


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

EDER MASAHIKO NAMIHIRA

PROJETO MECÂNICO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS SEM-FIM NUMA
ESTEIRA TRANSPORTADORA INCLINADA

Guaratinguetá

2014

EDER MASAHIKO NAMIHIRA

PROJETO MECÂNICO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS SEM-FIM NUMA
ESTEIRA TRANSPORTADORA INCLINADA

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

Guaratinguetá

2014

N174p Namihira, Eder Masahiko
Projeto mecânico de um redutor de engrenagens sem-fim numa esteira transportadora inclinada / Eder Masahiko Namihira – Guaratinguetá, 2014.
72 f : il.
Bibliografia: f. 69-70

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014.
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Engrenagens 2. Esteira rolante I. Título

CDU 621.83

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

EDER MASAHIKO NAMIHIRA

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

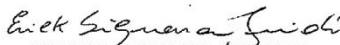
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI
UNESP-FEG



Prof. Dr. VICTOR ORLANDO GAMARRA ROSADO
UNESP-FEG

Outubro de 2014

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, *Masanori Namihira e Cecília Tsuneko Terua Namihira*, que sempre me apoiaram e deram condições para que eu pudesse realizar meus sonhos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva*, que me apoiou na realização desse trabalho, sempre me dando incentivo,

aos meus colegas e amigos que fiz durante a faculdade, que sempre estiveram do meu lado,

aos moradores da Republica Étílicos, que estiveram ao meu lado todos esses anos, a todos funcionários da UNESP - Guaratinguetá, pelo apoio em todos momentos.

“Não confunda derrotas com fracasso nem vitórias com sucesso. Na vida de um campeão sempre haverá algumas derrotas, assim como na vida de um perdedor sempre haverá vitórias. A diferença é que, enquanto os campeões crescem nas derrotas, os perdedores se acomodam nas vitórias.”

Roberto Shinyashiki

NAMIHIRA, E. M. Projeto Mecânico de um redutor de Engrenagens Sem-fim numa esteira transportadora inclinada. 2014. 72 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista (UNESP).

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo apresentar o projeto e desenvolvimento de um redutor de velocidades de engrenagem sem-fim que será implementado em uma esteira inclinada que tem como objetivo elevar a carga de um piso inferior ao superior. O início do projeto se deu com a pesquisa acerca de assuntos relacionados a mecanismos e elementos de máquinas, sendo estas teorias de fundamental importância no desenvolvimento dos componentes do equipamento, juntamente com o auxílio do *software* SolidWorks que serviu para modelar as principais peças do projeto e Microsoft Office Excel 2007 que foi utilizado para amarrar as formulas para realizar os cálculos do projeto. Todos os dados para cálculos foram retirados das condições do problema para ser solucionado da melhor forma possível o problema proposto (elevação de carga a partir da esteira). 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, em seguida dimensionamento da engrenagem sem-fim e coroa, eixos, chavetas, cálculo e seleção de rolamentos.

PALAVRAS-CHAVE: Redutor de velocidade. Sem-fim. Engrenagens. Esteira transportadora. Projeto mecânico.

DE NAMIHIRA, E. M. Mechanical design of a gear reducer worm on a treadmill inclined conveyor. 2014. 72 f. Graduation Thesis (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista (UNESP).

ABSTRACT

This work aims to present the design and development of a speed reducer worm gear that will be implemented on an inclined treadmill that aims to raise the load below the top floor. The project start was made with research on issues related to mechanisms and machine elements, and these theories of fundamental importance in the development of device components, along with the help of SolidWorks software that was used to model the main parts of the project and Microsoft Office Excel 2007 was used to align formulas to perform calculations of the project. All data for calculations were taken from the conditions of the problem to be solved in the best possible way the proposed problem (lifting load from the belt). Following the entire sequence of design gearbox assembly, beginning in pre-sizing and endless selection of electric motor, which consists of an iterative project, then scaling the worm gear and crown, shafts, splines, calculation and bearing selection.

KEYWORDS: Gear train. Worm gear. Gear. Conveyor. Mechanical design.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Engrenagens primitivas.....	13
Figura 2 - Projeto de Leonardo da Vinci.....	14
Figura 3 - Redutor de velocidade sem-fim em corte.....	15
Figura 4 - Conjunto sem-fim e uma engrenagem sem-fim.....	19
Figura 5 - Esboço de um arranjo de um engrenamento da coroa e sem-fim.....	20
Figura 6 - Desenho do cilindro primitivo de um parafuso sem-fim mostrando as forças exercidas sobre ele pela coroa sem-fim.....	24
Figura 7 - Elementos de máquinas que falharam devido aos concentradores de tensão. (a) fratura por fadiga no eixo iniciou na extremidade de chaveta nos pontos B e progrediu até ruptura no ponto C. (b) fratura por fadiga no pino de aço, cantos vivos de orifícios.....	29
Figura 8 -Envelope de falhas.....	33
Figura 9 - Eixo da máquina e do motor unidos por acoplamento.....	34
Figura 10 - Tipos de desalinhamentos de eixos.....	35
Figura 11 - Vários tipos de chavetas.....	37
Figura 12 - Tipos de rolamentos.....	38
Figura 13 - Nomenclatura de um mancal de esferas.....	39
Figura 14 - Dimensões características dos rolamentos.....	39
Figura 15 - Esboço de um transportador de esteira.....	43
Figura 16 - Esboço do eixo do sem-fim.....	51
Figura 17 - Esboço das reações, diagrama de esforço cortante e momento fletor.....	52
Figura 18 - Esboço do eixo de acionamento.....	54
Figura 19 - Forças aplicadas na coroa e na roda dentada.....	56
Figura 20 - Esboço das reações, diagrama de esforço cortante e momento fletor para plano yz.....	56
Figura 21 - Esboço das reações, diagrama de esforço cortante e momento fletor para plano xz.....	57
Figura 22 - Dados dos rolamentos do eixo do sem-fim.....	64
Figura 23 - Dados dos rolamentos do eixo de acionamento.....	65
Figura 24 - Eixo do sem-fim.....	66
Figura 25 - Eixo de acionamento.....	66
Figura 26 - Coroa.....	67
Figura 27 - Conjunto sem-fim e engrenagem sem fim.....	67

Figura 28 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em torção.....	71
Figura 29 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão.....	71
Figura 30 - Fator geométrico Lde concentração de tensão K_t para um eixo com sulco em flexão.....	72
Figura 31 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com sulco em torção.....	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Número Mínimo de Dentes da Coroa Sugerido como uma Função do Ângulo de Pressão Normal φ_n	21
Tabela 2 - Ângulo Máximo de Avanço do Sem-fim para Ângulos de Pressão Seleccionados.	22
Tabela 3 - Dados do conjunto sem-fim.....	28
Tabela 4 - Coeficiente para a equação do fator de superfície para S_{ut} em MPa.....	30
Tabela 5 - Fatores de confiabilidade para $S_{d=0,08\mu}$	31
Tabela 6 - Constante de Neuber para aços.	32
Tabela 7 - Tipos de acomplamentos.....	36
Tabela 8- Valores de C/P para vida nominal (L10h) e rotações do rolamento de esferas.	40
Tabela 9 - Coeficiente de atrito	47
Tabela 10 - Diâmetros adotados para o eixo do sem-fim.....	51
Tabela 11 - Diâmetros adotados para o eixo de acionamento.	55
Tabela 12 - Chavetas paralelas padronizadas	60
Tabela 13 - Fator de confiabilidade de ajuste de vida KR	63

SUMÁRIO

SUMÁRIO.....	12
1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 ENGRENAGENS E REDUTORES DE VELOCIDADE.....	13
1.2 OBJETIVOS	16
1.3 MOTIVAÇÃO	16
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO	17
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	19
2.1 ENGRENAGEM SEM-FIM.....	19
2.1.1 Materiais para engrenagens sem-fim	23
2.1.2 Análise de forças e eficiência no conjunto sem-fim.....	23
2.1.3 Análise de tensão e projeto do conjunto do Sem-fim.....	26
2.2 FADIGA	28
2.3 EIXOS DE TRANSMISSÃO	32
2.4 ACOPLAMENTOS	34
2.4.1 Acoplamentos rígidos.....	35
2.4.2 Acoplamentos complacentes.....	35
2.5 CHAVETAS	36
2.6 ROLAMENTOS	38
2.6.1 Vida nominal do rolamento	39
2.6.2 Carga dinâmica equivalente	40
2.6.3 Carga estática equivalente.....	42
3 PROJETO	43
3.1 DADOS DO PROJETO.....	43
3.2 CÁLCULOS DO CONJUNTO SEM-FIM.....	44
3.2.1 Parâmetros do conjunto sem-fim	44
3.2.2 Potência e forças do conjunto sem-fim.....	46
3.3 MOTOR ELETRICO	50
3.4 EIXO DO SEM-FIM.....	51
3.5 EIXO DE ACIONAMENTO	54
3.6 CHAVETAS	60
3.6.1 Chaveta do eixo do sem-fim.....	61
3.6.2 Chavetas do eixo de acionamento.....	61
3.7 MANCAIS DE ROLAMENTO.....	63

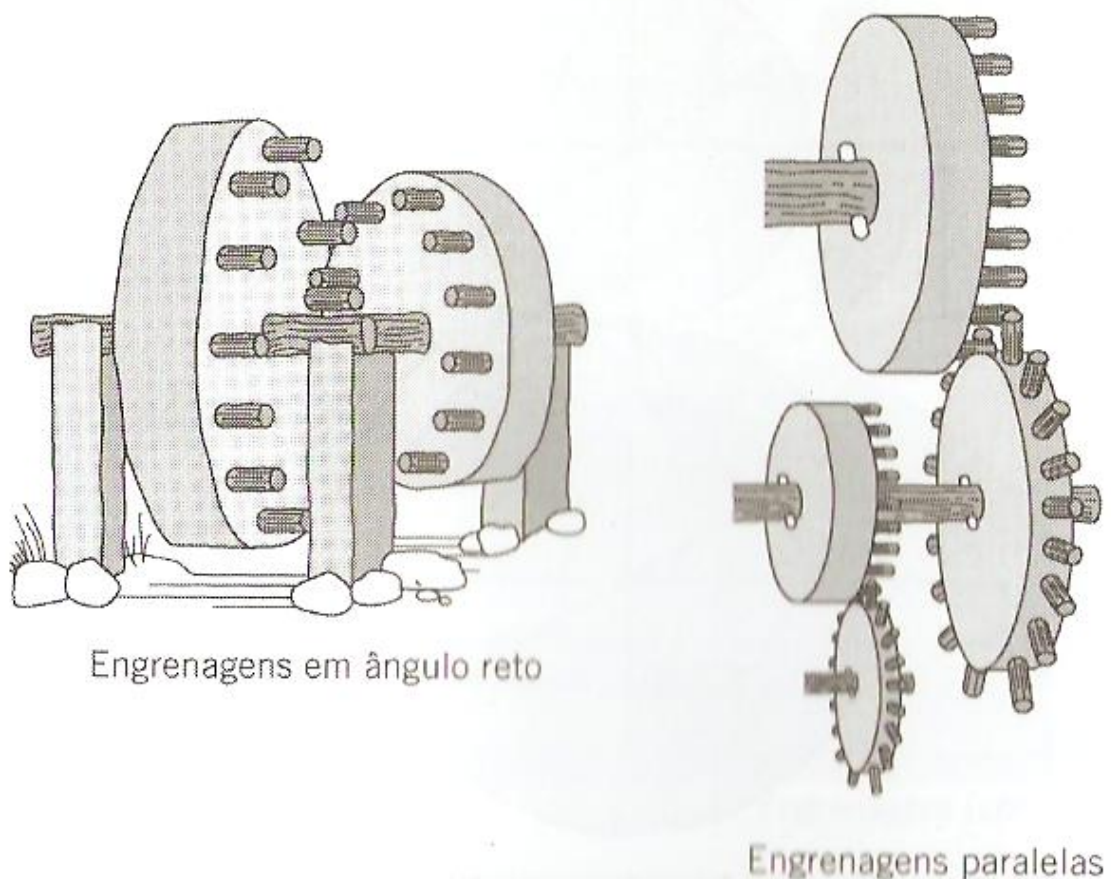
3.7.1	Mancais de rolamento do eixo do sem-fim.....	63
3.7.2	Mancais de rolamento do eixo de acionamento	64
4	MODELAGEM 3D	66
5	CONCLUSÃO	68
	REFERENCIA.....	69
	ANEXO A – CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA REBAIXO.....	71
	ANEXO B – CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA O SULCO.....	72

1 INTRODUÇÃO

1.1 ENGRENAGENS E REDUTORES DE VELOCIDADE

Engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Consiste basicamente de dois cilindros nos quais são fabricados dentes. Essa transmissão ocorre através do contato entre os dentes. Como são elementos rígidos, a transmissão deve atender a algumas características especiais, sendo que a principal é que não haja qualquer diferença entre o módulo das velocidades tangenciais nos pontos em contato.

Figura 1 - Engrenagens primitivas.

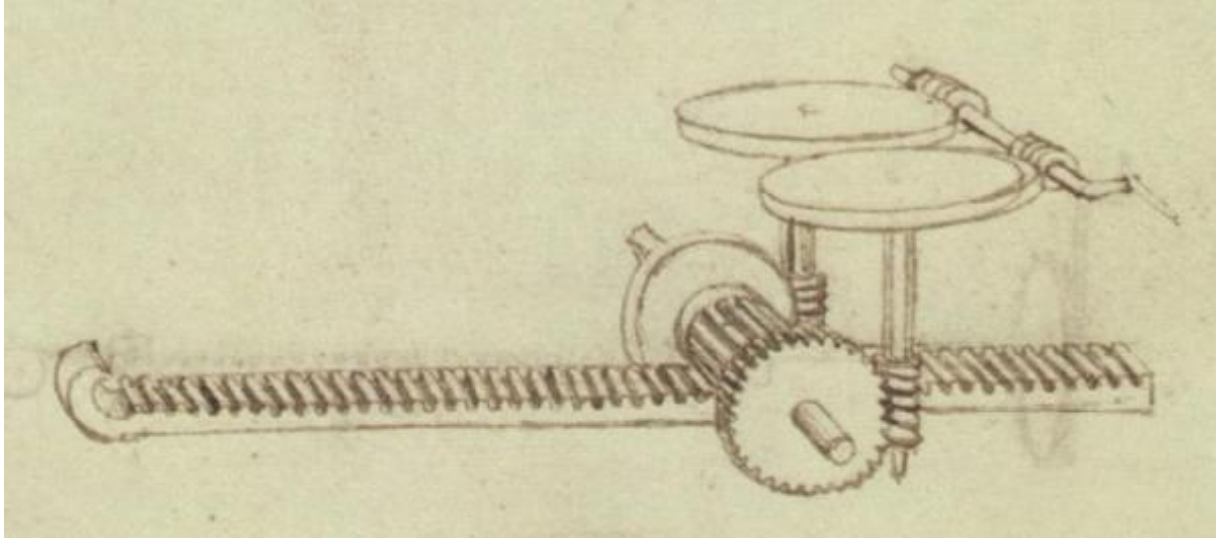


Fonte: (JUVINALL & MARSHEK, 2008).

Sabe-se que os chineses por volta de 2600 A.C utilizavam carruagem que possuíam uma série de engrenagens como as ilustrada na Figura 1 e no século 15 D.C. Leonardo da Vinci

projetou uma grande quantidade de dispositivos que utilizava muitos tipos de engrenagem, na Figura 2 podemos ver uma roda de parafuso sem-fim.

Figura 2 - Projeto de Leonardo da Vinci.



Fonte: (EBOOKS.LIBRARY.CORNELL.EDU).

A transmissão mecânica por engrenagem pode ser aplicada entre eixos paralelos, eixos que se cruzam e eixos que se cortam. Esse sistema de transmissão pode transmitir desde micropotências até elevadas potências, trabalhando também com frequência de rotação e razões de transmissão.

Quando 1 - Tipo de engrenagem.

	DESIGNAÇÃO	POSIÇÃO DO EIXO	OBSERVAÇÕES
ENGENHAGENS CILÍNDRICAS	DENTES RETOS	PARALELOS	Podem ser montadas com um ou mais pares engrenados.
	DENTES INCLINADOS (HELICOIDAL)	PARALELOS	A relação de transmissão máxima por par não deve exceder a 1 : 8 . Podem transmitir potência da ordem de 20000-25000 CV com velocidades tangenciais de até 150-200 m/s.
	CREMALHEIRA	PARALELOS	Apresentam alto rendimento 95-99%.

ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DENTES HELICOIDAIS		CRUZADOS	Utilizada para transmitir pequenas potência e pequenas distâncias de centro a centro. Apresentam rendimentos próximos das engrenagens cilíndricas helicoidais e aplicam-se para relação de multiplicação de até 1 : 5.
ENGRENAGENS CÔNICAS	DENTES RETOS	CORTAM-SE	São empregadas nos casos de necessidade de cruzamento de eixos. Atingem relações de multiplicação de até 1 : 6. Às vezes são montados no sistema engrenado com outros pares de engrenagens cilíndricas retas. Para melhorar a capacidade de carga e ainda o rendimento, atendendo o problema de ruído, utilizam-se dentes espirais ou hipoidais (com deslocamento). O seu rendimento é comparável às engrenagens cilíndricas.
	DENTES INCLINADOS	CORTAM-SE	
	DENTES ESPIRAIS	CORTAM-SE	
	DENTES HIPOIDAIIS	REVERSOS ou COM DESLOCAMENTO	
ENGRENAGENS COROA/SEM-FIM		CRUZADOS	Empregam-se para relações de transmissões, em um só par, variando de 1 : 10 até 1 : 100. Apresentam baixos rendimentos variando de 45% até 95%. Podem transmitir potências até de 100 CV com velocidades tangenciais máximas de 60-70 m/s aproximadamente

Fonte: Adaptado da (STIPKOVIC, 1978).

Figura 3 - Redutor de velocidade sem-fim em corte.



Fonte: (MANUTENCAOESUPRIMENTOS).

Os equipamentos indústrias são acionados por diferentes tipos de componentes motrizes (exemplo: motores elétricos). Essas fontes de movimento rotativo normalmente fornecem características de velocidade de rotação muito acima das características necessárias na utilização dos diferentes processos industriais, assim surge à necessidade da aplicação de redutores de velocidade.

Redutores de velocidade são equipamentos mecânicos destinados a reduzir velocidade, transmitir movimento e multiplicar o torque. O movimento de rotação é transmitido através de trens de engrenamento que permitem obter as relações de transmissão que é o principal parâmetro para se iniciar a especificação de um redutor.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal projetar um conjunto redutor de velocidade e modela-la em um software em CAD. Dentro desse conjunto deverão ser dimensionados e específicos os seguintes componentes: parafuso sem-fim, coroa, eixos, chavetas, mancais de rolamento e outros elementos que compõem o projeto de modo que não haja nenhuma falha na estrutura quando o conjunto for submetido aos carregamentos estático e dinâmico, sobre o qual foi projetado.

A metodologia do projeto mecânico será desenvolvida utilizando o software Microsoft Excel através da implementação de planilhas de cálculo e especificações dos componentes, e a modelagem desses componentes será realiza no software SolidWorks.

1.3 MOTIVAÇÃO

Em diversas aplicações mecânica se faz necessário o emprego de redutores de velocidade devido principalmente à diferença entre a rotação da máquina motora e a exigida pelo projeto. A escolha de um redutor de rosca sem-fim entre diversos outros tipos, se deu devido as suas características diferenciadas, como:

- produz grande variação de razões de redução, com somente um par de engrenagens sem-fim variando de 1:10 até 1:100 (disponível em catálogo);
- engrenamento silencioso;

- produz uma velocidade de saída livre de pulsações;
- engrenamento autotravante para ângulos de avanço abaixo de 6° (segundo NORTON, 2013).

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

No capítulo 1 é apresentada uma breve explicação sobre engrenagens e redutores de velocidade, além dos objetivos e motivações do trabalho.

No capítulo 2 é apresentado toda a teoria utilizada para realizar o projeto de um redutor de velocidade sem-fim.

No capítulo 3 são apresentados todos os cálculos de projeto e seleção dos componentes do equipamento.

No capítulo 4 são apresentado os elementos mecânicos modelado.

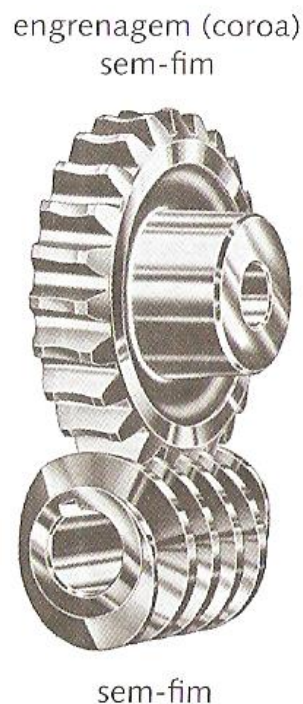
No capítulo 5 são apresentado os comentários e conclusões.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 ENGRENAGEM SEM-FIM

O engrenamento sem-fim se da entre um sem-fim com e uma engrenagem sem-fim (coroa), podemos observar o par na Figura 4. Onde o eixo desses elementos não paralelos, sem intersecção, normalmente fazem ângulo de 90° , mas não necessariamente. Segundo Collins (2013), o sem-fim parece com um parafuso de transmissão de potência e a coroa se assemelha a uma engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais, exceto por ela ser afilada para envolver parcialmente a sem-fim.

Figura 4 - Conjunto sem-fim e uma engrenagem sem-fim.



Fonte: (NORTON, 2013)

Quando o sem-fim tiver os movimentos axiais restringidos por mancais de encosto, a coroa será posta em movimento de rotação entorno do seu próprio eixo, à medida que os filetes do sem-fim deslizam sua lateral contra os dentes da coroa, assim simulando o movimento de avanço linear de uma cremalheira acoplada a uma engrenagem cilíndrica de dentes retos ou de dentes helicoidais conjugados.

Esse tipo de engrenamento é escolhido geralmente quando o projeto necessita de grandes razões de redução. Segundo Collins (2013), as razões mais comuns para esse engrenamento é de 3,5:1 até 100:1, apesar das reduções produzidas por esse par de engrenagem pode ser 1:1 até 360:1. As razões abaixo de 30:1 são feitas por sem-fim de rosca com múltiplas entradas e as razões acima desse valor geralmente tem uma única rosca. Outra razão para escolha desse tipo de engrenamento é por ser um dos mais silenciosos, livre de vibrações e produzem velocidades de saída constante livre de pulsações.

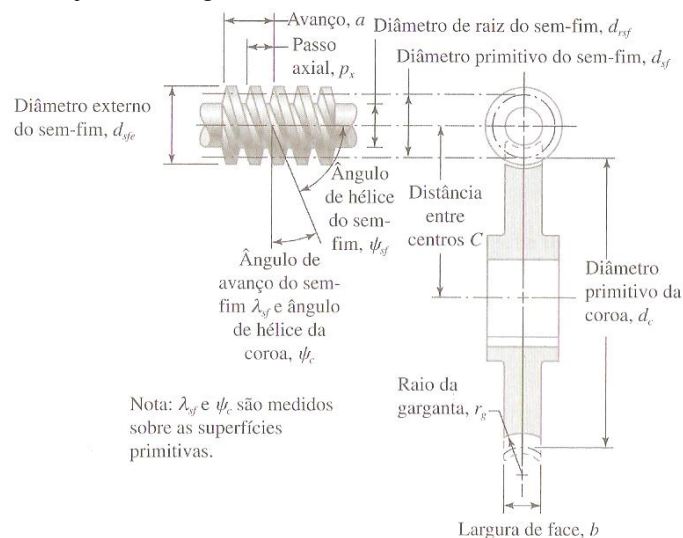
O avanço (L) é o deslocamento de um ponto na coroa que movesse axialmente quando o sem-fim executa uma volta completa, e o avanço dividido pelo comprimento da circunferência de referencia (πd_{sf}) do sem-fim é a tangente do seu ângulo de avanço (λ_{sf}).

$$\operatorname{tg} \lambda_{sf} = \frac{L}{\pi d_{sf}} \quad (1)$$

Uma especificação básica desse tipo de engrenamento é a igualdade entre o passo axial p_{sf} do sem-fim e o passo circular p_c da coroa, podemos ver esses parâmetros na Figura 5, o passo axial ainda está relacionado ao avanço (L) e o número de dentes no sem fim N_{sf} .

$$p_{sf} = \frac{L}{N_{sf}} = p_c = \frac{\pi d_c}{N_c} \quad (2)$$

Figura 5 - Esboço de um arranjo de um engrenamento da coroa e sem-fim.



Fonte: (COLLINS, 2013)

Segundo Norton (2013), uma das vantagens do engrenamento sem-fim sobre os outros tipos é sua habilidade de autotravamento, que é quando o torque aplicado na coroa não fará com que sem-fim rode, ou seja, o engrenamento só pode ser movido do sem-fim para a coroa. Para considerarmos um engrenamento sem-fim autotravante, depende de vários fatores como a razão entre a $\tan \lambda$ e o coeficiente de atrito (μ), acabamento superficial, lubrificação e vibração. Geralmente o autotravamento ocorre quando o ângulo de avanço (λ_{sf}) é menor que 6° .

A razão de redução necessário no projeto é o que determina o número de dentes da engrenagem sem-fim (coroa), o número mínimo de dentes é determinado pela boa prática (segundo Collins) e na Tabela 1 mostra os números mínimos deles recomendado pela *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) em função do ângulo de pressão normal φ_n .

Tabela 1 - Número Mínimo de Dentes da Coroa Sugerido como uma Função do Ângulo de Pressão Normal φ_n .

Ângulo de Pressão φ_n	Número Mínimo de Dentes da Coroa
$14\frac{1}{2}$	40
$17\frac{1}{2}$	27
20	21
$22\frac{1}{2}$	17
25	14
$27\frac{1}{2}$	12
30	10

Fonte : Adaptado (COLLINS, 2013)

Os ângulos de pressão são padronizados para engrenamento sem-fim são $14,5^\circ$, $17,5^\circ$, 20° , $22,5^\circ$, 25° , $27,5^\circ$ ou 30° . Pode se especificar tanto o ângulo de pressão normal φ_n quanto o ângulo de pressão transversal φ_t e eles estão relacionados através da equação (3). Quando se necessita de mais resistência dos dentes da coroa deve se usar ângulos de pressão elevados, mas por consequência desse elevado ângulo se tem menos dentes em contato, forças de reação mais elevadas nos mancais, maiores tensões devidas à flexão no eixo e deflexão maiores no eixo sem-fim. E para se evitar a interferência dos ângulos de pressão ao ângulo de avanço utiliza se as Tabela 2.

$$\varphi_n = \tan^{-1} \varphi_t \cos \lambda_{sf} \quad (3)$$

Tabela 2 - Ângulo Máximo de Avanço do Sem-fim para Ângulos de Pressão Seleccionados.

Ângulo de Pressão ϕ_n	Ângulo Máximo de Avanço λ_{sf} , graus
$14\frac{1}{2}$	15
20	25
25	35
30	45

Fonte : Adaptado (COLLINS, 2013)

A razão de redução (razão de engrenamento, m_{eng}) é uma função entre o número de dentes da coroa (N_c) e número de entradas do sem-fim (N_{sf}).

$$\frac{\omega_{sf}}{\omega_c} = \frac{N_c}{N_{sf}} = m_{eng} \quad (4)$$

O diâmetro primitivo d_{sf} do sem-fim não está ligado ao número de dentes como acontece na maioria dos engrenamento. A AGMA recomenda que valor do diâmetro fique na faixa:

$$\frac{C^{0,875}}{3,0} \leq d_{sf} \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \quad (5)$$

onde C (polegadas) é a distancia entre os centros da engrenagem. E Duddley (1973) recomenda utilizar.

$$d_{sf} \cong \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (6)$$

O diâmetro primitivo d_c da coroa é dado em função da distância entre centros e diâmetro primitivo do sem-fim.

$$d_c = 2C - d_{sf} \quad (7)$$

O passo diametral P_d é obtido pela seguinte equação:

$$P_d = \frac{N_c}{d_c} \quad (8)$$

E o passo axial:

$$P_{sf} = P_d \pi \quad (9)$$

A largura da face da coroa é limitada pelo diâmetro do sem-fim. A AGMA recomenda um valor máximo para a largura da face, que não deve exceder dois terço do diâmetro do sem-fim.

$$b \leq 0,67 d_{sf} \quad (10)$$

2.1.1 Materiais para engrenagens sem-fim

Os materiais indicados para engrenagem devem possuir boa resistência (principalmente resistência à fadiga), elevada rigidez, boa resistência ao desgaste, elevada resistência à fadiga superficial, elevada resiliência, capacidade de amortecimento, usinabilidade e em alguns casos resistência à corrosão. Os materiais que atendem esses pré-requisitos são ligas de aço, ferros fundidos cinza e ligados, latão, bronze e alguns tipos de materiais poliméricos.

O sem-fim é bastante tensionado e requer um aço endurecido. Aços de baixo carbono como AISI 1020, 1117, 8620 ou 4320, são endurecidos a HCR 58-62 ou aços de médio carbono como AISI 4140 ou 4150 como AISI 4140 ou 4150 endurecidos por indução ou chama HCR 58-62. E eles precisam ser retificados ou polidos para um acabamento de $0,4 \mu m R_a$.

A engrenagem sem-fim precisa ser feita por um material brando e complacente o suficiente para engrenar e moldar o sem-fim. O bronze fundido em molde de areia por centrifugação ou forjado é geralmente usado para engrenagens sem-fim.

2.1.2 Análise de forças e eficiência no conjunto sem-fim

Fazendo análise de força na Figura 6, podemos observar que a força tangencial F_{sft} (na Figura 5, W^x) no sem-fim,

$$F_{sft} = F_n (\cos \varphi_n \sin \lambda_{sf} + \mu \cos \lambda_{sf}) \quad (11)$$

onde μ é o coeficiente de atrito para deslizamento entre os filetes de rosca do sem-fim e os dentes da coroa.

Somando as forças axiais F_{sfa} (na Figura 5, W^z) no sem-fim, Figura 6.

$$F_{sfa} = F_{sft} \frac{\cos \varphi_n \cos \lambda_{sf} - \mu \sin \lambda_{sf}}{\cos \varphi_n \cos \lambda_{sf} + \mu \sin \lambda_{sf}} \quad (12)$$

Somando se também as forças radiais F_{sfr} (na Figura 5, W^y) no sem-fim, Figura 6.

$$F_{sfr} = F_{sft} \frac{\sin \varphi_n}{\cos \varphi_n \sin \lambda_{sf} + \mu \cos \lambda_{sf}} \quad (13)$$

Podemos relacionar as forças da coroa com as forças do sem-fim do seguinte modo:

$$F_{ct} = F_{sfa} \quad (14)$$

$$F_{ca} = F_{sft} \quad (15)$$

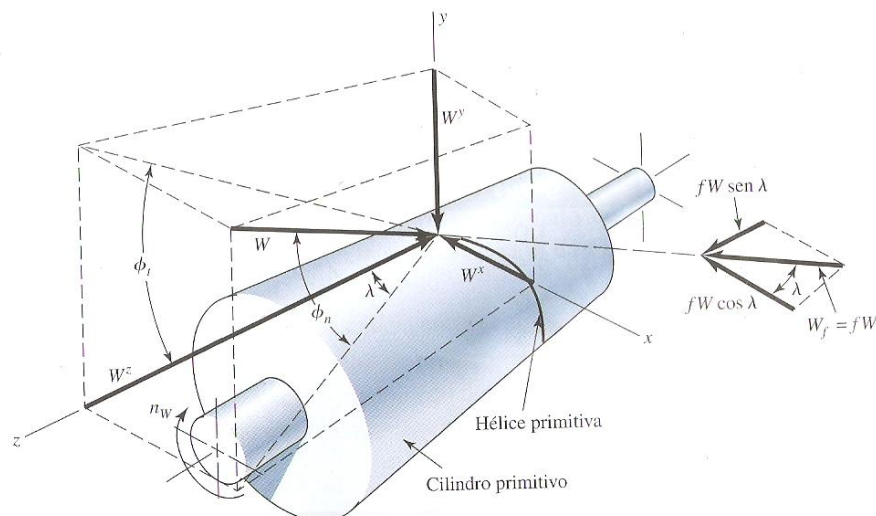
$$F_{cr} = F_{sfr} \quad (16)$$

Onde: F_{ct} = Força tangencial na coroa;

F_a = Força axial na coroa;

F_{cr} = Força radial na coroa.

Figura 6 - Desenho do cilindro primitivo de um parafuso sem-fim mostrando as forças exercidas sobre ele pela coroa sem-fim.



Fonte: (BUDYNAS & NISBERTT, 2011)

As potência e velocidade são utilizadas como bases para o cálculo da força tangencial. A partir da equação (17) podemos calcular a força tangencial da coroa, se a potência de saída $(HP)_{saída}$ e a velocidade angular da coroa forem conhecidas e analogamente equação (18) no sem-fim se a potência de entrada $(HP)_{entrada}$ e a velocidade angular do sem-fim forem conhecidas (COLLINS, 2013).

$$F_{ct} = \frac{2T_c}{d_c} = \frac{33.000(HP)_{saída}}{V_c} \quad (17)$$

e

$$F_{sft} = \frac{2T_{sf}}{d_{sf}} = \frac{33.000(HP)_{entrada}}{V_{sf}} \quad (18)$$

Onde : T_{sf} = Torque no sem-fim, em lbf.in;

T_c = Torque na coroa, em lbf.in;

d_{sf} = Diâmetro primitivo do sem-fim, em polegadas;

d_c = Diâmetro primitivo da coroa, em polegadas;

V_{sf} = Velocidade na linha primitiva do sem-fim, em pés por minuto;

V_c = Velocidade na linha primitiva da coroa, em pés por minuto;

A eficiência para um engrenamento sem-fim pode ser definida como a razão entre o torque do motor de acionamento do sem-fim sem atrito por torque no motor de acionamento do sem-fim considerando o atrito. Essa eficiência também pode se medir através da razão entre a potência de saída da coroa pela potência de entrada no sem-fim (COLLINS, 2013).

$$e = \frac{(HP)_{saída}}{(HP)_{entrada}} = \frac{F_{ct}V_c}{F_{ct}V_{sf}} \quad (19)$$

A eficiência também pode ser encontrada trabalhando as equações de velocidade de deslizamento V_{des} baseada na velocidade na linha primitiva da coroa,

$$V_{des} = \frac{V_c}{\sin \lambda_{sf}} \quad (20)$$

A da velocidade de deslizamento na linha primitiva do sem-fim,

$$V_{des} = \frac{V_{sf}}{\sin \lambda_c} \quad (21)$$

e as equações 11, 12 e 14.

$$e = \frac{\cos \varphi_n - \mu \tan \lambda_{sf}}{\cos \varphi_n + \mu \cos \lambda_{sf}} \quad (22)$$

2.1.3 Análise de tensão e projeto do conjunto do Sem-fim

Uma boa abordagem para o projeto de um conjunto sem-fim seria baseando-se nas tensões de fadiga devida à flexão no adoçamento da raiz dos filetes de rosca do sem-fim e nos dentes da coroa, na durabilidade superficial à fadiga, e nas extensões dos desgastes abrasivos/adesivo gerados pelas velocidades de deslizamento relativamente elevadas sobre pressões de contato grande. Mas um grande problema surgiria nessa abordagem devido aos dados dispersos existentes para as constantes de desgaste, aos critérios de projeto pobremente definidos para profundidade admissível de desgaste adesivo/abrasivo e pelas interações entre os modos de falha potenciais. Por essa razão para esse tipo de projeto usa-se uma abordagem empírica (COLLINS, 2013).

A abordagem empírica mais comum para conjunto sem-fim é admitir-se que a fadiga do dente devida à flexão é menos séria do que a durabilidade superficial quando se está definindo um projeto aceitável. Em seguida, admitir-se que o critério de durabilidade superficial empregado normalmente na prática engloba tanto os parâmetros da fadiga superficial quanto os do desgaste adesivo/abrasivo (COLLINS, 2013).

Como ainda não foi desenvolvido um cálculo significativo de um parâmetro apropriado para a tensão superficial, utiliza-se a força tangencial na coroa como parâmetro de severidade de carregamento. A capacidade crítica $(F_{ct})_{adm}$ para esta aplicação é calculada empiricamente através da prática (COLLINS, 2013):

$$(F_{ct})_{adm} = d_c^{0,8} b K_s K_m K_v \quad (23)$$

onde: d_c = Diâmetro primitivo da coroa, em polegadas;

b = Largura da face, em polegadas ($\leq 0,67 d_{sf}$);

d_{sf} = Diâmetro primitivo do sem-fim, em polegadas;

K_s = Fator do material;

K_m = Fator de correção da distribuição;

K_v = Fator de velocidade.

O fator de material K_s para a coroa de bronze engrenada com sem-fim de aço com dureza superficial Rockwell C 58 ou superior, é dado por (adotando o maior valor entre eles),

$$(K_s)_c = 720 + 10,37C^3 \quad (\text{para } C < 3,0 \text{ polegadas}) \quad (24)$$

$$(K_s)_c = 1000 \quad (\text{para } d_c < 8 \text{ polegadas}) \quad (25)$$

$$(K_s)_c = 1411,6518 - 455,8259 \log_{10} d_c \quad (\text{para } d_c \geq 8 \text{ polegadas}) \quad (26)$$

O fator de distribuição K_m é dado em função da razão de engrenamento,

$$K_m = 0,0200\sqrt{-m_{eng}^2 + 40m_{eng} - 76} + 0,46 \quad (\text{para } 3 \leq m_{eng} \leq 20) \quad (27)$$

$$K_m = 0,0107\sqrt{-m_{eng}^2 + 56m_{eng} + 5154} \quad (\text{para } 20 \leq m_{eng} \leq 76) \quad (28)$$

$$K_m = 1,1483 - 0,00658m_{eng} \quad (\text{para } m_{eng} > 76) \quad (29)$$

O fator de velocidade K_v é dado em função da velocidade de deslizamento,

$$K_v = 0,659e^{-0,0011V_s} \quad (\text{para } 0 \leq V_s \leq 700 \text{ft/min}) \quad (30)$$

$$K_v = 13,31V_s^{-0,571} \quad (\text{para } 700 \leq V_s \leq 3000 \text{ft/min}) \quad (31)$$

$$K_v = 65,52V_s^{-0,774} \quad (\text{para } V_s > 3000 \text{ft/min}) \quad (32)$$

Para um projeto ser considerado aceitável, temos que $F_{ct} \leq (F_{ct})_{adm}$, e trabalhando a equações (18) e (23), temos o valor mínimo da largura da face b aceitável para projeto (COLLINS, 2013).

$$b \geq \frac{126.050(HP)_{saida}}{d_c^{1,8} n_c K_s K_m K_v} \quad (33)$$

A largura da face b também é limitada pelo diâmetro do sem-fim. A AGMA recomenda um valor máximo aceitável para projeto, (NORTON, 2013).

$$b_{m\acute{a}x} \leq 0,67d_{sf} \quad (34)$$

A partir desses dados obtidos podem-se calcular todos os parâmetros da Tabela 3 abaixo:

Tabela 3 - Dados do conjunto sem-fim

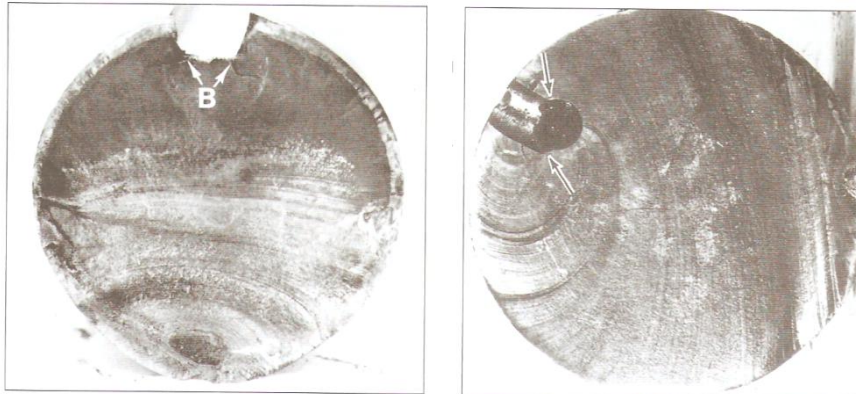
Denominação	Símbolo	Formula
Número de dentes da coroa	N_c	$N_c = \frac{d_c}{m}$
Número de entradas do sem-fim	N_{sf}	$N_{sf} = \frac{L}{p_{sf}}$
Módulo	m	$m = \frac{p_{sf}}{\pi}$
Passo do sem-fim	p_{sf}	$p_{sf} = m * \pi$
Módulo normal	m_n	$m_n = m * \cos \psi$
Avanço sem-fim	L	$L = N_{sf} * p_{sf}$
Ângulo da hélice	ψ	$\psi = \tan^{-1} \frac{mN_{sf}}{d_{sf}}$
Diâmetro primitivo do sem-fim	d_{sf}	Equação 6
Diâmetro primitivo da coroa	d_c	Equação 7
Altura da cabeça do dente	h_c	Para $\psi < 15^\circ$ $h_c = m$ Para $\psi > 15^\circ$ $h_c = m_n$
Altura do pé do dente	h_p	Para $\psi < 15^\circ$ $h_p = 1,2m$ Para $\psi > 15^\circ$ $h_p = 1,2m_n$
Altura total do dente	h	Para $\psi < 15^\circ$ $h = 2,2m$ Para $\psi > 15^\circ$ $h = 2,2m_n$
Diâmetro externo do sem-fim	d_{esf}	$d_{esf} = d_{sf} + 2h_c$
Diâmetro interno ou diâmetro do pé do sem-fim	d_{isf}	$d_{isf} = d_{sf} - 2h_p$
Comprimento do sem-fim	L_{sf}	$L_{sf} \cong 1 * (1 + \sqrt{N_c})m$ $L_{sf}/m\acute{m} \geq 10 * m$

Fonte: adaptado (STIOKOVIC, 1978).

2.2 FADIGA

As fraturas por fadiga começam com uma trinca minúscula, muitas vezes microscópica, em uma área crítica onde atua uma alta tensão local. Geralmente nesse local existem concentradores de tensões geométricas, como na Figura 7.

Figura 7 - Elementos de máquinas que falharam devido aos concentradores de tensão. (a) fratura por fadiga no eixo iniciou na extremidade de chaveta nos pontos B e progrediu até ruptura no ponto C. (b) fratura por fadiga no pino de aço, cantos vivos de orifícios



Fonte: adaptado (BUDYNAS & NISBERTT, 2011).

As descobertas publicadas pelo engenheiro alemão August Wöhler identificava o número de ciclos de tensão variante no tempo como os causadores do colapso e a descoberta da existência de uma tensão limite de resistência à fadiga, ou seja, a tensão toleraria milhões de ciclos de uma tensão alternada. O diagrama S-N ou Curva de Wöhler (Figura 8) mostra as características dos materiais quando submetidos a carregamentos alternados (NORTON, 2013).

Existem três modelos de falha por fadiga que são utilizados em projetos, que são modelo tensão-número de ciclos (S-N), o modelo deformação-número de ciclos (ϵ -N) e o modelo da mecânica da fratura linear-elástica (MFLE). No projeto abordado nesse trabalho utilizaremos o modelo tensão-número de ciclos, e devido à dificuldade de se testar os carregamentos em peças reais e/ou em corpo de provas, o limite de fadiga S'_e será estimado a partir de valor do limite de tração S_{ut} (NORTON, 2013).

Para os aços o limite de fadiga estimado é:

$$\begin{aligned} S'_e &\equiv 0,5S_{ut} && \text{para } S_{ut} < 1400MPa \\ S'_e &\equiv 700 MPa && \text{para } S_{ut} \geq 1400MPa \end{aligned}$$

Esse limite de fadiga deve ser corrigido utilizando os fatores de correção devido ao tipo de carregamento (C_{carreg}), tamanho da peça real ($C_{tamanho}$), acabamento da superfície da peça (C_{superf}), a temperatura (C_{temp}) e confiabilidade do projeto (C_{conf}). Assim temos que limite de fadiga é dado pela equação a seguir.

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (35)$$

Fator de correção de carregamento é adotado a partir do tipo de carregamento que ele for submetido. Quando submetidos a flexão usa-se $C_{carreg} = 1$ e quando submetido a força normal $C_{carreg} = 0,7$.

Fator de correção de tamanho é adotado quando a peça tem dimensões maiores que a de corpo de prova (8 mm), assim temos:

$$\begin{aligned} \text{para } d \leq 8 \text{ mm} & \quad C_{tamanho} = 1 \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} & \quad C_{tamanho} = 1,189d^{-0,097} \end{aligned}$$

Fator de correção de superfície é adotado devido a diferença entre o tipo de acabamento superficial existente entre o corpo de prova e a peça. Para esse fator Shigley e Mischke sugerem a utilização da seguinte equação (36), onde se $C_{superf} > 1$ deve se adotar $C_{superf} = 1$.

$$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b \quad (36)$$

Onde os valores de A e B são obtidos da seguinte Tabela:

Tabela 4 - Coeficiente para a equação do fator de superfície para S_{ut} em MPa.

Acabamento superficial	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
Lamidado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte : adaptado (NORTON, 2013)

Fator de correção de temperatura depende da temperatura de trabalho em que a peça será submetida da seguinte forma:

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

Fator de correção de confiabilidade é fator que leva em conta as dispersões existentes entre os dados dos ensaios de fadiga. Segundo Haugen e Wirsching os desvio-padrão das

resistência à fadiga de aço raramente ultrapassam 8% de seus valores médios. Na Tabela 5 segue os fatores de confiabilidade para esse desvio-padrão.

Tabela 5 - Fatores de confiabilidade para $S_d=0,08\mu$.

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: adaptado(NORTON, 2013)

Entalhe ou descontinuidade pode ser qualquer contorno geométrico que interrompe o “fluxo de forças” pela peça, segundo NORTON (2013). Esse entalhe pode ser furo, uma ranhura, um chanfro, uma mudança abrupta na secção transversal, ou seja, qualquer mudança nos contornos lisos da peça. Essas mudanças geram concentradores de tensões, e para calcular as tensões concentradas devido ao entalho.

O valor da concentração de tensão em qualquer geometria particular é denominado como fator geométrico de concentração de tensão K_t para tensões normais, ou K_{ts} para tensões cisalhamento isso para carregamento estático.

Para carregamentos dinâmicos devemos levar em conta a sensibilidade ao entalho q que varia entre 0 e 1, e pode ser calculada a partir da fórmula de Kuhn-Hardrath a seguir, onde a constante de Neuber (a) é tirado da Tabela 6 em função do limite de tração S_{ut} (no caso de torção deve se somar 20 kpsi) e o raio do entalhe r são dados em polegada.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (37)$$

O cálculo do fator dinâmico de concentração de tensão em fadiga K_f para tensões normais e K_{fs} para tensões de cisalhamento são calculados através das seguintes formulas:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (38)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_s - 1) \quad (39)$$

Tabela 6 - Constante de Neuber para aços.

S_{ut} (kpsi)	$\sqrt{a}(in)^{0,5}$
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Fonte: adaptado (NORTON, 2013)

Assim temos que a tensão nominal dinâmica para qualquer situação é então multiplicar pelo fator K_t para tensão de tração e K_{fs} para o cisalhamento, como mostrado nas equações a seguir.

$$\sigma = K_f \sigma_{nom} \quad (40)$$

$$\tau = K_{fs} \tau_{nom} \quad (41)$$

2.3 EIXOS DE TRANSMISSÃO

Eixos de transmissão são usados em quase todas as partes de máquinas rotativas para transmitir potência e/ou movimento de uma fonte de entrada para uma região de saída. Onde a fonte de entrada normalmente é um motor elétrico ou um motor de combustão interna, fornecendo a potencia na forma de torque motriz de rotação ao eixo de entrada da máquina através de acoplamento (COLLINS, 2013).

Os carregamentos de um eixo de rotação são de torção e flexão devido ao torque e as cargas transversais (gerada pelo eixo), respectivamente. Onde esses carregamentos podem ser estático ou dinâmico e ocorrerem combinados.

O projeto de eixos de transmissão para carregamento de flexão alternada e torque fixo (fadiga multiaxial simples), possui um método definido pela ASME (American Society of Mechanical Engineers), publicada na norma B106.1M-1985. Nessa norma possui uma curva elíptica (Figura 8) ajustada por seu limite de resistência à fadiga σ_a e pelo seu limite de resistência de escoamento em tração σ_m (NORTON, 2013).

As tensões máximas de flexão são dadas pelas equações a seguir:

$$\sigma_a = \frac{k_f 32 M_a}{\pi d^3} \quad (\text{alternada}) \quad (42)$$

$$\sigma_m = \frac{k_f 32 M_m}{\pi d^3} \quad (\text{média}) \quad (43)$$

As tensões máximas de torção são dadas pelas equações a seguir:

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \quad (\text{alternada}) \quad (44)$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad (\text{média}) \quad (45)$$

k_{fm} = fator de concentração de tensão de fadiga por flexão para componentes alternada

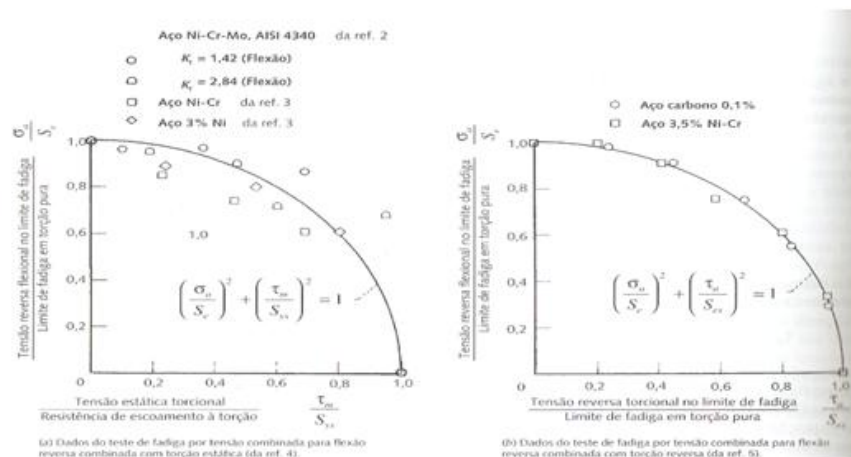
k_f = fator de concentração de tensão de fadiga por flexão para componentes média

k_{fsm} = fator de concentração de tensão de fadiga por torção para componentes alternada

k_{fs} = fator de concentração de tensão de fadiga por torção para componentes média

d = diâmetro local do eixo na secção de interesse

Figura 8 -Envelope de falhas



Fonte: (NORTON, 2013).

Como mostrado na Figura 8, a relação de envelope de falha é:

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{ys}}\right)^2 = 1 \quad (46)$$

Introduzindo o fator de segurança N_f .

$$\left(N_f \frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(N_f \frac{\tau_m}{S_{ys}}\right)^2 = 1 \quad (47)$$

Substituindo a relação de Von Mises, $S_{ys} = S_y/\sqrt{3}$ na equação 35, temos:

$$\left(N_f \frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(N_f \sqrt{3} \frac{\tau_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (48)$$

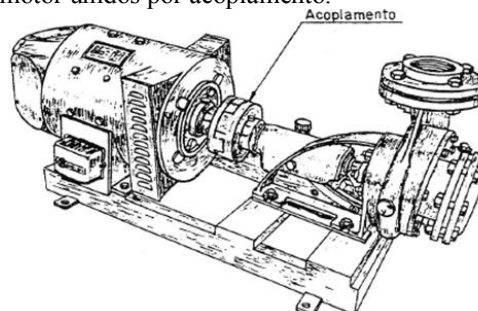
Substituindo as equações 32 e 35 e isolando o diâmetro do eixo d , temos:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (49)$$

2.4 ACOPLAMENTOS

Acoplamentos são elementos de máquinas utilizadas para unir dois eixos, com isso transmitindo torque e rotação, eles podem ser rígidos ou complacentes.

Figura 9 - Eixo da máquina e do motor unidos por acoplamento.



Fonte: Adaptado do (tecmechanico.blogspot.com.br).

2.4.1 Acoplamentos rígidos

Os acoplamentos rígidos unem os dois eixos de modo que não permite movimentos relativos entre eles. Esses tipos de acoplamentos são usados geralmente quando se necessita de precisão e fidelidade da transmissão do torque. O cuidado a utilizar acoplamento rígido é que as linhas de centro dos eixos estejam alinhadas, para que não ocorram grandes forças laterais e nem momentos durante a montagem (NORTON, 2013).

Esse tipo de acoplamento é dividido em três tipos:

Acoplamentos parafusados são fixados por parafusos que penetram o eixo para transmitir tanto o torque quanto as forças axiais. Não são recomendadas pois o parafuso pode se soltar devido a vibração.

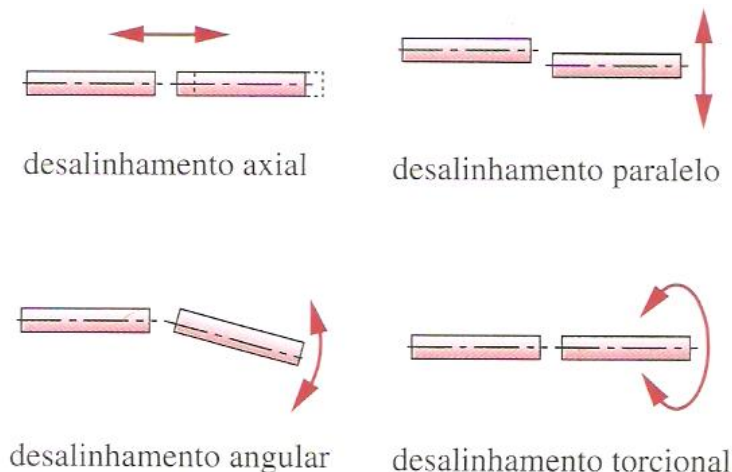
Acoplamentos com chavetas usam chavetas padronizadas e através delas podem se passar grandes torques, e utilizam parafusos para fixar melhor em relação as vibrações.

Acoplamentos engastados mais comuns são as divididas em uma ou duas peças que se engatam em volta de ambos os eixos e transmitem o torque através do atrito.

2.4.2 Acoplamentos complacentes

Um corpo rígido pode possuir seis graus de liberdade com relação a outro corpo rígido, no caso, entre dois eixos existem quatro tipos de desalinhamentos que são axial, angular, paralelo e torcional conforme ilustrado na Figura 10, esses desalinhamento pode ocorrer individualmente ou em combinações.

Figura 10 - Tipos de desalinhamentos de eixos.



Fonte: Adaptado (NORTON, 2013)

Existem vários tipos de acoplamentos complacentes que compensam os desalinhamentos entre os eixos, conforme podemos ver na Tabela 7.

Tabela 7 - Tipos de acoplamentos.

Classe	Desalinhamento tolerado				Comentários
	Axial	Angular	Paralelo	Torcional	
Rígido	grande	nenhum	nenhum	Nenhum	requer alinhamento preciso
Mandíbula	insignificante	insignificante (< 2°)	insignificante (< 3% d)	Moderado	absorção de choque - golpe apreciável
Engrenagem	grande	insignificante (< 5°)	insignificante (< 1/2% d)	Nenhum	golpes insignificante - grande capacidade de torque
Estrias	grande	nenhum	nenhum	Nenhum	golpes insignificante - grande capacidade de torque
Espiral	insignificante	grande (20°)	insignificante (< 1% d)	Nenhum	uma peça compacta - nenhum golpe
Sanfonados	insignificante	grande (17°)	moderado (20% d)	Nenhum	sujeito à falha por fadiga
Disco flexível	insignificante	insignificante (3°)	insignificante (< 2% d)	insignificante a nenhum	absorção de choque - nenhum golpe
Elo (schimith)	nenhum	insignificante (5°)	grande (200% d)	Nenhum	nenhum golpe - nenhuma carga lateral no eixo
Hooke	nenhum	Grande	grande (em pares)	Nenhum	golpe insignificante - variação de velocidade exceto se usada em pares
Rzeppa	nenhum	Grande	nenhum	Nenhum	velocidades constante

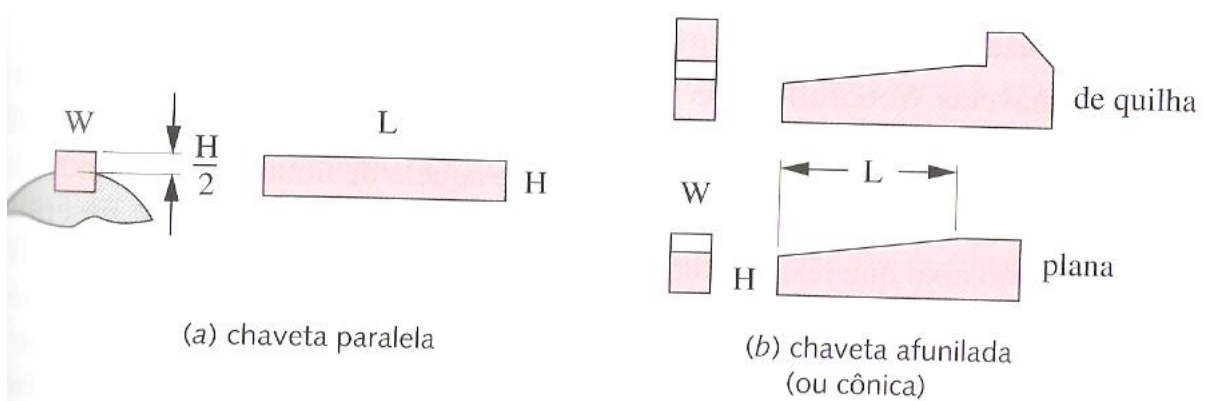
Fonte: adaptado (NORTON, 2013)

Devido a essa grande variedade de acoplamentos disponíveis e variedades de combinações de desalinhamentos dependem do conhecimento do projetista sobre seu projeto ver qual é maior necessidade do seu projeto (NORTON, 2013).

2.5 CHAVETAS

A definição de chaveta para a ASME é “uma parte de maquinaria desmontável que, quando colocado em assentos, representa um meio positivo de transmitir torque entre o cubo e eixo”. Elas são padronizadas pelo tamanho e forma em diversos tipos como chavetas paralelas, afunilada e Woodruff conforme as Figura 9 (NORTON, 2013).

Figura 11 - Vários tipos de chavetas.



Fonte: (NORTON, 2013)

As chavetas geralmente falham por cisalhamento ou por esmagamento e são projetadas para falhar antes do eixo para que peças mais caras não sejam danificadas. E por esse motivo são usados materiais mais dúcteis e brandos na confecção das chavetas.

Na falha por cisalhamento devem-se levar em conta as tensões médias de Von Mises, $\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy}}$, e o coeficiente de segurança para a fadiga por cisalhamento, $N_f = S_{ut}/\sigma'_m$, para obter o valor da área de cisalhamento A_{cis} (largura x comprimento).

A tensão média devido cisalhamento é dado por $\tau_{xy} = F/A_{cis}$.

$$A_{cis} = \frac{N_f \sqrt{3}}{S_{ut}} \quad (50)$$

Na falha por esmagamento deve se levar em conta a tensão média de compressão, $\sigma_x = F/A_{es}$, e o coeficiente de segurança para falha por esmagamento, $N_s = S_y/\sigma_x$, para obter o valor da área de esmagamento A_{es} (área de contato da chaveta e o cubo ou eixo).

$$A_{es} = \frac{N_s F}{S_y} \quad (51)$$

Como a largura e altura da chaveta são encontradas em função do diâmetro do eixo, para dimensionar a chaveta faltará somente o comprimento. A partir das áreas de cisalhamento e esmagamento encontrasse o valor mínimo do comprimento para cada tipo de falha e assim adotar o maior entre eles.

2.6 ROLAMENTOS

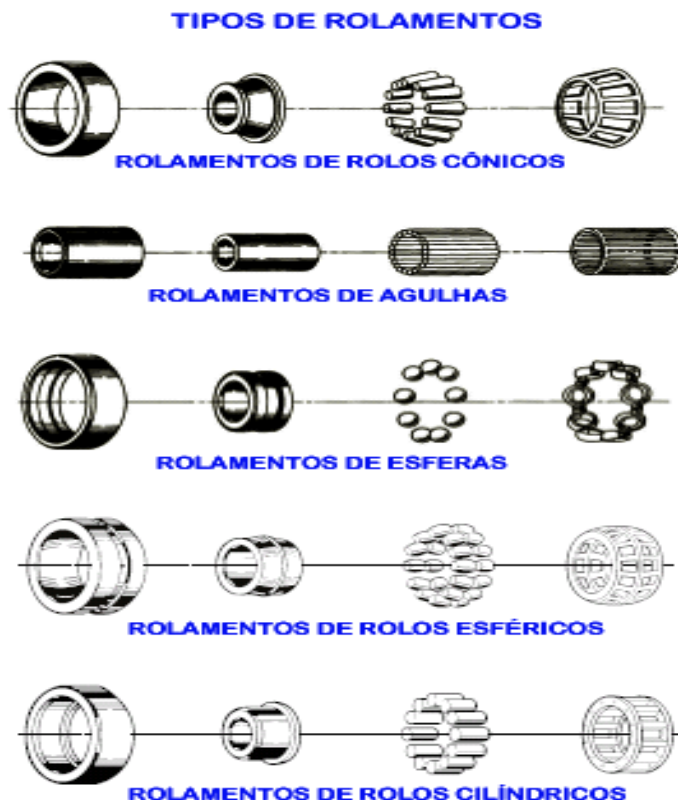
Segundo BUDYNAS & NISBERTT (2011), os mancais de rolamento compõem os elementos de máquinas em que a carga principal é transferida por meio de contato rolante. São utilizados quando se necessita de um mancal com menor atrito e maior velocidade, limitando ao máximo as perdas de energia desta forma.

Os elementos são classificados de acordo com seus elementos rolantes, tais como:

- Rolamentos de rolos cônicos;
- Rolamentos de agulhas;
- Rolamentos de esferas;
- Rolamentos de rolos esféricos;
- Rolamentos de rolos cilíndricos.

Na Figura 12 são apresentados os vários tipos de rolamentos.

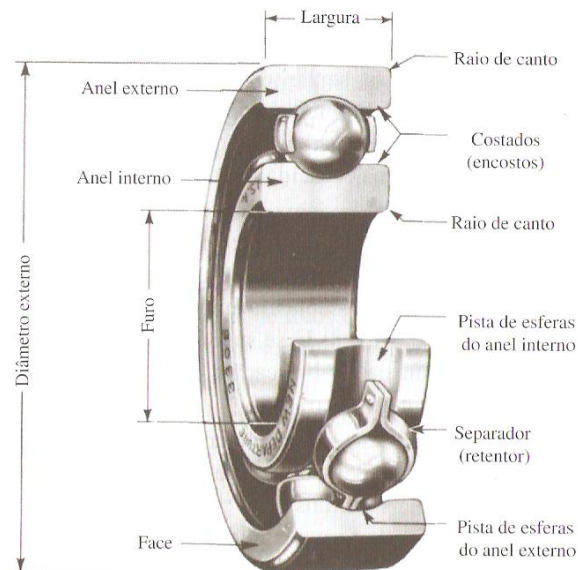
Figura 12 - Tipos de rolamentos



Fonte: adaptado (ROLAMENTOS)

A Figura 13 mostra as quatro partes essenciais de um mancal: o anel externo, anel interno, elementos rolantes e separador.

Figura 13 - Nomenclatura de um mancal de esferas.

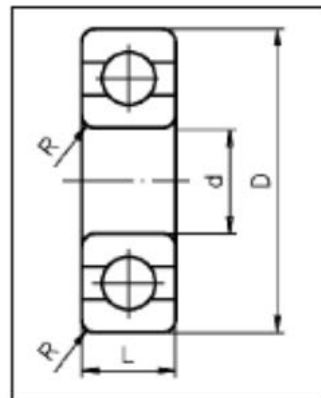


Fonte: (Shingley, 2011)

A escolha de um rolamento, para determinado projeto, é feita com base em diferentes normas técnicas e catálogos de fabricantes, onde são encontradas suas dimensões e características. Geralmente é a partir do diâmetro d (diâmetro interno), conforme a Figura 14, que a normalização dos rolamentos é feita.

Figura 14 - Dimensões características dos rolamentos.

Características dos rolamentos:
 D : diâmetro externo;
 d : diâmetro interno;
 R : raio de arredondamento;
 L : largura.



Fonte: (PIOVESAN, 2012).

2.6.1 Vida nominal do rolamento

A vida nominal de um rolamento L_{vida} pode ser calculada como a seguir (COLLINS):

$$\frac{L_{vida}}{10^6} = \left(\frac{C_d}{P}\right)^a \quad (52)$$

Onde: $a = 3$ para mancais de esferas;

$a = 10/3$ para mancais de rolos;

L_{vida} = vida nominal (revolução para a falha);

P = carga dinâmica equivalente;

C_d = capacidade de carga dinâmica.

A vida nominal em horas L_{vida-h} de um rolamento que pode ser calculada para rolamentos de esferas pode ser calculada como segue (Cunha):

$$L_{vida-h} = \frac{10^6}{60n} * \left(\frac{C_d}{P}\right)^3 \quad (53)$$

Onde n é a revolução por minuto e os valores de C/P são apresentados na Tabela 8:

Tabela 8- Valores de C/P para vida nominal (L10h) e rotações do rolamento de esferas.

Relação C/P para rotações (n) indicadas				
L_{vida-h}	1000	1250	1600	2000
1000	3,91	4,22	4,58	4,93
5000	6,69	7,21	7,83	8,43
8000	7,83	8,43	9,16	9,86
10000	8,43	9,09	9,86	10,6

Fonte: adaptado (Cunha, 2005).

2.6.2 Carga dinâmica equivalente

A carga dinâmica equivalente P é calculada pela equação (54), quando $F_a/F_r \leq e$:

$$P = X_d * F_r + Y_d * F_a \quad (54)$$

Onde: P_e = carga radial dinâmica equivalente;

F_r = carga radial;

F_a = carga axial;

X_d = coeficiente de carga radial;

Y_d = coeficiente de carga axial.

Os valores X_d e Y_d são tabelados conforme a Tabela 9:

Quadro 2 – Fatores de carga radial aproximada para os tipos de mancais selecionados.

Tipos de Mancais	Dinâmico				Estático			
	X_{d1}	Y_{d1}	X_{d2}	Y_{d2}	X_{s1}	Y_{s1}	X_{s2}	Y_{s2}
Mancal radial de esferas de uma carreira	1	0	0,55	1,45	1	0	0,6	0,5
Mancal de esfera de uma carreira de contato angular (pequeno ângulo)	1	0	0,45	1,2	1	0	0,5	0,45
Mancal de esfera de uma carreira de contato angular (grande ângulo)	1	0	0,4	0,75	1	0	0,5	0,35
Mancal radial de esferas de duas carreiras	1	0	0,55	1,45	1	0	0,6	0,5
Mancal de esferas de duas carreiras de contato angular (pequeno ângulo)	1	1,55	0,7	1,9	1	0	1	0,9
Mancal de esferas de duas carreiras de contato angular (grande ângulo)	1	0,75	0,6	1,25	1	0	1	0,65
Mancal de esferas de uma carreira autocompensador	1	0	0,4	0,4cota	1	0	0,5	0,2cota
Mancal de esferas de duas carreiras autocompensador	1	0,4cota	0,65	0,65cota	1	0	1	0,45cota
Mancal de rolos retos ($\alpha = 0$); (não suporta carga axial)	1	0	-	-	1	0	1	0
Mancal de rolo de uma carreira ($\alpha \neq 0$)	1	0	0,4	0,4cota	1	0	0,5	0,2cota
Mancal de rolo de duas carreiras ($\alpha \neq 0$)	1	0,45cota	0,65	0,65cota	1	0	1	0,45cota
Mancal de rolos de uma carreira autocompensador	1	0	0,4	0,4cota	1	0	0,5	0,2cota
Mancal de rolos de duas carreiras autocompensador	1	0,45cota	0,65	0,65cota	1	0	1	0,45cota

Fonte: adaptado (COLLINS, 2013).

A partir dessa carga dinâmica equivalente é calculada a capacidade de carga dinâmica requerida C_d correspondente ao nível de confiabilidade (COLLINS, 2013), conforme equação (55):

$$[C_d(R)]_{req} = \left[\frac{L_d}{K_r(10^6)} \right]^{\frac{1}{\alpha}} (IF) P_e \quad (55)$$

Onde $[C_d(R)]_{req}$ = Capacidade da carga radial dinâmica requerida para a uma confiabilidade de R por cento;

L_d = vida do projeto (revoluções)

K_r = Fator de confiabilidade de ajuste de vida obtida na Tabela

10;

IF = fator de impacto da aplicação obtida Tabela 11;

α = expoente igual a 3 para mancais de esfera ou 10/3 para mancais de rolos.

2.6.3 Carga estática equivalente

A carga dinâmica equivalente P é calculada pela equação (56), quando $F_a/F_r \leq e$:

$$P = X_s * F_{sr} + s * F_{sa} \quad (56)$$

Onde: P_e = carga radial dinâmica equivalente;

F_{sr} = carga radial;

F_{sa} = carga axial;

X_s = coeficiente de carga radial estática;

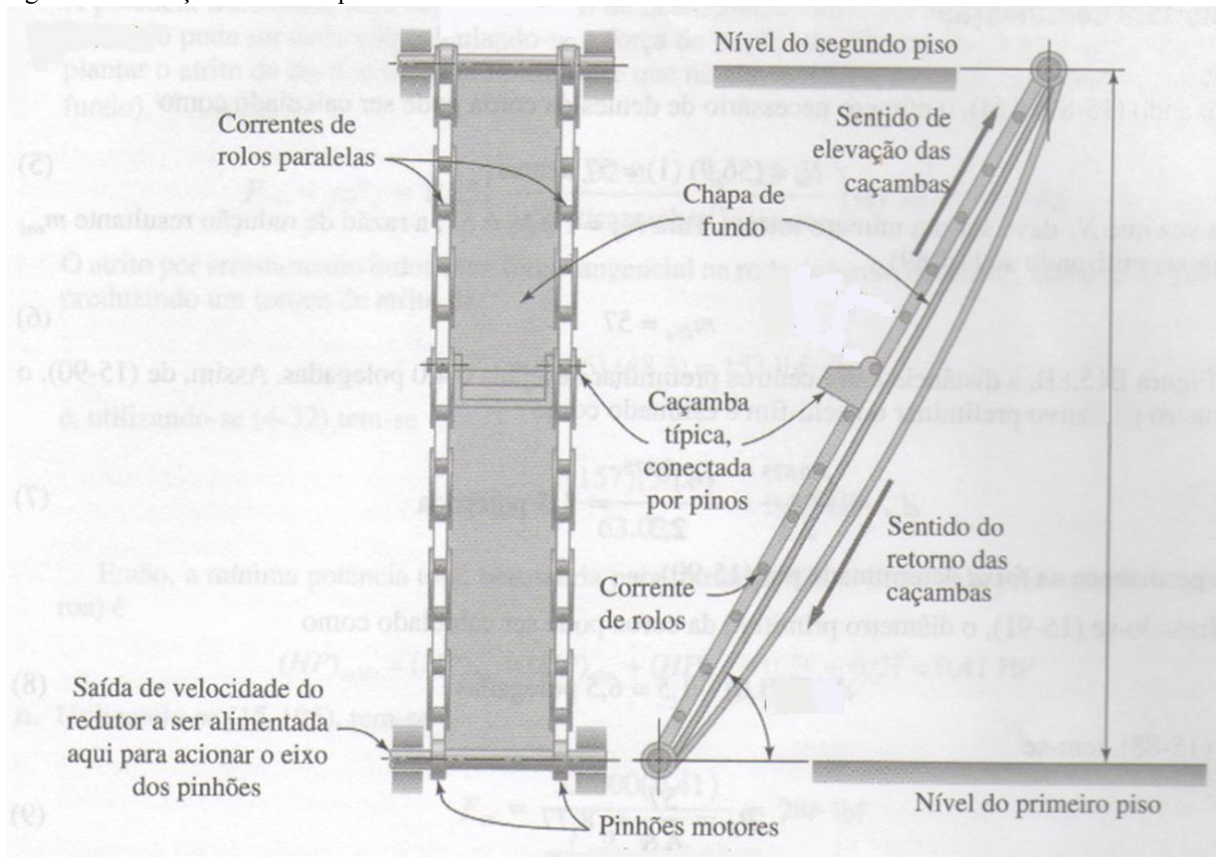
Y_s = coeficiente de carga axial estática.

Os valores X_s e Y_s são tabelados conforme a Tabela 9.

3 PROJETO

Nesse trabalho deseja se projetar o redutor de velocidade de rosca sem-fim que deve ser utilizado para acionar um transportador de esteira (como esboçado na Figura 11). A esteira consiste em duas correntes de roletes paralelas para suportar “caçambas”, utiliza se conexões de pinos entre a caçamba e as correntes. As correntes serão acionadas por um par de rodas dentadas que terá seu eixo acionado pelo conjunto sem-fim (COLLINS, 2013). Na parte de baixo da esteira será utilizada uma chapa para manter estável a caçamba que estará se movendo.

Figura 15 - Esboço de um transportador de esteira.



Fonte: adaptado (COLLINS, 2013)

3.1 DADOS DO PROJETO

A esteira deve elevar as caçambas que pesam 200 N (P_{carga}) cada uma e com uma velocidade que faça com que 20 caçambas cheguem ao segundo piso por minuto (3 caçamba/segundo), e que devem ter uma distância (d_{dist}) entre elas de 0,75 m. Deve se levar em conta que a altura do segundo piso em relação ao primeiro é de 5 m (H) e que a inclinação

da esteira em relação a horizontal seja de 60° (α). Por segurança devemos projetar um sem-fim autotravante, caso o motor entre em pane.

3.2 CÁLCULOS DO CONJUNTO SEM-FIM

3.2.1 Parâmetros do conjunto sem-fim

Considerando que a roda dentada tenha um diâmetro (d_r) de 193,59 mm (catálogo da ENCO), o avanço da corrente (L_{av}) para cada volta dessa roda dentada é

$$L_{av} = \pi d_r \quad (57)$$

$$L_{av} = (\pi)(193,59) = 608,1809 \text{ mm/rev}$$

Sabendo que temos que elevar 20 caçambas por minuto e que a distância entre elas é de 0,75 m, temos que a velocidade do eixo de acionamento (η_{acio}) da roda denta é

$$\eta_{acio} = \left(\frac{20 \text{ caçambas}}{\text{min}} \right) \left(\frac{0,75 \text{ m}}{\text{caçamba}} \right) \left(\frac{1 \text{ rev}}{608,1809 * 10^{-3} \text{ m}} \right) = 24,6637 \text{ rev/min}$$

Considerando que projeto utilize um motor de 1750 rpm (η_{motor}) para acionar o redutor de velocidade sem-fim, temos que a razão de redução é

$$m_{eng} = \frac{1725}{24,6637} = 69,9408$$

Para esse projeto deve-se adotar então uma redução aproximada de 70:1, que excede o os 30:1, ou seja, a rosca sim-fim deve possuir uma única entra. A partir da razão de redução e o número de entrada do sem-fim calcula-se o número de dentes da coroa (equação (5)):

$$N_c = m_{eng} N_{sf} = (69,9408)(1) = 69,9408$$

Como número de dentes da coroa precisa ser um número inteiro, adotaremos $N_c = 70$ e por consequência $m_{eng} = 70$.

Para uma estimativa preliminar foi arbitrado o valor da distância entre os centros $C = 130 \text{ mm}$ (6,6929 in). Com o valor da distância dos centros calculamos o valor do diâmetro do sem fim pela equação (6):

$$d_{sf} = \frac{C^{0,875}}{2,2} = 1,90 \text{ in} \rightarrow d_{sf} = 48,1817 \text{ mm}$$

E utilizando a equação (7) é calculado o diâmetro primitivo da coroa:

$$d_c = 2(130) - 48,1817 = 211,8183 \text{ mm} \rightarrow 8,3393 \text{ in}$$

Em seguida calcula-se o valor do passo diametral, equação (8):

$$P_d = \frac{N_c}{d_c} = \frac{70}{211,82} = 0,3305$$

E da equação (10), calcula-se o valor do passo axial do sem-fim:

$$p_{sf} = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{211,82} = 9,5054 \text{ mm}$$

Em seguida calcula-se o avanço e ângulo de avanço (equação (2) e (1), respectivamente):

$$L_{sf} = N_{sf} P_{sf} = (1)(9,5054) = 9,5054 \text{ mm}$$

$$\lambda_{sf} = \tan^{-1} \left(\frac{L_{sf}}{\pi d_{sf}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{9,5054}{48,1817\pi} \right) = 3,5937^\circ$$

O ângulo de avanço é menor que 6° , portanto podemos dizer que o conjunto sem-fim projetado atende o requerimento de ser autotravante. E podemos adotar o valor do ângulo de pressão $\varphi_n = 20^\circ$, atendo os critérios das Tabelas 1 e 2.

3.2.2 Potência e forças do conjunto sem-fim

A potência mínima para acionamento do transportador é composta pela soma da potência necessária para elevar as cargas, com a potência necessária para superar o atrito entre a caçamba na subida e a chapa ao fundo da esteira.

A potência necessária para elevar as cargas é dada pela energia potencial para elevar as caçambas:

$$HP_{elev} = \left(\frac{H \sin \alpha}{d_{dist}} \right) (P_{caçamba}) (L_{av} \sin \alpha) (\eta_{acio})$$

$$HP_{elev} = \left(\frac{5 \sin 60}{0,75} \right) (200) (608,1809 * 10^{-3} \sin 60) \left(\frac{24,6637}{60} \right) = 333,3333 \text{ W}$$

A potência de atrito pode ser obtida pela força de tração na corrente de retorno necessário para superar o atrito de deslizamento (admitindo que exista lubrificantes entre as caçambas e a chapa do fundo).

Admitindo-se o coeficiente de atrito entre a caçamba e a chapa vale 0,35, temos que força de atrito é

$$F_{at} = \mu F_n = \frac{(0,35) \left(\frac{5}{\sin 60} \right) (200) \sin 30}{0,75} = 269,4301 \text{ N}$$

O atrito por arrastamento induz uma força tangencial na roda dentada de $r_r = 96,795 \text{ mm}$, produzindo um torque de

$$T_{at} = F_{at} r_r = (269,4301) (96,795 * 10^{-3}) = 26,0795 \text{ Nm}$$

E a potência necessária para superar atrito é

$$HP_{at} = \frac{T_{at} \eta_{acio}}{9,549} = \frac{(26,0795) (24,6637)}{9,549} = 67,3596 \text{ W}$$

Portanto a potência necessária para ativar a transportadora é

$$HP_{ati} = HP_{elev} + HP_{at} = 333,3333 + 67,3596 = 400,6930 \text{ W} \rightarrow 0,54 \text{ hp}$$

A eficiência do engrenamento do sem-fim e da coroa pode ser calculada a partir dos ângulos de avanço e ângulo de pressão de pressão, onde consideramos o coeficiente de atrito dinâmico entre o sem-fim e a coroa de 0,09 (Tabela 9) supondo que são feitas aço de alta dureza e a coroa de bronze fundido, respectivamente:

Tabela 9 - Coeficiente de atrito

Par de Materiais	Aplicação	Deslizamento Estático ou Rolagem	Condições de superfície	Faixa aproximada	Valor típico
Aço sobre bronze	Geral	Estático	Seco	0,08-0,10	0,09
Aço sobre bronze	Geral	Deslizamento	Seco	0,06-0,15	0,08
Aço sobre bronze	Geral	Estático	Lubrificado	0,0004-0,06	0,06
Aço sobre bronze	Geral	Deslizamento	Lubrificado	0,0004-0,03	0,03

Fonte: (COLLINS, 2013)

$$e = \frac{\cos \varphi_n - \mu \tan \lambda_{sf}}{\cos \varphi_n + \mu \cot \lambda_{sf}} = \frac{\cos 20 - 0,09 \tan 3,5937}{\cos 20 + 0,09 \cot 3,5937} = 0,3937 \rightarrow 39,37\%$$

Podemos dizer também que a potência de saída do conjunto sem-fim é igual potência necessária para ativar a transportadora, $HP_{ati} = HP_{saída}$. Então a potência de entrada $HP_{entrada}$ é

$$HP_{entrada} = \frac{HP_{saída}}{e} = \frac{400,6930}{0,3937} = 1017,8770 \text{ W} \rightarrow 1,36 \text{ hp}$$

Então precisaremos de um motor de 1,36 hp e 1725 rpm, no mínimo para fazermos a transportadora funcionar.

A velocidade da coroa é igual à velocidade da roda dentada, portanto:

$$V_c = \pi d_r \eta_{acio} = (\pi)(193,59)(24,6637) = 14999,9918 \frac{mm}{min} \rightarrow 49,21 \text{ ft/min}$$

Assim podemos calcular a força tangencial na coroa, equação (17):

$$F_{ct} = \frac{33.000 HP_{saída}}{V_c} = \frac{33000(0,54)}{49,21} = 362,12 \text{ lbf} \rightarrow 1610,79 \text{ N}$$

Portanto da equação (14):

$$F_{ct} = F_{sfa} = 1610,79 \text{ N}$$

E da equação 12, tem-se a força tangencial no sem-fim:

$$F_{sft} = \frac{F_{sfa}}{\left(\frac{\cos \varphi_n \cos \lambda_{sf} - \mu \sin \lambda_{sf}}{\cos \varphi_n \sin \lambda_{sf} + \mu \cos \lambda_{sf}} \right)} = \frac{1610,79}{\frac{\cos 20 \cos 3,5937 - 0,09 \sin 3,5937}{\cos 20 \sin 3,5937 + 0,09 \cos 3,5937}} = 257,0029 \text{ N}$$

Portanto da equação (15):

$$F_{ca} = F_{sft} = 257,0029 \text{ N}$$

E da equação (13), tem-se a força radial do sem-fim:

$$F_{sfr} = F_{sft} \left(\frac{\sin \varphi_n}{\cos \varphi_n \sin \lambda_{sf} + \mu \cos \lambda_{sf}} \right)$$

$$F_{sfr} = 257,0029 \left(\frac{\sin 20}{\cos 20 \sin 3,5937 + 0,09 \cos 3,5937} \right) = 591,0300 \text{ N}$$

Portanto da equação (16):

$$F_{cr} = F_{sfr} = 591,0300 \text{ N}$$

A partir da força tangencial na coroa pode se calcular o torque na mesma:

$$T_c = \frac{F_{ct} d_c}{2} = \frac{1610,79 * 0,2118}{2} = 170,5827 \text{ Nm}$$

Portanto o torque no sem-fim é:

$$m_{eng} = \frac{T_c}{T_{sf}} \rightarrow T_{sf} = 2,4368 \text{ Nm}$$

A largura mínima da face da coroa é dada pela igualdade da coroa, equação (33),

$$b_{\min} = \frac{126.050(HP)_{saída}}{d_c^{1,8} n_c K_s K_m K_v} = \frac{126.050 * HP_{saída}}{(211,8183)^{1,8} * 70 * K_s K_m K_v}$$

O fator do material pode ser obtido pela equação 25, $d_c > 8 \text{ in}$:

$$(K_s)_c = 1411,6518 - 455,8259 \log_{10} d_c = 1411,6518 - \log_{10} 8,34 = 1410,7306$$

O fator de correção da razão pode ser obtido pela equação (27), $m_{eng} = 70$:

$$K_m = 0,0107 \sqrt{-m_{eng}^2 + 56m_{eng} + 5154} = 0,0107 \sqrt{-70^2 + (56)(70) + 5154} = 0,6912$$

Para obter o fator de velocidade, devesse primeiramente calcular a velocidade de deslizamento, que pode ser obtido pela equação (20):

$$V_{des} = \frac{V_c}{\sin \lambda_{sf}} = \frac{49,21}{\sin 3,5937} = 785,0891 \text{ ft/min}$$

A partir da velocidade de deslizamento, conseguimos calcular o fator de velocidade, equação (31):

$$K_v = 13,31 V_s^{-0,571} = 13,31 (785,0891)^{-0,571} = 0,2959$$

Da equação (33):

$$b_{\min} = \frac{126.050(HP)_{saída}}{d_c^{1,8} n_c K_s K_m K_v} = \frac{126.050(0,54)}{(8.3393)^{1,8} (24,6637) (1410,7306) (0,6912) (0,2959)}$$

$$b_{\min} = 0,2102 \text{ in} \rightarrow 5,3393 \text{ mm}$$

A largura máxima da face pode ser obtida pela equação (34):

$$b_{\max} = 0,67(48,1817) = 32,2817 \text{ mm} \rightarrow 1,2709 \text{ in}$$

Para o projeto será adotado a largura da face de 20 mm.

Quadro 3 – Dados do conjunto sem-fim.

Denominação	Símbolo	Formula	Valor
Número de dentes da coroa	N_c	$N_c = \frac{d_c}{m}$	70
Número de entradas do sem-fim	N_{sf}	$N_{sf} = \frac{L}{p_{sf}}$	1
Módulo	M	$m = \frac{p_{sf}}{\pi}$	3,0257 mm
Passo do sem-fim	p_{sf}	$p_{sf} = m * \pi$	9,5054 mm
Módulo normal	m_n	$m_n = m * \cos \psi$	3,0198 mm
Avanço sem-fim	L	$L = N_{sf} * p_{sf}$	9,5054 mm
Ângulo da hélice	ψ	$\psi = \tan^{-1} \frac{mN_{sf}}{d_{sf}}$	3,5933°
Diâmetro primitivo do sem-fim	d_{sf}	Equação 6	48,1817 mm
Diâmetro primitivo da coroa	d_c	Equação 7	211,8183 mm
Altura da cabeça do dente	h_c	Para $\psi < 15^\circ$ $h_c = m$ Para $\psi > 15^\circ$ $h_c = m_n$	3,0257 mm
Altura do pé do dente	h_p	Para $\psi < 15^\circ$ $h_p = 1,2m$ Para $\psi > 15^\circ$ $h_p = 1,2m_n$	3,6308 mm
Altura total do dente	h	Para $\psi < 15^\circ$ $h = 2,2m$ Para $\psi > 15^\circ$ $h = 2,2m_n$	6,6565 mm
Diâmetro externo do sem-fim	d_{esf}	$d_{esf} = d_{sf} + 2h_c$	54,2331 mm
Diâmetro interno ou diâmetro do pé do sem-fim	d_{isf}	$d_{isf} = d_{sf} - 2h_p$	40,9201 mm
Comprimento do sem-fim	L_{sf}	$L_{sf} \cong 1 * (1 + \sqrt{N_c})m$	30,2570 mm
		$L_{sf}/\text{minimo} \geq 10 * m$	95,054 mm
Largura da face da coroa	b	Equação 33	$b_{\min} = 5,3393 \text{ mm}$
		Equação 34	$b_{\max} = 32,2817 \text{ mm}$

Fonte: própria.

3.3 MOTOR ELETRICO

O motor tem como pré-requisito : 1,36 hp , 1725 rpm e 2,4368 Nm, no mínimo para fazermos a transportadora funcionar.

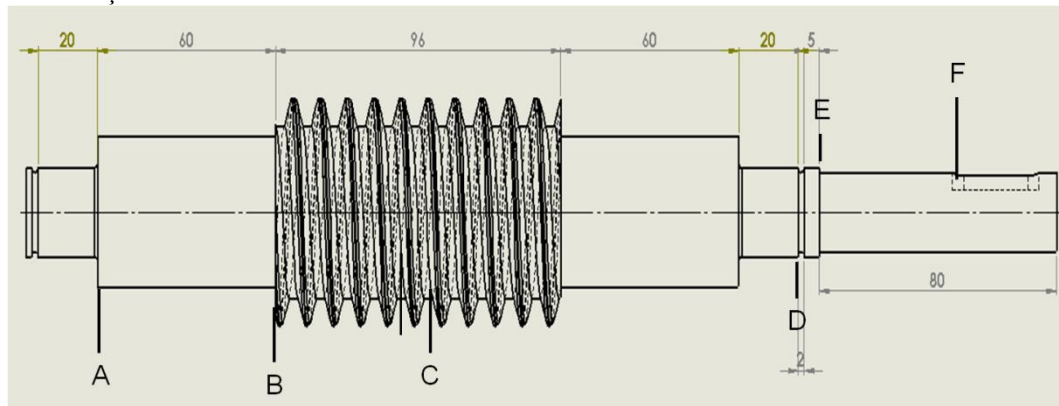
Motor selecionado do catalogo da WEG, W22 PREMIUM: 2hp, 1755 rpm e 0,832Kgfm (8,16 Nm).

3.4 EIXO DO SEM-FIM

O eixo do sem-fim é uma única peça juntamente com a engrenagem sem-fim. Para o cálculo desse eixo deve-se estimar os valores iniciais do diâmetro das secções do eixo e também os raios de arredondamento, no projeto adotado $r = 1 \text{ mm}$.

Para uma primeira premissa foi adotado os seguintes valores para as secções do eixo do sem-fim conforme segue na Tabela 10 (Figura 16).

Figura 16 - Esboço do eixo do sem-fim.



Fonte: Própria

- Secção A - variação do diâmetro;
- Secção B - variação do diâmetro;
- Secção C – momento fletor máximo;
- Secção D – sulco;
- Secção E – variação do diâmetro;
- Secção F – chaveta.

Tabela 10 - Diâmetros adotados para o eixo do sem-fim.

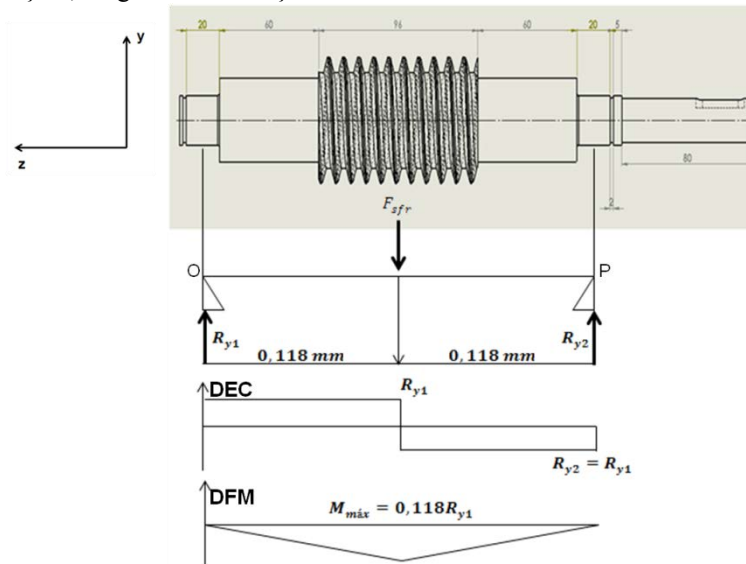
Secção	Símbolo	SUPOSTO
A	d_A	20 mm
B	d_B	34 mm
C	d_c	40,92 mm
D	d_D	18 mm
E	d_E	10 mm

F	d_F	8 mm
---	-------	------

Fonte: própria.

Considerar que a força radial no sem-fim é aplicada no centro do mesmo e o eixo é sustentado por dois mancais aplicados no ponto O e P identificados no na Figura 17.

Figura 17 - Esboço das reações, diagrama de esforço cortante e momento fletor.



Fonte: própria.

Cálculo das reações de apoio:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{y1} = R_{y2} = \frac{P_{fsr}}{2} = 295,515 \text{ N}$$

Cálculo do momento nas secções críticas:

$$\sum M = 0$$

$$M_A = 0,01 * R_{y1} = 2,9551 \text{ Nm} \quad ; \quad M_B = 0,07 * R_{y1} = 20,6860 \text{ Nm}$$

$$M_C = 0,118 * R_{y1} = 34,8708 \text{ Nm} \quad ; \quad M_D = M_E = M_F = 0$$

O material selecionado para eixo é aço SAE 1020 laminado a frio, com $S_{ut} = 469 \text{ MPa} \rightarrow 57 \text{ kpsi}$ e $S_y = 393 \text{ MPa} \rightarrow 68 \text{ kpsi}$ (NORTON, 2013). Para $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$:

$$S'_e = 0,5S_{ut} \rightarrow S'_e = 234,5 \text{ MPa}$$

Os fatores de correção:

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

$$\text{Maior diâmetro é } d_c = 40,92 \text{ mm} \rightarrow C_{tamanho} = 0,869d_d^{-0,097} = 0,8297$$

$$\text{Superfície usinada} \rightarrow C_{superf} \cong A(S_{ut})^b = 0,8832$$

$$\text{Temperatura ambiente} \rightarrow C_{temp} = 1$$

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

$$S_e = C_{carreg}C_{tamanho}C_{superf}C_{temp}C_{conf}S'_e = (1)(0,8297)(0,8832)(1)(0,753)(235)$$

$$S_e = 129,6776 \text{ MPa}$$

A partir dos gráficos são obtidos os valores dos fatores de concentração de tensão, conforme mostrado na Quadro (4).

Através da planilha de Excel foi feito por interatividade o cálculo dos diâmetros para cada secção (equação 49) onde os valores devem ser usados em kpsi e lbf.in . Considerando o coeficiente de segurança de 3,0 e torque de 8,16 Nm (torque do motor selecionado).

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Substituindo os valores conhecidos e constantes:

$$d_n = \left\{ \frac{(32)(3)}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{18808} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fs} \frac{72,2221}{56000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

A sensibilidade ao entalhe é igual para todas secções é $q = 0,6774$ (equação 37), todos os raios de arredondamentos de $r = 1 \text{ mm}$.

Quadro 4 - Verificação dos diâmetros do eixo do sem-fim .

	d suposto [mm]	Momento [Nm]	Torque [Nm]	1° interatividade			2° interatividade			2° interatividade			d adotado [mm]
				K_f	K_{fs}	d_1	K_f	K_{fs}	d_2	K_f	K_{fs}	d_3	
Secção A	20,00	2,955	8,16	1,75	1,47	11,37	1,54	1,34	10,94	1,54	1,33	10,93	15,00
Secção B	34,00	20,686	8,16	1,76	1,30	20,49	1,79	1,51	20,63	1,85	1,55	20,83	25,00
Secção C	40,92	34,871	8,16	1,00	1,00	40,92	1,00	1,00	40,92	1,00	1,00	40,92	40,92
Secção D	18,00	0,000	8,16	0,00	1,43	9,29	0,00	1,29	8,97	0,00	1,28	8,94	14,00
Secção E	10,00	0,000	8,16	0,00	1,30	9,00	0,00	1,27	8,92	0,00	1,27	8,92	13,00
Secção F	13,00	0,000	8,16	0,00	2,02	10,41	0,00	2,02	10,41	0,00	2,02	10,41	10,00

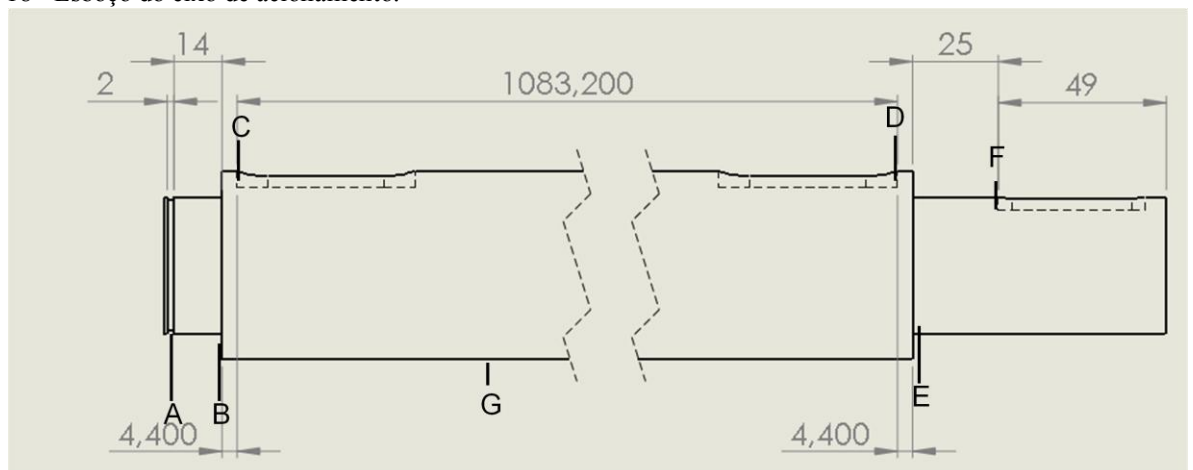
Fonte: própria.

3.5 EIXO DE ACIONAMENTO

No projeto foi considerado um único eixo entre o eixo de saída do conjunto sem-fim e eixo de acionamento da transportadora. Para o cálculo desse eixo deve-se estimar os valores iniciais do diâmetro das secções do eixo, respeitando os parâmetros de mínimo e máximo do diâmetro interno da roda dentada ($20 \text{ mm} < d < 55 \text{ mm}$) e também os raios de arredondamento, no projeto adotado $r=1 \text{ mm}$.

Para uma primeira premissa foi adotado os seguintes valores para as secções do eixo do sem-fim conforme segue na Tabela 11 (Figura 18).

Figura 18 - Esboço do eixo de acionamento.



Fonte: própria.

Secção A - sulco;

Secção B - variação do diâmetro (mancal de rolamento);

Secção C - chaveta;

Secção D - chaveta;

Secção E - variação de diâmetro (mancal de rolamento);

Secção F - chaveta;

Secção G – Momento fletor máximo.

Considerando os mancais serão aplicados nos pontos M e P identificados na Figura 20 e 21. E as forças aplicadas no centro das rodas dentadas e da engrenagem do sem-fim, sabendo que a largura de cada roda dentada é de 34 mm e se sua extremidade distância da variação de diâmetro em 4,4mm e a largura da face adotada para a coroa é de 25 mm e distância da extremidade direita do eixo em 6 mm.

Tabela 11 - Diâmetros adotados para o eixo de acionamento.

Secção	Símbolo	SUPOSTO
A	d_A	38 mm
B	d_B	40 mm
C	d_c	53mm
D	d_D	53 mm
E	d_E	40 mm
F	d_F	38 mm
G	d_G	55 mm

Fonte: própria.

Considerando os mancais serão aplicados nos pontos M e P identificados na Figura 20 e 21. E as forças aplicadas no centro das rodas dentadas e da engrenagem do sem-fim, sabendo que a largura de cada roda dentada é de 34 mm e se sua extremidade distância da variação de diâmetro em 4,4 mm e a largura da face adotada para a coroa é de 25 mm e distância da extremidade direita do eixo em 6 mm.

Peso da carga será:

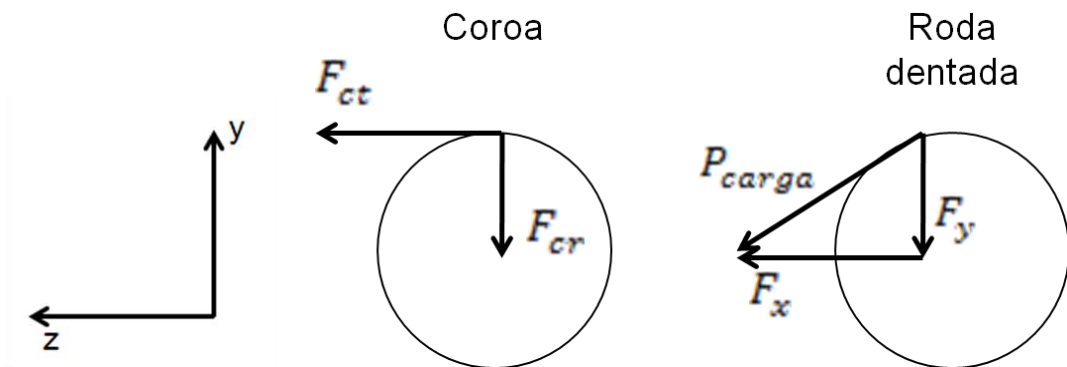
$$P_{carga} = \frac{(H \sin \alpha)}{d_{dist}} = \frac{(5 \sin 60)}{0,75} P_{caçamba} = 1154,7005 N$$

Considerando que as cargas serão igualmente distribuídas por cada roda dentada, então temos:

$$P_{carga} = \left(\frac{F_{y1} + F_{y2}}{\sin \alpha} \right) \rightarrow F_{y1} = F_{y2} = 499,9999 N$$

$$P_{carga} = \left(\frac{F_{x1} + F_{x2}}{\cos \alpha} \right) \rightarrow F_{x1} = F_{x2} = 288,6751 N$$

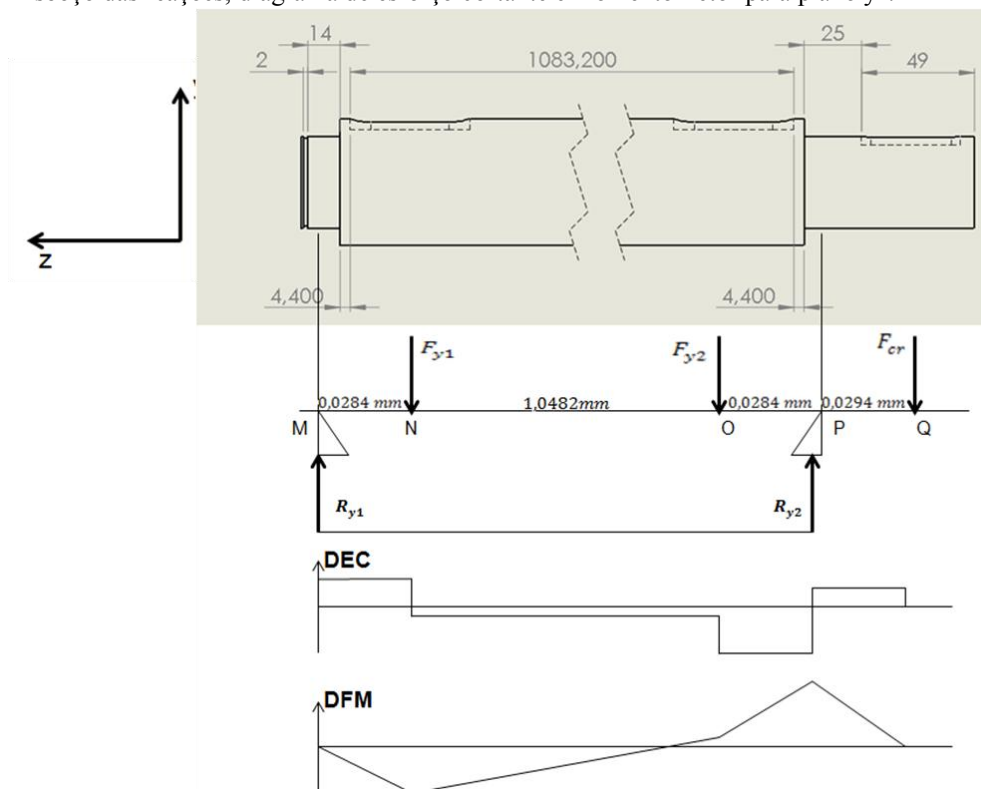
Figura 19 - Forças aplicadas na coroa e na roda dentada.



Fonte: própria.

Para o plano yz temos:

Figura 20 - Esboço das reações, diagrama de esforço cortante e momento fletor para plano yz.



Fonte: própria.

Cálculo das reações de apoio:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{y1} + R_{y2} = F_{y1} + F_{y2} + F_{cr} \quad (I)$$

$$\sum M_M = 0 \rightarrow 0,0284F_{y1} + 1,0776F_{y2} + 1,1344F_{cr} = 1,105R_{y2} \rightarrow R_{y2} = 1107,2075 \text{ N} \quad (II)$$

Substituindo o (II) em (I) temos

$$R_{y1} = 483,8223 \text{ N}$$

Cálculo do momento nas secções críticas:

$$M_A = 0; M_B = R_{y1} * 0,007 = 3,3868 \text{ Nm};$$

$$M_C = R_{y1} * 0,0114 = 5,5156 \text{ Nm};$$

$$M_D = R_{y1} * 1,0936 - F_{y1} * 1,0652 - F_{y2} * 0,017 = -11,9918 \text{ Nm};$$

$$M_E = R_{y1} * 1,098 - F_{y1} * 1,0696 - F_{y2} * 0,0184 = -12,7630 \text{ Nm};$$

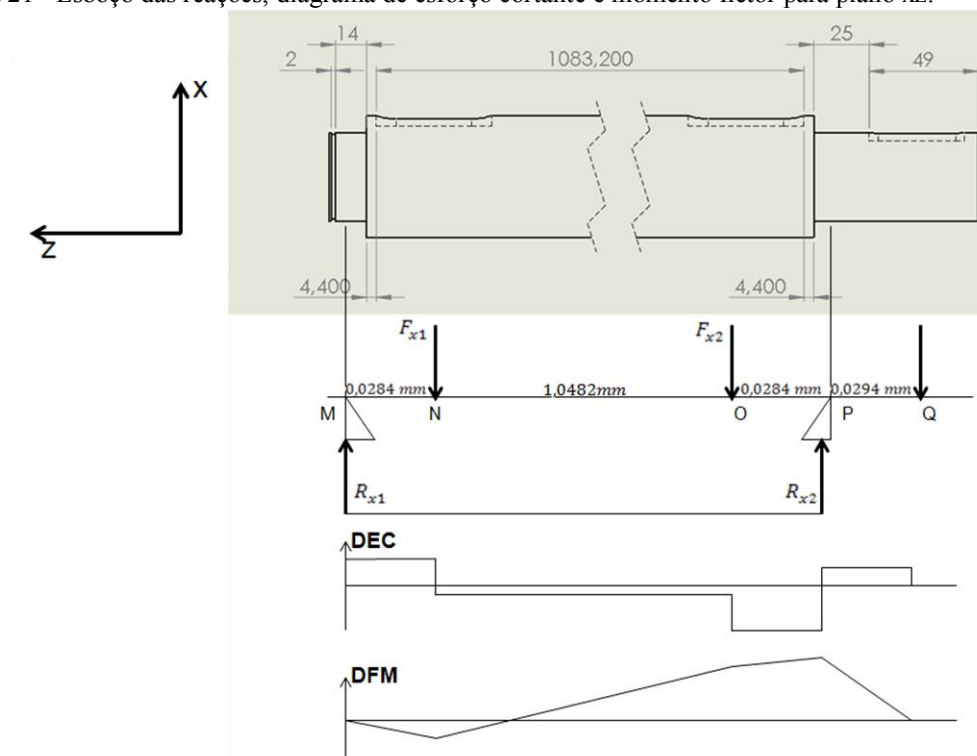
$$M_F = R_{y1} * 1,123 + F_{y1} * 1,0946 + F_{y2} * 0,0464 + R_{y2} * 0,018 = -7,3377 \text{ Nm};$$

E momento máximo ocorre no ponto P:

$$M_p = R_{y1} * 1,105 - F_{y1} * 1,0766 - F_{y2} * 0,0284 = -17,8762 \text{ Nm};$$

Para plano xz temos:

Figura 21 - Esboço das reações, diagrama de esforço cortante e momento fletor para plano xz.



Fonte: própria.

Cálculo das reações de apoio:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{x1} + R_{x2} = F_{x1} + F_{x2} + F_{ct} \quad (I)$$

$$\sum M_M = 0 \rightarrow 0,0284F_{x1} + 1,0766F_{x2} + 1,1344F_{ct} = 1,105R_{x2} \rightarrow R_{x2} = 1942,3222 \text{ N} \quad (II)$$

Substituindo o (II) em (I) temos

$$R_{y1} = 245,8178 \text{ N}$$

Cálculo do momento nas secções críticas:

$$M_A = 0; M_B = R_{y1} * 0,007 = 1,7207 \text{ Nm};$$

$$M_C = R_{y1} * 0,0114 = 2,8023 \text{ Nm};$$

$$M_D = R_{y1} * 1,0936 - F_{y1} * 1,0652 - F_{y2} * 0,017 = -43,5773 \text{ Nm};$$

$$M_E = R_{y1} * 1,098 - F_{y1} * 1,0696 - F_{y2} * 0,0184 = -44,1706 \text{ Nm};$$

$$M_F = R_{y1} * 1,123 + F_{y1} * 1,0946 + F_{y2} * 0,0464 + R_{y2} * 0,018 = -18,3631 \text{ Nm};$$

E o momento máximo ocorre no ponto P:

$$M_p = R_{y1} * 1,105 - F_{y1} * 1,0766 - F_{y2} * 0,0284 = -47,3573 \text{ Nm};$$

A partir da lei de Pitágoras combina se os momentos nos planos xz e yz conforme mostrado na Tabela 12 (interação no Excel):

$$M^2 = M_{xz}^2 + M_{yz}^2$$

Quadro 5 - Calculo dos valores dos momentos combinados do plano xz e yz.

	$M_{xz} \text{ (Nm)}$	$M_{yz} \text{ (Nm)}$	$M \text{ (Nm)}$
Secção A	0	0	0,0000
Secção B	3,3868	1,7207	3,7988
Secção C	5,5156	2,8023	6,1867
Secção D	-11,9918	-43,5773	45,1972
Secção E	-12,763	-44,1706	45,9776
Secção F	-7,3377	-18,3631	19,7749
Secção P	-17,8762	-47,3573	50,6189

Fonte: própria.

O torque necessário para suportar a carga é de 111,7172 Nm ($T_r = (193,5 * P_{carga})/2$) que é menor que o torque na coroa de 170,5827 Nm, portando os cálculos do eixo serão feitos utilizando o torque na coroa.

O material selecionado para eixo de acionamento é também o aço SAE 1020 laminado a frio, com $S_{ut} = 469 MPa \rightarrow 57 kpsi$ e $S_y = 393 MPa \rightarrow 68 kpsi$ (NORTON, 2013). Para $S_{ut} < 1400 MPa$:

$$S'_e = 0,5S_{ut} \rightarrow S'_e = 234,5 MPa$$

Os fatores de correção:

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

$$\text{Maior diâmetro é } d_c = 53 mm(2,1633in) \rightarrow C_{tamanho} = 0,869d_d^{-0,097} = 0,8063$$

$$\text{Superfície usinada} \rightarrow C_{superf} \cong A(S_{ut})^b = 0,8832$$

$$\text{Temperatura ambiente} \rightarrow C_{temp} = 1$$

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

$$S_e = C_{carreg}C_{tamanho}C_{superf}C_{temp}C_{conf}S'_e = (1)(0,8063)(0,8832)(1)(0,753)(235) \\ S_e = 126,0139 MPa$$

A partir dos gráficos são obtidos os valores dos fatores de concentração de tensão, conforme mostrado na Quadro 6.

Através da planilha de Excel foi feito por interatividade o calculo dos diâmetros para cada secção (equação 49). Considerando o coeficiente de segurança de 3,0.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Substituindo os valores conhecidos e constantes:

$$d_n = \left\{ \frac{(32)(3)}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{18808} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fs} \frac{1509,7845}{56000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

A sensibilidade ao entalhe é igual para todas secções é $q = 0,6774$ (equação 37), todos os raios de arredondamentos de $r = 1 \text{ mm}$ e que diâmetro entre as rodas dentadas seja mantida em 55mm.

Quando 6- Verificação dos diâmetros do eixo de saída

	d suposto [mm]	Momento [Nm]	Torque [Nm]	1° interatividade			2° interatividade			2° interatividade			d adotado [mm]
				K_f	K_{fs}	d_1	K_f	K_{fs}	d_2	K_f	K_{fs}	d_3	
Secção A	38,00	0,0000	170,5827	2,3759	1,7381	28,7270	2,0124	1,4924	27,3039	2,3913	1,8475	29,3175	38,00
Secção B	40,00	3,7988	170,5827	2,2879	1,8804	29,5330	2,3514	1,9206	29,7425	2,3520	1,9223	29,7512	40,00
Secção C	53,00	6,1867	170,5827	1,9487	1,4272	27,0291	2,5700	1,9001	29,7316	2,3520	1,9222	29,8216	53,00
Secção D	53,00	45,1972	170,5827	1,9487	1,4272	31,4364	2,3574	1,9359	34,0375	2,3653	1,9563	34,1119	53,00
Secção E	40,00	45,9776	170,5827	2,2879	1,8804	33,8110	2,3646	1,9545	34,2132	2,3658	1,9576	34,2245	40,00
Secção F	38,00	19,7749	170,5827	2,3759	1,7381	29,9987	2,1076	1,5185	28,7117	2,0261	1,7180	29,5840	38,00
Secção P	53,00	50,6189	170,5827	1,0000	1,0000	26,9090	1,0000	1,0000	26,9090	1,0000	1,0000	26,9090	53,00

Fonte: propria.

Podemos verificar que valor suposto para cada secção está acima do valor encontrado pelas interações, então foi mantido os valores supostos, devido às restrições do diâmetro interno da roda dentada.

3.6 CHAVETAS

No projeto serão usados quatro chavetas em aço SAE 1010, com $S_{ut} = 365 \text{ MPa}$ e $S_y = 303 \text{ MPa}$ (NORTON, 2013). Adotar todas chavetas como paralelas, assim segue a Tabela 12 de chavetas paralelas.

Tabela 12 - Chavetas paralelas padronizadas .

Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)	Diâmetro do parafuso (in)
$8 < d \leq 10$	3x3	#10
$10 < d \leq 12$	4x4	#10
$12 < d \leq 17$	5x5	0,250
$17 < d \leq 22$	6x6	0,312
$22 < d \leq 30$	8x7	0,375
$30 < d \leq 38$	10x8	0,375
$38 < d \leq 44$	12x8	0,500
$44 < d \leq 50$	14x9	0,500
$50 < d \leq 58$	16x10	0,625
$58 < d \leq 65$	18x11	0,750
$65 < d \leq 75$	20x12	0,750
$75 < d \leq 85$	22x14	0,875
$85 < d \leq 95$	25x14	1,000

Fonte: (NORTON, 2013)

3.6.1 Chaveta do eixo do sem-fim

A chaveta usada no eixo do sem-fim terá suas dimensões de 5 mm x 5 mm (largura x altura) segundo a Tabela 14 considerando o diâmetro de 13 mm do eixo na secção onde a chaveta será acoplada. Calculando a força aplicada no eixo do sem-fim a partir do torque:

$$F = \frac{T_{sf}}{r_{secção F}} = \frac{8,16}{0,0065} = 1255,3846 N$$

Considerando o comprimento da chaveta do eixo do sem-fim de 10 mm, temos as áreas de esmagamento e a de cisalhamento:

$$A_{es} = \frac{h}{2} * L = \frac{5}{2} * 20 = 50 mm^2$$

$$A_{cis} = W * L = 5 * 20 = 100 mm^2$$

Calcular os coeficientes de segurança para a chaveta do eixo sem-fim quanto ao esmagamento e ao cisalhamento, equação (50) e (51):

$$\text{Esmagamento: } N_s = \frac{S_y A_{es}}{F} = \frac{(303 * 10^6)(50 * 10^{-6})}{1255,3846} = 12,0680$$

$$\text{Cisalhamento: } N_s = \frac{S_{ut} A_{cis}}{F \sqrt{3}} = \frac{(365 * 10^6)(100 * 10^{-6})}{1255,3846 * \sqrt{3}} = 16,7863$$

Com os coeficientes de segurança maior que 2,0 podemos ver que o comprimento de 10 mm é suficiente para a chaveta do eixo do sem-fim.

3.6.2 Chavetas do eixo de acionamento

As chavetas usadas na conexão com as duas rodas dentadas terá suas dimensões de 16 mm x 10 mm (largura x altura) segundo a Tabela 14 considerando o diâmetro de 55 mm do eixo na secção onde a chaveta será acoplada. Calculando a força aplicada no eixo de acionamento a partir do torque:

$$F = \frac{T_r}{r_d} = \frac{111,7172}{[(55 * 10^{-3})/2]} = 4062,4436 N$$

Considerando o comprimento da chaveta de 30 mm, temos as áreas de esmagamento e a de cisalhamento:

$$A_{es} = \frac{h}{2} * L = \frac{10}{2} * 30 = 150 \text{ mm}^2$$

$$A_{cis} = W * L = 16 * 30 = 480 \text{ mm}^2$$

Calcular os coeficientes de segurança para a chaveta do eixo sem-fim quanto ao esmagamento e ao cisalhamento, equação (50) e (51):

$$\text{Esmagamento: } N_s = \frac{S_y A_{es}}{F} = \frac{(303 * 10^6)(150 * 10^{-6})}{4062,4436} = 6,4593$$

$$\text{Cisalhamento: } N_s = \frac{S_{ut} A_{cis}}{F \sqrt{3}} = \frac{(365 * 10^6)(480 * 10^{-6})}{4062,4436 * \sqrt{3}} = 24,8992$$

Com os coeficientes de segurança maior que 2,0 podemos ver que o comprimento de 40 mm é suficiente para a chaveta.

A chaveta usada na conexão com a coroa terá suas dimensões de 10 mm x 8 mm (largura x altura) segundo a Tabela 14 considerando o diâmetro de 55 mm do eixo na seção onde a chaveta será acoplada. Calculando a força aplicada no eixo de acionamento a partir do torque:

$$F = \frac{T_r}{r_d} = \frac{111,7172}{[(38 * 10^{-3})/2]} = 6206,5111 \text{ N}$$

Considerando o comprimento da chaveta de 30 mm, temos as áreas de esmagamento e a de cisalhamento:

$$A_{es} = \frac{h}{2} * L = \frac{8}{2} * 30 = 120 \text{ mm}^2$$

$$A_{cis} = W * L = 10 * 30 = 300 \text{ mm}^2$$

Calcular os coeficientes de segurança para a chaveta do eixo sem-fim quanto ao esmagamento e ao cisalhamento, equação (50) e (51):

$$\text{Esmagamento: } N_s = \frac{S_y A_{es}}{F} = \frac{(303 * 10^6)(120 * 10^{-6})}{6206,5111} = 5,8584$$

$$\text{Cisalhamento: } N_s = \frac{S_{ut} A_{cis}}{F \sqrt{3}} = \frac{(365 * 10^6)(300 * 10^{-6})}{6206,5111 * \sqrt{3}} = 10,1860$$

Com os coeficientes de segurança maior que 2,0 pode se notar que o comprimento de 30 mm é suficiente para a chaveta.

3.7 MANCAIS DE ROLAMENTO

3.7.1 Mancais de rolamento do eixo do sem-fim

Levando em conta que a esteira deve funcionar 5 anos de operação, 200 dias por ano e 8 horas por dia e a rotação de 1750 rpm, calcula se a vida de projeto em $1,0510^8$ rotações.

Os dois mancais de rolamento do eixo do sem-fim escolhido foram radiais de esferas de uma correia. A partir da equação (54) calcula se o valor da carga radial dinâmica equivalente e da Tabela (9) obtêm os valores dos fatores de carga radial dinâmico (X_d e Y_d):

$$P_{e1} = X_{d1}F_r + Y_{d1}F_a = (1)(295,515) + (0)(1610,79) = 295,515$$

$$P_{e2} = X_{d2}F_r + Y_{d2}F_a = (0,55)(295,515) + (1,45)(1610,79) = 2496,5288 \text{ N}$$

$$P_{e1} < P_{e2} \rightarrow \text{adotar } P_e = 2496,5288 \text{ N}$$

Tabela 13 - Fator de confiabilidade de ajuste de vida K_R

Confiabilidade R, porcentagem	K_R
50	5,00
90	1,00
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Fonte: própria.

A capacidade de carga radial dinâmica básica, para R =95 % (Tabela (13)), pode ser calculada pela equação (55):

$$[C_d(R)]_{req} = \left[\frac{L_d}{K_r(10^6)} \right]^{\frac{1}{a}} (IF)P_e = \left[\frac{1,05 * 10^8}{0,62(10^6)} \right]^{\frac{1}{3}} (1,2)(2496,5288) = 16,574 \text{ kN}$$

Da equação (56) calcula se o valor da carga radial estático equivalente e da Tabela (9) obtêm os valores dos fatores de carga radial estático (X_s e Y_s):

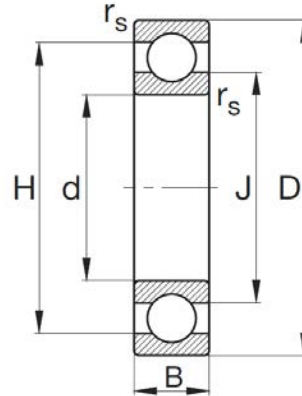
$$P_{se1} = X_{s1}F_{sr} + Y_{s1}F_{sa} = (1)(295,515) + (0)(1610,79) = 295,515$$

$$P_{se2} = X_{s2}F_r + Y_{sd2}F_a = (0,6)(295,515) + (0,5)(1610,79) = 980,904 \text{ N}$$

$$P_{se1} < P_{se2} \rightarrow \text{adotar } P_{se} = 980,904 \text{ N}$$

Do catálogo da FAG, adotamos o rolamento 6404 com os seguintes dados (Figura 21):

Figura 22 - Dados dos rolamentos do eixo do sem-fim.



d (mm)	D (mm)	B (mm)	r_s (mm)	H (mm)	H_1 (mm)	J (mm)	C (kN)	C_0 (kN)
20	72	19	1,1	55	-	37	30,5	15

Fonte: (Catálogo da FAG).

3.7.2 Mancais de rolamento do eixo de acionamento

Levando em conta que a esteira deve funcionar 5 anos de operação, 200 dias por ano e 8 horas por dia e a rotação de 1750 rpm, calcula-se a vida de projeto em $1,0510^8$ rotações.

Os dois mancais de rolamento do eixo de acionamento escolhido foram radiais de esferas de uma correia. A partir da equação (54) calcula-se o valor da carga radial dinâmica equivalente e da Tabela (9) obtêm os valores dos fatores de carga radial dinâmico (X_d e Y_d):

$$P_{e1} = X_{d1}F_r + Y_{d1}F_a = (1)(1942,3222) + (0)(250,0029) = 1942,3222 \text{ N}$$

$$P_{e2} = X_{d2}F_r + Y_{d2}F_a = (0,55)(1942,3222) + (1,45)(250,0029) = 1430,7814 \text{ N}$$

$$P_{e1} < P_{e2} \rightarrow \text{adotar } P_e = 1430,7814 \text{ N}$$

A capacidade de carga radial dinâmica básica, para $R = 95\%$ (Tabela 17) e pode ser calculada pela equação (55):

$$[C_d(R)]_{req} = \left[\frac{L_d}{K_r(10^6)} \right]^{\frac{1}{\alpha}} (IF)P_e = \left[\frac{1,05 * 10^8}{0,62(10^6)} \right]^{\frac{1}{3}} (1,2)(2496,5288) = 9,4992 \text{ kN}$$

Da equação (56) calcula se o valor da carga radial estático equivalente e da Tabela (9) obtêm os valores dos fatores de carga radial estático (X_s e Y_s):

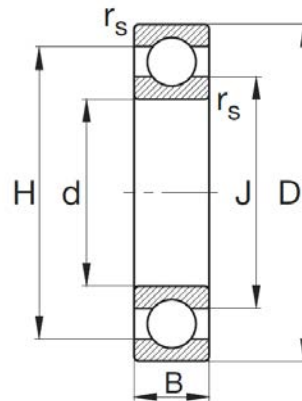
$$P_{se1} = X_{s1}F_{sr} + Y_{s1}F_{sa} = (1)(1942,3222) + (0)(250,0029) = 1942,3222$$

$$P_{se2} = X_{s2}F_r + Y_{sd2}F_a = (0,6)(1942,3222) + (0,5)(250,0029) = 1290,3948 \text{ N}$$

$$P_{se1} < P_{se2} \rightarrow \text{adotar } P_{se} = 1290,3948 \text{ N}$$

Do catálogo da FAG, adotamos o rolamento 6404 com os seguintes dados (Figura 23):

Figura 23 - Dados dos rolamentos do eixo de acionamento



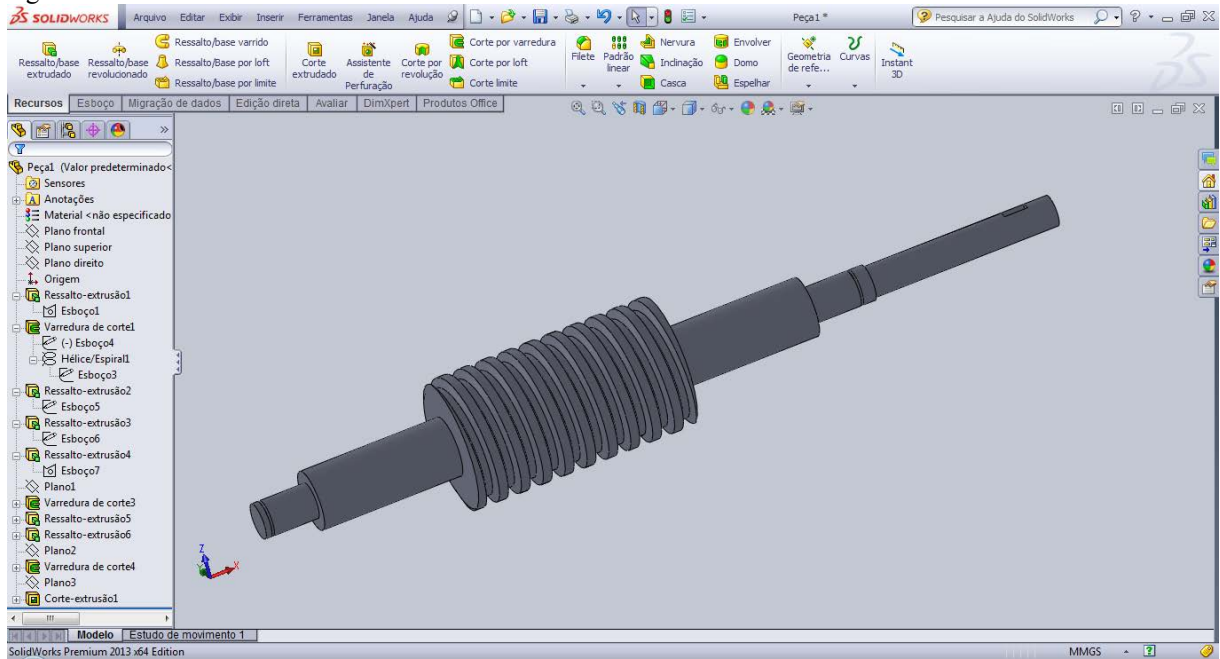
d (mm)	D (mm)	B (mm)	r_s (mm)	H (mm)	H_1 (mm)	J (mm)	C (kN)	C_0 (kN)
40	68	15	1	59,1	-	49,3	16,6	11,6

Fonte: (Catálogo da FAG).

4 MODELAGEM 3D

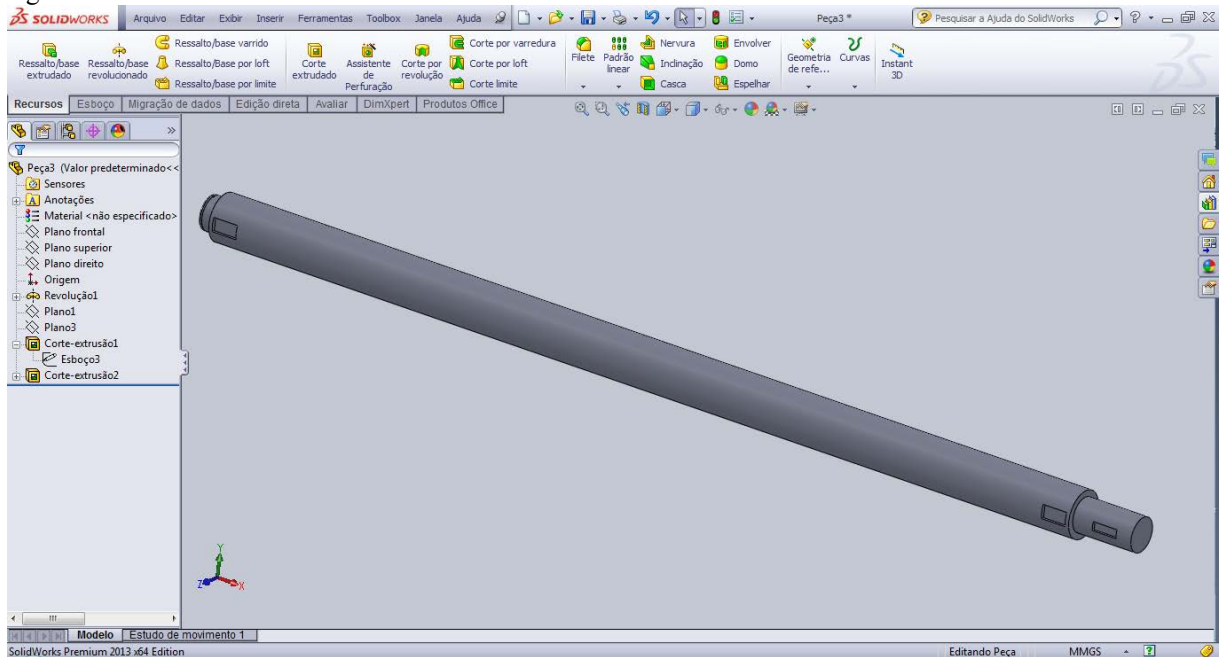
Utilizando o software SolidWorks foi modelado em 3D os componentes dimensionados que não são catalogados. Segue a seguir as peças:

Figura 24 - Eixo do sem-fim.



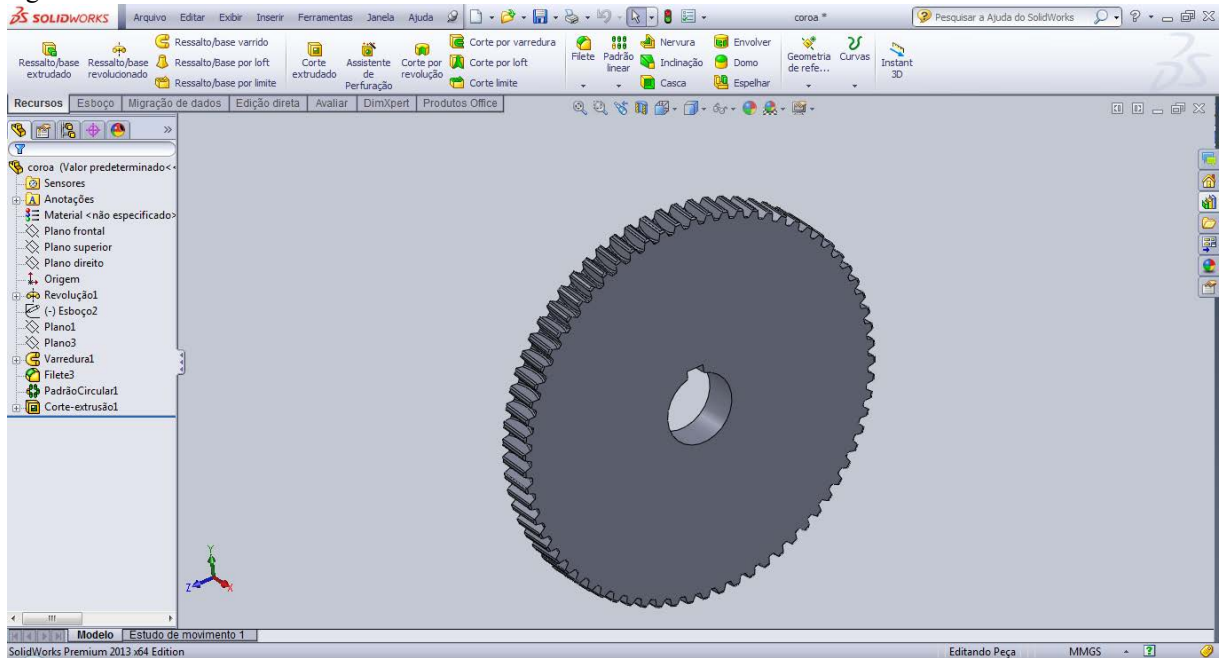
Fonte: própria.

Figura 25 - Eixo de acionamento.



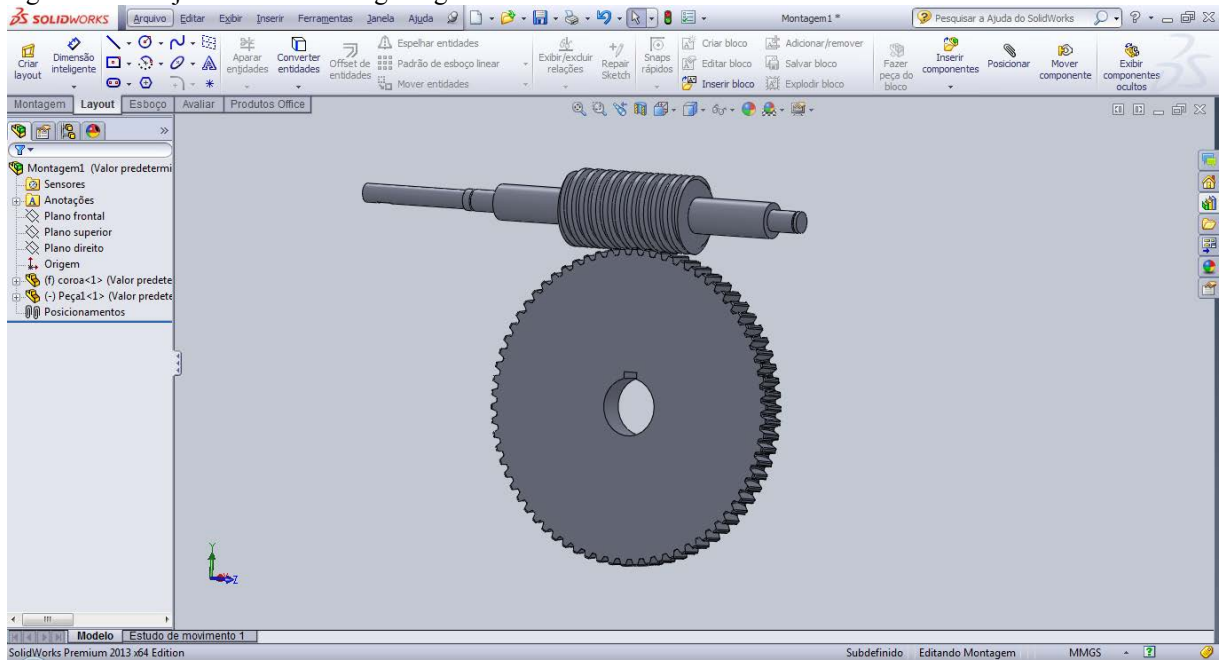
Fonte: própria.

Figura 26 - Coroa



Fonte: Própria

Figura 27 - Conjunto sem-fim e engrenagem sem fim.



Fonte: Própria.

5 CONCLUSÃO

Com esse trabalho pode-se notar as diversas aplicações para os redutores de velocidade de rosca sem-fim, devido a algumas de suas particularidades em relação aos outros tipos de redutores; ser autotravante, trabalhar com razões entre 1:1 até 360:1, engrenamento silencioso e saída sem pulsações, a partir de um único par de engrenagens, assim reduzindo o custo com material para fabricação das peças apesar de possuir um elevada complexidade de fabricação.

Verificou-se também através desse trabalho que apesar do conceito simples que possui o engrenamento entre sem-fim e a sua coroa (engrenagem sem-fim), existe um amplo trabalho de pesquisa a ser feito para o aperfeiçoamento desse tipo de engrenamento. Por possuir muitas constantes e variáveis que são baseadas em conceitos empíricos e algumas diferenças entre os livros didáticos que abordam o assunto.

No cálculo do projeto pode se notar muitas etapas de tentativa e erro, ou seja, recálculos para adequar o projeto a seleção de elementos de máquinas disponíveis no mercado (rolamentos, chavetas, acoplamento e roda dentada). Principalmente na adequação entre os eixos e os rolamentos. Para esse trabalho de recálculo, a programação de planilhas no software Microsoft Excel poupou muitos retrabalhos com contas, pois somente com alteração nos dados de entrada já realizava todo o recálculo do projeto.

A utilização de um software de modelagem 3D proporciona a um projeto mecânico além de observar como as peças ficarão quando confeccionadas, ajuda a dimensionar as peças já que ao montar o modelo no software consegue se notar onde haverá interferências entre as peças e arrumar antes que sejam serem confeccionadas.

Diversas disciplinas do curso de Engenharia Mecânica se relacionam nesse projeto como elementos de máquinas, elementos de projetos mecânicos, projetos mecânicos, desenho técnico básico, desenho técnico mecânico e entres outras, demonstrando assim que para realizar um projeto mecânico é necessário amplo conhecimento.

REFERÊNCIA

BUDYNAS, Richard G.; NISBERTT, J. Keith. **Elementos de máquina de Shigley: Projeto de engenharia mecânica**. 8.ed. Porto Alegre. AMGH. 2011. 1084p.

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

COLLINS, Jack A. **Projeto mecânico de elementos de máquina: uma perspectiva de prevenção da falha**. 1.ed. Rio de Janeiro. LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2013. 740p.

CUNHA, Lamartine Bezerra da. **Elementos de máquinas**. 1.ed. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2005. 350p.

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

EBOOKS.LIBRARY.CORNELL.EDU. **Leonardo Da Vinci, codex madrid i, 1493**. Disponível em: < http://ebooks.library.cornell.edu/k/kmoddl/toc_leonardo1.html>. Acessado em 10 de Novembro de 2013.

ENCO. **Rodas dentadas**. Disponível em: <<http://www.enco.com.br/catalogos/rodas/index.html>>. Acessado em 21 de Julho de 2014.

FILHO, Marco Stipkovic. **Engrenagens: geometria, dimensionamento, controle e geração**. 1.ed. São Paulo. McGraw-Hill. 1973.138p.

FAG. **Rolamentos FAG: rolamentos de esferas, rolamentos de rolos, caixas e acessórios**. <<http://www.irusa.com.br/catalogos/FAG/Cat%20E1logo%20Geral%20FAG.pdf>>. Acessado em 06 de Agosto de 2014.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamento do projeto de componentes de máquinas**. 4.ed. Rio de Janeiro. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2008. 500p.

MANUTENÇÃO E SUPRIMENTOS. **Redutores de velocidade**. Disponível em: <<http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/segmento/redutores-de-velocidade/>>. Acessado em 10 de outubro de 2013.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**: engrenagem, correias, rolamentos, chavetas, molas, cabos de aço, árvores. 8.ed. São Paulo. Érica. 2007. 358p.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4.ed. Porto Alegre. Bookman. 2013. 1028p.

PAULINO, K. V. **Um estudo de caso a fabricação de engrenagem**. 2011. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

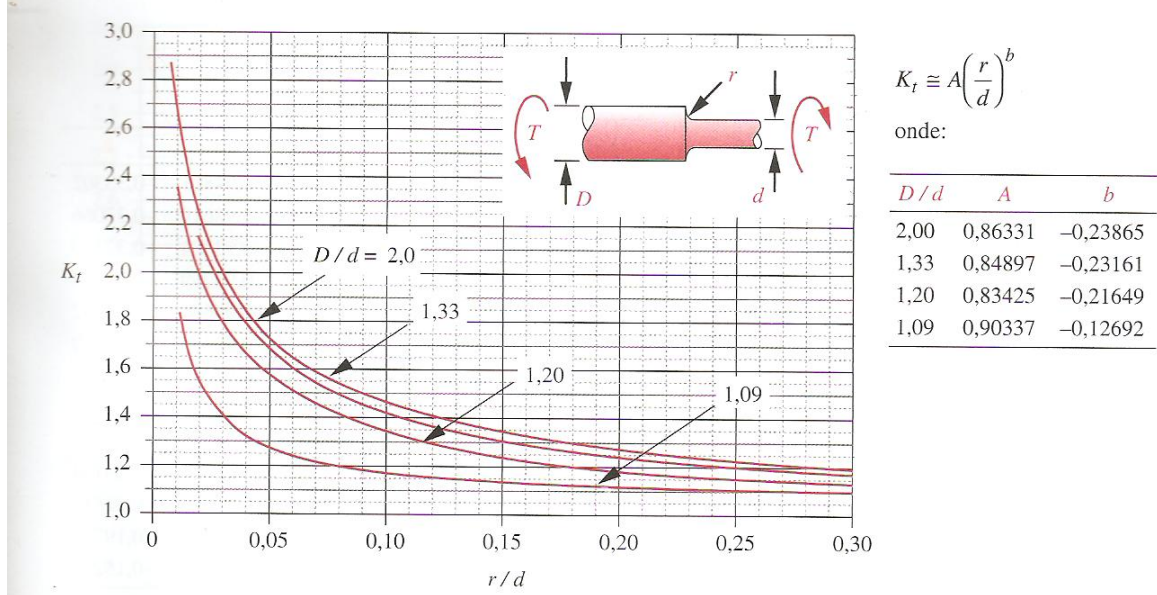
PIOVESAN, I. **Projeto, desenvolvimento e construção de um redutor/multiplicador de velocidades de baixo custo**. 2012. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ROLAMENTOS. **Tipos de rolamentos**. Disponível em: <<http://www.rolamentos.com.br/arquivos/PDF/imagens/tipos-de-rolamentos.gif>>. Acessado em: 21 de Julho de 2014.

WEG. **Motores elétricos trifásico**. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-brasil-50023622-catalogo-portugues-br.pdf>>. Acessado em 15 de Agosto de 2014.

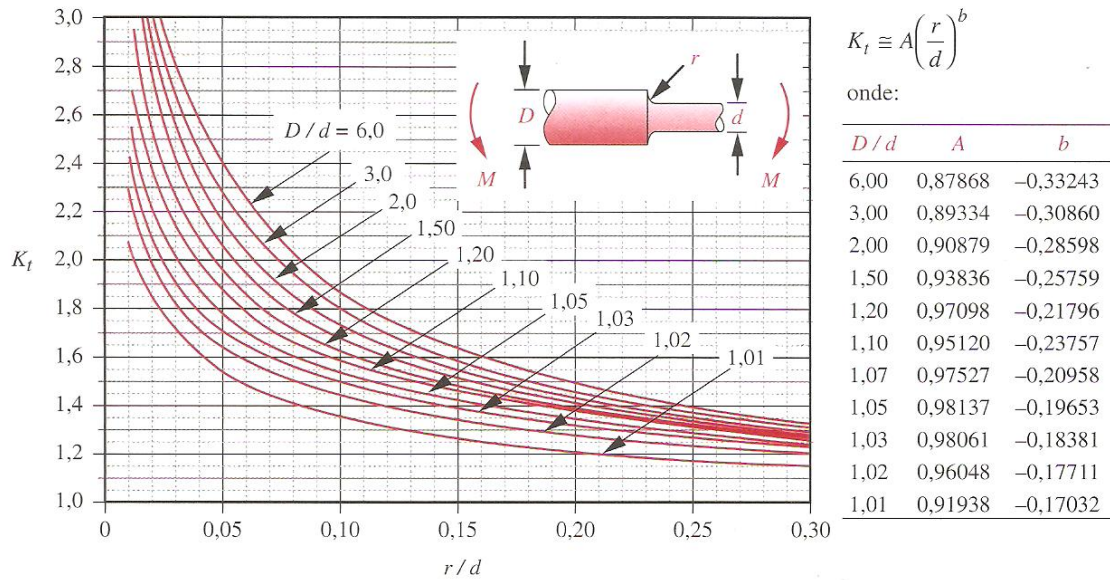
ANEXO A – CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA REBAIXO

Figura 28 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em torção.



Fonte: (NORTON, 2013)

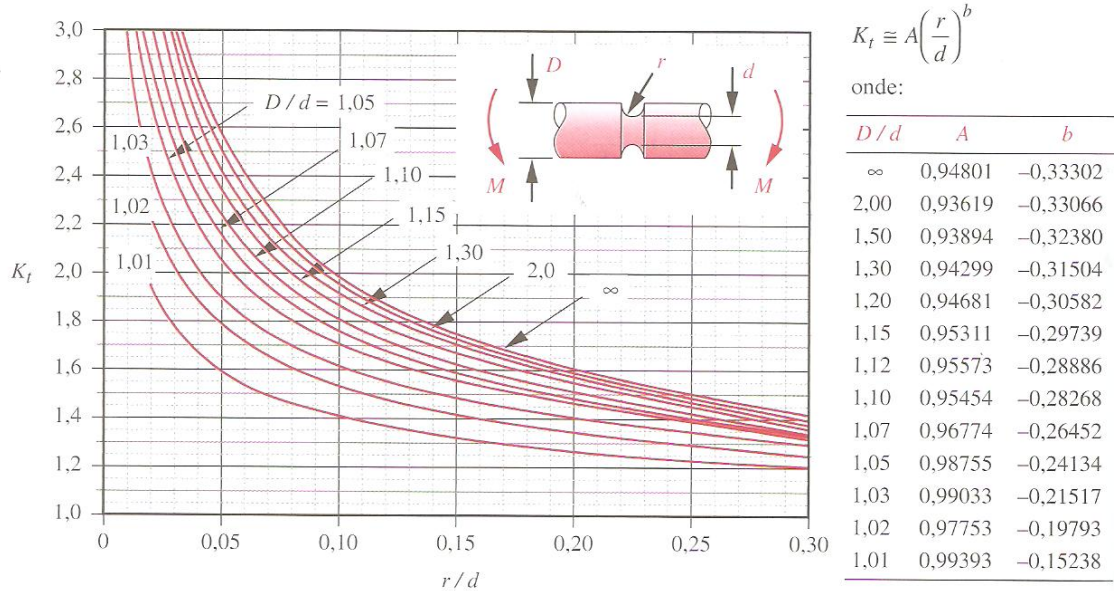
Figura 29 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão.



Fonte: (NORTON, 2013)

ANEXO B – CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA O SULCO

Figura 30 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com sulco em flexão.



Fonte: (NORTON, 2013)

Figura 31 - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com sulco em torção.

