



OTIMIZAÇÃO DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE REDUÇÃO DE UMA CAIXA REDUTORA INDUSTRIAL

IVO DANIEL MOREIRA RAMOS

novembro de 2020

OTIMIZAÇÃO DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE REDUÇÃO DE UMA CAIXA REDUTORA INDUSTRIAL

Ivo Daniel Moreira Ramos
1140180

2019/2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

OTIMIZAÇÃO DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE REDUÇÃO DE UMA CAIXA REDUTORA INDUSTRIAL

Ivo Daniel Moreira Ramos
1140180

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Eng. Alexandre Santiago Sottomayor e Eng. Ramiro Carneiro Martins.

2019/2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho

Professor Adjunto, ISEP – Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutor Alexandre Santiago Sottomayor

Professor Adjunto, ISEP – Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientador

Doutor Ramiro Carneiro Martins

Professor Adjunto, ISEP – Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Doutor Pedro Miguel Teixeira Marques

Investigador, INEGI – Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial

Professor Convidado, FEUP – Faculdade de Engenharia do Porto

AGRADECIMENTOS

As grandes conquistas apenas são alcançadas com esforço e dedicação, sendo movidas pela motivação, foco e empenho. As conjugações de todos estes fatores devem-se a uma excelente equipa que de alguma forma contribuiu para que fosse possível atingir esta etapa. Apesar de obstáculos e dificuldades que foram surgindo, a determinação e a motivação foram os elementos fundamentais para alcançar a mesma.

A presença, ajuda e disponibilidade prestada pelo Eng^o Alexandre Sottomayor, revelou-se um dos elementos chaves, bem como o auxílio e conhecimentos técnicos do Eng^o Ramiro Martins, aos quais expresso a minha gratidão pela ajuda, disponibilidade e preocupação demonstrada durante todo o processo.

Chegar ao ponto de desenvolver um estudo deste calibre deveu-se em grande parte ao Dr. Mário Duarte, CEO da Sermec Group, pela aposta que fez em mim, garantindo todos os alicerces necessário para crescer dentro de uma empresa tão singular como esta, permitiu ajudar a empresa a crescer e de me ajudar a evoluir tanto como pessoa como profissional. Além dele, não poderia esquecer todos os colaboradores da empresa que de alguma forma contribuíram para este progresso. Mas sem nunca esquecer o Eng^o João Cruz, apesar de já não integrar a equipa dele, é uma das pessoas que sinto grande admiração, pela pessoa e profissional que é. Acima de tudo o professor que foi durante os anos que integrei a sua equipa, sempre disponível a ajudar, permitindo a minha evolução e crescimento.

Além deste apoio, é impossível deixar passar em claro o apoio e força demonstrado pelos meus pais, sempre presentes e disponíveis, sempre com vista no melhor, aos quais agradeço profundamente pelo que alcancei e pelo que sou hoje, graças a educação e princípios transmitidos. Os meus avós pela presença constante e preocupação, bem como a minha namorada e os grandes amigos pelo apoio prestado durante todo este ciclo.

PALAVRAS CHAVE

Palavras chaves, engrenagem, rolamento, veio, caixa multiplicadora, otimização.

RESUMO

A evolução da indústria, com o passar dos anos tem-se revelado cada vez mais exigente, sempre com o intuito de ir mais além, aumentando cada vez mais a sua produção de forma a fazer face à procura existente. O conceito de produzir e otimizar processos revela-se uma realidade cada vez mais entranhada na indústria, tendo como objetivo uma redução nos preços de produção, acabando por se refletir nos preços finais dos produtos manufaturados, gerando uma grande competitividade.

Face às ideologias, os equipamentos presentes nos processos produtivos são cada vez mais solicitados de forma a dar resposta às necessidades produtivas, perante esta situação em muitos dos casos, é necessário realizar-se aumentos de potência de modo a alcançar os objetivos delineados, no entanto, determinados equipamentos já não apresentam capacidades para suportar essas exigências. Atendendo aos elevados custos de aquisição de equipamentos e máquinas industriais, em alternativa é ponderada a realização de engenharia inversa dos equipamentos e máquinas de modo a reduzir os custos de otimização dos sistemas produtivos.

O presente projeto é desenvolvido com base nestas exigências, trata-se de uma caixa redutora industrial com cerca de cinco décadas em serviço, que devido aos sucessivos aumentos de potência, é pretendido que este redutor possua um conjunto de engrenagens com um coeficiente de segurança de 2,5 face a potência atual do motor elétrico que aciona o mesmo. Ao tratar-se de um projeto de otimização, encontram-se delineadas restrições devido a determinados elementos que não podem ser alterados, tais como carcaça, o que por sua vez, não permite que se altere as dimensões dos rolamentos nem dos entre-eixos. Face à função da caixa redutora, é necessário que a relação de transmissão seja semelhante, não comprometendo o processo produtivo. O lubrificante utilizado no redutor não pode sofrer alterações, sendo este igual para todas as caixas redutoras da linha de produção e encontrando-se todos ligados a uma central hidráulica.

Com base nas limitações impostas, o presente projeto consiste em compreender qual o coeficiente de segurança inerente aos elementos que compõem a caixa redutora de forma a otimizar os mesmos, com o intuito de alcançar os objetivos pretendidos.

KEYWORDS

Keywords start's, gear, bearing, shaft, gearbox, optimization.

ABSTRACT

Over the years the evolution of the industry has proved to be increasingly demanding, always with the intention of going further, increasing its production in order to meet existing demand. The concept of producing and optimizing processes proves to be a growing reality ingrained in the industry, aiming at a reduction in production prices, eventually reflecting on the final prices of manufactured products, generating great competitiveness.

Facing ideologies, the equipment present in the production processes are more and more requested in order to respond to productive needs, in this situation, in many cases, it is necessary to perform power increases in order to achieve the objectives outlined, however, certain equipment are no longer capable of supporting these requirements. Given the high costs of acquiring industrial equipment and machinery, it is considered as an alternative, the realization of reverse engineering of equipment and machines in order the costs of optimizing productive systems.

The present project is developed based on these requirements - it is an industrial gearbox with five decades in service, which due to successive power increases it is intended that this gearbox has a set of gears with a safety coefficient of 2.5 compared to the current power of the electric motor that drives this same one. Being an optimization project, the restrictions are outlined due to certain elements that cannot be changed, such as the housing which does not allow the dimensions of the bearings to be changed or the center between them. Given the function of the gearbox it is necessary to have a similar gear ratio so that it does not compromise the productive process. The lubricant used in the gearbox cannot be changed which applies for all the gearboxes in the production line, being all of them connected to a hydraulic plant.

Based on the limitations imposed this project consists on understanding the inherent safety coefficient to the elements that make up the gearbox in order to optimize and be able to achieve the intended goals.

LISTA DE SÍMBOLOS E UNIDADES

Lista de Unidades

Unidade	Designação
kg	quilograma
kW	quilowatt
kg/mm	quilograma por milímetro
kg/dm ³	quilograma por decímetro cúbico
mm	milímetro
mm ² /s	milímetro quadrado por segundo
m/s	metro por segundo
min ⁻¹	por minuto
N	newton
Nm	newton metro
N/mm	newton por milímetro
rpm	rotações por minuto
rad/s	radiano por segundo
µm	micrómetro
°	grau
°C	grau Celsius

Lista de Símbolos

Símbolo	Designação
a	distância entre eixos
α_{en}	ângulo de pressão no ponto externo do contacto de um par de engrenagens virtual
α_{Fen}	ângulo direção de carga de um par de engrenagens virtual
α_n	ângulo de pressão normal
α_{pn}	ângulo de pressão da cremalheira geradora
α_t	ângulo de pressão radial
α_{wt}	ângulo de pressão de trabalho radial
B	largura total do dente, engrenagens duplas
b	largura do dente
b_B	largura do dente de uma hélice, engrenagem helicoidal dupla
b_G	largura ranhura intermédia, engrenagem helicoidal dupla
b_s	espessura da alma
β	ângulo hélice no círculo de referência
β_b	ângulo oblíquo de base
C	carga dinâmica básica, rolamento
C_B	fator do desvio de perfil básico real da cremalheira geradora

C_M	fator de correção, engrenagem
C_R	fator de corpo da engrenagem
C_{ZL}	fator utilizado para determinar o filme lubrificante
C_{ZR}	fator utilizado para determinar o filme lubrificante
C_{Zv}	fator utilizado para determinar o filme lubrificante
C_a	alívio da ponta do dente
C_{av}	alívio da ponta do dente após rodagem
C_β	altura <i>crowning</i>
c'	rigidez simples
c'_{th}	rigidez teórica
c_v	fator de rigidez da malha
c_{va}	fator de rigidez da malha
$c_{v\beta}$	fator de rigidez da malha
d	diâmetro do círculo primitivo
d_a	diâmetro do círculo da cabeça
d_{an}	diâmetro do círculo da cabeça engrenagem virtual
d_b	diâmetro da base
d_{bn}	diâmetro da base engrenagem virtual
d_f	diâmetro do círculo do pé
d_{sh}	diâmetro externo nominal do eixo
d_{soi}	diâmetro de início da involuta
d_n	diâmetro do círculo primitivo engrenagem virtual
d_w	diâmetro primitivo de serviço
δ	deflexão
E	módulo de elasticidade
Eh	designação para aço forjado cementado
e	fator de calculo, rolamento
ε_α	coeficiente de contacto transversal
ε_{an}	coeficiente de contacto transversal, engrenagem virtual dentes retos
ε_β	coeficiente de sobreposição
ε_γ	coeficiente de contacto total
$\varepsilon_{\alpha n}$	relação de contacto transversal para uma engrenagem virtual de dentes retos
ζ	deslizamento específico
ξ_{aw}	ângulo de deslizamento desde o ponto de trabalho até ao diâmetro do círculo da cabeça
ξ_{fw}	ângulo de deslizamento dos diâmetros deste a raiz até ao ponto de trabalho
F	força ou reação
F_α	erro total de perfil

F_m	força tangencial transversal no círculo primitivo
F_n	força normal
F_r	força radial
F_t	força tangencial
$F_{\beta x}$	desalinhamento equivalente inicial (antes da rodagem)
$F_{\beta y}$	desalinhamento equivalente efetivo
F_{tH}	força tangencial no plano transversal
f_{be}	componente de desalinhamento equivalente resultante da deformação do rolamento
f_{ca}	componente de desalinhamento equivalente resultante de deformação da estrutura
$f_{f\alpha}$	desvio da forma do perfil
$f_{H\beta 5}$	tolerância de desvio da inclinação da hélice para engrenagens classe 5 ISO
$f_{H\beta 6}$	tolerância de desvio da inclinação da hélice para engrenagens classe 6 ISO
f_{ma}	componente de desalinhamento da malha resultante do fabrico
f_{pb}	desvio transversal do passo
f_{pt}	desvio individual do passo
f_{sh}	componente de desalinhamento equivalente devido a deformação do pinhão e eixo da roda
G	módulo de elasticidade transversal
GG	designação para ferro fundido cinzento
GGG	designação para ferro fundido nodular (estrutura perlítica, bainítica e ferrítica)
GTS	designação para ferro fundido maleável (estrutura perlítica)
HB	dureza Brinell
HRC	dureza Rockwell (escala C)
HV	dureza Vickers
h	profundidade do dente (círculo da raiz ao círculo da cabeça)
h_a	altura da cabeça
h_f	altura do pé
h_{fP}	altura do pé engrenagem cilíndrica básica
h_t	altura do dente
I	momento de inércia
IF	designação para aço forjado endurecido por indução ou chama
i	secção
J^*	momento de inércia por unidade de largura da face
j_t	folga entre dentes, circunferencial
K	fator de carga do dente
K'	constante de deslocamento do pinhão

K_A	fator de aplicação
K_V	fator dinâmico
$K_{F\alpha}$	fator de carga transversal (tensão na raiz)
$K_{F\beta}$	fator de carga na face (tensão na raiz)
$K_{H\alpha}$	fator de carga transversal (tensão de contacto)
$K_{H\beta}$	fator de carga na face (tensão de contacto)
k	número de dentes para medição de cordal
L	comprimento secção
L_{10}	vida nominal básica (90% confiabilidade)
M	momento torsor
ML	padrão de qualidade ISO 6336-5, representa um controlo de qualidade simples do processo e tratamento térmico
MQ	padrão de qualidade ISO 6336-5, controlo moderado que pode ser executado por fabricantes experientes com um custo moderado
ME	padrão de qualidade ISO 6336-5, exige um elevado controlo do processo e confiabilidade do mesmo
m	massa
m^*	massa relativa por unidade de largura da face
m_n	módulo normal
m_{red}	massa reduzida do par de engrenamento por unidade de largura da face
m_t	módulo transversal
N	razão de ressonância
N_F	expoente
N_L	número de ciclos de carga
N_S	limite inferior da taxa de ressonância
NT	designação para aço forjado nitruado, aço nitruado
NV	designação para aço forjado totalmente endurecido, nitruado e nitrocarburado
n	velocidade de rotação
n_{E1}	velocidade de ressonância
θ	ângulo de torção
P	potência
P	carga dinâmica equivalente do rolamento
p	expoente para equação vida útil, rolamentos rolos (10/3)
p_z	altura de Inclinação
p_{bn}	passo normal base, engrenagem virtual
Q	qualidade da engrenagem
q'	valor mínimo para a flexibilidade de um conjunto de dentes
q_s	parâmetro de entalhe
q_{sT}	parâmetro de entalhe para uma engrenagem padrão

R_a	desvio médio aritmético do perfil de rugosidade
R_z	média das alturas máximas do perfil de rugosidade
R_{Z10}	rugosidade média pico-vale
R_{ZH}	rugosidade equivalente
S_F	fator de segurança tensão raiz do dente
S_H	fator de segurança para pitting
S_{Fn}	cordal normal na raiz do dente
S_{pr}	corte residual do raio
St	designação para aço ao carbono ($\sigma_B < 800 N/mm^2$)
S_R	espessura do aro
ρ	raio de curvatura
ρ'	espessura da camada de deslizamento
ρ_C	raio de curvatura relativo na superfície primitiva
ρ_{fP}	fator de raio do pé
ρ_g	raio do entalhe de retificação
ρ_{red}	raio de curvatura relativa
σ_B	tensão de rotura
σ_F	tensão raiz do dente
σ_{F0}	tensão nominal na raiz do dente
σ_{FE}	tensão admissível à flexão na raiz do dente
σ_{FG}	tensão limite raiz do dente
σ_{FP}	tensão admissível na raiz do dente
$\sigma_F \text{ lim}$	tensão nominal, flexão
σ_H	tensão de contacto
σ_{H0}	tensão nominal de contacto
$\sigma_H \text{ lim}$	tensão admissível, contacto
σ_{HG}	tensão limite de contacto
σ_{HP}	tensão de contacto admissível
σ_S	tensão de cedência
T	binário
t_g	profundidade máxima do entalhe de retificação
τ	ângulo primitivo
u	relação transmissão
V	esforço de corte
V	designação para aço forjado endurecido, lago ou ao carbono ($\sigma_B \geq 800 N/mm^2$)
v	velocidade tangencial
ν	coeficiente de poisson
ν_{40}	viscosidade nominal cinemática óleo a 40 °C
ν_{50}	viscosidade nominal cinemática óleo a 50 °C
ν_f	parâmetro de viscosidade

W_k	espessura cordal
X	fator de calculo axial, rolamento
x	fator de correção
x^*	gradiente de tensão relativo na raiz do entalhe
x_p^*	gradiente de tensão numa peça de teste polida e lisa
x_β	tolerância de rodagem
Y_1	fator de calculo radial, rolamento
Y_2	fator de calculo radial, rolamento
Y_B	fator de espessura rim
Y_β	fator ângulo hélice
Y_{DT}	fator de profundidade do dente
Y_δ	fator de sensibilidade do entalhe na engrenagem real
$Y_{\delta T}$	fator de sensibilidade
$Y_{\delta rel T}$	fator de sensibilidade relativo
Y_F	fator de forma
Y_{NT}	fator de vida
Y_R	fatores de superfície (tensão estática)
Y_{RT}	fatores de superfície (tensão dinâmica)
$Y_{Rrel T}$	fator de superfície relativo
Y_S	fator de correção de tensão
Y_{ST}	fator de correção de tensão, para engrenagens de teste
Y_{Sq}	fator de correção de tensão para dentes com entalhe no raio
Y_X	fator de tamanho
y	fator de incremento distancia entre eixos
y_α	tolerância de rodagem
y_β	fator de rodagem
Z_β	fator ângulo de hélice
Z_B e Z_D	fator de contacto de dentes num par
Z_E	fator de elasticidade
Z_ε	fator razão de contacto
Z_H	fator de zona
Z_L	fator de lubrificante
Z_N	Fator de vida para tensão de contacto
Z_{NT}	fator de vida
Z_R	fator de rugosidade
Z_v	fator de velocidade
Z_W	fator de dureza da superfície
Z_X	fator de tamanho
z	número de dentes
z_n	número dentes engrenagem virtual
ω	velocidade angular

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - CAIXA MULTIPLICADORA DE TURBINA EÓLICA	7
FIGURA 2 - CAIXA REDUTORA INDUSTRIAL	8
FIGURA 3 - CONJUNTO ENGENHAGENS HELICOIDAIS E HELICOIDAIS DUPLAS	9
FIGURA 4 - NOMENCLATURA ENGENHAGEM DENTES RETOS ^[8]	10
FIGURA 5 - ENGENHAGENS DE CAIXA REDUTORA INDUSTRIAL	11
FIGURA 6 - DEFINIÇÃO ÂNGULO DE HÉLICE ^[8]	12
FIGURA 7 - VEIO PRINCIPAL DE AEROGERADOR	17
FIGURA 8 – TORÇÃO ^[13]	20
FIGURA 9 – ROLAMENTO ^[27]	21
FIGURA 10 - TIPOS DE ROLAMENTOS ^[26]	22
FIGURA 11 - VISTA TRASEIRA CAIXA REDUTORA	31
FIGURA 12 - VISTA LATERAL CAIXA REDUTORA	32
FIGURA 13 - VISTA FRONTAL CAIXA REDUTORA	32
FIGURA 14 – COMPOSIÇÃO DA CAIXA REDUTORA	33
FIGURA 15 - DISPOSIÇÃO DO SISTEMA, FATOR K' ^[18]	45
FIGURA 16 - VEIO DE ENTRADA E SOLICITAÇÕES	58
FIGURA 17 - SECÇÃO BC	59
FIGURA 18 - DIAGRAMA ESFORÇOS DE CORTE	60
FIGURA 19 - DIAGRAMA DO MOMENTO FLETOR	60
FIGURA 20 - SEÇÕES DO VEIO PARA ANÁLISE À FLEXÃO	60
FIGURA 21 - DIAGRAMA MOMENTO TORSOR	62
FIGURA 22 - SEÇÕES DO VEIO PARA ANÁLISE À TORÇÃO	63
FIGURA 23 - CARACTERIZAÇÃO DOS DIÂMETROS DA ENGENHAGEM ^[18]	113
FIGURA 24 - DEFLEXÃO DE ENGENHAGEM MONTADA ENTRE ROLAMENTOS ^[18]	124
FIGURA 25 - DEFLEXÃO DE ENGENHAGENS MONTADAS APÓS ROLAMENTOS ^[18]	124
FIGURA 26 - CARACTERÍSTICAS DO PERFIL DO DENTE ^[25]	141
FIGURA 27 - CORDAL DA SEÇÃO CRÍTICA ^[25]	142

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - EQUAÇÕES PARA CÁLCULO DO PERFIL DE UMA ENGRENAGEM	12
TABELA 2 - PROPRIEDADES DOS ROLAMENTOS ^[26]	25
TABELA 3 - CARACTERÍSTICAS MOTOR ELÉTRICO	34
TABELA 4 - CARACTERÍSTICAS DO DENTADO	34
TABELA 5 - ROLAMENTOS 1º ESTÁGIO REDUÇÃO	35
TABELA 6 - CARACTERÍSTICAS ENGRENAGENS ATUAIS	36
TABELA 7 - SOLICITAÇÕES DO SISTEMA	39
TABELA 8 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO PAR DE ENGRENAGENS	39
TABELA 9 - PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE	40
TABELA 10 - DIMENSIONAMENTO À FLEXÃO	61
TABELA 11 - DIMENSIONAMENTO À TORÇÃO	63
TABELA 12 - ROLAMENTOS, CAPACIDADES E ESFORÇOS (EIXO RÁPIDO)	64
TABELA 13 - PROPRIEDADES DAS ENGRENAGENS A MANTER/ALTERAR	66
TABELA 14 - CARACTERÍSTICAS NOVO PAR ENGRENAGENS	66
TABELA 15 - SOLICITAÇÕES DO NOVO SISTEMA	69
TABELA 16 - RESUMO RESULTADOS OBTIDOS ISO 6336 E KISSSOFT	84
TABELA 17 - FATOR DE APLICAÇÃO ^[22]	106
TABELA 18 - EXEMPLO DE MÁQUINAS DE ACIONAMENTO ^[22]	106
TABELA 19 - EXEMPLOS DE MÁQUINAS ACIONADAS (ENGRENAGENS INDUSTRIAIS) ^[22]	107
TABELA 20 - FATORES PARA DETERMINAR O FATOR DINÂMICO ^[18]	111
TABELA 21 - COEFICIENTES DA EQUAÇÃO DO Q' ^[18]	114
TABELA 22 - CONSTANTE B1 ^[18]	120
TABELA 23 - FATOR K' ^[18]	122
TABELA 24 - FATOR DE VIDA ^[24]	134
TABELA 25 - PARÂMETROS DE VISCOSIDADE ^[24]	135
TABELA 26 - FATOR DE VIDA ^[25]	147
TABELA 27 - VALORES DA ESPESSURA DA CAMADA DE DESLIZAMENTO ^[25]	148
TABELA 28 - FATOR DE TAMANHO (RAIZ) ^[25]	150
TABELA 29 - CONVERSÃO DE DUREZAS ^[28]	151

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	2
1.2	Problemas e Resultados Esperados	2
1.3	Metodologia	2
1.4	Organização do Documento	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	Caixa Redutora	7
2.2	Engrenagens	9
2.2.1	Engrenagens Helicoidais	9
2.2.2	Dimensionamento à Capacidade de Carga	14
2.2.2.1	Esforços	15
2.2.2.2	Coefficiente de Segurança à Pressão de Contacto e à Flexão do Pé do Dente	16
2.3	Veios	17
2.3.1	Dimensionamento à Flexão Simples	18
2.3.2	Dimensionamento à Torção Simples	19
2.4	Rolamentos	20
2.4.1	Dimensionamento	26
2.4.1.1	Vida Útil	26
3	DESENVOLVIMENTO	31
3.1	Caracterização do Projeto	31
3.2	Especificações	34
3.3	Características Atuais dos Elementos Alvo de Estudo	35
3.3.1	Engrenagens	35

3.3.1.1	Características Gerais das Engrenagens.....	36
3.3.1.2	Fatores de Influência Geral	40
3.3.1.2.1	Fator de Aplicação KA	40
3.3.1.2.2	Fator Dinâmico, KV	40
3.3.1.2.3	Fator de Carga na Face, $KH\beta$ e $KF\beta$	44
3.3.1.2.4	Fator de Carga Transversal $KH\alpha$ e $KF\alpha$	47
3.3.1.2.5	Fator de Segurança dos Flancos.....	48
3.3.1.2.6	Fator de Segurança Flexão no Pé do Dente	52
3.3.2	Veios.....	58
3.3.2.1	Dimensionamento à Deformação.....	58
3.3.2.2	Dimensionamento à Torção.....	62
3.3.3	Rolamentos	64
3.3.3.1	Vida Útil	64
3.4	Dimensionamento dos Elementos Mecânicos.....	65
3.4.1	Engrenagens	65
3.4.1.1	Fator de Aplicação, KA	70
3.4.1.2	Fator Dinâmico, KV	70
3.4.1.3	Fator de Carga na Face, $KH\beta$ e $KF\beta$	73
3.4.1.4	Fator de Carga Transversal, $KH\alpha$ e $KF\alpha$	75
3.4.1.5	Fator de Segurança dos Flancos.....	76
3.4.1.6	Fator de Segurança de Flexão no Pé do Dente	79
3.4.2	Veios.....	84
3.4.3	Rolamentos	84
3.5	Validação dos Resultados Obtidos.....	84
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	89
4.1	CONCLUSÕES.....	89
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	90
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	93
5.1	ARTIGOS EM REVISTAS INTERNACIONAIS.....	93
5.2	LIVROS.....	93
5.3	NORMAS.....	94
5.4	PÁGINA WEB	95
6	ANEXOS.....	99

6.1	Desenho, Pinhão de Entrada.....	100
6.2	Desenho, Roda de Entrada.....	101
6.3	Ficha Técnica, Rolamento 23032	102
6.4	Ficha Técnica, Rolamento 24032	104
6.5	Fator de Aplicação, KA	106
6.6	Fator Dinâmico, Kv	107
6.6.1	Fator dinâmico na faixa subcrítica ($N \leq NS$)	110
6.6.2	Fator Dinâmico na Faixa Principal de Ressonância ($NS < N \leq 1,15$)	112
6.6.3	Fator Dinâmico na Faixa Supercrítica ($N \geq 1,15$)	112
6.6.4	Cálculo de Redução de Massa no Conjunto de Engrenagens com Dentes Externos.....	112
6.7	Parâmetros de Rigidez do Dente, c' e $c\gamma$	113
6.7.1	Rigidez da Malha $c\gamma$	115
6.8	Fatores de Carga na Face, $KH\beta$ e $KF\beta$	116
6.8.1	Desalinhamento Equivalente Efetivo, $F\beta\gamma$	118
6.8.2	Tolerância de Rodagem, $y\beta$, e Fator de Rodagem, $x\beta$	118
6.8.3	Desalinhamento Equivalente Inicial, $F\beta x$	120
6.8.4	Desalinhamento Equivalente, fsh	121
6.8.5	Desalinhamento da Malha, fma	123
6.8.6	Desalinhamento da Malha Devido a Deformação do Alojamento, fca	123
6.8.7	Desalinhamento da Malha Devido a Deslocamento do Eixo, fbe	123
6.8.8	Fator Capacidade de Cargas para Tensão de Rotura do Dente, $KF\beta$	124
6.9	Fator de Carga Transversal, $KH\alpha$ e $KF\alpha$	125
6.9.1	Tolerância de Rodagem, $y\alpha$	126
6.10	Fator de Segurança dos Flancos.....	127
6.10.1	Fator de Segurança, SH	128
6.10.1.1	Método A	129
6.10.1.2	Método B	129
6.10.2	Tensão de Contato Admissível.....	129
6.10.3	Fator de Zona, ZH	130
6.10.4	Fator de Contacto de Dentes num Par, ZB e ZD , $\epsilon\alpha \leq 2$	130
6.10.5	Fator de Elasticidade, ZE	131
6.10.6	Fator Razão de Contacto, $Z\epsilon$	131
6.10.7	Relação Contacto Transversal $\epsilon\alpha$	132
6.10.8	Relação Sobreposição, $\epsilon\beta$	133
6.10.9	Fator Ângulo de Hélice, $Z\beta$	133
6.10.10	Fator de Vida, ZNT	133
6.10.11	Influência da Lubrificação	134

6.10.12	Fator de Lubrificante, ZL	134
6.10.13	Fator de Velocidade, Zv	135
6.10.14	Fator de Rugosidade, ZR	136
6.10.15	Fator de Dureza da Superfície, ZW	136
6.10.16	Fator de Tamanho, ZX	138
6.11	Fator de Segurança Flexão no Pé do Dente	138
6.11.1	Resistência a Flexão (factor de segurança), SF	139
6.11.2	Tensão Admissível na Raiz do Dente, σ_{FP}	139
6.11.3	Tensão de Flexão Admissível (Referência), $\sigma_{FP\ ref}$	140
6.11.4	Tensão de Flexão Admissível (Estática), $\sigma_{FP\ stat}$	140
6.11.5	Tensão de Flexão Admissível, $\sigma_{FP\ ref}$, (Vida Útil Longa, Método B)	140
6.11.6	Fator de Forma, YF	141
6.11.7	Fator de Correção de Tensão, YS	144
6.11.7.1	Fator de Correção da Tensão – Engrenagens com Entalhe no Raio	144
6.11.8	Fator de Correção de Tensão, YST	145
6.11.9	Fator Ângulo Hélice, $Y\beta$	145
6.11.10	Fator de Espessura Rim, YB	145
6.11.11	Fator de Profundidade do Dente, YDT	146
6.11.12	Fator de Vida, YNT	146
6.11.13	Fator de Sensibilidade, $Y\delta T$, Fator de Sensibilidade Relativo $Y\delta_{relT}$	147
6.11.14	Fatores de Superfície, YR , YRT e Fator de Superfície Relativo YR_{relT}	148
6.11.15	Fator de Tamanho, YX	149
6.12	Tabela de Conversão de Durezas	151

INTRODUÇÃO

- 1.1 Objetivos
- 1.2 Problemas e Resultados Esperados
- 1.3 Metodologia
- 1.4 Organização do Documento

1 INTRODUÇÃO

A manutenção de equipamentos industriais caracteriza-se, em grande parte nas indústrias, como um problema. É mais que compreendida a sua importância para que todo o sistema funcione em pleno, no entanto, implica paragens de produção, o que acaba por ir contra o pretendido que é produzir e produzir.

Perante o quadro atual, em que o pretendido é que as empresas produzam o máximo e que cada vez mais se gaste menos com manutenção. É necessário que os responsáveis pela manutenção consigam fazer o máximo, com os menores recursos e custos possíveis.

Esta realidade, apenas é possível quando quem coordena a manutenção tem pleno conhecimento dos equipamentos que possui e a sua prestação. Só assim é possível intervir nos elementos críticos, sem que nunca se comprometa os restantes, possibilitando uma produção sem interrupções.

Com as limitações impostas, é necessário tomarem-se determinadas medidas, não indo de encontro à opção ideal, mas sim à que é possível de ser implementada com base nos recursos disponíveis.

Este projeto acabou por ser desenvolvido com esse intuito, o problema em questão centra-se numa das caixas reductoras que compõem uma linha de laminagem. Toda a linha, ao longo dos anos tem sofrido aumentos de potência, no entanto, os redutores não tem sofrido qualquer alteração, a não ser, substituição de alguns dos seus elementos. De modo a serem tomadas medidas para um futuro, é pretendido que sejam projetados todos os estágios de redução, garantindo um coeficiente de segurança de 2,5 para as condições atuais, precavendo os possíveis incrementos de potência.

As alterações a realizar, apenas permitem a substituição as engrenagens que compõem a caixa reductora, impondo que a carcaça da caixa reductora, tipo de óleo e rolamentos permaneçam os mesmos. Com base nas imposições, dos requisitos definidos, inicialmente serão estudados os elementos que compõem o sistema, permitindo conhecer qual o ponto de situação atual do mesmo, com base nesses dados, será possível estudar as hipóteses que possam levar a atingir os objetivos pretendidos.

1.1 Objetivos

A evolução da indústria e as necessidades de produção acompanhadas da manutenção com os menores gastos possíveis, são cada vez uma realidade mais presente, implicando muitas vezes que sejam desenvolvidos estudos com o intuito de otimizar dispositivos, tentando aumentar a longevidade dos equipamentos.

Face às exigências da indústria, o presente projeto implica a otimização de uma caixa redutora industrial de forma a garantir um coeficiente de segurança de 2,5. Porém, são impostas limitações, tais como, relação de transmissão, entre eixos, rolamentos e lubrificante.

Com base nas características apresentadas, será projetado um novo conjunto de engrenagens de forma a tentar alcançar os objetivos pretendidos. Atendendo à grande dimensão de um projeto destes, para o presente estudo, apenas será contemplado o conjunto de entrada (pinhão e roda rápida).

1.2 Problemas e Resultados Esperados

O desenvolvimento de um projeto de otimização, deste género, com as limitações impostas, revela-se um risco de sucesso perante as limitações que lhe são impostas. Tratando-se de uma caixa redutora com cerca de cinco décadas, onde ao longo dos anos foi alvo de incrementos de potência, é possível que as limitações que são impostas possam contribuir para que os resultados pretendidos não sejam plenamente alcançados.

1.3 Metodologia

Perante a exigência implícita a este projeto, o mesmo teve de ser desenvolvido com base em critérios científicos testados e validados, para tal, o principal pilar para alcançar o coeficiente de segurança de 2,5 pretendido para as engrenagens assentou sobre a norma ISO 6336, sendo acompanhada de artigos científicos e alguma bibliografia inerente à área das engrenagens.

A escolha das normas ISO para o dimensionamento, foi tida em consideração atendendo à relevância que as mesmas apresentam na indústria, devido ao comité científico que as elaboram, com base no conhecimento de causa adquiridos, como ensaios práticos e reais realizados ao longo dos tempos, garantindo deste modo uma atualização permanente dos seus documentos, permitindo que a indústria de uma forma geral possa evoluir e se atualizar, sempre em busca de uma maior eficiência.

1.4 Organização do Documento

O documento encontra-se estruturado de modo a permitir uma introdução e compreensão deste projeto. Este encontra-se dividido em 3 principais pontos, sendo estes desenvolvidos e aprofundados sobre o assunto alvo de estudo e seus componentes.

- I. **Revisão Bibliográfica** – caracterizações dos elementos alvo de estudo e métodos de cálculo dos mesmos;
- II. **Desenvolvimento** – este acaba por ser o ponto principal do documento, sendo neste onde são desenvolvidos os estudos e cálculos para alcançar as características delineadas. No presente ponto é caracterizado o projeto alvo de estudo, as características e limitações que são impostas, determinados os coeficientes atuais dos elementos, bem como, definidas as características a alterar de forma a atingir os resultados expectáveis e desenvolvidos os cálculos com base nas alterações aplicadas.
- III. **Conclusão e Propostas de Trabalhos Futuros** – Com os valores determinados no desenvolvimento, nesta fase do documento são comentados os resultados obtidos e retiradas as ilações deste projeto.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Caixa Redutora
- 2.2 Engrenagens
- 2.3 Veios
- 2.4 Rolamentos

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Caixa Redutora

Uma caixa redutora/multiplicado é um dispositivo aplicado em mecanismos de rotação, com o intuito de reduzir/aumentar velocidade de rotação ou aumentar/reduzir o binário transmitido. Graças à sua grande versatilidade, estes tipos de dispositivos são aplicados a nível industrial numa vasta gama de aplicações, podendo estes ser *standard* ou desenvolvidos em função de uma aplicação concreta [5]. De um modo geral, estes são aplicados a nível industrial como elementos de transmissão, fazendo a ligação entre o motor elétrico e um elemento operacional, ou até a ligação entre um elemento operacional e um gerador. Na Figura 1 é possível observar um exemplo de uma caixa multiplicadora a ser submetida a um ensaio de carga num banco de potência.

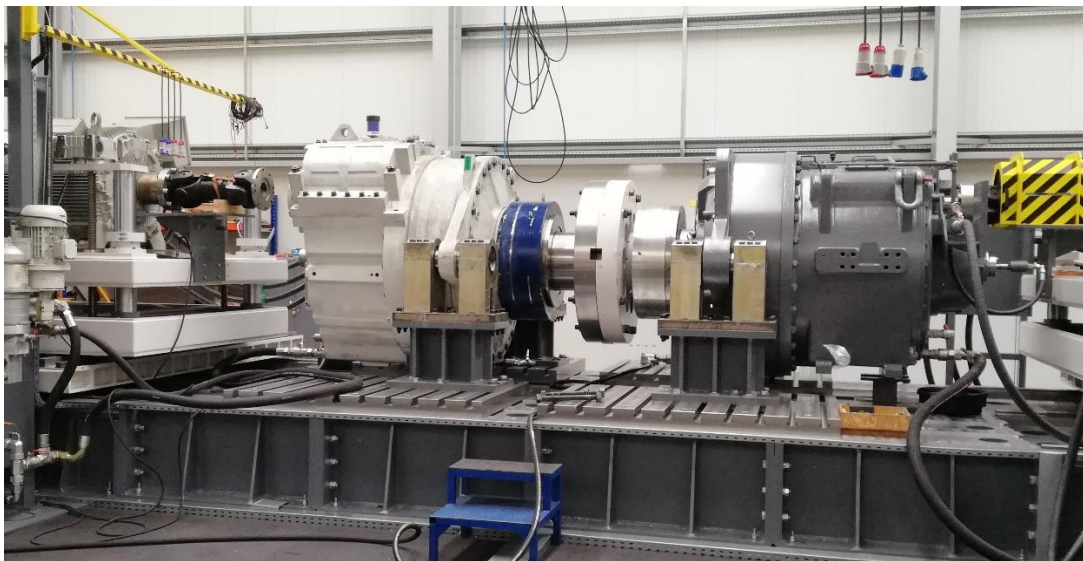


Figura 1 - Caixa Multiplicadora de Turbina Eólica

Apesar da grande versatilidade, o princípio de construção destes elementos é o mesmo, apesar da aplicação a que se destina. Este é composto por uma carcaça, local onde se encontram os alojamentos para posicionamento dos rolamentos, os rolamentos por sua vez, suportam os veios, que por sua vez podem conter as engrenagens montadas ou então, o veio pode já conter a engrenagem. Como exemplo dos elementos que compõem uma caixa redutora, é possível observar-se estes na Figura 2.

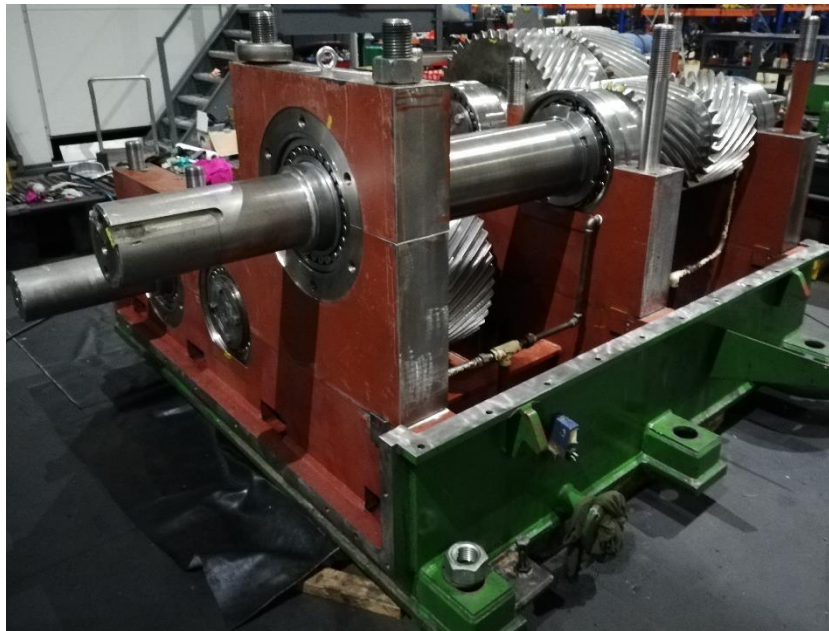


Figura 2 - Caixa Redutora Industrial

A engrenagem é o elemento fundamental para o funcionamento deste dispositivo na sua essência. Este é o elemento que permite a redução/aumento de velocidade/binário, em função do pretendido. As engrenagens utilizadas podem ser de dentes retos, helicoidais, helicoidais duplas, engrenagens de dentado cônico, engrenagens helicoidais cônicas, engrenagens parafuso sem-fim entre outras, em função da aplicação [6].

Os veios, acabam por ser o elemento responsável por suportarem as engrenagens e permitir que as mesmas rodem e transmitam velocidade/binário.

Os rolamentos, por sua vez, suportam os veios, permitindo que os mesmos rodem livremente, sem resistência de modo a contribuir para o correto funcionamento de todo o sistema.

O elemento que suporta os rolamentos é a carcaça, esta garante o correto posicionamento de todos os elementos, permitindo um correto funcionamento do sistema, além de servir como cárter para o lubrificante que é utilizado no sistema.

O lubrificante é aplicado no dispositivo com a função de garantir a longevidade dos elementos metálicos presentes no dispositivo, este previne o contacto metal/metal, o que provocaria um desgaste acelerado das engrenagens e rolamentos.

O lubrificante por sua vez requer que o equipamento possua um nível, de forma a garantir que este se encontra sempre na medida indicada para um correto desempenho. Um respiro para possibilitar a entrada/saída de ar do redutor durante o seu serviço (devido ao aquecimento/arrefecimento). Além destes componentes, devido ao lubrificante, o redutor pode possuir retentores, de forma a prevenir a saída do lubrificante pelos eixos de entrada/saída, bem como, prevenir a entrada de elementos estranhos no sistema.

2.2 Engrenagens

A invocação do termo mecânica e a sua realidade não passam sem alguns dos elementos mecânicos mais significativos e mais recorrentes que são aplicados nessa realidade. As engrenagens por sua vez, representam um dos elementos com maior importância atendendo a sua empregabilidade em equipamentos e máquinas pela função que desempenham [7]. A Figura 3 ilustra o conjunto de engrenagens que compõem uma caixa redutora industrial.

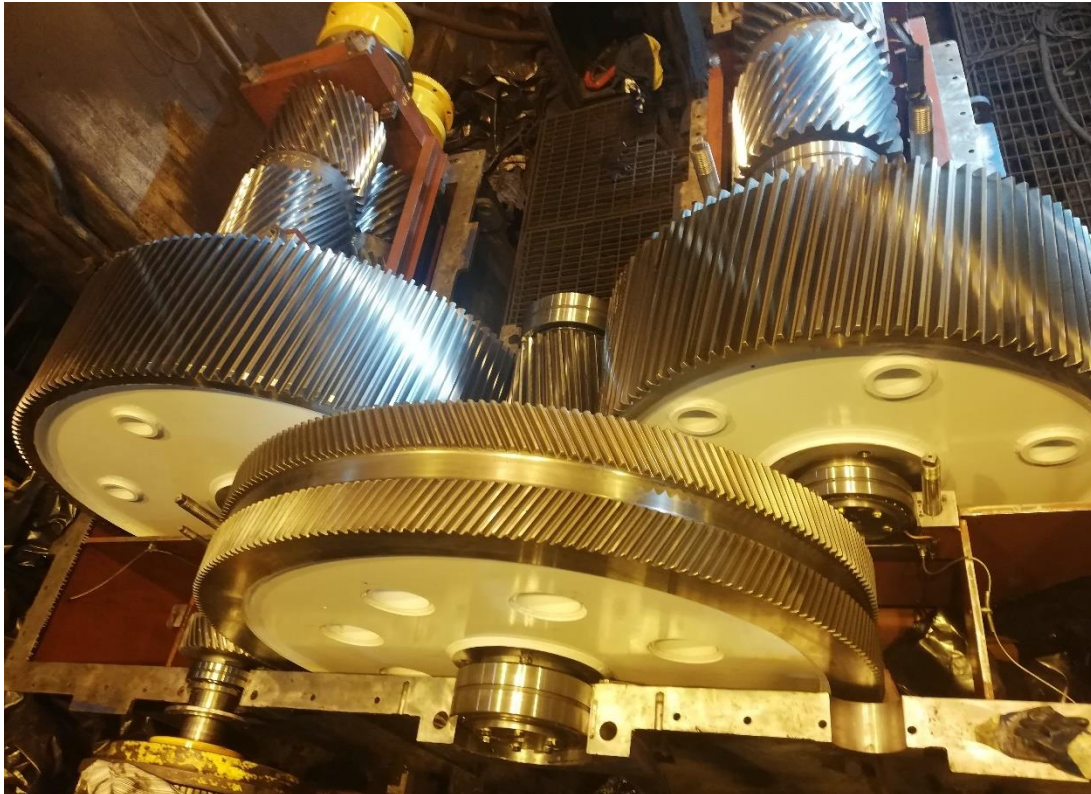


Figura 3 - Conjunto Engrenagens Helicoidais e Helicoidais Duplas

Este elemento mecânico é responsável por transmitir potência e movimento entre eixos rotativos, que possibilitam a redução de binários e o aumento da velocidade ou vice-versa. Estes podem-se encontrar a operar em paralelo, cruzado ou com inclinação, permitindo desta forma uma grande versatilidade, pelas dimensões que podem assumir e as conjugações que possibilita num sistema.

2.2.1 Engrenagens Helicoidais

Uma engrenagem por si só, apresenta alguma complexidade, consoante cada tipo de engrenagens, existem cuidados que devem de ser tidos em consideração para um correto dimensionamento. O método mais simples para compreender este elemento são as suas características, é através de um exemplo de uma engrenagem de dentes

retos, com ilustra a Figura 4. Neste exemplo é possível de se compreender a geometria e a nomenclatura aplicada para este elemento e o seu significado^[8].

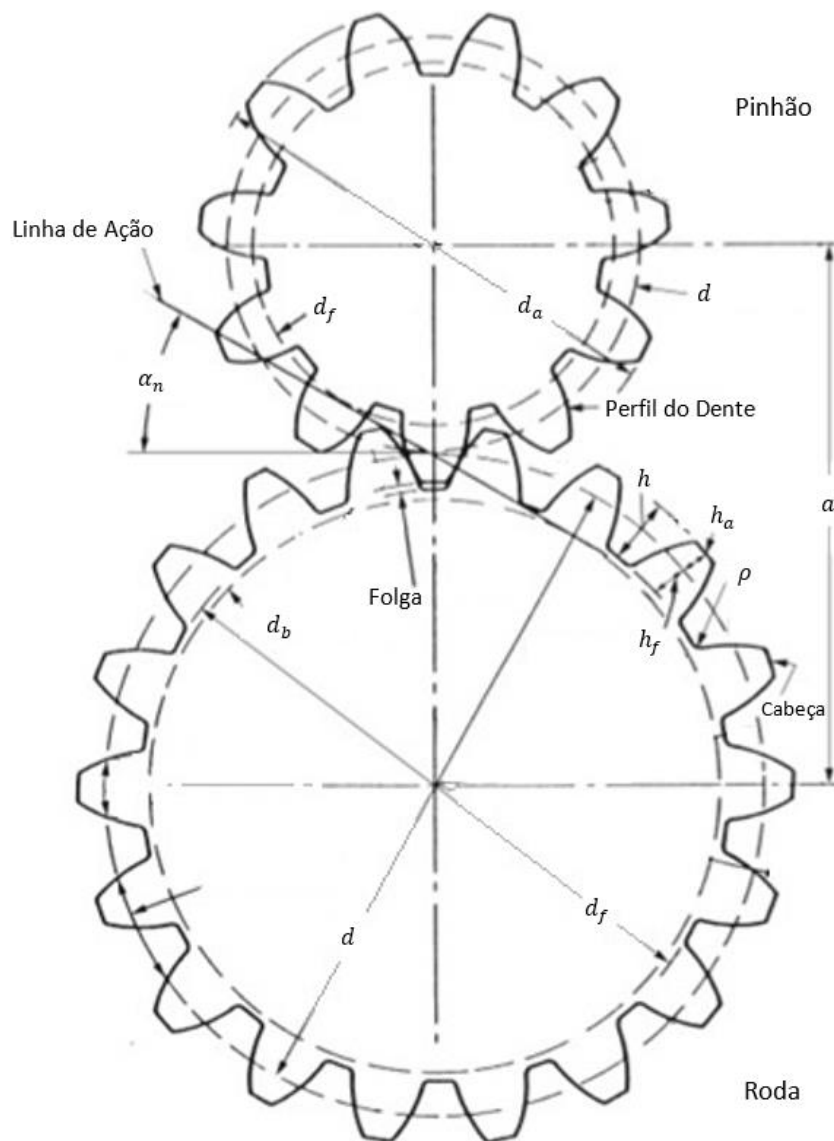


Figura 4 - Nomenclatura Engrenagem Dentes Retos^[8]

Para a caracterização de um par de engrenagens, existem características básicas que são necessárias se definirem, tais como:

- Distância entre centros;
- Diâmetro do círculo primitivo;
- Módulo (tamanho dos dentes);
- Número de dentes;
- Ângulo de pressão do contacto;

A elaboração de um projeto, implica requisitos básicos como a velocidade angular ou a relação de transmissão necessária para satisfazer as características dos equipamentos a

desenvolver, bem como as limitações do local de aplicação. Na Figura 5 encontra-se representada um redutor industrial de saída dupla.

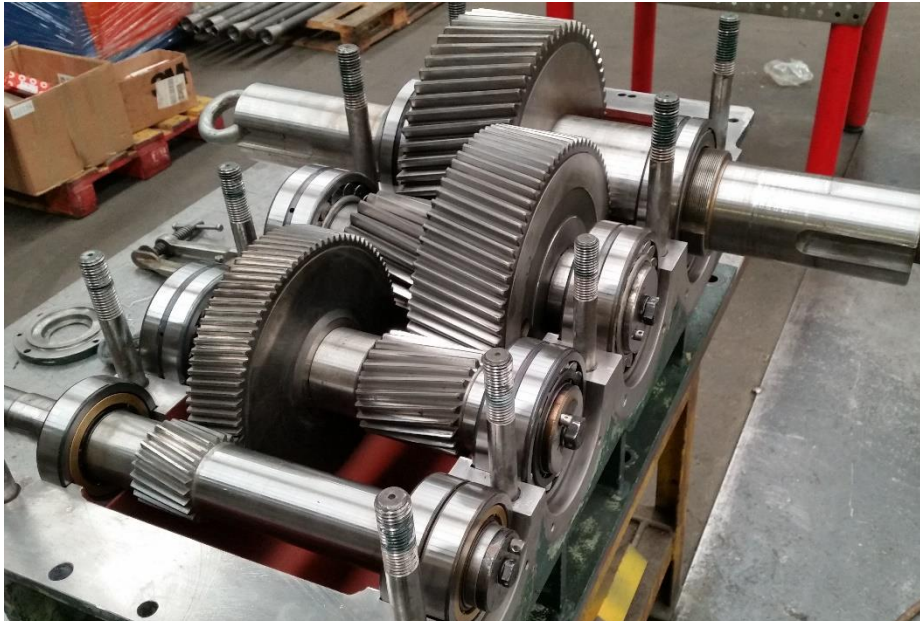


Figura 5 - Engrenagens de Caixa Redutora Industrial

As engrenagens helicoidais diferem das engrenagens de dentes retos no plano axial atendendo a torção que os dentes apresentam, sendo que, no plano de rotação estes dois tipos são bastante semelhantes. As helicoidais são capazes de suportar cargas superiores atendendo à maior área que os dentes apresentam, devido a hélice, bem como, transmitir cargas superiores ^[9], de uma forma geral. Porém são menos eficientes que as de dentes retos.

A inclinação dos dentes deste tipo de engrenagem é definida pelo ângulo entre a tangente do dente na interseção do cilindro primitivo e o perfil do dente, conforme pode ser observado na Figura 6. O sentido de inclinação dos dentes poderá tomar dois sentidos, podendo ser esquerdo ou direito. A forma de identificar o sentido da inclinação pode ser realizada através da regra da mão direita¹.

¹ A regra da mão direita é uma das técnicas aplicada para identificar a direção de um dentado helicoidal. Ao colocar a mão direita sobre uma roda dentada helicoidal, no caso do sentido da hélice se encontrar alinhada com o polegar, trata-se de uma engrenagem helicoidal com hélice direita, caso o alinhamento seja contrário ao alinhamento do polegar tratar-se-á de engrenagem helicoidal com hélice esquerda ^[10].

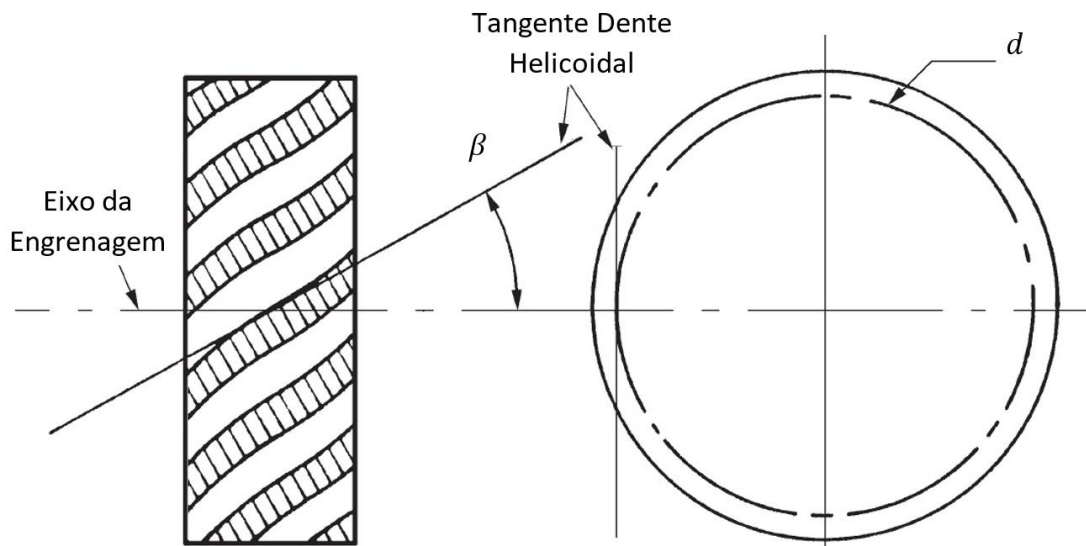


Figura 6 - Definição Ângulo de Hélice [8]

O cálculo dos fatores das engrenagens helicoidais, assemelha-se ao das engrenagens de dentes retos, sendo necessário considerar o fator axial para estas, o que acabará por ter impacto no cálculo de determinados fatores. Na Tabela 1 [16] encontram-se presentes as expressões de cálculo necessárias para determinar vários os elementos para o dimensionamento de uma engrenagem helicoidal [17]. Porém, é de salientar que certos elementos têm de ser definidos pelo projetista.

Tabela 1 - Equações para Cálculo do Perfil de uma Engrenagem

Elemento	Fórmula	Eq. Nº	Und.
m_n	$\frac{d \cos \beta}{z}$	1	mm
m_t	$\frac{d}{z}$	2	mm
p_z	$\frac{\pi z m_n}{\sin \beta}$	3	mm
β	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi d_1}{p_z} \right)$	4	°
z	$\frac{d}{m_t}$	5	---
α_t	$\tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$	6	°
$\text{inv } \alpha_t$	$\tan \alpha_t - \left(\frac{\alpha_t \pi}{180} \right)$	7	---
$\text{inv } \alpha_{wt}$	$2 \tan \alpha_n \left(\frac{x_{n1} + x_{n2}}{z_1 + z_2} \right) + \text{inv } \alpha_t$	8	---
α_{wt}	$\cos^{-1} \left[\frac{(z_1 + z_2) \cos \alpha_t}{(z_1 + z_2) + 2 y \cos \beta} \right]$	9	°
$\text{inv } \alpha_n$	$\tan \alpha_n - \left(\frac{\alpha_n \pi}{180} \right)$	10	---

y	$\frac{a}{m_n} - \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta}$	11	μm
a	$\left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + y\right) m_n$	12	mm
u	$\frac{z_2}{z_1}$	13	---
x_1	$\frac{-0,4303}{u+1} + \frac{u-1}{3u}$	14	---
x_2	$y - x_1$	15	---
d	$\frac{z m_n}{\cos \beta}$	16	mm
d_b	$d \cos \alpha_t$	17	mm
d_w	$\frac{d_b}{\cos \alpha_{wt}}$	18	mm
d_a	$d + 2m_n(1 + x)$	19	mm
d_f	$d - 2,5 m_n + 2 x m_n$	20	mm
f_{pt}	$0,3(m + 0,4\sqrt{d_w}) + 4$	21	μm
F_α	$3,2\sqrt{m} + 0,22\sqrt{d_w} + 0,7$	22	μm
h_a	$\frac{d_b}{\cos \alpha_{wt}}$	23	mm
h	$[2,25 + y - (x_{n1} + x_{n2})]m_n$	24	mm
β_b	$\tan^{-1}\left(\frac{\pi d_{b1}}{p_z}\right)$	25	°
ρ	$0,5 d_b \tan \alpha_{wt}$	26	mm
ε_α	$\frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} - a \sin \alpha_{wt}}{\pi m_t \cos \alpha_t}$	27	---
ε_β	$\frac{b_B \sin \beta}{\pi m_n}$	28	---
ε_γ	$\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	29	---
ρ_{fP}	$0,38 m_n$	30	mm
h_{fP}	$1,25 m_n$	31	mm
$m_{1,2}$	$\rho \pi \left(\frac{d_{f1,2}}{2}\right)^2$	32	kg/mm
$J_{1,2}^*$	$\frac{1}{2} m_{1,2} \left(\frac{d_{b1,2}}{2}\right)^2$	33	$kg mm^2/mm$
$m_{1,2}^*$	$\frac{J_{1,2}^*}{\left(\frac{d_{b1,2}}{2}\right)^2}$	34	kg/mm

m_{red}	$\frac{m_1^* m_2^*}{m_1^* + m_2^*}$	35	kg/mm
$d_{m1,2}$	$\frac{d_{a1,a2} + d_{f1,f2}}{2}$	36	mm
$q_{1,2}$	$\frac{d_{i1,2}}{d_{m1,2}}$	37	---
Engrenagem Virtual			
Z_n	$\frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$	38	---
ε_{an}	$\frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}$	39	---
d_n	$m_n Z_n$	40	mm
p_{bn}	$\pi m_n \cos \alpha_n$	41	mm
d_{bn}	$d_n \cos \alpha_n$	42	mm
d_{an}	$d_n + d_a - d$	43	mm
d_{en}	$2 \frac{z}{ z } \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n (\varepsilon_{an} - 1)}{ z } \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2}$	44	mm
α_{en}	$\arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right)$	45	o
$inv \alpha_{en}$	$\tan \alpha_{en} - \left(\frac{\alpha_{en} \pi}{180}\right)$	46	---
γ_e	$\frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n \times x}{Z_n} + inv \alpha_n - inv \alpha_{en}$	47	o
α_{Fen}	$\alpha_{en} - \gamma_e$	48	o

2.2.2 Dimensionamento à Capacidade de Carga

O desenvolvimento de um equipamento mecânico, encontra-se sempre ligado a um projeto prévio, onde nele é efetuado o devido dimensionamento dos elementos que compõem o sistema, garantindo assim o projeto de um equipamento fiável, eficiente e seguro com o menor custo possível [11]. Para tal, esta fórmula só é garantida com o desenvolvimento prévio de um projeto que enquadre, fatores inerentes a esse sistema (físicos, mecânicos, químicos, etc.), a sua finalidade e os requisitos apresentados por parte do cliente para o seu desenvolvimento.

Para o dimensionamento das engrenagens que compõem o sistema, as mesmas serão projetadas de acordo com as normas ISO 6336, tendo em consideração os princípios básicos, fatores influentes, resistência a pressão de contacto, resistência à flexão no pé do dente, resistência e qualidade dos materiais e vida útil de acordo com cargas variáveis.

Perante a diversidade de fatores que influenciam o desempenho de uma engrenagem, estes deverão ser considerados de forma a otimizar ao máximo a mesma. Todos esses

fatores são considerados nas normas ISO 6336, sendo resultado de pesquisas e trabalho de campo desenvolvidos para uma melhor compreensão de todas as variantes que uma engrenagem se encontra sujeita.

Numa fase inicial do projeto, os dados e informações revelam-se limitados, proporcionando que se utilizem aproximações de modo a atingir o resultado pretendido. Porém ao recorrer-se a aproximações, é importante que se tenha em consideração um fator de segurança adequado de forma a não comprometer todo sistema. Nos casos em que se pretende uma maior precisão no sistema a desenvolver, aconselha-se o desenvolvimento de um protótipo, permitindo uma análise mais precisa através das medições e controlos realizados ^[1].

Desde modo, a norma ISO 6336-1, apresenta três métodos distintos para auxiliar a fase de design dos elementos, apresentando diretrizes para o cálculo de fatores influentes no sistema. O método selecionado deverá ir de encontro às características acordadas entre o fabricante e cliente.

Método A

Os fatores utilizados neste método, resultam dos valores recolhidos de ensaios de carga à escala, medições ou análises matemáticas com base na experiência operacional adquirida. Dos três, este é o método que apresenta uma maior precisão e fiabilidade. Porém devido a todos os fatores que este envolve, apresenta algumas desvantagens em relação aos restantes, acabando por não ser estudado com a mesma profundidade. No resumo dos custos, este é o mais elevado, requer ainda equipamentos de medição adequados.

Método B

O método B, para a grande maioria das aplicações apresenta a precisão necessária para determinar os fatores essenciais. Este método detém os pressupostos para o cálculo dos elementos inerentes à engrenagem, porém, para cada caso é necessário avaliar as suas premissas e identificar se estas se aplicam ou não ao sistema.

Método C

O terceiro e último método, resulta de aproximações simplificadas para alguns dos fatores. No entanto, tal como no método B, é necessário avaliar quando estas são aplicadas ao sistema alvo de estudo.

Atendendo à informação reunida e de forma a obter um estudo o mais preciso possível, o presente projeto será desenvolvido de acordo com o Método B.

2.2.2.1 Esforços

O dimensionamento de um elemento mecânico, implica o conhecimento de todos os esforços e solicitações de forma a considerar estes no dimensionamento. Só desta forma

é possível obter um resultado fiável, prevenindo deste modo eventuais falhas no elemento projetado.

A nível de velocidades, é necessário ter em especial atenção a velocidade da operação dos elementos de forma a averiguar se esta se encontra próxima da frequência de ressonância, caso tal se verifique, é necessário a realização de um estudo minucioso, prevenindo um problema de maior no futuro.

Para o cálculo da força tangencial, este pode ser obtido através do binário ou potência nominal que é transmitida ao par de engrenagens. No dimensionamento deve ser considerado sempre as condições mais desfavoráveis, ou seja, os maiores esforços que os elementos poderão suportar, para tal, pode ser utilizado como base o binário nominal do motor elétrico.

$$F_t = \frac{T}{\frac{d_{w1} \times 10^{-3}}{2}} \quad 49$$

Com a força tangencial determinada, é possível obter esforços como F_r (força radial), F_n (força normal), F_m (força tangencial transversal no círculo primitivo), F_{th} (força tangencial no plano transversal).

$$F_r = F_t \tan \alpha_t \quad 50$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \quad 51$$

$$F_m = F_t K_A K_v \quad 52$$

$$F_{tH} = F_t K_A K_v K_{h\beta} \quad 53$$

Através das características de acionamento ainda é possível determinar elementos como binário, velocidade angular e velocidade tangencial.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad 54$$

$$\omega = \frac{n 2\pi}{60} \quad 55$$

$$v = \omega \frac{d}{2} \quad 56$$

2.2.2.2 Coeficiente de Segurança à Pressão de Contacto e à Flexão do Pé do Dente

O projeto de elementos mecânicos, sujeitos a cargas e solicitações, requerem um dimensionamento prévio, de modo a que o elemento vá de encontro ao serviço para o qual é projetado. Apenas é possível projetar um elemento eficiente quando o mesmo é devidamente projetado com base no coeficiente de segurança pretendido. Não sobredimensionando os elementos de modo a não encarecer o projeto, nem de modo a subdimensionar os elementos, de modo a que os mesmo não comprometam a sua

função, devido a uma vida útil reduzida ou não apresentem as características necessárias, para desempenhar a sua função.

No caso das engrenagens, atendendo as suas mais diversas aplicações o seu dimensionamento é fundamental, atendendo as dimensões que estes elementos podem alcançar, bem como, ao valor que podem custar. Uma falha numa caixa multiplicadora ou redutora pode revelar-se catastrófica, resultando numa perda de todos os seus elementos devido a danos severos.

De modo a garantir um correto dimensionamento de acordo com as necessidades, este processo pode ser desenvolvido com base em normas ISO, AGMA entre outros, que resultam de testes e ensaios realizados ao longos dos tempos, com base nos resultados obtidos através de outras instituições, criaram diretrizes para o dimensionamento destes elementos à pressão de contacto e à flexão do pé do dente. A ISO 6336 apresentam linhas, diretrizes e expressões de cálculo para o dimensionamento destes elementos.

Dos anexos 6.5 ao 6.11, encontram-se presentes as informações necessárias para o dimensionamento de engrenagens helicoidais duplas.

2.3 Veios

O veio trata-se de um elemento rotativo ou estacionário, sobre o qual são montados elementos como rodas dentadas, polias, rolamentos, etc. Este tipo de elemento pode encontrar-se sujeito a solicitações que provoquem flexão, torção, tração ou compressão axial, podendo ocorrer em simultâneo ou isolados, no caso dos veios rotativos. Os veios estacionários, não são sujeitos a torção, desde que os elementos montados neste se encontrem estáticos.

Este elemento também se pode denominar de eixo ^[12].

A Figura 7, ilustra o veio principal de um aerogerador eólico, este elemento é o responsável por transmitir a rotação do *hub*, elemento onde se encontram montadas as pás da turbina, para a caixa multiplicadora.



Figura 7 - Veio Principal de Aerogerador

Um veio rotativo com engrenagens montadas, onde estas transmitem potência através da rotação, acabam por gerar cargas e momentos no seu eixo, produzindo assim deformações elásticas. As deflexões geradas podem afetar o alinhamento dos dentes da engrenagem, afetando a distribuição da carga ao longo da face da engrenagem.

De modo a prevenir eventuais falhas durante a sua operação, um veio deve ser dimensionado à flexão e à torção de acordo com as cargas que nele serão aplicadas, para tal, existem métodos de cálculos, de modo a garantir que este possui resistência à fadiga, solicitações estáticas (caso aplicável), rigidez e é isento de ressonância.

2.3.1 Dimensionamento à Flexão Simples

Para o dimensionamento de um veio de flexão simples, deve-se aplicar os seguintes passos:

1. Dividir o veio por frações com base na aplicação de esforços e variação de secção;
2. Identificar cada uma das frações que o veio foi dividido, sendo identificada como $i = 1$ a primeira secção do lado esquerdo até $i = n$;
3. Identificar os diâmetros internos e externos em cada uma das frações;
4. Identificar as forças e reações em cada uma das frações;
5. Determinar os esforços de corte em cada fração, para tal é aplicada a equação 57;

$$V_{i+1} = V_i + F_i \dots i=1,2,3,\dots, n-1 \quad 57$$

6. Identificar os comprimentos entre cada uma das frações;
7. Calcular o momento fletor para cada seção, podendo este valor ser obtido através da equação 58.

$$M_{i+1} = M_i + (V_{i+1})(x_{i+1}) \dots i=1,2,3,\dots, n \quad 58$$

8. Determinar o segundo momento de área em cada uma das frações do veio, este valor pode ser determinado com recurso a equação 59;

$$I_i = \frac{\pi(d_{sh\ i}^4 - d_{in\ i}^4)}{64} \dots i=1,2,3,\dots, n \quad 59$$

9. Multiplicar o segundo momento de área obtido em cada uma das frações pelo módulo de elasticidade. Este valor é determinado através da equação 60.

$$EI = (E)(I_i) \dots i=1,2,3,\dots, n-1 \quad 60$$

10. Dividir o momento torsor por EI, aplicar equação 61 e 62 para determinar o valor em cada uma das extremidades da secção, respetivamente;

$$MEI_{ui} = \frac{M_i}{E I_i} \dots i=1,2,3,\dots, n-1 \quad 61$$

$$MEI_{i_i} = \frac{M_{i+1}}{E I_i} \dots i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad 62$$

11. Posteriormente, determinar o valor médio de MEI em cada uma das frações, para tal, é aplicada a equação 63.

$$AMEI_i = \frac{MEI_{u_i} + MEI_{l_i}}{2} \dots i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad 63$$

12. Para determinar o valor de inclinação SL_i , este começa em 0 na fração 1, sendo os valores seguintes determinados através do produto do $AMEI_i$ com o comprimento da fração, x_i , tal como é possível de se observar na equação 64.

$$SL_i + 1 = SL_i + (AMEI_i)(x_i + 1) \dots i = 1, 2, 3, \dots, n - 1 \quad 64$$

13. De seguida é determinada a média entre o início e o final de cada fração, valor determinado através da equação 65.

$$ASL_i = \frac{SL_i + SL_{i+1}}{2} \dots i = 1, 2, 3, \dots, n - 1 \quad 65$$

14. O incremento da flecha, é determinado através da multiplicação do valor médio de inclinação e o comprimento da fração, para determinar este fator, é aplicada a equação 66.

$$DI_i = (ASL_i)(x_i + 1) \dots i = 1, 2, 3, \dots, n - 1 \quad 66$$

15. A constante de integração S_y é determinada através da soma dos valores do DI. O sinal deste fator terá de ser alterado.

16. Para obter a constante de integração para cada uma das frações, é aplicada a equação 67, esta consiste em multiplicar o valor do IC pelo comprimento da fração.

$$ICS_i = (IC)(x_i + 1) \dots i = 1, 2, 3, \dots, n - 1 \quad 67$$

17. A flecha calculada é determinada através da equação 68. Nos pontos de apoio este fator toma o valor de 0, sendo que nos apoios nunca se verifica flexão.

$$y_{i+1} = y_i + DI_i + ICS_i \dots i = 1, 2, 3, \dots, n - 1 \quad 68$$

2.3.2 Dimensionamento à Torção Simples

Um veio que transmita potência através de engrenagens, acaba por sofrer torções, resultando numa flexão dos dentes da engrenagem, acabando por afetar a distribuição da carga na face dos dentes da mesma. Para compreender o comportamento de um veio sujeito a torção e sua reação perante este fenómeno, a Figura 8 ilustra este.

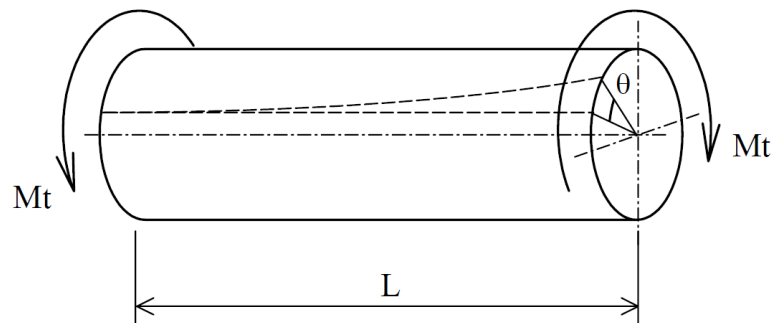


Figura 8 – Torção [13]

A torção de um veio é quantificada pelo seu ângulo de torção θ , podendo este ser determinado através da equação 69.

$$\theta = \frac{M_t L}{G I_t} \quad 69$$

Para que um veio com variação de secções, bem como, variação do momento torsor nele presente, a equação 69 deverá de ser aplicada a cada uma das secções determinado o ângulo de torção presente em cada uma delas. Para compreender o ângulo de torção presente no veio, deverão ser somados os vários ângulos de cada uma das secções, conforme representado na equação 70.

$$\theta = \theta_i + \theta_{i+1} + \dots + \theta_n \quad 70$$

2.4 Rolamentos

Os rolamentos são dos elementos mecânicos mais comuns a nível industrial, encontrando-se implementados em toda a indústria, sendo aplicados numa grande diversidade de componentes, desde o mais simples elemento doméstico, como um aspirador, podendo equipar elementos de elevada tecnologia como um carro de fórmula 1, ou mesmo serem montados numa turbina à gás de uma central termoelétrica. São inúmeras as aplicações possíveis para este elemento [14].

A configuração básica de um rolamento caracteriza-se por um anel externo e outro interno, elementos rolantes e gaiola (elemento responsável por garantir o devido espaçamento entre os elementos rolantes). Na Figura 9, é possível ser observado o aspeto de um rolamento de esferas. No entanto existem alguns que possuem blindagens, podendo estas ser plásticas ou metálicas.



Figura 9 – Rolamento [27]

O conceito básico de um rolamento passa pelo demonstrado na Figura 9, no entanto atendendo a grande diversidade de aplicações possíveis para estes elementos, bem com as exigências impostas pela indústria pela sua evolução, implicou que houvesse um desenvolvimento dos rolamentos, permitindo dar resposta às necessidades que foram surgindo.

Perante a grande diversidade de rolamentos existentes, verificou-se a necessidade de categorizar os mesmos, sendo estes identificados pela sua geometria. A nível de rolamentos, de uma forma geral, existem duas categorias, rolamentos de esferas e rolamentos de rolos, dentro de cada categoria, há subcategorias para os diferenciar de acordo com as suas características ou propriedades. Os principais fatores a serem considerados na altura de seleção do rolamento ideal são:

- Espaço útil;
- Carga, características e condições;
- Velocidade de serviço;
- Temperatura;
- Desalinhamento;
- Procedimentos de montagem e desmontagem;
- Rigidez dinâmica;
- Erro de movimento;
- Ruído.

De forma a compreender a grande diversidade de rolamentos existente, na Figura 10 [26], encontra-se apresentados os diversos tipos de rolamentos.

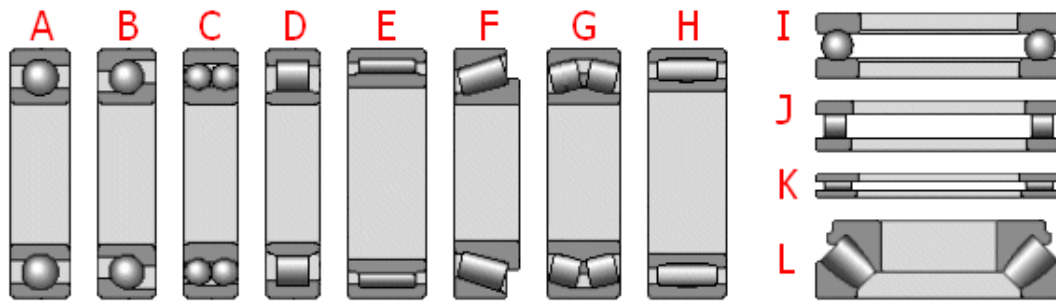


Figura 10 - Tipos de Rolamentos [26]

A. Rolamento Rígido de Esferas:

Características: São rolamentos com uma grande variedade de aplicações, apesar da sua simplicidade, são muito resistentes em funcionamento e requerem uma manutenção simples. Este tipo de rolamentos adequa-se a velocidade altas e muito altas de operação, podendo ser vendidos com blindagem.

Cargas Radiais e Axiais: Com capacidade para suportar cargas radiais e axiais em ambos os sentidos devido a geometria das pistas.

B. Rolamento de Esferas de Contacto Angular

Características: Neste tipo de rolamentos, as pistas internas e externas encontram-se ajustadas uma a outra na direção do eixo do rolamento. Estes podem ser emparelhados, bem como, serem fornecidos com blindagem.

Cargas Radiais e Axiais: Os rolamentos de apenas uma carreira, são capazes de suportar elevados esforços radiais, bem como cargas axiais num sentido, para ter capacidade de suportar carga no outro sentido axial, requerendo que seja aplicado outro rolamento de forma simétrica.

C. Rolamento Autocompensador de Esferas

Características: Rolamentos com duas carreiras de esferas com uma pista concava no anel exterior. Este é adequado para situações que apresentem flexões ou desalinhamento, podendo ser cilíndricos ou cônicos, com a hipótese de serem fornecidos com blindagem.

Cargas Radiais e Axiais: Além das cargas radiais, também suportam cargas axiais em ambos os sentidos.

D. Rolamento de Rolos Cilíndricos

Características: Rolamentos com uma carreira de rolos cilíndricos, onde o anel exterior apresenta bordas de ambos os lados. Este tipo de rolamento apresentam uma elevada rigidez e requerem um alinhamento perfeito devido a sua construção. Estes podem ser cônicos ou cilíndricos.

Cargas Radiais e Axiais: Indicados para situações que se verifiquem cargas oscilantes devido a sua rigidez. Os rolamentos sem gaiola apresentam uma maior capacidade de carga, no entanto, com gaiola podem ser utilizados para aplicações de maiores velocidades. Capacidade de suportar maiores esforços axiais devido as bordas presentes nos anéis.

E. Rolamento de Agulhas

Características: Os rolamentos de agulhas com bordas, podem ser constituídos por uma ou duas carreiras de rolos. Os seus elementos rolantes são cilíndricos, mas por serem finos e longos são classificados por agulhas. Estes são ideais para situações de espaço restrito devido à sua altura de instalação, no entanto apresentam uma elevada precisão e rigidez. Este tipo de rolamento permite ainda eliminar os seus anéis de forma a reduzir espaço. Estes rolamentos requerem um bom alinhamento.

Cargas Radiais e Axiais: Apesar da sua baixa secção, este tipo de rolamentos é caracterizado pela capacidade de carga elevada. Adequados para situações de cargas oscilantes. Estes não suportam cargas axiais, mas permitem desalinhamento axial dos anéis.

F. Rolamento de Rolos Cónicos

Características: Os rolamentos de rolos cónicos, são formados por uma pista interior e exterior cónica, podendo ser disponibilizados de forma simples ou em conjunto ajustado (composto por dois rolamentos e um anel espaçador de forma a garantir o ajuste ideal entre ambos)

Cargas Radiais e Axiais: Com capacidade de suportar elevadas cargas radiais e axiais num sentido. Para suportar cargas axiais no sentido contrário, requer que seja aplicado outro rolamento de forma simétrica, estes rolamentos podem ser montados com a configuração X ou O. Este tipo de rolamento é classificado como capaz de suportar elevadas cargas, mais elevadas que os rolamentos de esferas de contacto angular, no entanto, estes são projetados para velocidades mais baixas.

G. Rolamento Autocompensador de Rolos

Características: Os rolamentos autocompensadores de rolos, são compostos por duas carreiras de rolos, com um caminho esférico comum no anel externo. Devido ao seu *design*, este permite a inclinação mútua dos anéis, permitindo assim compensar a flexão dos eixos e o desalinhamento dos apoios.

Cargas Radiais e Axiais: Estes rolamentos são capazes de suportar elevadas cargas radiais e axiais em ambos os sentidos. Devido a capacidade oscilante entre os rolos e a pista, é possível alcançar-se uma distribuição uniforme das tensões no rolamento.

H. Rolamento de Rolos Toroidais

Características: Os rolamentos de rolos toroidais caracterizam-se por terem uma carreira de elementos rolantes, sendo estes ligeiramente esféricos e as pistas interna e externa concavas. Estes rolamentos foram idealizados com o intuito de conjugar a capacidade de inclinação dos autocompensadores de rolos. Eles podem ser cónicos ou cilíndricos.

Cargas Radiais e Axiais: Estes rolamentos apresentam uma capacidade de carga radial alta, mesmo no caso de compensar desalinhamentos. Apresentam uma capacidade de carga superior que os rolamentos com gaiolas.

I. Rolamento Axial de Esferas

Características: Os rolamentos axiais de esferas são compostos por duas pistas e uma coroa com esferas, estes não são compactos, premindo que os seus elementos sejam montados de forma separada. Não são adequados para velocidades elevadas, sendo a sua velocidade limite definida através da força centrífuga gerada.

Cargas Radiais e Axiais: Estes rolamentos encontram-se preparados para cargas axiais num só sentido, devendo ser sempre solicitados de modo a prevenir um deslizamento das esferas.

J. Rolamento Axial de Rolos Cilíndricos

Características: Os rolamentos axiais de rolos cilíndricos são compostos por uma coroa de rolos cilíndricos com dois discos, oferecendo uma altura axial reduzida. São bastante rígidos, mas devem apenas de ser aplicados para velocidades baixas, devendo encontrar-se sempre em carga.

Cargas Radiais e Axiais: Estes rolamentos foram projetados para suportar cargas em apenas um dos sentidos axiais.

K. Rolamento Axial de Agulhas

Características: Os rolamentos axiais de agulhas são compostos por uma coroa de rolos de agulhas, podendo a gaiola ser metálica ou de plástico, estes também apresentam uma altura axial reduzida. Estes encontram-se preparados para operar a baixa velocidade e sempre em carga de forma a prevenir o deslizamento dos elementos rolantes.

Cargas Radiais e Axiais: Estes rolamentos apenas se encontram preparados para trabalhar com cargas axiais apenas numa direção.

L. Rolamento Axial Autocompensador de Rolos

Características: Os rolamentos axiais autocompensadores de rolos, são rolamentos compostos por uma carreira de rolos com capacidade de ajuste angular. A gaiola tem a função de manter unida a coroa dos rolamentos e o anel do eixo, estes rolamentos são desmontáveis, premindo que os seus anéis sejam

aplicados em separado. Estes necessitam de uma boa lubrificação devido a sua disposição interna.

Cargas Radiais e Axiais: Estes rolamentos são capazes de suportar cargas axiais elevadas e permitem velocidades de rotação relativamente elevadas, devido a sua geometria. Estes suportam cargas radiais.

De modo a comparar todos estes rolamentos, na Tabela 2 é possível de observar as principais diferenças entres eles.

Tabela 2 - Propriedades dos Rolamentos [26]

Tipo Rolamento	Propriedades Rolamento									
	Carga Radial	Carga Axial	Carga Combinada	Momento	Velocidade	Precisão	Rigidez	Baixa Fricção	Compensação em serviço	Compensação Desalinhamentos
A – Uma Carreira	3	3	3	2	5	5	3	5	2	2
A – Duas Carreiras	3	3	3	3	3	3	3	4	1	1
B – Uma Carreira	3	3	4	2	4	5	3	4	2	2
B – Par Duas Carreiras	4	3	4	3	3	4	4	3	1	1
B – Contacto Quatro Pontos	2	4	3	3	4	3	3	3	1	1
C	3	2	2	1	5	4	2	5	5	5
D – N, NU e NUB	4	1	1	1	4	4	4	4	2	2
D – NJ, NF e NUP	4	3	3	1	4	4	4	4	2	2
D – Duas Carreiras	5	1	1	3	4	5	5	4	1	1
E	4	1	1	1	3	3	4	2	1	1
F – Único	4	4	5	2	3	3	4	3	2	2
F – Par	5	4	5	3	3	3	5	3	2	1
G	5	3	5	1	3	3	4	3	5	5
H	5	1	1	1	3	3	4	3	5	5
I – Superfície Plana	1	3	1	1	2	4	3	3	2	1
I – Superfície Esférica	1	3	1	1	2	3	3	3	2	4
J	1	4	1	1	2	4	4	2	1	1
K	1	4	1	1	2	3	4	2	1	1
L	1	5	3	1	2	3	4	3	5	5

Classificação: 1 – Inadequado / 2 – Mau / 3 – Regular / 4 – Bom / 5 – Excelente

2.4.1 Dimensionamento

Os rolamentos, tal como os outros elementos mecânicos, devem ser dimensionados de modo a que estes estejam de acordo com a sua aplicação, prevenindo problemas de maior durante o seu funcionamento, ou que acabem por estar sobredimensionados para função que desempenham. De forma a encontrar o rolamento ideal, numa primeira fase é importante conhecer a sua aplicação, os elementos a que este se irá encontrar sujeito e qual o plano de manutenção que será previsto, caso se aplique.

Conhecer a aplicação passa por identificar a função que os rolamentos irão desempenhar num determinado equipamento ou componente, podendo estes serem aplicados numa caixa redutora de uma unidade fabril, num motor elétrico vertical de um sistema de refrigeração, numa roda de uma bicicleta, etc.

Perante a sua aplicação é possível compreender quais os esforços que o rolamento terá de suportar, temperaturas de serviço, tipo de lubrificação e eventuais desalinhamentos. Para concluir, saber qual o tipo de manutenção que será aplicada, se o rolamento será lubrificado com regularidade ou se a sua aplicação não o permite. Se está prevista a sua substituição após determinadas horas de serviço ou este está preparado para aguentar a vida útil do componente/equipamento ^[15].

Com base na informação inicial reunida, é possível dimensionar um rolamento para as seguintes condições:

- Vida útil;
- Capacidade carga;
- Segurança de funcionamento.

Após determinar estes valores, é possível compreender se o rolamento selecionado vai de encontro aos padrões de segurança definidos no projeto.

Determinadas características dos rolamentos, tais como capacidades de carga, velocidades e fatores de calculo, são fornecidos pelos fabricantes na ficha técnica do rolamento.

2.4.1.1 Vida Útil

A vida de um rolamento é definida pelo número de revoluções ou número de horas de operação a uma determinada velocidade, antes de aparecerem os primeiros sinais de fadiga, num dos anéis ou elementos rolantes ^[19]. A vida de um rolamento pode ser calculada em função do tipo de rolamento, carga e velocidade através da equação 71. O valor obtido através desta equação representa a probabilidade de cerca de 90% de um grupo de rolamentos idênticos, em condições iguais, conseguir atingir ou ultrapassar esse valor.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

71

Onde P pode ser determinado através da equação 72.

$$P = X F_r + Y F_a \quad 72$$

A equação 72 é considerada genérica, existindo variações de acordo com o tipo de rolamento a ser dimensionado, as variantes desta equação podem ser consultadas em qualquer manual de fabricantes de rolamentos.

No caso dos rolamentos autocompensadores de rolos, em função da relação de carga é aplicada, é utilizada uma fórmula para calcular a carga dinâmica equivalente.

Para $\frac{F_a}{F_r} \leq e$, aplicar equação 73.

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad 73$$

Quando $\frac{F_a}{F_r} > e$, aplicar equação 74.

$$P = 0,67F_r + Y_2 F_a \quad 74$$

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Caracterização do Projeto
- 3.2 Especificações
- 3.3 Características Atuais dos Elementos Alvo de Estudo
- 3.4 Dimensionamento dos Elementos Mecânicos
- 3.5 Validação dos Resultados Obtidos

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Caracterização do Projeto

A elaboração do presente projeto, tem como principal objetivo o redimensionamento dos elementos de transmissão de potência de uma caixa de laminagem, com o intuito de garantir que o equipamento apresenta condições para um aumento de potência nominal. Perante as condições de serviço e os anos de funcionamento que o equipamento conta, os elementos de transmissão de potência apresentam um estado de deterioração avançado, sendo que, desde o seu arranque, ao longos dos seus anos de funcionamento a caixa redutora já sofreu vários incrementos de potência, sendo que os seus componentes se mantiveram sempre os mesmos desde o arranque da unidade fabril. Atendendo aos fatores referidos, é pretendido que se realize um redimensionamento dos elementos que compõem a caixa redutora para a potência atual de serviço, mas que seja ao mesmo tempo garantido um coeficiente de segurança de 2,5 à pressão de contacto e à flexão do pé do dente. A aplicação do fator de segurança adicional é realizado com dois intuitos, prolongar a vida útil dos seus componentes ao mesmo tempo que prepara o dispositivo para um eventual aumento de potência, sendo que já são conhecidas as capacidades dos elementos mecânicos que compõem a caixa redutora.

A caixa redutora atual pode ser observada nas Figura 11, Figura 12 e Figura 13, encontrando-se representadas as suas diferentes vistas.

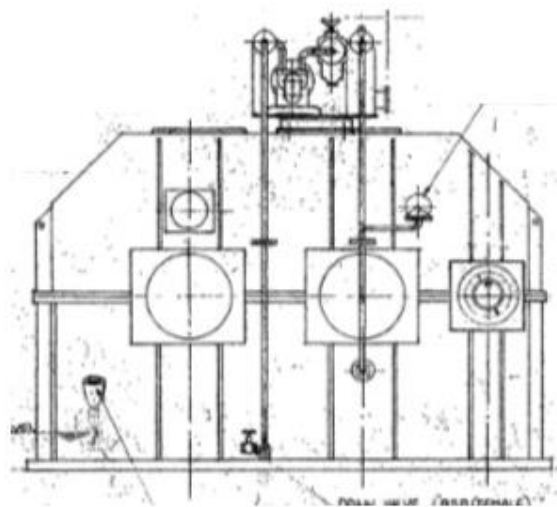


Figura 11 - Vista Traseira Caixa Redutora

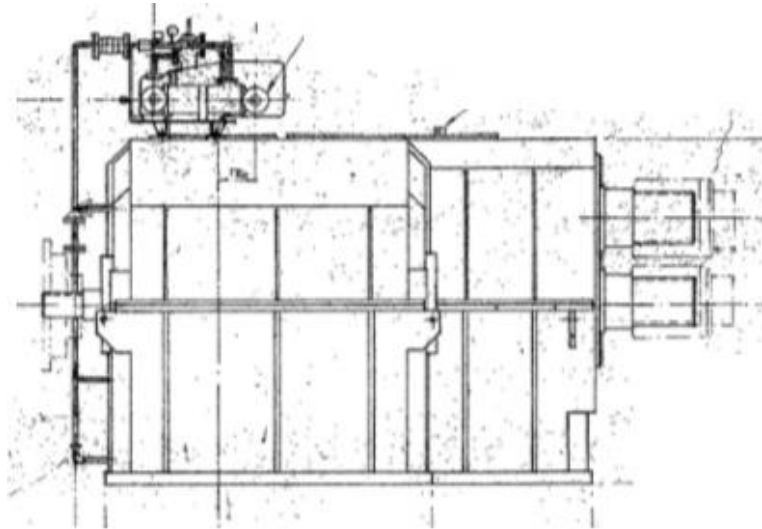


Figura 12 - Vista Lateral Caixa Redutora

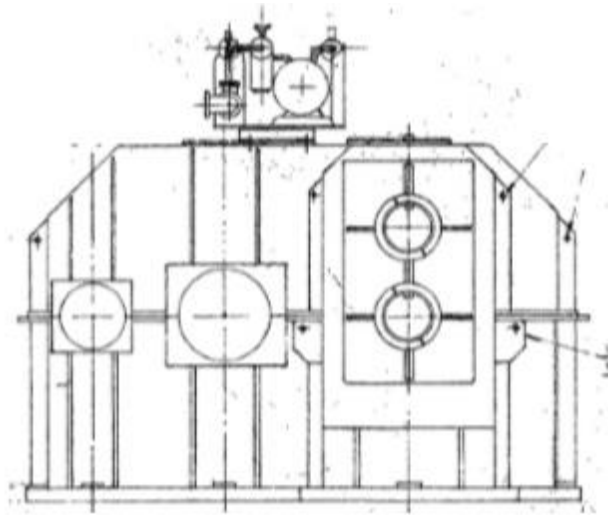


Figura 13 - Vista Frontal Caixa Redutora

Atendendo à grande dimensão do projeto, neste estudo apenas serão considerados os elementos que compõem o primeiro estágio de redução, contemplando as engrenagens, veios e rolamentos. Na Figura 14 encontra-se representado os diversos estágios que compõem a caixa redutora alvo de estudo.

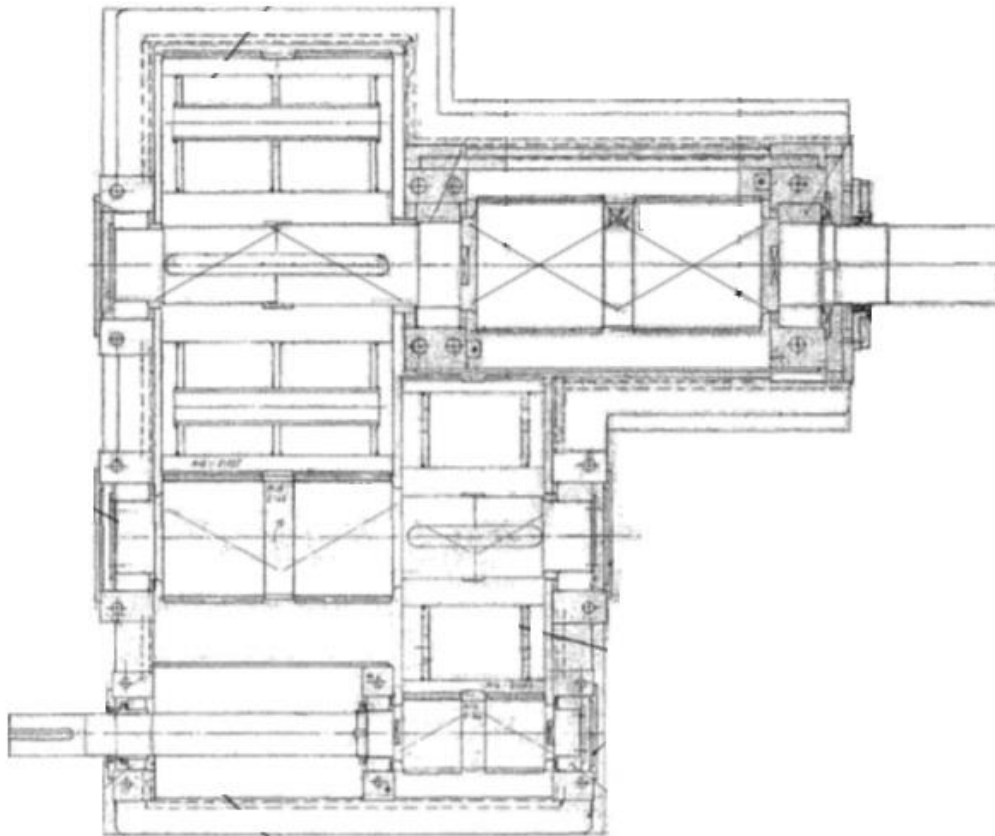


Figura 14 – Composição da Caixa Redutora

O presente equipamento já se encontra implementado na unidade fabril, o que implica que sejam respeitadas algumas condições imposta de forma a que não sejam comprometidos os restantes equipamentos implementados na linha de produção.

As condições que terão de ser respeitadas, são:

- Relação de transmissão final atual, de forma a que não seja comprometido o processo produtivo;
- Distância entre eixos;
- Rolamentos atuais;
- Distância entre topos de veios e distância para aplicação dos acoplamentos atuais;
- Sistema de Lubrificação atual;
- Lubrificante ISO VG 320.

3.2 Especificações

O presente sistema é composto por motor elétrico, caixa redutora e caixa de laminagem. As características do motor elétrico, instalado no sistema, podem ser observadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Características Motor Elétrico

Característica	Valor	Unidade
P	1180	kW
n	395	rpm
T	28545	Nm

A caixa redutora aplicada no sistema, apresenta uma relação de transmissão de 1:15,02, no entanto, apenas será avaliado o primeiro estágio de redução sendo apenas este o alvo de estudo. Perante os elementos alvo de estudo e atendendo à informação relevante dos mesmos para o desenvolvimento da presente otimização, na Tabela 4 encontram-se representados os dados referentes a essas engrenagens.

Tabela 4 - Características do Dentado

Características	Pinhão (1)	Roda (2)	Unid.
z	36	155	---
sentido da hélice	Esq. / Dirt.	Dirt. / Esq.	---
m_n	6	6	mm
α_n	20	20	$^\circ$
β	29,75	29,75	$^\circ$
B	480	480	mm
b_G	90	90	mm
b_B	195	195	mm
Q	6	6	---
m_t	6,9108	6,9108	mm
u	4,3056	4,3056	---
a	660 H7		mm
α_t	22,7446	22,7446	$^\circ$
x	0,3119	-0,3098	---
d	248,7909	1071,1832	mm
d_a	264,5339	1079,4659	mm
h	13,5	13,5	mm
ζ	0,4966	0,3424	---
ε_γ	5,265	5,265	---

h_a	7,8715	4,1413	mm
W_k sobre k (c7 DIN 3967)	(6) 103,2179 $_{-0,135}^{-0,101}$	(25) 405,1417 $_{-0,188}^{-0,141}$	mm
j_t	Mín: 0,242 Máx: 0,323	Mín: 0,242 Máx: 0,323	mm
material	17NiCrMo6-4	18CrMo4	---
tratamento térmico	Cementado e Temperado 58/62 HRc Esp.= 1,2mm	Cementado e Temperado 52/55 HRc Esp.= 1,6mm	---
R_a (superfície dentada)	0,8	0,8	μm
m	400	1450	kg

Os desenhos do pinhão e da roda que compõem o primeiro estágio encontram representados nos anexos 6.1 e 6.2 respetivamente, nestes desenhos é possível identificar as características do veio de entrada.

Os rolamentos aplicados nos eixos alvo de estudo, podem ser consultados na Tabela 5

Tabela 5 - Rolamentos 1º Estágio Redução

	Lado Acionamento	Zona Intermédia	Lado Acionado
Eixo Intermédio	24048	---	24048
Eixo Rápido	23032	24032	24032

3.3 Características Atuais dos Elementos Alvo de Estudo

De acordo com os requisitos apresentados para este projeto, numa fase inicial, é necessário compreender quais as características atuais do sistema, nomeadamente o coeficiente de segurança associado a estes, mais propriamente dos elementos que o compõem. Para tal, numa fase inicial é fundamental identificar qual o coeficiente de segurança atual, com base nesse coeficiente é que serão implementadas as medidas para a otimização dos elementos que necessitem.

3.3.1 Engrenagens

Com base na informação reunida sobre as características das engrenagens que compõem o primeiro o estágio de redução, será determinado o coeficiente de segurança atual das engrenagens.

Para determinar o coeficiente de segurança, terão de ser validadas duas condições, pressão de contacto e flexão no pé do dente de acordo com as normas ISO 6336. O coeficiente pretendido terá de ser obtido nestes dois dimensionamentos.

Dimensionamentos estes que apenas são possíveis de alcançar através dos dados gerais das engrenagens.

3.3.1.1 Características Gerais das Engrenagens

O dimensionamento de engrenagens, implica o conhecimento de diversos fatores e características intrínsecas ao par de engrenagens, que o fabricante não especifica no desenho de fabrico. Atendendo à escassez de informação disponibilizada, verifica-se a necessidade de determinar esse conjunto de dados necessários ao dimensionamento. A informação necessária será obtida através da informação disponibilizada e com recurso a expressões de cálculo. Na Tabela 6 poderão ser consultados os dados necessários do par de engrenagens.

Tabela 6 - Características Engrenagens Atuais

Símb.	Eq. Nº	Resultados	Und.
p_{z1}	3	$\frac{\pi \times 36 \times 6}{\sin 29,75} = 1367,516$	mm
p_{z2}	3	$\frac{\pi \times 155 \times 6}{\sin 29,75} = 5887,9162$	mm
α_n	--	20	°
β_1	4	$\tan^{-1}\left(\frac{\pi \times 248,7909}{1367,516}\right) = 29,75$	°
β_2	4	$\tan^{-1}\left(\frac{\pi \times 1071,1832}{5887,9162}\right) = 29,75$	°
z_1	5	$248,7909/6,9108 = 36$	---
z_2	5	$1071,1832/6,9108 = 155$	---
α_t	6	$\tan^{-1}\left(\frac{\tan 20}{\cos 29,75}\right) = 22,7446$	°
$inv \alpha_t$	7	$\tan 22,7446 - \left(\frac{22,7446 \pi}{180}\right) = 0,0223$	---
$inv \alpha_{wt}$	8	$2 \tan 20 \left(\frac{0,3119 - 0,3098}{36 + 155}\right) + 0,0223 = 0,0223$	---
α_{wt}	9	$\cos^{-1}\left[\frac{(36 + 155) \cos 22,7446}{(36 + 155) + 2 \times 0,022 \cos 29,75}\right] = 22,7473$	°
$inv \alpha_n$	10	$\tan 20 - \left(\frac{20 \times \pi}{180}\right) = 0,0149$	---
y	11	$\frac{660}{6} - \frac{36 + 155}{2 \cos 29,75} = 0,0022$	---
a	12	$\left(\frac{36 + 155}{2 \cos 29,75} + 0,0022\right) 6 = 660,0003$	mm
d_1	16	$\frac{36 \times 6}{\cos 29,75} = 248,7909$	mm
d_2	16	$\frac{155 \times 6}{\cos 29,75} = 1071,1832$	mm
d_{b1}	17	$248,7909 \cos 22,7446 = 229,4443$	mm

d_{b2}	17	$1071,1832 \cos 22,7446 = 987,8852$	mm
d_{w1}	18	$\frac{229,4443}{\cos 22,7473} = 248,7958$	mm
d_{w2}	18	$\frac{987,8852}{\cos 22,7473} = 1071,2043$	mm
d_{a1}	19	$248,7909 + 2 \times 6(1 + 0,3119) = 264,5337$	mm
d_{a2}	19	$1071,1832 + 2 \times 6(1 - 0,3098) = 1079,4656$	mm
d_{f1}	20	$248,7909 - 2,5 \times 6 + 2 \times 0,3119 \times 6 = 237,5337$	mm
d_{f2}	20	$1071,1832 - 2,5 \times 6 + 2 \times (-0,3098) \times 6 = 1052,4656$	mm
f_{pt1}	21	$0,3 \left(6 + 0,4\sqrt{248,7958} \right) + 4 = 7,6928$	μm
f_{pt2}	21	$0,3 \left(6 + 0,4\sqrt{1071,2043} \right) + 4 = 9,7275$	μm
F_{a1}	22	$3,2\sqrt{6} + 0,22\sqrt{248,7958} + 0,7 = 12,0085$	μm
F_{a2}	22	$3,2\sqrt{6} + 0,22\sqrt{1071,2043} + 0,7 = 15,7388$	μm
h	24	$[2,25 + 0,0022 - (0,3119 - 0,3098)]6 = 13,5006$	mm
β_b	25	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi \times 229,4443}{1367,516} \right) = 27,7938$	°
β_b	25	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi \times 987,8852}{5887,9162} \right) = 27,7938$	°
ρ_1	26	$0,5 \times 229,4443 \times \tan 22,7473 = 48,1006$	mm
ρ_2	26	$0,5 \times 987,8852 \times \tan 22,7473 = 207,0999$	mm
ε_α	27	$\frac{\sqrt{\left(\frac{264,5337}{2}\right)^2 - \left(\frac{229,4443}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{1079,4656}{2}\right)^2 - \left(\frac{987,8852}{2}\right)^2} - 660,0003 \times \sin 22,7473}{\pi \times 6,9108 \cos 22,7446} = 1,4078$	---
ε_β	28	$\frac{195 \sin 29,75}{\pi \times 6} = 5,1334$	---
ε_γ	29	$1,4078 + 5,1334 = 6,5412$	---
ρ_{fP}	30	$0,38 \times 6 = 2,28$	mm
h_{fP}	31	$1,25 \times 6 = 7,5$	mm
m_1	32	$7,83 \times 10^{-6} \times \pi \times \left(\frac{237,5337}{2}\right)^2 = 0,3470$	kg/mm
m_2	32	$7,83 \times 10^{-6} \times \pi \times \left(\frac{1052,4656}{2}\right)^2 = 6,8119$	kg/mm
J_1^*	33	$\frac{1}{2} \times 0,3470 \times \left(\frac{229,4443}{2}\right)^2 = 2283,4633$	kg mm ² /mm
J_2^*	33	$\frac{1}{2} \times 6,8119 \times \left(\frac{987,8852}{2}\right)^2 = 830981,2699$	kg mm ² /mm

m_1^*	34	$\frac{2283,4633}{\left(\frac{229,4443}{2}\right)^2} = 0,1735$	kg /mm
m_2^*	34	$\frac{830981,2699}{\left(\frac{987,8852}{2}\right)^2} = 3,4060$	kg /mm
m_{red}	35	$\frac{0,1735 \times 3,4060}{0,1735 + 3,4060} = 0,1651$	kg /mm
ENGRENAGEM VIRTUAL			
Z_{n1}	38	$\frac{36}{\cos^2 27,7938 \cos 29,75} = 52,9857$	---
Z_{n2}	38	$\frac{155}{\cos^2 27,7938 \cos 29,75} = 228,1328$	---
ε_{an}	39	$\frac{1,4078}{\cos^2 27,7938} = 1,7989$	---
d_{n1}	40	$6 \times 52,9857 = 317,9142$	mm
d_{n2}	40	$6 \times 228,1328 = 1368,7968$	mm
p_{bn}	41	$\pi \times 6 \cos 20 = 17,7128$	mm
d_{bn1}	42	$317,9142 \cos 20 = 298,7416$	mm
d_{bn2}	42	$1368,7968 \cos 20 = 1286,2483$	mm
d_{an1}	43	$317,9142 + 264,5337 - 248,7909 = 333,657$	mm
d_{an2}	43	$1368,7968 + 1079,4656 - 1071,1832 = 1377,0792$	mm
d_{en1}	44	$2 \frac{36}{ 36 } \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{333,657}{2}\right)^2 - \left(\frac{298,7416}{2}\right)^2} - \frac{\pi \times 248,7909 \times \cos 29,75 \cos 20}{ 36 } (1,7989 - 1) \right]^2 + \left(\frac{298,7416}{2}\right)^2}$ = 322,0513	mm
d_{en2}	44	$2 \frac{155}{ 155 } \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{1377,0792}{2}\right)^2 - \left(\frac{1286,2483}{2}\right)^2} - \frac{\pi \times 1071,1832 \times \cos 29,75 \cos 20}{ 155 } (1,7989 - 1) \right]^2 + \left(\frac{1286,2483}{2}\right)^2}$ = 1367,2264	mm
α_{en1}	45	$\arccos\left(\frac{298,7416}{322,0513}\right) = 21,933$	°
α_{en2}	45	$\arccos\left(\frac{1286,2483}{1367,2264}\right) = 19,8184$	°
$inv \alpha_{en1}$	46	$\tan 21,933 - \left(\frac{21,933 \times \pi}{180}\right) = 0,0199$	---
$inv \alpha_{en2}$	46	$\tan 19,8184 - \left(\frac{19,8184 \times \pi}{180}\right) = 0,0145$	---
γ_{e1}	47	$\frac{0,5\pi + 2 \tan 20 \times 0,3119}{52,9857} + 0,0149 - 0,0199 = 0,0289$	°
γ_{e2}	47	$\frac{0,5\pi + 2 \tan 20 \times (-0,3098)}{228,1328} + 0,0149 - 0,0145 = 0,0063$	°
α_{Fen1}	48	$21,933 - 0,0289 = 21,9041$	°
α_{Fen2}	48	$19,8184 - 0,0063 = 19,8121$	°

Os esforços resultantes das condições atuais podem ser observados na Tabela 7, onde se encontram reunidas as forças e velocidades implícitas ao sistema, que resultam das condições de transmissão de potência impostas.

Tabela 7 - Solicitações do Sistema

Símb.	Eq. Nº	Resultados	Und.
F_t	49	$\frac{28545}{\frac{248,7958 \times 10^{-3}}{2}} = 229465,2884$	N
F_r	50	$229465,2884 \times \tan 22,7446 = 96197,3528$	N
F_n	51	$\frac{229465,2884}{\cos 22,7446} = 248813,6838$	N
F_m	52	$229465,2884 \times 1,5 \times 1,0074 = 346744,9973$	N
F_{tH}	53	$229465,2884 \times 1,5 \times 1,0074 \times 1,3661 = 473687,7455$	N
ω	55	$\frac{395 \times 2 \times \pi}{60} = 41,3643$	rad/s
v	56	$41,3643 \frac{248,7909 \times 10^{-3}}{2} = 5,1455$	m/s

Com base nas fichas técnicas dos materiais aplicados e a norma ISO 6336-5, na Tabela 8 é possível consultar os valores das propriedades mecânica do par de engrenagens alvo de estudo.

Tabela 8 - Propriedades Mecânicas do Par de Engrenagens

Designação	Pinhão	Roda	Und.
$\sigma_F \text{ lim}$	430	430	N/mm ²
$\sigma_H \text{ lim}$	1500	1500	N/mm ²
σ_B	1200	1100	N/mm ²
σ_S	850	775	N/mm ²
E	206000	206000	N/mm ²
v	0,3000	0,3000	---

O lubrificante aplicado é um dos elementos que tem de ser respeitado, desta forma, é uma das características que irá se encontrar inalterável no sistema. O tipo de lubrificante é conhecido, com base na ficha técnica do mesmo. Na ISO 6336-2 é possível determinar as propriedades e características do lubrificante. Essa informação encontra-se presente na Tabela 9.

Tabela 9 - Propriedades do Lubrificante

Designação	Valor	Und.
Tipo de Lubrificante	ISO – VG 320	---
Base do Lubrificante	Mineral	---
v_{40}	320	mm^2/s
v_{50}	180	mm^2/s
v_f	0,37	
ρ (15 °C)	0,900	Kg/dm^3
Temperatura de Óleo	70	°C
Tipo de Lubrificação	Injeção Óleo	---

3.3.1.2 Fatores de Influência Geral

O projeto de um par de engrenagens, além do cálculo básico para determinar as características do seu dentado, requer que seja determinada a sua capacidade para execução do serviço a que este se encontra destinado. Para tal, é fundamental determinar um conjunto de fatores, por forma a obter o coeficiente de segurança do conjunto. Com este estudo, o projetista salvaguarda o equipamento, garantindo que este é capaz de realizar a função a que se destina sem que seja comprometida a sua eficiência e a segurança. Para dimensionar elementos desta natureza é necessário estimar a interferência dos diversos fatores no sistema, salvaguardado este.

3.3.1.2.1 Fator de Aplicação K_A

O fator K_A é determinado com base nas especificações de funcionamento do sistema. É conhecido que o sistema é acionado por um motor elétrico que se encontra equipado com um variador de velocidade, garantindo desta forma um arranque suave da parte do acionamento, com base nesta informação e com recurso à Tabela 18 é possível classificar que a máquina de acionamento produz impactos uniformes. Em relação a máquina acionada, trata-se de um laminador de *billets*, com base na Tabela 19 é possível classificar o sistema acionado de impactos moderados. Com base nos impactos produzidos pela máquina de acionamento e a acionada, na Tabela 17 podemos selecionar o valor do fator de aplicação a empregar.

$$K_A = 1,5$$

3.3.1.2.2 Fator Dinâmico, K_V

O cálculo do fator dinâmico, para ser determinado através do método B, presente nos anexos, requer que numa primeira fase seja validada uma condição, garantindo que o

presente método reúne as condições necessárias para determinar o fator K_V . A condição necessária é obtida com base na equação 75.

$$\left(\frac{10,2911 * 36}{100}\right) \sqrt{\frac{4,3056^2}{1 + 4,3056^2}} = 3,6087 \text{ m/s} > 3 \text{ m/s}$$

Com base no resultado obtido, é possível garantir que se encontram reunidas as condições necessárias para empregar o método B para obter o fator K_V .

Posteriormente é determinado o valor de ressonância, de forma a concluir o setor onde se enquadra a velocidade de operação do conjunto. No entanto, é necessário validar a condição $\frac{F_t K_A}{b}$, de forma a determinar a equação para determinar o limite inferior da razão de ressonância.

$$\frac{229465,2884 \times 1,5}{195} = 1765,1176 \text{ N/mm} \geq 100 \text{ N/mm}$$

De acordo com o resultado obtido na condição, o limite inferior da taxa de ressonância é obtido através da equação 80.

$$N_S = 0,85$$

Para determinar o fator dinâmico, é necessário conhecer-se os parâmetros de rigidez do dente, para tal, serão determinados esses elementos antes de se prosseguir com o cálculo do fator K_V .

O fator de rigidez será obtido pelo método B, de acordo com a ISO 6336-1, atendendo ao fato de se encontrarem reunidas as condições para a aplicação deste método.

Para calcular a rigidez simples, é necessário se conhecer uma diversidade de fatores, para tal, numa fase inicial, serão obtidos os fatores necessários.

Através da equação 93, será obtido o valor mínimo para a flexibilidade de um conjunto de dentes. Este fator requer a consulta da Tabela 21, para obter alguns dos elementos que são impostos pela ISO 6336-1.

$$\begin{aligned} q' = & 0,04723 + \frac{0,15551}{52,9857} + \frac{0,25791}{228,1328} + (-0,00635) \times 0,3119 + \frac{(-0,11654) \times 0,3119}{52,9857} \\ & + (-0,00193) \times (-0,3098) + \frac{(-0,24188) \times (-0,3098)}{228,1328} \\ & + 0,00529 \times 0,3119^2 + 0,00182(-0,3098)^2 = 0,0502 \text{ (mm } \mu\text{m)/N} \end{aligned}$$

Com o valor de q' , é possível determinar o resultado da rigidez teórica através da equação 92.

$$c'_{th} = \frac{1}{0,0502} = 19,9203 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

O fator de correção C_M , é obtido através da equação 94.

$$C_M = 0,8$$

Para estimar o valor do fator de corpo da engrenagem C_R , é necessário validar as seguintes condições:

- $b_s/b_B = 100/195 = 0,5128$
- $s_R/m_n = 51,71/6 = 8,6183$

Com base nos valores obtidos nas condições, os mesmos serão aplicados na equação 95, para determinar o fator C_R .

$$C_R = 1 + \frac{\ln(100/195)}{5e^{51,71/(5 \times 6)}} = 0,9762$$

O fator de desvio do perfil básico real da cremalheira geradora C_B , é determinado através da equação 96.

$$C_B = [1,0 + 0,5(1,25 - 7,5/6)][1,0 - 0,02(20 - 20)] = 1$$

Com todos os fatores necessários determinados, para obter o valor da rigidez simples, é aplicada a equação 91.

$$c' = 19,9203 \times 0,8 \times 0,9762 \times 1 \times \cos 29,75 = 13,5065 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

Determinado o valor da rigidez simples, é possível obter o fator de rigidez da malha c_γ . Tratando-se de uma engrenagem helicoidal com um ângulo de hélice inferior a 30° . Logo os fatores $c_{\gamma\alpha}$ e $c_{\gamma\beta}$, são obtidos através das equações 98 e 99, respetivamente.

$$c_{\gamma\alpha} = 13,5065(0,75 \times 1,4078 + 0,25) = 17,6375 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

$$c_{\gamma\beta} = 0,85 \times 17,6375 = 14,9919 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

Após determinar os parâmetros de rigidez, é possível calcular a velocidade de ressonância, através da equação 76.

$$n_{E1} = \frac{30000}{\pi \times 36} \sqrt{\frac{17,6375}{0,1651}} = 2741,6617 \text{ min}^{-1}$$

Com o valor de n_{E1} , é possível obter o valor da razão de ressonância, aplica-se a equação 77.

$$N = \frac{395}{2741,6617} = 0,1441$$

Com o valor da taxa de ressonância e o limite inferior da taxa de ressonância, é possível conhecer a faixa de trabalho do equipamento.

$$N \leq N_S = 0,1441 < 0,85$$

Com base nesta condição, é possível identificar que o equipamento se encontra na faixa subcrítica. Para determinar o fator dinâmico, é necessário que sejam conhecidos os desvios no dente e correção do dentado. Para se obter estes elementos, é necessário se conhecer os desvios da linha primitiva e do perfil efetivos, para tal são aplicadas as equações 86 e 87, $f_{pb\,eff}$ e $f_{fa\,eff}$, respectivamente. O cálculo destes elementos será realizado com base no maior dos componentes do par, neste caso, a roda.

$$f_{pb} = f_{pt} = 9,7275 \mu m$$

O valor da tolerância de rodagem, é determinado com base na equação 133, tendo em conta o material do par de engrenamento.

$$y_\alpha = 0,075 \times 9,7275 = 0,7296 \mu m$$

$$y_p = y_\alpha$$

Aplicando a equação 86, é determinado o valor de $f_{pb\,eff}$.

$$f_{pb\,eff} = 9,7275 - 0,7296 = 8,9979 \mu m$$

O fator $f_{fa\,eff}$, é determinado para o maior elemento do par de engrenamento, a roda, onde é conhecido que:

$$f_{f\alpha} = F_\alpha = 15,7388 \mu m$$

O valor de y_f é obtido de forma semelhante ao y_p , substituído na equação f_{pb} por $f_{f\alpha}$, logo é aplicada novamente a equação 133.

$$y_f = 0,075 \times 15,7388 = 1,1804 \mu m$$

Aplicando a equação 87, é determinado o valor de $f_{fa\,eff}$.

$$f_{fa\,eff} = 15,7388 - 1,1804 = 14,5584 \mu m$$

Com os valores dos desvios da linha primitiva e do perfil efetivos, é possível obter o valor admissível dos desvios e correção de perfil.

O valor de B_p , é determinado através da equação 83.

$$B_p = \frac{13,5065 \times 8,9979}{1,5 \times (229465,2884/195)} = 0,0689$$

O valor de B_f é determinado através da equação 84.

$$B_f = \frac{13,5065 \times 14,5584}{1,5 \times (229465,2884/195)} = 0,1114$$

O valor de B_k é determinado através da equação 85.

$$B_k = \left| 1 - \frac{13,5065 \times 0}{1,5 \times (229465,2884/195)} \right| = 1$$

Para se determinar o fator dinâmico, é necessário conhecer-se o fator K , este é obtido através da equação 82, com recurso a Tabela 20. Nesta tabela são retirados os valores de C_{v1} , C_{v2} , C_{v3} , com base na condição $\varepsilon_\gamma > 2$.

$$C_{v1} = 0,32$$

$$C_{v2} = \frac{0,57}{6,5412 - 0,3} = 0,0913$$

$$C_{v3} = \frac{0,096}{6,5412 - 1,56} = 0,0193$$

Com recurso a equação 82.

$$K = (0,32 \times 0,0689) + (0,0913 \times 0,1114) + (0,0193 \times 1) = 0,0515$$

Logo, o fator dinâmico é determinado através da equação 81.

$$K_V = (0,1441 \times 0,0515) + 1 = 1,0074$$

3.3.1.2.3 Fator de Carga na Face, K_{HB} e $K_{F\beta}$

Os fatores de carga na face do dente, têm em consideração os efeitos da carga não uniforme sobre a face do dente da engrenagem. Para obter estes fatores, é necessário conhecer-se os desalinhamentos que poderão existir, dentro dos parâmetros aceitáveis, para posteriormente obter os fatores pretendidos.

Dos vários desalinhamentos possíveis, inicialmente será determinado o equivalente, f_{sh} . Para calcular este fator, é necessário se conhecer os elementos l e s , bem como, K' . Com base na Tabela 23, é possível obter os fatores necessários.

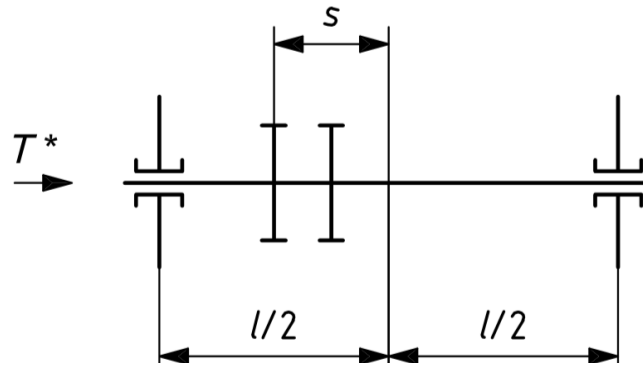


Figura 15 - Disposição do Sistema, Fator K' [18]

Onde:

$$l = 653$$

$$s = 35$$

Como:

$$s/l = 0,0551 < 0,3$$

e:

$$d_1/d_{sh} = 248,7909/150 = 1,65 \geq 1,15$$

Logo:

$$K' = 0,48$$

O fator f_{sh} é determinado através da equação 119.

$$f_{sh} = \frac{346744,9973}{390} 0,046 \left[\left| 1,5 + 0,48 \frac{653 \times 35}{248,7909^2} \left(\frac{248,7909}{150} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{195}{248,7909} \right)^2 = 49,9375 \mu m$$

Com recurso ao desalinhamento equivalente, f_{sh} , e o valor de $f_{H\beta 6}$, através da Tabela B3 do Anexo B da ISO 1328-1 [20], é possível determinar o desalinhamento equivalente inicial, aplicando a equação 113. O valor do fator B_1 , é retirado da Tabela 22.

$$f_{H\beta 6} = 17 \mu m$$

$$B_1 = 1$$

Logo:

$$F_{\beta x} = |1,33 \times 1 \times 49,9375 - 17| = 49,4169 \mu m$$

Para que a equação 113 seja validada, é necessário que $F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min}$.

Para tal, o valor de $F_{\beta x \min}$, deve de ser determinado com recursos a equação 116 e 117, sendo utilizado o maior dos dois resultados obtidos.

Com a equação 116:

$$F_{\beta x \min} = (0,005 \text{ mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}) \frac{346744,9933}{390} = 4,4455 \mu\text{m}$$

Já com a equação 117:

$$F_{\beta x \min} = 0,5 \times 17 = 8,5 \mu\text{m}$$

Logo o valor utilizado será o da equação 117.

Com base no valor do $F_{\beta x \min}$, é possível validar a condição $F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min}$.

$$F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} = 49,4169 \geq 8,5$$

Com base no valor do desalinhamento equivalente, é possível determinar a tolerância de rodagem e o fator de rodagem. Estes fatores são obtidos com base no tipo de material do pinhão e roda, sendo a abreviatura dos materiais em questão Eh, com base nessa informação, estes fatores são determinados através das equações 109, para a tolerância de rodagem e a equação 110 para o fator de rodagem.

$$x_{\beta} = 0,85$$

$$y_{\beta} = 0,15 \times 49,4169 = 7,4125$$

Sendo o limite superior de $y_{\beta} = 6 \mu\text{m}$, logo este será o valor aplicado.

Com base na informação alcançada, é possível obter o valor do desalinhamento equivalente efetivo, para tal, é aplicada a equação 104.

$$F_{\beta y} = 49,4169 - 6 = 43,4169$$

De forma a determinar qual a equação a aplicar para obter o valor de $K_{H\beta}$, é necessário aplicar-se a seguinte condição:

$$\frac{F_{\beta y} c_{\gamma\beta}}{2F_m/B} = \frac{43,4169 \times 14,9919}{2 \times 346744,9973/390} = 0,3661$$

Como $\frac{F_{\beta y} c_{\gamma\beta}}{2F_m/b} < 1$, logo é aplicada a equação 102, para obter o valor de $K_{H\beta}$.

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{43,4169 \times 14,9919}{2 \times 346744,9973/390} = 1,3661$$

Já para determinar a capacidade de carga para tensão de rotura do dente, é necessário determinar o valor de N_F , através da equação 126.

$$N_F = \frac{(195/13,5006)^2}{1 + 195/13,5006 + (195/13,5006)^2} = 0,9311$$

Com o valor de N_F , é possível obter o valor de $K_{F\beta}$, através da equação 125.

$$K_{F\beta} = (1,3661)^{0,9311} = 1,3371$$

3.3.1.2.4 Fator de Carga Transversal $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$

Os presentes fatores são empregues com o intuito de considerar os efeitos da distribuição da carga transversal, não uniforme entre os dentes em contacto simultâneo, durante o engrenamento.

Antes de se determinar estes fatores, será determinada a tolerância de rodagem. Para tal, esta será adquirida através da equação 133, esta equação é empregue com base no tipo de material das engrenagens, E_h , sendo aplicada para cada um dos elementos do par. Posteriormente o valor final, será conseguido através da equação 134.

$$y_{\alpha 1} = 0,075 \times 7,6928 = 0,5770 \mu m$$

$$y_{\alpha 2} = 0,075 \times 9,7275 = 0,7296 \mu m$$

Sendo o valor final de y_α :

$$y_\alpha = \frac{0,5770 + 0,7296}{2} = 0,6533 \mu m$$

Com base na condição $\varepsilon_\gamma > 2$, será aplicada a equação 128, para determinar o valor de $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$.

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(6,5412 - 2)}{6,5412} \frac{17,6375(9,7275 - 0,6533)}{473687,7455/390}} = 0,9621$$

Logo, de forma a validar as condições limite, para o fator $K_{H\alpha}$ é aplicada a equação 129.

$$\frac{6,5412}{1,4078 \times 0,8428^2} = 6,5414 > K_{H\alpha}$$

Não se verificando a condição, o valor permanece o mesmo para o fator $K_{H\alpha}$. Para validar a condição limite para o fator $K_{F\alpha}$, é aplicada a equação 130.

$$\frac{6,5412}{0,25 \times 1,4078 + 0,75} = 5,9360 > K_{F\alpha}$$

Não se verificando a condição, o valor permanece o mesmo para o fator $K_{F\alpha}$. Atendendo que o valor de ambos os fatores são inferiores a 1, logo o valor destes será substituído por 1, resultando em:

$$\begin{aligned} K_{H\alpha} &= 1 \\ K_{F\alpha} &= 1 \end{aligned}$$

3.3.1.2.5 Fator de Segurança dos Flancos

O dimensionamento do fator de segurança dos flancos das engrenagens, conta com uma diversidade de fatores que devem ser considerados. Os fatores relacionados com este dimensionamento, prendem-se essencialmente com as características do dente e o material da engrenagem. O presente fator, será obtido através do método B, presente na ISO 6336-2.

O fator de zona, Z_H , é determinado com base na equação 147, apresentando a influência da pressão de contacto hertziana em serviço.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos 27,7938 \cos 22,7473}{\cos^2 22,7446 \sin 22,7473}} = 2,2274$$

Os fatores de contacto dos dentes Z_B e Z_D , são aplicados com o intuito de transformar a tensão de contacto no ponto de contacto do círculo primitivo na tensão de contacto no ponto interno, variando este ponto de acordo com o elemento (pinhão e roda). Estes elementos são determinados com base nas condições.

Sendo $u > 1,5$ e $\varepsilon_\alpha > 1$, bem como $\varepsilon_\beta \geq 1$, logo o valor destes fatores é:

$$Z_B = 1$$

$$Z_D = 1$$

O fator de elasticidade, Z_E , é determinado com base nas propriedades dos materiais. Este é obtido através da equação 150.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,3^2}{206000} + \frac{1 - 0,3^2}{206000} \right)}} = 189,8117$$

O fator da razão de contacto, Z_ε , é determinado através da equação 152, com base na condição $\varepsilon_\beta \geq 1$.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,4078}} = 0,8428$$

O fator do ângulo da hélice, Z_β , caracteriza-se pela influência do ângulo da hélice na capacidade de carga, este fator é obtido pela equação 162.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos 29,75} = 0,9318$$

O fator de vida, Z_{NT} , é determinado com base na Tabela 24. Considerando uma vida útil longa, $N_L = 10^{10}$, será aplicado um valor intermédio, no intervalo apresentado na Tabela 24.

$$Z_{NT} = 0,925$$

O fator do lubrificante, Z_L , é determinado com base nas propriedades do lubrificante utilizado no sistema, bem como, as propriedades do material das engrenagens.

Sendo $\sigma_{H \text{ lim}} > 1200 \text{ N/mm}^2$, é aplicada a equação 166, onde:

$$C_{ZL} = 0,91$$

Com base no lubrificante aplicado, com recursos a Tabela 25, são retiradas as propriedades referente a este.

$$v_{40} = 320$$

Através da equação 163, é determinado o valor de Z_L .

$$Z_L = 0,91 + \frac{4(1,0 - 0,91)}{\left(1,2 + \frac{134}{320}\right)^2} = 1,0474$$

O fator de velocidade, Z_v , é determinado com base na velocidade primitiva, e as propriedades do material mais macio do par. O fator C_{Zv} , é obtido através da equação 169.

$$C_{Zv} = 0,91 + 0,02 = 0,93$$

Com os fatores necessários reunidos, é assim possível obter Z_v , através da equação 168.

$$Z_v = 0,93 + \frac{2(1,0 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{5,1455}}} = 0,9828$$

O fator de rugosidade, Z_R , tem em consideração a resistência à fadiga do material, bem como a rugosidade apresentada na superfície. O fator C_{ZR} , é determinado pela equação 176, com base na condição $\sigma_{H \text{ lim}} > 1200 \text{ N/mm}^2$.

$$C_{ZR} = 0,08$$

Atendendo ao facto de a rugosidade da superfície ser apresentado em R_a , é necessário efetuar-se a conversão para R_z . Sabendo que:

$$R_a = 1/6R_z$$

Logo:

$$R_z = 6 \times 0,8 = 4,8 \mu m$$

A rugosidade média do par é obtida através da equação 170.

$$R_z = \frac{4,8 + 4,8}{2} = 4,8 \mu m$$

Para obter o valor da rugosidade média pico-vale do par de engrenagens, é necessário conhecer-se o raio da curvatura relativo, para tal, é aplicada a equação 172.

$$\rho_{red} = \frac{48,1006 \times 207,0999}{48,1006 + 207,0999} = 39,0345 \text{ mm}$$

Com o raio de curvatura relativo, é possível obter o fator R_{Z10} , através da equação 171.

$$R_{Z10} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{10}{39,0345}} = 3,0485 \mu m$$

Com os fatores necessário determinados, é aplicada a equação 173 para determinar o fator de rugosidade.

$$Z_R = \left(\frac{3}{3,0485} \right)^{0,08} = 0,9987$$

O fator de endurecimento do trabalho, Z_R , é aplicado com base no aumento da durabilidade dos elementos devido a conjugação do material do par. Perante a condição atual, em que ambos os elementos se encontram endurecidos, para o cálculo da dureza, é necessário efetuar-se a conversão de HRc para HB.

Da Tabela 29, são retirados os valores da dureza em HB para o pinhão e roda, os valores retirados, são referentes à dureza mínima que estes elementos podem possuir.

$$HB_1 = 615 \text{ HB}$$

$$HB_2 = 512 \text{ HB}$$

De forma a validar o intervalo de aplicação dos componentes, é aplicada expressão.

$$HB_1/HB_2 = 615/512 = 1,2012$$

Encontrando-se no intervalo $1,2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1,7$, logo é necessário se determinar o fator A , com recurso a equação 182.

$$A = 0,00898 \times 615/512 - 0,00829 = 0,0025$$

Com o valor obtido e a relação de transmissão, é aplicada a equação 181 para determinar o fator Z_W .

$$Z_W = 1,0 + 0,0025 (4,3056 - 1,0) = 1,0083$$

O fator de tamanho, Z_X , é determinado com base em estudos. Para um cálculo inicial, a ISO 6336-2 apresenta um valor a aplicar.

$$Z_X = 1$$

Com os fatores determinados, é assim possível obter o valor da tensão admissível, para tal, é aplicada a equação 140.

$$\sigma_{HP} = \frac{1500 \times 0,925}{1} 1,0474 \times 0,9828 \times 0,9987 \times 1,0083 \times 1 = 1438,2538 \text{ N/mm}^2$$

Sendo que:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \leftrightarrow \sigma_{HG} = 1438,2538 \text{ N/mm}^2$$

Para determinar a tensão de contacto, σ_{H1} e σ_{H2} , são aplicadas as equações 138 e 139, respetivamente. Para obter estas, é necessário conhecer-se σ_{H0} , que é determinado através da equação 137.

$$\begin{aligned}\sigma_{H0} &= 2,2274 \times 189,8117 \times 0,8428 \times 0,9318 \sqrt{\frac{229465,2884}{248,7909 \times 390} \frac{4,3056 + 1}{4,3056}} \\ &= 566,7973 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

$$\sigma_{H1} = 1 \times 566,7973 \sqrt{1,5 \times 1,0074 \times 1,3661 \times 1} = 814,3584 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{H2} = 1 \times 566,7973 \sqrt{1,5 \times 1,0074 \times 1,3661 \times 1} = 814,3584 \text{ N/mm}^2$$

Logo, o fator de segurança para a pressão de contacto do pinhão e roda são alcançados através das equações 135 e 136, respetivamente.

$$S_{H1} = \frac{1438,2538}{814,3584} = 1,7661$$

$$S_{H2} = \frac{1438,2538}{814,3584} = 1,7661$$

Com base nos valores obtidos, é possível verificar-se que o par de entrada do redutor não apresenta o requisito pretendido, um coeficiente de segurança de 2,5. No entanto será também determinado o coeficiente atual da flexão no pé do dente, de forma a compreender qual o coeficiente atual que estes componentes alvo de estudo apresentam.

3.3.1.2.6 Fator de Segurança Flexão no Pé do Dente

Para conhecer o verdadeiro fator de segurança do par de engrenagens do primeiro estágio, é necessário determinar-se o coeficiente de segurança de flexão no pé do dente, este fator de segurança representa um complemento ao fator de segurança dos flancos. Apenas com o conhecimento destes dois fatores de segurança, será possível garantir que o par de engrenamento se encontra em conformidade com o espectável.

Tal como o fator de segurança anteriormente determinado, numa primeira fase é necessário determinar-se todos os fatores intrínsecos a este.

O primeiro fator a determinar será o fator de forma, Y_F , para o obter, é necessário determinar-se o valor do elemento E , para tal é aplicada a equação 196.

$$E = \frac{\pi}{4} \times 6 - 7,5 \times \tan 20 + \frac{0}{\cos 20} - (1 - \sin 20) \frac{2,28}{\cos 20} = 0,3861$$

Sendo que as engrenagens não são rebaixasadas, logo $s_{pr} = 0$.

Com recurso as equações 198 e 199, é possível determinar G e H , respetivamente. Estes elementos serão determinados tanto par ao pinhão como para a roda.

$$G_1 = \frac{2,28}{6} - \frac{7,5}{6} + 0,3119 = -0,5581$$

$$G_2 = \frac{2,28}{6} - \frac{7,5}{6} - 0,3098 = -1,1798$$

$$H_1 = \frac{2}{52,9857} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,3861}{6} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,9903$$

$$H_2 = \frac{2}{228,1328} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,3861}{6} \right) - \frac{\pi}{3} = -1,034$$

O elemento θ , é obtido através da equação 200, sendo necessário aplicar a mesma até que o valor convirja. Este elemento é também determinado para o pinhão e roda.

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{2(-0,5581)}{52,9857} \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) - (-0,9903) = 0,9538 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5581)}{52,9857} \tan(0,9538) - (-0,9903) = 0,9606 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5581)}{52,9857} \tan(0,9606) - (-0,9903) = 0,9602 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5581)}{52,9857} \tan(0,9602) - (-0,9903) = 0,9602 \\ \\ \theta_2 &= \frac{2(-1,1798)}{228,1328} \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) - (-1,034) = 1,0161 \\ \theta_2 &= \frac{2(-1,1798)}{228,1328} \tan(1,0161) - (-1,034) = 1,0173 \\ \theta_2 &= \frac{2(-1,1798)}{228,1328} \tan(1,0173) - (-1,034) = 1,0173 \end{aligned}$$

Com estes elementos determinados, é possível obter o valor da cordal nominal na raiz do dente, S_{Fn} , para tal é aplicada a equação 201.

$$\begin{aligned} S_{Fn1} &= \left[52,9857 \sin\left(\frac{\pi}{3} - 0,9602\right) + \sqrt{3} \left(\frac{-0,5581}{\cos 0,9602} - \frac{2,28}{6} \right) \right] 6 = 13,558 \\ S_{Fn2} &= \left[228,1328 \sin\left(\frac{\pi}{3} - 1,0173\right) + \sqrt{3} \left(\frac{-1,1798}{\cos 1,0173} - \frac{2,28}{6} \right) \right] 6 = 13,664 \end{aligned}$$

O raio da raiz do dente, ρ_f , é obtido através da equação 202.

$$\begin{aligned} \rho_{f1} &= \left[\frac{2,28}{6} + \frac{2(-0,5581)^2}{\cos 0,9602 (|52,9857| \cos^2 0,9602 - 2(-0,5581))} \right] 6 = 2,6317 \\ \rho_{f2} &= \left[\frac{2,28}{6} + \frac{2(-1,1798)^2}{\cos 1,0173 (|228,1328| \cos^2 1,0173 - 2(-1,1798))} \right] 6 = 2,7659 \end{aligned}$$

O braço do momento fletor, h_{Fe} , é determinado com recurso a equação 203.

$$h_{Fe1} = \left[\frac{1}{2} \left[(\cos 0,0289 - \sin 0,0289 \tan 21,9041) \frac{322,0513}{6} - 52,9857 \cos \left(\frac{\pi}{3} - 0,9602 \right) - \left(\frac{-0,5581}{\cos 0,9602} - \frac{2,28}{6} \right) \right] \right] 6 = 6,6972$$

$$h_{Fe2} = \left[\frac{1}{2} \left[(\cos 0,0063 - \sin 0,0063 \tan 19,8121) \frac{1367,2264}{6} - 228,1328 \cos \left(\frac{\pi}{3} - 1,0173 \right) - \left(\frac{-1,1798}{\cos 1,0173} - \frac{2,28}{6} \right) \right] \right] 6 = 7,3668$$

Com todos os elementos necessários reunidos, será possível obter o fator de forma. Para tal, é aplicada a equação 196.

Este fator é determinado em separado para o pinhão e roda.

$$Y_{F1} = \frac{\frac{6 \times 6,6972}{6} \cos 21,9041}{\left(\frac{13,558}{6} \right)^2 \cos 20} = 1,295$$

$$Y_{F2} = \frac{\frac{6 \times 7,3668}{6} \cos 19,8121}{\left(\frac{13,664}{6} \right)^2 \cos 20} = 1,4221$$

Para determinar o fator de correção de tensão, Y_S , é necessário conhecer-se os elementos L e q_s , estes são determinados através das equações 209 e 210, respetivamente.

$$L_1 = \frac{13,558}{6,6972} = 2,0244$$

$$L_2 = \frac{13,664}{7,3668} = 1,8548$$

$$q_{s1} = \frac{13,558}{2 \times 2,6317} = 2,5759$$

$$q_{s2} = \frac{13,664}{2 \times 2,7659} = 2,4701$$

Com base nos valores obtidos, é possível aplicar a equação 208, para determinar o fator de correção de tensão.

$$Y_{S1} = (1,2 + 0,13 \times 2,0244) 2,5759 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{2,0244}} \right] = 2,19$$

$$Y_{S_2} = (1,2 + 0,13 \times 1,8548)2,4701 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,8548}} \right] = 2,0845$$

O fator de correção de tensão, irá tomar o valor predefinido, com base na falta de resultados para o mesmo.

$$Y_{ST} = 2$$

O fator ângulo de hélice, Y_β , pode ser determinado através da equação 212.

$$Y_\beta = 1 - 1 \frac{29,75}{120} = 0,7521$$

O fator de espessura rim, Y_B , antes de ser determinado, é necessário validar-se a seguinte condição:

$$S_R/h_t = 51,71/13,5006 = 3,8302$$

Como:

$$S_R/h_t \geq 1,2$$

Logo é aplicada a equação 213.

$$Y_B = 1$$

O fator de profundidade do dente, Y_{DT} , implica a validação de uma condição. Sendo que $\varepsilon_{\alpha n} = 1,7989$, logo é aplicada a equação 215, para determinar este fator.

$$Y_{DT} = 1$$

O fator de vida, Y_{NT} , é determinado através da Tabela 26, tal como o fator Z_{NT} , este será determinado do mesmo modo, para uma vida útil de $N_L = 10^{10}$, .

$$Y_{NT} = 0,925$$

O fator de sensibilidade relativo, $Y_{\delta_{relT}}$, para ser determinado, requer que sejam conhecidos alguns elementos. O fator ρ' , pode ser obtido através da Tabela 27.

$$\rho' = 0,0030$$

O gradiente de tensão relativo, é determinado através da equação 219.

$$x_1^* = \frac{1}{5}(1 + 2 \times 2,5759) = 1,2304$$

$$x_2^* = \frac{1}{5}(1 + 2 \times 2,4701) = 1,188$$

Já x_T^* , é determinado pela equação 219, sendo substituído q_s , por q_{sT} .

$$x_T^* = \frac{1}{5}(1 + 2 \times 2,15) = 1,06$$

Com os dados necessário reunidos, é possível aplicar a equação 218, para determinar o fator de sensibilidade relativo. Este fator será determinado para o pinhão e roda, respectivamente.

$$Y_{\delta rel T 1} = \frac{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,2304}}{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,06}} = 1,0041$$

$$Y_{\delta rel T 2} = \frac{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,188}}{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,06}} = 1,0031$$

O fator de superfície relativo, Y_{RrelT} , é determinado com base no material da engrenagem, bem com o a rugosidade superficial. É conhecido que $R_z = 4,8$, logo é aplicada a equação 224, para determinar este fator.

$$Y_{R rel T} = 1,674 - 0,529(4,8 + 1)^{0,1} = 1,0433$$

O fator de tamanho, Y_x , é obtido através da Tabela 28, com base no módulo do par de engrenagens e o respectivo material das mesmas.

$$Y_x = 1,03 - 0,006 \times 6 = 0,994$$

Após determinar todos os fatores necessários, é possível obter o valor da tensão admissível, par tal, é aplicada a equação 190, para o pinhão e roda.

$$\sigma_{FP 1} = \frac{500 \times 2 \times 0,925}{1} 1,0041 \times 1,0433 \times 0,994 = 963,1952$$

$$\sigma_{FP 2} = \frac{500 \times 2 \times 0,925}{1} 1,0031 \times 1,0433 \times 0,994 = 962,2359$$

Através da equação 190, é possível verificar a seguinte condição:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}}$$

Como $S_{Fmin} = 1$, logo verifica-se que $\sigma_{FP} = \sigma_{FG}$.

Para determinar a tensão na raiz do dente, σ_{F1} e σ_{F2} , é aplicada a equação 188. No entanto é necessário conhecer-se σ_{F0} , que é determinado através da equação 189.

$$\sigma_{F01} = \frac{229465,2884}{390 \times 6} 1,295 \times 2,19 \times 0,7521 \times 1 \times 1 = 209,1658$$

$$\sigma_{F02} = \frac{229465,2884}{390 \times 6} 1,4221 \times 2,0845 \times 0,7521 \times 1 \times 1 = 218,6295$$

$$\sigma_{F1} = 209,1658 \times 1,5 \times 1,0074 \times 1,3371 \times 1 = 422,6178$$

$$\sigma_{F2} = 218,6295 \times 1,5 \times 1,0074 \times 1,3371 \times 1 = 441,7391$$

O fator de segurança de flexão no pé do dente, é determinado através das equações 186 e 187, para o pinhão e roda, respetivamente.

$$S_{F1} = \frac{963,1952}{422,6178} = 2,2791$$

$$S_{F2} = \frac{962,2359}{441,7391} = 2,1783$$

O coeficiente determinado para ambos os elementos do par de engrenamento, apesar de se encontrar próximo do coeficiente de segurança requerido, estes são inferiores a 2,5.

Com base nos resultados obtidos, é possível determinar que o pinhão e roda atuais, não cumprem o coeficiente de segurança pretendido, sendo necessário implementar medidas de forma a alcançar o coeficiente de segurança alvo, apesar das limitações impostas, serão realizados alguns ajustes com o intuito de melhorar estes fatores.

3.3.2 Veios

Um veio para cumprir corretamente a sua função, deve ser devidamente dimensionado, garantindo a capacidade de suportar os esforços e solicitações inerentes a este, durante o funcionamento do sistema, nunca comprometendo este ou os restantes elementos. Para compreender se eixo rápido empregue no sistema cumpre com os requisitos necessários, tendo em conta os esforços e solicitações aplicados, este será submetido a um dimensionamento à flexão e torção, permitindo conhecer o seu desempenho e determinar se o mesmo apresenta capacidade para operar com um novo conjunto de engrenagens.

3.3.2.1 Dimensionamento à Deformação

Para concretizar o dimensionamento de um veio, numa fase inicial é necessário determinar-se as reações nos apoios. Na Figura 16, é possível observar-se o posicionamento dos apoios, bem como, os esforços que o elemento se encontra sujeito.

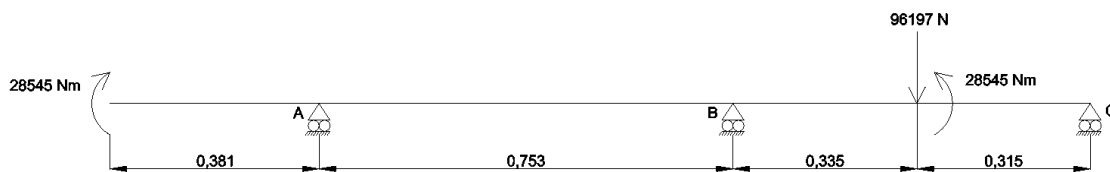


Figura 16 - Veio de Entrada e Solicitações

Tratando-se um eixo com 3 apoios, o cálculo das reações nos apoios terá de ser realizado por seções. Sendo que o esforço apenas se verifica na zona da engrenagem, devido a força radial, ocorrendo esta no plano horizontal do eixo. Para o presente cálculo, o peso próprio do veio será desprezado tendo em conta que o mesmo apenas representa 4% da força radial.

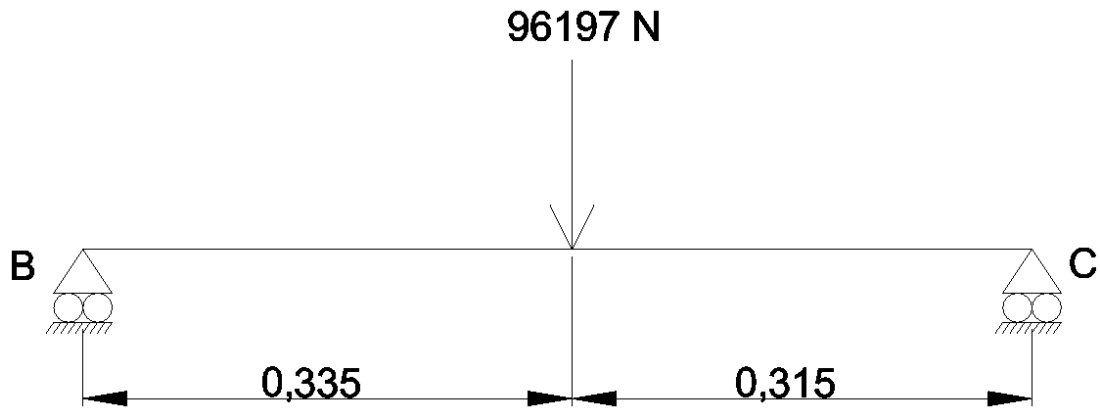


Figura 17 - Secção BC

Para determinar as reações nos apoios, será calculado o momento no apoio B.

$$\sum M_B = 0 \Leftrightarrow 96197 \times 0,335 - R_C \times 0,65 = 0 \Leftrightarrow R_C = 49578,5 \text{ N}$$

Para determinar a Reação no apoio B, será realizado o somatório dos esforços em x .

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow R_B - 96197 + 49578,5 = 0 \Leftrightarrow R_B = 46618,5 \text{ N}$$

Para validar as condições, será calculado o momento a partir do apoio C.

$$\sum M_C = 0 \Leftrightarrow 46618,5 \times 0,65 - 96197 \times 0,315 = 0 \Leftrightarrow 0 = 0$$

É possível validar as reações nos apoios. Como na secção AB não existe nenhum esforço, logo, a reação no apoio $R_A = 0 \text{ N}$.

Atendendo ao facto do eixo rápido se encontrar acoplado ao motor elétrico, logo, na zona de apoio do acoplamento irá encontrar-se um momento torsor.

Para determinar qual o momento torsor na secção BC, este será determinado através dos esforços de corte V .

$$\int R_B \, dx + M = 46618,5 x + 28545$$

$$\int -96197 \, dx + M = -49578,5 x + 15617$$

Com as equações obtidas, é assim possível construir os diagramas dos esforços de corte e momento fletores, Figura 18 e Figura 19, respetivamente.

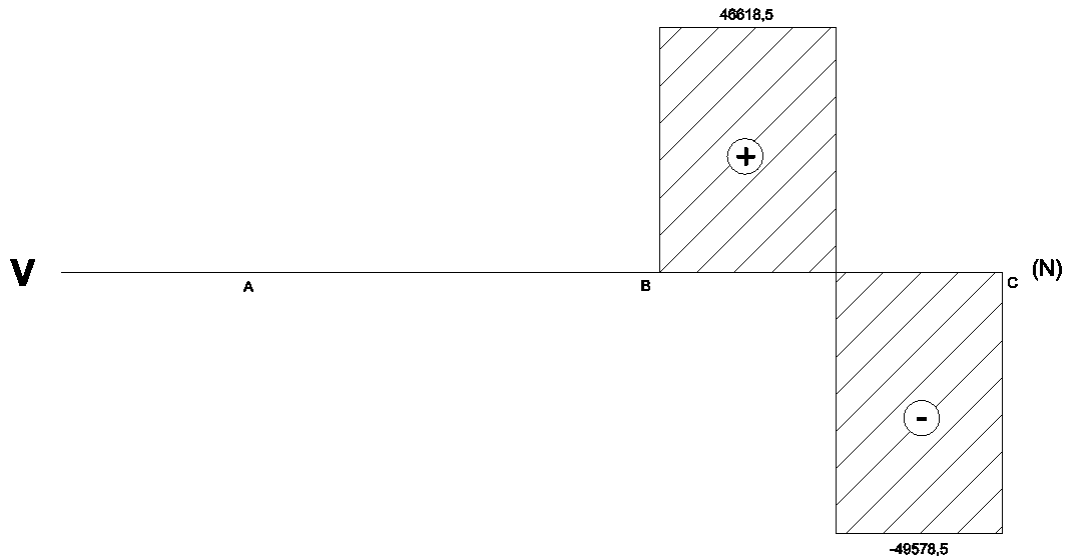


Figura 18 - Diagrama Esforços de Corte

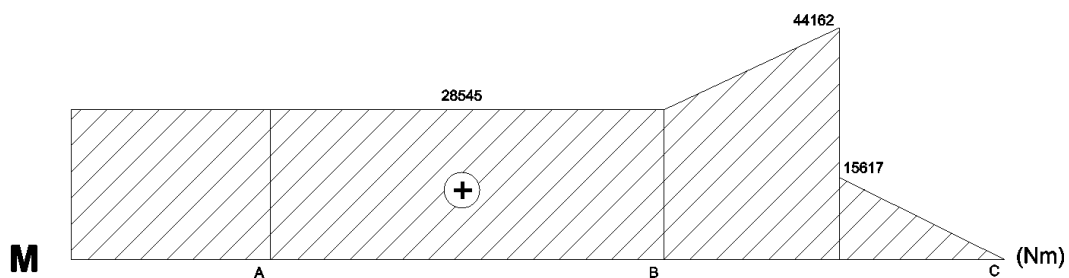


Figura 19 - Diagrama do Momento Fletor

Após conhecer-se quais as solicitações ao longo do veio, torna-se possível determinar qual a flexão neste. Com base nas equações presentes mencionadas no ponto 2.3.

Para o presente dimensionamento, a zona do veio alvo de análise é dividida em secções, encontra-se representado na Figura 20.

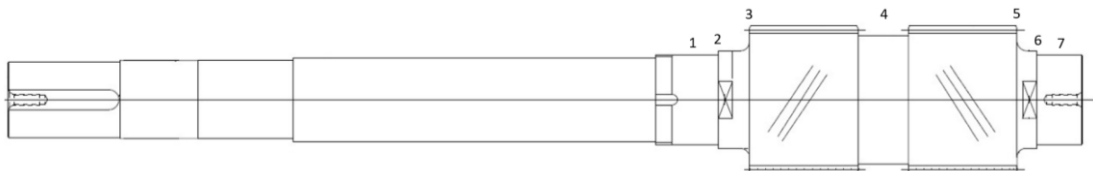


Figura 20 - Secções do Veio para Análise à Flexão

Com o dimensionamento à flexão, é possível determinar qual o comportamento do presente veio de acordo com as solicitações nele impostas, os resultados obtidos para o caso em estudo, encontram-se presentes na Tabela 10.

Tabela 10 - Dimensionamento à Flexão

Secção	Diâmetro Exterior	Força ou Reação	Esforço de Corte	Comprimento Seção	Momento Fletor	Momento Inércia	EI, EI_u, EI_l
i	d_{sh}	F	V	L	M	I	EI
---	m	N	N	m	Nm	m^4	Nm^2
1	0,16	46625,5	0	---	28545	3,217E-05	6627001,207
2	0,16	46625,5	0,0415	30408	3,217E-05	6627001,207	6627001,207
	0,175						
3	0,175	46625,5	0,055	33044,4	4,6039E-05	9483951,27	9483951,27
	0,249						
4	0,249	-96197,4	46625,5	0,24	44234,5	0,0001887	38871787,1
	0,175						
5	0,175	-49571,8	0,24	3792,3	4,6039E-05	9483951,27	9483951,27
	0,16						
6	0,16	49571,8	-49571,8	0,0415	0	3,217E-05	6627001,207

Secção	$M/EI, M/EI_u, M/EI_l$	Média $M/EI, M/EI_u, M/EI_l$	Inclinação	Média Inclinação	Incremento de Deflexão	Constante de Integração	Deflexão Calculada
i	MEI	$AMEI$	SL	ASL	DI	ICS	y
---	m^{-1}	m^{-1}	μrad	μrad	m	m	m
1	0,00430738	0,00444794	0	9,2295E-05	3,8302E-06	-2,2764E-05	0
2	0,0045885						
	3	0,00320626	0,000334525	0,00027658	1,5212E-05	-3,0169E-05	-3,38914E-05
0,00348424		0,00036858					
4	0,00085009	0,00099402	0,00048786	0,00011709	-0,00013165	-4,84534E-05	
	0,00113796						0,00060714
5	9,7559E-05	0,00061776	0,00068127	0,00016351	-0,00013165	-1,65961E-05	
	0,00039986						0,00075541
6	0,00021692	0,00030839	0,0007608	2,6628E-05	-1,9199E-05	-9,16671E-06	
	0,00031044						0,0007662
7	0	0,00015522	0,00076942	3,1931E-05	-2,2764E-05	2,71051E-20	

Onde:

$$IC = -0,000549$$

$$Sy = 0,0003582$$

$$\sum x = 0,653$$

Com os resultados obtidos, é possível se observar que na secção 4 se encontra o ponto de maior flexão, cerca de $50\mu m$. Apesar de se tratar de um valor reduzido, de uma forma geral, este poderá comprometer a distribuição da carga ao longo da superfície, colocando em causa o alinhamento admissível do conjunto. Perante os valores obtidos, serão tomadas medidas para melhorar o comportamento do veio à flexão.

3.3.2.2 Dimensionamento à Torção

O veio de entrada é o elemento que recebe o binário de entrada transmitido pelo motor elétrico, é responsável por transmitir a rotação para os respetivos eixos adjacentes até à saída.

Para compreender se o veio de entrada cumpre os requisitos necessários, será realizado o cálculo de modo a conhecer qual o seu comportamento de acordo com momento torsor nele imposto.

Com base nos cálculos das reações realizado anteriormente, é possível obter o diagrama dos momentos torsores, conforme pode ser observado na Figura 21. Figura 21 - Diagrama Momento Torsor

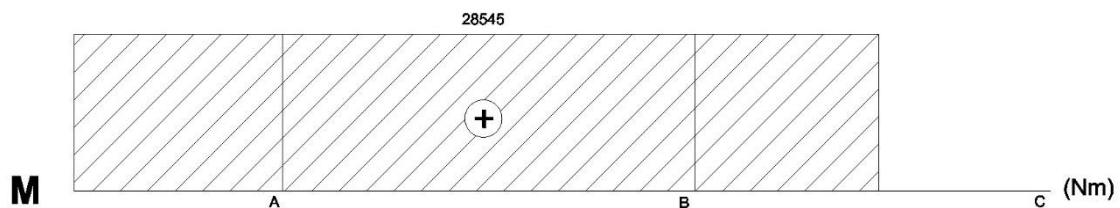


Figura 21 - Diagrama Momento Torsor

Numa fase inicial, o veio será dividido por secções de acordo com os vários diâmetros que este possui, a sua divisão encontra-se demonstrada na Figura 22.

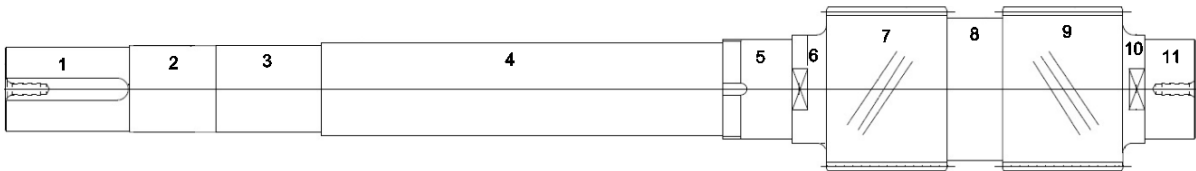


Figura 22 - Seções do Veio para Análise à Torção

Através dos diâmetros, comprimento de seções e respectivos momentos fletores, é aplicada a equação 69 de modo a determinar o ângulo de torção presente em cada uma das seções. Os resultados obtidos encontram-se representados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dimensionamento à Torção

Secção	Diâmetro Exterior	Comprimento Secção	Momento Fletor	Momento Inércia	Grau	
<i>i</i>	d_{sh}	x	M	I	θ	
---	m	m	Nm	m^4	rad	$^{\circ}$
1	0,135	0,202	28545	1,6304E-05	0,0043	0,2441
2	0,14	0,14	28545	1,8857E-05	0,0026	0,1463
3	0,14	0,1695	28545	1,8857E-05	0,0031	0,1771
4	0,15	0,65	28545	2,485E-05	0,0090	0,5154
5	0,16	0,113	28545	3,217E-05	0,0012	0,0692
6	0,175	0,055	28545	4,6039E-05	0,0004	0,0235
7	0,248	0,195	28545	0,00018568	0,0003	0,0207
8	0,23	0,09	28545	0,00013737	0,0002	0,0129
9	0,248	0,195	0	0,00018568	0	0
10	0,175	0,035	0	4,6039E-05	0	0
11	0,16	0,083	0	3,217E-05	0	0

Os resultados obtidos na análise realizada, revelam o maior valor na secção 4, cerca de $0,5^{\circ}$. Apesar desta secção não trabalhar diretamente com nenhum elemento, a mesma apresenta um valor significativo que poderá produzir consequências graves no conjunto, perante os valores recolhidos, a presente zona necessita de um ajuste de modo a melhorar os seus valores. A nível da zona dentada, é possível observar-se um valor reduzido, não requerendo qualquer intervenção.

3.3.3 Rolamentos

Caracterizando a capacidade das engrenagens em serviço, respetivo veio, também é importante conhecer-se a capacidade dos rolamentos aplicados no eixo. Este elemento por sua vez também apresenta a sua criticidade em todo o sistema, a rotura deste, poderá resultar numa falha catastrófica para todo o sistema. Perante esta realidade, é importante conhecer-se a capacidade dos rolamentos, de modo a compreender se estes apresentam as características adequadas ao serviço que desempenham.

Numa fase inicial, é necessário se comparar, com base nos esforços que resultam em cada um dos apoios, se este esforço é suportado pelo rolamento empregue. Para comparar as características dos rolamentos do eixo rápido, na Tabela 12, encontram-se representados os esforços e capacidades de carga para cada um dos rolamentos.

Tabela 12 - Rolamentos, Capacidades e Esforços (Eixo Rápido)

Apoio	Lado Entrada	Intermédio	Lado de Saída
Rolamento	23032	24032	24032
Esforço Apoio [N]	0	46618,5	49578,5
Capacidade Carga Dinâmica Rol. [N]	614000	783000	783000

Perante os resultados apresentado, é possível verificar-se que os rolamentos apresentam as características necessárias para suportar as solicitações impostas pelo sistema.

3.3.3.1 Vida Útil

Os rolamentos a aplicar num dado sistema, além de se determinar qual a capacidade de carga que os mesmos são capazes de suportar, é importante conhecer-se a sua vida útil de modo a prever as intervenções a realizar no sistema para substituição dos mesmos. Para determinar a vida útil de um rolamento, é necessário conhecer-se a carga dinâmica equivalente, sendo esta determinada com base na condição, $\frac{F_a}{F_r}$, para o presente estudo, apenas será realizado o cálculo para o rolamento mais solicitado, sendo este o rolamento do lado de saída.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{49578,5} = 0$$

O valor de e , para o rolamento 24032:

$$e = 0,3$$

Logo é possível validar:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

Com base na condição, para determinar a carga dinâmica equivalente, é aplicada a equação 73.

$$P = F_r + Y_1 F_a = 49578,5 N$$

Para obter a vida útil, é aplicada a equação 71.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{783000}{49578,5}\right)^{10/3} = 9883,13 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

O resultado obtido, demonstra uma vida útil semelhante a estimada para as engrenagens, demonstrando que o sistema atual foi projetado com a mesma vida útil para todos os seus elementos, garantindo que nenhum deles compromete os restantes. Com base nos resultados obtidos com os cálculos realizados, é possível verificar que todo o sistema foi idealizado com uma vida útil longa, face aos custos elevados inerentes ao projeto, fabrico e instalação de um sistema com estas características, possibilitando a amortização do equipamento por parte do proprietário deste.

3.4 Dimensionamento dos Elementos Mecânicos

3.4.1 Engrenagens

Em função dos resultados obtidos para os elementos que compõem o primeiro estágio de redução, é possível identificar que estes não cumprem as especificações requeridas. Com base na informação reunida, é necessário efetuar-se correções, com o intuito de alcançar os resultados especificados, nunca desprezando as características que tem de manter-se inalteráveis no sistema.

Perante essas limitações e tendo em consideração que é necessário um aumento da capacidade das engrenagens, as alterações principais passarão por alterar o módulo das engrenagens, passando de 6 para 8, bem como, o comprimento dos dentes, reduzindo a folga existente de 90mm para 20mm, com esta redução será possível alcançar um aumento do perfil dos dentes de 195mm para 230mm. Estas modificações são aplicadas com o intuito de melhorar a capacidade das engrenagens, baseando-se no facto das limitações dimensionais impostas, entre centros e a distância entre os topos dos veios. As engrenagens atuais já apresentam tratamento térmico e são compostas por materiais com boas propriedades, com base nessas características, a melhoria proposta para o

estudo, passa por um aumento da área de contacto, permitindo uma maior capacidade para a transferência de energia, reduzindo a concentração de tensões.

Em conformidade com a correção proposta, todo o cálculo de dimensionamento irá ser desenvolvido com base no novo módulo, bem como, o entre centros imposto e o diâmetro primitivo do pinhão. O ângulo da hélice, não irá sofrer alterações, garantindo uma maior área de contacto, este não será aumentado, de forma a prevenir problema de dimensionamento devido a um ângulo demasiado acentuado.

Com base nas características que irão permanecer iguais, os valores serão representados na Tabela 13.

Tabela 13 - Propriedades das Engrenagens a Manter/Alterar

Símb.	Resultados	Und.
a	660,0000	mm
m_n	8	mm
α_n	20	°
B	480	mm
b_n	20	mm
b_B	230	mm
β_1	29,75	°
β_2	29,75	°
d_1	248,7909	mm

Com base no d presente no projeto inicial, aplicou-se a equação 16, de forma a determinar o número de dentes do pinhão e da roda, respetivamente.

$$\frac{z_1 \times 8}{\cos 29,75} = 248,7909 \leftrightarrow z_1 = 27$$

$$\frac{z_2 \times 8}{\cos 29,75} = 1071,1832 \leftrightarrow z_2 = 116,25 \leftrightarrow z_2 = 116$$

Com base nos resultados obtidos e tendo em consideração os fatores que se irão manter inalteráveis, é assim possível determinar todas as características do novo par, os resultados obtidos encontram-se presentes na Tabela 14.

Tabela 14 - Características Novo Par Engrenagens

Símb.	Eq. Nº	Resultados	Und.
p_{z1}	3	$\frac{\pi \times 27 \times 8}{\sin 29,75} = 1367,516$	mm
p_{z2}	3	$\frac{\pi \times 116 \times 8}{\sin 29,75} = 5875,254$	mm
m_t	2	$\frac{248,7909}{27} = 9,2145$	mm

d_1	16	$\frac{27 \times 8}{\cos 29,75} = 248,7909$	mm
d_2	16	$\frac{116 \times 8}{\cos 29,75} = 1068,8796$	mm
β_1	4	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi \times 248,7909}{1367,516} \right) = 29,75$	°
β_2	4	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi \times 1068,8796}{5875,254} \right) = 29,75$	°
α_t	6	$\tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 29,75} \right) = 22,7446$	°
u	13	$\frac{116}{27} = 4,2963$	---
$\text{inv } \alpha_t$	7	$\tan 22,7446 - \left(\frac{22,7446 \pi}{180} \right) = 0,0223$	---
$\text{inv } \alpha_{wt}$	8	$2 \tan 20 \left(\frac{0,1456 - 0,2832}{27 + 167} \right) + 0,0223 = 0,0216$	---
α_{wt}	9	$\cos^{-1} \left[\frac{(27 + 116) \cos 22,7446}{(27 + 116) + 2 \times 0,1456 \cos 29,75} \right] = 22,9846$	°
$\text{inv } \alpha_n$	10	$\tan 20 - \left(\frac{20 \times \pi}{180} \right) = 0,0149$	---
y	11	$\frac{660}{8} - \frac{27 + 116}{2 \cos 29,75} = 0,1456$	---
x_1	14	$\frac{-0,4303}{4,3333 + 1} + \frac{4,3333 - 1}{3 \times 4,3333} = 0,2832$	---
x_2	15	$0,1456 - 0,2832 = -0,1376$	---
a	12	$\left(\frac{27 + 116}{2 \cos 29,75} + 0,1456 \right) 8 = 660$	mm
d_{b1}	17	$248,7909 \cos 22,7446 = 229,4443$	mm
d_{b2}	17	$1068,8796 \cos 22,7446 = 985,7608$	mm
d_{w1}	18	$\frac{229,4443}{\cos 22,9846} = 249,2308$	mm
d_{w2}	18	$\frac{985,7608}{\cos 22,9846} = 1070,7693$	mm
d_{a1}	19	$248,7909 + 2 \times 8(1 + 0,2832) = 269,3221$	mm
d_{a2}	19	$1068,8796 + 2 \times 8(1 - 0,1376) = 1082,678$	mm
d_{f1}	20	$248,7909 - 2,5 \times 8 + 2 \times 0,2832 \times 8 = 233,3221$	mm
d_{f2}	20	$1068,8796 - 2,5 \times 8 + 2 \times (-0,1376) \times 8 = 1046,678$	mm
f_{pt1}	21	$0,3(8 + 0,4\sqrt{249,2308}) + 4 = 8,2945$	μm
f_{pt2}	21	$0,3(8 + 0,4\sqrt{1070,7693}) + 4 = 10,3267$	μm
F_{a1}	22	$3,2\sqrt{8} + 0,22\sqrt{249,2308} + 0,7 = 13,2241$	μm
F_{a2}	22	$3,2\sqrt{8} + 0,22\sqrt{1070,7693} + 0,7 = 16,9499$	μm
h_{a1}	23	$\frac{229,4443}{\cos 22,9846} = 249,2308$	mm
h	24	$[2,25 + 0,1456 - (0,2832 - 0,1376)]8 = 18$	mm

β_b	25	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi \times 229,4443}{1367,5160} \right) = 27,7938$	°
β_b	25	$\tan^{-1} \left(\frac{\pi \times 985,7608}{5875,254} \right) = 27,7938$	°
ρ_1	26	$0,5 \times 229,4443 \times \tan 22,9846 = 48,6603$	mm
ρ_2	26	$0,5 \times 985,7608 \times \tan 22,9846 = 209,059$	mm
ε_α	27	$\frac{\sqrt{\left(\frac{269,3221}{2}\right)^2 - \left(\frac{229,4443}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{1082,678}{2}\right)^2 - \left(\frac{985,7608}{2}\right)^2} - 660 \sin 22,9846}{\pi \times 9,2145 \cos 22,7446} = 1,3733$	---
ε_β	28	$\frac{195 \sin 29,75}{\pi \times 8} = 3,8501$	---
ε_γ	29	$1,3733 + 3,8501 = 5,2234$	---
ρ_{fP}	30	$0,38 \times 8 = 3,04$	mm
h_{fP}	31	$1,25 \times 8 = 10$	mm
m_1	32	$7,83 \times 10^{-6} \times \pi \times \left(\frac{233,3221}{2}\right)^2 = 0,3348$	kg /mm
m_2	32	$7,83 \times 10^{-6} \times \pi \times \left(\frac{1046,678}{2}\right)^2 = 6,7372$	kg /mm
J_1^*	33	$\frac{1}{2} \times 0,3348 \times \left(\frac{229,4443}{2}\right)^2 = 2203,1801$	kg mm ² /mm
J_2^*	33	$\frac{1}{2} \times 6,7372 \times \left(\frac{985,7608}{2}\right)^2 = 818337,6654$	kg mm ² /mm
m_1^*	34	$\frac{2203,1801}{\left(\frac{229,4443}{2}\right)^2} = 0,1674$	kg /mm
m_2^*	34	$\frac{818337,6654}{\left(\frac{985,7608}{2}\right)^2} = 3,3686$	kg /mm
m_{red}	35	$\frac{0,1674 \times 3,3686}{0,1674 + 3,3686} = 0,1595$	kg /mm
Engrenagem Virtual			
Z_{n1}	38	$\frac{27}{\cos^2 27,7938 \cos 29,75} = 39,7393$	---
Z_{n2}	38	$\frac{116}{\cos^2 27,7938 \cos 29,75} = 170,7317$	---
$\varepsilon_{\alpha n}$	39	$\frac{1,3733}{\cos^2 27,7938} = 1,7549$	---
d_{n1}	40	$8 \times 39,7393 = 317,9144$	mm
d_{n2}	40	$8 \times 170,7317 = 1365,8536$	mm
p_{bn}	41	$\pi \times 8 \cos 20 = 23,6171$	mm
d_{bn1}	42	$317,9144 \cos 20 = 298,7418$	mm
d_{bn2}	42	$1365,8536 \cos 20 = 1283,4825$	mm
d_{an1}	43	$317,9144 + 269,3221 - 248,7909 = 338,4456$	mm

d_{an2}	43	$1365,8536 + 1082,678 - 1068,8796 = 1379,652$	mm
d_{en1}	44	$2 \frac{27}{ 27 } \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{338,4456}{2} \right)^2 - \left(\frac{298,7418}{2} \right)^2} - \frac{\pi \times 248,7909 \times \cos 29,75 \cos 20}{ 27 } (1,7549 - 1) \right]^2 + \left(\frac{298,7418}{2} \right)^2}$ = 323,2243	mm
d_{en2}	44	$2 \frac{116}{ 116 } \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{1379,652}{2} \right)^2 - \left(\frac{1283,4825}{2} \right)^2} - \frac{\pi \times 1068,8796 \times \cos 29,75 \cos 20}{ 116 } (1,7549 - 1) \right]^2 + \left(\frac{1283,4825}{2} \right)^2}$ = 1366,975	mm
α_{en1}	45	$\arccos \left(\frac{298,7418}{323,2243} \right) = 22,4437$	°
α_{en2}	45	$\arccos \left(\frac{1283,4825}{1366,975} \right) = 20,1287$	°
$inv \alpha_{en1}$	46	$\tan 22,4437 - \left(\frac{22,4437 \times \pi}{180} \right) = 0,0213$	---
$inv \alpha_{en2}$	46	$\tan 20,1287 - \left(\frac{20,1287 \times \pi}{180} \right) = 0,0152$	---
γ_{e1}	47	$\frac{0,5\pi + 2 \tan 20 \times 0,2832}{39,7393} + 0,0149 - 0,0213 = 0,0383$	°
γ_{e2}	47	$\frac{0,5\pi + 2 \tan 20 \times (-0,1376)}{170,7317} + 0,0149 - 0,0152 = 0,0083$	°
α_{Fen1}	48	$22,4437 - 0,0383 = 22,4054$	°
α_{Fen2}	48	$20,1287 - 0,0083 = 20,1204$	°

Com base nos cálculos realizados para caracterizar o par de engrenagens, é possível determinar os esforços associados ao conjunto, os resultados obtidos encontram-se presentes na Tabela 15.

Tabela 15 - Solicitações do Novo Sistema

Símb.	Eq. Nº	Resultados	Und.
F_t	49	$\frac{28545}{\frac{249,2308 \times 10^{-3}}{2}} = 229064,7865$	N
F_r	50	$229064,7865 \times \tan 22,7446 = 96029,4528$	N
F_n	51	$\frac{229064,7865}{\cos 22,7446} = 248379,4118$	N
F_m	52	$229064,7865 \times 1,5 \times 1,0075 = 346174,1586$	N
F_{tH}	53	$229064,7865 \times 1,5 \times 1,0075 \times 1,8332 = 634606,4675$	N

Perante as condições que permaneceram constantes, tais como materiais e lubrificação, os valores destas características mantêm-se, sendo a informação necessária retirada das Tabela 8 e Tabela 9, respetivamente.

3.4.1.1 Fator de Aplicação, K_A

Atendendo ao facto do equipamento permanecer com o mesmo fim, logo o fator de aplicação não irá sofrer qualquer alteração.

$$K_A = 1,5$$

3.4.1.2 Fator Dinâmico, K_V

Para determinar o fator dinâmico através do método B, é necessário validar a condição da equação 75.

$$\left(\frac{10,2911 \times 27}{100}\right) \sqrt{\frac{4,2963^2}{1 + 4,2963^2}} = 2,7063 < 3 \text{ m/s}$$

Com a validação da condição, será agora determinado o valor de ressonância, identificando a gama de operação do conjunto. Antes de determinar esse valor, é necessário validar uma segunda condição.

$$\frac{229064,7865 \times 1,5}{230} = 1493,9008 \text{ N/mm} \geq 100 \text{ N/mm}$$

De acordo com o resultado obtido, o limite inferior da taxa de ressonância é adquirido através da equação 80.

$$N_S = 0,85$$

Antes de determinar o valor do fator dinâmico, serão determinados os parâmetros de rigidez do dente. Estes valores serão obtidos através do método B de acordo com a ISO 6336-1.

O valor mínimo para a flexibilidade de um conjunto de dentes é determinado através da equação 93, com base em determinados elementos da Tabela 20.

$$\begin{aligned} q' = & 0,04723 + \frac{0,15551}{37,7393} + \frac{0,25791}{170,7317} + (-0,00635) \times 0,2832 + \frac{(-0,11654) \times 0,2832}{37,7393} \\ & + (-0,00193) \times (-0,1376) + \frac{(-0,24188) \times (-0,1376)}{170,7317} \\ & + 0,00529 \times 0,2832^2 + 0,00182(-0,1376)^2 = 0,0511(\text{mm } \mu\text{m})/N \end{aligned}$$

Com o valor de q' , é possível determinar o resultado da rigidez teórica através da equação 92.

$$c'_{th} = \frac{1}{0,0511} = 19,5695 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

O fator de correção C_M , é obtido através da equação 94.

$$C_M = 0,8$$

O valor do fator de corpo da engrenagem C_R , requer que sejam validadas as seguintes condições:

- $b_s/b = 100/230 = 0,4348$
- $s_R/m_n = 51,71/8 = 6,4638$

Após validar as condições, é possível aplicar a equação 95, para determinar o fator C_R .

$$C_R = 1 + \frac{\ln(100/230)}{5e^{51,71/(5 \times 8)}} = 0,9543$$

O fator do desvio de perfil básico real da cremalheira geradora C_B , resulta da aplicação da equação 96.

$$C_B = [1,0 + 0,5(1,25 - 10/8)][1,0 - 0,02(20 - 20)] = 1$$

O fator de rigidez simples pode ser determinado com recurso a equação 91.

$$c' = 19,5695 \times 0,8 \times 0,9543 \times 1 \times \cos 29,75 = 12,9710 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

O fator de rigidez da malha $c_{\gamma a}$ e $c_{\gamma \beta}$, são obtidos através das equações 98 e 99, respetivamente.

$$c_{\gamma a} = 12,9710(0,75 \times 1,3733 + 0,25) = 16,6026 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

$$c_{\gamma \beta} = 0,85 \times 16,6026 = 14,1122 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

A velocidade de ressonância, pode assim ser obtida através da equação 76.

$$n_{E1} = \frac{30000}{\pi \times 27} \sqrt{\frac{16,6026}{0,1595}} = 3608,4054 \text{ min}^{-1}$$

Logo o valor da taxa de ressonância, pode ser determinado com a aplicação da equação 77.

$$N = \frac{395}{3608,4054} = 0,1095$$

Com o valor da taxa de ressonância e o limite inferior da taxa de ressonância, é possível conhecer a faixa de trabalho do equipamento.

$$N \leq N_s = 0,1095 < 0,85$$

Com base na condição, é possível determinar que o equipamento se encontra na faixa subcrítica.

Para prosseguir com os cálculos para determinar o fator dinâmico, é necessário identificar-se os desvios da linha primitiva e do perfil efetivos, para tal são aplicadas as equações 86 e 87, $f_{pb\,eff}$ e $f_{fa\,eff}$, respectivamente.

$$f_{pb} = f_{pt} = 10,3267 \mu m$$

O valor da tolerância de rodagem, é determinado com base na equação 133.

$$y_\alpha = 0,075 \times 10,3267 = 0,7745 \mu m$$

$$y_p = y_\alpha$$

O valor de $f_{pb\,eff}$ é assim determinado através da equação 86.

$$f_{pb\,eff} = 10,3267 - 0,7745 = 9,5522 \mu m$$

O fator $f_{fa\,eff}$, é determinado para o maior elemento do par de engrenamento tal como $f_{pb\,eff}$, ou seja, a roda, onde é conhecido que:

$$f_{f\alpha} = F_\alpha = 16,9499 \mu m$$

O valor de y_f é determinado do mesmo modo que y_p , substituído na equação f_{pb} por $f_{f\alpha}$, logo é aplicada novamente a equação 133.

$$y_f = 0,075 \times 16,9499 = 1,2712 \mu m$$

O resultado de $f_{fa\,eff}$ é assim determinado através da equação 87.

$$f_{fa\,eff} = 16,9499 - 1,2712 = 15,6787 \mu m$$

O valor de B_p , é determinado através da equação 83.

$$B_p = \frac{12,9710 \times 9,5522}{1,5 \times (229064,7865/230)} = 0,0829$$

O valor de B_f é determinado através da equação 84.

$$B_f = \frac{12,9710 \times 15,6787}{1,5 \times (229064,7865/230)} = 0,1361$$

O valor de B_k é determinado através da equação 85.

$$B_k = \left| 1 - \frac{12,9710 \times 0}{1,5 \times (229064,7865/195)} \right| = 1$$

O fator K, é obtido através da equação 82, com recurso a Tabela 20. Desta tabela serão retirados os valores de C_{v1} , C_{v2} , C_{v3} , com base na condição $\varepsilon_\gamma > 2$.

$$\begin{aligned} C_{v1} &= 0,32 \\ C_{v2} &= \frac{0,57}{5,2234 - 0,3} = 0,1158 \\ C_{v3} &= \frac{0,096}{5,2234 - 1,56} = 0,0262 \end{aligned}$$

Com recurso a equação 82.

$$K = (0,32 \times 0,0829) + (0,1158 \times 0,1361) + (0,0262 \times 1) = 0,0685$$

Logo, o fator dinâmico é determinado através da equação 81.

$$K_V = (0,1095 \times 0,0685) + 1 = 1,0075$$

3.4.1.3 Fator de Carga na Face, $K_{H\beta}$ e $K_{F\beta}$

Atendendo a condição imposta sobre as dimensões dos elementos, as dimensões da estrutura da caixa redutora, não podem sofrer alterações, logo, as dimensões dos elementos irão permanecer a mesmas:

$$\begin{aligned} l &= 653 \\ s &= 35 \end{aligned}$$

Como:

$$s/l = 0,0551 < 0,3$$

e:

$$d_1/d_{sh} = 248,7909/150 = 1,65 \geq 1,15$$

Logo:

$$K' = 0,48$$

O fator f_{sh} é determinado através da equação 119.

$$f_{sh} = \frac{346174,1586}{460} 0,046 \left[\left[1,5 + 0,48 \frac{653 \times 35}{248,7909^2} \left(\frac{248,7909}{150} \right)^4 - 0,3 \right] + 0,3 \right] \left(\frac{230}{248,7909} \right)^2 = 84,0618 \mu m$$

Através da Tabela B3 do Anexo B da ISO 1328-1, é possível determinar o desalinhamento equivalente inicial, aplicando a equação 113. O valor do fator B_1 , é retirado da Tabela 22.

$$f_{H\beta 6} = 17 \mu m$$

$$B_1 = 1$$

Determinado assim:

$$F_{\beta x} = |1,33 \times 1 \times 84,0618 - 17| = 94,8022 \mu m$$

Para que a equação 113 seja validada, é necessário que seja respeitada a condição $F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min}$.

O valor de $F_{\beta x \min}$, é determinado através da equação 116.

$$F_{\beta x \min} = (0,005 \text{ mm} \cdot \mu m/N) \frac{345933,6406}{460} = 3,7602 \mu m$$

Com a equação 117:

$$F_{\beta x \min} = 0,5 \times 17 = 8,5 \mu m$$

Com base no valor do $F_{\beta x \min}$, é possível validar a condição $F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min}$.

$$F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} = 94,8022 \geq 8,5$$

A tolerância de rodagem e o fator de rodagem, são determinados através da equação 109 e 110, respetivamente.

$$x_{\beta} = 0,85$$

$$y_{\beta} = 0,15 \times 94,8022 = 14,2203$$

Devido ao limite superior imposto $y_{\beta} = 6 \mu m$, logo este será o valor aplicado, por ser o menor.

O valor do desalinhamento equivalente efetivo é obtido através da equação 104

$$F_{\beta y} = 94,8022 - 6 = 88,8022$$

O valor do fator $K_{H\beta}$ pode ser determinado através de duas equações, sendo necessário aplicar uma condição para conhecer a equação a aplicar.

$$\frac{F_{\beta y} c_{\gamma \beta}}{2F_m/b} = \frac{88,8022 \times 14,1122}{2 \times 345933,6406/460} = 0,8332$$

Como $\frac{F_{\beta y} c_{\gamma \beta}}{2F_m/b} < 1$, logo é utilizada a equação 102, para obter o valor de $K_{H\beta}$.

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{88,8022 \times 14,1122}{2 \times 345933,6406/460} = 1,8332$$

O fator N_F , é determinado através da equação 126.

$$N_F = \frac{(230/18)^2}{1 + 230/18 + (230/18)^2} = 0,9222$$

Logo o valor do fator $K_{F\beta}$, pode ser determinado através da 125.

$$K_{F\beta} = (1,8332)^{0,9222} = 1,7488$$

3.4.1.4 Fator de Carga Transversal, $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$

Para obter o fator de carga transversal, é necessário conhecer-se a tolerância de rodagem para os dois elementos, pinhão e roda. Para tal, é empregue a equação 133.

$$y_{\alpha 1} = 0,075 \times 8,2945 = 0,6221 \mu m$$

$$y_{\alpha 2} = 0,075 \times 10,3267 = 0,7745 \mu m$$

Sendo o valor da tolerância de rodagem do conjunto, obtido através da equação 134.

$$y_{\alpha} = \frac{0,6221 + 0,7745}{2} = 0,6983 \mu m$$

Perante a condição $\varepsilon_{\gamma} > 2$, será aplicada a equação 128, para determinar o valor de $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$.

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(5,2234 - 2)}{5,2234} \frac{16,6026(9,5522 - 0,6983)}{634606,4675/460}} = 0,9474$$

Para validar a condição limite do fator $K_{H\alpha}$ é aplicada a equação 129.

$$\frac{5,2234}{1,3733 \times 0,8533^2} = 5,2238 > K_{H\alpha}$$

Para validar a condição do limite inferior do fator $K_{F\alpha}$ é aplicada a equação 130.

$$\frac{5,2234}{0,25 \times 1,3733 + 0,75} = 4,7775 > K_{F\alpha}$$

Atendendo ao facto de verificar-se a condição, os valores permanecem os mesmos para os fatores $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$.

Devido aos valores de ambos os fatores ser inferior a 1, logo os valores serão substituídos por 1, resultando em:

$$\begin{aligned} K_{H\alpha} &= 1 \\ K_{F\alpha} &= 1 \end{aligned}$$

3.4.1.5 Fator de Segurança dos Flancos

Para determinar o fator de segurança dos flancos, é necessário determinar-se novamente os fatores que integram o cálculo do fator de segurança.

O fator de zona, Z_H , é obtido com recurso a equação 147.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos 27,7938 \cos 22,9846}{\cos^2 22,7446 \sin 22,9846}} = 2,2146$$

Os fatores Z_B e Z_D , são determinados com base nas condições, $u > 1,5$, $\varepsilon_\alpha > 1$, bem como $\varepsilon_\beta \geq 1$, logo o valor destes fatores é o seguinte:

$$Z_B = 1$$

$$Z_D = 1$$

O fator de elasticidade Z_E , é determinado com recurso a equação 150.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,3^2}{206000} + \frac{1 - 0,3^2}{206000} \right)}} = 189,8117$$

O fator da razão de contacto, Z_ε , é determinado com base no tipo de dentado e no valor do fator coeficiente de sobreposição. Como $\varepsilon_\beta \geq 1$, logo é aplicada a equação 152 para determinar o valor do fator Z_ε .

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,3733}} = 0,8533$$

O fator do ângulo da hélice, Z_β , permanece o mesmo atendendo ao facto do ângulo de hélice permanecer inalterável.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos 29,75} = 0,9318$$

O fator de vida, Z_{NT} , é retirado da Tabela 24, no entanto, será adotado o mesmo valor, ou seja, para uma vida útil $N_L = 10^{10}$.

$$Z_{NT} = 0,925$$

O lubrificante a permanecer o mesmo, o valor do fator do lubrificante, Z_L , não sofre qualquer alteração:

$$Z_L = 1,0474$$

Apesar da alteração do módulo das engrenagens, o fator de velocidade, Z_v , não sofreu nenhuma alteração devido ao diâmetro primitivo de trabalho permanecer constante, logo o fator não sofreu nenhuma alteração.

$$Z_v = 0,9828$$

Perante o facto de se tratar de engrenagens já retificadas, o valor da rugosidade média, não irá ser alterada.

$$R_z = 4,8 \mu m$$

O valor da rugosidade média pico-vale do par de engrenagens, será novamente calculado, devido a alteração dos valores de ρ_1 e ρ_2 , para tal, é aplicada a equação 172.

$$\rho_{red} = \frac{46,3992 \times 201,0633}{46,3992 + 201,0633} = 37,6994 \text{ mm}$$

Com o raio de curvatura relativo, é possível obter o fator R_{Z10} , através da equação 171.

$$R_{Z10} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{10}{37,6994}} = 3,0841 \mu\text{m}$$

O fator de rugosidade, Z_R , é determinado com recurso a equação 173.

$$Z_R = \left(\frac{3}{3,0841}\right)^{0,08} = 0,9978$$

Perante a dureza da superfície dentada já definida no projeto inicial, este valor será mantido, sendo que já se encontra dentro do espectável para uma engrenagem deste género, com tratamento térmico. O valor do fator de endurecimento do trabalho, permanecerá o mesmo.

$$Z_W = 1,0083$$

O fator de tamanho, Z_X , sem informação adicional, será utilizada o valor indicado pelas ISO 6336-2, para um estudo inicial.

$$Z_X = 1,0$$

Com recurso a equação 140, é possível determinar o valor da tensão admissível para o novo conjunto. Para este novo conjunto será previsto um controlo mais apertado, permitindo aplicar um padrão de qualidade ME de acordo ISO 6336-5 [21], possibilitando considerar tensões de cedência superiores para o dimensionamento do novo par de engrenagens.

$$\sigma_{HP} = \frac{1650 \times 0,925}{1} \times 1,0474 \times 0,9828 \times 0,9978 \times 1,0083 \times 1 = 1580,6534 \text{ N/mm}^2$$

Sendo que:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \leftrightarrow \sigma_{HG} = 1580,6534 \text{ N/mm}^2$$

A pressão de contacto, σ_{H1} e σ_{H2} , é determinada através das equações 138 e 139, respetivamente, já σ_{H0} , é obtido com base na equação 137.

$$\begin{aligned}\sigma_{H0} &= 2,2146 \times 189,8117 \times 0,8533 \times 0,9318 \sqrt{\frac{229064,7865}{248,7909 \times 460} \frac{4,2963 + 1}{4,2963}} \\ &= 525,0065 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

$$\sigma_{H1} = 1 \times 525,0065 \sqrt{1,5 \times 1,0075 \times 1,8332 \times 1} = 873,8518 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{H2} = 1 \times 525,0065 \sqrt{1,5 \times 1,0075 \times 1,8332 \times 1} = 873,8518 \text{ N/mm}^2$$

O fator de segurança dos flancos alcançado para este novo par, pode ser determinado através das equações 135 e 136, para o pinhão e roda, respectivamente.

$$S_{H1} = \frac{1580,6534}{873,8518} = 1,8088$$

$$S_{H2} = \frac{1580,6534}{873,8518} = 1,8088$$

3.4.1.6 Fator de Segurança de Flexão no Pé do Dente

O valor obtido para o fator de segurança dos flancos demonstra que o mesmo, com as modificações apresentadas não é possível alcançar o coeficiente de segurança pretendido, no entanto, para concluir o dimensionamento do presente par de engrenamento, será calculado o fator de segurança de flexão no pé do dente.

Conforme o dimensionamento realizado para o atual par da caixa reductora, numa primeira fase serão definidos todos os fatores inerentes ao coeficiente em questão.

Para determinar o fator de forma, Y_F , inicialmente terá de ser calculado o fator E , para tal, é aplicada a equação 196.

$$E = \frac{\pi}{4} \times 8 - 10 \times \tan 20 + \frac{0}{\cos 20} - (1 - \sin 20) \frac{3,04}{\cos 20} = 0,5149$$

Com o fator E , é possível obter os fatores G e H para ambos os elementos do par de engrenamento, para tal, são aplicadas as equações 198 e 199, respectivamente, para cada um dos fatores.

$$G_1 = \frac{3,04}{8} - \frac{10}{8} + 0,2832 = -0,5868$$

$$G_2 = \frac{3,04}{8} - \frac{10}{8} - 0,1376 = -1,0076$$

$$H_1 = \frac{2}{39,7393} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,5149}{8} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,9714$$

$$H_2 = \frac{2}{170,7317} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,5149}{8} \right) - \frac{\pi}{3} = -1,0296$$

O elemento θ , também já pode ser determinado, para tal, é empregue a equação 190, esta será aplicada as vezes necessárias até que o valor deste fator comece a convergir. O presente fator será aplicado para o pinhão e roda.

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{2(-0,5868)}{39,7393} \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) - (-0,9714) = 0,9202 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5868)}{39,7393} \tan(0,9202) - (-0,9714) = 0,9326 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5868)}{39,7393} \tan(0,9326) - (-0,9714) = 0,9316 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5868)}{39,7393} \tan(0,9316) - (-0,9714) = 0,9317 \\ \theta_1 &= \frac{2(-0,5868)}{39,7393} \tan(0,9317) - (-0,9714) = 0,9317 \\ \\ \theta_2 &= \frac{2(-1,0076)}{170,7317} \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) - (-1,0296) = 1,0092 \\ \theta_2 &= \frac{2(-1,0076)}{170,7317} \tan(1,0092) - (-1,0296) = 1,0108 \\ \theta_2 &= \frac{2(-1,0076)}{170,7317} \tan(1,0108) - (-1,0296) = 1,0108 \end{aligned}$$

Com estes elementos determinados, é assim possível obter o valor de s_{Fn} , este elemento é determinado através da equação 201.

$$\begin{aligned} s_{Fn1} &= \left[39,7393 \sin\left(\frac{\pi}{3} - 0,9317\right) + \sqrt{3} \left(\frac{-0,5868}{\cos 0,9317} - \frac{3,04}{8} \right) \right] 8 = 17,7396 \\ s_{Fn2} &= \left[170,7317 \sin\left(\frac{\pi}{3} - 1,0108\right) + \sqrt{3} \left(\frac{-1,0076}{\cos 1,0108} - \frac{3,04}{8} \right) \right] 8 = 18,1531 \end{aligned}$$

O raio da raiz do dente, ρ_f , é determinado através da equação 202.

$$\begin{aligned} \rho_{f1} &= \left[\frac{3,04}{8} + \frac{2(-0,5868)^2}{\cos 0,9317 (|39,7393| \cos^2 0,9317 - 2(-0,5868))} \right] 8 = 3,6432 \\ \rho_{f2} &= \left[\frac{3,04}{8} + \frac{2(-1,0076)^2}{\cos 1,0108 (|170,7317| \cos^2 1,0108 - 2(-1,0076))} \right] 8 = 3,6493 \end{aligned}$$

O braço do momento fletor, h_{Fe} , é obtido com recurso a equação 203.

$$\begin{aligned} h_{Fe1} &= \left[\frac{1}{2} \left[(\cos 0,0383 - \sin 0,0383 \tan 22,4437) \frac{323,2243}{8} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - 39,7393 \cos\left(\frac{\pi}{3} - 0,9317\right) - \left(\frac{-0,5868}{\cos 0,9317} - \frac{3,04}{8} \right) \right] \right] 8 = 9,1245 \end{aligned}$$

$$h_{Fe2} = \left[\frac{1}{2} \left[(\cos 0,0083 - \sin 0,0083 \tan 20,1287) \frac{1366,9750}{8} - 170,7317 \cos \left(\frac{\pi}{3} - 1,0108 \right) - \left(\frac{-1,0076}{\cos 1,0108} - \frac{3,04}{8} \right) \right] \right] 8 = 10,0843$$

Determinados os elementos associados ao fator Y_F , aplicando a equação 196, é possível calcular este fator, tanto para o pinhão como para a roda.

$$Y_{F1} = \frac{\frac{6 \times 9,1245}{8} \cos 22,4054}{\left(\frac{17,7396}{8} \right)^2 \cos 20} = 1,3693$$

$$Y_{F2} = \frac{\frac{6 \times 10,0843}{8} \cos 20,1287}{\left(\frac{18,1531}{8} \right)^2 \cos 20} = 1,4677$$

O fator de correção de tensão apenas é possível obter-se, conhecendo os elementos L e q_s , para tal, são aplicadas as equações 209 e 210, respetivamente, para o pinhão e roda.

$$L_1 = \frac{17,7396}{9,1245} = 1,9442$$

$$L_2 = \frac{18,1531}{10,0843} = 1,8001$$

$$q_{s1} = \frac{17,7396}{2 \times 3,6432} = 2,4346$$

$$q_{s2} = \frac{18,1531}{2 \times 3,6493} = 2,4872$$

Determinados os elementos associados ao fator Y_S , é assim possível calcular o presente fator, o mesmo é obtido através da equação 208.

$$Y_{S1} = (1,2 + 0,13 \times 1,9442) 2,4346 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,9442}} \right] = 2,107$$

$$Y_{S2} = (1,2 + 0,13 \times 1,8001) 2,4872 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,8001}} \right] = 2,0683$$

O fator de correção de tensão, irá tomar o valor predefinido, com base na falta de resultados para o mesmo.

$$Y_{ST} = 2$$

O fator de ângulo de hélice, Y_{β} , permanece com o mesmo valor.

$$Y_{\beta} = 0,7521$$

O fator de espessura *rim*, Y_B , não sofreu qualquer alteração, permanecendo inalterável.

$$Y_B = 1$$

O fator Y_{DT} , não sofre nenhuma alteração, sendo que o grau da engrenagem permanecer superior a 4.

$$Y_{DT} = 1$$

O fator de vida, Y_{NT} , permanecerá o mesmo, tendo em conta que já se encontra considerado um número de ciclos, $N_L = 10^{10}$.

$$Y_{NT} = 0,925$$

O fator de sensibilidade relativo, $Y_{\delta rel T}$, devido a alteração do fator q_s , este será novamente determinado. Primeiro será determinado o gradiente relativo, para tal, é aplicado a equação 219.

$$x_1^* = \frac{1}{5}(1 + 2 \times 2,4346) = 1,1738$$

$$x_2^* = \frac{1}{5}(1 + 2 \times 2,4872) = 1,1949$$

O valor do fator x_T^* , não sofre qualquer alteração, logo para obter o fator de sensibilidade relativo, é aplicada a equação 218.

$$Y_{\delta rel T 1} = \frac{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,1738}}{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,06}} = 1,0028$$

$$Y_{\delta rel T 2} = \frac{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,1949}}{1 + \sqrt{0,0030 \times 1,06}} = 1,0033$$

O fator de superfície relativo, $Y_{Rrel T}$, permanece o mesmo.

$$Y_{Rrel T} = 1,0433$$

O fator de tamanho, Y_x , será novamente calculado atendendo a alteração do módulo realizado no conjunto, este valor é obtido através da Tabela 28.

$$Y_x = 1,03 - 0,006 \times 8 = 0,982$$

Determinados os fatores inerentes ao cálculo do coeficiente de segurança, é possível obter o valor da tensão admissível, para tal, é empregue a equação 190.

$$\sigma_{FP1} = \frac{525 \times 2 \times 0,925}{1} 1,0028 \times 1,0433 \times 0,982 = 997,8518$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{525 \times 2 \times 0,925}{1} 1,0033 \times 1,0433 \times 0,982 = 998,3493$$

Com a mesma equação, é possível se validar que $\sigma_{FP} = \sigma_{FG}$, sendo que $S_{Fmin} = 1$. O valor de σ_{F0} , é obtido através da equação 189, esta equação é aplicada para ambos os elementos do par de engrenamento.

$$\sigma_{F01} = \frac{229064,7865}{460 \times 8} 1,3693 \times 2,107 \times 0,7521 \times 1 \times 1 = 135,067$$

$$\sigma_{F02} = \frac{229064,7865}{460 \times 8} 1,4677 \times 2,0683 \times 0,7521 \times 1 \times 1 = 142,114$$

O valor da tensão na raiz do dente, σ_{F1} e σ_{F2} , são determinados através da equação 188.

$$\sigma_{F1} = 135,067 \times 1,5 \times 1,0075 \times 1,7488 \times 1 = 356,9651$$

$$\sigma_{F2} = 142,114 \times 1,5 \times 1,0075 \times 1,7488 \times 1 = 375,5894$$

O fator de segurança de flexão no pé do dente, é determinado através das equações 186 e 187, para o pinhão e roda, respectivamente.

$$S_{F1} = \frac{997,8518}{356,9651} = 2,7954$$

$$S_{F2} = \frac{998,3493}{375,5894} = 2,6581$$

3.4.2 Veios

Perante os resultados obtidos com a otimização das engrenagens, não sendo alcançado os pressupostos deste projeto, não será dado seguimento a este estudo, sendo que o mesmo iria necessitar de alterações mais profundas do que as admissíveis.

3.4.3 Rolamentos

O cálculo dos rolamentos segue o mesmo princípio que os veios, apesar destes não preverem qualquer alteração, sendo uma das imposições do projeto, no entanto estes apresentam os requisitos necessários.

3.5 Validação dos Resultados Obtidos

O estudo foi desenvolvido com base na norma ISO 6336. Tendo por base as equações e a metodologia da mesma. Porém de forma a validar os resultados obtidos, estes são comparados com recurso a um *software* de cálculo de engrenagens.

O KiSSsoft foi o *software* utilizado para realizar a validação dos resultados alcançados, sendo utilizada a versão 2019B.

O KiSSsoft caracteriza-se por um *software* desenvolvido inicialmente para uso próprio pelo fabricante de transmissões L. Kissling & Co. AG de Zurique, no entanto acabou por rapidamente se viralizar nas áreas de construções de máquinas nos inícios dos anos 80, perdurando até aos dias de hoje como uma ferramenta indispensável ao desenvolvimento de engrenagens. Com base no conhecimento adquirido pela empresa, a mesma coopera ativamente em comissões de normas relacionadas com engrenagens. Perante o conhecimento e historial demonstrado por parte da empresa criadora do *software*, este foi o escolhido para validar os resultados obtidos durante o presente estudo.

Na Tabela 16 encontram-se apresentados os resultados obtidos com recurso as equações da ISO 6336 e os valores retirados do *software*, para os elementos atuais e para o conjunto otimizado dentro das especificações impostas.

Tabela 16 - Resumo Resultados Obtidos ISO 6336 e KiSSsoft

	Conjunto Atual		Conjunto Otimizado	
	ISO 6336	KiSSsoft	ISO 6336	KiSSsoft
K_A	1,5	1,5	1,5	1,5
K_V	1,0074	1,0014	1,0075	1,014
$K_{H\beta}$	1,3661	1,114	1,8332	1,169
$K_{F\beta}$	1,3371	1,105	1,7488	1,154
$K_{H\alpha}$	1	1,003	1	1,020
$K_{F\alpha}$	1	1,003	1	1,020

Z_H	2,2274	2,227	2,2146	2,215
Z_B	1	1	1	1
Z_D	1	1	1	1
Z_E	189,8117	189,812	189,8117	189,812
Z_ε	0,8428	0,843	0,8533	0,853
Z_β	0,9318	1,073	0,9318	1,073
$Z_{NT\ 1}$	0,925	0,933	0,925	0,933
$Z_{NT\ 2}$	0,925	0,976	0,925	0,976
Z_L	1,0474	1,047	1,0474	1,047
Z_v	0,9828	0,983	0,9828	0,983
Z_R	0,9987	0,999	0,9978	0,999
Z_W	1,0083	1	1,0083	1
Z_X	1	1	1	1
S_{H1}	1,7661	1,69	1,8088	1,77
S_{H2}	1,7661	1,77	1,8088	1,85
$Y_{F\ 1}$	1,295	1,01	1,3693	1,04
$Y_{F\ 2}$	1,4221	1,21	1,4677	1,18
$Y_{S\ 1}$	2,19	2,41	2,107	2,35
$Y_{S\ 2}$	2,0845	2,20	2,0683	2,25
Y_{ST}	2	2	2	2
Y_β	0,7521	0,752	0,7521	0,752
Y_B	1	1	1	1
Y_{DT}	1	1	1	1
$Y_{NT\ 1}$	0,925	0,904	0,925	0,904
$Y_{NT\ 2}$	0,925	0,930	0,925	0,930
$Y_{\delta rel\ T\ 1}$	1,0041	1	1,0028	1
$Y_{\delta rel\ T\ 2}$	1,0031	0,999	1,0033	0,999
$Y_{R\ rel\ T}$	1,0433	0,957	1,0433	0,957
Y_x	0,994	0,990	0,982	0,970
S_{F1}	2,2791	2,43	2,7954	3,51
S_{F2}	2,1783	2,29	2,6581	3,35

Dos resultados obtidos através de cálculo numérico, em determinados fatores é possível de verificar pequenas variações em comparação com o *software*. As pequenas variações detetadas, de forma geral, acabaram por resultar numa variação dos fatores de segurança entre os dois métodos.

A nível do fator de segurança dos flancos, é possível identificar uma variação reduzida entre o valor calculado e o determinado através do KISSsoft, no caso do conjunto atual, este não possui as características necessárias face as exigências, no entanto, mesmo com o processo de otimização não foi possível alcançar o valor imposto. Com base nas restrições impostas não foi possível alcançar os valores objetivos, para tal, seria

necessário aplicar alterações mais profundas, acabando por envolver alterações na carcaça, acabando por não ir de encontro ao objetivo inicial.

O fator de segurança da flexão no pé do dente em comparação com os dois métodos de cálculo, já apresentou uma variação mais significativa, sendo o método numérico mais conservador que o programa. Para o conjunto atual, em ambos os métodos, não é atingido o valor requerido, no entanto, com as alterações propostas, já se tornou possível alcançar o valor alvo.

De forma geral, o conjunto não reúne as condições necessárias, atendendo ao facto de um dos fatores de segurança não alcançar o valor objetivo. Face a estes resultados, com as limitações impostas, não foi possível alcançar os valores pretendidos, sendo necessário avaliar a hipótese de realizar alterações mais profundas ao conjunto.

CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

Desenvolver o projeto de elementos deste calibre com base em determinadas limitações, pode nem sempre resultar do desfecho espectável, tal como o sucedido. Para alcançar os valores alvo do coeficiente de segurança dos elementos, iria implicar alterações mais profundas no conjunto, só deste modo seria possível alcançar os coeficientes propostos, tendo em consideração que as pequenas alterações propostas, dentro das limitações impostas, se revelaram insuficientes.

Com base nos resultados obtidos, existem três caminhos possíveis de se seguir para dar resposta às necessidades presentes.

Não realizar qualquer intervenção na caixa redutora e aguardar até que uma falha catastrófica ocorra e impossibilite o seu funcionamento, comprometendo toda a linha de produção. Esta hipótese apesar de ser possível, não será praticada tendo em conta os tempos de conceção de uma caixa redutora e o tempo de paragem, seria desastroso para qualquer empresa que necessite de um equipamento destes para a sua produção.

Fabricar um novo conjunto com base nos ajustes realizados, apesar de não irem de encontro aos coeficientes de segurança solicitados, a nível de investimento acaba por ser a hipótese a ter em conta. Tendo por base o conhecimento dos coeficientes de segurança atuais, com base nestes poderem ser avaliados possíveis aumentos de potência no futuro, caso contrário apresenta condições para uma longa vida útil, caso todas as condições do conjunto não se alterem.

A solução ideal, no entanto, a mais dispendiosa, consiste no projeto de uma nova caixa redutora, apesar de continuarem presentes algumas das limitações, tais como, posição de entrada e saída do redutor, lubrificante utilizado e relação de transmissão, todo o resto poderia ser revisto e definido em função das necessidades de modo a alcançar os coeficientes de segurança pretendidos. Esta solução apesar do custo revela-se a mais vantajosa por se tratar de um conjunto novo, sem qualquer desgaste ou deformações, garantindo outras condições de funcionamento.

O estudo dos elementos deste conjunto, foram desenvolvidos tendo em conta uma questão de custo e longevidade dos mesmos, sendo que estes iriam sofrer alterações. Projetar as mesmas de modo a garantir uma longa vida útil, tendo em conta que o fabrico de engrenagens deste género acarretam elevados custos e tempos de produção.

A vantagem de realizar o presente estudo, apesar de não ser alcançado os valores propostos, torna possível conhecer o coeficiente de segurança dos elementos atuais, oferecendo outra perspectiva em relação a tomada de decisão em relação a caixa redutora, podendo os dados contribuir para uma análise mais pormenorizada sobre as capacidades do conjunto atual e os objetivos futuros da linha de produção.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Atendendo aos resultados alcançados não irem de encontro ao espectável, seria necessário decidir qual a posição em relação à decisão a tomar para a caixa redutora alvo de estudo.

Em virtude dos resultados alcançados, seria importante aprofundar este estudo e apresentar uma alternativa aos resultados determinados. Para tal, dimensionar uma nova caixa redutora completa, sendo espectável que iriam permanecer algumas das limitações, tais como posição do eixo de entrada e eixos de saída, relação de transmissão e lubrificante utilizado, mas todos os restantes pontos poderiam ser ajustados em conformidade com as necessidades de modo a obter os resultados pretendidos. Com um maior grau de liberdade, realizar um novo estudo, com uma maior abrangência de modo a incluir todos os elementos que compõem a caixa redutora, desde engrenagens, veios, rolamentos, carcaça, esquema de lubrificação e sistema de monitorização.

Face a grande complexidade de um projeto desta envergadura, desenvolver o mesmo seria um grande desafio, requerendo um maior tempo disponível, mais ferramentas e mais recursos para desenvolver um projeto destes. Sendo um desafio a realizar com vista a enriquecimento de conhecimentos técnicos, podendo conjugar esses conhecimentos, colmatando os conhecimentos adquiridos da experiência em campo.

O conhecimento técnico e a conjugação com o conhecimento do terreno irão permitir formular novas sugestões de melhoria, identificar problemas e falhas e propor ações de correção, garantindo um serviço com maior qualidade, rigor e credibilidade a nível profissional.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- 5.1 ARTIGOS EM REVISTAS INTERNACIONAIS
- 5.2 LIVROS
- 5.3 NORMAS
- 5.4 PÁGINA WEB

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 ARTIGOS EM REVISTAS INTERNACIONAIS

- [1] Tobias Schulze. (2017). Determination of Load Distributions on Double Helical-Geared Planetary Gearboxes. *Power Transmission Engineering*, 7.
- [2] Walton, D., Tessema, A. A., Hooke, C. J., & Shippen, J. (1995). A Note on Tip Relief and Backlash Allowances in Non-Metallic Gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 383–388.
- [3] Stefan Beermann. (2018). Reliability, Lifetime and Safety Factors. *Gear Technology*, 8.
- [4] Gonzalo González Rey. (2007). Estimát Gear Fatigue Life. *Gear Solutions*, 83–88.

5.2 LIVROS

- [5] Steven R. Schmid, Bernard J. Hamrock, B. O. J. (2014). *Fundamentals of Machine Elements - SI Version* (CRC Press (Ed.); 3rd ed.).
- [6] Budynas-Nisbett. (2006). *Mechanical Engineering : Shigley's Mechanical Engineering Design* (McGraw-Hill Primis (Ed.); 8th ed.).
- [7] Maitra, G. M. (2001). *Handbook of Gear Design* (T. McGraw-Hill (Ed.); 1st ed.).
- [8] SDP/SI. (n.d.). *Elements of Metric Gear Technology*.
- [9] Radzevich, S. P. (2012). *Dudley's - Handbook of Practical Gear Design and Manufacture* (C. Press (Ed.); 2nd ed.).
- [10] Paulo Flores, J. G. (2014). *Cinemática e Dinâmica de Engrenagens* (p. 36).
- [11] Shailendra Jain, S. S. A. (2004). *Gear Metrolog*.
- [12] Jack A. Collins, H. R. B. & G. H. S. (2010). *Mechanical Design of Machine Elements and Machines* (J. W. & Sons (Ed.); 2nd ed.).
- [13] Joaquim Sabino. (2003). *Cálculo de Veios*.

- [14] Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG. (2014). Rodamientos. In *Plant Engng. & Maint.*
- [15] SKF. (2012). *Manual de Manutenção de Rolamentos da SKF.*

5.3 NORMAS

- [16] International Standard. (1998). *ISO 53 Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile.* In 1998-08 (p. 6).
- [17] International Standard. (2007). *ISO 21771 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Concepts and geometry.* In 2007-09 (p. 83).
- [18] International Standard. (2006). *ISO 6336-1 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors.* In 2006-09 (p. 109).
- [19] International Standard. (2007). *ISO 281 Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life.* In 2007-02 (p. 51).
- [20] International Standard. (1995). *ISO 1328-1 Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth.* In 1995-02 (p. 27).
- [21] International Standard. (2003). *ISO 6336-5 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 5: Strength and quality of materials.* In 2003-07(p. 43).
- [22] International Standard. (2006). *ISO 6336-6 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 6: Calculation of service life under variable load.* In 2006-08 (p. 24).
- [23] International Standard. (1997). *ISO 1328-2 Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 2: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information.* In 1997-07 (p. 11).
- [24] International Standard. (2006). *ISO 6336-2 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting).* In 2006-09 (p. 33).
- [25] International Standard. (2006). *ISO 6336-3 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calculation of tooth bending strength.* In 2006-09 (p. 42).

5.4 PÁGINA WEB

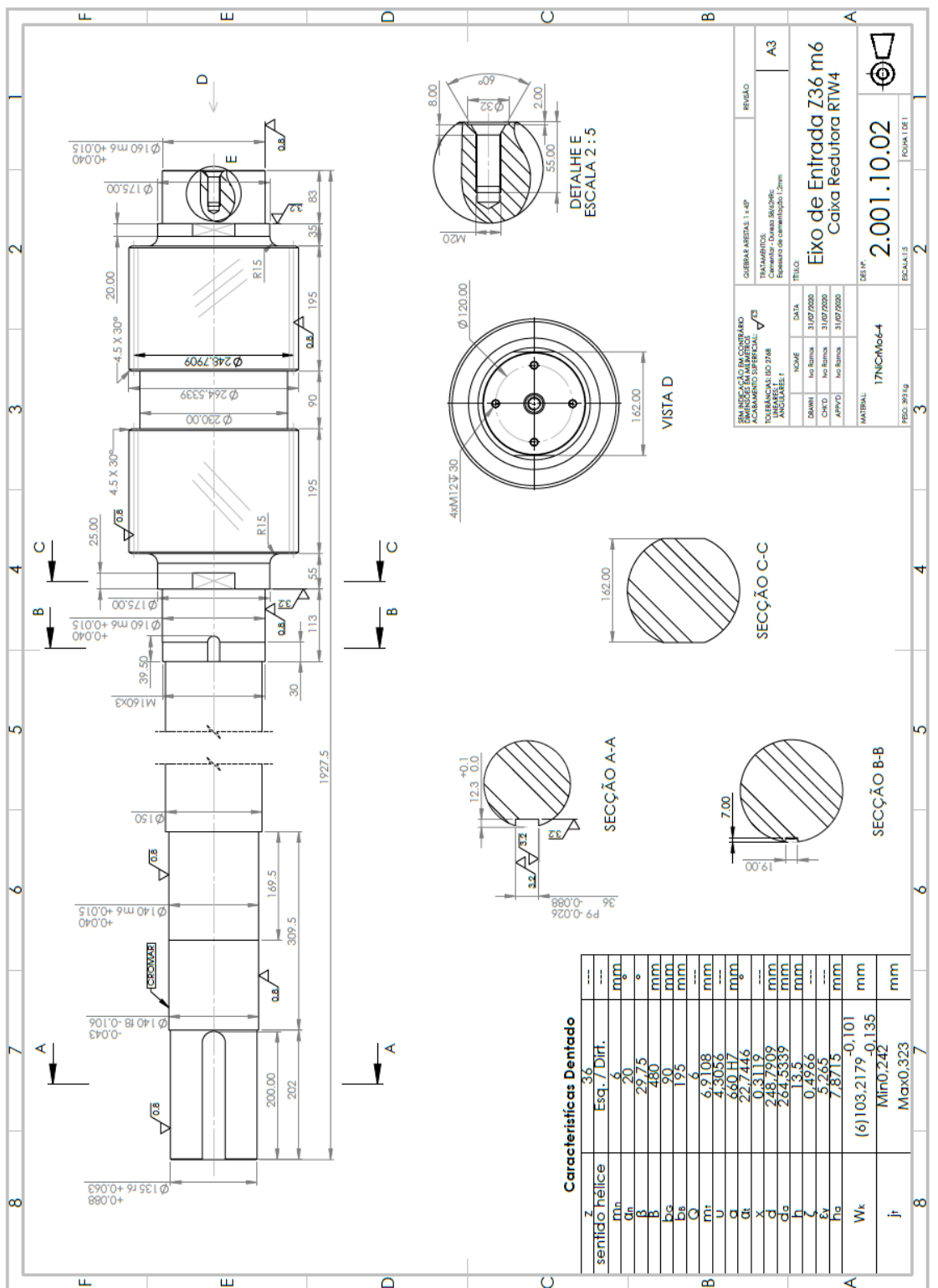
- [26] *Slection of a Rolling Bearing*. (n.d.).
http://www.mitcalc.com/doc/help/en/c_bearing_choice.htm
- [27] *SKF*. (n.d.). <https://www.skf.com/group>
- [28] *Tabela de Conversão de Durezas*. (n.d.).
<http://metalurgicavera.com.br/produtos/TABELA-DE-CONVERSAO-DE-DUREZAS.php>

ANEXOS

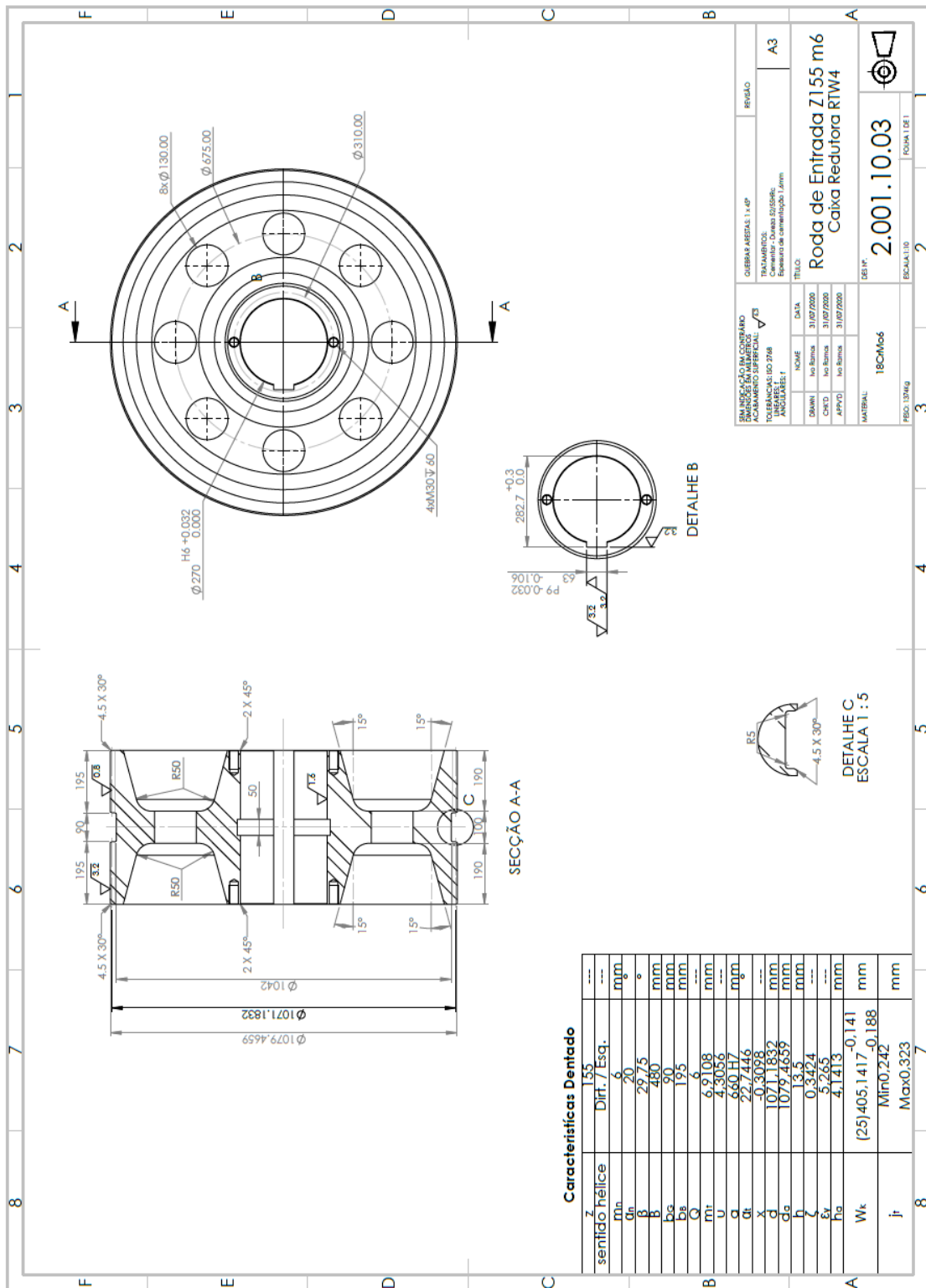
- 6.1 Desenho, Pinhão de Entrada
- 6.2 Desenho, Roda de Entrada
- 6.3 Ficha Técnica, Rolamento 23032
- 6.4 Ficha Técnica, Rolamento 24032
- 6.5 Fator de Aplicação, K_A
- 6.6 Fator Dinâmico, K_v

6 ANEXOS

6.1 Desenho, Pinhão de Entrada



6.2 Desenho, Roda de Entrada



6.3 Ficha Técnica, Rolamento 23032

SKF
Gerado de www.skf.com em 2020-08-30



23032 CC/W32

SKF Explorer

Rolamentos autocompensadores de rolos

Especificações do rolamento

Tolerâncias,
Normal, P6, P5, furo cônico 1:12, furo cônico 1:50,
folga interna radial,
furo cilíndrico, furo cônico

Interfaces do rolamento

Tolerâncias de assento para condições padrão,
Tolerâncias e ajuste resultante

Especificações técnicas



DIMENSÕES

d		160 mm
D		240 mm
B		60 mm
		~ 180 mm
		~ 217 mm
b		11.1 mm
K		6 mm
		mín. 2.1 mm



DIMENSÕES DO ENCOSTO

	mín. 171 mm
	max. 229 mm
	max. 2 mm

SKF
Página 1 de 4



Gerado de www.skf.com em 2020-08-30

DADOS DE CÁLCULO

Classificação de carga dinâmica básica	C	614 kN
Classificação de carga estática básica		880 kN
Limite de carga de fadiga		83 kN
Velocidade de referência		2400 r/min
Velocidade-limite		3000 r/min
Fator de cálculo	e	0.22
Fator de cálculo		3
Fator de cálculo		4.6
Fator de cálculo		2.8

MASSA

Massa do rolamento		9.25 kg
--------------------	--	---------



Página 2 de 4

6.4 Ficha Técnica, Rolamento 24032

SKF

Gerado de www.skf.com em 2020-08-30



24032 CC/W33

sem papéis
SKF Explorer

Rolamentos autocompensadores de rolos

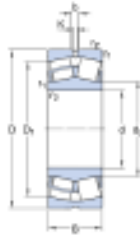
Especificações do rolamento

Tolerâncias,
Normal, P6, P5, furo cônico 1:12, furo
cônico 1:30,
folga interna radial,
furo cilíndrico, furo cônico

Interfaces do rolamento

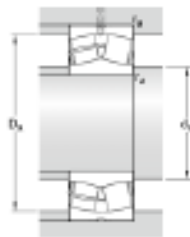
Tolerâncias de assento para
condições padrão,
Tolerâncias e ajuste resultante

Especificações técnicas



DIMENSÕES

d	160 mm
D	240 mm
B	80 mm
	+ 176 mm
	+ 211 mm
b	8.3 mm
K	4.5 mm
	min. 2.1 mm



DIMENSÕES DO ENCOSTO

	min. 171 mm
	max. 229 mm
	max. 2 mm

SKF

Página 1 de 4



Gerado de www.skf.com em 2020-08-30

DADOS DE CÁLCULO

Classificação de carga dinâmica básica	C	783 kN
Classificação de carga estática básica		1200 kN
Limite de carga de fadiga		114 kN
Velocidade de referência		1700 r/min
Velocidade-limite		2400 r/min
Fator de cálculo	e	0.3
Fator de cálculo		2.3
Fator de cálculo		3.4
Fator de cálculo		2.2

MASSA

Massa do rolamento		12.5 kg
--------------------	--	---------



Página 2 de 4

6.5 Fator de Aplicação, K_A

O fator de aplicação, é empregue com o intuito de compensar situações em que a carga nas engrenagens seja incrementada devido a uma fonte externa. Essas cargas complementares dependem das características da fonte de acionamento e da fonte acionada, bem como, da rigidez do sistema e suas massas (tais como eixos e acoplamentos aplicados) ^[18].

O fator K_A pode ser determinado de acordo com a Tabela 17.

Tabela 17 - Fator de Aplicação ^[22]

Característica de Trabalho da fonte de acionamento	Característica de Trabalho da fonte de acionada			
	Impactos Uniforme	Impactos Ligeiros	Impactos Moderados	Impactos Fortes
Impactos Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Impactos Ligeiros	1,10	1,35	1,60	1,85
Impactos Moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Impactos Fortes	1,50	1,75	2,00	≥ 2,25

Perante as características da máquina de acionamento e acionada, obter-se o valor K_A , porém, para enquadrar as máquinas que compõem o sistema é necessário recorrer-se à Tabela 18 e Tabela 19. Nestas tabelas são referidos alguns exemplos de máquinas de acionamento e acionadas.

Tabela 18 - Exemplo de Máquinas de Acionamento ^[22]

Caract. de Trabalho	Exemplo de Máquinas de Acionamento
Impactos Uniformes	Motores elétricos, turbinas a vapor ou gás com ciclos de trabalho uniforme e arranques que ocorrem raramente com baixo torque.
Impactos Ligeiros	Turbinas a vapor ou gás, motores hidráulicos ou elétricos (grande torque de arranque e com arranques frequentes).
Impactos Moderados	Motores de combustão interna de múltiplos ciclos.
Impactos Fortes	Motores de combustão interna com um ciclo.

Tabela 19 - Exemplos de Máquinas Acionadas (Engrenagens Industriais) [22]

Caract. de Trabalho	Exemplo de Máquinas Acionadas
Impactos Uniformes	Geradores com carga constante, correias transportadoras uniformemente carregadas, máquinas para embalagens, unidades de alimentação para máquinas de ferramentas, ventiladores, bombas centrífugas, agitadores e misturadores para líquidos ou materiais de densidade uniforme, prensas, máquinas de estampagem.
Impactos Ligeiros	Correias transportadoras com carregamento não uniforme, correias transportadoras de plataformas, acionamentos principais de máquinas-ferramentas, elevadores pesados, engrenagens para rotação de guindastes, ventiladores industriais e de minas, centrifugadoras pesadas, bombas centrífugas, agitadores e misturadores para líquidos viscosos ou substâncias de densidade não uniforme, bombas de distribuição, extrusoras.
Impactos Moderados	Extrusoras de borracha, misturadores em operação contínua para borracha e plástico, máquinas para trabalhar madeira, laminadores de <i>billets</i> , equipamentos de elevação.
Impactos Fortes	Escavadoras, correntes com balde, peneiras, pás de retroescavadoras, moinhos de esferas, misturador de borracha, trituradores, máquinas de fundição, bombas de distribuição pesadas, brocas rotativas, prensas de tijolos, moinhos de martelos, máquinas descascadoras, prensas de <i>pellets</i> .

Para casos críticos, é fundamental realizar uma análise cuidadosa do sistema, recomendando-se a elaboração de um estudo prévio, para uma melhor compreensão do sistema.

6.6 Fator Dinâmico, K_v

O fator dinâmico é empregue com o intuito de controlar a severidade do contacto no engrenamento, dependendo da velocidade e carga, sendo este parâmetro influenciado pelo projeto e fabrico. Atendendo a sensibilidade deste fator, é fundamental um dimensionamento cuidadoso, bem como, um controlo adequado à precisão do elemento. Os parâmetros que influenciam K_v , a nível de projeto são:

- Velocidade na linha primitiva;
- Carga no dente;
- Inércia e rigidez dos elementos rotativos;
- Variação da rigidez do dentado;
- Propriedades do lubrificante;
- Rigidez dos rolamentos e estrutura;
- Velocidade crítica, vibrações na própria engrenagens.

A nível de fabrico, os parâmetros que podem influenciar K_v , são:

- Desvio da linha primitiva;
- Desvio do *runout* em relação ao eixo de rotação;
- Desvio do flanco dos dentes;
- Engrenamento;
- Equilibragem dos elementos;
- Ajustes nos alojamentos e pré-carga dos rolamentos.

O fator K_v , será obtido de acordo com o método B. No presente método, é considerado que o conjunto de engrenamento é um sistema de massa única e em mola. Considera-se também que cada conjunto de engrenamento opera como um estágio único, desprezando as restantes engrenagens que compõem o sistema, caso se aplique.

Cargas resultantes de uma vibração devido a torção do eixo com massas acopladas, não serão cobertas pelo fator dinâmico. Nesses casos, as cargas terão de ser consideradas como cargas externas.

A avaliação através do método B, tem em consideração um valor médio de amortecimento na malha da engrenagem, fatores como atrito, tensão, rolamentos, acoplamentos, etc., não serão considerados para este cálculo. Com base nos elementos desprezados, as cargas dinâmicas reais, são geralmente inferiores aos valores obtidos através deste método.

O cálculo do fator dinâmico é determinado por este método caso o valor da equação 75 seja inferior a 3 m/s , caso contrário o método C apresenta precisão suficiente para todos os casos nesse intervalo.

$$\left(\frac{vz_1}{100}\right) \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3 \text{ m/s} \quad 75$$

O método B pode ser utilizado para todos os tipos de engrenagens helicoidais, independentemente do perfil e grau de precisão, enquadrando-se para todas as condições de funcionamento, no entanto, existem restrições em determinados campos de aplicação e operação que terão de ser avaliados. O valor da ressonância N (relação entre a velocidade de operação e a velocidade de ressonância) tem de ser determinada. Toda a faixa de velocidade de operação pode ser dividida em 3 escalas, subcrítica,

ressonância principal e supercrítica. Conforme a escala onde se enquadre a velocidade de operação, existe uma equação de cálculo adequada ao mesmo.

Subcrítica ($N < 1$)

Neste regime, é possível que sejam produzidas ressonâncias, no caso de a frequência da malha coincidir com $N = 1/2$ e $N = 1/3$. Nestas circunstâncias, as cargas dinâmicas poderão exceder os valores obtidos através da equação 81. Nas engrenagens helicoidais ou de dentes retos de grau 5 ou inferior, caso possuam correção de dentado, não se encontram associados quaisquer riscos nesta faixa de velocidade.

Quando a relação de contacto das engrenagens retas é pequena ou de precisão reduzida, o fator de velocidade poderá ser tão grande quanto a faixa principal da velocidade de ressonância. Caso se verifique no projeto, os parâmetros de operação devem ser alterados. Ressonâncias em $N = 1/4, 1/5, \dots$, raramente são problemáticas, sendo que as amplitudes de vibração associadas são geralmente pequenas.

No caso da carga específica $(F_t K_A)/b < 50 \text{ N/mm}$, existe um risco específico de vibração, podendo em alguns casos, verificar-se a separação dos flancos dos dentes de trabalho. Este fenómeno poderá ocorrer em engrenagens de dentes retos e helicoidais com um grau de precisão grosseiro ao operar a uma velocidade elevada.

Ressonância principal ($N = 1$)

O funcionamento nesta faixa, deve ser evitado nas engrenagens de dentes retos sem correção de dentado, em engrenagens helicoidais com um grau de qualidade de 6 ou superior. As engrenagens helicoidais de alta precisão com uma grande percentagem de contacto, podem operar dentro desta faixa. Já as engrenagens de dentes retos de grau de qualidade de 5 ou superior, deverão ter correção de dentado.

Supercrítica ($N > 1$)

As mesmas limitações observadas no regime de ressonância principal, são aplicadas às engrenagens que operam nesta escala de velocidade. Picos de ressonância podem ser identificados em $N = 2, 3, \dots$. Contudo, na grande maioria dos casos, as amplitudes de vibração são pequenas, uma vez que as frequências de excitação devido a cargas são geralmente mais baixas que as frequências da malha.

No caso de a frequência natural se verificar próxima da frequência de rotação, o valor do fator de velocidade pode ser superior ao valor calculado, aplicando a equação 89. Esta condição deve ser evitada.

Para determinar a velocidade de ressonância de um par de engrenagem, é aplicada a equação 76

$$n_{E1} = \frac{30000}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c \gamma_a}{m_{red}}} \quad 76$$

A taxa de ressonância é determinada através da equação 77.

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \pi Z_1}{30000} \sqrt{\frac{m_{red}}{c \gamma_a}} \quad 77$$

Nos casos em que o fator de rigidez dos componentes que compõem o sistema (eixos, mancais, chumaceiras, etc.) são desprezados, a velocidade de ressonância de operação n_{E1} , pode ocorrer acima ou abaixo do valor obtido na equação 76. Por razões de segurança, é definido um limite superior denominado por taxa de ressonância na faixa de ressonância principal.

$$N_S < N \leq 1,15 \quad 78$$

A limite inferior da razão de ressonância N_S é determinado através da equação 79 ou 80, de acordo com a carga específica:

- Quando $\frac{F_t K_A}{b} < 100 \text{ N/m}$

$$N_S = 0,5 + 0,35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{100b}} \quad 79$$

- Quando $\frac{F_t K_A}{b} \geq 100 \text{ N/m}$

$$N_S = 0,85 \quad 80$$

6.6.1 Fator dinâmico na faixa subcrítica ($N \leq N_S$)

A nível industrial, uma grande maioria das engrenagens encontra-se neste regime. Nesses casos, o fator dinâmico pode ser determinado através da equação 81.

$$K_V = (N K) + 1 \quad 81$$

$$K = (C_{V1} B_p) + (C_{V2} B_f) + (C_{V3} B_k) \quad 82$$

C_{V1} – Permite efeitos de desvio de afinação e é considerado constante;

C_{V2} – Permite efeitos de desvio do perfil do dente;

C_{V3} – Permite efeitos de variação cíclica na rigidez da malha;

C_{V4} – Considera as oscilações de torção ressonantes do par de engrenagens excitadas pela variação cíclica da rigidez da malha;

C_{V5} e C_{V6} – correspondem aos fatores C_{V1} e C_{V2} respetivamente na faixa supercrítica;

C_{V7} – Considera a componente de carga. Devido a variação da rigidez da malha, é derivado da flexão dos dentes durante uma velocidade substancialmente constante.

Para a o método B, os fatores C_{V1} até C_{V7} e C_{ay} encontram-se presentes na Tabela 20.

Tabela 20 - Fatores Para Determinar o Fator Dinâmico ^[18]

	$1 < \varepsilon_\gamma \leq 2$	$\varepsilon_\gamma > 2$	
C_{V1}	0,32	0,32	
C_{V2}	0,34	$\frac{0,57}{\varepsilon_\gamma - 0,3}$	
C_{V3}	0,23	$\frac{0,096}{\varepsilon_\gamma - 1,56}$	
C_{V4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\gamma - 1,44}$	
C_{V5}	0,47	0,47	
C_{V6}	0,47	$\frac{0,12}{\varepsilon_\gamma - 1,74}$	
	$1 < \varepsilon_\gamma \leq 1,5$	$1,5 < \varepsilon_\gamma \leq 2,5$	$\varepsilon_\gamma > 2,5$
C_{V7}	0,75	$0,125 \sin[\pi(\varepsilon_\gamma - 2)] + 0,875$	1,0
$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{97} - 18,45 \right)^2 + 1,5$			

Nota: Caso o material do pinhão seja diferente da roda, o C_{ay1} e C_{ay2} são calculados separadamente, obtendo posteriormente $C_{ay} = 0,5(C_{ay1} + C_{ay2})$.

Os fatores B_p , B_f , B_k , não são dimensionais e são considerados para o efeito de desvios nos dentes e correção de perfil.

$$B_p = \frac{c' f_{pb\,eff}}{K_A(F_t/b)} \quad 83$$

$$B_f = \frac{c' f_{f\alpha\,eff}}{K_A(F_t/b)} \quad 84$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{K_A(F_t/b)} \right| \quad 85$$

Os desvios da linha primitiva e o perfil efetivo, apenas se verifica após a rodagem inicial, desta forma os valores de $f_{fb\,eff}$ e $f_{fb\,eff}$ são determinados através de deduções de rodagem estimadas, como pode ser observado nas equações 86 e 87.

$$f_{pb\,eff} = f_{pb} - y_p \quad 86$$

$$f_{fa\text{eff}} = f_{fa} - y_f \quad 87$$

O desvio da magnitude de transmissão, não ultrapassa os valores dos fatores f_{fb} e f_{fa} para a roda. Este elemento é tomado como referência, sendo o elemento de maior dimensão do par. Os valores aplicados nas equações 86 e 87 correspondem à roda.

O fator C_a , corresponde aos valores de projeto de correção de perfil. O valor de $C_{a\gamma}$ é obtido após rodagem, devendo ser substituído por C_a no caso de engrenagens sem correção de perfil.

6.6.2 Fator Dinâmico na Faixa Principal de Ressonância ($N_S < N \leq 1,15$)

Dentro da presente faixa, são verificadas algumas restrições conforme referido anteriormente, no entanto o fator de velocidade é obtido através da equação 88.

$$K_V = (C_{V1} B_P) + (C_{V2} B_f) + (C_{V4} B_k) + 1 \quad 88$$

6.6.3 Fator Dinâmico na Faixa Supercrítica ($N \geq 1,15$)

Na faixa supercrítica, encontram-se geralmente as engrenagens de alta precisão, com aplicações em turbinas e outras transmissões de alta velocidade.

$$K_V = (C_{V5} B_P) + (C_{V6} B_f) + C_{V7} \quad 89$$

6.6.4 Cálculo de Redução de Massa no Conjunto de Engrenagens com Dentes Externos

Para determinar o valor da redução de massa de uma engrenagem, com uma precisão considerável, este pode ser calculado através da equação 90.

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{m1}^2}{d_{b1}} \right)^2 \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1 - q_1^4)\rho_1} + \frac{1}{(1 - q_2^4)\rho_2} u^2} \quad 90$$

As equações 36 e 37 podem ser aplicadas em engrenagens de dentes externos helicoidais duplas, helicoidais simples e retas.

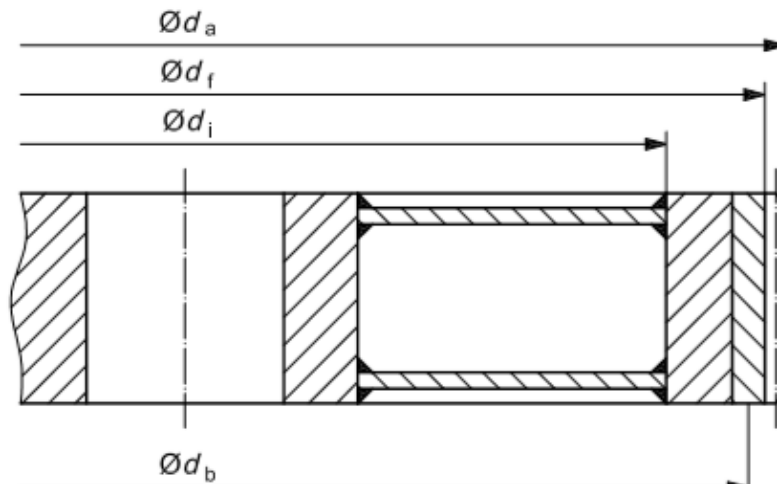


Figura 23 - Caracterização dos Diâmetros da Engrenagem ^[18]

6.7 Parâmetros de Rigidez do Dente, c' e c_γ

O parâmetro de rigidez do dente, caracteriza-se pela carga necessária acima de 1mm da largura do dente, orientada ao longo da superfície de carga, de forma a produzir a deformação de 1 μm em um ou mais pares de dentes livres de contacto.

A rigidez simples c' , para as engrenagens de dentes retos, corresponde à rigidez máxima de um único par de dentes. No caso das engrenagens helicoidais, enquadra-se como a rigidez máxima normal à hélice de um par de dentes.

A rigidez da malha c_γ , indica o valor médio da rigidez de todos os dentes numa malha.

A rigidez do dente pode ser comprometida devido aos seguintes fatores:

- Características do dente;
- Cargas específicas na superfície dentada;
- Conexão do acoplamento;
- Rugosidade da superfície dentada;
- Desalinhamento da malha de um par de engrenagens;
- Propriedades mecânicas do material.

O método B, neste parâmetro, baseia-se no estudo do comportamento elástico da engrenagem de dentes retos. No entanto, foram desenvolvidos fatores de correção adicionais, determinados por medições e meios teóricos que permitem que este método seja válido para engrenagens helicoidais.

As diferenças que poderão existir entre os resultados teóricos e as medições realizadas, são ajustados por um fator de correção C_M .

Com base na suposição da rigidez de todos os dentes do par simultaneamente em contacto, foi desenvolvida uma expressão de cálculo para o c_γ , com uma precisão comprovada através de medições realizadas.

Os fatores de rigidez determinados através do método B, de uma forma geral, apresentam precisão suficiente para obter o fator dinâmico e o fator de carga na face, podendo também ser utilizados para determinar correções de perfil e hélice com base nas seguintes especificações:

- Engrenagens externas;
- Qualquer perfil básico da cremalheira geradora;
- Engrenagens de dentes retos e helicoidais com $\beta \leq 45^\circ$;
- Engrenagens aço/aço;
- Distribuição do torque uniformemente com base no acoplamento do veio/acoplamento;
- Carga específica $\frac{F_t K_A}{b} \geq 100 \text{ N/mm}$.

A rigidez simples, é obtida através da equação 91.

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos \beta \quad 91$$

Para obter a rigidez teórica simples, aplica-se a equação 92. No caso das engrenagens helicoidais, este fator revela a rigidez teórica única.

$$c'_{th} = \frac{1}{q'} \quad 92$$

O fator q' , representa o valor mínimo para a flexibilidade de um conjunto de dentes, podendo ser obtido através da equação 93.

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} + C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2 \quad 93$$

Os coeficientes C_1 até C_9 , encontram-se representados na Tabela 21.

Tabela 21 - Coeficientes da Equação do q' [18]

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0,04723	0,15551	0,25791	-0,00635	-0,11654	-0,00193	-0,24188	0,00529	0,00182

O fator de correção C_M , expressa a diferença entre os valores medidos e os valores teóricos determinados para uma engrenagem, para tal aplica-se a equação 94.

$$C_M = 0,8 \quad 94$$

O fator de corpo da engrenagem C_R , representa a flexibilidade dos aros e mangas da engrenagem. Os valores adequados para um corpo de engrenagem igualmente rígido podem ser determinados através da equação 95.

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{s_R/(5m_n)}} \quad 95$$

Na equação 95, é necessário respeitar-se as seguintes condições de fronteira:

- quando $b_s/b < 0,2$ substituir $b_s/b = 0,2$
- quando $b_s/b > 1,2$ substituir $b_s/b = 1,2$
- quando $s_R/m_n < 1$ substituir $s_R/m_n = 1$

O fator C_B , representa o desvio do perfil básico real da cremalheira geradora, do perfil básico padrão da cremalheira geradora. Este é obtido através da equação 96.

$$C_B = [1,0 + 0,5(1,25 - h_{fp}/m_n)][1,0 - 0,02(20^\circ - \alpha_{pn})] \quad 96$$

Nos casos em que o *dedendum* básico do pinhão é diferente do da roda, o C_B é obtido através da média aritmética entre os dois elementos, conforme apresentado na equação 97.

$$C_B = 0,5(C_{B1} + C_{B2}) \quad 97$$

6.7.1 Rigidez da Malha c_γ

O fator $c_{\gamma a}$, é aplicado para o cálculo do fator dinâmico e fatores de carga transversais K_{Ha} e K_{Fa} . Este fator apenas é aplicado em engrenagens helicoidais com $\beta < 30^\circ$, equação 98.

$$c_{\gamma a} = c'(0,75\varepsilon_a + 0,25) \quad 98$$

Já o fator $c_{\gamma \beta}$ é utilizado para o cálculo dos fatores $K_{H\beta}$ e $K_{F\beta}$, equação 99.

$$c_{\gamma \beta} = 0,85c_{\gamma a} \quad 99$$

6.8 Fatores de Carga na Face, $K_{H\beta}$ e $K_{F\beta}$

O fator de carga na superfície do dente caracteriza-se por $K_{H\beta}$. Este considera os efeitos de cargas não uniformes sobre a face do dente da engrenagem, na área da tensão superficial, o fator $K_{F\beta}$ corresponde a tensão na raiz do dente.

Uma distribuição não uniforme da carga numa superfície dentada, pode resultar de várias influências:

- Precisão de fabrico da engrenagem;
- Alinhamento dos eixos de rotação em engrenamento;
- Flexões elásticas dos elementos do redutor;
- Folga dos rolamentos;
- Contacto hertziano e deformações de flexão na superfície dentada;
- Deformações térmicas resultantes da temperatura de serviço;
- Flexões centrífugas devido a velocidade de operação;
- Correções da hélice e correção de dentado;
- Cargas tangencias no dente;
- Cargas adicionais no eixo;
- Geometria da engrenagem.

Para determinar os presentes fatores através do método B, este considera uma distribuição da carga ao longo da largura da superfície, esta é determinada através de cálculos por computador. Sendo que este método se encontra dependente das flexões elásticas resultantes da carga, deslocamentos e rigidez do sistema. No entanto, de forma a obter um resultado prático, para determinar estes fatores, será aplicado o método C. Este método tem em consideração a componente de desalinhamento resultante da deformação do pinhão, eixo do pinhão e desvios de fabrico. A forma utilizada para estimar as aproximações, baseiam-se em cálculos, medições e experiência do projetista. Ele supõe que as flexões elásticas da engrenagem produzem, uma separação crescente linear sobre a largura da face do flanco ativo, esse desalinhamento equivalente já inclui o desvio ^[23] de fabrico e envolve uma separação dos flancos de trabalho.

A fórmula utilizada para calcular a flexão elástica no pinhão e respetivo veio (f_{sh}) é baseada nas seguintes premissas:

- As flexões da roda e do eixo da roda não são consideradas nos cálculos básicos (atendendo ao facto de normalmente estes elementos apresentarem uma rigidez superior), porém caso se pretenda avaliar estes elementos, eles devem ser avaliados de forma independente, sendo os seus resultados adicionados ao fator f_{ma} ;
- Os alojamentos dos rolamentos não são considerados nos cálculos básicos, caso seja pretendido, podem ser calculados de forma independente e os seus resultados adicionados ao fator f_{ma} ;

- Valores de folgas nos rolamentos são desprezados. Caso exista uma folga que produza um desalinhamento significativo, essa inclinação deverá ser avaliada de forma independente e os seus resultados adicionados ao fator f_{ma} ;
- A flexão resultante da torção e flexão do pinhão, devido a distribuição da carga real não se demonstra significativamente diferente daquela determinada com a carga distribuída uniformemente pela largura da superfície do dente. Esta suposição apenas é válida para os valores abaixo de $K_{H\beta}$, quanto maior o valor em relação a este fator, menos válida se demonstra esta premissa.
- Os rolamentos não absorvem nenhum momento fletor;
- As características do pinhão encontram-se de acordo com a Tabela 23;
- O eixo do pinhão apresenta um diâmetro constante (d_{sh}), é sólido (ou apresente um eixo oco que respeite a condição $d_{shi}/d_{sh} < 0,5$);
- O eixo é em aço;
- Outras cargas externas que atuem no eixo do pinhão, são desprezadas.

O fator de carga na superfície dentada, é calculado a partir da intensidade média da carga em toda a superfície (F_m/b), rigidez da malha ($c_{\gamma\beta}$) e do desalinhamento total efetivo da malha ($F_{\beta\gamma}$).

No caso das engrenagens helicoidais duplas, ($b = 2b_B$), os mesmos valores deverão ser substituídos por b ou b_B , sendo essas as larguras das raízes dos dentes, os chanfres e arredondamentos nas extremidades dos dentes são excluídos.

Para $b_{cal}/b \leq 1$ corresponde a $\frac{F_{\beta\gamma}c_{\gamma\beta}}{2F_m/b} \geq 1$:

$$K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2F_{\beta\gamma}c_{\gamma\beta}}{F_m/b}} \geq 2 \quad 100$$

$$b_{cal}/b = \sqrt{\frac{2F_m/b}{F_{\beta\gamma}c_{\gamma\beta}}} \quad 101$$

Para $b_{cal}/b > 1$ corresponde a $\frac{F_{\beta\gamma}c_{\gamma\beta}}{2F_m/b} < 1$:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta\gamma}c_{\gamma\beta}}{2F_m/b} \quad 102$$

$$b_{cal}/b = 0,5 + \frac{F_m/b}{F_{\beta\gamma}c_{\gamma\beta}} \quad 103$$

O valor do desalinhamento efetivo a aplicar, resultam dos seguintes elementos:

- Erro resultante do fabrico, incluído este no f_{ma} ;

- Efeito de deflexões elásticas do pinhão e eixo do pinhão, incluído através do fator f_{sh} , como forma de desalinhamento equivalente inicial $f_{\beta x}$, que por sua vez é reduzido devido a rodagem do dispositivo em forma $f_{\beta y}$.

6.8.1 Desalinhamento Equivalente Efetivo, $F_{\beta y}$

Para o projeto de transmissão comum, pode aplicar-se a equação 104.

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = F_{\beta x} x_{\beta} \quad 104$$

O fator $F_{\beta x}$, corresponde ao desalinhamento equivalente inicial, ou seja, o valor absoluto da soma das deformações, deslocamentos e desvios de fabrico do pinhão e da roda, medidos no plano de ação.

6.8.2 Tolerância de Rodagem, y_{β} , e Fator de Rodagem, x_{β}

A tolerância de rodagem corresponde ao valor do desalinhamento equivalente que é reduzido devido a rodagem. O fator de rodagem, caracteriza o desalinhamento equivalente após a rodagem. O fator x_{β} deve ser aplicado nos cálculos, apenas quando y_{β} for proporcional a $F_{\beta x}$. As características que influenciam estes fatores são:

- Material do pinhão e roda;
- Dureza das superfícies;
- Velocidade de rotação no círculo primitivo;
- Tipo de lubrificante;
- Tratamento superficial;
- Abrasivos no lubrificante;
- Desalinhamento equivalente inicial $F_{\beta x}$ (deformações, deslocações e desvio de fabrico).

Os fatores y_{β} e x_{β} , não têm em consideração o processo de rodagem obtidos através da retificação. Nestes casos a remoção de material deverá ser considerada no valor do fator f_{ma} .

A obtenção dos fatores y_{β} e x_{β} pode ser realizada a partir das seguintes equações:

- a) Para St, St (elenco), V, V (elenco), GGG (perl., Bai.), GTS (perl.):

$$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{H \text{ lim}}} F_{\beta x} \quad 105$$

$$x_{\beta} = 1 - \frac{320}{\sigma_{H \text{ lim}}} \quad 106$$

Quando $y_{\beta} \leq F_{\beta x}$ e $x_{\beta} \geq 0$ e quando:

Para $v \leq 5m/s$	Sem restrições
Para $5m/s < v \leq 10 m/s$	O limite superior de y_{β} é $25\ 600/\sigma_H\ lim$, correspondendo a $F_{\beta x} = 80\mu m$
Para $v \geq 10m/s$	O limite superior de y_{β} é $12\ 800/\sigma_H\ lim$, correspondendo a $F_{\beta x} = 40\mu m$
$\sigma_H\ lim$	Especificado na ISO 6336-5

b) Para GG, GGG (ferr.):

$$y_{\beta} = 0,55F_{\beta x} \quad 107$$

$$x_{\beta} = 0,45 \quad 108$$

Quando:

Para $v \leq 5m/s$	Sem restrições
Para $5m/s < v \leq 10 m/s$	O limite superior de y_{β} é $45\mu m$, correspondendo a $F_{\beta x} = 80\mu m$
Para $v \geq 10m/s$	O limite superior de y_{β} é $22\mu m$, correspondendo a $F_{\beta x} = 40\mu m$

c) Para Eh, IF, NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.)

$$y_{\beta} = 0,15F_{\beta x} \quad 109$$

$$x_{\beta} = 0,85 \quad 110$$

Para todas as velocidades, o limite superior de y_{β} é de $6\mu m$, correspondendo a $F_{\beta x} = 40\mu m$.

Nos casos em que o material do pinhão seja diferente da roda, os valores do pinhão ($y_{\beta 1}$ e $x_{\beta 1}$) e os valores da roda ($y_{\beta 2}$ e $x_{\beta 2}$) devem de ser obtidos em separado e posteriormente aplicados nas equações 111 e 112.

$$y_{\beta} = \frac{y_{\beta 1} + y_{\beta 2}}{2} \quad 111$$

$$x_{\beta} = \frac{x_{\beta 1} + x_{\beta 2}}{2} \quad 112$$

6.8.3 Desalinhamento Equivalente Inicial, $F_{\beta x}$

O desalinhamento equivalente inicial, resulta da soma dos valores absolutos dos desvios de fabrico e flexões do pinhão e eixo (medidos no plano de ação). De todas as deformações inerentes aos componentes envolvidos no engrenamento, são apenas considerados para este fator os que ocorrem no plano de ação.

Para os pares de engrenagens com um padrão de contacto uniforme, aplica-se a equação 113.

$$F_{\beta x} = |1,33B_1f_{sh} - f_{H\beta 6}|; F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} \quad 113$$

A constante utilizada na equação 113 pode ser obtida através da Tabela 22.

Tabela 22 - Constante B1 ^[18]

Nº	Modificação da Hélice		Constante B_1
	Tipo	Valor	
1	nenhum	-	1
2	apenas <i>crowning</i> central	$C_\beta = 0,5f_{ma}$	1
3	apenas <i>crowning</i> central	$C_\beta = 0,5(f_{ma} + f_{sh})$	0,5
4	correção da hélice	correção da forma com base no torque em análise	0,1
5	correção da hélice mais <i>crowning</i> central	caso 2 mais caso 4	0,1
6	<i>relief</i>	valor próprio	0,7

No caso das engrenagens helicoidais duplas, deve ser verificada qual das hélices apresenta o maior desalinhamento e consequentemente determinar o fator $K_{H\beta}$.

Com a subtração do fator $f_{H\beta 5}$ que corresponde a tolerância de desvio da inclinação da hélice, para uma qualidade ISO 5 (ISO 1328-1:1995). Este é aplicado como fator compensatório da deformação elástica e desvios do fabrico.

No estudo é necessário ter em atenção, os casos em que além da deformação do pinhão e do eixo, se verifica a deformação da roda, caixa e rolamentos, além da equação 113 deverá ser aplicada a equação 114.

$$F_{\beta x} = 1,33B_1f_{sh} + f_{sh2} + f_{ma} + f_{ca} + f_{be}; f_m \geq f_{H\beta 5} \quad 114$$

Na equação 114, é importante ter em atenção os sinais dos fatores, caso não seja possível reunir a informação necessária, considerar os sinais positivos por segurança.

No sistema, as deformações elásticas das engrenagens “relativamente flexíveis” tendem a compensar o desalinhamento do fabrico. Nas engrenagens helicoidais, devido a componente axial F_m , pode induzir num desalinhamento adicional.

No caso das engrenagens que estejam sujeitas a diferentes temperaturas e operem a uma grande velocidade, poderá resultar numa deformação na largura média da face. O que por sua vez poderá produzir cargas elevadas. Neste caso qualquer tolerância aplicada deverá ser incluída no fator $K_{H\beta}$ ou então, compensada através de uma correção de dentado.

No caso das engrenagens com um padrão ideal, correção de hélice ou em carga (para ambas as hélices nas engrenagens helicoidais duplas), é validada pela equação 115.

$$F_{\beta x} = F_{\beta x \min} \quad 115$$

O valor de $F_{\beta x \min}$ corresponde ao maior dos seguintes valores:

$$F_{\beta x \min} = (0,005 \text{ mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}) \frac{F_m}{b} \quad 116$$

Ou

$$F_{\beta x \min} = 0,5f_{H\beta} \quad 117$$

A correção de hélice, aplica-se nos casos em que se pretende compensar as torsões e flexões, resultantes da flexão do pinhão e da roda, podendo também ser utilizados para compensar deformações ou deslocamentos de outros componentes em carga [2].

6.8.4 Desalinhamento Equivalente, f_{sh}

O fator de desalinhamento equivalente, tem em consideração a componente de desalinhamento equivalentes resultantes da flexão e torção do pinhão e respetivo eixo. As equações 118 e 119, apresentam a precisão necessária para a grande maioria dos projetos. Nestas equações, a componente da flexão resulta do produto da flexão no ponto médio do eixo, onde se estima que atue a carga F_m . A componente de torção, calcula-se para um cilindro sólido de diâmetro d_1 , com uma carga distribuída uniformemente sobre a largura da face. Estas equações apenas são validas para aços.

Engrenagens de dentes retos ou helicoidais:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0,023 \left[\left| B^* + K' \frac{l_s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad 118$$

B^* igual a 1 se a energia total for transmitida através de um único acoplamento.

Engrenagens helicoidais duplas:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0,046 \left[\left| B^* + K' \frac{l s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b_B}{d_1} \right)^2 \quad 119$$

B^* igual a 1,5 se a energia total for transferida por um único acoplamento.

O fator K' é retirado da Tabela 23, quando verificada a condição $s/l < 0,3$.

Tabela 23 - Fator K' [18]

Fator K'		Disposição
Com Endurecimento	Sem Endurecimento	
0,48	0,8	
-0,48	-0,8	
1,33	1,33	
-0,36	-0,6	
-0,6	-1,0	

6.8.5 Desalinhamento da Malha, f_{ma}

O fator f_{ma} , corresponde ao afastamento máximo entre os flancos dos dentes de um par de engrenagens, quando estes são mantidos em carga e esta é reduzida.

Este fator encontra-se dependente da combinação dos desvios dos elementos individuais no plano de ação, ou seja, no caso do desvio da inclinação da hélice $f_{H\beta}$ de cada engrenagem e o desvio do alinhamento dos eixos.

Os valores definidos para o presente fator, deverão ser confirmados na altura do arranque do sistema, através do padrão de contacto.

Com base na norma ISO 1328-1, os desvios da inclinação da hélice são dados como $f_{H\beta 1}$ e $f_{H\beta 2}$ para pinhão e roda (respetivamente) e a tolerância do alinhamento dos eixos é dado por $f_{\sigma\beta}$, a combinação mais desfavorável do desvio pode ser obtido através da equação 120.

$$f_{ma} = f_{H\beta 1} + f_{H\beta 2} + f_{\Sigma\beta\frac{b}{l}} \quad 120$$

Com base na experiência, foi possível se comprovar que o somatório dos desalinhamentos se aproxima do valor da equação 120.

Porém na grande maioria das circunstâncias, este fator pode ser obtido através da equação 121.

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta 1}^2 + f_{H\beta 2}^2} \quad 121$$

A forma de determinar o valor f_{ma} com base na norma ISO 6336, cabe ao projetista.

6.8.6 Desalinhamento da Malha Devido a Deformação do Alojamento, f_{ca}

O presente fator, grande parte das vezes é ignorado atendendo ao facto de as engrenagens serem montadas em alojamentos rígidos. Porém a sua verificação pode ser realizada com base em testes, medições ou determinada através do método de elementos finitos.

6.8.7 Desalinhamento da Malha Devido a Deslocamento do Eixo, f_{be}

A componente do desalinhamento no plano de ação, resulta das flexões dos apoios e deslocamento dos mesmos devido as folgas. Este pode ser ignorada em situações em que o pinhão e a roda se encontrem posicionados a meio dos mancais. Situações que a disposição se revele diferente da enunciada, as deflexões e deslocamentos dos rolamentos (folgas), podem influenciar a distribuição da carga sobre a superfície do dente.

Em determinados casos, os efeitos da folga e flexões dos rolamentos são superiores as flexões dos eixos e das rodas.

Considerando apenas que o desalinhamento relativo, resulta da flexão e deslocamento dos eixos, pinhão f_{be-1} e roda f_{be-2} , que influenciam o desalinhamento equivalente. É fundamental ter em consideração os sinais do desalinhamento dos eixos. Caso os eixos se encontram entre dois alojamentos pode ser aplicada a equação 122.

$$f_{be} = f_{be-1} + f_{be-2} \text{ ou } f_{be} = f_{be-1} - f_{be-2} \quad 122$$

Situações em que as engrenagens se encontram entre rolamentos:

$$f_{be} = \frac{b}{l}(\delta_1 - \delta_2) \quad 123$$

Situações de engrenagens suspensas:

$$f_{be} = \frac{b}{l}(\delta_1 + \delta_2) \quad 124$$

Figura 24 - Deflexão de Engrenagem Montada entre Rolamentos ^[18]

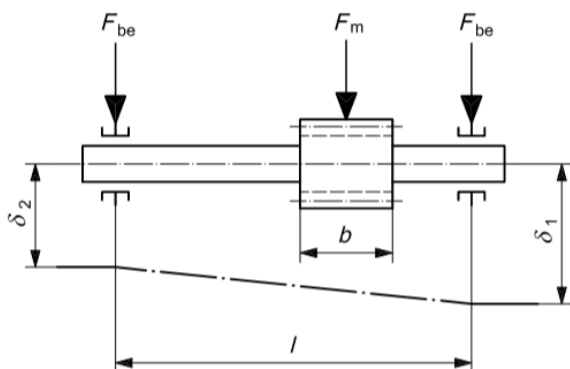
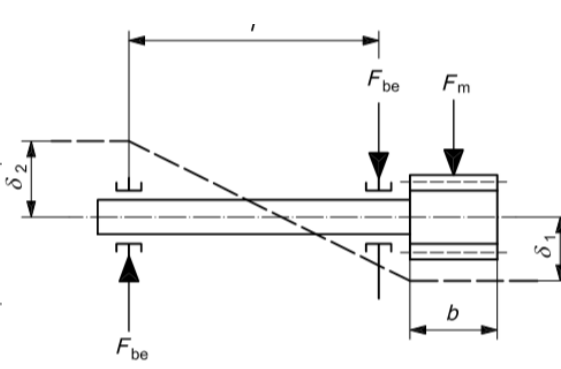


Figura 25 - Deflexão de Engrenagens Montadas Após Rolamentos ^[18]



6.8.8 Fator Capacidade de Cargas para Tensão de Rotura do Dente, $K_{F\beta}$

O presente fator, tem como base os efeitos de distribuição da carga ao longo da largura da face do dente e o resultado que produz nas tensões na raiz do dente. Este encontra-se dependente da razão entre largura da face e profundidade. Este fator é determinado pela equação 125 com recurso à equação 126.

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad 125$$

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} \quad 126$$

Para o presente cálculo deverá ser utilizado o menor dos valores b_1/h_1 , b_2/h_2 . Quando $b/h < 3$, substituir o valor por 3.

Engrenagens helicoidais duplas, utilizar o b_B em vez do b .

6.9 Fator de Carga Transversal, $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$

O fator de carga transversal $K_{H\alpha}$ refere-se à tensão superficial, já $K_{F\alpha}$ é aplicado para a tensão radial. Estes são os fatores utilizados para determinar o efeito da distribuição não uniforme de carga transversal entre os vários dentes em engrenamento com contacto simultâneo.

Este fator é definido pela razão entre a carga máxima de um dente, na malha de um par de engrenagens próximo a zero \min^{-1} e a carga máxima correspondente no dente de um par de engrenagens semelhantes, sem qualquer tipo de defeito. As principais características que influenciam estes fatores são:

- Flexões devido a carga;
- Correções de perfil;
- Precisão do fabricante;
- Efeitos de rodagem.

O presente fator, será determinado através do método B da ISO 6336-1.

Este método, leva cabo uma suposição entre os diâmetros primitivos do pinhão e roda, onde este é o principal parâmetro na determinação da distribuição da carga entre os vários pares de dentes na zona da malha.

O valor de $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$ para engrenagens com $\varepsilon_\gamma \leq 2$:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left(0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right) \quad 127$$

O valor de $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$ para engrenagens com $\varepsilon_\gamma > 2$:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 2)}{\varepsilon_\gamma} \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b}} \quad 128$$

O valor de f_{pb} a aplicar na equação 127 ou 128, será o maior dos valores entre pinhão e roda.

Condição limite para $K_{H\alpha}$:

$$K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon_{\gamma}}{\varepsilon_{\alpha} Z_{\varepsilon}^2} \quad 129$$

Caso se verifique a condição, então substituir $K_{H\alpha}$ pelo valor obtido na equação 127 ou 128. Quando $K_{H\alpha} < 1,0$, substituir $K_{H\alpha}$ por 1,0.

Condição limite para $K_{F\alpha}$:

$$K_{F\alpha} > \frac{\varepsilon_{\gamma}}{0,25 \varepsilon_{\alpha} + 0,75} \quad 130$$

Caso se verifique a condição, então substituir $K_{F\alpha}$ pelo valor obtido na equação 127 ou 128. Quando $K_{H\alpha} < 1,0$, substituir $K_{H\alpha}$ por 1,0.

6.9.1 Tolerância de Rodagem, y_{α}

A tolerância de rodagem, y_{α} , é utilizada como a qualidade pela qual o desvio inicial do diâmetro primitivo é mínimo devido a fase de rodagem inicial. O ajuste deste fator deve ser levado em consideração na fase de retificação de acordo com a precisão da engrenagem.

O presente fator é obtido com base no tipo do material da engrenagem e a velocidade de trabalho.

Para St, St(cast), V, V(cast), GGG(perl., bai.) and GTS(perl.):

$$y_{\alpha} = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}} + f_{pb}} \quad 131$$

Quando:

$v < 5m/s$	Sem restrições
$5m/s \leq v < 10m/s$	Limite superior de y_{α} é $12800/\sigma_{H \text{ lim}}$ correspondente $f_{pb} = 80 \mu m$
$v \geq 10m/s$	Limite superior de y_{α} é $6400/\sigma_{H \text{ lim}}$ correspondente $f_{pb} = 40 \mu m$

Para GG and GGG(ferr.):

$$y_{\alpha} = 0,275 f_{pb} \quad 132$$

Quando:

$v < 5m/s$	Sem restrições
$5m/s \leq v < 10m/s$	Limite superior de y_α é $22 \mu m$ correspondente $f_{pb} = 80 \mu m$
$v \geq 10m/s$	Limite superior de y_α é $11 \mu m$ correspondente $f_{pb} = 40 \mu m$

Para Eh, IF, NT(nitr.), NV(nitr.) and NV(nitrocar.):

$$y_\alpha = 0,075f_{pb} \quad 133$$

O limite superior de y_α é $3 \mu m$, correspondendo a $f_{pb} = 40 \mu m$

Nos casos em que o material do pinhão seja diferente da roda, determinar a média através da equação 134.

$$y_\alpha = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2} \quad 134$$

6.10 Fator de Segurança dos Flancos

Para o desenvolvimento de um par de engrenagens, além de ser necessário considerar o jogo entre o par, bem como, os eventuais desvios provenientes do funcionamento. Na fase de projeto e fabrico é necessário ter em atenção outros fatores de forma a garantir a longevidade dos elementos.

Desta forma, o dimensionamento da pressão de contato é uma das partes do processo do dimensionamento que não deve de ser desprezado.

Caso seja atingida a tensão limite na superfície dentada, poderão ser observados danos como micropitting, onde as partículas metálicas acabarão por ser libertadas para o circuito de lubrificação, com o trabalhar do dispositivo, esta situação irá agravar-se acabando por atingir tal ponto de deterioração da superfície que acabará por se observar macropitting. Neste ponto, partículas de grandes dimensões encontram-se soltas pelo sistema, podendo resultar em danos significativos noutros elementos.

A forma de prevenir estes danos, passam por um correto dimensionamento, com a aplicação de um coeficiente de segurança adequado para as pressões de contacto que irá ser exercidas no par de engrenamento [3]. Determinando desta forma as propriedades das superfícies para suportar as cargas que irão ser transmitidas pelo par de engrenamento.

O dimensionamento da superfície à pressão de contacto, encontra-se relacionado com a tensão de contacto e a tenção de corte máxima, com base no maior dos dois valores. Este é utilizado para determinar a capacidade de carga da superfície.

A tensão de contacto deve de ser calculada de forma separada para o pinhão e para a roda.

O cálculo da tensão de contacto deve ser determinado tendo em consideração a seguinte condição:

- Engrenagens de dentes retos com $\varepsilon_a \geq 1$;

Para o pinhão, a tensão de contacto geralmente é calculada no ponto intermédio de contacto.

Já no caso das rodas, a tensão de contacto é calculada no ponto de inclinação.

- Engrenagens helicoidais com $\varepsilon_\alpha \geq 1$ e $\varepsilon_\beta \geq 1$, a tensão de contacto é sempre calculada no ponto de inclinação tanto do pinhão como da roda;
- Engrenagens helicoidais com $\varepsilon_\alpha \geq 1$ e $\varepsilon_\beta < 1$, a tensão de contacto é calculada através de interpolação linear entre os dois valores limites;
- Engrenagens helicoidais com $\varepsilon_\alpha \leq 1$ e $\varepsilon_\beta > 1$, requerem uma análise minuciosa ao longo da área de contacto, este caso não é abrangido pela norma ISO 6336.

6.10.1 Fator de Segurança, S_H

Para determinar o fator de segurança para a pressão de contacto, devem ser aplicadas as equações 135 e 136 para o pinhão e para a roda, respetivamente, sendo o resultado intrínseco a cada um dos elementos.

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H1}} > S_{Hmin} \quad 135$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H2}} > S_{Hmin} \quad 136$$

O fator $\sigma_{H1,2}$, é obtido através da equação 138 e 139, já o fator de pressão do limite de pitting σ_{H0} , obtém-se através da equação 137.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad 137$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad 138$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad 139$$

NOTA: No caso das engrenagens helicoidais duplas $b = 2b_B$.

Para determinar a pressão de contacto admissível, é possível recorrer-se a 2 métodos distintos.

Determinar o fator de segurança através de um destes métodos, não invalida a realização de estudos mais profundos e a análise do histórico de serviço.

6.10.1.1 Método A

O método A, é aplicado nos casos em que são desenvolvidos pares reais para validar os conjuntos, sendo os valores das equações 138 e 139 derivados de testes reais. Este método normalmente é aplicado para sistemas em que a falha do mesmo produzirá sérias consequências.

6.10.1.2 Método B

O método B apresenta uma precisão aceitável para os casos que são mencionados na ISO 6336-5, sendo estes resultados provenientes de ensaios e estudos previamente realizados.

Com base em estudos e testes realizados em engrenagens padrão, de vários materiais e com diversos tratamentos térmicos, foram estimadas as tensões admissíveis e o fator de vida para o projeto de engrenagens.

Neste estudo, será aplicado o método B, atendendo às características do projeto, não permitindo que sejam realizados estudos mais aprofundados em virtude do tempo e custo de concepção dos provetes, além dos meios necessários para se efetuarem os testes.

6.10.2 Tensão de Contato Admissível

Para o cálculo da tensão admissíveis, será aplicada a equação 140.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT}}{S_{H \lim}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \quad 140$$

Para determinar a pressão de contacto limite através de equação, esta é aplicada de acordo com o material da engrenagem. As seguintes equações são aplicadas para os casos em que não é admissível pitting.

St, V, GGG (perl., Bain.), GTS (perl.), Eh, IF

Para uma vida útil com os ciclos, $10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$, aplicar a equação 141 e 142.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP \text{ ref}} Z_N = \sigma_{HP \text{ ref}} \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{exp} \quad 141$$

$$exp = 0,3705 \log \frac{\sigma_{HP \text{ stat}}}{\sigma_{HP \text{ ref}}} \quad 142$$

GG, GGG(ferr.), NT(nitr.), NV(nitr.)

Para uma vida útil com os ciclos, $10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$, aplicar a equação 143 e 144.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{exp} \quad 143$$

$$exp = 0,7686 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \quad 144$$

NV(nitrocar.)

Para uma vida útil com os ciclos, $10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$, aplicar a equação 145 e 146.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{exp} \quad 145$$

$$exp = 0,7098 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \quad 146$$

6.10.3 Fator de Zona, Z_H

O fator de zona é utilizado de forma a demonstrar a influência da pressão hertziana durante o serviço, explicitando a transformação da carga tangencial em carga normal na zona de contacto. Para obter este fator é aplicada a equação 147, no entanto o valor deste fator poderá também ser obtido através de abacos presentes na ISO 6336-2.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}} \quad 147$$

6.10.4 Fator de Contacto de Dentes num Par, Z_B e Z_D , $\epsilon_\alpha \leq 2$

O fator de contacto entre dentes de um par, aplicam-se para transformar a tensão de contato no ponto de contacto do círculo primitivo, na tensão de contacto do ponto interno B (caso do pinhão) ou no ponto intermédio D (caso da roda).

O fator Z_D , apenas é determinado nos casos em que $u < 1,5$. Quando $u > 1,5$, é aplicada a equação 149, caso o valor obtido seja inferior a 1, $Z_D = 1$.

$$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{C2}}{\rho_{B1}\rho_{B2}}} = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right)\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1)\frac{2\pi}{z_2}\right)}} \quad 148$$

$$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{C2}}{\rho_{D1}\rho_{D2}}} = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right)\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1)\frac{2\pi}{z_1}\right)}} \quad 149$$

Engrenagens helicoidais com de $\varepsilon_\alpha > 1$ e $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1$$

Engrenagens helicoidais com de $\varepsilon_\alpha > 1$ e $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta(M_1 - 1) \text{ e } Z_B \geq 1$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta(M_2 - 1) \text{ e } Z_D \geq 1$$

6.10.5 Fator de Elasticidade, Z_E

O presente fator, considera a influência das propriedades dos materiais, módulo de elasticidade e coeficiente de *poison* na tensão de contacto. Fator determinado através da equação 150.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad 150$$

6.10.6 Fator Razão de Contacto, Z_ε

O fator de razão de contacto, caracteriza-se pela influência das relações de contacto transversais e sobreposição na capacidade de carga superficial.

Para engrenagens helicoidais:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ para } \varepsilon_\beta < 1 \quad 151$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \text{ para } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad 152$$

6.10.7 Relação Contacto Transversal ε_α

Para obter o presente fator, é necessário considerar o ângulo de deslizamento ξ e o ângulo primitivo τ , ângulos aplicados em radianos, pela equação 153.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\xi_{fw1} + \xi_{aw1}}{\tau_1} = \frac{\xi_{fw2} + \xi_{aw2}}{\tau_2} \quad 153$$

Quando:

$\xi_{fw1,2}$ – ângulo de deslizamento dos diâmetros desde a raiz até ao ponto de trabalho, considerando o menor valor de:

Limitado pelo diâmetro da base:

$$\xi_{fw1,2} = \tan \alpha_{wt} \quad 154$$

Limitado pelo diâmetro da raiz:

$$\xi_{fw1} = \tan \alpha_{wt} - \tan \arccos \frac{d_{b1}}{d_{soi1}} \quad 155$$

$$\xi_{fw2} = \tan \alpha_{wt} - \tan \arccos \frac{d_{b2}}{d_{soi2}} \quad 156$$

Limitado pelo diâmetro do círculo da cabeça da roda/pinhão (com início no perfil ativo)

$$\xi_{fw1} = \left(\tan \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} - \tan \alpha_{wt} \right) \frac{z_2}{z_1} \quad 157$$

$$\xi_{fw2} = \left(\tan \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} - \tan \alpha_{wt} \right) \frac{z_1}{z_2} \quad 158$$

$\xi_{aw1,2}$ – ângulo de deslizamento desde o ponto de trabalho até ao diâmetro do círculo da cabeça:

$$\xi_{aw1} = \xi_{fw2} \frac{z_1}{z_2}, \xi_{aw2} = \xi_{fw1} \frac{z_1}{z_2} \quad 159$$

$\tau_{1,2}$ - ângulo primitivo do pinhão/roda:

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}, \tau_2 = \frac{2\pi}{z_2} \quad 160$$

6.10.8 Relação Sobreposição, ε_β

O fator de sobreposição é obtido através da equação 161.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad 161$$

6.10.9 Fator Ângulo de Hélice, Z_β

O fator Z_β , demonstra a influência do ângulo da hélice, na capacidade de carga superficial. Permitindo desta forma a variação da distribuição da carga ao longo das linhas de contacto. Este fator apenas se encontra dependente do ângulo da hélice.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad 162$$

6.10.10 Fator de Vida, Z_{NT}

O fator de vida, tem como intuito determinar a capacidade de o elemento suportar as cargas sem que haja deterioração da superfície (durante um determinado número de ciclos).

Porém para obter este fator, é importante ter em consideração os elementos que o influenciam:

- Tratamento térmico;
- Material;
- Número de ciclos de carga;
- Regime de lubrificação;
- Critério de falha;
- Condições de operação;
- Velocidade primitiva;
- Rugosidade da superfície.

Para determinar o presente fator, será aplicado o Método B, presente na ISO 6336-2. A tensão admissível durante a vida útil, ou o coeficiente de segurança na faixa de tensão durante um período de vida limitado, são determinados com base no fator de vida. Este fator é obtido através da Tabela 24.

Tabela 24 - Fator de Vida ^[24]

Material	Número de Ciclos de Carga	Fator Vida Z_{NT}
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF; com uma pequena quantidade de pitting admissível	$N_L \leq 6 \times 10^5$, <i>estático</i>	1,6
	$N_L = 10^7$	1,3
	$N_L = 10^9$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF	$N_L \leq 5 \times 10^5$, <i>estático</i>	1,6
	$N_L = 5 \times 10^7$	1,0
	$N_L = 10^9$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0
GG, GGG (ferr.), NT (nitr.), NV (nitr.)	$N_L \leq 10^5$, <i>estático</i>	1,3
	$N_L = 2 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^5$, <i>estático</i>	1,1
	$N_L = 2 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0

6.10.11 Influência da Lubrificação

A lubrificação das superfícies é uma das condicionantes que influênciam a sua durabilidade, sendo esta influenciada significativamente por:

- Viscosidade do lubrificante;
- Velocidade instantânea das duas superfícies em contacto;
- Cargas;
- Relação entre a rugosidade combinadas das superfícies e a espessura de filme;
- Natureza e tempo do lubrificante.

Para determinar os fatores relacionados com o filme de lubrificação, será aplicado o método B da norma ISO 6336-2.

6.10.12 Fator de Lubrificante, Z_L

No caso dos óleos minerais, o fator Z_L , pode ser obtido através da viscosidade nominal a 40 ° C (ou 50 ° C), o valor do $\sigma_{H \text{ lim}}$ aplicado é o do material mais macio do par.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad 163$$

Num intervalo $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{4375} + 0,6357 \quad 164$$

Num intervalo $\sigma_{H \text{ lim}} < 850 \text{ N/mm}^2$

$$C_{ZL} = 0,83 \quad 165$$

Num intervalo $\sigma_{H \text{ lim}} > 1200 \text{ N/mm}^2$

$$C_{ZL} = 0,91 \quad 166$$

O fator Z_L , também pode ser obtido através da equação 167.

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1,0 - C_{ZL})v_f \quad 167$$

Onde:

$$v_f = 1/(1,2 + 80/v_{50})^2$$

Ou com recurso à Tabela 25.

Tabela 25 - Parâmetros de Viscosidade [24]

Classe de viscosidade ISO		VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Viscosidade nominal mm^2/s	v_{40}	100	150	220	320
	v_{50}	61	89	125	180
Parâmetro de viscosidade	v_f	0,158	0,227	0,295	0,370

6.10.13 Fator de Velocidade, Z_v

O presente fator, é obtido em função da velocidade primitiva, e da tensão admissível, sendo calculado para o material mais macio do par. Este é obtido através da equação 168.

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1,0 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad 168$$

Onde:

$$C_{Zv} = C_{ZL} + 0,02 \quad 169$$

6.10.14 Fator de Rugosidade, Z_R

O fator Z_R , pode ser determinado com base no acabamento das superfícies dos flancos dos dentes, dimensões e do valor do $\sigma_{H \text{ lim}}$ do material mais macio do par.

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \quad 170$$

A rugosidade média pico-vale do par de engrenagens é obtido pela equação 171.

$$R_{Z10} = R_Z \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad 171$$

Raio de curvatura relativa, pela equação 172.

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad 172$$

Onde:

$$\rho_{1,2} = 0,5 d_{b \ 1,2} \tan \alpha_{Wt}$$

Considerando $d_{b \ 1,2}$ positivo para engrenagens externas e negativo para internas.

O fator de rugosidade é obtido através da equação 173.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad 173$$

Num intervalo $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$:

$$C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \sigma_{H \text{ lim}} \quad 174$$

Num intervalo $\sigma_{H \text{ lim}} < 850 \text{ N/mm}^2$:

$$C_{ZR} = 0,15 \quad 175$$

Num intervalo $\sigma_{H \text{ lim}} > 1200 \text{ N/mm}^2$:

$$C_{ZR} = 0,08 \quad 176$$

6.10.15 Fator de Dureza da Superfície, Z_W

O fator Z_W , tem em consideração o aumento da durabilidade da superfície devido à conjugação do material da roda, com o material do pinhão. Em princípio com uma dureza substancialmente superior nos flancos dos dentes.

A vida útil da roda, elemento mais macio do conjunto, não depende apenas da dureza da mesma, mas também de fatores como rugosidade, elementos de liga presentes no material, tensões internas, processo de endurecimento e pressão de contacto.

O fator Z_W , será obtido pelo método B da ISO 6336-2.

A rugosidade equivalente, R_{Z_H} , é determinada através da equação 177.

$$R_{Z_H} = \frac{R_{Z_1} (10/\rho_{red})^{0,33} (R_{Z_1}/R_{Z_2})^{0,66}}{(v_{40}v/1500)^{0,33}} \quad 177$$

Se:

$$R_{Z_H} > 16 \text{ então } R_{Z_H} = 16\mu\text{m}$$

Ou:

$$R_{Z_H} < 3 \text{ então } R_{Z_H} = 3\mu\text{m}$$

Para $130 \leq HB \leq 470$, o valor de Z_W é obtido através da equação 178:

$$Z_W = \left(1,2 - \frac{HB-130}{1700}\right) \left(\frac{3}{R_{Z_H}}\right)^{0,15} \quad 178$$

Para $HB < 130$, pela equação 179.

$$Z_W = 1,2 \left(\frac{3}{R_{Z_H}}\right)^{0,15} \quad 179$$

Para $HB > 470$, pela equação 180.

$$Z_W = \left(\frac{3}{R_{Z_H}}\right)^{0,15} \quad 180$$

Para o pinhão e roda endurecidos, nestes casos em que o pinhão apresenta uma dureza substancialmente superior à roda, o efeito do endurecimento do trabalho aumenta a capacidade de carga dos flancos da roda. O fator Z_W , apenas se aplica a engrenagens.

Para $1,2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1,7$, para uma longa vida, Z_W é obtido através da equação 181.

$$Z_W = 1,0 + A (u - 1,0) \quad 181$$

Onde:

$$A = 0,00898 HB_1/HB_2 - 0,00829 \quad 182$$

u – relação de transmissão, se $u > 20$, usar $u = 20$

Para $HB_1/HB_2 < 1,2$, pela equação 183.

$$Z_W = 1,0 \quad 183$$

Para $HB_1/HB_2 > 1,7$, pela equação 184.

$$Z_W = 1,0 + 0,00698(u - 1,0) \quad 184$$

6.10.16 Fator de Tamanho, Z_X

O fator de tamanho, é determinado com base em estudos que indicam os níveis de tensão nos quais ocorrem danos provocados por fadiga, estes diminuem com o aumento do tamanho dos elementos. Os parâmetros que influenciam este fator são:

- Qualidade do material;
- Tratamentos térmicos (profundidade do endurecimento, distribuição do endurecimento);
- Raio de curvatura do flanco;
- Módulo, no caso do endurecimento superficial, profundidade da camada endurecida em relação ao tamanho dos dentes;

Este fator é obtido pela equação 185.

$$Z_X = 1,0 \quad 185$$

6.11 Fator de Segurança Flexão no Pé do Dente

A validação de uma engrenagem apenas se encontra completa, após se ter determinado o coeficiente de segurança da flexão no pé do dente. Tal como o fator de segurança referido anteriormente, o presente, também revela a sua importância para concluir um estudo sobre uma engrenagem. Com este fator, é possível determinar se as cargas que são exercidas durante o funcionamento, não revelam qualquer risco, de produzir danos graves na raiz de um dente.

As engrenagens são elementos sujeitos a cargas cíclicas constantes, sendo mais suscetíveis a falhas no caso de um incorreto dimensionamento. Nesses casos, com o funcionamento, podem gerar-se fissuras na raiz do dente devido à flexão produzida pelo esforço do dente em carga, que com o tempo, tendem a propagar-se em direção a superfície, acabando por partir o dente.

Para prevenir eventuais perdas, atendendo aos custos dos componentes e paragens de produção abruptas, é fundamental que este passo do dimensionamento seja considerado durante o projeto do elemento ^[4].

O presente fator, conta com um conjunto de outros fatores, que têm em consideração os diversos fenómenos que se encontram relacionados com a presente solicitação. Este fator será obtido com base na ISO 6336-3, onde será utilizado o método B para determinar o coeficiente de segurança do elemento ^[25].

6.11.1 Resistência a Flexão (facto de segurança), S_F

O cálculo da tensão real, σ_F e tensão de flexão admissível, σ_{FP} , deve ser calculado de forma separada para o pinhão e respetiva roda. O valor da tensão real, deverá ser inferior à tensão de flexão admissível.

Para o cálculo dos coeficientes de segurança, são aplicadas as equações 186 e 187, para o pinhão e roda, respetivamente.

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} > S_{F \min} \quad 186$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} > S_{F \min} \quad 187$$

O coeficiente de segurança à flexão no pé do dente, será determinado com base no método B da ISO 6336-3.

Método B

O método B, tal como nos outros casos, é baseado em cálculos e na experiência adquirida ao longo dos anos, levando ao desenvolvimento de equações para estimar os valores reais. Neste caso, este supõe que a tensão na raiz se deve a uma carga aplicada no ponto externo do contacto de um par de engrenamento (tanto engrenagens de dentes retos, como helicoidais), sendo que neste último caso, a carga transversal, deverá ser substituída pela carga normal aplicada sobre a largura da face da engrenagem.

Este método é obtido através da equação 188 e 189.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad 188$$

Onde:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad 189$$

No caso de engrenagens helicoidais duplas, considerar $b = 2 b_B$.

6.11.2 Tensão Admissível na Raiz do Dente, σ_{FP}

Para obter o valor limite da tensão admissível na raiz do dente, deve ser realizado um estudo com provetes para os casos de maior precisão, sendo que as equações disponibilizadas apresentam meios empíricos para comparar tensões em engrenagens de diferentes dimensões com resultados experimentais, de forma a minimizar o erro

obtido. Apenas através da produção de engrenagens de teste, é possível garantir uma maior semelhança com as engrenagens nas condições reais, acabando por minimizar a influência do erro resultante das equações de cálculo.

O método B, apresenta equações para obter o valor da tensão à flexão admissível. Este método apresenta precisão suficiente nos casos em que os resultados da tensão à flexão admissível estiverem disponíveis através dos estudos já realizados em casos de engrenagens, testes especiais ou com materiais semelhantes. Podendo ser calculado através das equações 190, 191 e 192.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X \quad 190$$

$$= \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \text{ min}}}$$

Onde:

$$\sigma_{FE} = (\sigma_{F \text{ lim}} Y_{ST}) \quad 191$$

$$\sigma_{FG} = (\sigma_{FP} S_{F \text{ min}}) \quad 192$$

6.11.3 Tensão de Flexão Admissível (Referência), $\sigma_{FP \text{ ref}}$

O valor da tensão de flexão admissível de referência, $\sigma_{FP \text{ ref}}$, resulta da derivação da equação 190, onde $Y_{NT} = 1$ e dos fatores de influencia $\sigma_{F \text{ lim}}$, Y_{ST} , $Y_{\delta \text{ rel T}}$, $Y_{R \text{ rel T}}$, Y_X e $S_{F \text{ min}}$ que são calculados de acordo com o método B.

6.11.4 Tensão de Flexão Admissível (Estática), $\sigma_{FP \text{ stat}}$

O valor da tensão de flexão admissível estática, $\sigma_{FP \text{ stat}}$, é determinado através da equação 190, com os fatores $\sigma_{F \text{ lim}}$, Y_{ST} , $Y_{\delta \text{ rel T}}$, $Y_{R \text{ rel T}}$, Y_X e $S_{F \text{ min}}$ sendo calculados de acordo com o método B.

6.11.5 Tensão de Flexão Admissível, $\sigma_{FP \text{ ref}}$, (Vida Útil Longa, Método B)

A tensão à flexão admissível para um dado número de ciclos de carga, N_L , pode ser obtido através da equação 190. Com base nesse valor é possível obter σ_{FP} para um determinado número de ciclos de carga, N_L , na faixa de vida útil. De acordo com a equação 193.

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP ref} Y_N = \sigma_{FP ref} \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{exp} \quad 193$$

- Para St, V, GGG (perl., Bai.) Ou GTS (perl.), com vida útil limitada, $10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$:

$$exp = 0,4037 \log \frac{\sigma_{FP stat}}{\sigma_{FP ref}} \quad 194$$

- Para IF, Eh, NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.), GGG (ferr.) Ou GG, com vida útil limitada, $10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$:

$$exp = 0,2876 \log \frac{\sigma_{FP stat}}{\sigma_{FP ref}} \quad 195$$

6.11.6 Fator de Forma, Y_F

O fator, Y_F , é o responsável pela influência da forma dos dentes na tensão nominal da raiz destes. Este fator revela-se importante para a aplicação de carga no ponto externo do contacto num par de engrenagens (método B).

Na Figura 26 é possível verificar-se a diferença num dente com e sem *undercut*.

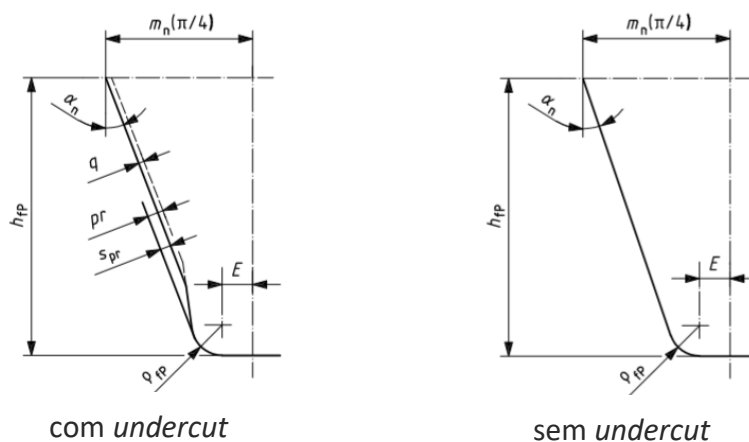


Figura 26 - Características do Perfil do Dente [25]

O encontro entre os pontos, desde que se verifica a tangente de 30° e quando ocorre o contacto no raio na raiz do dente, define a secção a ser utilizada como base para o cálculo. Para determinar os fatores Y_F e Y_S , estes baseiam-se na forma nominal dos dentes e no coeficiente de deslocação do perfil.

A redução da espessura dos dentes não influencia a sua resistência à flexão, logo são ignoradas.

As equações para o cálculo destes fatores apresentam as seguintes restrições:

- Ponto de contacto da tangente de 30° deve estar no raio da raiz do dente;

- O perfil básico da cremalheira geradora da engrenagem deve ter um raio na raiz com $\rho_{fP} > 0$;
- Os dentes devem ser produzidos através de uma fresa mãe.

Para determinar o fator, Y_F através do método B, é necessário se conhecer a cordal normal, s_{Fn} , da seção crítica da raiz do dente e do braço do momento fletor, h_{Fe} (estes elementos encontram-se representados na Figura 27), para aplicar a carga no ponto externo do contacto dos dentes do par de engrenagens. Através da equação 196 é possível obter esse fator.

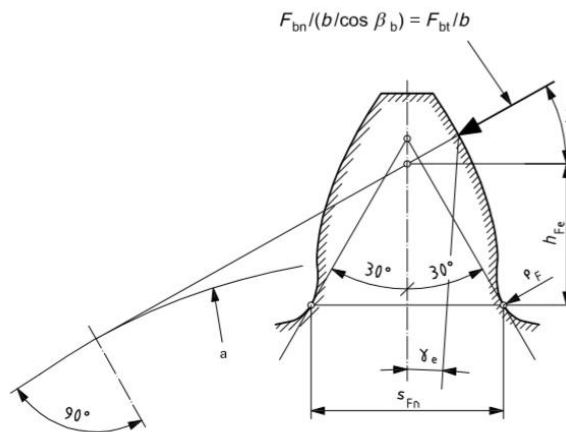


Figura 27 - Cordal da Seção Crítica [25]

$$Y_F = \frac{6h_{Fe} \cos \alpha_{Fe} n}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \quad 196$$

Onde:

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fP} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fP}}{\cos \alpha_n} \quad 197$$

$$s_{pr} = pr - q$$

$s_{pr} = 0$ para as engrenagens que não são rebaixadas.

$$\rho_{fPv} = \rho_{fP}$$

Quando:

$$G = \frac{\rho_{fPv}}{m_n} - \frac{h_{fP}}{m_n} + x \quad 198$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - T \quad 199$$

Para engrenagens externas, $T = \pi/3$:

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H \quad 200$$

Para engrenagens externas, aplicar $\theta = \pi/6$, este pode ser usado como um valor inicial na iteração da equação 200. Geralmente, a função converge após cinco iterações.

Cordal normal na raiz do dente, s_{Fn} , aplicar a equação 201.

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n} \right) \quad 201$$

Raio na raiz ρ_f , aplicar a equação 202.

$$\frac{\rho_f}{m_n} = \frac{\rho_{fPv}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (|z_n| \cos^2 \theta - 2G)} \quad 202$$

Braço do momento fletor, h_{Fe} , determinada através da equação 203.

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n} \right) \right] \quad 203$$

A tensão à flexão nominal, corresponde ao momento tissor a dividir pelo módulo da secção da engrenagem de acordo com a equação 204.

$$\sigma = \frac{F_b \cos \alpha_{Fen}}{\frac{1}{6} (b_{sFn}^2)} h_{Fe} \quad 204$$

$$F_b \frac{d_b}{2} = F_t \frac{d}{2} = F_w \frac{d_w}{2} \quad 205$$

Onde:

$$F_b = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{F_w}{\cos \alpha_w} \quad 206$$

$$\sigma = \left[\frac{\frac{h_{Fe}}{m} \cos \alpha_{Fen}}{\frac{1}{6} \left(\frac{s_{Fn}}{m} \right)^2 \cos \alpha} \right] \frac{F_t}{b m} = \frac{F_t}{b m} Y_F \quad 207$$

6.11.7 Fator de Correção de Tensão, Y_S

O fator Y_S , é aplicado como o intuito de conversão, ou seja, transpondo a tensão nominal na raiz dos dentes para tensão local na raiz dos dentes. Com este fator, é necessário ter em consideração:

- O efeito amplificador da tensão na mudança de secção no raio da raiz do dente;
- A avaliação do sistema de tensões na secção crítica da raiz do dente, (revela-se mais complexa do que a avaliação apresentada. Sendo evidenciado que a intensidade da tensão local na raiz do dente consiste em dois componentes, um influenciado pelo momento fletor e o outro pelo aumento com a proximidade da secção crítica da posição de aplicação da carga).

Este fator é responsável pela aplicação da carga no ponto externo do contacto dos dentes num par único da engrenagem. As equações associadas a este fator resultam de dados derivados da geometria de engrenagens externas com ângulo de pressão de 20° , resultando de medições e cálculos através de métodos de elementos finitos e equações integrais.

Para obter o fator de correção de tensão, através do método B, é aplicada a equação 208. Esta apenas é válida para uma gama $1 \leq q_S < 8$.

$$Y_S = (1,2 + 0,13 L) q_S^{\left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right]} \quad 208$$

Onde:

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}} \quad 209$$

Com:

$$q_S = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F} \quad 210$$

6.11.7.1 Fator de Correção da Tensão – Engrenagens com Entalhe no Raio

Nos casos em que existe um entalhe na zona do raio, resultando esta numa alteração de secção, irá proporcionar a concentração de tensões. Encontrando-se próximo da zona crítica, é necessário que o fator de correção de tensão seja superior. Nestes casos é utilizado o fator Y_{Sg} (equação 211), que substitui o fator Y_S .

$$Y_{Sg} = \frac{1,3 Y_S}{1,3 - 0,6 \sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}} \quad 211$$

Sendo valida para:

$$\sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}} < 2,0$$

Para este estudo, é necessário ter-se em consideração que os entalhes profundos nos raios em aços endurecidos, afetam severamente a resistência a flexão dos dentes.

6.11.8 Fator de Correção de Tensão, Y_{ST}

O valor do fator de correção de tensão, resulta de uma derivação de resultados experimentais em engrenagens padrão, onde foi determinado $Y_{ST} = 2$. Este fator poderá tomar outro valor, com base nos testes realizados aos elementos.

6.11.9 Fator Ângulo Hélice, Y_{β}

A tensão na raiz do dente é calculada para engrenagens de dentes retos virtuais, obtendo um valor preliminar que deve ser convertido com recurso ao fator do ângulo de hélice, para o caso das engrenagens helicoidais. Sendo assim possível aliviar a tensão na raiz dos dentes, atendendo a orientação oblíqua das linhas de contacto.

O valor do fator Y_{β} , pode ser obtido através da equação 212.

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120^{\circ}} \quad 212$$

Aplicar o valor de 1 quando $\varepsilon_{\beta} > 1$.

Aplicar o valor de 30° quando $\beta > 30^{\circ}$

6.11.10 Fator de Espessura Rim, Y_B

No caso das engrenagens que são constituídas por um aro e este não apresenta rigidez suficiente para suportar a raiz do dente, poderão ocorrer falhas por fadiga no aro em vez de na raiz do dente. O fator de espessura do *rim* é um método simplificado utilizado para compensar os cálculos detalhados de tensões e compressões quando estes não se encontram disponíveis. É necessário ter-se em atenção que nos casos de carregamentos mais críticos, este método deverá ser substituído por um método de análise mais pormenorizado.

O fator Y_B , pode ser obtido através da equação 213 e 214, de acordo com a condição.

Caso $s_R/h_t \geq 1,2$:

$$Y_B = 1 \quad 213$$

Caso $0,5 < s_R/h_t < 1,2$:

$$Y_B = 1,6 \ln \left(2,242 \frac{s_R}{h_t} \right) \quad 214$$

Caso $s_R/h_t \leq 0,5$ não aplicar fator.

6.11.11 Fator de Profundidade do Dente, Y_{DT}

As engrenagens de alta precisão, com uma relação de contacto $2 \leq \varepsilon_{\alpha n} < 2,5$, que apresentem correções de dentado, com o intuito de melhorar a distribuição da carga ao longo da zona de contacto, nestes casos σ_{F0} deverá ser ajustado através deste fator.

O fator Y_{DT} , pode ser obtido através da equação 215, 216 e 217, de acordo com a condição.

Para engrenagens de grau superior a 4.

$$Y_{DT} = 1 \quad 215$$

Caso $2,05 < \varepsilon_{\alpha n} \leq 2,5$ para engrenagens de grau inferior ou igual 4.

$$Y_{DT} = -0,666\varepsilon_{\alpha n} + 2,366 \quad 216$$

Caso $\varepsilon_{\alpha n} > 2,5$ para engrenagens de grau inferior ou igual 4.

$$Y_{DT} = 0,7 \quad 217$$

6.11.12 Fator de Vida, Y_{NT}

O presente fator é aplicado com o intuito de definir uma vida útil (número de ciclos de carga) que um dente poderá suportar uma determinada tensão na sua raiz, em comparação com a tensão admissível para 3×10^6 .

Os principais fatores que influenciam o fator de vida são:

- Material e tratamento térmico;
- Número de ciclos de carga;
- Critérios de falha;
- Características de operação;
- Rugosidade da superfície;
- Tensões residuais.

O fator Y_{NT} , para o método B, pode ser obtido através da Tabela 26.

Tabela 26 - Fator de Vida ^[25]

Material	Número de Ciclos de Carga	Fator Vida Z_{NT}
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.),	$N_L \leq 10^4, \text{estático}$	2,5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0
Eh, IF (root)	$N_L \leq 10^3, \text{estático}$	2,5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0
GG, GGG (ferr.), NT (nitr.), NV (nitr.~)	$N_L \leq 10^3, \text{estático}$	1,6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^3, \text{estático}$	1,1
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 até 1,0

6.11.13 Fator de Sensibilidade, $Y_{\delta T}$, Fator de Sensibilidade Relativo $Y_{\delta rel T}$

O fator de sensibilidade dinâmico ou estático, corresponde ao excedente do limite do material a partir do qual ocorre uma tensão capaz de causar fadiga ou rotura por sobrecarga na raiz do dente. O $Y_{\delta T}$, depende dos entalhes, material e do respetivo gradiente de tensão. O fator de sensibilidade relativo, corresponde a relação entre o fator de sensibilidade, onde se realiza uma comparação em relação a testes de padrão. O método B pode ser empregue para determinar os fatores de sensibilidade, neste método, os valores são derivados de testes de engrenagens com parâmetros de entalhe $q_{sT} = 2,5$. O fator $Y_{\delta rel T}$ para os limites de referência e de tensão estática, de qualquer engrenagem raramente se desvia de 1. Isto ocorre quando $q_{sT} = 2,5$, se encontra na faixa intermédia dos projetos comuns. O valor de referência de $Y_{\delta rel T} = 1$ para os equipamentos de teste com um fator de correção de tensão $Y_S = 2$.

O fator $Y_{\delta rel T}$ pode ser calculador através da equação 218.

$$Y_{\delta rel T} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta T}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' x^*}}{1 + \sqrt{\rho' x_T^*}} \quad 218$$

A espessura da camada de deslizamento ρ' , pode ser obtida através da Tabela 27 em função do material da engrenagem.

O gradiente de tensão relativo pode ser obtido através da equação 219.

$$x^* = x_p^*(1 + 2q_s) \quad 219$$

Com:

$$x_p^* = \frac{1}{5} \quad 220$$

O valor x_T^* para equipamentos de teste é obtido também através da equação 220, substituído $q_{sT} = 2,5$ por q_s .

Tabela 27 - Valores da espessura da camada de deslizamento [25]

Item	Material	ρ' [mm]
1	GG; $\sigma_B = 150N/mm^2$	0,3124
2	GG, GGG (ferr.); $\sigma_B = 300N/mm^2$	0,3095
3	NT, NV; para todas as durezas	0,1005
4	St; $\sigma_S = 300N/mm^2$	0,0833
5	St; $\sigma_S = 400N/mm^2$	0,0445
6	V, GTS, GGG (perl. Bai.); $\sigma_S = 500N/mm^2$	0,0281
7	V, GTS, GGG (perl. Bai.); $\sigma_S = 600N/mm^2$	0,0194
8	V, GTS, GGG (perl. Bai.); $\sigma_S = 800N/mm^2$	0,0064
9	V, GTS, GGG (perl. Bai.); $\sigma_S = 1000N/mm^2$	0,0014
10	Eh, IF (root); para todas as durezas	0,0030

6.11.14 Fatores de Superfície, Y_R , Y_{RT} e Fator de Superfície Relativo Y_{RrelT}

O fator de superfície, Y_R , tem influência na tensão da raiz do pé do dente numa condição superficial. Este fator encontra-se dependente do material e da rugosidade nas zonas da raiz do dente. O fator de superfície, difere da tensão estática para tensão dinâmica, o mesmo acontece com o fator Y_{RT} . Este último é aplicado para equipamentos de testes padrão.

Os fatores de superfície relativos têm como intuito, fazer a relação entre o fator de superfície de uma engrenagem com uma engrenagem de teste.

Além das características já referidas que influenciam a resistência à flexão, deverá também ser consideradas as tensões de compressão residuais e oxidações nos limites do grão. Quando os raios são *shot-peened* ou perfeitamente modelados, deverá substituir-se o valor por Y_{RrelT} . Nos casos de oxidação ou efeitos químicos, deverá substituir-se Y_{RrelT} , por um valor menor.

Para obter estes fatores a partir do método B, os valores de resistência do material são obtidos através da derivação de valores a partir dos resultados de engrenagens de testes, dos quais $R_{zT} = 10\mu m$.

De uma forma geral o valor de Y_{RrelT} encontra-se sempre próximo de 1, sendo $R_{zT} = 10\mu m$, um valor médio comum. Na condição estática também pode ser considerado $Y_{RrelT} = 1$.

Tensão de referência na faixa $R_z < 1\mu m$

- Para V, GGG (perl., bai.), Eh and IF (root):

$$Y_{RrelT} = 1,12 \quad 221$$

- Para St:

$$Y_{RrelT} = 1,07 \quad 222$$

- Para GG, GGG (ferr.) and NT, NV:

$$Y_{RrelT} = 1,025 \quad 223$$

Tensão de referência na faixa $1\mu m \leq R_z \leq 40\mu m$

- Para V, GGG (perl., bai.), Eh and IF (root):

$$Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529(R_z + 1)^{0,1} \quad 224$$

- Para St:

$$Y_{RrelT} = 5,306 - 4,203(R_z + 1)^{0,01} \quad 225$$

- Para GG, GGG (ferr.) and NT, NV:

$$Y_{RrelT} = 4,299 - 3,259(R_z + 1)^{0,0058} \quad 226$$

Tensão Estática:

$$Y_{RrelT} = 1,0 \quad 227$$

6.11.15 Fator de Tamanho, Y_X

O fator de tamanho, tem em consideração a influência do tamanho na provável distribuição dos pontos fracos na estrutura do material. O gradiente de tensão, que de acordo com a teoria da resistência dos materiais, diminui com o aumento das dimensões e qualidade do material.

O fator de tamanho deve de ser determinado separadamente para o pinhão e roda. Os elementos que influenciam este fator são:

- Material;
- Tratamentos térmicos (profundidade e uniformização do endurecimento);
- Módulo.

O método B, para o fator de tamanho, funciona como nos outros casos. Os resultados deste são baseados em resultados de testes de engrenagens.

Os valores de Y_x , são obtidos através de interpolação linear entre os valores da tensão de referência e da tensão estática, Y_x , podendo ser obtidos na Tabela 28.

Tabela 28 - Fator de Tamanho (Raiz) [25]

Material	Módulo Normal m_n	Fator de Tamanho Y_x
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.),	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n \leq 30$	$Y_x = 1,03 - 0,006m_n$
	$30 \leq m_n$	$Y_x = 0,85$
Eh, IF (root), NT, NV	Para 3×10^6 ciclos	
	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n \leq 25$	$Y_x = 1,05 - 0,01m_n$
GG, GGG (ferr.)	$25 \leq m_n$	$Y_x = 0,8$
	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n \leq 25$	$Y_x = 1,075 - 0,015m_n$
GG, GGG (ferr.)	$25 \leq m_n$	$Y_x = 0,7$
	---	$Y_x = 1,0$
Todos os materiais para tensão estática	---	$Y_x = 1,0$

6.12 Tabela de Conversão de Durezas

Tabela 29 - Conversão de Durezas ^[28]

Dureza Rockwell "C"	Dureza Brinell	Dureza Vickers	Dureza Rockwell "A"	Dureza Rockwell "B"	Dureza Rockwell "D"	Dureza Shore
HRC	HB	HV	HRA	HRB	HRD	HS
68	---	940	85,6	---	76,9	97
67	---	900	85,0	---	76,1	95
66	---	865	84,5	---	75,4	92
65	739	832	83,9	---	74,5	91
64	722	800	83,4	---	73,8	88
63	705	772	82,8	---	73,0	87
62	688	746	82,3	---	72,2	85
61	670	720	81,8	---	71,5	83
60	654	697	81,2	---	70,7	81
59	634	674	80,7	---	69,9	80
58	615	653	80,1	---	69,2	78
57	595	633	79,6	---	68,5	76
56	577	613	79,0	---	67,7	75
55	560	595	78,5	---	66,9	74
54	543	577	78,0	---	66,1	72
53	525	560	77,4	---	65,4	71
52	512	544	76,8	---	64,6	69
51	496	528	76,3	---	63,8	68
50	481	513	75,9	---	63,1	67
49	469	498	75,2	---	62,1	66
48	455	484	74,7	---	61,4	64
47	443	471	74,1	---	60,8	63
46	432	458	73,6	---	60,0	62
45	421	446	73,1	---	59,2	60
44	409	434	72,5	---	58,5	58
43	400	423	72,2	---	57,7	57
42	390	412	71,5	---	56,9	56
41	381	402	70,9	---	56,2	55
40	371	392	70,4	---	55,4	54
39	362	382	69,9	---	54,6	52
38	353	372	69,4	---	53,8	51
37	344	363	68,9	---	53,1	50
36	336	354	68,4	(109,0)	52,3	49
35	327	345	67,9	(108,5)	51,5	48
34	319	336	67,4	(108,0)	50,8	47
33	311	327	66,8	(107,5)	50,0	46
32	301	318	66,3	(107,0)	49,2	44
31	294	310	65,8	(106,0)	48,4	43
30	286	302	65,3	(105,5)	47,7	42
29	279	294	64,7	(104,5)	47,0	41
28	271	286	64,3	(104,0)	46,1	41
27	264	279	63,8	(103,0)	45,2	40
26	258	272	63,3	(102,5)	44,6	38
25	253	266	62,8	(101,5)	43,8	38
24	247	260	62,4	(101,0)	43,1	37
23	243	254	62,0	100,0	42,1	36
22	237	248	61,5	99,0	41,6	35
21	236	243	61,0	98,5	40,9	35
20	236	238	60,5	97,8	40,1	34
(18)	219	230	---	96,7	---	33
(16)	212	222	---	95,5	---	32
(14)	203	213	---	93,9	---	31
(12)	194	204	---	92,3	---	29
(10)	187	196	---	90,7	---	28