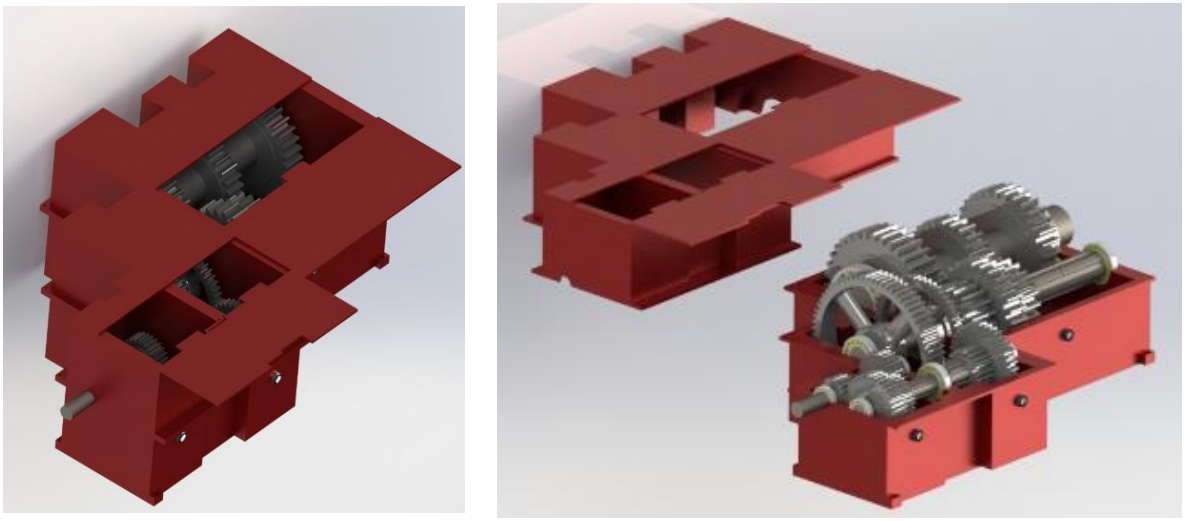


Figura 5.1 Caixa redutora projetada

A caixa desenvolvida é capaz de fornecer no eixo de saída doze velocidades diferentes, com isso doze carregamentos podem ser utilizados no estriado à potência constante. O usuário da caixa de engrenagens para obter as diferentes relações de transmissão deve parar o sistema e modificar a posição das engrenagens localizadas sobre os estriados. Os engrenamentos possíveis e os valores de rotação e torque estão conforme a Tabela 5.4. Esse sistema desenvolvido opera em uma potência constate fornecida pelo motor elétrico.

Tabela 5.4 Faixa de torque da caixa de engrenagens

Engrenamento	Velocidade de rotação [rpm]	Torque de saída [Nm]
1 - 2, 5 - 6, 9 - 10	110,9	1001,2
1 - 2, 5 - 6, 11 - 12	152,5	728,1
1 - 2, 5 - 6, 13 - 14	221,9	500,6
1 - 2, 7 - 8, 9 - 10	257,4	431,5
1 - 2, 7 - 8, 11 - 12	305,1	364,1
1 - 2, 7 - 8, 13 - 14	309,8	358,5
3 - 4, 5 - 6, 9 - 10	426,0	260,7
3 - 4, 5 - 6, 11 - 12	514,8	215,8
3 - 4, 5 - 6, 13 - 14	619,6	179,3
3 - 4, 7 - 8, 9 - 10	718,7	154,5
3 - 4, 7 - 8, 11 - 12	851,9	130,4
3 - 4, 7 - 8, 13 - 14	1437,4	77,3

Para o dimensionamento do redutor de velocidades é necessário ter o conhecimento de alguns parâmetros do sistema. Eles podem ser divididos em dois principais grupos: os que são dependentes das

características do dispositivo fornecedor de potência (motor elétrico) e os que dependem da configuração do trem de engrenagens escolhido.

Os principais fatores que dependem do motor elétrico são: potência nominal fornecida e velocidade de rotação. Já a configuração do trem de engrenagens determina a redução de velocidades em cada engrenamento e algumas restrições geométricas. A união destas informações fornece informações necessárias para o cálculo das cargas aplicadas em cada engrenamento.

5.2.1 Trem de engrenagens escolhido

Para proporcionar as mudanças de velocidade elaborou-se um trem de engrenagens composto. O trem possui doze possibilidades diferentes de engrenamento e para fornecer este faixa de torque adotou-se um trem de engrenagens ilustrado na Figura 5.2.

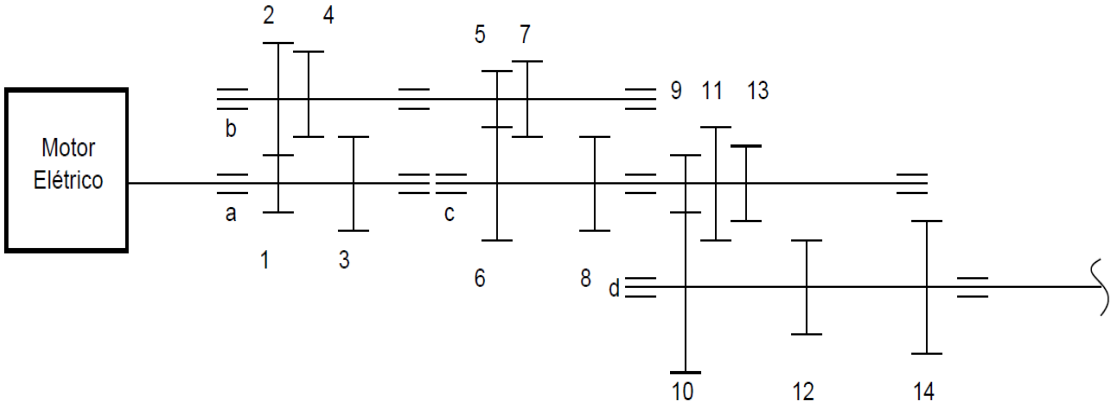


Figura 5.2 Esquema do trem de engrenagens

As engrenagens 2, 4, 5, 7, 9, 11 e 13 movimentam-se ao longo dos seus respectivos eixos para engrenarem com 1, 3, 6, 8, 9, 10, 12 e 14, respectivamente, desta maneira são obtidas as doze velocidades. Os eixos que possuem engrenagens moveis contam com estriados de ajuste móvel que viabilizam este movimento.

O valor de rotação do eixo de saída depende basicamente da relação do número de dentes das engrenagens motoras e movidas. O valor de trem pode ser determinado utilizando a metodologia de determinação do valor de trem para eixos compostos. Os valores de trem para o esquema proposto são apresentados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 Valores de trem para o esquema proposto

Caso	Engrenamento	Valor do trem (e)	Caso	Engrenamento	Valor do trem (e)
(1)	1 - 2, 5 - 6, 9 - 10	$-\frac{N_1N_5N_9}{N_2N_6N_{10}}$	(7)	3 - 4, 5 - 6, 9 - 10	$-\frac{N_3N_5N_9}{N_4N_6N_{10}}$
(2)	1 - 2, 5 - 6, 11 - 12	$-\frac{N_1N_5N_{11}}{N_2N_6N_{12}}$	(8)	3 - 4, 5 - 6, 11 - 12	$-\frac{N_3N_5N_{11}}{N_4N_6N_{12}}$
(3)	1 - 2, 5 - 6, 13 - 14	$-\frac{N_1N_5N_{13}}{N_2N_6N_{14}}$	(9)	3 - 4, 5 - 6, 13 - 14	$-\frac{N_3N_5N_{13}}{N_4N_6N_{14}}$
(4)	1 - 2, 7 - 8, 9 - 10	$-\frac{N_1N_7N_9}{N_2N_8N_{10}}$	(10)	3 - 4, 7 - 8, 9 - 10	$-\frac{N_3N_7N_9}{N_4N_8N_{10}}$
(5)	1 - 2, 7 - 8, 11 - 12	$-\frac{N_1N_7N_9}{N_2N_8N_{10}}$	(11)	3 - 4, 7 - 8, 11 - 12	$-\frac{N_3N_7N_9}{N_4N_8N_{10}}$
(6)	1 - 2, 7 - 8, 13 - 14	$-\frac{N_1N_7N_9}{N_2N_8N_{10}}$	(12)	3 - 4, 7 - 8, 13 - 14	$-\frac{N_3N_7N_9}{N_4N_8N_{10}}$

Na Tabela 5.5 N_n representa o número de dentes enésima engrenagem e o e é o valor do trem.

As restrições geométricas mencionadas anteriormente, provenientes das distâncias necessárias para o engrazamento, determinam a relação entre o número de dentes entre os pares de engrenagens.

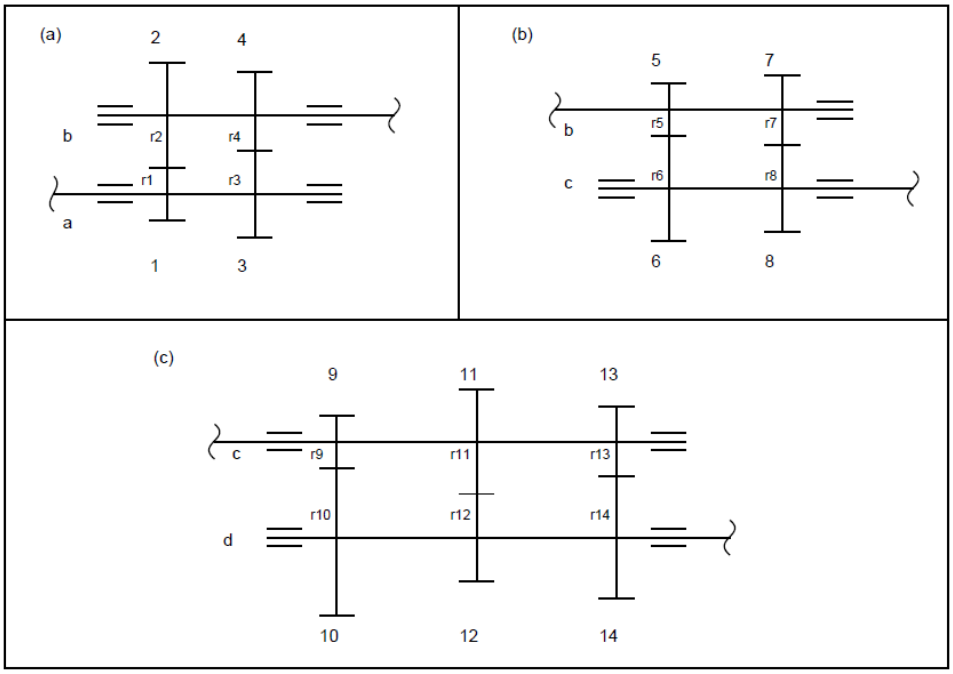


Figura 5.3 Restrições geométricas

A partir da visualização das restrições geométricas mostradas na Figura 5.3 e tendo o conhecimento de que para ocorrer o engrazamento é necessário que as engrenagens tenham o mesmo módulo, é possível relacionar o número de dentes fazendo o uso das seguintes equações:

$$m_n = \frac{D_n}{N_n} \tag{8}$$

$$r_1 + r_2 = r_3 + r_4 \tag{9}$$

$$r_5 + r_6 = r_7 + r_8 \tag{10}$$

$$r_9 + r_{10} = r_{11} + r_{12} = r_{13} + r_{14} \tag{11}$$

onde

m_n = módulo da enésima engrenagem [mm]

D_n = diâmetro da enésima engrenagem ($D_n = 2r_n$) [mm]

N_n = Número de dentes da enésima engrenagem

r_n = raio da enésima engrenagem [mm]

A partir das equações anteriormente citadas, obtêm-se:

$$N_1 + N_2 = N_3 + N_4 \tag{12}$$

$$N_5 + N_6 = N_7 + N_8 \tag{13}$$

$$N_9 + N_{10} = N_{11} + N_{12} = N_{13} + N_{14} \tag{14}$$

Com as restrições e valores de trem equacionados, o número de dentes para cada engrenagem pode ser determinado. O número de dentes das engrenagens foi feito de forma a propiciar uma escala equilibrada de torque e satisfazer as Equações (12), (13) e (14). Os valores adotados são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 Número de dentes para as engrenagens

Engrenagem	Número de dentes	Engrenagem	Número de dentes
(1)	18	(8)	53
(2)	36	(9)	18
(3)	27	(10)	36
(4)	27	(11)	29
(5)	18	(12)	25
(6)	72	(13)	22
(7)	37	(14)	32

5.2.2 Rendimento mecânico do redutor

Como o sistema do redutor de velocidades é composto por diversos elementos mecânicos as perdas devido ao uso de uma associação de dispositivos são inevitáveis. Baseado nisso e nos rendimentos apresentados na Figura 5.4, é possível estimar a potência mecânica que está sendo fornecida na saída da caixa de engrenagens.

Para o cálculo da eficiência global do sistema em questão, serão consideradas perdas nos mancais e perdas em todos os engrenamentos do sistema. Desta forma, serão consideradas perdas nos três pares de mancais, perdas nos três engrenamentos e perdas nos mancais intermediários dos eixos b e c (considerados como um par de mancais). Utilizando as considerações feitas e o menor rendimento para os elementos chega-se à Equação (15).

Transmissão por parafuso sem-fim	.....	$0{,}50 \leq \eta_{psf} \leq 0{,}95$
Transmissão por engrenagens cilíndricas	.....	$0{,}97 \leq \eta_{e} \leq 0{,}98$
Transmissão por correntes	.....	$0{,}97 \leq \eta_{cr} \leq 0{,}98$
Transmissão por correias	.....	$0{,}96 \leq \eta_{c} \leq 0{,}98$
Transmissão por rodas de atrito	.....	$0{,}95 \leq \eta_{ra} \leq 0{,}98$
Mancais de deslizamento (par)	.....	$0{,}96 \leq \eta_{m} \leq 0{,}98$
Mancais de rolamentos (par)	.....	$0{,}98 \leq \eta_{rol} \leq 0{,}99$

Figura 5.4 Intervalo de rendimento para diferentes tipos de elementos (ANTUNES e FREIRE, 1998)

$$\eta_g = {\eta_e}^3 {\eta_m}^4 \tag{15}$$

A partir da eficiência global, é possível calcular a potência na saída da caixa de engrenagens utilizando a Equação (16)

$$P_s = \frac{P_e}{\eta_g} \tag{16}$$

onde:

P_e = Potência nominal fornecida pelo motor [W]

P_s = Potência na saída do redutor de velocidade [W]

η_e = rendimento em uma transmissão por engrenagens cilíndricas

η_g = rendimento global

η_m = rendimento para um par de mancais

5.2.3 Projeto das engrenagens

Esta seção destina-se, primordialmente, à análise e ao projeto das engrenagens cilíndricas de dentes retos, com intuito de resistir à falha por flexão dos dentes, assim como à falha por formação de cavidades nas superfícies dos mesmos. Segundo a American Gear Manufacturers Association - AGMA, a falha por flexão ocorrerá quando a tensão significativa nos dentes igualar-se ou exceder à resistência ao escoamento, ou ao limite de resistência à fadiga por flexão. A falha superficial, por sua vez, acontecerá quando a tensão significativa de contato igualar-se ou exceder ao limite de resistência à fadiga superficial.

5.2.3.1 Metodologia para o dimensionamento das engrenagens

Para o dimensionamento das engrenagens foi utilizado a metodologia de dimensionamento de engrenagens da AGMA, presente no trabalho de SHIGLEY(2008). Os cálculos das engrenagens, foram feitos em uma rotina desenvolvida em MATLAB®, presente no CD-ROM em anexo. Esta rotina faz uso dos parâmetros para o projeto de engrenagens, e do número de dentes.

A ideia da rotina consiste em varrer os módulos preferidos na indústria e o intervalo da largura de face adotado para engrenagens de dentes retos. A partir daí a rotina determina qual a combinação geométrica que fornece o fator de segurança mais próximo do fator de projeto. Os módulos preferidos podem ser visualizados na Figura 5.5 e o intervalo da largura de face pode ser visualizado na Equação (17).

Módulos	
Preferidos	1, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Escolha subseqüente	1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Figura 5.5 Módulos preferidos na indústria (SHIGLEY, 2008)

$$3p \leq F \leq 5p \tag{17}$$

Onde:

p = passo circular [mm];

F = largura de face [mm].

5.2.3.2 Parâmetros para o projeto das engrenagens

O projeto de engrenagens depende de alguns parâmetros provenientes das escolhas feitas pelo projetista que de certa forma determinam as dimensões finais das engrenagens. Para o projeto os parâmetros utilizados são:

- Engrenagens com perfil envolvental, apresentando ângulo de pressão normal de 20º;

- Vida especificada de 10^{10} ciclos, assegurando uma vida nominal para a caixa multiplicadora na ordem de 10 anos, esse valor foi definido considerando uma frequência de uso de 24 horas/dia.;
- As engrenagens devem ser fabricadas em aço grau 1 e padrão de qualidade 6, justificados nas Figura 5.6 e Figura 5.7;
- Segundo Shigley (2008), o fator de segurança para o projeto de engrenagens deve ser de no mínimo 2, mas não muito maior.

Grau de Qualidade	Características
0 (qualidade comum)	Sem defeitos grosseiros; sem controle fechado dos itens de qualidade.[2]
1 (boa qualidade)	Controle modesto dos itens de qualidade mais importantes; prática industrial típica.
2 (qualidade prêmio)	Controle fechado de todos os itens de qualidade críticos; resultam em desempenho melhorado, mas eleva o custo do material.
3 (qualidade super)	Controle absoluto de todos os itens de qualidade críticos; resulta em desempenho excelente, mas elevado custo de material; raramente requerido.

Figura 5.6 Características dos Graus de Qualidade para Aços da AGMA (HENRIQUES, 2013)

Nível de Precisão	Designação Dudley[1]	*Faixas Aproximadas das Qualidades Normalizadas*	
		Valor Q_v da AGMA[2]	Valor DIN[3]
Precisão nominal. Obtida por usinagem com ferramenta hob ou perfilação utilizando máquinas mais antigas e operadores menos qualificados. Utilizada, normalmente, para engrenagens de baixa velocidade que *se desgastarão* para alcançar um ajuste razoável. (Durezas menores promovem o desgaste.)	D Precisão baixa	6 ou 7	10 ou 11

Figura 5.7 Níveis de Precisão Típicos para Vários tipos de Aplicações de Engrenamentos (HENRIQUES, 2013)

5.2.3.3 Material

O material escolhido para este projeto foi o AISI 4340. Esse material é conhecido por sua alta resistência à fadiga e uma combinação boa de resistência e tenacidade, especialmente quando tratado termicamente. Devido a essas propriedades mecânicas o 4340 é ideal para aplicações sujeitas a esforços elevados, mantendo a sua resistência e dureza a alta temperatura. Por isso esse aço é destinado principalmente a peças sujeitas a esforços elevados, por exemplo, virabrequins de aviões, tratores, caminhões e automóveis; bielas, engrenagens, eixos sujeitos a grandes esforços e peças que necessitam de boas características mecânicas em seções grandes.

De acordo com GERDAU S.A (2001), na condição temperada o aço 4340 apresenta uma dureza entre 54 e 59 HRc. Para o projeto foi utilizado um valor de 54 HRc e a conversão deste para dureza Brinell é mostrado na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 Dureza para o dimensionamento das engrenagens (GERDAU S.A, 2001)

Dureza Rockwell "C"	Dureza Brinell
HRC	HB
54	543

5.2.3.4 Diagrama de Corpo livre das engrenagens

Para efetuar a análise de esforços nas engrenagens, é importante determinar o diagrama de corpo livre, pois, desta forma é possível determinar os valores de força e torque à qual cada engrenagem está submetida. A caixa de engrenagens conta com engrazamentos simples, ou seja, as engrenagens estão engrenadas em pares. O diagrama de corpo livre proposto pode ser visualizado na Figura 5.8

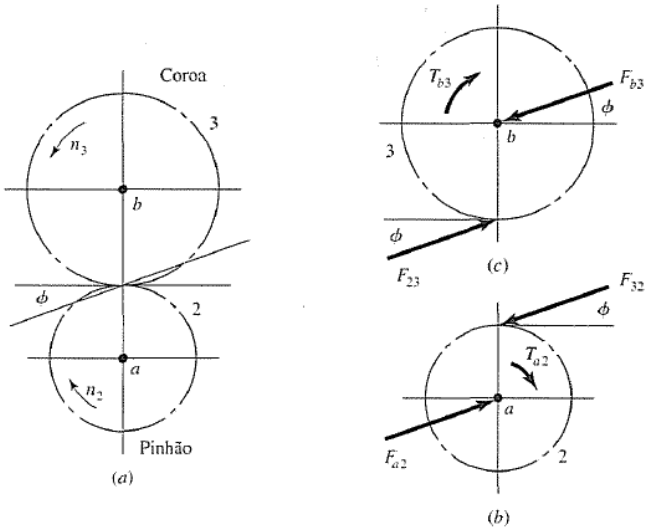


Figura 5.8 Diagramas de corpo livre das forças e momentos atuando sobre duas engrenagens de um trem de engrenagens simples (SHIGLEY, 2008)

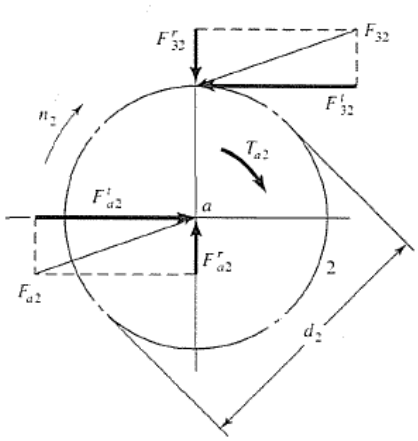


Figura 5.9 Resolução das forças de engrenagem (SHIGLEY, 2008)

É possível ver que existem duas forças atuantes no engrenamento, a força tangencial e a força radial. A metodologia da AGMA usa apenas o valor da força tangencial para o dimensionamento. O valor da força tangencial pode ser calculado pela Equação (18).

$$W_t = \frac{60(10^3)P_{ot}}{\pi \,.\, D \,.\, n} \tag{18}$$

onde

P_{ot} = Potência de entrada [kW]

D = diâmetro primitivo [m]

n = rotação da engrenagem [rpm]

5.2.3.5 Critério AGMA

Para o dimensionamento das engrenagens adotou-se a metodologia AGMA, e que para a sua utilização faz-se necessário a definição precisa do *número de tensão admissível* ou *resistência da engrenagem*, que são modificados por vários fatores que produzem valores-limite da tensão de flexão e da tensão de contato. Esses fatores dependem da dureza do material, da geometria da peça, da carga dinâmica aplicada, do acabamento superficial da peça, do número de ciclos de vida esperado, da confiabilidade do projeto, da temperatura, entre outros. A Equação (19) mostrada abaixo representa a equação fundamental para a tensão de flexão, e a Equação (20) representa a equação fundamental para a tensão de contato.

$$\sigma = \left(\frac{W^t . K_0 . K_{v.} K_s . P_d . K_m . K_B}{F . J}\right) \tag{19}$$

$$\sigma_C = C_p \sqrt{\frac{W^t . K_0 . K_v . K_s . K_m . C_f}{D . F . I}} \tag{20}$$

Onde:

σ = tensão de flexão calculada, [MPa]

σ_C = tensão de contato calculada, [MPa]

W^t = força tangencial transmitida [N]

K_o = fator de sobrecarga

K_v = fator dinâmico

K_s = fator de tamanhofor

P_d = passo diametral transversal [mm]

F = largura de face do membro mais estreito [mm]

K_m = fator de distribuição de carga

K_B = fator de espessura de borda

J = fator geométrico para resistência à flexão

C_p = coeficiente elástico [$\sqrt{\text{MPa}}$]

C_f = fator de condição de superfície

d_p = diâmetro primitivo do pinhão [mm]

I = fator geométrico de resistência superficial

A AGMA fornece equações para o cálculo das tensões admissíveis, que são dependentes do material utilizado. Para o aço 4340 grau 1, tem-se:

$$St = 0.568 * HB + 88.3 \quad (21)$$

$$Sc = 2.22 * HB + 200 \quad (22)$$

Com os valores de tensão de flexão e contato, é possível verificar o valor dos fatores de segurança utilizando as Equações (23) e (24).

$$S_F = \left(\frac{S_t . Y_N}{K_T . K_R . \sigma}\right) \quad (23)$$

$$S_H = \left(\frac{S_C . Z_N . C_H}{K_T . K_R . \sigma_C}\right) \quad (24)$$

Onde:

S_t : tensão de flexão admissível [MPa]

σ : tensão de flexão calculada [MPa]

σ_C : tensão de contato calculada [MPa]

Y_N : fator de ciclagem de tensão para flexão

K_T : fator de temperatura

K_R : fator de confiabilidade

S_C : tensão de contato admissível

Z_N : fator de ciclagem de tensão para a resistência à formação de cavidades

C_H : fator de razão de dureza para a resistência à formação de cavidades

S_F : fator de segurança para flexão

S_H : fator de segurança para contato

- **Fator de Sobrecarga (K_o):**

Esse fator tem a função considerar todas as cargas externas aplicadas que excedem a carga tangencial (W_t).

No projeto será utilizado o valor unitário para esse fator, pois o acionamento é feito por um motor elétrico.

Tabela 5.8 Valores de fator de sobrecarga (HENRIQUES, 2013)

Máquina acionada			
Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

- **Fator Dinâmico (K_v):**

Utilizado para considerar imprecisões durante geração dos perfis dos dentes e engranzamento de dentes de engrenagem em ação. Deve-se utilizar um número de qualidade (Q_v), que define a tolerância de engrenagem para variados tamanhos. No projeto será utilizado Q_v = 6 e o fator K_v, pode ser calculado por:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A}\right)^B \quad (25)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (26)$$

$$B = 0{,}25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (27)$$

onde

V = velocidade do círculo primitivo [m/s]

- **Fator de Espessura de Borda (K_B):**

A espessura da borda deve ser suficiente para proporcionar suporte completo para a raiz do dente. O fator depende da espessura do aro e da altura do dente. Este fator ajusta a tensão de flexão para uma engrenagem de borda fina e é função da razão auxiliar m_B.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \tag{28}$$

Onde:

t_R: espessura de borda abaixo do dente [mm]

h_t: altura do dente [mm]

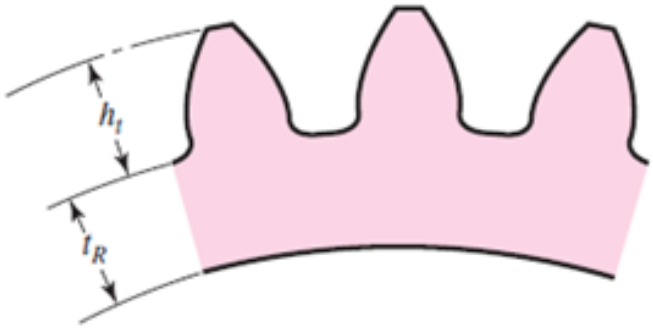


Figura 5.10 Ilustração da espessura de borda (SHIGLEY, 2008)

Desta forma, o fator K_B pode ser obtido por:

$$K_B = \begin{cases} 1{,}6ln\left(\dfrac{2{,}242}{m_B}\right) & m_B < 1{,}2 \\ 1 & m_B \geq 1{,}2 \end{cases} \tag{29}$$

onde :

m_b = Razão auxiliar

K_b = Fator de espessura de borda

- **Fator de Temperatura (K_T):**

Esse fator, para os casos em que a temperatura não ultrapasse 120 °C, tem valor igual a um. A temperatura máxima de operação foi considerada inferior a 120°C.

- **Fator de Razão de Dureza (C_H):**

É utilizado somente para a coroa, devido ao maior desgaste que sofre em relação ao pinhão. Para durezas dos elementos com o mesmo valor, ou seja, dureza do pinhão e cora iguais o fator C_H é unitário. No projeto as durezas do pinhão e coroa foram consideradas com o mesmo valor.

- **Fator Geométrico da Resistência à Flexão (*J*) e Fator geométrico da resistência superficial (*I*)**

O fator geométrico de resistência à flexão ***J***, para engrenagens cilíndricas de dentes retos, depende do número de dentes do pinhão e da coroa. Para a obtenção dos valores deste fator e fazendo uso da combinação do número de dentes escolhidos utiliza-se a Figura 5.11.

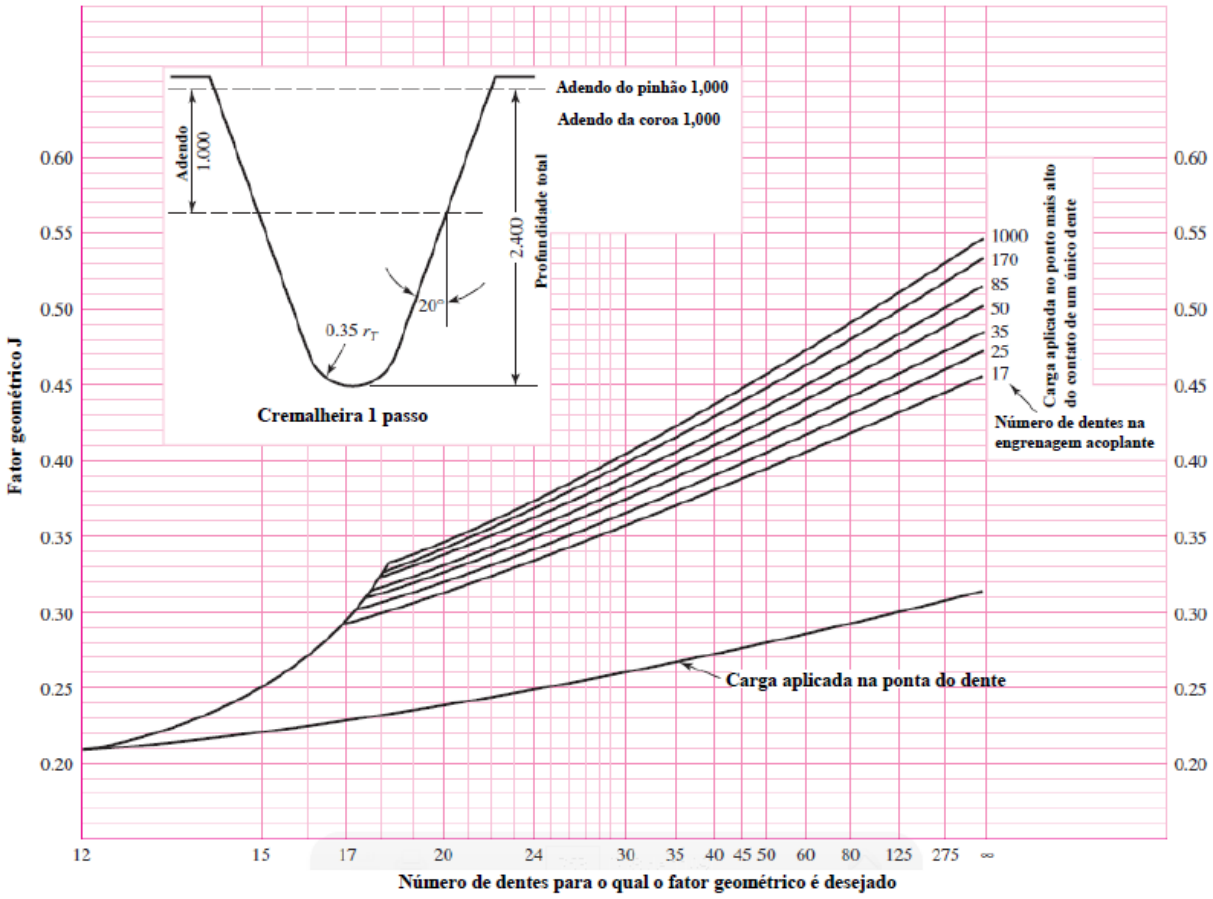


Figura 5.11 Fator geométrico *J* para engrenagens cilíndricas de dentes retos (SHIGLEY, 2008)

O fator geométrico de resistência superficial ***I***, que depende dos ângulos de pressão transversais, da razão de velocidades e da razão de compartilhamento de carga. Para engrenagens de dentes retos, logo:

$$I = \frac{\cos\phi \sin\phi \, m_G}{2(m_G + 1)} \tag{30}$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} \tag{31}$$

Onde:

$\emptyset$: ângulo de pressão [º]

N_G ; número de dentes da coroa

N_P : número de dentes do pinhão

- **Fator de Tamanho (K_S):**

O fator de tamanho está relacionado a não uniformidade do material por causa do tamanho. Podendo ser obtido por:

$$K_s = 1.192 * \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P_d}\right)^{0.0535} \quad (32)$$

Onde:

F : largura de face [mm]

Y : fator de dorma de lewis

P_d : passo diametral [mm]

O fator de Lewis pode ser obtido pela Figura 5.12. Este fator leva em consideração somente a flexão do dente e não a compressão exercida no mesmo pela carga radial e é tabelado a partir do número de dentes de uma engrenagem.

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Figura 5.12 Fator de forma de Lewis (SHIGLEY, 2008)

Quando o número de dentes desejado não está tabelado pode ser feita uma interpolação linear para a determinação do fator.

- **Coeficiente Elástico (C_p):**

Este fator considera a influência da diferença do módulo de elasticidade dos materiais do pinhão e da coroa engranzados. Para o deste coeficiente, aconselha-se utilizar a Equação (33)

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi\left(\frac{1-v_p{}^2}{E_p} - \frac{1-v_G{}^2}{E_G}\right)}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (33)$$

Onde:

v_p : Coeficiente de Poisson do material do pinhão

v_g : Coeficiente de Poisson do material da coroa

E_p : Módulo de elasticidade do material do pinhão [MPa]

E_g : Módulo de elasticidade do material da coroa [MPa]

- **Fator de Confiabilidade (K_R):**

Este fator considera o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material. A variação da carga não é levada em consideração. Esse fator é tabelado para alguns valores, podendo ser obtido em (SHIGLEY, 2008). Como o fator de confiabilidade adotado foi de 0,99, para este valor K_R apresenta um valor unitário.

Confiabilidade	$K_R(Y_Z)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Figura 5.13 Fator de confiabilidade (SHIGLEY, 2008)

- **Fatores de Ciclagem de Tensão (Y_N) e (Z_N)**

São utilizados para modificar a resistência para outras vidas diferentes de 10^7 ciclos. Esses fatores de resistência à flexão (Y_N) e resistência a formação de cavidades (Z_N) são obtidos graficamente e em função do número de ciclos. No caso do projeto, a vida é de 10^{10} ciclos. Ambos os fatores são calculados utilizando as seguintes equações:

$$Y_N = 1{,}6831 \,.\, N^{-0{,}0323} \tag{34}$$

$$Z_N = 1{,}4488 \,.\, N^{-0{,}023} \tag{35}$$

Onde:

N : vida em ciclos

- **Fator Distribuição de Carga (K_m):**

Leva em consideração a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. Esse fator exige que a razão de largura de face líquida para o diâmetro primitivo do pinhão seja menor ou igual a dois, elementos de engrenagens montados entre mancais, larguras

de face até 40 polegadas, contato na condição de carga, ocorrendo ao longo da largura completa do elemento mais estreito.

Cumprindo os pré-requisitos, o fator K_m é dado por:

$$K_m = 1 + C_{mc}\left(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e\right) \tag{36}$$

Onde:

C_{mc} = 1 dentes sem coroamento;

C_{mc} = 0,8 dentes coroados;

C_{pm} = 1 pinhão posicionado entre os mancais

C_{pm} = 1,1 pinhão posicionado fora do meio entre os mancais

C_e = 0,8 engrenamento ajustado na montagem;

C_e = 1 outras condições;

C_{pf} : depende da largura de face, calculado em polegadas;

C_{ma}: depende da condição de engrenamento.

Os valores de C_{pf} e C_{ma} podem ser obtidos pelas seguintes equações:

$$C_{pf} = \begin{cases} \dfrac{F}{10d} - 0{,}025, & F \leq 1\ pol \\ \dfrac{F}{10d} - 0{,}0375 + 0{,}0125F\ , & 1 < F < 17\ pol \\ \dfrac{F}{10d} - 0{,}1109 + 0{,}0207F - 0{,}000228F^2, & 17 < F \leq 40\ pol \end{cases} \tag{37}$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \tag{38}$$

Os valores de A, B e C podem ser obtidos na Figura 5.14. Para o projeto foi considerado um engrenamento aberto.

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0{,}765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0{,}093(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0{,}926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas	0,00360	0,0102	$-0{,}822(10^{-4})$

Figura 5.14 Constantes empíricas A, B e C para a Equação (38) (SHIGLEY, 2008)

- **Fator de Condição de Superfície (C_f):**

É usado somente para corrigir tensão de contato. Esse fator depende do acabamento dado a peça tanto na superfície, como em relação as tensões A recomendação da AGMA é

utilizar C_f maior que a unidade, para o caso em que os fatores de acabamento geram um efeito prejudicial. Como não foram estabelecidas condições padrão de superfície para dentes de engrenagens foi utilizado $C_f = 1$.

5.2.4 Alívio das engrenagens

O alívio das engrenagens 6 e 8 foi feito para otimizar o peso do sistema de engrenagens. Segundo PROVENZA (1996) o alivio pode ser feito por meio de braços que ligam o cubo à borda das engrenagens, como mostrado no esquema da Figura 5.15.

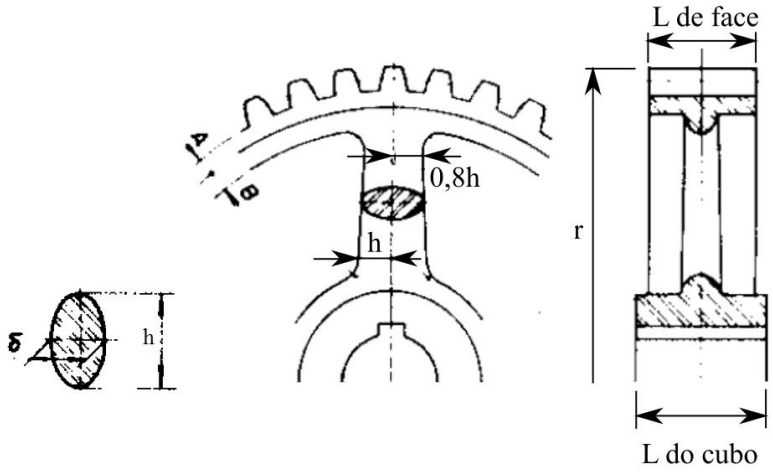


Figura 5.15. Esquema de alívio de engrenagens (PROVENZA, 1996)

O braço apresenta seção transversal elíptica, onde h é a distância entre as extremidades alongadas, enquanto δ, que possui metade do comprimento de h, representa a distância entre as extremidades achatadas. O valor de h é definido de acordo com a Equação (39).

$$h = \sqrt[3]{\frac{80 \,.\, W_t \,.\, r}{i \,.\, S_y}} \tag{39}$$

W_t = Força tangencial na engrenagem [N]

r = Raio da engrenagem [m]

S_y = Tensão de escoamento do material [MPa]

i = Parâmetro geométrico definido por

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D} \tag{40}$$

Onde

D = Diâmetro primitivo da engrenagem,

- **Alívio na engrenagem 6**

Tabela 5.9. Resultado do alívio para a engrenagem 6

h [mm]	b [mm]	Comprimento do braço [mm]	Redução de peso [kg]	Redução de peso percentual [%]
60	30	120	44,49	61,64

- **Alivio na engrenagem 8**

Tabela 5.10 Resultado do alívio para a engrenagem 8

h [mm]	b [mm]	Comprimento do braço [mm]	Redução de peso [kg]	Redução de peso percentual [%]
TEP 2	$710x10^6$	$7{,}687x10^3$	8,76	52,35

5.2.5 Resultados para as engrenagens

Os valores das Tabelas 5.11 e 5.12 foram obtidos por meio da Metodologia da AGMA, apresentada na seção 5.2.3.5.

Tabela 5.11 Fatores modificadores de tensão

Eng.	K_o	K_v	K_S	K_m	K_B	J	$C_p(\sqrt{MPa})$	C_f	I
(1)	1,00	1,54	1,31	1,27	1,7	0,33	189,78	1,00	0,11
(2)	1,00	1,54	1,31	1,27	1,7	0,37	189,78	1,00	0,11
(3)	1,00	1,65	1,31	1,26	1,7	0,31	189,78	1,00	0,08
(4)	1,00	1,65	1,31	1,26	2,1	0,31	189,78	1,00	0,08
(5)	1,00	1,42	1,34	1,29	2,1	0,33	189,78	1,00	0,13
(6)	1,00	1,42	1,35	1,28	2,1	0,42	189,78	1,00	0,13
(7)	1,00	1,49	1,28	1,26	1,00	0,42	189,78	1,00	0,09
(8)	1,00	1,49	1,29	1,26	1,00	0,42	189,78	1,00	0,09
(9)	1,00	1,28	1,40	1,32	1,00	0,33	189,78	1,00	0,11
(10)	1,00	1,28	1,41	1,32	1,00	0,37	189,78	1,00	0,11
(11)	1,00	1,34	1,38	1,28	1,00	0,36	189,78	1,00	0,08
(12)	1,00	1,34	1,38	1,28	1,00	0,36	189,78	1,00	0,08
(13)	1,00	1,30	1,38	1,39	1,00	0,34	189,78	1,00	0,10
(14)	1,00	1,30	1,38	1,29	1,00	0,37	189,78	1,00	0,10

Tabela 5.12 Tensões admissíveis utilizada para o dimensionamento das engrenagens

Tensão admissível para o contato (S_c)	Tensão admissível para a flexão (S_f)
1365,5 MPa	269,55 MPa

A Tabela 5.13 apresenta os resultados calculados para as engrenagens posteriormente aos alívios aplicados.

Tabela 5.13 Resultados para as engrenagens

Eng.	Diâmetro primitivo (mm)	Módulo (mm)	Largura de Face (mm)	Adendo (mm)	Dedendo (mm)	Espessura de borda (mm)	Nº de dentes	S_f	S_c
(1)	90	5	51	5	6,25	9,05	18	4,45	2,00
(2)	180	5	51	5	6,25	9,05	36	5,03	2,79
(3)	135	5	48	5	6,25	9,00	27	5,51	2,45
(4)	135	5	48	5	6,25	6,75	27	5,51	2,45
(5)	108	6	65	6	7,5	8,1	18	2,03	2,15
(6)	432	6	65	6	7,5	8,1	72	2,62	4,15
(7)	222	6	30	6	7,5	16,2	37	4,93	2,52
(8)	318	6	30	6	7,5	16,2	53	4,94	2,99
(9)	180	10	95	10	12,5	27	18	4,48	2,01
(10)	360	10	95	10	12,5	27	36	5,06	2,80
(11)	290	10	65	10	12,5	27	29	5,01	2,16
(12)	250	10	65	10	12,5	27	25	5,01	2,16
(13)	220	10	70	10	12,5	27	22	4,22	2,00
(14)	320	10	70	10	12,5	27	32	4,62	2,40

5.2.6 Dimensionamento dos eixos

5.2.6.1 Metodologia para o dimensionamento do eixo

No desenvolvimento da caixa redutora de velocidades tem-se a necessidade de projetar quatro eixos, eles devem ser dimensionados levando em consideração os critérios de resistência, rigidez e velocidade crítica. Para a realização desse dimensionamento foi utilizado uma rotina de cálculos desenvolvida no software MATLAB® (CD-ROM em anexo). Para dar início ao

projeto foi selecionado um aço comercial como material de fabricação dos eixos. Suas propriedades estão contidas na Tabela 5.14

Tabela 5.14 Propriedades do AISI 1045 (SHIGLEY, 2008)

AISI 1045	
Limite de resistência ao escoamento (Sy)	530 MPa
Limite último de resistência a tração (Sut)	625 MPa
Dureza Brinnel	179 HB
Módulo de elasticidade	206 GPa
Peso específico	8750 Kg/m³

O dimensionamento seguiu a seguinte sequência

1º - Estimativa do comprimento

2º - Diagrama de corpo livre

3º - Cálculo das reações de apoio

4º - Construção dos diagramas de esforço cortante e momento fletor

5º - Dimensionamento quanto a resistência

- Dimensionamento estático
- Dimensionamento quanto a fadiga

6º - Análise quanto a rigidez

7º - Avaliação da velocidade crítica

8º - Seleção dos rolamentos

9º - Recalcular o comprimento e repetir toda a operação de dimensionamento e verificar se os rolamentos selecionados estão compatíveis com o novo diâmetro e cargas aplicadas sobre o rolamento. Caso o rolamento selecionado for incompatível deve-se usar o rolamento de tamanho nominal que aceite uma carga maior, se o rolamento for compatível o eixo está com seu diâmetro definido.

Outro ponto importante é que todos os ressaltos para colocação de rolamentos, rasgos de chavetas e partes estriadas do eixo serão colocados em um diâmetro maior ou igual ao diâmetro calculado no processo de dimensionamento. Essa decisão foi tomada para não comprometer a integridade do eixo.

No dimensionamento dos eixos deve-se conhecer todos os esforços atuantes, esses esforços dependem de grandezas conhecidas como as forças e torques atuantes sobre as engrenagens e o peso de cada uma delas. Como a força tangencial atuante em todas as engrenagens, para cada uma das possíveis condições de engrenamento, já é conhecida e que o ângulo de pressão adotado é de vinte graus, assim o cálculo das forças radias podem ser obtidos a partir de uma decomposição vetorial resultando na equação seguinte:

$$W_r = W_t \,.\, tan\phi \tag{41}$$

onde

W_r = Força radial sobre a engrenagem [N]

W_t = Força radial sobre a engrenagem [N]

ϕ = Ângulo de pressão da engrenagem [º]

Para calcular os torques atuantes sobre os eixos transmitido pelas engrenagens faz-se o uso da

$$T = W_t \,.\, \frac{d_p}{2} \tag{42}$$

onde

T = Torque sobre o eixo [Nm]

W_t = Força tangencial sobre a engrenagem [N]

D = Diâmetro primitivo da engrenagem [m]

Para dimensionar os eixos é necessário conhecer o seu comprimento e os esforços internos atuantes nos eixos, e esse processo se torna iterativo a medida que não se conhece o tamanho exato dos rolamentos que suportaram as cargas radias aplicadas sobre os eixos. Assim uma primeira estimativa para o comprimento dos eixos é adotada e com o conhecimento de todos os carregamentos que estão sobre os eixos pode-se construir os diagramas de corpo livre.

5.2.6.2 Diagramas de corpo livre

Os diagramas de corpo livre para todos os eixos podem ser visualizados nas Figuras 5.16 a 5.19.

- **Eixo a**

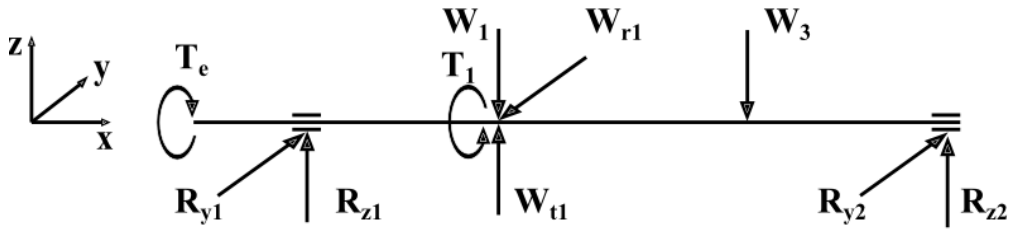


Figura 5.16 Diagrama de corpo livre eixo a

- **Eixo b**

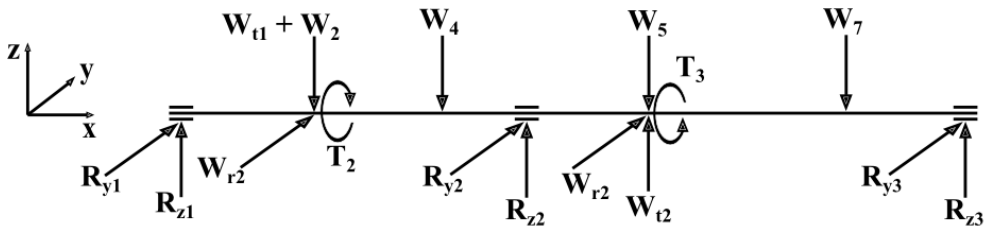


Figura 5.17 Diagrama de corpo livre eixo b

- **Eixo c**

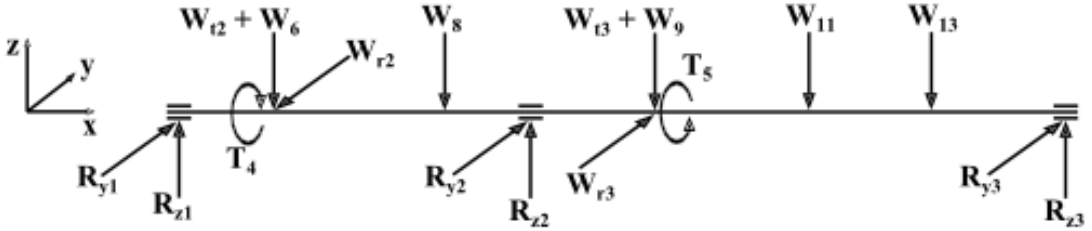


Figura 5.18 Diagrama de corpo livre eixo c

- **Eixo d**

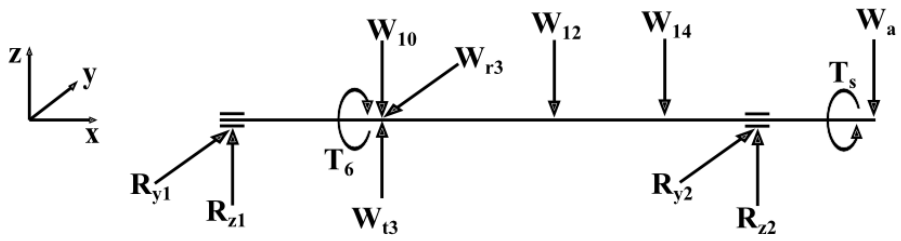


Figura 5.19 Diagrama de corpo livre eixo d

A próxima etapa do projeto é a construção dos gráficos de esforço cortante e momentos fletor para cada um dos eixos.

5.2.6.3 Diagrama de cortante e momento fletor

Nesta etapa foram feitas as devidas considerações para calcular os esforços reativos sobre os pontos de apoio ao qual a viga está apoiada. A metodologia para o desenvolvimento dos gráficos está de acordo com o proposto por HIBBELER (2009), onde é feita a decomposição de todas as forças de reação e momentos conjugados aplicados sobre o eixo em componentes que agem perpendicularmente

e paralelamente ao eixo. Depois deve ser adotada uma coordenada longitudinal do eixo, a partir daí a viga é dividida em seções, uma seção para cada força e ou momento aplicado, e feito o equilíbrio para cada uma das seções. O cisalhamento é obtido a partir do somatório de forças e o fletor e calculado pela soma dos momentos, é importante observar a convenção de sinais adotada para o sentido do cortante e fletor.

Entretanto as configurações apresentadas pelos eixos c e d são classificadas como hiperestáticas, ou seja, as forças de reação que os mancais exercem sobre os eixos não pode ser obtida de forma direta. Para o cálculo desses esforços foi utilizado o método da equação dos três momentos para vigas com inércia constante. Segundo JUNIOR (2008) o método de solução consiste em calcular os momentos fletores em 3 apoios (Xn-1, Xn e Xn+1) em sequência de uma viga, a partir dos quais pode-se calcular os momentos fletores em qualquer seção. Este método pode ser usado para qualquer tipo de carregamento desde que se conheça os fatores de carga, fatores esses que dependem apenas do carregamento e podem ser encontrados em diversos livros de resistência dos materias. A Figura 5.20 mostra de forma genérica três pontos de uma viga em que se deseja executar o método. No caso dos eixos em questão a solução é direta pois existem apenas dois vãos e não há momentos externos aplicados sobre as extremidades do eixo.

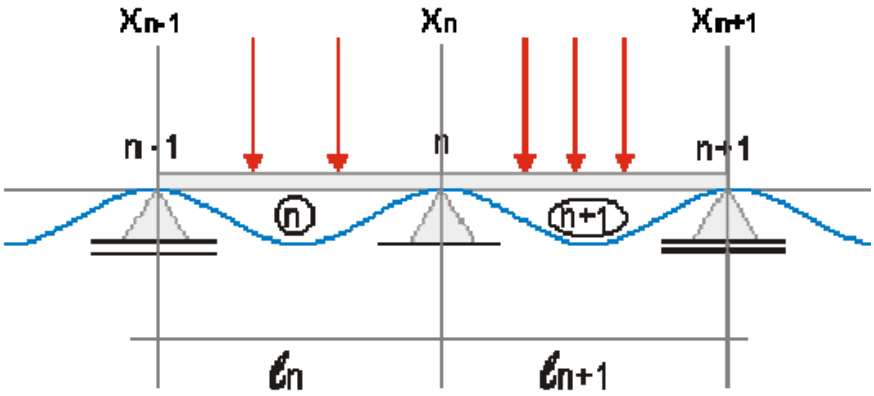


Figura 5.20 Seção de uma viga usando o método dos três momentos (JUNIOR, 2008)

Usando a Equação (43) (JUNIOR, 2008).

$$l_n \,.\, X_n + 2(l_n + l_{n+1}) \,.\, X_n + l_{n+1} \,.\, X_{n+1} = -6(\mu_2^n + \mu_1^{n+1}) \qquad (43)$$

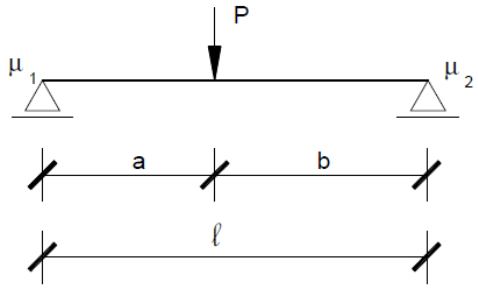
onde

l_n e l_{n+1} = comprimento dos vãos [m]

X_n e X_{n+1} = Momentos nos apoios [Nm]

μ_2^n e μ_1^{n+1} = Fatores de carga [Nm²]

Considerando que nos eixos existem apenas cargas concentradas e utilizando os fatores de carga mostrados na Figura 5.21 pode-se calcular todas as reações de apoio necessárias para se desenvolver os gráficos de esforço cortante e momento fletor mostrados nas Figuras 5.22 a 5.29.



$$\mu_1 = \frac{P.a.b}{6\ell}.(b+\ell)$$

$$\mu_2 = \frac{P.a.b}{6\ell}.(a+\ell)$$

Figura 5.21 Fator de carga para cargas concentradas

- **Eixo a**

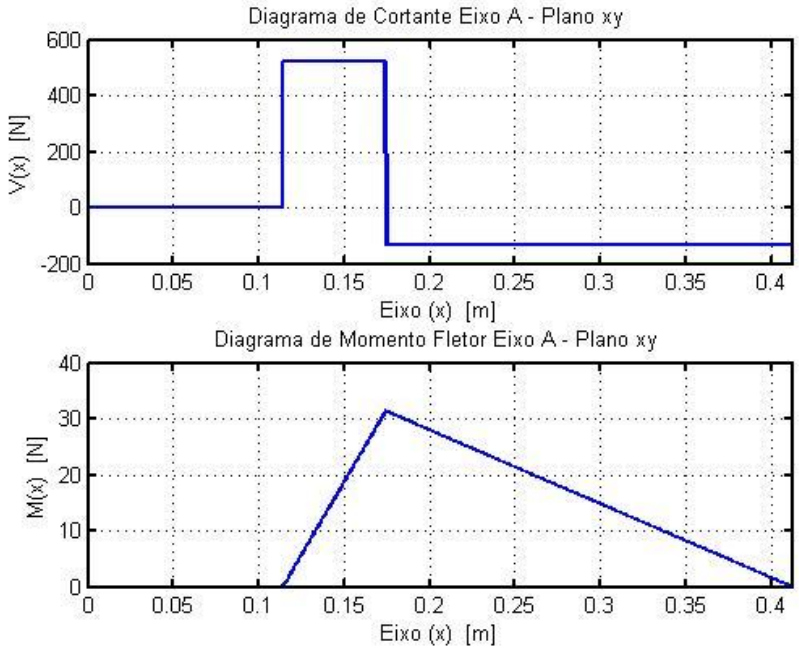


Figura 5.22 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo a – plano xy

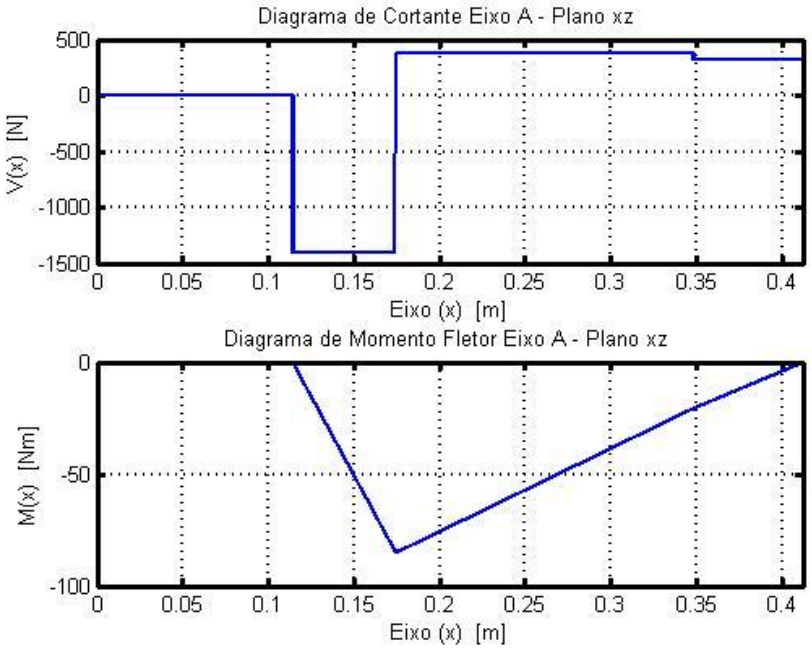


Figura 5.23 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo a – plano xz

- **Eixo b**

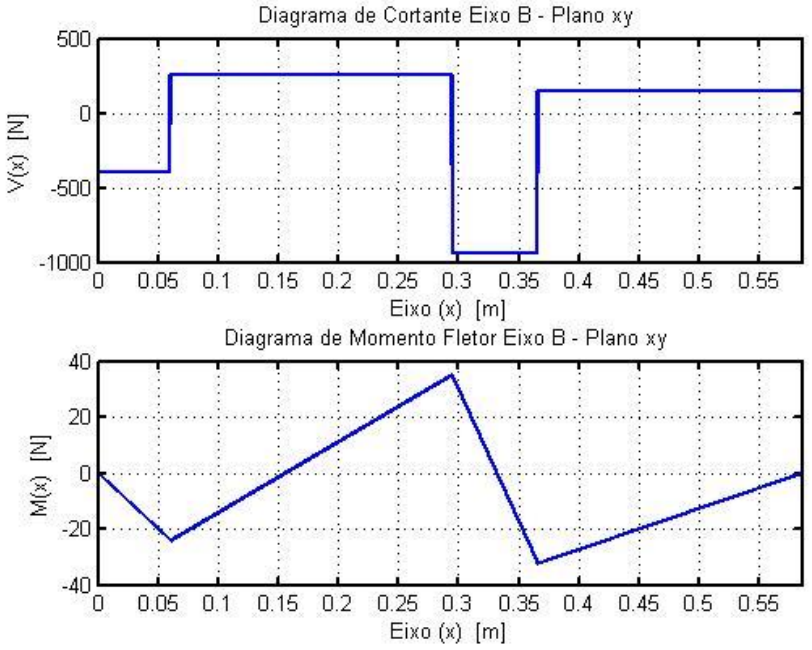


Figura 5.24 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo b – plano xy

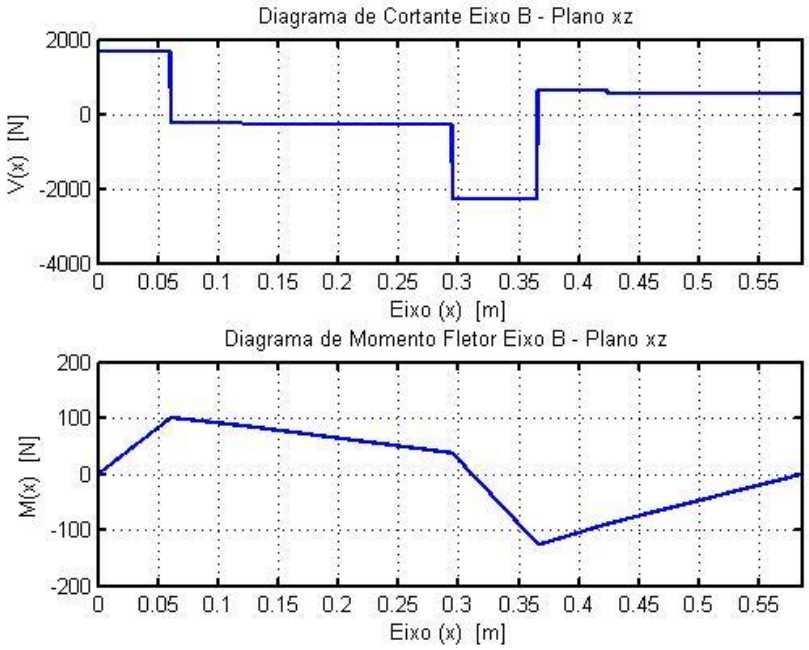


Figura 5.25 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo b – plano xz

- **Eixo c**

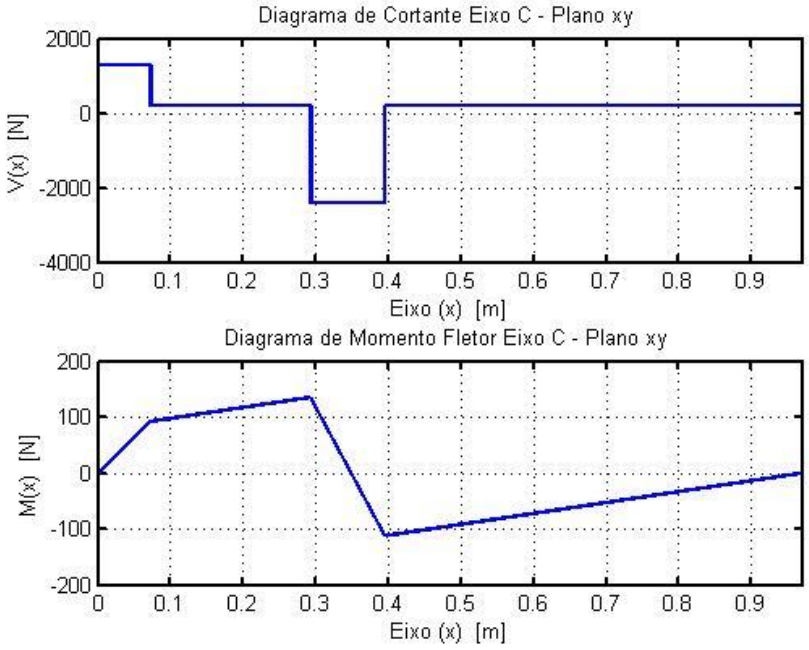


Figura 5.26 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo c - plano xy

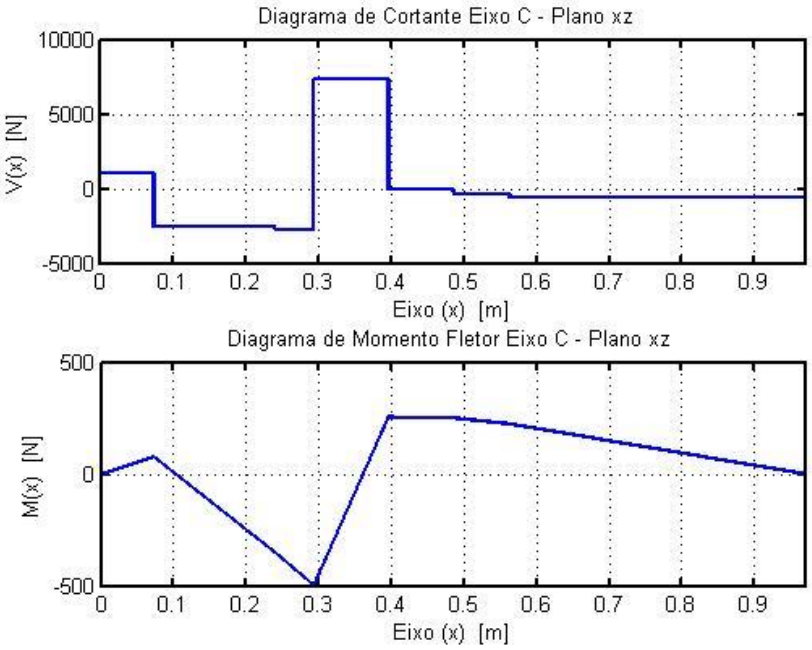


Figura 5.27 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo c - plano xz

- **Eixo d**

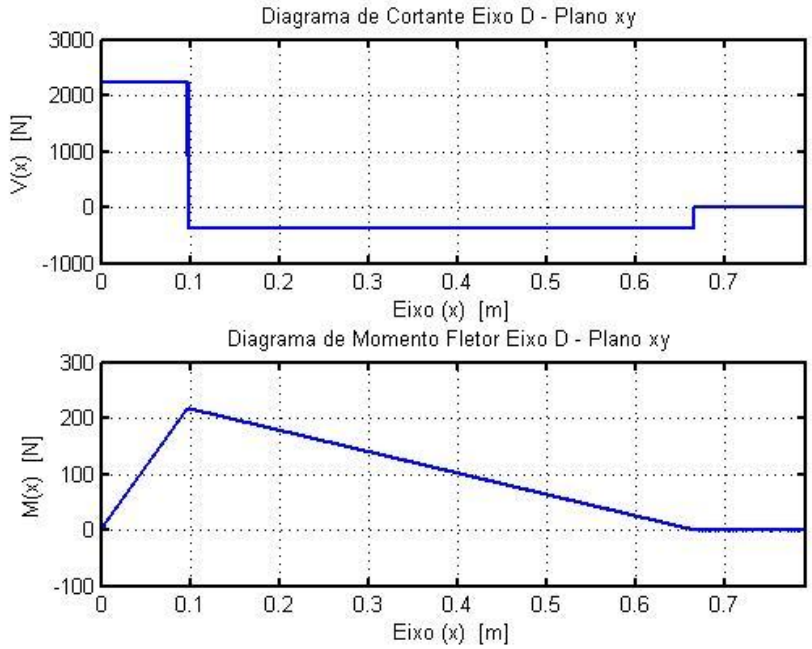


Figura 5.28 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo d – plano xy

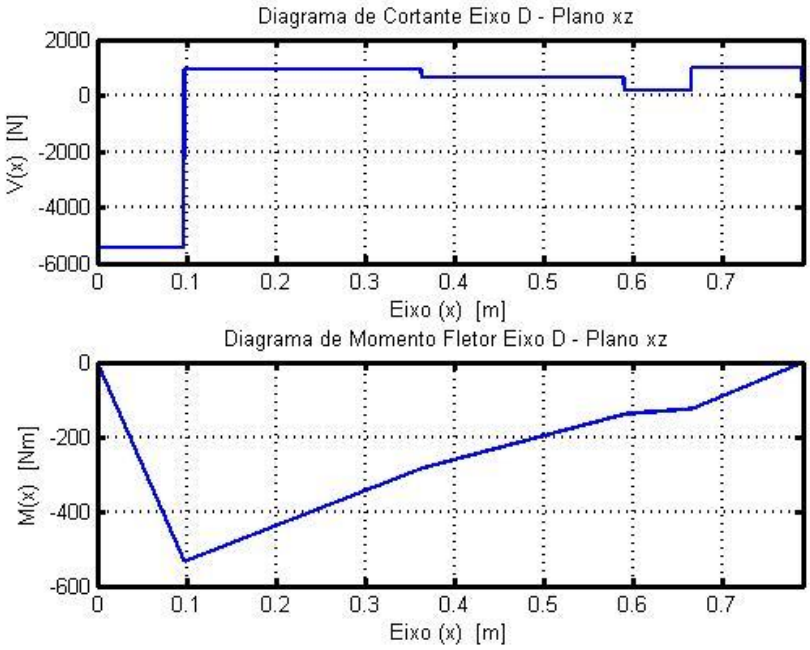


Figura 5.29 Diagramas de esforço cortante e momento fletor eixo d – plano xz

5.2.6.4 Dimensionamento quanto a resistência

- **Dimensionamento estático**

O dimensionamento estático foi utilizado como uma ferramenta prévia de análise pois, para iniciar o dimensionamento de fadiga sobre os eixos necessita-se de uma estimativa para o diâmetro, já que um dos fatores de correção a fadiga depende diretamente do diâmetro para ser calculado. Com os esforços internos calculados pode-se então começar a análise para calcular o diâmetro do eixo com a seguinte equação (SHIGLEY, 2008):

$$d_{est} = \left[\frac{16n}{\pi S_y}(4.k_t\,.M^2 + 3.k_{ts}\,.M_t^2)^{\frac{1}{2}}\right]^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

onde

d_{est} = Diâmetro estático [m]

n_d = Fator de segurança

S_y = Limite de escoamento [Pa]

k_t = Fator concentrador de tensão a flexão

k_{ts} = Fator concentrador de tensão a torção

M = Momento fletor [Nm]

M_t = Momento torçor [Nm]

As engrenagens serão montadas nos eixos por meio de chavetas. Devido aos rasgos nos eixos, para acomodar as chavetas, surgem concentração de tensão que devem ser levados em consideração no dimensionamento dos eixos. Os valores adotados foram k_t= 2,14 (flexão) e k_{ts}= 2,62 (torção), estes valores são bastantes conservadores visto que rasgos de chavetas não apresentam valores tão altos quanto esses.

- **Dimensionamento a fadiga**

O dimensionamento foi realizado a partir da teoria de Goodman. Para calcular o diâmetro é necessário corrigir a tensão de resistência a fadiga do material, assim se faz necessário definir os valores dos coeficientes de Marín.

De acordo com Shigley (2008) a tensão de resistência à fadga pode ser calculada utilizando a Equação (45), e o limite de resistência a fadiga corrigido para o eixo é dada pela Equação (46)

$$S'_e = 0{,}504 \, . S_{ut} \tag{45}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{46}$$

Onde os fatores k são denominados fatores de Marin e tem a função de quantificar os efeitos da condição de superfície, de tamanho, do carregamento, da temperatura e de itens variados durante a operação do elemento de máquina.

O fator de superfície k_a pode ser calculado a partir da seguinte equação

$$k_a = 4{,}51 \, . S_{ut}^{-0{,}256} \tag{47}$$

O fator de tamanho k_b está associado ao diâmetro do eixo. E pode ser calculado por

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d_e}{7{,}62}\right)^{-0.107} = 1{,}24 d_e^{-0{,}107}, & 2{,}79 \leq d_e \leq 51mm \\ k_b = 1{,}51 d_e^{-0{,}157}, & 51 < d_e \leq 254mm \end{cases} \tag{48}$$

Onde

d_e= Diâmetro do eixo [m]

Segundo Shigley (2008), o fator de carregamento k_c tem valor unitário para eixos sob flexão alternada. Com isso, para carregamento flexional adotou-se $k_c = 1$.

O fator de temperatura k_d avalia o risco de falha em função da temperatura. Segundo Shigley (2008), para operação a temperatura inferior a 100ºC adota-se $k_d = 1$.

O Fator de confiabilidade k_e é usado para considerar o espalhamento de dados obtidos experimentalmente. Considerando uma confiabilidade de 99% e usando a Figura 5.30 Fator de confiabilidade pode-se determinar $k_e = 0{,}814$.

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Figura 5.30 Fator de confiabilidade (SHIGLEY, 2008)

O fator de efeitos diversos k_f é usado no caso da existência de algum outro efeito, neste projeto não será considerado nenhum efeito diverso. Assim, esse fator terá valor unitário.

Após a determinação do limite de resistência à fadiga modificado, deu-se início ao dimensionamento do eixo. O eixo é um elemento rotativo, no qual se devem ser consideraras tensões alternadas e as tensões médias atuantes sobre o mesmo, essas tensões são resultado de uma composição da tensão normal e da tensão de cisalhamento, porém no caso em questão o momento de flexão médio e momento torçor alternado são ambos iguais a zero. Com o auxílio da equação (49) vista no trabalho de Shigley (2008), pode-se calcular o diâmetro dos diferentes eixos.

$$d_{fad} = \left[\frac{16.n_d}{\pi}\left(2.\frac{k_t.M_a}{S_e} + \sqrt{3}\,\frac{k_{ts}.M_{t_m}}{S_{ut}}\right)\right]^{1/3} \tag{49}$$

Onde

d_{fad} = Diâmetro do eixo para fadiga [m]

n_d = Fator de segurança

k_t = Fator concentrador de tensão a flexão

k_{ts} = Fator concentrador de tensão a torção

M_a = Momento de flexão alternado [Nm]

M_{t_m} = Momento torçor médio [Nm]

S_e = Limite de resistência a fadiga corrigido [Pa]

S_{ut} = Limite último de resistência a tração [Pa]

5.2.6.5 Análise quanto a rigidez

O cálculo da deflexão máxima sofrida pelos eixos foi feito a partir das funções de descontinuidade, (HIBBELER, 2009). Esse método determina a equação da linha elástica para uma eixo com cargas múltiplas utilizando uma única expressão formulada em função do momento interno do eixo

$M(x)$, que é escrito com o auxílio dos diagramas de corpo livre para cada um dos eixos. O momento fletor pode ser escrito de forma direta utilizando dois tipos de operadores matemáticos conhecidos como funções de descontinuidade.

O primeiro operador é a função de Macaulay definida na Equação (50), vista em (HIBBELER, 2009).

$$\langle x-a\rangle^n = \begin{cases} 0 & para\ x < a \\ (x-a)^n & para\ x \geq a \end{cases};\ n \geq 0 \tag{50}$$

onde

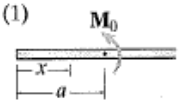
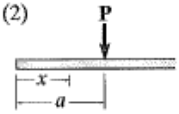
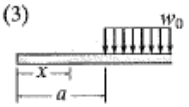
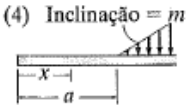
x = Coordenada da posição de um ponto

a = Local no eixo onde ocorre a descontinuidade

n = Grau da função, n ∈ ℤ.

E o segundo é definido pelas funções de singularidade, que são usadas somente para descrever os pontos de forças concentradas, momentos conjugados, cargas uniformemente distribuídas e cargas distribuídas que agem sobre um eixo, essas funções podem ser encontradas na Tabela 5.15

Tabela 5.15 Funções de descontinuidade para diversos tipos de carregamento (HIBBELER, 2009)

Carga	Função da carga $w = w(x)$	Cisalhamento $V = -\int w(x)dx$	Momento $M = \int V dx$
(1) 	$w = M_0\langle x-a\rangle^{-2}$	$V = -M_0\langle x-a\rangle^{-1}$	$M = -M_0\langle x-a\rangle^{0}$
(2) 	$w = P\langle x-a\rangle^{-1}$	$V = -P\langle x-a\rangle^{0}$	$M = -P\langle x-a\rangle^{1}$
(3) 	$w = w_0\langle x-a\rangle^{0}$	$V = -w_0\langle x-a\rangle^{1}$	$M = -\frac{w_0}{2}\langle x-a\rangle^{2}$
(4) Inclinação = m 	$w = m\langle x-a\rangle^{1}$	$V = \frac{-m}{2}\langle x-a\rangle^{2}$	$M = \frac{-m}{6}\langle x-a\rangle^{3}$

Segundo (HIBBELER, 2009), a Equação (51) fornece a expressão para o cálculo de *M(x)*:

$$EI_a \frac{d^2v}{dx^2} = M(x) \tag{51}$$

Onde

E = Módulo de elasticidade do material [Pa]

I_a = Momento de inercia da área da seção transversal [m^4]

v = Deflexão [m]

x = Coordenada da posição de um ponto ao longo da viga [m]

$M(x)$ = Momento fletor [Nm]

Com a expressão para $M(x)$, obtida pela Tabela 5.15 e fazendo a substituição do momento fletor na equação (51), pode-se calcular a inclinação e deflexão para cada um dos eixos integrando uma vez para a inclinação e duas vezes para a deflexão. Essa solução implica em duas constantes de integração que podem ser encontradas fazendo o uso das condições de contorno que dependem diretamente dos tipos de apoios utilizados. Sabendo que a deflexão é nula nos mancais é possível determinar as constantes de integração e desta forma traçar as curvas de deflexão para cada um dos eixos. As Figuras 5.31 a 5.42 apresentam as curvas de inclinação e deflexão dos eixos nos planos xy e xz, assim como a deflexão resultante.

- **Eixo a**

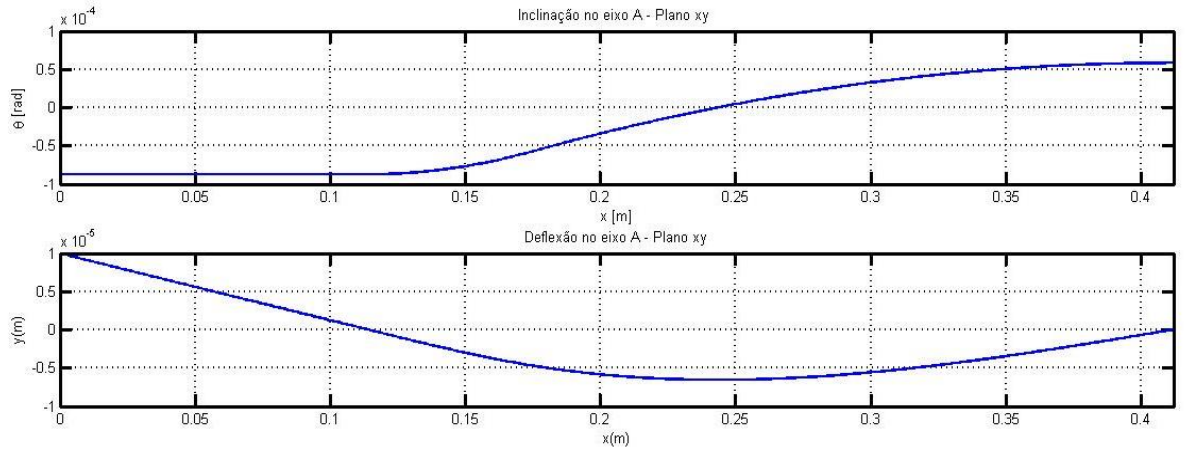


Figura 5.31 Inclinação e deflexão para o eixo a- Plano xy

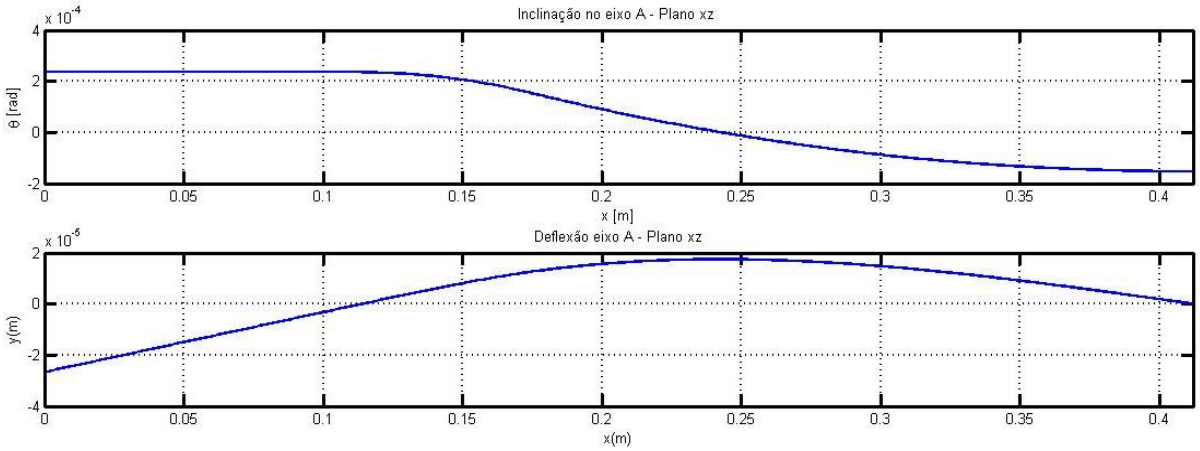


Figura 5.32 Inclinação e deflexão para o eixo a – Plano xz

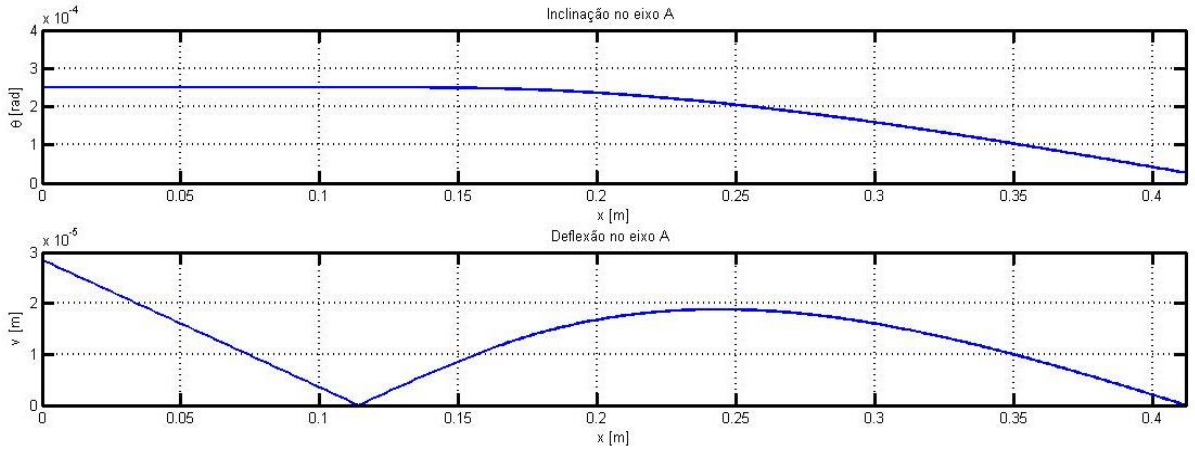


Figura 5.33 Inclinação e deflexão para o eixo a - Resultante

- **Eixo b**

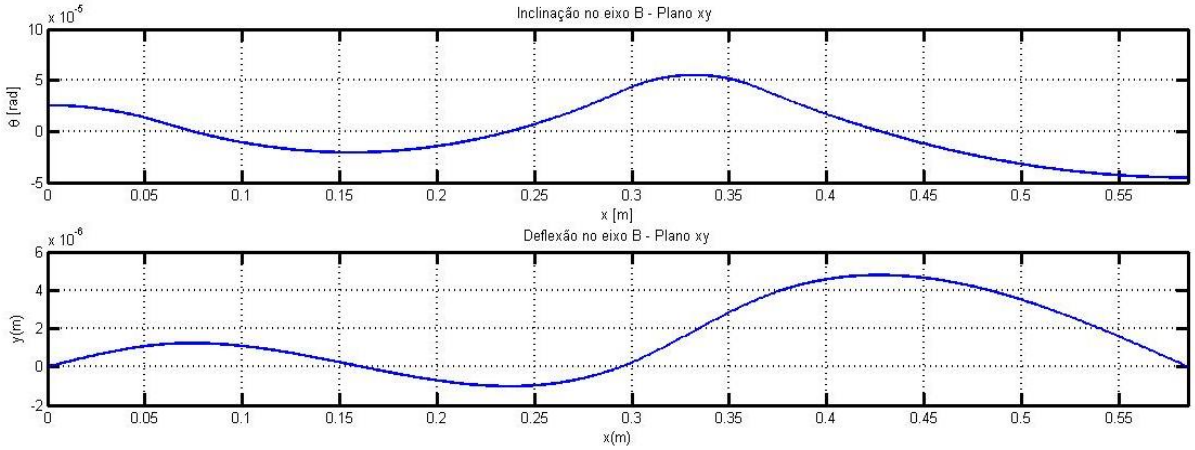


Figura 5.34 Inclinação e deflexão para o eixo b- Plano xy

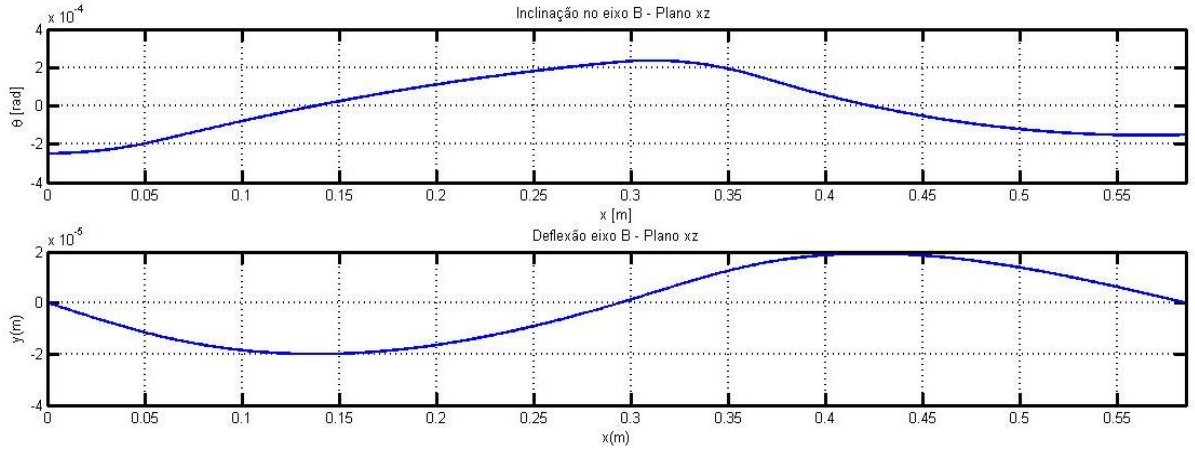


Figura 5.35 Inclinação e deflexão para o eixo b – Plano xz

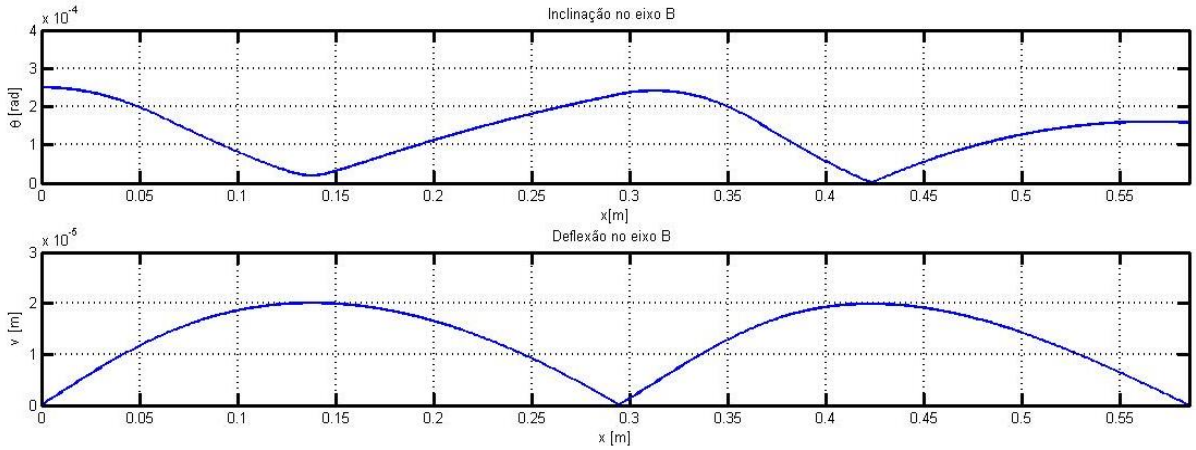


Figura 5.36 Inclinação e deflexão para o eixo b - Resultante

- **Eixo c**

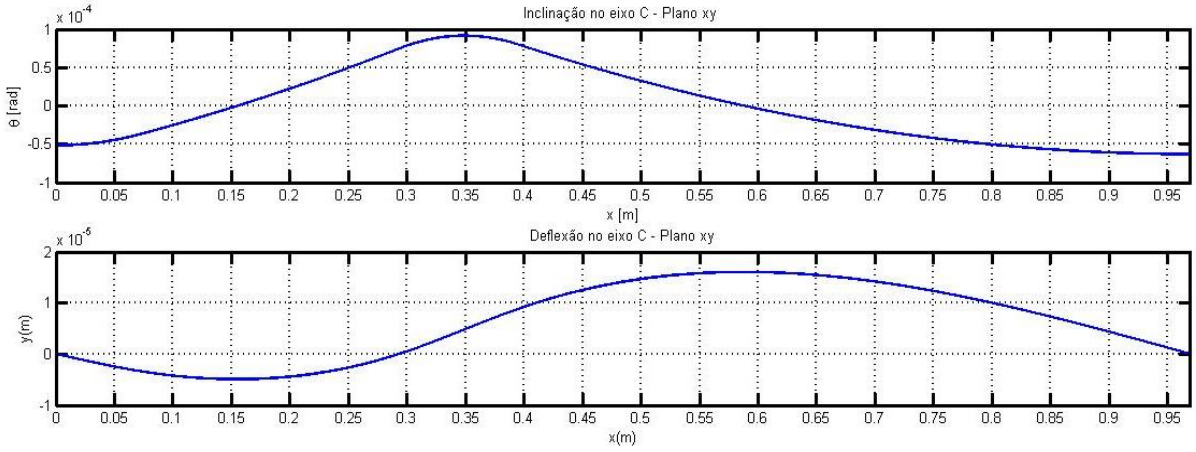


Figura 5.37 Inclinação e deflexão para o eixo c- Plano xy

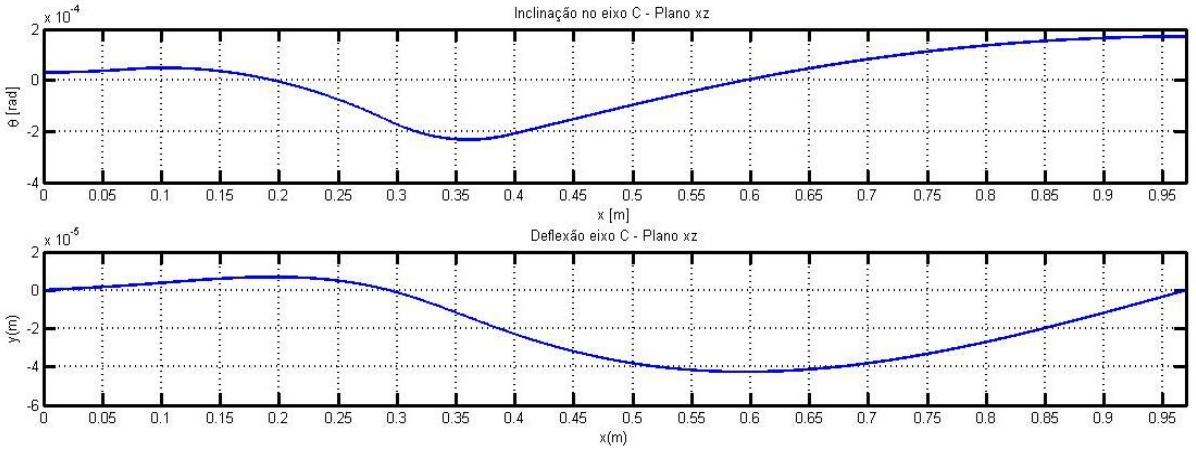


Figura 5.38 Inclinação e deflexão para o eixo c – Plano xz

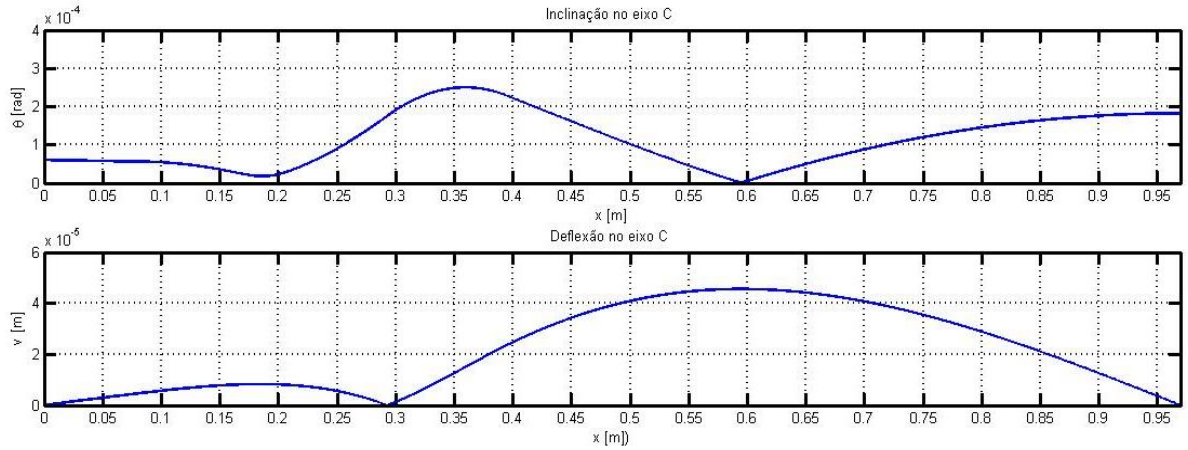


Figura 5.39 Inclinação e deflexão para o eixo c - Resultante

- **Eixo d**

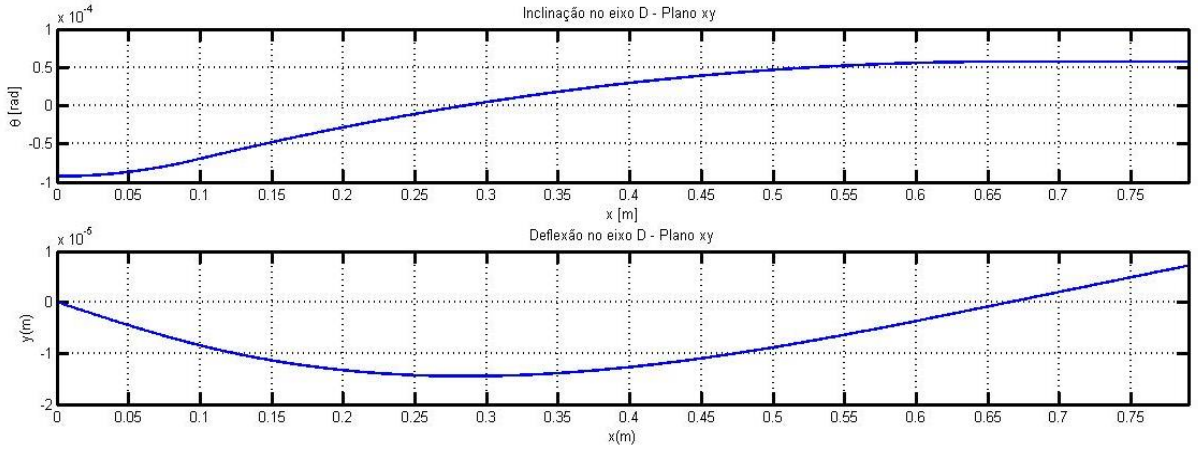


Figura 5.40 Inclinação e deflexão para o eixo d- Plano xy

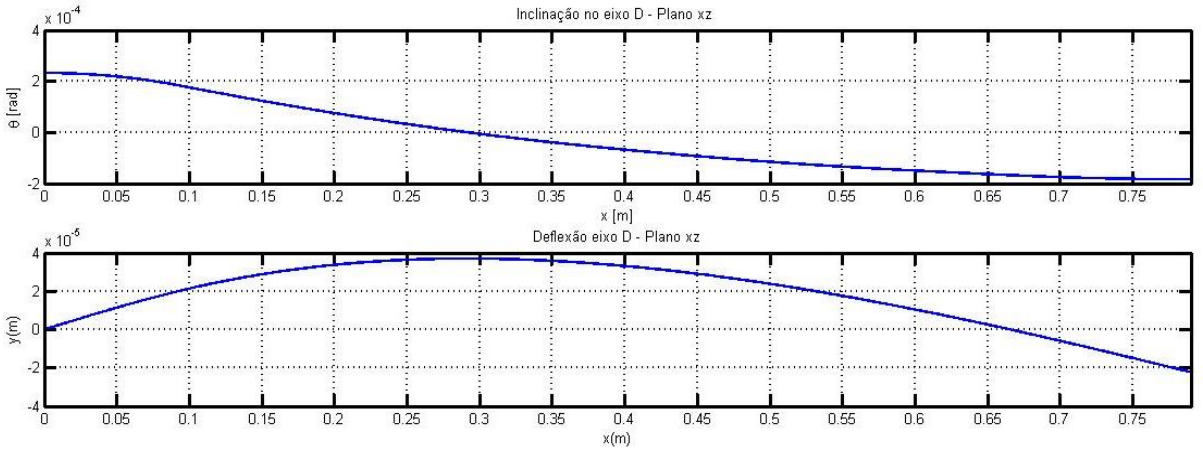


Figura 5.41 Inclinação e deflexão para o eixo d – Plano xz

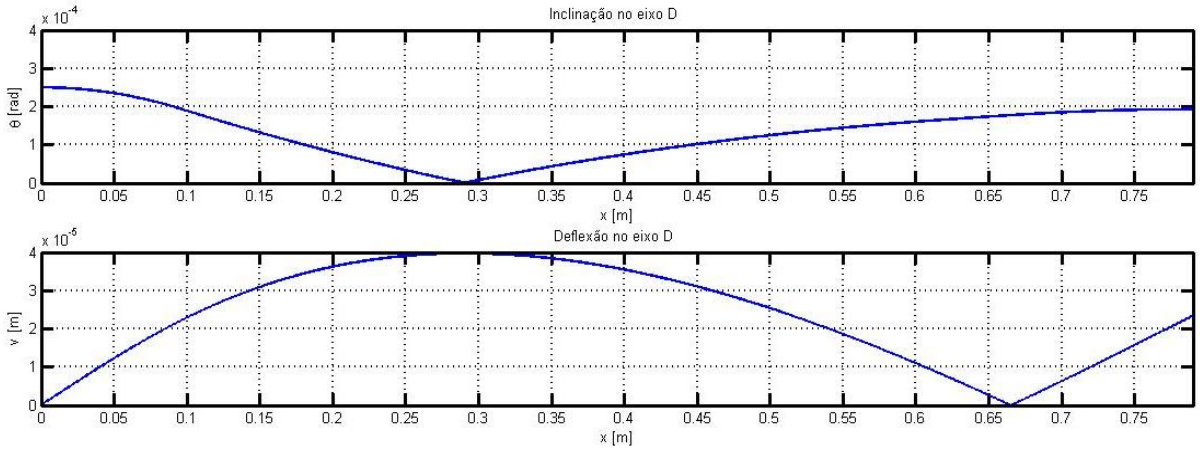


Figura 5.42 Inclinação e deflexão para o eixo d - Resultante

Com a curva de inclinação traçada e com a máxima inclinação admissível que eixo pode suportar no engrenamento ($\theta_{adm} = 0{,}0005\ rad$) é possível determinar o diâmetro mínimo dos eixos para atender esse requisito com a Equação (52).

$$D_{deflexão} = max\left(\left(\left(\frac{n_d\ .\ 64\ .\ \theta(x)}{\pi\ .\ E\ .\ \theta_{adm}}\right)\right)^{\frac{1}{4}}\right) \tag{52}$$

onde

n_d = Fator de segurança

E = Módulo de elasticidade do material [Pa]

θ = Inclinação [rad]

$D_{deflexão}$ = Diâmetro a deflexão [m]

Devido a extensão deste equacionamento e a quantidade de forças reativas presentes nos eixos optou-se por detalhar cada uma das expressões apenas no memorial de cálculo (CD-ROM em anexo).

5.2.6.6 Avaliação quanto a velocidade crítica

Sabe-se que os eixos que giram em altas rotações devem ser projetados de forma que a sua velocidade de trabalho fique distante da sua primeira velocidade crítica, essa velocidade deve estar bem acima da faixa de operação à qual o eixo está submetido.

Quando um eixo está girando, a excentricidade causa uma deflexão por força centrífuga, que é resistida pela rigidez flexural do eixo. Quando um eixo gira em sua velocidade crítica ele fica instável, aumentando a sua deflexão sem um limite superior. O eixo devido a sua massa e os acessórios fixados ao eixo similarmente apresentam uma velocidade crítica.

Para um conjunto de acessórios, o método de Rayleigh para massas discretizadas definido na Equação (53), (SHIGLEY, 2008), pode ser utilizada para o cálculo da velocidade crítica. As curvas de deflexão, mostradas na seção anterior, foram utilizadas para o cálculo da velocidade crítica de cada eixo. Os cálculos referentes à análise de velocidade crítica também estão em uma rotina de cálculos desenvolvida no software MATLAB® (CD-ROM em anexo).

$$\omega_n = \sqrt{g.\frac{\sum_{i=1}^{n} W_i.\delta_i}{\sum_{i=1}^{n} W_i.{\delta_i}^2}} \tag{53}$$

Onde

ω_n = Velocidade crítica [rad/s]

g = Aceleração da gravidade [m/s²]

W_i = Peso na i-ésima localidade [N]

δ_i = Deflexão na i-ésima localidade do corpo [m]

A Tabela 5.16 apresenta a massa dos elementos que foram utilizados para o cálculo da velocidade crítica.

Tabela 5.16 Propriedades de massa dos componentes

Componente	Massa [kg]	Componente	Massa [kg]	Componente	Massa [kg]
Engrenagem 1	1,86	Engrenagem 7	8,74	Engrenagem 13	23,4
Engrenagem 2	9,51	Engrenagem 8	9,66	Engrenagem 14	39,4
Engrenagem 3	4,97	Engrenagem 9	15,4	Eixo a	5,81
Engrenagem 4	4,82	Engrenagem 10	68,2	Eixo b	13,9
Engrenagem 5	2,69	Engrenagem 11	31,8	Eixo c	35,9
Engrenagem 6	28,6	Engrenagem 12	20,3	Eixo d	75

5.2.7 Resultados para os eixos

Os resultados dimensionais para os eixos podem ser visualizados nas Tabelas 5.17 a 5.20 e as Figuras 5.43 a 5.46 apresentam a configuração dos eixos.

- **Eixo a**

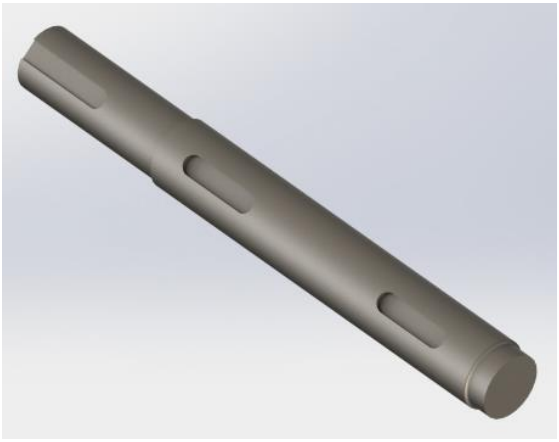


Figura 5.43 Eixo a

Tabela 5.17 Resultados para o eixo a

Eixo a	
Diâmetro estático [mm]	17,32
Diâmetro a fadiga [mm]	25,09
Diâmetro a deflexão [mm]	33,09
Velocidade Crítica [rpm]	7808,90
Diâmetro adotado [mm]	35,00
Comprimento [mm]	42,05

- **Eixo b**

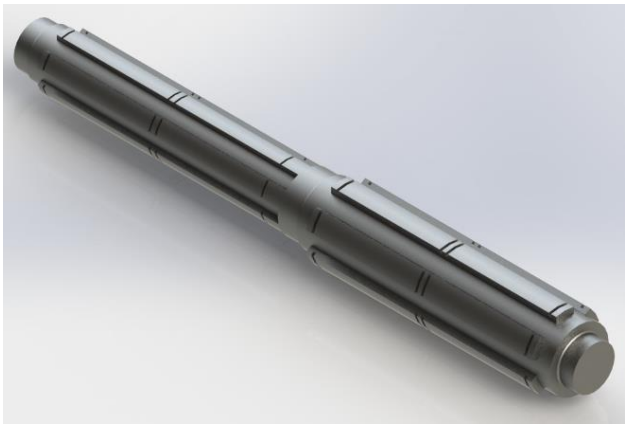


Figura 5.44 Eixo b

Tabela 5.18 Resultados para o eixo b

Eixo b	
Diâmetro estático [mm]	20,53
Diâmetro a fadiga [mm]	37,31
Diâmetro a deflexão [mm]	44,79
Velocidade Crítica [rpm]	7321,09
Diâmetro adotado [mm]	45,00
Comprimento [mm]	601,50

- **Eixo c**

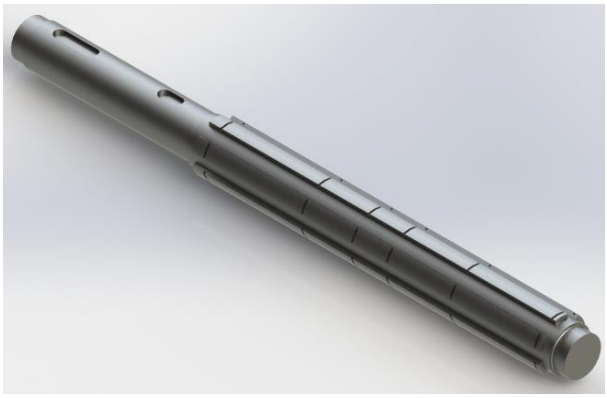


Figura 5.45 Eixo c

Tabela 5.19 Resultados para o eixo c

Eixo c	
Diâmetro estático [mm]	32,52
Diâmetro a fadiga [mm]	55,54
Diâmetro a deflexão [mm]	64,87
Velocidade Crítica [rpm]	5152,21
Diâmetro adotado [mm]	65,00
Comprimento [mm]	985,00

- **Eixo d**

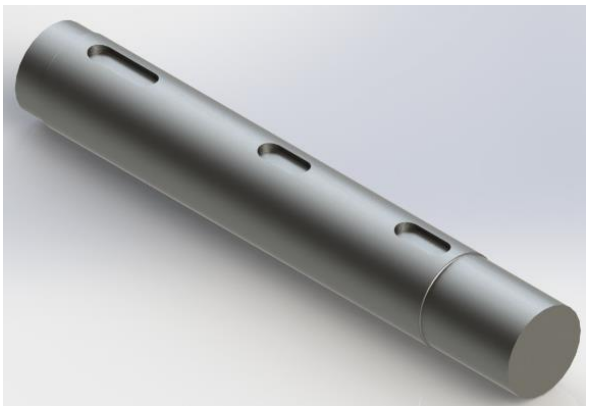


Figura 5.46 Eixo d

Tabela 5.20 Resultados para o eixo d

Eixo d	
Diâmetro estático [mm]	38,40
Diâmetro a fadiga [mm]	66,19
Diâmetro a deflexão [mm]	121,62
Velocidade Crítica [rpm]	13103,63
Diâmetro adotado [mm]	120,00
Comprimento [mm]	810,00

5.2.8 Dimensionamento das chavetas

Chavetas paralelas são geralmente as mais utilizadas e serão adotadas neste projeto, as padronizações da ABNT, ANSI, DIN e ISO definem suas dimensões. Como a largura e a profundidade das chavetas são padronizadas em função do diâmetro do eixo, a única variável de cálculo torna-se o comprimento da chaveta.

Para o projeto serão utilizadas oito chavetas planas (uma para cada engrenagem fixa) com as duas extremidades arredondadas com rasgo de chaveta normal. Para se selecionar as chavetas deve-se partir dos diâmetros dos eixos e os carregamentos para determinar o comprimento das chavetas. A Tabela 5.21 apresenta as propriedades mecânicas para o material de fabricação das chavetas.

Tabela 5.21 Propriedades do Aço 1020 laminado a frio (SHIGLEY, 2008)

AISI 1020 laminado a frio	
Limite de resistência ao escoamento (Sy)	390 MPa
Limite último de resistência a tração (Sut)	470 MPa
Dureza Brinnel	131 HB
Módulo de elasticidade	205 GPa

Como o torque fornecido pelo motor é constante e o coeficiente de segurança de projeto é possível calcular o comprimento da chaveta.

Para o dimensionamento quanto ao cisalhamento da chaveta utiliza-se a equação (54).

$$L_s = \frac{2 \,.\, T \,.\, n_d}{0{,}577\, d_e \,.\, \mathrm{S_y} \,.\mathrm{b}} \tag{54}$$

Onde

L_s= Comprimento mínimo da chaveta quanto ao cisalhamento

T = Torque atuante no eixo [Nm]

n_d =Fator de segurança

d_e = Diâmetro do eixo [m]

S_y = Tensão de escoamento do material [Pa]

b = Largura da chaveta [m]

Para determinar quanto ao esmagamento da chaveta utiliza-se a equação (55).

$$L_e = \frac{4 \,.\, T \,.\, n_d}{d_e \, S_y \, c} \tag{55}$$

Onde

L_e = Comprimento mínimo da chaveta quanto ao esmagamento

T = Torque atuante no eixo [Nm]

n_d = Fator de segurança

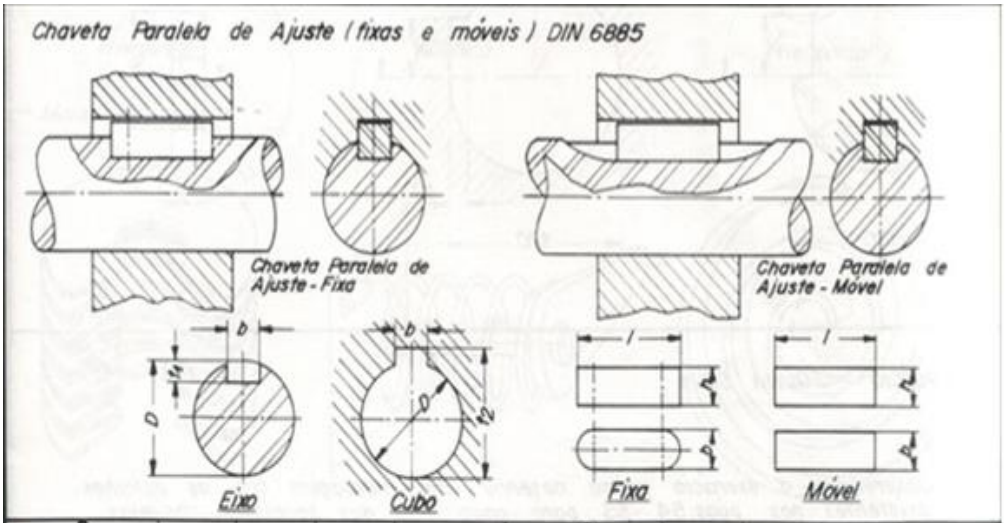
d_e = Diâmetro do eixo [m]

S_y = Tensão de escoamento do material [Pa]

c = Altura da chaveta [m]

Para determinar a altura e a largura das chavetas usa-se a Tabela 5.22 retirada da Norma DIN.

Tabela 5.22 Tamanhos padronizados de chavetas.



D de	D até	b	h	t_1	t_2	D de	D até	b	h	t_1	t_2
6	8	2	2	1,2	D + 1	85	95	25	14	9	D + 5,4
8	10	3	3	1,8	D +1,4	95	110	28	16	10	D + 6,4
10	12	4	4	25	D +1,8	110	130	32	18	11	D + 7,4
12	17	5	5	3	D +2,3	130	150	36	20	12	D + 8,4
17	22	6	6	3,5	D +2,8	150	170	40	22	13	D + 9,4
22	30	8	7	4	D +3,3	170	200	45	25	15	D +10,4
30	38	10	8	5	D +3,3	200	230	50	28	17	D +11,4
38	44	12	8	5	D +3,3	230	260	56	32	20	D +12,4
44	50	14	9	5,5	D +3,8	260	290	63	32	20	D +12,4
50	58	16	10	6	D + 4,3	290	330	70	36	22	D +14,4
58	65	18	11	7	D + 4,4	330	380	80	40	25	D +15,4
65	75	20	12	7,5	D + 4,9	380	440	90	45	28	D +17,4
75	85	22	14	9	D + 5,4	440	500	100	50	31	D +19,5

Aplicando as equações (54) e (55) calcula-se o comprimento mínimo para todas as chavetas. Os resultados dimensionais para as chavetas são apresentados nas Tabelas 5.23 a 5.30

Tabela 5.23 Chaveta para prender o acoplamento

Chaveta para prender o acoplamento a caixa	
Largura [mm]	14
Altura [mm]	9
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,13
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	2,11

Tabela 5.24 Chaveta para prender a engrenagem 1

Chaveta para prender a engrenagem 1	
Largura [mm]	14
Altura [mm]	9
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,04
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	1,88

Tabela 5.25 Chaveta para prender a engrenagem 3

Chaveta para prender a engrenagem 3	
Largura [mm]	14
Altura [mm]	9
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,01
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	1,68

Tabela 5.26 Chaveta para prender a engrenagem 6

Chaveta para prender a engrenagem 6	
Largura [mm]	20
Altura [mm]	12
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,32
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	2,56

Tabela 5.27 Chaveta para prender a engrenagem 8

Chaveta para prender a engrenagem 8	
Largura [mm]	20
Altura [mm]	12
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	0,64
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	1,25

Tabela 5.28 Chaveta para prender a engrenagem 10

Chaveta para prender a engrenagem 10	
Largura [mm]	32
Altura [mm]	18
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,99
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	4,09

Tabela 5.29 Chaveta para prender a engrenagem 12

Chaveta para prender a engrenagem 12	
Largura [mm]	32
Altura [mm]	18
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,33
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	2,72

Tabela 5.30 Chaveta para a engrenagem 14

Chaveta para prender a engrenagem 14	
Largura [mm]	32
Altura [mm]	18
Comprimento mínimo para o cisalhamento [mm]	1,63
Comprimento mínimo para o esmagamento [mm]	3,64

5.2.9 Seleção dos rolamentos

A seleção dos rolamentos foi feita com base no catálogo do fabricante de rolamentos SKF. Para a seleção dos rolamentos é necessário conhecer as cargas suportadas nos mancais e a vida estipulada. Com esses parâmetros é possível calcular a carga dinâmica que o rolamento deverá suportar. Com isso pode-se selecionar o rolamento de acordo com o catálogo do fabricante. Os rolamentos adotados são do tipo fixos com uma carreia de rolos cilíndricos e serão projetados para uma vida de cinco anos. As equações (56) e(57) foram obtidas no catálogo da SKF, (SKF BRASIL, 2015).

- **Cálculo da carga estática**

$$C_0 = fs.P_r \tag{56}$$

onde

C_0 = Carga estática [N]

fs = 1.5, fator de correção para rolamento de rolo em operação normal

P_r = Carga suportada pelo rolamento [N]

- **Cálculo da carga dinâmica**

$$C = \frac{f_h . P_r}{f_n} \tag{57}$$

onde

f_h = coeficiente de vida nominal (ver Figura 5.47)

P_r = Carga suportada pelo rolamento [N]

$fn = (0.03.n)^{-\frac{3}{10}}$, n é a velocidade de rotação em rpm

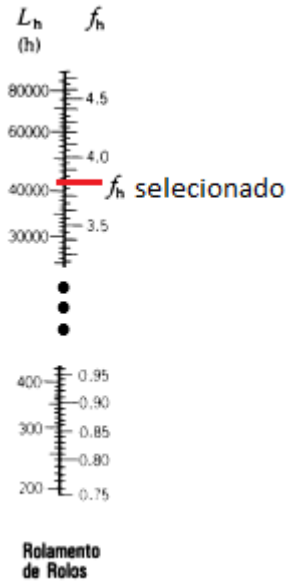


Figura 5.47 Coeficiente de vida nominal (SKF BRASIL, 2015)

5.2.9.1 Rolamentos selecionados

- Modelo NU

Os rolamentos modelo NU apresentam dois flanges integrados no anel externo e nenhum flange no anel interno. Esses rolamentos podem suportar o deslocamento axial do eixo em relação ao mancal em ambas as direções. Estes rolamentos são do tipo selado e não necessitam de lubrificação.

- Modelo NJ

Os rolamentos modelo NJ apresentam dois flanges integrados no anel externo e um no anel interno. Esses rolamentos são usados para fixar o eixo axialmente em uma direção. Eles conseguem suportar o deslocamento axial do eixo em relação ao mancal em uma direção apenas.

Todos os rolamentos de modelo NJ devem ser montados a direita do eixo ao qual será montado. As Tabelas 5.31 a 5.34 mostram os modelos selecionados para cada um dos eixos que compõe a o redutor de velocidades.

- **Eixo a**

Tabela 5.31 Rolamentos selecionados para o eixo a

Eixo a	
Localização do rolamento	**Modelo selecionado**
Rolamento a esquerda	NU 1009 ECP
Rolamento a direito	NJ 1009 ECP

- **Eixo b**

Tabela 5.32 Rolamentos selecionados para o eixo b

Eixo b	
Localização do rolamento	**Modelo selecionado**
Rolamento a esquerda	NU 1009 ECP
Rolamento intermediário	NU 212 ECM
Rolamento a direito	NJ 1009 ECP

- **Eixo c**

Tabela 5.33 Rolamentos selecionados para o eixo c

Eixo c	
Localização do rolamento	**Modelo selecionado**
Rolamento a esquerda	NU 213 ECM
Rolamento intermediário	NU 214 ECM
Rolamento a direito	NJ 213 ECM

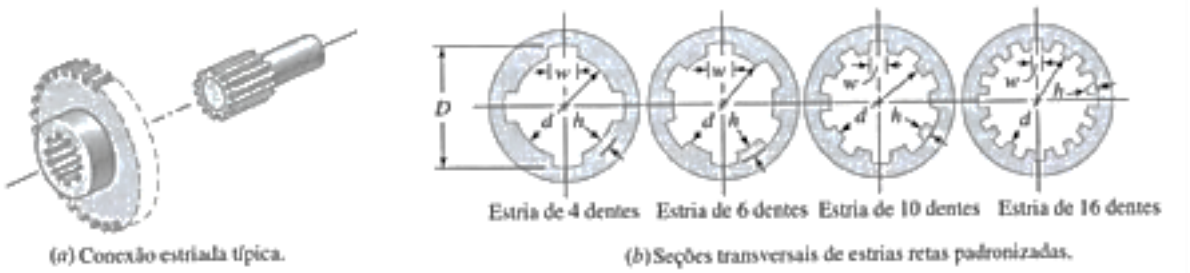
- **Eixo d**

Tabela 5.34 Rolamentos selecionados para o eixo d

Eixo d	
Localização do rolamento	**Modelo selecionado**
Rolamento a esquerda	NU 224 ECM
Rolamento a direito	NJ 224 ECM

5.2.10 Dimensionamento das estrias

No projeto deste redutor de velocidades, as estrias de dentes retos são utilizadas para dar mobilidade as engrenagens que devem ser acopladas e desacopladas. Para o dimensionamento dos estriados foram utilizadas as dimensões padronizadas apresentadas na Figura 5.48.



(*a*) Conexão estriada típica.

(*b*) Seções transversais de estrias retas padronizadas.

TABELA 8.4 Dimensões Padronizadas para Dentes Retos de Estria[1]

Número de Dentes da Estria	*w* (para todos os ajustes)	Ajuste Classe A (montagem permanente)		Ajuste Classe B (para deslizar *sem* carga)		Ajuste Classe C (para deslizar *com* carga)	
		h	*d*	*h*	*d*	*h*	*d*
Quatro	0,241*D*	0,075*D*	0,850*D*	0,125*D*	0,750*D*	—	—
Seis	0,250*D*	0,050*D*	0,900*D*	0,075*D*	0,850*D*	0,100*D*	0,800*D*
Dez	0,156*D*	0,045*D*	0,910*D*	0,070*D*	0,860*D*	0,095*D*	0,810*D*
Dezesseis	0,098*D*	0,045*D*	0,910*D*	0,070*D*	0,860*D*	0,095*D*	0,810*D*

[1]Veja a Figura 8.9(b) para definições dos símbolos.

Figura 5.48 Dimensões padronizadas das estrias (COLLINS, 2006)

No projeto foram utilizados estriados com seis dentes e um ajuste classe B. Esse ajuste foi adotado, pois as engrenagens só são engrazadas quando o sistema não está em funcionamento. O comprimento mínimo do estriado prevendo o cisalhamento pode ser obtido utilizando a Equação (58) e para o esmagamento pode ser obtido pela Equação (59).

$$L_s = \frac{D_r^3}{D_m^2} \tag{58}$$

$$L_e = 1{,}33.\frac{T}{h_e\,.n_e\,.S_y\,.r_m} \tag{59}$$

Onde:

L_c : comprimento mínimo do estriado quanto ao cisalhamento [m]

D_r: diâmetro de raiz do estriado[m]

D_m: diâmetro médio [m]

L_e : comprimento mínimo do estriado quanto ao esmagamento, [m]

S_y : limite de escoamento do material, [MPa]

T : torque atuante no eixo, [Nm]

h_e: altura dos dentes das estrias [m]

n_e : número de estrias

r_m: raio médio da estria [m]

1,33 : valor que admite não-uniformidade do torque atuante.

As Tabelas 5.35 a 5.37 apresentam os parâmetros para o dimensionamento e o comprimento mínimo do estriado.

- **Resultados para o eixo b**

Tabela 5.35 Dimensões do estriado à esquerda do eixo b

Dimensões	[mm]
Diâmetro externo (D)	58,0
Diâmetro de raiz (d)	49,0
Altura da estria (h)	4,5
Largura da estria (w)	14,4
Comprimento mínimo (L)	41,4

Tabela 5.36 Dimensões do estriado à direita do eixo b

Dimensões	[mm]
Diâmetro externo (D)	76,0
Diâmetro de raiz (d)	64,0
Altura da estria (h)	6,0
Largura da estria (w)	19,0
Comprimento mínimo (L)	54,0

- **Resultados para o eixo c**

Tabela 5.37 Dimensões do estriado do eixo c

Dimensões	[mm]
Diâmetro externo (D)	87,0
Diâmetro de raíz (d)	74,0
Altura da estria (h)	6,5
Largura da estria (w)	21,75
Comprimento mínimo (L)	62,5

5.2.11 Seleção de anéis de retenção

Anéis retenção são elementos de fixação usados em eixos ou furos que possuem como principais funções evitar o deslocamento axial das peças e componentes e posicionar ou limitar o curso de uma peça que desliza sobre o eixo. Alguns pontos importantes devem ser observados. A dureza do anel deve atender as condições de trabalho do elemento. Deve se levar em consideração os esforços que o elemento possa vir a sofrer provenientes de impactos, vibração, flexão, altas temperaturas, atrito excessivo, corrosão, entre outros.

A norma que trata do assunto é a DIN 475, que fornece o detalhamento técnico de anéis de retenção para eixo. A seleção dos anéis de retenção foi feita de acordo com o diâmetro do eixo, visto que esses anéis de retenção para o projeto têm função apenas de escorar as engrenagens e posicionar as mesmas para que possam engrenar de forma correta.

Para o eixo b foram selecionados os seguintes pares de anéis de retenção

- Anel elástico TTb 501.058
- Anel elástico TTb 501.076

Para o eixo c o seguinte par de anéis de retenção

- Anel elástico TTb 501.087

5.2.12 Projeto da carcaça da caixa redutora

As carcaças ou caixas são estruturas que tem a função de suporte do conjunto (feitas de ferro fundido, aço ou alumínio), ou seja, conter todo o conjunto rotativo, composto pelo eixo e engrenagens. Além da função estrutural, é utilizada como reservatório de óleo para lubrificação dos elementos do sistema e como um anteparo de proteção, impedindo que operadores entrem em contato direto com os elementos rotativos.

- **Simulação**

As condições de contorno na caixa são definidas pelas cargas atuantes e pelos pontos de fixação. A caixa é solicitada pelos esforços reativos, provenientes dos carregamentos impostos sobre eixos. Quanto à fixação, definiu-se que ela seria feita pelo engaste dos furos dos parafusos de fixação. A partir desta configuração tem-se uma aproximação do funcionamento do elemento. A realização correta da simulação depende do material selecionado para o elemento. As características mecânicas do material estão na Tabela 5.38.

A configuração da malha imposta pode ser vista na Tabela 5.39. Já as condições de contorno impostas à análise podem ser visualizadas na Figura 5.49 e os resultados obtidos nas Figura 5.50 e Figura 5.51. Um resumo dos resultados é mostrado na Tabela 5.40.

Tabela 5.38 Propriedades mecânicas do material utilizado na caixa

Alumínio 201.0 – T7 Fundição de molde isolado	
Módulo de Elasticidade	71 [GPa]
Coeficiente de Poisson	0,33
Resistência à tração	273 [MPa]
Limite de escoamento	225 [MPa]

Tabela 5.39 Característica da malha

Malha	
Número de nós	144486
Número de elementos	75972

Tabela 5.40 Resultados obtidos por MEF

Resultados	Valor	Unidade
Fator de segurança mínimo	15	-
Deformação máxima	$2{,}85 * 10^{-5}$	[m]

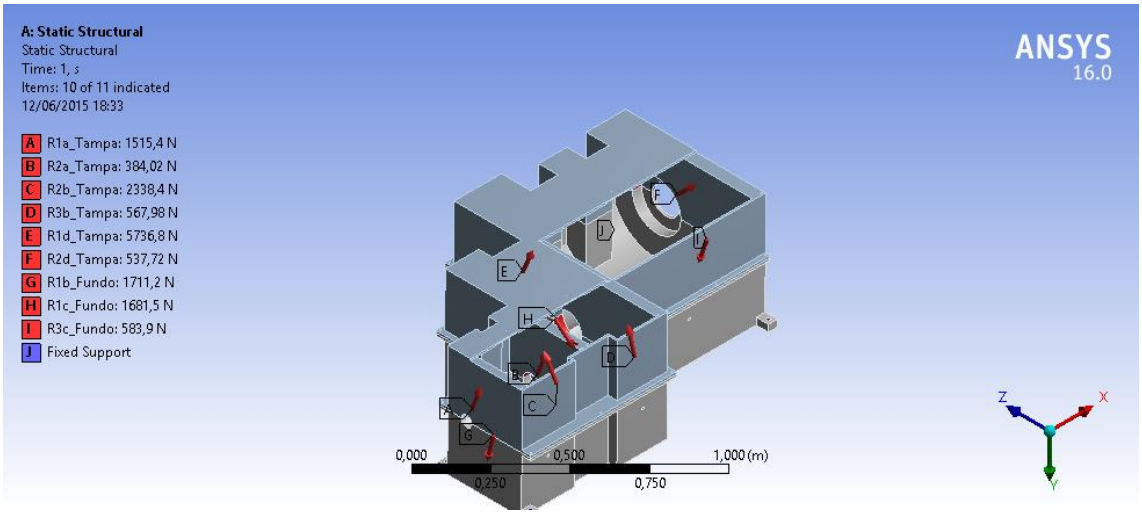


Figura 5.49 Condições de contorno

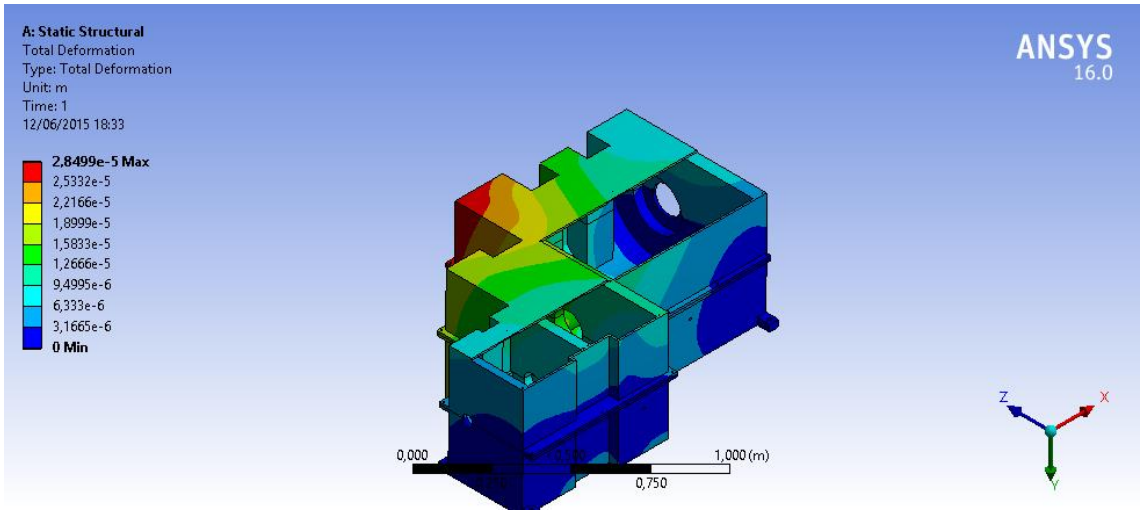


Figura 5.50 Deformação total

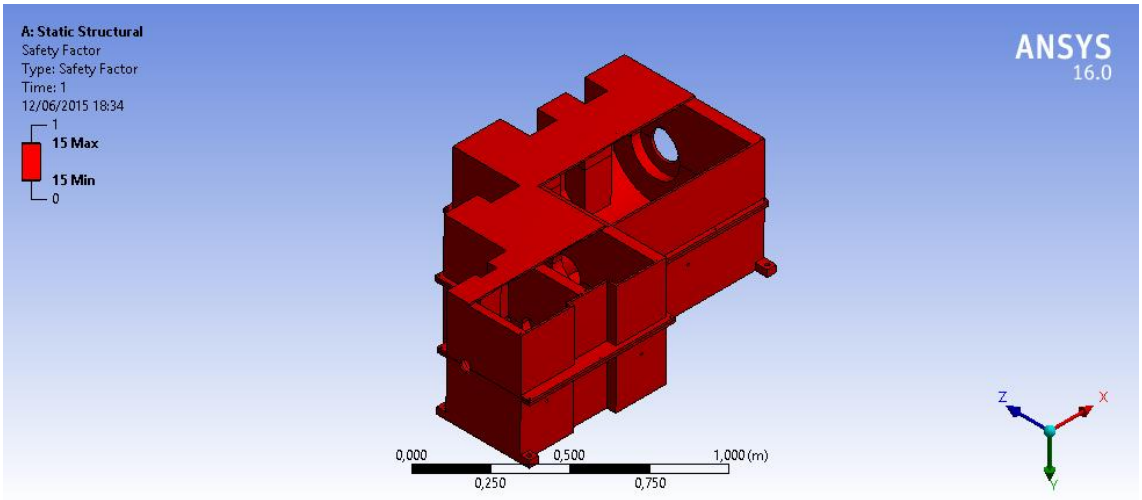


Figura 5.51 Fator de segurança

5.2.13 Parafusos de fixação

Os parafusos de fixação estão sob tensões normais e cisalhantes, por esse motivo os parafusos devem ter roscas parciais para que entre as juntas de fixação o parafuso cumpra a função tal como um pino e não ocorra flexão no mesmo, isso ocorre quando uma pré-carga é aplicada sobre o mesmo. A metodologia consiste na verificação de um parafuso previamente selecionado, caso o parafuso não atenda a necessidade o mesmo é descartado e outro parafuso de tamanho nominal maior é verificado.

Primeiramente determinaram-se as tensões devido as forças cisalhante e força normal resultantes, com as equações (58) e (59).

$$\sigma_n = \frac{P_r}{A_t} \tag{60}$$

$$\tau = \frac{F_r}{A_t} \tag{61}$$

onde

P_r= Carga normal resultante [N]

F_r = Carga cisalhante resultante [N]

σ_n = Tensão devido a carga normal resultante [Pa]

τ = Tensão devido ao cisalhamento resultante [Pa]

A_t = Área efetiva do parafuso sob tração [m²]

Usando a composição de tensão de von Mises para calcular a tensão equivalente

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\,\tau^2} \tag{62}$$

Segundo (SHIGLEY, 2008), a força de pré-carga e a tensão devido à pré carga podem ser calculadas utilizando as Equações (63) e (64).

$$F_i = 0{,}75\,F_p \tag{63}$$

E a tensão devido a pré-carga

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} \tag{64}$$

Em que

F_i= Força de pré-carga [N]

F_p = Carga de prova do parafuso [N]

σ_i = Tensão devido a pré-carga [Pa]

A_t = Área do parafuso sob tração [m]

O fator de carga do parafuso, semelhante ao fator de segurança, pode ser verificado pela seguinte Equação (65), (SHIGLEY, 2008).

$$n_c = \frac{N_{par}\,.\,(S_p - \sigma_i)}{C\,.\,\sigma'} \tag{65}$$

onde

n_c = Fator de carga do parafuso

N_{par} = Número de parafusos

S_p = Tensão de prova no parafuso [Pa]

C = Fração de carga externa sobre o parafuso

σ' = Tensão equivalente de von Mises [Pa]

Para garantir que a força de pré-carga aplicada seja satisfeita é necessário calcular o torque de aperto dos parafusos que seja capaz de garantir a pré-carga calculada. Usando a seguinte equação (66), obtida em (SHIGLEY, 2008).

$$T_i = K\,.F_i.D_{par} \tag{66}$$

onde

T_i = Torque de aperto [Nm]

K = Coeficiente de torque

F_i= Força de pré-carga [N]

D_{par} = Diâmetro do parafuso [m]

Para a seleção dos parafusos foi consultado o catálogo de parafusos da Ciser. As porcas e arruelas foram selecionadas de acordo com o tipo de rosca e tamanho nominal dos parafusos. Nas Tabelas 5.41 a 5.43 são apresentadas as características dos parafusos.

- **Parafusos de fixação da tampa de manutenção**

Tabela 5.41 Parafuso de fixação da tampa de manutenção

Tamanho nominal	Comprimento [mm]	Tipo de rosca	Fator de carga	Tensão de prova [Mpa]	Torque de pré-carga [Nm]
M6 x 1,5 mm	30	MA	3,72	309,95	11,21

Conjunto selecionado:

- PARAFUSO SEXTAVADO 4.8 MA RIx30mm - Código 145 261 00
- PORCA SEXTAVADA MA - Código 605 257 00
- ARRUELA LISA METRICA - Código 806 251 00

- **Parafusos de fixação da caixa redutora**

Tabela 5.42 Parafuso de fixação da tampa de manutenção

Tamanho nominal	Comprimento [mm]	Tipo de rosca	Fator de carga	Tensão de prova [Mpa]	Torque de pré-carga [Nm]
M6 x 1,5 mm	100	MA	3,72	309,95	11,21

Conjunto selecionado

- PARAFUSO SEXTAVADO 4.8 MA RIx100mm - Código 160 576 02
- PORCA SEXTAVADA MA - Código 605 566 00
- ARRUELA LISA METRICA - Código 806 551 00

- **Parafusos de fixação das tampas de movimentação**

Tabela 5.43 Parafuso de fixação da tampa de manutenção

Tamanho nominal	Comprimento [mm]	Tipo de rosca	Fator de carga	Tensão de prova [Mpa]	Torque de pré-carga [Nm]
M6 x 1,5 mm	20	MA	3,72	309,95	11,21

Conjunto selecionado

- PARAFUSO SEXTAVADO 4.8 MA RI - Código 145 257 00
- ARRUELA LISA METRICA - Código 806 251 00

5.2.14 Tolerâncias aplicadas aos componentes

As peças fabricadas sempre exibem certo grau de variabilidade, pois o processo de fabricação é sujeito a várias fontes de imprecisão como imperfeições dos instrumentos, deformação dos materiais e falhas do operador, entretanto, estas variações ou desvios nas peças não podem interferir na precisão adequada para a peça cumprir a sua função e não podem interferir na intercambialidade, ou seja, a capacidade de se trocar peças semelhantes sem que seja necessário fazer ajustes ou reparos.

Para o projeto da caixa redutora as tolerâncias adotadas estão de acordo com as seguintes normas NBR 2768-1(que relaciona as dimensões gerais com a tolerância), NBR 6158(sistema de ajuste para furos e elementos que estão em contato, exigem maior grau de precisão) e NBR 2768-2(tolerância geométrica) ou em alguns casos as indicações de catálogos dos componentes selecionados.

Todos os valores de tolerância serão indicados nos desenhos técnico que estão em anexo a este trabalho (Anexo IV).

5.2.15 Lubrificação

A definição da lubrificação foi escolhida de acordo com as principais características do sistema a fim de escolher o mais eficiente para a aplicação do projeto, outro ponto considerado foi a facilidade de execução e o custo de manutenção.

Segundo HAMROCK, SCHMID e JACOBSON (2004) a lubrificação elastohidrodinâmica atende de forma satisfatória a lubrificação em superfícies com elevadas tensões de contato, caso da maioria dos engrenamentos. O lubrificante deve ser introduzido nos locais sob contato produzindo um filme entre as partes contato. Dessa forma, o conjunto de efeitos hidrodinâmicos força o lubrificante a separar as superfícies enquanto a pressão da carga deforma elasticamente os corpos envolvidos.

A forma de implementação da lubrificação será feita através de banho de óleo, que consiste na imersão parcial das engrenagens no fluido lubrificante. A circulação do lubrificante ocorre devido a rotação das que estiverem parcialmente imersas em óleo lubrificante o movimento de rotação das garante uma lubrificação constante do sistema.

As especificações sobre lubrificação encontradas na AGMA referentes às engrenagens cilíndricas de dentes utilizadas em sistemas de transmissão industrial são baseadas em engrenagens com velocidades de operação inferiores a 3600 rpm, abrangendo uma faixa de temperatura ambiente de 10°C a 50°C, cujas temperaturas de operação são inferiores a 95°C e estão de acordo com a operação da caixa redutora projetada.

A seleção do fluido depende do cálculo da viscosidade cinemática. Esse cálculo pode ser feito seguindo a metodologia proposta pela American Society for Testing and Materials – ASTM(D445-15) calculada pela Equação (67), (IPIRANGA, 2013).

$$v_{40} = \frac{7000}{V^{0,5}} \quad (67)$$

Em que:

v_{40} = Viscosidade cinemática a 40º C[cSt]

V = Velocidade na linha primitiva [pés/min]

Considerando a menor velocidade de rotação entre os pares de engrenagens para a seleção do fluido lubrificante, onde a velocidade na linha primitiva é igual $v = 2{,}07 m/s = 408{,}07\ pés/min.$ O fluido lubrificante deve ter, no mínimo, 346,52 cSt a 40 °C. Usando a Tabela 5.44 do fabricante de lubrificantes Ipiranga, que está de acordo com as recomentações de operação da AGMA, pode-se selecionar o lubrificante IPTUR AW 320. Esta linha de oléo contém aditivos antidesgaste, antioxidante, antiferrugem, antiespumante, anticorrosivo e demulsificante. A quantidade de oléo necessária para nivelar o volume de oléo é de 42 litros de oléo.

Tabela 5.44 Seleção de lubrificantes de acordo com a viscosidade (IPIRANGA, 2013)

LUBRIFICANTES IPIRANGA SERVIÇO NORMAL		VISCOSIDADE CINEMÁTICA cSt a 40°C
PRODUTO IPIRANGA	N.° AGMA	
IPITUR AW 46	1	41,4 a 50,6
IPITUR AW 68	2	61,2 a 74,8
IPITUR AW 100	3	90 a 110
IPITUR AW 150	4	135 a 165
IPITUR AW 220	5	198 a 242
IPITUR AW 320	6	288 a 352
ÓLEOS COMPOSTOS *		-
IPICIL S 460	7 COMP.	415 a 506
IPICIL S 680	8 COMP.	612 a 748
IPICIL S 1000	8A COMP.	900 a 1100

5.2.16 Junta de vedação

O material para a junta de vedação foi o papelão hidráulico sem amianto. Usado para aplicações industriais e facilmente encontrado no mercado. Suas principais características são a elevada resistência ao esmagamento, baixo relaxamento, resistência a altas temperaturas e pressões e é resistência a produtos químicos. Esse tipo de material atende as necessidades de vedação da caixa. Ele vem em folhas de tamanho padronizado e deve ser cortado de acordo com a aba de fixação da base da caixa de engrenagem. Seu formato está de acordo com a Figura 5.52 e dimensões especificadas em anexo (Anexo IV).

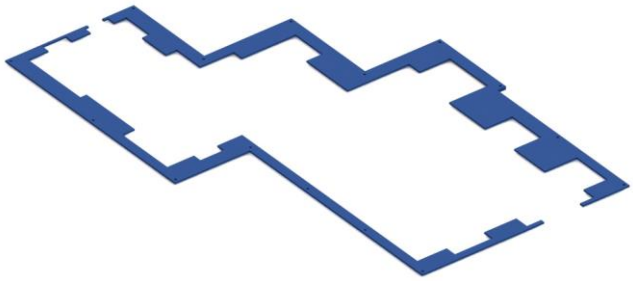


Figura 5.52 Junta de vedação

5.2.17 Seleção do visor do nível de óleo

O nível de óleo deve ser verificado periodicamente e para facilitar essa medição adotou-se o uso de visores do tipo bujão. Eles são normalmente confeccionados com o corpo em alumínio, com o visor em vidro cristal temperado e sua vedação em borracha nitrílica. Com o auxílio da Figura 5.53 pôde-se selecionar três visores com três quartos de polegada.

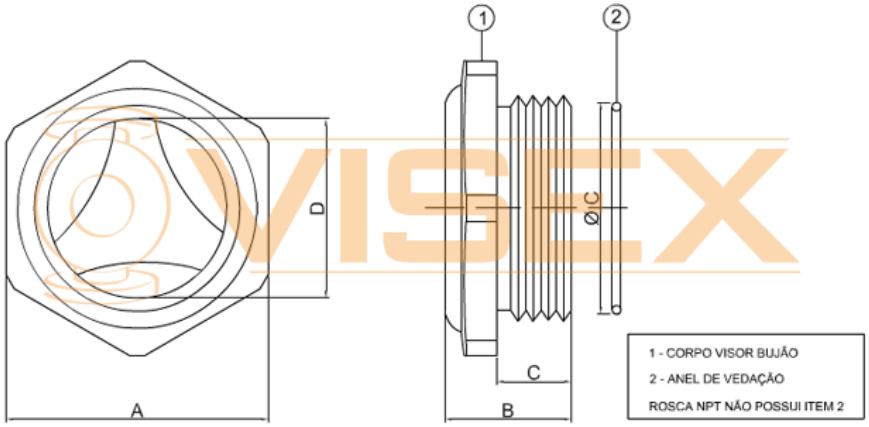


Tabela Dimensões Visor Bujão Sextavado
Visores Bujão com rosca BSP

www.visex.com.br
Tel:(11) 4161-1006

Diâmetro Roscas (medida nominal)*	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.1/8	1.1/4	1.1/2	2
D (Diâmetro Interno visível - mm)	7	10	13	18	23	26	32	35	43
A (em polegadas)	3/4	7/8	1	1.1/4	1.1/2	1.3/4	2	2	2.1/2
B (mm)	19	19	20	20	25	26	26	26	26
C (mm)	10	10	11	11	15	15	15	15	15
Secção (esp) O'ring Rosca (mm)	2,62	2,62	2,62	2,62	3,53	3.53	3.53	3,53	3,53
Pressão Máx. Trabalho (bar)	30	20	20	30	20	15	12	10	10

Figura 5.53 Visor de nível de óleo (VISEX, 2014)

5.2.18 Montagem do redutor de velocidades

Uma possível ordenação para a montagem final da caixa redutora é descrita nesta seção.

- **Montagem do eixo a**

Sobre o eixo devem ser posicionadas as engrenagens 1 e 3, as mesmas devem ser fixadas pelas chavetas 1 e 2 respectivamente. Logo após os rolamentos devem ser posicionados, devido ao ajuste por interferência indicado pelo fabricante, os rolamentos devem ser aquecidos e depois posicionados

encostando a face no ressalto existente no eixo que marcam o posicionamento. O rolamento do tipo NJ deve ficar à direita do eixo, como é mostrado na Figura 5.54.

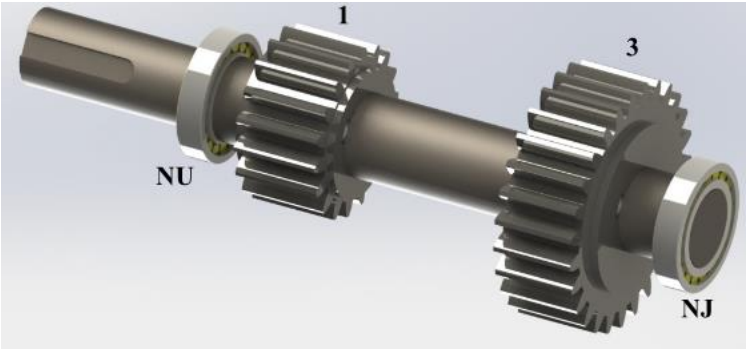


Figura 5.54 Montagem eixo a

- **Montagem do eixo b**

Neste eixo primeiramente deve ser colocado o rolamento do meio escorando o mesmo no ressalto existente no eixo, logo após as engrenagens 2, 4, 5 e 7 devem ser posicionadas conforme a Figura 5.55. Essas engrenagens podem correr livremente sobre o estriado, as mesmas serão posicionadas através de anéis de retenção que delimitarão a posição de acordo com o engrenamento que se deseja promover. Após isso os dois outros rolamentos devem ser colocados, o rolamento do tipo NJ deve ficar à direita do eixo b. Todos os rolamentos devem ser aquecidos antes de posicionados.

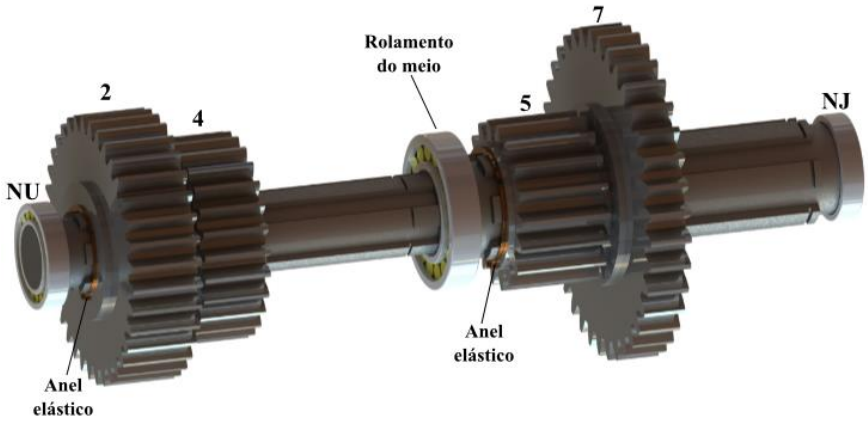


Figura 5.55 Montagem eixo b

- **Montagem do eixo c**

Semelhante a montagem do eixo b, o rolamento do meio deve ser posicionado primeiramente escorando-o no ressalto presente no eixo, depois as engrenagens 9, 11 e 13 devem ser colocadas sobre o estriado onde poderão transitar livremente conforme a necessidade do engrenamento que se deseja, suas posições serão marcadas por um par de anéis de retenção. As engrenagens 6 e 8 devem ser devidamente fixadas pelas chavetas 3 e 4 respectivamente. Logo após os rolamentos das extremidades devem ser colocados

até topar no ressalto existente no eixo. Todos os rolamentos devem ser aquecidos antes de posicionados. A montagem final é mostrada na Figura 5.56.

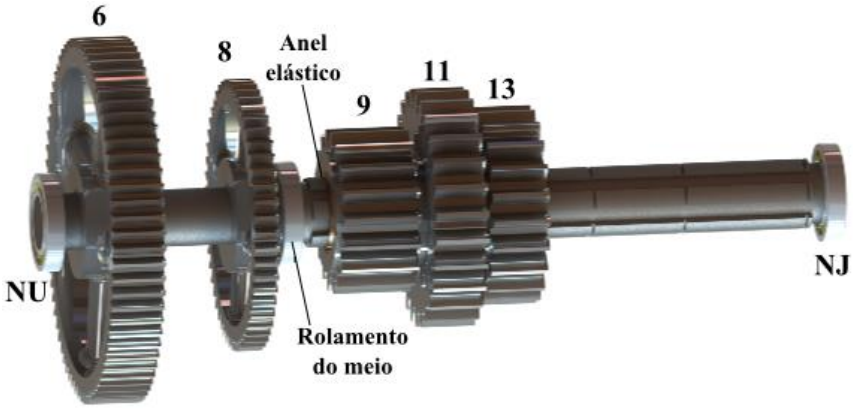


Figura 5.56 Montagem eixo c

- **Montagem do eixo d**

No eixo d as engrenagens 10, 12 e 14 devem ser fixadas pelas chavetas 5, 6 e 7 respectivamente. Depois os rolamentos devem ser posicionados sobre o eixo, os rolamentos devem ser montados até topar nos ressaltos de posicionamento. O rolamento do tipo NJ deve ser posicionado a direita do eixo. Os dois rolamentos devem ser aquecidos antes do posicionamento para fornecer o ajuste necessário. A montagem referente ao eixo d pode ser visualizada na Figura 5.57.

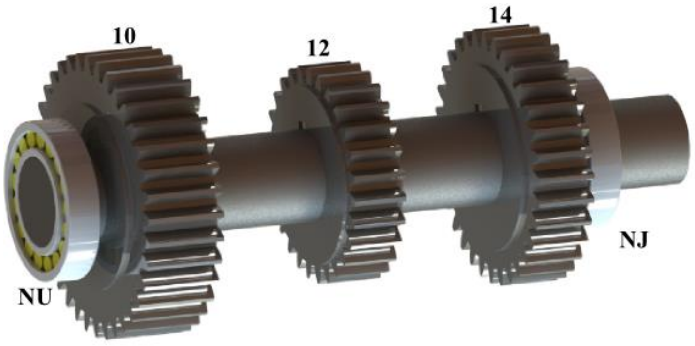


Figura 5.57 Montagem eixo d

- **Montagem da caixa de engrenagem**

Após todos os eixos devidamente montados eles devem ser posicionados sobre a base da caixa de engrenagem conforme a Figura 5.58. (SHIGLEY, 2008)

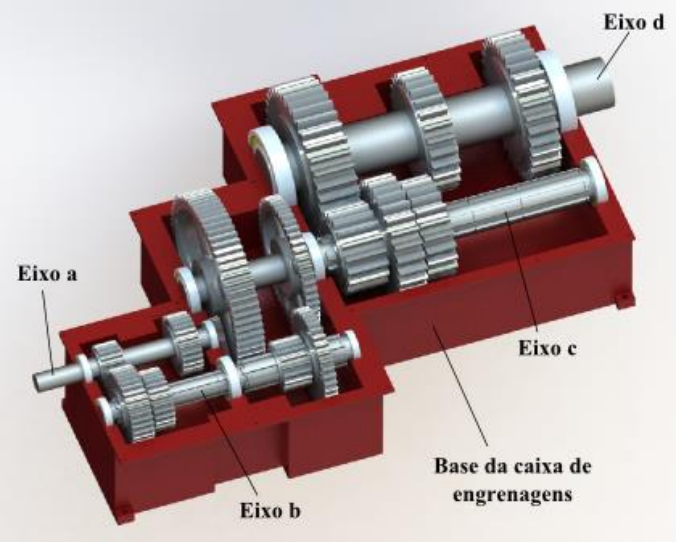


Figura 5.58 Posicionamento dos eixos na base da caixa

Os visores de nível de óleo devem ser rosqueados na parte lateral base da caixa de engrenagens. A junta de vedação deve ser posicionada sobre a aba superior da caixa e logo após a tampa de manutenção deve ser colocada e aparafusada, o conjunto de fixação possui um parafuso, uma porca duas arruelas. As arruelas devem ser posicionadas uma sobre a aba da tampa de manutenção e outra sob a aba da base da caixa de engrenagem conforme a Figura 5.59.

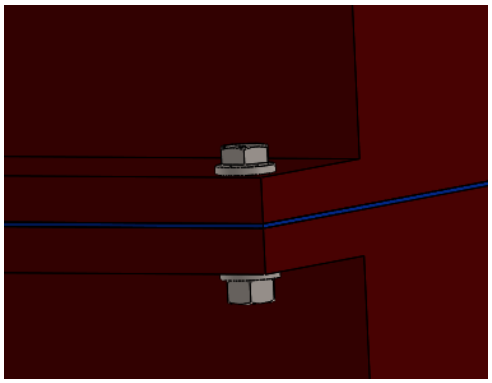


Figura 5.59 Fixação da tampa de movimentação

As três tampas de manutenção 1, 2 e 3 devem ser posicionadas sobre a caixa em seus respectivos lugares e depois aparafusadas, cada uma dessas tampas é presa por dois parafusos. Assim a montagem da caixa está finalizada.

5.2.19 Manutenção da caixa redutora

- **Inspeção externa**

Recomenda-se que uma inspeção seja feita periodicamente ou sempre que se julgar necessário. Essa inspeção externa deve verificar os seguintes pontos:

- Verificar se não há vazamento de óleo na junta de vedação;

- Verificação do aperto dos parafusos tanto os que prendem a tampa de manutenção a base da caixa como os que prendem as tampas de movimentação;
- Verificar se a caixa redutora está devidamente fixada a bancada.

➢ **Inspeção interna**

Recomenda-se que a inspeção interna seja feita a cada término de ensaio, realizando a retirada da tampa de manutenção. Uma inspeção completa de todos os componentes deve avaliar os seguintes aspectos:

- Verificação dos dentes de todas as engrenagens para detectar possíveis desgastes prematuros;
- Verificação da integridade dos rolamentos;
- Verificar o posicionamento das chavetas;
- Verificar as engrenagens que foram aliviadas para detectar possíveis pontos de desgaste;
- Verificar a junta de vedação;
- Verificar todos os parafusos de fixação da caixa;
- Verificação do nível de óleo, caso o nível esteja abaixo do normal deve-se completar com o óleo adequado.

➢ **Troca de óleo e lubrificação dos mancais**

A troca de óleo deve ser feita a cada 5000 horas de funcionamento, a drenagem do óleo pode ser feita utilizando os orifícios de dreno localizados no fundo da caixa de engrenagem.

5.3 ACOPLAMENTO RÍGIDO

Os acoplamentos que conectam o redutor de velocidades e dinamômetro ao corpo de prova são componentes importantes, pois a transmissão de torque depende diretamente da eficiência destes elementos. Um acoplamento com uma rigidez insuficiente fará com que parte do torque aplicado sobre o corpo de prova seja absorvido pelo acoplamento, acabando por comprometer os resultados do teste.

A Tabela 5.45 mostra as propriedades mecânicas adotadas para a fabricação dos acoplamentos

Tabela 5.45 Propriedades mecânicas do material utilizado nos acoplamentos (SHIGLEY, 2008)

AISI 1045	
Módulo de Elasticidade	206 [GPa]
Coeficiente de Poisson	0,29
Resistência à tração	625 [MPa]
Limite de escoamento	530 [MPa]

Estas uniões devem ter uma elevada precisão e qualidade. Desalinhamentos provenientes de deformações devem ser evitados para garantir uma maior vida útil dos componentes da bancada. Para a

análise de rigidez, foi realizada uma simulação computacional afim de determinar uma geometria que atenda a deformação aceitável. A configuração da malha pode ser vista na Tabela 5.46. Os resultados obtidos são mostrados nas Figura 5.60 a 5.54.e um resumo é mostrado na Tabela 5.47.

Tabela 5.46 Característica da malha

Malha	Redutor/Corpo de prova	Corpo de prova/dinamômetro
Número de nós	117954	195578
Número de elementos	71605	121491

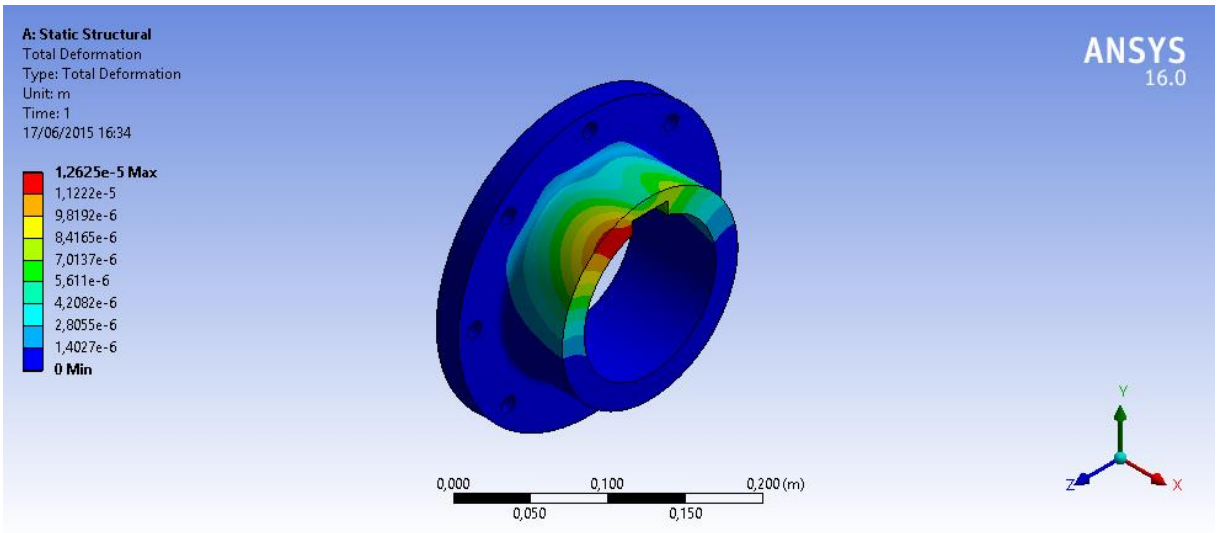


Figura 5.60 Deformação total do acoplamento (redutor/corpo de prova)

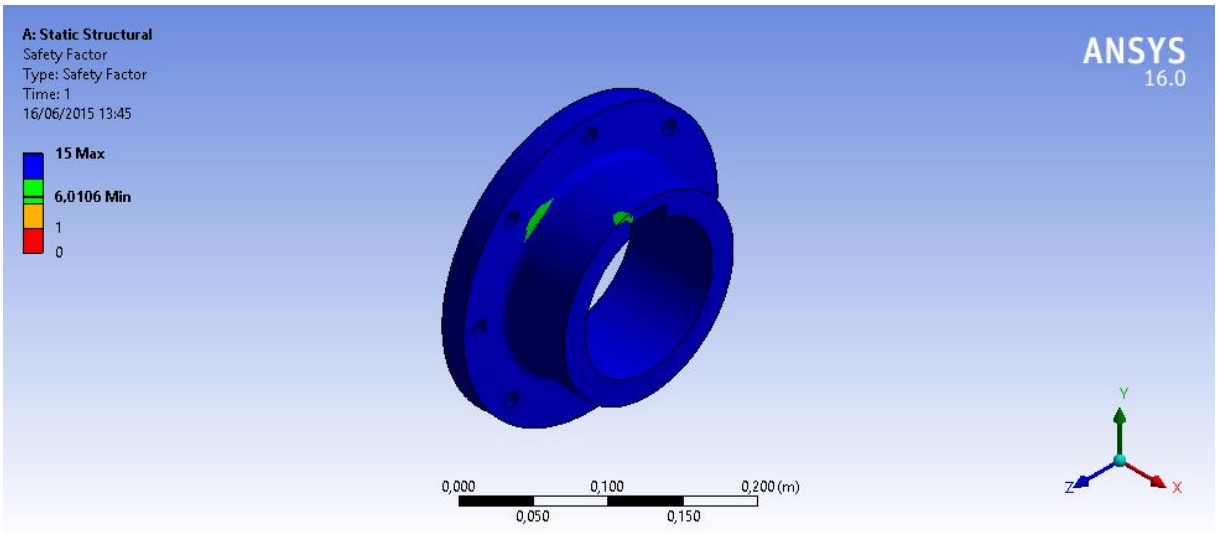


Figura 5.61 Fator de segurança do acoplamento (redutor/corpo de prova)

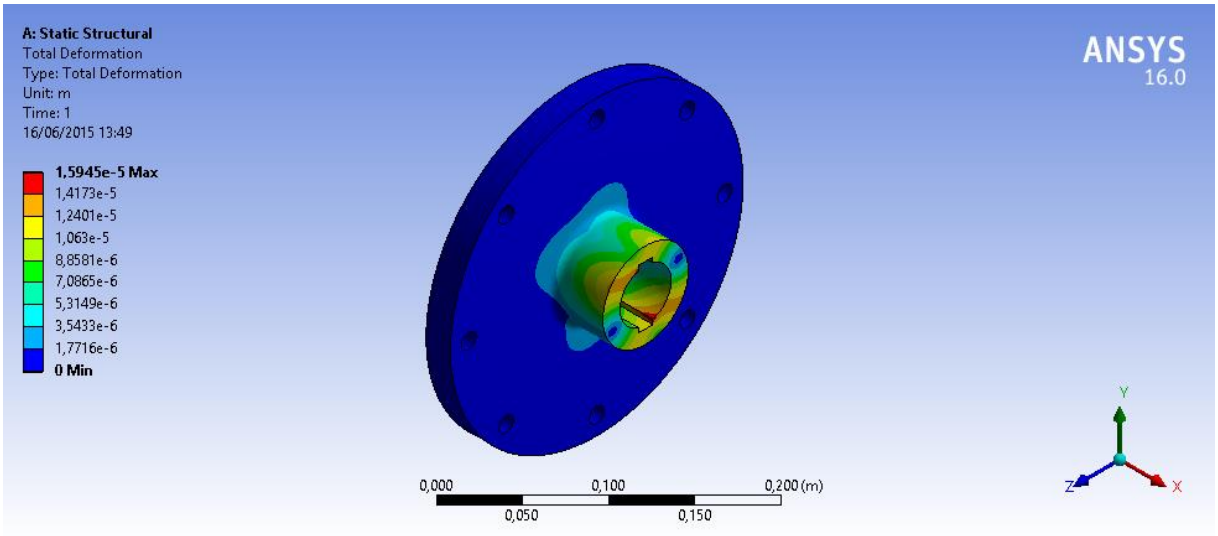


Figura 5.62 Deformação total do acoplamento (corpo de prova/dinamômetro)

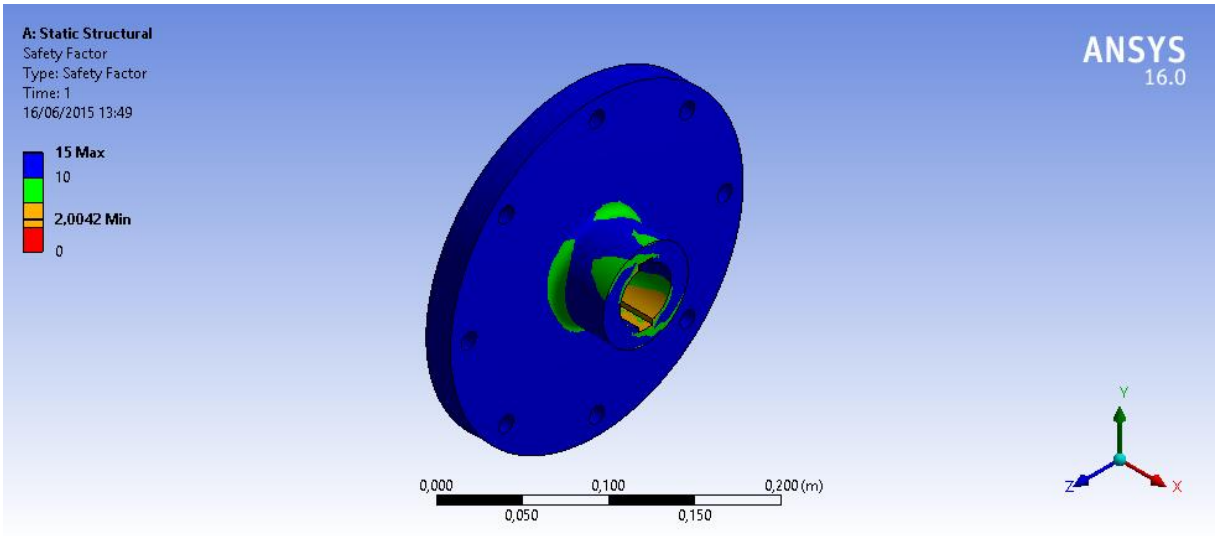


Figura 5.63 Fator de segurança do acoplamento (corpo de prova/dinamômetro)

Tabela 5.47 Resultados obtidos por MEF

Resultados	Redutor/Corpo de prova	Corpo de prova/dinamômetro
Fator de segurança mínimo	6,01	2,04
Deformação máxima	$1{,}26 * 10^{-5}$[m]	$1{,}59 * 10^{-5}$ [m]

5.4 VERIFICAÇÃO DO PERFIL ESTRUTURAL SELECIONADO

O perfil U Gerdau 4” (produzido em AST A588) foi utilizado para o projeto da estrutura suporte. As propriedades mecânicas do perfil e as características geométricas podem ser visualizadas nas Figuras 5.63 e 5.64 respectivamente.

Especificação	Equivalência NBR 7007	Limite de Escoamento Mín. (MPa)	Limite de Resistência (MPa)	Alongamento 200 mm (%)	Alongamento 50 mm (%)
ASTM A36	MR 250	250	400-550	20	21
ASTM A572 Grau 50	AR 350	350	450 mín.	18	21
ASTM A572 Grau 60	AR 415	415	520 mín.	16	18
ASTM A588	AR 350 COR	350	485 mín.	18	21

Figura 5.64 Algumas propriedades mecânicas paras os perfis (GERDAU S.A., 2014)

Bitola	Peso	ALMA		ABA			EIXO X			EIXO Y			
	Nominal	d	t_w	b_f	t_f	area	I	W	r	I	W	r	x
pol.	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm^2	cm^4	cm^3	cm	cm^4	cm^3	cm	cm
3"	6,10	76,20	4,32	35,81	6,93	7,78	68,90	18,10	2,98	8,20	3,32	1,03	1,11
	7,44		6,55	35,05	6,93	9,48	77,20	20,30	2,85	10,30	3,82	1,04	1,11
4"	8,04	101,60	4,67	40,23	7,52	10,10	159,50	31,40	3,97	13,10	4,61	1,14	1,16
	9,30		6,27	41,83	7,52	11,90	174,40	34,30	3,84	15,50	5,10	1,14	1,15

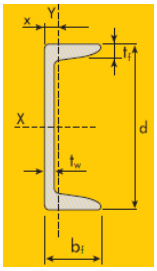


Figura 5.65 Características geométricas para o perfil U GERDAU (GERDAU S.A., 2014)

A seleção do perfil utilizado foi verificada pela avaliação da deformação, quando submetido às cargas do sistema. É importante ressaltar que os componentes submetidos aos carregamentos críticos apresentam a mesma dimensão, desta forma a análise foi realizada para o elemento que apresenta o maior carregamento. O elemento utilizado na análise pode ser visualizado na Figura 5.66.

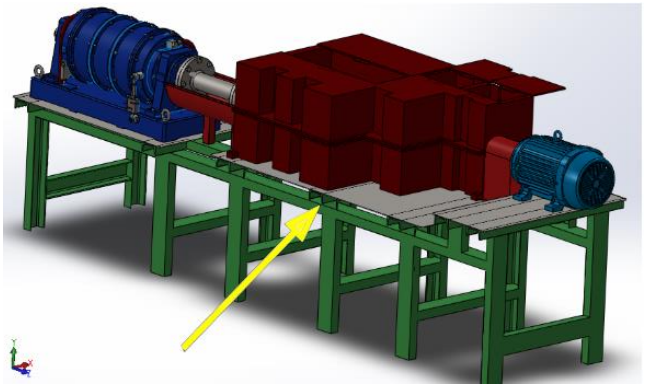


Figura 5.66 Viga utilizada para a análise

As cargas na viga mais solicitada, provém do peso do redutor de velocidades e das reações imposta pelos carregamentos atuantes no eixo. A maneira o qual o carregamento está distribuído é de difícil determinação, assim, para balancear os efeitos do desconhecimento da distribuição as cargas foram

extrapoladas para um valor de três vezes o valor nominal e foram distribuídas ao longo da face da viga. Os pontos de solda foram considerados como engaste. A Tabela 5.48 apresenta os valores referentes a carga nominal e da carga utilizada na análise.

Tabela 5.48 Carga utilizada na análise

Carga	
Nominal	3,57 kN
Utilizada na análise	12,00 kN

As características da malha utilizada podem ser vistas na Tabela 5.48 e os resultados para a análise computacional nas Figuras 5.67 e 5.68. É possível ver que mesmo para a carga utilizada na análise a deformação apresenta-se pequena, desta forma o elemento estrutural satisfaz o dimensionamento da estrutura.

Tabela 5.49 Características da malha

Malha	
Número de nós	70666
Número de Elementos	40026

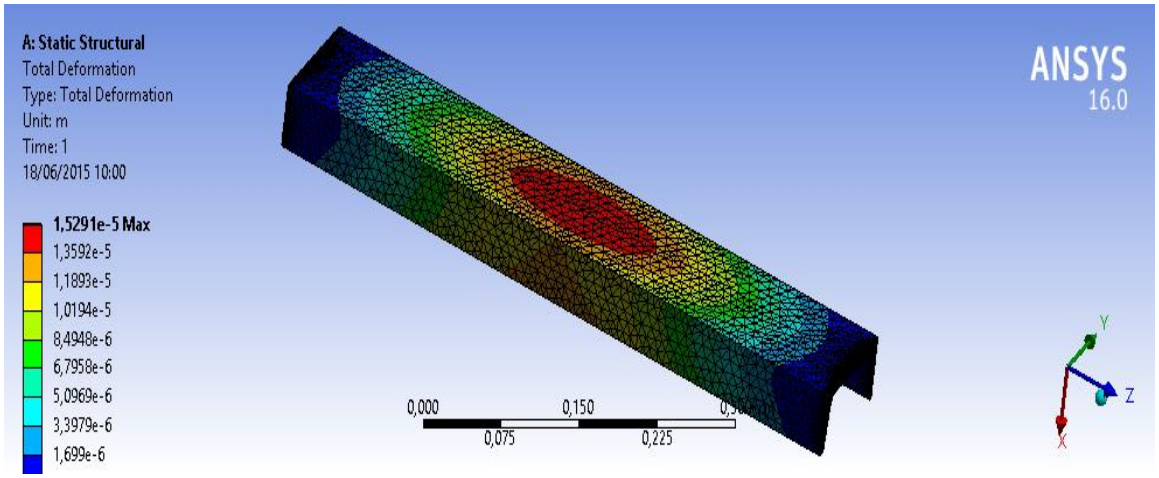


Figura 5.67 Deformação para o elemento estrutural

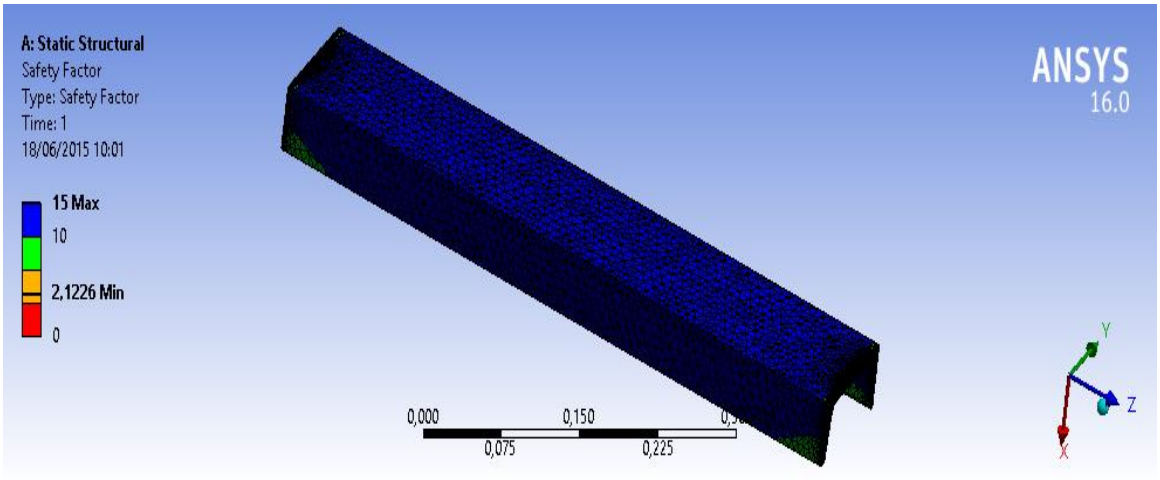


Figura 5.68 Fator de segurança para o elemento estrutural

5.5 DIMENSIONAMENTO DOS CORDÕES DE SOLDA

O dimensionamento de soldas se baseia normalmente no critério das tensões admissíveis. Os tipos de juntas apresentadas na fabricação da estrutura suporte são de topo com penetração completa, soldas por filetes e soldas em ângulo. Como as cargas atuantes nos pontos de junção e os comprimentos dos cordões são conhecidos, tem-se que calcular a altura mínima do cordão para que o processo de soldagem possa ser executado. A Figura 5.69 mostra as restrições geométricas do cordão de solda.

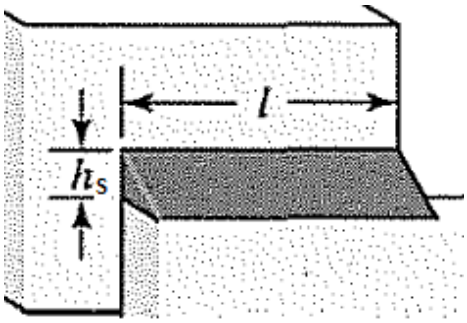


Figura 5.69: Dimensões do cordão de solda. (SHIGLEY, 2008)

As soldas serão executadas utilizando eletrodos revestidos do tipo E6010 fabricados pela ESAB, este eletrodo foi escolhido devido a maior facilidade de execução do processo de soldagem e o menor custo. As propriedades do eletrodo utilizado para a execução das soldas podem ser vistas na Figura 5.70. Estes eletrodos são feitos de aço com teor de carbono de até 0,5% e é a classe mais utilizada para se soldar peças de aço de modo geral.

ELETRODO OK®	METAL DEPOSITADO	APLICAÇÕES	PROPRIEDADES MECÂNICAS TÍPICAS	POSIÇÕES SOLDAGEM	TENSÃO/ TIPO CORR.	DIÂM. (mm)	COMPR. (mm)	FAIXA DE CORRENTE (A)
Pipeweld **6010 Plus** celulósico ASME SFA 5.1 E6010	C 0,08 Si 0,20 Mn 0,40	Eletrodo com revestimento celulósico para soldagem em todas as posições, especialmente na vertical descendente. Soldagem de grande penetração, recomendado para soldagem de oleodutos, gasodutos, minerodutos e tubulações. GRANDE PENETRAÇÃO. HOMOLOGAÇÃO: FBTS, ABS.	L.R. 470-500 MPa A 28-33% Ch V (-30 °C) 40-60 J		22 - 28 V CC+ ou -	2,5 3,25 4 5	350 350 350 350	60 - 80 75 - 130 100 - 190 160 - 240

Figura 5.70 Propriedade do eletrodo revestido E6010 (ESAB, 2015)

Para se dimensionar as junções soldadas é feita uma avaliação dos esforços aplicando a teoria da máxima tensão de cisalhamento, considerando a resistência a tração mínima do eletrodo de 470 Mpa. O perfil de solda adotado é compatível com as características geométricas do elemento que se deseja soldar. Outro ponto importante quanto ao projeto das uniões soldadas é a utilização do fator de segurança. Para as junções soldadas que estão sofrendo esforços de cisalhamento calcula-se a altura da solda isolando a mesma na Equação (68), considerando que a área em cisalhamento é definida pelo produto da altura pelo comprimento do cordão de solda.

Para junções soldadas que estão sofrendo esforços de flexão:

$$\sigma = \frac{M \,.\, l}{I_a} \tag{68}$$

Em que:

σ = Tensão devido a flexão [Pa]

M = Momento flexor [Nm]

l = Distância do centroide ao grupo de solda [m]

I_a = Segundo momento de área [m^4]

Para usar a Equação (68) deve-se notar que:

$$I_a = 0{,}707 \,.\, h_s \,.\, I_u \tag{69}$$

em que

I_u = Segundo momento de área unitário [m^3], valores tabelados de acordo com a geometria do cordão (SHIGLEY, 2008).

Para simplificar o dimensionamento dos cordões de solda, foi utilizado o esquema de uma viga engastada, mostrada na Figura 5.71, essa simplificação remete ao ponto de soldagem entre os perfis da coluna da bancada e da viga de suporte que está situado próximo ao motor elétrico. A verificação da solda foi feita no ponto de engaste (ponto mais crítico). Os demais pontos onde ocorrem flexão e cisalhamento terão altura mínima de solda igual a altura calculada para o ponto crítico.

Figura 5.71 DCL do caso critico

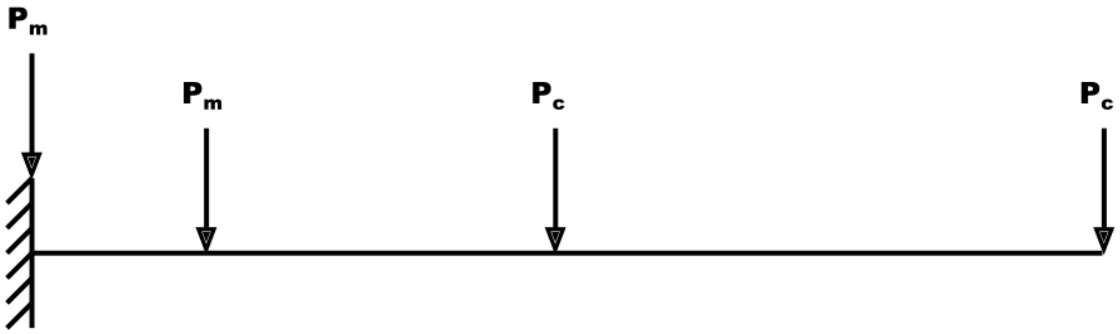


Figura 5.71 DCL do caso critico

Onde:

Pm = peso do motor

Pc = peso caixa redutora

A Tabela 5.50 mostra o valor mínimo da altura do cordão para a junção das partes da estrutura suporte.

Tabela 5.50 Altura mínima do cordão de solda

Momento fletor [Nm]	Esforço cortante [N]	Altura mínima de cordão de solda [mm]
16387	12400	5,73

Com o intuito de facilitar o processo de fabricação foi feita uma padronização para a altura dos diferentes pontos de soldagem que não estão sob o carregamento crítico. Por razões práticas a altura da solda deve ser compatível com a espessura dos componentes que serão soldados, em geral considera-se uma dimensão h de no mínimo 5 mm para peças com espessura de até 10 mm. Essa padronização será aplicada nos pontos da estrutura em que apresentam apenas carregamentos de compressão, isto é, não há necessidade de dimensionar a solda e em partes em que apenas deseja-se fixar os componentes. Dessa forma para os demais componentes da montagem que necessitam de soldagem adotou-se uma altura mínima de 5 mm para os cordões de solda.

6 COMPONENTES SELECIONADOS

6.1 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

Para a seleção do motor foi considerado o ambiente de operação (laboratório) onde o mesmo deve ter características compatíveis com a rede elétrica local (Universidade de Brasília) e de acordo com o que foi apresentado na seção de projeto dos componentes, estão apresentados na Tabela 6.1 os parâmetros de seleção para o motor.

Tabela 6.1 Parâmetros de seleção do motor elétrico

Parâmetros	
Potência	15 kW
Rotação	1775 rpm
Torque	80,7 N.m

Catálogos de fabricantes foram utilizados para realizar a busca de um motor elétrico. Esse equipamento deve ser bastante confiável, uma vez que este elemento deve assegurar as especificações descritas em catálogo, além de facilidade de suporte técnico e vida útil considerável. A seleção foi realizada pelo catálogo *on-line* da empresa Eletromotores WEG SA, fabricante de motores elétricos.

6.1.1 Características do motor elétrico escolhido

O modelo *W22 Plus (15kw – 220/380v)* assíncrono foi selecionado para a aplicação e de acordo com ELETROMOTORES WEG SA (2008), as características funcionais são:

- Carcaça: 160L
- Potência: 15 kW
- Frequência: 60 Hz
- Polos: 4
- Rotação nominal: 1775
- Escorregamento: 1,39 %
- Tensão nominal: 220/380 V
- Corrente nominal: 52,6/30,5 A
- Corrente de partida: 358/207 A
- Ip/In : 6,8
- Corrente a vazio: 29,4/17,0 A
- Conjugado nominal: 80,7 N.m
- Conjugado de partida: 270 %
- Conjugado máximo: 300 %

- Categoria: N
- Classe de isolação: F
- Elevação de temperatura: 80 K
- Tempo de rotor bloqueado: 11 s (quente)
- Fator de serviço: 1,15
- Regime de serviço: S1
- Temperatura ambiente: -20°C - +40°C
- Proteção: IP55
- Massa aproximada: 120 kg
- Momento de inércia: 0,11878 kgm²
- Nível de ruído: 64 dB(A)
- Número de terminais: 12

O sentido de rotação do motor é determinante no que diz respeito ao projeto da caixa de engrenagens, assim é necessário ter o conhecimento desta informação. Caso seja necessário inverter o sentido de rotação, inverte-se qualquer par de conexões entre motor e fonte elétrica.

Algumas informações importantes, como as curvas características do motor e os padrões geométricos do motor são mostrados no Anexo 2.

Figura 6.1 WEG W22 Plus (ELETROMOTORES WEG SA, 2008)

6.1.2 Ligação elétrica

A alimentação do motor deve ser feita por meio de uma ligação estrela-triângulo. Este tipo de ligação exige seis terminais no motor e serve para quaisquer tensões nominais duplas, desde que a segunda seja igual a primeira multiplicada por $\sqrt{3}$. O diagrama elétrico é representado no Anexo 2. A segurança do sistema quanto à curtos-circuitos e sobrecargas elétricas é garantida por disjuntores e relés de sobrecarga térmica. Estes itens também foram selecionados de acordo com o motor elétrico em

(ELETROMOTORES WEG SA, 2008). A Tabela 6.2 mostra os elementos presente no sistema de alimentação e seus respectivos códigos comerciais.

Tabela 6.2 Elementos necessários para a ligação elétrica (adaptado de ELETROMOTORES WEG SA, 2008)

Elemento	Código
Disjuntor Magnético Q1	MPW65i-3-U065
Contatoras K1 e K2	CWB32-11-30*
Contatora K3	CWB18-11-30*
Relé de Sobrecarga Térmico FT1	RW27-2D3-U040 (32-40 A)

6.2 SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO A CAIXA REDUTORA

Os acoplamentos são elementos mecânicos que têm a função de fazer a junção entre as extremidades de dois eixos alinhados, transmitindo movimento de rotação de um eixo motor para um eixo acionado, no caso do projeto, o papel do acoplamento é conectar o motor elétrico e a caixa redutora. Para este projeto será utilizado um acoplamento elástico, pois ele permite pequenos desalinhamentos e alivia choques e vibrações. Para selecionar o acoplamento usaram-se as equações fornecidas pelo catálogo do fabricante Vulkan e os fatores de serviço que podem ser conferidos na Tabela 6.3

Tabela 6.3 Fatores de serviço do acoplamento fornecidos pelo catálogo do fabricante (VULKAN DRIVE TECH, 2010)

Máquina Acionada:/ Driven Machine:	Motor de combustão com 1 a 3 cilindros/Combustion engines with 1 - 3 cylinders Motor de combustão com 4 ou mais cilindros/Combustion engines with 4 or more cylinders Motor elétrico ou turbina a vapor/Eletric motor or steam turbines										
Máquinas Acionadas / Driven Machines											Fator de Serviço - "F1"/ Service Factor- "F1"
b) Com serviço regular e massas menores a acelerar: - Máquinas de curvar chapas, elevadores, exaustores, correias transportadoras para materiais a granel, agitadores para líquidos, máquinas têxteis, turbosopradores e compressores, ventiladores com N/n = 0,05 a 0,1, ferramentas de máquina com movimento rotativo.					b) *Regular operation and smaller masses that have to be accelerated:* - *Plate bending machines, elevators, exhausters, belt conveyors for bulk materials, stirrers, liquid goods, light textile machines, turboblowers and compressors, fans N/n= 0,05 to0,1, machine tools with rotating motion.*						1,6
Funcionamento Diário (horas)/ Daily Service Life (hours)	**mais de até** over till	- 8	8 16	16 24	**Partidas/Hora/** Startings Per Hour	01 10	11 20	21 40	41 80	81 160	**sobre** over 160
Fator - "F2" Factor - "F2"		1,0	1,07	1,10	**Modo de Operação de acordo com a Tabela para Fatores F1/** Mode Of Operation Acc. To Table For Factors F1	**Fator - "F4"/** Factor - "F4"					
					a)	1	1,10	1,20	1,25	1,40	1,50
					b)	1	1,10	1,15	1,20	1,35	1,40
					c)	1	1,07	1,15	1,20	1,30	1,40
					d)	1	1,07	1,12	1,15	1,20	1,30
					e)	1	1,05	1,12	1,15	1,20	1,30
					f)	1	1,05	1,10	1,12	1,12	1,12
Temperatura Ambiente (°c)/ Ambient Temperature (°c)	**mais de até** over till	- 75	75 85	85 -	g)	**Previa consulta/** *Upon inquiry*					
Fator - "F3" Factor - "F3"		1,0	1,2	*							

Supondo que o acoplamento será exigido ao máximo para todos os fatores de serviço, pode-se então selecionar os seguintes fatores de serviço.

$F_1 = 1{,}6$, para um motor elétrico com serviço regular

$F_2 = 1{,}10$, para um funcionamento contínuo diário de até 24 horas.

$F_3 = 1{,}0$, para uma temperatura de funcionamento menor que 75 °C

$F_4 = 1{,}0$, para uma frequência de partidas superior a 20 partidas por hora.

Com o uso da equação (70), obtida em (VULKAN DRIVE TECH, 2010), pode-se calcular o momento equivalente ao qual o acoplamento deve suportar.

$$M_{eq} = \frac{C \,.\, P_{ot} \,.n_d \,.\, F_s}{n} \tag{70}$$

Em que:

M_{eq} = Momento equivalente[Nm]

C = 9550, constante para potência em W

n_d = Fator de segurança

P_{ot} = Potência da máquina acionadora [kW]

n = Rotação de trabalho do acoplamento [rpm]

$F_s = F_1 \,.F_2 \,.F_3 \,.F_4$, fatores de serviço

Como o motor possui uma potência igual a *N*= 15 kW e rotação n=1750 rpm, com isso pode-se calcular o seguinte valor de momento equivalente igual a M_{eq}= 284,07 Nm. Com esse valor de momento e utilizando o catálogo pode-se selecionar um acoplamento Flexomax-TN148 tipo GH.

6.3 SELEÇÃO DO DINAMÔMETRO

A seleção do dinamômetro é baseada em dois parâmetros principais, a velocidade de rotação e o torque atuante sobre o corpo de prova. Usando esses dois parâmetros para construir a curva característica do conjunto redutor de velocidade associado ao motor elétrico mostrada na Figura 6.2.

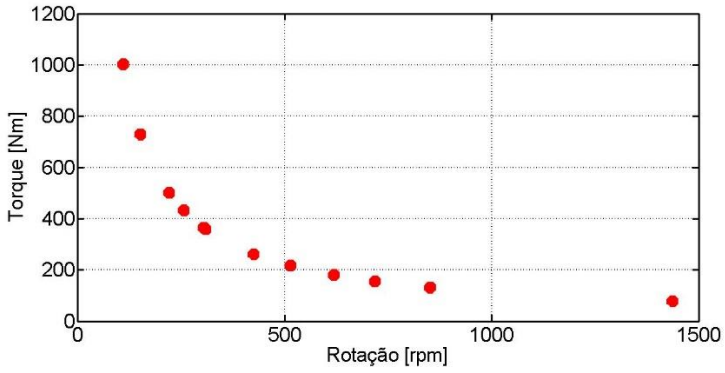


Figura 6.2 Curva característica do conjunto caixa redutora e motor elétrico

A seleção é feita verificando se o dinamômetro consegue gerar um torque reativo superior ao torque nominal aplicado sobre o corpo de prova e se é capaz de dissipar a potência que está sendo aplicada.

Primeiramente optou-se pela utilização de um dinamômetro hidráulico, que por ser mais compacto possuí menor custo se comparado com o dinamômetro de correntes parasitas. Entretanto, quando a curva característica do equipamento foi avaliada viu-se que esse tipo de equipamento não pôde ser utilizado, pois o dinamômetro hidráulico não é capaz de restringir o torque e nem dissipar a potência no regime de operação ao qual o corpo de prova será submetido. Superpondo as curvas de potência e rotação do dinamômetro a curva característica do equipamento de teste (ver Figura 6.3) fica evidente que o dinamômetro hidráulico não pode ser utilizado.

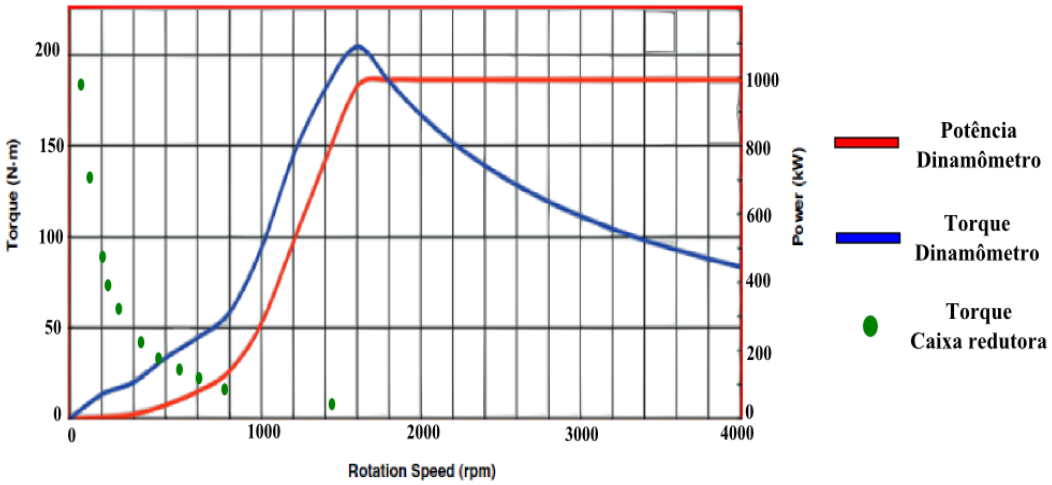


Figura 6.3 Comparação entre as curvas características do dinamômetro hidráulico e a curva do equipamento de teste (Adptado de TAYLOR DYNAMOMETER, 2015)

Assim, optou-se por um modelo eletromagnético. Dentre os diferentes tipos de dinamômetros existentes selecionou-se o dinamômetro de pó magnético (*Powder Dynamometer*). Este tipo de dinamômetro utiliza um campo magnético gerado pela passagem de uma corrente através das bobinas que são magnetizadas por um pó ferromagnético. Este pó está localizado no intervalo entre o rotor dentado e o estator de potência.

Através da variação da corrente da bobina, o torque de frenagem pode ser variado continuamente. Uma das principais caraterísticas desse tipo de dinamômetro é que ele pode restringir torques elevados em baixas velocidades de rotação. Com uma superposição entre as curvas características do dinamômetro e a curva característica do equipamento de teste, ao visualizar a Figura 6.4 verificou-se que o dinamômetro de pó magnético atende tanto o torque a ser restringido quanto a potência mecânica a ser dissipada.

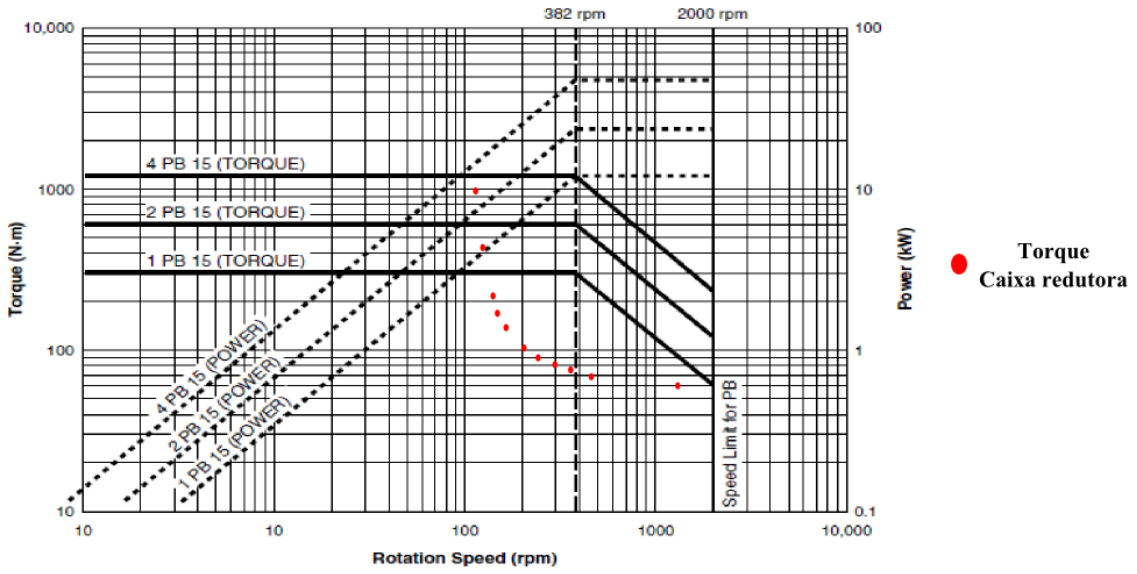


Figura 6.4 Comparação entre as curvas caraterísticas do dinamômetro de pó magnético e a curva do equipamento de teste (Adptado de MAGTROL, 2015)

Tabela 6.4. Caraterísticas técnicas do dinamômetro (MAGTROL, 2015)

Model	Rated Torque		Drag Torque De-energized		Nominal Input Inertia		Rated Power	Rated Speed	Max. Speed	Excitation Current*
	N·m	*lb·ft*	*N·m*	*lb·in*	*kg·m²*	*lb·ft·s²*	*kW*	*rpm*	*rpm*	*A*
1 PB 15	300	221	6	53	5.40×10^{-2}	3.98×10^{-2}	12	382	2000	4
2 PB 15	600	442	12	106	1.08×10^{-1}	7.96×10^{-2}	24	382	2000	7.5
4 PB 15	1200	885	24	212	2.16×10^{-1}	1.59×10^{-1}	48	382	2000	12

Figura 6.5 Dinamômetro selecionado Magtrol - 4 PB 15 8K (MAGTROL, 2015)

Utilizando a Tabela 6.4 pode-se selecionar o modelo Magtrol - 4 PB 15 8K. Esse equipamnto é composto basicamente por um contador de ciclos, uma célula de carga e um controlador digital que gera dados compatíveis com a plataforma LabVIEW™, possibilitando a leitura e tratamneto de dados. A Figura 6.6 mostra o sistema de aquisição de dados

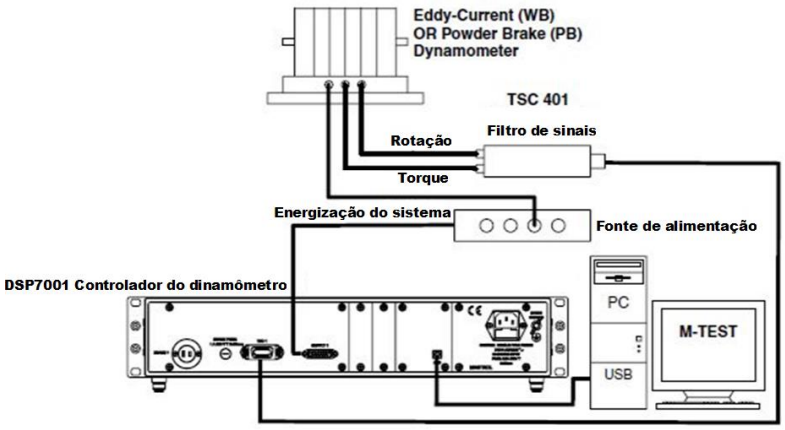


Figura 6.6 Esquema de montagem do sistema de aquisição de dados (MAGTROL, 2015)

Para dissipar o calor gerado pelo dinâmometro é necessário um sistema de resfriamento para evitar que temperaturas excessivas sejam alcançadas. Existem consequências graves caso o dinamômetro não seja corretamente resfriado como a deterioração prematura das bobinas de excitação do estator, degradação prematura dos rolamentos e defeitos de isolamento das bobinas geradoras de campo. A carga térmica a ser dessipada é de 4,5 TR, considerando uma diferençade temperatura entre a entrada e saída de água de 30ºC e uma vazão de água costante igual a 0,43 m³/h. Optou-se por um sistema de resfriamento fechado, ou seja, a agua recircula dentro do sistema. Essa configuração evita o desperdício de água de demanda com a utilização de uma bomba hidráulica. A torre de resfriamento selecionada é o modelo ST5 (CARAVELA AMBIENTAL, 2015) que possui capacidade de refrigeração de 5 TR e a bomba selecionada foi o modelo BRP-9 (SCHNEIDER, 2011) que proporciona uma vazão mínima de 0,5 m³/h.

- **Manutenção do dinamômetro**

Recomenda-se que a manutenção seja realizada a cada 5.000 horas de operação normal. Isto corresponde ao tempo de vida teórico dos rolamentos para sua substituição. (Rolamentos devem ser substituído assim que começar a mostrar sinais de desgaste

Vários indicadores podem alertar o usuário a respeito de quando a manutenção é necessária:

- O dinamômetro não alcança mais seu torque nominal
- O aumento da temperatura sugere que a tubulação de água está obstruída
- O torque residual está fora da especificação.
- Quando os rolamentos gerarem ruídos, isso indica que a manutenção deve ser feita.

7 SEGURANÇA E MONTAGEM

A bancada é composta por elementos que podem fornecer risco ao operador, logo algumas especificações quanto à segurança de operação devem ser impostas. Para a descrição das condições de operação, alertas e sinalizações foram utilizadas as Normas Regulamentadoras (NR) 12 e 26.

A NR 12 e os seus anexos definem algumas técnicas e princípios para assegurar aos trabalhadores integridade física, além de estabelecer requisitos para a prevenção de acidentes na fase de operação de maquinários e equipamentos. Já a NR 26 e seus, objetiva definir as cores que devem ser usadas nos locais de trabalho para prevenção de acidentes, identificando os equipamentos de segurança e delimitação de área de risco.

Quanto à segurança em possíveis sinistros de incêndio as medidas de segurança foram baseadas na NR 23.

7.1 MEDIDAS NORMATIVAS

Quanto aos cuidados especiais com as máquinas e os equipamentos que possuem dispositivos de acionamento e parada, é recomendado que sejam localizados de forma a melhor atender situações de emergência e não possam ser acionados involuntariamente.

Devem existir mecanismos de segurança que forneçam uma operação segura ao operador e tratando-se de máquinas que utilizam energia elétrica é necessário a utilização de chave geral em locais de fácil acesso, além de ser acondicionada em caixas que acionamentos acidentais sejam evitados e que protejam as partes energizadas. Para o uso seguro, os equipamentos que utilizam ou fornecem energia elétrica devem estar devidamente aterrados.

Tratando-se de transmissão de potência por elementos mecânicos, a NR 12 atesta que os elementos de transmissão devem estar enclausurados dentro estruturas ou devidamente isolados por anteparos, assegurando acidentes quanto aos riscos de ruptura de suas partes, projeção de peças ou partes destas.

Visando a segurança do operador e dos demais, nas áreas de operação de maquinário devem permanecer apenas o operador e pessoal autorizado. Em relação à manutenção, é muito importante evitar-se o excesso de lubrificação nas máquinas e equipamentos, pois os lubrificantes podem sujar áreas vizinhas, criando um outro tipo de risco. Os equipamentos devem ser inspecionados, periodicamente por pessoas capacitadas. As inspeções nos elementos do sistema devem ser executadas, de acordo com as instruções do fornecedor do equipamento. Do ponto de vista da segurança, a manutenção das máquinas é um dos sistemas de controles de segurança mais importantes. Nunca devem ser feitos reparos em uma máquina enquanto ela estiver em funcionamento. Ainda que parada, sempre existe o risco de voltar a funcionar repentinamente ou ser ligada por alguém que desconheça que ela está em manutenção.

Como a bancada apresenta motor elétrico e alguns componentes eletrônicos, incêndios podem ser eventuais causa de acidentes, desta forma é necessário que no ambiente de acomodação do sistema exista extintores para combates a incêndios do tipo C. Extintores de pó químico são mais recomendados para esta aplicação, pois não danificam os componentes elétricos e eletrônicos. Na Figura 7.2 pode ser vista uma placa de sinalização que deve ser posicionada próximo ao extintor. Recomendações mais detalhadas acerca da localização ideal para este item de segurança devem ser vistas na NR 23.

Figura 7.1 Tipos de incêndio (ENGEHALL , 2015)

Figura 7.2 Placa de sinalização de extintor de pó químico (ENGEHALL , 2015)

Outra medida para evitar a ocorrência de acidentes é o uso de adesivos de sinalização na bancada, estes avisos são importantes para alertar sobre os possíveis riscos sendo uma forma efetiva de prestar esclarecimentos aos operadores com diferentes níveis de instrução. Na Figura 7.3 são ilustrados os tipos de sinalização que devem ser utilizados na bancada de ensaios.

Figura 7.3 Sinalização de riscos (EMPLACA SINALIZAÇÃO FÁCIL, 2015)

7.2 MONTAGEM DA BANCADA

Uma possível ordenação de passos para a montagem final da bancada de teste é proposta a seguir. As Figuras 7.4 a 7.10 apresentam a visualização de cada etapa.

1. Realizar a soldagem dos elementos da estrutura de suporte afim de obter a montagem final adequada ao suporte dos componentes.

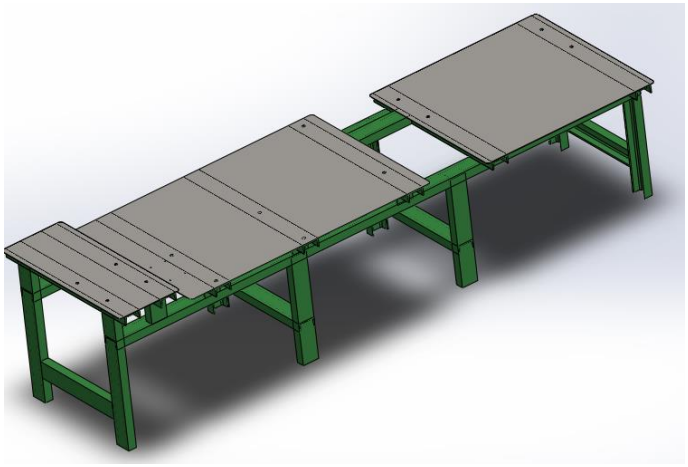


Figura 7.4 Estrutura suporte

2. Posicionar o redutor de velocidade de forma que seja possível a fixação por meio de parafusos presos aos furos da estrutura suporte

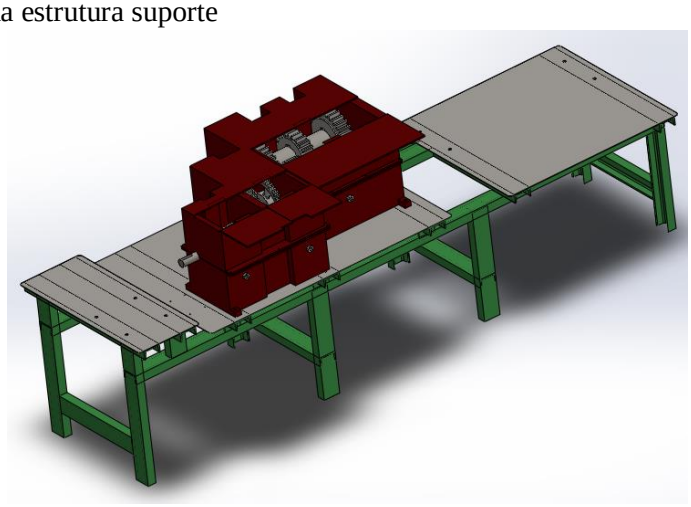


Figura 7.5 Posicionamento do redutor

3. Fixar o elemento de proteção do corpo de prova. É interessante que este elemento seja montado nesta etapa do processo, pois pode interferir na montagem dos demais componentes do sistema.

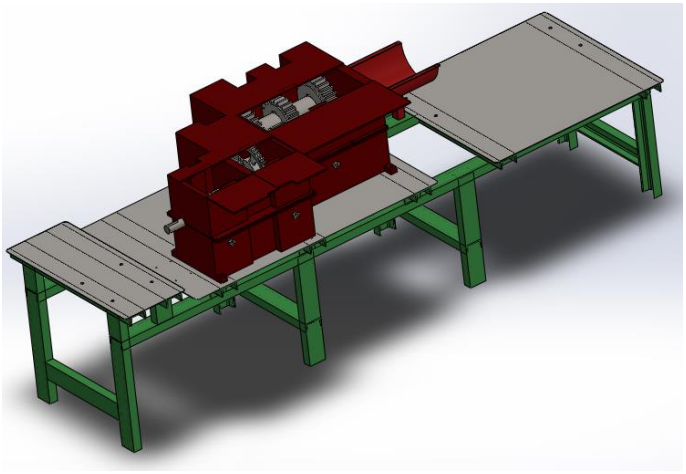


Figura 7.6 Posicionamento do anteparo de segurança

4. Posicionar o motor elétrico e o dinamômetro de forma que seus eixos fiquem alinhados aos eixos de entrada e saída da caixa de redução.

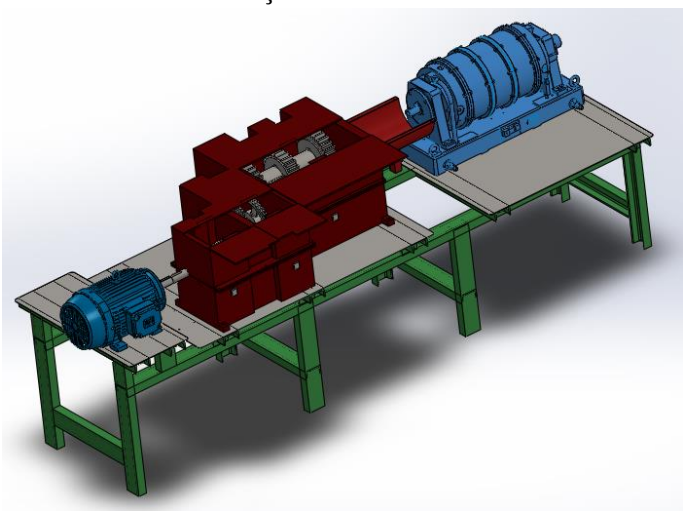


Figura 7.7 Posicionamento do motor elétrico e dinamômetro

5. Acoplar a caixa ao corpo de prova e o corpo de prova ao dinamômetro

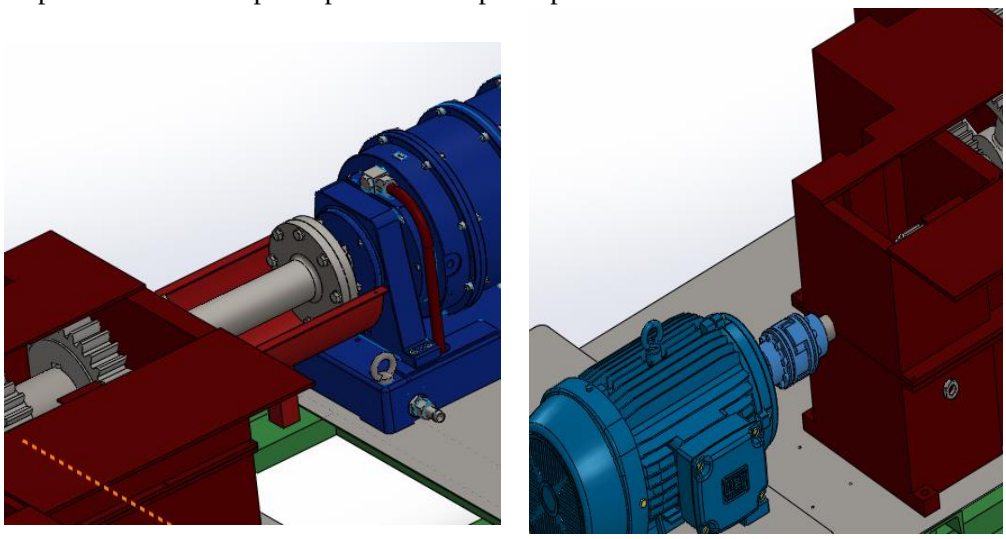


Figura 7.8 Montagem do corpo de prova

6. Fixar a parte superior do elemento de proteção do corpo de prova

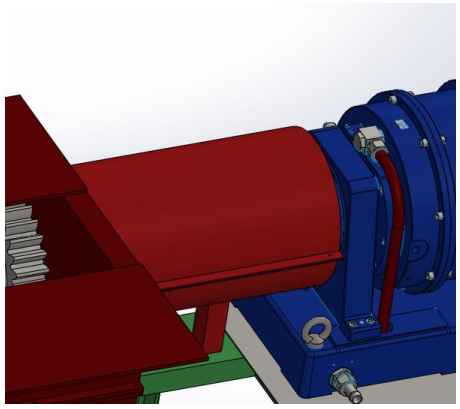


Figura 7.9 Posicionamento do anteparo de segurança para o dinamômetro

7. Fixar a proteção do motor elétrico e a parte superior da proteção do acoplamento

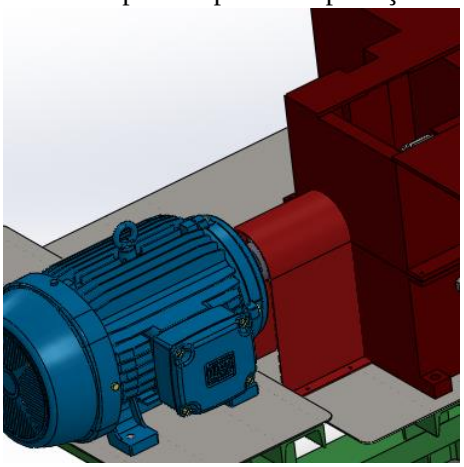


Figura 7.10 Posicionamento do anteparo de segurança para o motor

8 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O ensaio proposto consiste na aplicação de torque sobre o acoplamento estriado, onde o corpo de prova está na ausência de lubrificação forçada. O elemento em teste pode ser fabricado em qualquer material ao qual deseja-se obter informações sobre falhas decorrentes de *fretting*. Além disso os espécimes podem ser construídos com diferentes padrões de geometria (face plana ou envolvental). Estriados com diferentes tipos de ajustes (deslizante, justo e fixo) também podem ser verificados.

Na inexistência de padrões, dados e curvas características para a falha deste tipo acoplamento será necessária inspeção periódica dos contatos do corpo de prova. Essas inspeções objetivam-se em determinar o número ciclos para o qual as falhas possam ser identificadas sobre a superfície do elemento em teste. A falha proveniente do desgaste por *fretting* pode ser verificada pela alteração da rugosidade superficial da superfície em contato e o surgimento de erosões, já falha decorrente de fadiga por *fretting* pode ser identificada pela iniciação e propagação de trinca.

Quando o desgaste superficial ou o tamanho da trinca chegarem a um limite máximo que deve ser determinado pelo tipo de aplicação a qual se deseja testar o estriado, o teste deverá ser interrompido. Com a repetição do teste para um corpo de prova fabricado em um mesmo material e submetido as mesmas condições de teste é possível que um padrão comece a ser identificado.

8.1 VERIFICAÇÃO DOS MODOS DE FALHA

Existem algumas técnicas para verificar estas falhas, as quais podem ser feitas principalmente por diagnóstico visual, microscopia, uso de ultrassom, emissão acústica e radiografia.

O diagnóstico visual de uma falha de *fadiga por fretting* pode ser identificado por uma trinca que é normalmente inclinada num ângulo de 35-50 ° normal à superfície (WATERHOUSE, 1981).

A microscopia pode ser utilizada tanto para a avaliação do desgaste, avaliando o tamanho de erosões formadas sobre os contatos, como também as trincas. Neste método, o estriado pode ser fotografado antes de ser ensaiado com o auxílio de um microscópio óptico com captura de imagem. Após um determinado ciclo de carregamento, o mesmo espécime é fotografado uma segunda vez. As imagens de antes e depois do ensaio são analisados com softwares que permitem realizar medições nas imagens do corpo de prova.

Uma outra maneira possível para a detecção do *desgaste por fretting* pode ser feita pelo o uso de ultrassom, sabendo que o *fretting* geralmente produz rugosidade nas superfícies de contato nas fases iniciais do processo, (COLLACOTT, 1976). O teste ultrassônico de materiais é feito com o uso de ondas mecânicas ou acústicas colocadas no meio em inspeção. A verificação por ultrassom caracteriza-se por ser um método não destrutivo com o objetivo de detectar descontinuidades internas, presentes nos mais variados tipos ou formas de materiais. Em uma análise por ultrassom convencional, um feixe sônico é

introduzido no material a ser inspecionado através de um transdutor acoplado ao aparelho, com o objetivo de detectar

A radiografia é um tipo de verificação não-destrutivo que se baseia na absorção diferenciada da radiação penetrante na peça inspecionada. Devido às diferenças de densidade e variações de espessura do material, ou mesmo diferenças nas características de absorção causadas por variações na composição do material, diferentes regiões de uma peça absorvem quantidades diferentes da radiação penetrante. Essa absorção diferenciada da radiação pode ser detectada por meio de um filme, ou de um tubo de imagem ou mesmo medida por detectores eletrônicos de radiação. A variação de quantidade de radiação absorvida indica a existência de uma falha interna ou descontinuidade no material. Os feixes devem incidir paralelamente sobre as trincas, pois caso contrário é impossível a detecção das trincas ortogonais ao feixe de ondas eletromagnéticas. Embora este teste tenha custo elevado, há uma tendência de utilização em áreas de tecnologia de ponta como na indústria aeronáutica.

A padronização dos resultados obtidos pelos métodos de detecção de desgaste pode ser feita por uma curva representando a rugosidade para um determinado número de ciclos, desta forma é possível ver a relação entre esses dois parâmetros. Essa informação é importante, pois é possível verificar o quanto o desgaste aumenta em um período de tempo, ou seja, seria possível prever a perda de qualidade de um acoplamento estriado apenas com a quantidade de ciclos aplicados. Da mesma forma que o desgaste, curvas de início e propagação de trinca podem ser traçadas para o número de ciclos, podendo apresentar uma certa previsão a respeito da falha, à luz das mesmas condições do ensaio.

Assim, a definição de inspeções periódicas em acoplamentos estriados poderia ser determinada de uma forma mais exata como na indústria aeroespacial, onde as manutenções e trocas de componentes são feitas periodicamente.

Os resultados também podem apresentar-se interessantes, pois, é possível ver a relação do desgaste e trincas com o tipo de material e geometria do acoplamento, além da carga aplicada sobre os mesmos. É possível que seja determinado alguma relação da carga com o desgaste e o surgimento de trincas.

8.2 CORPO DE PROVA

A concepção do corpo de prova foi baseada na definição inicial de que os eixos estriados a serem testados terão um diâmetro nominal de no máximo 75 mm. O comprimento dos estriados devem ser menores ou iguais a 300 mm, afim de atender as restrições geométricas impostas pela organização dos elementos na bancada. Além disso, com o carregamento imposto pela fonte de potência, um número de ciclos muito elevado seria necessário para verificar a iniciação da falha em estriados de comprimentos maiores. Esse fato é evidenciado devido ao crescimento das superfícies em contato.

Sabendo que o intuito da bancada é propiciar o fenômeno de *fretting*, no ensaio do corpo de prova é necessário o conhecimento a respeito da rigidez do elemento quando submetido aos carregamentos que podem ser impostos pela bancada, pois, o corpo de prova pode falhar em outras regiões por tipos de falha aos quais não eram desejados. Neste ponto, a faixa de torque mostra-se bastante interessante, pois, mesmo com as restrições geométricas que são impostas pela configuração da bancada, mostradas a seguir, será possível ensaiar estriados com diferentes tipos de materiais.

O corpo de prova deve ser um elemento suficientemente rígido em sua base de fixação garantindo que seção de teste seja apenas a parte estriada do eixo. Este elemento é dividido em duas partes, a primeira é o eixo externamente estriado e a segunda é o cubo internamente estriado. Essa padronização foi feita atendendo as seguintes dimensões mostradas na Figura 8.1.

- **Eixo externamente estriado**

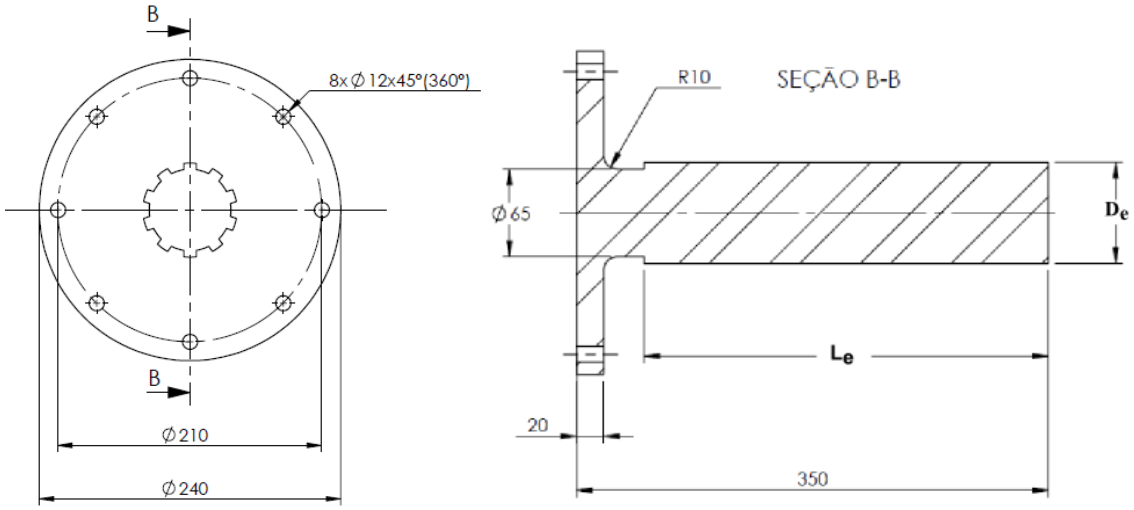


Figura 8.1 Eixo externamente estriado

As dimensões desta parte do corpo de prova que podem ser modificadas são:

- L_e, define o comprimento do trecho estriado (máximo de 300 mm)
- D_e, define o diâmetro nominal máximo do estriado (máximo de 75 mm)

O limite para a redução de diâmetro do eixo depende diretamente do torque aplicado sobre o corpo e da tensão de cisalhamento do material da peça.

- **Cubo internamente estriado**

As dimensões padronizadas para a parte internamente estriadas estão conforme as cotas mostradas na Figura 8.2.

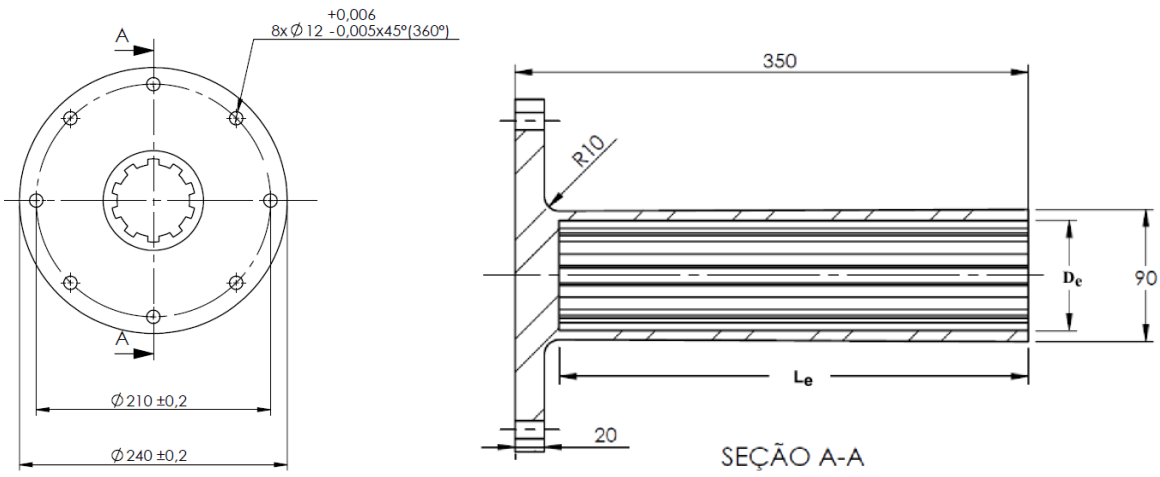


Figura 8.2 Cubo internamente estriado

As dimensões desta parte do corpo de prova que podem ser modificadas são:

- L_e, define o comprimento do trecho internamente estriado (máximo de 320 mm)
- D_e, define o diâmetro nominal máximo do estriado (máximo de 75 mm)
- A espessura de borda do cubo pode variar de acordo com a necessidade do ensaio, respeitando o diâmetro máximo do cubo padronizado.

8.2.1 Parafusos de fixação

Os parafusos de fixação para o corpo de prova sofrem apenas esforços de cisalhamento. A metodologia para o dimensionamento consiste na mesma apresentada para o dimensionamento dos parafusos de fixação da tampa de manutenção da caixa redutora de velocidades. Conhecendo o torque aplicado sobre o corpo e o braço de aplicação da força o dimensionamento pode ser feito desconsiderando a existência de tensão normal sobre os parafusos.

Para a seleção dos parafusos foi consultado o catálogo de parafusos da Ciser. As porcas e arruelas foram selecionadas de acordo com o tipo de rosca e tamanho nominal dos parafusos. Os resultados do dimensionamento são mostrados na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 Parafuso de fixação da tampa de manutenção

Tamanho nominal	Comprimento [mm]	Tipo de rosca	Fator de carga	Tensão de prova [Mpa]	Torque de pré-carga [Nm]
M12 x 1,5 mm	60	MA	10,53	307,7	47,6

- **Conjunto selecionado:**

    - PARAFUSO SEXTAVADO 4.8 MA RIx60mm Código 145 467 00
    - PORCA SEXTAVADA MA - Código 605 463 00
    - ARRUELA LISA METRICA - Código 804 451 08

9 CONCLUSÃO

No presente trabalho foi projetada uma bancada de teste de eixos estriado. O objetivo principal foi desenvolver um sistema capaz de simular condições de carregamento, que se aproxime das condições reais, sobre junções estriadas de diferentes geometrias e tamanhos. Essa bancada se destina a testar eixos estriados com diâmetro nominal máximo de 75 mm e comprimento máximo de 300 mm. A bancada desenvolvida opera em regime de potência constante proveniente de um motor elétrico. Para variar o carregamento sobre o corpo de prova optou-se por utilizar uma caixa redutora de velocidades que possibilita diferentes velocidades de rotação e torque. Para restringir ao carregamento foi necessário selecionar um dinamômetro capaz de opor aos diferentes carregamentos aplicados sobre o elemento testado.

Primeiramente uma revisão sobre as diversas características dos eixos estriados foi realizada para compreender a utilização, verificar os padrões geométricos que podem eventualmente ser testado e verificar quais os principais mecanismos de falha que podem incidir sobre os acoplamentos estriados. Os principais modos de falha identificados foram o *desgaste por fretting* e a *fadiga por fretting*, modos de falhas estes não previstos nas normas de dimensionamento.

Após identificar os mecanismos de falha aos quais a bancada de teste deve simular foi definida a fonte de potência mecânica. Assim, um motor elétrico com potência de 15 kW foi selecionado. Para propiciar o desenvolvimento de diferentes carregamentos projetou-se uma caixa redutora de velocidades composta por 14 engrenagens de dentes retos.

O projeto foi iniciado dimensionando o conjunto de engrenagens seguindo a metodologia proposta pela AGMA. Uma vez conhecidos a geometria e os torques em cada engranzamento, foi realizado o dimensionamento dos eixos do projeto, os mesmos foram dimensionados respeitando os critérios de resistência rigidez e velocidade crítica. Também foram realizados o dimensionamento das chavetas de fixação e estriados. A caixa redutora proporciona doze diferentes possibilidades de carregamento, tendo um torque máximo aproximado de 1000 N.m e velocidade de rotação de 110 rpm, este sendo o máximo carregamento disponível. Os diferentes engrenamentos podem ser obtidos modificando de forma manual a posição das engrenagens.

O dinamômetro foi selecionado observando as condições de serviço impostas pelo redutor de velocidades, os parâmetros avaliados para a seleção foram o torque máximo, a velocidade de rotação e a potência a qual o mesmo deve dissipar. Para adquirir os dados durante a realização do teste fez-se o uso de uma célula de carga e um contador de ciclos, estes equipamentos são completares ao dinamômetro selecionado. Os dados monitorados são lidos através de uma interface feita entre o controlador do dinamômetro e um computador.

O corpo de prova padrão foi definido, sendo constituído de duas partes eixo e cubo e teve suas geometrias definidas em função das restrições geométricas dadas pela bancada de teste. Os dados

obtidos podem ser utilizados pelo usuário para monitorar o número de ciclos ao qual o corpo de prova está submetido e assim associa-lo tanto ao *desgaste por fretting* quanto ao início e propagação de trincas provenientes de *fadiga por fretting*.

Com os estudos realizados sobre os modos de falha das conexões estriadas, foi possível concluir que a construção da bancada é de extrema importância para a aquisição e verificação de dados a respeito das falhas por fretting. A relevância da bancada vem do fato de que poucos dados experimentais foram levantados e disponibilizados, dificultando o projeto desses elementos e deixando os projetistas à mercê das normas de projeto que não consideram o fenômeno de fretting nos componentes.

Assim, a bancada projetada oferece ao operador condições seguras de realizar um teste padrão, que consiste no fornecimento de um carregamento de torque em um corpo de prova na ausência de lubrificação forçada. Além disso a bancada pode testar espécimes confeccionados em diferentes tipos de material e diversas características geométricas.

9.1 TRABALHOS FUTUROS

A bancada de teste projeta é um instrumento que possibilita a avaliação das falhas de *desgaste por fretting* e *fadiga por fretting*. No intuito de desenvolver e aprofundar o estudo desses tipos de falha a bancada de teste deve evoluir e tornar possível cada vez mais aproximar o teste feito em laboratório a realidade. Para isto ocorrer alguns pontos devem ser melhor desenvolvidos e a seguir algumas propostas para dar prosseguimento a este trabalho são listadas.

- Promover o desalinhamento entre os contados do eixo e do cubo. Esse desalinhamento deve ser promovido de forma controlada com o intuito de verificar a influência desta inclinação sobre a superfície em contato. Visto que o desalinhamento pode provocar o aprisionamento de partículas que se desprendem devido ao desgaste superficial.
- Promover a lubrificação forçada sobre o corpo de prova e assim verificar como a lubrificação dos contatos interfere no desgaste superficial.
- Monitorar a perda de massa que se depreende do eixo durante o ensaio. Essa medição pode ser feita através da filtragem do fluido de lubrificação.
- Verificar os efeitos da operação dos estriados em diferentes temperaturas, visto que a elevação da temperatura pode fazer com que o desgaste seja aumentado. Isto está associado ao desgaste adesivo e ao fenômeno de micro soldagem.

10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI, STANDARD. **Involute Splines and Inspection**. American National Standards Institute. [S.l.]. 1970.

ANTUNES, I.; FREIRE, M. A. C. D. **Elementos de Máquinas**. 1ª. ed. [S.l.]: Editora Érica Ltda, 1998.

AUTOMIDIA, P. corvette online. **corvette online**, 2014. Disponivel em: <http://cdn.corvetteonline.com/image/2014/01/IMG_5414GR.jpg>. Acesso em: 13 Novembro 2014.

CARAVELA AMBIENTAL. Torres de resfriamento de água. **http:** //www.torre-caravela.com.br/index.php/sobre, Santana do Parnaiba, 2015. Disponivel em: <http://www.torre-caravela.com.br/>. Acesso em: 2 Junho 2015.

CEZAR, G. V. **Desenvolvimento de uma Bancada de Testes para Motores a Combustao Interna**. PUC. Rio de Janeiro. 2012.

COLLACOTT, R. A. Sonic monitoring of the development of fretting fatigue. **Elsevier Sequoia**, Lausanne, v. 40, n. 1, p. 51-57, 1976.

COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas:** uma perspectiva de prevenção da falha. [S.l.]: LTC, 2006.

CONCEIÇÃO, E. **Apostila Instrumentação industrial**. Universidade do Sul de Santa Catarina. Santa Catarina. 2005.

CUFFARO, V. **Prediction Method for the Surface Damage in Splined Couplings**. Politecnico di Torino. Torino. 2013.

CUFFARO, V.; CURÀ, F.; MURA, A. **Fretting wear damage in crowned splined couplings**. Politecnico di Torino. Milão, p. p. 353-356. 2014. (.).

DEUTSCHMAN, A. D. . E. A. **Machine design:** theory and practice. 1ª. ed. New York: Macmillan Publishing Co.,Inc., v. 1, 1975.

DIN. **Zahnnabenprofile und Zahnwelleneprofile mit Evolventenflanken**. Deutsches Institut für Normung. [S.l.]. 1973.

DOBROMIRSKI, R. B. Variables of fretting process: are there 50 of them? **Standardization of fretting fatigue test methods and equipment – ASTM STP 1159**, Philadelphia, 1992. 60–66.

DUDLEY, D. W. When Splines Need Stress Control. **Product Engineering** , 23 December 1957. 1-6.

EDEN, E. M. . R. N. &. C. F. L. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**. [S.l.]: [s.n.], v. 4, 1911.

ELETROMOTORES WEG SA. Weg. **http:** //www.weg.net/br, 2008. Disponivel em: <http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_dat_web.asp>. Acesso em: 22 Maio 2015.

EMPLACA SINALIZAÇÃO FÁCIL. Sinalização Fácil. **sinalizacaofacil**, 2015. Disponivel em: <http://sinalizacaofacil.com.br/lojavirtual/>. Acesso em: 20 Junho 2015.

ENGEHALL. EngeHall Cursos NR10. **http:** //www.cursonr10bh.com/, 2015. Disponivel em: <http://www.cursonr10bh.com/tipos-de-incendio>. Acesso em: 12 jun. 2015.

ESAB. ESAB. **http:** //www.esab.com.br, 2015. Disponivel em: <http://www.esab.com.br/br/pt/support/documentation/upload/catalogo-consumiveis-esab.pdf>. Acesso em: 28 Maio 2015.

FL SELENIA S.P.A. TYPES OF DAMAGE. **Technical Manual - © FL Selenia S.p.A.**, 2007. Disponivel em: <http://www.flitalia.it/en/fl/manuale/en/trasm_0107.htm>. Acesso em: 07 novembro 2014.

GERDAU S.A. Comercial Gerdau. **https:** //www.comercialgerdau.com.br, 2001. Disponivel em: <https://www.comercialgerdau.com.br/produtos/acos_especiais_beneficiamento.asp>. Acesso em: 1 Maio 2015.

GERDAU S.A. **BARRAS E PERFIS**. [S.l.]. 2014.

GODET, M. The third-body approach: a mechanical view of wear. **Elsevier Sequoia**, v. 100, p. 437-452, 1984.

HAICAL, R. C. **Desenvolvimento de um sistema de controle de dinamômetro para testes de motores de combustão interna**. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL. Porto Alegre. 2009.

HAMERVILLE MEDIA GROUP. **Professional Motor Mechanic**, 2014. Disponivel em: <http://pmmonline.co.uk/technical/inductive-sensor-failure-diagnosis-and-troubleshooting>. Acesso em: 15 Novembro 2014.

HBM. Catálogo de produtos, 2010. Disponivel em: <http://weightech.com.br/detalhes.asp?id=100307&n=S40A>. Acesso em: 13 Novembro 2014.

HENRIQUES, A. M. D. **Projeto de engrenagens de dentes retos**. Universidade de Brasília. Brasília. 2013.

HIBBELER, R. C. **Reisistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, v. 1, 2009.

HOFMANN, F. Froude Hofmann, 2013. Disponivel em: <http://www.froudehofmann.com/about/history/index.html>. Acesso em: 12 Novembro 2014.

HOUGHTON, D. E. A. Multiaxial fretting fatigue testing and prediction for splined couplings. **International Journal of Fatigue**, Nottingham, v. v. 31, n. 11, p. 1805-1815, Dezembro 2009.

INDUSTRIAL SEARCH QUICK, INC. IQS Newsroom, 2010. Disponivel em: <http://blog.iqsdirectory.com/hardware/the-amazing-variety-of-gears/>. Acesso em: 23 Outubro 2014.

IPIRANGA. **Apostila de lubrificação**. São Paulo. 2013.

JOHNSON, K. L. Surface interaction between elastically loaded bodies under tangential forces. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences**, v. 230, n. 1183, p. 531-548, 1955.

JONES, F. E. A. **Machinery's Handbook**. 27. ed. New York: Industrial Press, Inc, v. 1, 2004.

JUNIOR, V. C. **Notas de aula de resistência dos materiais**. 1. ed. Amazonas: Universidade Federal do Amazonas, v. 1, 2008.

LEEN, S. B. E. A. Macroscopic fretting variables in a splined coupling under combined torque and axial load. **The Journal of Strain Analysis for Engineering Design**, v. 36, n. 5, p. 481-497, 2001.

LINDLEY, T. C.; NIX, K. J. Fretting fatigue in the power generation industryy: experiments, analysis, and integrity assessment. **ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION**, Baltimore, 1992. 153–169.

LOBOSCO, O. S.; DIAS, J. L. C. **Seleção e aplicação de motores elétricos**. São Paulo: MacGraw-Hill, v. 1, 1988.

MAGTROL. **Eddy-Current and Magnetic Powder Dynamometers**. Buffalo. 2015.

MCDOWELL, J. R. Fretting Corrosion Tendencies of Several Combinations of Materials. **ASTM STP 144**, Philadelphia, 1953. 24-39.

MINDLIN, R. D. Compliance of elastic bodies in contact. **Journal of applied mechanics**, n. 16, p. 259-268, 1949.

PEREIRA J. C. DINAMÔMETROS, 1999. Disponivel em: <http://www.joseclaudio.eng.br/dinos1.html>. Acesso em: 12 Novembro 14.

POLYGON SOLUTIONS. Shaping the broaching industry, 2012. Disponivel em: <http://rotarybroachtools.com/special-form-rotary-broach-tools.html>. Acesso em: 23 Novembro 2014.

PROVENZA, F. **Pro-tec Manual do Projetista de Máquinas**. São Paulo : Editora F. Provenza, 1996.

S. A. E., HANDBOOK. **S.A.E. Handbook**. New York: [s.n.], 1948.

SATO, K.; FUJII, H.; KODAMA, S. Crack propagation behaviour in fretting fatigue. **Elseivier**, v. 107, n. ,3, p. 245-262, 1986.

SCHNEIDER. **Tabela de seleção de motobombas**. Franklin Electric Indústria de Motobombas S.A. Joinville. 2011.

SHEN, L. Fretting and Plain Fatigue Competition Mechanism and Prediction in Spline Shaft-Hub Connection. **PAPIERFLIEGER VERLAG**, 5 March 2012.

SHIGLEY, J. E. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7ª. ed. Michigan: Bookman, 2008.

SKF BRASIL. SKF Brasil, Porto Alegre, 2015. Disponivel em: <http://www.skf.com/br/index.html>. Acesso em: 23 Maio 2015.

SOUZA, R. D. **Balança Curie e Correntes de Foucault**. UNICAMP. São Paulo. 2005.

SUH, P. N. The Delimitaion theory of wear. **Elsevier Sequoia S.A.**, Massachusetts, 19 March 1973.

TAMAGAWA SEIKI LTD. **Tamagawa**. Disponivel em: <http://www.tamagawa-seiki.com/english/encoder/index.html>. Acesso em: 13 Novembro 2014.

TAYLOR DYNAMOMETER. Taylor Dynamometer, 2015. Disponivel em: <http://www.taylordyno.com/products/engine-dynamometers/water-brake/>. Acesso em: 20 Junho 2015.

THOMAZINI, D.; ALBUQUERQUE, P. U. B. D. **Sensores Industriais–Fundamentos e Aplicações**. 4ª. ed. São Paulo: Érica, 2005.

TOMINAGA, S. **Automotive Test Systems**. Automotive Mechatronics Dept. New York. 2010.

TOMLINSON, G. A. **The rusting of steel surfaces in contact**. 771. ed. London: Proceedings of the Royal Society of London, v. 115, 1927.

TURBTRON. **Pick - ups , Sensores Magnéticos Geradores de Impulsos**. Indústria e Comércio de Equipamentos Elétricos LTDA. São Paulo. 2001. (Nr 181/07/01).

VISEX. VIsex website, 2014. Disponivel em: <http://www.visex.com.br/empresa.html>. Acesso em: 30 maio 2015.

VOLFSON, B. P. Stress Sources and Critical Stress Combinations for Splined Shaft. **Journal of Mechanical Design**, Waterloo, v. 104, n. 3, p. , January 1982.

VULKAN DRIVE TECH. **Flexomax - G**. Vulkan. São Paulo. 2010.

WARLOW-DAVIES, E. J. Fretting corrosion and fatigue strength: brief results of preliminary experiments. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 1941. 32-38.

WATERHOUSE, R. B. Fretting Corrosion. **Pergamon Press**, Oxford, 1972.

WATERHOUSE, R. B. Fretting fatigue. **Elsevier Science & Technology**, 1981.

WEG. **Motores Elétricos**. [S.l.]: [s.n.]. Junho 2005.

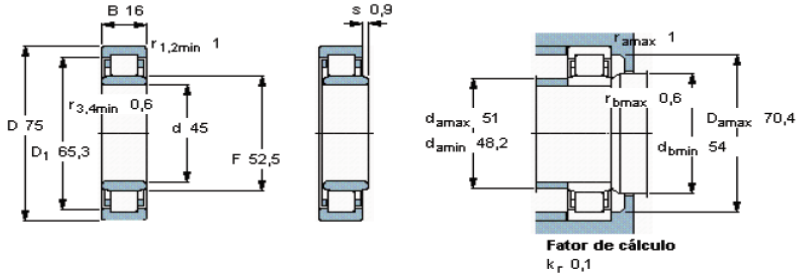
11 ANEXOS

		Pág.
Anexo I	**Rolamentos selecionados**	128
Anexo II	**Dados técnicos do motor elétrico selecionado**	132
Anexo II	**Dados técnicos do dinamômetro selecionado**	135
Anexo IV	**Desenhos de fabricação da caixa redutora de velocidades**	140
Anexo V	**Desenhos de fabricação da bancada de teste**	173

Eixo a

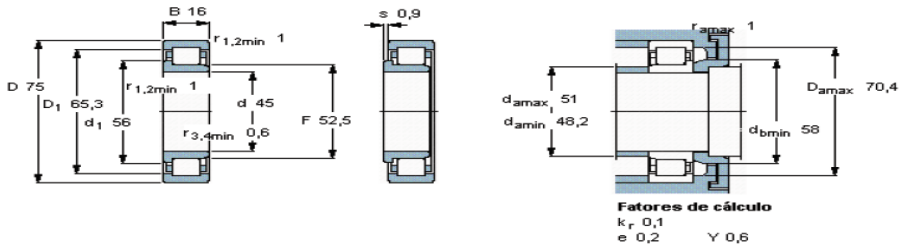
Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação
			dinâmica	estática	
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer
mm			kN		-
45	75	16	44,6	52	NU 1009 ECP



Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

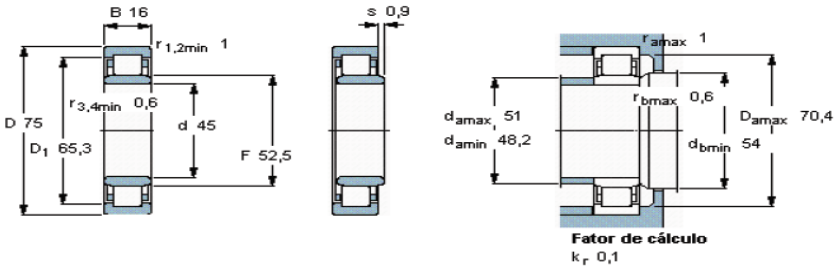
Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação
			dinâmica	estática	
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer
mm			kN		-
45	75	16	44,6	52	NJ 1009 ECP



Eixo b

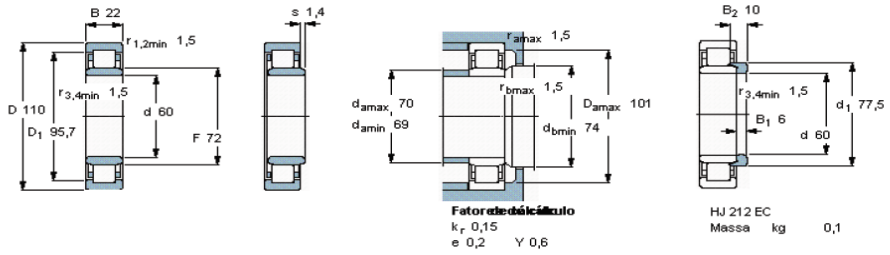
Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação
			dinâmica	estática	
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer
mm			kN		-
45	75	16	44,6	52	NU 1009 ECP



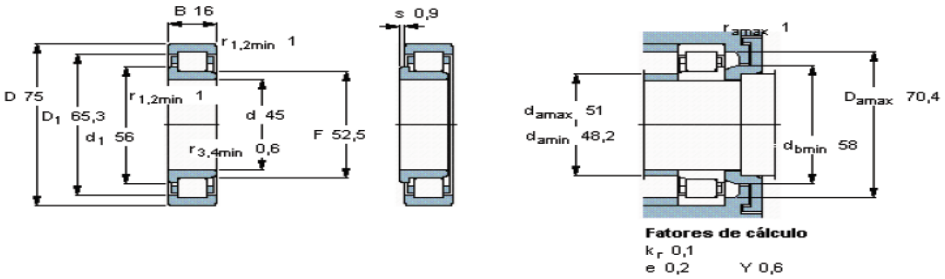
Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
			dinâmica	estática		Designação
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		-	-
60	110	22	108	102	NU 212 ECM *	HJ 212 EC



Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

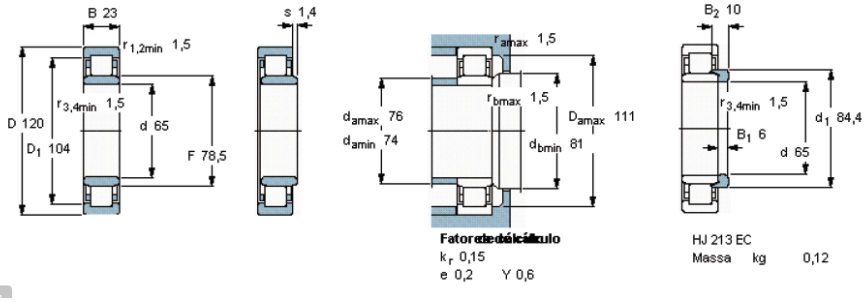
Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação
			dinâmica	estática	
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer
mm			kN		-
45	75	16	44,6	52	NJ 1009 ECP



Eixo c

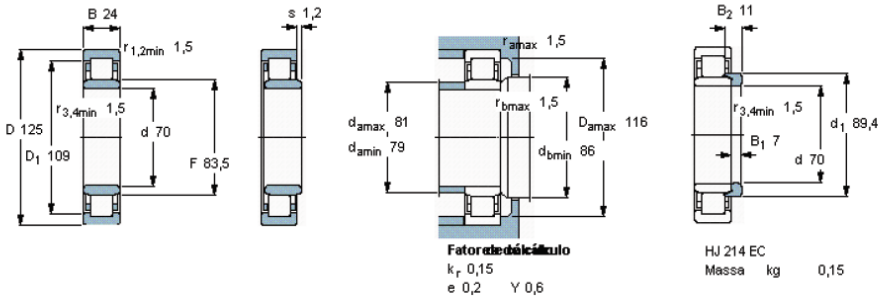
Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
			dinâmica	estática		Designação
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		-	-
65	120	23	122	118	NU 213 ECM *	HJ 213 EC



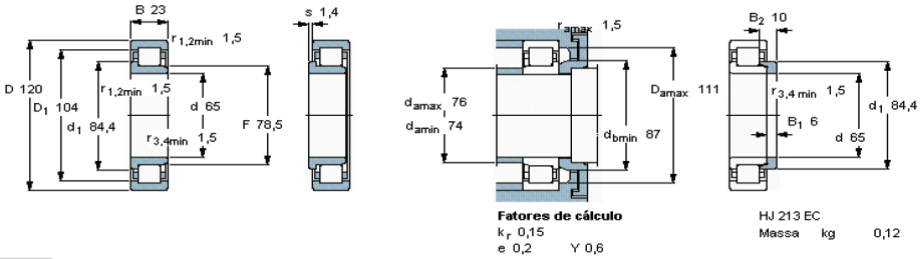
Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
			dinâmica	estática		Designação
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		-	-
70	125	24	137	137	NU 214 ECM *	HJ 214 EC



Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

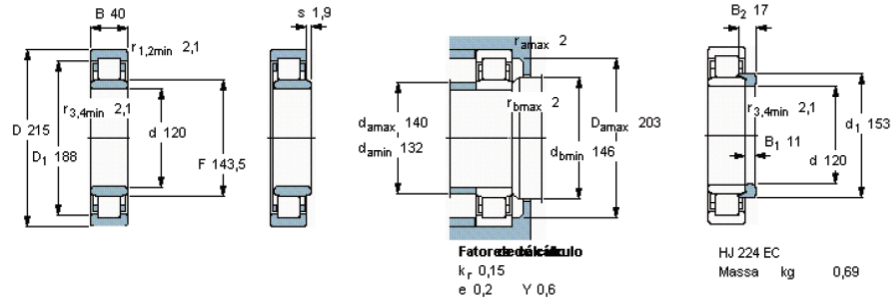
Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
			dinâmica	estática		Designação
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		-	-
65	120	23	122	118	NJ 213 ECM *	HJ 213 EC



Eixo d

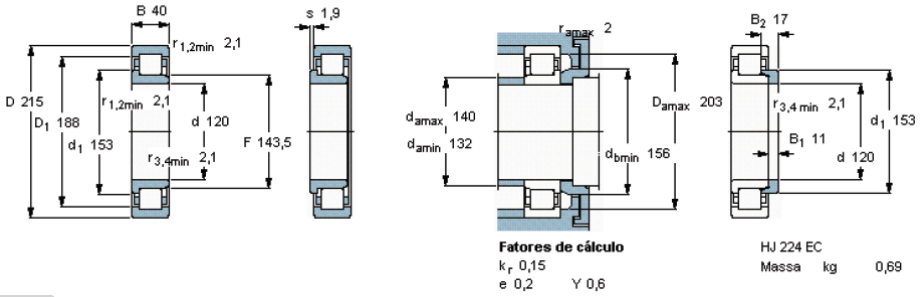
Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
			dinâmica	estática		Designação
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		-	-
120	215	40	390	430	NU 224 ECM *	HJ 224 EC



Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira

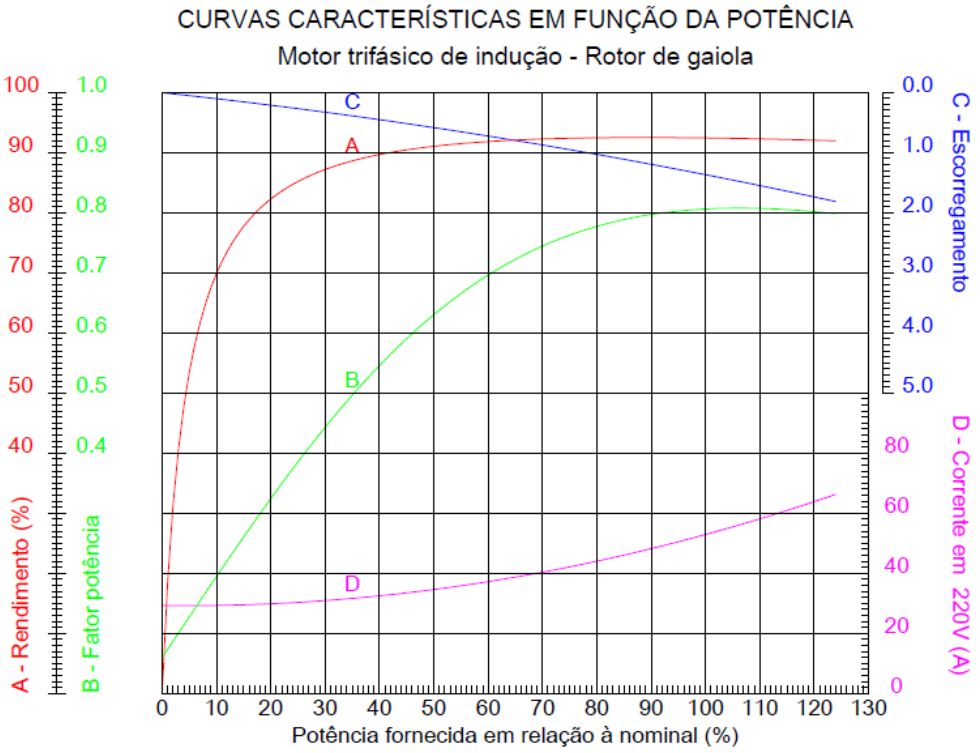
Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
			dinâmica	estática		Designação
d	D	B	C	C0	* Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		-	-
120	215	40	390	430	NJ 224 ECM *	HJ 224 EC

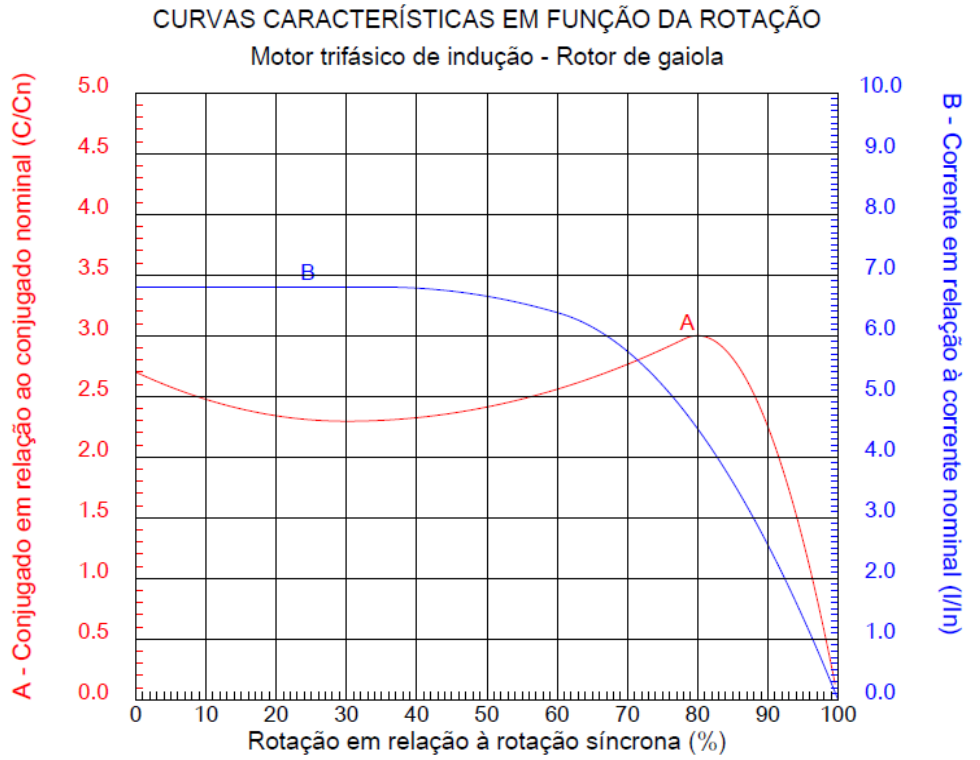


Fatores de cálculo
k_r 0,15
e 0,2 Y 0,6

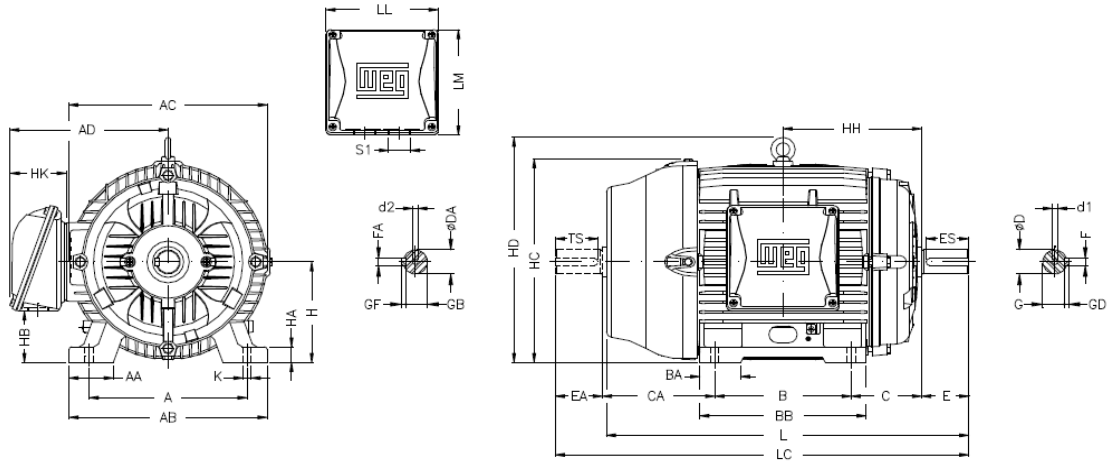
HJ 224 EC
Massa kg 0,69

Curvas características do motor elétrico



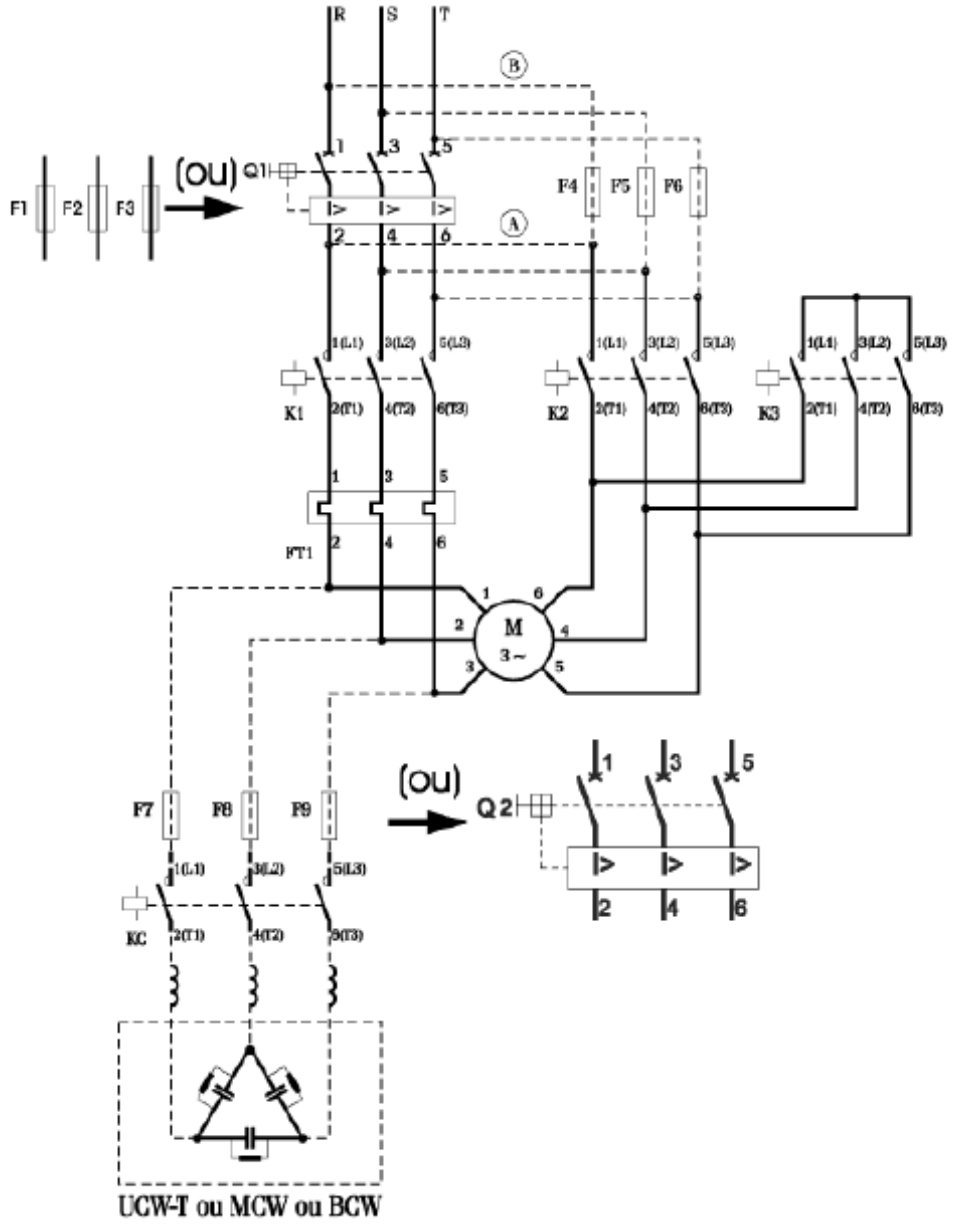


Dimensões do motor elétrico



A 254	AA 64	AB 308	AC 329	AD 266
B 254	BA 63	BB 298	C 108	CA 174
D 42k6	E 110	ES 80	F 12	G 37
GD 8	DA 42k6	EA 110	TS 80	FA 12
GB 37	GF 8	H 160	HA 22	HB 79
HC 331	HD 374	HF 168	HH 235	HK 101
K 14.5	L 642	LC 756	LL 198.5	LM 190
S1 RWG 1 1/2"	d1 A 4	d2 A 4		

Diagrama elétrico do motor (partida estrela-triângulo)



ANEXO III: Dados técnicos do dinamômetro selecionado

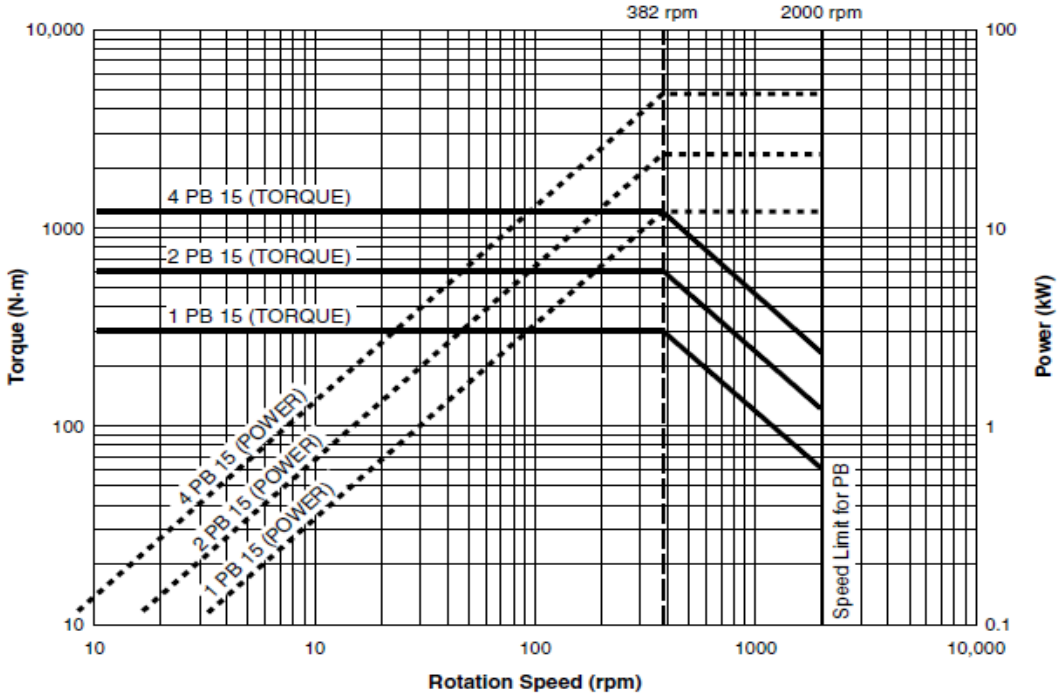
Seleção do dinamômetro e componentes associados

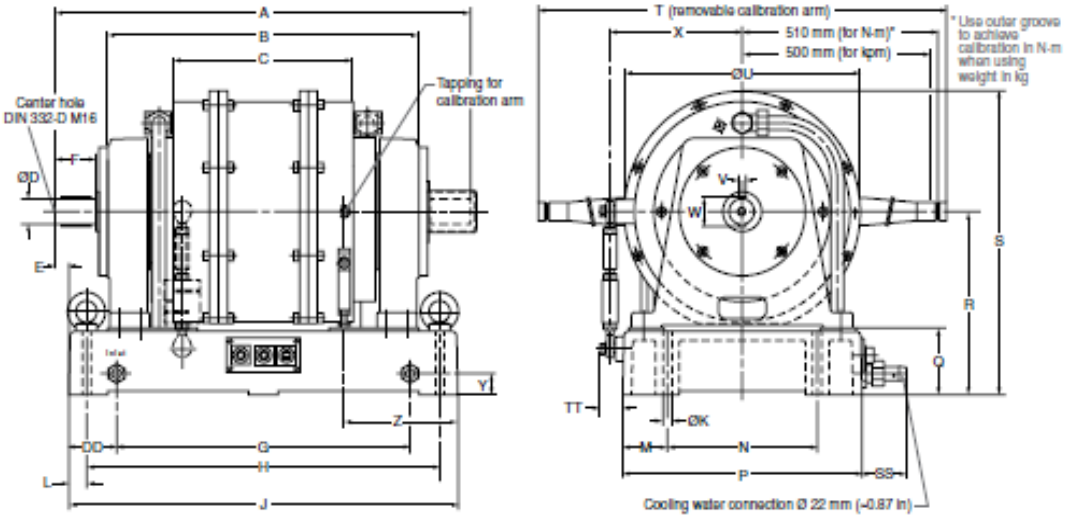
Dados do dinamômetro

Model	Rated Torque		Drag Torque De-energized		Nominal Input Inertia		Rated Power	Rated Speed	Max. Speed	Excitation Current*
	N·m	*lb·ft*	*N·m*	*lb·in*	*kg·m²*	*lb·ft·s²*	*kW*	*rpm*	*rpm*	*A*
1 PB 15	300	221	6	53	5.40×10^{-2}	3.98×10^{-2}	12	382	2000	4
2 PB 15	600	442	12	106	1.08×10^{-1}	7.96×10^{-2}	24	382	2000	7.5
4 PB 15	1200	885	24	212	2.16×10^{-1}	1.59×10^{-1}	48	382	2000	12

PB TORQUE–SPEED–POWER CURVES

The diagram below shows the characteristic curves for the 15 Series Powder Dynamometers.





NOTE:
Original dimensions are in Metric units. Dimensions converted to English units have been rounded up to 2 decimal places.

Model	units	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
1 WB 15 / 1 PB 15	*mm*	544	370	150	Ø 42g6	-53	68	490	590	650	Ø 15	30	75	250	400
	in	21.42	14.57	5.91	Ø 1.6531 1.6526	-2.09	2.68	19.29	23.23	25.59	Ø 0.59	1.18	2.95	9.84	15.75
2 WB 15 / 2 PB 15	*mm*	694	520	300	Ø 42g6	22	68	490	590	650	Ø 15	30	75	250	400
	in	27.32	20.47	11.81	Ø 1.6531 1.6526	0.87	2.68	19.29	23.23	25.59	Ø 0.59	1.18	2.95	9.84	15.75
3 WB 15	*mm*	844	670	450	Ø 42g6	-78	68	840	940	1000	Ø 15	30	75	250	400
	in	33.23	26.38	17.72	Ø 1.6531 1.6526	-3.07	2.68	33.07	37.01	39.37	Ø 0.59	1.18	2.95	9.84	15.75
4 WB 15 / 4 PB 15	*mm*	994	820	600	Ø 42g6	-3	68	840	940	1000	Ø 15	30	75	250	400
	in	39.13	32.28	23.62	Ø 1.6531 1.6526	-0.12	2.68	33.07	37.01	39.37	Ø 0.59	1.18	2.95	9.84	15.75

Model	units	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	DD	SS	TT	Weight
1 WB 15 / 1 PB 15	*mm*	110	300 ±0.2	498	1030	Ø 395	12	48	220	35	265	80	75	37	185 kg
	in	4.33	11.819 11.803	19.61	40.55	Ø 15.55	0.47	1.89	8.66	1.38	10.43	3.15	2.95	1.46	407.86 lb
2 WB 15 / 2 PB 15	*mm*	110	300 ±0.2	498	1030	Ø 395	12	48	220	35	190	80	75	37	290 kg
	in	4.33	11.819 11.803	19.61	40.55	Ø 15.55	0.47	1.89	8.66	1.38	7.48	3.15	2.95	1.46	639.34 lb
3 WB 15	*mm*	110	300 ±0.2	498	1030	Ø 395	12	48	220	35	290	80	75	37	385 kg
	in	4.33	11.819 11.803	19.61	40.55	Ø 15.55	0.47	1.89	8.66	1.38	11.42	3.15	2.95	1.46	848.78 lb
4 WB 15 / 4 PB 15	*mm*	110	300 ±0.2	498	1030	Ø 395	12	48	220	35	215	80	75	37	520 kg
	in	4.33	11.819 11.803	19.61	40.55	Ø 15.55	0.47	1.89	8.66	1.38	8.46	3.15	2.95	1.46	1146.40 lb

Especificações técnicas do controlador DSP7001

Specifications

DSP7000

SPECIFICATIONS

MEASUREMENT CHARACTERISTICS	
Maximum Torque	99,999 units
Maximum Speed	199,999 rpm
Accuracy	Speed: 0.01% of reading from 5 rpm to 200,000 rpm Torque: ± 0.05% of range (±2 mV)
ELECTRICAL CHARACTERISTICS	
Voltage Requirements	85-264 VAC 50/60 Hz
Power Requirements	210 VA
Fuses (5 × 20 mm)	Brake: IEC 1.25 A 250 V T Main Power: IEC 2.5 A 250 V T
Max. Compliance Voltage	48 VDC, Brake Output
Max. Brake Output Current	1 Amp, Calibrated that 100% OL = 1 Amp
TSC1 and TSC2 User Power Supplies	24 Volt DC 450 mA (power supply fault protected) 5 Volt DC 200 mA (internal fuse at 500 mA)
ENVIRONMENT	
Operating Temperature	5 ºC to 40 ºC
Relative Humidity	< 80%
Temperature Coefficient	0.004% of range/°C of 5 VDC for both channels

DIMENSIONS		
Width	19.0 in	483 mm
Height	3.5 in	89 mm
Depth with handles	12.4 in 13.8 in	315 mm 351 mm
Weight	15.2 lb	6.9 kg

Optional equipment may be factory installed or purchased separately and user installed.

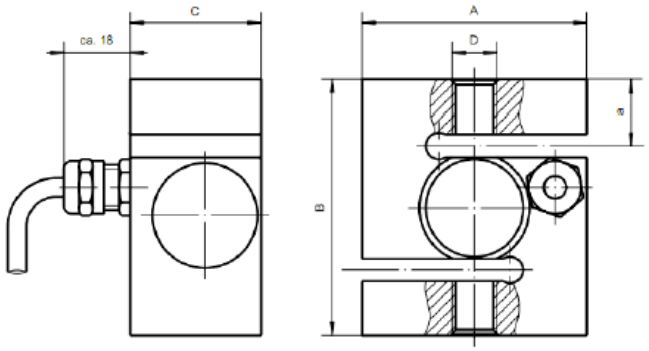
MAGTROL

Especificações técnicas da célula de carga

FORCE TRANSDUCERS / LOAD CELLS

Accuracy class	%S	0.1	0.05	C1	C3*
MECHANICAL CHARACTERISTICS					
Nominal force (=F_N)	kN	2/3/5/10/20/50 ****			
Nominal load (=F_N)	t			0.5/1/2/5	
Max. permissible force/load	%F_N	150			
Ultimate overload	%F_N	>300			
Max. transverse force/load	%F_N	10			
Minimum application range	%F_N	50			
ELECTRICAL CHARACTERISTICS					
Nominal sensitivity(=S)	mV/V	2.000 ±0.002			
Zero tolerance band	%S	≤1			
Max. excitation voltage	V	12			
Input resistance.	Ω	380 ±30			
Output resistance	Ω	352 ±1.5			
Insulation resistance	Ω	>5 x 10^9			
Combined error **	%S			≤0.030	≤0.021
Nonlinearity***	%S	≤0.1	≤0.05		
Hysteresis ***	%S	≤0.1	≤0.05		
Temperature effect on zero/10K	%S	≤0.035	≤0.035	≤0,070	≤0,023
Temperature effect on output/10K	%S	≤0.1	≤0.05	≤0,017	≤0,008
Creepage error (30 min)	%S	≤0.1	≤0.05	≤0.050	≤0.017
ENVIRONMENTAL CHARACTERESTICS					
Reference temperature	°C	+23			
Nominal temperature range	°C	-20°C to 60°C		-10°C to 40°C	
Operating temperature range	°C	-30 . . . +70			
Storage temperature range	°C	-40 . . . +70			
Environmental protection (EN 60529)		IP67			

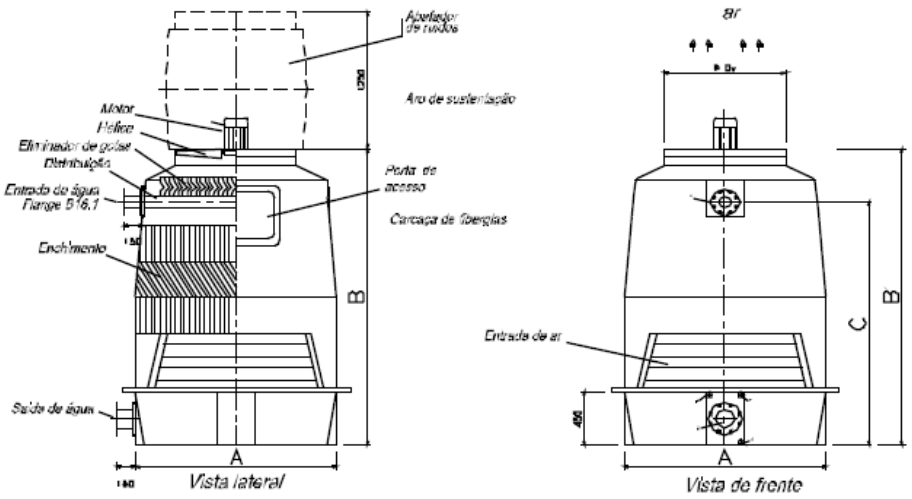
ZS 0.5 t to 5 t (2 kN to 50 kN)



MODEL	A	B	C	D	A	WEIGHT	DISPLACEMENTAT RATED LOAD
ZS 2kN/3kN	60	68	35	M12	16.3	1.0 kg	0,12 mm
ZS 0.5kN/5kN	60	68	35	M12	15.7	1.0 kg	0,12 mm
ZS 1t/10kN	60	68	35	M12	16.3	1.0 kg	0,20 mm
ZS 2t/20kN	68	78	38	M20x1.5	21.2	1.3 kg	0,25 mm
ZS 5t/50kN	68	78	38	M24x2	22.5	1.3 kg	0,55 mm

MAGTROL

Dados da torre de resfriamento ST5



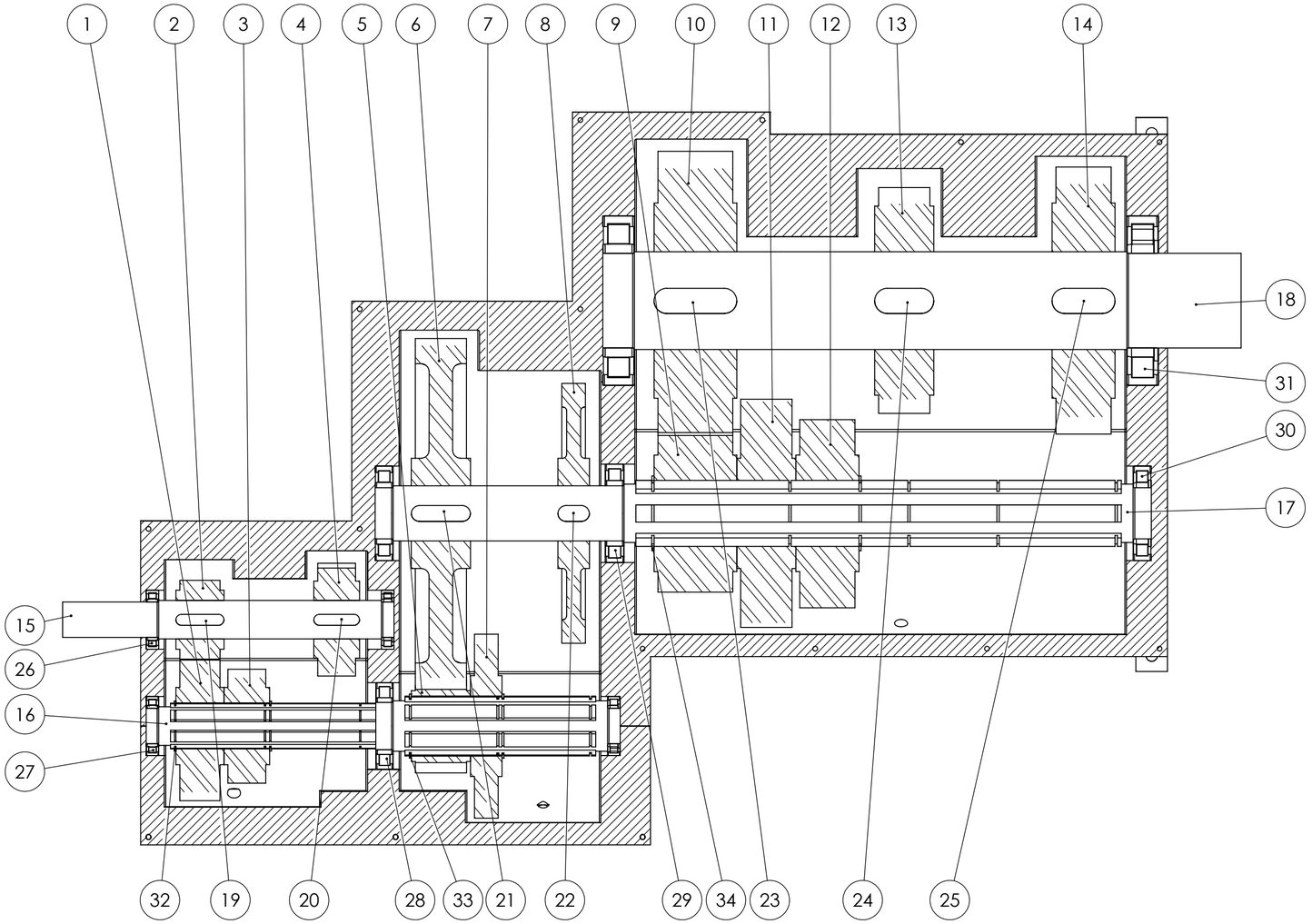
Modelo	Largura	Comprimento	Altura		Conexões					Motor		Peso		Dv
ST	A	B	C	D	1	2	3	4	5	CV / Polos		Seco	Operação	
	mm	mm	mm	mm	in	in	in	in	in	standard	silenciosa	kg	kg	mm
5	700	700	2505	2050	2	4	2	3/4	2	0,5 / 4	0,5 / 6	90	120	450

Dados da bomba BRP-9 para 8 m c.a.

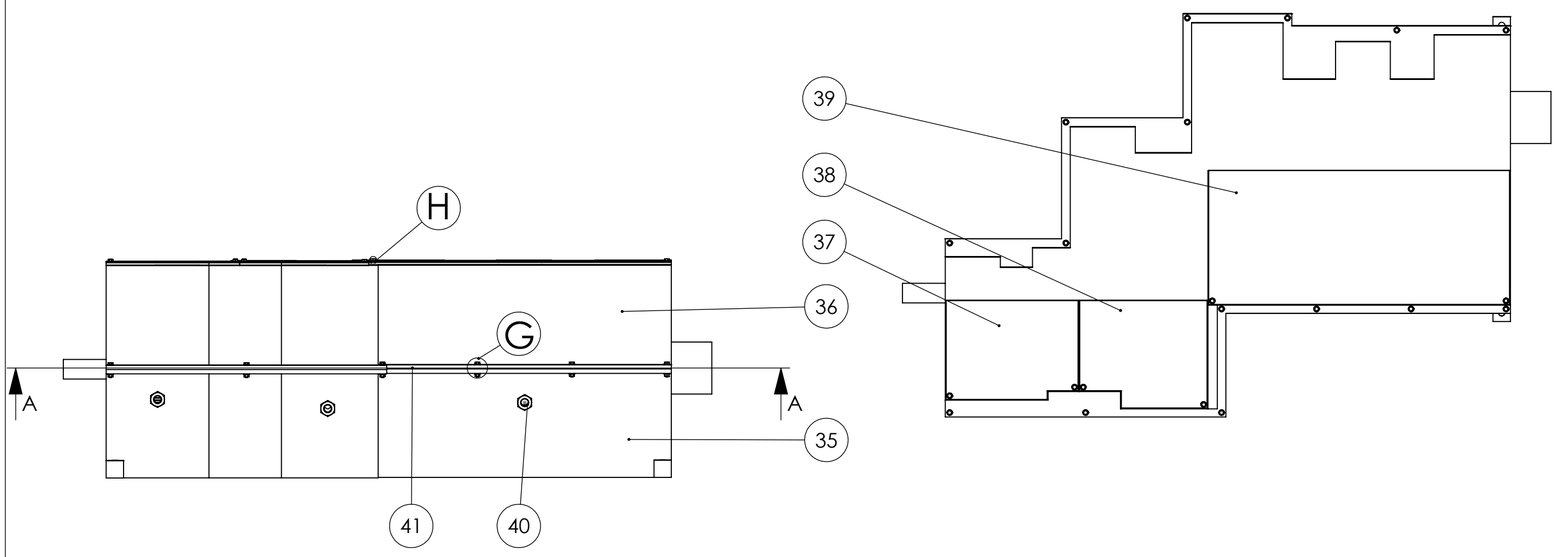
MODELO	Potência (cv)	Monofásico	Ø Sucção (pol)	Ø Recalque (pol)	Pressão máxima sem vazão (m c.a.)	CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS											
						ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (m c.a.)											
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
						VAZÃO EM m^3/h VÁLIDA PARA SUCÇÃO DE 0 m c.a.											
BPR-9	1/6	x	3/4	3/4	9,2	1,5	1,4	1,3	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5	0,1			
BPR-12	1/3	x	1	1	12,4	4,1	4,0	3,8	3,6	3,4	3,1	2,9	2,6	2,4	2,0	1,6	1,0

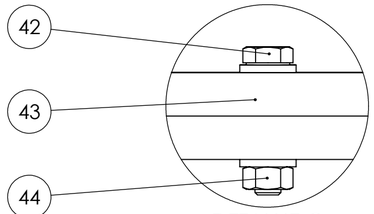
ANEXO IV: Desenhos de fabricação da caixa redutora de velocidades

	Pág
Desenho de conjunto da caixa redutora	**141**
Engrenagem 1	**142**
Engrenagem 2	**143**
Engrenagem 3	**144**
Engrenagem 4	**145**
Engrenagem 5	**146**
Engrenagem 6	**147**
Engrenagem 7	**148**
Engrenagem 8	**149**
Engrenagem 9	**150**
Engrenagem 10	**151**
Engrenagem 11	**152**
Engrenagem 12	**153**
Engrenagem 13	**154**
Engrenagem 14	**155**
Eixo A	**156**
EixoB	**157**
Eixo C	**158**
Eixo D	**159**
Chaveta 1	**160**
Chaveta 2	**161**
Chaveta 3	**162**
Chaveta 4	**163**
Chaveta 5	**164**
Chaveta 6	**165**
Chaveta 7	**166**
Base da caixa de engrenagens	**167**
Tampa de mautenção	**168**
Tampa de posicionamento 1	**169**
Tampa de posicionamento 2	**170**
Tampa de posicionamento 3	**171**
Junta de vedação	**172**

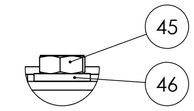


SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5





DETALHE G
ESCALA 1 : 1



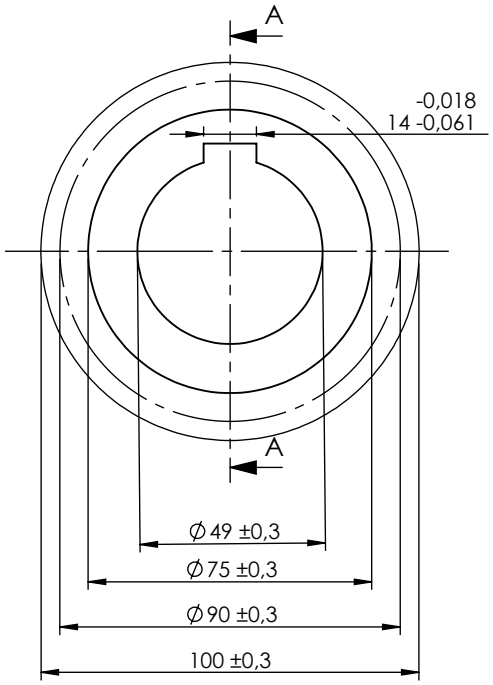
DETALHE H
ESCALA 1 : 1

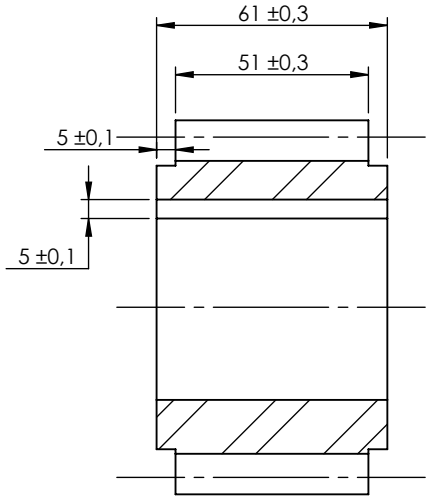
Lista de materiais

Nº da peça	Nome da peça	Material da peça	Qtde.
1	Engrenagem 1	AISI 4340	1
2	Engrenagem 2	AISI 4340	1
3	Engrenagem 3	AISI 4340	1
4	Engrenagem 4	AISI 4340	1
5	Engrenagem 5	AISI 4340	1
6	Engrenagem 6	AISI 4340	1
7	Engrenagem 7	AISI 4340	1
8	Engrenagem 8	AISI 4340	1
9	Engrenagem 9	AISI 4340	1
10	Engrenagem 10	AISI 4340	1
11	Engrenagem 11	AISI 4340	1
12	Engrenagem 12	AISI 4340	1
13	Engrenagem 13	AISI 4340	1
14	Engrenagem 14	AISI 4340	1
15	Eixo A	AISI 1045 Normalizado	1
16	EixoB	AISI 1045 Normalizado	1
17	Eixo C	AISI 1045 Normalizado	1
18	Eixo D	AISI 1045 Normalizado	1
19	Chaveta 1	Aço 1020 laminado a frio	1
20	Chaveta 2	Aço 1020 laminado a frio	1
21	Chaveta 3	Aço 1020 laminado a frio	1
22	Chaveta 4	Aço 1020 laminado a frio	1
23	Chaveta 5	Aço 1020 laminado a frio	1
24	Chaveta 6	Aço 1020 laminado a frio	1
25	Chaveta 7	Aço 1020 laminado a frio	1
26	Par de rolamentos SKF NU/NJ 1009 ECP		1
27	Par de rolamentos SKF NU/NJ 1009 ECP		2
28	Rolamentos SKF NU 212 ECM		1
29	Rolamentos SKF NU 214 ECM		1
30	Par de rolamentos SKF NU/NJ 213 ECM		1
31	Par de rolamentos SKF NU/NJ 224 ECM		1
32	Anel elástico TTb 501.058		1
33	Anel elástico TTb 501.076		1
34	Anel elástico TTb 501.087		1
35	Base da caixa de engrenagens	Ferro fundido	1
36	Tampa de mautenção	Ferro fundido	1
37	Tampa de posicionamento 1	Ferro fundido	1
38	Tampa de posicionamento 2	Ferro fundido	1
39	Tampa de posicionamento 3	Ferro fundido	1
40	Visor de nivel de óleo Visex3/4tipo bujão		3
41	Junta de vedação	Papalão hidráulico	1
42	Parafuso sextavado M6x30	Aço carbono	15
43	Arruela chata estreita M6	Aço carbono	36
44	Porca sextavada M6	Aço carbono	15
45	Parafuso sextavado M6x20	Aço carbono	6
46	Arruela chata estreita M6	Aço carbono	6

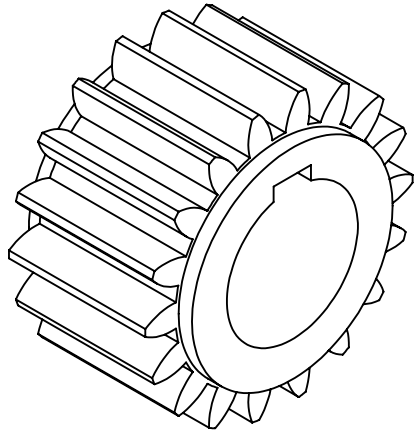
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Departamento de Engenharia Mecânica

Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Desenho de Conjunto da caixa de redução		**Diedro:** 1°
Número da Peça:	X	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5





SEÇÃO A-A



ESCALA 1:2

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	18
Largura de face	51mm
Módulo	5mm
Adendo	5 mm
Dedendo	6,25 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	9,05 mm

Notas:

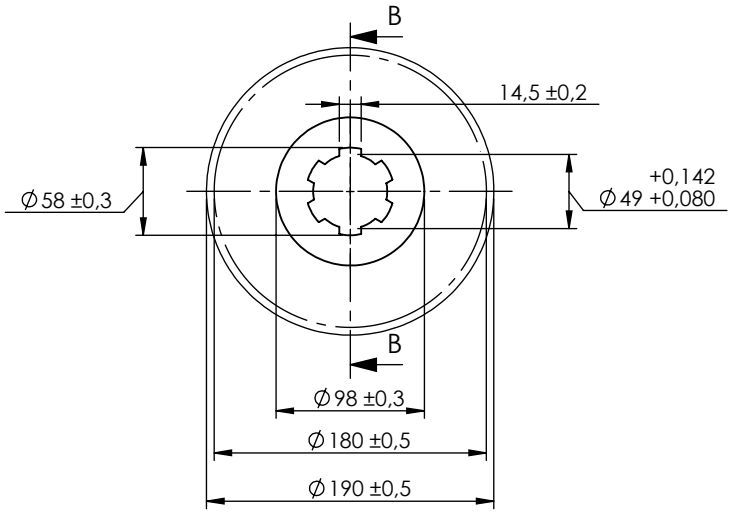
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

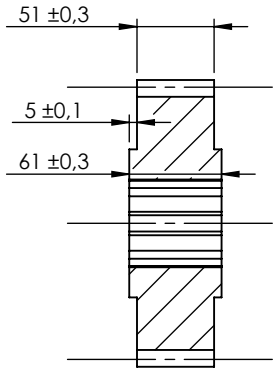
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

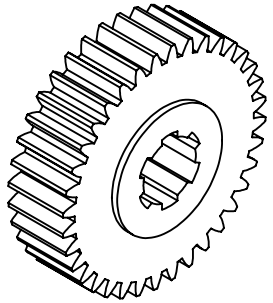
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 1		**Diedro:** 1º

Número da Peça:	1	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:2	





SEÇÃO B-B



ESCALA 1: 5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	36
Largura de face	51mm
Módulo	5mm
Adendo	5 mm
Dedendo	6,25 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	13,5 mm

Notas:

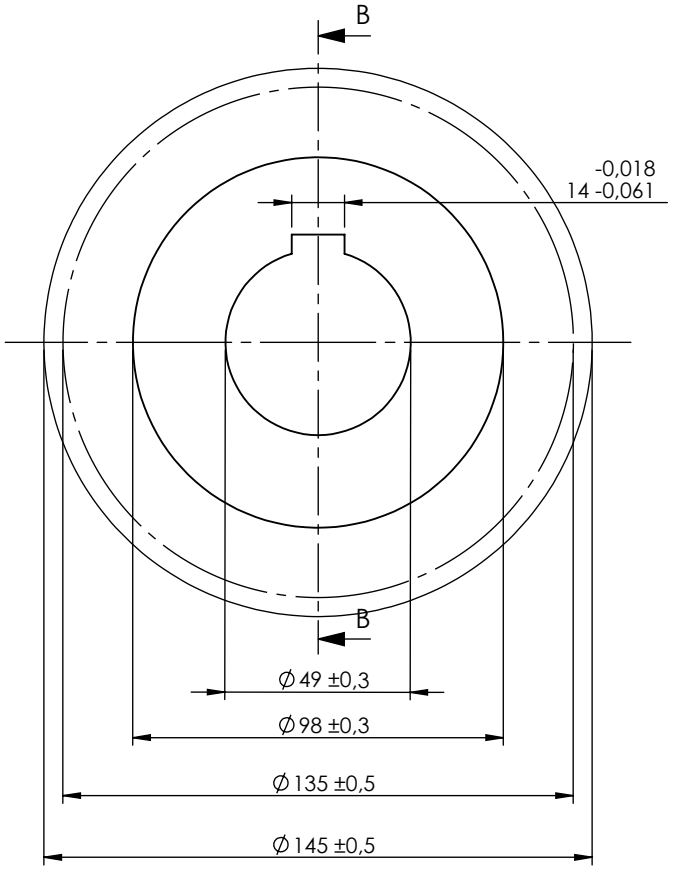
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

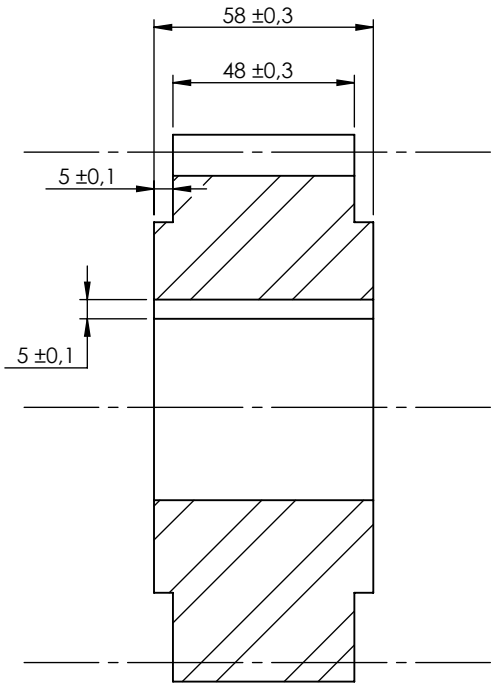
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

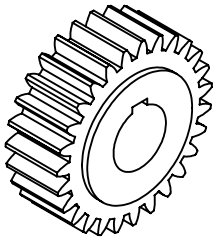
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 2		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	2	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	





SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 2



ESCALA 1:5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	27
Largura de face	48mm
Módulo	5mm
Adendo	5 mm
Dedendo	6,25 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	13,5mm

Notas:

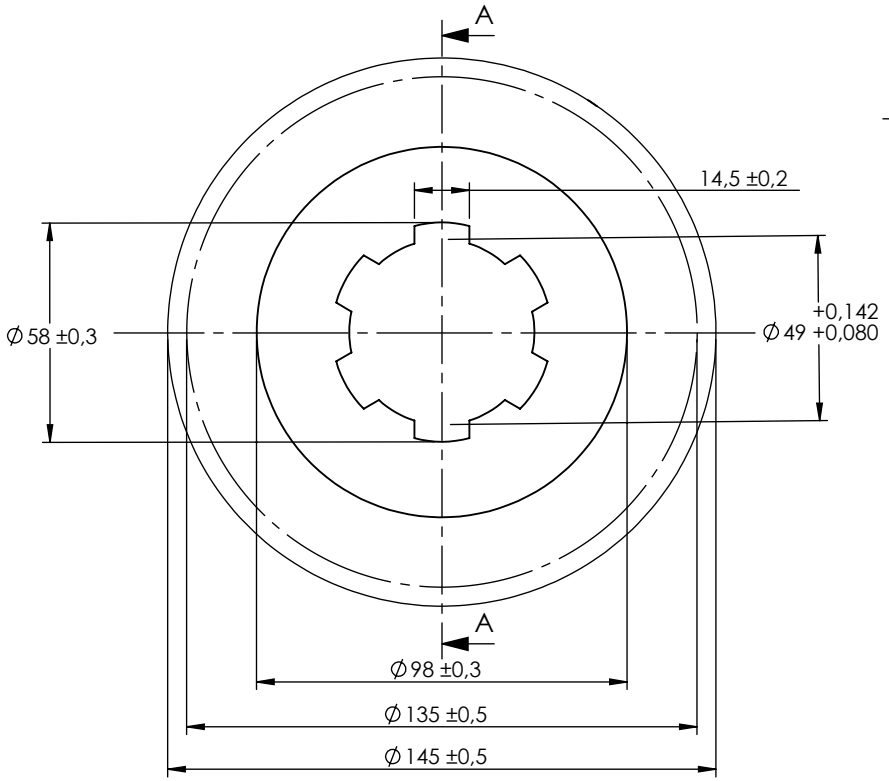
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

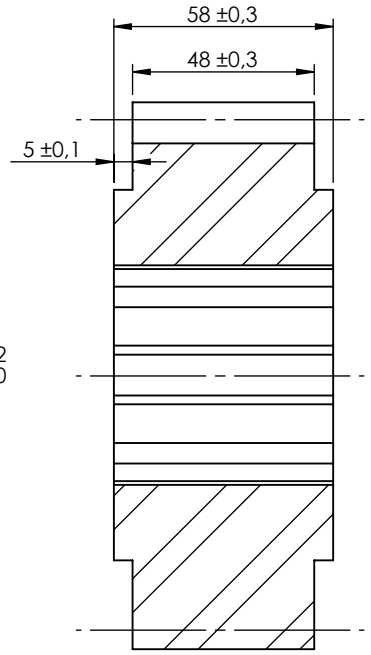
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

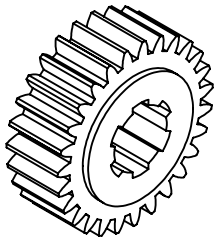
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 3		**Diedro:** 1º

Número da Peça:	3	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:2	





SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2



ESCALA 1: 5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	27
Largura de face	48mm
Módulo	5mm
Adendo	5 mm
Dedendo	6,25 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	8,0mm

Notas:

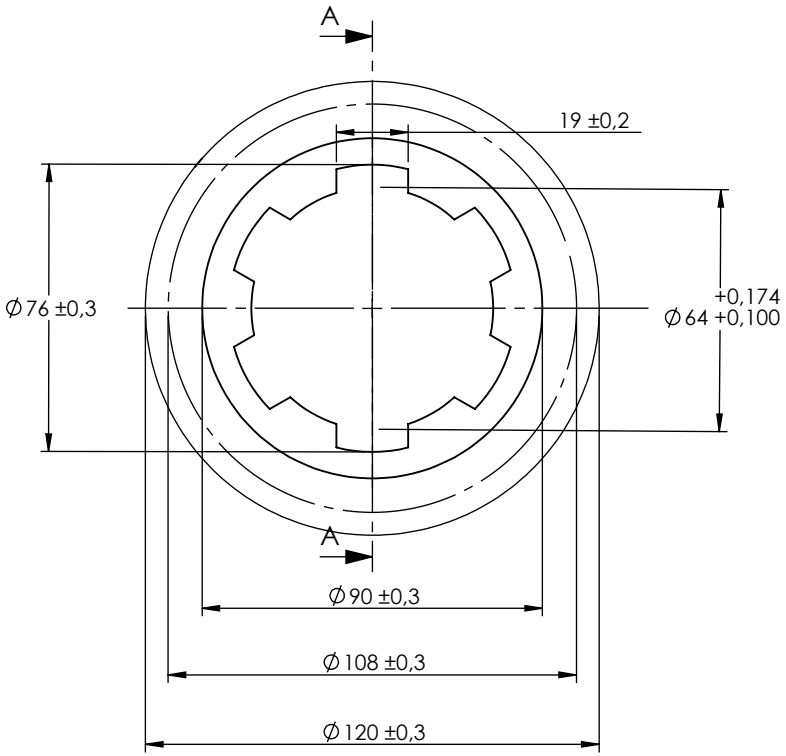
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

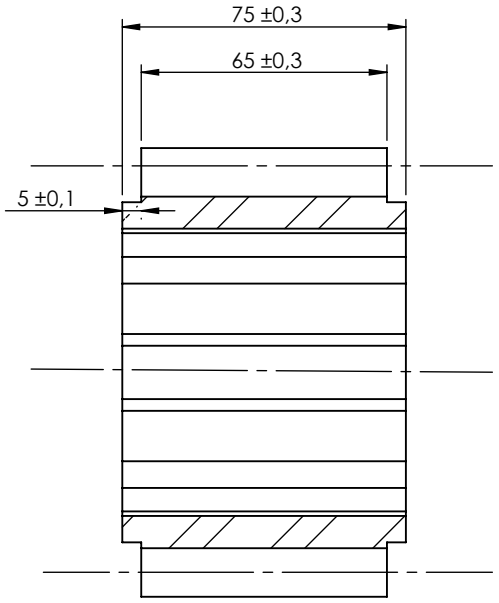
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

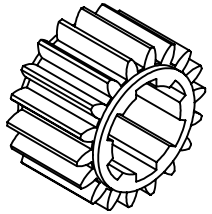
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 4		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	4	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:2	





SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2



ESCALA 1:5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	18
Largura de face	65mm
Módulo	6mm
Adendo	6 mm
Dedendo	7,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	8,1mm

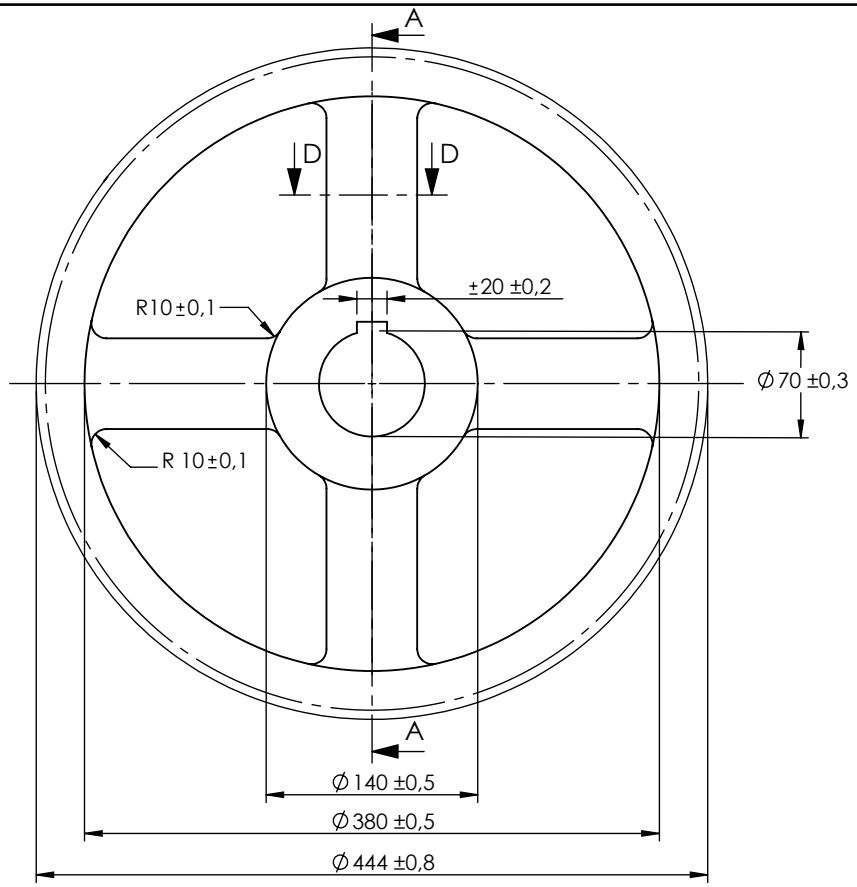
Notas:

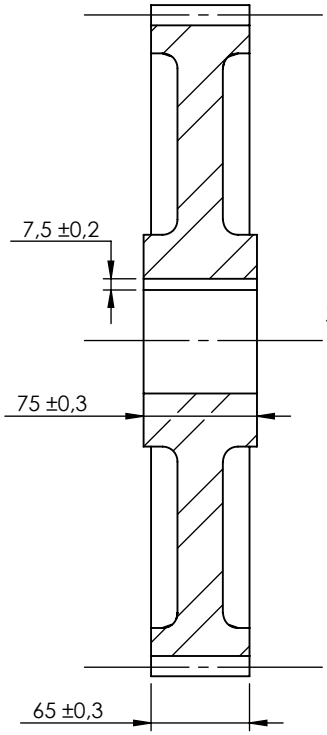
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

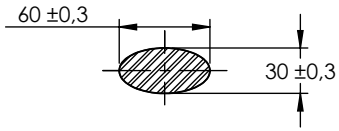
Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 5		**Diedro:** 1°
Número da Peça: 5	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:2





SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5



SEÇÃO D-D
ESCALA 1 : 5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	72
Largura de face	65mm
Módulo	6mm
Adendo	6 mm
Dedendo	7,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	16,2mm

Notas:

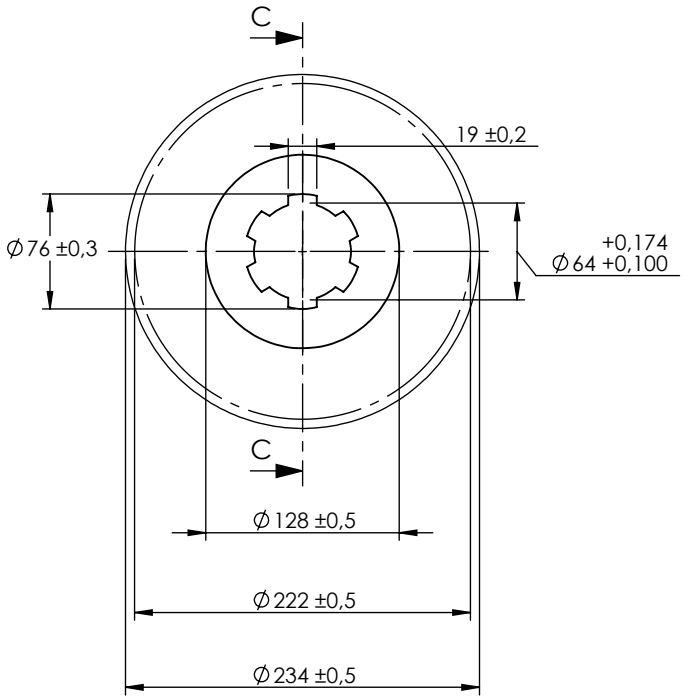
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

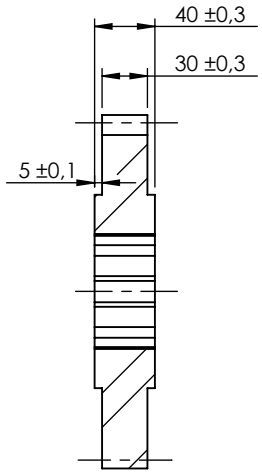
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

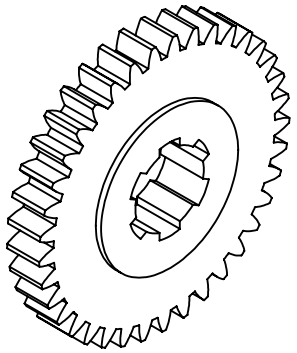
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 6		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	6	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	





SEÇÃO C-C



ESCALA 1:5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	37
Largura de face	30mm
Módulo	6mm
Adendo	6 mm
Dedendo	7,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	16,2mm

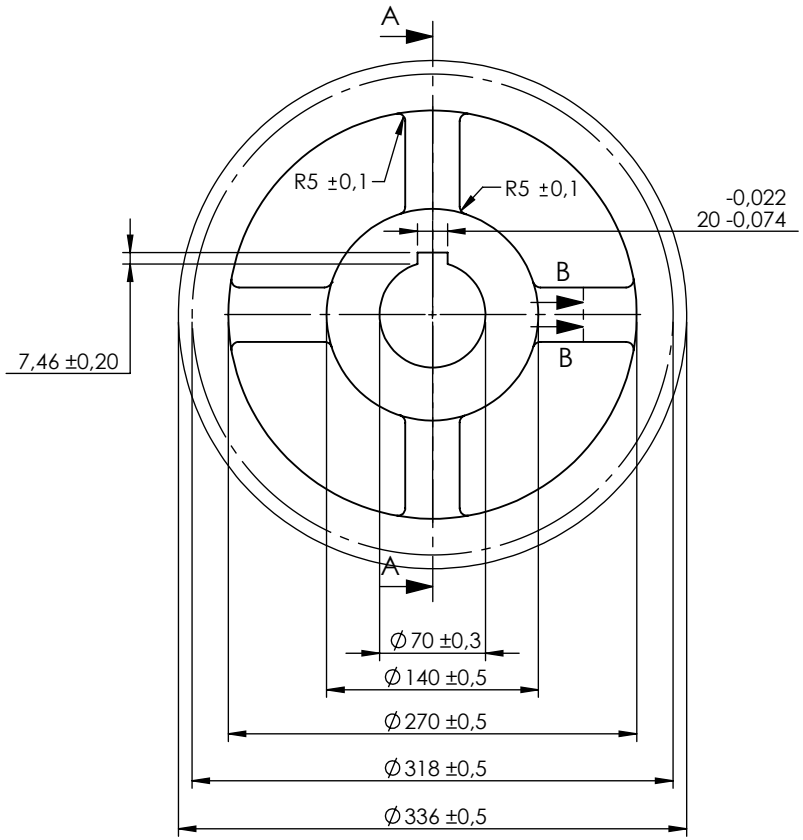
Notas:

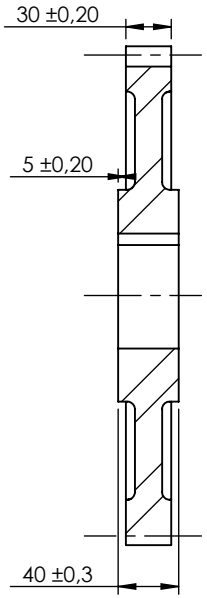
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

Acabamento dos dentes: 0,8

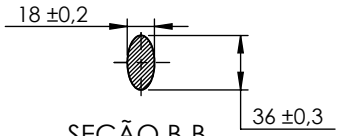
Acabamento geral, exceto indicado: 3,2

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA					
Departamento de Engenharia Mecânica					
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**		
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015		
Peça:	Engrenagem 7		**Diedro:** 1°		
Número da Peça:	7	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5	

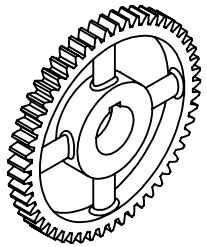




SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5



SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 5



ESCALA 1:10

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	53
Largura de face	30mm
Módulo	6mm
Adendo	6 mm
Dedendo	7,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	16,2 mm

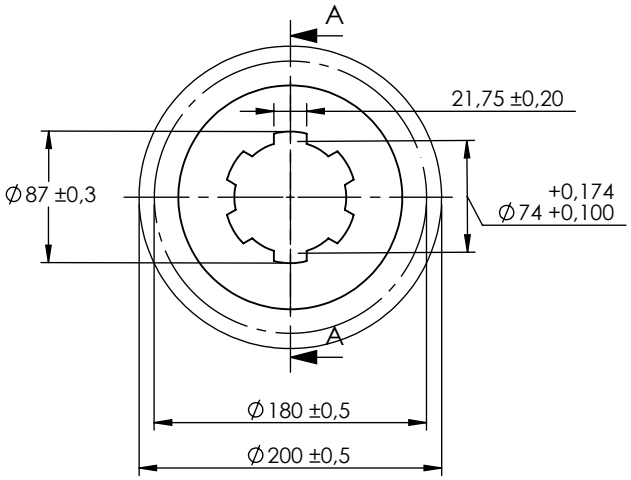
Notas:

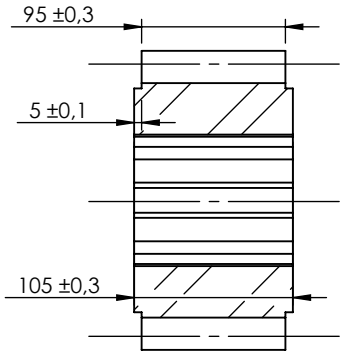
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

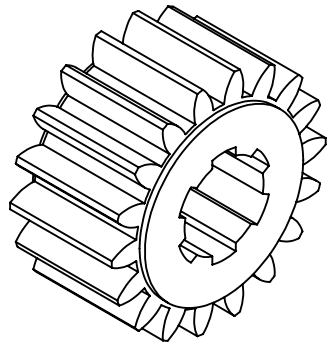
Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Engrenagem 8		**Diedro:** 1°	
Número da Peça:	8	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5





SEÇÃO A-A



ESCALA 1:5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	18
Largura de face	95mm
Módulo	10mm
Adendo	10 mm
Dedendo	12,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	27 mm

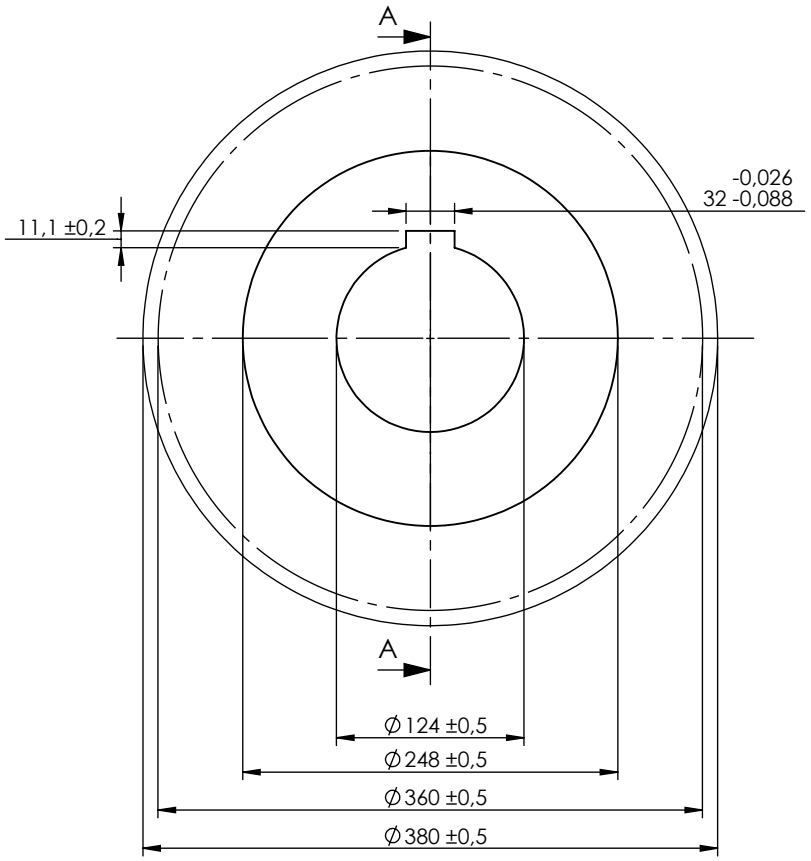
Notas:

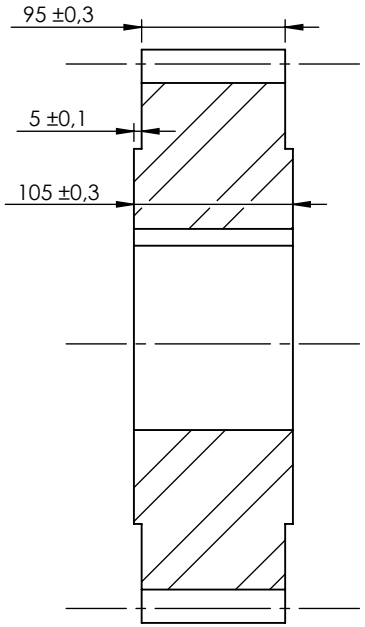
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

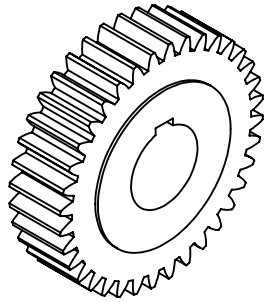
Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 9		**Diedro:** 1º
Número da Peça: 9	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:2





SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5



ESCALA 1:10

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	36
Largura de face	95mm
Módulo	10mm
Adendo	10 mm
Dedendo	12,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	27 mm

Notas:

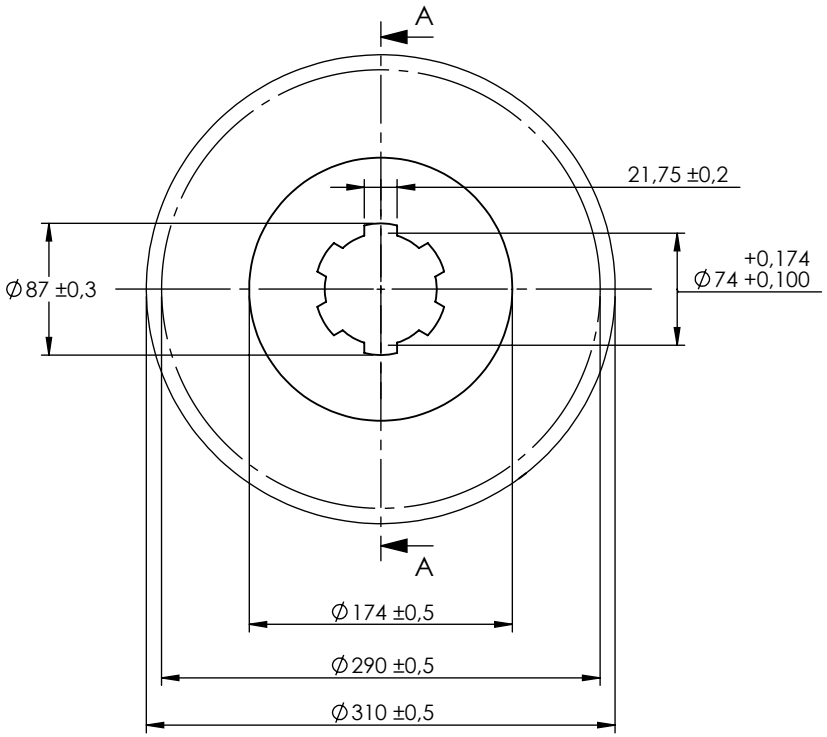
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

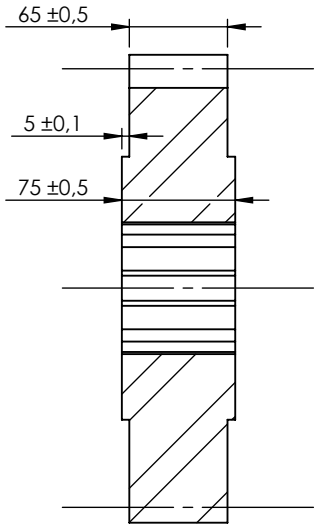
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

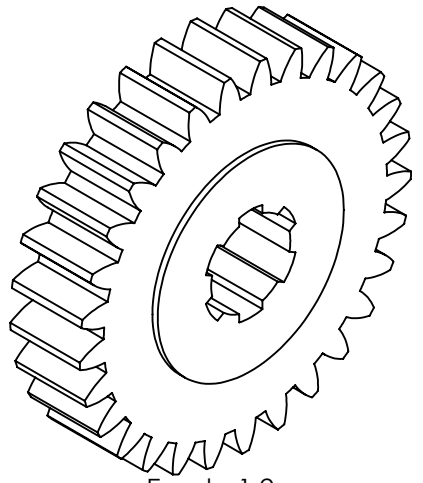
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 10		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	10	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	





SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5



Escala 1:2

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	29
Largura de face	65mm
Módulo	10mm
Adendo	10 mm
Dedendo	12,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	27 mm

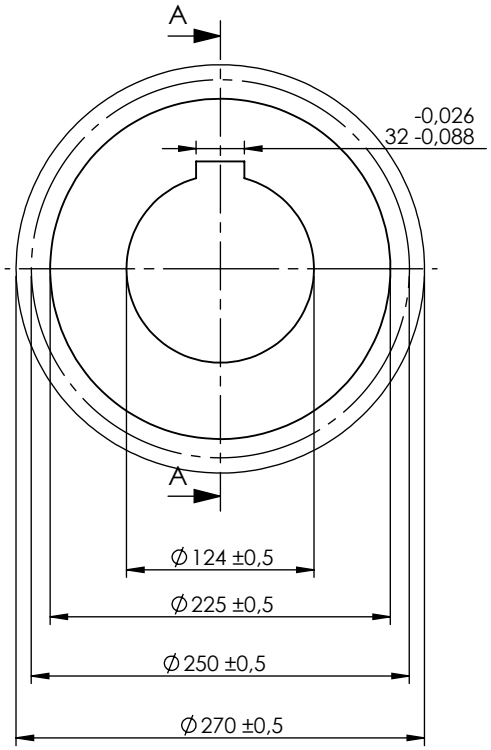
Notas:

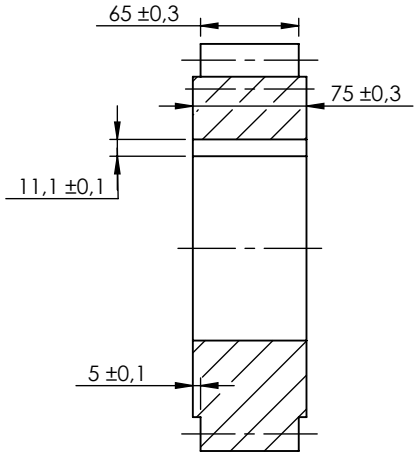
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

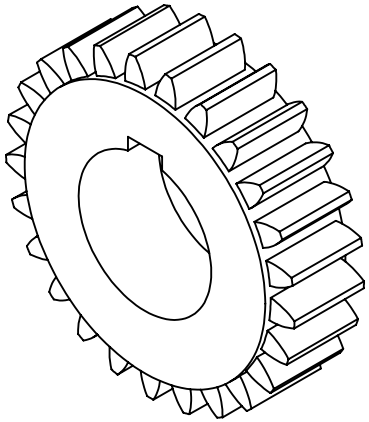
Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Engrenagem 11		**Diedro:** 1°	
Número da Peça: 11	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5		





SEÇÃO A-A



Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	25
Largura de face	65 mm
Módulo	10 mm
Adendo	10 mm
Dedendo	12,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	27 mm

Notas:

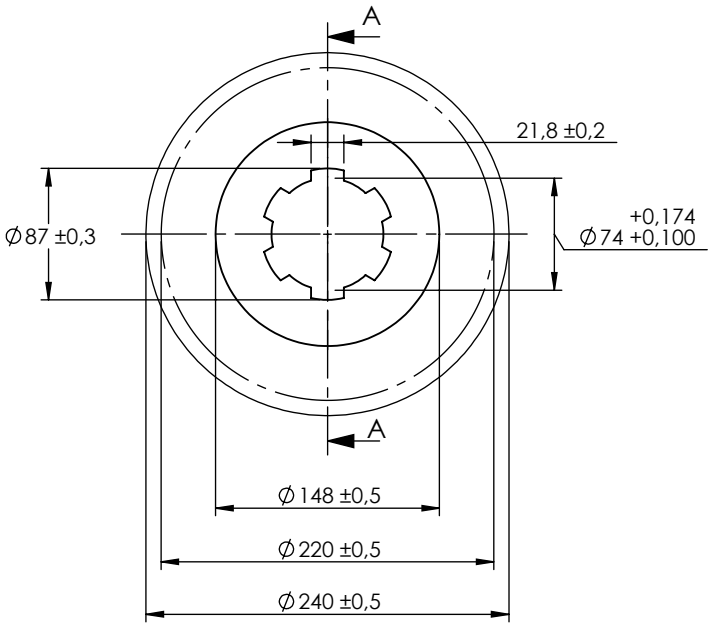
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

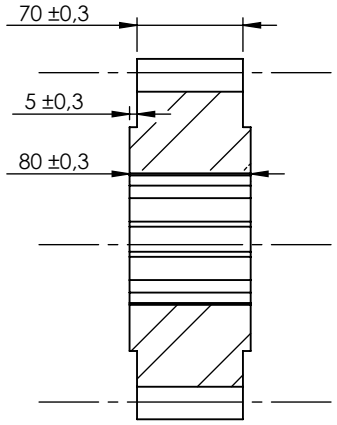
Acabamento dos dentes: 3,6

Acabamento geral, exceto indicado: 0,8

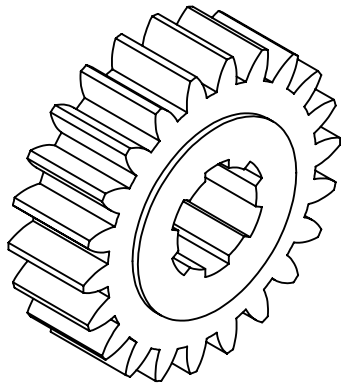
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 12		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	12	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	





SEÇÃO A-A



Escala 1:5

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	22
Largura de face	70mm
Módulo	10mm
Adendo	10 mm
Dedendo	12,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	27 mm

Notas:

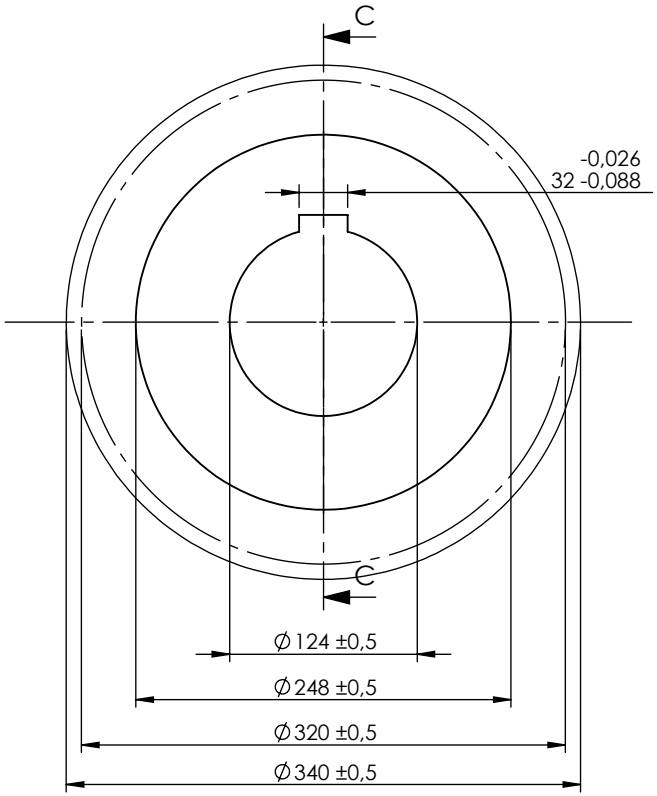
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

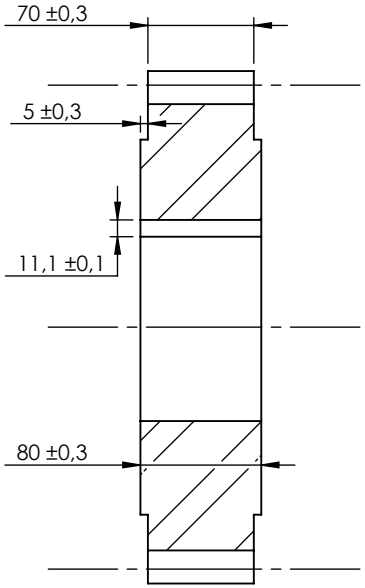
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

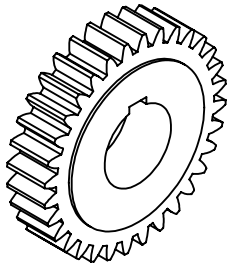
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 13		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	13	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	





SEÇÃO C-C
ESCALA 1 : 5



Escala 1:10

Dimensões das Engrenagens	
Engrenagem de dentes retos	
Número de dentes	32
Largura de face	70mm
Módulo	10mm
Adendo	10 mm
Dedendo	12,5 mm
Ângulo de pressão	20 °
Espessura de borda mínima	27 mm

Notas:

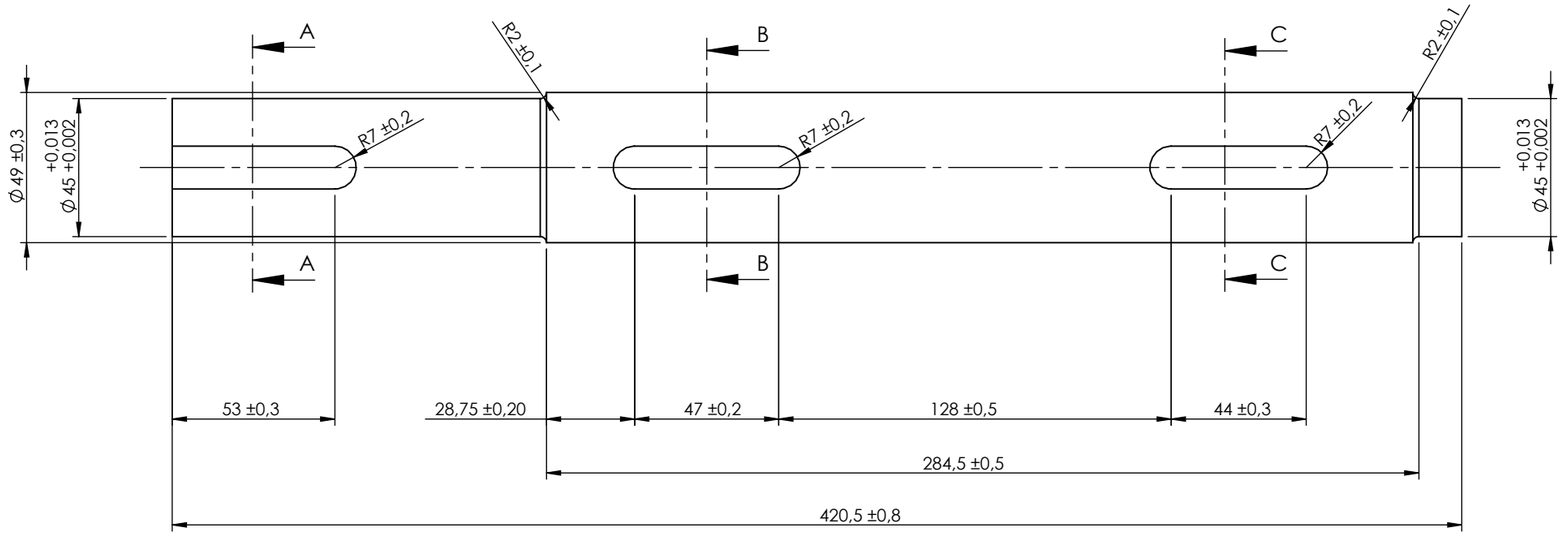
Material: Aço AISI 4340 Normailizado

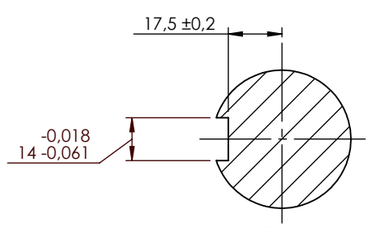
Acabamento dos dentes: $\overset{0,8}{\nabla}$

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

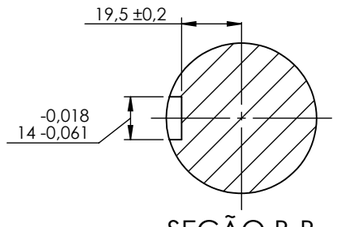
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Engrenagem 14		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	14	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	

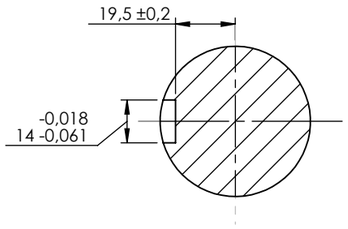




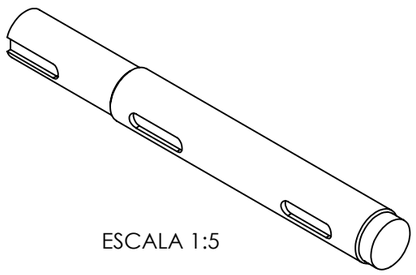
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2



SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 2



SEÇÃO C-C
ESCALA 1 : 2



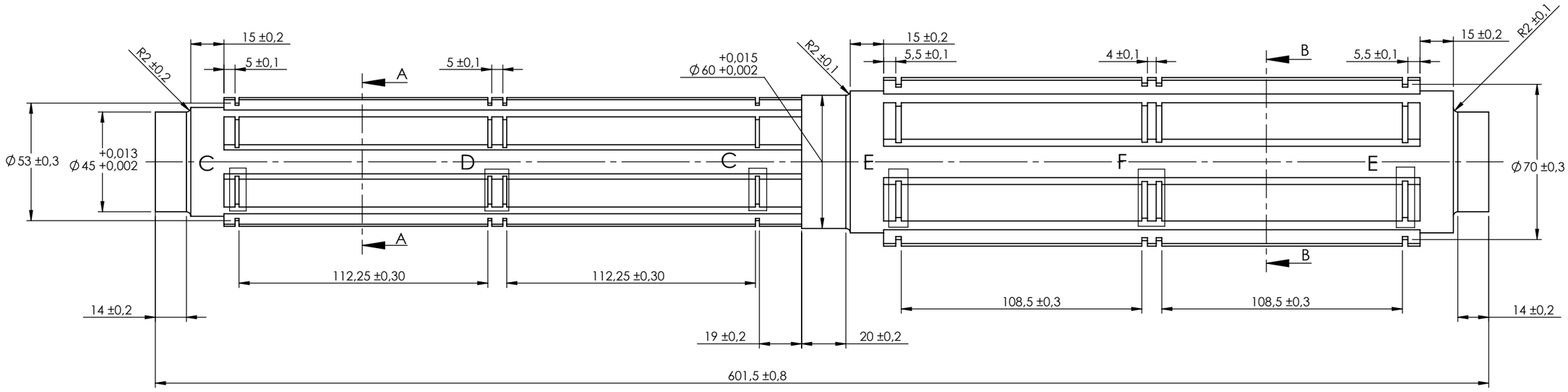
ESCALA 1:5

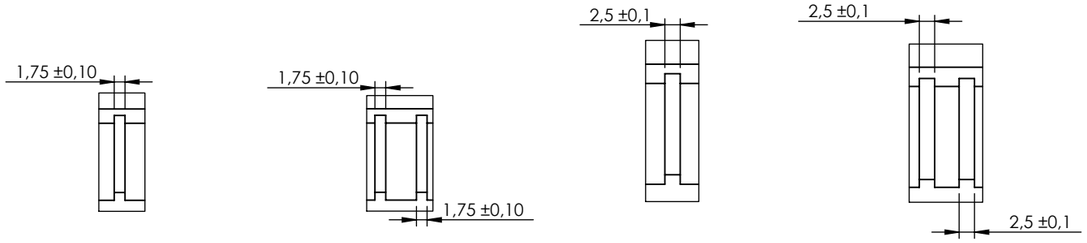
Notas:

Material: Aço AISI 1045 normalizado

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Eixo A		**Diedro:** 1°	
Número da Peça: 15	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:2	



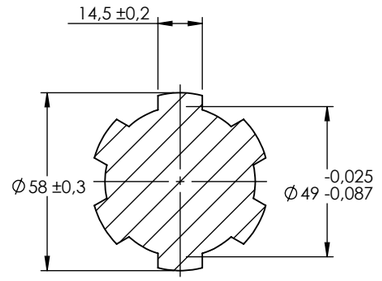


DETALHE C
ESCALA 1 : 1

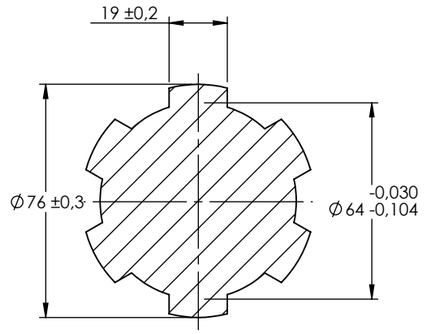
DETALHE D
ESCALA 1 : 1

DETALHE E
ESCALA 1 : 1

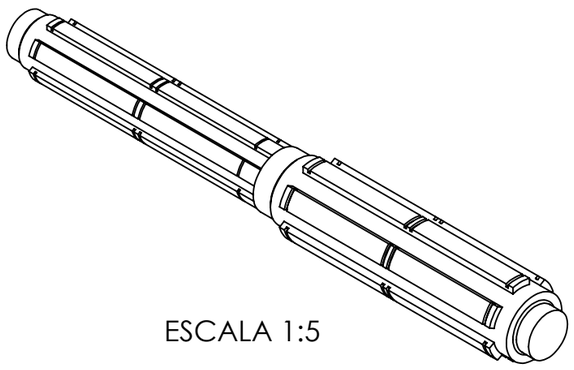
DETALHE F
ESCALA 1 : 1



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2



SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 2



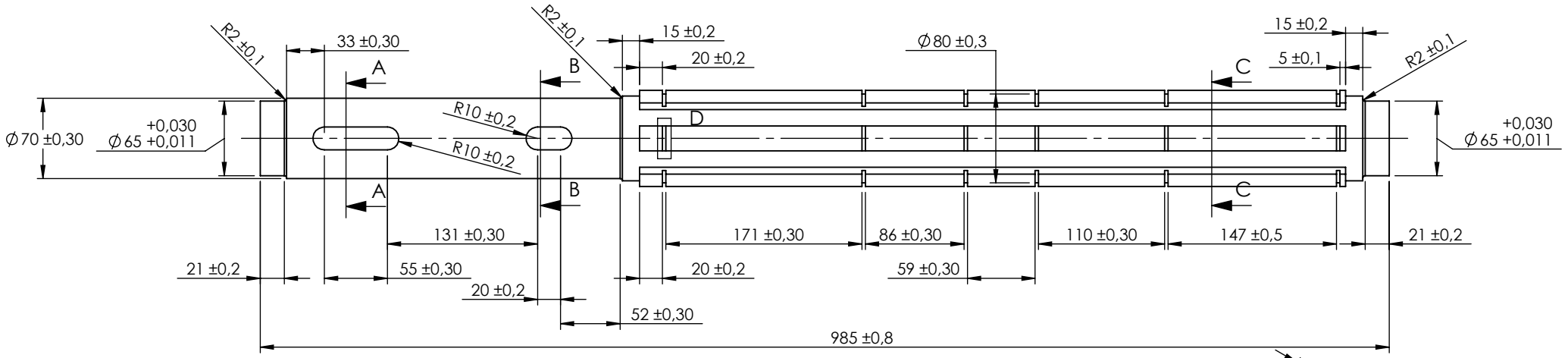
ESCALA 1:5

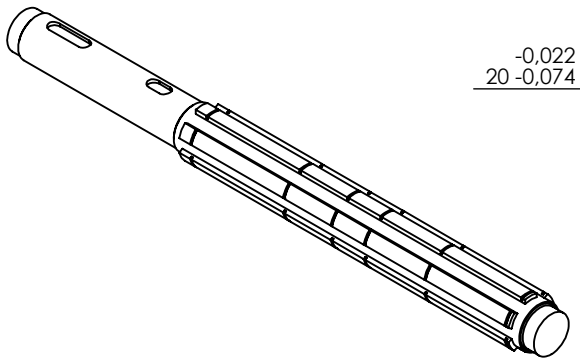
Notas:

Material: AISI 1045 normalizado

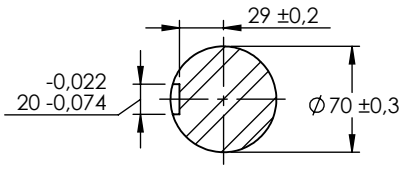
Acabamento da peça: 3,2

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Eixo B		**Diedro:** 1°
Número da Peça: 16	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:2	

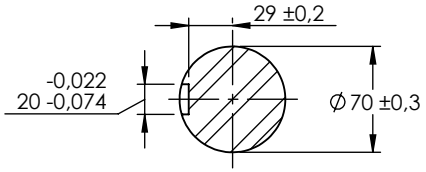




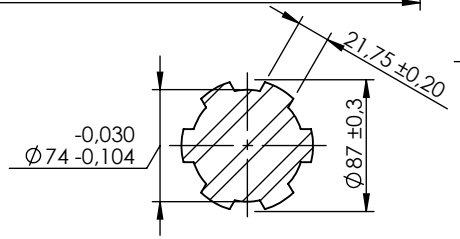
Escala 1:10



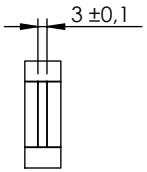
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5



SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 5



SEÇÃO C-C
ESCALA 1 : 5



DETALHE D
ESCALA 2 : 5

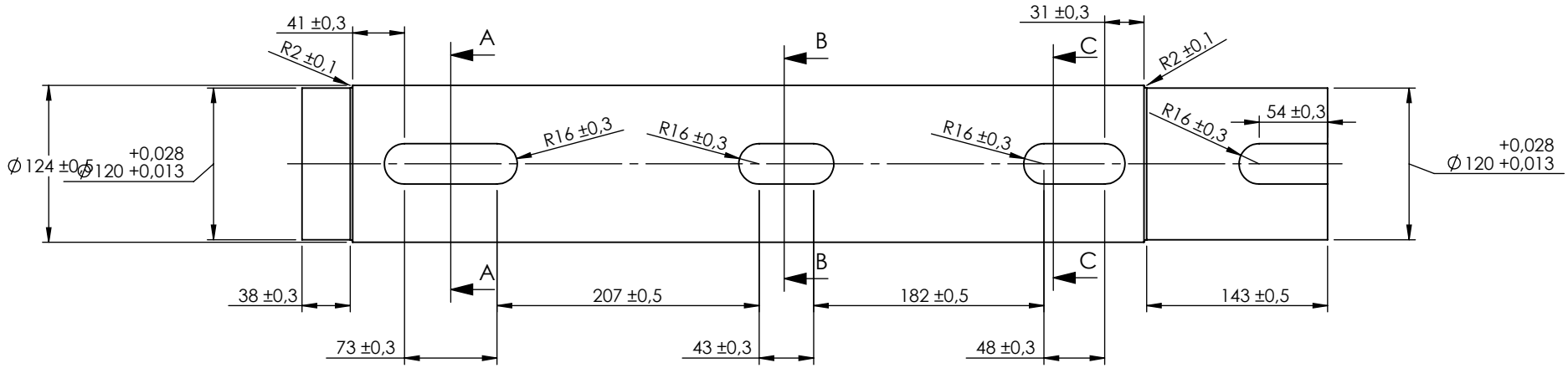
Notas:

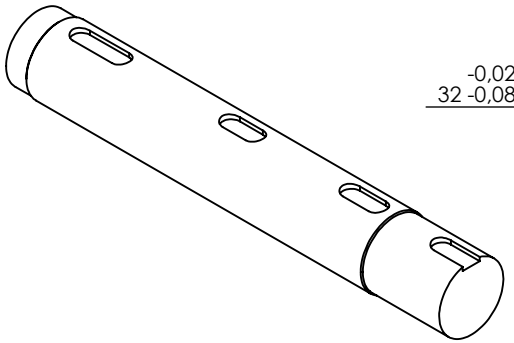
Material: AISI 1045 normalizado

Acabamento da peça: 3,2

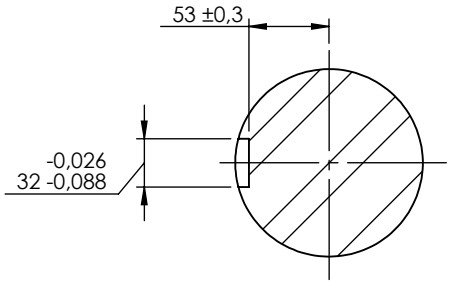
* Todos os rasgos no eixo apresentam as mesmas dimensões do rasgo apresentado no detalhe D.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Eixo C		**Diedro:** 1º
Número da Peça: 17	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5	

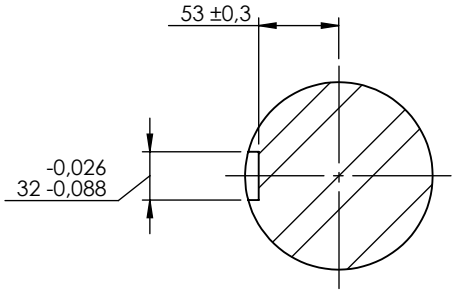




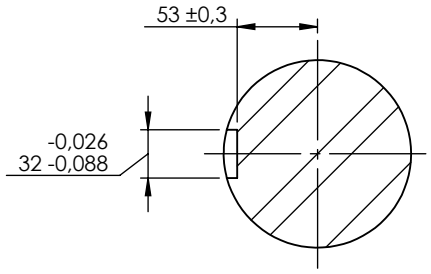
Escala 1:10



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 5



SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 5



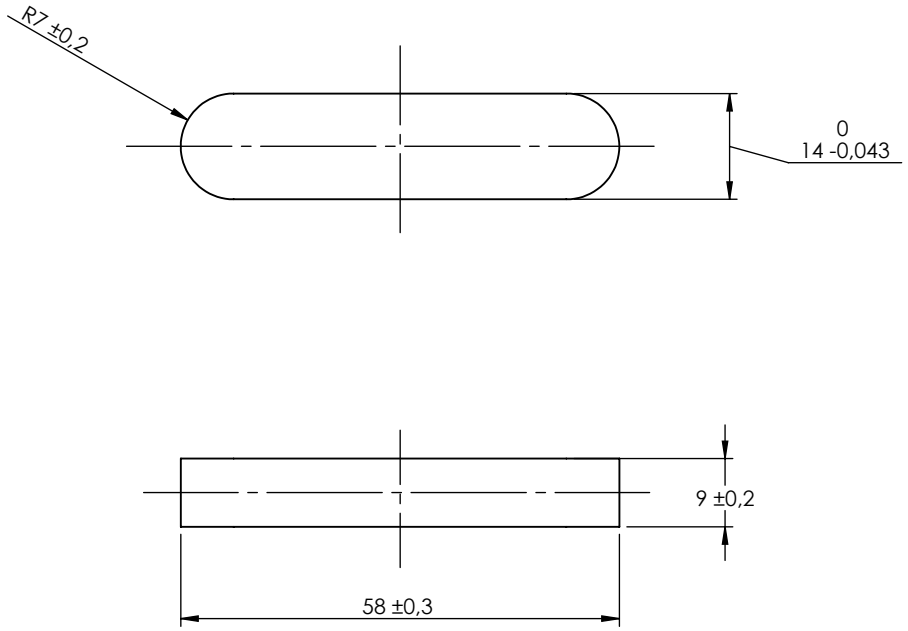
SEÇÃO C-C
ESCALA 1 : 5

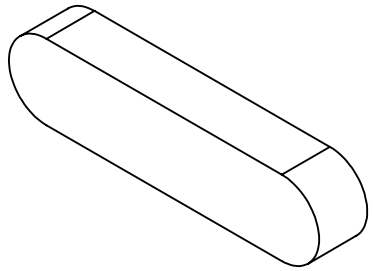
Notas:

Material: AISI 1045 normalizado

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Eixo D		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 18	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5		



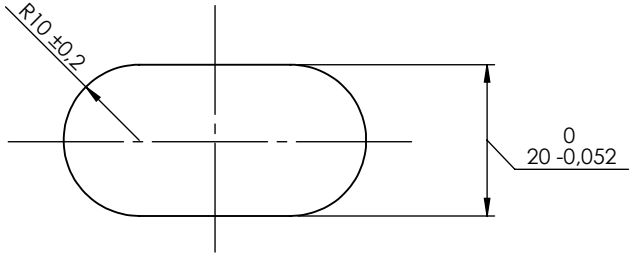


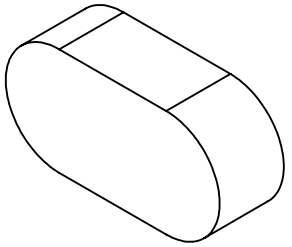
Notas:

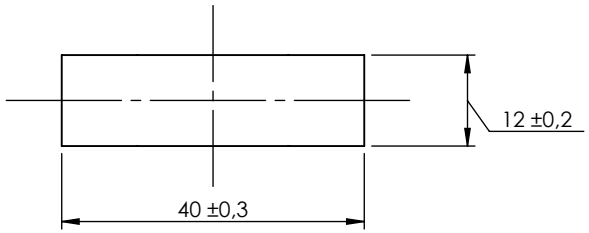
Material: aço 1020 laminado a frio

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Chaveta 1		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 19	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:1		





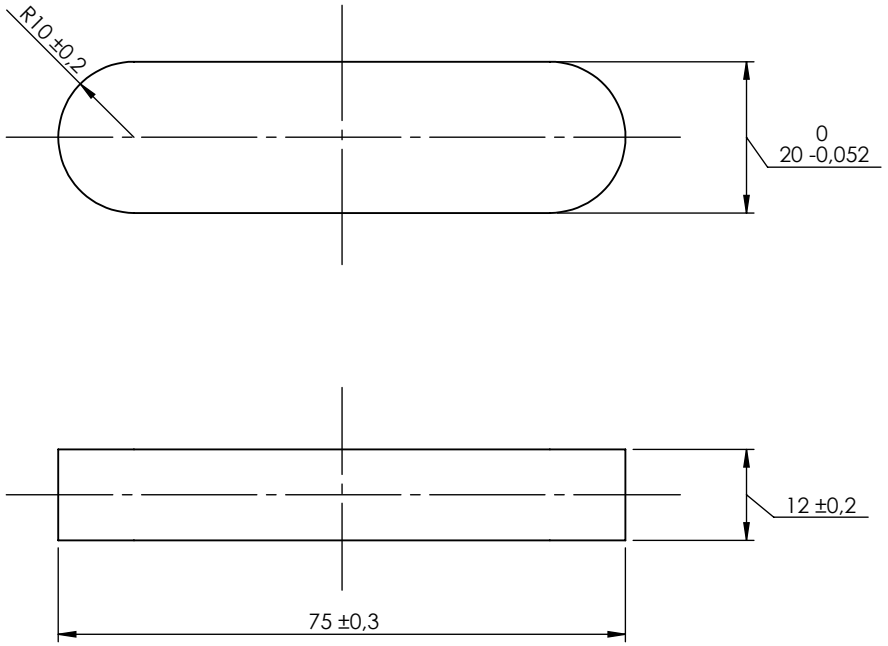


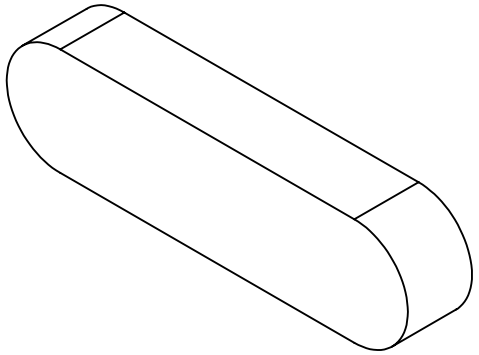
Notas:

Material: aço 1020 laminado a frio

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**		
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015		
Peça:	Chaveta 2		**Diedro:** 1º		
Número da Peça:	20	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:1	



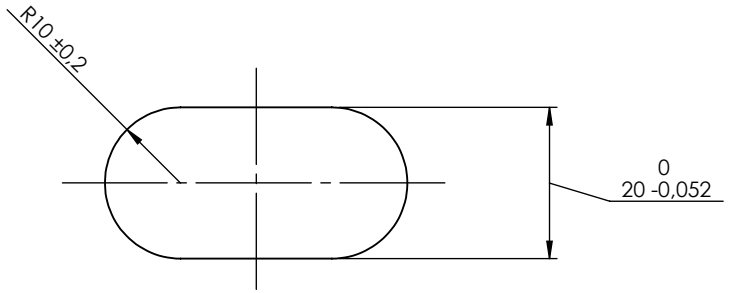


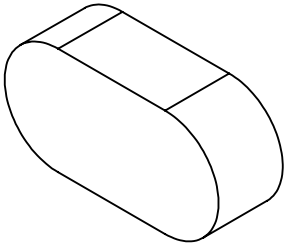
Notas:

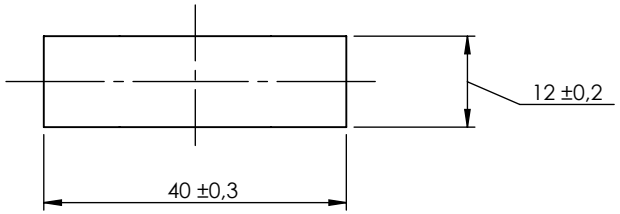
Material: aço 1020 laminado a frio

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940		**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695		26/06/2015	
Peça:	Chaveta 3			**Diedro:** 1º	
Número da Peça:	21	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:1





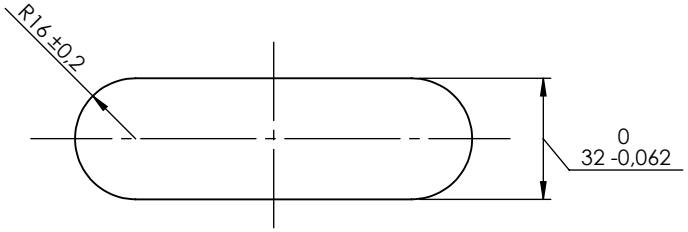


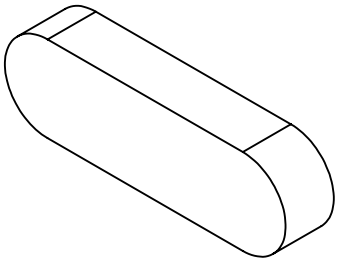
Notas:

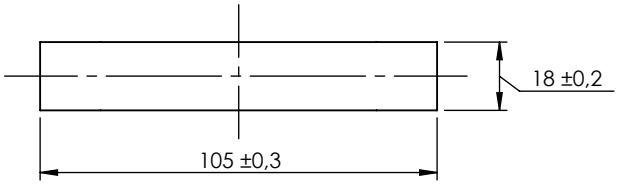
Material: aço 1020 laminado a frio

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940		**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695		26/06/2015	
Peça:	Chaveta 4			**Diedro:** 1º	
Número da Peça:	22	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:1





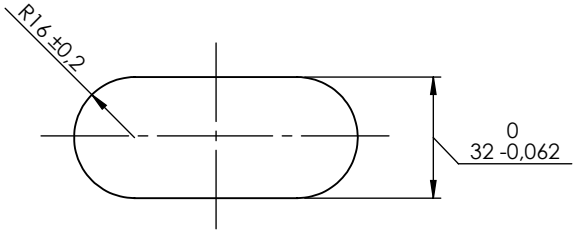


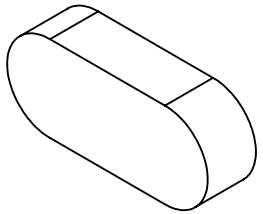
Notas:

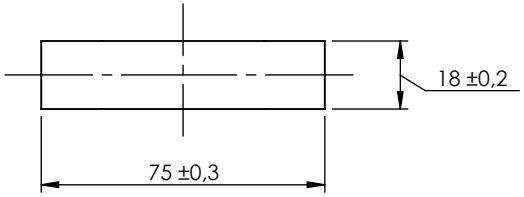
Material: aço 1020 laminado a frio

Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Chaveta 5		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 23	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:2		







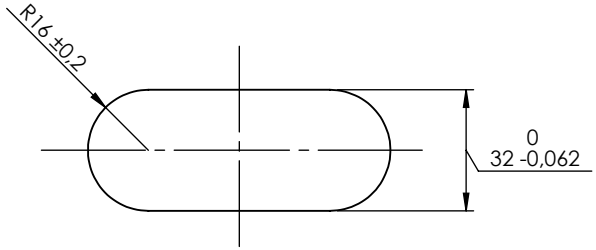
Notas:

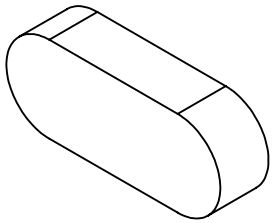
Material: aço 1020 laminado a frio

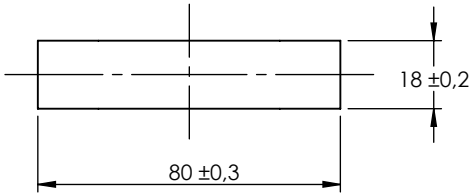
Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA		
	Departamento de Engenharia Mecânica		
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Chaveta 6		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	24	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:2	





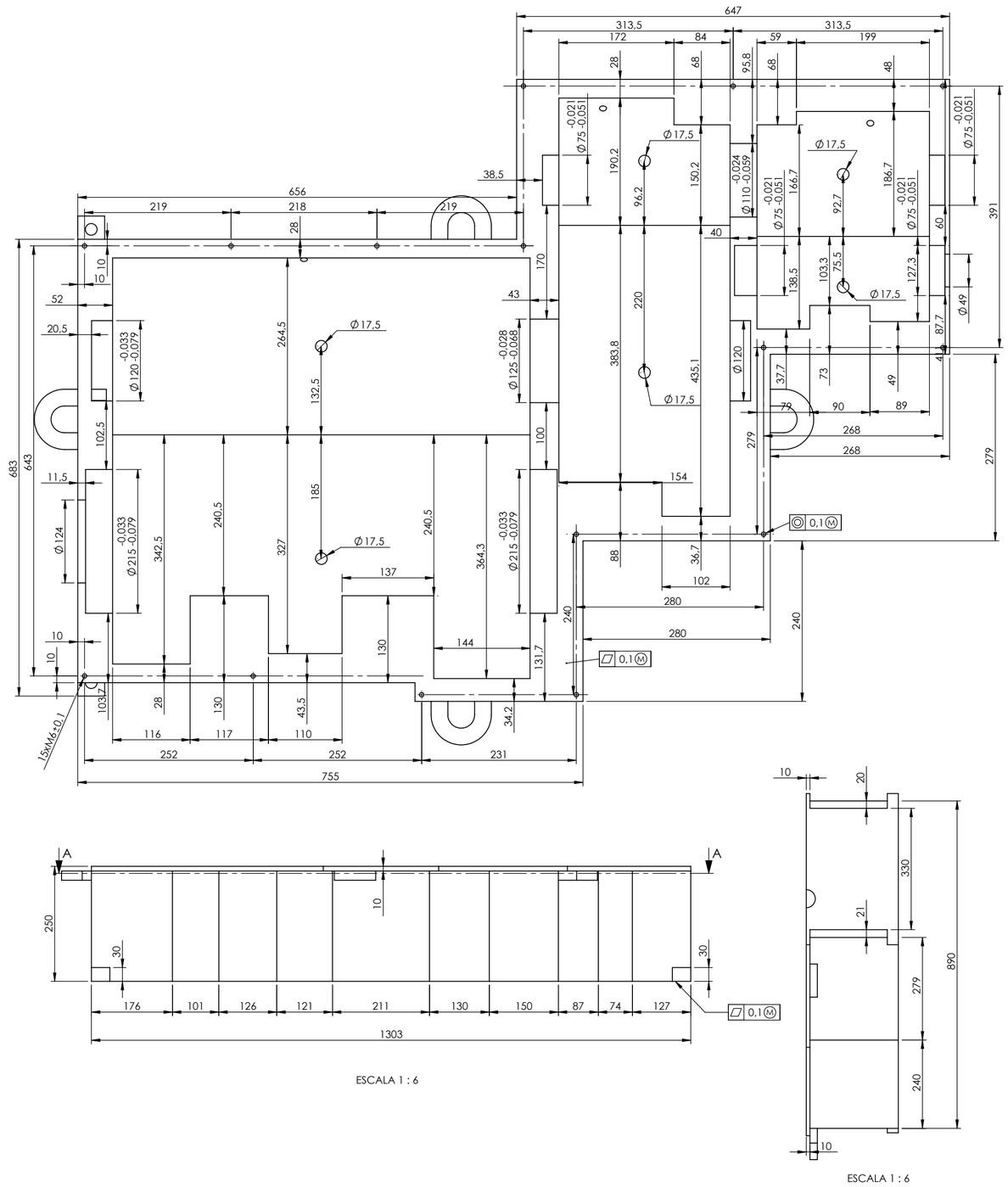


Notas:

Material: aço 1020 laminado a frio

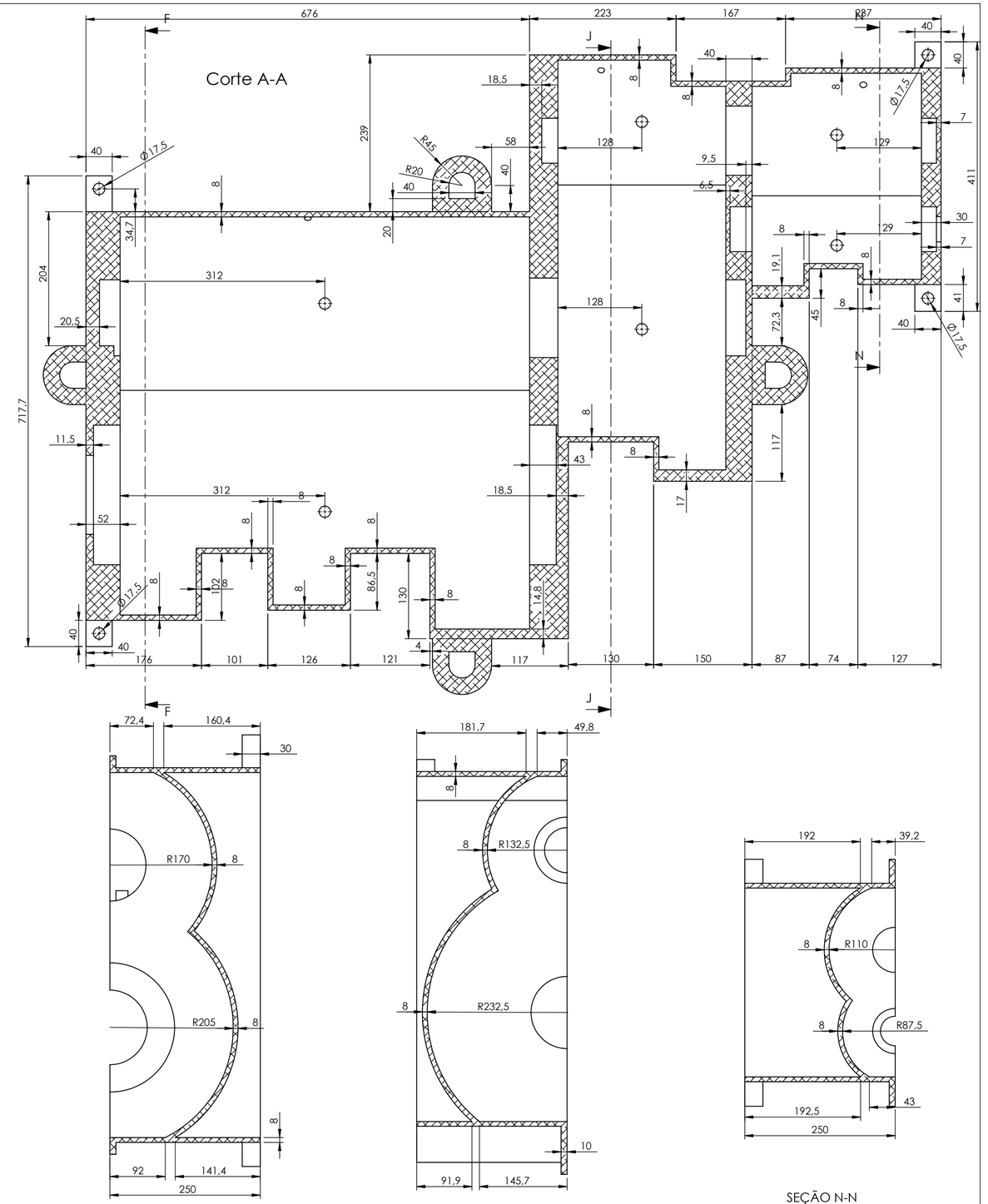
Acabamento da peça: 3,2

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**		
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015		
Peça:	Chaveta 7		**Diedro:** 1º		
Número da Peça:	25	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:2	



ESCALA 1 : 6

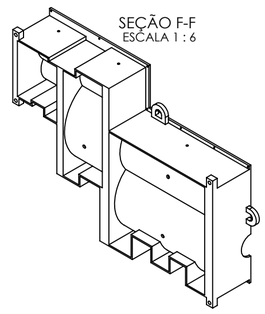
ESCALA 1 : 6



SEÇÃO F-F
ESCALA 1 : 6

SEÇÃO J-J
ESCALA 1 : 6

SEÇÃO N-N
ESCALA 1 : 6



Notas:

Material: Alumínio 201.0 – T7 Fundição de molde isolado

Tolerância geral, exceto indicada: Tolerância conforme Norma ISO 2768-m(Classe de tolerância média valores conforme indicados pela Tabela 1)

Todas as abas de içamento aprensentam a mesma geometria

Remover rebarbas e quebrar cantos com chanfros de 0,3mmX45°

Acabamento geral, exceto indicado: 3,6

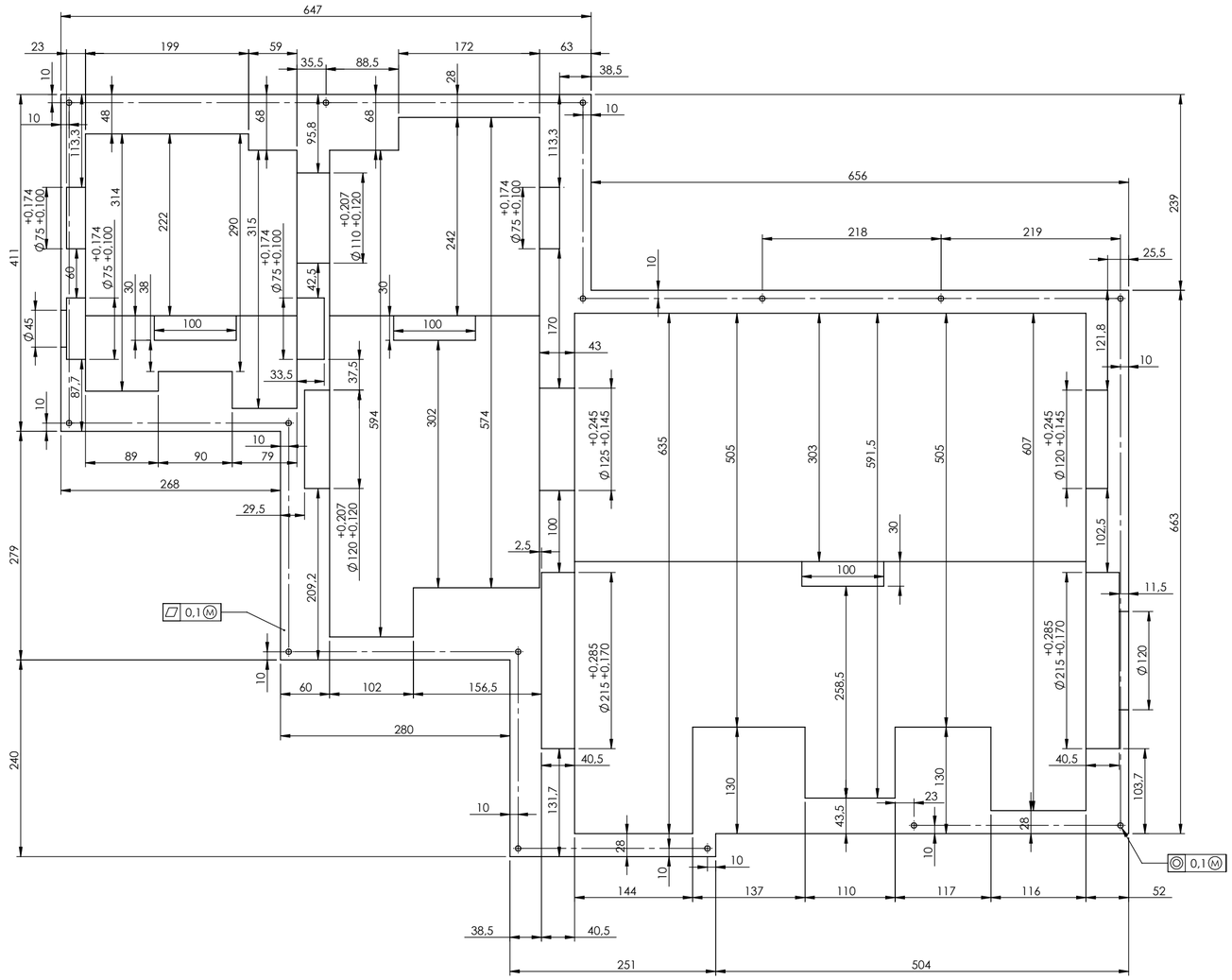
Tabela 1

Afastamento admissivel para intervalo de dimensões básicas(Dimensões em mm)								
Classe de tolerância		de 0,5 até 3	3 até 6	6 até 30	30 até 120	120 até 400	400 até 1000	1000 até 2000
f	fino	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	médio	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	grosso	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	muito grosso		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6

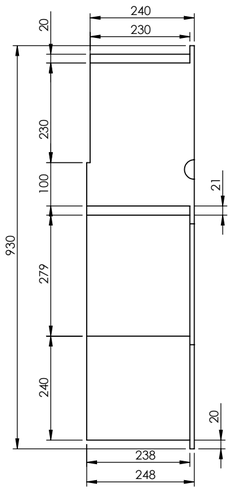
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Departamento de Engenharia Mecânica

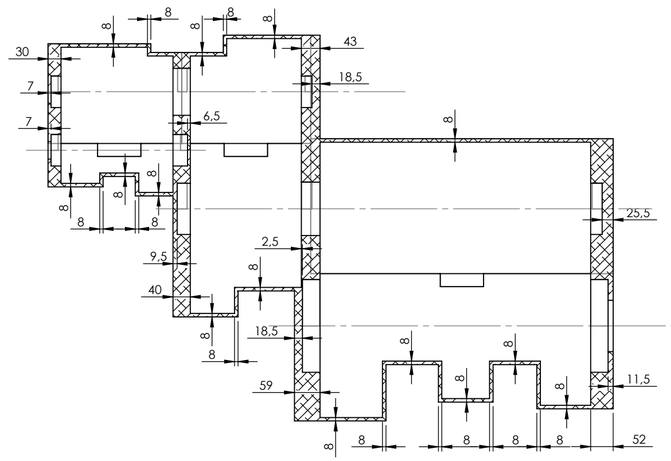
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Base da caixa de engrenagens		**Diedro:** 1°
Número da Peça: 35	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5



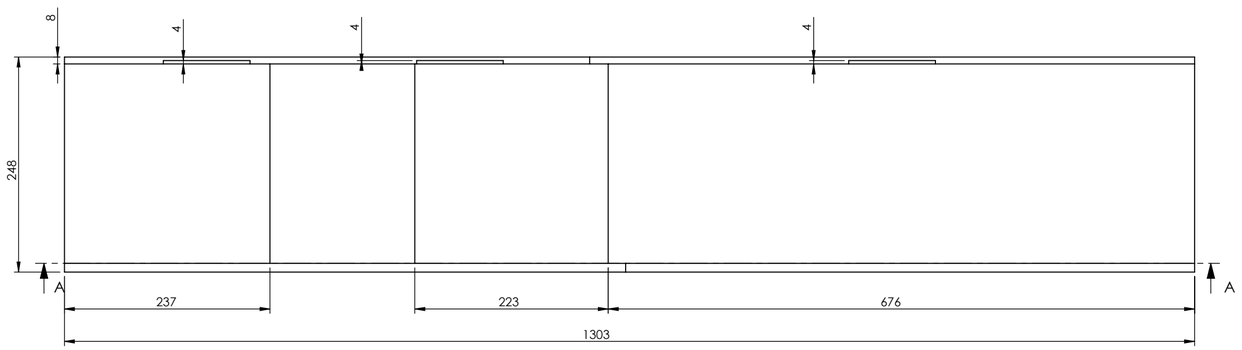
ESCALA 1:5



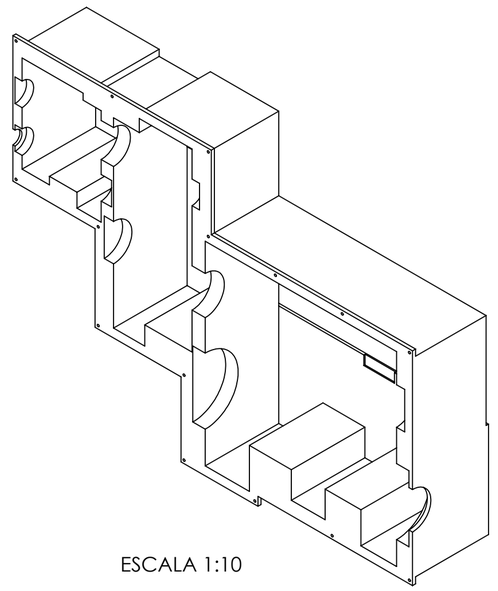
ESCALA 1:10



SEÇÃO A-A
ESCALA 1:10



ESCALA 1:5



ESCALA 1:10

Notas:

Material: Alumínio 201.0 – T7 Fundição de molde isolado

Tolerância geral, exceto indicada: Tolerância conforme Norma ISO 2768-m(Classe de tolerância média valores conforme indicados pela Tabela 1)

Remover rebarbas e quebrar cantos com chanfros de 0,3mmX45°

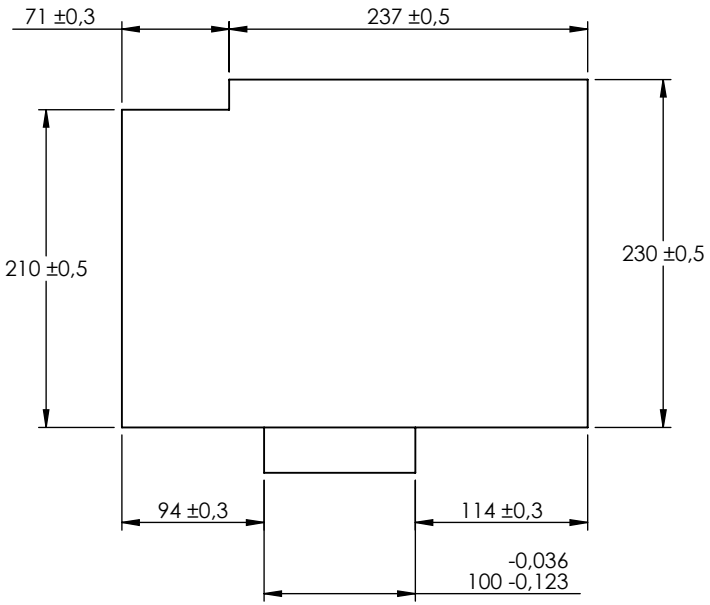
Acabamento geral, exceto indicado: 3,6

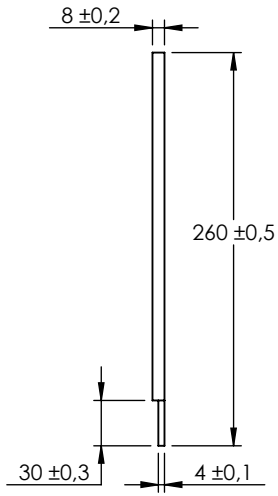
Tabela 1								
Afastamento admissivel para intervalo de dimensões básicas(Dimensões em mm)								
Classe de tolerância		de 0,5 até 3	3 até 6	6 até 30	30 até 120	120 até 400	400 até 1000	1000 até 2000
f	fino	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	médio	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	grosso	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	muito grosso		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6

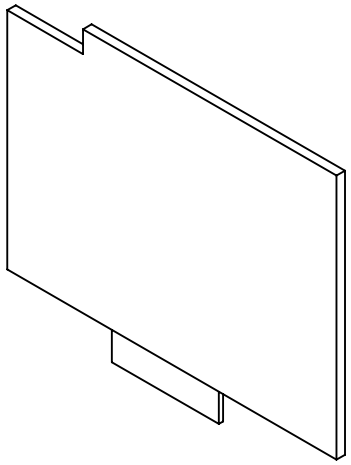
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Departamento de Engenharia Mecânica

Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Tampa de manutenção		**Diedro:** 1°
Número da Peça: 36	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:10	





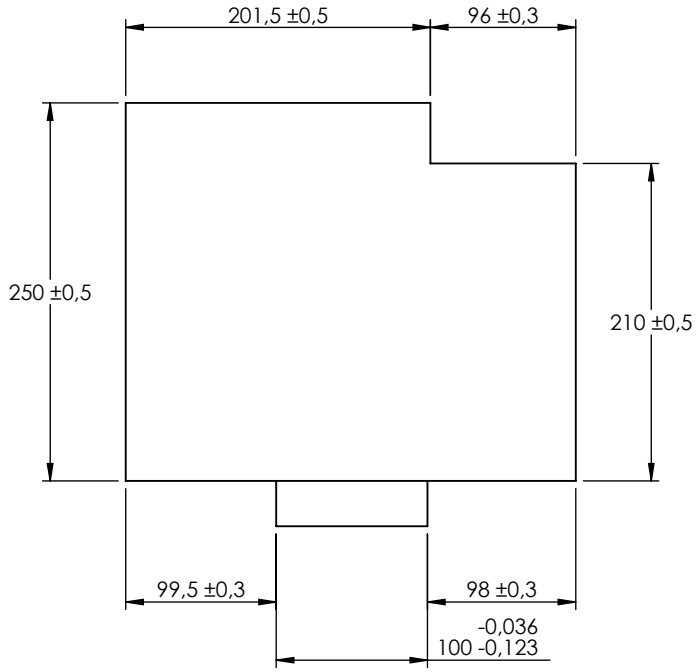


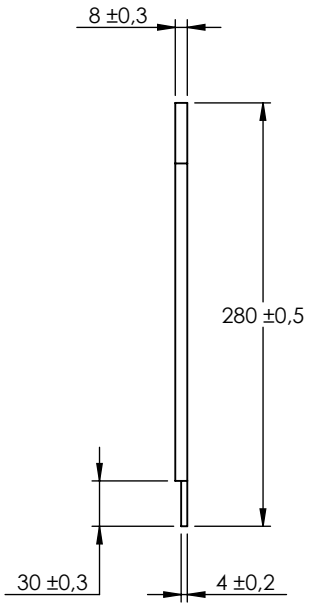
Notas:

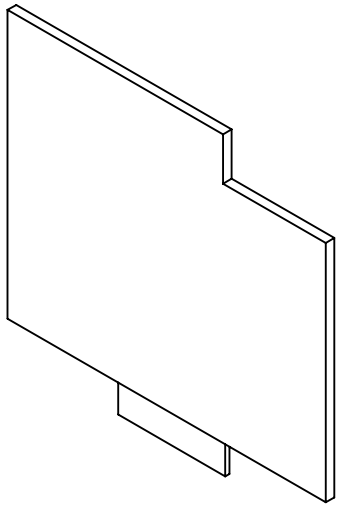
Material: Alumínio 201.0 – T7 Fundição de molde isolado

Acabamento da peça: 3,2

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Tampa de posicionamento 1		**Diedro:** 1º
Número da Peça: 37	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5





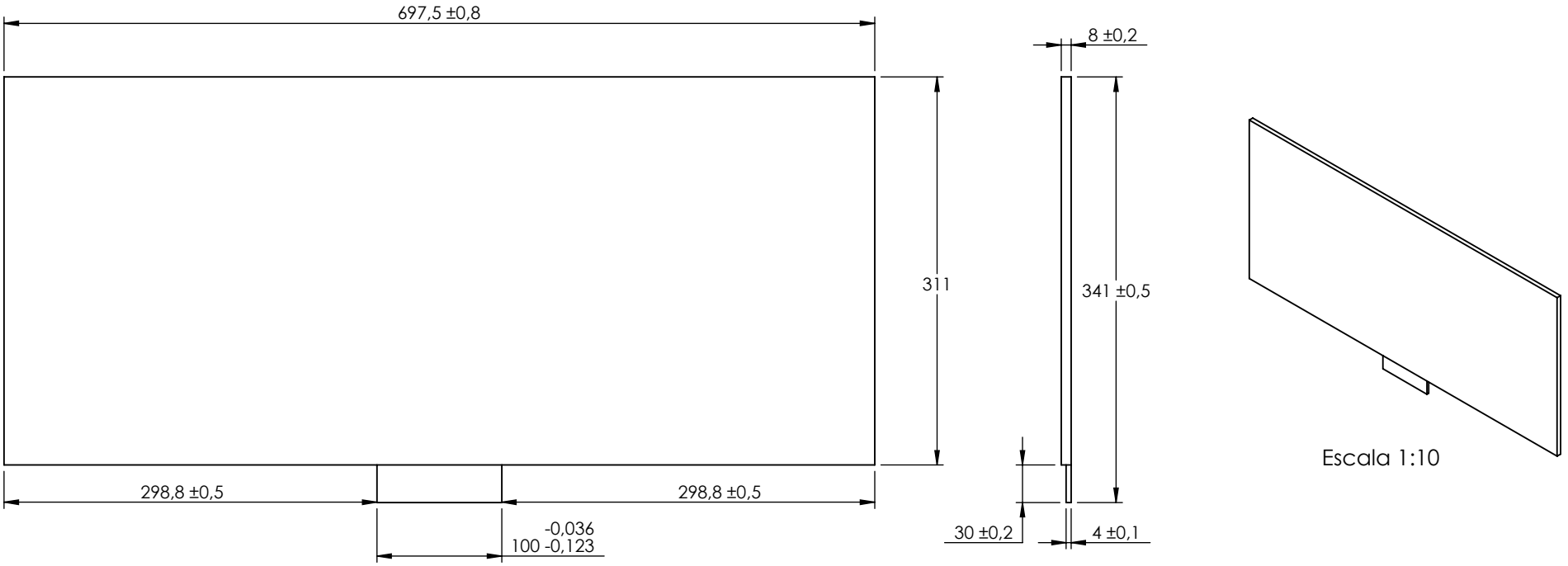


Notas:

Material: Alumínio 201.0 – T7 Fundição de molde isolado

Acabamento da peça: 3,2

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA					
Departamento de Engenharia Mecânica					
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**		
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015		
Peça:	Tampa de posicionamento 2		**Diedro:** 1º		
Número da Peça:	38	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5	

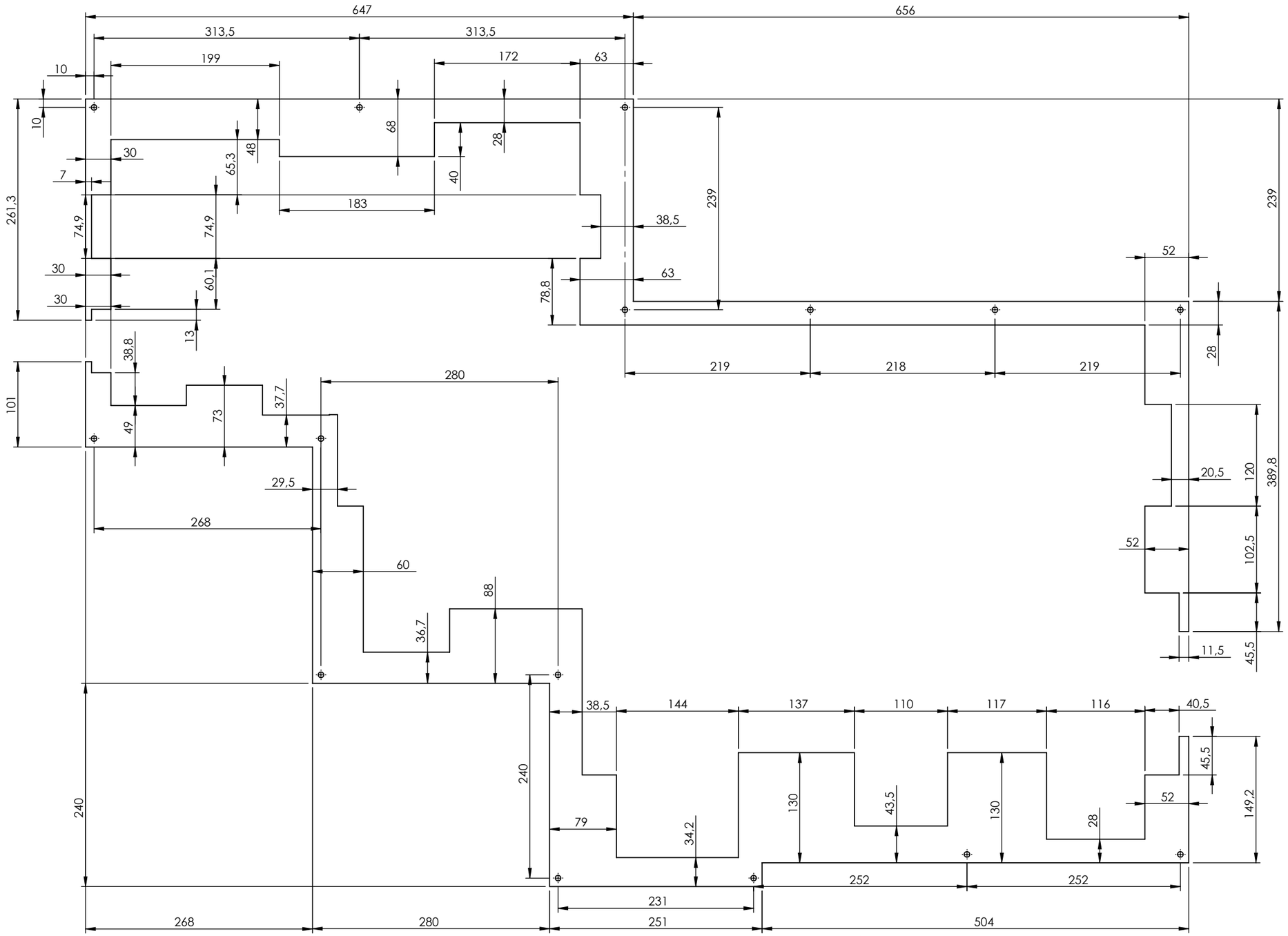


Notas:

Material: Alumínio 201.0 – T7 Fundição de molde isolado

Acabamento da peça: 3,2

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Tampa de posicionamento 3		**Diedro:** 1º
Número da Peça: 39	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5	



1,6

Escala 1:10

Notas:

Material: Papelão hidráulico sem amianto

Tolerância geral, exceto indicada: Tolerância conforme Norma ISO 2768-m(Classe de tolerância média valores conforme indicados pela Tabela 1)

Tabela 1

Afastamento admissivel para intervalo de dimensões básicas(Dimensões em mm)

Classe de tolerânci		de 0,5 até 3	3 até 6	6 até 30	30 até 120	120 até 400	400 até 1000	1000 até 2000
f	fino	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	médio	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	grosso	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	muito grosso		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6

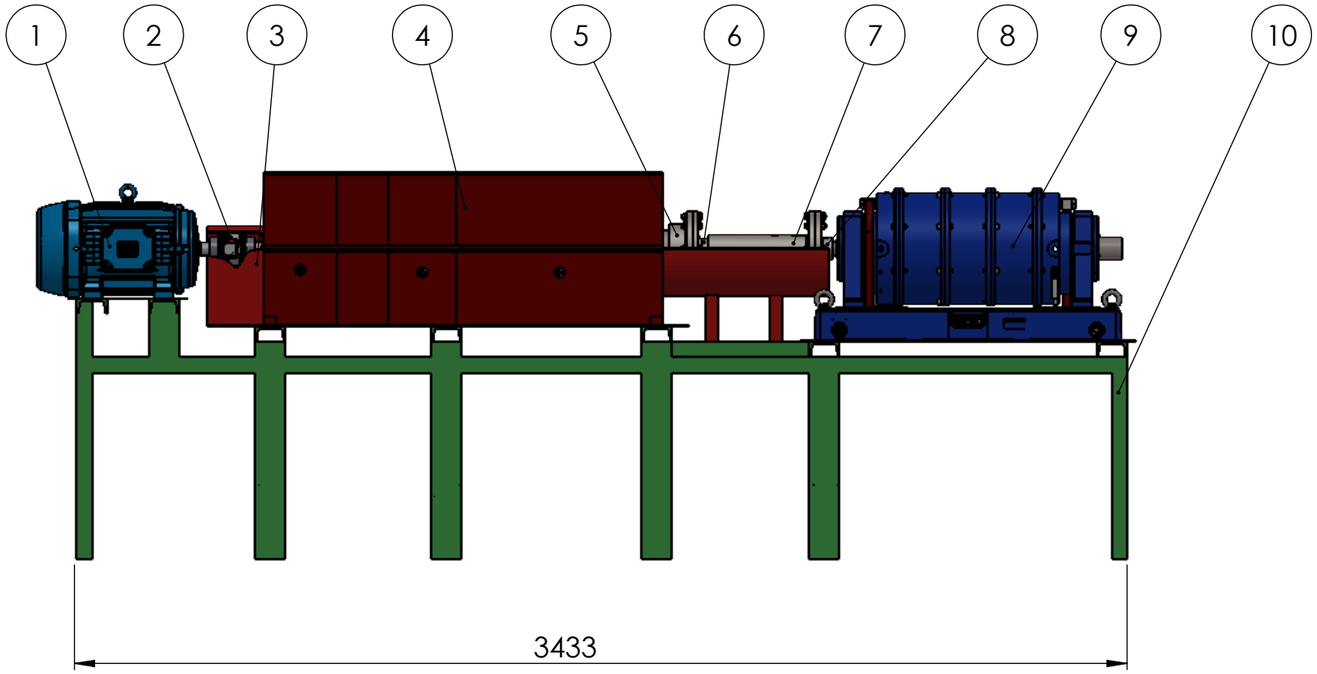
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

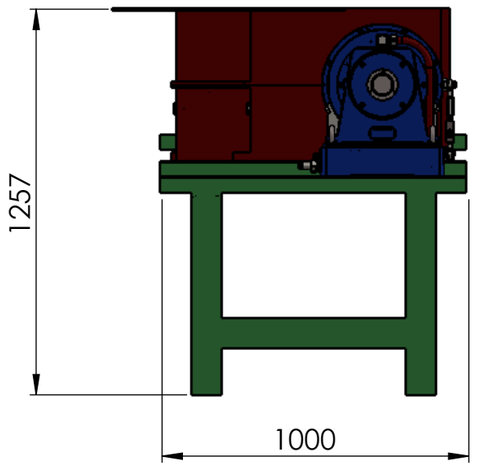
Departamento de Engenharia Mecânica

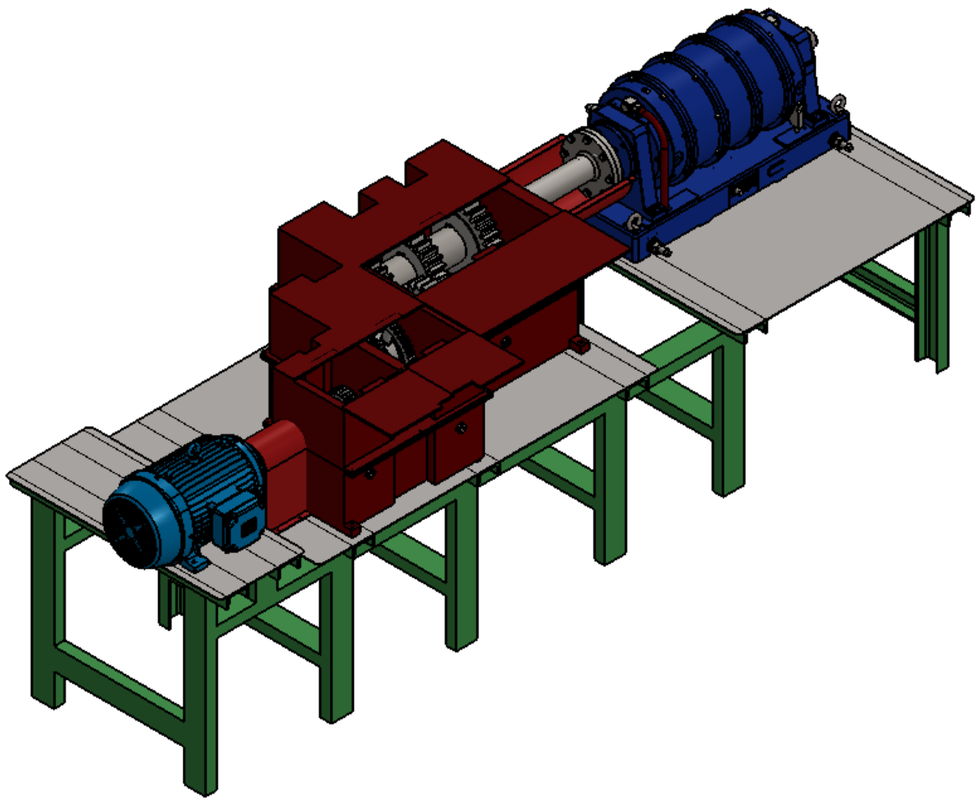
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Junta de vedação		**Diedro:** 1°
Número da Peça: 41	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5

ANEXO V: Desenhos de fabricação da bancada de teste

	Pág
Desenho de conjunto	174
Protetor do acoplamento do motor	175
Acoplamento caixa redutora/corpo de prova	176
Corpo de prova externamente estriado	177
Cubo internamente estriado	178
Acoplamento corpo de prova/dinamômetro	179
Desenho de conjunto da estrutura da bancada	180
Estrutura da bancada	181
Chapa de apoio do dinamômetro	182
Chapa de apoio da caixa redutora	183
Chapa de apoio do motor elétrico	184
Base do anteparo de segurança	185
Tampa do anteparo de segurança	186





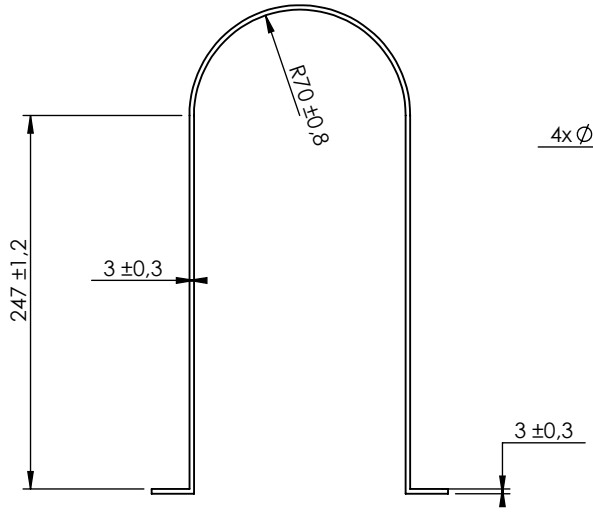


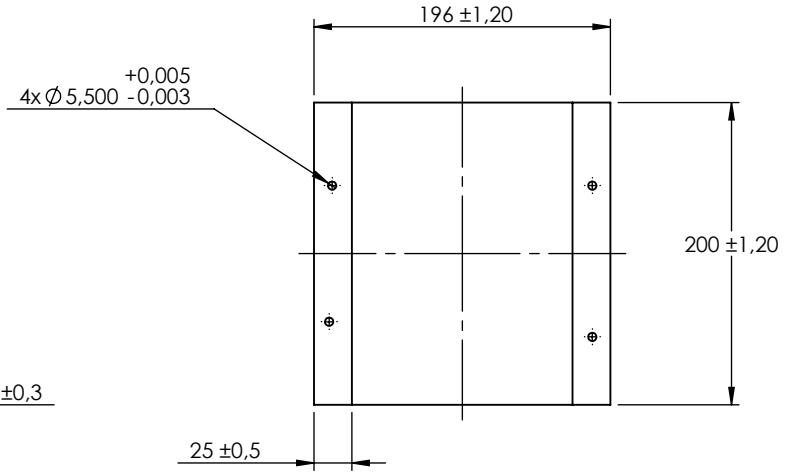
Nº da peça	Peça	Material	Qtde
1	W22 Plus (15kw - 220/380v)	----------	1
2	Acoplamento Flexomax-TN148 tipo GH	----------	1
3	Protetor do acoplamento do motor	----------	1
4	Caixa redutora de velocidade	Aço 1020 estrutural	1
5	Acoplamento caixa redutora/corpo de prova	----------	1
6	Corpo de prova externamente estriado	----------	1
7	Cubo internamente estriado	----------	1
8	Acoplamento corpo de prova/dinamômetro	----------	1
9	Dinamômetro Magtrol - 4 PB 15 8K.	----------	1
10	Estrutura da bancada	----------	1

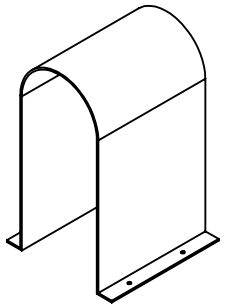
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Departamento de Engenharia Mecânica

Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Desenho de conjunto - Bancada de teste		**Diedro:** 1°
Número da Peça:	X	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:20





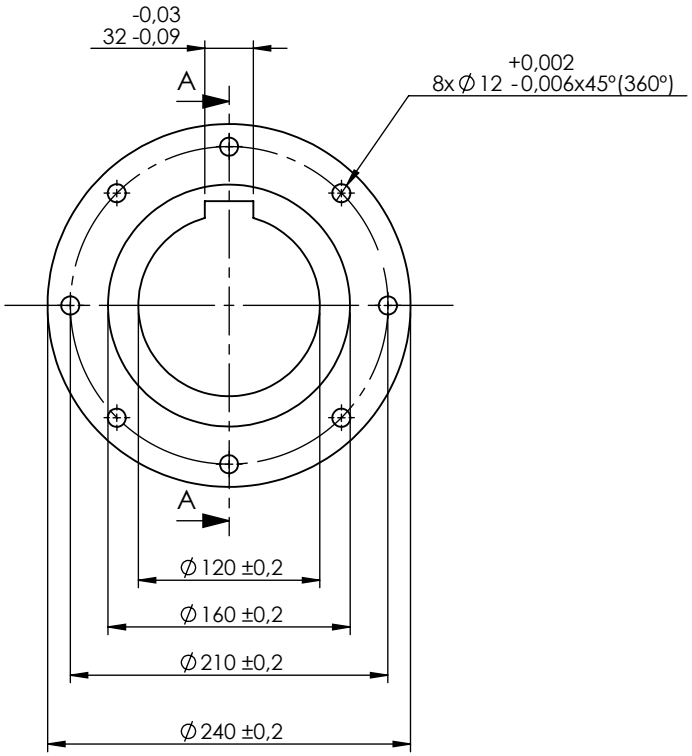


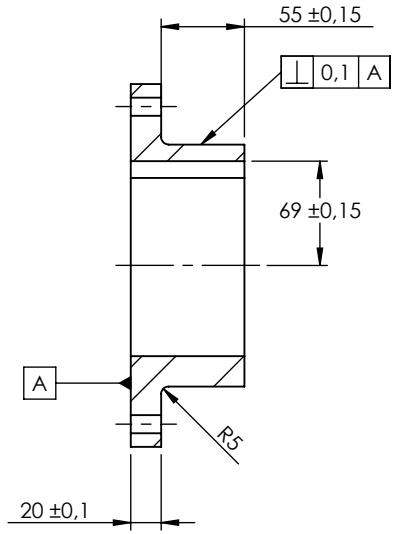
Notas:

Material: AISI 1020

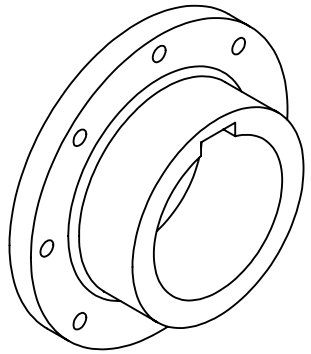
Acabamento da peça: 3,6

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Protetor do acoplamento do motor		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 3	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5		





SEÇÃO A-A

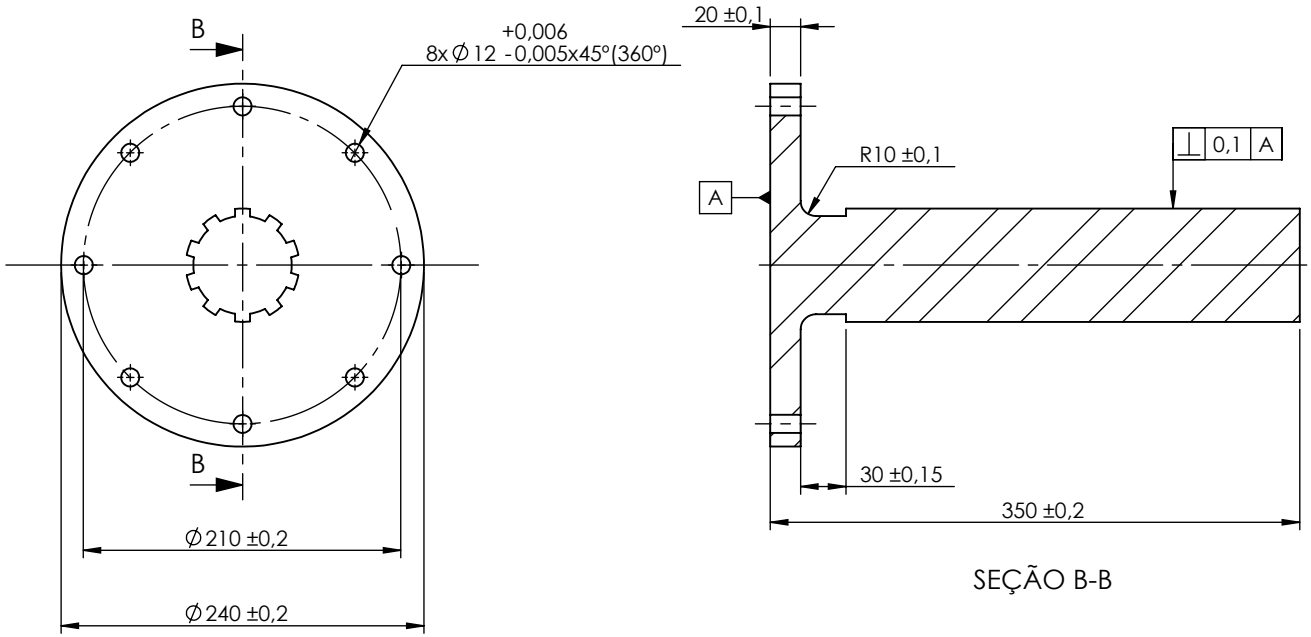


Notas:

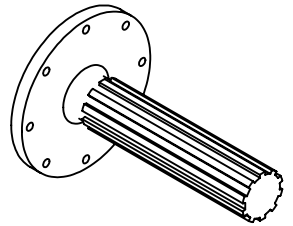
Material: AISI 1020 normalizado

Acabamento da peça: 0,8

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Acoplamento caixa redutora/corpo de prova		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 5	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5		



SEÇÃO B-B



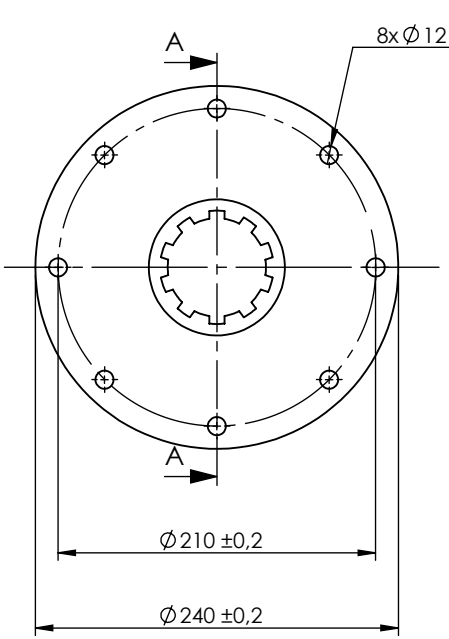
ESCALA 1:10

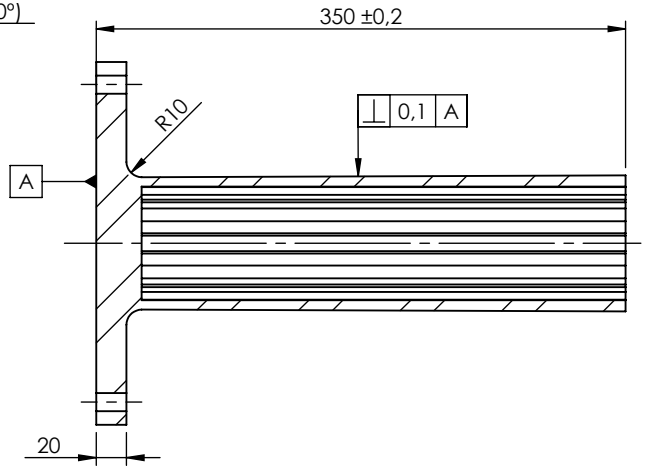
Notas:

Material: AISI 1045

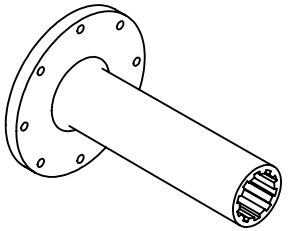
Acabamento da peça: 0,8

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940		**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695		26/06/2015	
Peça:	Corpo de externamente estriado			**Diedro:** 1°	
Número da Peça:	6	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5





SEÇÃO A-A



ESCALA 1:10

Notas:

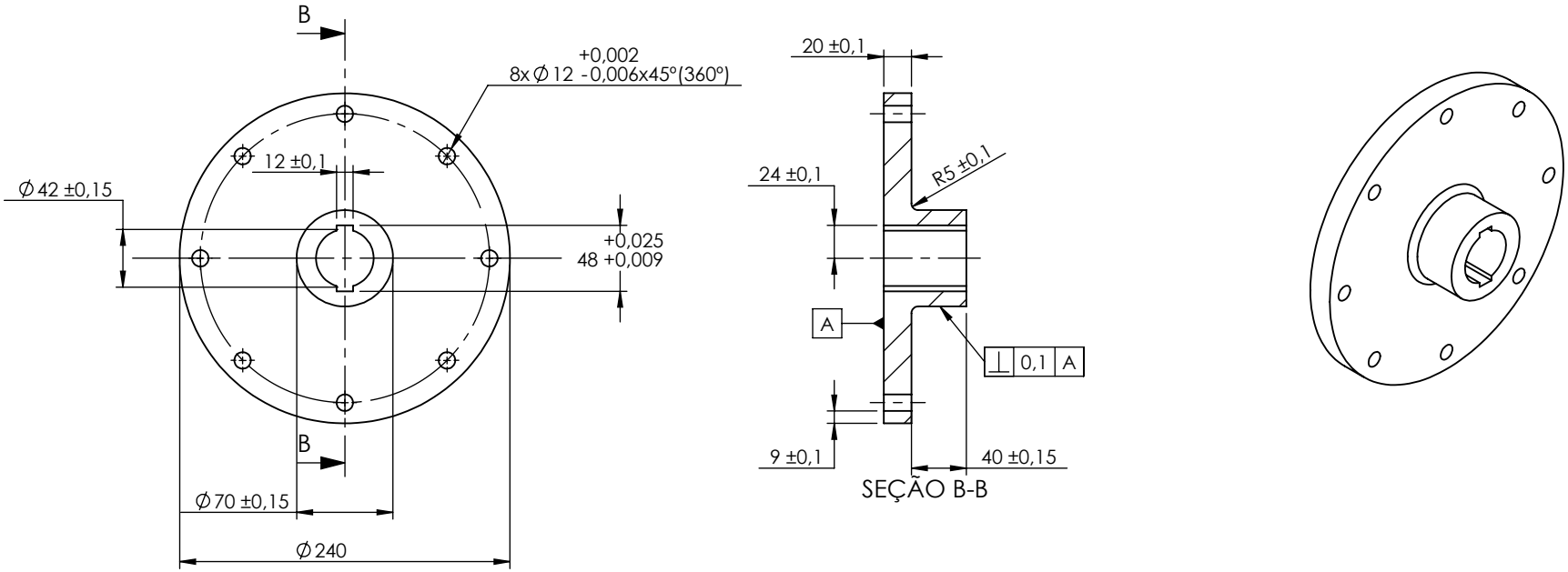
Material: AISI 1045

Acabamento da peça: 0,8

0,1 A

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA		
	Departamento de Engenharia Mecânica		
Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Cubo internamente estriado		**Diedro:** 1°

Número da Peça:	7	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5	

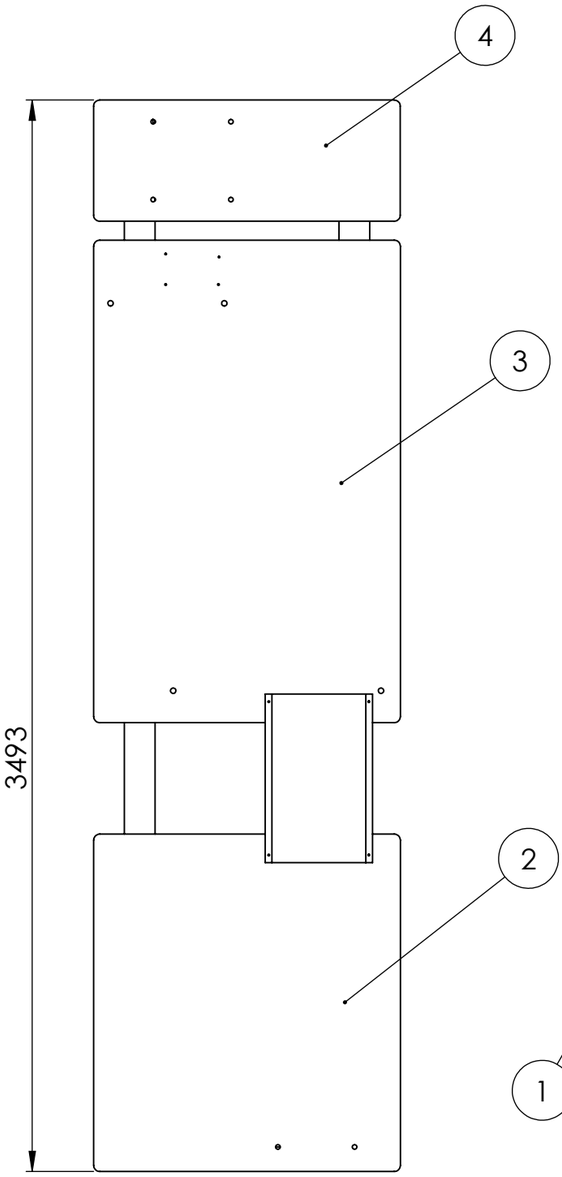


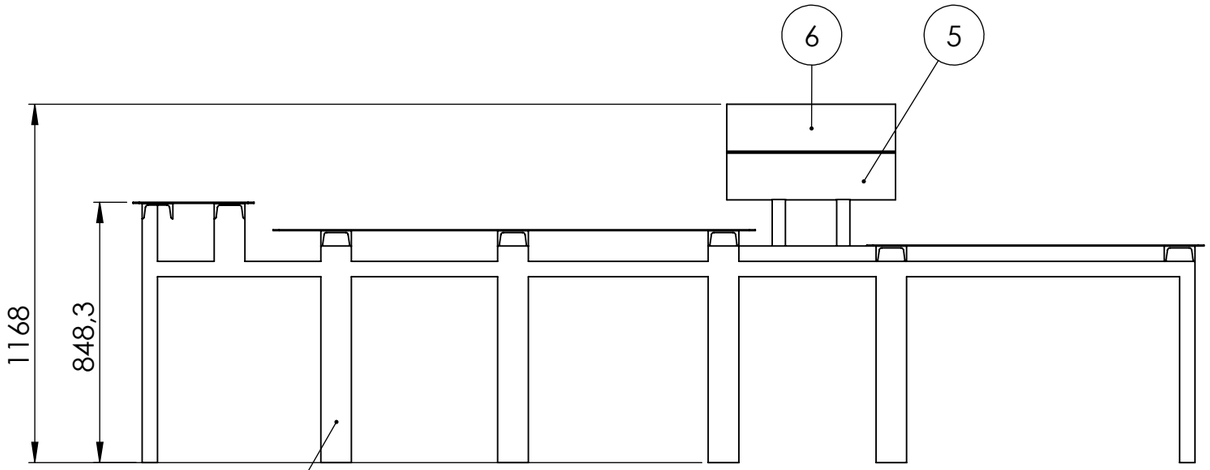
Notas:

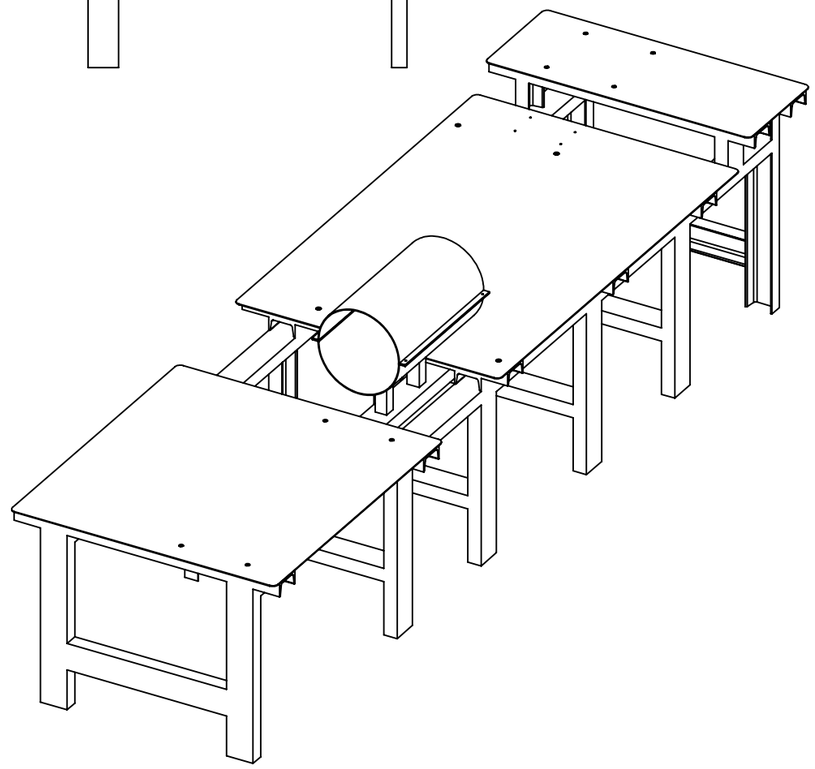
Material: AISI 1045 normalizado

Acabamento da peça: 0,8

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Acoplamento corpo de prova/dinamômetro		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 8	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:5		





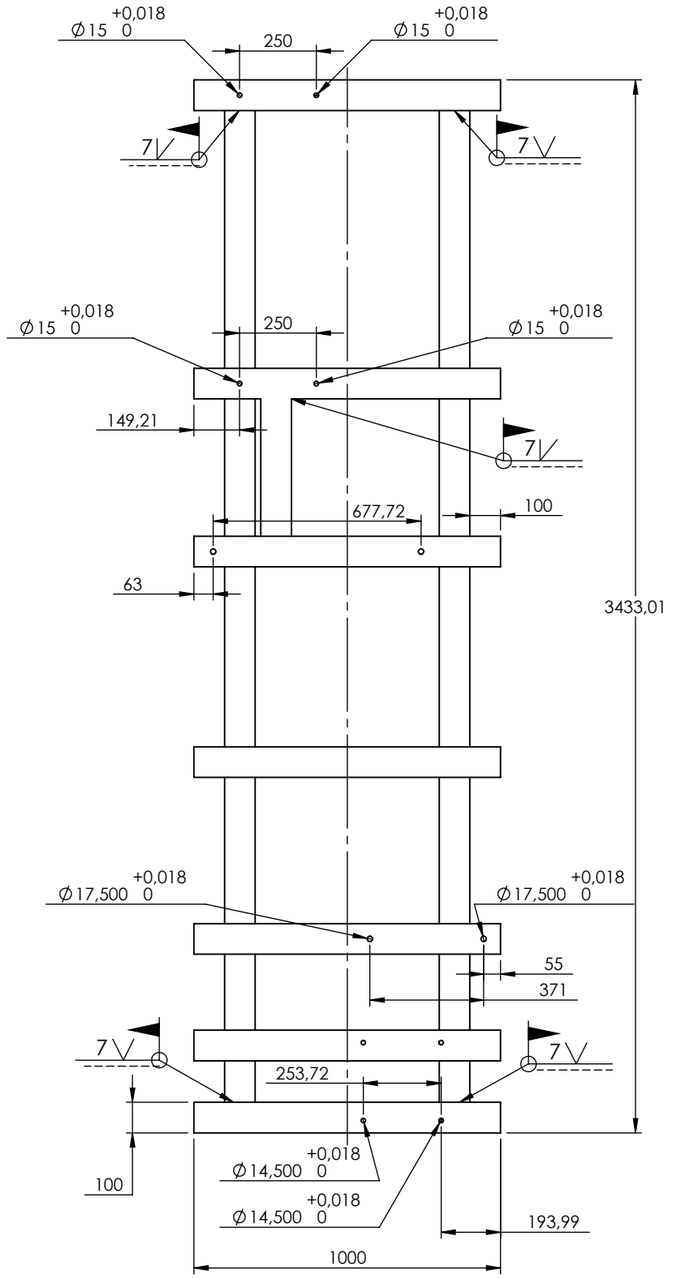


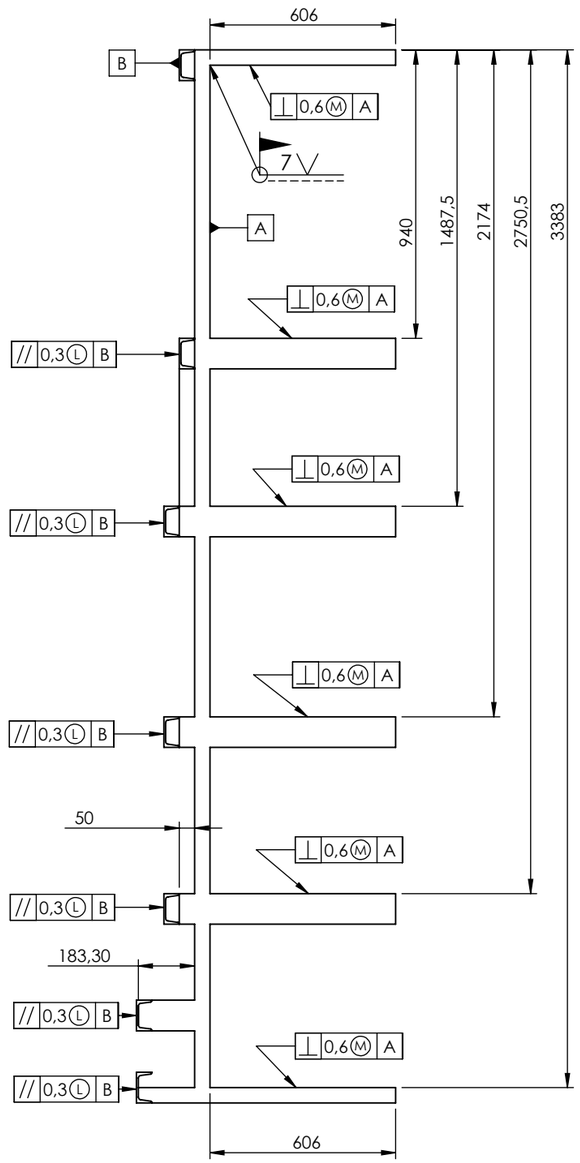
Nº da peça	Peça	Material	Qtde
1	Estrutura da bancada	ASTM A588	1
2	Chapa de apoio do motor	Aço 1020 estrutural	1
3	Chapa de apoio da caixa redutora	Aço 1020 estrutural	1
4	Chapa de apoio do dinamômetro	Aço 1020 estrutural	1
5	Base do anteparo de segurança	Aço 1020 estrutural	1
6	Tampa do anteparo de segurança	Aço 1020 estrutural	1

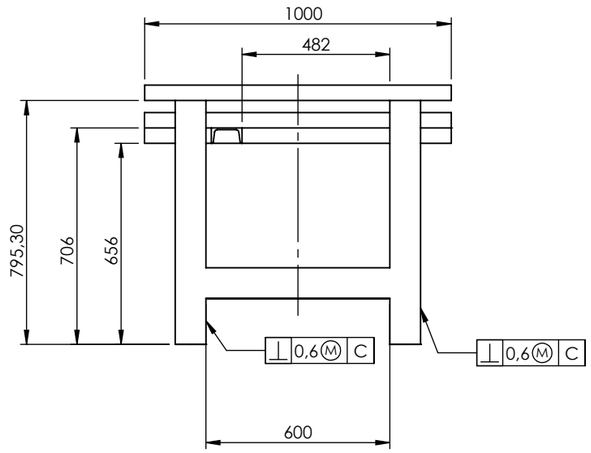
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Departamento de Engenharia Mecânica

Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Desenho de conjunto - Sub montagem Estrutura da Bancada		**Diedro:** 1°
Número da Peça: 10	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:20







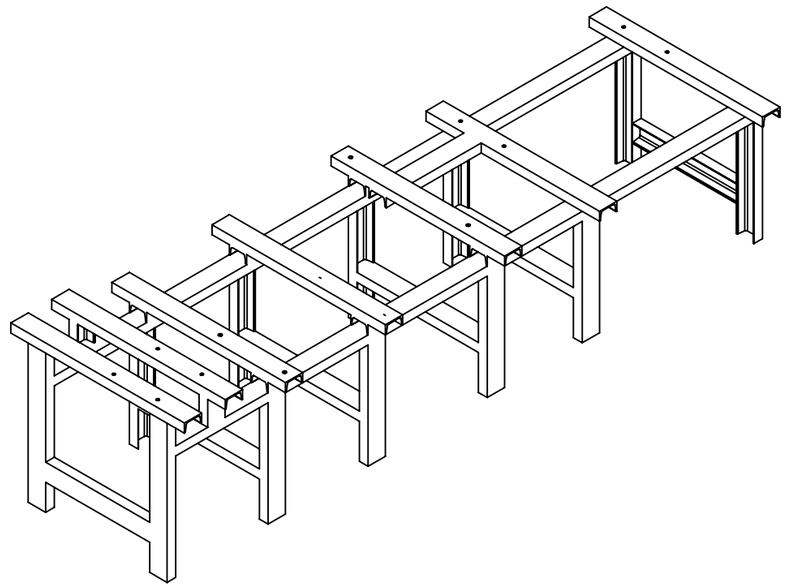


Tabela 1								
Afastamento admissivel para intervalo de dimensões básicas(Dimensões em mm)								
Classe de tolerância		de 0,5 até 3	3 até 6	6 até 30	30 até 120	120 até 400	400 até 1000	1000 até 2000
f	fino	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	médio	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	grosso	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	muito grosso		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6

Notas:

Pefil para a construção: Perfil U Gerdau (Bitola: 4")

Material: ASTM A588

Tolerância geral, exceto indicada: Tolerância conforme Norma ISO 2768-m(Classe de tolerância média valores conforme indicados pela Tabela 1)

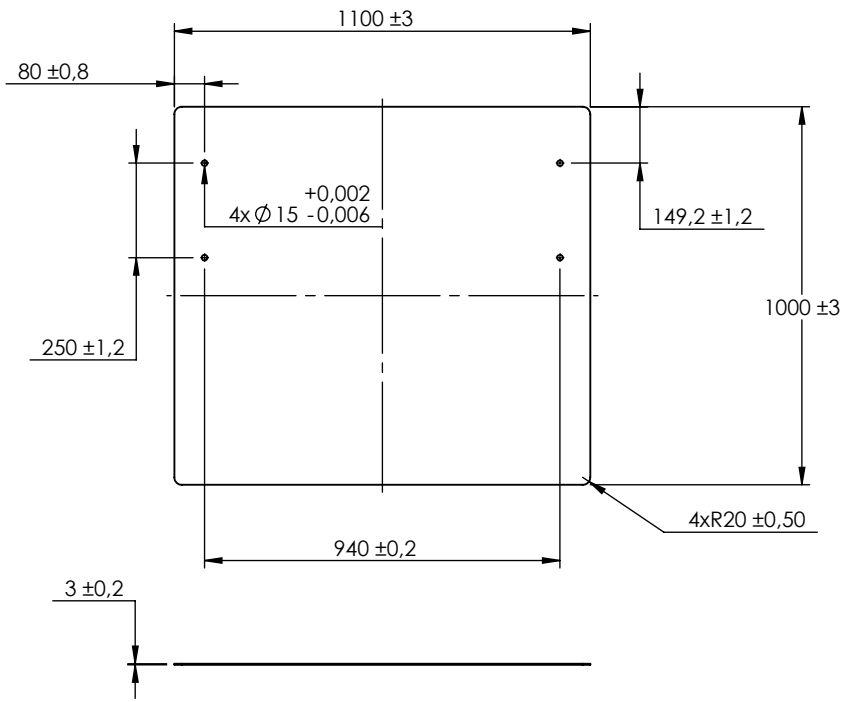
Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

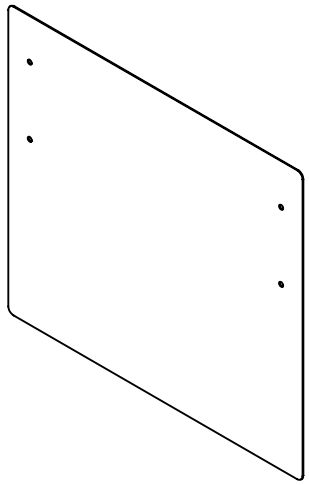
Soldas em geral exceto indicada: Com altura de garganta igual a 5 mm

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Departamento de Engenharia Mecânica

Disciplina:	Projeto de Graduação 2		
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015
Peça:	Estrutura da bancada de teste		**Diedro:** 1°
Número da Peça:	1	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:20



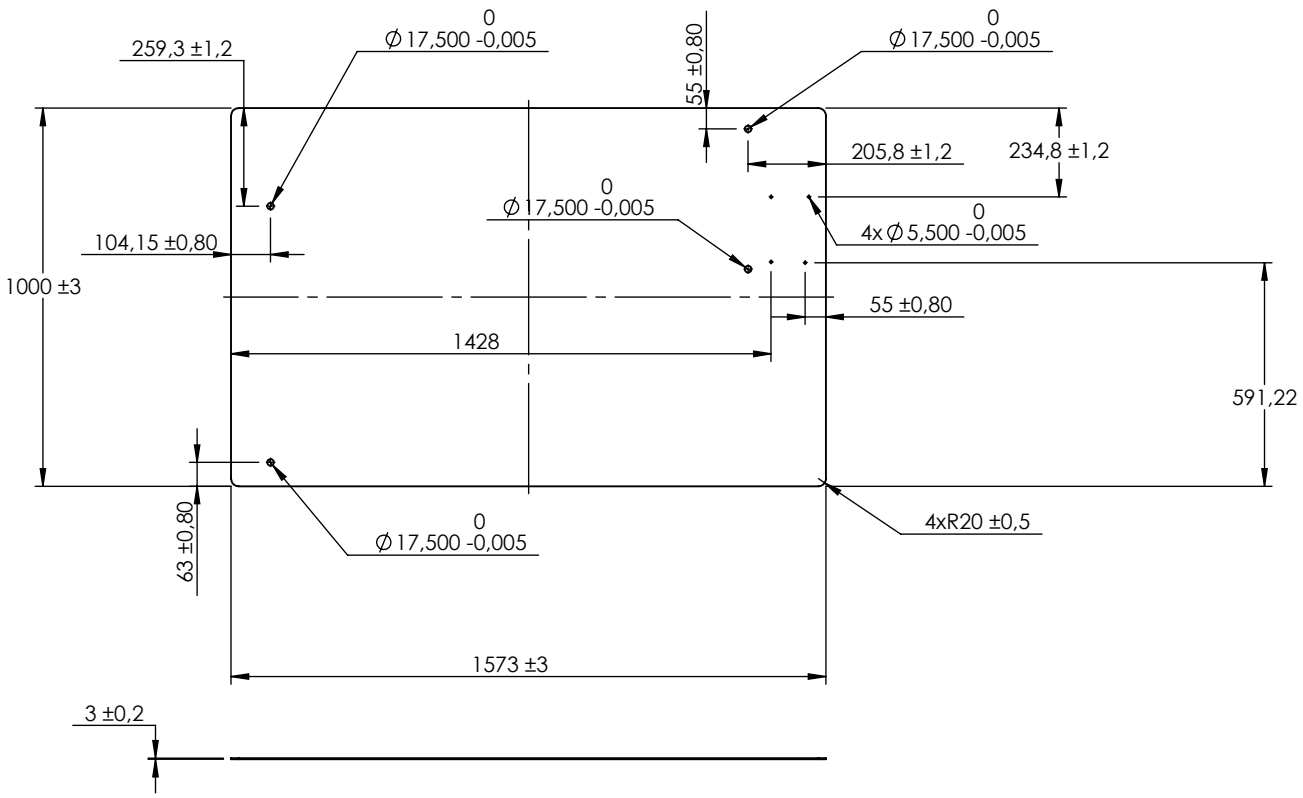


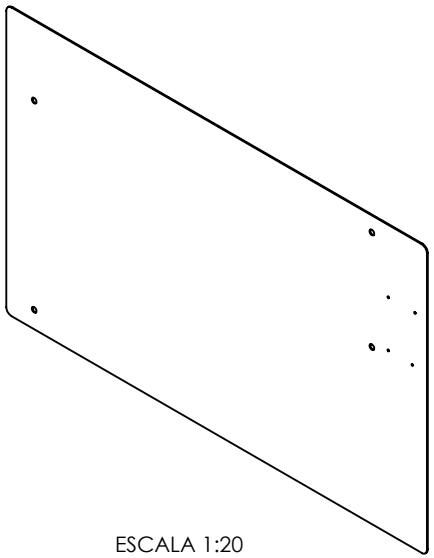
Notas:

Material: Aço 1020 estrutural

Acabamento geral, exceto indicado: $\overset{3,6}{\nabla}$

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Chapa de apoio do dinamômetro		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 2	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:20		





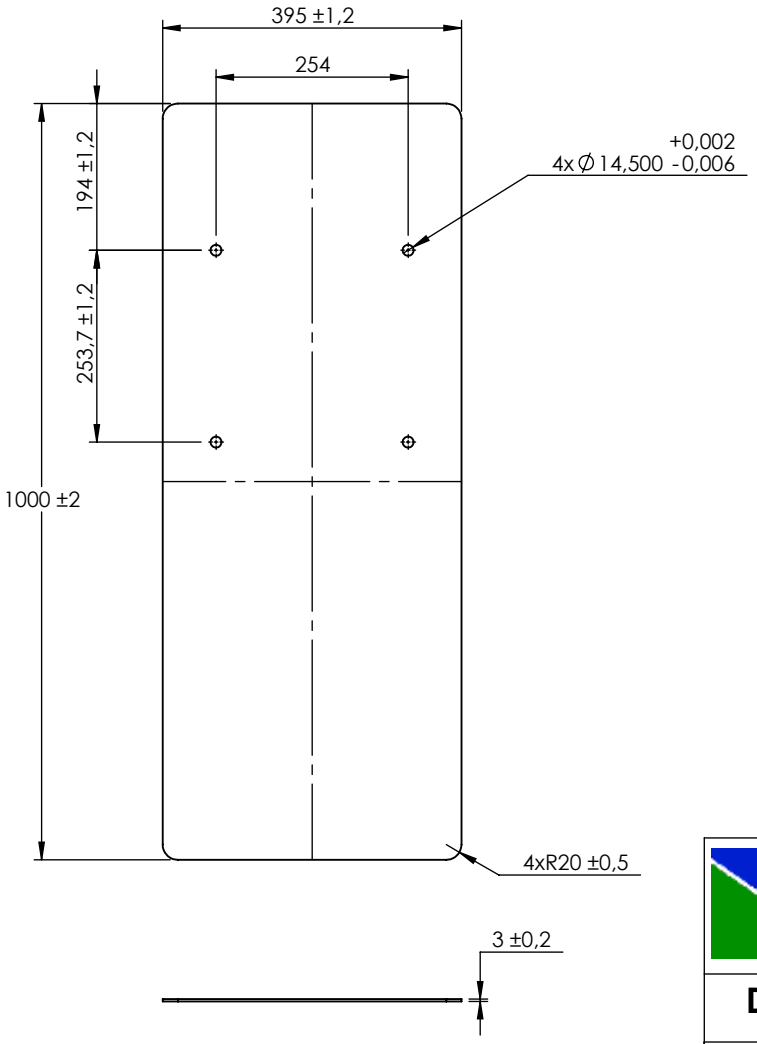
ESCALA 1:20

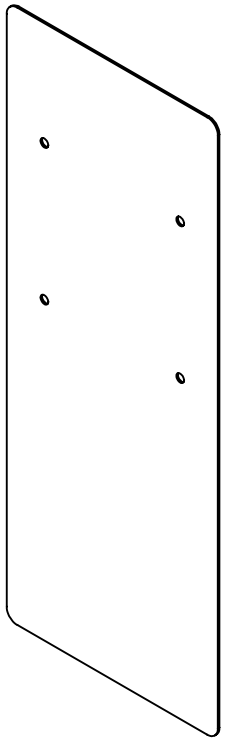
Nota:

Material : Aço 1020 estrutural

Acabamento: 3,6

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940		**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695		26/06/2015	
Peça:	Chapa de apoio da caixa redutora			**Diedro:** 1º	
Número da Peça:	3	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:20



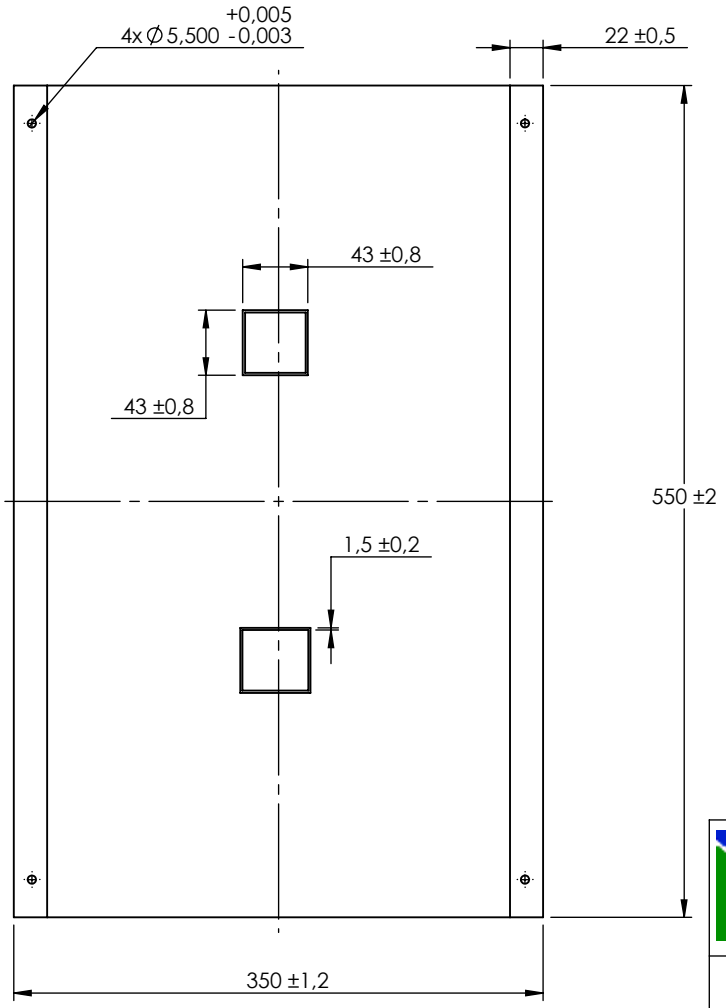


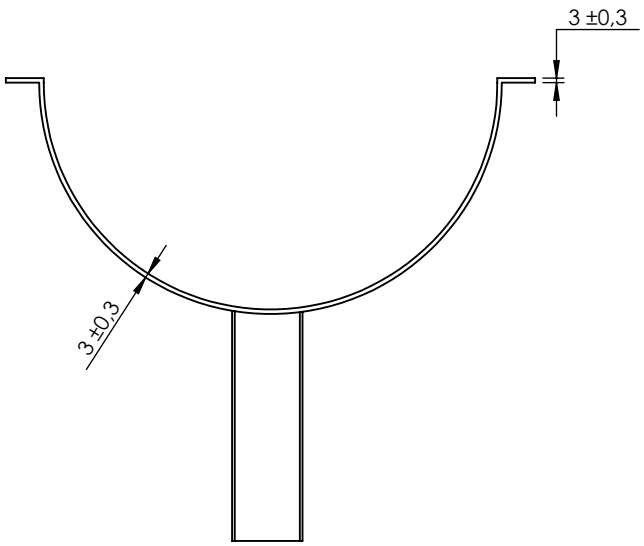
Nota:

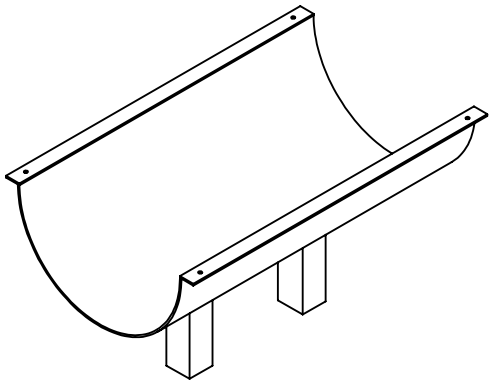
Material : Aço 1020 estrutural

Acabamento: 3,6

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA			
	Departamento de Engenharia Mecânica			
Disciplina:	Projeto de Graduação 2			
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015	
Peça:	Chapa de apoio do motor elétrico		**Diedro:** 1º	
Número da Peça: 2	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:** 1:10		







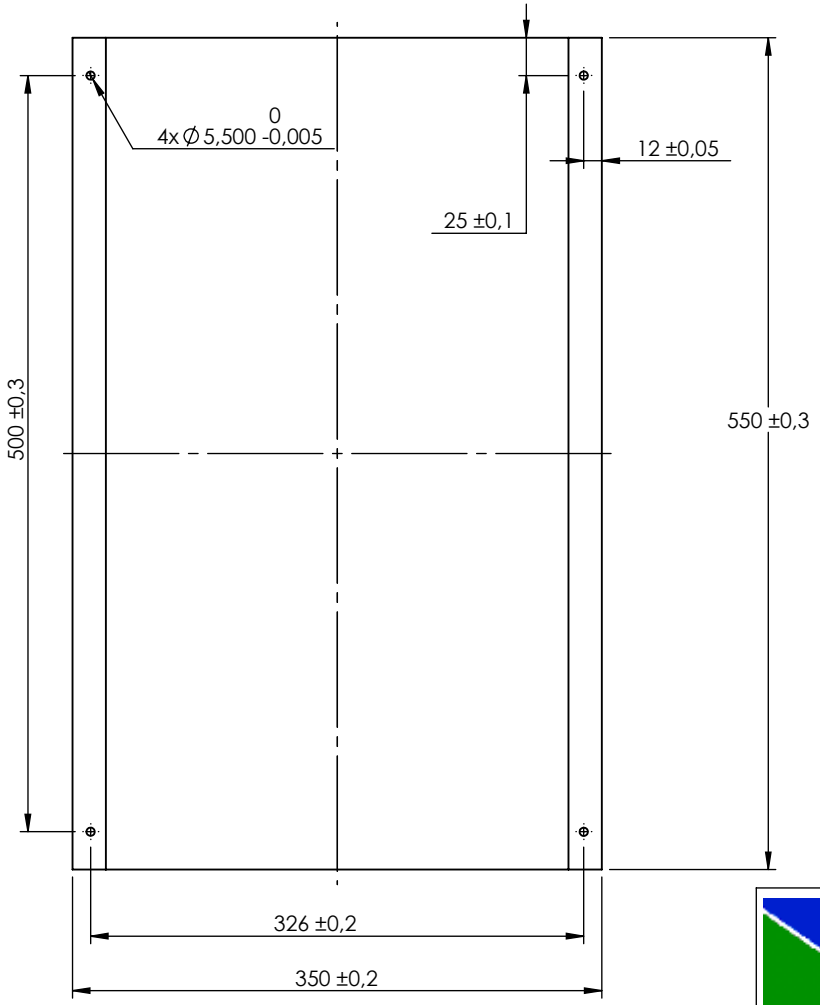
ESCALA 1:10

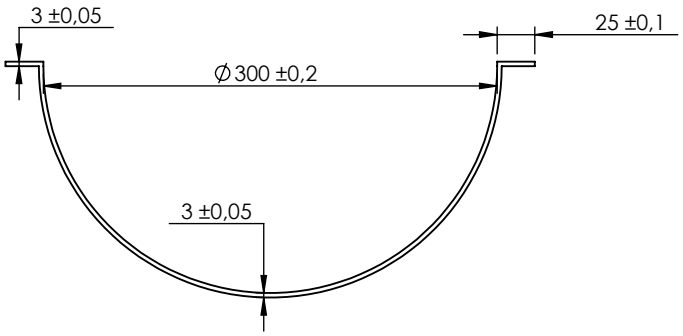
Notas:

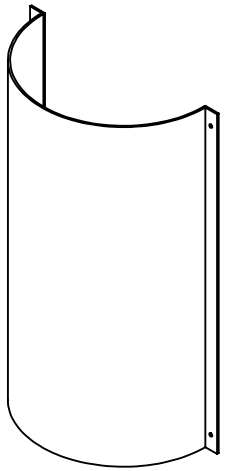
Material: AISI 1020

Acabamento da peça: 3,6

	UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA				
	Departamento de Engenharia Mecânica				
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940		**Data:**	
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695		26/06/2015	
Peça:	Base do anteparo de segurança			**Diedro:** 1º	
Número da Peça:	5	**Unidade:**	mm	**Escala do desenho:**	1:5







Notas:

Material: AISI 1020

Acabamento da peça: 3,6

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA					
Departamento de Engenharia Mecânica					
Disciplina:	Projeto de Graduação 2				
Alunos:	Vinícius Arthur Lima	09/0134940	**Data:**		
	Wesley Andrade Raulino	09/0135695	26/06/2015		
Peça:	Tampa do anteparo de segurança		**Diedro:** 1º		
Número da Peça:	6	**Unidade:** mm	**Escala do desenho:**	1:5	