



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

VENANCIO CASTRO NOGUEIRA CORDEIRO

PROJETO DE CONJUNTO REDUTOR DE VELOCIDADE UTILIZANDO
ENGRENAGEM SEM-FIM

Guaratinguetá
2012

VENANCIO CASTRO NOGUEIRA CORDEIRO

PROJETO DE CONJUNTO REDUTOR DE VELOCIDADE UTILIZANDO
ENGRENAGEM SEM-FIM

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

C794p	Cordeiro, Venancio Castro Nogueira Projeto de conjunto redutor de velocidade utilizando engrenagem sem- fim / Venancio Castro Nogueira Cordeiro – Guaratinguetá : [s.n], 2012.
	69 f : il.
	Bibliografia: f. 59 - 60
	Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.
	Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva
	1. Engrenagens 2. SolidWorks (Programa de computador) 3. Método dos elementos finitos I. Título
	CDU 621.83

**PROJETO DE CONJUNTO REDUTOR DE VELOCIDADE UTILIZANDO
ENGRENAGEM SEM-FIM**

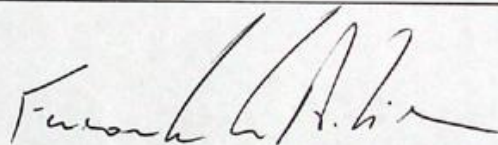
VENANCIO CASTRO NOGUEIRA CORDEIRO

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

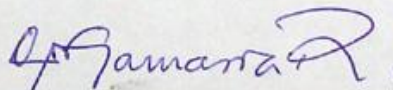
Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



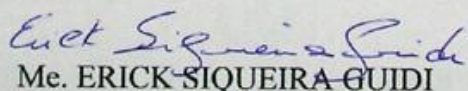
Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA

ORIENTADOR / UNESP-FEG



Prof. Dr. VICTOR ORLANDO GAMARRA ROSADO

UNESP-FEG



Me. ERICK SIQUEIRA GUIDI

UNESP-FEG

DADOS CURRICULARES

VENANCIO CASTRO NOGUEIRA CORDEIRO

NASCIMENTO	10.07.1990 - TAUBATÉ/SP
FILIAÇÃO	Maria de Lourdes Castro Nogueira Cordeiro Rodrigo Simões Cordeiro
2008/2012	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

"Seja você quem for, seja qual for a posição social que você tenha na vida, a mais alta ou a mais baixa, tenha sempre como meta muita força, muita determinação e sempre faça tudo com muito amor e com muita fé em Deus, que um dia você chega lá. De alguma maneira você chega lá."

Ayrton Senna

CORDEIRO, V. C. N. Projeto de conjunto redutor de velocidade utilizando engrenagem sem-fim. 2012. 69 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

Este trabalho baseia-se inicialmente na solução de um problema que consiste em uma elevação de carga em um galpão com foco específico no projeto dessa solução e comparação dos resultados baseados na sequência do livro e simulação via elementos finitos a partir da modelagem das peças. A partir disso foi realizado o projeto de um conjunto redutor para solucionar o problema e facilitar o trabalho. O projeto consistiu basicamente no estudo, projeto e posterior simulação via software de um conjunto redutor por engrenagem sem-fim e suas etapas, partindo das condições iniciais do problema (elevação de uma carga a uma determinada altura em certo tempo) e seguindo toda a sequência de projeto do conjunto redutor, iniciando-se no pré-dimensionamento do sem fim e seleção do motor elétrico, que consiste em um projeto iterativo, na sequência foi feita seleção de materiais, dimensionamento da engrenagem sem-fim e coroa, eixos, chavetas, cálculo e seleção de rolamentos e o acoplamento. Posteriormente foi realizada a modelagem tridimensional das peças no programa SolidWorks e então foi feita a simulação através do software Ansys. Os resultados obtidos demonstram a enorme importância do CAD (computer aided design) em termos de agilidade e redução de custos com prototipagem.

PALAVRAS-CHAVE: Engrenagem. Sem-fim. Conjunto redutor. Projeto. SolidWorks. Ansys. Elementos finitos.

CORDEIRO, V. C. N. Project of a worm gear speed reducer. 2012. 69 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

This work is initially based in give a solution to a problem consisting of lifting a load in a warehouse focusing specifically on the solution's project and comparison of the results obtained following the sequence of the book and comparing these results with the finite elements simulation based on the 3D components modeling. Starting from that was realized the project of the worm gear reducer to solve the problem and makes the work easier. The project consisted basically of the study, project itself and simulation by software of a worm gear reducer and projects steps, starting with the initial problem conditions (to lifting a load up to an specific height at a given time) following all the reducer project sequence, starting by the preliminary draft and electric motor selection using iterative process, material selection, worm gear dimensioning, axles, keyways, bearings and coupling. After that was performed the three dimensional modeling of the components using SolidWorks software and simulating these components using Ansys software. The results show the importance of the CAD in terms of improving project development speed and reducing costs with prototypes.

KEYWORDS: Worm gear. Gear. Reducing gearbox. Project. SolidWorks. Ansys. Finite elements.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 Objetivos e justificativas.....	11
1.2 Objetivo geral.....	11
1.3 Objetivo específico.....	12
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	13
2.1 Materiais.....	13
2.2 Fadiga.....	13
2.3 Engrenagens.....	17
2.4 Eixos.....	26
2.5 Chavetas.....	28
2.6 Acoplamentos.....	29
2.7 Rolamentos.....	30
2.8 Motor elétrico.....	31
2.9 Análise computacional.....	32
3 PROJETO	34
3.1 Dados do problema.....	34
3.2 Dimensões do conjunto sem-fim.....	34
3.3 Seleção do motor elétrico.....	38
3.4 Dimensionamento do eixo sem-fim.....	39
3.5 Dimensionamento do eixo da coroa.....	42
3.6 Verificação da tensão na coroa.....	45
3.7 Dimensionamento das chavetas.....	46
3.8 Dimensionamento dos rolamentos.....	47
3.9 Dimensionamento do acoplamento.....	49
3.10 Análise Computacional.....	50
4 CONCLUSÕES	58
Referências.....	59
APÊNDICE A –Eixo sem-fim.....	61
APÊNDICE B - Eixo da coroa.....	62
APÊNDICE C - Coroa.....	63
APÊNDICE D – Chavetas.....	64
ANEXO A – Motor.....	65
ANEXO B – Dados do Bronze C86500.....	66
ANEXO C – Dados do Aço SAE 1020.....	67
ANEXO D – Fatores de concentração de tensões para rebaixo.....	68
ANEXO E – Fatores de concentração de tensões para sulco.....	69

1 INTRODUÇÃO

Em praticamente qualquer máquina existente necessita-se adequar a velocidade e torque à necessidade de algum processo ou operação. As engrenagens e seus conjuntos redutores acabam sendo uma solução relativamente simples e durável, com elevada eficiência na maioria dos casos e se adequando facilmente às necessidades de projeto.

As engrenagens surgiram faz muito tempo, sendo utilizadas desde a China antiga e muito utilizadas nos desenhos das máquinas de Leonardo Da Vinci, como visto na Figura 1. Fabricadas artesanalmente a partir da madeira e com dentes feitos de pinos do mesmo material. Com novas tecnologias e o domínio da fundição, processamento de metais, as engrenagens passaram a ser produzidas com materiais metálicos. Seus dentes evoluíram para uma moldagem muito melhor do que os pinos de madeira. Atualmente as engrenagens são feitas utilizando-se diversos materiais, mas principalmente aços, bronzes e também plásticos.

O avanço tecnológico também gerou novas ferramentas capazes de auxiliar o engenheiro no projeto e desenvolvimento de peças. A utilização de computadores para realização de simulações computacionais se tornou bem difundida, os softwares foram se aperfeiçoando. Graças a essa popularização dos computadores e a evolução da simulação por elementos finitos, diversas empresas passaram a utilizar essa tecnologia e modelagem de peças, sendo uma ferramenta de extrema importância na engenharia, reduzindo o tempo e custo de projeto significativamente.

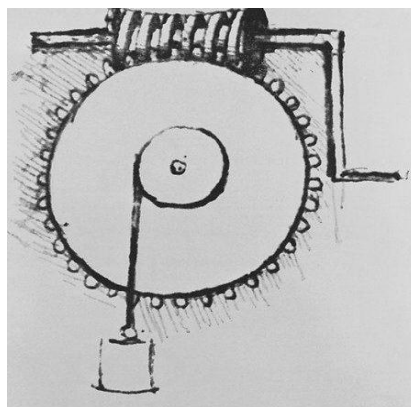


Figura 1 – Esboço de Leonardo Da Vinci.(EUSKOSNEWS)

1.1 OBJETIVOS E JUSTIFICATIVAS

O objetivo do presente trabalho é projetar um conjunto redutor de velocidades utilizando engrenagem sem-fim, visando solucionar o problema de elevação de carga em um galpão. Também se objetiva realizar a modelagem computacional, análise por elementos finitos com o software ANSYS e comparação de ambos os resultados.

Dentre as justificativas para escolha do trabalho merece destaque o fato do conjunto redutor por engrenagens sem-fim ser um tema pouco explorado em sala de aula, porém sendo esse conjunto muito utilizado em diversos equipamentos e máquinas. A Figura 2 ilustra o sistema proposto.

Também é interessante citar o fato desse trabalho ser um projeto composto por vários componentes e em sala de aula geralmente aborda-se um componente de cada vez, já com vários dados de projeto necessários à solução do problema.

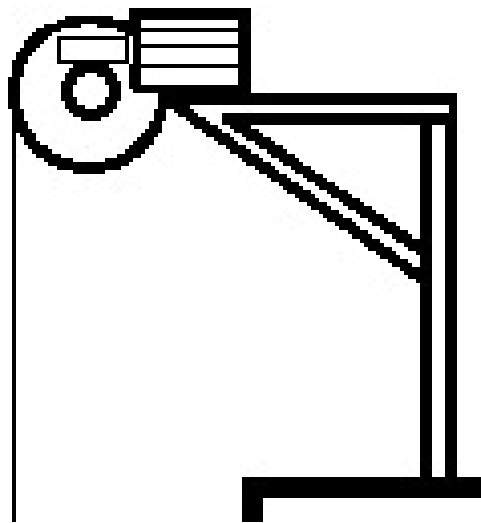


Figura 2 – Ilustração do sistema proposto

1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral é realizar o projeto mecânico do conjunto redutor, considerando as várias etapas de projeto e seus principais componentes. Depois do projeto concluído, realizar a modelagem dos componentes e análise comparativa através do método dos elementos finitos, avaliando as peças projetadas em termos de fadiga, vida e tensões.

1.3 OBJETIVO ESPECÍFICO

Ao realizar o projeto do conjunto redutor pretende-se solucionar o problema de elevação de carga no galpão, sendo que essa solução consiste na substituição do trabalho manual com cordas e roldanas por um conjunto acionado por motor elétrico, aumentando a segurança dos funcionários, melhorando o processo, reduzindo-se o tempo necessário para se elevar a carga. Alguns componentes são ilustrados na Figura 3.

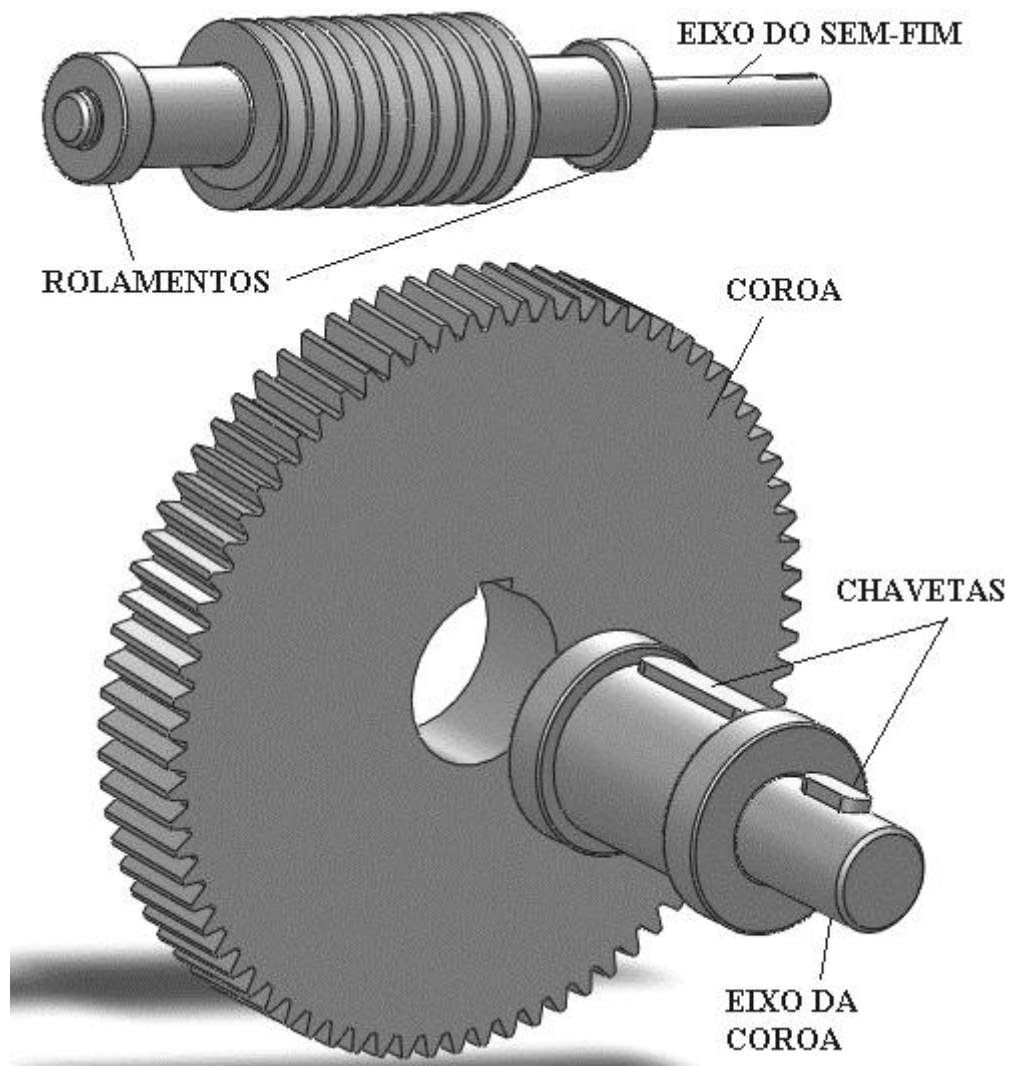


Figura 3 – Ilustração de alguns componentes do sistema(eixos, rolamentos, chavetas e engrenagem)

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 MATERIAIS

Um adequado projeto mecânico requer a escolha do material adequado, que irá resistir aos esforços e ter vida útil suficiente para a aplicação. Para escolher o material muitas variáveis são levadas em consideração, dentre elas as propriedades mecânicas.

Na maioria das vezes esses dados de propriedades mecânicas são considerados valores mínimos, pois há variação estatística. Essa variação ocorre devido a diversos fatores e implicam na variação de homogeneidade (uniformidade das propriedades) dos materiais e também podem causar variação na isotropia (propriedade do material é independente da orientação ou direção) do material.

Os ensaios fornecem importante base de dados ao engenheiro e os melhores dados de propriedades são obtidos a partir de ensaios baseados em carregamentos de serviços reais e protótipos reais, utilizados em projetos que possuem alto risco em termos de segurança e econômicos como alto valor agregado do produto e/ou grande escala, entre outros fatores. Indústrias como a aeronáutica e aeroespacial, automobilística, entre outras realizam testes com diversos protótipos e avaliam condições reais e severas de serviço.

2.2 FADIGA

Segundo Norton (2004), a principal causa de falha em máquinas é devido a cargas que variam com o tempo. As falhas ocorrem geralmente em níveis de tensão inferiores aos valores de resistência ao escoamento do material.

O engenheiro alemão August Wöhler realizou a primeira investigação científica sobre as falhas por fadiga e durante doze anos realizou testes com eixos.

Em 1870 ele publicou seus estudos, que indicavam a existência de um número de ciclos de tensão variante no tempo como causadores do colapso e a descoberta de uma tensão limite de resistência à fadiga para aços. A curva de Wöhler tornou-se a forma padrão para caracterizar o comportamento dos materiais submetidos a solicitações alternadas e ainda é utilizada

O início das falhas por fadiga é uma pequena trinca, que pode existir no material desde a sua manufatura ou ser desenvolvida ao longo do tempo devido às deformações ao redor dos locais de concentrações de tensões.

As trincas de fadiga têm início geralmente em um entalhe ou qualquer outro elemento que gere concentração de tensões, como ilustra a Figura 4.

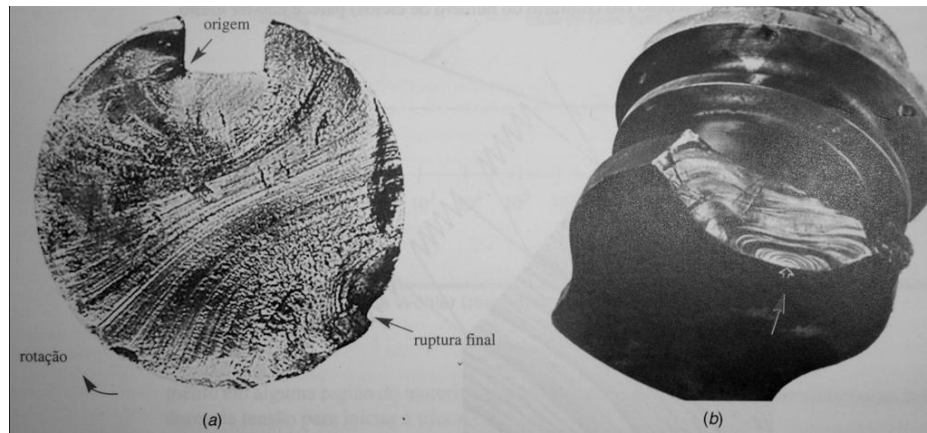


Figura 4 – Componentes que falharam em serviço. (a) Eixo com rasgo de chaveta. (b) eixo de manivela de motor a combustão interna.(NORTON, 2004)

De acordo com Norton (2004), o principal modelo de falha por fadiga é o modelo de tensão-número de ciclos (S-N), sendo essa abordagem a mais antiga, porém a mais utilizada, principalmente para fadiga de alto ciclo. Baseia-se na tensão, buscando determinar a resistência à fadiga e limite de fadiga para o material, mantendo-se as tensões cíclicas abaixo desse patamar e evitando a falha para determinado número de ciclos.

A abordagem desse trabalho é baseada no modelo tensão-número de ciclos e os melhores dados de resistência à fadiga teórica (S_f) ou limite da fadiga (S_e) de uma peça são obtidos com ensaios utilizando carregamentos reais ou com protótipos em situação de trabalho. Na ausência dessa opção recorre-se a ensaios de fadiga do material, como descrito em Norton (2004). E se esta alternativa não for possível, então se utilizam estimativas do limite de fadiga baseando-se em dados de ensaios estáticos, sendo que as informações ficam limitadas a resistência à tração (S_{ut}) e a resistência ao escoamento (S_y).

A partir dos valores de resistência à tração e ao escoamento se obtém o limite de fadiga estimado ($S_{e'}$) dos materiais e para os aços temos, segundo Norton (2004):

$$S_{e'} = 0,5 S_{ut} \quad \text{para } S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$$

$$S_{e'} = 700 \text{ MPa} \quad \text{para } S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$$

Após o limite de fadiga estimado, obtém-se o limite de fadiga corrigido (S_e), para uma aplicação particular. Esse limite de fadiga corrigido é obtido utilizando-se fatores de correção para o carregamento (C_{carreg}), o tamanho da peça ($C_{tamanho}$), o acabamento superficial (C_{superf}), a temperatura (C_{temp}) e para a confiabilidade (C_{conf}) desejada.

Carregamento: Adotado de acordo com o carregamento o qual a peça é submetida. Para flexão rotativa considera-se $C_{\text{carreg}} = 1$ e para força normal considera-se $C_{\text{carreg}} = 0,7$. No caso de torção pura geralmente calcula-se, a partir das tensões aplicadas, a tensão equivalente de Von Mises e nesse caso $C_{\text{carreg}} = 1$.

Tamanho: Quanto maior a peça, menor a sua resistência, pois peças maiores falham sob tensões menores devido à existência de uma maior número de defeitos sob tensão. Baseado em Shigley e Mitchell (1983) temos para peças cilíndricas em aço, com relação a seu diâmetro (d):

$$\begin{aligned} \text{Para } d \leq 8\text{mm} & \quad , C_{\text{tamanho}}=1 \\ \text{Para } 8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm} & \quad , C_{\text{tamanho}}= 1,189 d^{-0,097} \quad , \text{ ou} \\ \text{Para tamanhos maiores} & \quad C_{\text{tamanho}}= 0,6 \end{aligned} \quad (1.1)$$

Superfície: Os corpos de prova normalmente possuem acabamento superficial espelhado, melhorando a resistência a fadiga. Na prática várias peças não necessitam desse acabamento e isso acarretaria em um aumento de custo significativo, porém sua resistência é prejudicada. Shigley e Mischke (1989) adotam o uso da seguinte relação:

$$C_{\text{superf}} \cong A (S_{\text{ut}})^b, \quad \text{e se } C_{\text{superf}} > 1, \text{ utilize } C_{\text{superf}} = 1$$

Sendo A e b obtidos da tabela seguinte:

Tabela 2 – Coeficientes para equação do fator de superfície

Acabamento Superficial	MPa	b
	A	
Retificado	1,58	-0,085
Usinado/Estirado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: SHIGLEY e MISCHKE (1989)

Temperatura: Com o aumento da temperatura (T) a resistência ao escoamento cai significativamente e, dependendo da temperatura de trabalho, ela não pode ser desconsiderada. Shigley e Mitchell (1983) definem para aços os seguintes fatores de correção:

$$\text{Para } T \leq 450^\circ\text{C}, \quad C_{\text{temp}} = 1$$

$$\text{Para } 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}, \quad C_{\text{temp}} = 1 - 0,0058(T - 450)$$

Confiabilidade: Vários dados de ensaios estão disponíveis, mas a dispersão entre eles é alta. Segundo Haugen e Wirsching os desvios-padrão da resistência à fadiga de aços

geralmente não passam de 8% do valor médio. Quanto maior a confiabilidade desejada, menor é o valor do fator de correção.

Tabela 3 – Confiabilidade para aços com desvio-padrão igual a 8% da média

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

Fonte: NORTON (2004)

O limite de fadiga corrigido é então obtido:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e'$$

Em componentes mecânicos é comum a presença de entalhes e outras geometrias diversas que acabam gerando concentração de tensões como ranhuras, variação de seção de eixos, entre outros. Segundo Norton (2004), qualquer interrupção do fluxo de forças pela peça pode ser chamado de entalhe e vai ocasionar concentração de tensões. Para se estimar essa concentração de tensões faz-se o uso dos fatores de concentração de tensões normais (K_t) e cisalhantes (K_{ts}). Para carregamentos dinâmicos também se deve considerar a sensibilidade ao entalhe (q) do material.

A sensibilidade ao entalhe depende do material e, quanto mais dúctil o material, menor sua sensibilidade ao entalhe. Ela também depende do raio de arredondamento do entalhe (r), sendo que quanto menor o raio de arredondamento, menor a sensibilidade ao entalhe e maior o fator de concentração de tensões.

A partir da fórmula de Kunn-Hardrath (q) e da constante de Neuber (\sqrt{a}) estima-se a sensibilidade ao entalhe (para torção deve-se adicionar 137,9 MPa ao valor de S_{ut} do material. Na equação de q o raio r é dado em polegadas):

Tabela 4 – S_{ut} e constantes de Neuber

S_{ut} (MPa)	\sqrt{a} (in ^{0,5})	S_{ut} (MPa)	\sqrt{a} (in ^{0,5})
344,75	0,130	482,65	0,093
379,23	0,118	551,60	0,080
413,70	0,108	620,55	0,070

Fonte: NORTON (2004)

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (1.2)$$

2.3 ENGRENAGENS

As engrenagens são elementos de que compõem diversas máquinas e equipamentos. Utilizadas praticamente em todos os veículos como nos carros, barcos, helicópteros, além de máquinas de movimentação de material (escavadeiras), guias e guindastes em portos e obras, caixas de redução de turbinas eólicas. Em várias dessas aplicações, a correlação está na utilização de engrenagens para transmissão de torque e velocidade.

A transmissão da velocidade depende basicamente da regularidade da geometria e se há rolamento e /ou deslizamento no contato dos dentes da engrenagem. A lei fundamental de engrenamento diz que a razão de velocidade angular de um par de engrenagens deve se manter constante durante o engrenamento. Segundo Norton (2004), a partir dessa lei então se pode dizer que a razão de velocidade angular (m_v) é a razão do raio de referência da engrenagem de entrada para aquela da engrenagem de saída. A razão de torque (ganho mecânico, m_A) é dado pelo inverso da razão de velocidades. Expressando isso por uma equação temos:

$$m_v = \frac{1}{m_A} = \frac{\omega_{ext}}{\omega_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (1.3)$$

As engrenagens podem possuir engrenamento externo, girando em sentidos opostos (sinal negativo na equação), ou podem possuir engrenamento interno, girando no mesmo sentido (sinal positivo na equação). A engrenagem de menor diâmetro, e conseqüentemente menor número de dentes (N) do par é também ser denominada pinhão.

A razão de engrenamento (m_G) é definida como razão de velocidades ou de torques, devendo possuir valor em módulo maior que 1. Para que a lei de engrenamento seja válida é necessário que os dentes sejam corretamente desenhados e as geometrias mais utilizadas são a involuta, cicloide e trapezoidal.

O ângulo de pressão (ϕ) pode ser visto na Figura 5 e é definido como o ângulo formado entre a linha de ação e a velocidade no ponto de referência tal que a linha de ação seja rotacionada de um ângulo de ϕ graus no sentido da engrenagem movida.

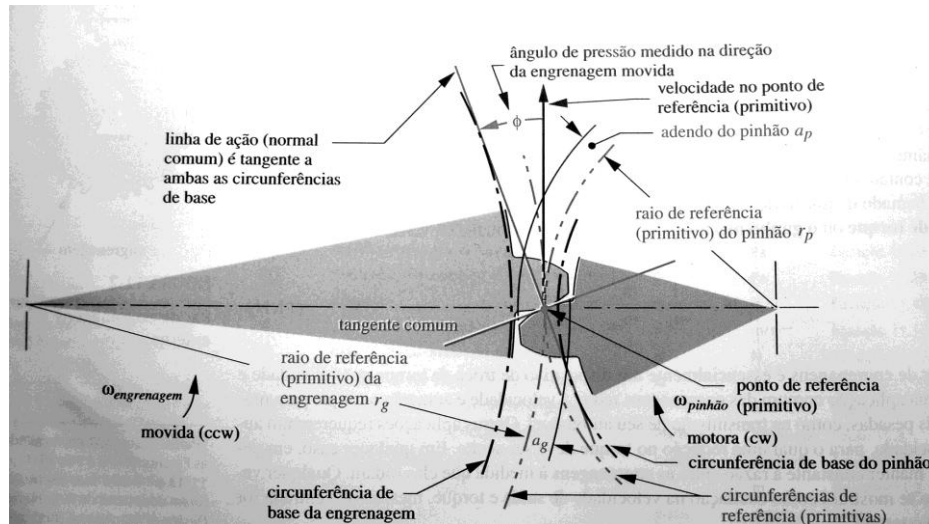


Figura 5 – Geometria de contato. (NORTON, 2004)

Os fabricantes padronizam os ângulos de pressão e as engrenagens são geralmente disponibilizadas em ângulos de pressão de $14,5^\circ$, 20° e 25° . O ângulo de 20° é o mais utilizado. Para que um par de engrenagens opere corretamente, tendo o contato entre os dentes adequado, é necessário que ambas tenham o mesmo ângulo de pressão.

A distância entre a circunferência primitiva da engrenagem até o topo do dente é denominada adendo e a distância entre a circunferência primitiva da engrenagem até o base do dente é denominada dedendo. A diferença entre o adendo e o dedendo é denominada altura do dente.

A largura da face nada mais é do que a largura da engrenagem e essa medida depende principalmente da velocidade e torque a serem transmitidos.

O passo circular de referência (P_c) é a medida do arco entre pontos correspondentes em dois dentes sequentes, no diâmetro primitivo (d). Para se calcular o passo circular de referência utiliza-se a seguinte equação:

$$P_c = \frac{\pi d}{N} \quad (2)$$

Para melhor definir o tamanho do dente se utiliza o passo diametral (P_d), muito utilizado nos Estados Unidos, com os dados de entrada em polegadas e é calculada por:

$$P_d = \frac{N}{d} = \frac{\pi}{P_c} \quad (3)$$

Para engrenagens métricas, utilizando o sistema internacional de unidades, define-se o módulo (m), calculado como:

$$m = \frac{d}{N} \quad (4)$$

Existem algumas normas relacionadas ao projeto de engrenagens, como mostrado na Tabela 5, e as principais normas são definidas pela American Gear Manufacturers Association (AGMA) ou associação americana dos fabricantes de engrenagens e pelas normas alemãs do Instituto Alemão de Normalização (Deutsches Institut für Normung ou DIN). Essas normas são principalmente boas práticas para o projeto de engrenagens e muitas indústrias consumidoras dessas engrenagens exigem de seus fornecedores engrenagens que sigam rigorosamente essas normas de projeto.

Tabela 5 – Especificações AGMA para dentes de profundidade completa

Parâmetro	Passo diametral grosseiro ($p_d < 20$)	Passo diametral fino ($p_d \geq 20$)
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-padronizado
Folga básica mínima	0,250 / p_d	0,200 / p_d + 0,002 in
Largura mínima do topo	0,250 / p_d	não-padronizado
Folga (dentes polidos ou retificados)	0,350 / p_d	0,350 / p_d + 0,002 in

Fonte: NORTON (2004)

Dentre os tipos de engrenagem, destacam-se:

Engrenagens helicoidais – As engrenagens helicoidais são semelhantes às engrenagens retas, seus dentes são involutas e a exceção dessa semelhança é o fato de ter os dentes inclinados com relação ao eixo de rotação. Essa inclinação com relação ao eixo de rotação é medida pelo ângulo formado em relação a esse eixo e o dente da engrenagem e esse ângulo é denominado ângulo de hélice (ψ). Valores para esse ângulo variam de 10° a 45°. Devido a esse ângulo, essa engrenagem transmite forças nos sentidos axial e transversal. Em muitos casos faz-se metade da largura da engrenagem com os dentes em um sentido e a outra metade com os dentes em outro sentido, para que as forças axiais se anulem, como na engrenagem da Figura 6.



Figura 6 – Engrenagem helicoidal dupla.(LUOYANG-ZHONGRONG)

As engrenagens helicoidais subdividem-se em dois subgrupos. O primeiro subgrupo é o das engrenagens helicoidais paralelas, em que o engrenamento é uma combinação de rolamento e deslizamento com contato, pois os contatos entre os dentes se dão de maneira mais gradual, resultando em um engrenamento mais suave e silencioso, com menos vibração. São muito utilizadas em automóveis, principalmente pelo fato do silêncio no engrenamento, também há o fato de que essas engrenagens podem transmitir elevados níveis de potência. Na marcha ré de veículos manuais, porém, por uma questão de custo utilizam-se engrenagens retas, pois essas são mais fáceis de serem fabricadas e como essa é a marcha menos utilizada nos veículos, o ruído não é um grande problema.

O segundo subgrupo é o das engrenagens helicoidais cruzadas. Diferentemente das engrenagens helicoidais paralelas, as engrenagens helicoidais cruzadas operam com escorregamento e sem rolamento. Isso faz com que esse tipo de engrenagem possua uma capacidade de carregamento bem inferior à citada anteriormente. São utilizadas em aplicações leves como distribuidor e comando de velocímetros de automóveis.

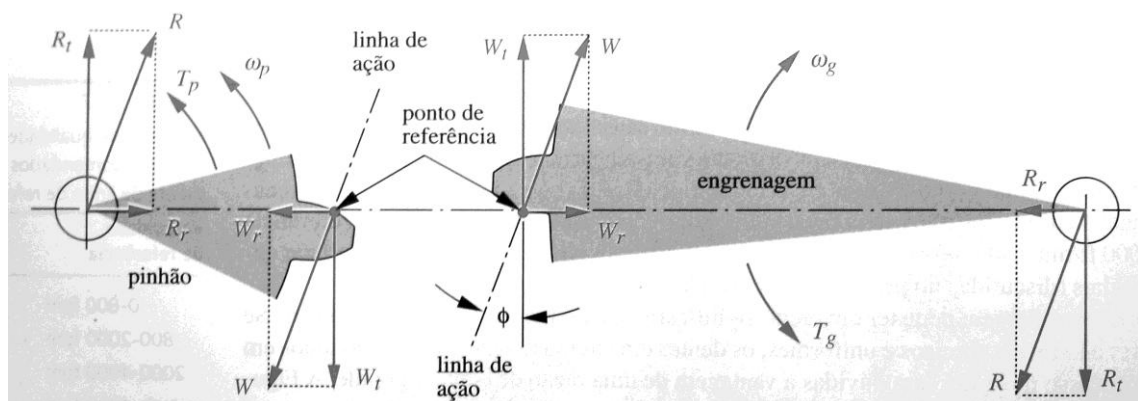


Figura 7 – Engrenamento, forças e reações. (NORTON, 2004)

Engrenagens sem-fim – Um conjunto sem-fim consiste em um sem-fim e uma engrenagem sem-fim (ou coroa). Segundo Norton (2004) o sem-fim é na verdade uma engrenagem helicoidal com ângulo de hélice extremamente grande. Os conjuntos sem-fim possuem larga aplicação, sendo utilizados em misturadores, tornos verticais, veículos e equipamentos de elevação, prensas, unidades propulsoras de navios, entre outras aplicações.

A grande vantagem do conjunto sem-fim é sua alta capacidade de transmissão de potência de até 1000 cv ou mais, com elevado torque, devido a altas razões de transmissão.

A desvantagem presente nesse conjunto é o elevado deslizamento, gerando muitas perdas por fricção e diminuição de sua eficiência. Sua produção geralmente demanda mais tempo e, conseqüentemente, é mais cara. A vida útil também é menor se comparado com outros tipos de engrenagens.

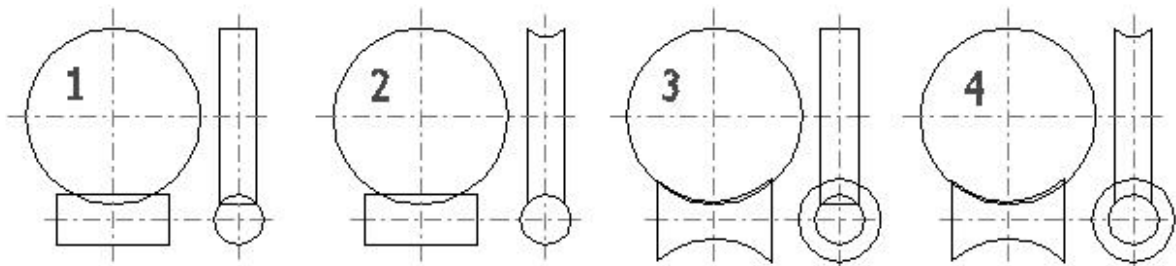


Figura 8 – Tipos construtivos do conjunto sem-fim (MITCALC)

Da figura 8 temos quatro tipos construtivos possíveis para o conjunto sem-fim:

O conjunto 1 corresponde à coroa cilíndrica e sem-fim cilíndrico, sendo o conjunto mais barato de se produzir.

O conjunto 2 corresponde ao sem-fim cilíndrico e a coroa globóide, sendo o mais utilizado para transmissão de potência.

O conjunto 3 não é utilizado e corresponde ao sem-fim globóide e coroa cilíndrica.

O conjunto 4 corresponde à coroa e ao sem-fim globóides, possuindo maior qualidade entre os quatro e maiores potências.

Dentre os tipos de sem-fim cilíndricos, o classificado como ZA possui rosca de geometria trapezoidal, sendo essa rosca uma espiral de Arquimedes.

Na classificação ZN os dentes são de geometria evolvente e na classificação ZH o perfil do dente é côncavo, sendo essa última a melhor e mais cara geometria.

A cada revolução do sem-fim há um deslocamento da engrenagem e esse deslocamento é denominado avanço (L). Ao se dividir o avanço pela circunferência de referência obtém-se a tangente do ângulo de avanço (λ).

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d} \quad (5)$$

Na maioria das vezes o sem-fim possui apenas uma única rosca, podendo desenvolver elevadas razões de transmissão e esse conjunto se torna bastante utilizado por ser bastante compacto. Podem-se produzir conjuntos sem-fim com razões variando até 360:1 em casos mais extremos. Na maioria dos casos utiliza-se a faixa de razões de 3:1 até 100:1. A quantidade de entradas se correlaciona diretamente à razão de engrenamento e quanto menor o número de entradas, maior a razão de engrenamento.

O passo axial (p_x) do sem-fim se iguala ao passo circular (p_c) da engrenagem sem-fim e se relaciona pelo número de dentes no sem-fim (N_w).

$$p_x = \frac{L}{N_w} = p_c = \frac{\pi d_g}{N_g} \quad (6)$$

Outra grande vantagem que não pode ser esquecida é que o engrenamento sem-fim pode ser autotravante, ou seja, não irá se mover mesmo tendo um torque aplicado à engrenagem sem-fim. Esse autotravamento depende principalmente do ângulo de avanço e do coeficiente de atrito (μ) dos materiais em contato. O autotravamento é obtido para ângulos de avanço pequenos, menores que 6° , mas também pode ser obtido para ângulos maiores.

Os ângulos de pressão do sem-fim são padronizados passando pelos valores $14,5^\circ$, $17,5^\circ$, 20° , $22,5^\circ$, 25° , $27,5^\circ$, até 30° e, maior o ângulo de pressão, maior a resistência do dente e maior o atrito. A geometria dos dentes são involutas e o escorregamento no engrenamento é elevado.

Os materiais utilizados para o sem-fim são, em geral, aços endurecidos de baixo e médio carbono como SAE 1020, AISI 1117, 4140, 4150, 8620 ou 4320, com a dureza superficial entre 58 e 62 HRC, segundo Norton (2004). O acabamento de superfície deve ter rugosidade menor ou igual a $0,4\mu\text{m}$. Para fazer contato com o sem-fim, a engrenagem sem-fim deve ser feita de material mais macio e complacente, moldando-se ao sem-fim e nesse caso são utilizados bronzes fundidos em molde de areia, molde metálico, por centrifugação ou forjados.

O engrenamento sem-fim possui um carregamento tridimensional. Como os eixos do sem-fim e da engrenagem se posicionam em quase todos os casos a 90° , a componente tangencial na coroa (W_{tg}) se iguala a componente axial no sem-fim (W_{aw}). A partir do torque

na coroa (T_g) e diâmetro de referência da coroa (d_g) pode-se calcular a componente tangencial.

$$W_{tg} = W_{aw} = \frac{2T_g}{d_g} \quad (7)$$

A força axial na coroa (W_{ag}) se iguala a componente tangencial no sem-fim (W_{tw}), a partir do torque no sem-fim (T_w) e o diâmetro de referência do sem-fim (d).

$$W_{ag} = W_{tw} = \frac{2T_w}{d} \quad (8)$$

A força radial (W_r) é obtida pela equação:

$$W_r = \frac{\tan \phi W_{tg}}{\cos \lambda} \quad (9)$$

A partir da relação de engrenamento requerida e conhecendo-se o número de entradas tem-se:

$$N_g = m_G N_w \quad (10)$$

O diâmetro de referência do sem-fim pode ter qualquer valor desde que o passo axial seja igual ao passo da coroa e, dado o diâmetro da coroa, a variação do diâmetro do sem-fim irá apenas afetar a distância entre centros (C). A partir da AGMA tem-se:

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \quad (11)$$

$$d_g = 2C - d \quad (12)$$

A largura máxima da face da coroa ($F_{m\acute{a}x}$) depende do diâmetro do sem-fim e de acordo com a recomendação da AGMA:

$$F_{m\acute{a}x} \leq 0,67 d \quad (13)$$

O módulo (m) será:

$$m = \frac{P_x}{\pi} \quad (14)$$

O adendo (altura da cabeça do dente em relação ao diâmetro primitivo ou h_c) e o dedendo (altura da base do dente com relação ao diâmetro primitivo ou h_p) são calculados a partir do módulo pelas respectivas equações:

$$h_c = m ; h_p = 1,2 m \quad (15)$$

Os conjuntos sem-fim são classificados de acordo com a potência de entrada. Essa classificação baseia-se na resistência de crateração e desgaste, métodos mais comuns de falha. Segundo Norton (2004), a classificação pode ser expressa pela potência de entrada permitida (Φ), potência de saída (Φ_o), ou torque admissível a uma dada velocidade no eixo de entrada ou saída. Essas grandezas se relacionam através da relação geral de potência-torque-velocidade, onde também se considera a potência perdida (Φ_l).

$$\Phi = \Phi_o + \Phi_l \quad (16)$$

$$\Phi_o = \frac{n W_{tg} d_g}{126000 m_G} [\text{hp}] \quad (17)$$

$$\Phi_l = \frac{V_t W_f}{33000} [\text{hp}] \quad (18)$$

Para a Equação (17) a velocidade rotacional (n) é dada em rpm, na velocidade tangencial (V_t) utiliza-se ft/min. O diâmetro (d) é dado em in. As cargas W_{tg} e W_f são dadas em lbf.

Para o cálculo da carga tangencial W_{tg} deve-se considerar o fator de materiais (C_s), o fator de correção de razão AGMA (C_m) e o fator de velocidade (C_v).

$$W_{tg} = C_s C_m C_v d_g^{0,8} F \quad (19)$$

Para bronze em molde metálico temos os seguintes valores de C_s e para o fator C_m :

$$\begin{aligned} \text{Se } C < 8 \text{ in,} & \quad C_s = 1000; \\ \text{Se } C \geq 8 \text{ in,} & \quad C_s = 1411,6518 - 455,8259 \log_{10} d_g \end{aligned} \quad (20.1)$$

$$\text{Se } 3 < m_G \leq 20, \quad C_m = 0,02 \sqrt{-m_G^2 + 40m_G - 76} + 0,46$$

$$\begin{aligned} \text{Se } 20 < m_G \leq 76, & \quad C_m = 0,0107 \sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145} \\ \text{Se } 76 < m_G, & \quad C_m = 1,1483 - 0,00658 m_G \end{aligned} \quad (20.2)$$

Para o fator C_v temos:

$$\begin{aligned} \text{Se } 0 < V_t \leq 700 \text{ ft/min}, & \quad C_v = 0,659 e^{-0,0011V_t} \\ \text{Se } 700 < V_t \leq 3000 \text{ ft/min}, & \quad C_v = 13,31 V_t^{-0,571} \\ \text{Se } 3000 \text{ ft/min} < V_t, & \quad C_v = 65,52 V_t^{-0,774} \end{aligned} \quad (21)$$

A velocidade tangencial e a força de atrito são calculadas através das equações:

$$V_t = \frac{\pi n d}{12 \cos \lambda} \quad (22)$$

$$W_f = \frac{\mu W_t g}{\cos \lambda \cos \phi} \quad (23)$$

O coeficiente de atrito (μ) é função da velocidade, sendo sugerido pela AGMA :

$$\begin{aligned} \text{Se } V_t = 0 \text{ ft/min} & \quad , \quad \mu = 0,15 \\ \text{Se } 0 < V_t \leq 10 \text{ ft/min} & \quad , \quad \mu = 0,124 e^{(-0,074 V_t^{0,645})} \\ \text{Se } V_t > 10 \text{ ft/min} & \quad , \quad \mu = 0,103 e^{(-0,11 V_t^{0,450})} + 0,012 \end{aligned} \quad (24)$$

A partir das potências de saída e potência de entrada permitida pode-se calcular a eficiência do engrenamento (e):

$$e = \frac{\Phi_o}{\Phi} \quad (25)$$

A partir da carga tangencial e do diâmetro primitivo da coroa calcula-se o torque de saída de classificação:

$$T_g = W_{tg} \frac{d_g}{2} \quad (26)$$

Para verificação da tensão na coroa de engrenagens cilíndricas helicoidais, Stepkovic (1977) sugere a seguinte equação:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P_a \times q}{b \times m \times e \times \phi_r} \quad (27.1)$$

Onde P_a é a carga tangencial na coroa, q é o fator de carga, b é a largura da coroa, m é o módulo, e é o fator de carga e ϕ_r é o fator de correção de hélice e vale 1,2 para ângulo de hélice de 5° , 1,28 para ângulo de hélice de 10° , 1,33 para ângulo de hélice de 15° .

Para determinar o fator de forma (q) deve-se determinar o número de dentes corrigido N_n :

$$N_n = \frac{N}{\cos^3 \psi} \quad (27.2)$$

E para o número de dentes corrigido, temos que o fator q vale:

Para $N_n = 50$, $q = 2,8$

Para $N_n = 65$, $q = 2,7$

Para $N_n = 80$, $q = 2,6$

Para $N_n = 100$, $q = 2,6$

2.4 EIXOS

Os eixos são elementos mecânicos utilizados para transmitir rotação e torque de um ponto a outro, sendo muito utilizados em motores e outras máquinas. Em geral o carregamento de eixos que transmitem rotação são a torção, devido ao torque, e flexão, devido à cargas transversais em engrenagens por exemplo. Esses carregamentos poderão estáticos ou dinâmicos. O projeto de eixos possui algumas normas, dentre elas a ASME (American Society of Mechanical Engineers) para projetos de eixos de transmissão (B106.1M-1985). Essa norma utiliza a curva elíptica ajustada por seu limite de resistência à fadiga por flexão no eixo (σ_a) e limite de resistência ao escoamento em tração no eixo (σ_m) e pode ser vista na Figura 9.

As tensões máximas de flexão nos eixos são calculadas pelas equações:

$$\sigma_a = k_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (\text{alternada}) \quad \sigma_m = k_{fsm} \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (\text{média}) \quad (28)$$

As tensões máximas de torção no eixo são dadas por:

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (\text{alternada}) \quad \tau_m = k_{fsm} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (\text{média}) \quad (29)$$

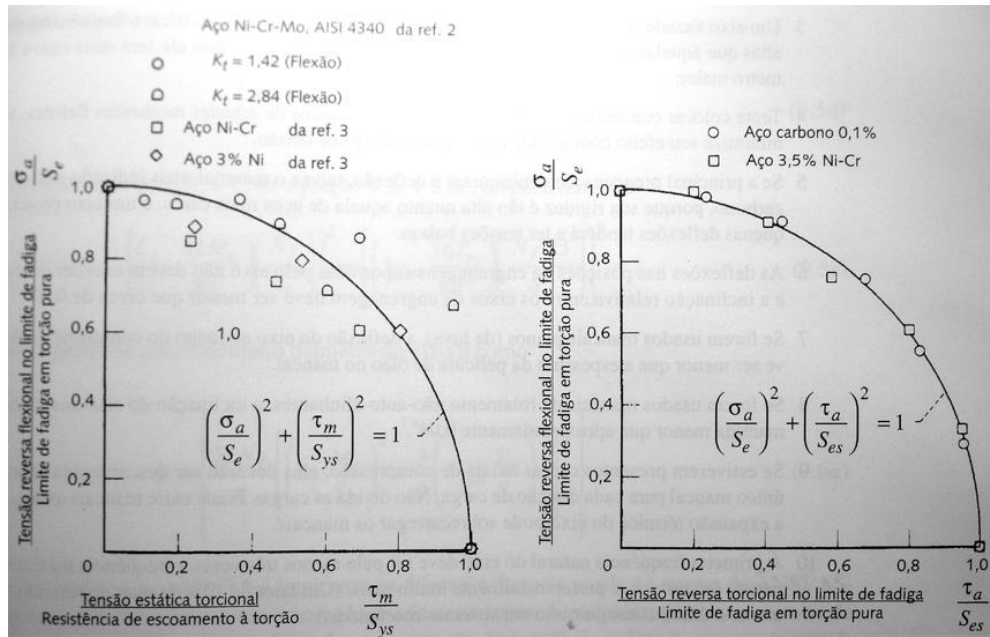


Figura 9 – Envelope de falha(NORTON, 2004)

A partir da relação do envelope de falha:

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{ys}}\right)^2 = 1$$

Introduzindo o fator de segurança N_f :

$$\left(N_f \frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(N_f \frac{\tau_m}{S_{ys}}\right)^2 = 1$$

A partir da relação de Von Misses, $S_{ys} = S_y / \sqrt{3}$, temos:

$$\left(N_f \frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(N_f \sqrt{3} \frac{\tau_m}{S_y}\right)^2 = 1$$

Substituindo as tensões pelas equações (28) e (29):

$$\left[\left(K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}\right) \left(\frac{N_f}{S_e}\right)\right]^2 + \left[\left(K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}\right) \left(\frac{N_f \sqrt{3}}{S_y}\right)\right]^2 = 1$$

Assim, em função do diâmetro:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fs} \frac{T_m}{S_y}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

2.5 CHAVETAS

As chavetas são elementos de máquinas passíveis de serem desmontados e são capazes de transmitir torque entre o eixo e o cubo. Dependendo do projeto, a chaveta pode servir como um elemento de segurança simples e de baixo custo, que deverá falhar quando sobrecarregada em prol da sobrevivência de outros componentes mecânicos.

Dentre os tipos de chavetas existentes, as paralelas possuem seção transversal retangular e altura e largura constantes ao longo do comprimento. Já as chavetas afuniladas (cônicas) possuem altura linearmente variável ao longo do comprimento e podem ou não ter uma quilha na extremidade. As chavetas Woodruff possuem geometria semicircular plana e largura constante. Na Figura 10 temos as curvas de concentração de tensões devido à chaveta.

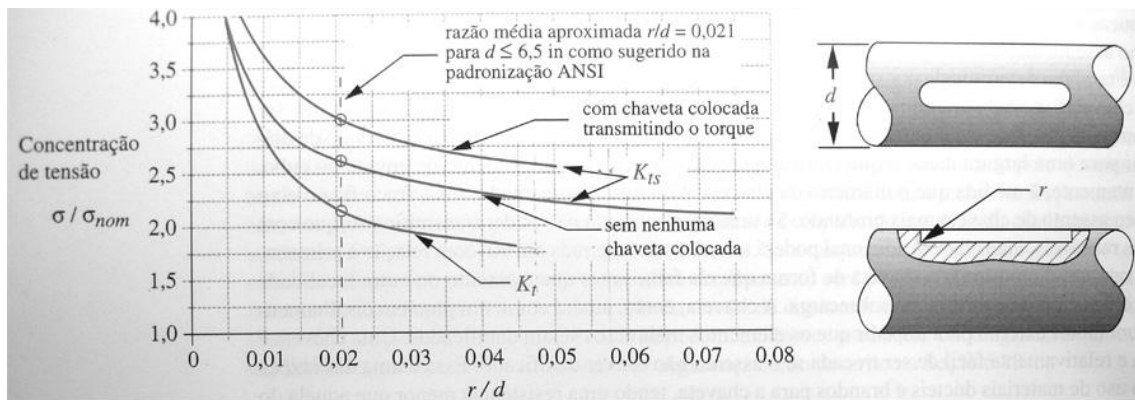


Figura 10 – Curva de concentração de tensões devido à chaveta.(NORTON,2004)

O dimensionamento das chavetas é realizado de acordo com as padronizações ANSI, ISSO ou DIN, e depende do carregamento e diâmetro do eixo. O método de falha das chavetas se dá por esmagamento ou por cisalhamento. No caso do projeto em questão foram adotadas chavetas paralelas.

Para realizar o adequado dimensionamento das chavetas paralelas devem-se avaliar os dois modos de falha.

Falha por esmagamento: É baseada na tensão média de compressão (σ_x), obtida a partir da força F aplicada e área de esmagamento A_{esm} (metade da altura vezes o comprimento). Considerando um fator de segurança N_s :

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} \quad \text{e} \quad N_s = \frac{S_y}{\sigma_x}$$

Assim,

$$A_{esm} = \frac{N_s F}{S_y} \quad (31)$$

Falha por cisalhamento: Na falha por cisalhamento deve-se considerar o efeito de fadiga sobre a chaveta e isso é feito considerando-se a tensão média de Von Misses (σ'_m). Considerando um fator de segurança a fadiga N_f e a partir das relações:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} ; \quad \sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy}^2} \text{ e } N_f = \frac{S_{ut}}{\sigma'_m}$$

Obtém-se a área de cisalhamento da chaveta (A_{cis}):

$$A_{cis} = \frac{N_f \sqrt{3} F}{S_{ut}} \quad (32)$$

A partir das áreas de cisalhamento e de esmagamento e das dimensões da chaveta, calcula-se o comprimento mínimo dela e considera-se o maior valor de comprimento entre o comprimento calculado pela área de cisalhamento e o comprimento calculado pela área de esmagamento.

2.6 ACOPLAMENTOS

Os acoplamentos são componentes utilizados para transmitir torque de um eixo a outro eixo ou dispositivo, mesmo que haja desalinhamentos. Os acoplamentos podem ser rígidos (nenhum desalinhamento é permitido) ou complacentes (absorve algum desalinhamento existente).

Os acoplamentos rígidos são divididos em parafusados, chavetados e engastados. Os parafusados utilizam parafusos que penetram no eixo para transmitir tanto o torque como forças axiais. Os chavetados se utilizam das chavetas padronizadas e podem transmitir torques elevados. Já os engastados operam baseados na transmissão do torque por atrito, sendo travados por pressão geralmente devido a um sistema de travamento cônico em que se aperta o acoplamento e este, em contato com a superfície externa do eixo, se comprime devido a esse aperto.

Os acoplamentos em muitos casos devem compensar os mais variados desalinhamentos como desalinhamento axial, angular, paralelo e torcional, dentro de uma

faixa de tolerância. Caso os acoplamentos sejam elásticos, por exemplo, estes podem amortecer o alto torque de partida de um motor elétrico.

A seleção do acoplamento depende do diâmetro do eixo, existência ou não de desalinhamentos, potência e torque a serem transmitidos, e como o acoplamento irá se fixar ao eixo. Os fabricantes de acoplamentos fornecem catálogos com os acoplamentos e suas capacidades, em função da necessidade da aplicação.

2.7 ROLAMENTOS

Rolamentos são componentes que substituem o atrito de deslizamento pelo atrito de rolamento. O atrito de rolamento produz um menor desgaste dos componentes em contato, melhorando a vida desses componentes. Também há a redução energia perdida por atrito, pois mecanismos que utilizam o atrito de deslizamento são menos eficientes que mecanismos com o atrito de deslizamento. Alguns tipos de rolamentos são mostrados na Figura 11.

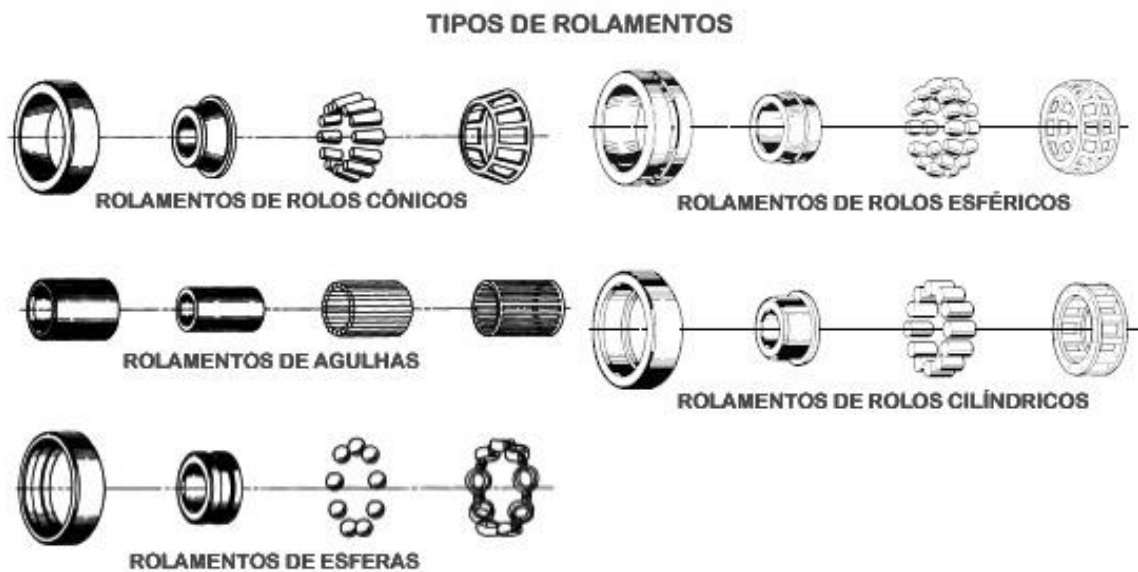


Figura 11 – Tipos de rolamentos.(adaptado de KAMANMARKETING)

Os componentes básicos dos rolamentos são o anel externo, anel interno, esferas ou rolos e a gaiola.

Cada tipo de rolamento apresenta propriedades características, com base em seu modelo, que o tornam mais ou menos apropriado para uma dada aplicação. Em muitos casos vários fatores precisam ser considerados e ponderados entre si ao se escolher um tipo de rolamento, de maneira que nenhuma regra genérica pode ser formulada.

Os principais fatores que não podem ser negligenciados são o espaço disponível, as cargas atuantes, o desalinhamento, a precisão, velocidade, nível de ruído, rigidez, deslocamento axial, montagem/desmontagem e vedação.

O dimensionamento adequado do rolamento depende de se calcular a sua vida útil, carga mínima e cargas equivalentes de rolamento. As equações para esses cálculos e alguns coeficientes necessários são fornecidos por empresas fabricantes de rolamentos em seus catálogos.

Segundo a fabricante de rolamentos SKF, a carga dinâmica equivalente do rolamento (P) pode ser calculada em função da carga radial máxima (F_r), Carga axial máxima (F_a) e os fatores de carga radial (X) e axial (Y), sendo estes últimos fornecidos pelo fabricante.

$$P = XF_r + YF_a \quad (33)$$

A carga estática equivalente do rolamento (P_0) pode ser calculada em função da carga radial máxima (F_r), Carga axial máxima (F_a) e os fatores de carga radial (X_0) e axial (Y_0), sendo estes últimos fornecidos pelo fabricante.

$$P_0 = X_0F_r + Y_0F_a \quad (34)$$

A vida nominal (vida nominal com 90% de confiabilidade ou L_{10}) do rolamento é calculada de acordo com a norma ISO 281:1990, utilizando a capacidade normal de carga dinâmica (C), a carga dinâmica equivalente (P), e o expoente 3 para rolamentos de esferas na equação. Alguns fabricantes possuem equações mais complexas, com mais parâmetros de entrada para o cálculo da vida.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (35)$$

2.8 MOTOR ELÉTRICO

O motor elétrico é um componente de extrema importância no projeto e se não for corretamente dimensionado irá desperdiçar energia, caso seja superdimensionado, ou então não terá potência e torque suficientes, caso seja subdimensionado.

Motores elétricos são máquinas motrizes que transformam energia elétrica em energia mecânica, se utilizando normalmente do princípio da reação entre dois campos magnéticos.

O motor elétrico de indução possui ampla aplicação na indústria e tem uma gama extensa de potências, partindo de potência de 0,16 cv e chegando a valores maiores que 1000 cv.

A velocidade de rotação do motor de indução é determinada pelo seu número de pólos e pela frequência. Quanto maior o número de pólos, menor a rotação do motor e quanto maior a frequência, maior a rotação. Muitas vezes associa-se ao motor elétrico um inversor de frequência, que controla a frequência do motor e, conseqüentemente, sua rotação.

Do ponto de vista construtivo, o motor de indução é composto pelo estator e carcaça, que contém os enrolamentos da armadura, e pelo rotor, que consiste no eixo e chapas finas de aço magnético.

2.9 ANÁLISE COMPUTACIONAL

A utilização de computadores para aplicações de engenharia já se tornou muito popular, principalmente dentro das grandes empresas, já está consolidada e é grande aliada no desenvolvimento de projetos.

Também denominadas tecnologias CAD, CAE e CAM (siglas em inglês para projeto auxiliado por computador, engenharia auxiliada por computador e manufatura auxiliada por computador, respectivamente), a utilização dessas favorece a redução de custos e tempo de desenvolvimento e alteração de projeto, prototipagem e testes.

As ferramentas computacionais se baseiam principalmente no método dos elementos finitos de análise. O método dos elementos finitos é um procedimento numérico para a análise de estruturas e meios contínuos e é baseado no conceito de discretização. A idéia consiste em transformar um problema complexo na soma de diversos problemas simples.

Dos vários softwares existentes no mercado, dois merecem destaque e foram utilizados nesse trabalho. São eles o ANSYS e o SolidWorks.

O ANSYS é um software desenvolvido pela empresa ANSYS Inc. É um software generalista de análise por elementos finitos, podendo ser aplicado a uma variedade de problemas mecânicos como análise estrutural estática e dinâmica, transferência de calor, fluidos, acústica e eletromagnetismo. É um software mais trabalhoso de se utilizar. Se

comparado ao SolidWorks, este não possui tantas ferramentas de modelagem, mas leva vantagem na simulação.

O software SolidWorks é desenvolvido pela Dassault Systemes. Esse software possui uma interface muito fácil de utilizar e intuitiva, possuindo várias ferramentas, sendo muito fácil criar qualquer peça por meio deste. Ele se baseia na modelagem paramétrica de componentes. O SolidWorks oferece pacotes de soluções gerais, dentre elas análise estrutural estática e dinâmica, análise de frequência, transferência de calor, fluidos, entre outros. Também oferece pacotes mais específicos como simulação de transferência de calor em componentes eletrônicos, vasos de pressão, simulação de plásticos e borrachas.

Devido à compatibilidade entre os softwares, é possível exportar os projetos de um software para outro. Nesse projeto, o SolidWorks foi utilizado para realização da modelagem das peças. As peças então foram exportadas para o ANSYS e então foi feita a análise estrutural das mesmas.

3 PROJETO

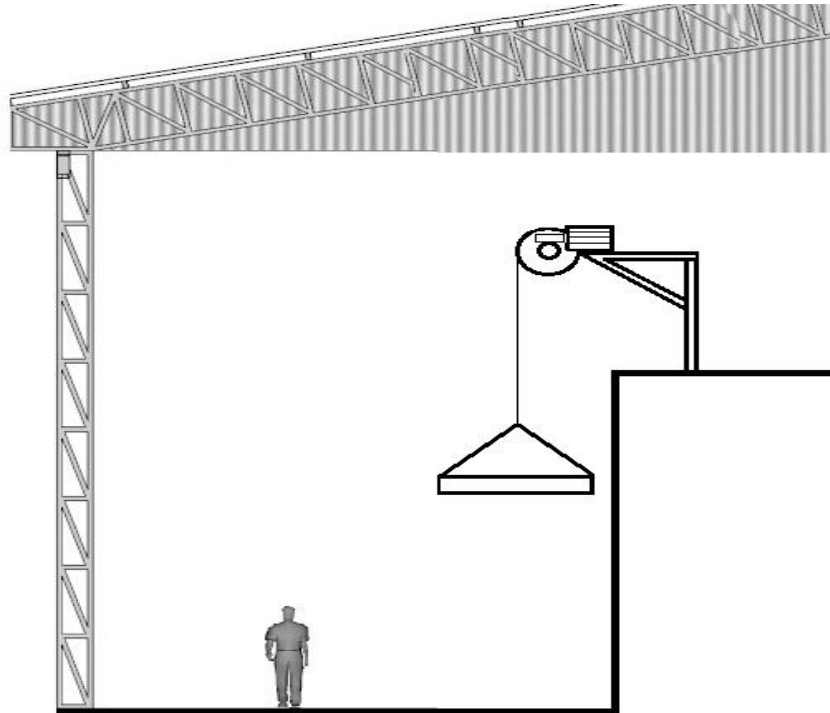


Figura 12 – Ilustração do sistema de elevação.(Adaptado de NINEARQBLOG)

3.1 DADOS DO PROBLEMA

A etapa inicial do projeto consiste na coleta de informações e definição de alguns parâmetros a partir do problema. O problema consiste na elevação de uma determinada carga dentro de um galpão em determinado tempo e a solução do problema consiste no projeto do conjunto de redução sem-fim. No decorrer do projeto alguns parâmetros foram adotados na medida em que eram necessários para a sequência do mesmo e não existiam valores exatos.

A partir de estimativas foram definidos alguns critérios a serem atendidos, sendo que o conjunto sem-fim deverá ser capaz de elevar uma carga de 750 N, a 12 metros de altura, em dez segundos. O conjunto sem-fim também deverá ter travamento automático.

3.2 DIMENSÕES DO CONJUNTO SEM-FIM

Através da equação da variação de energia potencial e do tempo gasto pode-se determinar a potência calculada (POT) necessária através da equação:

$$POT = \frac{m g (h_2 - h_1)}{t} \quad (36)$$

Entrando com os dados na equação:

$$POT = \frac{750(12)}{10} = 900 \text{ W}$$

Calculando a velocidade:

$$V = \frac{\Delta s}{t} \quad (37)$$

$$V = \frac{12}{10} = 1,2 \text{ m/s}$$

Foi adotado que o conjunto sem-fim deverá ter apenas 1 dente no sem-fim e 75 dentes na coroa, obtendo-se uma razão de engrenamento de 75:1. Também foi adotado o raio do tambor em que o cabo será enrolado, tendo valor igual a 250 mm.

$$T = F \times r \quad (38)$$

$$T = 750 \times 0,25 = 187,5 \text{ Nm}$$

Calculando então a rotação no tambor:

$$\omega = \frac{V}{r} \quad (39)$$

$$\omega = \frac{1,2}{0,25} = 4,8 \text{ rad/s (45,8 rpm)}$$

A partir da rotação no eixo do tambor calcula-se a rotação no eixo do sem-fim considerando a razão de engrenamento:

$$\omega_{SF} = m_G \omega \quad (40)$$

$$\omega_{SF} = 75 \times 45,8 \text{ rpm} = 3435 \text{ rpm} \rightarrow 359,71 \text{ rad/s}$$

Na sequência foi arbitrada a distância entre centros $C = 170\text{mm}$ (6,6929 in). Com a distância entre centros, foi calculado o diâmetro do sem-fim pela Equação (11):

$$d = \frac{6,6929^{0,875}}{2,2} = 2,40 \text{ in} \rightarrow 60,96 \text{ mm}$$

Sendo então adotado o valor $d = 60,96 \text{ mm}$. Calculando-se o diâmetro da coroa pela Equação (12):

$$d_g = 2 \times 6,6929 - 2,40 = 10,987 \text{ in} \rightarrow 279,07 \text{ mm}$$

Foi adotado $d_g = 279,4 \text{ mm}$ (11 in) e na sequência obteve-se o avanço (L):

$$L = \pi d_g \frac{N_w}{N_g} \quad (41)$$

$$L = \pi \times 11 \times \frac{1}{75} = 0,46077 \text{ in} \rightarrow 11,704 \text{ mm}$$

Com o valor do avanço pode-se calcular o ângulo de avanço:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi d} \right) \quad (42)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{0,46077}{\pi \times 2,4} \right) = 3,497^\circ$$

Como o ângulo de avanço é menor que 6° , o conjunto sem-fim será autotravante. Pela Equação (13) a largura máxima da face será:

$$F_{\text{máx}} = 0,67 \times 2,4 = 1,608 \text{ in} \rightarrow 40,843 \text{ mm}$$

Foi adotado $F = 1,60 \text{ in} \rightarrow 40,640 \text{ mm}$

O passo axial do sem-fim será pela Equação (6):

$$p_x = \frac{0,46077}{1} = 0,46077 \text{ in} \rightarrow 11,700 \text{ mm}$$

O módulo será pela Equação (14):

$$m = \frac{0,46077}{\pi} = 0,1467 \text{ in} \rightarrow 3,726 \text{ mm}$$

O módulo normal (m_n) será:

$$m_n = m \cos \lambda \quad (43)$$

$$m_n = 0,1467 \times \cos 3,5^\circ = 0,1464 \text{ in} \rightarrow 3,719 \text{ mm}$$

O comprimento mínimo do sem-fim (L_{sf}) será:

$$L_{\text{sf mín}} = 10 p_x \quad (44)$$

$$L_{\text{sf mín}} = 10 \times 0,46077 = 4,6077 \text{ in} \rightarrow 117,036 \text{ mm}$$

Foi adotado $L_{sf} = 120$ mm. Então a partir das Equações (20.1) e (20.2) foram calculados os fatores C_s e C_m :

Para $C < 8$ in, temos $C_s = 1000$;

$$C_m = 0,0107(-75^2 + 56x75 + 5145)^{0,5} = 0,6526$$

Da Equação (22), a velocidade tangencial é:

$$V_t = \frac{\pi \times 3435 \times 2,4}{12 \cos 3,5^\circ} = 2162 \text{ ft/min} \rightarrow 11 \text{ m/s}$$

Da Equação (21), considerando $700 < V_t \leq 3000$ ft/min, o fator de velocidade é:

$$C_v = 13,31 \times (2162)^{-0,571} = 0,1660$$

Da Equação (24) o coeficiente de atrito é:

$$\mu = 0,103e^{(-0,11 \times 2162^{0,450})} + 0,012 = 0,015167$$

A carga tangencial segundo Norton(2004) é :

$$W_{tg} = 1000 \times 0,6526 \times 0,166 \times 11^{0,8} \times 1,6 = 1180,29 \text{ lbf} \rightarrow 5248,9 \text{ N}$$

Foi adotado um ângulo de pressão igual a 20° e ângulo de hélice de 5° . A força de atrito será, pela Equação (23) :

$$W_f = \frac{0,015167 \times 1180,29}{\cos 3,5^\circ \times \cos 20^\circ} = 19,0859 \text{ lbf} \rightarrow 84,5 \text{ N}$$

A partir dos dados obtidos e das relações foi montada a Tabela 6 de dados do conjunto sem-fim:

Tabela 6 – Dados do conjunto sem-fim.

Nome	Relação	mm
Altura da cabeça do dente (h_c)	$h_c = m$	3,726
Altura do pé do dente (h_p)	$h_p = 1,2m$	4,470
Altura total do dente (h)	$h = h_c + h_p$	8,197
Diâmetro primitivo do sem-fim (d)	Eq. 11	60,960
Diâmetro externo sem-fim (d_{esf})	$d_{esf} = d + 2 h_c$	68,402
Diâmetro interno sem-fim (d_{isf})	$d_{isf} = d - 2 h_p$	52,019
Diâmetro primitivo da coroa (d_g)	Eq. 12	279,400
Diâmetro externo coroa (d_{eg})	$d_{eg} = d_g + 2 h_c + m$	290,576
Diâmetro interno coroa (d_{ig})	$d_{ig} = d_g - 2 h_p$	270,459
Ângulo de avanço (λ)	Eq. 5	$3,5^\circ$
Módulo (m)	Eq. 14	3,726
Largura da face (F)	Eq. 13	40,640

Distância entre centros (C)	Eq. 12	170,000
Avanço (L)	Eq. 41	11,704
Razão de engrenamento (m_G)	Eq. 10	75
Número de dentes (N)	Adotado	75 dentes
Passo axial (p_x)	Eq. 6	11,704
Módulo normal (m_n)	Eq. 43	3,719
comprimento do sem-fim (L_{sf})	Eq. 44	120,000
Coefficiente de atrito (μ)	Eq. 24	0,015167
Ângulo de pressão (ϕ)	Adotado	20°
Ângulo de hélice (ψ)	Adotado	5°

A partir dos dados obtidos e calculados pode-se então calcular as potências de saída, perdida, de entrada e a eficiência pelas equações (17), (18), (16) e (25) respectivamente:

$$\Phi_o = \frac{3435 \times 1180,29 \times 11}{126000 \times 75} = 4,72 \text{ hp} \rightarrow 3,521 \text{ kw}$$

$$\Phi_1 = \frac{2162 \times 19,0859}{33000} = 1,25 \text{ hp} \rightarrow 0,932 \text{ kw}$$

$$\Phi = 4,72 + 1,25 = 5,97 \text{ hp} \rightarrow 4,454 \text{ kw}$$

$$e = 0,79 \text{ ou } 79\%$$

O torque de saída de classificação será, pela Equação (26):

$$T_g = 1180,29 \times \frac{11}{2} = 6491,6 \text{ lbf.in} \rightarrow 733,45 \text{ Nm}$$

O torque no eixo sem-fim será:

$$T_{sf} = \frac{733,45}{75} = 9,78 \text{ Nm}$$

A partir dos dados calculados pode-se então selecionar o motor elétrico.

3.3 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

O motor elétrico deverá ter torque de 9,78 Nm, potência de 5,97 hp e rotação de 3435 rpm. A partir do catálogo da empresa WEG foi selecionado o motor trifásico de indução da linha W22 plus. Dados do motor na Tabela 7.

Tabela 7 – Dados do motor selecionado.

Carcaça	112M
Potência	7,5 hp
Polos	2
Rotação	3495 rpm
Torque	15 Nm
Tensão	220v / 380v
Massa	40 Kg

Fonte: WEG (2012)

Entre a gama de potência de motores há valores de 6, 7,5 e 10 hp. Foi selecionado o motor de 7,5 hp para o projeto pois irão existir perdas nos rolamentos e o motor de 6 hp talvez não fosse capaz de suprir essas perdas.

3.4 DIMENSIONAMENTO DO EIXO SEM-FIM

O eixo e o sem-fim geralmente serão projetados como sendo uma peça única e é projetado como uma viga redonda. Inicialmente estimam-se as dimensões do eixo, dos rolamentos e suas variações de seção, então são calculados os esforços e os diâmetros das seções considerando os fatores de concentração de tensões, em um processo iterativo, pois se o valor do diâmetro calculado for menor que o valor estimado inicialmente, deve-se aumentar as seções dos eixos e/ou aumentar os raios de arredondamento. Todos raios de arredondamento foram definidos como tendo 1 mm. Calculando-se os esforços axial (P_a) e radial (P_r) segundo Filho(1977), no engrenamento temos, para um rendimento de 90%:

$$P_a = \frac{71620 \times \text{Potência [cv]} \times 2 \times g}{\text{rpm coroa} \times d_g [\text{mm}] \times \eta} \quad (45)$$

$$P_a = \frac{716200 \times 7,5 \times 2 \times 9,81}{\left(\frac{3495}{75}\right) \times 11 \times 25,4 \times 0,9} \approx 9000 \text{ N}$$

$$P_r = P_a \times \frac{\text{tg } \phi}{\cos \lambda} \quad (46)$$

$$P_r = 9000 \times \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 3,5^\circ} = 3282 \text{ N}$$

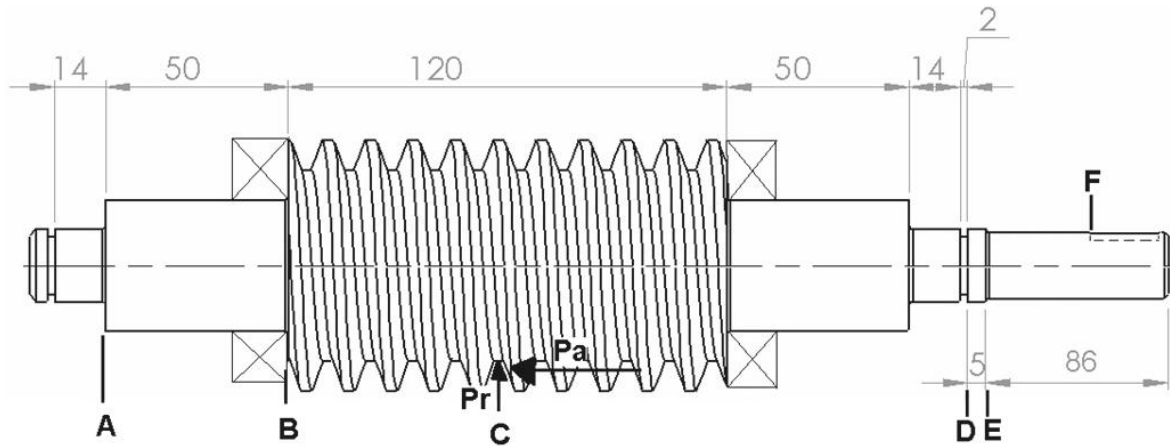


Figura 13 – Esboço do sem-fim e seções críticas.

SEÇÃO A – variação de diâmetro

SEÇÃO B – variação de diâmetro

SEÇÃO C – momento fletor máximo

SEÇÃO D – sulco

SEÇÃO E – variação de diâmetro

SEÇÃO F – chaveta

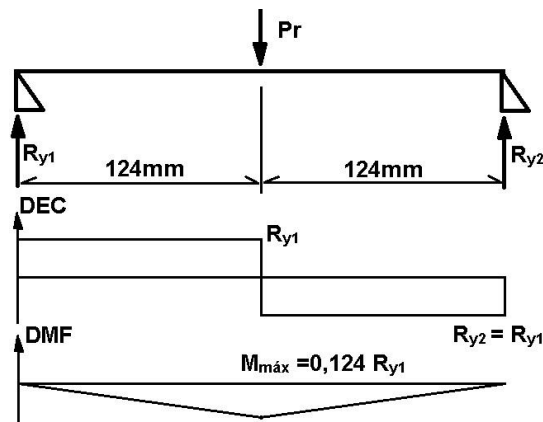


Figura 14 – Reações nos apoios e diagramas de esforço cortante e momento fletor.

Calculando-se os momentos nas seções críticas:

$$\Sigma F = 0 \text{ e } \Sigma M = 0 \rightarrow P_r = R_{y1} + R_{y2} \text{ e } R_{y1} = R_{y2}, \text{ então } R_{y1} = R_{y2} = 1641 \text{ N.}$$

$$M_A = 0,007 \times R_{y1} = 11,487 \text{ Nm} \quad ; \quad M_B = 0,057 \times R_{y1} = 93,537 \text{ Nm}$$

$$M_C = 0,124 \times R_{y1} = 203,484 \text{ Nm} \quad ; \quad M_D, M_E \text{ e } M_F = 0$$

O material considerado para o eixo foi aço SAE 1020, com $S_{ut} = 470 \text{ MPa}$ e $S_y = 393 \text{ MPa}$ (NORTON, 2004). Calculando:

$$S_e = 0,5 S_{ut} \rightarrow S_e = 235 \text{ MPa}$$

Os fatores de correção serão:

$$C_{\text{carreg}} = 1 \rightarrow \text{flexão rotativa}$$

$$C_{\text{tamanho}} = 0,869 d^{-0,097} = 0,8107 \rightarrow \text{Diâmetro maior considerado: 52 mm}$$

$$C_{\text{superf}} = 0,883 \rightarrow \text{Superfície usinada}$$

$$C_{\text{temp}} = 1 \rightarrow \text{Temperatura menor que } 450^{\circ}\text{C}$$

$$C_{\text{conf}} = 0,753 \rightarrow \text{Confiabilidade de 99,9\%}$$

$$S_e = C_{\text{carreg}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{superf}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} S_e' = 1 \times 0,8107 \times 0,883 \times 1 \times 0,753 \times 235$$

$$S_e = 126,68 \text{ MPa}$$

Calculando q para se estimar a sensibilidade ao entalhe:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \rightarrow \text{para } S_{\text{ut}} = 470 \text{ MPa}, \sqrt{a} = 0,0945.$$

$$\text{Para } r = 1 \text{ mm} \rightarrow q = 0,6774$$

A partir de dados tabelados obtêm-se os fatores de concentração de tensão são obtidos.

Para flexão se tem:

$$\text{Seção A : } K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,054 \rightarrow K_f = 1,714$$

$$\text{Seção B : } K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,122 \rightarrow K_f = 1,760$$

$$\text{Seção C : } K_f = 1 \text{ pois não há variação de seção}$$

Para torção se tem:

$$\text{Seção A : } K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 1,749 \rightarrow K_{fs} = 1,508$$

$$\text{Seção B : } K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 1,963 \rightarrow K_{fs} = 1,652$$

$$\text{Seção C : } K_{fs} = 1 \text{ pois não há variação de seção}$$

$$\text{Seção D : } K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 2,069 \rightarrow K_{fs} = 1,724$$

$$\text{Seção E : } K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 1,206 \rightarrow K_{fs} = 1,139$$

$$\text{Seção F : } K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 2,5 \rightarrow K_{fs} = 2,016$$

A partir da Equação (31) e adotando um fator de segurança $N_f = 3,5$:

$$d = \left\{ \frac{32 \times 3,5}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{18330} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fs} \frac{132,76}{56000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Com uma planilha do Excel (Tabela 8), foram obtidos os valores de diâmetro para as seções:

Tabela 8 – Dados do eixo do sem-fim

SEÇÃO	Kf	M_a [Nm]	Kfs	Tm [Nm]	d [mm]	d Adotado [mm]
A	1,714	11,49	1,508	15,0	18,01	20
B	1,760	93,50	1,620	15,0	35,95	36
C	1,000	203,48	1,000	15,0	38,58	52
D	0	0	1,724	15,0	12,74	16
E	0	0	1,139	15,0	11,10	18
F	0	0	2,016	15,0	13,42	18

3.5 DIMENSIONAMENTO DO EIXO DA COROA

O dimensionamento do eixo da coroa se dá da mesma forma que o do eixo do sem-fim, com o cálculo das reações nas seções críticas (Figura 15) e estimando-se as seções dos eixos.

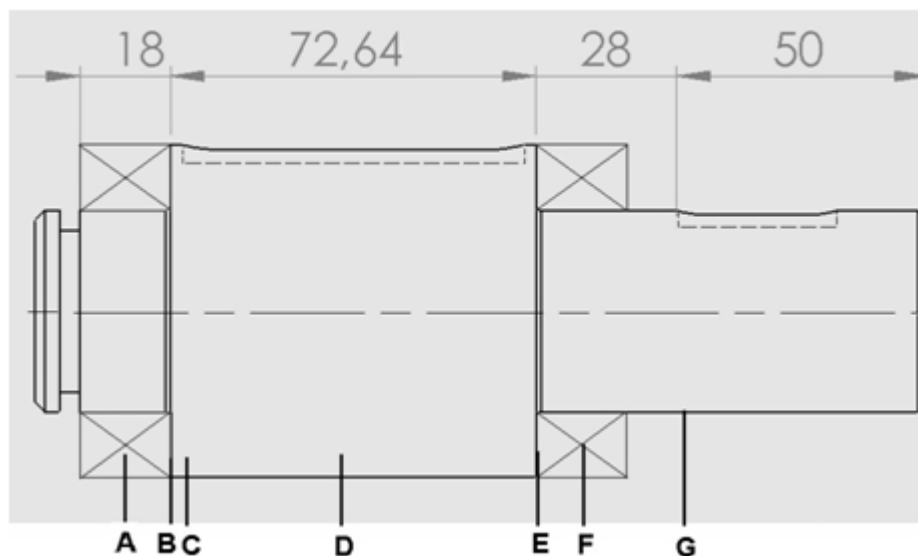


Figura 15 – Seções críticas e pontos de reações no eixo

SEÇÃO A – reação de apoio

SEÇÃO B – variação de diâmetro

SEÇÃO C – chave

SEÇÃO D – momento fletor máximo e chave

SEÇÃO E – variação de diâmetro

SEÇÃO F – reação de apoio

SEÇÃO G – chave

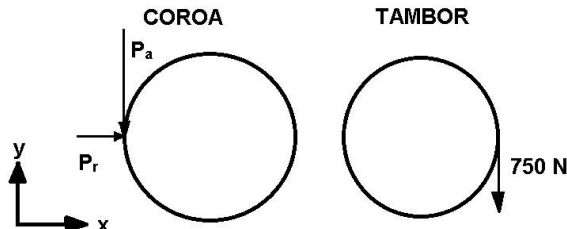


Figura 16 – Carregamentos na coroa e no tambor.

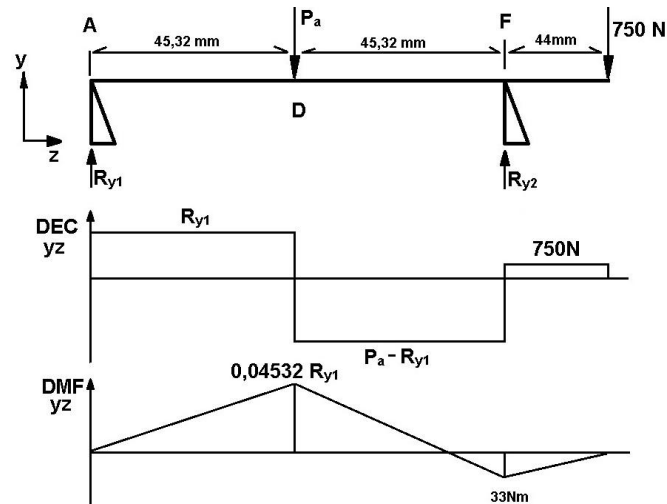


Figura 17 – Reações nos apoios e diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano yz.

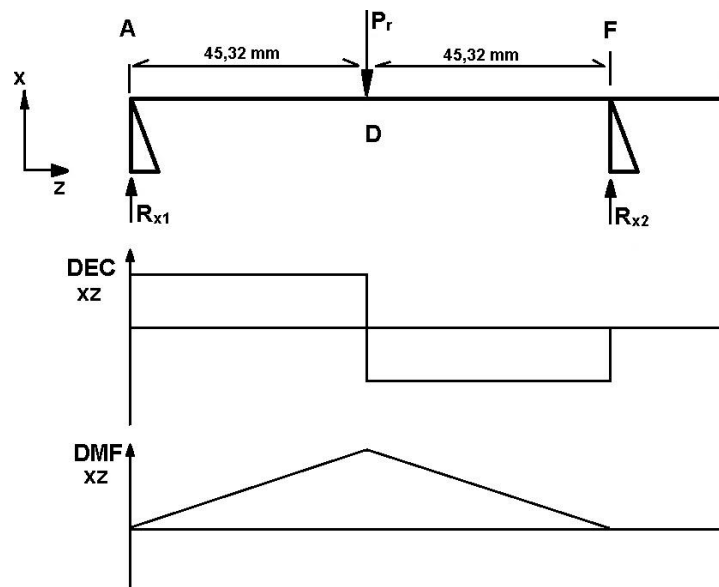


Figura 18 – Reações nos apoios e diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano xz.

Calculando as reações nos apoios temos:

$$\text{Plano } yz: \Sigma F = 0 \text{ e } \Sigma M_A = 0 \rightarrow P_a + 750 = R_{y1} + R_{y2}$$

$$0,09064R_{y2} = 0,04532 \times 9000 + 0,13464 \times 750, \text{ então } R_{y2} = 5614 \text{ N e } R_{y1} = 4136 \text{ N.}$$

$$M_A = 0 \quad ; \quad M_B = 0,009 \times R_{y1} = 37,22 \text{ Nm} \quad ; \quad M_C = 0,01132 \times R_{y1} = 46,82 \text{ Nm} \quad ;$$

$$M_D = 0,04532 \times R_{y1} = 187,44 \text{ Nm} \quad ; \quad M_E = 0,08164 \times R_{y1} - 0,03632 \times P_a = 10,78 \text{ Nm};$$

$$M_F = 0,044 \times 750 = 33 \text{ Nm} \quad ; \quad M_G = 0,025 \times 750 = 18,75 \text{ Nm.}$$

Plano xz: $\Sigma F = 0$ e $\Sigma M_A = 0 \rightarrow P_r = R_{x1} + R_{x2}$ e $P_r = 2R_{x2}$, então $R_{x2} = R_{x1} = 1641 \text{ N}$.

$$M_A = 0 \quad ; \quad M_B = 0,009 \times R_{x1} = 14,77 \text{ Nm} \quad ; \quad M_C = 0,01132 \times R_{x1} = 18,58 \text{ Nm} \quad ;$$

$$M_D = 0,04532 \times R_{x1} = 74,37 \text{ Nm} \quad ; \quad M_E = 0,009 \times R_{x2} = 14,77 \text{ Nm};$$

$$M_F = 0,044 \times 0 = 0 \quad ; \quad M_G = 0,025 \times 0 = 0$$

Combinando os momentos nos planos yz e xz pelo teorema de Pitágoras:

$$M_A = 0$$

$$M_B^2 = 37,22^2 + 14,77^2 \rightarrow M_B = 40,04 \text{ Nm}$$

$$M_C^2 = 46,82^2 + 18,58^2 \rightarrow M_C = 49,34 \text{ Nm}$$

$$M_D^2 = 187,44^2 + 74,37^2 \rightarrow M_D = 201,65 \text{ Nm}$$

$$M_E^2 = 10,78^2 + 14,77^2 \rightarrow M_E = 18,29 \text{ Nm}$$

$$M_F^2 = 33,00^2 + 0 \rightarrow M_F = 33,00 \text{ Nm}$$

$$M_G^2 = 18,75^2 + 0 \rightarrow M_G = 18,75 \text{ Nm}$$

O torque devido à carga no tambor é $T = 0,25\text{m} \times 750 \text{ N} = 187,5 \text{ Nm}$. O material considerado para o eixo foi aço SAE 1020, com $S_{ut} = 470 \text{ MPa}$ e $S_y = 393 \text{ MPa}$. Calculando:

$$S_{e'} = 0,5 S_{ut} \rightarrow S_{e'} = 235 \text{ MPa}$$

Os fatores de correção serão:

$$C_{\text{carreg}} = 1 \rightarrow \text{flexão rotativa}$$

$$C_{\text{tamanho}} = 0,869 d^{-0,097} = 0,7921 \rightarrow \text{Diâmetro maior considerado: 66 mm}$$

$$C_{\text{superf}} = 0,8832 \rightarrow \text{Superfície usinada}$$

$$C_{\text{temp}} = 1 \rightarrow \text{Temperatura menor que } 450^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{conf}} = 0,753 \rightarrow \text{Confiabilidade de 99,9\%}$$

$$S_e = C_{\text{carreg}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{superf}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} S_{e'} = 1 \times 0,7921 \times 0,8832 \times 1 \times 0,753 \times 235$$

$$S_e = 123,8 \text{ MPa}$$

Calculando q para se estimar a sensibilidade ao entalhe:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \rightarrow \text{para } S_{ut} = 470 \text{ MPa}, \sqrt{a} = 0,0945.$$

$$\text{Para } r = 1 \text{ mm} \rightarrow q = 0,6774$$

A partir de dados tabelados, obtém-se os fatores de concentração de tensão. Para flexão:

$$\text{Seção A: } K_f = 1 \text{ pois não há variação de seção}$$

$$\text{Seção B: } K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,472 \rightarrow K_f = 1,997$$

Seção C : $K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,400 \rightarrow K_f = 1,948$

Seção D : $K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,400 \rightarrow K_f = 1,948$

Seção E : $K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,472 \rightarrow K_f = 1,997$

Seção F : $K_f = 1$ pois não há variação de seção

Seção G : $K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_t \approx 2,000 \rightarrow K_f = 1,677$

Para torção se tem:

Seção A : $K_{fs} = 1$ pois não há variação de seção

Seção B : $K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 2,037 \rightarrow K_{fs} = 1,702$

Seção C : $K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 3,250 \rightarrow K_{fs} = 2,524$

Seção D : $K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 3,250 \rightarrow K_{fs} = 2,524$

Seção E : $K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 2,037 \rightarrow K_{fs} = 1,702$

Seção F : $K_{fs} = 1$ pois não há variação de seção

Seção G : $K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \rightarrow K_{ts} \approx 2,800 \rightarrow K_{fs} = 2,219$

A partir da Equação (31), e adotando um fator de segurança $N_f = 3,5$ (com os dados em ksi e lbf.in, devido à equação) :

$$d = \left\{ \frac{32 \times 3,5}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{17960} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fs} \frac{1659,51}{56000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Com uma planilha do Excel foram obtidos os valores de diâmetro para as seções:

Tabela 9 – Dados do eixo da coroa

SEÇÃO	Kf	M _a [Nm]	Kfs	Tm [Nm]	d [mm]	d Adotado [mm]
A	1,000	0,00	1,000	187,5	24,66	40
B	1,997	40,04	1,702	187,5	32,51	40
C	1,948	49,34	2,524	187,5	36,06	66
D	1,948	201,65	2,524	187,5	49,22	66
E	1,997	18,29	1,702	187,5	30,22	40
F	1,000	33,00	1,000	187,5	26,09	40
G	1,677	18,75	2,219	187,5	32,55	40

3.6 VERIFICAÇÃO DA TENSÃO NA COROA

Para a coroa e o sem-fim foram adotados dentes trapezoidais pois possuem geometria relativamente simples são eficazes para esta aplicação. Como o projeto da coroa é mais crítico se comparado ao sem-fim, só há a necessidade de se verificar a coroa. Adotando-se para a coroa a liga de Bronze C86500 (SAE 43) , com $S_{ut} = 483$ MPa e $S_y = 172$ MPa (DURA-BARMS). De Filho (1977) temos o critério de resistência para tensão no dente (interpolando $N_n = 75,86$ para achar q e adotando $e = 1$):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{3282 \times 2,6276}{0,04064 \times 0,003726 \times 1 \times 1,2} = 130,14 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ut}}{\sigma} = \frac{483}{130,14} = 3,71$$

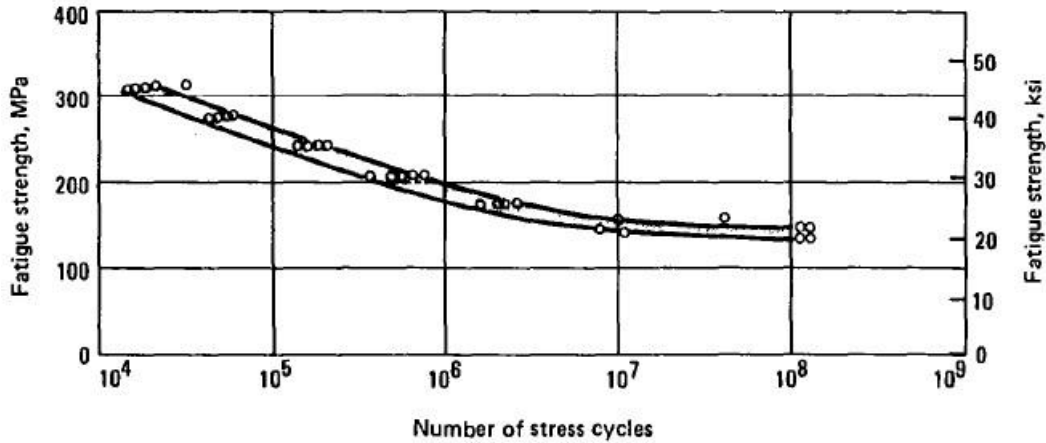


Figura 19 – Curva S-n do Bronze C86500. (BOYER, 1986)

3.7 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS

No projeto foram dimensionadas três chavetas paralelas com os cantos arredondados em aço SAE 1020, com $S_{ut}=365,4 \text{ MPa}$ e $S_y = 303,4 \text{ MPa}$.

Tabela 10 – Chavetas planas padronizadas - DIN 6885

Chaveta bxh	Rasgo		L comprimentos normalizados
	t ₁	t ₂	
2x2	1,1	1,0	6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20
3 x 3	1,7	1,4	6...20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36
4 x 4	2,4	1,7	8...36 - 40 - 45
5 x 5	2,9	2,2	10.....36 - 40 - 45
6 x 6	3,5	2,6	14...56 - 63 - 70
8 x 7	4,1	3,0	18...70 - 80 - 90
10 x 8	4,7	3,4	22...90 - 100 - 110
12 x 8	4,9	3,2	28...110 - 125 - 140
14 x 9	5,5	3,6	36...140 - 160
16 x 10	6,2	3,9	45...160 - 180

Fonte: Adaptado de RELZER.

Chaveta do eixo sem-fim : Como o eixo do motor possui o mesmo diâmetro na extremidade que o eixo sem-fim, a chaveta foi adotada como sendo igual à chaveta do motor, pois ambas irão sofrer os mesmos esforços. Ela possui seção de 4mm x 4mm e comprimento de 20 mm. Para o esmagamento considera-se apenas metade da altura da chaveta. Calculando-se a força e o fatores de segurança:

$$F_m = \frac{15 \text{ Nm}}{0,009 \text{ m}} = 1667 \text{ N} ;$$

$$\text{esmagamento: } A_{\text{esmag}} = (\pi r + L - 2r) \frac{h}{2} = 44,56 \text{ mm}^2 \rightarrow N_s = \frac{S_y A_{\text{esmag}}}{F_m} = 8,11$$

$$\text{cisalhamento: } A_{\text{cis}} = \pi r^2 + (L - 2r) \times 2r = 76,56 \text{ mm}^2 \rightarrow N_f = \frac{S_{ut} A_{\text{cis}}}{\sqrt{3} \times F_m} = 9,69$$

Pelos fatores de segurança a chaveta está adequada.

Chaveta da coroa: A chaveta da coroa terá seção de 16mm x 10mm.

$$F_m = \frac{9000 \times 0,2794 \text{ Nm}}{0,066 \text{ m}} = 38100 \text{ N}$$

Adotando o fator de segurança igual a 2,5:

$$\text{esmagamento: } N_s = 2,5 \rightarrow A_{\text{esmag}} = (\pi r + L - 2r) \frac{h}{2} \rightarrow L = 66,64 \text{ mm}$$

$$\text{cisalhamento: } N_f = 2,5 \rightarrow A_{\text{cis}} = \pi r^2 + (L - 2r) \times 2r \rightarrow L = 31,65 \text{ mm}$$

L adotado = 68 mm.

Chaveta do tambor: A chaveta do tambor terá seção de 12mm x 8mm.

$$F_m = \frac{750 \times 0,250 \text{ Nm}}{0,002 \text{ m}} = 9375 \text{ N}$$

Adotando o fator de segurança igual a 2,5:

$$\text{esmagamento: } N_s = 2,5 \rightarrow A_{\text{esmag}} = (\pi r + L - 2r) \frac{h}{2} \rightarrow L = 31,31 \text{ mm}$$

$$\text{cisalhamento: } N_f = 2,5 \rightarrow A_{\text{cis}} = \pi r^2 + (L - 2r) \times 2r \rightarrow L = 11,83 \text{ mm}$$

L adotado = 32 mm.

3.8 DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS

A escolha do rolamento é um processo iterativo em conjunto com o dimensionamento do eixo, até se chegar em um eixo com dimensões adequadas e um rolamento que tenha uma vida adequada.

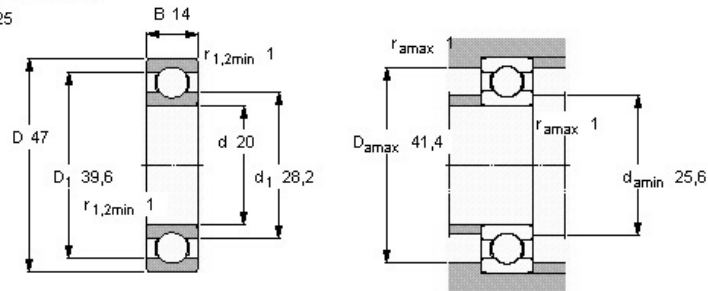
No eixo do sem-fim foi selecionado o rolamento SKF 6204 ETN9.

Tabela 11 – Dados do rolamento do sem-fim

Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira									
Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga	Velocidades		Massa	Designação
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
20	47	14	15,6	7,65	0,325	32000	20000	0,096	6204 ETN9

Fatores de cálculo

k_r 0,025
f₀ 12



Fonte: SKF

Entrando com as cargas axiais e radiais na calculadora do site da SKF :

Tabela 12 – Cálculo do rolamento do sem-fim

Rolamento	6204 ETN9	e	0,44	X ₀	0,6
C [kN]	15,6	X	0,56	Y ₀	0,5
C ₀ [kN]	7,65	Y	1	P ₀ [kN]	5,48
f ₀	12	P [kN]	9,92		
F _r [kN]	1,641	L ₁₀ [Mrev]	4		
F _a [kN]	9				

Fonte: SKF

Como a carga dinâmica equivalente é menor que a carga máxima dinâmica e a carga estática equivalente é menor que a carga máxima equivalente e a vida possui um valor razoável, o rolamento é adequado para o sem-fim.

No eixo da coroa foi selecionado o rolamento SKF 6208 ETN9.

Tabela 13 – Dados do rolamento da coroa

Rolamentos rígidos de esferas, uma carreira

Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga P_u kN	Velocidades		Massa kg	Designação
d	D	B	C	C_0		Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN			r/min			
40	80	18	35,8	20,8	0,88	18000	11000	0,34	6208 ETN9

Fatores de cálculo
 k_r 0,025
 f_n 13

Fonte: SKF

Entrando com as cargas axiais e radiais na calculadora do site da SKF foi obtida a seguinte tabela:

Tabela 14 – Cálculo do rolamento da coroa

Rolamento	6208 ETN9				
C [kN]	35.8	e	0.19	X_0	0.6
C_0 [kN]	20.8	X	1	Y_0	0.5
f_0	13	Y	0	P_0 [kN]	5.61
F_r [kN]	5.614	P [kN]	5.61		
F_a [kN]	0	L_{10} [Mrev]	260		

Fonte: SKF

Como a carga dinâmica equivalente é menor que a carga máxima dinâmica e a carga estática equivalente é menor que a carga máxima equivalente e a vida possui um valor razoável, o rolamento é adequado para o eixo da coroa.

3.9 DIMENSIONAMENTO DO ACOPLAMENTO

O dimensionamento do acoplamento que ligará o motor ao eixo leva em consideração a potência a ser transmitida, a velocidade de rotação, torque do motor. A partir dos dados do motor e do catálogo da empresa Antares acoplamentos, foi selecionado o acoplamento elástico da linha WRAP, modelo 095, com furação máxima de diâmetro igual a 28mm. Esse acoplamento suporta um torque máximo de 37 Nm e rotação máxima de 8819 rpm. Sendo assim o acoplamento também está adequadamente dimensionado pois suas capacidades de torque e rotação são bem superiores às necessárias nessa aplicação.

3.10 ANÁLISE COMPUTACIONAL

Devido à necessidade de um computador com elevada capacidade de processamento e à alta complexidade de simulação de uma montagem, as peças foram simuladas separadamente e apenas os componentes principais foram simulados (eixos e coroa) sob fadiga. O computador utilizado possui processador Intel core i3 2,13 GHz, 8 Gb de memória RAM DDR3, Sistema operacional Windows 7 64 bits; sem placa de vídeo dedicada. As versões dos softwares utilizados foram o SolidWorks 2010 64bits SP0.0 e ANSYS 13.0 – Workbench.

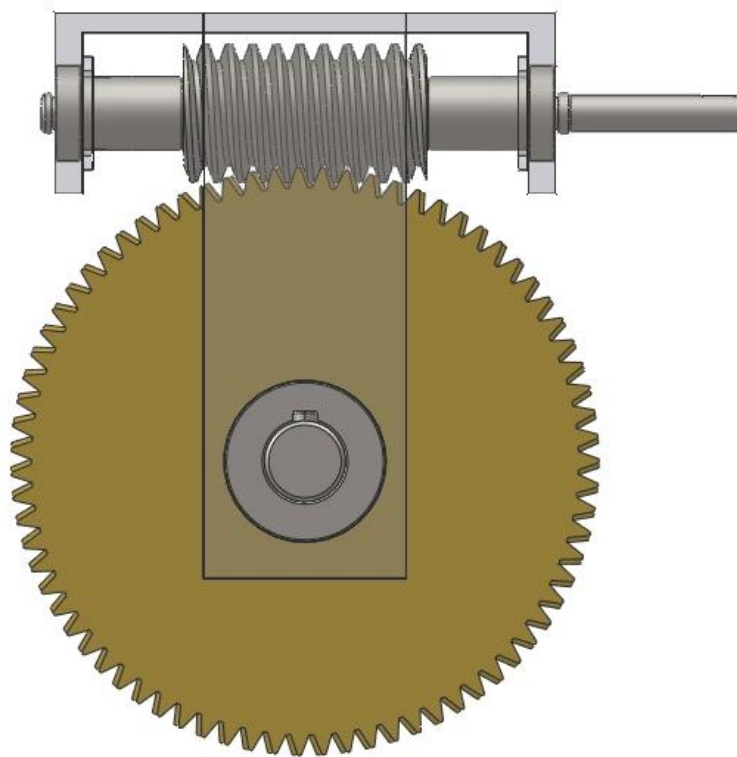


Figura 20 – Peças modeladas no SolidWorks

Inicialmente foi realizada a modelagem dos componentes no SolidWorks. Na sequência os componentes foram exportados para o ANSYS. Então foram configurados os materiais, com todas suas propriedades. Foi definida a malha e então foram aplicados os carregamentos.

1	Contents of Engineering Data	Source	Description
2	Material		
3	Structural Steel	Gene...	
4	Bronze c86500		
5	Aço 1020		

Properties of Outline Row 4: Bronze c86500				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Density	8330	kg m ⁻³	
3	Isotropic Elasticity			
4	Derive from	Young's M...		
5	Young's Modulus	1,034E+05	MPa	
6	Poisson's Ratio	0,34		
7	Bulk Modulus	1,0771E+11	Pa	
8	Shear Modulus	3,8582E+10	Pa	
9	Alternating Stress Mean Stress			
10	Interpolation	Semi-Log		
11	Scale	1		
12	Offset	0	MPa	
13	Tensile Yield Strength	172	MPa	
14	Compressive Yield Strength	172	MPa	
15	Tensile Ultimate Strength	483	MPa	
16	Compressive Ultimate Strength	483	MPa	

Figura 21 – Propriedades dos materiais no ANSYS

Dentro das propriedades dos materiais foram inseridos os dados de fadiga do aço e do bronze e outras propriedades necessárias para a simulação, como ilustrado na Figura 21.

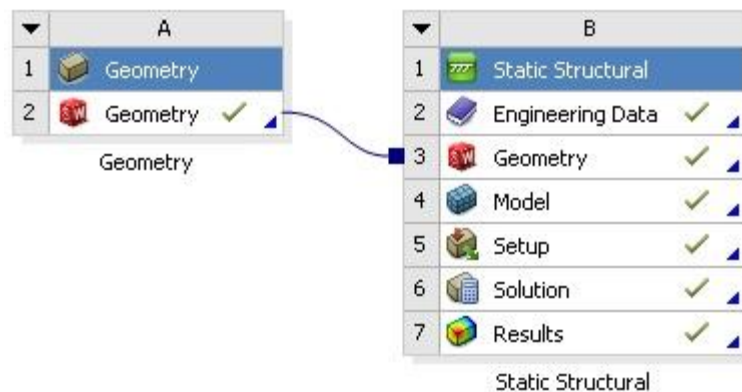


Figura 22 – problema solucionado no ANSYS

A malha utilizada foi definida como automática, ou seja, o software define a melhor malha.

No eixo sem-fim a carga axial de 9000 N foi desconsiderada, pois a ela estaria sob filete de rosca do sem-fim e os dentes da coroa são mais críticos com relação a isso (Norton, 2004). A reação dessa carga seria dada pelo rolamento, não tendo efeito significativo sobre a flecha do eixo. Para a força axial foi necessário utilizar o recurso de gerar um pequeno paralelepípedo no ponto médio do comprimento da rosca do sem-fim, pois no ANSYS se fosse selecionada a área mais baixa da rosca, seria selecionada no perfil de rosca inteiro.

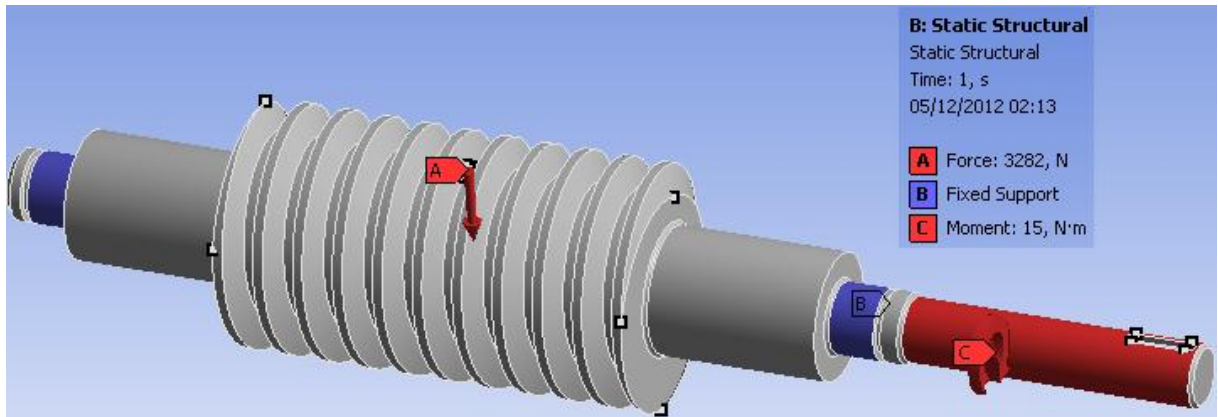


Figura 23 – Carregamento do sem-fim

Foram selecionados os pontos dos rolamentos e considerados suportes fixos, como visto na Figura 23. Foi aplicado o momento na extremidade da chaveta e a força no ponto médio entre os rolamentos. Na simulação de fadiga foram considerados os fatores de correção do limite de fadiga corrigido e foi considerado o carregamento “zero-based” do ANSYS, ou seja, um carregamento variando de zero até a carga máxima.

A teoria de tensão utilizada foi a curva de Goodman devido ao carregamento, pois as tensões médias não são nulas.

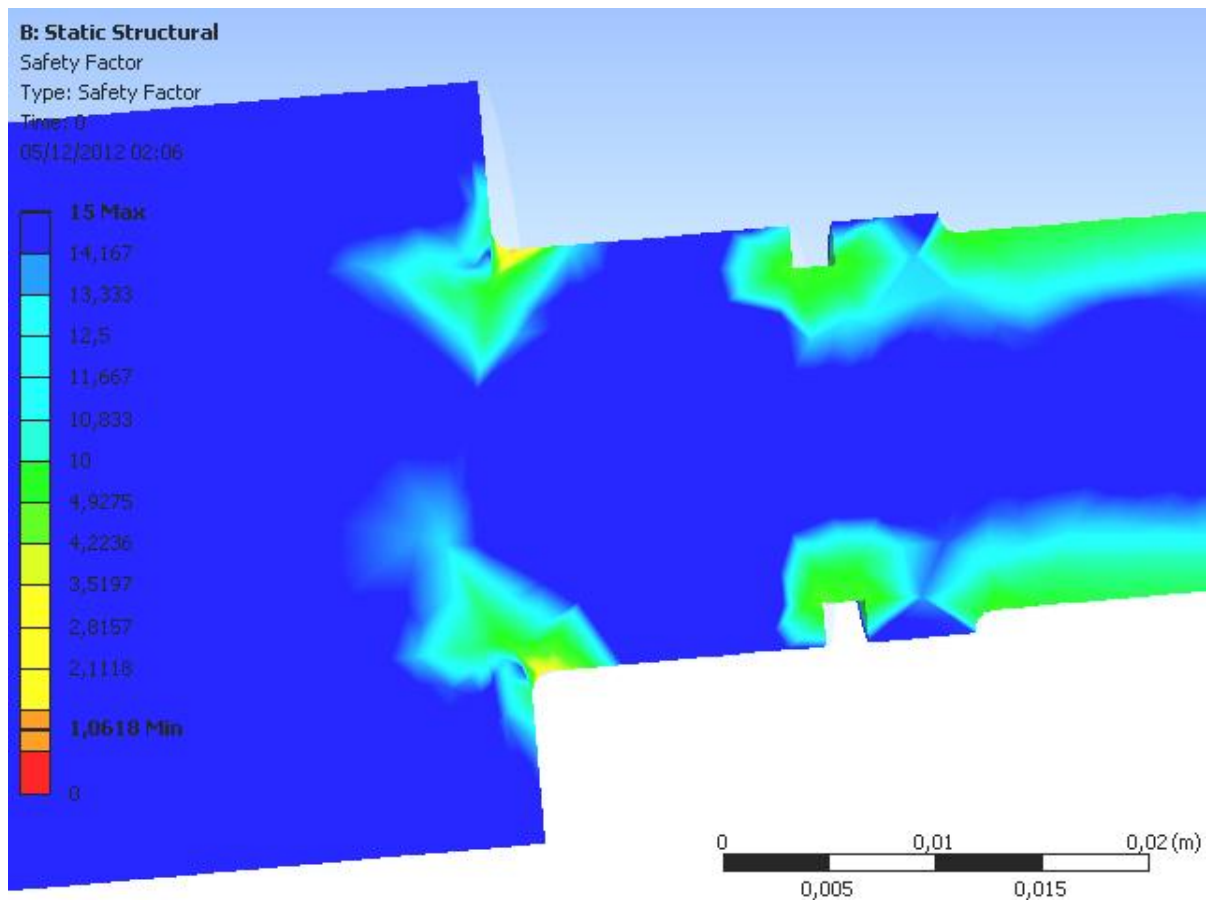


Figura 24 – Fator de segurança do sem-fim

O fator de segurança mínimo obtido para o sem-fim foi próximo de 3,2 (o fator de segurança foi de 1,06 na região do paralelepípedo e foi desconsiderada), ilustrado na Figura 24, nas proximidades do contato com o rolamento, onde há uma variação brusca da seção do eixo. Também se pode ver a concentração de tensões gerada pelo sangramento feito no eixo para o anel elástico.

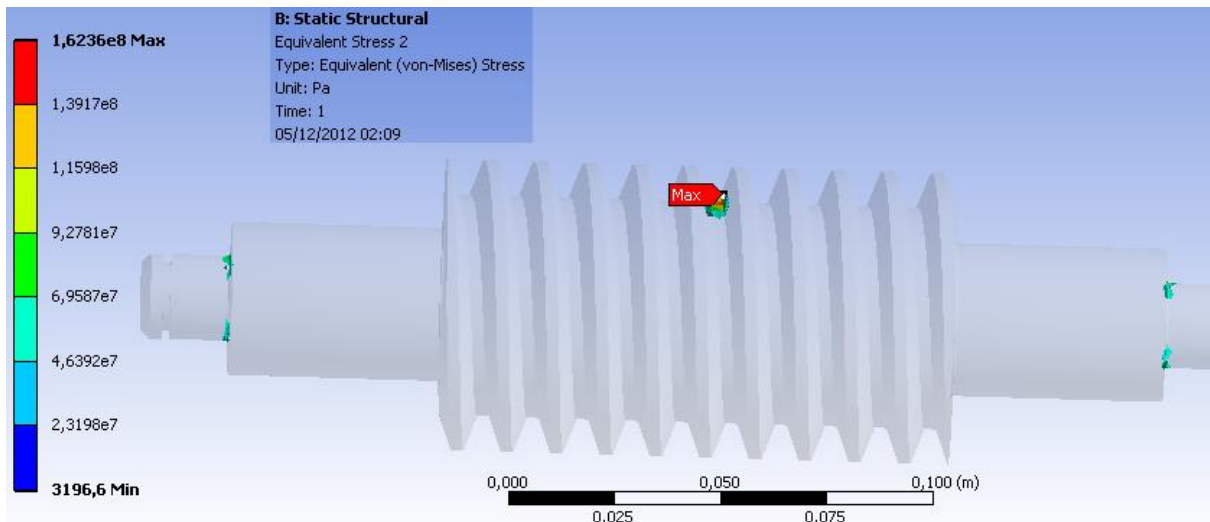


Figura 25 – Locais com tensão maior que 50 MPa estão visíveis

Pode-se ver a partir das figuras que as maiores concentrações de tensões se deram nos locais esperados, comprovando a escolha correta das seções de análise. A figura 25 mostra que são poucos os locais com tensão maior que 50 MPa e a tensão máxima nos locais do rolamento são menores que 116MPa (estão na faixa de cor verde), não ocorrendo escoamento e obteve-se vida infinita.

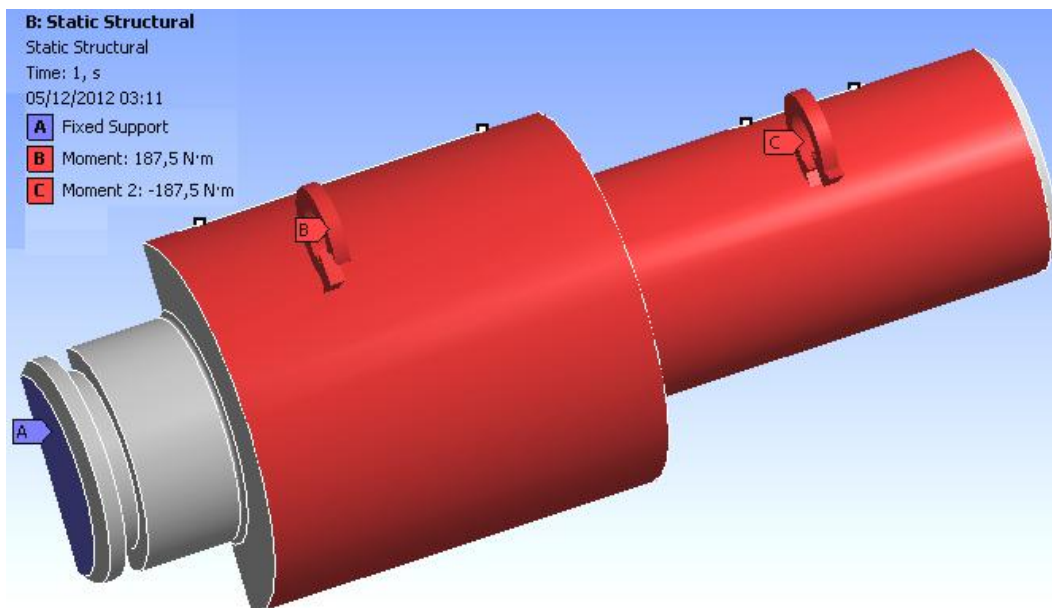


Figura 26 – Carregamento do eixo da coroa

No eixo da coroa, Figura 26, o carregamento utilizado foi o momento gerado pela carga ao ser elevada, ou seja, 187,5 Nm e foi composto um par ação e reação nas respectivas seções do eixo. O número de elementos foi de aproximadamente 10 mil.

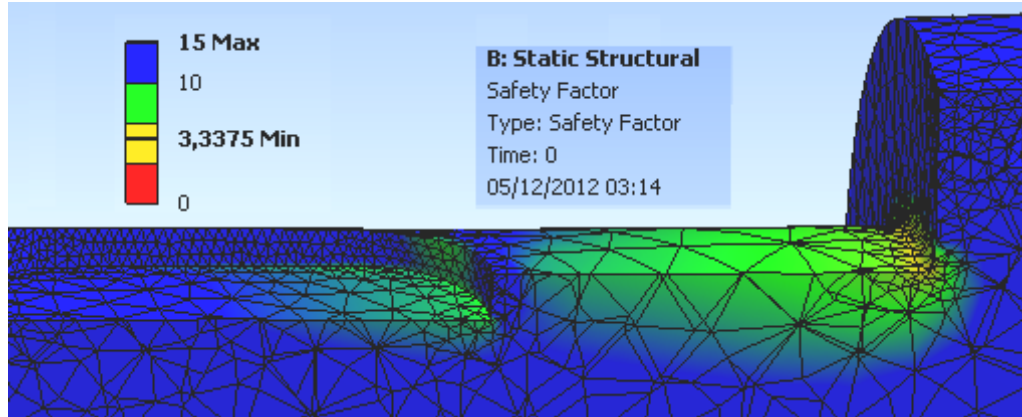


Figura 27 – Fator de segurança do eixo ca coroa

O fator de segurança para o eixo da coroa foi de 3,34 e a região compreendida entre a variação de seção do eixo e o rasgo de chaveta possui vida menor na superfície e maior à medida que se aproxima do eixo geométrico de rotação. Através da ferramenta do refino de malha pode-se escolher tornar a malha mais detalhada, ou seja, com mais elementos nas regiões em que se deseja. Isso auxilia no processamento do resultado, pois ao invés de submeter a peça inteira a uma malha pequena só submete-se regiões mais críticas da peça. No detalhe da figura 27 pode-se ver a malha e o refino da malha nos rasgos de chaveta.

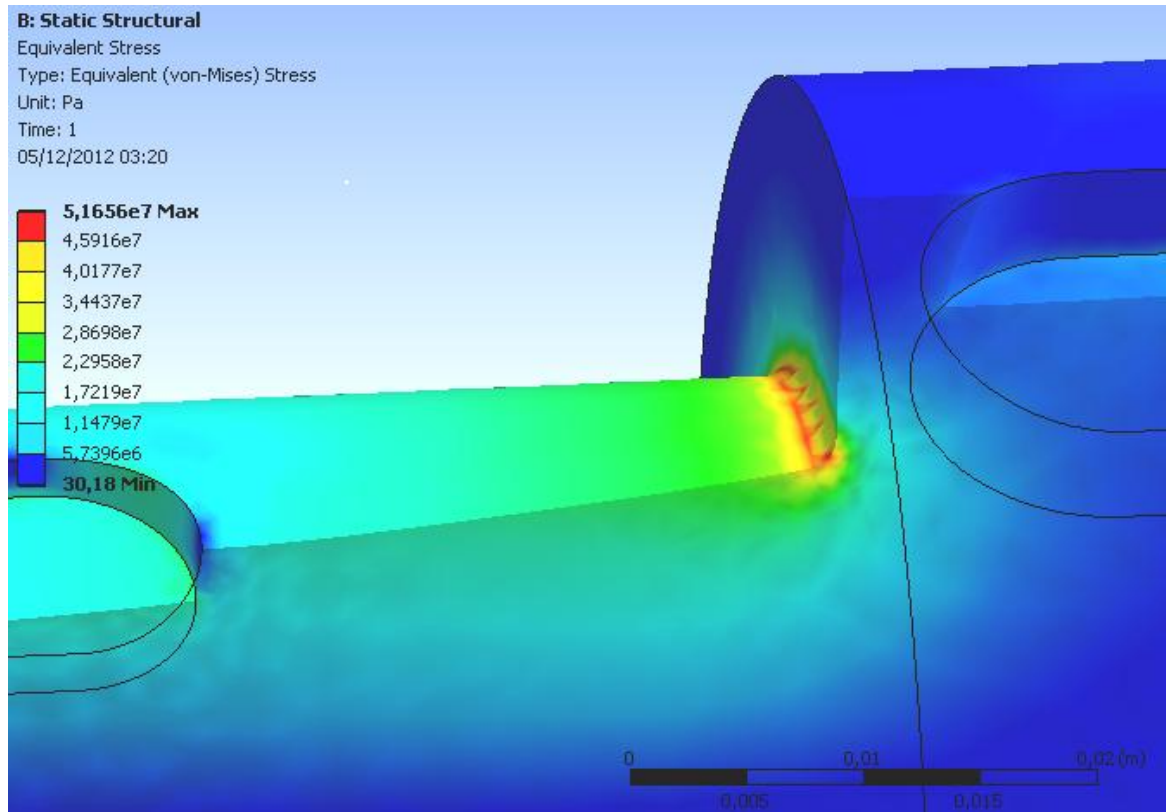


Figura 28 – Tensão máxima no eixo da coroa.

A tensão máxima no eixo da coroa foi de 51,7 MPa, ilustrado na Figura 28, inferior ao limite de escoamento do material. Pode-se dizer que devido à variação de seção do eixo esse local acaba por concentrar tensões, possuindo uma tensão bastante elevada se comparada com os outros pontos. Também há um nível maior de tensões no rasgo da chaveta.

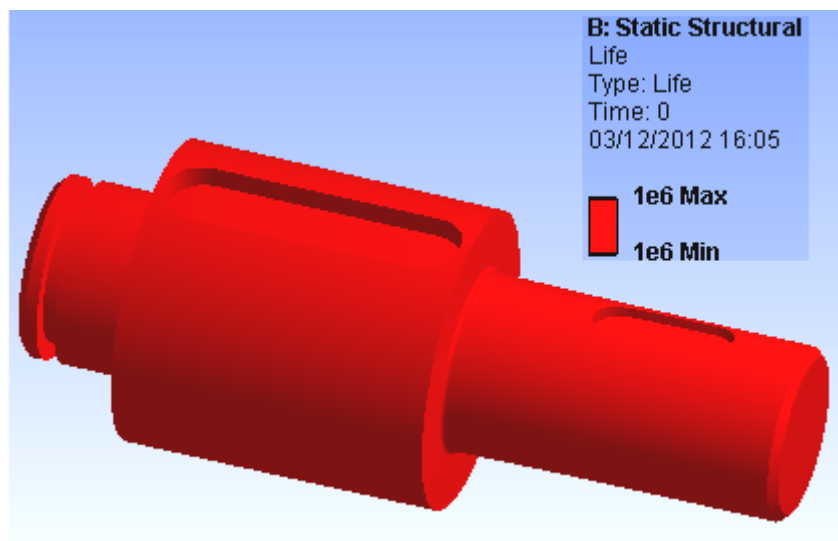


Figura 29 – Vida do eixo da coroa

Para o eixo da coroa, foi obtida vida infinita, como mostrado na figura 29.

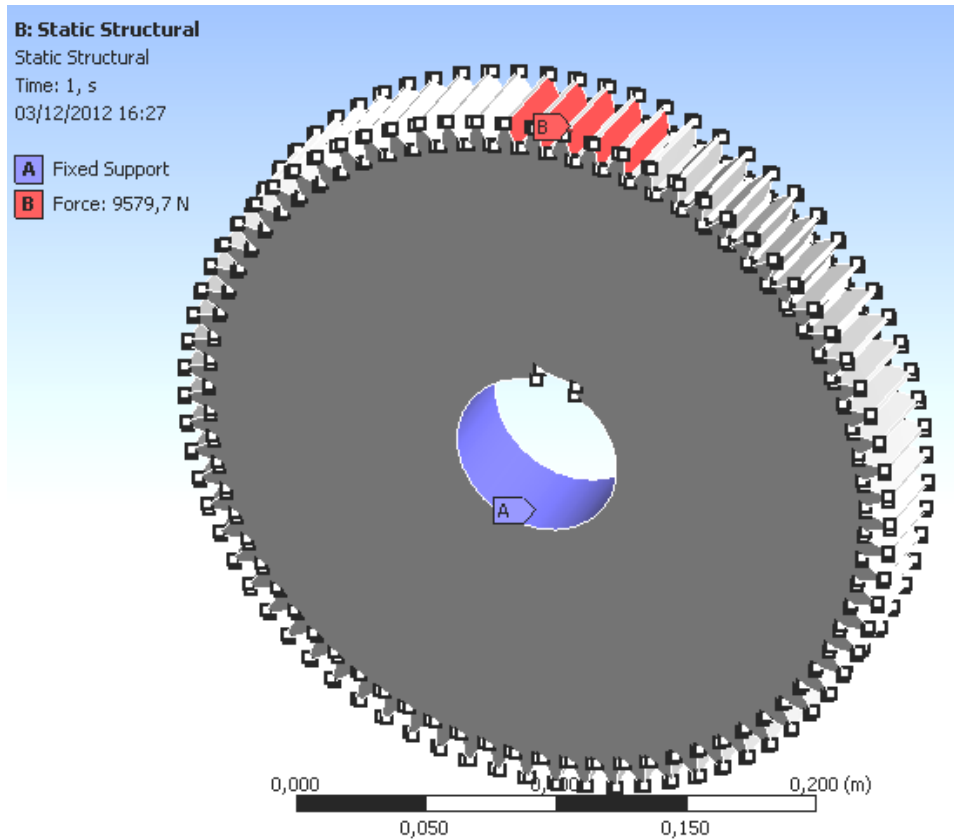


Figura 30 – Carregamento ilustrativo de 5 dentes na coroa

Na coroa a simulação foi feita fixando-se o furo do eixo e carregando-se um dente apenas. As cargas aplicadas foram $P_a = 9000$ N e $P_r = 3282$ N nos respectivos eixos de ação, sendo obtida a resultante de 9579,7 N.

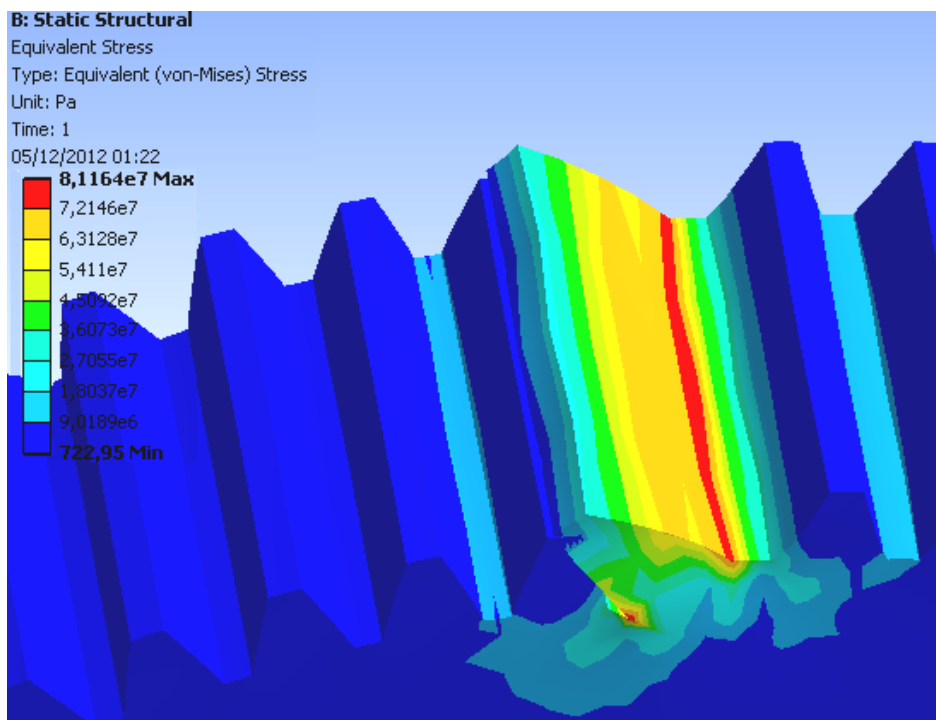


Figura 31 – Tensão no dente e elemento deformado para melhor visualização.

Aplicando o carregamento em um único dente, a tensão máxima foi de 81,2 MPa, muito menor do que a tensão obtida pela Equação (27.1), bem abaixo do limite de escoamento do bronze. Nesse caso não foi considerado nenhum fator de correção para a fadiga. Na figura 31 foi utilizada uma ferramenta que permite exagerar a deformação real para entender melhor os esforços e pode-se ver que o ponto crítico é a raiz do dente, que é um local de concentração de tensões e o carregamento é semelhante a uma viga em balanço, conseqüentemente as maiores tensões se localizam na parte engastada da viga. Nesse caso a deformação foi exagerada em 1000 vezes.

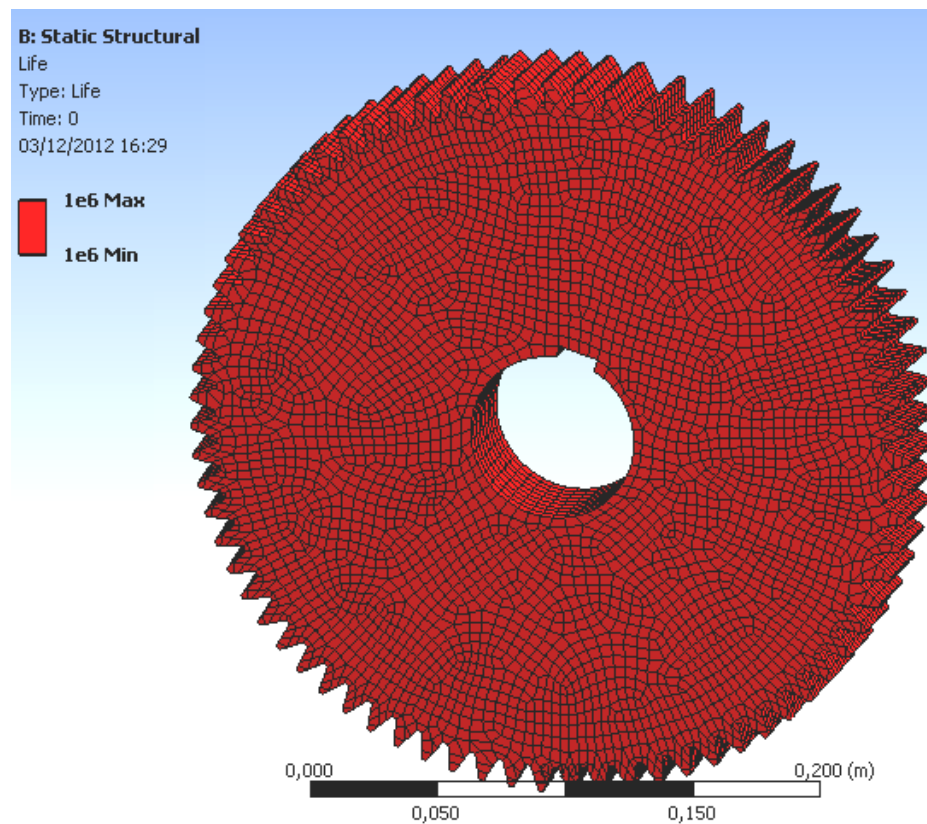


Figura 32 – Vida da engrenagem.

Para análise da vida o carregamento foi realizada a análise, sendo a carga distribuída em 5 dentes nas respectivas análises e nos três casos obteve-se vida infinita para a engrenagem. O número de elementos foi de aproximadamente 32 mil.

4 CONCLUSÕES

A partir dos resultados vê-se como um projeto mecânico relativamente simples pode ter um elevado grau de complexidade, tendo que passar por várias etapas, inclusive etapas de tentativa e erro, principalmente na parte da seção dos eixos. Alguns componentes mecânicos são muito simples de serem escolhidos, como o acoplamento. Já para seleção dos rolamentos foi necessário realizar algumas tentativas em conjunto com o eixo.

As engrenagens do sem-fim e da coroa foram as etapas que tomaram mais tempo. Muitas etapas são necessárias para se chegar a uma enorme quantidade de dados que foram utilizados para obter um projeto adequado de engrenagem. Nesse ponto o desenvolvimento desses componentes via CAD agiliza enormemente essa tarefa, pois diversas variáveis são calculadas pelo computador e é possível prever mais facilmente problemas de interferência com os eixos e as paredes dos rolamentos e também com a distância do tambor.

Na parte da simulação computacional propriamente dita os resultados foram bem interessantes e demonstraram que o modelo em questão está adequado.

Comparando-se os resultados analíticos com os resultados da simulação, no eixo do sem-fim o coeficiente de segurança no projeto empírico foi considerado maior que 3,5 e no resultado obtido por simulação o coeficiente de segurança ficou em torno de 3,0 no ponto mais crítico. Isso representa uma diferença significativa que pode ser explicada, em parte, pela utilização de uma malha muito grosseira na seção crítica.

No eixo da coroa os resultados foram mais próximos, sendo obtido fator de segurança de 3,34 para a simulação, bem próximo ao valor estipulado no projeto de 3,5.

Com relação à tensão na coroa, a análise computacional indicou tensão máxima de 81,16 MPa e o valor calculado por equações foi de 130 MPa. Essa diferença significativa advém do fato da equação de tensão no dente fornecer uma estimativa com fatores de correção, já que na simulação não foi possível estimar um fator de correção.

Também ficou comprovado que para desenvolver o projeto no computador é necessário grande conhecimento teórico e é fundamental fazer um anteprojeto no papel antes de projetar via software, pois mesmo no computador pode-se gastar tempo projetando algo que seja inadequado.

Muitas disciplinas se relacionaram nesse trabalho como fadiga dos componentes mecânicos, projeto mecânico, resistência dos materiais, desenho técnico, entre outras e mostram como é necessário um amplo conhecimento para realização de um projeto mecânico.

REFERÊNCIAS

ANTARES ACOPLAMENTOS. **Dimensionamento de acoplamentos**. Disponível em: < <http://www.antaresacoplamentos.com.br/dimensionamento#tabs-4> >. Acessado em 8 de Novembro de 2012.

BOYER, Howard E. **Atlas of fatigue curve**. 3 ed. Ohio: ASM International, 1986. 534p.

CANATA, César L. C. **Cobre e suas Ligas**. Disponível em:< <http://www.eletrica.ufpr.br/piazza/materiais/CesarCanata.pdf> >. Acessado em 22 de Agosto de 2012.

CHIAVERINI, Vicente. **Tecnologia Mecânica volume I**. 2 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1977. 266p.

DUDLEY, Darle W. **Manual de engranajes: diseño, manufactura y aplicación de engranajes**. 1 ed. México: Cia. Editorial Continental, 1973. 944p.

DURA-BARMS. **Bronze C86500 specifications**. Disponível em:<<http://www.dura-barms.com/resources/resource-guides/upload/Bronze-C86500-Specifications.pdf>>. Acessado em 22 de Agosto de 2012.

EUSKONEWS. **Entorno a un invento de Leonardo da Vinci**. Disponível em:< <http://www.euskonews.com/0220zbn/gaia22005es.html>>. Acessado em 15 de Novembro de 2012.

LUOYANG-ZHONGRONG. **Engrenagem helicoidal dupla**. Disponível em:< <http://luoyang-zhongrong.en.ywsp.com/sell/> >. Acessado em 22 de outubro de 2012.

MITCALC. **Worm gearing**. Disponível em:< <http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/en/gear4.htm> >. Acessado em 15 de Agosto de 2012.

NINEARQBLOG. **Galpões em estrutura metálica**. Disponível em:< <http://ninearqblog.blogspot.com.br/2012/04/galpoes-em-estrutura-metalica-metal.html>>. Acessado em 11 de Dezembro de 2012.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 931p.

PROVENZA, Francesco. **Projetista de máquinas**. 6. ed. São Paulo: Pro-Tec, 1978. 438p.

KAMANMARKETING. **Diagramas de rolamentos em vista explodida**. Disponível em:

<<http://resources.kamanmarketing.com/2010/09/02/exploded-diagrams-of-bearings/>>.

Acessado em 27 de Outubro de 2012.

RELZER. **Diagramas Chavetas paralelas**. Disponível em: <<http://www.rezler.com.br/din6885%20paralelas.pdf/>>.

Acessado em 5 de Outubro de 2012.

Software ANSYS 13.0 WORKBENCH, ANSYS Inc.

Software SOLIDWORKS 2010 x64 EDITION SP0.0, Dassault Systèmes.

SKF. **Vida nominal básica e cargas equivalentes do rolamento**. Disponível em:<

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/> >. Acessado em 15 de Outubro de 2012.

STIPKOVIC, Marco. **Engrenagens**. 1 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1977. 138p.

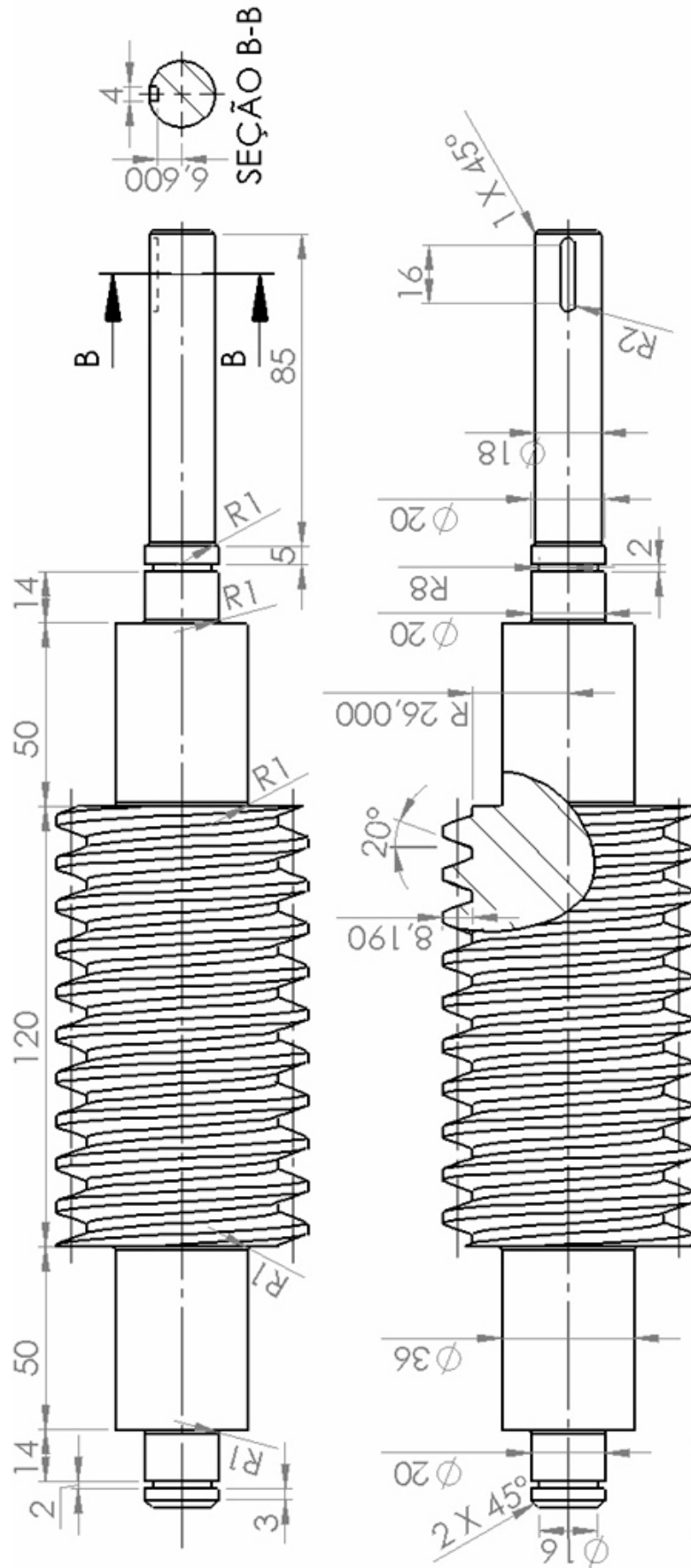
STAAB G, Busby H, Collins J. **Mechanical Design of Machines Elements and Machines**. 2

ed. Danvers: John Willey & Sons, 2003. 890 p.

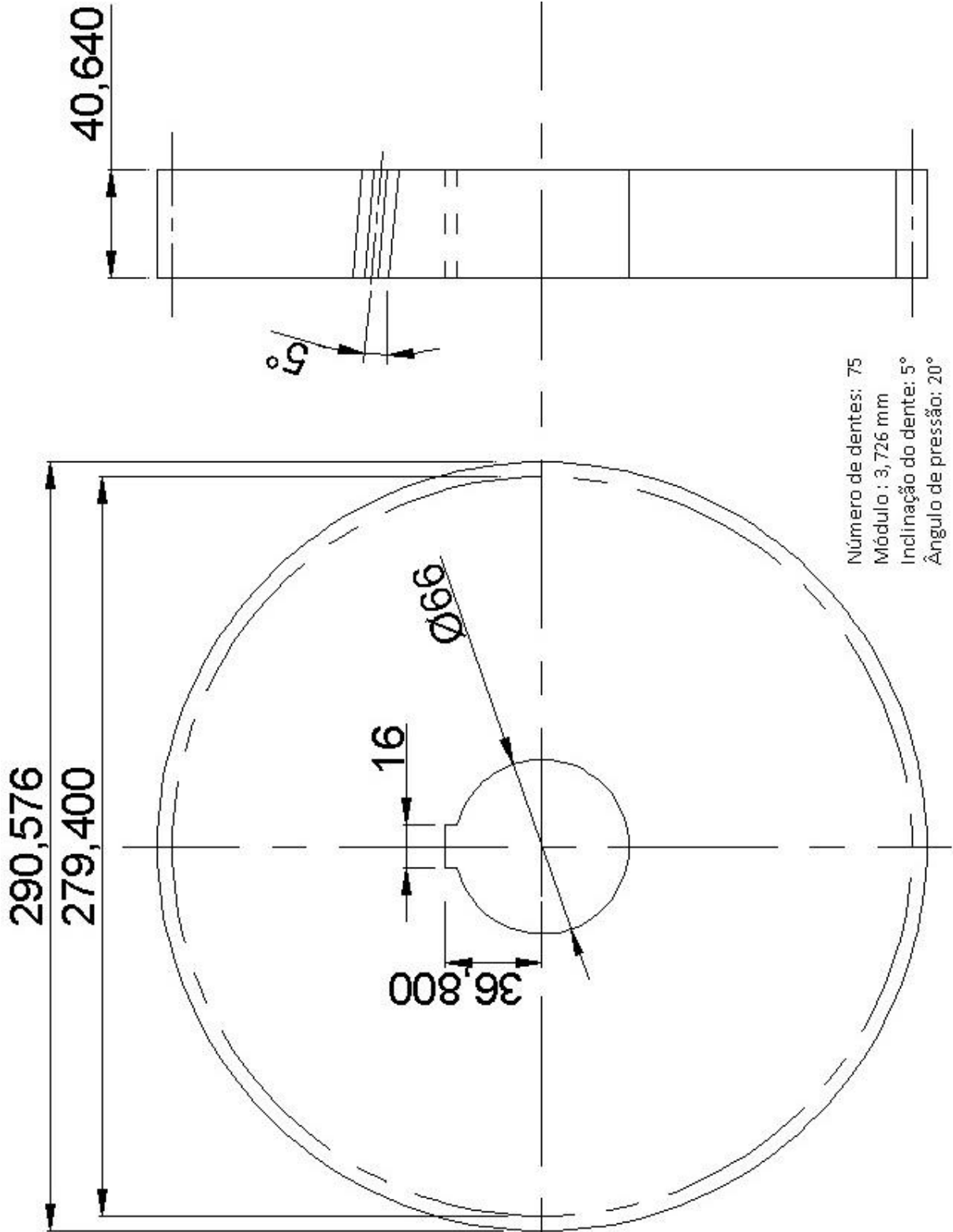
WEG. **Motores elétricos industriais**. Disponível em:< [http://www.weg.net/br/Produtos-e-](http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Motores-Eletricos/Industriais/W22-Plus)

[Servicos/Motores-Eletricos/Industriais/W22-Plus](http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Motores-Eletricos/Industriais/W22-Plus) >. Acessado em 15 de Outubro de 2012.

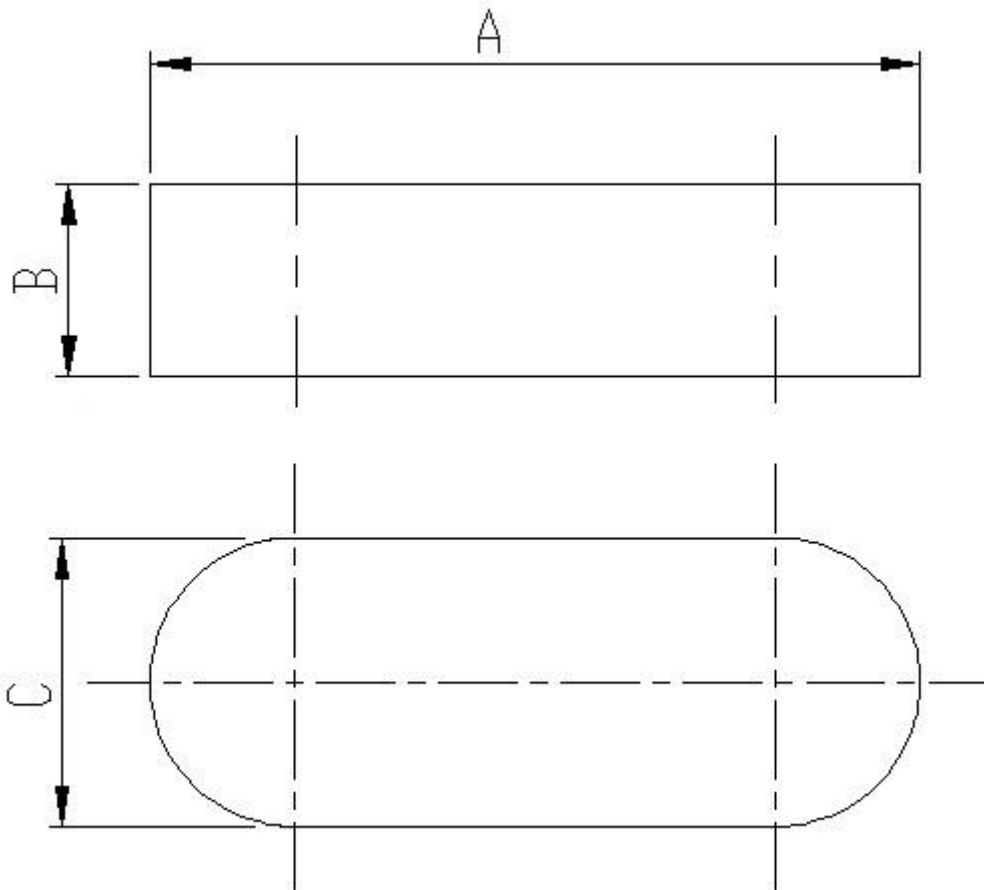
APÊNDICE A – EIXO SEM-FIM



APÊNDICE C – COROA

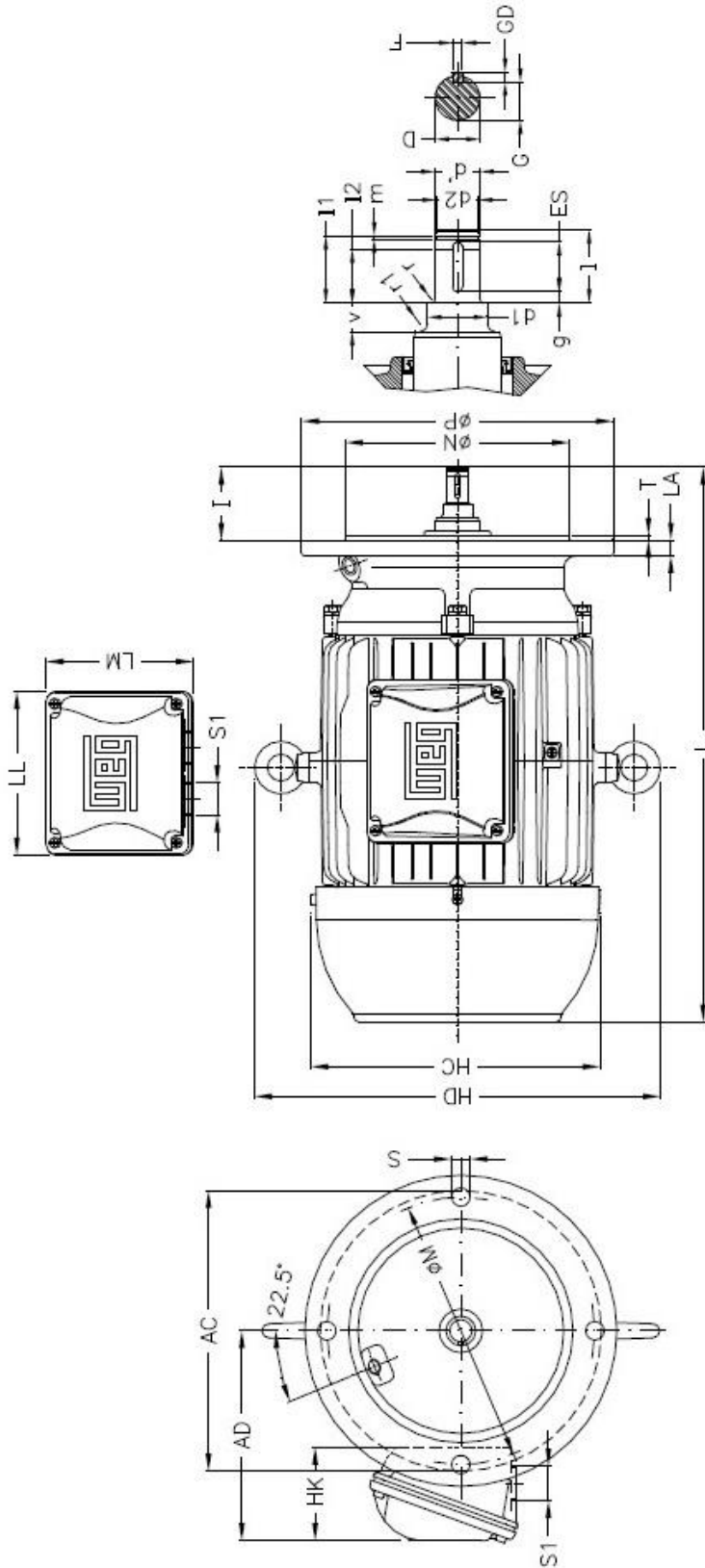


APÊNDICE D – CHAVETAS



CHAVETA	A	B	C
COROA	68 mm	10 mm	16 mm
TAMBOR	32 mm	8 mm	12 mm
SEM-FIM	20 mm	4 mm	4 mm

ANEXO A – DESENHO DO MOTOR



Observações:							
Executor:							
Verificado:		d1	A.4				
Cliente:		I2	23				
Motor W22 para Redutor Tipo 1 Plus		ES	20				
Motor trifásico de indução		Flange	FR-250				
Carcaça 112M - IPW55		LA	14				
		i	58				



ANEXO B - Dados do Bronze C86500



ALLOY: C86500

TYPICAL USES

Automotive	Weld Guns
Builders Hardware	Brackets
Industrial	Struts, Machinery, Gears, Compressors, Forming Dies for Wood Pulp Industry, Wear Rings for Pressing Dies for Wood Pulp Industry, Hooks, Frames, Machinery Parts requiring High Strength, Lever Arms
Marine	Propellers for salt and fresh water, Covers for Marine Hardware, Clamps, Boat Parts, Rudders

Bronze Family:	Manganese Brass
Solids:	1/2" to 9" OD
Tubes:	1-1/8" to 9" OD
Rectangles:	Up to 15"
Standard Lengths:	144"

SIMILAR OR EQUIVALENT SPECIFICATION

CDA	ASTM	SAE	AMS	FEDERAL	INGOT	MILITARY	OTHER
C86500	ASTM B505	SAE 430C SAE J461 SAE J462	AMS 4860	QQ-C-390B TYPE III QQ-B-726 CLASS A	421	MIL-C-22229 COMP 7	High Strength Yellow Brass

CHEMICAL COMPOSITION

Alloy	Cu%	Sn%	Pb%	Zn%	Fe%	Ni%	Sb%	P%	S%	Al%	Mn%	Si%
C86500	55.00-60.00	1.00	0.40	36.00-42.00	0.40-2.00	1.00*	N/A	N/A	N/A	0.50-1.50	0.10-1.50	N/A

Chemical Composition according to ASTM B505-08

Physical Properties provided by CDA

Note: Single values represent maximums.

*In determining copper minimum, copper may be calculated as copper plus nickel.

MECHANICAL PROPERTIES

Tensile Strength, min	Yield Strength, at .5% extension under load min	Elongation in 2 in. or 50 mm min, %	Brinell Hardness, min	Remarks
ksi	MPa	ksi	MPa	
70	483	25	172	25
				N/A

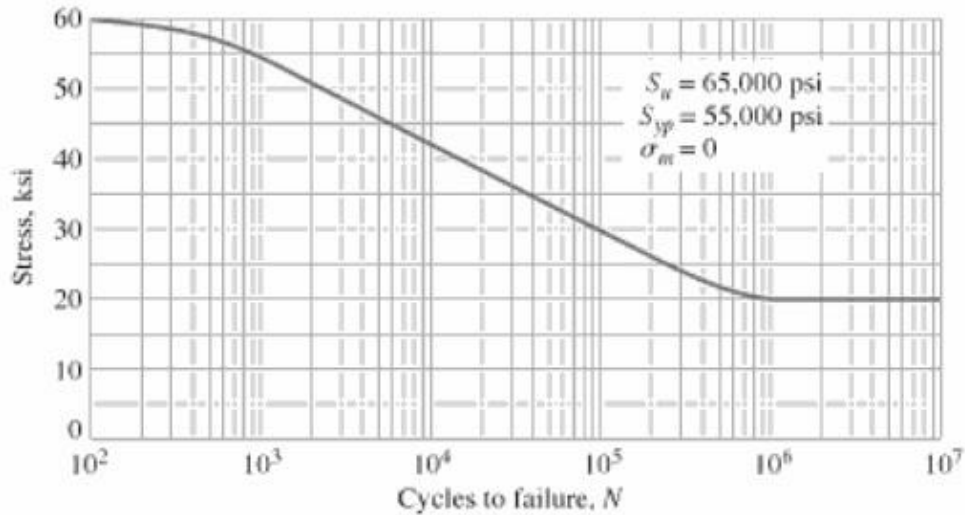
Mechanical Properties according to ASTM B505-08

PHYSICAL PROPERTIES

	US Customary	Metric
Melting Point - Liquidus	1616 F	880 C
Melting Point - Solidus	1583 F	862 C
Density	0.301 lb/in ³ at 68 F	8.33 gm/cm ³ @ 20 C
Specific Gravity	8.330	8.33
Electrical Resistivity	470 ohms-cmil/ft @ 68 F	7.81 microhm-cm @ 20 C
Electrical Conductivity	220 %IACS @ 68 F	0.128 MegaSiemens/cm @ 20 C
Thermal Conductivity	49.60 Btu · ft/(hr · ft ² ·oF) at 68F	85.8 W/m · oK at 20 C
Coefficient of Thermal Expansion	11.3 · 10 ⁻⁶ per oF (68-572 F)	20.3 · 10 ⁻⁶ per oC (20-300 C)
Specific Heat Capacity	0.090 Btu/lb/oF at 68 F	377.1 J/kg · oK at 293 K
Modulus of Elasticity in Tension	15000 ksi	103400 MPa

ANEXO C – Dados do aço SAE 1020

Curva S –N



Fonte: STAAB, BUSBY & COLLINS (2003)

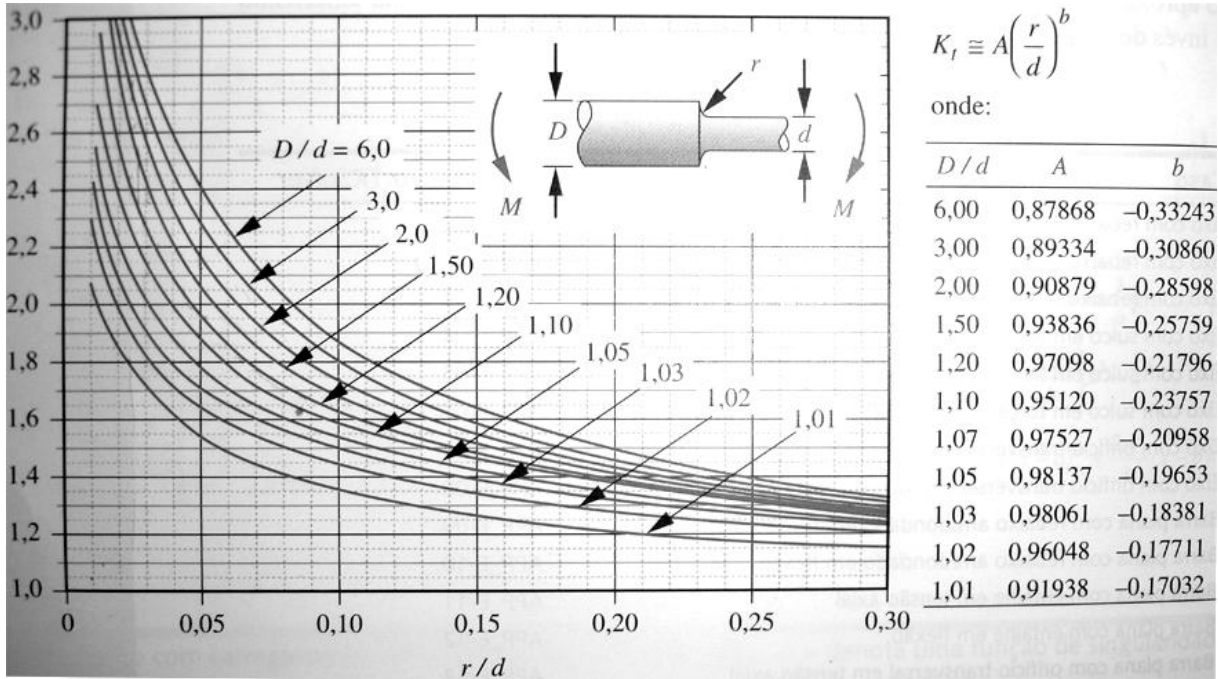
Propriedades mecânicas

S_{ut}	470 MPa
S_y	393MPa
Alongamento	15%
Dureza	HB 131
Densidade	7800 kg/m ³

Fonte: NORTON (2004)

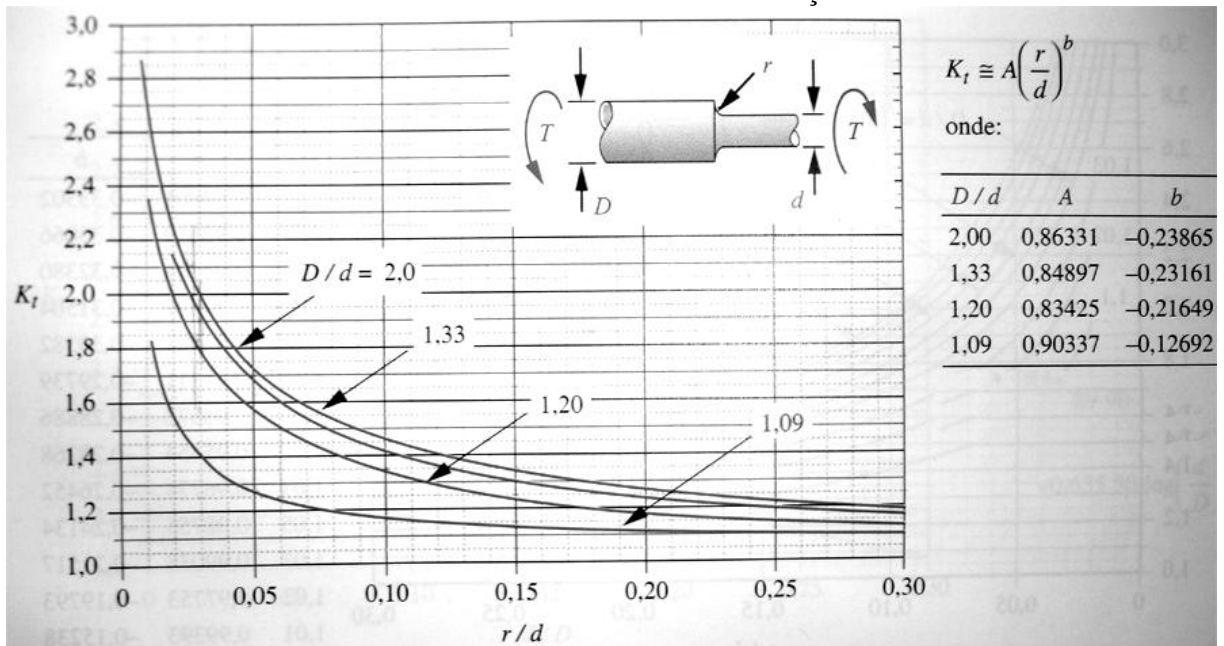
ANEXO D – CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA REBAIXO

CURVAS PARA EIXOS EM FLEXÃO



Fonte: NORTON(2004)

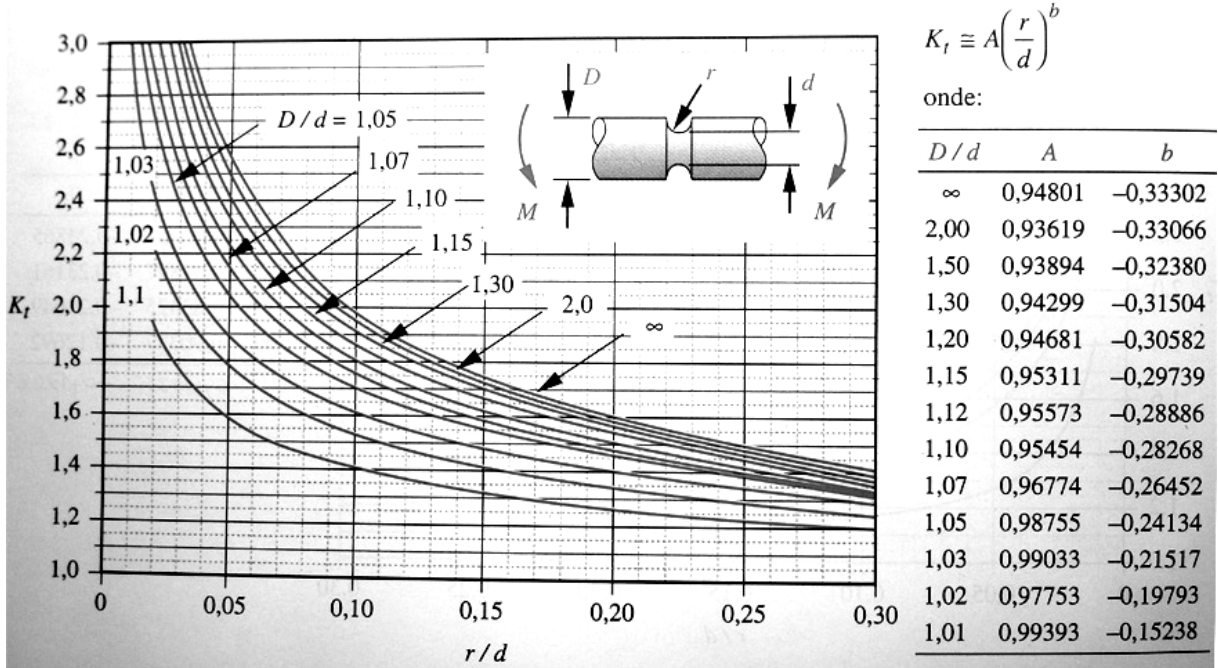
CURVAS PARA EIXOS EM TORÇÃO



Fonte: NORTON (2004)

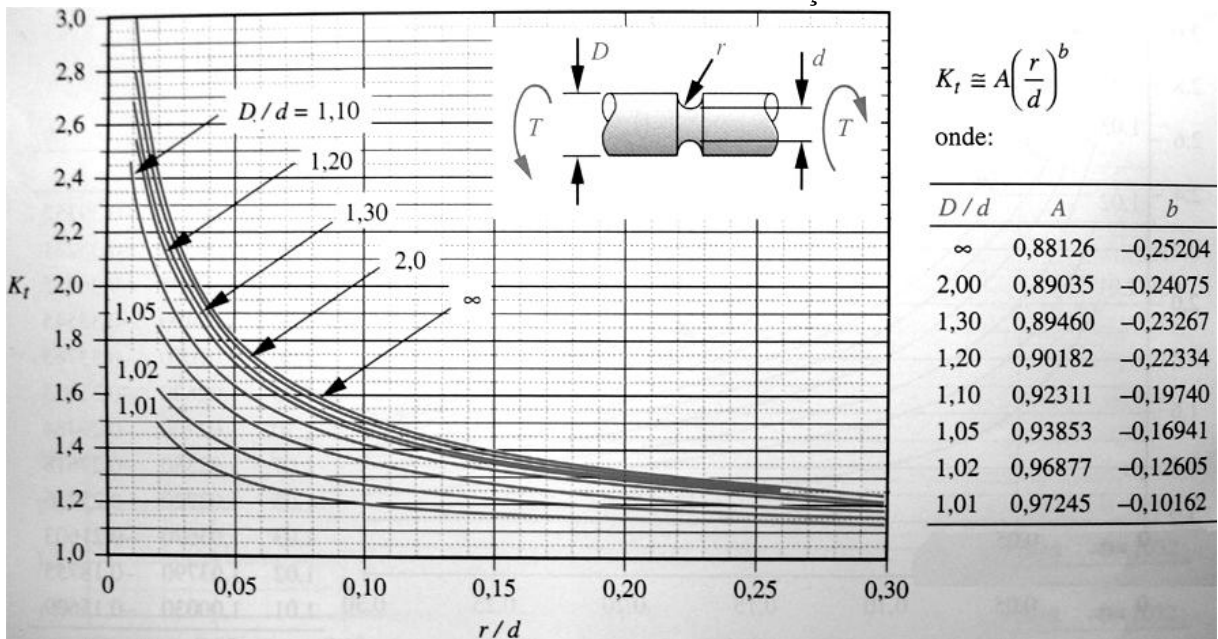
ANEXO E – CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA SULCO

CURVAS PARA EIXOS EM FLEXÃO



Fonte: NORTON (2004)

CURVAS PARA EIXOS EM TORÇÃO



Fonte: NORTON (2004)