



**Fábio Eich**

**DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DE TRANSMISSÃO  
PARA UMA ROUTER CNC**

**Horizontina**

**2014**

**Fábio Eich**

**DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DE TRANSMISSÃO  
PARA UMA ROUTER CNC**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, Mestre.

**Horizontina**

**2014**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:**

**“Dimensionamento dos componentes de transmissão para uma Router CNC”**

**Elaborada por:**

**Fábio Eich**

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 13/Novembro/2014  
Pela Comissão Examinadora**

---

**Prof. Me. Anderson Dal Molin  
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

---

**Prof. Me. Valtair de Jesus Alves  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

---

**Prof. Esp. Valmir Vilson Beck  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina  
2014**

## **DEDICATÓRIA**

Aos familiares, a minha namorada Aline e aos amigos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus, pois sem ele não encontraria este caminho.

Agradeço aos meus pais que de um modo ou de outro me ajudaram nessa jornada.

Ao meu orientador, Professor Anderson Dal Molin, pelo apoio e suas orientações metodológicas que contribuíram na realização deste trabalho.

Aos colegas e professores que dividiram seus conhecimentos e serviram de exemplos de vida e formação profissional.

A todos que de uma maneira ou outra contribuíram para que meu sonho se tornasse realidade.

Eu tentei 99 vezes e falhei, mas na centésima tentativa eu consegui; nunca desista de seus objetivos mesmo que esses pareçam impossíveis, a próxima tentativa pode ser a vitoriosa.

Albert Einstein

Para se ter sucesso, é necessário amar de verdade o que se faz. Caso contrário, levando em conta apenas o lado racional, você simplesmente desiste. É o que acontece com a maioria das pessoas.

Steve Jobs

## RESUMO

A máquina de usinagem Router CNC consiste em uma máquina fresadora de portal que tem área útil de usinagem maior do que as fresadoras convencionais, é constituída de estrutura estática (mesa de usinagem e estrutura externa), estrutura mecânica (transmissão) e estrutura eletroeletrônica (Servo motores, Motores de passo e Comando Numérico Computadorizado). Os componentes de transmissão dessas máquinas são distintos, cada combinação diferente de seus componentes vai implicar no ramo de atuação. Os dimensionamentos dos componentes estão diretamente ligados ao processo empregado, variando a aplicação desde o artesanato até a produção de peças seriadas, que, nesse caso, necessita de precisão e repetitividade de posicionamento. Destaca-se como objetivo da pesquisa, dimensionar os componentes da transmissão para que sejam utilizados de maneira correta, utilizando assim menor potência de acionamento e mantendo a robustez e considerando uma carga de trabalho de 10 horas diárias. Os cálculos desenvolvidos nesta pesquisa foram dos fusos de esferas, servo motores, redutores e pinhão e cremalheira. Calculou-se momento torçor do pinhão, velocidade de deslocamento que, neste caso, tornou-se necessário utilizar redutor para obter a velocidade de deslocamento determinada, diâmetro dos fusos, dentre outros pontos abordados. O dimensionamento geral dos componentes obtido é satisfatório levando em consideração o regime de trabalho da máquina, os componentes e as condições de uso.

**Palavras-chave:** Dimensionamento, Transmissão, Router CNC.

## **ABSTRACT**

The Router CNC milling machine consists of a portal milling machine which has surface area of greater than conventional milling machining consists static structure (machining table and external structure), mechanical structure (transmission) structure and electronics (Servo motors, stepper motors and Computerized Numerical Control). The transmission components of these machines are distinguished, each different combination of components will involve in the business of acting. The designs of the components are directly linked to the process used, ranging from crafts to apply to the production of serial parts, which in this case requires precision and repeatability of positioning. Stands out as research objective, scale the transmission components that are used in the correct way, thus using less power to drive and maintaining the robustness and considering a workload of 10 hours per day. The calculations developed in this research were of ball screws, servo motors, gearboxes and rack and pinion. Was calculated torcor moment the pinion, displacement speed in this case, it became necessary to use for reducing the scroll speed determined spindle diameter, among other factors discussed. The overall dimensions of the components obtained is satisfactory taking into account the working regime of the machine components and conditions of use.

**Keywords:** Sizing, Transmission, Router CNC Machining.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Router CNC.....	3
Figura 2 - Conjunto do parafuso com rolamento de esferas .....	4
Figura 3 - Diagrama de força, (a) elevando a carga, (b) baixando a carga.....	5
Figura 4 - Engrenagens Helicoidais .....	6
Figura 5 - Engrenamento Pinhão e Cremalheira.....	7
Figura 6 - Servomotor.....	8
Figura 7 - Componentes básicos de um redutor planetário.....	9
Figura 8 - Diagrama da relação da circunferência em relação ao passo do fuso.....	16
Figura 9 - Relação do torque de saída do motor em relação à força do fuso .....	17
Figura 10 - Relação do torque de saída do motor em relação à força do fuso .....	21
Figura 11 - Dimensões do pinhão selecionado .....	25

## **LISTA DE QUADROS**

Quadro 1 - Especificação do redutor escolhido.....	24
--	----

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1. JUSTIFICATIVA .....	1
1.2. OBJETIVOS .....	1
<b>2. REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	<b>3</b>
2.1. ROUTER CNC .....	3
2.2. FUSOS DE ESFERAS .....	4
2.3. TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS .....	5
2.4. VANTAGEM MECÂNICA .....	7
2.5. SERVO MOTOR .....	8
2.6. REDUTOR PLANETÁRIO .....	9
<b>3. METODOLOGIA</b> .....	<b>10</b>
3.1. MÉTODOS E TÉCNICAS .....	10
3.2. COLETA DE DADOS .....	10
3.3. DEFINIÇÕES DOS COMPONENTES DA TRANSMISSÃO .....	11
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>14</b>
4.1. DIMENSIONAMENTO DO EIXO Z .....	14
4.2. DIMENSIONAMENTO DO EIXO X .....	18
4.3. DIMENSIONAMENTOS DO EIXO Y .....	22
<b>5. CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>29</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>31</b>
<b>ANEXO A – FATORES DE FORMA Q</b> .....	<b>32</b>
<b>ANEXO B – FATORES DE CORREÇÃO DE HÉLICE <math>\Phi_R</math></b> .....	<b>33</b>
<b>ANEXO C – TABELA DE CONVERSÃO DE DUREZA</b> .....	<b>34</b>
<b>ANEXO D – COMPRIMENTO MÁXIMO DOS FUSOS EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO</b> .....	<b>35</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A expansão no mercado de polímeros gera a necessidade de ter máquinas mais confiáveis e com precisão para a usinagem. As máquinas utilizadas para esse processo são denominadas Router CNC, que são máquinas de construção mecânica simples, porém com alta tecnologia embarcada para gerenciamento dos eixos de movimentação (X,Y,Z). Os componentes de transmissão dessas máquinas são distintos, cada combinação diferente de seus componentes vai implicar um ramo de atuação. O objetivo desta pesquisa foi dimensionar os componentes de transmissão para uma máquina que produza peças seriadas, em regime de trabalho de 10 horas diárias. Durante o dimensionamento, foram analisadas algumas configurações diferentes de transmissões, para definir a configuração mais adequada. Com base em informações disponíveis em bibliografias específicas sobre componentes de transmissão, foram pesquisados componentes comerciais que atendessem as especificações do dimensionamento. Com base nesses componentes, uma série de cálculos foram realizados, com o intuito de validar as dimensões obtidas através dos cálculos preliminares.

### 1.1. JUSTIFICATIVA

Esse trabalho responde à seguinte questão: Quais fatores devem ser considerados para a realização do dimensionamento dos componentes de transmissão para uma Router CNC?

Justifica-se a pesquisa pela necessidade de obter uma transmissão com eficiência e corretamente dimensionada para uma indústria de Polímeros da cidade de Santa Rosa, quanto ao dimensionamento de fusos de esferas, aos cálculos de velocidade de avanço e torques no engrenamento. Os estudos permitiram conhecer os potenciais de cada componente de transmissão e em que situação melhor se aplica cada um.

### 1.2. OBJETIVOS

Definiu-se como objetivo geral deste trabalho, o dimensionamento dos elementos de transmissão dos eixos de movimentação de uma Router CNC (X,Y,Z). Entre os objetivos específicos destacam-se:

- Identificar os dados necessários para o dimensionamento;
- Determinar os componentes de transmissão de cada eixo;
- Dimensionamento dos componentes de cada eixo.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1. ROUTER CNC

Uma Router CNC (Figura 1) consiste em uma máquina fresadora de portal que tem uma área de usinagem maior do que as fresadoras convencionais; é constituída de estrutura estática (mesa de usinagem e estrutura externa), estrutura mecânica (transmissão) e estrutura eletroeletrônica (Servo motores, Motores de passo e Comando Numérico Computadorizado).

Figura 1 - Router CNC



Fonte: Autor, 2014.

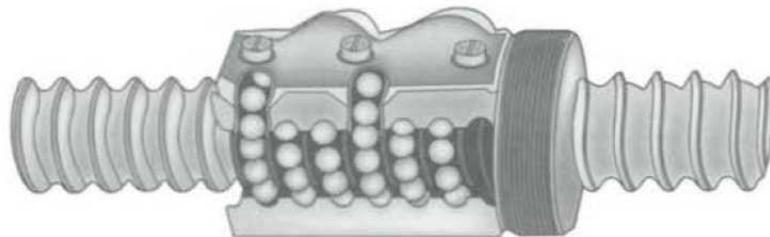
Os componentes de transmissão encontrados nestas máquinas são constituídos principalmente de fuso de esferas, correia sincronizadora, pinhão e cremalheira, motor de passo, servomotor, redutor de velocidade dentre outros elementos.

Para o controle de movimentação dos eixos da Router CNC, são realizadas pelos sistemas de controle que fazem a interface do homem para com a máquina, ou seja, um equipamento em que o operador da máquina pode visualizar em que posição a máquina se encontra, se está no avanço correto entre outros parâmetros, os equipamentos responsáveis por exibir estas informações é o DSP, Mach3 e IHM.

## 2.2. FUSOS DE ESFERAS

Na Figura 2, apresenta-se um parafuso de potência com rolamentos de esferas também denominado de fuso de esferas, em que o atrito de deslizamento é dado pelo contato do rolamento com a pista do parafuso e da porca (castanha). Esse tipo de parafuso de potência tem por principal vantagem a diminuição drástica do atrito e apresenta uma eficiência que pode chegar a 90% ou mais, enquanto o parafuso de potência normal com rosca trapezoidal chega até no máximo a 50%. Em virtude do baixo atrito, os fusos de esferas não são autotravantes. Isso significa que deve ser utilizado também um sistema de freio quando for utilizado para movimentação de cargas verticais (JUVINALL E MARSHEK, 2008).

Figura 2 - Conjunto do parafuso com rolamento de esferas

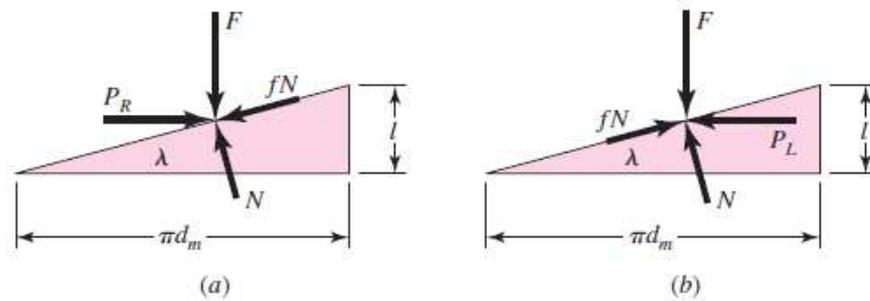


**Fonte:** Juvinal e Marshek, 2008.

O parafuso de potência de rosca trapezoidal é um dispositivo utilizado para transformar movimento circular (rotação) em movimento linear (deslocamento) e, usualmente, para transmitir potência. É muito utilizado em tornos mecânicos e parafusos para morsas, prensas e macacos (SHIGLEY *et al.*, 2011).

Shigley *et al.* (2011) cita que, para o completo entendimento do parafuso de potência é quando uma rosca do parafuso é desenrolada em uma única volta (Figura 3). A rosca se transforma em um plano inclinado, e a borda da rosca forma uma hipotenusa de um triângulo retângulo, sendo a base à circunferência do diâmetro médio da rosca, e a altura é o avanço.

Figura 3 - Diagrama de força, (a) elevando a carga, (b) baixando a carga.



Fonte: Shigley *et al.*, 2011.

Para Collins (2006), em algumas aplicações especiais, nas quais seja muito importante reduzir o atrito de arrasto na rosca, o atrito de deslizamento entre os filetes do parafuso e da porca pode ser substituído pelo atrito do rolamento através do emprego de um parafuso de esferas. Nos parafusos de esferas, há um fluxo contínuo de esferas entre a porca e o parafuso, através da ranhura semicircular do fundo dos filetes rosca.

Juvinall e Marshek (2008) comentam que os parafusos com rolamentos têm uma capacidade maior de suportar cargas do que os parafusos de potência regulares de mesmo diâmetro. As dimensões e os pesos menores são uma das principais vantagens. Em contrapartida, os problemas de flambagem e velocidade crítica podem ser mais severos.

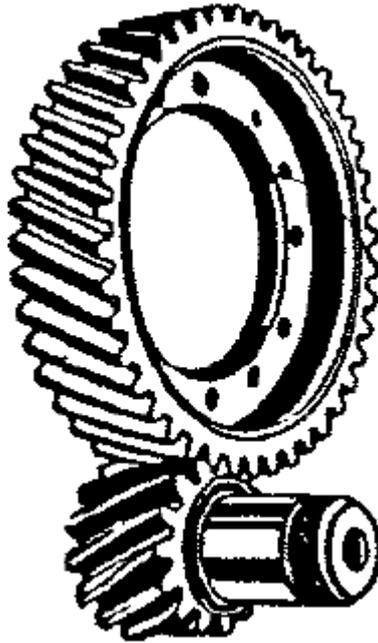
### 2.3. TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS

Segundo Collins (2006), a seleção do melhor tipo de engrenamento para o cenário particular de um projeto depende de muitos fatores, incluindo o arranjo geométrico proposto para a máquina, a relação de redução necessária, a potência a ser transmitida, as velocidades de rotação, as metas de eficiência, as limitações do nível de ruído e as restrições de custos.

As engrenagens helicoidais possuem dentes inclinados com relação ao eixo de rotação (Figura 4) e podem ser utilizadas nas mesmas aplicações das de dentes retos, porém apresentam uma vantagem que é o baixo nível de ruído emitido, devido ao engajamento mais gradual dos dentes durante o engrenamento. Esse tipo de dente também cria forças axiais e conjugados de flexão, que não estão presentes

nos dentes retos. De certo modo, as engrenagens helicoidais são utilizadas para transmitir movimento entre eixos não paralelos. (SHIGLEY *et al.*, 2011, p. 680).

Figura 4 - Engrenagens Helicoidais



**Fonte:** Melconian, 2009, p.133

Em um comparativo entre engrenagens de dentes retos com engrenagens de dentes helicoidais, as de dentes retos são simplesmente helicoidais com ângulo de hélice nulo. A medição do ângulo de hélice  $\Psi$  é sempre na superfície de diâmetro primitivo da engrenagem. Por esses valores não serem padronizados podem variar de  $15^\circ$  e  $30^\circ$ . O ângulo de hélice menor fornece menor carga axial, entretanto o ângulo maior tende a gerar operações mais suaves (JUVINALL E MARSHEK, 2008).

Para Norton (2010), a definição geral de rendimento por engrenagens é dada pela potência de saída em relação à potência de entrada, expressa em porcentagem. O rendimento das engrenagens de dentes retos varia de 98% a 99%. As engrenagens de dentes helicoidais devem ser montadas em conjuntos com rolamentos em seus eixos para que elas não se movimentem ao longo do seu eixo. Um conjunto de engrenagens de dentes helicoidais possui um rendimento de 96% a 98%.

A Figura 5 apresenta conjuntos de pinhão e cremalheira. A principal aplicação de um sistema de pinhão e cremalheira é a conversão de movimento rotativo em linear, podendo ser invertido. Se for utilizado para segurar cargas na vertical, necessita de freio. Um exemplo prático de aplicação é nos sistemas de direção a pinhão e cremalheira em automóveis. A cremalheira também é um elo de mecanismo de várias barras que converte translação linear da cremalheira na quantidade apropriada de movimento angular dos elos seguidores, fixados no sistema de direção frontal. (NORTON, 2010).

Figura 5 - Engrenamento Pinhão e Cremalheira



Fonte: Gambini, 2012

## 2.4. VANTAGEM MECÂNICA

Vantagem Mecânica (ou Ganho Mecânico) é a razão entre a força exercida por um mecanismo e a força aplicada sobre o mesmo, tendo como a alavanca o exemplo mais simples, em que a razão das forças é igual à razão entre os comprimentos dos braços da alavanca (WIKIPÉDIA, 2014).

Para Dantas (2008), toda máquina simples, a razão entre a intensidade da força transmitida e a intensidade da força aplicada na máquina, pelo operador (ou outra máquina) recebe a denominação de vantagem mecânica (VM). Em outras palavras, é o número que multiplica a intensidade da força aplicada para se obter a intensidade de força que é transmitida para a carga.

Como se observa, a VM é grandeza adimensional. Assim, se  $VM = 4$  é a vantagem mecânica de uma dada máquina simples, isso significa que, se lhe for aplicada uma força de 10 kgf, a máquina transmitirá para a carga uma força de 40 kgf (DANTAS, 2008).

## 2.5. SERVO MOTOR

O servomotor é um equipamento eletromecânico que apresenta movimentação proporcional referente a certo comando (Figura 6). Em vez de girar livremente, sem controle de posicionamento, assim como a maioria dos motores, é um dispositivo que utiliza uma malha fechada através de um sinal de controle para verificar a posição atual e atuar no motor para posicioná-lo (SENAI, 2014).

Figura 6 - Servomotor



**Fonte:** MS Mega Service, 2013.

Senai (2014) cita que em comparação com os motores de corrente contínua (CC), o eixo dos servomotores possui liberdade de aproximadamente 180°, sendo muito precisos quanto ao posicionamento. Os servomotores possuem três componentes básicos, que são:

- Sistema atuador;
- Sensor;
- Servodriver.

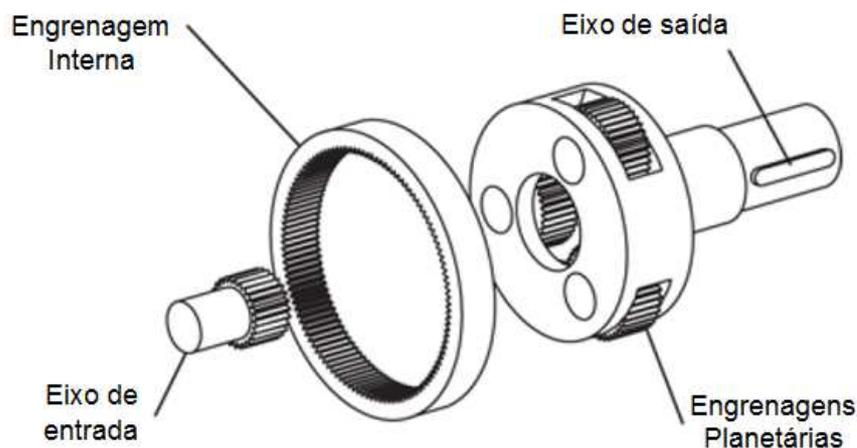
Os servomotores possuem uma grande aplicabilidade e funcionalidade, que se estendem desde o setor da robótica de pequeno porte até as indústrias e seus dispositivos automáticos (MENDONÇA, [s.d.]).

Mendonça [s.d.] afirma que utilizando a tecnologia de ímãs permanentes, os servomotores podem proporcionar precisão e controle de velocidade e posição, sem contar a grande vantagem de ser possível controlar o torque no eixo de forma constante e em larga faixa de rotação.

## 2.6. REDUTOR PLANETÁRIO

Thomson [s.d.] afirma que os redutores planetários são utilizados em controle de movimento com alta precisão, que requer um torque mais elevado em relação à velocidade (pode variar de uma taxa de redução de 2 até 100). Os redutores planetários aumentam o torque pelo fator de relação e, conseqüentemente, reduzem a rotação final no eixo, o que torna possível aumentar a rotação do motor. Na Figura 7, pode-se observar alguns componentes de um redutor planetário.

Figura 7 - Componentes básicos de um redutor planetário



**Fonte:** Thomson [s.d.]

Thomson [s.d.] conclui que redutores planetários são uma excelente solução para uma ampla aplicação de controle de movimento de precisão. A seleção on-line é uma ferramenta de dimensionamento que pode auxiliar na economia de tempo, de engenharia e de projeto, tornando mais fácil comparar os redutores planetários que se encaixam em uma aplicação em particular.

### 3. METODOLOGIA

#### 3.1. MÉTODOS E TÉCNICAS

Para o dimensionamento dos elementos de transmissão da Router CNC, foi necessário conhecer os princípios básicos de funcionamento da máquina e os componentes que a constituem. Para isso foi realizada uma pesquisa bibliográfica sobre o assunto utilizando livros, artigos, catálogos e páginas da internet, para obter um melhor entendimento e saber o princípio de funcionamento do equipamento.

Como metodologia para execução deste trabalho, empregou-se o seguinte procedimento:

- Revisão da literatura pertinente;
- Coleta de dados;
- Definição dos componentes da transmissão;
- Dimensionamento dos componentes de transmissão;

#### 3.2. COLETA DE DADOS

Para iniciar o dimensionamento da transmissão da máquina, foi preciso coletar junto ao cliente as necessidades que deverão compor a máquina. O cliente definiu o tamanho da máquina que se estabeleceu em 4,5 metros de comprimento (Eixo "Y"), 2,5 metros de largura (Eixo "X") e 0,25 metros de altura (Eixo "Z"), sendo essa a capacidade da mesa de usinagem, ou seja, a área útil de corte. O mesmo também definiu o material que será usinado, o UHMW que é um polímero de engenharia muito utilizado em revestimentos de caçamba de caminhões mineradores devido a sua alta resistência a impacto e grande capacidade de deslizamento.

Para o princípio do dimensionamento dos itens pertinentes à transmissão, utilizaram-se as massas do conjunto de cada eixo a ser dimensionado, que foram obtidas através do auxílio de um software de Cad 3D. Após definidas as massas e o comprimento dos eixos, definiram-se os componentes dessa transmissão, levando em consideração características do equipamento e dos componentes da

transmissão que são: Fuso de esferas, Cremalheira, Motores e Redutores de velocidade.

Abaixo estão descritas as massas que deverão ser deslocadas em cada eixo correspondente e a distância que essa massa deverá ser deslocada:

- Eixo “Y” 250kgf, comprimento 4,5 metros;
- Eixo “X” 60kgf, comprimento 2,5 metros;
- Eixo “Z” 23kgf, comprimento 0,25 metros.

Para a definição dos parâmetros de usinagem, necessita-se de um laudo do material contendo limite de ruptura, deformação elástica, deformação plástica e resistência mecânica. Os fabricantes de ferramentas de usinagem não possuem equipamentos especiais para a usinagem desse material, por ser resultado de uma mistura de vários tipos de materiais que resultaram no UHMW. Tendo em vista que não existem informações de usinagem, iniciou-se uma pesquisa para encontrar um metal que contenha propriedades mecânicas similares. Depois de realizada essa análise, encontrou-se o material que mais se aproximou das propriedades do UHMW, que para esse caso, serão utilizados os parâmetros de usinagem do SAE1010/1020.

### 3.3.DEFINIÇÕES DOS COMPONENTES DA TRANSMISSÃO

Para a correta definição dos componentes da transmissão deve-se levar em consideração alguns requisitos. O fabricante do fuso adverte que não deve ser utilizado comprimento acima de 3 metros, decorrente do aumento considerável da flambagem que o fuso de esferas apresenta.

A cremalheira dispõe de dois tipos com dentes os retos que possuem precisão. Embora o nível de ruído seja elevado, devido ao contato dos dentes ser instantâneo, a cremalheira com dentes helicoidais apresenta uma precisão para a aplicação e um nível de ruído menor devido ao contato entre dentes ser gradual. Dependendo da força necessária para retirar da inércia a massa do conjunto, é necessário utilizar, juntamente com a motorização, redutores que ajudam a aumentar o torque necessário para movimentar esse conjunto.

Com relação à motorização, existem dois tipos de motores mais utilizados, que são os motores de passo e os servos motores, sendo os dois com características distintas de um em relação ao outro. Os motores de passo são motores mais utilizados em transmissões em que os componentes não têm contato como, por exemplo, uma máquina de corte plasma, em que o bico de corte não tem contato físico com o material cortado; já, nesse caso específico, a Router tem uma usinagem por contato do mesmo sentido de uma fresadora.

Os motores de passo possuem uma curva de torque em relação à potência mais instável, pois quando se aumenta o torque aplicado no motor, este mesmo reduz a potência, que, por sua vez, “perde o passo”. Essa característica específica para máquinas depende de uma melhor precisão e de uma repetitividade maior. Em máquinas que fazem usinagem por contato, é uma desvantagem muito grande devido ao alto índice de não conformidade gerada pela máquina.

Os servos motores têm a curva torque em relação à potência mais constante, que, por sua vez, quando aumentado o torque do motor, o sistema interno de ímãs permanentes compensa o aumento do torque, aumentando a potência do motor fazendo que, em casos extremos de torque necessário, o servo motor consiga atender o que lhe foi exigido. Com isso aumenta a precisão da transmissão e garante a repetitividade.

O redutor necessário para a aplicação deve ser um que possua o eixo de saída paralelo ao eixo de entrada, porém um fator complicou a escolha, o espaço disponível e o peso que não poderia ser muito elevado.

Levando em consideração os parâmetros e a estrutura da máquina definiram-se a transmissão com os componentes descritos abaixo.

Para o eixo “Y”, optou-se pela cremalheira helicoidal devido ao seu encaixe gradual dos dentes e à rigidez do conjunto. Nesse caso, não foi escolhido o fuso de esferas devido ao grande comprimento do eixo. Com o comprimento de 4,5 metros, o fuso precisaria ter um diâmetro aproximado de 50 milímetros. Isso não garantiria a precisão do conjunto devido à flambagem que ocorre por causa do comprimento elevado do fuso. Para a motorização, optou-se pelos servos motores devido a sua precisão e repetitividade de posicionamento, torque constante durante o gradual

aumento de força. Durante a usinagem, esse foi o outro fator determinante para a escolha do servo motor, e se optou usar redutor de engrenagens devido ao fato de que a inércia da massa a ser deslocada ultrapassou o valor de 10 vezes a inércia do rotor do servo motor, sendo que, nesse caso, é melhor usar redutor de engrenagens.

- Eixo “Y”
  - ✓ Cremalheira helicoidal;
  - ✓ Servo Motor;
  - ✓ Redutor.

Para o eixo “X”, optou-se por usar fuso de esferas devido ao seu comprimento não ser muito elevado, e ter apenas 2,5 metros de comprimento. Nesse caso, comporta usar um fuso de 25 milímetros de diâmetro, não tendo assim uma flambagem elevada. Na motorização, continua sendo utilizado o servomotor, devido ao que foi citado anteriormente.

- Eixo “X”
  - ✓ Fuso de Esferas;
  - ✓ Servo Motor.

Para o eixo “Z”, optou-se por usar fuso de esferas devido ao seu comprimento ser de apenas 250 milímetros de comprimento. Nesse caso, comporta usar um fuso que ficou com o diâmetro de 16 milímetros. Na motorização, continua sendo utilizado o servo motor devido ao que foi citado anteriormente.

- Eixo “Z”
  - ✓ Fuso de Esferas;
  - ✓ Servo Motor.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1. DIMENSIONAMENTO DO EIXO Z

Para o dimensionamento dos componentes do eixo “Z”, há os seguintes dados:

- $L_z = 0,25\text{m}$
- $m_z = 23\text{kgf}$
- $g = 10\text{m/s}$
- $V_{\text{Max}} = 0,1\text{m/s}$
- $R_T = 10$  horas
- $t_{1z} = 0,1$  s

Sendo:

$L_z$ – Comprimento do fuso no eixo Z	(m)
$m_z$ – Massa a ser deslocada no eixo Z	(kgf)
$g$ – Gravidade	(m/s <sup>2</sup> )
$V_{\text{Max}}$ – Velocidade máxima de deslocamento sem atrito	(m/s)
$R_T$ – Regime de trabalho	(Horas)

Para o início do dimensionamento do eixo Z, foi necessário saber a carga axial que o motor e o fuso terão que suportar durante o trabalho do sistema. A carga axial do fuso na vertical é dada pela Equação 1:

$$F_a = (m_z * g) + f + (m_z * \alpha) \quad (\text{eq.1})$$

Sendo:

$F_a$ – Carga axial durante a aceleração ascendente	(N)
$m$ – Massa Transferida	(kgf)
$f$ – Resistencia da superficie da guia	(N)

Antes de calcular a carga axial do eixo “Z”, foi preciso calcular a aceleração que é dada pela Equação 2:

$$\alpha = V_{\text{Max}} / t_1 \quad (\text{eq.2})$$

Sendo:

$\alpha$  – Aceleração (m/s<sup>2</sup>)

$V_{Max}$  – Velocidade máxima (m/s)

$t_1$  – Tempo de aceleração (s)

$$\alpha = \frac{0,1m/s}{0,1s}$$

$$\alpha = 1 \text{ m/s}^2$$

Para o cálculo da carga axial no eixo “Z,” utilizou-se a equação (1). Para esse caso não está sendo considerada a resistência da superfície da guia (f).

$$F_a = (23 * 10) + 0 + (23 * 1)$$

$$F_a = 230 + 0 + 23$$

$$F_a = 253N$$

Para saber qual potência do servomotor que será necessária para elevar a carga do sistema utilizou-se a Equação 3:

$$P = m_z * V_{Max} \quad (\text{eq. 3})$$

Sendo:

P – Potência (W)

$m_z$  – Massa a ser deslocada no eixo Z (N)

$V_{Max}$  – Velocidade máxima de deslocamento sem atrito (m/s)

$$P = 230N * 0,1m/s$$

$$P = 23 \text{ W}$$

O servomotor escolhido, levando em consideração a potência necessária para elevação da carga, é o servomotor da Delta modelo ECMA-0204-01, cujas especificações básicas estão descritas abaixo.

- ✓ P = 100W
- ✓  $D_e = 8\text{mm}$
- ✓ T = 0,32N.m = 0,032kgf

Após consultas feitas em várias literaturas, notou-se que os fusos de esferas não são dimensionados, e sim selecionados através dos catálogos, que contêm a carga dinâmica e a carga estática que os fusos suportariam ao máximo. O fuso selecionado possui  $\varnothing 16$  mm e passo de 5 mm.

- ✓  $D_{\text{Fuso}} = 16\text{mm}$
- ✓  $P_{\text{Fuso}} = 5\text{mm}$
- ✓  $C = 50,26\text{mm}$

Sendo:

$D_{\text{Fuso}}$  – Diâmetro do Fuso (mm)

$P_{\text{Fuso}}$  – Passo do Fuso (mm)

$C$  - Circunferência do Fuso (mm)

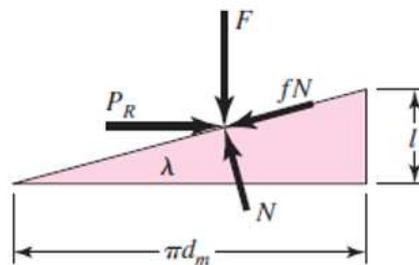
Através desses dados, pode-se calcular a vantagem mecânica do fuso e a circunferência do fuso (Figura 8). Primeiramente, calculou-se a circunferência do fuso, pela Equação 4:

$$C = D_{\text{Fuso}} * \pi \quad (\text{eq. 4})$$

$$C = 16\text{mm} * \pi$$

$$\mathbf{C = 50,26\text{mm}}$$

Figura 8 - Diagrama da relação da circunferência em relação ao passo do fuso



Fonte: Shigley *et al.*, 2011

Após a definição da circunferência do fuso selecionado, calculou-se a vantagem mecânica do fuso, pela Equação 5.

$$V_{\text{Fuso}} = C / l \quad (\text{eq. 5})$$

Sendo:

$V_{Fuso}$  – Vantagem Mecânica do Fuso ( - )

$C$  – Circunferência (mm)

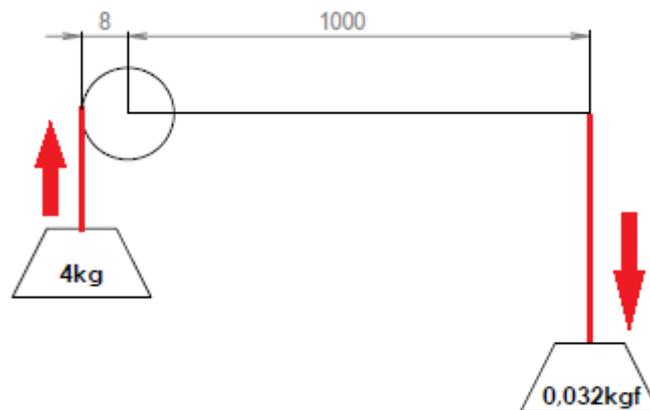
$l$  – Passo do Fuso (mm)

$$V_{Fuso} = 50,26\text{mm} / 5\text{mm}$$

$$\mathbf{V_{Fuso} = 10,05}$$

Após o cálculo da vantagem mecânica do fuso, calculou-se a vantagem mecânica do fuso em relação ao torque do motor (Figura 9), através da Equação 6.

Figura 9 - Relação do torque de saída do motor em relação à força do fuso



Fonte: Autor

$$V_{Mec} = 1000 / R_{Fuso} \quad (\text{eq. 6})$$

Sendo:

$V_{Mec}$  – Vantagem Mecânica (Adimensional)

$R_{Fuso}$  – Raio do Fuso (mm)

$$V_{Mec} = 1000 / 8$$

$$\mathbf{V_{Mec} = 125}$$

Para o cálculo da força tangencial do fuso foram utilizadas as vantagens mecânicas calculadas anteriormente. Nesse cálculo, foi determinada a força parcial do fuso, que é dada pela Equação 7.

$$F_{\text{Fuso}} = F_{\text{Motor}} * V_{\text{Mec}} \quad (\text{eq. 7})$$

Sendo:

$F_{\text{Fuso}}$ – Força Fuso	(kgf)
$F_{\text{Motor}}$ – Força Motor	(kgf)
$V_{\text{Mec}}$ – Vantagem Mecânica	(Adimensional)

$$F_{\text{Fuso}} = 0,032\text{kgf} * 125$$

$$\mathbf{F_{\text{Fuso}} = 4\text{kgf}}$$

O cálculo da força que o fuso suporta levantar foi realizado pela Equação 8, na qual a força tangencial calculada anteriormente foi multiplicada pela vantagem do fuso, obtida pela Equação 4.

$$F_{\text{T}} = F_{\text{Fuso}} * V_{\text{Fuso}} \quad (\text{eq. 8})$$

Sendo:

$F_{\text{T}}$ – Força Total	(kgf)
$F_{\text{Fuso}}$ – Força Fuso	(kgf)
$V_{\text{Fuso}}$ – Vantagem Mecânica do Fuso	(Adimensional)

$$F_{\text{T}} = 4\text{kgf} * 10,05$$

$$\mathbf{F_{\text{T}} = 40,2\text{kgf}}$$

Após o dimensionamento do motor a ser utilizado e a escolha do fuso a ser utilizado, chegou-se à força que o fuso de Ø16 milímetros suporta levantar. A massa dinâmica que o conjunto tem é de 25,3kgf, e o fuso suporta levantar uma massa dinâmica de 40,2kgf. Portanto, o fuso dimensionado e o motor dimensionado estão corretos.

#### 4.2. DIMENSIONAMENTO DO EIXO X

Na sequência, foram dimensionados os componentes do eixo “X”, que possui as mesmas configurações do que foi dimensionado anteriormente. Com relação ao coeficiente de atrito ( $\mu$ ) pesquisado em várias bibliografias, há variações de 0,003 até 0,006, sendo esse valor utilizado somente com o eixo na posição horizontal.

- $L_x = 2,5 \text{ m}$
- $m_x = 60 \text{ kgf}$
- $g = 10 \text{ m/s}$
- $V_0 = 0,25 \text{ m/s}$
- $\mu = 0,003$
- $t_1 = 0,2 \text{ s}$
- $R_T = 10 \text{ horas}$

Sendo:

$L_x$ – Comprimento do fuso no eixo X	(m)
$m_x$ – Massa a ser deslocada no eixo X	(kgf)
$g$ – Gravidade	(m/s <sup>2</sup> )
$V_{Max}$ – Velocidade máxima de deslocamento sem atrito	(m/s)
$R_T$ – Regime de trabalho	(Horas)
$\mu_x$ – Coeficiente de atrito	(Adimensional)

Para o início do dimensionamento do eixo X, necessitou-se saber qual será a carga axial que o motor e o fuso terão que suportar durante o trabalho do sistema. A carga axial do fuso na horizontal é dada pela equação abaixo:

$$F_a = (\mu * m * g) + f + (m * \alpha) \quad (\text{eq. 9})$$

Sendo:

$F_a$ – Carga axial durante a aceleração para frente	(N)
$m$ – Massa Transferida	(kg)
$\mu$ – Coeficiente de atrito	(Adimensional)
$f$ – Resistência da superfície da guia	(N)

Antes de calcular a carga axial do eixo “X”, foi preciso calcular a aceleração que é dada pela Equação 2.

$$\alpha = \frac{0,25 \text{ m/s}}{0,20 \text{ s}}$$

$$\alpha = 1,25 \text{ m/s}^2$$

Para o cálculo da carga axial no eixo “X”, utilizou-se a Equação 9. Para esse caso, não foi considerada a resistência da superfície da guia (f).

$$F_a = (0,003 * 60 * 10) + 0 + (60 * 1,25)$$

$$F_a = 1,8 + 0 + 75$$

$$\mathbf{F_a = 76,8N}$$

Para saber qual a potência do servomotor que será necessária para deslocar a carga do sistema empregou-se a Equação 3.

$$P = 600N * 0,25m/s$$

$$\mathbf{P = 150 W}$$

O servo motor escolhido, levando em consideração a potência necessária para elevação da carga, é o da Delta, modelo ECMA-0206-02, no qual as suas especificações básicas estão descritas abaixo.

- ✓ P = 200W
- ✓ D<sub>e</sub> = 14mm
- ✓ T = 0,64N.m = 0,064kgf

Através desses dados, pode-se calcular a vantagem mecânica do fuso e a circunferência do fuso. Primeiramente, foi calculada a circunferência do fuso, conforme Equação 4.

- ✓ D<sub>Fuso</sub> = 25mm
- ✓ l = 5mm
- ✓ C = 78,54mm

$$C = 25mm * \pi$$

$$\mathbf{C = 78,54mm}$$

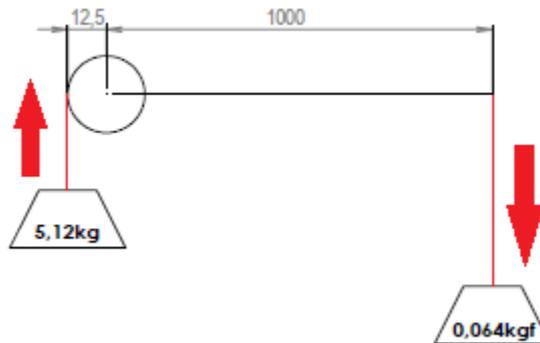
Após obtido a circunferência do fuso selecionado, calculou-se a vantagem mecânica do fuso através da Equação 5.

$$V_{Fuso} = 78,54mm / 5mm$$

$$\mathbf{V_{Fuso} = 15,71}$$

Após obtido a vantagem mecânica do fuso, foi calculada a vantagem mecânica do fuso em relação ao torque do motor (Figura 10), pela Equação 6.

Figura 10 - Relação do torque de saída do motor em relação à força do fuso



Fonte: Autor

$$V_{Mec} = 1000 / 12,5$$

$$V_{Mec} = 80$$

Para o cálculo da força tangencial do fuso, foram utilizadas as vantagens mecânicas calculadas anteriormente. Nesse cálculo será definida a força parcial do fuso, que é dada pela equação 7.

$$F_{Fuso} = 0,064kgf * 80$$

$$F_{Fuso} = 5,12kgf$$

Para o cálculo da força que o fuso suporta movimentar, é dada a equação (8), em que a força tangencial calculada anteriormente é multiplicada pela vantagem do fuso, que é dada pela Equação 5.

$$F_T = 5,12kgf * 15,71$$

$$F_T = 80,43kgf$$

Após o dimensionamento da potência do motor a ser utilizado e a escolha do fuso a ser utilizado, chegou-se à força que o fuso de Ø25 milímetros suporta arrastar. A massa dinâmica que o conjunto tem é de 66kgf, e o fuso suporta arrastar uma massa dinâmica de 80,43kgf, portanto o dimensionamento do fuso e do servo motor é satisfatório.

### 4.3. DIMENSIONAMENTOS DO EIXO Y

Para o dimensionamento do eixo “Y”, empregou-se equações diferentes, pois será utilizado juntamente com o servo motor conjunto de pinhão e cremalheira. No decorrer deste trabalho através de cálculos, foi analisada a necessidade de usar um redutor planetário ou não.

Para o dimensionamento dos componentes, os parâmetros estão descritos abaixo.

- $L_Y = 4,5 \text{ m}$
- $m_Y = 250\text{kgf}$
- $g = 10\text{m/s}$
- $V_0 = 0,25\text{m/s}$
- $t_1 = 0,2 \text{ s}$
- $R_T = 10 \text{ horas}$

Sendo:

$L_Y$ – Comprimento no eixo Y	(m)
$m_Y$ – Massa a ser deslocada no eixo Y	(kgf)
$g$ – Gravidade	(m/s <sup>2</sup> )
$V_{Max}$ – Velocidade máxima de deslocamento sem atrito	(m/s)
$R_T$ – Regime de trabalho	(Horas)

Para calcular o momento torçor no eixo do motor, deve-se calcular primeiramente a potência que será necessária para retirar a massa da inércia, A fórmula da potência e dada pela equação 3.

$$P = 2500\text{N} * 0,25\text{m/s}$$

$$\mathbf{P = 625W}$$

Nesse caso, porém, no eixo Y serão utilizados dois motores para a melhor movimentação, por causa da distância que há entre um lado e outro na máquina. Nesse caso, a potência calculada será dívida por dois para saber a potência de cada motor que, nessa situação ficou com uma potência de 312,5W. Selecionando o modelo que mais se aproxima dessa potência é o modelo ECMA-C206-04 com uma potência de 400W e torque de 1,27 N.m.

Calculando a velocidade de deslocamento do eixo Y, pode-se saber se será necessário acoplar um redutor junto ao servomotor ou não.

$$V_{Desl} = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \lambda} \quad (\text{eq. 10})$$

Sendo:

$V_{Desl}$  – Velocidade de Deslocamento (m/s)

$d_o$  – Diâmetro Primitivo do pinhão (mm)

$n$  – Rotação do pinhão (rpm)

$\lambda$  – Ângulo de hélice da engrenagem (-)

$$V_{Desl} = \frac{\pi \cdot 38,197 \cdot 3000}{60 \cdot 1000 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$V_{Desl} = 6,38\text{m/s}$$

Sabendo que a velocidade máxima do sistema solicitada pelo cliente é de 0,25m/s e o valor calculado é de 6,38m/s, deverá ser utilizado um redutor para poder reduzir a velocidade do conjunto, tornando-se necessário fazer o cálculo da relação necessária que é dada pela Equação 11.

$$R = \frac{V_{Desl}}{V_{Sist}} \quad (\text{eq. 11})$$

Sendo:

$R$  = Relação de velocidade (-)

$V_{Desl}$  – Velocidade de Deslocamento (m/s)

$V_{Sist}$  – Velocidade do sistema (m/s)

$$R = \frac{6,38\text{m/s}}{0,25\text{m/s}}$$

$$R = 25,52$$

Para atingir a velocidade estipulada para o sistema, deverá ser utilizado um redutor que comporte uma redução mínima de 25,5 vezes. Com base no catálogo da

Apex Dynamics do Brasil [s.d.], foi selecionado o redutor de modelo PE090-225, com redução de 25 vezes, cujas especificações estão abaixo.

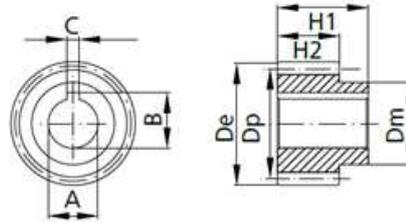
Quadro 1 - Especificação do redutor escolhido

Modelo No	Unidades	Estágio	Redução	PE090
Torque Nominal de Saída T	Nm	2	25	104
Torque de Emergência	Nm	2	3-100	3 vezes o Torque Nominal de Saída
Velocidade Nominal de Entrada N	rpm	2	3-100	3600
Velocidade Máxima de Entrada N	rpm	2	3-100	6000
Folga	arcmin	2	15-100	≤6
Rigidez Torsional	Nm/arcmin	2	3-100	13,5
Carga Radial Máxima F	N	2	3-100	2060
Carga Axial Máxima F	N	2	3-100	1030
Tempo de Vida Util	horas	2	3-100	20000
Eficiência	%	2	15-100	≥94%
Peso	kg	2	15-100	5,2
Temperatura de Operação	°C	2	3-100	0°C - 90°C
Lubrificação		2	3-100	Graxa Lubrificação Sintética
Grau de Proteção		2	3-100	IP64
Posição de Montagem		2	3-100	Todas Direções
Nível de Ruído (n=3000rpm, sem carga)	dB	2	3-100	≤72

**Fonte:** Adaptado de Apex Dynamics Brasil pg. 03, [s.d.]

Para o cálculo do torque no pinhão, utilizou-se a equação dada abaixo. O pinhão, por sua vez, foi selecionado a partir das suas características no catálogo da Gambini (2012). O que foi levado mais em consideração para a escolha do pinhão (Figura 11) foi o diâmetro máximo que poderia ser usinado no cubo do pinhão ( $D_m$  e  $A$ ). Nesse caso, o diâmetro do eixo do redutor mostrado na figura 11. Com isso o torque no pinhão deve ser multiplicado por 25, que é a taxa de redução do redutor selecionado.

Figura 11 - Dimensões do pinhão selecionado



CÓDIGO	M	Z	De	Dp	C	B	Ah6	H2	H1	Dmh8	$\beta$
1HG36L020018L	2	18	42,197	38,197	5	18,3	20	28	65	30	19°31'42"

**Fonte:** Adaptado do Catálogo Gambini pg. 49, 2012

Para iniciar o dimensionamento dos esforços sofrido pelo pinhão, devemos começar pela Pressão admissível, que impacta em dois fatores o fator de durabilidade (eq.12) e a intensidade da pressão admissível (eq.13). Neste caso como será acoplado um redutor de 25 vezes no motor, foi necessário dividir a rotação do motor por 25, para obter a rotação no pinhão.

$$W = \frac{60 * n_p * h}{10^6} \quad (\text{eq. 12})$$

Sendo:

W – Fator de Durabilidade (Adimensional)

$n_p$  – Rotação do pinhão (RPM)

h – Vida útil (horas)

$$W = \frac{60 * 120 \text{ rpm} * 10^4}{10^6}$$

$$W = 72$$

Obtido o fator de durabilidade do pinhão pode-se dar sequencia no dimensionamento calculando a Pressão admissível de contato conforme Equação 13.

$$P_{adm} = \frac{0,487 * HB}{W^{1/6}} \quad (\text{eq. 13})$$

Sendo:

$P_{adm}$  – Pressão admissível de contato (N/mm<sup>2</sup>)

HB – Dureza do material em Brinell (HRB)

W – Fator de durabilidade (Adimensional)

$$P_{adm} = \frac{0,487 * 6270}{72^{1/6}}$$

$$P_{adm} = 1.504,2 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{adm} = 15,04 \times 10^2 \text{ N/mm}^2$$

A conversão de dureza Rockwell (C) em dureza Brinell (B) é obtida por meio da tabela de conversão de dureza conforme Anexo C.

O cálculo de momento torçor sofrido pelo pinhão é dado pela equação abaixo, devido ao uso do redutor, o momento torçor calculado deve ser multiplicado por 25, pelo fato de ter um redutor de 25 vezes acoplado no motor.

$$M_t = \frac{3000}{\pi} * \frac{P}{n} \quad (\text{eq. 14})$$

Sendo:

$M_T$  – Momento torçor (N.mm)

P – Potência motor (W)

n – Rotação motor (RPM)

$$M_t = \frac{3000}{\pi} * \frac{400 \text{ w}}{3000 \text{ rpm}}$$

$$M_t = 1.273,24 \text{ N.mm}$$

$$M_t = 1.273,24 \text{ N.mm} \times 25$$

$$M_t = 31.831 \text{ N.mm}$$

Obtido o momento torçor atuante sobre o dente da engrenagem foi possível calcular a força tangencial atuante que é dada pela equação 15.

$$F_t = \frac{2M_t}{d_o} \quad (\text{eq. 15})$$

Sendo:

$M_T$  – Momento torçor (N.mm)

$d_o$  – Diâmetro primitivo pinhão (mm)

$$F_t = \frac{2 * 31.831 \text{ N.mm}}{38,197 \text{ mm}}$$

$$F_t = 1.666,67 \text{ N}$$

Obtido a Força tangencial que atua sobre o dente da engrenagem, foi possível obter a Tensão Máxima ( $\sigma_{\text{máx}}$ ) atuante para equivalente à 10h de serviço. O material utilizado no pinhão é o aço SAE 8640 com uma tensão admissível de 200 Mpa.

$$\sigma_{adm} = \frac{F_t * q}{b * M_{n0} * e * \varphi} \leq \sigma_{material} \quad (\text{eq. 16})$$

Sendo:

$\sigma_{adm}$ – Tensão admissível pé do dente	(N/mm <sup>2</sup> )
$F_t$ – Força tangencial	(N)
$q$ – Fator de forma	(Adimensional)
$b$ – Largura pinhão	(mm)
$M_{n0}$ – Modulo normalizado	(Adimensional)
$e$ – Fator de carga $0,80 \leq e \leq 1,50$	(Adimensional)
$\varphi_r$ – Fator de correção de hélice (Anexo B)	(Adimensional)

Fator de Carga (Serviço) “e”

$e = 0,80$  – serviços pesados

$e = 1,0$  – serviços normais

$e = 1,50$  – serviços leves

O fator de forma de engrenagem é obtido em função do número de dentes conforme mostrado no Anexo A. Para o fator de carga do pinhão leva-se em consideração serviços normais.

$$\sigma_{adm} = \frac{1.666,67 \text{ N} * 3,5}{28 \text{ mm} * 2 * 1 * 1,35} \leq \sigma_{material}$$

$$\sigma_{adm} = 77,16 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 77,16 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{material} = 200 \text{ N/mm}^2$$

Obtido a  $\sigma_{adm}$  no pé do dente, que foi menor que a  $\sigma_{material}$  analisando estes dados se chegou à conclusão que a tensão admissível de 77,16 N/mm<sup>2</sup> sofrida no pé do dente da engrenagem é equivalente a 38,6% da tensão do material, portanto suportara o esforço aplicado nela.

Analisando todos os dimensionamentos descritos nesta pesquisa podemos chegar à conclusão que foram satisfatórios, não havendo nenhum superdimensionamento em nenhum dos componentes apresentados, e também analisando a viabilidade de posteriormente ser executado este projeto usando como base os cálculos apresentados.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao término deste trabalho, dimensionou-se os componentes de transmissão para uma Router CNC, contemplando todos os aspectos e etapas de dimensionamento, tendo como objetivo dimensionar corretamente os componentes sem superdimensionamento e utilizando componentes comerciais para facilitar a posterior fabricação do equipamento.

Analisando a metodologia implementada, aponta-se como principal contribuição a separação por etapas onde a busca por informações sobre os dados necessários agilizou o processo de dimensionamento, os elementos de transmissão foram dimensionados atendendo os requisitos propostos, proporcionaram uma visão ampla dos principais fatores que incidem dentro de uma transmissão de uma Router CNC, desta forma, permitindo otimizar o sistema utilizando somente a potência necessária para a movimentação dos eixos durante o uso.

Ao analisar os resultados pode-se afirmar que:

- Os resultados obtidos a partir do dimensionamento dos servos motores, cumprem com eficiência o que será exigido durante a movimentação máxima de deslocamento da transmissão que é de 0,25m/s.
- Os fusos apresentaram uma eficiência nas duas situações que foram implementadas na transmissão uma utilizada na horizontal, o diâmetro calculado juntamente com o comprimento, estão dentro comprimento aceitável para que não ocorra a flambagem conforme Anexo D, e o que foi utilizado na vertical não apresentou flambagem devido ao seu comprimento reduzido, ambos resistem ao que foi proposto nos cálculos.
- Os resultados obtidos com os cálculos do dimensionamento do pinhão foram satisfatórios em todos os aspectos, a Tensão Admissível no pé do dente é o ponto onde mais ocorre ruptura devido a tensão aplicada ser maior que a tensão do material utilizado para a fabricação do componente, neste caso a Tensão Admissível do pinhão calculada ficou em 38,6% em relação a Tensão do material utilizado na fabricação do componente, com isso o pinhão resistirá aos esforços aplicados.

Sendo estes dimensionamentos validados através de cálculos, este sistema de transmissão representa um avanço para o mercado de Router CNC, proporcionando assim um ganho de conhecimento e apontando meios de melhoramento das máquinas que existem no mercado nacional, que muito provável que não utilizam este método de cálculo para as suas máquinas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APEX DYNAMICS BRASIL. **Redutores Planetários**: Série PE/PG/PN/PB. Catálogo, Indaiatuba – SP, s.d.

COLLINS, J. A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**: Uma Perspectiva de Prevenção de Falha. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

DANTAS, V. B. **Estática**: Equilíbrio dos Sistemas de Forças. Universidade Federal Rural do Semi-Árido. Apostila, 2008.

EGROJ. **Fuso de Esferas**. Catálogo. Disponível em: <<http://www.egroj.com.br/catalogos.htm>> Acesso em: Abril 2014

GAMBINI MECCANICA. **Catálogo Prodotti**: Precisione e Resistenza la Combinazione Perfetta. Catálogo de Produtos, Gambini Meccanica s.r.l., Pesaro – Italy, 2012.

JUNIOR, A. **Elementos de Máquinas e Sistemas Mecânicos**: Engrenagens Helicoidais. Apostila, UNICAMP, s.d.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamento do Projeto de Componentes de Máquinas**. 4ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

NORTON, L. R. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. Trad. de Alessandro P. de Medeiros *et al.* Porto Alegre: AMGH, 2010.

NORTON, L. R. **Projeto de Máquinas**: Uma Abordagem Integrada. Trad. de João Batista de Aguiar *et al.* 2ª Edição. Porto Alegre: Bookman, 2004.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 9. ed. São Paulo: Erica, 2009.

MENDONÇA, V. **Servomotor**: Princípio de Funcionamento. Engenharia de Controle de Automação. Trabalho Acadêmico, IST, Joinville - SC, [s.d.]

MS MEGA SERVICE. **Motores**. 2013. Disponível em: <<http://msmegaservice.com.br/motores.html>>. Acesso em: Maio 2014.

SENAI. **Apostila de Atualização Tecnológica de Técnicas de Controle**, Porto Alegre - RS, 2014.

SHIGLEY, J. E. et al. **Elementos de Máquinas de Shigley**: Projeto de Engenharia Mecânica. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

THOMSON - **Understanding, Selecting and Applying Planetary Gearheads**. Manual Técnico, Thomson Linear Motion, Wood Dale, IL, [s.d.]

WIKIPÉDIA **Vantagem Mecânica** Disponível em: <[http://pt.wikipedia.org/wiki/Ganho\\_mec%C3%A2nico](http://pt.wikipedia.org/wiki/Ganho_mec%C3%A2nico)>. Acesso em: Setembro 2014

### ANEXO A – Fatores de Forma q

<b>Engrenamento Externo</b>									
nº de dentes	10	11	12	13	14	15	16		
fator q	5,2	4,9	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7		
nº de dentes	17	18	21	24	28	34	40		
fator q	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9		
nº de dentes	50	65	80	100					
fator q	2,8	2,7	2,6	2,6	2,5				
<b>Engrenamento Interno</b>									
nº de dentes	20	24	30	38	50	70	100	200	
fator q	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5

Fonte: Melconian, 2009, p.102.

**ANEXO B – Fatores de Correção de Hélice  $\varphi$ r**

$\varphi_p$	1,0	1,2	1,28	1,35	1,36
$\beta_c$	0°	5°	10°	15° a 25°	25° a 45°

**Fonte:** Melconian, 2009, p.134.

### ANEXO C – Tabela de Conversão de Dureza

Brinell		Resistência N/mm <sup>2</sup>	Rockwell				
Impr. mm Carga 30kN Esfera	Dureza HB (N/mm <sup>2</sup> )	Aço Carbono HB x 0,35	$\frac{C}{Rc}$	B Rb	A Ra	Shore	Vickers
10mm							
(2.05)	(8980)	3233					
(2.10)	(8570)	3085					
(2.15)	(8170)	2941					
(2.20)	(7800)	2808	70			106	1150
(2.25)	(7450)	2682	68		84.1	100	1050
(2.30)	(7120)	2563	66			95	960
(2.35)	(6820)	2455	64		82.2	91	886
(2.40)	(6530)	2351	62		81.2	87	820
(2.45)	(6270)	2257	60		80.5	84	765
(2.50)	(6010)	2184	58		80.2	81	717
2.55	5780	2081	57		79.4	78	675
2.60	5550	1998	55	(120)	78.6	75	533
2.65	5340	192.2	53	(119)	77.9	72	598
2.70	5140	1850	52	(119)	77.0	70	
2.75	4950	1782	50	(117)	76.5	67	
2.80	4770	1717	49	(117)	75.7	65	515
2.85	4610	166.0	47	(116)	75.0	63	567
2.90	4440	159.8	46	(115)	74.2	61	540
2.95	4290	1544	45	(115)	73.4	59	454
3.00	4150	1494	44	(114)	72.8	57	437
3.05	4010	1444	42	(113)	72.0	55	420
3.10	3880	1387	41	(112)	71.4	54	404
3.15	3750	1350	40	(112)	70.6	52	389
3.20	3630	1307	38	(110)	70.0	51	375
3.25	3520	1267	37	(110)	69.3	49	363
3.30	3410	1228	36	(109)	68.7	48	350
3.35	3310	1192	35	(109)	68.1	46	339
3.40	3210	1156	34	(108)	67.5	45	327
3.45	3110	1120	35	(108)	66.9	44	316
3.50	3020	1087	32	(107)	66.3	43	305
3.55	2930	1055	31	(106)	65.7	42	296
3.60	2850	1026	30	(105)	65.3	40	287
3.65	2770	99.7	29	(104)	64.6	39	279
3.70	2690	969	28	(104)	64.1	38	270
3.75	2620	943	26	(103)	63.6	37	263
3.80	2550	918	25	(102)	63.0	37	256
3.85	2480	893	24	(102)	62.5	36	248
3.90	2410	868	23	100	61.8	35	241
3.95	2350	846	22	99	61.4	34	235
4.00	2290	824	21	98	60.8	33	229

Fonte: Melconian, 2009, p.108.

**ANEXO D – Comprimento máximo dos fusos em função do diâmetro**

Diâmetro (mm)	9,5	16	25	32	40	50	63	75	80
Comp. Máximo (mm)	1.500	2.000	3.500	4.000	5.000	6.000	6.000	6.000	6.000

Fonte: Egroj, [s.d.], p.04.