

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITECNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO DE UMA FRESADORA

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia.

André Lucato Rodrigues

Orientadora: Profa. Dra. Izabel Fernanda Machado

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2005

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011122

FICHA CATALOGRÁFICA

Rodrigues, André Lucato

**Projeto e construção de um protótipo de uma fresadora / A.
L. Rodrigues. -- São Paulo, 2005.
p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Fresadora (Protótipo) 2.Materiais metálicos 3.Usinagem
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t.**

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011122

FICHA CATALOGRÁFICA

Rodrigues, André Lucato

**Projeto e construção de um protótipo de uma fresadora / A.
L. Rodrigues. -- São Paulo, 2005.**

p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Fresadora (Protótipo) 2.Materiais metálicos 3.Usinagem
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t.**

AGRADECIMENTOS

A orientadora Profa. Dra. Izabel Fernanda Machado pelo esforço, dedicação e interesse no desenvolvimento deste trabalho de formatura.

Ao técnico Francisco dos Reis Faustino por colaborar com a construção do protótipo da fresadora de topo.

RESUMO

A usinabilidade dos materiais é um campo que deve ser estudado. Desta maneira criou-se a motivação de se projetar e construir uma fresadora de topo, que fará parte do acervo de um laboratório que estudará características de usinabilidade em materiais metálicos. Sendo o objetivo deste Trabalho de Conclusão de Curso o projeto e construção de uma fresadora de topo.

Sendo o primeiro passo o projeto da máquina, iniciou-se fazendo uma revisão bibliográfica, que gerou algumas limitações tomadas, como: rotação de 5000 rpm, diâmetro da ferramenta de 10 mm e desacoplamento do motor principal da base da máquina. Com essas limitações iniciaram-se os cálculos, que estão presentes na seção 5 deste trabalho de formatura, baseados na teoria que está exposta na seção 4. Tal teoria foi baseada nos conceitos apresentados pela referência do *Norton* (2004).

ABSTRACT

The material usinability is a subject that must be study. So the excite to design and build a top drill prototype comes. This machine is going to be adding to a laboratory of usinability study of metal materials. So, the aim of this End Curse Report is the design and build of a top drill machine.

The first step is the machine's design, and it started doing a bibliographic revision. It originated some limitations like speed rotation of 5000 rpm, tool diameter of 10 mm and disconnection of the main engine of the machine's support. With these limitations, it started the calculations, who are at session 5 of this graduation's dissertation. The calculations are based on the theory that are at session 4. The biggest part of the theory exposit is from *Norton's* book.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO	1
2. CONCEITOS DE FRESAMENTO	2
3. DEFINIÇÕES DO PROJETO.....	4
3.1. Condição de Operação.....	4
3.2. Sistema de Transmissão	5
3.3. Coeficiente de Segurança	5
4. METODOLOGIA DE CÁLCULO	6
4.1. Motores.....	6
4.1.1. Para a Ferramenta.....	6
4.1.2. Para o Avanço da Mesa.....	7
4.1.2.1. Seleção do Fuso de Esferas	7
4.1.2.2. Seleção da Guia Linear	8
4.2. Relações de Transmissão	8
4.3. Engrenagens	9
4.3.1. Parâmetros Característicos das Engrenagens Helicoidais.....	10
4.3.2. Forças em Engrenagens Helicoidais	13
4.3.3. Tensões em engrenagens.....	13
4.3.3.1. Tensão de flexão.....	13
4.3.3.1.1. Fator Geométrico de Resistência de Flexão (J).....	14
4.3.3.1.2. Fator de Aplicação a Flexão (K_a)	14
4.3.3.1.3. Fator de Distribuição de Carga a Flexão (K_m).....	15
4.3.3.1.4. Fator Dinâmico a Flexão (K_v).....	15
4.3.3.1.5. Fator de Tamanho a Flexão (K_s).....	16
4.3.3.1.6. Fator de Espessura de Borda a Flexão (K_B).....	17
4.3.3.1.7. Fator de Ciclo de Carga a Flexão (K_f).....	17
4.3.3.2. Tensão de superfície.....	17
4.3.3.2.1. Coeficiente Elástico de Superfície (C_p).....	18
4.3.3.2.2. Fator Geométrico de Superfície (I)	19
4.3.3.2.3. Fator de Aplicação de Superfície ($C_a = K_a$).....	20
4.3.3.2.4. Fator de Distribuição de Carga de Superfície ($C_m = K_m$).....	20
4.3.3.2.5. Fator Dinâmico de Superfície ($C_v = K_v$).....	20
4.3.3.2.6. Fator de Tamanho de Superfície ($C_s = K_s$).....	20
4.3.3.2.7. Fator de Acabamento Superficial de Superfície (C_f)	21
4.3.4. Resistência à Fadiga	21
4.3.4.1. Resistência à Fadiga de Flexão	21
4.3.4.1.1. Fator de Vida a Flexão (K_L).....	22

4.3.4.1.2. Fator de Temperatura a Flexão (K_T).....	23
4.3.4.1.3. Fator de Confiabilidade a Flexão (K_R).....	23
4.3.4.2. Resistência à Fadiga de Superfície.....	23
4.3.4.2.1. Fator de Vida de Superfície (C_L).....	25
4.3.4.2.2. Fator de Razão de Dureza de Superfície (C_H).....	25
4.3.4.2.3. Fator de Temperatura de Superfície ($C_T = K_T$)	26
4.3.4.2.4. Fator de Confiabilidade de Superfície ($C_R = K_R$).....	26
4.4. Dimensionamento dos Eixos.....	26
4.4.1. Limite de Resistência	26
4.4.1.1. Fator de Carregamento	27
4.4.1.2. Fator de Tamanho.....	27
4.4.1.3. Fator de Superfície	27
4.4.1.4. Fator de Temperatura	28
4.4.1.5. Fator de Confiabilidade.....	28
4.4.2. Sensibilidade ao Entalhe	28
4.4.3. Concentração de Tensão.....	28
4.5. Seleção dos Rolamentos.....	31
4.6. Seleção das Chavetas	33
4.6.1. Força Atuante na Chaveta	33
4.6.2. Critério da Força Máxima por Cisalhamento.....	34
4.6.3. Critério da Força Máxima por Compressão	34
4.7. Fixação da Caixa de Engrenagem – Parafusos.....	35
4.7.1. Tensão Axial	36
4.7.2. Tensão de Cisalhamento.....	37
5. MEMORIAL DE CÁLCULO	38
5.1. Motores.....	38
5.1.1. Para a Ferramenta.....	38
5.1.2. Para o Avanço da Mesa.....	39
5.1.2.1. Seleção do Fuso de Esferas	39
5.1.2.2. Seleção da Guia Linear	40
5.1.2.3. Seleção do Servomotor.....	40
5.2. Relações de Transmissão	40
5.3. Engrenagens	41
5.3.1. Parâmetros Característicos das Engrenagens Helicoidais.....	41
5.3.2. Forças em Engrenagens Helicoidais	44
5.3.3. Resistência à Fadiga	44
5.3.3.1. Resistência à Fadiga de Flexão	44
5.3.3.2. Resistência à Fadiga de Superfície.....	45
5.3.4. Tensões em engrenagens.....	46
5.3.4.1. Tensão de flexão.....	46
5.3.4.2. Tensão de superfície.....	48
5.4. Dimensionamento dos Eixos.....	51
5.4.1. Força nos Eixos	51
5.4.1.1. Forças Aplicadas no Eixo 1.....	51
5.4.1.2. Forças Aplicadas no Eixo 2.....	53
5.4.2. Limite de Resistência	54
5.4.3. Sensibilidade ao Entalhe	56

5.4.4. Concentração de Tensão.....	56
5.4.5. Cálculo do Diâmetro dos Eixos.....	57
5.5. Seleção dos Rolamentos.....	57
5.6. Seleção das Chavetas	61
5.6.1. Para a Engrenagem do Eixo 1	61
5.6.2. Para a Engrenagem do Eixo 2	62
5.7. Vedação	63
5.8. Estrutura da Máquina	64
5.9. Fixação da Caixa de Engrenagem – Parafusos.....	64
6. LISTA DE PEÇAS.....	66
7. ETAPAS DA CONSTRUÇÃO.....	68
8. CONCLUSÕES.....	69
9. ANEXOS.....	70
10. LISTA DE REFERÊNCIAS	71

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 - Operações de Fresamento (Amorim, 2003).....	2
Figura 2 – Posição de Ataque da Pastilha (Amorim, 2003)	3
Figura 3 – Posição da Aresta de corte no choque com a peça (Amorim, 2003)	3
Figura 4 – Configuração da Estrutura da Fresadora.....	4
Figura 5 - Engrenagem Helicoidal (Norton, 2004)	9
Figura 6 – Parâmetros para o Fator de Espessura de Borda a Flexão (Norton, 2004).....	17
Figura 7 – Fator de Vida para Resistência à Flexão (Norton, 2004).....	23
Figura 8 – Fator de Vida para Resistência à Fadiga de Superfície (Norton, 2004)....	25
Figura 9 – Fator de Sensibilidade ao Entalhe (Norton, 2004).....	28
Figura 10 – Concentração de Tensão – Tração (Norton, 2004).....	29
Figura 11 – Concentração de Tensão – Flexão (Norton, 2004)	29
Figura 12 – Concentração de Tensão – Torção (Norton, 2004).....	30
Figura 13 – Fatores de Concentração de Tensão para Chaveta Produzida por Fresadora de Topo (Norton, 2004).....	30
Figura 14 – Dimensões do Rolamento	33
Figura 15 – Dimensões da Chaveta.....	33
Figura 16 – Rosca Padrão ISO (Norton, 2004)	35
Figura 17 – Forças Aplicadas no Eixo 1	51
Figura 18 – Diagrama de Momentos Fletores do Eixo 1	52
Figura 19 – Forças Aplicadas no Eixo 2	53
Figura 20 – Diagrama de Momentos Fletores do Eixo 2	54
Figura 21 – Retentor (Vedabrá)	63
Figura 22 - Dimensões do Alojamento do Retentor (Vedabrá).....	64
Figura 23 – Forças Atuantes na Caixa de Engrenagem.....	65
Figura 24 – Esquema da Estrutura da Fresadora.....	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condição de Operação (NSK, 2004)	8
Tabela 2 – Especificações AGMA para Dente de Engrenagem de Profundidade Completa (Norton, 2004)	10
Tabela 3 – Fator Geométrico de Flexão (Norton, 2004)	14
Tabela 4 – Fatores de Aplicação (Norton, 2004)	15
Tabela 5 – Fator de Distribuição de Carga a Flexão (Norton, 2004)	15
Tabela 6 – Números de Qualidade da Engrenagem Recomendados pela AGMA (Norton, 2004)	16
Tabela 7 – Coeficiente Elástico de Superfície (Norton, 2004)	19
Tabela 8 – Resistência à Fadiga de Flexão (Norton, 2004)	22
Tabela 9 – Fator de Confiabilidade a Flexão (AGMA)	23
Tabela 10 - Resistência a Fadiga de Superfície (Norton, 2004)	24
Tabela 11 – Fator de Confiabilidade (Norton, 2004)	28
Tabela 12 – Fatores de Carga de Rolamentos Fixos de Esferas (Norton, 2004)	32
Tabela 13 – Fatores de Carga de Rolamentos de Esferas de Contato Angular (Norton, 2004)	32
Tabela 14 – Dimensões Principais de Roscas de Parafusos Métricos Padrão ISO (Norton, 2004)	36
Tabela 15 – Motor Selecionado	39
Tabela 16 – Fuso Selecionado	39
Tabela 17 – Guia Linear Selecionada (SKF)	40
Tabela 18 – Característica do Servomotor (NSK, 2004))	40
Tabela 19 – Dimensões do Retentor (Vedabrá)	63

LISTA DE ABREVIATURAS

AGMA – American Gear Manufactures Association
ISO - International Organization for Standardization
rpm – rotações por minuto

LISTA DE SÍMBOLOS

- ψ - ângulo de hélice
 ψ_b - ângulo de hélice de base
 ϕ - ângulo de pressão
 ϕ_n - ângulo de pressão normal
 ϕ_t - ângulo de pressão transversal
 ω_f - velocidade angular de fresamento
 ω_{mesa} - rotação do motor da mesa
 ω_{motor} - velocidade angular do motor
 μ_e - coeficiente de atrito estático
 μ_d - coeficiente de atrito dinâmico
 $\eta_{\text{engrenagem}}$ - rendimento do par de engrenagens
 η_f - rendimento de fresamento
 η_m - rendimento da mesa
 $\eta_{\text{rolamento}}$ - rendimento do par de rolamentos
 ρ_g - raio de curvatura da coroa
 ρ_p - raio de curvatura do pinhão
 σ_b - tensão de flexão na engrenagem
 σ_c - tensão de superfície na engrenagem
 σ_{esc} - tensão de escoamento
 σ_t - tensão axial atuante no parafuso
 τ_{esc} - tensão cisalhante de escoamento
 τ_s - tensão cisalhante do parafuso
 a - adendo
 a_g - adendo da coroa
 a_p - adendo do pinhão
 $A_{ch\sigma}$ - área comprimida da chaveta
 $A_{ch\tau}$ - área cisalhante da chaveta
 A_s - área resistente do filete do parafuso
 A_t - área transversal resistente do parafuso
 b - largura da chaveta
 b - dedendo
 C - distância entre centros
 C_a - fator de aplicação de superfície
 $C_{\text{carregamento}}$ - fator de carregamento
 $C_{\text{confiabilidade}}$ - fator de confiabilidade

C_d - capacidade de carga dinâmica
 C_f - fator de acabamento superficial de superfície
 C_H - fator de razão de dureza de superfície
 C_L - fator de vida de superfície
 C_m - fator de distribuição de carga de superfície
 C_P - coeficiente elástico de superfície
 C_R - fator de confiabilidade de superfície
 C_s - fator de tamanho de superfície
 $C_{superfície}$ - fator de superfície
 $C_{tamanho}$ - fator de tamanho
 $C_{temperatura}$ - fator de temperatura
 C_T - fator de temperatura de superfície
 C_v - fator dinâmico de superfície
 Car - carregamento
 CS - coeficiente de segurança
 d - diâmetro de referência
 d_g - diâmetro de referência da coroa
 d_N - diâmetro interno do retentor
 d_p - diâmetro de referência do pinhão
 d_r - diâmetro menor do parafuso
 D_N - diâmetro externo do retentor
 E_g - módulo de elasticidade da coroa
 E_p - módulo de elasticidade do pinhão
 F - largura da engrenagem
 F_a - carga axial constante aplicada
 F_{ch} - força atuante na chaveta
 F_p - força atuante no parafuso
 F_r - carga radial constante aplicada
 $F_{\max \sigma}$ - força máxima de compressão na chaveta
 $F_{\max \tau}$ - força máxima cisalhante na chaveta
 F_x - força na direção x
 F_y - força na direção y
 F_z - força na direção z
 f_w - fator de operação
 h - altura da chaveta
 h - largura do retentor
 h_t - profundidade total do dente

i - relação de transmissão
 i_{fuso} - relação de transmissão do fuso
 I - fator geométrico de superfície
 J - fator geométrico de resistência de flexão
 k_f - concentração de tensão à flexão
 k_{fs} - concentração de tensão à torção
 k_t - fator de concentração de tensão à flexão
 k_{ts} - fator de concentração de tensão à torção
 K_a - fator de aplicação à flexão
 K_B - fator de espessura de borda a flexão
 K_I - fator de ciclo de carga a flexão
 K_L - fator de vida a flexão
 K_m - fator de distribuição de carga a flexão
 K_R - fator de confiabilidade a flexão
 K_s - fator de tamanho a flexão
 K_T - fator de temperatura a flexão
 K_v - fator dinâmico a flexão
 L - comprimento da chaveta
 L_k - vida
 L_{min} - comprimento mínimo das linhas de contato
 L_t - vida em horas
 m - módulo
 m_B - razão de recuo
 m_F - razão de contato axial
 m_G - razão de engrenamento
 m_N - razão de divisão de carga
 m_p - razão de contato transversal
 M_f - momento fletor
 N - número de dentes
 N_g - número de dentes da coroa
 N_{min} - número mínimo de dentes
 N_p - número de dentes do pinhão
 n - rotação (rpm)
 n_a - parte fracional de m_F
 n_r - parte fracional de m_p
 p - passo
 p_d - passo diametral

P_n - passo normal
 P_t - passo transversal
 P_x - passo axial
 P - carga equivalente
 P_f - potência de fresamento
 P_m - potência de movimentação da mesa
 P_{mf} - potência do motor de fresamento
 P_{mm} - potência do motor da mesa
 q - sensibilidade ao entalhe
 Q_v - índice de qualidade
 R - carregamento lateral
 r_g - raio de referência da coroa
 r_p - raio de referência do pinhão
 S - carregamento radial
 S_e - limite de resistência corrigido
 S_e' - limite de resistência não corrigido
 S_{esc} - tensão de escoamento
 S_{fb} - resistência à fadiga de flexão corrigida
 S_{fb}' - resistência à fadiga de flexão
 S_{fc} - resistência à fadiga de superfície corrigida
 S_{fc}' - resistência à fadiga de superfície
 S_{ut} - tensão última
 T - momento torçor
 T_f - torque aplicado à ferramenta
 T_g - torque aplicado à coroa
 T_p - torque aplicado ao pinhão
 t_R - espessura da borda medida do diâmetro da raiz do dente até o diâmetro interno da borda
 ν_g - coeficiente de Poisson da coroa
 ν_p - coeficiente de Poisson do pinhão
 V - fator de rotação
 V_t - velocidade da linha de passo de engrenamento
 V_m - velocidade de avanço da mesa
 Vel - velocidade (m/min)
 w_i - fator de área para área de cisalhamento por corte de roscas menor

w_o - fator de área para área de cisalhamento por corte da rosca maior

W - força total no dente da engrenagem

W_a - força axial no dente da engrenagem

W_r - força radial no dente da engrenagem

W_m - força de movimentação da mesa

W_t - força tangencial no dente da engrenagem

X - fator radial

Y - fator axial

Z - comprimento do rebaixo no eixo do retentor

Z_1 - comprimento do rebaixo externo do retentor

Z' - comprimento de ação

1. INTRODUÇÃO

A usinabilidade dos materiais é um campo que deve ser estudado. Desta maneira criou-se a motivação de se projetar e construir uma fresadora de topo, que fará parte do acervo de um laboratório que estudará características de usinabilidade em materiais metálicos. Sendo o objetivo deste Trabalho de Conclusão de Curso o projeto e construção de uma fresadora de topo.

Para a realização deste trabalho de conclusão de curso, foi dividido em duas partes, o projeto da máquina, realizado no primeiro semestre de 2005, e sua construção, realizada no segundo semestre de 2005.

O primeiro passo no projeto foi a realização da revisão bibliográfica, o que permite o estudo das características necessárias para a construção da máquina e o aproveitamento e aperfeiçoamento dos estudos pré-existentes. Obtendo-se assim grandes informações sobre mecanismos, métodos de cálculos e componentes necessários.

Da revisão bibliográfica, foram admitidas algumas limitações: rotação de 5000 rpm, diâmetro da ferramenta de 10 mm e desacoplamento do motor principal da base da máquina. Após os cálculos, dimensionamentos e seleção de peças obteve-se uma máquina que possui dimensões máximas de 320 mm x 390 mm x 780 mm, utiliza um motor de 2,2 kW, um servo motor e possui peças a serem usinadas, cujos desenhos se encontram no anexo.

2. CONCEITOS DE FRESAMENTO

O fresamento possui três características: a ferramenta de corte possui as arestas cortantes ao redor de um eixo, o corte ocorre pela rotação da ferramenta ao redor de seu eixo e o avanço é dado pela movimentação da própria peça. Tais características geram a versatilidade da fresadora, já que tal processo permite a fabricação de superfícies não planas e não revolucionais, como por exemplo chavetas e letras impressas em chapas.

As operações de fresamento dividem-se em fresamento tangencial (ou periférico) ou fresamento frontal (ou de topo), como ilustrado na Figura 1. No fresamento tangencial, os dentes de corte estão na periferia da ferramenta e o eixo da ferramenta é paralelo a superfície a ser usinada. No fresamento de topo, os dentes de corte estão na superfície frontal da ferramenta cujo eixo é perpendicular a superfície a ser usinada.

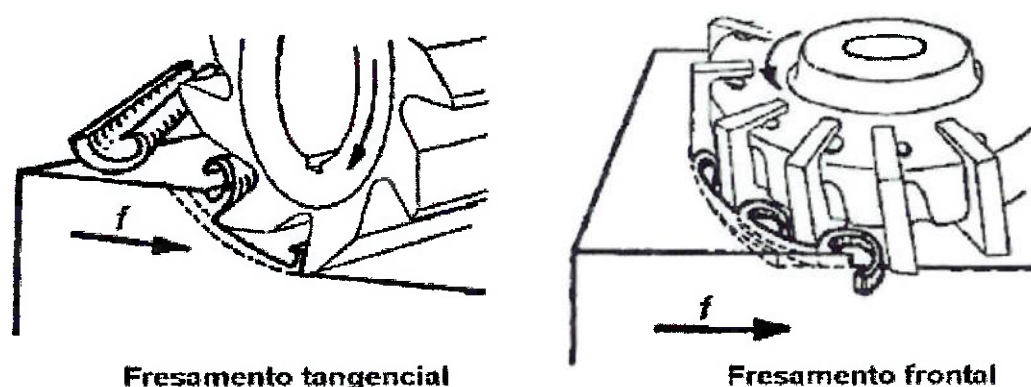


Figura 1 - Operações de Fresamento (Amorim, 2003)

Durante o fresamento frontal, para se garantir o bom contato entre a peça e a ferramenta, o centro da fresa deve estar dentro da peça a ser fresada. A posição da pastilha no momento da entrada na peça, Figura 2, no fresamento frontal com ferramenta de metal duro é um ponto importante a ser estudado. A fresa não deve tocar a peça num ponto de baixa resistência, como a aresta ou um ponto de corte. Assim, na Figura 2, deve tocar a peça primeiro em “U”, para evitar o lascamento ou quebra.

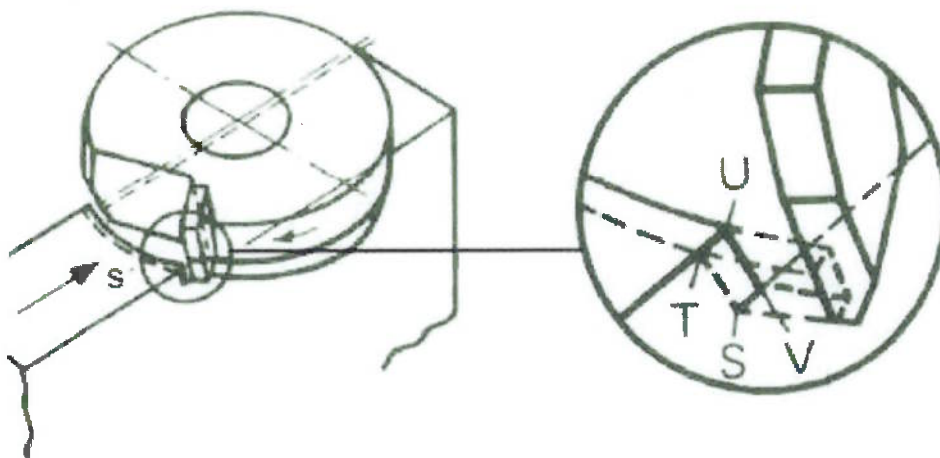


Figura 2 – Posição de Ataque da Pastilha (Amorim, 2003)

O eixo da fresa deve se posicionar sobre a peça. Já que se o centro da fresa estiver fora da peça, o corte vai começar positivo, isto é, com a aresta (parte mais frágil da ferramenta), podendo quebrar ou lascrar a ferramenta (Figura 3).

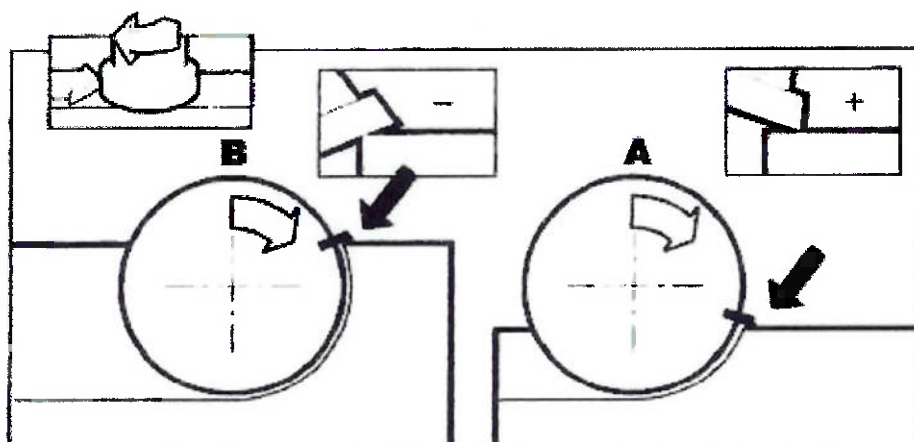


Figura 3 – Posição da Aresta de corte no choque com a peça (Amorim, 2003)

Outra consideração importante a ser feita é a respeito da saída do dente da peça durante o processo de fresamento. Em fresas de topo de facear, ocorre uma queda abrupta nas forças de corte no momento da saída do dente de dentro da peça. A magnitude desta queda é tão grande quanto for a espessura de corte h no momento da saída. Desse modo, h deve ser pequeno (menor possível) para evitar formação de rebarba (no caso do aço) ou lascamento (no caso do fofô).

3. DEFINIÇÕES DO PROJETO

Foram definidos inicialmente os requisitos de operação e limitações de construção do protótipo. Com os requisitos, foram selecionados a condição de operação, o tipo de transmissão a ser utilizado e bem como o coeficiente de segurança a ser utilizado nos cálculos, resultando em um protótipo cuja a configuração da estrutura está indicado na Figura 4, a seguir.

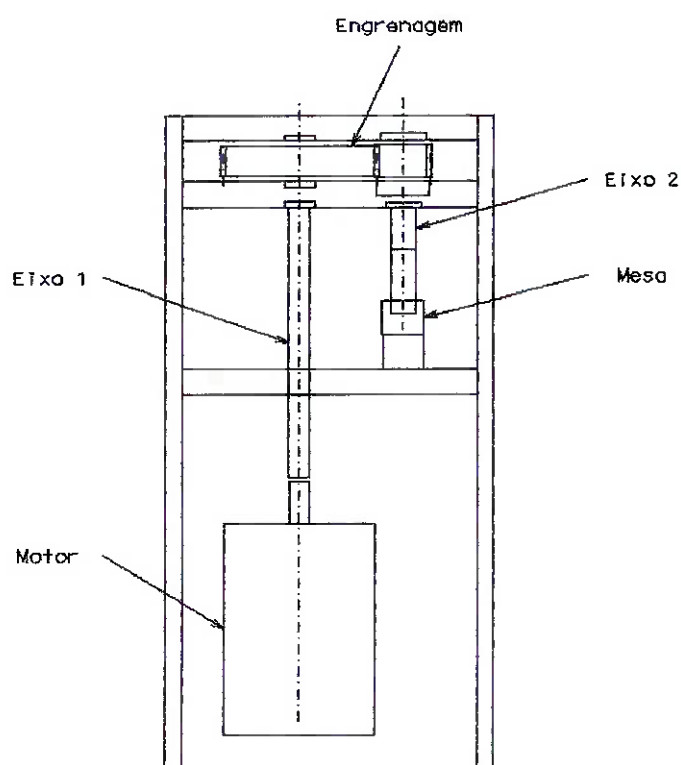


Figura 4 – Configuração da Estrutura da Fresadora

3.1. Condição de Operação

Para o estudo de usinabilidade a fresadora deverá operar a uma rotação de 5000 rpm, com uma força hipotética de corte de 600 N, ferramenta de 10 mm de diâmetro, velocidade de avanço horizontal de mesa de 25 m/min, alimentado por um motor trifásico de 220 V, que movimentará a ferramenta, e um servomotor que irá movimentar a mesa horizontalmente.

Por facilidades de construção e aumento da rigidez estrutural da máquina, o sistema motor-transmissão-ferramenta foi definido como fixo e a base que sustentará o corpo de provas possuirá o movimento horizontal.

3.2. Sistema de Transmissão

Para a transmissão, opta-se entre duas formas construtivas diferentes, a transmissão por correias ou por engrenagens. Para a seleção, observou-se a rigidez de ambas e desta maneira se decidiu projetar a transmissão através do uso de engrenagens, que possuem uma rigidez superior à de correias, já que a correia é flexível e sofre maiores deformações.

As vantagens das engrenagens helicoidais em relação à engrenagem de dentes retos são:

- contato gradual dos dentes, proporcionando uma operação silenciosa e com menor vibração;
- possuir maior resistência comparativamente a uma engrenagem de dentes retos do mesmo tamanho.

As desvantagens são:

- custo maior, devido a maior complexidade de fabricação;
- existência de força axial.

Como a vibração é um fator a ser evitado, pois diminui a precisão durante o processo de usinagem, optou-se pelo sistema de transmissão por de engrenagens helicoidais mais usual, ou seja, com ângulo de hélice e de pressão de 20° .

3.3. Coeficiente de Segurança

Por ser o primeiro dimensionamento de uma fresadora, seguindo indicações presentes na referência do Norton (2004), utilizar-se-á um coeficiente de segurança dois.

4. METODOLOGIA DE CÁLCULO

A metodologia de cálculo é baseada na referência do *Norton* (2004), sendo os cálculos divididos basicamente no sistema motriz, equipamentos de transmissão de torque e componentes estruturais.

4.1. Motores

Para o funcionamento da fresadora são necessários dois motores, um responsável pela movimentação da ferramenta de corte em torno de seu próprio eixo e outro pela movimentação linear da mesa de sustentação do corpo de prova (material em forma de um paralelepípedo com dimensões padronizadas).

4.1.1. Para a Ferramenta

Para o cálculo da potência de fresamento utiliza-se a equação a seguir, e os valores do torque aplicado e da velocidade angular da ferramenta.

$$P_f = T_f \cdot \omega_f \quad (1)$$

onde:

P_f - potência de fresamento

T_f - torque aplicado à ferramenta

ω_f - velocidade angular de fresamento

Rendimento total consiste na multiplicação dos rendimentos dos diversos componentes que geram perdas, como no caso deste projeto haverá apenas rolamentos e engrenagens entre o motor e a ferramenta:

$$\eta_f = \eta_{rolamento}^x \cdot \eta_{engrenagem}^y \quad (2)$$

onde:

η_f - rendimento de fresamento

$\eta_{engrenagem}$ - rendimento do par de engrenagens

$\eta_{rolamento}$ - rendimento do par de rolamentos

x - número de pares de rolamentos

y - número de pares de engrenagem

A potência necessária para o motor é:

$$P_{mf} = \frac{P_f}{\eta_f} \quad (3)$$

onde:

P_{mf} - potência do motor de fresamento

4.1.2. Para o Avanço da Mesa

Para a seleção da mesa de fresamento, utiliza-se da potência necessária e da velocidade imposta pela mesa. Para o cálculo destas variáveis utilizam-se as expressões a seguir.

Potência de avanço da mesa:

$$P_m = W_m \cdot V_m \quad (4)$$

onde:

P_m - potência de movimentação da mesa

W_m - força de movimentação da mesa

V_m - velocidade de avanço da mesa

Velocidade da mesa:

$$V_m = \omega_{mesa} \cdot i_{fuso} \cdot p \quad (5)$$

onde:

ω_{mesa} - rotação do motor da mesa

i_{fuso} - relação de transmissão do fuso

p - passo

4.1.2.1. Seleção do Fuso de Esferas

A estimativa da vida dos fusos é calculada como indicada a seguir:

$$L_t = \frac{\left(\frac{C_d}{F_a \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad (6)$$

onde:

L_t - vida em horas

C_d - capacidade de carga dinâmica

n - rotação (rpm)

f_w - fator de operação

4.1.2.2. Seleção da Guia Linear

A estimativa da vida das guias lineares com carga predominante lateral é indicada a seguir:

$$L_h = \frac{50 \cdot 10^3}{60 \cdot Vel} \cdot \left[\frac{Car}{f_w \cdot (S + 0,5 \cdot R)} \right]^3 \quad (7)$$

onde:

L_h - vida

Car - carregamento

Vel - velocidade (m/min)

S - carregamento radial

R - carregamento lateral

Onde o fator de condição da operação é expresso pela Tabela 1.

Tabela 1 – Condição de Operação (NSK, 2004)

Condição de Operação	f_w
Suave sem impactos	1,0 ~ 1,2
Normal	1,2 ~ 1,5
Com impactos e vibrações	1,5 ~ 3,0

4.2. Relações de Transmissão

Antes do cálculo da transmissão já foi selecionado o motor e a rotação de fresamento foi definida pelas limitações do projeto. Desta maneira, tendo as velocidades de

rotação da ferramenta e do motor encontram-se a relação de transmissão do equipamento:

$$i = \frac{\omega_{motor}}{\omega_f} \quad (8)$$

onde:

i - relação de transmissão

ω_{motor} - velocidade angular do motor

4.3. Engrenagens

As dimensões características de uma engrenagem helicoidal estão representadas na Figura 5 e a padronização pela AGMA está indicada na Tabela 2.

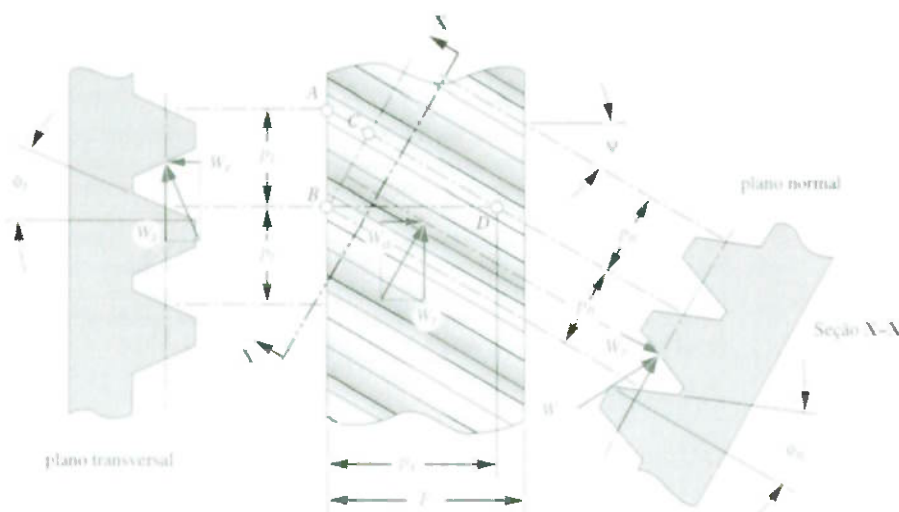


Figura 5 - Engrenagem Helicoidal (Norton, 2004)

Tabela 2 – Especificações AGMA para Dente de Engrenagem de Profundidade Completa (Norton, 2004)

Parâmetro	Passo diametral grosso (p _d < 20)	Passo diametral fino (p _d ≥ 20)
Ângulo de pressão φ	20° ou 25°	20°
Adendo a	1.000 / p _d	1.000 / p _d
Dedendo b	1.250 / p _d	1.250 / p _d
Profundidade de trabalho	2.000 / p _d	2.000 / p _d
Profundidade total	2.250 / p _d	2.200 / p _d + 0.002 in
Espessura circular de referência de dente	1.571 / p _d	1.571 / p _d
Raio de arredondamento – cremalheira básica	0.300 / p _d	não-padronado
Folga básica mínima	0.250 / p _d	0.200 / p _d + 0.002 in
Largura mínima do topo	0.250 / p _d	não-padronado
Folga (dentes polidos ou retificados)	0.350 / p _d	0.350 / p _d + 0.002 in

4.3.1. Parâmetros Característicos das Engrenagens Helicoidais

Nas engrenagens helicoidais existem alguns parâmetros característicos.

Relação entre os Ângulos de Pressão Normal, Pressão Transversal e de Hélice:

Observando a Figura 5 é possível visualizar a relação entre os ângulos da engrenagem:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \quad (9)$$

onde:

ϕ_t - ângulo de pressão transversal

ϕ_n - ângulo de pressão normal

ψ - ângulo de hélice

Numero mínimo de dentes de profundidade completa:

Com o ângulo de pressão, é possível encontrar o número mínimo de dentes da engrenagem:

$$N_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \phi} \quad (10)$$

onde:

$N_{\min}$ - número mínimo de dentes

ϕ - ângulo de pressão

Módulo:

O módulo das engrenagens é definido por:

$$m = \frac{d}{N} \quad (11)$$

onde:

m - módulo

d - diâmetro de referência

N - número de dentes

Distância entre centros:

Geometricamente é possível determinar a distância entre os centros das engrenagens pela equação:

$$C = \frac{d_p + d_g}{2} \quad (12)$$

onde:

C - distância entre centros

d_p - diâmetro de referência do pinhão

d_g - diâmetro de referência da coroa

Passo diametral:

O passo diametral é definido por:

$$p_d = \frac{N}{d} = \frac{\pi}{p_t} = \frac{1}{m} \quad (13)$$

onde:

p_d - passo diametral

p_t - passo transversal

Passo axial:

O passo axial é definido por:

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} = \frac{m \cdot \pi}{\tan \psi} \quad (14)$$

onde:

p_x - passo axial

Razão de contato transversal:

A razão de contato transversal é obtida por:

$$m_p = \frac{p_d \cdot Z'}{\pi \cdot \cos \phi} \quad (15)$$

onde:

m_p - razão de contato transversal

Z' - comprimento de ação

Comprimento de ação:

O comprimento de ação é encontrado pela equação:

$$Z' = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cdot \cos \phi)^2} - C \cdot \sin \phi \quad (16)$$

onde:

r_p - raio de referência do pinhão

a_p - adendo do pinhão

r_g - raio de referência da coroa

a_g - adendo da coroa

Razão de Contato Axial

Calcula-se a razão de contato axial utilizando a equação:

$$m_F = \frac{F}{p_x} = \frac{F \cdot p_d \cdot \tan \psi}{\pi} \quad (17)$$

onde:

m_F - razão de contato axial

F - largura da engrenagem

Essa razão de contato deve ser de pelo menos 1,15 e indica o grau de entrelaçamento helicoidal.

4.3.2. Forças em Engrenagens Helicoidais

A força tangencial pode ser calculada a partir do torque aplicado à coroa:

$$W_t = \frac{2 \cdot T_g}{d_g} \quad (18)$$

onde:

W_t - força tangencial no dente da engrenagem

T_g - torque aplicado à coroa

onde o torque é:

$$T_g = \frac{P_{mf}}{\omega_{motor}} \quad (19)$$

As componentes de força em uma engrenagem helicoidal são:

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi_t \quad (20)$$

$$W_a = W_t \cdot \tan \psi \quad (21)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \psi \cdot \cos \phi_n} \quad (22)$$

onde:

W_r - força radial no dente da engrenagem

W_a - força axial no dente da engrenagem

W - força total no dente da engrenagem

4.3.3. Tensões em engrenagens

Para se determinar o carregamento suportado pela engrenagem, calcula-se a tensão de flexão e a tensão de cisalhamento do dente.

4.3.3.1. Tensão de flexão

A tensão de flexão representa o esforço gerado no pé do dente da engrenagem devido

a flexão do mesmo e é calculada por:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B \cdot K_I \quad (23)$$

onde:

σ_b - tensão de flexão na engrenagem

J - fator geométrico de resistência de flexão

K_a - fator de aplicação à flexão

K_m - fator de distribuição de carga a flexão

K_v - fator dinâmico a flexão

K_s - fator de tamanho a flexão

K_B - fator de espessura de borda a flexão

K_I - fator de ciclo de carga a flexão

4.3.3.1.1. Fator Geométrico de Resistência de Flexão (J)

O fator de resistência de flexão é encontrado na Tabela 3, a seguir.

Tabela 3 – Fator Geométrico de Flexão (Norton, 2004)

Fator geométrico de flexão J da AGMA para $\phi = 20^\circ$, $\psi = 20^\circ$ dentes de profundidade completa com carregamento na ponta																	
Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0,44	0,44											
21	U	U	U	U	0,45	0,46	0,47	0,47									
26	U	U	U	U	0,45	0,49	0,48	0,49	0,50	0,50							
35	U	U	U	U	0,46	0,51	0,49	0,52	0,51	0,53	0,54	0,54					
55	U	U	U	U	0,47	0,54	0,50	0,55	0,52	0,56	0,55	0,57	0,58	0,58			
135	U	U	U	U	0,48	0,58	0,51	0,59	0,54	0,60	0,57	0,61	0,60	0,62	0,64	0,64	

4.3.3.1.2. Fator de Aplicação a Flexão (K_a)

O fator de aplicação a flexão é indicado pela Tabela 4, a seguir.

Tabela 4 – Fatores de Aplicação (Norton, 2004)

Máquina Motora	Máquina Movida		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque Leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque Médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

4.3.3.1.3. Fator de Distribuição de Carga a Flexão (K_m)

A partir da largura da face:

- dentro dos limites: $8 \cdot m < F < 16 \cdot m$
- valor nominal: $F = 12 \cdot m$

encontra-se o fator de distribuição de carga, representado pela Tabela 5, a seguir.

Tabela 5 – Fator de Distribuição de Carga a Flexão (Norton, 2004)

Largura da Face (mm)	K_m
<50	1,6
150	1,7
250	1,8
≥ 500	2,0

4.3.3.1.4. Fator Dinâmico a Flexão (K_v)

O fator dinâmico a flexão é determinado utilizando as equações empíricas:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V_t}} \right)^B \quad (24)$$

$$V_t = \omega_{motor} \cdot \frac{d_g}{2} \quad (25)$$

com os fatores:

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

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \text{ para } 6 \leq Q_v \leq 11$$

onde:

V_t - velocidade da linha de passo de engrenamento

Q_v - índice de qualidade

Sendo o índice de qualidade encontrado pela Tabela 6, a seguir.

**Tabela 6 – Números de Qualidade da Engrenagem Recomendados pela AGMA
(Norton, 2004)**

Números de qualidade de engrenagem recomendados pela AGMA para várias aplicações	
Aplicação	Q_v
Acionador do tambor do misturador de cimento	3-5
Forno de cimento	5-6
Acionadores de fresa de aço	5-6
Selecionador de milho	5-7
Guindaste	5-7
Pressa de esmagamento	5-7
Esteira de mineração	5-7
Máquina de fabricação de caixa de papel	6-8
Mecanismo do medidor de gás	7-9
Furadeira de baixa potência	7-9
Máquina de lavar roupas	8-10
Pressa de impressão	9-11
Mecanismo de computador	10-11
Transmissão de automóveis	10-11
Acionador de antena de radar	10-12
Acionador de propulsor marítimo	10-12
Acionador de motor de avião	10-13
Giroscópio	12-14

4.3.3.1.5. Fator de Tamanho a Flexão (K_s)

O fator de tamanho a flexão recomendado é $K_s = 1$.

4.3.3.1.6. Fator de Espessura de Borda a Flexão (K_B)

A partir das dimensões representadas pela Figura 6, se encontra o fator de espessura de borda a flexão.



Figura 6 – Parâmetros para o Fator de Espessura de Borda a Flexão (Norton, 2004)

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (26)$$

$$K_B = -2 \cdot m_B + 3,4 \quad \text{Para } 0,5 \leq m_B \leq 1,2 \quad (27)$$

$$K_B = 1,0 \quad \text{para } m_B > 1,2 \quad (28)$$

onde:

m_B - razão de recuo

t_R - espessura da borda medida do diâmetro da raiz do dente até o diâmetro interno da borda

h_t - profundidade total do dente

4.3.3.1.7. Fator de Ciclo de Carga a Flexão (K_f)

O fator de ciclo de carga a flexão é definido por:

- $K_f = 1,42$ para engrenagem solta;
- $K_f = 1,0$ para engrenagem não-solta.

4.3.3.2. Tensão de superfície

A tensão de superfície representa a carga de compressão atuante na superfície de

contato do dente da engrenagem e é calculada por:

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f} \quad (29)$$

onde:

σ_c - tensão de superfície na engrenagem

C_p - coeficiente elástico de superfície

I - fator geométrico de superfície

C_a - fator de aplicação de superfície

C_m - fator de distribuição de carga de superfície

C_v - fator dinâmico de superfície

C_s - fator de tamanho de superfície

C_f - fator de acabamento superficial de superfície

4.3.3.2.1. Coeficiente Elástico de Superfície (C_p)

O coeficiente elástico de superfície é calculado por:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (30)$$

onde:

ν_p - coeficiente de Poisson do pinhão

E_p - módulo de elasticidade do pinhão

ν_g - coeficiente de Poisson da coroa

E_g - módulo de elasticidade da coroa

Baseando-se no valor hipotético $\nu_p = \nu_g = 0,3$, se constrói a Tabela 7, a seguir.

Tabela 7 – Coeficiente Elástico de Superfície (Norton, 2004)

O coeficiente elástico C_p da AGMA em unidades de $(\text{psi})^{0,5}$ $([\text{MPa}]^{0,5})^{1/2}$							
Material pinhão	E_p psi (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

¹ Os valores de E_p nesta tabela são aproximados e $\nu = 0,3$ foi usado como um coeficiente de Poisson aproximado para todos os materiais. Se números mais precisos para E_p e ν estiverem disponíveis, eles devem ser usados na equação 11.23 para obter C_p .

4.3.3.2.2. Fator Geométrico de Superfície (I)

O fator geométrico de superfície calculado utilizando a fórmula:

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right) \cdot d_p \cdot m_N} \quad (31)$$

onde:

ρ_p - raio de curvatura do pinhão

ρ_g - raio de curvatura da coroa

m_N - razão de divisão de carga

sendo os raios de curvatura e a razão de divisão de carga calculados por:

$$\rho_p = \sqrt{\{0,5 \cdot [(r_p + a_p) + (C - r_g - a_g)]\}^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2} \quad (32)$$

$$\rho_g = C \cdot \sin \phi - \rho_p \quad (33)$$

$$m_N = \frac{F}{L_{\min}} \quad (34)$$

onde:

$L_{\min}$ - comprimento mínimo das linhas de contato

sendo o comprimento mínimo de contato definido por:

$$\text{se } n_a \leq 1 - n_r \quad L_{\min} = \frac{m_p \cdot F - n_a \cdot n_r \cdot p_x}{\cos \psi_b} \quad (35)$$

$$\text{se } n_a > 1 - n_r \quad L_{\min} = \frac{m_p \cdot F - (1 - n_a) \cdot (1 - n_r) \cdot p_x}{\cos \psi_b} \quad (36)$$

onde:

n_a - parte fracionária de m_p

n_r - parte fracionária de m_p

ψ_b - ângulo de hélice de base

sendo o ângulo de hélice de base calculado por:

$$\psi_b = \cos^{-1} \left(\cos \psi \cdot \frac{\cos \phi_n}{\cos \phi} \right) \quad (37)$$

4.3.3.2.3. Fator de Aplicação de Superfície ($C_a = K_a$)

É definido da mesma maneira que o Fator de Aplicação a Flexão.

4.3.3.2.4. Fator de Distribuição de Carga de Superfície ($C_m = K_m$)

É definido da mesma maneira que o Fator de Distribuição de Carga a Flexão.

4.3.3.2.5. Fator Dinâmico de Superfície ($C_v = K_v$)

É definido da mesma maneira que o Fator de Dinâmico a Flexão.

4.3.3.2.6. Fator de Tamanho de Superfície ($C_s = K_s$)

É definido da mesma maneira que o Fator de Tamanho a Flexão.

4.3.3.2.7. Fator de Acabamento Superficial de Superfície (C_f)

Pela referência do *Norton* (2004), é recomendado utilizar o fator de acabamento superficial de superfície unitário ($C_f = 1$).

4.3.4. Resistência à Fadiga

A resistência a fadiga é quem determinará a tensão máxima suportada pela engrenagem.

4.3.4.1. Resistência à Fadiga de Flexão

A fórmula de correção para a resistência à fadiga de flexão é dada por:

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S_{fb}' \quad (38)$$

onde:

S_{fb} - resistência à fadiga de flexão corrigida

K_L - fator de vida a flexão

K_T - fator de temperatura a flexão

K_R - fator de confiabilidade a flexão

S_{fb}' - resistência à fadiga de flexão

A resistência à fadiga de flexão para diversos materiais está expressa na Tabela 8, a seguir.

Tabela 8 – Resistência à Fadiga de Flexão (Norton, 2004)

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência a fadiga de flexão	
					psi x 10 ³	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecimento completo	210 HB	31-41	210-280
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520
		AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	34-45	230-310
		AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
		Nitroliga 135AA	Nitretado	90,0 HR15N	38-48	270-330
		Nitroliga	Nitretado	90,0 HR15N	40-50	280-345
		2,5% Cromo	Nitrelado	87,5-90,0 15N	55-65	380-450
Ferro recozido	20	Class 20	Como fundido		5	35
	30	Class 30	Como fundido	175 HB	8	69
	40	Class 40	Como fundido	200 HB	13	90
Ferro nodular (ductil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160

4.3.4.1.1. Fator de Vida a Flexão (K_L)

O fator de vida a flexão é encontrado utilizando a Figura 7, a seguir.

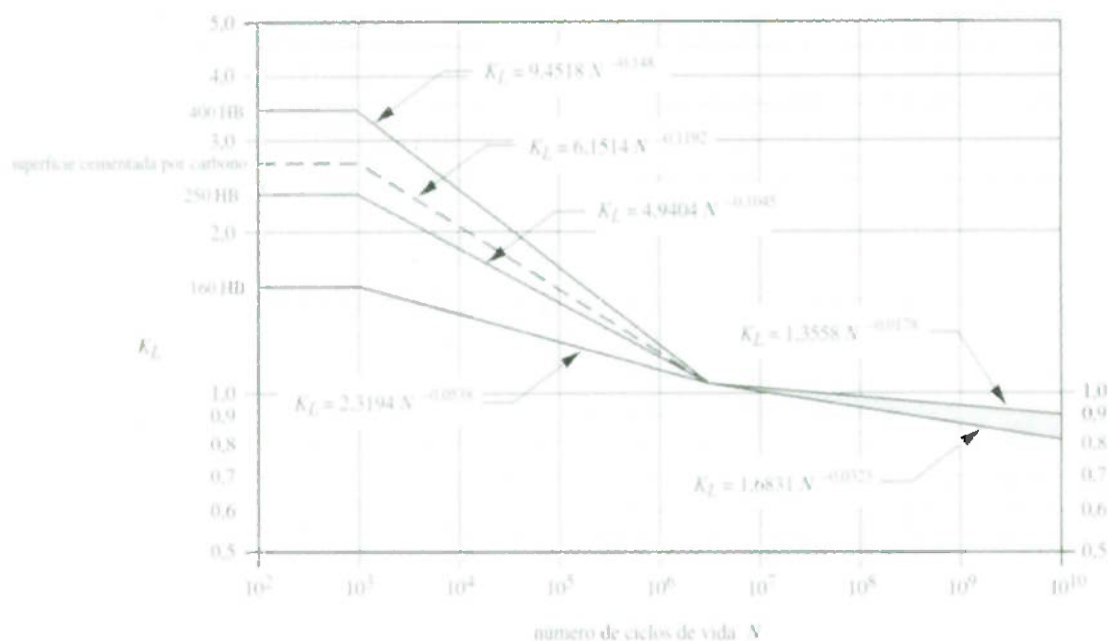


Figura 7 – Fator de Vida para Resistência à Flexão (Norton, 2004)

4.3.4.1.2. Fator de Temperatura a Flexão (K_T)

Segundo a referência do Norton (2004), para aços em óleos com temperaturas até cerca de 120 °C, pode-se atribuir um valor igual a 1 (um) para o fator de temperatura a flexão.

4.3.4.1.3. Fator de Confiabilidade a Flexão (K_R)

O fator de confiabilidade é indicado pela Tabela 9, a seguir.

Tabela 9 – Fator de Confiabilidade a Flexão (AGMA)

Confiabilidade (%)	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,5

4.3.4.2. Resistência à Fadiga de Superfície

A fórmula de correção para a resistência à fadiga de superfície é:

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc}' \quad (39)$$

onde:

S_{fc} - resistência à fadiga de superfície corrigida

C_L - fator de vida de superfície

C_H - fator de razão de dureza de superfície

C_T - fator de temperatura de superfície

C_R - fator de confiabilidade de superfície

S_{fc}' - resistência à fadiga de superfície

Sendo a resistência à fadiga de superfície para diversos materiais representados na Tabela 10, a seguir.

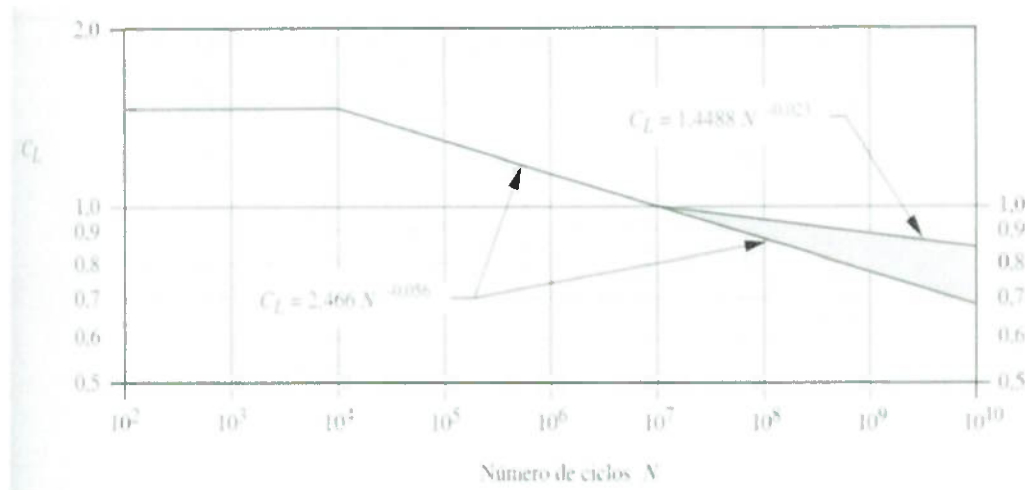
Tabela 10 - Resistência a Fadiga de Superfície (Norton, 2004)

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência a fadiga de flexão	
					psi x 10 ³	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecimento completo	240 HB	105-115	720-790
			Endurecimento completo	300 HB	120-135	830-930
			Endurecimento completo	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecimento completo	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecimento por chama ou indução	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecimento por chama ou indução	54 HRC	175-195	1200-1300
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	180-225	1250-1300
		AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	155-180	1100-1250
		AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	150-175	1050-1200
		Nitroliza 135M	Nitretado	90,0 HR15N	170-195	1170-1350
		Nitroliza	Nitretado	90,0 HR15N	195-205	1340-1410
Ferro fundido	20, 30, 40	Classe 20, 30, 40	Como fundido		50-60	340-410
				175 HB	65-70	450-520
				200 HB	75-85	520-590
Ferro nodular (ductil)	A-7-a, A-7-c, A-7-d, A-7-e	60-40-18	Recozido	140 HB	77-92	530-630
		80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	77-92	530-630
		100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770
		120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	103-126	710-870
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c, A-8-e, A-8-f, A-8-i	45007		165 HB	72	500
		50005		180 HB	78	540
		53007		195 HB	83	570
		80002		240 HB	94	650
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	30	450
	Al/Br 3	ASTM B-119 78 liga 95-1	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	65	450

4.3.4.2.1. Fator de Vida de Superfície (C_L)

O fator de vida de superfície é encontrado utilizando a Figura 8, a seguir.

Figura 8 – Fator de Vida para Resistência à Fadiga de Superfície (Norton, 2004)



4.3.4.2.2. Fator de Razão de Dureza de Superfície (C_H)

Leva em conta situações nas quais os dentes do pinhão são mais duros que os dentes da coroa, assim, atuam para endurecer as superfícies do dente da coroa quando em funcionamento. Este fator é aplicado apenas para a resistência do dente da coroa.

Para pinhões e coroas endurecidos completamente:

$$C_H = 1 + A \cdot (m_G - 1) \quad (40)$$

$$\text{se } \frac{HB_p}{HB_g} < 1,2 \text{ então } A = 0 \quad (41)$$

$$\text{se } 1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1,7 \text{ então } A = 0,00898 \cdot \frac{HB_p}{HB_g} - 0,00829 \quad (42)$$

$$\text{se } \frac{HB_p}{HB_g} > 1,7 \text{ então } A = 0,00698 \quad (43)$$

onde a Razão de Engrenamento (m_G) é:

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} \quad (44)$$

4.3.4.2.3. Fator de Temperatura de Superfície ($C_T = K_T$)

Segundo a referência do Norton (2004), para aços em óleos com temperaturas até cerca de 120 °C, pode-se atribuir um valor igual a 1 para o fator de temperatura de superfície.

4.3.4.2.4. Fator de Confiabilidade de Superfície ($C_R = K_R$)

O fator de confiabilidade de superfície é definido da mesma maneira que o fator de confiabilidade a flexão.

4.4. Dimensionamento dos Eixos

Inicialmente deve-se construir um diagrama com as forças aplicadas no eixo a ser calculado, e em seguida construir o Diagrama de Momentos Fletores para o respectivo eixo, a fim de visualizar o carregamento.

Utilizando a equação de dimensionamento de eixo apresentado na referência (Norton, 2004), deduzido para um eixo sob ação de flexão alternada e torção fixa, representada a seguir.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot CS}{\pi} \cdot \left[\left(k_f \cdot \frac{M_f}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(k_{fs} \cdot \frac{T}{S_{esc}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (45)$$

Onde os parâmetros existentes na fórmula são definidos nos próximos tópicos (5.4.1. a 5.4.3.).

4.4.1. Limite de Resistência

O limite de resistência não corrigido para aços é definido por:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (46)$$

onde:

S_e' - limite de resistência não corrigido

S_{ut} - tensão última

E o limite de resistência corrigido é definido por:

$$S_e = C_{carregamento} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superfície} \cdot C_{temperatura} \cdot C_{confiabilidade} \cdot S_e' \quad (47)$$

onde:

S_e - limite de resistência corrigido

$C_{carregamento}$ - fator de carregamento

$C_{tamanho}$ - fator de tamanho

$C_{superfície}$ - fator de superfície

$C_{temperatura}$ - fator de temperatura

$C_{confiabilidade}$ - fator de confiabilidade

4.4.1.1. Fator de Carregamento

Para um carregamento de flexão, o Fator de Carregamento é definido por

$$C_{carregamento} = 1.$$

4.4.1.2. Fator de Tamanho

Para um diâmetro de eixo dentro do intervalo $8mm \leq d \leq 250mm$, utiliza-se a expressão a seguir para expressar o Fator de Tamanho:

$$C_{tamanho} = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad (48)$$

4.4.1.3. Fator de Superfície

O Fator de Superfície é definido pela equação a seguir:

$$C_{superfície} = A \cdot (S_{ut})^b \quad (49)$$

Sendo os coeficientes para uma superfície usinada definidos por: $\begin{cases} A = 4,51 \\ b = -0,265 \end{cases}$

4.4.1.4. Fator de Temperatura

O fator de Temperatura utilizado para baixas temperaturas é definido por $C_{temperatura} = 1$.

4.4.1.5. Fator de Confiabilidade

O Fator de Confiabilidade é definido utilizando a Tabela 11.

Tabela 11 – Fator de Confiabilidade (Norton, 2004)

Confiabilidade (%)	$C_{confiabilidade}$
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

4.4.2. Sensibilidade ao Entalhe

O fator de Sensibilidade ao entalhe é encontrado à partir da utilização da Figura 9.

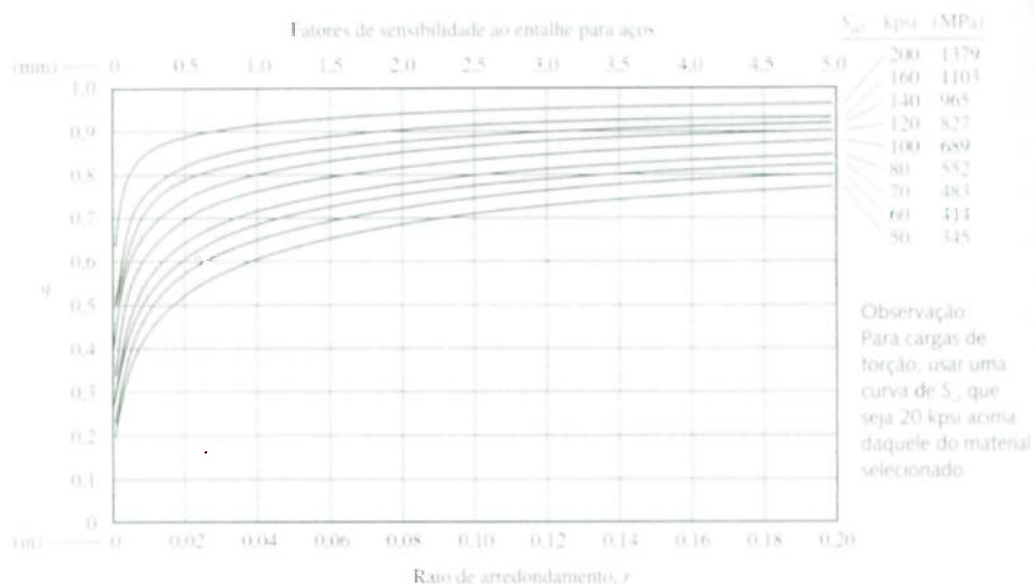


Figura 9 – Fator de Sensibilidade ao Entalhe (Norton, 2004)

4.4.3. Concentração de Tensão

O fator de concentração de tensão para entalhe são encontrados à partir do uso da

Figura 10, Figura 11 e Figura 12.

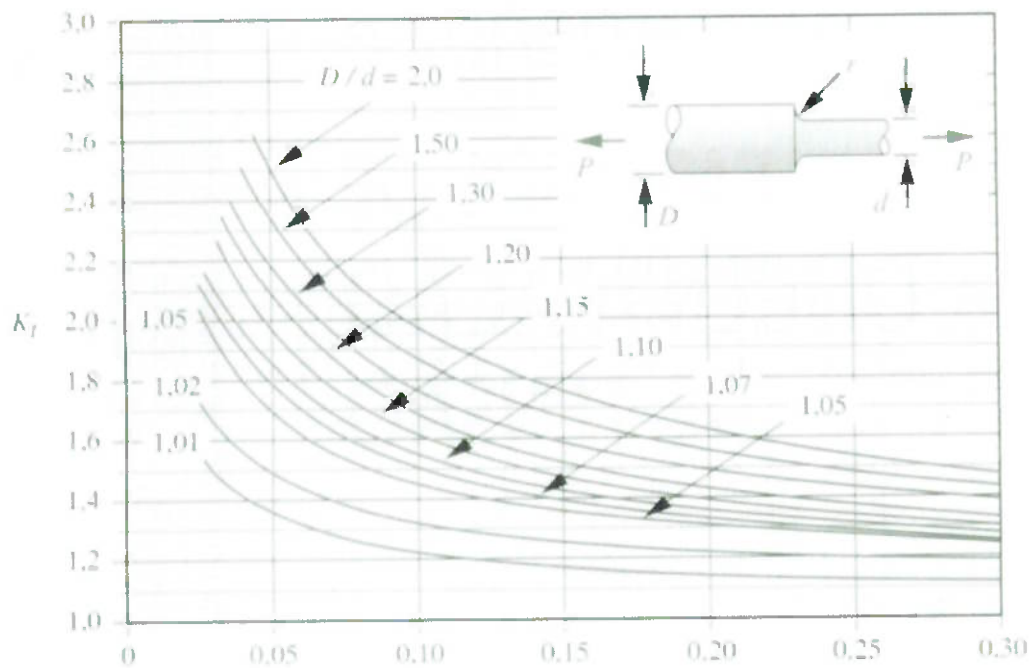


Figura 10 – Concentração de Tensão – Tração (Norton, 2004)

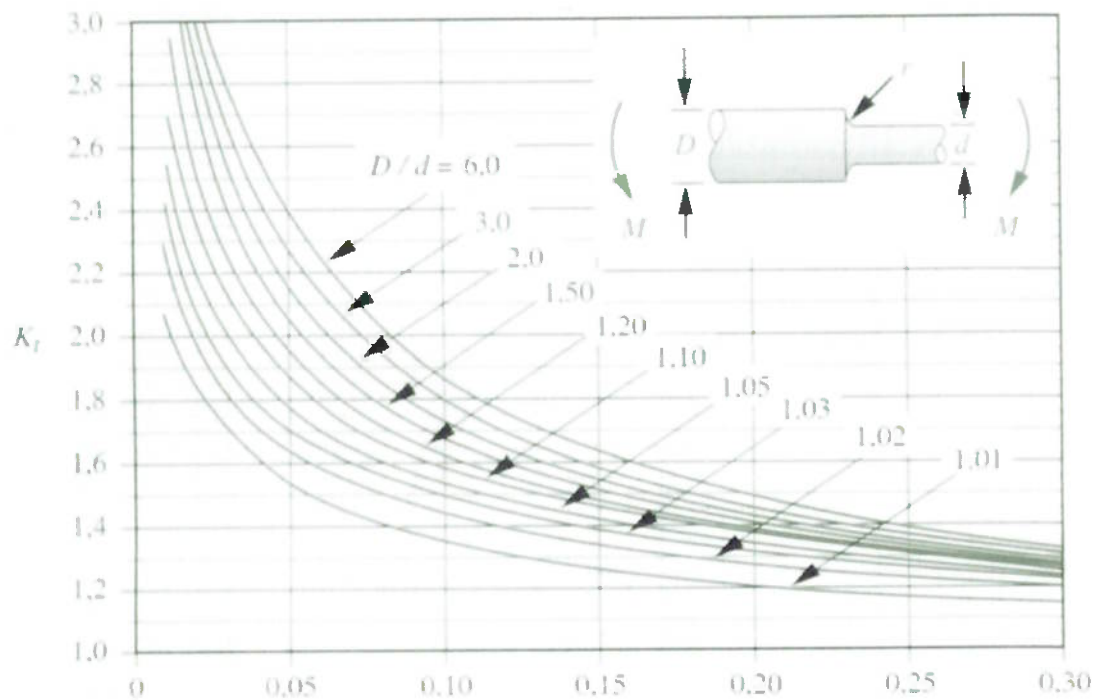


Figura 11 – Concentração de Tensão – Flexão (Norton, 2004)

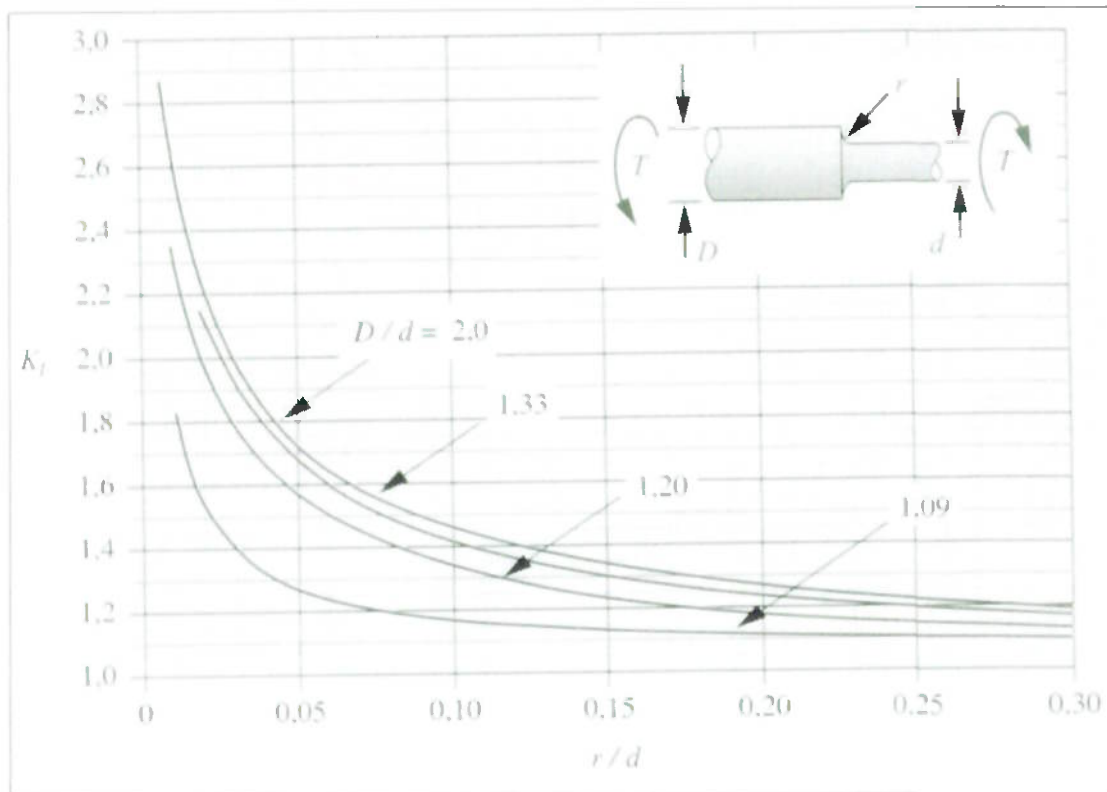


Figura 12 – Concentração de Tensão – Torção (Norton, 2004)

E o fator de concentração de tensão para o rasgo de chaveta é encontrado utilizando a Figura 13.

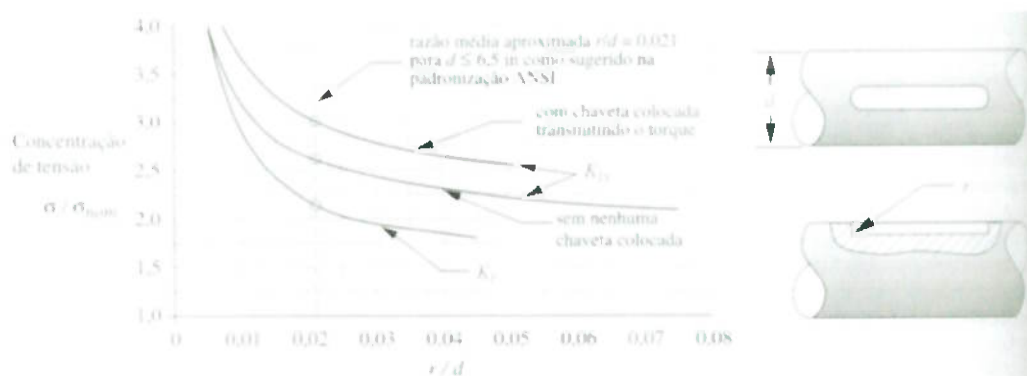


Figura 13 – Fatores de Concentração de Tensão para Chaveta Produzida por Fresadora de Topo (Norton, 2004)

Sendo a Concentração de Tensão definida por.

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad (50)$$

$$k_{fs} = 1 + q \cdot (k_{ts} - 1) \quad (51)$$

onde:

k_f - concentração de tensão a flexão

q - sensibilidade ao entalhe

k_t - fator de concentração de tensão à flexão

k_{fs} - concentração de tensão à torção

k_{ts} - fator de concentração de tensão à torção

4.5. Seleção dos Rolamentos

A vida nominal para rolamento de esferas, em horas, possui a seguinte modelagem, que é fornecida pela referência da *NSK Rolamentos* (1998):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_d}{P} \right)^3 \Rightarrow C_d = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \cdot P \quad (52)$$

onde:

P - carga equivalente

A força radial atuante no rolamento é encontrada por:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (53)$$

onde:

F_r - carga radial constante aplicada

F_x - força na direção x

F_y - força na direção y

A carga dinâmica equivalente do rolamento é encontrada por:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (54)$$

onde:

X - fator radial

V - fator de rotação

Y - fator axial

F_a - força axial constante aplicada

Para o anel interno rodando, $V=1$. E as constantes X e Y são encontrados utilizando as Tabela 12 e Tabela 13.

Tabela 12 – Fatores de Carga de Rolamentos Fixos de Esferas (Norton, 2004)

$\frac{C_{or}}{F_a}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
5	0,35	1	0	0,86	1,26
10	0,29	1	0	0,56	1,49
15	0,27	1	0	0,56	1,64
20	0,25	1	0	0,56	1,76
25	0,24	1	0	0,56	1,85
30	0,23	1	0	0,56	1,92
50	0,20	1	0	0,56	2,13
70	0,19	1	0	0,56	2,28

Tabela 13 – Fatores de Carga de Rolamentos de Esferas de Contato Angular (Norton, 2004)

Ângulo de Contato	$\frac{C_{or}}{F_a}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
			X	Y	X	Y
15°	5	0,51	1	0	0,44	1,10
	10	0,47	1	0	0,44	1,21
	15	0,44	1	0	0,44	1,28
	20	0,42	1	0	0,44	1,32
	25	0,41	1	0	0,44	1,36
	30	0,40	1	0	0,44	1,38
	50	0,39	1	0	0,44	1,44
25°	-	0,68	1	0	0,41	0,87
30°	-	0,8	1	0	0,39	0,76
40°	-	1,14	1	0	0,35	0,57

Sendo as dimensões indicadas ilustradas na Figura 14, a seguir:

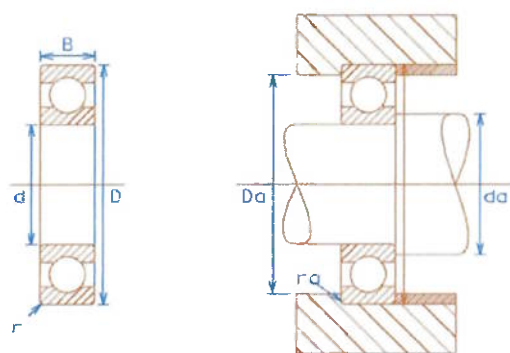


Figura 14 – Dimensões do Rolamento

4.6. Seleção das Chavetas

As dimensões características da chaveta estão indicadas na Figura 15.

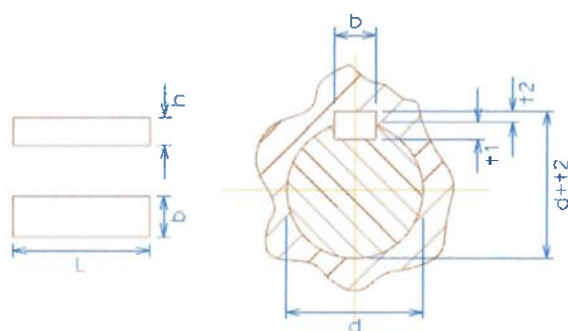


Figura 15 – Dimensões da Chaveta

4.6.1. Força Atuante na Chaveta

A força atuante na chaveta é:

$$F_{ch} = \frac{T}{\frac{d}{2}} \quad (55)$$

onde:

F_{ch} - força atuante na chaveta

T - momento torçor

Sabe-se por Von Mises que:

$$\tau_{esc} = \frac{\sigma_{esc}}{\sqrt{3}} \quad (56)$$

onde:

τ_{esc} - tensão cisalhante de escoamento

σ_{esc} - tensão de escoamento

4.6.2. Critério da Força Máxima por Cisalhamento

Pelo critério da força máxima de cisalhamento, tem-se:

$$F_{\max \tau} = CS \cdot \tau_{esc} \cdot A_{ch \tau} \quad (57)$$

$$A_{ch \tau} = b \cdot L \quad (58)$$

onde:

$F_{\max \tau}$ - força máxima cisalhante na chaveta

CS - coeficiente de segurança

$A_{ch \tau}$ - área cisalhante da chaveta

b - largura da chaveta

L - comprimento da chaveta

Trabalhando algebricamente, encontra-se:

$$F_{\max \tau} = CS \cdot \frac{\sigma_{esc}}{\sqrt{3}} \cdot b \cdot L \Rightarrow L = \frac{CS \cdot F_{\max \tau} \cdot \sqrt{3}}{\sigma_{esc} \cdot b} \Rightarrow L \geq \frac{CS \cdot F_{ch} \cdot \sqrt{3}}{\sigma_{esc} \cdot b} \quad (59)$$

4.6.3. Critério da Força Máxima por Compressão

Pelo critério da força máxima por compressão, tem-se:

$$F_{\max \sigma} = CS \cdot \sigma_{esc} \cdot A_{ch \sigma} \quad (60)$$

$$A_{ch \sigma} = \frac{h}{2} \cdot L \quad (61)$$

onde:

$F_{\max \sigma}$ - força máxima de compressão na chaveta

$A_{ch \sigma}$ - área comprimida da chaveta

h - altura da chaveta

Trabalhando algebricamente, encontra-se:

$$F_{\max \sigma} = CS \cdot \sigma_{esc} \cdot \frac{h}{2} \cdot L \Rightarrow L = \frac{2 \cdot CS \cdot F_{\max \sigma}}{\sigma_{esc} \cdot h} \Rightarrow L \geq \frac{2 \cdot CS \cdot F_{ch}}{\sigma_{esc} \cdot h} \quad (62)$$

4.7. Fixação da Caixa de Engrenagem – Parafusos

Para os parafusos, utiliza-se a rosca do padrão ISO. Estando este padrão ilustrado na Figura 16 e com as principais dimensões na Tabela 14.

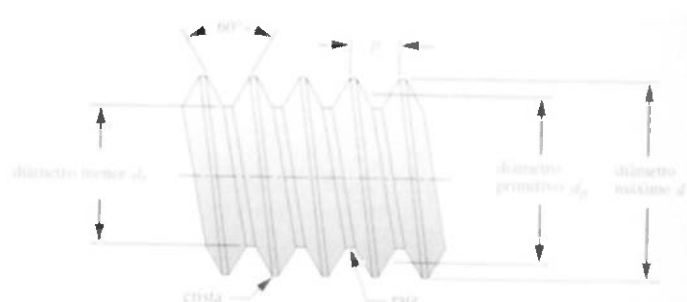


Figura 16 – Rosca Padrão ISO (Norton, 2004)

Tabela 14 – Dimensões Principais de Roscas de Parafusos Métricos Padrão ISO (Norton, 2004)

Diâmetro maior d (mm)	Roscas grossas – UNC		
	Passo p (mm)	Diâmetro menor dr (mm)	Área de tração At (mm ²)
3,0	0,50	2,39	5,03
3,5	0,60	2,76	6,78
4,0	0,70	3,14	8,78
5,0	0,80	4,02	14,18
6,0	1,00	4,77	20,12
7,0	1,00	5,77	28,86
8,0	1,25	6,47	36,61
10,0	1,50	8,16	57,99
12,0	1,75	9,85	84,27
14,0	2,00	11,55	115,44
16,0	2,00	13,55	156,67
18,0	2,50	14,93	192,47
20,0	2,50	16,93	244,79
22,0	2,50	18,93	303,40
24,0	3,00	20,32	352,50
17,0	3,00	23,32	469,41
30,0	3,50	25,71	560,59
33,0	3,50	28,71	693,55
36,0	4,00	31,09	816,72
39,0	4,00	34,09	975,75

Sabe-se que o coeficiente de atrito estático (μ_e) para aço-aço é 0,74 e o coeficiente de atrito dinâmico (μ_d) é 0,57.

4.7.1. Tensão Axial

A tensão axial atuante no parafuso é:

$$\sigma_t = \frac{F_p \cdot CS}{A_t} \quad (63)$$

onde:

σ_t - tensão axial atuante no parafuso

F_p - força atuante no parafuso

A_t - área transversal resistente do parafuso

4.7.2. Tensão de Cisalhamento

A área resistente do filete de rosca é:

$$A_s = \pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot p \quad (64)$$

onde:

A_s - área resistente do filete do parafuso

d_r - diâmetro menor do parafuso

w_i - fator de área para área de cisalhamento por corte da rosca menor

A área resistente do rasgamento de rosca é:

$$A_s = \pi \cdot d \cdot w_o \cdot p \quad (65)$$

onde:

w_o - fator de área para área de cisalhamento por corte da rosca maior

E a tensão de cisalhamento do parafuso é calculada utilizando-se a menor área resistente do filete do parafuso utilizando a equação:

$$\tau_s = \frac{F_p \cdot CS}{A_s} \quad (66)$$

onde:

τ_s - tensão cisalhante do parafuso

Para o padrão ISO, os fatores de área para a área de cisalhamento por corte da rosca menor e maior são:

$$\begin{cases} w_i = 0,80 \\ w_o = 0,88 \end{cases}$$

5. MEMORIAL DE CÁLCULO

Depois de definida a metodologia de cálculo, iniciou-se o dimensionamento da fresadora de topo. Como é apresentado na sequência.

5.1. Motores

Já possuindo as restrições do projeto, inicia-se o dimensionamento da fresadora pela seleção e determinação dos motores a serem utilizados.

5.1.1. Para a Ferramenta

Utilizando a Equação 1 para o cálculo da potência de fresamento, tem-se:

$$T_f = 600 \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} \right) \Rightarrow T_f = 3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\omega_f = 5000 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \Rightarrow \omega_f = 523,60 \text{ rad/s}$$

$$P_f = T_f \cdot \omega_f \Rightarrow P_f = 3 \cdot 523,60 \Rightarrow P_f = 1571 \text{ W}$$

Rendimento total:

Considerando o rendimento dos mancais de rolamento e das engrenagens como sendo:

Mancais de rolamento: $\eta_{\text{rolamento}} = 99,5\%$ (par)

Par de engrenagens: $\eta_{\text{engrenagem}} = 99\%$

E sabendo-se que haverá uma caixa de transmissões de uma velocidade, tem-se e utilizando-se da Equação 2:

$$\eta_f = \eta_{\text{rolamento}}^x \cdot \eta_{\text{engrenagem}}^y \Rightarrow \eta_f = 0,995^2 \cdot 0,99^1 \Rightarrow \eta_f = 0,98$$

Desta maneira, utilizando a Equação 3, encontra-se a potência necessária para o motor:

$$P_{mf} = \frac{P_f}{\eta_f} \Rightarrow P_{mf} = \frac{1571}{0,98} \Rightarrow P_{mf} = 1603 \text{ W}$$

Utilizando-se a referência da *WEG – Motores Elétricos* (2002), selecionou-se o

motor representado pela Tabela 15 abaixo.

Tabela 15 – Motor Selecionado

Motor Trifásico Alto Rendimento Plus				
Pólos	kW	RPM	Momento de Inércia (kg.m ²)	Peso (kg)
4	2,2	1730	0,00672	23

5.1.2. Para o Avanço da Mesa

Sendo a força de movimentação da mesa:

$$W_m = 600 \cdot \cos 45^\circ \Rightarrow W_m = 424 \text{ N}$$

Tendo os possíveis fusos capazes de suportar as cargas atuantes, agora é necessário verificar a velocidade de avanço para determinar a rotação do motor utilizando a Equação 5:

$$\left(\frac{25}{60}\right) = \omega_{\text{mesa}} \cdot 1 \cdot (10 \cdot 10^{-3}) \Rightarrow \omega_{\text{mesa}} = 2500 \text{ rpm} = 41,7 \text{ rps}$$

E utilizando a Equação 4 encontra-se a potência de avanço da mesa:

$$P_m = (600 \cdot \cos 45^\circ) \cdot \left(\frac{25}{60}\right) \Rightarrow P_m = 177 \text{ W}$$

5.1.2.1. Seleção do Fuso de Esferas

Utilizando a equação da estimativa da vida dos fusos, Equação 6, pode ser calculada a capacidade de carga necessária para o fuso, assim:

$$7000 = \frac{\left(\frac{C_d}{424 \cdot 1,5}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot 2500} \Rightarrow C_d = 6464 \text{ N}$$

Sendo selecionado o fuso TN 25 x 10R da SKF:

Tabela 16 – Fuso Selecionado

Diâmetro Nominal (mm)	Passo (mm)
25	10

5.1.2.2. Seleção da Guia Linear

A capacidade de carga para as guias lineares com carga predominante lateral é obtida utilizando a Equação 7:

$$7000 = \frac{50 \cdot 10^3}{60 \cdot 25} \cdot \left[\frac{Car}{1,5 \cdot (424 + 0,5 \cdot 0)} \right]^3 \Rightarrow Car = 3780 \text{ N}$$

Sendo selecionada a guia linear indicada na Tabela 17 que possuirá dois patins.

Tabela 17 – Guia Linear Selecionada (SKF)

Modelo	Dimensões do Patim		Comprimento do Trilho	Capacidade de Carga				
	W ₁	L ₁		Dinâmico C (N)	Estático C0 (B)	Torque Estático (N.m)		
LLRHS 45 LU	86	174,1	500	90400	128500	1700	2425	3470
LLRHS 45 LR	86	174,1	500	90400	128500	1700	2425	3470

5.1.2.3. Seleção do Servomotor

Com a potência e a rotação do eixo do fuso, seleciona-se o Servomotor da NSK, que está indicado na Tabela 18.

Tabela 18 – Característica do Servomotor (NSK, 2004))

	XY-M33361
Potência de operação (W)	300
Torque de operação (N.m)	0,944
Torque máximo (N.m)	2,83
Rotação de operação (rpm)	3000
Rotação máxima (rpm)	4000
Momento de inércia do rotor (kg.m ²)	10 ⁻⁴
Massa (kg)	2,5
Tensão (V)	220

Sendo desta maneira, necessário a utilização de um redutor na saída do servomotor.

5.2. Relações de Transmissão

Tendo-se as velocidades de rotação da ferramenta e do motor é possível se encontrar a relação de transmissão do equipamento utilizando a Equação 8:

$$i = \frac{\omega_{motor}}{\omega_f} \Rightarrow i = \frac{1730}{5000} \Rightarrow i = 0,346$$

Desta maneira, a caixa de transmissão fará uma amplificação de rotação.

5.3. Engrenagens

Para a transmissão de potência do motor para a ferramenta, utilizar-se-á engrenagens, sendo necessário seu dimensionamento.

5.3.1. Parâmetros Característicos das Engrenagens Helicoidais

Para o cálculo da engrenagem, parte-se de um módulo 3 mm, com ângulo de hélice de 20° e ângulo de pressão normal de 20°.

Relação entre os Ângulos de Pressão Normal, Pressão Transversal e de Hélice:

Para encontrar o valor do ângulo de pressão normal, utiliza-se a Equação 9:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \Rightarrow \tan 20^\circ = \frac{\tan \phi_n}{\cos 20^\circ} \Rightarrow \phi_n = 18,9^\circ$$

Número mínimo de dentes de profundidade completa:

Para se encontrar o número mínimo de dentes da engrenagem para um ângulo de pressão de 20°, utiliza-se a Equação 10:

$$N_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \phi} \Rightarrow N_{\min} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} \Rightarrow N_{\min} = 17,1$$

Para se obter uma relação adequada entre a coroa e o pinhão se adotou 21 dentes para o pinhão, e com isso, utilizando a relação de transmissão, encontrou-se o número de dentes da coroa:

$$i = \frac{N_p}{N_g} \Rightarrow 0,346 = \frac{21}{N_g} \Rightarrow N_g = 60,7$$

Desta maneira se adotou 61 dentes para a coroa, o que resulta numa relação de transmissão efetiva de:

$$i = \frac{N_p}{N_g} \Rightarrow i = \frac{21}{61} \Rightarrow i = 0,344$$

onde:

N_p - número de dentes do pinhão

N_g - número de dentes da coroa

Módulo

Para encontrar a engrenagem ideal, altera-se o módulo até encontrar aquela que resista à tensão de flexão e a tensão de superfície, que serão calculadas nas seções 6.3.3.1. e 6.3.3.2., respectivamente.

Tendo-se o módulo e o número de dentes é possível, utilizando a Equação 11 encontrar os diâmetros primitivos das engrenagens:

$$3 = \frac{d_p}{21} \Rightarrow d_p = 63 \text{ mm}$$

$$3 = \frac{d_g}{61} \Rightarrow d_g = 183 \text{ mm}$$

Adendo, Dedendo, Largura da face

Pelas especificações da AGMA, explicitadas utilizando a Tabela 2, tem-se:

$$a = m \Rightarrow a = 3 \text{ mm}$$

$$b = 1,25 \cdot m \Rightarrow b = 3,75 \text{ mm}$$

A largura da face deve estar dentro do intervalo $8 \cdot m \leq F \leq 16 \cdot m$, com valor nominal de $F = 12 \cdot m$. Assim esta engrenagem possui a seguinte largura de face:

$$\begin{cases} F_{\text{mínimo}} = 8 \cdot 3 \\ F_{\text{máximo}} = 16 \cdot 3 \\ F_{\text{nominal}} = 12 \cdot 3 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{\text{mínimo}} = 24 \text{ mm} \\ F_{\text{máximo}} = 48 \text{ mm} \\ F_{\text{nominal}} = 36 \text{ mm} \end{cases}$$

Sendo adotada uma largura de face de 36 mm para a coroa e 39 mm para o pinhão, que por natureza deve ser mais largo que a coroa.

Distância entre centros

Utilizando a Equação 12, obtém-se a distância entre centros:

$$C = \frac{d_p + d_g}{2} \Rightarrow C = \frac{63 + 183}{2} \Rightarrow C = 123 \text{ mm}$$

Passo diametral

Utilizando a Equação 13, obtém-se o passo diametral:

$$p_d = \frac{1}{3} \Rightarrow p_d = 0,33 \text{ mm}^{-1}$$

Passo axial

Utilizando a Equação 14, obtém-se o passo axial:

$$p_x = \frac{3 \cdot \pi}{\tan 20^\circ} \Rightarrow p_x = 25,9 \text{ mm}$$

Razão de contato transversal

Para o cálculo da razão de contato transversal, é necessário efetuar o cálculo do comprimento de ação utilizando a Equação 16:

$$\begin{aligned} Z' &= \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cdot \cos \phi)^2} - C \cdot \sin \phi \\ Z' &= \sqrt{\left(\frac{63}{2} + 3\right)^2 - \left(\frac{63}{2} \cdot \cos 20^\circ\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{183}{2} + 3\right)^2 - \left(\frac{183}{2} \cdot \cos 20^\circ\right)^2} - 123 \cdot \sin 20^\circ \\ Z' &= 14,86 \text{ mm} \end{aligned}$$

Assim a razão de contato transversal pode ser calculada utilizando a Equação 15:

$$m_p = \frac{p_d \cdot Z'}{\pi \cdot \cos \phi} \Rightarrow m_p = \frac{0,33 \cdot 14,86}{\pi \cdot \cos 20^\circ} \Rightarrow m_p = 1,678$$

Razões de Contato Axial

A razão de contato axial é calculada utilizando a Equação 17:

$$m_F = \frac{F \cdot p_d \cdot \tan \psi}{\pi} \Rightarrow m_F = \frac{36 \cdot 0,33 \cdot \tan 20^\circ}{\pi} \Rightarrow m_F = 1,39$$

Como esta razão é maior do que 1,15, o grau de entrelaçamento helicoidal permite o bom funcionamento da engrenagem.

5.3.2. Forças em Engrenagens Helicoidais

Para o cálculo da força tangencial é necessário conhecer o torque aplicado ao eixo, que é obtido utilizando a Equação 19:

$$T_g = \frac{P_{mf}}{\omega_{motor}} \Rightarrow T_p = \frac{2200}{\left(1730 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{3600}\right)} \Rightarrow T_p = 12,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A força tangencial pode ser utilizando a Equação 18:

$$W_t = \frac{2 \cdot T_g}{d_g} \Rightarrow W_t = \frac{2 \cdot 12,1}{(183 \cdot 10^{-3})} \Rightarrow W_t = 132,7 \text{ N}$$

As componentes de força da engrenagem helicoidal são calculadas utilizando as Equação 20, Equação 21 e Equação 22:

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi_t \Rightarrow W_r = 132,7 \cdot \tan 20^\circ \Rightarrow W_r = 48,3 \text{ N}$$

$$W_a = W_t \cdot \tan \psi \Rightarrow W_a = 132,7 \cdot \tan 20^\circ \Rightarrow W_a = 48,3 \text{ N}$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \psi \cdot \cos \phi_n} \Rightarrow W = \frac{132,7}{\cos 20^\circ \cdot \cos 18,9^\circ} \Rightarrow W = 149,3 \text{ N}$$

5.3.3. Resistência à Fadiga

A resistência à fadiga determina a tensão admissível do material utilizado na engrenagem.

5.3.3.1. Resistência à Fadiga de Flexão

Para uma vida de 1E7 ciclos, o fator de vida a flexão (K_f) segundo a Figura 7 é 1.

Como as engrenagens são lubrificadas através de óleo e o seu funcionamento é para curtos períodos de tempo, a temperatura não será alta, tornando o fator de temperatura a flexão (K_T) igual a 1.

Sendo a confiabilidade requerida para a fresadora de 99,9%, o fator de confiabilidade

a flexão (K_R) adquire o valor 1,25, como mostrado pela Tabela 9.

Com esses coeficientes é possível utilizar a fórmula de correção expressa pela Equação 38 e calcular a resistência à fadiga.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S_{fb}$$

$$S_{fbp} = \frac{1}{1 \cdot 1,25} \cdot 90 \Rightarrow S_{fbp} = 72 \text{ MPa}$$

$$S_{fbg} = \frac{1}{1 \cdot 1,25} \cdot 69 \Rightarrow S_{fbg} = 55,2 \text{ MPa}$$

Utilizando um fator de segurança (CS) 2, tem-se:

$$(S_{fbp})_{adm} = \frac{S_{fbp}}{CS} \Rightarrow (S_{fbp})_{adm} = 36 \text{ MPa}$$

$$(S_{fbg})_{adm} = \frac{S_{fbg}}{CS} \Rightarrow (S_{fbg})_{adm} = 27,6 \text{ MPa}$$

5.3.3.2. Resistência à Fadiga de Superfície

Para uma vida de $1E7$ ciclos, o fator de vida a superfície (C_L) segundo a Figura 8 é 1.

Para calcular o fator de razão de dureza de superfície (C_H) da coroa, calcula-se a razão de engrenamento, expressa pela Equação 44.

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} \Rightarrow m_G = \frac{55}{19} \Rightarrow m_G = 2,89$$

Sendo o pinhão e coroa endurecidos completamente, e utilizando a relação de dureza:

$$\frac{HB_p}{HB_g} = \frac{235}{210} \Rightarrow \frac{HB_p}{HB_g} = 1,1$$

observa-se que $A = 0$, já que $\frac{HB_p}{HB_g} < 1,2$.

Assim o fator de dureza de superfície pode ser calculado pela Equação 40:

$$C_H = 1 + A \cdot (m_G - 1) \Rightarrow C_H = 1 + 0 \cdot (2,89 - 1) \Rightarrow C_H = 1$$

Como o fator de temperatura de superfície e o fator de confiabilidade de superfície possuem as mesmas formas de cálculo do fator de temperatura a flexão e do fator de confiabilidade a flexão, ou seja:

$$C_T = K_T = 1$$

$$C_R = K_R = 1,25$$

Com esses coeficientes é possível utilizar a fórmula de correção expressa pela Equação 39 e calcular a resistência à fadiga.

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc}'$$

$$S_{fcp} = \frac{1}{1 \cdot 1,25} \cdot 520 \Rightarrow S_{fcp} = 416 \text{ MPa}$$

$$S_{fcg} = \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} \cdot 450 \Rightarrow S_{fcg} = 360 \text{ MPa}$$

Utilizando um fator de segurança (CS) 2, tem-se:

$$(S_{fcp})_{adm} = \frac{S_{fcp}}{CS} \Rightarrow (S_{fcp})_{adm} = 208 \text{ MPa}$$

$$(S_{fcg})_{adm} = \frac{S_{fcg}}{CS} \Rightarrow (S_{fcg})_{adm} = 180 \text{ MPa}$$

5.3.4. Tensões em engrenagens

As tensão atuantes na engrenagem são a tensão de flexão e a tensão de superfície.

5.3.4.1. Tensão de flexão

Pela Tabela 3 encontra-se o fator geométrico de resistência de flexão para as engrenagens:

$$\begin{cases} J_p = 0,50 \\ J_g = 0,55 \end{cases}$$

Como a máquina motora é um motor elétrico e a fresadora pode produzir “choque

moderado”, o fator de aplicação a flexão (K_a) adotado é 1,25, como expresso pela Tabela 4.

Sendo a largura da face 36 mm, pela Tabela 5, implica num fator de distribuição de carga a flexão (K_m) de 1,6.

Para o cálculo do fator dinâmico a flexão (K_v) é necessário efetuar o cálculo de dois fatores, onde tem-se pela Tabela 6 que o número de qualidade da engrenagem recomendada pela AGMA (Q_v) para a fresadora é 6:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \Rightarrow B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} \Rightarrow B = 0,825$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \Rightarrow A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,825) \Rightarrow A = 59,77$$

e da velocidade tangencial definida pela Equação 25:

$$V_t = \omega_{motor} \cdot \frac{d_g}{2} \Rightarrow V_t = \left(1730 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \right) \cdot \frac{(183 \cdot 10^{-3})}{2} \Rightarrow V_t = 16,6 \text{ m/s}$$

Assim, pela Equação 24, se calcula o fator dinâmico de flexão:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V_t}} \right)^B \Rightarrow K_v = \left(\frac{59,77}{59,77 + \sqrt{200 \cdot 16,6}} \right)^{0,825} \Rightarrow K_v = 0,57$$

O fator de tamanho a flexão (K_s) é recomendado a ser 1. Pelas engrenagens serem maciças, o fator de borda a flexão (K_B) adquire o valor 1. Como as engrenagens não estarão soltas, o fator de ciclo de carga a flexão (K_I) possui o valor 1.

Através desses coeficientes é possível calcular a tensão de flexão utilizando a Equação 23 para o pinhão e para a coroa:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B \cdot K_I$$

$$\sigma_{bp} = \frac{132,7}{(36 \cdot 10^{-3}) \cdot (3 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,5} \cdot \frac{1,25 \cdot 1,6}{0,57} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \Rightarrow \sigma_{bp} = 8,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{bg} = \frac{132,7}{(36 \cdot 10^{-3}) \cdot (3 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,55} \cdot \frac{1,25 \cdot 1,6}{0,57} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \Rightarrow \sigma_{bg} = 7,8 \text{ MPa}$$

Tais tensões são inferiores à resistência à fadiga de flexão admissível dos materiais usados e, portanto a engrenagem resiste aos esforços aplicados segundo o critério de tensão de flexão.

5.3.4.2. Tensão de superfície

As engrenagens são de ferro fundido cinzento, sendo a coroa de classe 30 e o pinhão de classe 40. As propriedades dos materiais são:

Módulo de Elasticidade: 103,4 GPa

Módulo de Rigidez: 40,4 GPa

Coefficiente de Poisson: 0,28

Densidade em Massa: 7,2 Mg/m³

Resistência Máxima em Tração

Classe 30: 221 MPa

Classe 40: 290 MPa

Tensão de Compressão

Classe 30: 752 MPa

Classe 40: 965 MPa

Dureza Brinell

Classe 30: 210 HB

Classe 40: 235 HB

Resistência a Fadiga de Flexão – recozido - Tabela 8

Classe 30: 69 MPa

Classe 40: 90 MPa

Resistência a Fadiga de Superfície – recozido - Tabela 10

Classe 30: 450 MPa

Classe 40: 520 MPa

O coeficiente elástico de superfície (C_p) é calculado utilizando a Equação 30

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \Rightarrow C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[\left(\frac{1-0,28^2}{103,4 \cdot 10^3} \right) + \left(\frac{1-0,28^2}{103,4 \cdot 10^3} \right) \right]}}$$

$$C_p = 134 \text{ MPa}^{0,5}$$

Para o cálculo do fator geométrico de superfície (I), inicialmente efetuamos o cálculo dos raios de curvaturas do pinhão e da coroa pela Equação 32 e Equação 33 e da razão de divisão de carga pela Equação 34, que é dependente do comprimento mínimo das linhas de contato expresso pelas equações e do ângulo de hélice de base definida pela Equação 37.

$$\rho_p = \sqrt{\left\{ 0,5 \cdot \left[(r_p + a_p) + (C - r_g - a_g) \right] \right\}^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left\{ 0,5 \cdot \left[\left(\frac{63}{2} + 3 \right) + \left(123 - \frac{183}{2} - 3 \right) \right] \right\}^2 - \left(\frac{63}{2} \cdot \cos 20^\circ \right)^2}$$

$$\rho_p = 31,0 \text{ mm}$$

$$\rho_g = C \cdot \sin \phi - \rho_p \Rightarrow \rho_g = 123 \cdot \sin 20^\circ - 31,0 \Rightarrow \rho_g = 11,0 \text{ mm}$$

$$\psi_b = \cos^{-1} \left(\cos \psi \cdot \frac{\cos \phi_n}{\cos \phi} \right) \Rightarrow \psi_b = \cos^{-1} \left(\cos 20^\circ \cdot \frac{\cos 18,9^\circ}{\cos 20^\circ} \right) \Rightarrow \psi_b = 18,9^\circ$$

Sendo n_a a parte fracional de m_F e n_r a parte fracional de m_p , com $m_F = 1,39$ e $m_p = 1,678$, tem-se $n_a = 0,39$ e $n_r = 0,678$. Desta maneira $n_a > 1 - n_r$ e utilizar-se-á a Equação 36.

$$L_{\min} = \frac{m_p \cdot F - (1 - n_a) \cdot (1 - n_r) \cdot p_x}{\cos \psi_b} \Rightarrow L_{\min} = \frac{1,678 \cdot 36 - (1 - 0,39) \cdot (1 - 0,678) \cdot 25,9}{\cos 18,9^\circ}$$

$$L_{\min} = 58,5 \text{ mm}$$

$$m_N = \frac{F}{L_{\min}} \Rightarrow m_N = \frac{36}{58,5} \Rightarrow m_N = 0,62$$

Agora se calcula o fator geométrico de superfície utilizando a Equação 31.

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right) \cdot d_p \cdot m_N} \Rightarrow I = \frac{\cos 20^\circ}{\left(\frac{1}{31,0} + \frac{1}{11,0} \right) \cdot 63 \cdot 0,62} \Rightarrow I = 0,20$$

O fator de aplicação de superfície, fator de distribuição de carga de superfície, fator dinâmico de superfície e fator de tamanho de superfície são calculados da mesma maneira que foram calculados os fatores de aplicação à flexão, fator de distribuição de carga a flexão, fator dinâmico de flexão e fator de tamanho a flexão, calculados na secção 5.3.3.1. Ou seja:

$$C_a = K_a = 1,25.$$

$$C_m = K_m = 1,6$$

$$C_v = K_v = 0,57$$

$$C_s = K_s = 1$$

O fator de acabamento superficial (C_f) de superfície recomendado é 1.

Através desses coeficientes é possível calcular a tensão de superfície utilizando a Equação 29 para o pinhão e para a coroa:

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f}$$

$$\sigma_{cp} = \left(134 \cdot 10^2 \right) \cdot \sqrt{\frac{123,7}{(36 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,20 \cdot (63 \cdot 10^{-3})} \cdot \frac{1,25 \cdot 1,6}{0,57} \cdot 1 \cdot 1} \Rightarrow \sigma_{cp} = 136,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cp} = \left(134 \cdot 10^2 \right) \cdot \sqrt{\frac{4422,8}{(36 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,20 \cdot (79,8 \cdot 10^{-3})} \cdot \frac{1,25 \cdot 1,6}{0,57} \cdot 1 \cdot 1} \Rightarrow \sigma_{cp} = 79,8 \text{ MPa}$$

Tais tensões são inferiores à resistência à fadiga de superfície admissível dos materiais usados e, portanto a engrenagem resiste aos esforços aplicados segundo o critério de tensão de superfície.

5.4. Dimensionamento dos Eixos

A fresadora de topo possui dois eixos, que foram dimensionados a seguir.

5.4.1. Força nos Eixos

Das forças atuantes na ferramenta e das características das engrenagens e do motor, encontram-se as forças atuantes nos componentes da fresadora.

5.4.1.1. Forças Aplicadas no Eixo 1

As forças atuantes no Eixo 1 (eixo posicionado entre o motor e a engrenagem) estão representados na Figura 17, a seguir.

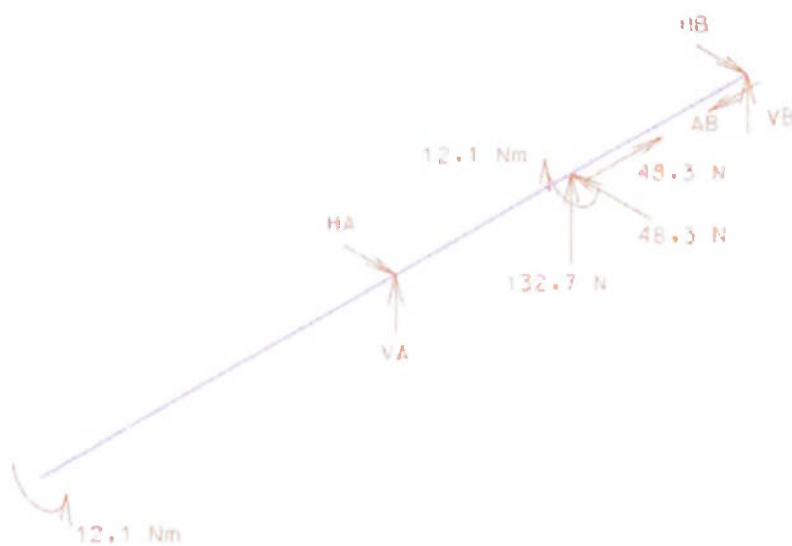


Figura 17 – Forças Aplicadas no Eixo 1

A somatória das forças e momentos na direção horizontal (x) são:

$$\begin{cases} (0) + H_A + (-48,3) + H_B = 0 \\ (0) \cdot (1079 - 0) + H_A \cdot (1079 - 1010) + (-48,3) \cdot (1079 - 1044,5) + H_B \cdot 0 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} H_A = 24 \text{ N} \\ H_B = 24 \text{ N} \end{cases}$$

A somatória das forças e momentos na direção vertical (y) são:

$$\begin{cases} (0) + V_A + (132,7) + V_B = 0 \\ (0) \cdot (1079 - 0) + V_A \cdot (1079 - 1010) + (132,7) \cdot (1079 - 1044,5) + V_B \cdot 0 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} V_A = -66 \text{ N} \\ V_B = -66 \text{ N} \end{cases}$$

A somatória das forças e momentos na direção axial (z) são:

$$\begin{cases} A_A = 0 \\ A_B = 48 \text{ N} \end{cases}$$

Fornecendo o diagrama de Momentos Fletores do eixo 1, apresentado na Figura 18.

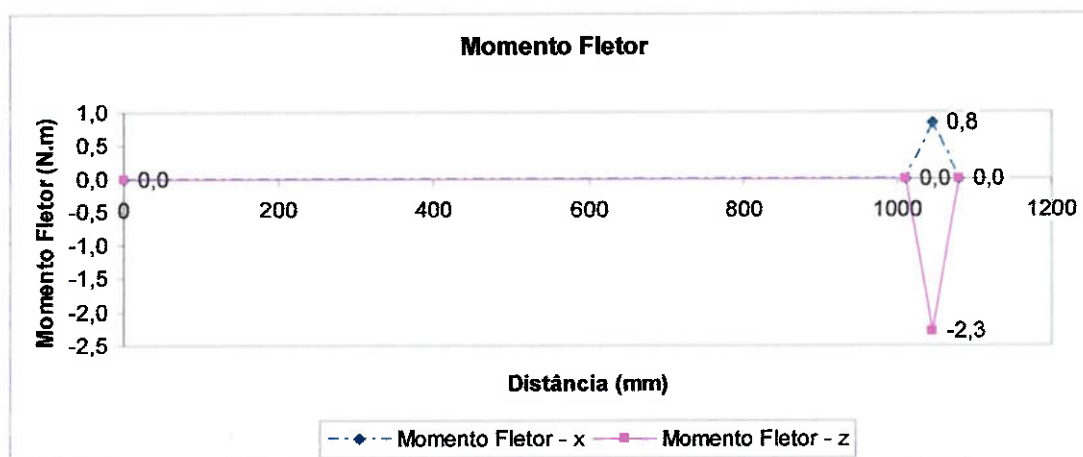


Figura 18 – Diagrama de Momentos Fletores do Eixo 1

Observando esse diagrama, encontra-se o ponto de máximo esforço, que neste caso corresponde à posição da engrenagem. Nessa posição tem-se:

Momento torçor: $T = 12,1 \text{ N.m}$

Momento fletor: $|M_f| = \sqrt{(0,8)^2 + (-2,3)^2}$

$|M_f| = 2,4 \text{ N.m}$

5.4.1.2. Forças Aplicadas no Eixo 2

As forças atuantes no Eixo 2 (eixo posicionado entre a engrenagem e a ferramenta de corte) estão representados na Figura 19, a seguir.

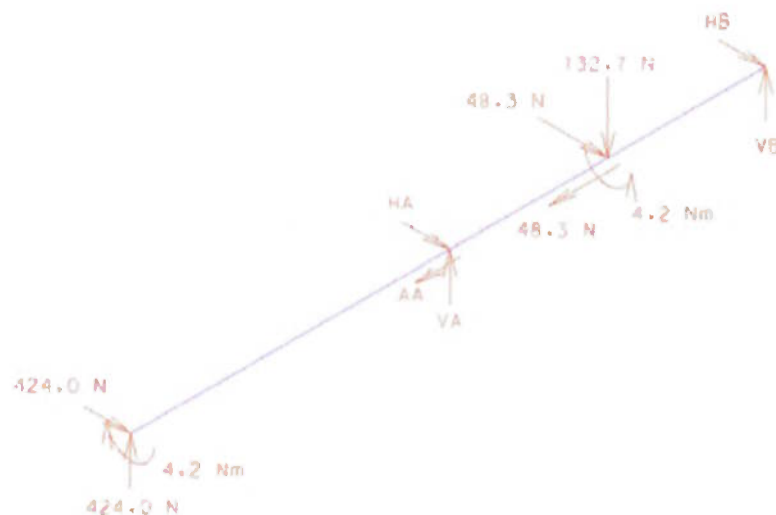


Figura 19 – Forças Aplicadas no Eixo 2

A somatória das forças e momentos na direção horizontal (x) são:

$$\begin{cases} (424,0) + H_A + (48,3) + H_B = 0 \\ (0) \cdot (204 - 0) + H_A \cdot (204 - 135) + (-48,5) \cdot (204 - 170) + H_B \cdot 0 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} H_A = -1278 \text{ N} \\ H_B = 806 \text{ N} \end{cases}$$

A somatória das forças e momentos na direção vertical (y) são:

$$\begin{cases} (424,0) + V_A + (-132,7) + V_B = 0 \\ (424,0) \cdot (204 - 0) + V_A \cdot (204 - 135) + (-132,7) \cdot (204 - 170) + V_B \cdot 0 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} V_A = -1188 \text{ N} \\ V_B = 896 \text{ N} \end{cases}$$

A somatória das forças e momentos na direção axial (z) são:

$$\begin{cases} A_A = -48 \text{ N} \\ A_B = 0 \end{cases}$$

Fornecendo o diagrama de Momentos Fletores do eixo 2, apresentado na Figura 20.

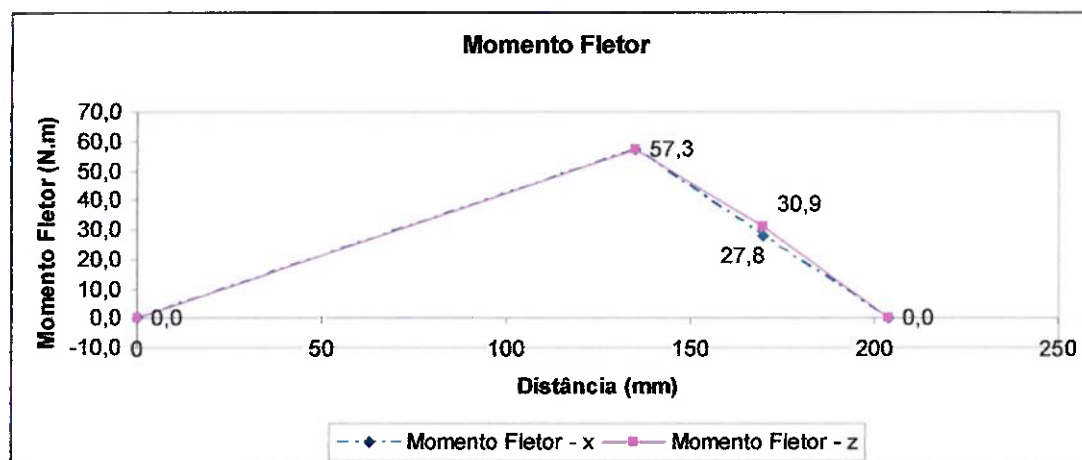


Figura 20 – Diagrama de Momentos Fletores do Eixo 2

Observando esse diagrama, encontra-se o ponto de máximo esforço, que neste caso corresponde à posição do mancal A. Nessa posição tem-se:

Momento torçor: $T = 4,2 \text{ N.m}$

Momento fletor: $|M_f| = \sqrt{(57,3)^2 + (57,3)^2}$

$|M_f| = 81,0 \text{ N.m}$

5.4.2. Limite de Resistência

Sendo o eixo de Aço 1045 (laminado a frio):

$$\begin{cases} S_{esc} = 531 \text{ MPa} \\ S_{ut} = 627 \text{ MPa} \end{cases}$$

O limite de resistência não corrigido para aços é calculado utilizando a Equação 46:

$S_e' = 313,5 \text{ MPa}$

Sendo os fatores de correção:

Fator de Carregamento

Flexão: $C_{carregamento} = 1$

Fator de Tamanho

Como se espera $8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$, utilizar-se-á a Equação 48.

Sendo $d = 11,0\text{ mm}$ o diâmetro do eixo 1, a se verificar no final, tem-se:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot 11,0^{-0,097}$$

$$\boxed{C_{\text{tamanho}} = 0,942}$$

E sendo $d = 26,7\text{ mm}$ o diâmetro do eixo 2, a se verificar no final, tem-se:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot 26,7^{-0,097}$$

$$\boxed{C_{\text{tamanho}} = 0,865}$$

Fator de Superfície

Utilizando a Equação 49 para uma superfície usinada: $\begin{cases} A = 4,51 \\ b = -0,265 \end{cases}$

$$C_{\text{superfície}} = 4,51 \cdot (627)^{-0,265}$$

$$\boxed{C_{\text{superfície}} = 0,818}$$

Fator de Temperatura

Temperatura: $\boxed{C_{\text{temperatura}} = 1}$

Fator de Confiabilidade

Da Tabela 11, para uma confiabilidade de 99,9% obtém-se um fator de confiabilidade

$$C_{\text{confiabilidade}} = 0,753.$$

Assim o limite de resistência corrigido que é expresso pela Equação 47 resulta em:

Para o Eixo 1:

$$S_e = 1 \cdot 0,942 \cdot 0,818 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 313,5$$

$$\boxed{S_e = 182,0\text{ Mpa}}$$

Para o Eixo 1:

$$S_e = 1 \cdot 0,865 \cdot 0,818 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 313,5$$

$$S_e = 167,0 \text{ Mpa}$$

5.4.3. Sensibilidade ao Entalhe

Sendo o eixo de Aço 1045 (laminado a frio - $S_{ut} = 627 \text{ MPa}$), e o raio de curvatura de 0,3 mm, pela Figura 9 encontra-se coeficiente de Sensibilidade ao Entalhe $q = 0,64$ $q_s = 0,70$.

5.4.4. Concentração de Tensão

Utilizando a Figura 11 e da Figura 12 encontra-se o fator de concentração de tensão ao entalhe para carregamento de flexão e torção.

$$\text{Eixo 1: } k_t = 2,7; k_{ts} = 1,8$$

$$\text{Eixo 2: } k_t = 2,7; k_{ts} = 1,8$$

Utilizando a Figura 13 encontra-se o fator concentração de tensão para rasgo de Chaveta.

$$\text{Eixo 1: } k_t = 2,8; k_{ts} = 3,75$$

$$\text{Eixo 2: } k_t = 2,8; k_{ts} = 3,75$$

Concentração de tensão:

Para o Momento Fletor, utilizando a Equação 50:

$$\text{Chaveta: } k_f = 1 + 0,64 \cdot (2,8 - 1) \Rightarrow k_f = 2,15$$

$$\text{Entalhe: } k_f = 1 + 0,64 \cdot (2,7 - 1) \Rightarrow k_f = 2,09$$

Para o Momento Torçor, utilizando a Equação 51:

$$\text{Chaveta: } k_{fs} = 1 + 0,70 \cdot (3,75 - 1) \Rightarrow k_{fs} = 2,93$$

$$\text{Entalhe: } k_{fs} = 1 + 0,70 \cdot (1,8 - 1) \Rightarrow k_{fs} = 1,56$$

5.4.5. Cálculo do Diâmetro dos Eixos

Sendo o fator de segurança 2 ($CS = 2$) e utilizando a equação de dimensionamento de eixo expresso pela Equação 45:

$$\text{Eixo 1: } d = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \left[\left(2,15 \cdot \frac{2,4}{182,0 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(2,93 \cdot \frac{12,1}{531 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\boxed{d = 11,0 \text{ mm}}$$

$$\text{Eixo 2: } d = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \left[\left(2,09 \cdot \frac{41,6}{170,5 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(1,56 \cdot \frac{4,2}{531 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\boxed{d = 26,7 \text{ mm}}$$

5.5. Seleção dos Rolamentos

Para a seleção dos rolamentos, inicialmente calcula-se a resultante das forças na direção radial aplicada em cada mancal utilizando a Equação 53 para cada mancal:

Mancal A – Eixo 1:

$$(F_r)_{A1} = \sqrt{24^2 + 66^2} \Rightarrow (F_r)_{A1} = 71 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 1:

$$(F_r)_{B1} = \sqrt{24^2 + 66^2} \Rightarrow (F_r)_{B1} = 71 \text{ N}$$

Mancal A – Eixo 2:

$$(F_r)_{A2} = \sqrt{1278^2 + 1188^2} \Rightarrow (F_r)_{A2} = 1745 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 2:

$$(F_r)_{B2} = \sqrt{806^2 + 896^2} \Rightarrow (F_r)_{B2} = 1205 \text{ N}$$

E anota-se a resultante das forças na direção axial aplicada em cada mancal:

Mancal A – Eixo 1:

$$(F_a)_{A1} = 0$$

Mancal B – Eixo 1:

$$(F_a)_{B1} = 48 \text{ N}$$

Mancal A – Eixo 2:

$$(F_a)_{A2} = 48 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 2:

$$(F_a)_{B2} = 0$$

Em seguida calcula-se a Carga dinâmica equivalente utilizando a Equação 54, sabendo que para o anel interno rodando $V = 1$ e calculando as razões $\frac{C_{0r}}{F_a}$ e $\frac{F_a}{F_r}$ para

a determinação dos coeficientes X e Y utilizando a Tabela 12. Assim:

Mancal A – Eixo 1:

$$\left(\frac{F_a}{F_r} \right)_{A1} = 0 \Rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

e desta maneira:

$$P_{A1} = 1 \cdot 1 \cdot 71 + 0 \cdot 0 \Rightarrow P_{A1} = 71 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 1:

$$\left(\frac{F_a}{F_r} \right)_{B1} = \frac{48}{71} \Rightarrow \left(\frac{F_a}{F_r} \right)_{B1} = 0,68$$

Tomando-se por hipótese o uso do mancal de rolamento 6805 da NSK, o que implica em $C_{0r} = 2950 \text{ N}$, tem-se:

$$\frac{C_{0r}}{F_a} = \frac{2950}{48} \Rightarrow \frac{C_{0r}}{F_a} = 61,07$$

Através da interpolação da Tabela 12 encontra-se:

$$\begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 2,21 \end{cases}$$

e desta maneira:

$$P_{B1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 71 + 2,21 \cdot 48 \Rightarrow P_{B1} = 146 \text{ N}$$

Mancal A – Eixo 2:

$$\left(\frac{F_a}{F_r} \right)_{A2} = \frac{48}{1745} \Rightarrow \left(\frac{F_a}{F_r} \right)_{A2} = 0,03$$

Como essa relação é extremamente baixa:

$$\begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

e desta maneira:

$$P_{A2} = 1 \cdot 1 \cdot 1745 + 0 \cdot 48 \Rightarrow P_{B1} = 1745 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 2:

$$\left(\frac{F_a}{F_r} \right)_{B2} = 0 \Rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

e desta maneira:

$$P_{B2} = 1 \cdot 1 \cdot 1205 + 0 \cdot 0 \Rightarrow P_{B2} = 1205 \text{ N}$$

Admitindo uma vida de 7000 horas ($L_k = 7000$), utilizando a Equação 52 calcula-se a carga requerida para o rolamento. Assim:

Mancal A – Eixo 1:

$$C_{A1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1730 \cdot 7000}{10^6}} \cdot 71 \Rightarrow C_{A1} = 635 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 1:

$$C_{B1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1730 \cdot 7000}{10^6}} \cdot 146 \Rightarrow C_{B1} = 1317 \text{ N}$$

Mancal A – Eixo 2:

$$C_{A2} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5025 \cdot 7000}{10^6}} \cdot 1745 \Rightarrow C_{A2} = 15690 \text{ N}$$

Mancal B – Eixo 2:

$$C_{B2} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5025 \cdot 7000}{10^6}} \cdot 1205 \Rightarrow C_{B2} = 10837 \text{ N}$$

A partir do catálogo NSK Rolamentos seleciona-se os seguintes rolamentos:

$$\text{Rolamento 6805 (Mancal A e B – Eixo 1)} \left\{ \begin{array}{l} d = 25 \text{ mm} \\ D = 37 \text{ mm} \\ B = 7 \text{ mm} \\ r_{\min} = 0,3 \text{ mm} \\ d_{a \min} = 27 \text{ mm} \\ d_{a \max} = 27 \text{ mm} \\ D_{a \max} = 35 \text{ mm} \\ r_{a \max} = 0,3 \text{ mm} \\ C_r = 4300 \text{ N} \\ C_{or} = 2950 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$\text{Rolamento 6806 (Mancal A – Eixo 2)} \left\{ \begin{array}{l} d = 30 \text{ mm} \\ D = 62 \text{ mm} \\ B = 16 \text{ mm} \\ r_{\min} = 1 \text{ mm} \\ d_{a \min} = 35 \text{ mm} \\ d_{a \max} = 38,5 \text{ mm} \\ D_{a \max} = 57 \text{ mm} \\ r_{a \max} = 1 \text{ mm} \\ C_r = 19500 \text{ N} \\ C_{or} = 11300 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$\text{Rolamento 16006 (Mancal B - Eixo 2)} \left\{ \begin{array}{l} d = 30 \text{ mm} \\ D = 55 \text{ mm} \\ B = 9 \text{ mm} \\ r_{\min} = 0,3 \text{ mm} \\ d_{a \min} = 32 \text{ mm} \\ d_{a \max} = - \text{ mm} \\ D_{a \max} = 53 \text{ mm} \\ r_{a \max} = 0,3 \text{ mm} \\ C_r = 11200 \text{ N} \\ C_{or} = 7350 \text{ N} \end{array} \right.$$

5.6. Seleção das Chavetas

Da norma DIN 6885, obtém-se, para as chaveta do eixo 1, as seguintes dimensões:

$$22 \text{ mm} < d \leq 30 \text{ mm} \left\{ \begin{array}{l} b = 8 \text{ mm} \\ h = 7 \text{ mm} \\ t_2 = 3,0 \text{ mm} \\ t_1 = 4,1 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Com o intuito de conservar a integridade física da engrenagem, utilizar-se-á o aço ABNT 1010 laminado à quente ($\sigma_{esc} = 179 \text{ MPa}$ e $S_{ut} = 324 \text{ MPa}$) para a fabricação das chavetas.

5.6.1. Para a Engrenagem do Eixo 1

Utilizando a Equação 55 encontra-se a força atuante na chaveta.

$$F_{ch} = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{12,1}{\frac{25 \cdot 10^{-3}}{2}} \Rightarrow F_{ch} = 968 \text{ N}$$

Utilizando a Equação 59 é possível encontrar o comprimento mínimo da chaveta pelo do Critério da Força Máxima por Cisalhamento.

$$L \geq \frac{2 \cdot 968 \cdot \sqrt{3}}{(179 \cdot 10^6) \cdot (8 \cdot 10^{-3})}$$

$$\boxed{L \geq 2,3 \text{ mm}}$$

Utilizando a Equação 62 é possível encontrar o comprimento mínimo da chaveta pelo Critério da Força Máxima por Compressão.

$$L \geq \frac{2 \cdot 2 \cdot 968}{(179 \cdot 10^6) \cdot (7 \cdot 10^{-3})}$$

$$\boxed{L \geq 3,1 \text{ mm}}$$

O tamanho da chaveta fica definido pela intersecção dos valores obtidos pelos dois critérios, ou seja, para o eixo 1 $L \geq 3,1 \text{ mm}$.

5.6.2. Para a Engrenagem do Eixo 2

Utilizando a Equação 55 encontra-se a força atuante na chaveta.

$$F_{ch} = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{4,2}{\frac{30 \cdot 10^{-3}}{2}} \Rightarrow F_{ch} = 280 \text{ N}$$

Utilizando a Equação 59 é possível encontrar o comprimento mínimo da chaveta pelo do Critério da Força Máxima par Cisalhamento.

$$L \geq \frac{2 \cdot 280 \cdot \sqrt{3}}{(179 \cdot 10^6) \cdot (8 \cdot 10^{-3})}$$

$$\boxed{L \geq 0,7 \text{ mm}}$$

Utilizando a Equação 62 é possível encontrar o comprimento mínimo da chaveta pelo Critério da Força Máxima por Compressão.

$$L \geq \frac{2 \cdot 2 \cdot 280}{(179 \cdot 10^6) \cdot (7 \cdot 10^{-3})}$$

$$\boxed{L \geq 0,9 \text{ mm}}$$

O tamanho da chaveta fica definido pela intersecção dos valores obtidos pelos dois critérios, ou seja, para o eixo 2 $L \geq 0,9 \text{ mm}$.

5.7. Vedação

Optou-se por utilizar vedações de borracha nitrílica, com dureza de 70 shore A, anel metálico de aço SAE 1010/20, mola helicoidal, suporta pressões de até $2,0 \text{ kg/cm}^2$, velocidades de até 20 m/s e trabalha em temperaturas entre $-50 \text{ }^\circ\text{C}$ e $100 \text{ }^\circ\text{C}$. E para este projeto será utilizado o modelo R-2, por este possuir “guarda-pó”, não sofrer ataque por corrosão, evitar a danificação do alojamento e não exigir que o alojamento possua acabamento polido.

As características dimensionais do retentor está apresentado na Figura 21.

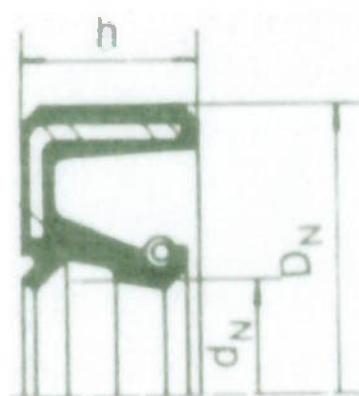


Figura 21 – Retentor (Vedabrá)

Desta maneira, para os diâmetros dos eixos de 25 mm e 30 mm , tem-se as dimensões dos retentores apresentadas na Tabela 19.

Tabela 19 – Dimensões do Retentor (Vedabrá)

Numero / Modelo	d_N (mm)	D_N (mm)	h (mm)	Z (mm)	Z_1 (mm)
30962 / R-2	25,00	35,00	7,00	1,5	1,3
33174 / R-2	30,00	42,00	6,00	2,5	1,3

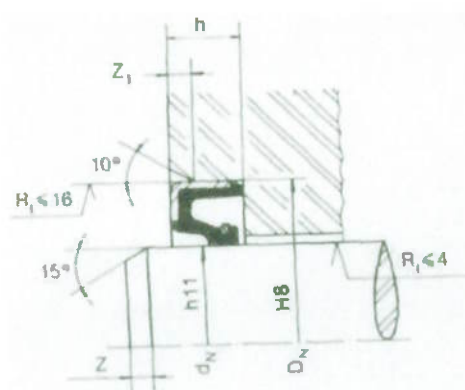


Figura 22 - Dimensões do Alojamento do Retentor (Vedabrás)

5.8. Estrutura da Máquina

Para a base da máquina utilizar-se-á chapas de aço ABNT 1020. Essas chapas irão sustentar e fixar os equipamentos da fresadora sendo:

- Duas chapas laterais responsáveis pela estrutura, com dimensões de 780 mm x 320 mm x 20 mm;
- Três chapas para sustentar os equipamento, sendo duas para formar a estrutura da caixa de engrenagens e a outra para fixar a mesa móvel, com dimensões 350 mm x 320 mm x 30 mm;

Além de duas chapas de acrílico para fechar e vedar a caixa de engrenagens, com dimensões de 390 mm x 109 mm.

5.9. Fixação da Caixa de Engrenagem – Parafusos

Considerando que irá se utilizar um parafuso M8 de comprimento 50 mm fabricado em Aço Zincado Amarelo com resistência mínima de prova ($S_{esc} = 225 \text{ MPa}$), pode-se calcular a força máxima resistente por cada parafuso utilizando a Equação 63, Equação 64, Equação 65 e Equação 66.

$$(225 \cdot 10^6) = \frac{F_p \cdot 2}{(36,61 \cdot 10^{-6})} \Rightarrow F_p = 4119 \text{ N}$$

Para um filete de rosca:

$$A_s = \pi \cdot 6,47 \cdot 0,80 \cdot 1,25 \Rightarrow A_s = 20,33 \text{ mm}^2$$

Para o rasgamento de rosca:

$$A_s = \pi \cdot 8 \cdot 0,88 \cdot 1,25 \Rightarrow A_s = 27,65 \text{ mm}^2$$

Utilizando-se a menor área resistente do filete do parafuso, encontra-se a força máxima por parafuso:

$$\frac{225}{\sqrt{3}} = \frac{F_p \cdot 2}{20,33} \Rightarrow F_p = 1320 \text{ N}$$

Desta maneira pode-se considerar que cada parafuso consegue resistir a uma tração de até 1320 N, e sendo as forças atuantes nas chapas relativamente baixas, como ilustradas na Figura 23, o cálculo do número de parafusos se torna desnecessário uma vez que se pretende utilizar um a cada 50 mm.

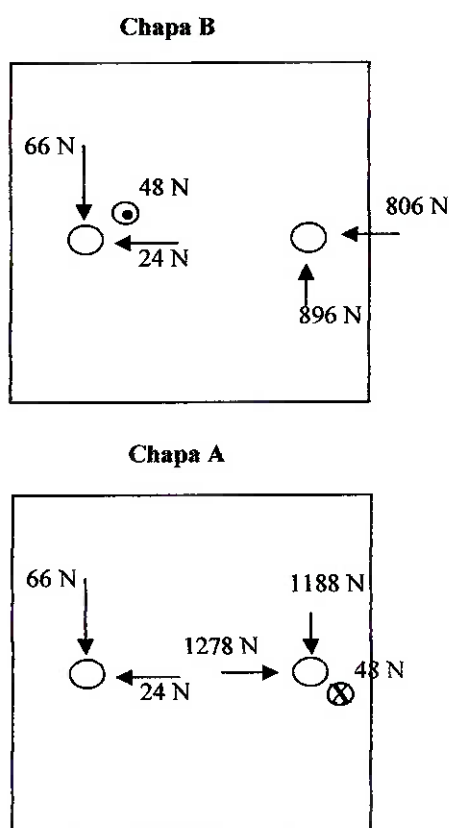


Figura 23 – Forças Atuantes na Caixa de Engrenagem

6. LISTA DE PEÇAS

Após os cálculos e dimensionamentos da fresadora de topo, as peças necessárias para a construção são:

- Motor Trifásico Alto Rendimento Plus de 2,2 kw de 4 Pólos da WEG, com características expressas pela Tabela 15;
- Guia Linear LLRHS 45 LU ou LLRHS 45 LR de 500 mm de comprimento da SKF
- Fuso de Esfera TN 25 x 10R da SKF com 10 mm de passo e diâmetro nominal de 25;
- Mancal para o fuso de Esferas;
- Servomotor XY-M33361 da NSK e seus dispositivos de acionamento, com características expressas pela Tabela 18;
- Par de engrenagens de módulo 3 mm, ângulo de hélice e de pressão 20°, fabricadas de ferro fundido cinzento, sendo a coroa de classe 30 e o pinhão de classe 40, possuindo 61 dentes (com diâmetro primitivo de 183 mm) e 21 dentes (com diâmetro primitivo de 63 mm), respectivamente.
- Eixo 1 de Aço 1045 com diâmetro menor de 25 mm, diâmetro maior de 27 mm e comprimento de 429;
- Eixo 2 de Aço 1045 com diâmetro menor de 30 mm, diâmetro maior de 35 mm e comprimento de 159 mm;
- Quatro rolamentos da NSK, sendo o rolamento número 6805 para os mancais da caixa de engrenagens do eixo 1 e os rolamentos número 6806 e 16006 para os mancais A e B do eixo 2, respectivamente. Com suas características expostas no final da Seção 5.5.;
- Três chavetas de aço ABNT 1010 laminado à quente com largura de 8 mm, altura de 7 mm e comprimento 26 mm;
- Dois retentores da VEDABRAS, sendo para o eixo 1 o 30962/R-2 e para o eixo 2 o 33174/R-2. Sendo suas características expressas pela Tabela 19;
- Duas chapas de aço de 780 mm x 320 mm x 20 mm;
- 36 parafusos M8 de comprimento 50 mm;
- Três chapas de Aço ABNT 1020 de 350 mm x 320 mm x 30 mm;
- 30 parafusos M4 de comprimento 20 mm;

- Duas chapas de acrílico de 390 mm x 109 mm;
- Duas botoeiras liga-desliga;
- Cabos elétricos;
- Porcas e parafusos para a fixação no chão;
- Cola para vedação da caixa de engrenagens;
- Graxa para lubrificação das Engrenagens;
- Porta ferramenta;
- Ferramenta de corte de 10 mm de diâmetro, 4 cortes, 75 mm de comprimento.

7. ETAPAS DA CONSTRUÇÃO

Realizado os dimensionamentos dos diversos componentes do equipamento, se inicia o desenho das peças a serem fabricadas. Após a realização dos desenhos de fabricação, que se encontram na secção 9 (Anexos), começa-se a construção efetiva do equipamento.

No processo de construção está incluso o processo de compra dos insumos e peças e por se tratar de um projeto vinculado a Escola Politécnica, tal processo é lento e requer algumas burocracias, além de existir a limitação do custo. Desta maneira, a compra do servomotor não foi efetuada devido ao elevado custo e certos elementos estruturais, como a chapa, demoraram a serem adquiridas devido ao descaso de algumas empresas contatadas.

8. CONCLUSÕES

Na primeira parte do trabalho de formatura foi possível calcular, dimensionar e selecionar os componentes que serão utilizados para a construção da fresadora de topo. Na segunda parte do trabalho feitos a lista de materiais, a compra dos insumos listados, com exceção do servomotor, e os desenhos de fabricação das peças a serem usinadas e a construção da fresadora de topo. Resultando em uma máquina como esquematizada na Figura 24, a seguir.

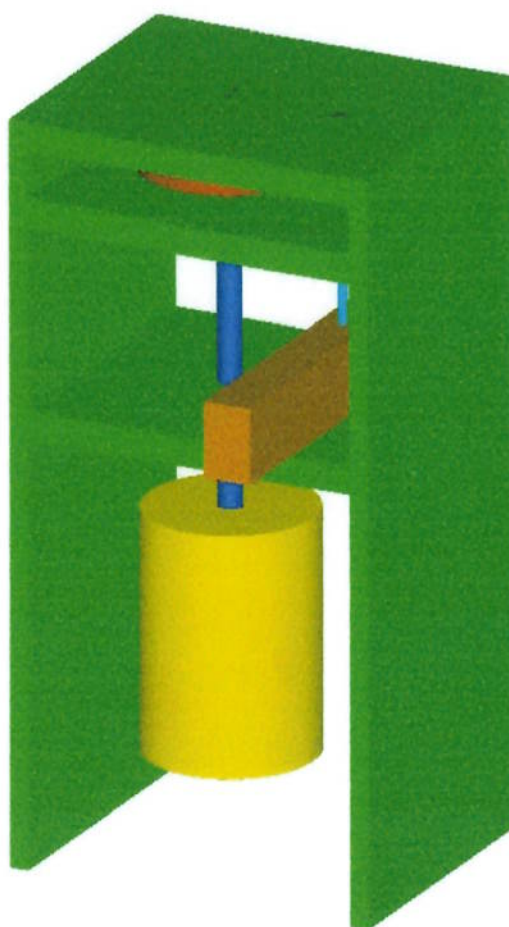
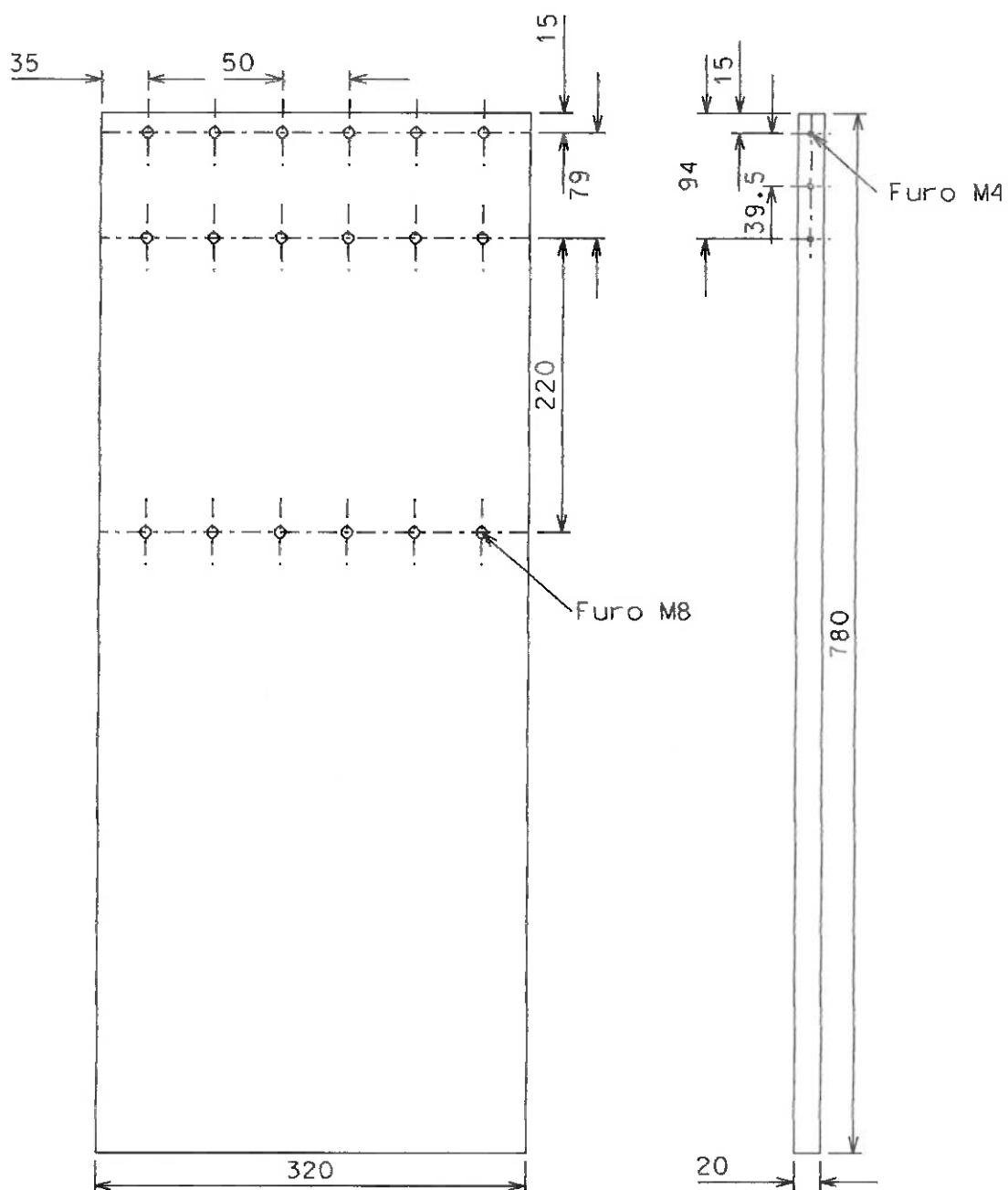


Figura 24 – Esquema da Estrutura da Fresadora

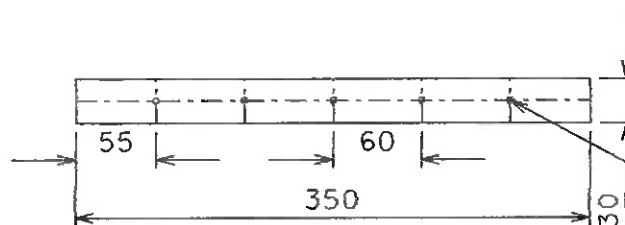
9. ANEXOS



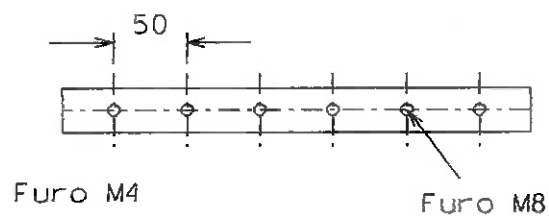
Vista Frontal

Vista Lateral Esquerda

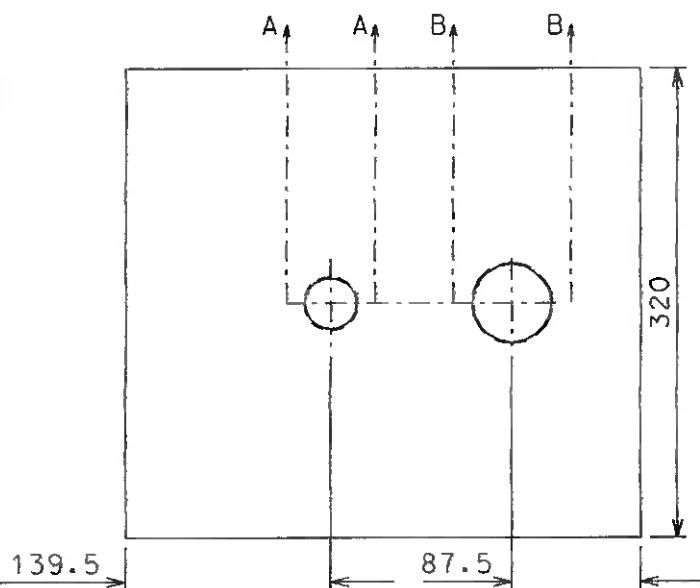
Material: Aço ABNT 1020		Pecas: 2
Trabalho de Conclusão de Curso		Data: Setembro de 2005
Escala: 1:5	Desenho de Fabricação: Chapas Laterais	Folha: A4



Vista Frontal

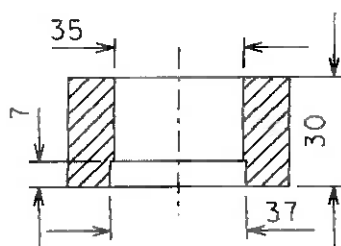


Vista Lateral Esquerda

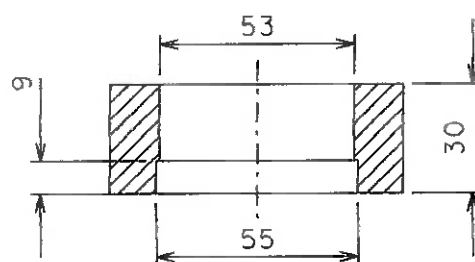


Vista Superior

Corte A-A
Escala 1:2



Corte B-B
Escala 1:2



Material: Aço ABNT 1020

Trabalho de Conclusão de Curso

Data: Setembro de 2005

Escala:

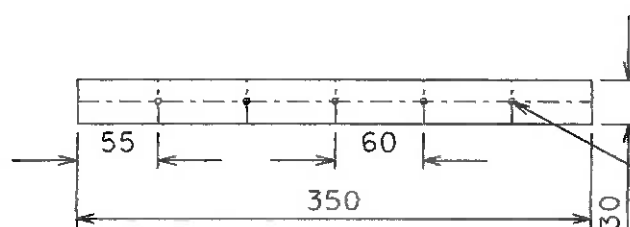
1:5

Desenho de Fabricação:

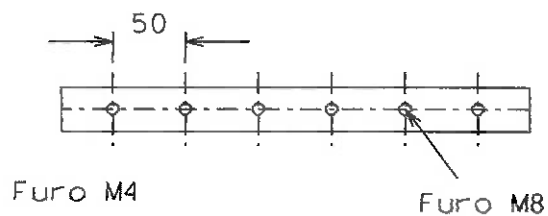
Chapa Superior da Caixa de Engrenagens

Folha:

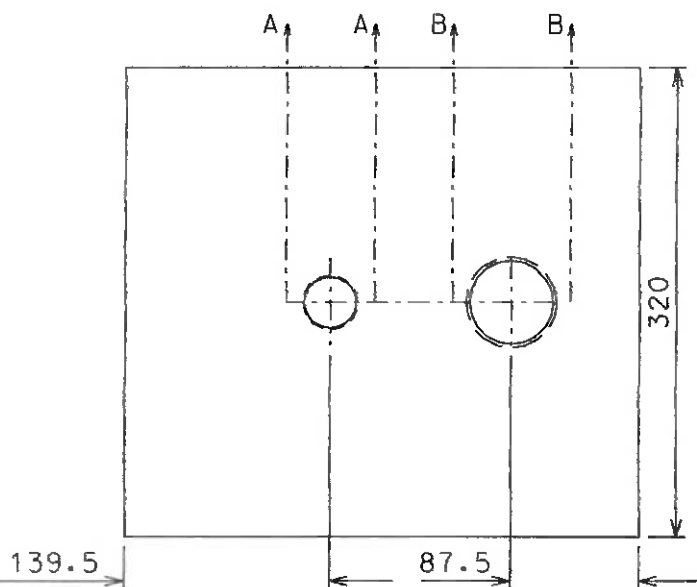
A4



Vista Frontal

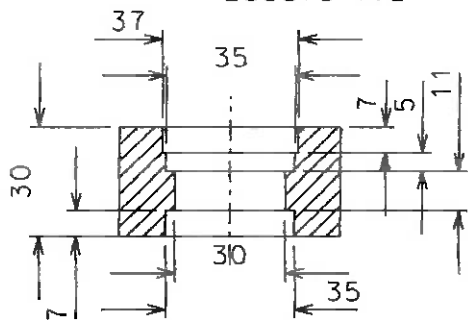


Vista Lateral Esquerda

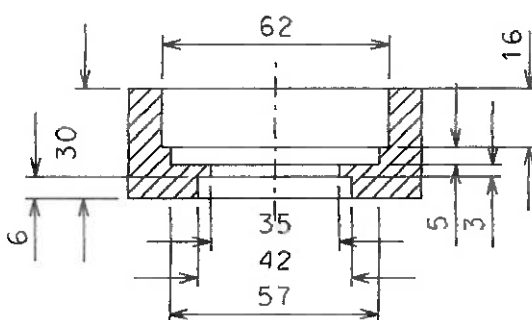


Vista Superior

Corte A-A
Escala 1:2



Corte B-B
Escala 1:2



Material: Aço ABNT 1020

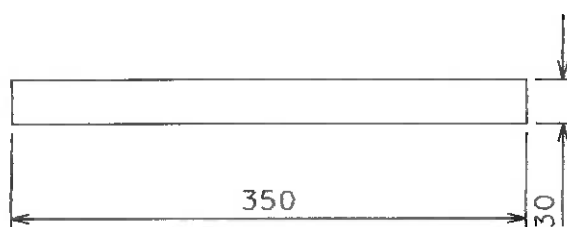
Trabalho de Conclusão de Curso

Data: Setembro de 2005

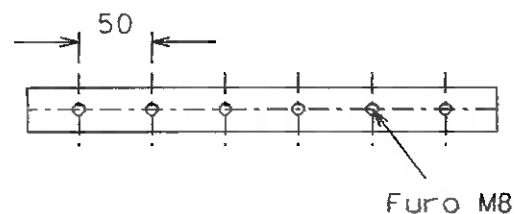
Escala:
1:5

Desenho de Fabricação:
Chapa Inferior da Caixa de Engrenagens

Folha:
A4

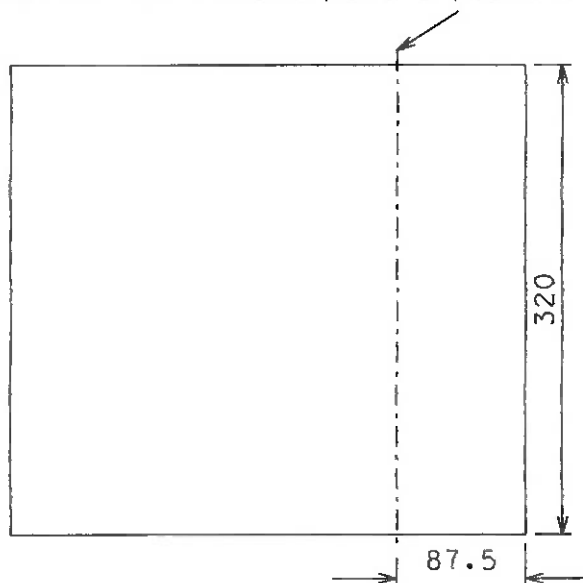


Vista Frontal



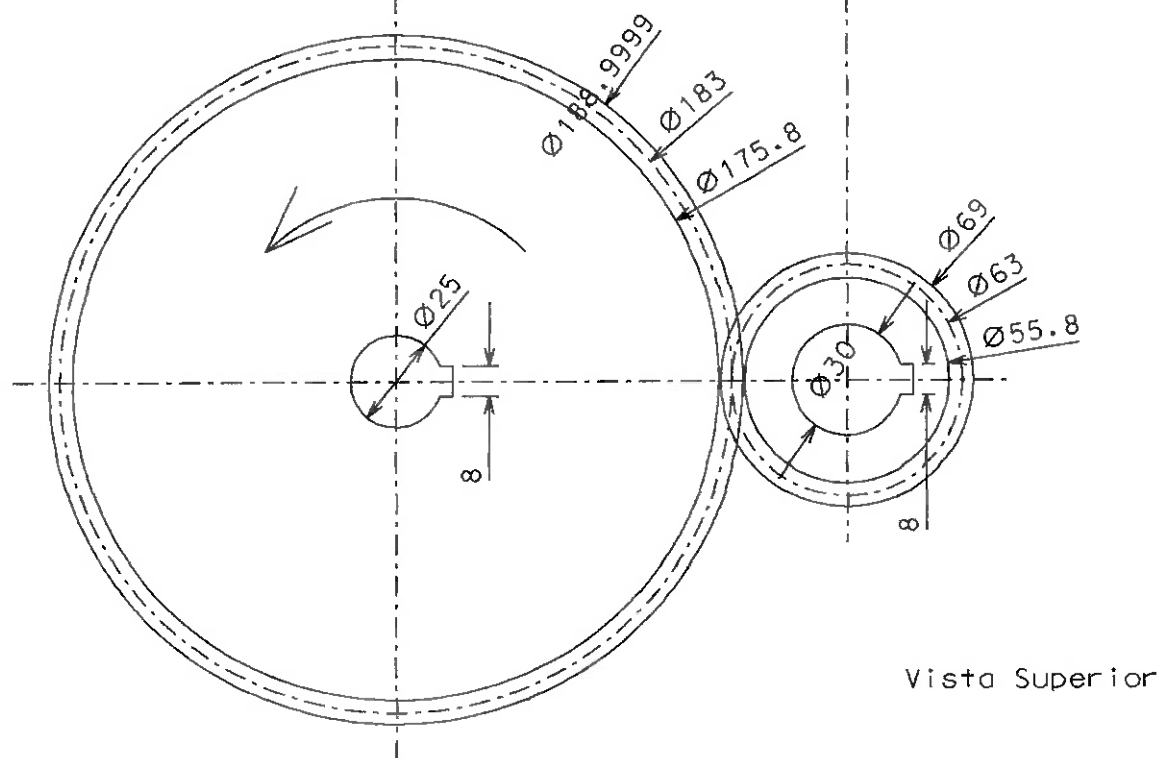
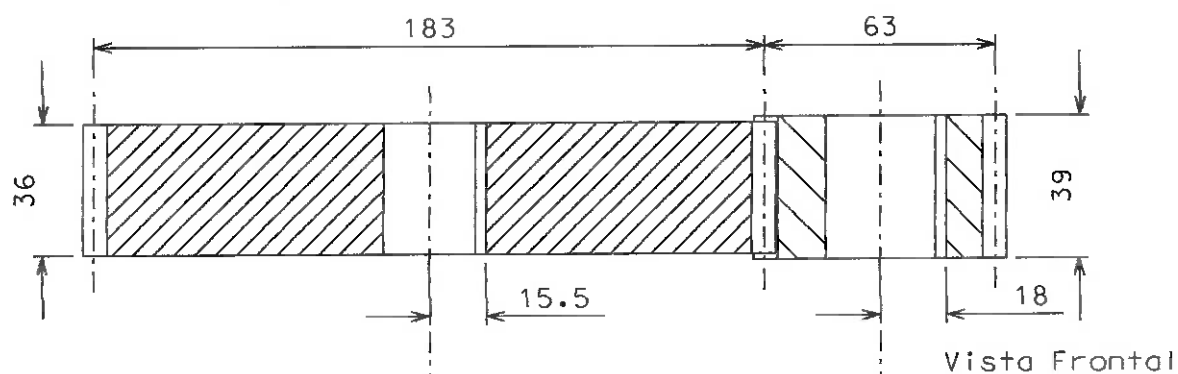
Vista Lateral Esquerda

Eixo de referencia para o posicionamento da guia linear



Vista Superior

Material: Aço ABNT 1020		
Trabalho de Conclusão de Curso		Data: Setembro de 2005
Escala: 1:5	Desenho de Fabricação: Chapa Suporte da Mesa Móvel	Folha: A4



Modulo: 3 mm

Angulo de pressao normal: 20 graus

Angulo de helice: 20 graus

Numero de dentes / Diametro primitivo:

Pinhao: 21 dentes / 63 mm

Coroa: 61 dentes / 183 mm

Material: Ferro Fundido Cinzento

Pinhao: Classe 40

Coroa: classe 30

Obs.: Ao girar, a coroa deve ser empurrada para baixo pelo pinhao.

Trabalho de Conclusao de Curso

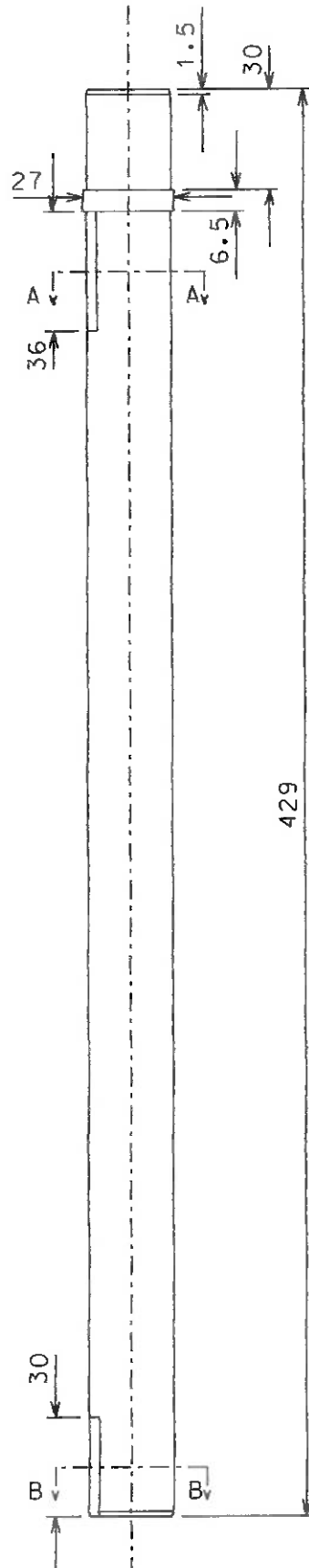
Data: Setembro de 2005

Escala: 1:2

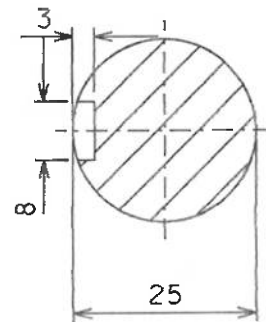
Desenho de Fabricacao:

Engrenagens

Folha: A4



Corte A-A e B-B
Escala 1:1



Material: Aço ABNT 1045

Trabalho de Conclusão de Curso

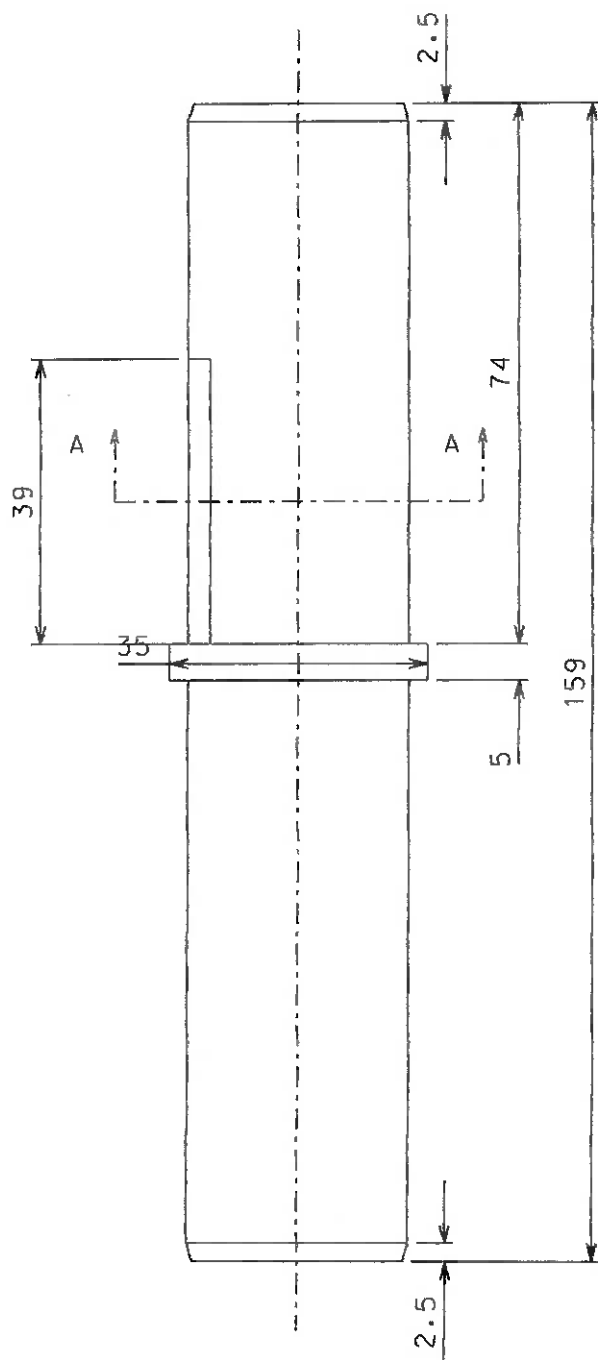
Data: Setembro de 2005

Escala:
1:2

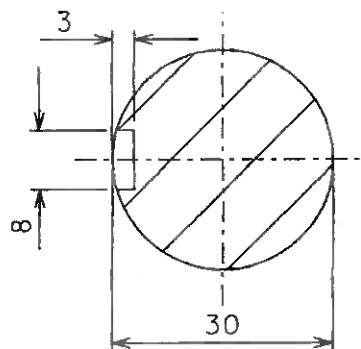
Desenho de Fabricação:

Eixo 1 (Motor)

Folha:
A4



Corte A-A



Material: Aço ABNT 1045

Trabalho de Conclusão de Curso

Data: Setembro de 2005

Escala: 1:1

Desenho de Fabricação:

Eixo 2 (Ferramenta)

Folha: A4

10. LISTA DE REFERÊNCIAS

- AMORIM, H. **Processos de Fabricação por Usinagem**. Porto Alegre –RS: 2003. Apostila.
- Anotações de Aulas de ELEMENTOS DE MÁQUINAS I.
- Anotações de Aulas de ELEMENTOS DE MÁQUINAS II.
- ENG.º IND. MEC. FRANCESCO PROVENZA. **Projetista de Máquinas**. São Paulo – SP: Editora F. Provenza, 1990.
- **Gerdau Açominas**. Apresenta catálogo de Perfis. Disponível em: <<http://www.acominas.com.br/br/produtos/tabeladebitolaspf.asp?flag=N>>. Acesso em 13 de junho de 2005.
- NORTON, R. N. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 2ª edição. Porto Alegre – RS: Editora Bookman, 2004. 931p.
- **NSK – Produtos de Precisão – Fusos de Esfera, Guias Lineares e Sistemas Mecatrônicos**. São Paulo – SP: 2004.
- **NSK - Rolamentos**. São Paulo – SP: 1998.
- SASS, F.; BOUCHÉ, C.; LEITNER, A. **DUBBEL – Manual da Construção de Máquinas (Engenheiro Mecânico)**. 13ª ed. Brasil; Ed. Hemus, 1974. v.2. 1040p.
- **Tecnofix**. São Paulo. Apresenta catálogo de Elementos de Fixação. Disponível em: <<http://www.tecnofix.com.br>>. Acesso em: 15 de dezembro de 2004.
- **Vedabrás**. 2ª edição. São Paulo – SP. 325p
- **WEG – Motores Elétricos**. Jaraguá do Sul – SC: 2002.