

Desenvolvimento de planilha em Excel para dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

Development of an Excel spreadsheet for calculating helical teeth cylindrical gears

José Eduardo Salgueiro Lima¹, Gabriela França de Lacerda², Thiago Pereira de Camargo³

Resumo: Este trabalho tem como finalidade facilitar o dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, através do desenvolvimento de uma macro, que calcula após as entradas de dados necessários inseridas pelo usuário. Para a realização deste projeto foi utilizado o software Microsoft Excel 2016, e algumas funções para automatizá-la, de forma que, as fórmulas e tabelas contidas nela, se modifiquem e inter-relacionem, para atender que a utiliza. Com este projeto, a planilha está facilitando e reduzindo o tempo do dimensionamento que geralmente fazem parte de um projeto maior. A planilha contempla o dimensionamento através do critério da pressão, que considera a pressão de contato entre os flancos dos dentes das rodas dentadas engrenadas, bem como o critério da resistência a flexão no pé do dente. A planilha desenvolvida atende as necessidades de um cálculo rápido ou pré cálculo, de forma a se ter uma ideia inicial do par de engrenagens em um projeto podendo ser uma poderosa ferramenta no ensino da Engenharia.

Palavras-chave: Dimensionamento. Engrenagens. Helicoidal, Planilhas de cálculo.

Abstract: *This work aims to facilitate the design of helical teeth cylindrical gears, through the development of a macro, which calculates after the necessary data inputs entered by the user. For the realization of this project, Microsoft Excel 2016 software was used, and some functions to automate it, so that the formulas and tables contained therein, are modified and interrelated, to meet the needs of the user. With this project, the spreadsheet is facilitating and reducing the sizing time that are usually part of a*

larger project. The spreadsheet contemplates the dimensioning through the pressure criteria, which considers the contact pressure between the flanks of the teeth of the geared gears, as well as the criterion of resistance to flexion in the foot of the tooth. The developed spreadsheet meets the needs of a quick calculation or pre-calculation, in order to have an initial design of gears and can be a powerful tool in the teaching of Engineering.

Keywords: *Calculating. Gears. Helical. Calculus spreadsheet.*

I. INTRODUÇÃO

O cálculo de engrenagens é em sua essência complexo, e existem diversas propostas de cálculo desenvolvidas por diversos autores, e o desenvolvimento de uma planilha de cálculo é sempre bem-vinda por parte dos projetistas, principalmente levando-se em consideração que cada vez mais, os meios digitais fazem parte do cotidiano da Engenharia. Sendo assim, este projeto apresentará conteúdo teórico e matemático, com a finalidade de agilizar o dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, agilizando, por exemplo, um projeto de uma caixa de câmbio, onde são utilizadas esse tipo de engrenagens. Desta forma, o objetivo deste trabalho é criar uma macro de cálculos de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, de forma simples utilizando-se o aplicativo de planilhas eletrônicas Microsoft Excel. A planilha foi desenvolvida baseando-se nos critérios da pressão que considera a pressão de contato entre os flancos dos dentes das rodas dentadas engrenadas, bem como o

¹Doutor em Ciências, Professor e Pesquisador do NUPE no Centro Universitário ENIAC. e-mail: jose.salgueiro@eniac.edu.br

²Acadêmico do curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário ENIAC. e-mail: gflacerda0@gmail.com

³Acadêmico do curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário ENIAC. e-mail: thiago_pcamargo@hotmail.com

critério da resistência a flexão no pé do dente.

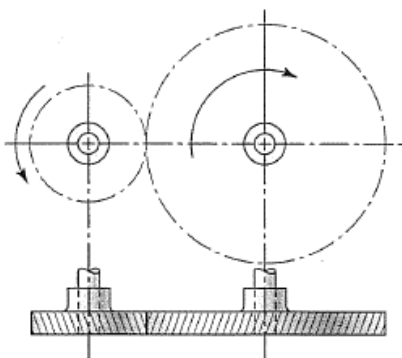
II. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

As engrenagens também chamadas de rodas dentadas são elementos básicos na transmissão de potência entre árvores, permitindo o aumento ou redução de velocidade e momento torçor, através da relação entre os diâmetros das rodas dentadas, é um elemento de máquina razoavelmente complexo tanto para o projeto como para a fabricação e manutenção. Dependendo das aplicações exigem projetos específicos ou podem ser selecionados a partir das dimensões normalizadas.

Segundo Melconian (2009), utilizam-se engrenagens fundamentalmente na transmissão de movimentos com o objetivo de ganho de torque, controle de movimento e alteração de direção de movimento. As engrenagens são utilizadas em vários segmentos na indústria tais como: automobilística, siderúrgica, ferroviária, alimentícia e entre outros. item deve ser feita uma revisão de trabalhos já publicados, podendo ser livros, artigos, monografias e outros trabalhos científicos. Isso significa que deverão ser informadas nos parágrafos as fontes utilizadas, através de citações desses materiais.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), as engrenagens helicoidais, conforme pode-se observar na Figura 1, possuem dentes inclinados com relação ao eixo em rotação. Podem ser utilizadas para as mesmas aplicações que as engrenagens de cilíndricas com dentes retos e, devido ao engrenamento gradual dos dentes, são mais silenciosas. durante o engrenamento, o dente inclinado desenvolve cargas de axiais e momentos fletores, que não estão presentes com engrenagem de dentes retos. Geralmente as engrenagens helicoidais são usadas para transmitir movimento entre eixos não paralelos.

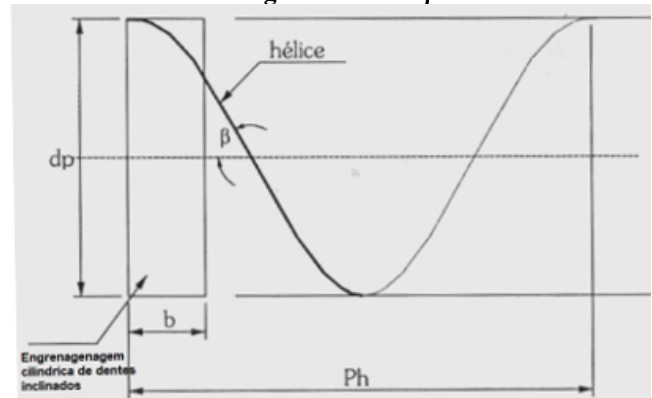
Figura 1 – Engrenagens helicoidais são utilizadas para transmitir movimento entre eixos paralelos e não-paralelos



Fonte: Shigley, Mischke e Budynas, 2005.

As rodas de dentes helicoidais possuem trechos de uma grande hélice sobre a qual se baseia a construção desse tipo de engrenagem. Um fator muito importante na geração da forma dos dentes helicoidais, o passo e o ângulo de hélice são mostrados na figura 2, a seguir (ANTUNES E FREIRE, 2000):

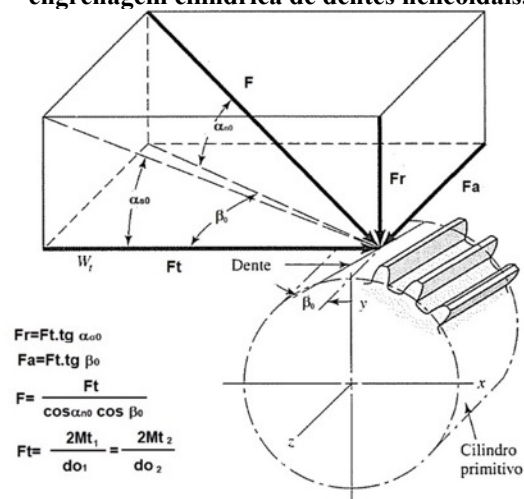
Figura 2 – Passo da hélice geradora dos dentes helicoidais e o ângulo de hélice β .



Fonte: Antunes e Freire, 2000.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), a relação entre as forças tangencial (F_t) e radial (F_r) são dadas pelo ângulo de pressão frontal (α_{f0}), geralmente 20° , apesar de que a planilha desenvolvida oferece as opções de $14,5^\circ$, e 25° , existe outro ângulo pressão denominado normal, na figura 3 a seguir, pode-se observar as relações entre as forças tangencial e radial, bem como a força axial que surge devido a inclinação dos dentes, relativo ao ângulo de hélice β_0 .

Figura 3 – Forças entre dentes atuando sobre uma engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais.



Fonte: Shigley, Mischke e Budynas, 2005.

As forças atuantes em um dente de engrenagem helicoidal, são mostradas O ponto de aplicação dessas

forças localiza-se no plano de passo primitivo e no centro da face da engrenagem. Observa-se que a força F , é a força que é aplicada no ponto que está sobre o plano de passo primitivo e ao centro da face da engrenagem, foi decomposta em nas três forças Axial, Radial e Tangencial (SHIGLEY, MISCHKE E BUDYNAS, 2005).

Devido a inclinação dos dentes tem-se os módulos frontal (m_s) e o módulo normal (m_n), sendo o módulo frontal dado pela expressão 1:

$$m_s = d_{01}/z_1 \quad [1]$$

O módulo normal também é chamado de módulo ferramenta, pois é o modulo da ferramenta geradora do perfil do dente helicoidal, e portanto normalizado, é dado pela expressão 2:

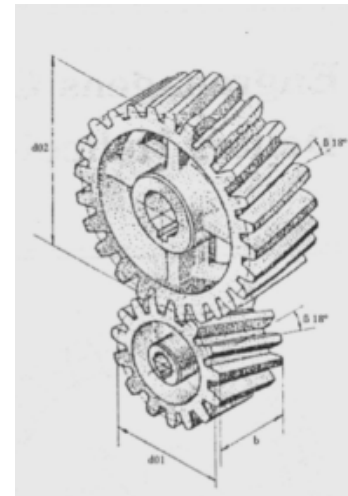
$$m_n = m_s \cdot \cos \beta_0 \quad [2]$$

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), adota-se um sistema de dentes padronizado que especifica as relações entre altura da cabeça do dente h_k (adendo), altura do pé do dente h_f (dedendo), altura do dente h (altura comum), espessura de dente e ângulo de pressão, estes padrões foram determinados para promover a intercambialidade entre engrenagens nos mais diversos número de dentes, ainda que com o mesmo ângulo de pressão e passo. A geometria dos dentes helicoidais são baseadas no ângulo de pressão normal (α_{n0}); com padronização igual aos dentes retos.

Sistemas de redução de rotações e trens de engrenagens são muito utilizados com esse tipo de engrenagens, devido aos altos torques transmitidos de forma silenciosa devido ao engrenamento gradual dos dentes. Desta forma, os sentidos de inclinação dos dentes são importantes, e mudam de acordo com a direção dos eixos de suporte das engrenagens, sejam paralelos ou transversais (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

De acordo com Antunes e Freire (2000), se os eixos forem paralelos, os sentidos de inclinação dos dentes são invertidos, desta forma se uma roda tem dentes inclinados para a direita a outra roda terá dentes inclinados para a esquerda, conforme pode-se observar na figura 4 a seguir.

Figura 4 – Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais engrenadas com eixos paralelos, onde a inclinação do pinhão, abaixo, está para a direita (destra), enquanto a coroa está para à esquerda (sestra)



Fonte: Antunes e Freire, 2000.

Ainda segundo Antunes e Freire (2000), quando tem-se eixos não paralelos os dentes das engrenagens devem ter inclinações iguais, conforme pode-se se observar na figura 5.

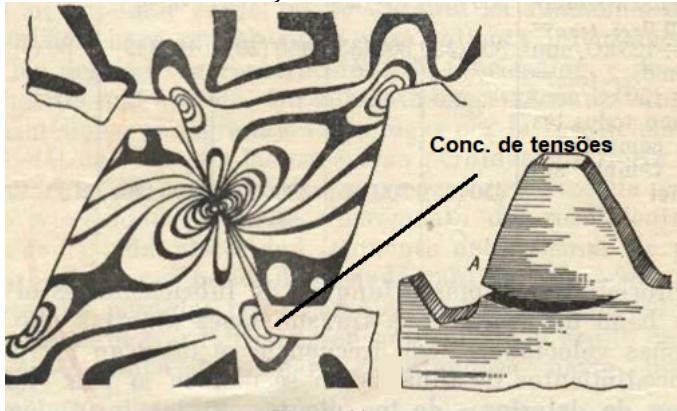
Figura 5 – Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais com eixos transversais, onde as inclinações do pinhão e da coroa são iguais.



Fonte: Antunes e Freire, 2000.

É importante ressaltar que os critérios de resistência no pé do dente da engrenagem foram os primeiros a serem propostos no cálculo de engrenagens. Segundo Dobrovolsky, 1982, as rupturas nos dentes, são geralmente causadas por fadiga mecânica, pois a ação periódica de uma carga variável a cada entrada e saída do dente no engrenamento gera no pé do dente tensões concentradas de flexão, na figura 6.

Figura 6 – Ruptura no pé do dente devido a fadiga e concentração de tensão de flexão

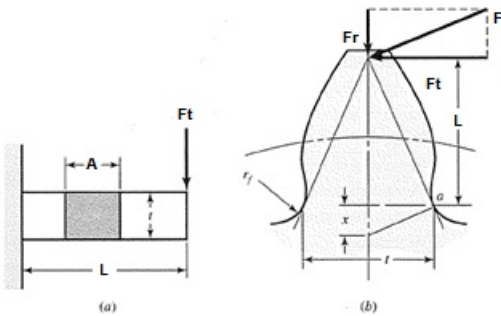


Fonte: Dobrovolsky, 1982.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), Wilfred Lewis, em 1892, propôs uma equação para estimar a tensão de flexão no pé dos dentes de engrenagens; a forma do dente era um fator importante e portanto contemplado na sua expressão inicial, esta equação permanece, ainda hoje, como a base para a maioria dos projetos de engrenagens.

Para desenvolver a sua equação Lewis, colocou o dente como uma viga em balanço engastada, conforme pode-se observar na figura 7a, essa viga tem dimensões transversais A e t, com comprimento L e carga Ft, uniformemente distribuída ao longo da largura de face A. Na figura 7b, tem-se a representação do dente sob a carga F decomposta em Ft e Fr.

Figura 7 – Considerações de Wilfred Lewis para a dedução da Equação de Lewis.



Fonte: Shigley, Mischke e Budynas, 2005.

Partindo da flexão da viga de comprimento L, sob a ação de uma carga Ft, tem-se o momento fletor Mf, desta forma pode-se escrever a tensão de flexão conforme a seguir:

$$\sigma = \frac{M}{\frac{I}{c}} = \frac{6FtL}{A t^2} \quad [3]$$

Analisando-se a figura 8b, assume-se que a máxima tensão de flexão ocorre no ponto a, no pé do dente assim pode-se escrever por semelhança de triângulos:

$$\frac{t/2}{x} = \frac{L}{t/2} \rightarrow x = \frac{t^2}{4L} \quad [4]$$

Rearranjando a Equação 3.

$$\sigma = \frac{6FtL}{A t^2} = \frac{Ft}{A} \frac{1}{t^2/6L} = \frac{Ft}{A} \frac{1}{t^2/4L} \frac{1}{4/6} \quad [5]$$

Substituindo-se em 3, a equação 5 e multiplicando-se em cima e em baixo pelo passo circular p, tem-se:

$$\sigma = \frac{Ft}{A} \frac{p}{x} \frac{1}{(2/3)}$$

Se $y=2x/3p$ tem-se a Equação original de Lewis:

$$\sigma = \frac{Ft}{Apy} \quad [6]$$

Sendo o fator y o fator de forma de Lewis, e é obtido a partir do desenho do dente. Segundo Shigley, Mischke e Budynas, grande parte dos engenheiros utilizam o passo diametral dado por $P=\pi/p$ e $Y=\pi y$

$$\sigma = \frac{FtP}{AY} \quad [7]$$

Os valores do fator de forma Y obtidos através da equação são tabelados.

III. MATERIAIS E MÉTODOS

Para o dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais baseou-se no método descrito em Melconian, (2009), sendo que para o cálculo do momento torçor, devido a força tangencial (Ft), utiliza-se a fórmula 8, a seguir.

$$M_t = 30000 \pi \frac{P}{n} \quad [8]$$

Onde: Mt = Momento Torçor (N m); P = Potência (W); n = Rotação (rpm);

A relação de transmissão i é dada pela fórmula [9], a seguir.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad [9]$$

Onde: i = Relação de transmissão; Z_1 = Número de Dentes do Pinhão; Z_2 = Número de Dentes da Coroa

Foram utilizados dois critérios para o dimensionamento o critério da pressão e o critério da resistência à flexão no pé do dente.

Critério da Pressão Admissível

O critério da pressão admissível, leva em consideração a pressão entre os flancos dos dentes durante o engrenamento, de forma que a pressão admissível não contribua com o desgaste dos flancos para determinado número de horas pré estabelecidos. Calcula-se, em seguida, um volume mínimo, corrigido por fator de correção de hélice (ϕ_p) devido a inclinação do dente conforme ao ângulo de hélice.

Para o cálculo da pressão admissível (P_{adm}) segundo Melconian, 2009, é necessário se calcular anteriormente o fator de durabilidade (W), que é diretamente proporcional a rotação do pinhão e o número de horas especificados para a operação do par de engrenagens, conforme a fórmula 10.

$$W = \frac{60 n_p h}{10^6} \quad [10]$$

Onde:

W = Fator de durabilidade (adimensional);

n_p = Frequência de rotações (rpm);

h = horas de funcionamento;

Para a pressão admissível, segundo Melconian, 2009, utiliza-se a Fórmula 11, a seguir

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}} \quad [11]$$

Onde:

P_{adm} = Pressão admissível (N/mm²);

HB = Dureza de Brinell.

A Tabela 1, a seguir, especifica a dureza dos materiais utilizados na fabricação das engrenagens.

Tabela 1 – Dureza de Brinell para os materiais de fabricação de engrenagens.

Material	HB BRINELL (N/mm ²)
Aço fundido tipo 2	1700 – 2500
Aço fundido tipo B	1250 – 1500
Aço SAE 1020	1400 – 1750
Aço SAE 1040	1800 – 2300
Aço SAE 1050	2200 – 2600
Aço SAE 3145/3150	1900 – 2300
Aço SAE 4320	2000 – 4200

Aço SAE 4340	2600 – 6000
Aço SAE 8620	1700 – 2700
Aço SAE 8640	2000 – 6000
Aço fundido cinzento	1200 – 2400
Aço fundido nodular	1100 – 1400

Fonte: Melconian, 2009.

O Volume mínimo do pinhão, segundo Melconian, 2009, é determinado, pela a largura do pinhão b_1 multiplicado pelo diâmetro primitivo d_{01} ao quadrado, pode-se determinar esse valor pelo componente direito da fórmula 12, denominado de X , conforme 13.

$$b_1 d_{01}^2 = 0,2 f^2 \frac{M_T}{P_{adm}^2 \phi_p} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \quad [12]$$

$$X = 0,2 f^2 \frac{M_T}{P_{adm}^2 \phi_p} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \quad [13]$$

Onde:

b_1 = largura do pinhão (mm)

d_{01} = diâmetro primitivo do pinhão

f - Fator de características elásticas (Tabela 2);

ϕ_p - Fator de correção da hélice (Pressão) (Tabela 3).

X = volume mínimo

Adota-se o sinal + para engrenamento externo e sinal – para engrenamento interno.

Utiliza-se a tabela 2, para se determinar o fator de característica elástica (f), para a.

Tabela 2 – Fator de características elásticas (f) para $\alpha_{s0}=20^\circ$

Material	E (GP _a)	Fator (f)
Pinhão de aço Coroa de aço	E = 210 E = 210	1512
Pinhão de aço Coroa de FoFo	E = 210 E = 105	1234
Pinhão de FoFo Coroa de FoFo	E = 105 E = 105	1069

Fonte: Melconian, 2009

Segundo Stipkovic Filho (2017), para qualquer valor de α_{s0} , a fórmula [14] é utilizada:

$$f = \frac{0,35}{\sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \cos \alpha_{s0} \sin \alpha_{s0}}} \quad [14]$$

O fator de correção da hélice, encontrados através da Tabela 3.

Tabela 3 – Fator de correção da hélice (Pressão).

φ_p	1,00	1,11	1,22	1,31	1,40	1,47	1,54	1,60	1,66	1,71
β_0	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°

Fonte: Melconian, 2009.

Tomando-se as expressões 12 e 13 tem-se:

$$b_1 d_{01}^2 = X \quad [15]$$

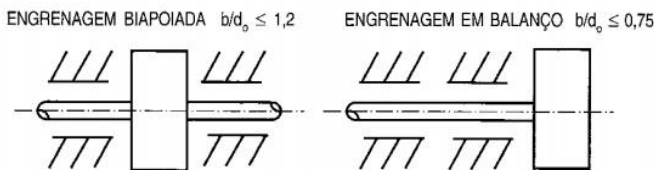
Mas b_1 é diretamente proporcional a d_{01} de acordo com um fator de proporcionalidade Y , assim $b_1 = Y d_{01}$, substituindo-se em 15 tem-se:

$$Y d_{01}^3 = X$$

$$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{X}{Y}} \quad [16]$$

Onde: X = Volume Mínimo; Y = Relação entre largura e diâmetro primitivo da engrenagem obtido da figura 8.

Figura 8 – Relação entre largura e diâmetro primitivo da engrenagem, de acordo com o tipo de apoio.



Fonte: Melconian, 2009.

Após a determinação do diâmetro primitivo obtém-se o módulo frontal (m_s), pela fórmula 17.

$$m_s = \frac{d_{01}}{z_1} \quad [17]$$

Com o módulo frontal calcula-se o módulo normal (m_n), pela fórmula 18.

$$m_n = m_s \cdot \cos \beta_0 \quad [18];$$

onde:

m_s = módulo frontal;
 β_0 = Ângulo da hélice.

Com o módulo normal determinado, é necessário escolher um módulo normalizado pela norma DIN 780, na Tabela 4, com base no valor do módulo normal da ferramenta que foi calculado, tomando-se o valor mais próximo normalizado.

Tabela 04 – Módulos normalizados segundo norma DIN 780

Módulo (mm)	Incremento (mm)
0,3 a 1,0	0,10
1,0 a 4,0	0,25
4,0 a 7,0	0,50
7,0 a 16,0	1,00
16,0 a 24,0	2,00
24,0 a 45,0	3,00
45,0 a 75,0	5,00

Fonte: Melconian, 2009 (adaptado DIN 780).

Com o módulo normalizado recalcula-se o módulo frontal (m_{s0}), recalculando-se o diâmetro primitivo do pinhão e a largura (b) das engrenagens.

Critério da Resistência à Flexão no Pé do Dente

Para a aplicação do critério de resistência, segundo Melconian, 2009, a tensão de flexão atuante no pé do dente deve ser menor que a tensão admissível do material especificado de acordo com a expressão 19:

$$\sigma_a = \frac{F_t \cdot q}{b \cdot m_{n0} \cdot e \cdot \varphi_r} \leq \sigma_{adm} \quad [19]$$

Onde:

F_t força tangencial (N)

q fator de forma (adimensional - tabelado)

b Largura do dente (mm)

m_{n0} módulo normal

e fator de carga $0,80 \leq e \leq 1,50$

φ_r fator de correção de hélice (resistência - tabelado)

O fator de correção de hélice (φ_r) é dado pela tabela 5 em função do ângulo de hélice β_0

Tabela 5 – Fator de correção da hélice (Resistência).

φ_p	1,0	1,2	1,28	1,35	1,36
β_0	0°	5°	10°	15° a 25°	25° a 45°

Fonte: Melconian, 2009.

O valor do fator de forma é tabelado de acordo com o número de dentes e o valor do ângulo de pressão, conforme a tabela 6 a seguir:

Tabela 6 – Fator de forma (q) para engrenamentos externo e interno, para ângulos de pressão de 20°, em função do número de dentes.

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

Fonte: Melconian, 2009.

O valor encontrado através da fórmula 19, deve ser comparado com a tensão admissível do material da engrenagem obtido através da Tabela 6, de acordo com o material especificado das engrenagens, lembrando que o valor deverá ser menor que a indicada na Tabela 7.

Tabela 7 – Tensão admissível para materiais de fabricação de engrenagens.

MATERIAL	MP _a (N/mm ²)
FoFo cinzento	40
FoFo nodular	80
Aço fundido	90
SAE 1010/1020	90
SAE 1040/1050	120
SAE 4320/4340	170
SAE 8620/8640	200
Mat. Sintético - Resinas	35

Fonte: Melconian, 2009.

Caso o valor encontrado seja superior, ao indicado pela Tabela 8, será necessário recalculá-lo, modificando a largura da engrenagem ou o módulo.

Para se modificar através da largura será utilizada a Fórmula 20 para o redimensionamento da engrenagem.

$$b_1 = F_T \cdot q / \sigma_{\max} \cdot m_{no} \cdot e \cdot \varphi_r \quad [20];$$

Onde:

F_t = Força Tangencial;

q = Fator de forma;

σ = Tensão máxima do material especificado;

m_{no} = Módulo normal;

e = Fator de serviço;

φ_r = Fator de correção da hélice (Resistência).

Através do valor obtido na fórmula 20, pode ser feito o arredondamento caso o valor seja um número decimal, por exemplo 22,68mm para 23mm.

Após se encontrar a largura, é preciso verificar se a relação entre largura e diâmetro primitivo está de acordo, utiliza-se a fórmula 21.

$$b_1/d_{01} \quad [21];$$

Onde:

b₁ = largura da engrenagem; d₀₁ = diâmetro primitivo.

O valor encontrado na fórmula 21, deve ser inferior ao indicado na Figura 8, conforme especificado no início dos cálculos o tipo de apoio das engrenagens.

Outra forma de realizar o recálculo da engrenagem é através do módulo, desta forma, mantém-se o valor da largura da engrenagem e escolhe-se um módulo maior, usando como referência o calculado, e repetindo-se todos os cálculos para verificar se o dimensionamento, está dentro das especificações.

Para as medidas geométricas das engrenagens, utiliza-se as fórmulas segundo Provenza, 1991, conforme equações a seguir:

$$m_c = m \cos \beta \quad \text{Fórmula [22];}$$

Onde: m_c = módulo circunferencial; m = módulo.

$$m_a = m \sin \beta \quad [23];$$

Onde: m_a = módulo axial; m = módulo.

$$d_e = d_p + 2 \cdot m \quad \text{Fórmula [24];}$$

Onde: d_e = diâmetro externo; d_p = diâmetro primitivo.

$$d_i = d_p - 2,334 \cdot m \quad [25];$$

Onde: d_i = diâmetro interno; d_p = diâmetro primitivo; m = módulo.

$$a = m \quad [26];$$

Onde: a = altura da cabeça do dente; m = módulo.

$$b = 1,167 \cdot m \quad [27];$$

Onde: b = altura do pé do dente; m = módulo.

$$e = 0,167 \cdot m \quad [28];$$

No desenvolvimento da planilha eletrônica utilizou-se o macro da planilha EXCEL do Microsoft Office 2016, desenvolvido pela Microsoft Corporation (MICROSOFT, 2015).

Na etapa de dimensionamento, foi utilizado o recurso Equação, para se colocar todas as fórmulas dos critérios de pressão e tensão de flexão no pé, com todas as informações referentes, de modo que, o

usuário entenda como é feito o dimensionamento, mesmo que a planilha calcule automaticamente através de funções como SOMASE, responsável pelo cálculo, através dos dados fornecidos (MICROSOFT CO. (Ed), 2015).

Todas as tabelas, necessárias para o dimensionamento, foram feitas, cada uma em abas diferentes da planilha, possibilitando, o usuário a conferência, que a planilha está utilizando os dados fornecidos e calculando outros dados, como exemplo pode-se observar a fórmula 11, que será utilizada, com os dados para o dimensionamento baseado em cálculos anteriores e a dureza de Brinell encontrado utilizando a Tabela 1 conforme exemplo da tabela da Figura 9.

Figura 9 – Exemplo de tabela de cálculo da pressão admissível.

1.4 PRESSÃO ADMISSÍVEL	
$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}} \Rightarrow \frac{0,487 \cdot 6000}{684^{1/6}} \quad n_p = 984$	
<p>W - Fator de Durabilidade h - Horas de funcionamento HB - Dureza de Brinell (Conforme tabela 1.1)</p>	Veja Tabela

Fonte: Autor, 2020.

Utilizou-se a função PROCH, para inter-relacionar o tipo de material com a dureza, caso o usuário queira conferir se a Dureza está de acordo, foi inserido um campo para visualização da tabela. No final, da etapa de dimensionamento das engrenagens, possui um campo com o resultado final, utilizando a Função SE, que informara se os valores calculados, determinado pela fórmula 20 está de acordo com a tensão admissível do material escolhido, conforme a tabela 7. Desta forma o usuário pode recalculer as engrenagens optando por qual recurso prefere utilizar, em caso de não conformidade ou seguir para a próxima etapa.

Na etapa de redimensionamento, o usuário pode escolher qual maneira ele prefere recalculer, modificando a largura na engrenagem ou o modulo, baseado nas fórmulas 21 e 22, conforme a Figura 8.

Quando as engrenagens forem dimensionadas, conforme a tensão admissível do material, de forma que esteja de acordo com o as especificações, através da segunda etapa ou a terceira, pelo recálculo, a próxima e última etapa do processo é a da geometria das engrenagens, que utiliza o método do PROVENZA, para encontrar as medidas geométricas do pinhão e da coroa, para fabricação do par de engrenagens.

A planilha foi desenvolvida através do software Microsoft Excel 2016, e utilizado como dimensionamento os métodos de MELCONIAN e PROVENZA, com o auxílio do suporte MICROSOFT, para utilizar os recursos mais apropriadas que existem, para tornar a planilha o mais automatizada possível. A mesma, foi dividida em 04 etapas, base de dados; cálculos; redimensionamento e geometria da engrenagem.

Para iniciar o trabalho foi preciso coletar todas informações que o usuário deveria fornecer, para fazer o dimensionamento das engrenagens. Desta forma foi feito a primeira etapa, que se trata da base de dados, com campos a serem preenchidos e campos com lista de seleção, de acordo com a sua necessidade, conforme a Figura 10. Após todos os campos serem preenchidos o usuário, pode seguir para a próxima etapa para o dimensionamento.

Figura 10 – Base de dados da planilha

Base de dados para dimensionamento Engrenagens cilíndricas de Dentes Helicoidais	
Potência do Motor	14700 W
Rotação	1140 rpm
Número de Dentes (Pinhão)	29
Número de Dentes (Coroa)	89
Relação entre Largura e Diâmetro Primitivo da Engrenagem (b/do)	0,25
Ângulo da Hélice	20
Material (Pinhão e Coroa)	Pinhão de aço / Coroa de aço
Tipo de Material	Aço SAE 8640
Aplicação	Eixo de Transmissão
Tipo de Carga	Cargas uniformes
Horas de Funcionamento (h)	10
Relação de apoio da engrenagem	Biapoiada

Legenda

Insira Dados

Selecione uma opção

Fonte: Autor, 2020.

IV. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A planilha conseguiu viabilizar o tempo para o dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, com a facilidade de recalculer rapidamente, caso não esteja de acordo, e de modo que forneça ao usuário as etapas a serem seguidas, e de onde surgiram alguns valores. Conforme tabela da Figura 11, tem-se as fórmulas, e os resultados encontrados em relação, aos dados fornecidos.

Figura 11 – Cálculos para o dimensionamento

Cálculos para Dimensionamento

1.1 TORQUE NO PINHÃO

$$Mt = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{n} \Rightarrow \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{1140}{14700} \quad Mt = 123136 \text{ Nmm}$$

Mt - Torque no Pinhão (Nmm)
P - Rotação (rpm)
n - Potência (W)

Legenda

Inserir Valor ■

Tabelas ■

Selecione uma opção ■

1.2 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow \frac{89}{29} \quad i = 3,07$$

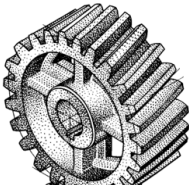
i - Relação de Transmissão
Z₂ - Número de Dentes (Coroa)
Z₁ - Número de Dentes (Pinhão)

Fonte: AUTOR, 2020

Na tabela da Figura 12, segue os outros cálculos, referente a geometria das engrenagens calculadas anteriormente.

Figura 12 – Tabela final da geometria dos dentes

ECDH - ENGENHARIA CILÍNDRICA DE DENTES HELICOIDAIS - Desenhista de Máquinas - PROTEC			
		Coroa	Pinhão
NÚMERO DE DENTES	z	89	29
MÓDULO	m	2,00	2,00
DIÂMETRO PRIMITIVO	dp	178,00 mm	58,00 mm
PASSO	p	6,28 mm	6,28 mm
ESPESSURA CIRCULAR	s	3,14 mm	3,14 mm
VÃO	v	3,14 mm	3,14 mm
ESPESSURA CORDAL	sc	3,14 mm	1,02 mm
DIÂMETRO EXTERNO	de	182,00 mm	62,00 mm
DIÂMETRO INTERNO	di	173,33 mm	53,33 mm



Fonte: AUTOR, 2020.

V. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi elaborado uma planilha no Excel para o dimensionamento, e através de cálculos e estudos conseguiu-se implementar na planilha, o dimensionamento de acordo com o método de cálculo escolhido mantendo o foco de verificar se o conjunto de engrenagem (Coroa e Pinhão), está de acordo com as especificações, de pressão admissível e a tensão no pé do dente, o módulo das engrenagens, e entre outros, conseguindo, desta forma, reduzir o tempo do cálculo de dimensionamento que geralmente fazem parte de um projeto maior, como por exemplo um redutor, trens de engrenagens e caixas de câmbio.

VI. REFERÊNCIAS

ANTUNES, Izildo; FREIRE, Marcos A. C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo: Editora Érica Ltda., 2000.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 780**: Séries de módulos de engrenagens. Berlin: DIN, 1977.

DOBROVOLSKY, Viktor. **Elementos de Maquinas**. 5. ed. Moscou: Editorial Mir, 1982.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 9ª ed. São Paulo: Editora Érica Ltda., 2009.

MICROSOFT CORPORATION (ed.). **Auxílio e aprendizado do Excel**. 2015. Disponível em: www.support.office.com/pt-br/excel. Acesso em: 08 maio 2020.

MICROSOFT Office Home & Student for Windows 10. 2016. [S. l.]: Microsoft Corporation, 2015. Disponível em: www.office.com/setup. Acesso em: 10 out. 2017.

PROVENZA, Francisco. **Desenhista de Máquinas**. São Paulo. Editora F. Provenza, 1991.

SHIGLEY, Joseph E.,; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G.. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STIPKOVIC FILHO, Marco. **Engrenagens: Geometria e projeto**. Rio de Janeiro: Ltc Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2017.