

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA BACHARELADO

JOÃO FAGUNDES PINHEIRO JUNIOR

DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS UTILIZANDO FERRAMENTAS
COMPUTACIONAIS

SÃO LUÍS - MA
2015

JOÃO FAGUNDES PINHEIRO JUNIOR

**DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS UTILIZANDO FERRAMENTAS
COMPUTACIONAIS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado à Universidade Estadual do
Maranhão, como requisito parcial para obtenção
do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Orientador Me. Flávio Nunes Pereira

SÃO LUÍS - MA

2015

Junior, João Fagundes Pinheiro.

Dimensionamento de engrenagens utilizando ferramentas computacionais. / João Fagundes Pinheiro Junior – São Luís, 2015.

96f

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica Bacharelado, Universidade Estadual do Maranhão, 2015.

Orientador: Prof. Me. Flávio Nunes Pereira.

1. Engrenagens. 2. Dimensionamento. 3. INVENTOR.

CDU 631.371:62-58

JOÃO FAGUNDES PINHEIRO JUNIOR

**DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS UTILIZANDO FERRAMENTAS
COMPUTACIONAIS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado à Universidade Estadual do
Maranhão, como requisito parcial para obtenção
do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Monografia defendida e aprovada, em 21 de Julho de 2015, pela comissão
avaliadora constituída pelos professores:

Prof. Me. Flávio Nunes Pereira
Orientador e Membro da Banca Examinadora

Prof. Esp. Washington Silva do Nascimento
Membro da Banca Examinadora

Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho
Membro da Banca Examinadora

Dedico esse trabalho a todas as pessoas que acreditam no meu potencial, em especial a minha família, pessoas dignas e honradas que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando e auxiliando nos momentos que eu mais precisei.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por me iluminar e me guiar todos os instantes.

Aos meus pais João Fagundes Pinheiro e Paulina Serra Pinheiro que sempre me apoiaram nos estudos e em todos os momentos.

A minha Tia Edeltrudes Castro Pereira por acreditar no meu potencial e me apoiar nos estudos.

A minha namorada Raimunda Cristina Alves pela ajuda e conselhos.

Ao professor e orientador Flávio Nunes Pereira que sempre esteve disposto a me auxiliar nesse trabalho.

A todos meus amigos que conviveram comigo no período da graduação dividindo experiências.

A todos que contribuíram direta ou indiretamente para que eu pudesse chegar até aqui, colaborando para meu crescimento pessoal e intelectual.

“O sucesso é o esforço conjunto de todos, mas muitas vezes esquecemos que fazemos parte de uma engrenagem, seja no aspecto familiar ou empresarial, todos nós estamos constantemente conectados ao próximo e trabalhando em equipe para chegar ao sucesso.”

(Portal da educação)

RESUMO

Este trabalho tem como escopo estudar a aplicação das engrenagens nos mais diversos equipamentos apresentando as vantagens e desvantagens da utilização dos diversos tipos e dimensionamento de quatro tipo de engrenagens. A metodologia utilizada neste estudo foi descritiva. A utilização de normas de dimensionamento foi baseada nos métodos usados no AGMA (American Gear Manufactures), que tem por objetivo estudar materiais, projetos e a fabricação de engrenagens. Foi utilizado o software INVENTOR como ferramenta de aceleração do processo de dimensionamento de engrenagens comparando os resultados calculados de acordo com as normas da AGMA com os valores calculados pelo software após ser inserido os principais dados relevantes.

Palavras-Chave: Engrenagens; Dimensionamento; Inventor; AGMA.

ABSTRACT

This work has the objective to study the application of the gears in the kinds of equipment giving the advantages and disadvantages of using various types and design of four types of gears. The methodology used in this study was descriptive . The use of design standards was based on methods used in the AGMA (American Gear Manufacturers), which aims to study materials, design and manufacturing of gears. The inventor acceleration tool software such as the gear design process by comparing the calculated results according to the standards AGMA to the values calculated by the software after being inserted into the main relevant data was used.

Keywords: Gears; Sizing; Inventor; AGMA.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	Desenhos 2D.....	21
Figura 2	Projeto em 3D feito no Inventor 2015.....	22
Figura 3	Nomenclatura da Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos.....	23
Figura 4	Nomenclatura das Engrenagens de dentes helicoidais	24
Figura 5	Nomenclatura das engrenagens cônicas.....	25
Figura 6	Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos.....	26
Figura 7	Redutor de Velocidades com Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos.....	27
Figura 8	Coroa e pinhão.....	27
Figura 9	Gráfico de resistências a fadiga de flexão.....	32
Figura 10	Valores de resistências a fadiga de superfície.....	32
Figura 11	Fator de Vida de resistência à fadiga de superfície.....	33
Figura 12	Engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais.....	34
Figura 13	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais com engrenamento Paralelo.....	35
Figura 14	Engrenagens Cilíndricas de Dentes com engrenamento Cruzado.....	35
Figura 15	Redutor de Velocidades com Engrenagens Cilíndricas de Helicoidais.....	36
Figura 16	Engrenagem Cônica.....	41
Figura 17	Engrenagens Cônicas de Dentes Retos.....	42
Figura 18	Engrenagens Cônicas de Dentes Helicoidais.....	42
Figura 19	Fator de geometria J para engrenagens cônicas retas $\varnothing=20^\circ$	44
Figura 20	Fator geométrico I para engrenagens cônicas retas $\varnothing=20^\circ$	45
Figura 21	Engrenagem tipo cremalheira.....	46
Figura 22	Engrenagem tipo pinhão e cremalheira.....	46

Figura 23	Engrenagens Tipo Hipóide.....	47
Figura 24	Engrenagens Sem-Fim.....	48
Figura 25	Desenho de um projeto de um compressor portátil.....	52
Figura 26	Guia de projeto da aba “cálculo”	71
Figura 27	Gerador de componentes de engrenagens retas na aba “projetos”	72
Figura 28	Gerador de componentes de engrenagens retas na aba “cálculo”	73
Figura 29	Janela visualizar na aba “cotas”	74
Figura 30	Aba “malha de dentes” da janela visualizar.....	75
Figura 31	Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 1.....	76
Figura 32	Engrenagens em 2D do projeto do estudo de caso 1.....	76
Figura 33	Gerador de componentes de engrenagens retas na aba “projetos”	78
Figura 34	Erro acusado no software na janela de gerador de componentes.....	79
Figura 35	Mudança do ângulo de pressão na janela do gerador de componentes.....	80
Figura 36	Janela gerador de componentes de engrenagens retas na aba “cálculo”	81
Figura 37	Janela visualizar do Software.....	82
Figura 38	Janela visualizar na aba “malha de dentes”	82
Figura 39	Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 2	83
Figura 40	Engrenagens em 2D do projeto do estudo de caso 2	83
Figura 41	Gerador de componentes de engrenagens cônicas na aba “projetos”	85
Figura 42	Gerador de componentes de engrenagens cônicas na aba “cálculo”	86
Figura 43	Janelas cotas do pinhão do projeto 3	87
Figura 44	Janela cotas da engrenagem do projeto 3	87
Figura 45	Engrenagens cônicas em 3D do projeto do estudo de caso 3	88
Figura 46	Engrenagens cônicas em 2D do projeto do estudo de caso 3	88

Figura 47	Gerador de componentes da engrenagem sem-fim na aba “projeto”	90
Figura 48	Gerador de componentes de engrenagens sem-fim na aba “cálculo”	91
Figura 49	Janela cotas da helicoide do projeto 4.....	92
Figura 50	Janela cotas da engrenagem sem fim do projeto 4.....	92
Figura 51	Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 4	93
Figura 52	Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 4	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Passos Diametrais de Referência padronizados pela AGMA.....	28
Tabela 2	Fatores de Distribuição de carga	30
Tabela 3	Fatores de Aplicação sugeridos pela AGMA.....	30
Tabela 4	Coeficiente elástico da AGMA.....	31
Tabela 5	Números mínimos de dentes para engrenagens sem-fim.....	49
Tabela 6	Dados Finais do projeto do estudo de caso 1.....	58
Tabela 7	Dados finais do projeto do estudo de caso 2.....	63
Tabela 8	Dados finais do projeto do estudo de caso 3.....	67
Tabela 9	Dados finais do projeto do estudo de caso 4.....	70
Tabela 10	Valores de entrada no software na aba “projeto”	72
Tabela 11	Valores de entrada no software na aba “cálculo”	73
Tabela 12	Comparação dos valores de saída do software com o estudo de caso 1.....	77
Tabela 13	Valores de entrada no software na aba “projeto”	78
Tabela 14	Valores de entrada no software na aba “cálculo”	80
Tabela 15	Comparação dos valores de saída do software com o estudo de caso 2.....	84
Tabela 16	Valores de entrada no software na aba “projeto”	85
Tabela 17	Valores de entrada no software na aba “cálculo”	86
Tabela 18	Comparação dos valores de saída do software com o estudo de caso 3	89
Tabela 19	Valores de entrada no software na aba “projeto”	90
Tabela 20	Valores de entrada no software na aba “cálculo”	91
Tabela 21	Comparação dos valores de saída do software com o estudo de caso 4	94

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGMA

American Gear Manufacturers Association

ASM

Referência ao engenheiro Adair Silveira Moraes

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Adendo
b	Dedendo
C_f	Fator de acabamento superficial
C_H	Fator de dureza
C_p	Coeficiente elástico
d	Diâmetro de passo
F	Largura da face
K_α, C_α	Fator de aplicação
K_B	Fatores de vida
K_m, C_m	Fatores de distribuição de carga
K_R, C_R	Fatores de confiabilidade
K_S, C_S	Fatores de tamanho
K_T, C_T	Fatores de temperatura
K_v, C_v	Fatores dinâmicos
W	Força total no dente da engrenagem
W_r	Força radial no dente da engrenagem
W_t	Força tangencial no dente da engrenagem
σ_b	Tensão de flexão
σ_c	Tensão de superfície
\emptyset	Ângulo de pressão
ρ	Raio de curvatura
ω	Velocidade angular
p_c	Passo circular
p_d	Passo diametral
p_t	Passo transversal
p_x	Passo axial
V_t	Velocidade da linha de referência
W_a	Força axial no dente da engrenagem
W_f	Força de atrito no dente da engrenagem
\dot{Q}	Potência

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO	17
2. OBJETIVOS	18
2.1. OBJETIVO GERAL.....	18
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
3. METODOLOGIA.....	18
4. REFERENCIAL TEÓRICO	19
4.1 FUNCIONAMENTO	19
4.2 NORMAS PARA ENGRENAGENS	20
4.3 PROJETOS MECÂNICOS AUXILIADOS POR COMPUTADOR.....	20
4.3.1 Desenhos por auxílio do computador (CAD).....	20
4.3.2 Engenharia auxiliada por computador (CAE)	21
4.3.3 Sistemas 2d e 3d	21
4.3.4 Software Autodesk Inventor	22
4.4. NOMENCLATURAS E GEOMETRIA DAS ENGRENAGENS.....	23
4.4.1 Nomenclaturas das engrenagens de dentes retos	23
4.4.2 Nomenclaturas das Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais	24
4.4.3 Nomenclatura das Engrenagens Cônicas.....	25
4.5 TIPOS DE ENGRENAGENS E COMO SÃO DIMENSIONADAS	26
4.5.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos	26
4.5.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais.....	34
4.5.3 Engrenagens Cônicas.....	41
4.5.4 Engrenagens Tipo Cremalheira	46
4.5.5 Engrenagens Hipóides	47
4.5.6 Engrenagens Sem-Fim.....	48
5. ESTUDOS DE CASOS.....	52
5.1 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS	52
5.2 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS DE DENTES HELICOIDAIIS ...	59

5.3 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS CÔNICAS	65
5.4 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS SEM FIM	68
5.5 MODELAGENS DOS PROJETOS DE ENGRENAGENS NO AUTODESK	71
5.5.1 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 1	71
5.5.2 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 2	78
5.5.3 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 3	85
5.5.4 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 4	90
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	95
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96

1. INTRODUÇÃO

As engrenagens têm papel fundamental nas máquinas da sociedade hoje em dia seja na indústria ou nos equipamentos sendo a qualidade aperfeiçoada desde quando foi criada. As primeiras engrenagens eram feitas de madeiras e seus dentes, em roda ou disco, até os dias atuais sendo a maioria feitas de aço devido apresentar uma boa ductilidade. As engrenagens são utilizadas em vários dispositivos mecânicos tendo como funções redução ou aumento da velocidade angular.

A engrenagem é usada em inúmeros dispositivos mecânicos, em especial em equipamentos motorizados, no câmbio de marchas do carro comum. Um motor girando muito rápido pode fornecer energia suficiente para o conjunto, mas não torque suficiente. Com uma modificação ou redução da engrenagem, a velocidade pode ser regulada. Frequentemente várias engrenagens são utilizadas ao mesmo tempo para criar reduções de transmissão maiores. Além de ajustar a direção de rotação. (Karim Nice, 2012)

O projeto de engrenagem é um procedimento complexo que sofre pressões na construção por menor custo, maior capacidade de transmissão de potência, maior vida de útil, menor peso e pequenos níveis de ruído. O atendimento de cada um desses itens envolve um grande número de variáveis como: parâmetros de projeto, tipos de materiais, custo, possíveis processos de fabricação e as características resultante de cada processo, máquina, ferramentas disponíveis, quantidade requerida, tipos de engrenagens, dimensão, qualidade, interação com outros elementos da máquina, montagem, lubrificação. (Renan Brazzalle, 2002)

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GERAL

Descrever o funcionamento das engrenagens destacando os principais tipos e o dimensionamento.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar levantamento bibliográfico sobre os tipos de engrenagens bem como seu dimensionamento;
- Utilizar o software INVENTOR no auxílio do dimensionamento de engrenagens.

3. METODOLOGIA

- O tipo de pesquisa foi bibliográfico através de livros e apostilas.
- Valores dos estudos de casos inseridos no software INVENTOR para auxílio no dimensionamento e modelagem das engrenagens.

4. REFERENCIAL TEÓRICO

4.1 FUNCIONAMENTO

Engrenagens são elementos de máquinas usadas com o objetivo de transmitir torque e velocidade angular entre eixos através de acoplamento entre os dentes, onde o dente de uma roda se acopla no vão da outra gerando um movimento uniforme. A engrenagem tem uma ampla variedade de aplicações, sendo a função mais essencial fornecer redução na transmissão em máquinas. Isso pode ser comprovado através de um pequeno motor, quando o mesmo gira rapidamente consegue fornecer energia suficiente para um dispositivo, porém não consegue dar o torque necessário. (Renan Brazzale, 2002)

A mudança de velocidade e torção é feita na razão dos diâmetros primitivos. Aumentando a rotação, o momento torsor diminui e vice-versa. Assim, num par de engrenagens, a maior delas terá sempre rotação menor e transmitirá momento torsor maior. A engrenagem menor tem sempre rotação mais alta e momento torsor menor. O movimento dos dentes entre si processa-se de tal modo que no diâmetro primitivo não há deslizamento, havendo apenas aproximação e afastamento. Nas demais partes do flanco, existe ação de deslizamento e rolamento. (Rafael Comparsi Laranja, 2004)

As engrenagens são partes fundamentais de qualquer sistema mecânico. Caixas de redução e outros sistemas de transmissão de movimento fazem uso das engrenagens na maior parte dos casos. Um dos casos mais simples está nos antigos batedores de ovos em que um conjunto de engrenagens transmite o movimento circular de uma manivela no plano vertical para o movimento circular de duas peças mecânicas num plano horizontal. (Newton C. Braga, 2010)

Quando acoplamos duas engrenagens cilíndricas, a alteração do movimento e da força vai depender da relação entre os seus diâmetros. E para o acoplamento entre as engrenagens é necessário que seus dentes se encaixem perfeitamente, ou seja, sejam iguais, o número de dentes das duas engrenagens estará na mesma relação que os seus diâmetros. Assim, duas engrenagens têm uma relação de diâmetros de 10:1 e dizer que possuem uma relação entre dentes de 10:1. Veja que, para que isso seja válido, a relação de diâmetros deve ser tal que nas duas engrenagens encontremos números inteiros de dentes. (Newton C. Braga, 2010)

Se as duas engrenagens acopladas tiverem a mesma quantidade de dentes e, portanto o mesmo diâmetro, não obtemos alterações no torque e na velocidade. Apenas o

sentido de rotação da engrenagem receptora é contrário daquela que transmite o movimento. Dizemos que este sistema tem uma vantagem mecânica unitária. (Newton C. Braga, 2010)

4.2 NORMAS PARA ENGRENAGENS

Os projetos de engrenagens são padronizados pelas normas impostas pelo AGMA (American Gear Manufacturers Association), que estabelece padrões para dimensionamento, fabricação e montagem de engrenagens.

4.3 PROJETOS MECÂNICOS AUXILIADOS POR COMPUTADOR

A utilização de programa de computador serve como uma ferramenta de desenvolvimento de desenhos de engenharia. Sua maior contribuição ocorre no modelamento dos produtos e componentes, e no detalhamento de seus desenhos. Em alguns sistemas CAD, o termo " design" foi trocado por " drafting", tal sua aplicação como elemento puramente voltado a documentação do projeto, o que em alguns casos pode levar a subutilização do sistema. Outros sistemas que atuam na área de cálculos de engenharia são chamados de CAE ("Computer Aided Engineering"), onde são realizadas outras atividades do tipo análise estrutural por elementos finitos (FEM), análise de escoamento, simulações, análise de tensões. (Henrique Rozenfeld, 2014)

4.3.1 Desenhos por auxílio do computador (CAD)

O CAD pode ser definido como "a utilização de um sistema computacional para o auxílio na criação, modificação, análise e/ou otimização de um projeto" (GROOVER & ZIMMERS, 1984), podendo interagir junto a sistemas de automação da produção, como o CAM (Computer Aided Manufacturing), que utiliza computadores e equipamentos de controle numérico nos processos de produção.

À medida que o projeto avança, os incipientes croquis à mão livre realizados nos estágios iniciais serão suplantados por desenhos formais feito ou com o equipamento convencional da prancheta com aplicativos de projeto auxiliado por computador ou de desenho auxiliado por computador. (Norton, 2013)

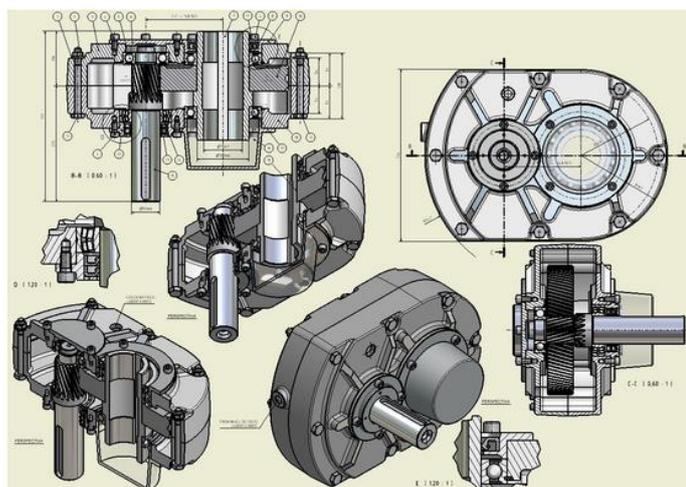
4.3.2 Engenharia auxiliada por computador (CAE)

Segundo Render (1998), CAE significa Computer Aided Engineering, ou seja, Engenharia Auxiliada por Computador. A ferramenta CAE é uma grande aliada para os engenheiros, arquitetos, projetistas e designers, pois ela possibilita a simulação em condições reais do produto. Essas simulações podem ser: estáticas, dinâmicas, acústicas, térmicas, de fluídos e de impactos. O CAE possui diversas vantagens em sua utilização, como: redução de custos, aumento da produtividade, maior eficiência e desempenho do projeto, eliminação de protótipos físicos, entre outras.

4.3.3 Sistemas 2d e 3d

Nos desenhos 2D os projetos precisam ser interpretados e quanto mais complexos, mais difícil é a sua compreensão. Modelos 3D representam a geometria real das peças e dos conjuntos de um projeto. A margem de erros de interpretação é muito menor com o 3D. Desenhos de grandes conjuntos são difíceis de gerenciar e de compreender com o CAD 2D além de ser difícil e trabalhoso a criação dos mesmos. Um software de modelamento 3D pode criar e gerenciar grades conjuntos de facilmente e com maior precisão. O conjunto evolui conforme o andamento do projeto. Na verificação de problemas de montagem com CAD 2D a verificação de erros de montagem é trabalhosa, difícil e demorada, dando margem para erros. Ciclos de verificação e correção são repetidos diversas vezes. Com o 3D, erros de montagem são detectado com facilidade pois a criação das peças e do conjunto são realizadas simultaneamente. (Thomaz, 2008)

Figura 1 - Desenhos 2D



Fonte: (Marcos Venicio, 2009)

4.3.4 Software Autodesk Inventor

Autodesk Inventor é um programa desenvolvido pela companhia de software Autodesk que permite criar protótipos virtuais tridimensionais. Os modelos 3D gerados pelo Autodesk Inventor, também são funcionais, ou seja, eles funcionam como no mundo real. Caso o modelo for um motor, por exemplo, pode ser animado de modo que suas peças se desloquem e girem, como no motor real. O Autodesk Inventor também contempla a parte de engenharia, não apenas modelando as peças, como também permitindo que o seu comportamento mecânico seja avaliado, ultrapassando assim, o escopo de ferramentas CAD. (Fábio Siqueira, 2005)

Figura 2 - Projeto em 3D feito no Inventor 2015



Fonte: (Fernando Rodrigues, 2013)

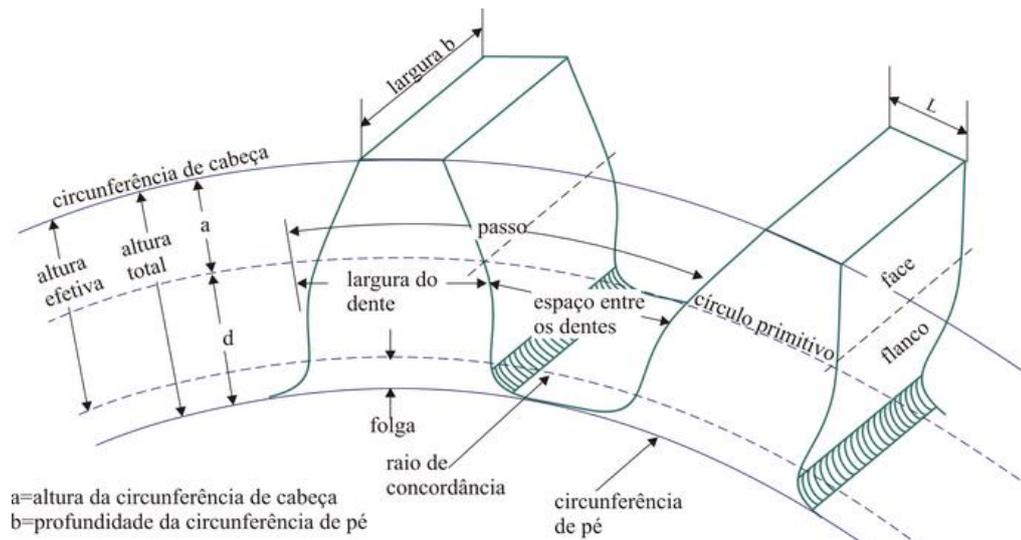
A versão 11 do produto, vem com um módulo de simulação dinâmica, onde o mecanismo é colocado sob os efeitos da aceleração da gravidade e de todas as outras forças presentes no sistema, permitindo-se observar e analisar seu comportamento. Na figura 2 temos um projeto no formato 3D feito no software Inventor 2015.

4.4. NOMENCLATURAS E GEOMETRIA DAS ENGRENAGENS

4.4.1 Nomenclaturas das engrenagens de dentes retos

A figura 3 mostra a nomenclatura de engrenagem cilíndricas de dentes retos.

Figura 3 - Nomenclatura da Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos



Fonte: (Auteliano Antunes, 2003)

Segundo Auteliano Antunes (2003), a definição de cada termo encontra-se a seguir:

Círculo Primitivo (d_i): É uma circunferência teórica sobre a qual todos os cálculos são realizados. As circunferências primitivas de duas engrenagens acopladas são tangentes. O diâmetro da circunferência primitiva é o diâmetro primitivo.

Passo (p): É a distância entre dois pontos homólogos medida ao longo da circunferência primitiva.

Módulo (m): É a relação entre o diâmetro primitivo e o número de dentes de uma engrenagem. O módulo é a base do dimensionamento de engrenagens no sistema internacional. Duas engrenagens acopladas possuem o mesmo módulo. O módulo deve ser expresso em milímetros.

Passo Diametral (P): É a grandeza correspondente ao módulo no sistema inglês. É o número de dentes por polegada.

Altura da Cabeça do Dente ou Saliência (a): É a distância radial entre a circunferência primitiva e a circunferência da cabeça.

Altura do pé ou Profundidade (b): É a distância radial entre a circunferência primitiva e a circunferência do pé.

Altura total do dente (h): É a soma da altura do pé com a altura da cabeça.

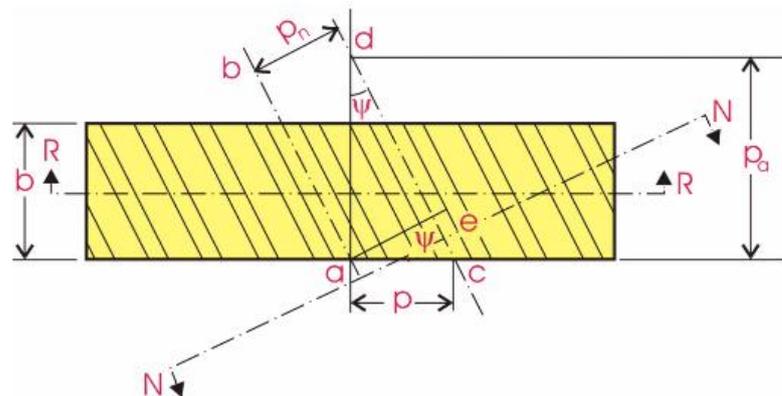
Ângulo de ação ou de pressão (φ): É o ângulo que define a direção da força que a engrenagem motora exerce sobre a engrenagem movida.

Circunferência de base: É a circunferência em torno da qual são gerados os dentes.

4.4.2 Nomenclaturas das Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais

As engrenagens helicoidais possuem os dentes inclinados com o ângulo de hélice (Ψ) em relação ao eixo de rotação.

Figura 4 - Nomenclatura das engrenagens de dentes helicoidais



Fonte: (Israel Nuñez, 2009)

Na figura 4 temos a nomenclatura das engrenagens de dentes helicoidais.

Onde:

p é o passo

p_n é o passo normal ou ortogonal

p_a é o passo axial

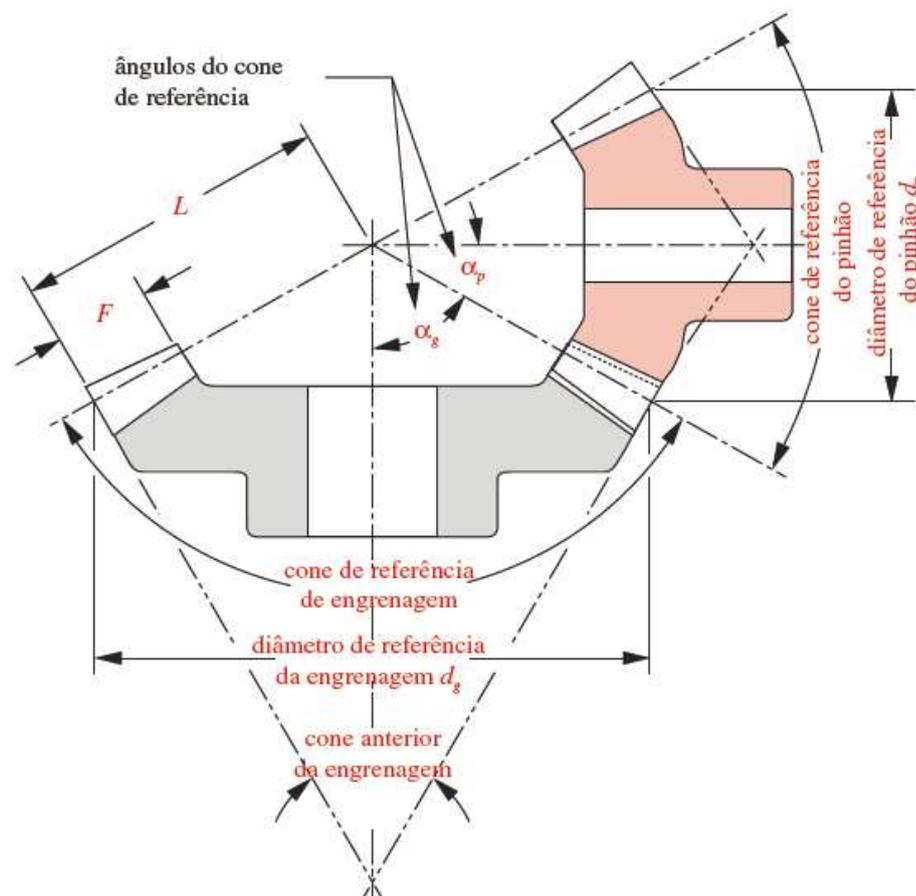
b é a largura da engrenagem

b' largura efetiva dos dentes

4.4.3 Nomenclatura das Engrenagens Cônicas

A figura 5 consiste em uma seção transversal de duas engrenagens cônicas vinculadas. Seus ângulos de cone de referência são denotados por α_p e α_g para o pinhão e engrenagem, respectivamente.

Figura 5 - Nomenclatura das Engrenagens Cônicas



Fonte: (Norton, 2013)

Os diâmetros de referência são definidos nas extremidades maiores. O tamanho e o formato do dente são definidos no cone detrás e são parecidos com um dente de engrenagem reta com o pinhão de adento longo para minimizar a interferência e o adelgaçamento. A razão de adentos varia com a razão de engrenamento desde adentos iguais (dentes de profundidade completa) para uma razão 1:1 a adentos de pinhão cerca de 50% mais longos para razões de engrenamento acima de 6:1. F é a largura de face. (Norton, 2013)

4.5 TIPOS DE ENGRENAGENS E COMO SÃO DIMENSIONADAS

4.5.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

As engrenagens cilíndricas de dentes retos habitualmente é o mais tradicional dos tipos de engrenagens e possui dentes retos e são montados paralelamente entre em eixos de rotação. São usadas para conduzir um movimento circular contínuo entre eixos paralelos simples. O problema desse tipo de engrenagem é que não pode ser usado em automóveis devido as colisões entre os dentes e dessa forma há ocorrência de muito barulho e também grande quantidade de tensões nos dentes. Esse problema faz com que seja mais utilizada em transmissões de baixa rotação. (Karim Nice, 2009)

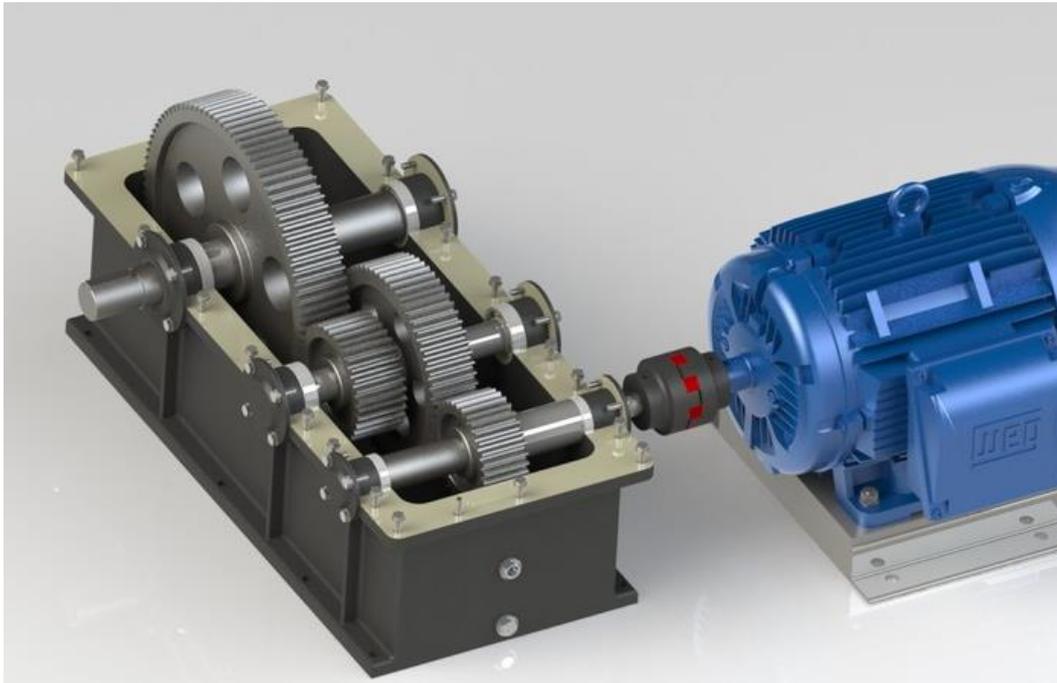
Podem ser utilizadas em máquinas de lavar, trabalho de difusão em maquinários industriais, relógios de cordas, caixote de difusão de trator e alguns modelos de redutores de velocidade desde que sejam de baixa potência. (Rodrigo, 2012)

Figura 6 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos



Fonte: (Ricardo Humberto, 2012)

Figura 7 - Redutor de Velocidades com Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos



Fonte: (Fabricio Pagotti, 2012)

As engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos geralmente são montadas com duas engrenagens conforme a figura 8.

Figura 8 - Coroa e Pinhão



Fonte: (Emerson, 2009)

Pinhão: se encontra em menor diâmetro, logo é a que faz mais rotações;

Coroa: Engrenagem de maior diâmetro que exerce menos rotações, mas realiza maior trabalho sobre a menor (Pinhão).

De acordo com Norton (2013), os procedimentos para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos são as seguintes:

1. Calcular as forças de engrenamento.

$$W_t = \frac{T}{r} \quad (1)$$

Sendo o T o torque no eixo do pinhão ou engrenagem e o r o raio primitivo.

2. Calcular o passo diametral.

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

Sendo N o número de dentes e o d diâmetro de passo. O passo diametral encontrado tem que ser padronizado de acordo com AGMA que se encontra na seguinte tabela:

Tabela 1 - Passos diametraes de referência padronizados pela AGMA

Grosseiros ($p_d < 20$)	Finos ($p_d \geq 20$)
1	20
1,25	24
1,5	32
2	48
2,5	64
3	72
4	96
5	120
6	-
8	-
10	-
12	-
14	-
16	-
18	-

Fonte: Tabela adaptada do livro projeto de máquinas 4º Edição

3. Encontrar os fatores de geometria de flexão J do pinhão e engrenagem tabelados de acordo com a AGMA. Geralmente esses fatores são dados na questão.

4. Calcular o fator dinâmico $K_v(C_v)$.

$$V_t = \frac{d_p}{2} \omega_p \quad (3)$$

Sendo V_t a velocidade da linha de referência, o d o diâmetro de passo e ω_p a velocidade angular da engrenagem ou pinhão

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} \quad (4)$$

Sendo Q_v o índice de qualidade da engrenagem

$$A = 50 + 56 (1 - B) \quad (5)$$

$$K_v = C_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \quad (6)$$

5. Verificar se o resultado do cálculo da velocidade da linha de referência (V_t) é menor que o resultado da velocidade máxima permitível ($V_{t_{max}}$), para que o valor de (V_t) seja aceitável.

$$V_{t_{max}} = [A + (Q_v - 3)]^2 \quad (7)$$

6. Calcular a largura da face

$$F = \frac{12}{p_d} \quad (8)$$

7. Usar o valor de F (largura de face) para encontrar o valor de $K_m(C_m)$ através da tabela 2

Tabela 2 - Fatores de distribuição de carga K_m

in	(mm)	K_m
< 2	50	1,6
6	150	1,7
9	250	1,8
≥ 20	500	2

Fonte: Tabela adaptada do livro projeto de máquinas 4º Edição

8. Encontrar o valor de K_α de acordo com a máquina motora

Tabela 3 - Fatores de Aplicação sugeridos pela AGMA

Fatores de Aplicação K_α		Máquina Movida		
Máquina Motora	Exemplos	Uniforme	Choque Moderado	Choque Severo
Uniforme	Motor elétrico, Turbina	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque Leve	Motor multicilindros	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque Médio	Motor de um único cilindro	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Tabela adaptada do livro projeto de máquinas 4º Edição

9. Calcular as tensões de flexão na engrenagem e pinhão

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{FJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l \quad (9)$$

Onde o σ_b é a tensão de flexão, W_t é a força tangencial nos dentes da engrenagem calculado no primeiro tópico, o F a largura da face, o J o fator AGMA de geometria de flexão, p_d é o passo diametral, K_a o fator de aplicação, K_m o fator de aplicação da carga, K_v fator dinâmico, K_s fator de tamanho, K_b fator de flexão de carga e K_l fator de ciclo de carga.

10. Encontrar o coeficiente elástico (C_p) de acordo com o material através da tabela 4

Tabela 4 - Coeficiente elástico C_p da AGMA em unidades (psi) 0,5 ([Mpa]0,5)

Material pinhão	E psi (Mpa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro Fundido	Alumínio bronze	Estanho Bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2170 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro Fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho Bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fonte: Tabela adaptada do livro projeto de máquinas 4° Edição

11. Calcular o fator de geometria da superfície I, através da equação

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p} \quad (10)$$

Sendo I o fator de geometria da superfície, o ϕ ângulo de pressão e o ρ o ângulo de curvatura do pinhão e engrenagem sendo calculado através das seguintes equações

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi \quad (11)$$

$$\rho_g = C \operatorname{sen} \phi - \rho_1 = (r_p + r_g) \operatorname{sen} \phi - \rho_1 \quad (12)$$

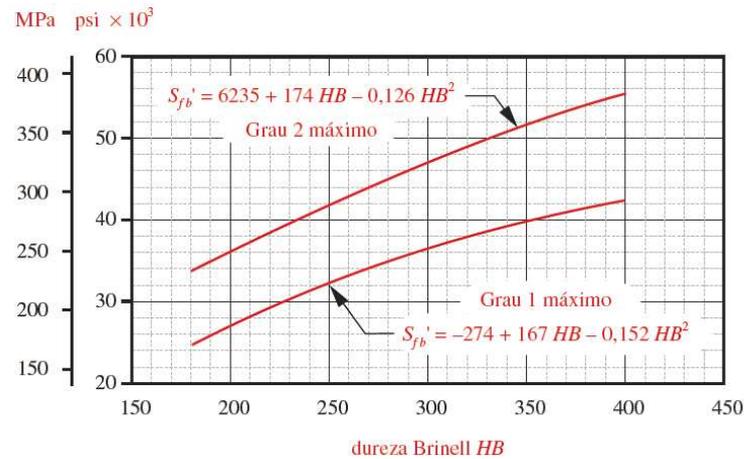
12. Calcular as tensões de superfície no engrenamento pinhão-engrenagem

$$\sigma_{c_{pg}} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d_p C_v} C_s C_f} \quad (13)$$

Sendo o C_p coeficiente elástico, I o fator de geometria da superfície

13. Encontrar estimativa da resistência à fadiga de flexão não corrigida através da equação

Figura 9 - Gráfico de resistências a fadiga de flexão S_{fb}' da AGMA para aços



Fonte: (Norton, 2013)

14. O valor de S_{fb}' precisa ser corrigido para certos fatores. Primeiro calculamos o valor de N , que é o número de ciclos na vida das engrenagens através da equação . Logo após calculamos o valor de K_L .

$$K_L = 1,3558 N^{-0,0178} \quad (14)$$

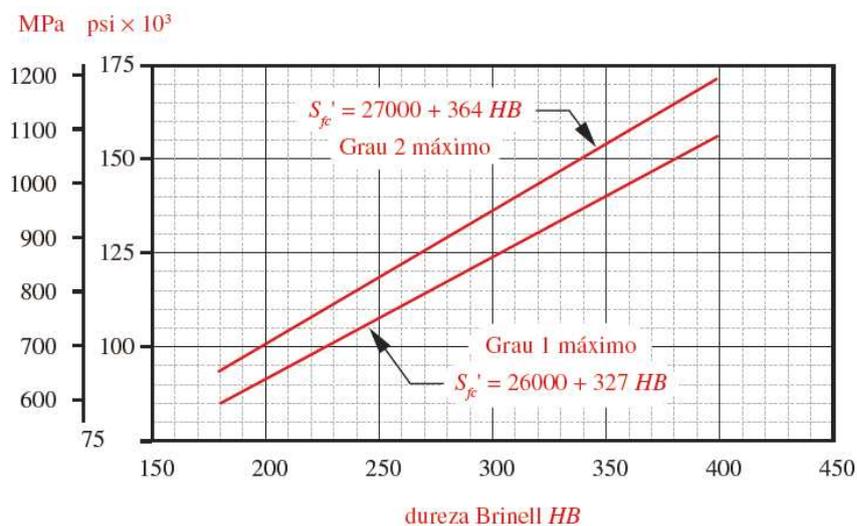
Com esses dados calcula-se o valor da resistência de flexão corrigida com a equação

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (15)$$

Sendo K_T o fator de temperatura e o K_R o fator de confiabilidade.

15. Cálculo da estimativa da resistência não corrigida de fadiga superficial de acordo com a figura 10.

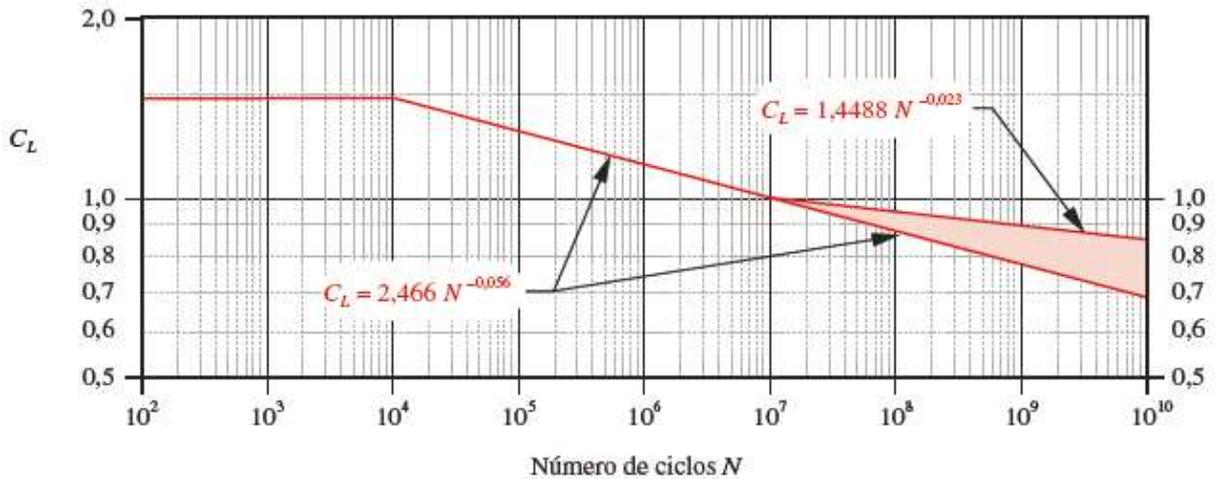
Figura 10 - Valores de resistência à fadiga de superfície S_{fc}'



Fonte: (Norton, 2013)

16. O valor de S_{fc} precisa ser corrigida para certos valores. Primeiro calcula-se o fator de vida C_L que é encontrado pela equação e é usado o valor encontrado N da equação

Figura 11 - Fator de vida C_L de resistência à fadiga de superfície da AGMA



Fonte: (Norton, 2013)

Logo após encontrar o valor da resistência à fadiga de superfície.

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad (16)$$

17. Calcular o coeficiente de segurança contra a falha de flexão.

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (17)$$

18. Calcular o coeficiente de segurança de fadiga de superfície.

$$N_{c_{pinhão-engrenamento}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c_{pinhão}}} \right)^2 \quad (18)$$

4.5.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais

As engrenagens de dentes helicoidais são semelhantes as engrenagens de dentes retos se diferenciando em relação ao formato dos dentes que são inclinados em relação ao eixo de rotação que são em forma de hélice. Esse ângulo pode ser de 10° a 45° .

A partir do momento em que as engrenagens se unem, o contato se inicia em uma extremidade do dente e gradualmente aumenta à proporção que há a rotação das engrenagens helicoidais. Este engate gradual faz com esse tipo de engrenagem seja mais utilizada nas transmissões de carros pelo fato de gerar pouco ruído e haver menos tensão entre os dentes, aumentando a vida útil das engrenagens.

Figura 12 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais



Fonte: (Emerson, 2009)

As Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais geralmente são montadas de duas formas, com o par de engrenagens de hélices de lados opostos acoplados em eixos paralelos e a outra forma é como o par de engrenagens de hélices de lados iguais acopladas em eixos cruzados.

Nas Engrenagens Helicoidais paralelas o engate dos dentes é feito de forma paralelo sendo o deslizamento começando na extremidade do dente e em consequência disso faz com a

face seja “varrida” de forma cruzada. Tem características de serem silenciosas e contém menos vibração e podem ser utilizados em serviços que tem por finalidade transmitir elevados níveis de potências.

Figura 13 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais com Engrenamento Paralelo



Fonte: (Emerson, 2009)

Já na montagem de Engrenagens Helicoidais Cruzadas os dentes engrenam sem rolamento dispendo de um contato efetuado de forma pontual. Isso faz com que haja uma redução em sua capacidade de carregamento de cargas sendo sugerido para trabalho em que as cargas trabalhadas sejam praticamente leves, ou seja, não pode ser usado para serviços que demandam potência ou torque elevado. São utilizadas, por exemplo, em comando de velocímetros de automóveis.

Figura 14 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais com Engrenamento Cruzado



Fonte: (Norton, 2013)

Outra finalidade para a utilização das engrenagens de dentes helicoidais é nos redutores que são usadas para transmissão de alta potência e torque.

Figura 15 - Redutor de Velocidade com Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais



Fonte: (João Fagundes, 2013)

Na figura acima temos um redutor que têm por função reduzir a rotação do motor elétrico que aciona o tambor no eixo para dar movimento a uma correia transportadora.

A vantagem de usar esse tipo de engrenagem neste redutor consiste na pouca vibração e ruído durante o seu funcionamento, já que a transmissão de potência nesse caso é feita de maneira mais homogênea.

De acordo com Norton (2013), os procedimentos para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais são as seguintes:

1. Calcular as forças de engrenamento no pinhão e engrenagem através da equação

$$W_t = \frac{2T}{d} \quad (19)$$

Sendo o T o torque no eixo de saída da engrenagem ou pinhão e d o diâmetro primitivo

2. Calcular o número de dentes da engrenagem através da relação de redução requerida no problema multiplicando a relação pelo número de dentes do pinhão dado na questão.

3. Calcular a flexão nos dentes do pinhão e engrenagem através da equação

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{FJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l \quad (20)$$

Onde o σ_b é a tensão de flexão, W_t é a força tangencial nos dentes da engrenagem calculado no primeiro tópico, o F a largura da face, o J o fator AGMA de geometria de flexão encontrado através de tabela, p_d é o passo diametral, K_a o fator de aplicação, K_m o fator de aplicação da carga, K_v fator dinâmico, K_s fator de tamanho, K_b fator de flexão de carga e K_l fator de ciclo de carga.

4. Calcular o diâmetro e raio de referência para cada engrenagem

$$d = \frac{N}{P_d} \quad (21)$$

$$r = \frac{T}{W_t} \quad (22)$$

Onde o N é o número de dentes e o p_d é o passo diametral, r o raio de referência, T torque de saída, W_t a força tangencial no dente da engrenagem.

5. Calcular o adendo e distância entre centros

$$a_p = a_g = \frac{1}{p_d} \quad (23)$$

Sendo o a_p o adendo do pinhão e o a_g o adendo da engrenagem

$$C_{pg} = \frac{d_g + d_p}{2} \quad (24)$$

Sendo C_{pg} a distância entre os centros das engrenagens, o d_g o diâmetro de referência da engrenagem e o d_p o diâmetro de referência do pinhão

6. Calcular o comprimento de ação e engrenamento

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 + (r_p \cos \emptyset)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 + (r_p \cos \emptyset)^2} - C_{pg} \sin \emptyset \quad (25)$$

7. Calcular a razão e contato transversal entre as engrenagens

$$M_p = \frac{d_p Z}{\pi \cos \emptyset} \quad (26)$$

8. Encontrar a razão de contato axial e passo axial

$$m_F = \frac{F p_d \tan \Psi}{\pi} \quad (27)$$

Sendo o m_F razão de contato axial, o Ψ ângulo de hélice e o p_d o passo diametral

$$p_x = \frac{p_n}{\sin \Psi} \quad (28)$$

Sendo p_x o passo axial, p_n o passo transversal.

9. Encontrar o ângulo de pressão normal e o ângulo de hélice de base

$$\emptyset_n = \tan^{-1}(\cos \Psi \tan \emptyset) \quad (29)$$

Onde o \emptyset_n é a pressão normal e a Ψ_b é o ângulo de hélice da base

$$\Psi_b = \cos^{-1} \left(\cos \Psi \frac{\cos \emptyset_n}{\emptyset} \right) \quad (30)$$

10. Encontrar o comprimento mínimo das linhas de contato para encontrar a razão de compartilhamento de carga. Primeiro, dois fatores devem ser formados a partir dos resíduos da razão transversal m_p e da razão de contato axial m_F .

$n_r = \text{parte fracional de } m_p$

$n_a = \text{parte fracional de } m_F$

$$L_{min} = \frac{m_p F - n_a n_r p_x}{\cos \Psi_b} \quad (31)$$

Se $n_a < 1 - n_r$, então

$$L_{min} = \frac{m_p F - n_a n_r p_x}{\cos \Psi_b} \quad (32)$$

Se $n_a > 1 - n_r$, então

$$L_{min} = \frac{m_p F - (1 - n_a)(1 - n_r)p_x}{\cos \Psi_b} \quad (33)$$

Esse L_{min} é usado para encontrar a razão de compartilhamento de carga

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

11. Calcular os raios de curvatura para os dentes de engrenagem

$$\rho_p = \sqrt{\{0,5[(r_p + a_p) \pm (C - r_g - a_p)]\}^2 - (r_p - \cos \Phi)^2} \quad (35)$$

Onde: r_p e r_g são os raios de referência e o a_p e a_g são o adendo.

$$\rho_g = C \operatorname{sen} \Phi + \rho_p \quad (36)$$

12. Calcular o fator de geometria da superfície para o par de engrenagens acopladas através da fórmula

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p m_{N_{pg}}} \quad (37)$$

13. Calcular o coeficiente elástico através da equação

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (38)$$

Onde o E_p e E_g são, respectivamente, os módulos de elasticidade para o pinhão e engrenagem, ν_p e ν_g são os respectivos coeficientes de Poisson.

14. Calcular a tensão de superfície para engrenamento

$$\sigma_{c_p} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_\alpha C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (39)$$

15. Calcular dos coeficientes de segurança contra falha de flexão e de superfície

$$N_c = \left(\frac{S_{fb}}{\sigma_{c_{p-g}}} \right)^2 \quad (40)$$

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (41)$$

Sendo o S_{fc} a resistência a fadiga de falha de superfície, S_{fb} a resistência a fadiga de falha de flexão e o σ_c a tensão de superfície entre as engrenagens

4.5.3 Engrenagens Cônicas

As engrenagens cônicas têm formato cônico e os seus dentes ficam localizados na lateral e os ângulos dos dentes produzidos variam conforme a finalidade do uso da engrenagem. Contém diversos modelos de dentes, ou seja, podem trabalhar com dentes retos ou helicoidais. Na figura 7 um exemplo de uma engrenagem cônica de dentes retos.

Figura 16 - Engrenagem Cônica



Fonte: (Ricardo Humberto, 2012)

Segundo Norton (2013) os eixos das engrenagens cônicas não são paralelos e interceptam nos vértices dos cones. O ângulo entre seus eixos pode ser qualquer valor, mas frequentemente 90° . Se os dentes forem cortados paralelos ao eixo do cone, elas serão engrenagens cônicas retas, análogas às engrenagens retas. Se os dentes forem cortados em um ângulo de espiral, com relação ao eixo do cone, elas serão engrenagens cônicas espirais, análogas às engrenagens helicoidais. O contato entre os dentes das engrenagens cônicas retas ou espirais tem os mesmos atributos que as suas contrapartes cilíndricas, com o resultado que as cônicas retas, e as espirais podem ter diâmetros menores para a mesma capacidade de carga.

A figura 17 mostra a montagem de duas engrenagens de dentes retos e a figura 18 mostra um par de engrenagens de dentes helicoidais.

Figura 17 - Engrenagens Cônicas de Dentes Retos



Fonte: (Ricardo Humberto, 2012)

Figura 18 - Engrenagens Cônicas de Dentes Helicoidais



Fonte: (Emerson, 2009)

Podemos utilizar as engrenagens cônicas de dentes retos em vários equipamentos nas industriais e tem como vantagem alta eficiência e uma boa confiabilidade em relação a sua aplicação e também o custo desse tipo de engrenagem é baixo em relação as engrenagens cônicas de dentes helicoidais. Esse tipo de engrenagem é adequado para máquinas de pequeno porte e que possuam baixa rotação.

As engrenagens cônicas de dentes helicoidais são usadas em máquinas que precisam grande transmissão de torque e possui a vantagem de apresentar pouco ruído, comparada às engrenagens cônicas de dentes retos, devido ao formato dos dentes amenizar o impacto entre as peças. A montagem da engrenagem permite maior flexibilidade, sendo projetada geralmente em ângulo de 90°.

De acordo com Norton (2013), os procedimentos para dimensionamento de engrenagens cônicas de dentes retos:

1. Calcular o número de dentes a partir da redução requerida pelo projeto.
2. Calcular o torque do pinhão a partir da potência e velocidade

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} \quad (42)$$

3. Encontrar os diâmetros de referência do pinhão e da engrenagem

$$d = \frac{N}{P_d} \quad (43)$$

Onde N é o número de dentes do pinhão ou engrenagem e o P_d é o passo diâmetral

4. Encontrar os ângulos do cone de referência L através da equação

$$\alpha_g = \tan^{-1} \left(\frac{N_p}{P_d} \right) \quad (44)$$

$$\alpha_p = 90^\circ - \alpha_g \quad (45)$$

α_g é o ângulo de cone de referência da engrenagem e o α_p é o ângulo de cone de referência do pinhão.

5. Encontrar o comprimento do cone de referência L:

$$L = \frac{d_p}{2 \text{ Sen } \alpha_p} \quad (46)$$

Sendo α_p o ângulo de cone de referência do pinhão e o d_p diâmetro de referência do pinhão.

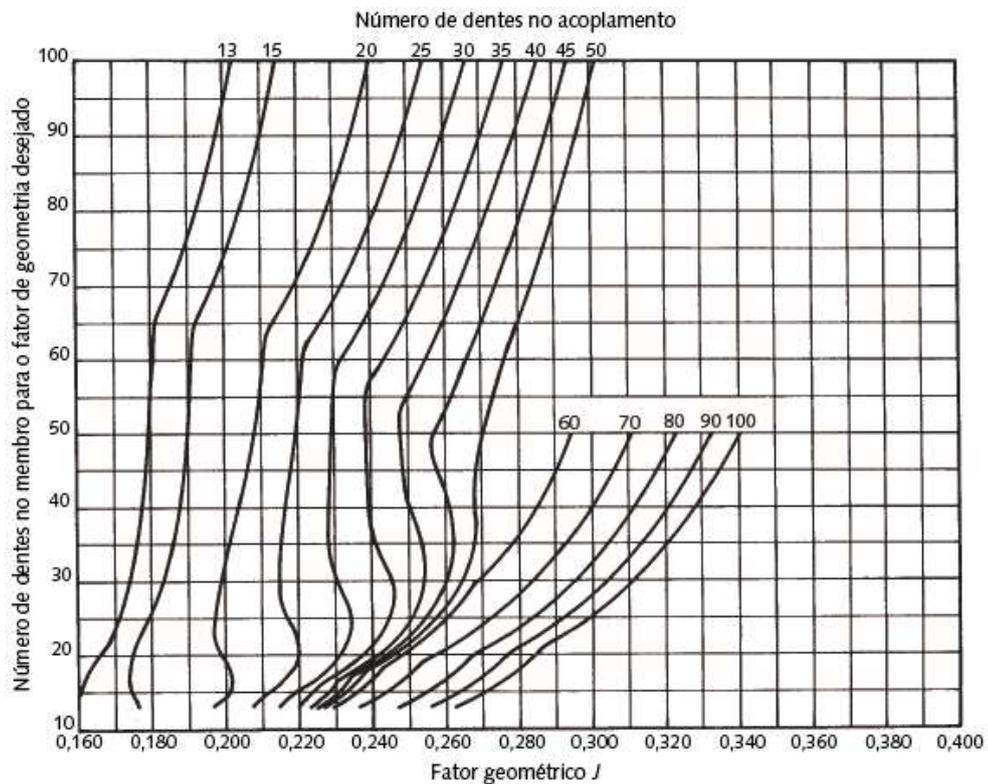
6. Calcular uma largura de face apropriado

$$F = \frac{L}{3} \quad (47)$$

Onde o L é o comprimento do cone de referência

7. Buscar os fatores geométricos de flexão para o pinhão e engrenagem para encontrar J_p e J_g através do gráfico da figura 19.

Figura 19 - Fator de Geométrica J para engrenagens cônicas retas $\phi = 20^\circ$



Fonte: (Norton, 2013)

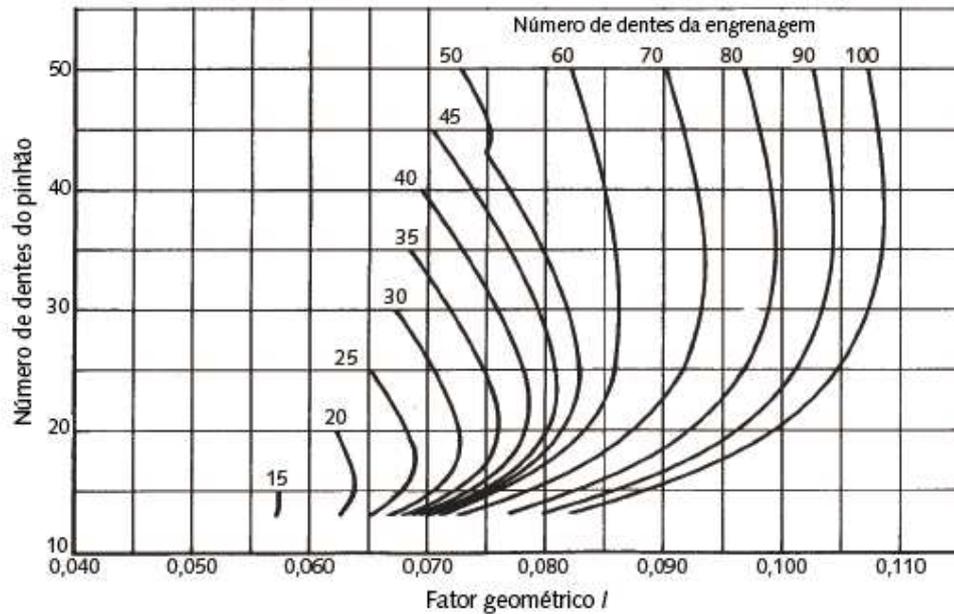
8. Encontrar as tensões de flexão no pinhão e engrenagem

$$\sigma_{p_{pinhão}} = \frac{2T_p}{d} \frac{P_d}{FJ} \frac{K_a K_m K_s}{K_v K_x} \quad (48)$$

Sendo o T_p o torque do pinhão, K_a o fator de aplicação, K_m o fator de aplicação da carga, K_v fator dinâmico, K_s fator de tamanho, K_x a função do raio do cortador para engrenagens, F largura da face e o J fator geométrico de flexão.

9. Buscar o fator de geometria de superfície através do gráfico para esta combinação de pinhão e engrenagem I.

Figura 20 - Fator geométrica I para engrenagens cônicas retas com $\phi = 20^\circ$



Fonte: (Norton, 2013)

10. Encontrar o torque do projeto.

$$T_d = \frac{F}{2} \frac{I C_v}{C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left(\frac{S'_{fc}}{C_p C_b} \right) \left(\frac{0,774 C_H}{C_T C_R} \right)^2 \quad (49)$$

Sendo o F a largura da face, o I o fator geométrico, C_v o fator dinâmico, S'_{fc} a resistência à fadiga de superfície do material, o fator de tamanho, C_{md} o fator de tamanho, C_a o fator de aplicação, C_{xc} o fator de coroação, C_p o coeficiente elástico, C_b o fator de flexão do aro, C_R coeficiente de confiabilidade e o C_H fator de dureza.

11. Calcular a tensão de superfície

$$\sigma_c = C_p C_b \sqrt{\frac{2T_D}{F I d^2} \left(\frac{T_P}{T_D} \right)^2 \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f C_{sc}} \quad (50)$$

12. Calcular os coeficientes de segurança do pinhão e engrenagem

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (51)$$

Sendo N_b o coeficiente de segurança de flexão, S_{fb} a resistência corrigida à fadiga de flexão e o σ_b a tensão de flexão.

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (52)$$

Sendo N_c o coeficiente de segurança de contato, S_{fc} a resistência corrigida à fadiga de superfície corrigida e o σ_b a tensão de superfície.

4.5.4 Engrenagens Tipo Cremalheira

As Engrenagens cremalheira consiste em uma peça mecânica em formato de barra ou trilho dentado que tem a finalidade de transformar um movimento de rotação em um movimento de translação podendo ter formato de dentes retos ou helicoidais.

Figura 21 - Engrenagem tipo cremalheira



Fonte: (Emerson, 2009)

A maneira em que é feita montagem da engrenagem cremalheira consiste em um pinhão sobre uma barra de ferro com dentes retos ou helicoidais.

Figura 22 - Engrenagens tipo pinhão e cremalheira



Fonte: (Ricardo Humberto, 2012)

As engrenagens cremalheiras podem ser utilizadas para várias finalidades, entre elas, nos sistemas de direção de automóveis e outros veículos em que a engrenagem é fixada e a cremalheira desliza linearmente alterando a direção do veículo, em ferrovias onde é instalado um terceiro trilho dentado entre os trilhos de uma ferrovia, onde um mecanismo está sob a locomotiva pousa sobre o trilho dentado fazendo com que a locomotiva ajude os trens a prosseguir em terrenos inclinados.

4.5.5 Engrenagens Hipóides

As engrenagens hipóides são engrenagens, que diferente das cônicas, os seus eixos não formam ângulos de 90° . E tem a finalidade de transmitir movimento e cargas elevadas entre eixos que não se cruzam.

Figura 23 - Engrenagens tipo Hipóide



Fonte: (Estela, 2009)

Conforme diz Renata Branco (2012), a principal aplicação de uma engrenagem hipóide está na unidade diferencial de um veículo de rodas, onde o eixo de transmissão deve estar em um ângulo direito com as rodas. Os dentes helicoidais em uma engrenagem hipóide produzem menos vibração do que uma engrenagem com dentes de corte reto. Os modelos de engrenagens hipóides são fabricados em pares e devem ser substituídos aos pares. Uma engrenagem hipóide do lado direito é aquela em que a metade externa dos dentes está inclinada no sentido horário, quando se olha para a face da engrenagem. Da mesma forma, uma engrenagem hipóides do lado esquerdo tem a metade externa de seus dentes inclinada em

sentido anti-horário. Este tipo de engrenagem também pode ser classificado de acordo com seu ângulo espiral, ângulo entre um elemento do cone e o traço do dente. O maior deslocamento na engrenagem hipóide aumenta seu torque em detrimento da eficiência. O uso mais comum das engrenagens hipóides é na tração traseira de veículos, especialmente caminhões. Designers de automóveis modernos tendem a valorizar a maior eficiência de uma engrenagem espiral cônica ordinária. O maior torque de uma engrenagem hipóide é mais benéfico em caminhões maiores.

4.5.6 Engrenagens Sem-Fim

As engrenagens sem fim trabalham ligadas a outra engrenagem diferente, fazendo-a girar pelo seu movimento e é utilizada para reduzir a velocidade de transmissão de força para uma outra engrenagem para que não haja uma sobrecarga nas máquinas em relação ao funcionamento. Esse tipo de redução pode ser de 20:1 chegando a 300:1

Figura 24 - Engrenagens Sem-Fim



Fonte: (Emerson, 2009)

Segundo Karim Nice (2009) muitas engrenagens sem-fim têm uma propriedade interessante que nenhuma outra engrenagem tem: o eixo gira a engrenagem facilmente, mas a engrenagem não consegue girar o eixo. Isso se deve ao fato de que o ângulo do eixo é tão pequeno que quando a engrenagem tenta girá-lo, o atrito entre a engrenagem e o eixo não deixa que ele saia do lugar.

Essa característica é útil para máquinas como transportadores, nos quais a função de travamento pode agir como um freio para a esteira quando o motor não estiver funcionando.

Outro uso muito interessante para engrenagens sem-fim está no diferencial Torsen, que é usado em carros e caminhões de alto desempenho.

De acordo com Norton (2013), os procedimentos para dimensionamento de engrenagens sem fim são as seguintes:

1. Definir o número de dentes da engrenagem sem-fim de acordo com os padrões recomendados pelo AGMA segundo a tabela e calcular o diâmetro da engrenagem sem-fim

Tabela 5 - Números mínimos de dentes para engrenagens sem-fim de acordo com AGMA

\emptyset	N_{min}
14,5	40
17,5	27
20	21
22,5	17
25	14
27,5	12
30	10

Fonte: Tabela Adaptada Livro projeto de máquinas 4º Edição

$$d \cong \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (53)$$

Sendo o C a distância entre centros dado no projeto

2. Calcular o diâmetro apropriado para a engrenagem sem fim

$$d_g = 2c - d \quad (54)$$

Sendo o C a distância entre centros dado no projeto

3. Calcular o avanço

$$L = \pi d_g \frac{N_w}{N_g} \quad (55)$$

Sendo o d_g diâmetro apropriado para a engrenagem sem fim, o N_w o número de dentes do sem fim e N_g da engrenagem.

4. Calcular o valor do adendo e dedendo

$$a = 0,3183 \frac{L}{N_w} \quad (56)$$

$$b = 0,3683 \frac{L}{N_w} \quad (57)$$

Sendo L o avanço a o adendo e b o dedendo

5. Calcular o ângulo de avanço

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d} \quad (58)$$

Sendo o L o avanço e o d o diâmetro primitivo

6. Encontrar a largura da face máxima recomendada

$$F_{m\acute{a}x} \cong 0,67 d \quad (59)$$

Sendo o d o diâmetro da engrenagem sem fim

7. Calcular o fator de materiais C_s definido pela AGMA para bronze produzidos em moldes metálicos.

Se $C < 8$ in utilizar $C_s = 1000$

Se $C \geq 8$ in utilizar $C_s = 1411,6518 - 455,8259 \log_{10} d_g$ (60)

8. Calcular o fator de correção de razão C_m definido pela AGMA através das seguintes condições

Se $3 < m_G \leq 20$ utilizar $C_m = 0,0200 \sqrt{-m_G^2 + 40m_G - 76} + 0,46$ (61)

Se $20 < m_G \leq 76$ utilizar $C_m = 0,017 \sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145}$ (62)

Se $76 < m_G$ utilizar $C_m = 1,1483 - 0,00658m_G$ (63)

Sendo o m_g o número de dentes da engrenagem

9. Calcular a velocidade tangencial V_t

$$V_t = \frac{\pi n d}{12 \cos \lambda} \quad (64)$$

Sendo o n a rotação da engrenagem se entrada para o sem fim, d o diâmetro da engrenagem sem fim e o λ o ângulo de avanço.

10. Calcular o fator de velocidade C_v usando o valor da velocidade tangencial (V_t) de acordo com a AGMA

Se $0 < V_t \leq 700$ fpm utilizar $C_v = 0,659 e^{-0,0011V_t}$ (65)

Se $700 < V_t \leq 3000$ fpm utilizar $C_v = 13,34(V_t)^{-0,571}$ (66)

Se $V_t > 3000$ fpm utilizar $C_v = 65,52(V_t)^{-0,774}$ (67)

11. Encontrar a carga tangencial W_t

$$W_t = C_s C_m C_v d_g^{0,8} F \quad (68)$$

12. Calcular o coeficiente de atrito

Se $V_t = 0$ fpm utilizar $\mu = 0,15$ (69)

Se $0 < V_t \leq 10$ fpm utilizar $\mu = 0,124e^{(-0,074V_t^{0,645})}$ (70)

Se $10 > V_t$ fpm utilizar $\mu = 0,103e^{(-0,110V_t^{0,45})} + 0,012$ (71)

13. Calcular a força de atrito

$$W_f = \frac{\mu W_t}{\cos \lambda \cos \emptyset} \quad (72)$$

Sendo μ o coeficiente de atrito encontrado na etapa 12.

14. Calcular a potência de saída de classificação

$$\bar{Q}_o = \frac{nW_t d_g}{126000 * m_g} \quad (73)$$

15. Calcular a potência perdida no engrenamento

$$\bar{Q}_t = \frac{V_t W_f}{33000} \quad (74)$$

16. Calcular a potência de entrada de classificação

$$\bar{Q} = \bar{Q}_o + \bar{Q}_t \quad (75)$$

17. Calcular a eficiência do engrenamento

$$\eta = \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}} \quad (76)$$

18. Calcular o torque de saída

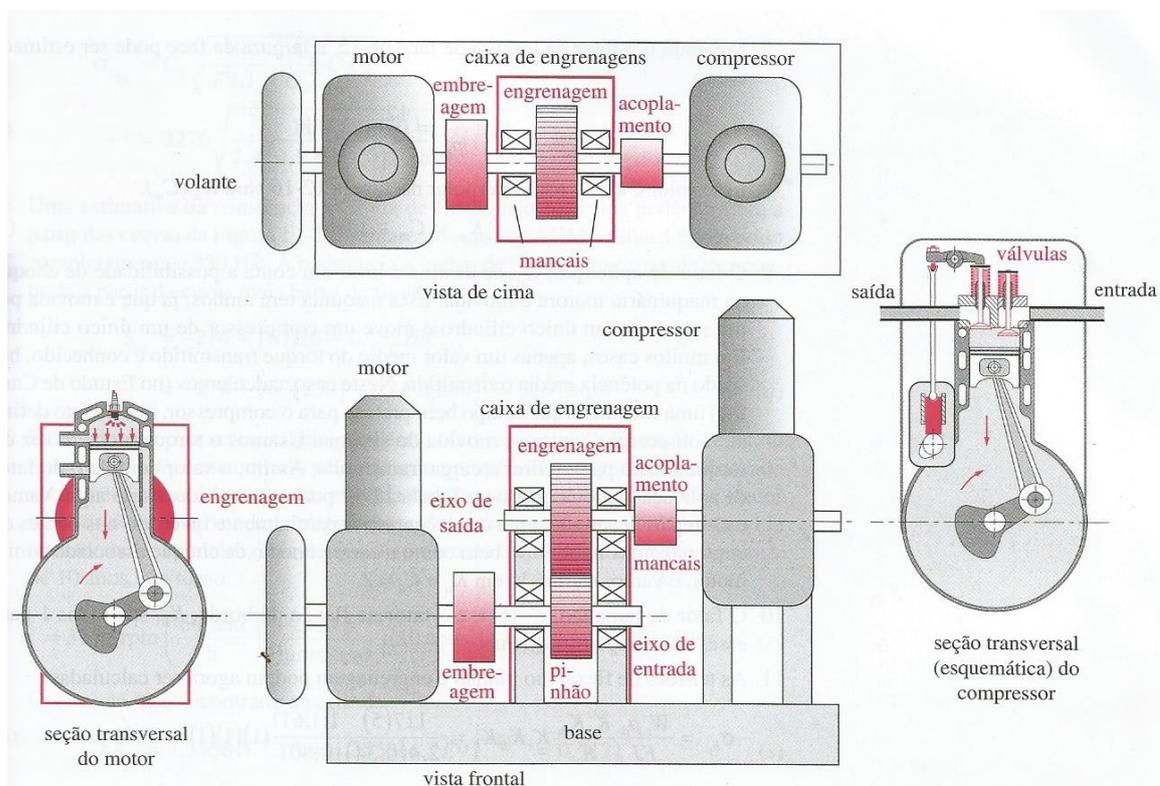
$$T_g = W_{tg} \frac{d_g}{2} \quad (77)$$

5. ESTUDOS DE CASOS

5.1 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS

ESTUDO DE CASO 1: Dimensionar um par de engrenagens de dentes retos para o redutor de compressor da figura abaixo e especificar os materiais e tratamentos térmicos adequados. A relação de engrenamento requerida é uma redução 2,5:1 na velocidade desde o eixo de entrada ao eixo de saída. A velocidade do eixo de saída é 1500 rpm. O Cliente quer uma vida útil de 10 anos para um turno de operação. Sendo utilizados dentes retos de acordo as normas do AGMA. O torque de saída é 585 lb-in. Os fatores de Geometria de flexão J do pinhão e engrenagem, são respectivamente, 0,34 e 0,40. Sendo $Q_v = 10$. O número de dentes do pinhão será 22, o diâmetro de passo será 2,75 in, engrenagem de 10 in e pinhão de 20°. Tanto pinhão quanto as engrenagens serão de aço endurecido completamente.

Figura 25 - Desenho esquemático preliminar de um compressor portátil movido por motor à gasolina, caixa de engrenagens, acoplamentos, eixos e mancais.



Fonte: (Norton, 2013)

Resolução:

1. Cálculo da força de engrenamento através da equação 1.

$$W_t = \frac{T}{r_g} = \frac{585 \text{ lb-in}}{5 \text{ in}} = 117 \text{ lb}$$

2. Cálculo do passo diametral.

Se o número de dentes do pinhão é 22 e o diâmetro de passo é igual 2,75 então pode-se calcular o passo diametral através da equação 2.

$$p_d = \frac{N}{d_p} = \frac{22}{2,75} = 8$$

que é padronizado de acordo com a seguinte tabela 1 da AGMA.

Obs: como o número de dentes do pinhão é 22 e a redução requerida é de 2,5: 1 então o número de dentes da engrenagem será $(22) \cdot (2,5) = 55$ dentes

3. Os fatores de Geometria de flexão J da AGMA para 20° para a combinação de pinhão e engrenagem são citados no projeto inicial.

$$J_p = 0,34$$

$$J_g = 0,40$$

4. Cálculo do fator dinâmico, K_v (C_v).

Onde d_p é 2,75 in, e o índice de qualidade (Q_v) é 10. Usando as equações 3, 4, 5 e 6.

$$V_t = \frac{d_p}{2} \omega_p = \frac{2,75 \text{ in}}{2(12)} (3750 \text{ rpm})(2\pi) = 2698,43 \text{ ft/min}$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} = \frac{(12 - 10)^{\frac{2}{3}}}{4} = 0,397$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,397) = 83,77$$

$$K_v = C_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B = \left(\frac{83,77}{83,77 + \sqrt{2698,43}} \right)^{0,397} = 0,825$$

5. V_t deve ser verificado contra a velocidade máxima permissível da linha de referência para esta qualidade de engrenagem, sendo $Q_v = 10$, usando a equação 7.

$$\begin{aligned} V_{t_{max}} &= [A + (Q_v - 3)]^2 \\ V_{t_{max}} &= [83,77 + (10 - 3)]^2 \\ V_{t_{max}} &= 8239 \text{ ft/min} \end{aligned}$$

$V_{t_{max}} > V_t$, portanto o valor de 8239 ft/min é aceitável.

6. Calculado a largura da face pode ser estimulada através da equação 8 como

$$F \cong \frac{12}{p_d} = \frac{12}{8} = 1,5 \text{ in}$$

7. Esse valor é usado para interpolar na tabela 2 seguinte para $K_m(C_m)$.

$$K_m = C_m \cong 1,6$$

8. O fator de aplicação, K_α , que pode ser encontrado na tabela 3, esse valor destina a levar em conta a possibilidade de choque na maquinaria motora e movida. Esta máquina tem ambos, já que é movida por um motor único cilindro e move um compressor de um único cilindro. Vamos usá-lo levando em conta o carregamento parcialmente invertido dos dentes da engrenagem, bem como o carregamento de choque associado com o motor, e vamos estima-lo em $K_\alpha = C_\alpha = 2$. O fator de tamanho, $K_s(C_s)$, e o fator de flexão de borda, K_B , são todos 1 para essas engrenagens pequenas.

9. As tensões de flexão no pinhão e engrenagem podem agora ser calculadas através da equação 9 sendo que a carga tangencial (W_t) vai ser 117 lb, o passo diametral (p_d) igual a 8, o fator de aplicação (K_α) que igual 2, a largura da face (F) igual a 1,5 in. A única diferença nos dados das duas equações consiste no fator geométrico. O fator de acabamento da superfície C_f é 1.

$$\sigma_{b_p} = \frac{W_t p_d K_\alpha K_m}{F J} K_s K_B K_l = \frac{117(8) 2(1,6)}{1,5(0,34) 0,825} (1)(1)(1) = 7118,71 \text{ psi}$$

$$\sigma_{bg} = \frac{W_t p_d K_a K_m}{F J K_v} K_s K_B K_l = \frac{117(8) 2(1,6)}{1,5(0,4) 0,825} (1)(1)(1) = 6050,9 \text{ psi}$$

10. Fatores adicionais são necessários para o cálculo da tensão de superfície. A tabela 4 mostra um coeficiente elástico aproximado de 2300 para aço em aço. No exemplo calculamos um valor mais preciso de C_p .

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} = \sqrt{\frac{1}{3,14 \left[\left(\frac{1 - 0,28^2}{30E6} \right) + \left(\frac{1 - 0,28^2}{30E6} \right) \right]}} = 2276$$

11. O fator de geometria da superfície, I , é calculado a partir das equações 10, 11 e 12.

Sendo ϕ o ângulo de pressão que é 20° , ρ o Ângulo de curvatura, 2 o raio primitivo, 8 o passo diametral (p_d).

$$\rho_1 = \sqrt{\left(r_p + \frac{1}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi = \sqrt{\left(2 + \frac{1}{8}\right)^2 - (2 \cos 20^\circ)^2} - \frac{3,14}{8} \cos 20^\circ$$

$$\rho_1 = 0,622 \text{ in}$$

$$\rho_2 = C \sin \phi - \rho_1 = (r_p + r_g) \sin \phi - \rho_1 = (2 + 5) \sin 20^\circ - 0,662 \text{ in} = 1,732 \text{ in}$$

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p} = \frac{\cos 20^\circ}{\left(\frac{1}{0,662} + \frac{1}{1,732}\right) 2,75} = 0,303$$

12. As tensões de superfície no engrenamento pinhão-engrenagem podem ser agora calculadas através da equação 13.

O coeficiente elástico (C_p) encontrado foi 2276, a força tangencial W_t sendo 117 lb, a largura de face F igual a 1,5, o diâmetro de passo d_p igual 1,25.

$$\sigma_{cpg} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d_p C_v} C_s C_f} = 2276 \sqrt{\frac{117}{1,5(0,303)(2,75)} \frac{1(1,6)}{0,825}} (1)(1)$$

$$\sigma_{cpg} = 30666,54 \text{ psi}$$

13. Uma estimativa da resistência à fadiga de flexão não corrigida pode ser feita a partir das curvas do gráfico da figura 9. Tentaremos aço AGMA grau 1 endurecido completamente a 250 HB. A resistência à fadiga de flexão não corrigida é encontrada a partir da curva mais baixa da figura:

$$S_{fb'} = -274 + 167HB - 0,152Hb^2 = -274 + 167(250) - 0,152(250)^2$$

$$S_{fb'} = 31976 \text{ psi}$$

14. Esse valor precisa ser corrigido para certos fatores usando a equação 14. O fator de vida K_L é encontrado pela equação apropriada baseada no número requerido de ciclos de vida das engrenagens. O pinhão vê a maior número de repetições de carregamentos de dente, portanto calcularemos a vida baseada nele. Primeiro, calculamos o número de ciclos N , para a vida requerida de 10 anos, um turno.

$$N = 3750 \text{ rpm} \left(\frac{60 \text{ min}}{h} \right) \left(\frac{2080 \text{ h}}{\text{turno} - \text{ano}} \right) (10 \text{ anos})(1 \text{ turno}) = 4,7E9 \text{ ciclos}$$

O valor de K_L é encontrado a partir da equação 15.

$$K_L = 1,3558N^{-0,0178} = 1,3558(4,7E9)^{-0,0178} = 0,9121$$

Na temperatura especificada de operação, $K_T = 1$. Os dados de material-engrenagem são todos usados em um nível de confiabilidade de 99%. Assim fazemos, $K_R = 1$.

A resistência à fadiga de flexão corrigida é, então, calculada através da equação 15

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} = \frac{0,9121}{(1)(1)} 31976$$

$$S_{fb} = 29167 \text{ psi}$$

15. Uma estimativa da resistência à fadiga de superfície não corrigida pode ser feita pelas curvas do gráfico da figura 10. Para um aço AGMA de grau 1, endurecido completamente a 250 HB, a resistência encontrada pela curva mais baixa da figura:

$$S_{fc} = 26000 + 327HB = 26000 + 327(250) = 107750 \text{ psi}$$

16. Esse valor precisa ser corrigido para certos fatores. O fator de vida C_L é encontrado na figura baseado no número de ciclos requeridos encontrados acima.

$$C_L = 1,4488 N^{-0,023} = 1,4488(4,7E9)^{-0,023} = 0,8681$$

$$C_T = K_T = 1 \text{ e } C_r = K_R = 1$$

Já que as engrenagens e o pinhão são de material de mesma dureza neste caso $C_H = 1$

A resistência à fadiga de superfície corrigida, então é calculada pela equação 16

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc} = \frac{0,8681(1)}{(1)(1)} 107750 = 93543 \text{ psi}$$

17. Os coeficientes de segurança contra falha de flexão são encontrados comparando a resistência de flexão corrigida à tensão de flexão de cada engrenagem no engrenamento e são calculados através da equação 17

$$N_{b_{pinhão}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b_{pinhão}}} = \frac{29167}{7118,71} = 4,097$$

$$N_{b_{engrenagem}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b_{engrenagem}}} = \frac{29167}{6050,9} = 4,820$$

18. O coeficiente de segurança de fadiga de superfície é encontrado através da equação 18

$$N_{c_{pinhão-engrenamento}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c_{pinhão-engrenamento}}} \right)^2 = \left(\frac{93543}{30666,54} \right)^2 = 9,30$$

Considerações finais do Projeto:

Tabela 6 - Dados Finais do projeto de Estudo de caso 1

	Símbolo da Variável	Dados no projeto	Dados Calculados	Unidade	Variável
1	p_d	8		1/in	Passo diametral
2	Phi	20		graus	Ângulo de pressão
3	W_t	117		lb	Força tangencial
4	$N_{pinhão}$	22			Número de dentes do pinhão
5	$N_{engrenagem}$		55		Número de dentes da engrenagem
6	$d_{pinhão}$		2,75	in	Diâmetro de passo do pinhão
7	$d_{engrenagem}$		6,88	in	Diâmetro de passo da engrenagem
8	Face	1,5		in	Largura da face
9	$J_{pinhão}$	0,34			Fator geométrico – pinhão
10	$J_{engrenagem}$	0,4			Fator geométrico – engrenagem
11	I		0,303		Fator I para engrenamento
12	K_α	2			Fator de aplicação
13	K_m	1,6			Fator de distribuição de carga
14	C_p		2276		Coefficiente elástico
15	Q_v	10			Índice de qualidade de engrenagem
16	V_t		2698,43	ft/min	Velocidade da linha de referência
17	$V_{máx}$		8239	ft/min	Velocidade máxima de referência
18	K_v		0,825		Fator dinâmico
19	$\sigma_{b_{pinhão}}$		7118,71	psi	Tensão nos dentes do pinhão
20	$\sigma_{b_{engrenagem}}$		6050,9	psi	Tensão nos dentes da engrenagem
21	$\sigma_{c_{pinhão}}$		30666,54	psi	Tensão superficial no pinhão-engrenagem
22	$Sf_{b_{prime}}$		31976	psi	Resistência não corrigida de flexão
23	Sf_b		29167	psi	Resistência corrigida de flexão
24	$Sf_{c_{prime}}$		107750	psi	Resistência não corrigida de superfície
25	Sf_c		93543	psi	Resistência corrigida de superfície
26	ciclos		4,70E+09		Número de ciclos do pinhão
27	K_L		0,91		Fator de vida fadiga a flexão
28	N_{b_p}		4,097		Fator de vida fadiga superficial
29	N_{b_g}		4,82		Coefficiente de segurança de flexão da engrenagem
30	N_c		9,3		Coefficiente de segurança de flexão do engrenamento

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

5.2 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS DE DENTES HELICOIDAIS

ESTUDO DE CASO 2: Projete um par de engrenagens helicoidais para um redutor com as seguintes especificações:

O torque no eixo do pinhão sendo 118,17 lb-in e o torque na engrenagem 303,36 lb. A razão de engrenamento requerida é uma redução de 2,6: 1. O número de dentes do pinhão requerida no projeto é de 21 dentes. A rotação no de entrada é de 800 rpm e a rotação de saída deve ser entre 300 a 350 rpm. Serão utilizados dentes de profundidade completa padronizados pelo AGMA com índice de qualidade 6. A resistência à fadiga de flexão corrigida é 34 kpsi e a resistência à fadiga de superfície é 210 kpsi. Baseado na hipótese de carga e fonte uniforme, o fator de aplicação k_a pode ser fixado em 1. O fator de distribuição de carga pode ser estimado a partir da tabela baseado na largura de face suposta 10 in. $k_m = 1,8$. O fator de ciclo k_l será igual 1. Sendo $K_s = C_f = K_B = 1$. $\phi = 25^\circ$ e o $\Psi = 10^\circ$.

Resolução:

1. Cálculo das forças de engrenamento no pinhão e engrenagem através da equação 19.

Sendo 118,17 lb-in o torque no pinhão e 303,36 lb-in o torque no eixo da engrenagem. O diâmetro de passo de ambos é 6 in.

$$W_{t_{pinhão}} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2(118,17)}{6} = 39,39 \text{ lb}$$

$$W_{t_{engrenagem}} = \frac{2T_g}{d_g} = \frac{2(303,36)}{6} = 101,12 \text{ lb}$$

2. Cálculo do número de dentes da engrenagem através da relação de redução requerida no problema multiplicando a relação pelo número de dentes do pinhão dado na questão.

$$N_g = 2,6N_p = 2,6(21) \cong 55 \text{ Dentes}$$

3. Calcular a flexão nos dentes do pinhão e engrenagem através da equação 20.

$$\sigma_{b_p} = \frac{W_t p_d}{FJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l$$

$$\sigma_{bp} = \frac{39,39(6)}{10(0,58)} \frac{(1)(1,8)}{0,66} (1)(1)(1) = 111,13 \text{ psi}$$

$$\sigma_{bg} = \frac{W_t p_d}{FJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l$$

$$\sigma_{bg} = \frac{101,12(6)}{10(0,58)} \frac{(1)(1,8)}{0,66} (1)(1)(1) = 285,29 \text{ psi}$$

Onde o σ_b é a tensão de flexão nos dentes do pinhão ou engrenagem, W_t é a força tangencial nos dentes da engrenagem e pinhão calculado no primeiro tópico, o F a largura da face que é 10 in, o J o fator AGMA de geometria de flexão dado na questão que é 0,58, p_d é o passo diametral que é 6, K_a o fator de aplicação do projeto encontrado na tabela 3, K_m o fator de aplicação da carga que é 1, K_v fator dinâmico que é 0,66, K_s fator de tamanho que é 1, K_b fator de flexão de carga que é 1 e K_l fator de ciclo de carga que é 1.

4. Cálculo do diâmetro e raio de referência para cada engrenagem através das equações 21 e 22.

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{21}{6} = 3,5 \text{ in} \quad d_g = \frac{N_g}{P_g} = \frac{55}{6} = 9,1 \text{ in}$$

$$r_p = \frac{T_p}{W_{t_{\text{pinhão}}}} = \frac{118,17}{39,39} = 3 \quad r_g = \frac{T_g}{W_{t_{\text{engrenagem}}}} = \frac{303,36}{101,12} = 3$$

Onde o N é o número de dentes e o p_d é o passo diametral é 6, T torque de saída do pinhão é 118,17 lb-in e da engrenagem 39,39 lb, W_t a força tangencial no dente da engrenagem é 303,36 lb-in e a força tangencial no dente do pinhão é 101,12 lb.

5. Calculando o adendo e distância entre centros através das equações 23 e 24.

Como o passo diametral é 6

$$a_p = a_g = \frac{1}{p_d} = \frac{1}{6} = 0,166 \text{ in}$$

Os diâmetros de passo usados para calcular a distância entre centros são calculados na etapa 4.

$$C_{pg} = \frac{d_g + d_p}{2} = \frac{9,1 + 3,5}{2} = 6,33 \text{ in}$$

6. Calculando o comprimento de ação e engrenamento através da equação 25.

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 + (r_p \cos \emptyset)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 + (r_p \cos \emptyset)^2} - C_{pg} \sin \emptyset$$

$$Z = \sqrt{(3 + 0,166)^2 + (3 \cos 25^\circ)^2} + \sqrt{(3 + 0,166)^2 + (3 \cos 25^\circ)^2} - 6,33 \sin 25^\circ = 0,56$$

7. Calculando a razão e contato transversal entre as engrenagens através equação 26.

$$M_p = \frac{d_p Z}{\pi \cos \emptyset} = \frac{6(0,56)}{3,14 \cos 25^\circ} = 1,18$$

8. Encontrando a razão de contato axial e passo axial através da equação 27.

$$m_F = \frac{F p_d \operatorname{tg} \Psi}{\pi} = \frac{3,25(6) \operatorname{tg} 10^\circ}{3,14} = 1,095$$

Sendo o m_F razão de contato axial, o Ψ ângulo de hélice e o p_d o passo diametral 6, o cálculo do passo axial consiste no uso da equação 28.

$$p_x = \frac{p_n}{\operatorname{sen} \Psi} = p_t \frac{\cos \Psi}{\operatorname{sen} \Psi} = \frac{\pi \cos \Psi}{P_d \operatorname{Sen} \Psi} = \frac{3,14 \cos 10^\circ}{6 \operatorname{sen} 10^\circ} = 2,96 \text{ in}$$

Sendo p_x o passo axial, p_n o passo transversal.

9. Encontrando o ângulo de pressão normal e o ângulo de hélice de base através das equações 29 e 30.

$$\emptyset_n = \tan^{-1}(\cos \Psi \operatorname{tg} \emptyset) = \tan^{-1}(\cos 10^\circ \operatorname{tg} 25^\circ) = 24,66^\circ$$

Onde o \emptyset_n é a pressão normal e a Ψ_b é o ângulo de hélice da base

$$\Psi_b = \cos^{-1} \left(\cos \Psi \frac{\cos \emptyset_n}{\emptyset} \right) = \cos^{-1} \left(\cos 10^\circ \frac{\cos 24,66^\circ}{25^\circ} \right) = 9,06^\circ$$

10. Encontrando o comprimento mínimo das linhas de contato para encontrar a razão de compartilhamento de carga. Primeiro, dois fatores devem ser formados a partir dos resíduos da razão transversal m_p e da razão de contato axial m_F .

$$n_r = \text{parte fracional de } m_p = 0,18$$

$$n_a = \text{parte fracional de } m_F = 0,095$$

Como $n_a < 1 - n_r$, então a fórmula a ser utilizada será da equação 32

$$L_{min} = \frac{m_p F - n_a n_r p_x}{\cos \Psi_b} = \frac{1,095 - 0,095 * 0,18 * 2,96}{\cos 10^\circ} = 1,060$$

Esse L_{min} é usado para encontrar a razão de compartilhamento de carga através da equação 34.

$$M_n = \frac{F}{L_{min}} = \frac{3,251}{1,060} = 3,060$$

11. Calculando os raios de curvatura para os dentes de engrenagem através da equação 35 e 36.

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

$$\rho_p = \sqrt{\{0,5[3 + 0,166) \pm (6,33 - 3 - 0,166)]\}^2 - (3 \cos 25^\circ)^2}$$

$$\rho_p = 1,62 \text{ in}$$

Onde: r_p e r_g são os raios de referência e o a_p e a_g são o adendo.

$$\rho_g = C \text{ sen } \phi - \rho_p = 6,33 \text{ sen } 25^\circ - 1,62 = 1,055 \text{ in}$$

12. Calculando o fator de geometria da superfície para o par de engrenagens acopladas através da equação 37.

$$I = \frac{\cos 25^\circ}{\left(\frac{1}{1,62} + \frac{1}{1,055}\right) (6)(3,060)} = 0,0502$$

13. Fatores adicionais são necessários para o cálculo da tensão de superfície. A tabela 4 mostra um coeficiente elástico aproximado de 2300 para aço em aço. No exemplo calculamos um valor mais preciso através da equação 38.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} = \sqrt{\frac{1}{3,14 \left[\left(\frac{1 - 0,28^2}{30E6} \right) + \left(\frac{1 - 0,28^2}{30E6} \right) \right]}} = 2276$$

Onde o E_p e E_g são, respectivamente, os módulos de elasticidade para o pinhão e engrenagem, ν_p e ν_g são os respectivos coeficientes de Poisson.

14. Calculando a tensão de superfície para engrenamento através da equação 39

$$\sigma_{c_{p-g}} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_\alpha C_m}{C_v} C_s C_f} = 2276 \sqrt{\frac{39,39}{3,25(0,0502)6} \frac{(1)(1,8)}{0,60} (1)(1)} = 25 \text{ kpsi}$$

15. Cálculo dos coeficientes de segurança contra falha de flexão e superfície usando a equação 40 e 41, respectivamente.

Sendo o S_{fc} o resistência a fadiga de falha de superfície, o S_{fb} a resistência à fadiga de flexão e o σ_c a tensão de superfície entre as engrenagens

$$N_c = \left(\frac{S_{fb}}{\sigma_{c_{p-g}}} \right)^2 = \left(\frac{34000}{25000} \right)^2 = 1,84$$

$$N_{c_{\text{pinhão-engrenagem}}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c_{p-g}}} \right)^2 = \left(\frac{210000}{25000} \right)^2 = 0,70$$

Tabela 7 - Dados Finais do projeto de Estudo de caso 2

	Símbolo da Variável	Dados no projeto	Dados Calculados	Unidade	Variável
1	p_d	8		1/in	Passo diametral
2	Phi	25		graus	Ângulo de pressão
3	ψ	10		graus	Ângulo de hélice
4	$T_{\text{pinhão}}$	118,17		Lb-in	Torque
5	$T_{\text{engrenagem}}$	303,36		Lb-in	Torque no eixo da engrenagem
6	$W_{t_{\text{pinhão}}}$		39,39	Lb	Força tangencial do pinhão
7	$W_{t_{\text{engrenagem}}}$		101,12	Lb	Força tangencial na engrenagem

8	$N_{pinhão}$	21			Número de dentes do pinhão
9	$N_{engrenagem}$		55		Número de dentes da engrenagem
10	$\sigma_{b_{pinhão}}$		111,3	psi	Tensão nos dentes do pinhão
11	$\sigma_{b_{engrenagem}}$		285,29	psi	Tensão nos dentes da engrenagem
12	$d_{pinhão}$		3,5	in	Diâmetro de passo do pinhão
13	$d_{engrenagem}$		9,1	in	Diâmetro de passo da engrenagem
14	r_p		3	In	Raio de referência do pinhão
15	r_g		3	In	Raio de referência da engrenagem
16	a_p		0,166	In	Adendo do pinhão
17	a_g		0,166	In	Adendo da engrenagem
18	C_{pg}		6,33	In	distância de centros
19	Z		0,56	In	Comprimento de ação
20	M_p		1,18		Razão transv. entre as engrenagens
21	m_F		1,095		Razão de contato axial
22	p_x		2,96	In	Passo axial
23	ϕ_n		24,66	graus	Ângulo de pressão normal
24	ψ_b		9,06	graus	Ângulo de hélice da base
25	L_{min}		1,06	In	Comprimento mínimo
26	M_n		3,06		Razão de compartilhamento
27	ρ_p		1,62	In	Raio de curvatura do pinhão
28	ρ_g		1,055	In	Raio de curvatura da engrenagem
29	I		0,0502		Fator de geometria da superfície
30	$\sigma_{c_{p-g}}$		25000	psi	Tensão no engrenamento
31	Face	1,5		in	Largura da face
32	$J_{pinhão}$	0,34			Fator geométrico – pinhão
33	$J_{engrenagem}$	0,4			Fator geométrico – engrenagem
34	I		0,303		Fator I para engrenamento
35	K_α	1			Fator de aplicação
36	K_m	1,8			Fator de distribuição de carga
37	C_p		2276		Coefficiente elástico
38	Q_v	10			Índice de qualidade de engrenagem
39	K_S		1		Fator dinâmico
40	K_B		1		Fator de confiabilidade
41	K_L		1		Fator de vida fadiga a flexão
42	$N_{C_{p-g}}$		0,74		Coefficiente de segurança de flexão da engrenagem
43	N_c		1,84		Coefficiente de segurança de flexão do engrenamento

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

5.3 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS CÔNICAS

ESTUDO DE CASO 3: Projete um par de engrenagens cônicas de dentes retos de 90° para uma redução de 3:1. Determine os ângulos do cone de referência, e as forças nas engrenagens se o pinhão de ângulo de pressão de 25° tiver 15 dentes e o passo diametral será 6 e a potência transmitida for 764 W e rotação de 1000 rpm do pinhão. Dados complementares: $C_p = 2276$. $K_\alpha = C_\alpha = K_s = C_s = C_f = C_H = C_R = C_T = 1$. $K_m = C_m = 1,6$. $K_V = C_V = 0,652$.

Resolução:

1. Como a redução requerida é de 3:1 e o número de dentes do pinhão é 15 então o número de dentes da engrenagem vai ser

$$N_g = 3N_p = 3(15) = 45 \text{ dentes}$$

2. Cálculo do torque do pinhão a partir da potência e velocidade com equação 42.

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} = \frac{1,024 \text{ hp}}{1000 \text{ rpm} \left(\frac{2\pi}{60} \right) \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) / \text{rpm}} = 64,57 \text{ lb-in}$$

3. Encontrando os diâmetros de referência do pinhão e da engrenagem através da equação 43.

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{15}{6} = 2,5 \text{ in}$$

$$d_g = \frac{N_g}{P_d} = \frac{45}{6} = 7,5 \text{ in}$$

4. Encontrando os ângulos do cone de referência L através das equações 44 e 45.

$$\alpha_g = \tan^{-1} \left(\frac{N_p}{P_d} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{45}{15} \right) = 71,56^\circ$$

$$\alpha_p = 90^\circ - \alpha_g = 90^\circ - 71,56^\circ = 18,43^\circ$$

5. Encontrando o comprimento do cone de referência L através da equação 46.

$$L = \frac{d_p}{2 \text{ Sen } \alpha_p} = \frac{2,5}{(2) \text{ Sen } 18,43^\circ} = 3,953 \text{ in}$$

6. Calculando a largura de face apropriado através da equação 47.

$$F = \frac{L}{3} = \frac{3,685 \text{ in}}{3} = 1,3178 \text{ in}$$

7. Buscando os fatores geométricos de flexão através do gráfico da figura 19 para o pinhão e engrenagem para encontrar J_p e J_g .

$$J_p = 0,230 \quad J_g = 0,190$$

8. Encontrar as tensões de flexão no pinhão e engrenagem através da equação 48.

$$\sigma_{p_{pinhão}} = \frac{2T_p}{d} \frac{P_d}{FJ} \frac{K_\alpha K_m K_s}{K_v K_x} = \frac{2(64,57)}{2,33} \frac{6}{1,3178(0,230)} \frac{(1)(1,6)(1)}{0,652(1)} = 2692,47 \text{ psi}$$

$$\sigma_{p_{engrenagem}} = \frac{2T_p}{d} \frac{P_d}{FJ} \frac{K_\alpha K_m K_s}{K_v K_x} = \frac{2(64,57)}{2,33} \frac{6}{1,3178(0,190)} \frac{(1)(1,6)(1)}{0,652(1)} = 3259,3 \text{ psi}$$

Percebe-se que o dente da engrenagem está sob tensão mais que o dente do pinhão, porque o adendo mais longo do pinhão o faz mais forte às expensas de um dente de engrenagem de adendo curto.

9. Buscando o fator de geometria de superfície I para esta combinação de pinhão e engrenagem através do gráfico da figura 20.

$$I = 0,075$$

10. Encontrando o torque do projeto através da equação 49.

$$T_d = \frac{F}{2} \frac{IC_v}{C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left(\frac{S'_f d}{C_p C_b} \right) \left(\frac{0,774 C_H}{C_T C_R} \right)^2$$

$$T_d = \frac{1,3178}{2} \frac{0,075(0,652)}{(1)(1,5)(1)(1)(1)} \left(\frac{(85000)(2,5)}{2276(0,634)} \right) \left(\frac{0,774 (1)}{(1)(1)} \right)^2$$

$$T_d = 279,06 \text{ lb-in}$$

11. Calculando a tensão de superfície através da equação 50.

$$\sigma_c = C_p C_b \sqrt{\frac{2T_D}{FId^2} \left(\frac{T_P}{T_D} \right)^2 \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f C_{SC}}$$

$$\sigma_c = 2276(0,634) \sqrt{\frac{2(279,06)}{(1,3178)(0,075)(2,5^2)} \left(\frac{64,57}{279,06} \right)^{0,667} \frac{1(1,6)}{0,652} (1)(1)(1)}$$

$$\sigma_c = 41718,44 \text{ psi}$$

12. Os coeficientes de segurança podem agora ser encontrados através das equações 51 e 52.

$$N_{b_{pinhão}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{p_{pinhão}}} = \frac{25000}{2692,47} = 9,28$$

$$N_{bengrenagem} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{pengrenagem}} = \frac{25000}{3259,3} = 7,67$$

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c}\right)^2 = \left(\frac{85000}{41718,44}\right)^2 = 4,15$$

Sendo N_b o coeficiente de segurança de flexão do pinhão e engrenagem e N_c o coeficiente de segurança de contato.

Considerações finais do projeto do estudo de caso 3:

Tabela 8 - Dados Finais do projeto de Estudo de caso 3

	Símbolo da Variável	Dados no projeto	Dados Calculados	Unidade	Variável
1	$N_{pinhão}$	15			Número de dentes do pinhão
2	$N_{engrenagem}$		45		Número de dentes da engrenagem
3	T_p		64,57	lb-in	Torque do pinhão
4	d_p		2,5	in	Diâmetro de referência do pinhão
5	d_g		7,5	in	Diâmetro de ref. Da engrenagem
6	p_d	6			Passo diametral
7	C_p	2276			Coefficiente elástico
8	α_g		71,56	graus	Ângulo do cone do pinhão
9	α_p		18,43	graus	Ângulo do cone de engrenagem
10	L		3,953	in	Comprimento do cone de referência
11	F		1,3178	in	Largura de face
12	$J_{pinhão}$		0,230		Fator geométrico – pinhão
13	$J_{engrenagem}$		0,190		Fator geométrico – engrenagem
14	$\sigma_{bpinhão}$		2692,47	psi	Tensão nos dentes do pinhão
15	$\sigma_{bengrenagem}$		3259,3	psi	Tensão nos dentes da engrenagem
16	I		0,075		Fator de geometria de superfície
17	T_d		279,06	lb	Torque do projeto
18	σ_c		41718,44	psi	Tensão de superfície
19	N_{bp}		9,28		Fator de vida fadiga superficial
20	N_{bg}		7,67		Coefficiente de segurança de flexão da engrenagem
21	N_c		4,15		Coefficiente de segurança de flexão do engrenamento

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

5.4 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS SEM FIM

ESTUDO DE CASO 4: Dimensione o sem-fim e a coroa para um redutor de um elevador de carga com uma redução de 40:1. Para um torque de saída requerido 8000 a 9000 lb-in. A potência média de saída deve ser 0,3 HP. A velocidade de entrada deve ser 900 rpm para uma saída de 30 rpm. A distância entre centros deve ser de 4 in. O sem fim será de aço endurecido 58 HRC e a coroa de fosforo bronze fundido em molde metálico.

Resolução:

1. Um sem fim de entrada única requererá uma engrenagem sem-fim de 40 dentes e está dentro dos padrões recomendados pelo AGMA e de acordo com a tabela o ângulo de pressão será de $14,5^\circ$. Encontramos um diâmetro de sem-fim através da equação 53.

$$d \cong \frac{C^{0,875}}{2,2} = \frac{4^{0,875}}{2,2} = 1,52 \text{ in}$$

2. Calculando o diâmetro apropriado para a engrenagem sem fim através da equação 54.

$$d_g = 2c - d = 2(4) - 1,52 = 6,47 \text{ in}$$

3. Calculando o avanço através da equação 55.

$$L = \pi d_g \frac{N_w}{N_g} = 3,14(6,47) \frac{1}{40} = 0,507 \text{ in}$$

4. Cálculo do valor do adendo e dedendo através das equações 56 e 57.

$$a = 0,3183 \frac{L}{N_w} = 0,3183 \frac{0,507}{1} = 0,16137 \text{ in}$$

$$b = 0,3683 \frac{L}{N_w} = 0,3683 \frac{0,507}{1} = 0,1867 \text{ in}$$

5. Cálculo do ângulo de avanço através da equação 58.

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d} = \tan^{-1} \frac{0,507}{3,14 * 1,52} = 6,06^\circ$$

6. Encontrando a largura da face máxima recomendada através da equação 59.

$$F_{m\acute{a}x} \cong 0,67d = 0,67(1,52) = 1,0184 \text{ in}$$

7. Calculando o fator de materiais C_s .

Como o C é igual a 4 in o C atende a condição $C < 8$ in e o C_s será igual a 1000.

8. Calculando o fator de correção de razão C_m através da equação 62. Baseado em $m_g = 40$, a seguinte expressão naquele conjunto de equações será usada:

$$C_m = 0,017 \sqrt{-m_g + 56m_g + 5145} = 0,017 \sqrt{-40^2 + 56(40) + 5145} = 1,293$$

9. Calculando a velocidade tangencial V_t através da equação 64.

$$V_t = \frac{\pi n d}{12 \cos \lambda} = \frac{3,14(900)(1,52)}{12 \cos 6,06^\circ} = 359,97 \text{ fpm}$$

10. Usando a velocidade para encontrar o fator de velocidade C_v utilizando a equação 65.

$$C_v = 0,659 e^{-0,0011(359,97)} = 0,4435$$

11. Encontrando a carga tangencial W_{tg} através da equação 68.

$$W_{tg} = C_s C_m C_v d_g^{0,8} F = 1000(1,293)(0,4435)(6,47^{0,8})1,0184 = 2600,96 \text{ lb}$$

12. Calculando o coeficiente de atrito através da equação 71.

$$\mu = 0,103 e^{(-0,110 V_t^{0,450})} + 0,012 = 0,103 e^{(-0,110 * 359,97^{0,450})} + 0,012 = 0,03375$$

13. Calculando a força de atrito através da equação 71.

$$W_f = \frac{\mu W_{tg}}{\cos \lambda \cos \emptyset} = \frac{0,0337(2600,96)}{(\cos 6,06^\circ)(\cos 14,5^\circ)} = 91,04 \text{ lb}$$

14. Calculando a potência de saída de classificação através a equação 72.

$$\bar{\Phi}_o = \frac{n W_{tg} d_g}{126000 m_g} = \frac{(900)(2600,96)(6,47)}{126000(40)} = 3,005 \text{ hp}$$

15. Calculando a potência perdida no engrenamento através da equação 73.

$$\bar{\Phi}_t = \frac{V_t W_f}{33000} = \frac{(359,97)(91,04)}{33000} = 0,993 \text{ hp}$$

16. Calculando a potência de entrada de classificação através da equação 74.

$$\bar{Q} = \bar{Q}_o + \bar{Q}_t = 3,005 + 0,993 = 3,998 \text{ hp}$$

17. Calculando a eficiência do engrenamento através da equação 75.

$$\eta = \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}} = \frac{3,005 \text{ hp}}{3,998 \text{ hp}} = 0,7516 \text{ ou } 75,16 \%$$

18. Calculando o torque de saída através da equação 76.

$$T_g = W_{tg} \frac{d_g}{2} = 2703,59 \frac{6,47}{2} = 8746,11 \text{ lb-in}$$

Tabela 9 - Dados Finais do projeto de Estudo de caso 4

	Símbolo da Variável	Dados no projeto	Dados Calculados	Unidade	Variável
1	$\hat{\theta}$	14,5°			Ângulo de pressão
2	$N_{engrenagem}$	40			Número de dentes da engrenagem sem fim
3	L		0,507	in	Avanço
4	d		1,52	in	Diâmetro do sem fim
5	d_g		6,47	In	Diâmetro da engrenagem sem fim
6	a		0,16137		Adendo
7	b		0,1867		Dedendo
8	λ		6,06	graus	Ângulo do avanço
9	C_s	1000			Fator de materiais
10	C_m		1,293		Fator de correção de razão
11	V_t		359,97	fpm	Velocidade tangencial
12	C_v		0,4435		Fator de velocidade
13	W_{tg}		2600,96	lb	Carga tangencial
14	W_f		91,04	psi	Tensão nos dentes do pinhão
15	\bar{Q}_o		3,005	hp	Potência de saída
16	\bar{Q}_t		0,993	hp	Potência perdida
17	\bar{Q}		3,998	hp	Potência de entrada
18	η		75,16	%	eficiência de engrenamento
19	T_g		8746,11	Lb-in	Torque de saída

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

5.5 MODELAGENS DOS PROJETOS DE ENGRENAGENS NO AUTODESK

Neste tópico haverá a abordagem da modelagem paramétrica e modelagem 3D dos projetos dos estudos de casos 1, 2, 3 e 4 através do software Autodesk Inventor 2014 com o objetivo de otimizar o dimensionamento das engrenagens. Será utilizado a ferramenta do inventor que projeta e calcula engrenagens retas com roda dentada ou helicoidal no qual têm por base diversos parâmetros de entrada, como o número de dentes ou a distância entre centros. Pode-se executar também o cálculo de torque ou velocidade através do software.

5.5.1 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 1

A modelagem das engrenagens cilíndricas de dentes retos foi feita através dos seguintes passos:

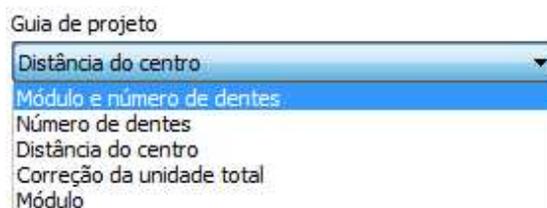
1º) Após abrir o software, clicar no ícone “novo” uma aba com o nome “criar arquivo” será aberta. Depois clicar no ícone padrão.mm selecionar criar. Logo após, clicar no ícone projeto, engrenagem reta e engrenagem reta.

2º) Entrada dos valores do projeto no software:

Após a primeira etapa será aberta uma janela com o nome “gerador de componente de engrenagens retas” que contém duas abas: projeto e cálculo

Na aba projeto a seção guia de projeto seleciona o tipo de cálculo de geometria. Os campos de edição da guia projeto ativados de acordo com a guia de projeto selecionada. As opções que podem ser selecionadas na guia de projetos são mostradas na figura 29.

Figura 26: Guia de projeto da aba “cálculo”



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Função de cada parâmetro:

- ✓ Módulo e número de dentes: Calcula o módulo e o número de dentes em função da distância ao centro e outros parâmetros de entrada.
- ✓ Número de dentes: Calcula o número de dentes em função da distância ao centro.

- ✓ Distância ao centro: Calcula a distância ao centro em função do resto de parâmetros de entrada.
- ✓ Correção da unidade total: Calcula o resumo de correção de unidades em função da distância ao centro e dos demais parâmetros de entrada.
- ✓ Módulo: Calcula o módulo segundo a distância ao centro.

Foi selecionado na seção de guia de projeto a opção “distância entres centros” e os valores de entrada estão contidos na tabela 10.

Tabela 10 - Valores de entrada no software na aba “projeto”

Parâmetros	Valor
Coefficiente de engrenagem desejada	2,5
Passo diametral	8
Número de dentes do pinhão	22
Largura da face do pinhão	1,5 in
Largura da face da engrenagem	1,5 in

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

Figura 27 - Gerador de componentes de engrenagens retas na aba “projetos”



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 27 temos a janela gerador de componentes de engrenagens retas com aba projeto no qual são inseridos os valores do projeto.

Já na aba “cálculo” os valores de entrada estão na tabela 11 e são de acordo com os valores calculados no estudo de caso 1.

Tabela 11 - Valores de entrada na aba “cálculo” no gerador de componentes

Parâmetros	Valor
Potência de entrada	5,5 hp
Velocidade de entrada	1500 rpm
Tensão no pinhão	7118,71 psi
Tensão na engrenagem	6050,9 psi

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

Figura 28 - Gerador de componentes de engrenagens retas na aba “cálculo”

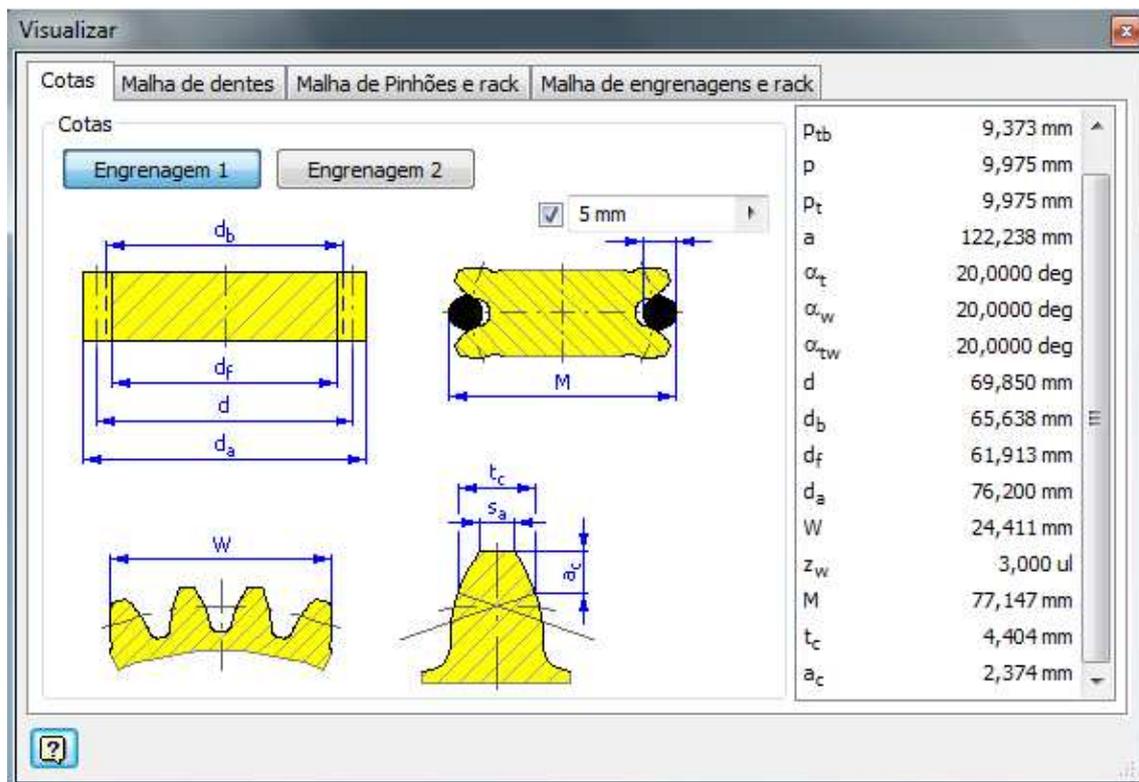
The screenshot shows the 'Gerador de componentes de engrenagens retas' software window. The 'Cálculo' tab is active. The 'Método de cálculo de resistência' is set to 'Bach (projeto simples)'. Under 'Cargas', the input values are: Potência (5,5 hp), Velocidade (1500,00 rpm), Torque (26,110 N m), and Eficácia (0,980 ul). The output values for Engrenagem 1 are: Potência (4,019 kW), Velocidade (600,00 rpm), and Torque (63,970 N m). For Engrenagem 2, the output torque is 63,970 N m. Under 'Valores do material', both gears are set to 'Material do usuário'. The 'Tensão de desvio admitida' is set to 7118,71 psi for the pinion and 6050,9 psi for the gear. A 'Precisão' button is visible at the bottom right. The bottom of the window contains 'Calcular', 'OK', and 'Cancelar' buttons.

Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 28 temos a janela gerador de componentes de engrenagens retas na aba “cálculo” no qual foi inserido os valores da tabela 11.

Na aba de “projetos” ao clicar na seção “visualizar” aparecerá outra janela que contém 4 abas. Em “cotas” obtemos a nomenclatura de cada engrenagem de acordo com os dados de entrada com os valores apresentados do lado direito conforme a figura 29.

Figura 29 - Janela visualizar na aba cotas



Fonte: (João Fagundes, 2015)

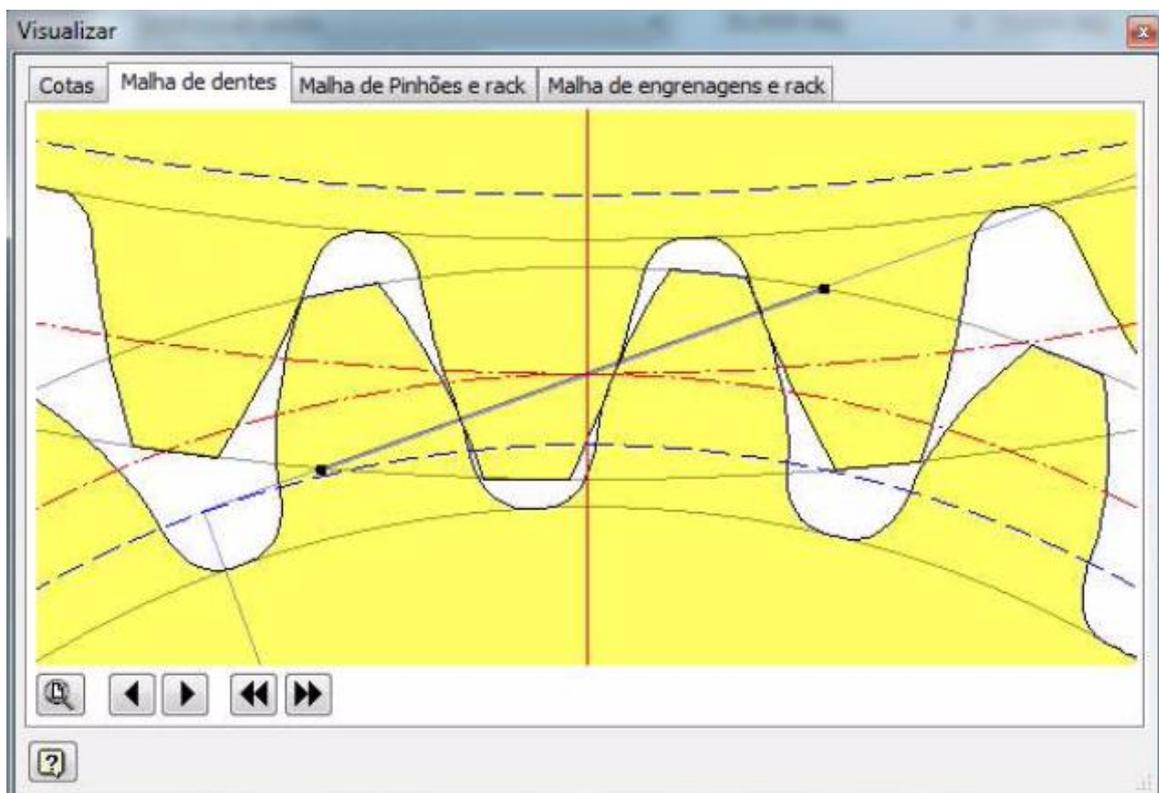
Na figura 29 podemos ver a nomenclatura do pinhão e na área resultados uma descrição dos parâmetros calculados no qual o significado de cada uma

- ✓ Folga circular base (p_{tb})
- ✓ Folga circular (p)
- ✓ Folga circular tangencial (p_t)
- ✓ Ângulo de pressão tangencial (α_t)
- ✓ Ângulo de pressão de funcionamento (α_w)
- ✓ Ângulo de pressão tangencial de funcionamento (α_{tw})
- ✓ Diâmetro do flanco (d)

- ✓ Diâmetro de círculo base (d_b)
- ✓ Diâmetro raiz (d_f)
- ✓ Cota de corda (W)
- ✓ Dentes de cota de corda (z_W)
- ✓ Cota sobre (entre) condutores (M)
- ✓ Espessura de corda (t_c)

Na mesma janela na aba “malha de dentes” é possível ver a animação da engrenagem de dentes na direção especificada sendo a linha de pontos azul o círculo base, a linha de trações e pontos vermelha o eixo ou o círculo do diâmetro do flanco e a linha de ação é ressaltada em azul.

Figura 30 - Aba malha de dentes da janela “visualizar”



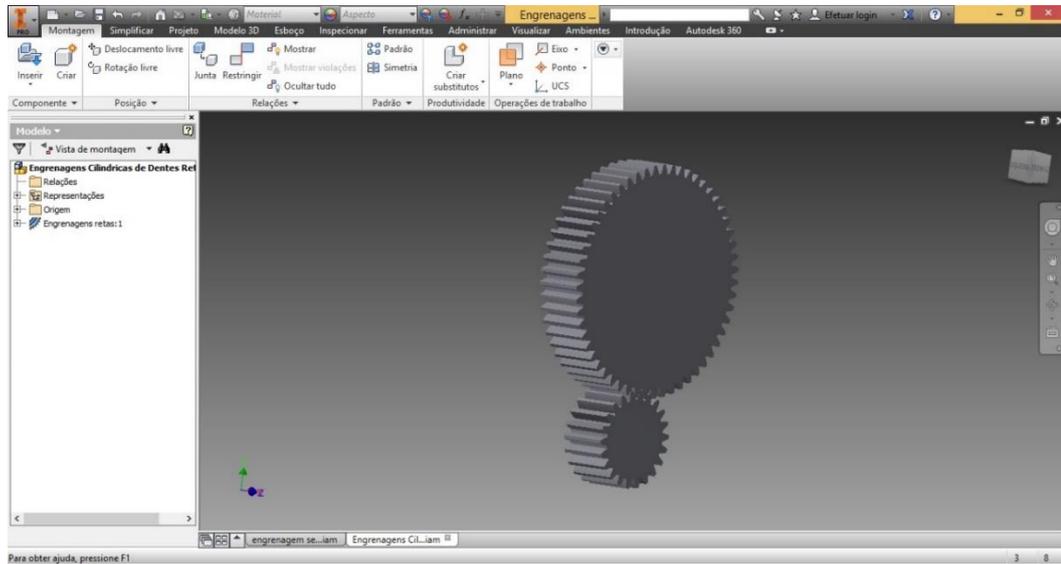
Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 30 temos o engrenamento do estudo de caso 1 feito no software.

3º) Geração do projeto de engrenagens em dimensões 2D e 3D

Após colocar os valores de entrada na janela gerador de componentes de engrenagens retas clica-se em ok para gerar o projeto em 3D apresentado na figura 31.

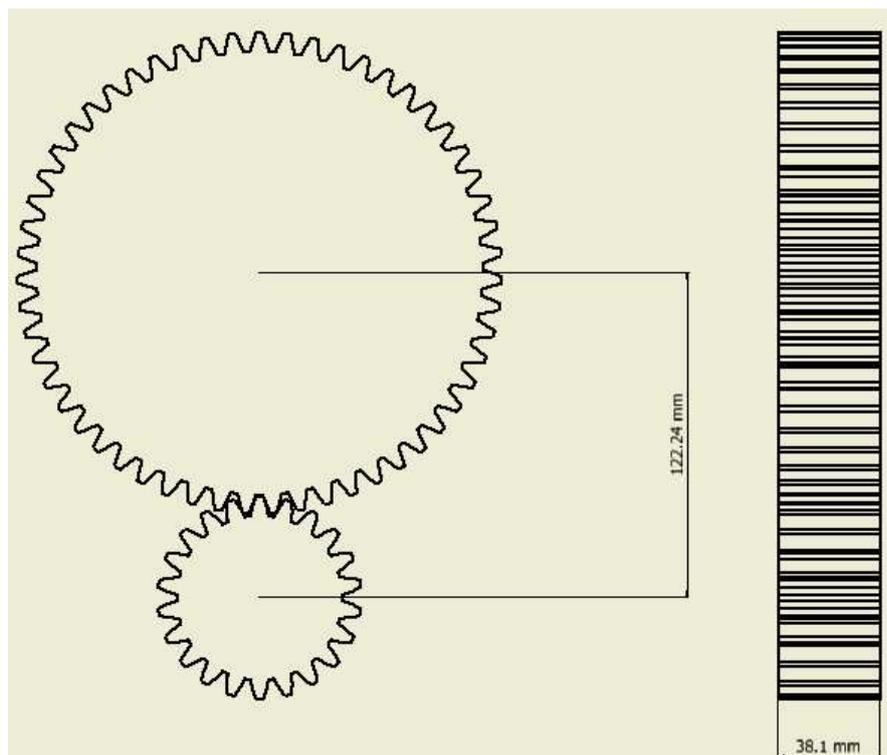
Figura 31 - Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 1



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 32 temos a apresentação do projeto em 2D com a vista frontal e lateral. O valor 122,24 mm indicado na vista frontal é a distância entre centros e pode ser chamado também de passo diâmetral. E na vista lateral temos o valor de 38,1 mm que é a largura da face das engrenagens.

Figura 32 - Engrenagens em 2D do projeto do estudo de caso 1



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Considerações finais sobre o uso do software Autodesk INVENTOR no estudo de caso 1:

Na figura 27 os valores inseridos no software geraram o número de dentes da engrenagem de acordo com o número de dentes calculado no projeto que é 55 dentes. E na figura 28 após ser inserido os valores da potência e velocidade do pinhão o torque saída calculado no software é de 65,275 N.m que convertendo para a unidade do sistema internacional corresponde a 577 lb-in. Valor bem aproximado do torque dado no projeto que é 585 lb-in.

A tabela 12 compara alguns valores calculados no projeto com os valores de saída no software.

Tabela 12 - Comparação dos Valores de saída do Software com o estudo de caso 1

	Valores do estudo de caso 1	Valores do Software	Variável
1	55	55	Número de dentes da engrenagem
2	585 lb-in	577 lb-in	Torque de saída
3	20°	20°	Ângulo de pressão
4	8	8	Passo diametral

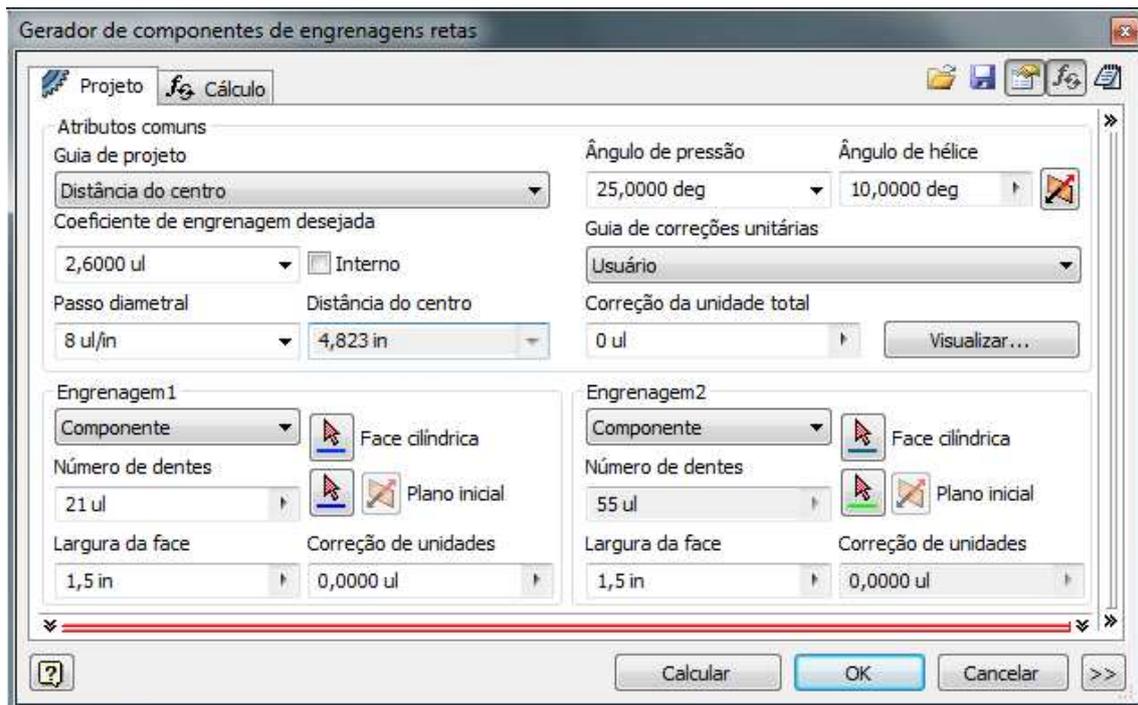
Fonte: Tabela elaborada pelo Autor

A quantidade de dentes da engrenagem gerado no software e o valor do torque de saída aproximado mostram que houve compatibilidade nos cálculos feitos no estudo de caso 1 com os cálculos feitos no Autodesk inventor.

5.5.2 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 2

Após fazer os mesmos procedimentos do início do tópico 6.5.1 na janela com o nome “gerador de componente de engrenagens retas” foi selecionada a aba “projeto” e escolhida a opção distâncias do centro conforme a figura 33.

Figura 33 - Janela “gerador de componentes de engrenagens retas”



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Os valores de entrada no software, que são os dados calculados no projeto encontram-se na tabela 13.

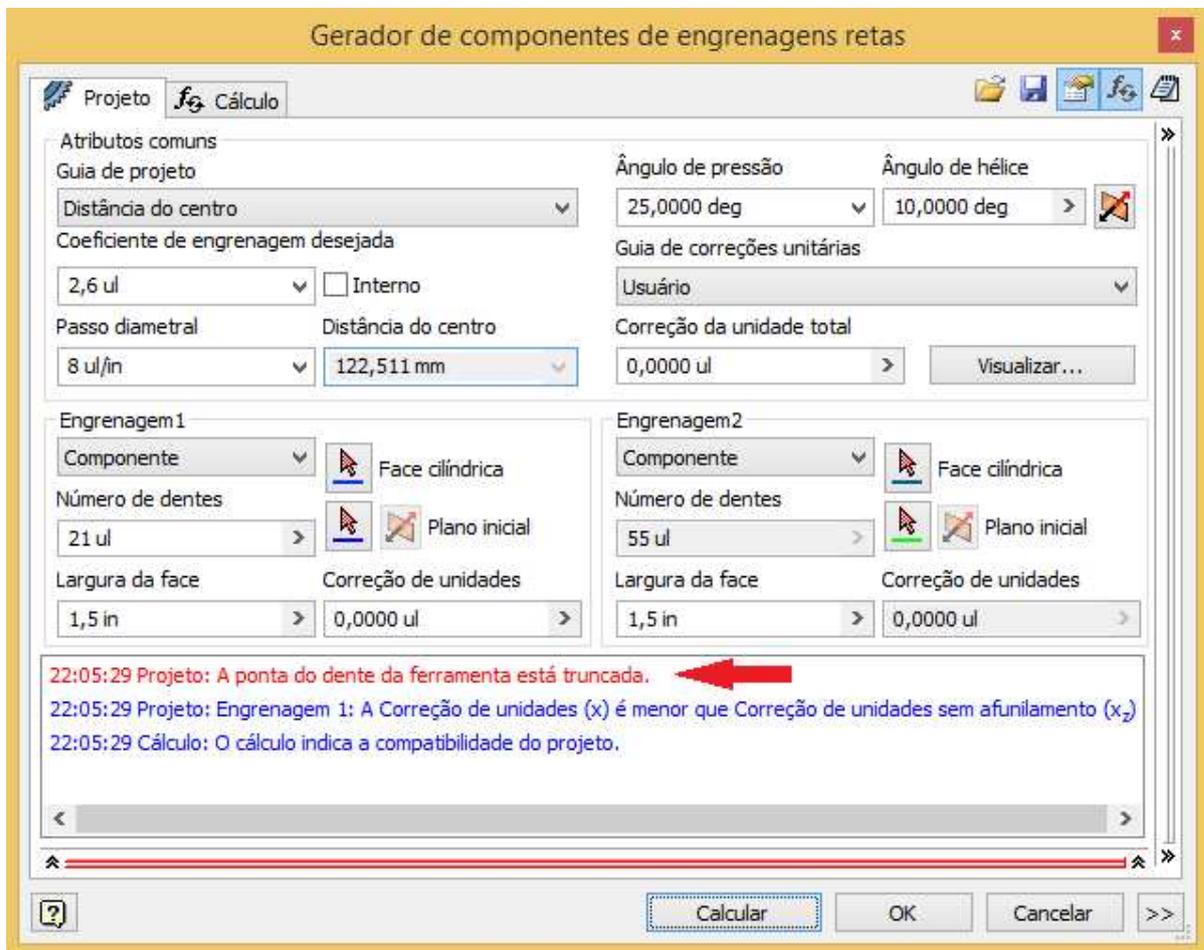
Tabela 13 - Valores de entrada no software

Parâmetros	Valor
Coeficiente de engrenagem desejada	2,6
Passo diametral	8
Número de dentes do pinhão	21
Largura da face do pinhão	1,5 in
Largura da face da engrenagem	1,5 in
Ângulo de pressão	25°
Ângulo de Hélice	10°

Fonte: Tabela elaborada pelo Autor

Porém o software acusou um erro em relação ao ângulo de pressão requerido no projeto do estudo de caso 2 mostrado na figura 34.

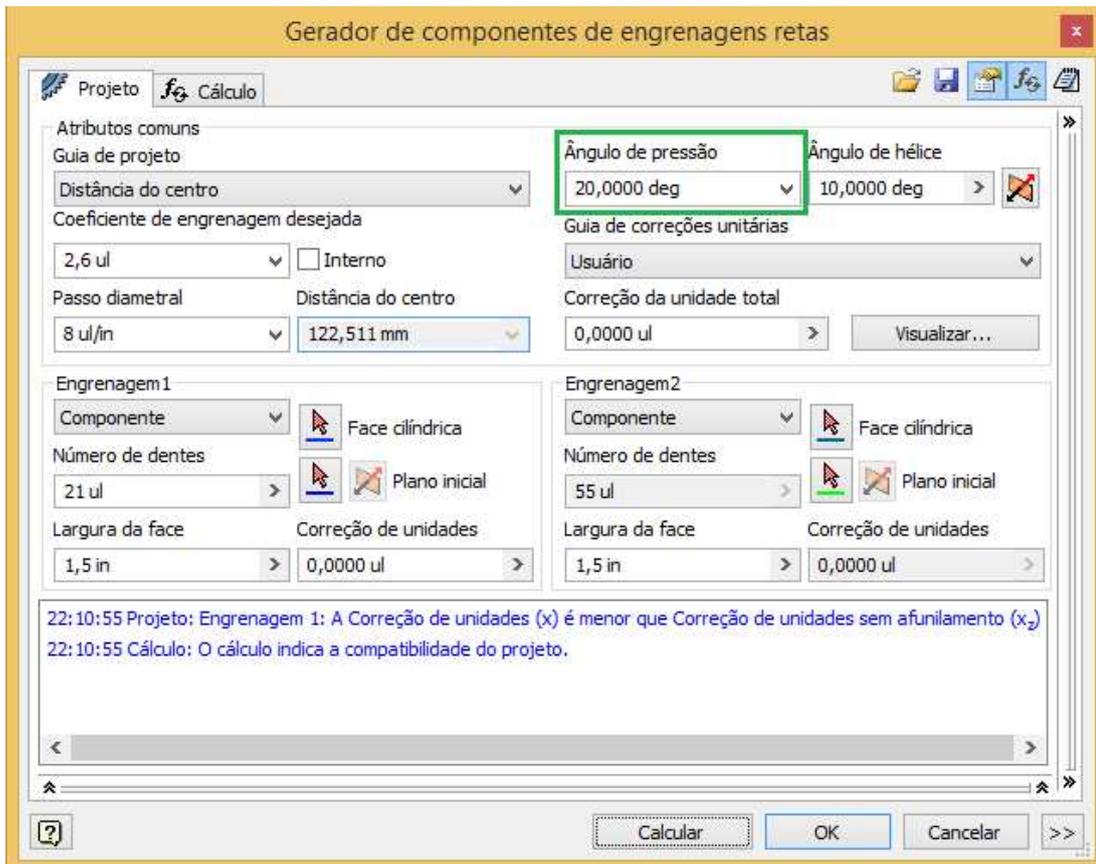
Figura 34 - Erro acusado do software na janela de gerador de componentes



Fonte: (João Fagundes, 2015)

O erro no qual o Inventor cita é em relação a ponta do dente que estar truncado, ou seja, não está de acordo com o programado. Para retificar o erro é necessária uma modificação no valor do ângulo de pressão que será 20° . A modificação está indicada na figura 35.

Figura 35 - Mudança do ângulo de pressão na janela do gerador de componentes



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 36 temos a janela gerador de componentes de engrenagens reta na aba “cálculo” e os valores de entrada estão contidos na tabela 14 e são de acordo com os valores calculados no estudo de caso 2.

Tabela 14 - Valores de entrada na aba “cálculo”

Parâmetros	Valor
Potência de entrada	1,5 hp
Velocidade de entrada	800 rpm
Tensão no pinhão	111,13 psi
Tensão na engrenagem	285,29 psi

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

Figura 36 - Janela Gerador de componentes na aba “cálculo”

The screenshot shows a software window titled "Gerador de componentes de engrenagens retas" with two tabs: "Projeto" and "Cálculo". The "Cálculo" tab is active. The window is divided into several sections:

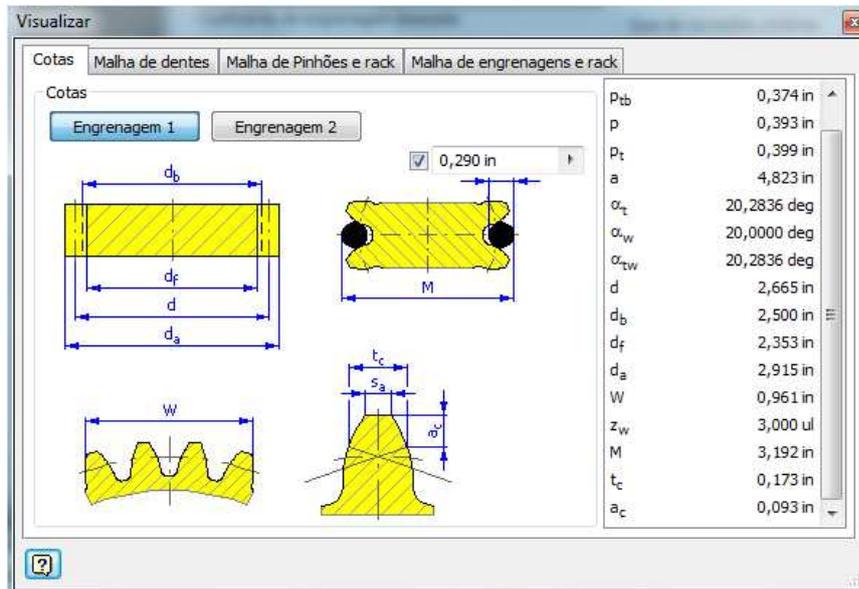
- Método de cálculo de resistência:** A dropdown menu set to "Bach (projeto simples)".
- Cargas:** A table with columns for "Engrenagem 1" and "Engrenagem 2".

	Engrenagem 1	Engrenagem 2
Potência	P 1,5 hp	1,096 kW
Velocidade	n 800,00 rpm	305,45 rpm
Torque	T 13,352 N m	34,269 N m
Eficácia	η 0,980 ul	
- Valores do material:**
 - Engrenagem 1: Material do usuário
 - Engrenagem 2: Material do usuário
 - Tensão de desvio admitida: σ_{Ab} 111,13 psi (Engrenagem 1) and 285,29 psi (Engrenagem 2)
- Buttons:** "Precisão", "Calcular", "OK", "Cancelar", and ">>".

Fonte: (João Fagundes, 2015)

Ao clicar na seção “visualizar” em “cotas” obtemos a nomenclatura de cada engrenagem de acordo com os dados de entrada com os valores apresentados do lado direito diferindo do tópico anterior em que as unidades eram em milímetros e agora está em polegadas.

Figura 37 - Janela “Visualizar” do Software

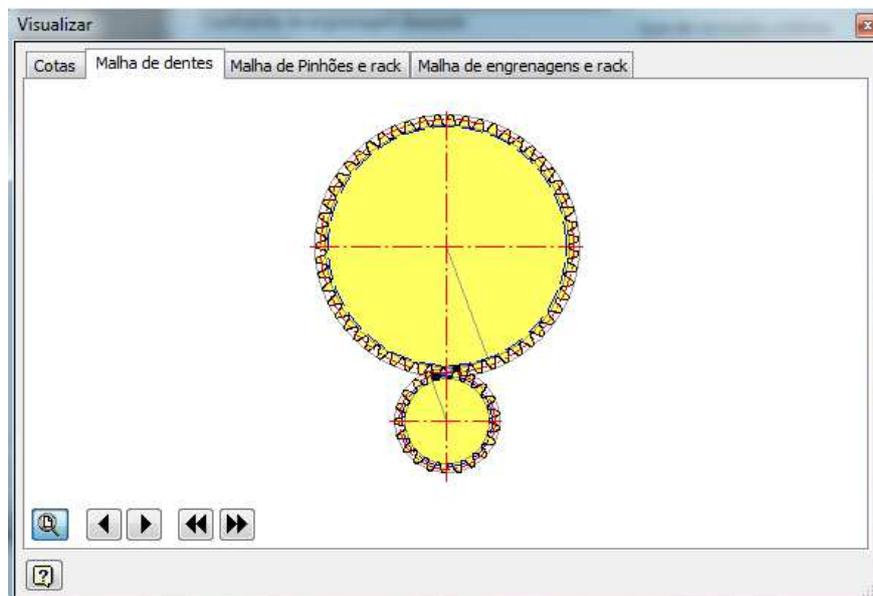


Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 37 podemos ver a nomenclatura do pinhão e na área resultados uma descrição dos parâmetros calculados.

Na mesma janela na aba “malha de dentes” é possível ver a animação da engrenagem de dentes na direção especificada sendo a linha de pontos azul o círculo base, a linha de trações e pontos vermelha o eixo ou o círculo do diâmetro do flanco e a linha de ação é ressaltada em azul. As características estão na figura 38.

Figura 38 - Janela visualizar na aba “malha de dentes”

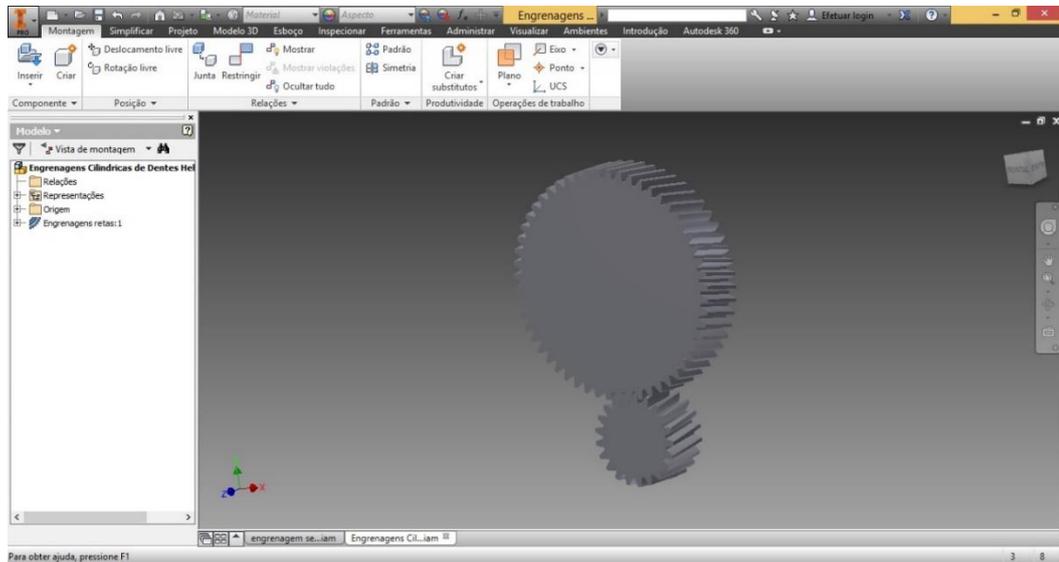


Fonte: (João Fagundes, 2015)

2º) Geração do projeto de engrenagens em dimensão 3D

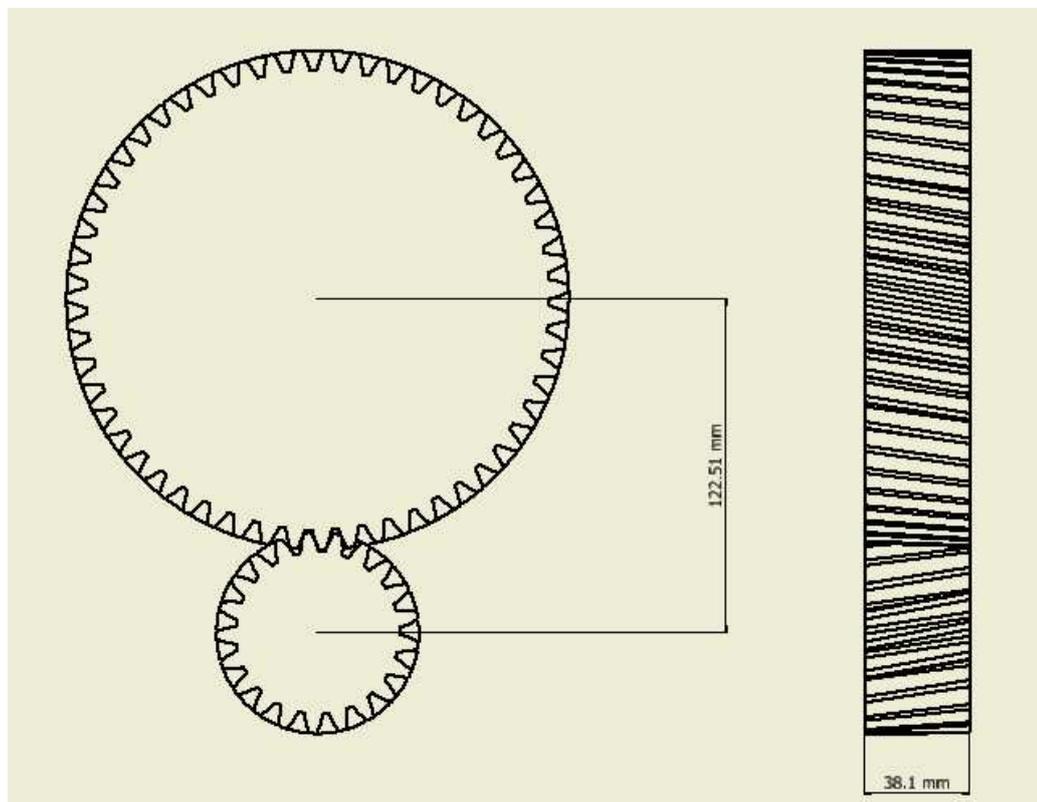
Após colocar os valores de entrada na janela gerador de componentes de engrenagens retas clica-se em ok para gerar o projeto em 3D

Figura 39 - Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 2



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Figura 40 - Engrenagens em 2D do projeto do estudo de caso 2



Fonte: (João Fagundes, 2015)

E na figura 40 temos a apresentação do projeto em 2D com a vista frontal e lateral. O valor 122,51 mm indicado na vista frontal é a distância entre centros e pode ser chamado também de passo diametral. E na vista lateral temos o valor de 38,1 mm que é a largura da face das engrenagens.

Considerações finais sobre o uso do software no estudo de caso 2:

Na figura 34 os valores inseridos no software geraram o número de dentes da engrenagem de acordo com o número de dentes calculado no projeto que é 55 dentes. Houve uma modificação no projeto do ângulo de pressão de 25° para 20° devido ao software acusar erro. E na figura 35 após ser inserido os valores da potência e velocidade do pinhão o torque saída calculado no software é de 13,352 N.m que convertendo para a unidade usada no projeto corresponde a 118,17 lb-in. O valor do torque no pinhão calculado pelo software se iguala ao valor do torque no projeto e o valor do torque na engrenagem no software dá 34,269 N.m ou 303,30 lb-in, e também se iguala ao valor do torque no projeto que é 303,30 lb-in.

A tabela 15 compara alguns valores calculados no projeto com os valores de saída no software.

Tabela 15 - comparação entre os valores de saída do projeto com o software

	Valores do estudo de caso 1	Valores do Software	Variável
1	55	55	Número de dentes da engrenagem
2	118,17 lb-in	118,17 lb-in	Torque no pinhão
3	303,30 lb-in	303,30 lb-in	Torque na engrenagem
4	25°	20°	Ângulo de pressão
5	8	122,238 mm (8)	Passo diametral (distância entre centros)

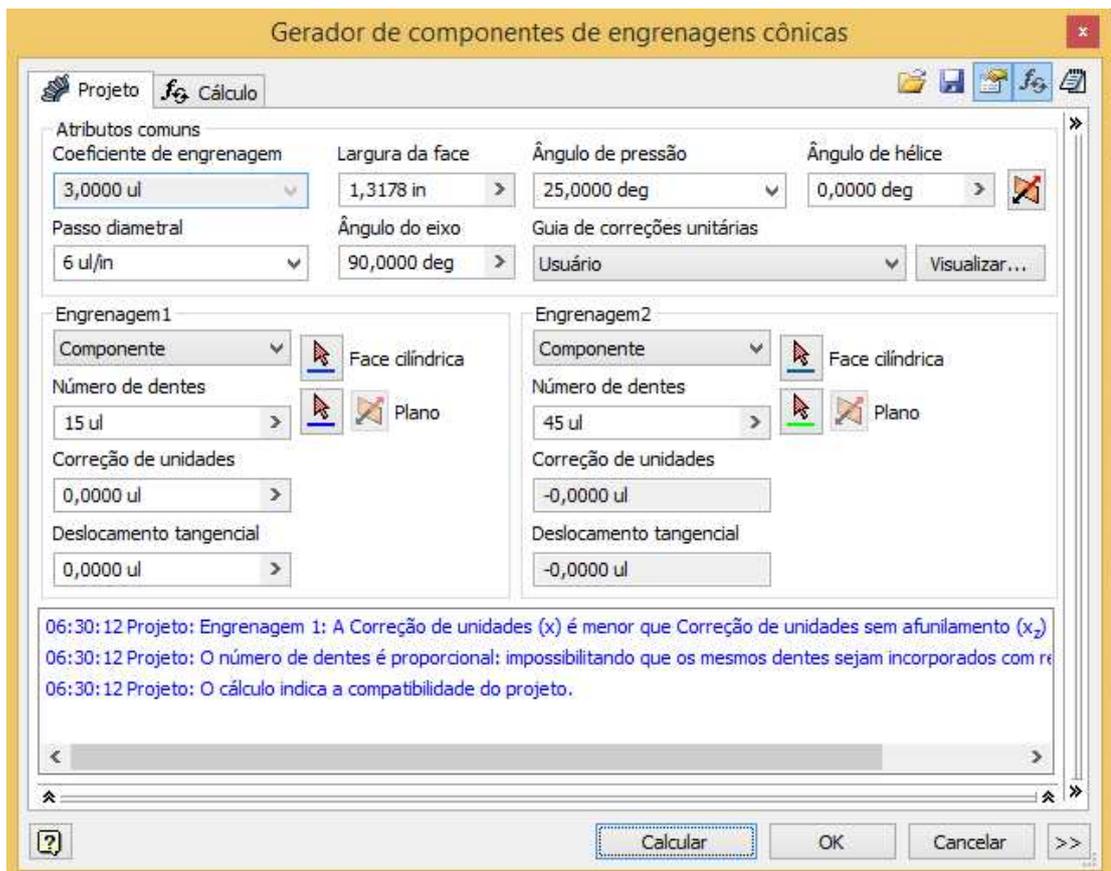
Fonte: Tabela elaborada pelo autor

A quantidade de dentes da engrenagem gerado no software e os valores dos torques aproximados são de acordo com o projeto porém o ângulo de pressão difere no software com o valor requerido no estudo de caso. Nesse caso, o software serviu para mudar um dos valores do parâmetro para que não haja problema com as engrenagens durante sua operação.

5.5.3 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 3

Após fazer os mesmos procedimentos do início do tópico 6.5.1 dessa vez foi clicado no ícone com o nome “gerador de componente de engrenagens cônicas”, foi atribuído valores do projeto do estudo de caso 3 no software conforme a figura 41.

Figura 41 - Gerador de componentes de engrenagens cônicas na aba “projeto”



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Os valores de entrada no software, que são os dados calculados no projeto encontram-se na tabela 16.

Tabela 16 - Valores de entrada no software na aba “projeto”

Parâmetros	Valor
Coeficiente de engrenagem desejada	3
Passo diametral	6
Número de dentes do pinhão	15
Largura da face do pinhão	1,3178 in
Ângulo do Eixo	90°

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

Já na aba “cálculo” os valores de entrada estão na tabela 17 e são de acordo com os valores calculados no estudo de caso 3.

Tabela 17 - Valores de entrada no software na aba “cálculo”

Parâmetros	Valor
Potência de entrada	764 W
Velocidade de entrada	1000 rpm
Tensão no pinhão	2692,5 psi
Tensão na engrenagem	3259,3 psi

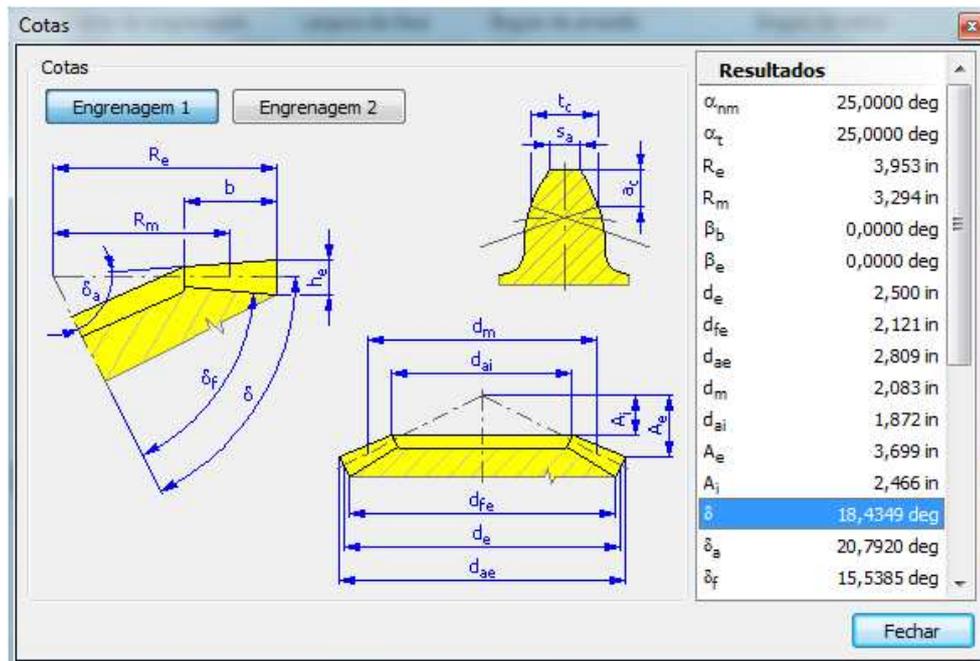
Fonte: Tabela elaborada pelo autor

Figura 42 - Gerador de componentes de engrenagens cônicas na aba “cálculo”

Fonte: (João Fagundes, 2015)

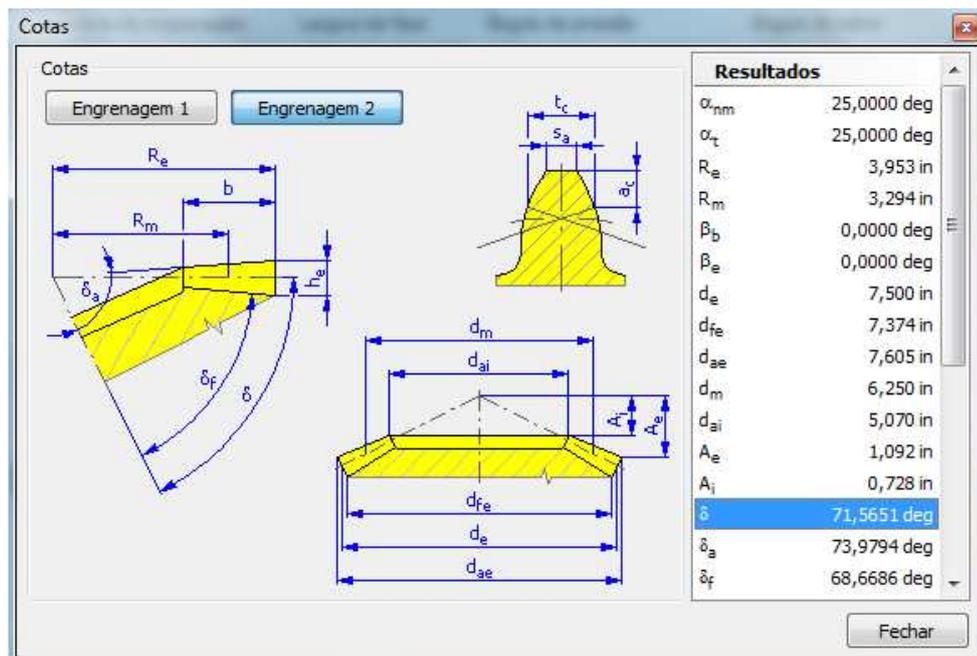
Na figura 42 temos a janela gerador de componentes de engrenagens cônicas na aba “cálculo” no qual é calculado o torque e inseridos as tensões de desvio admitida do pinhão e engrenagem. Ao clicar na seção “visualizar” na aba “projeto” obtemos as cotas de cada engrenagem de acordo com os dados de entrada com os valores apresentados do lado direito conforme a figura 43.

Figura 43 - Janela de cotas do pinhão do projeto 3



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Figura 44 - Janela de cotas do pinhão do projeto 3

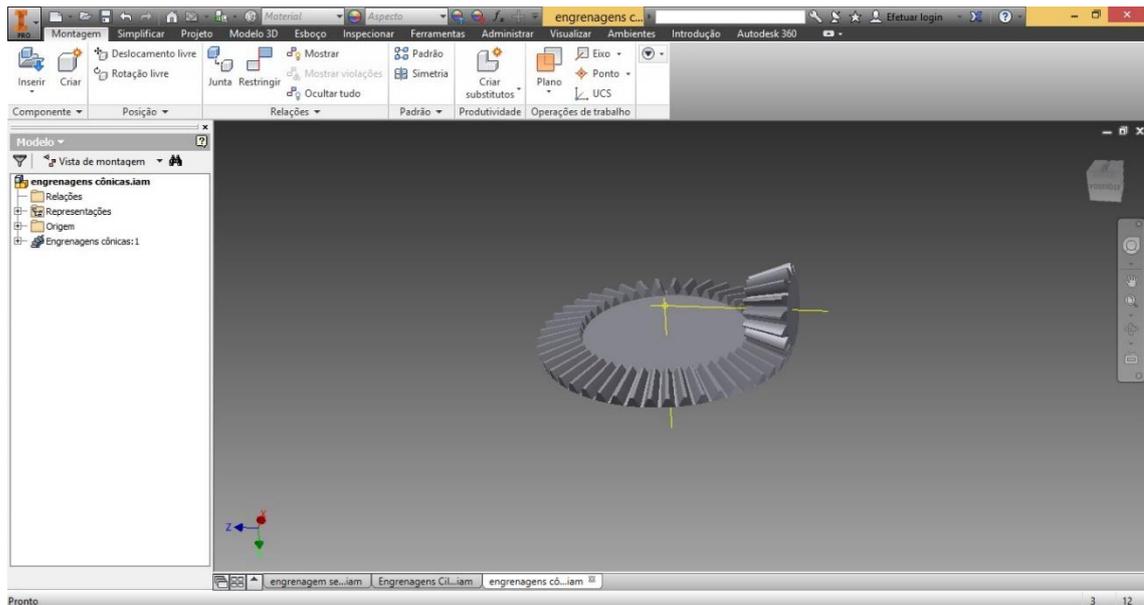


Fonte: (João Fagundes, 2015)

2º) Geração do projeto de engrenagens em dimensão 3D

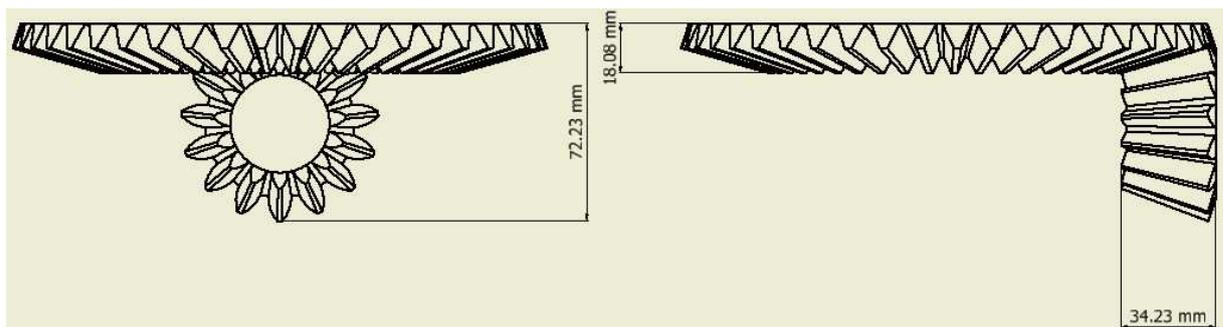
Após colocar os valores de entrada na janela gerador de componentes de engrenagens retas clica-se em ok para gerar o projeto em 3D

Figura 45 - Engrenagens em 3D do projeto do estudo de caso 3



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Figura 46 - Engrenagens em 2D do projeto do estudo de caso 3



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 46 temos a apresentação do projeto em 2D com a vista frontal e lateral. O valor 72,23 mm indicado na vista frontal é o comprimento das duas engrenagens. E na vista lateral temos o valor de 34,23 mm que é a largura da face do pinhão e 18,08 mm é o valor da largura da face engrenagem.

Considerações finais do projeto do estudo de caso 3 no Autodesk inventor:

Percebe-se na figura 41 que os valores inseridos no software geraram o número de dentes da engrenagem de acordo com o número de dentes calculado no projeto que é 45 dentes. Na figura 43 e 44 percebe-se que os ângulos dos cones do pinhão e engrenagem calculado no software, são respectivamente, $18,43^\circ$ e $71,56^\circ$ que são os mesmos valores dos ângulos dos cones calculados no projeto.

E na figura 45 após ser inserido os valores da potência e velocidade do pinhão o torque calculado no software é de 7,121 N.m que convertendo para a unidade usada no projeto é 64,57 lb-in. Torque semelhante ao valor calculado no estudo de caso 3. A tabela 13 compara alguns valores calculados no projeto com os valores de saída no software.

Tabela 18 - Comparação dos valores do software com os valores calculados

	Valores do estudo de caso 3	Valores do Software	Variável
1	45	45	Número de dentes da engrenagem
2	64,57 lb-in	64,572 lb-in	Torque de saída
3	25°	25°	Ângulo de pressão
4	$18,43^\circ$	$18,4349^\circ$	Ângulo de cone do pinhão
5	$71,56^\circ$	$71,5651^\circ$	Ângulo de cone da engrenagem

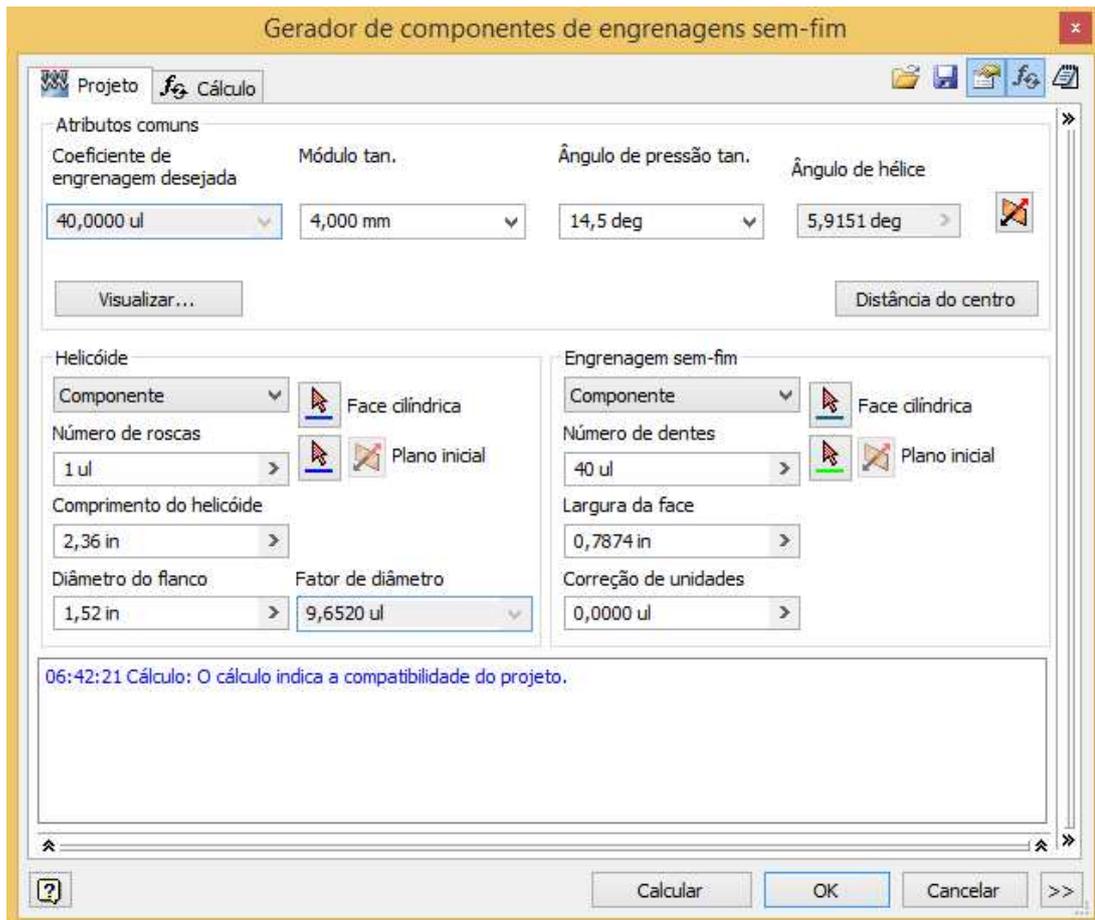
Fonte: Tabela elaborada pelo autor

A quantidade de dentes da engrenagem gerado no software, os ângulos de cone de referência e o valor do torque do pinhão mostra que houve compatibilidade nos cálculos feitos no estudo de caso 3 com os cálculos feitos no Autodesk INVENTOR.

5.5.4 Modelagem das engrenagens do estudo de caso 4

Após fazer os mesmos procedimentos do início do tópico 6.5.1 dessa vez foi clicado no ícone com o nome “gerador de componente de engrenagens sem-fim”. Foram atribuídos valores do projeto do estudo de caso 4 no software conforme a figura 47.

Figura 47 - Gerador de componente de engrenagens sem-fim na aba “projeto”



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Os valores de entrada no software na aba “projeto”, que são os dados calculados no projeto encontram-se na tabela 19.

Tabela 19 - Valores de entrada na aba “projeto” no gerador de componentes

Parâmetros	Valor
Coeficiente de engrenagem desejada	40
Largura de face	0,7874 in
Diâmetro do flanco	1,52 in
Ângulo de Pressão	14,5°

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

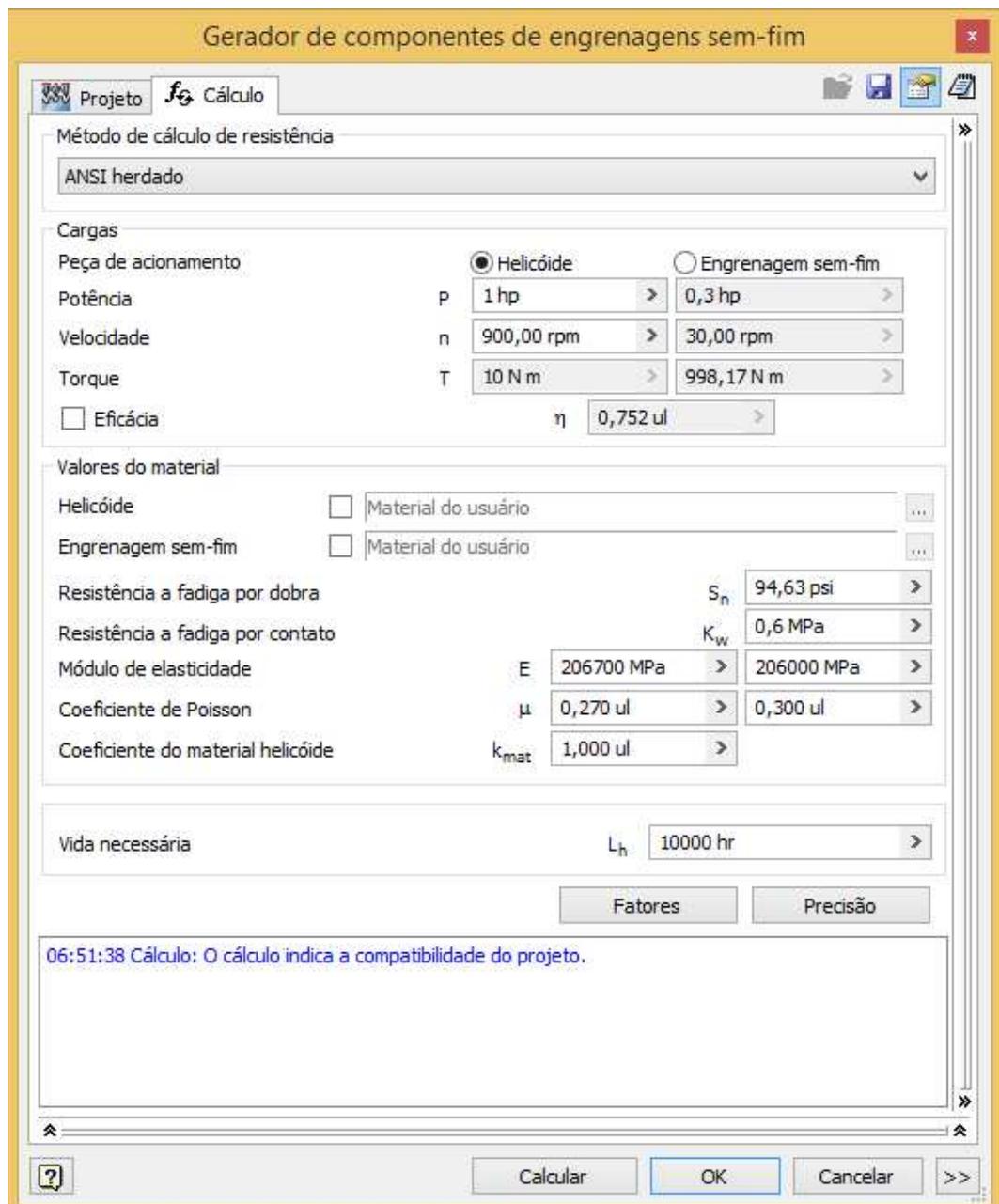
Já na aba “cálculo” os valores de entrada estão na tabela 20 e são de acordo com os valores calculados no estudo de caso 4 e pode ser observado na figura 48.

Tabela 20 - Valores de entrada na aba “cálculo” no gerador de componentes

Parâmetros	Valor
Potência de entrada	1 hp
Velocidade de entrada	900 rpm
Resistência a fadiga por dobra	94,63 psi

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

Figura 48 - Gerador de componente de engrenagens sem-fim na aba “cálculo”



Gerador de componentes de engrenagens sem-fim

Projeto Cálculo

Método de cálculo de resistência
ANSI herdado

Cargas

Peça de acionamento Helicóide Engrenagem sem-fim

Potência P 1 hp 0,3 hp

Velocidade n 900,00 rpm 30,00 rpm

Torque T 10 N m 998,17 N m

Eficácia η 0,752 ul

Valores do material

Helicóide Material do usuário

Engrenagem sem-fim Material do usuário

Resistência a fadiga por dobra S_n 94,63 psi

Resistência a fadiga por contato K_w 0,6 MPa

Módulo de elasticidade E 206700 MPa 206000 MPa

Coefficiente de Poisson μ 0,270 ul 0,300 ul

Coefficiente do material helicóide k_{mat} 1,000 ul

Vida necessária L_h 10000 hr

Fatores Precisão

06:51:38 Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.

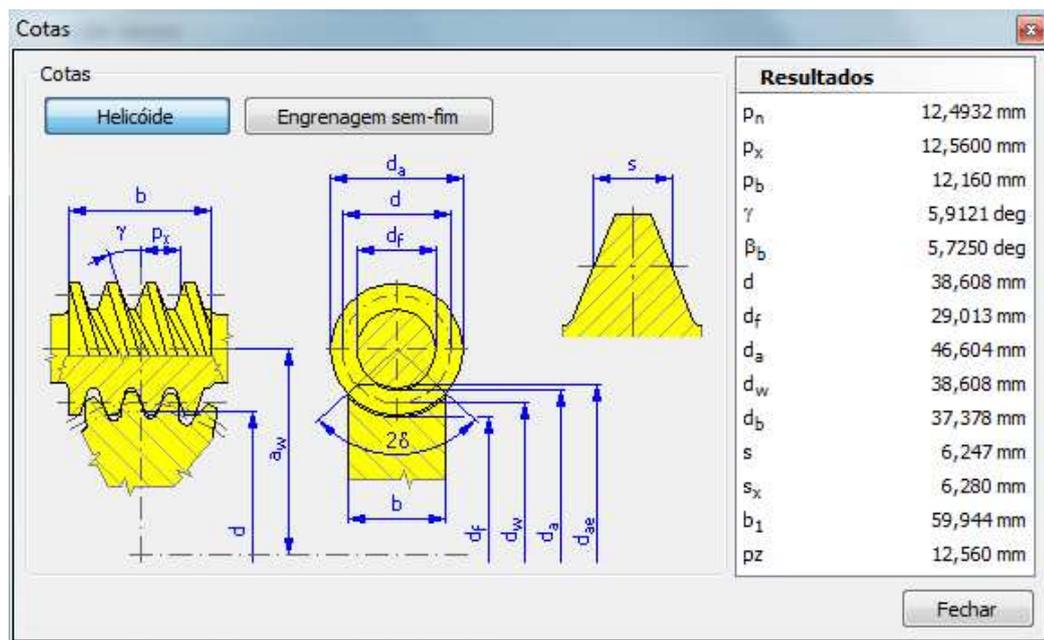
Calcular OK Cancelar >>

Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 48 temos a janela gerador de componentes de engrenagens sem-fim na aba “cálculo” no qual é calculado o torque e inseridos as tensões de desvio admitida do pinhão e engrenagem

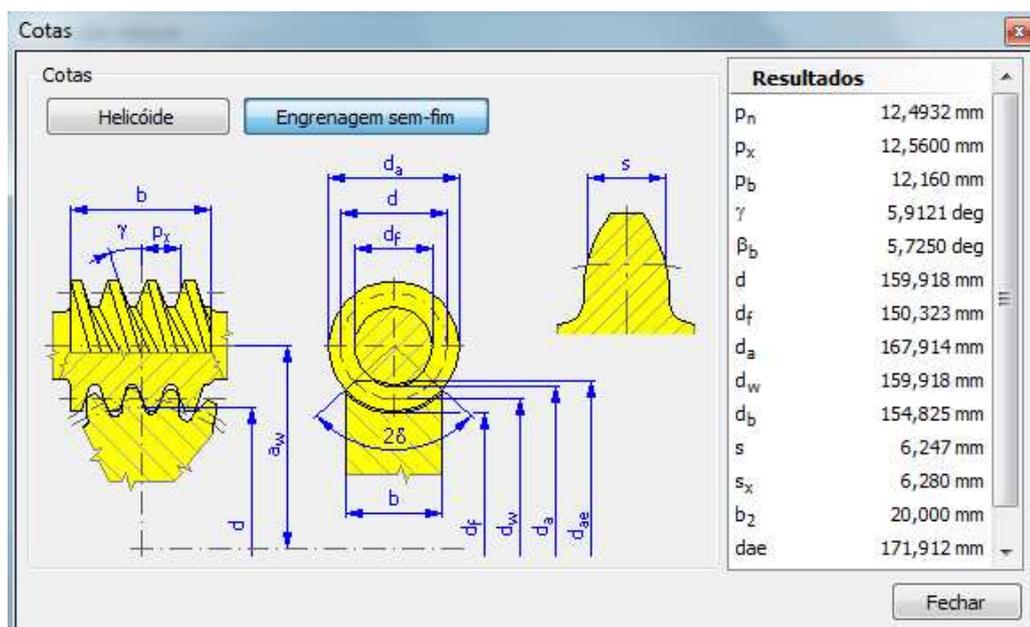
Ao clicar na seção “visualizar” obtemos a nomenclatura de cada engrenagem de acordo com os dados de entrada com os valores apresentados do lado direito conforme as figuras 49 e 50.

Figura 49 - Janela cotas da “helicoide” do projeto 4



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Figura 50 - Janela cotas da “helicoide” do projeto 4

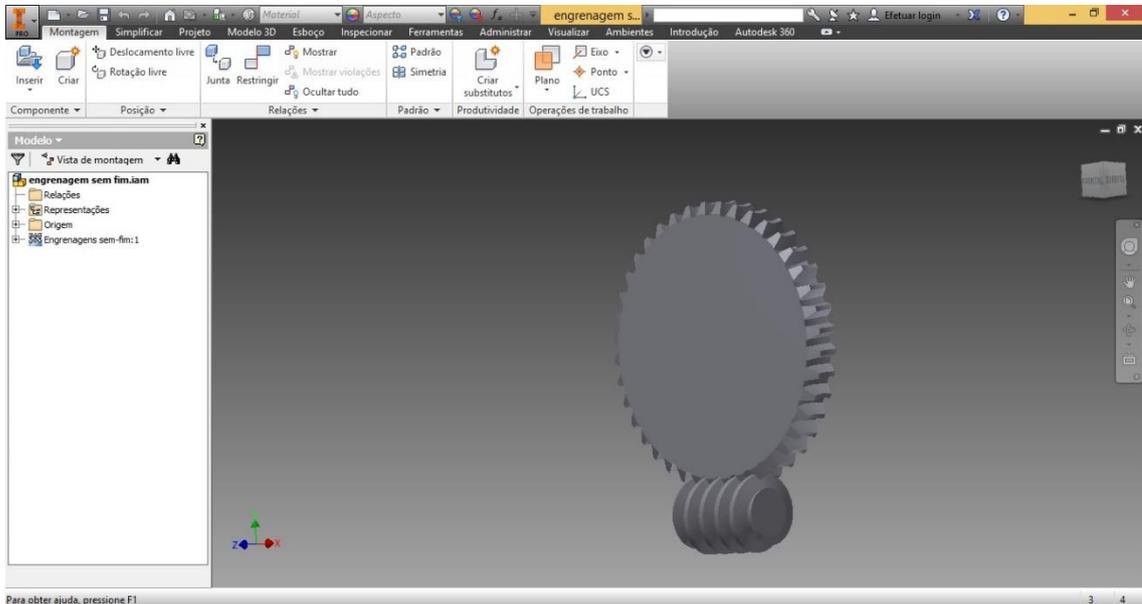


Fonte: (João Fagundes, 2015)

2º) Geração do projeto de engrenagens em dimensão 3D

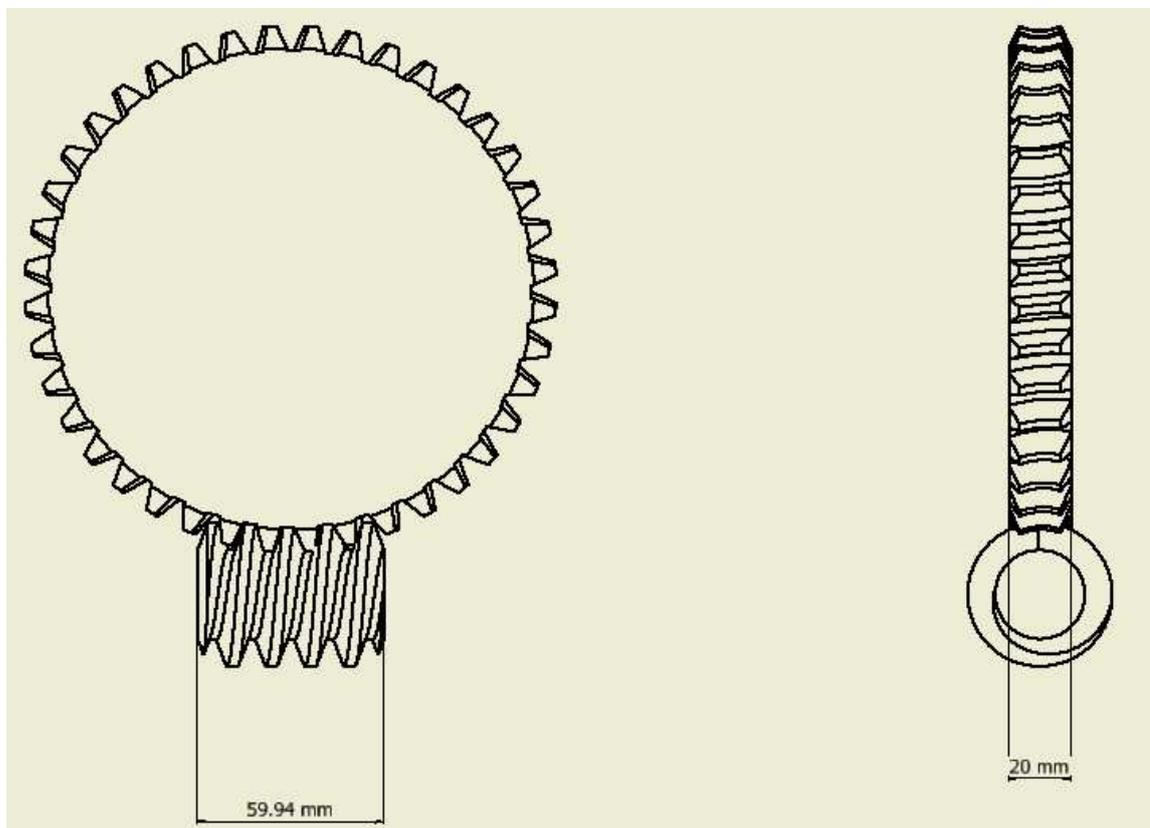
Após colocar os valores de entrada na janela gerador de componentes de engrenagens retas clica-se em ok para gerar o projeto em 3D

Figura 51 - Engrenagens sem-fim em 3D do projeto do estudo de caso 4



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Figura 52 - Engrenagens sem-fim em 2D do projeto do estudo de caso 4



Fonte: (João Fagundes, 2015)

Na figura 52 temos a apresentação do projeto em 2D com a vista frontal e lateral. O valor 59,94 mm indicado na vista frontal é o comprimento da helicóide. E na vista lateral temos o valor de 20 mm que é a largura da face da engrenagem.

Considerações finais do projeto do estudo de caso 4 com o uso do software:

Percebe-se na figura 47 que os valores inseridos no software geraram o número de dentes da engrenagem de acordo com o número de dentes da engrenagem sem-fim calculado no projeto que é 40 dentes.

E na figura 48 após ser inserido os valores da potência e velocidade do pinhão o torque saída calculado no software é de 988 N.m que convertendo para a unidade usada no projeto é 8746 lb-in. Torque semelhante ao valor calculado no estudo de caso 4. A tabela 18 compara alguns valores calculados no projeto com os valores de saída no software.

Tabela 21 - Comparação dos valores do software com os valores calculados

	Valores do estudo de caso 4	Valores do Software	Variável
1	40	40	Número de dentes da engrenagem sem fim
2	8746 lb-in	8746 lb-in	Torque de saída
3	14,5°	14,5°	Ângulo de pressão
4	75,2%	74,2 %	Eficiência de engrenamento
5	30 rpm	30 rpm	Rotação de saída

Fonte: Tabela elaborada pelo autor

A quantidade de dentes da engrenagem sem-fim gerado no software, os ângulos de pressão, o valor do torque de saída e eficiência de engrenamento mostram que houve compatibilidade nos cálculos feitos no estudo de caso 4 com os cálculos feitos no Autodesk inventor.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Percebe-se a importância do uso da engrenagem nos diversos tipos de equipamentos e o seu funcionamento para que as máquinas tenham a habilidade de trabalho requerida. Foi abordado também os diversos tipos citando suas vantagens e desvantagens em relação as operações, custos e dimensionamento.

Foi feito o dimensionamento de quatro tipos de engrenagens informando os procedimentos corretos de acordo com a AGMA pois a tarefa de dimensionamento de engrenagens requer um estudo aprofundado de fórmulas, gráficos e tabelas.

Foi utilizado o software autodesk INVENTOR 2015 na modelagem dos estudos de casos do trabalho, comparando os resultados dos cálculos dos projetos de acordo com a exigências da AGMA com o resultado dos cálculos fornecidos pelo software após ser inserido alguns dados no software. E após ser corrigido alguns parâmetros no inventor, foi feita a modelagem 3D e 2D. O uso do software foi importante para a conclusão dos projetos finais para que houvesse a modelagem das engrenagens no mostrará a representação do projeto e a verificação da compatibilidade dos cálculos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ANTUNES, IZILDO / FREIRE, MARCOS A.C. **Elementos de Máquinas**. Freire Editora: Érica Ltda. 8ª edição – 2000. Pág 97 a 98.
2. BRAGA, NEWTON C. Artigo sobre **Engrenagens**, criado em 05 de Julho de 2010. Disponível em <<http://www.newtoncbraga.com.br/index.php/component/content/article/110-mecatronica/robotica/1625-mec025>>. Acesso em: 30/03/2015
3. BRANCO, RENATA. **Tipos de Engrenagens**. Disponível em: <<http://www.mecanicaindustrial.com.br/conteudo/60-tipos-de-engrenagens>>. Acesso em 20/03/2015
4. **Curso de Elementos de Máquinas II**, 2002. Apostila do curso oferecido pela EMC/UFSC, Jan 2002. Elaborada pelo Professor Renan Brazalle.
5. **Curso de Elementos de Máquinas e Transmissões**, 2004. Apostila oferecida pela Universidade Luterana do Brasil, 2004. Elaborada pelo Professor Rafael Antônio Comparsi Laranja
6. NICE, KARIM. Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade de Cornell, Detroit.
7. How Gears Work (em inglês). <<http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/gear1.htm>>. Acesso em 20/03/2015.
8. NORTON, ROBERT L.. **PROJETO DE MÁQUINAS**. BOOKMAN EDITORA LTDA. 4º EDIÇÃO – 2013
9. SIGLEY, JOSEPH. MISCHKE, CHARLES. BUDYNAS, RICHARD. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7º edição – 2005. Pág 628.