

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

**VINICIUS VIGNATTI**

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL COMPARATIVA ENTRE UM  
CONJUNTO REDUTOR DE ENGRENAGENS CONCORRENTE IMPORTADO COM  
UM MODELO EQUIVALENTE DE REFERÊNCIA NACIONAL**

**BENTO GONÇALVES  
2020**

**VINICIUS VIGNATTI**

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL COMPARATIVA ENTRE UM  
CONJUNTO REDUTOR DE ENGRENAGENS CONCORRENTE IMPORTADO COM  
UM MODELO EQUIVALENTE DE REFERÊNCIA NACIONAL**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenharia Mecânica. Área de concentração: Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Me. Eng. Vagner Grison

**BENTO GONÇALVES  
2020**

**VINICIUS VIGNATTI**

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL COMPARATIVA ENTRE UM  
CONJUNTO REDUTOR DE ENGRENAGENS CONCORRENTE IMPORTADO COM  
UM MODELO EQUIVALENTE DE REFERÊNCIA NACIONAL**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como requisito  
parcial à obtenção do grau de Engenharia  
Mecânica. Área de concentração: Projeto  
Mecânico.

Aprovado em \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_.

**Banca Examinadora**

Prof. Me. Eng. Mec. Wagner Grison  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Dr. Eng. Prod. Marcos Alexandre Luciano  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Eng. Mec. Renato Hansen  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

## RESUMO

O trabalho apresentou o desenvolvimento de um estudo referente a redutores de velocidade de engrenagens, e fez uma análise de resultados comparativos entre dois redutores de mesma classe fabricados por dois fabricantes distintos, um redutor concorrente importado e outro de referência nacional. A característica mais evidente do redutor concorrente importado, e que motivou para a realização deste trabalho foi a carcaça polimérica. Os cálculos analíticos foram executados para avaliar os parâmetros individuais dos elementos de máquina, engrenagens, mancais e eixos disponíveis na literatura clássica a fim de avaliar as características mecânicas e comparar com as características existentes no redutor de referência. O desempenho do conjunto requer a realização de ensaios de bancada que já são padronizados dentro da empresa para avaliar seus próprios redutores. Os dois redutores foram aprovados em todos os testes realizados. Apesar da carcaça polimérica, o redutor concorrente obteve resultados de temperatura de funcionamento semelhantes ao redutor de referência. Os resultados de coeficientes de segurança dos elementos de máquina também mostraram a possibilidade de maior redução de custos de fabricação comparativos ao redutor de referência. Através dos resultados dos ensaios foi possível avaliar os dados e propor melhorias de projeto tanto no redutor concorrente quanto no redutor de referência, através dos pontos positivos e negativos de cada um.

**Palavras-chave:** redutor de velocidade, engrenagem helicoidal, temperatura, torque, vibração.

## ABSTRACT

The work presented the development of a study related to gear speed reducers, and made an analysis of comparative results between two reducers of the same class manufactured by two different manufacturers, an imported competitor reducer and a national reference. The most evident characteristic of the imported competitive reducer, and which motivated this work, was the polymeric housing. Analytical calculations were performed to evaluate the individual parameters of the machine elements, gears, bearings and shafts available in classical literature in order to evaluate the mechanical characteristics and compare them with the characteristics existing in the reference gearbox. The performance of the set requires the performance of bench tests that are already standardized within the company to evaluate its own gearboxes. Both gearboxes have passed all tests performed. Despite the polymeric housing, the competitor gear unit achieved operating temperature results similar to the reference gear unit. The results of safety coefficients of the machine elements also showed the possibility of greater reduction in manufacturing costs compared to the reference gearbox. Through the test results, it was possible to evaluate the data and propose design improvements both in the concurrent gearbox and in the reference gearbox, through the positive and negative points of each one.

**Key-Words:** speed reducer, helical gear, temperature, torque, vibration.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fator de espessura de borda $K_b$ .....	22
Figura 2 - Engrenagem cônica. ....	25
Figura 3 - Vista em corte de um rolamento de esferas.....	27
Figura 4 - Forças geradas por uma engrenagem. ....	28
Figura 5 - Cargas de eixo. ....	30
Figura 6 - Fluxograma do trabalho. ....	33
Figura 7 - Estágios do redutor concorrente. ....	35
Figura 8 - Foto de catálogo do (a) redutor concorrente e do (b) redutor de referência. .....	35
Figura 9 - Medição da engrenagem $p_2$ do redutor concorrente. ....	36
Figura 10 - Comparação dimensões dos eixos. (a) concorrente e (b) referência.....	40
Figura 11 – Eixo (a) e Flange (b) montados no redutor concorrente.....	41
Figura 12 – Bancada de testes na fase de ensaios do redutor concorrente. ....	42
Figura 13 - Norma ISO 10816 - Níveis de vibração.....	43
Figura 14 - Posição de trabalho do redutor concorrente (a) e redutor referência (b) na bancada de testes. ....	44
Figura 16 - Teste de Estanquidade. ....	48
Figura 17 - Gráfico de Torque comparativa.....	50
Figura 18 - Gráfico de Temperatura comparativa.....	52
Figura 19 - Vibração no início do experimento do Redutor de Referência. ....	53
Figura 20 - Vibração no final do experimento do Redutor de Referência.....	54
Figura 21 - Vibração no início do experimento do Redutor Concorrente.....	54
Figura 22 - Vibração no final do experimento do Redutor Concorrente. ....	55

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Semelhanças fundamentais entre o redutor concorrente e referência. ....	34
Tabela 2 - Medições das engrenagens do primeiro estágio.....	37
Tabela 3 - Medições das engrenagens do segundo estágio. ....	38
Quadro 4 - Comparativo de dimensões dos mancais [mm].....	39
Tabela 5 - Coeficientes de segurança e tensões das engrenagens do primeiro estágio.....	45
Tabela 6 - Coeficientes de segurança e tensões das engrenagens do segundo estágio.....	46
Tabela 7 - Vida estimada dos rolamentos. ....	46
Tabela 8 - Coeficientes de segurança do eixo de saída.....	47

## LISTA DE SÍMBOLOS

$i$	Razão de engrenamento
$Z_1$	Número de dentes da engrenagem 1
$Z_2$	Número de dentes da engrenagem 2
$Z_3$	Número de dentes da engrenagem 3
$Z_4$	Número de dentes da engrenagem 4
$C$	Distância entre centros (mm)
$m$	Módulo (mm/dente)
$\Psi$	Ângulo de hélice ( $^\circ$ )
$D_p$	Diâmetro de referência (mm)
$d_f$	Diâmetro interno (mm)
$h_a$	Fator de altura da cabeça
$c$	Fator de folga radial
$x$	Coefficiente de correção do dente
$d_a$	Diâmetro externo (mm)
$\phi_t$	Ângulo de pressão transversal de referimento ( $^\circ$ )
$\phi$	Ângulo de pressão ( $^\circ$ )
$\phi_n$	Ângulo de pressão normal ( $^\circ$ )
$\Psi_b$	Ângulo de hélice de base ( $^\circ$ )
$d_b$	Diâmetro básico da engrenagem (mm)
$\phi_{wt}$	Ângulo de pressão transversal de funcionamento ( $^\circ$ )
$m_p$	Razão de contato transversal
$m_F$	Razão de contato axial
$B_u$	Largura da engrenagem (mm)
$P_x$	Passo axial (mm)
$W_t$	Força tangencial no dente da engrenagem (N)
$T_p$	Torque aplicado à engrenagem, chaveta e eixo (Nmm)
$T_s$	Torque na saída do redutor (Nmm)
$i_x$	Razão de engrenamento no estágio analisado
$n_x$	Rendimento no estágio analisado
$W_r$	Força radial no dente da engrenagem (N)

$W_a$	Força axial no dente da engrenagem (N)
$W$	Força total no dente da engrenagem (N)
$\sigma_b$	Tensão de flexão (Mpa)
$J$	Fator de geometria de flexão da AGMA
$K_a$	Fator de aplicação
$K_m$	Fator de distribuição de carga
$K_v$	Fator dinâmico ou fator de velocidade
$K_S$	Fator de tamanho
$K_B$	Fator de flexão de anel
$K_I$	Fator de ciclo de carga
$C_{mc}$	Fator de correção de carga
$C_{pf}$	Fator de proporção do pinhão
$C_{pm}$	Modificador da proporção do pinhão
$C_{ma}$	Fator de alinhamento do engrenamento
$C_e$	Fator de correção do alinhamento de engrenamento
$V_t$	Velocidade da linha de referência (m/s)
$m_B$	Razão de recuo
$t_r$	Espessura da borda medida do diâmetro da raiz do dente até o diâmetro interno da borda (mm)
$h_t$	Profundidade total do dente (mm)
$\sigma_c$	Tensão de superfície (MPa)
$C_p$	Coeficiente elástico $[(N/mm^2)^{0,5}]$
$I$	Fator de geometria de superfície da AGMA
$K_f$	Coeficiente de acabamento superficial
$\nu_p$	Coeficiente de Poisson para o pinhão
$\nu_g$	Coeficiente de Poisson para a engrenagem
$E_p$	Módulo de elasticidade para o pinhão (MPa)
$E_g$	Módulo de elasticidade para a engrenagem (MPa)
$p_p$	Raio de curvatura dos dentes do pinhão (mm)
$p_g$	Raio de curvatura dos dentes da engrenagem (mm)
$d_p$	Diâmetro de referência do pinhão (mm)
$m_N$	Razão de divisão de carga

$L_{\min}$	Comprimento mínimo das linhas de contato (mm)
$n_r$	Parte fracional de $m_p$
$n_a$	Parte fracional de $m_F$
$r_p$	Raio de referência do pinhão (mm)
$a_p$	Adendo do pinhão (mm)
$r_g$	Raio de referência da coroa (mm)
$a_g$	Adendo da coroa (mm)
$S_{fb}$	Resistência à fadiga de flexão corrigida (MPa)
$K_L$	Fator de vida para engrenagens
$K_T$	Fator de temperatura para engrenagens
$K_R$	Fator de confiabilidade para engrenagens
$S'_{fb}$	Resistência à fadiga de flexão (MPa)
$T_F$	Temperatura do óleo de lubrificação da engrenagem (°F)
$S_{fc}$	Resistência à fadiga de superfície corrigida (MPa)
$C_L$	Fator de vida de superfície
$C_H$	Fator de razão de dureza
$S'_{fc}$	Resistência à fadiga de superfície (MPa)
$N_b$	Coefficiente de segurança contra falha de flexão
$N_c$	Coefficiente de segurança contra falha de superfície
$F$	Força atuante na chaveta (N)
$D$	Diâmetro do eixo na seção de interesse (mm)
$\sigma_{atc}$	Tensão atuante de compressão na chaveta (MPa)
$L$	Comprimento plano da chaveta (mm)
$h$	Altura da chaveta em contato com o eixo (mm)
$t$	Altura restante da chaveta que não está em contato com o eixo (mm)
$\tau_{ats}$	Tensão atuante de cisalhamento na chaveta (MPa)
$b$	Largura da chaveta (mm)
$\sigma'_a$	Tensão de Von Misses adaptada (MPa)
$N_f$	Coefficiente de segurança por cisalhamento
$S_e$	Resistência à fadiga corrigida do material (MPa)
$N_s$	Coefficiente de segurança por compressão
$S_y$	Tensão de escoamento do material (MPa)
$C_{CARREG}$	Fator devido à solicitação

$C_{TAMANHO}$	Fator de tamanho
$C_{SUPERF}$	Fator de superfície
$C_{TEMP}$	Fator de temperatura
$C_{CONF}$	Fator de confiabilidade
$S'_e$	Limite de fadiga estimado (MPa)
$S_{ut}$	Limite de resistência à tração (MPa)
Q	Diâmetro externo do rolamento (mm)
q	Diâmetro interno do rolamento (mm)
B	Espessura do rolamento (mm)
r	Raio de concordância do rolamento (mm)
$F_a$	Força axial (N)
$F_r$	Força radial (N)
$F_t$	Força tangencial (N)
$R_r$	Reação resultante no rolamento (N)
$R_y$	Reação no eixo y proveniente da força atuante no plano xy (N)
$R_z$	Reação no eixo z proveniente da força atuante no plano xz (N)
$L_h$	Vida nominal do rolamento em horas
P	Carga dinâmica equivalente do rolamento (N)
$f_n$	Fator de velocidade
$C_b$	Capacidade de carga dinâmica (N)
$V_p$	Velocidade periférica do eixo (m/s)
rpm	Revoluções por minuto do eixo (rev/min)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	13
1.1	JUSTIFICATIVA.....	14
1.2	OBJETIVO GERAL.....	14
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	16
2.1.	ENGRENAGENS.....	16
<b>2.1.1</b>	<b>Engrenagens Helicoidais Paralelas</b> .....	16
<b>2.1.2</b>	<b>Engrenagens Cônicas Espirais</b> .....	24
2.2	ROLAMENTOS.....	27
2.3	EIXOS.....	29
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	32
3.1	CARACTERÍSTICAS GERAIS DO REDUTOR CONCORRENTE E REFERÊNCIA .....	34
3.2	MEDIÇÕES E CÁLCULOS.....	36
<b>3.2.1</b>	<b>Engrenagens</b> .....	36
<b>3.2.2</b>	<b>Mancais de Rolamento</b> .....	39
<b>3.2.3</b>	<b>Eixo</b> .....	40
3.3	REALIZAÇÃO DOS TESTES .....	41
<b>3.3.1</b>	<b>Teste de estanqueidade</b> .....	41
<b>3.3.2</b>	<b>Teste de torque</b> .....	41
<b>3.3.3</b>	<b>Teste de Temperatura</b> .....	42
<b>3.3.4</b>	<b>Teste de Vibração</b> .....	43
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	44
4.1	ENGRENAGENS.....	44
4.2	MANCAIS DE ROLAMENTO.....	46
4.3	EIXO .....	47
4.4	ESTANQUEIDADE .....	48
4.5	TORQUE .....	49
4.6	TEMPERATURA.....	51

4.7	VIBRAÇÃO .....	53
4.8	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	55
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>56</b>
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	56
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>57</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Segundo Saluto de Andrade (2013), um redutor de velocidade é composto de engrenagens cônicas ou cilíndricas, de dentes retos ou helicoidais, ou com um conjunto de parafuso e rosca sem-fim, com a finalidade de reduzir a velocidade de um determinado eixo de transmissão de máquina, conseqüentemente havendo um aumento de torque transmitido.

Atualmente no mercado de redutores de velocidade, existe uma forte concorrência em engrenamentos cada vez mais eficientes, onde é possível fazer a pesquisa e entendimento baseado em um comparativo entre redutores de determinados fabricantes, principalmente entre redutores nacionais e importados, pois os importados apresentam possíveis melhorias que podem ainda não ser desenvolvidas nos redutores nacionais.

Sendo assim, o trabalho abordará a avaliação analítica e experimental de um redutor de velocidade de dois estágios, com engrenagens helicoidais paralelas e cônicas espirais, e carcaça de polímero, importado, com o intuito de ser comparado com um redutor de mesma categoria, com carcaça de ferro fundido, que está na linha de produtos de um fabricante de redutores localizado no Rio grande do Sul, em Bento Gonçalves na serra gaúcha.

Segundo Carelli (2018), os polímeros são amplamente encontrados nos setores da construção civil com melhores desempenhos, na indústria automobilística, farmacêutica, e em várias aplicações. Conseqüentemente o uso de materiais poliméricos no ramo da indústria para finalidades como este trabalho em questão, estar sendo aplicado em uma carcaça de um redutor concorrente é uma novidade para a empresa nacional que tradicionalmente utiliza o ferro fundido como material de carcaças.

Serão apresentados os cálculos dos elementos clássicos de máquinas tais como as engrenagens, mancais e eixos deste redutor importado sendo analisados com cálculos analíticos e critérios de falha obtidos na literatura clássica, através de medições obtidas no modelo que a empresa adquiriu para fazer o experimento.

O desempenho geral do redutor, incluindo os efeitos ainda desconhecidos que podem vir a ser decorrentes da carcaça polimérica, serão avaliados por meio de ensaios de bancada. Os testes serão realizados dentro dos padrões de exigência estabelecidos pela empresa fabricante nacional de redutores situada na serra

gaúcha do Rio grande do sul, e os resultados finais obtidos serão avaliados comparativamente em relação ao redutor nacional que a empresa fabrica.

### 1.1 JUSTIFICATIVA

Embora materiais compósitos poliméricos sejam amplamente utilizados pela indústria, a sua aplicação como matéria-prima de carcaças de redutores ainda é uma novidade, especialmente para a empresa de referência que sempre utilizou o ferro fundido para isso. Os materiais poliméricos se mostram promissores como matéria-prima de carcaças de redutores que operam em atmosferas corrosivas, ou em aplicações em ambientes com grandes presenças de água ou submersas. Outra vantagem dos materiais poliméricos sobre o ferro fundido seria a massa específica, deixando o redutor mais leve.

Do ponto de vista do processo, embora o investimento numa matriz de injeção seja maior do que um molde de fundição, existe a perspectiva de redução de custo por unidade fabricada de carcaça. Por outro lado, os materiais poliméricos apresentam propriedades físicas que os distinguem consideravelmente dos metálicos, especialmente a menor rigidez, menor condutividade térmica, maior coeficiente de expansão térmica linear e temperaturas admissíveis de trabalho mais baixas. Para avaliar o desempenho do redutor concorrente, é necessário compará-lo com o redutor de referência com características cinemáticas e dinâmicas semelhantes.

### 1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é a análise teórica e experimental comparativa de um conjunto redutor de engrenagens de carcaça polimérica com um modelo equivalente com carcaça de ferro fundido.

### 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos do trabalho são:

- a) Caracterizar geometricamente os componentes mecânicos dos redutores;
- b) Desenvolver os cálculos analíticos das engrenagens, eixos e mancais com base na literatura clássica;

- c) Submeter os redutores a testes de bancada sob condições idênticas;
- d) Avaliar comparativamente os resultados obtidos dos procedimentos analíticos e dos experimentos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo a apresentação dos conceitos, tópicos e informações técnicas necessárias para as atividades que são estruturas para o desenvolvimento do projeto.

### 2.1. ENGRENAGENS

Podem ser divididas em engrenagens rosca sem-fim, com dentes retos ou com dentes inclinados (helicoidais). Sua fabricação para redutores industriais possuem um alto grau de precisão. As engrenagens dimensionadas neste trabalho serão as helicoidais paralelas e helicoidais cônicas espirais apresentadas conforme os cálculos a seguir.

#### 2.1.1 Engrenagens Helicoidais Paralelas

Segundo Shigley (2005), as engrenagens helicoidais possuem dentes inclinados em relação ao eixo de rotação e o principal motivo dessa geometria é a diminuição de vibração e ruído devido ao contato gradual dos dentes.

Scaravonatti (2020) realizou testes em redutores que compartilhavam as mesmas engrenagens (conceito de intercambialidade) e para avaliar o comportamento realizou testes de estanqueidade, vibração, temperatura e rodagem, para confirmar se os redutores estavam adequados para o funcionamento. O teste de estanqueidade foi feito primeiramente, via pressão interna de ar comprimido. Após isso foi feito o teste de vibração com acelerômetro registrando formas de onda e espectros de vibração. A avaliação de temperatura foi feita em intervalos de 15 minutos durante um período de 180 minutos, nesse mesmo tempo foi executado o teste de rodagem em uma bancada com torquímetro acoplado no eixo de saída.

Segundo González (2001), se conhecidas algumas características geométricas iniciais, é possível realizar o dimensionamento geométrico completo de engrenagens helicoidais, que seriam os pares de pinhão e coroa, são elas: número de dentes, módulo, ângulo de hélice, largura, ângulo de pressão, fator de folga radial, fator de altura da cabeça e fator de correção do dente.

Para o cálculo da razão de engrenamento, utiliza-se a Equação 1. O termo  $Z_c/Z_p$  pode ser multiplicado quantas vezes forem necessárias de acordo com o

número de estágios do redutor. Neste caso trabalharemos com dois estágios de engrenagens.

$$i = \frac{Z_{c1}}{Z_{p1}} \cdot \frac{Z_{c2}}{Z_{p2}} \quad (1)$$

Onde,

$i$  é a razão de redução;

$Z_{p1}$  é o n° de dentes do pinhão 1 [-];

$Z_{c1}$  é o n° de dentes da coroa 2 [-];

$Z_{p2}$  é o n° de dentes do pinhão 3 [-];

$Z_{c2}$  é o n° de dentes da coroa 4 [-].

Para o cálculo da distância entre centros dos pares de engrenagens, utiliza-se a Equação 2.

$$C = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2\cos\Psi} \quad (2)$$

Onde,

$C$  é a distância entre centros do par [mm];

$m$  é o módulo [mm/dente];

$Z_1$  é o n° de dentes do pinhão [-];

$Z_2$  é o n° de dentes da coroa [-];

$\Psi$  é o ângulo de hélice [°].

Conforme a Equação 3 é possível encontrar o diâmetro de referência ou diâmetro primitivo.

$$D_p = \frac{m \cdot Z}{\cos(\Psi)} \quad (3)$$

Onde,

$D_p$  é o Diâmetro de referência da engrenagem [mm];

$m$  é o módulo da engrenagem [mm/dente];

$Z_1$  é o n° de dentes do pinhão [-];

$Z_2$  é o n° de dentes da coroa [-];

$\Psi$  é o ângulo de hélice [°].

O ângulo de pressão transversal de referência é calculado conforme a Equação 4.

$$\phi_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\Psi)} \right) \quad (4)$$

Onde,

$\phi_t$  é o ângulo de pressão transversal de referimento [°];

$\phi_n$  é o ângulo de pressão normal [°];

$\Psi$  é o ângulo de hélice [°].

É necessário que seja calculado o diâmetro básico da engrenagem, conforme a Equação 5.

$$d_b = D_p \cdot \cos(\phi_t) \quad (5)$$

Onde,

$d_b$  é o diâmetro básico da engrenagem [mm];

$D_p$  é o diâmetro primitivo [mm];

$\phi_t$  é o ângulo de pressão transversal de referimento [°].

O cálculo do ângulo de pressão transversal de funcionamento é realizado conforme a Equação 6.

$$\phi_{wt} = \cos^{-1} \left( \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2 \cdot C} \right) \quad (6)$$

Onde,

$\phi_{wt}$  é o ângulo de pressão transversal de funcionamento [°].

A Equação 7 é utilizada para o número de dentes que estarão em contato imediatamente no momento do engrenamento, sendo definido pela razão de contato transversal ( $m_p$ ).

$$m_p = \frac{0,5 \cdot \left[ \sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)} + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)} \right] - C \cdot \sin(\phi_{wt})}{m \cdot \pi \cdot \left( \frac{\cos(\phi_t)}{\cos(\Psi)} \right)} \quad (7)$$

Onde,

$m_p$  é a razão de contato transversal [-];

$d_{a1}$  é o diâmetro de base do pinhão [mm];

$d_{b1}$  é o diâmetro de base do pinhão [mm];

$d_{a2}$  é o diâmetro de base da coroa [mm];

$d_{b2}$  é o diâmetro de base da coroa [mm].

A razão de contato axial ( $m_F$ ) mostra o índice de contato helicoidal no engrenamento na direção axial. Calcula-se através da Equação 8.

$$m_F = \frac{B_u \cdot \sin(\Psi)}{m \cdot \pi} \quad (8)$$

Onde,

$m_F$  é a razão de contato axial;

$B_u$  é a largura da engrenagem [mm];

$\Psi$  é o ângulo de hélice [°];

$m$  é o módulo da engrenagem [mm/dente].

Para encontrar a força tangencial do engrenamento, ela é uma combinação entre a componente do ângulo de pressão e o ângulo de hélice. É definida conforme a Equação 9.

$$W_t = \frac{2 \cdot T_p}{D_p} \quad (9)$$

Onde,

$W_t$  é a força tangencial [N];

$T_p$  é o torque aplicado à engrenagem [Nmm];

$D_p$  é o diâmetro primitivo [mm].

Para o cálculo do torque em uma determinada engrenagem do redutor de velocidade, utiliza-se a Equação 10.

$$T_p = \frac{T_s}{i_x} \cdot \frac{1}{n_x} \quad (10)$$

Onde,

$T_s$  é o torque na saída do redutor [Nmm];

$i_x$  é a razão de engrenamento do estágio analisado;

$n_x$  é o rendimento no estágio analisado.

Quanto ao rendimento, segundo à Geremia Redutores (2021), utiliza-se na prática 2% de perdas por estágio, ou seja, rendimento de 98% em cada par helicoidal. Neste caso, por exemplo, um redutor de velocidade com dois estágios de engrenagens helicoidais terá um rendimento de 96%.

Segundo Norton (2004), as componentes radial e axial das forças atuantes numa engrenagem helicoidal, bem como a força resultante podem ser obtidas analiticamente como uma função da força tangencial, como mostram as equações 11, 12 e 13.

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (11)$$

$$W_a = W_t \tan \Psi \quad (12)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \Psi \cos \phi_n} \quad (13)$$

Onde,

$W_r$  é a força radial [N];

$W_a$  é a força axial [N];

$W$  é a força total gerada [N].

Para o cálculo da tensão de flexão do dente conforme a norma AGMA, é utilizada a Equação 14.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot B_u \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} K_S \cdot K_B \cdot K_I \quad (14)$$

Onde,

$\sigma_b$  é a tensão de flexão [MPa];

$J$  é o fator de geometria de flexão da AGMA;

$K_a$  é o fator de aplicação;

$K_m$  é o fator de distribuição de carga;

$K_v$  é o fator dinâmico ou fator de velocidade;

$K_S$  é o fator de tamanho;

$K_B$  é o fator de flexão de anel;

$K_I$  é o fator de ciclo de carga.

Segundo Norton (2004), para calcular a tensão de flexão do dente, os valores do fator de geometria de flexão da AGMA é uma razão que varia conforme o número de dentes do pinhão e da coroa, conforme mostra o Anexo A.

O fator de aplicação ( $K_a$ ) se refere a equipamentos que não transmitem cargas ou torques uniformes ao longo do tempo, conforme mostra o Anexo B.

Norton (2004) informa também que o fator de distribuição de carga ( $K_m$ ) relaciona um possível desalinhamento axial ou desvio na forma do dente que pode comprometer a força tangencial da engrenagem ( $W_t$ ), não sendo distribuída igualmente sobre a face dos dentes.

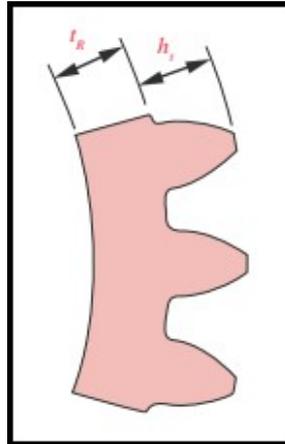
O fator dinâmico ( $K_v$ ) avalia a precisão da engrenagem, baseado nas cargas de vibração, dentes de pior qualidade pioram o coeficiente devido aos impactos entre o engrenamento. A norma AGMA fornece curvas de análise empírica para  $K_v$  e função da velocidade  $V_t$  que variam com o índice de qualidade  $Q_v$ , conforme mostrado no Anexo D, segundo Norton (2004).

Para o fator de tamanho ( $K_S$ ), a norma AGMA solicita que o mesmo seja igual a 1,00 caso o módulo da engrenagem seja de 5,00 que corresponde à maioria das aplicações da indústria. Para módulos acima de 5,00, conforme Norton (2004) deve-se considerar a Equação 15.

$$K_S = 1 + (m - 5)^{1,2} \cdot 0,025 \quad (15)$$

A norma AGMA define uma razão de recuo ( $m_B$ ) que é a razão entre a espessura  $t_R$  e  $h_t$  da figura, para definir um fator de espessura de borda utilizado em engrenagens em formato de anel, conforme ilustrado na Figura 1.

Figura 1 - Fator de espessura de borda Kb.



Fonte: Adaptado de Norton (2004).

O fator de ciclo de carga ( $K_I$ ) é definido conforme a posição da engrenagem, sendo igual a 1,42 para engrenagens intermediárias e igual a 1,00 para engrenagens de extremidade. Uma engrenagem intermediária está sujeita a mais ciclos de fadiga e cargas alternantes maiores que as engrenagens de extremidade, devido a estar engrenado em somente um dos lados, segundo Norton (2004).

O nível de tensão de contato é determinado pela Equação 16.

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{B_u \cdot l \cdot D_p} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_S \cdot K_f} \quad (16)$$

Sendo:

$\sigma_c$  é a tensão de superfície [MPa];

$C_p$  é o coeficiente elástico  $[(N/mm^2)^{0,5}]$ ;

$W_t$  é a força resultante [N];

$B_u$  é a largura da engrenagem [mm];

$l$  é o fator de geometria de superfície conforme a AGMA;

$K_f$  é o coeficiente de acabamento superficial.

A AGMA desconsidera valores para fatores de acabamento superficial ( $K_f$ ), aplica-se 1,00 para engrenagens fabricadas por métodos convencionais.

O fator de forma  $l$  é utilizado para ser um parâmetro de ajuste de tensão que está diretamente relacionado com aspectos geométricos do par engrenado. Para o cálculo do fator de forma conforme a AGMA para pares de engrenagens helicoidais que, segundo Norton (2004) é aplicado conforme a Equação 17.

$$I = \frac{\cos(\Phi)}{\left(\frac{1}{p_p} + \frac{1}{p_g}\right) \cdot D_p \cdot m_N} \quad (17)$$

Onde:

$p_p$  é o raio de curvatura dos dentes do pinhão [mm];

$p_g$  é o raio de curvatura dos dentes da coroa [mm];

$D_p$  é o diâmetro de referência do pinhão [mm];

$m_N$  é a razão de divisão de carga [-].

A fórmula que corrige a resistência à fadiga de flexão das engrenagens é definida conforme a Equação 18.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S'_{fb} \quad (18)$$

Onde,

$S_{fb}$  é a resistência à fadiga de flexão corrigida [MPa];

$K_L$  é o fator de vida sob fadiga de flexão para engrenagens;

$K_T$  é o fator de temperatura para engrenagens;

$K_R$  é o fator de confiabilidade de engrenagens;

$S'_{fb}$  é a resistência à fadiga de flexão [MPa], determinado através do Anexo E.

Norton (2004) afirma que o fator de vida para as engrenagens deve ser analisado conforme mostrado no Anexo F, definindo o número de ciclos da engrenagem com relação à dureza do material.

A resistência à fadiga de superfície corrigida para engrenagens é aplicada conforme a Equação 19.

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{K_T \cdot K_R} \cdot S'_{fc} \quad (19)$$

Onde,

$S_{fc}$  é a Resistência à fadiga de superfície corrigida [MPa];

$C_L$  é a Fator de vida de superfície;

$C_H$  é a Fator de razão de dureza (somente aplicado para desgaste da coroa);  
 $S'_{fc}$  é a Resistência à fadiga de superfície [MPa], determinada através do Anexo G.

Para cálculo do coeficiente de segurança contra falha de flexão, combina-se a divisão da resistência de flexão corrigida com a tensão de flexão suportada por cada engrenagem, conforme mostra a Equação 20.

$$CS_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (20)$$

Para cálculo do coeficiente de segurança contra falha de superfície, combina-se a divisão da carga real com tensão crítica igual à resistência de flexão corrigida do material conforme mostra a Equação 21.

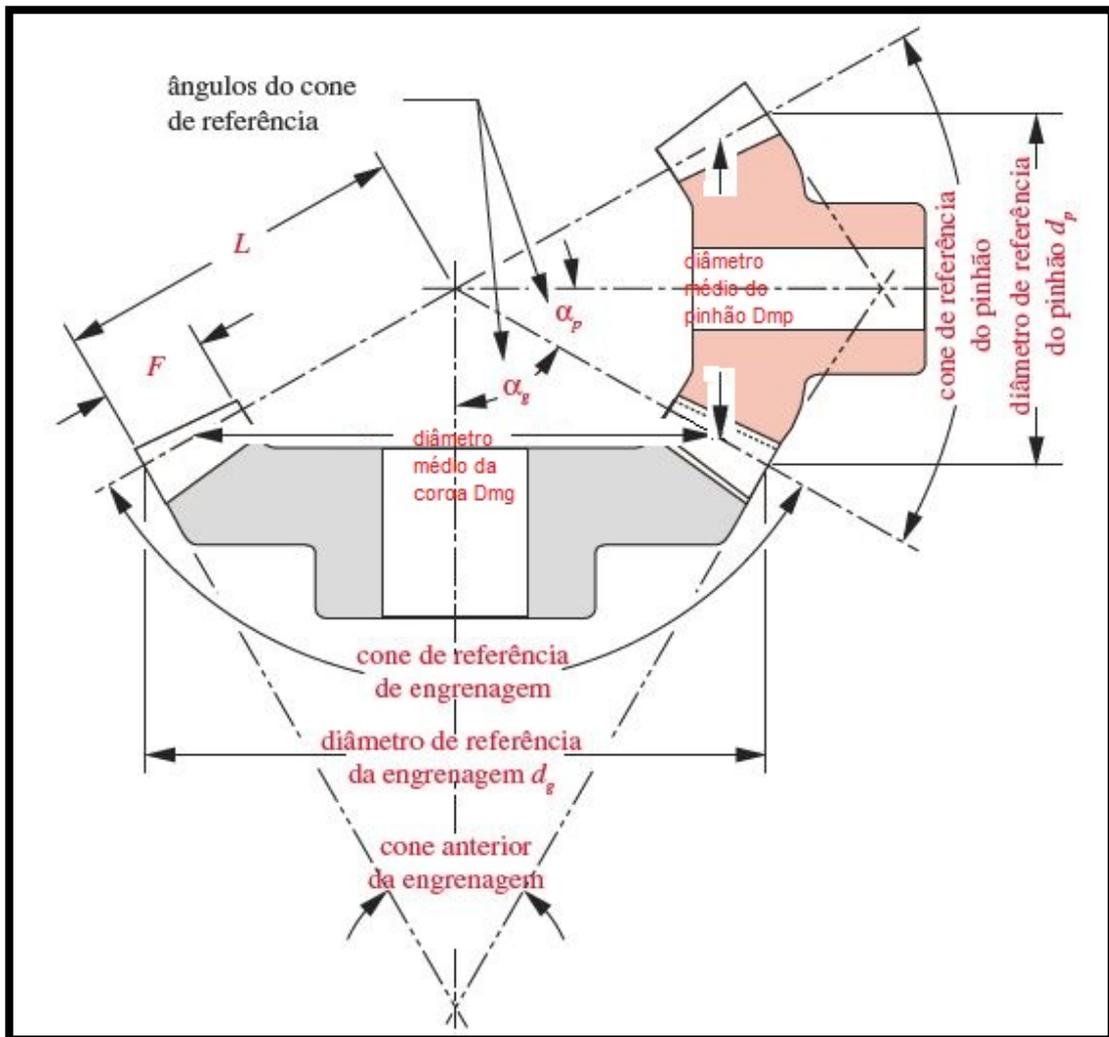
$$CS_c = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (21)$$

### 2.1.2 Engrenagens Cônicas Espirais

Para Norton (2004), “Engrenagens cônicas são cortadas em cones acoplados em vez de em cilindros acoplados de engrenagens retas ou helicoidais. Os eixos delas são não paralelos e interceptam nos vértices de cones. [...]”

A Figura 2 mostra a geometria de uma engrenagem cônica na sua prática, assim como a nomenclatura das dimensões utilizadas para o cálculo.

Figura 2 - Engrenagem cônica.



Fonte: Adaptado de Norton (2004).

Para se calcular as forças de uma engrenagem cônica espiral, que será o caso para o redutor de polímero, utilizam-se as Equações 22, 23 e 24.

$$W_a = \frac{W_t}{\cos} \cdot (\tan \phi_n \cdot \sin \alpha \mp \sin \Psi \cdot \cos \alpha) \quad (22)$$

$$W_r = \frac{W_t}{\cos \Psi} \cdot (\tan \phi_n \cdot \cos \alpha \pm \sin \Psi \cdot \sin \alpha) \quad (23)$$

$$W_t = \frac{T_p}{r_m} \quad (24)$$

Para os símbolos de  $\mp$  e  $\pm$  deve se considerar os sinais superiores para hélice direita no sentido horário visto de sua extremidade maior, ou para hélice esquerda no sentido anti-horário e o sinal inferior para as condições opostas, o valor

de  $\alpha$  deve ser utilizado do pinhão ou da coroa (engrenagem), dependendo de qual está sendo analisada.

Para tensões de flexão em engrenagens cônicas, utiliza-se a Equação 25.

$$\sigma_b = \frac{2000T_p}{d} \cdot \frac{1}{F \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v \cdot K_v} \quad (25)$$

Onde,

$d$  é o diâmetro médio da engrenagens cônica  $Dm$  [mm];

Os fatores  $K_a, K_m, K_s, K_v$  podem ser considerados os mesmos das engrenagens cilíndricas.

Para o cálculo de tensão de superfície e engrenagens cônicas espirais, utiliza-se a Equação 26 abaixo.

$$\sigma_c = C_p C_b \sqrt{\frac{2T_D}{F I d^2} \cdot \left(\frac{T_p}{T_D}\right)^Z \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f C_{xc}} \quad (26)$$

Onde,

$C_b$  é a constante de ajuste de tensão [-];

$C_{xc}$  é o fator de coroação [-].

$T_D$  é o torque de projeto do pinhão.

Neste caso, é utilizado o valor de  $C_b = 0,634$  pela norma AGMA, e  $C_{xc}$  para dentes não coroados utiliza-se 1,0 e para dentes coroados utiliza-se 1,5. Os fatores  $C_p, C_a, C_m, C_v, C_s, C_f$  podem ser considerados os mesmos das engrenagens cilíndricas. O expoente  $Z$  é 0,667 quando  $T_p < T_D$  e 1,0 em outros casos.

O torque de projeto do pinhão  $T_D$  é definido conforme a Equação 27.

$$T_D = \frac{F}{2000} \frac{I C_v}{C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left( \frac{S_{fc} d}{C_p C_b} \frac{0,774 C_H}{C_T C_R} \right)^2 \quad (27)$$

Onde,

$C_{md}$  é o fator de montagem [-] (adotado  $C_{md} = 1,5$  para um membro em balanço e o outro biapoado);

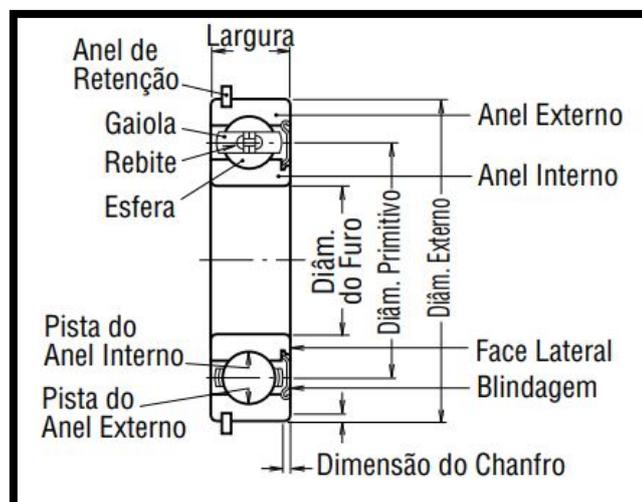
Os fatores geométricos  $I$  e  $J$  para engrenagens cônicas espirais estão contidos nos Anexos J e K.

## 2.2 ROLAMENTOS

Segundo Melconian (2007), para dimensionamento de um rolamento, é necessário definir as cargas que serão solicitadas provenientes das engrenagens e dos eixos para definição do modelo adequado, que são as forças radiais (atuam na direção do raio do rolamento) e axiais (atuam na direção longitudinal do rolamento), e são determinadas através dos resultados dos cálculos de eixo e engrenagem deste trabalho.

Como pré-requisito, para fins de projeto devem-se avaliar os diâmetros externos dos eixos de entrada e saída e intermediários para saber as dimensões do rolamento. Devido a isso os rolamentos são selecionados pelo seu diâmetro interno, e conseqüentemente o restante das medidas deve ser adaptado para a carcaça, conforme mostra a Figura 3.

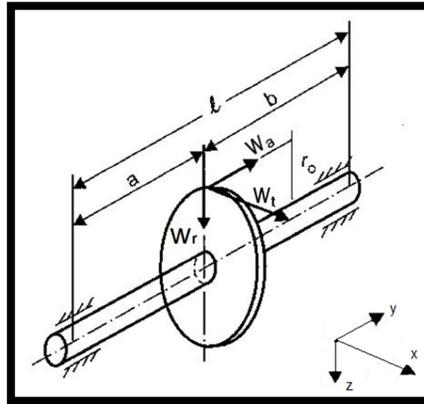
Figura 3 - Vista em corte de um rolamento de esferas.



Fonte: Adaptado de NSK.

As cargas geradas pelas engrenagens ( $W_a$ ,  $W_r$  e  $W_t$ ) estão ilustradas na Figura 4 e são essenciais para determinação de reações nos rolamentos.

Figura 4 - Forças geradas por uma engrenagem.



Fonte: Adaptado de Melconian (2007).

Onde:

$W_a$  é a força axial [N];

$W_r$  é a força radial [N];

$W_t$  é a força tangencial [N].

É necessário que seja definido um cálculo para a força resultado entre  $W_r$ ,  $W_t$  e  $W_a$  que atuam em planos distintos em cada rolamento conforme a Equação 28.

$$R_r = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2 + (R_z)^2} \quad (28)$$

Onde:

$R_r$  é a reação resultante [N];

$R_x$  é a reação no eixo x [N];

$R_y$  é a reação no eixo y [N];

$R_z$  é a reação no eixo z [N].

Segundo o catálogo NSK, a vida nominal em horas do rolamento é determinada através das Equações 29 e 30.

Para rolamentos de esferas:

$$L_h = 500 \left( f_n \frac{C_b}{P} \right)^3 \quad (29)$$

Para rolamentos de rolos:

$$L_h = 500 \left( f_n \frac{C_b}{P} \right)^{3,333} \quad (30)$$

Onde:

$L_h$  = Vida nominal em horas do rolamento;

$P$  = Carga dinâmica equivalente do rolamento [N];

$f_n$  = Fator de velocidade;

$C_b$  = Capacidade de carga dinâmica [N].

O fator de velocidade é determinado através das Equações 31 e 32.

Para rolamentos de esferas:

$$f_n = (0,03 \cdot rpm)^{-\frac{1}{3}} \quad (31)$$

Para rolamentos de rolos:

$$f_n = (0,03 \cdot rpm)^{-\frac{3}{10}} \quad (32)$$

Onde:

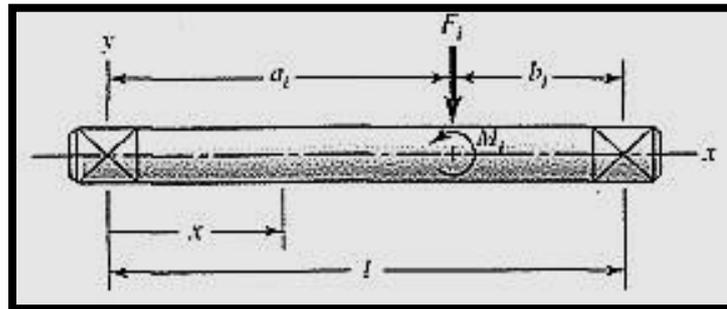
$rpm$  = Velocidade angular (rev/min).

A capacidade de carga dinâmica é definida como a carga de direção e intensidade constante que resulta em uma vida útil nominal do rolamento, obedecendo à indicação de que o anel interno está em movimento enquanto o anel externo está em repouso. Para definição do valor da capacidade da carga dinâmica equivalente dos rolamentos ( $C_b$ ) é necessário analisar as informações de catálogos dos fabricantes conforme exemplificado nos Anexos L e M.

## 2.3 EIXOS

Segundo Shigley (2005), é necessário obter o diâmetro de eixo uniforme que satisfaz às deflexões e inclinações nos mancais e nos elementos de transmissão de potência, considerando H o plano horizontal e V o plano vertical, conforme utilizadas nas Equações 33, 34 e 35 e mostradas as cargas na Figura 5, para definir o tamanho médio para o eixo.

Figura 5 - Cargas de eixo.



Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

Para o mancal esquerdo:

$$d = \left| \frac{32n_d}{3\pi E l \theta_{all}} \left\{ \left[ \sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l + 2l^2) \right]_H^2 + \left[ \sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l + 2l^2) \right]_V^2 \right\}^{1/2} \right|^{1/4} \quad (33)$$

Para o mancal direito:

$$d = \left| \frac{32n_d}{3\pi E l \theta_{all}} \left\{ \left[ \sum F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \sum M_i (3a_i^2 - l^2) \right]_H^2 + \left[ \sum F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \sum M_i (3a_i^2 - l^2) \right]_V^2 \right\}^{1/2} \right|^{1/4} \quad (34)$$

$$\theta_{all} = \theta_A = \frac{1}{6El} \left\{ \left[ \sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l + 2l^2) \right]_H^2 + \left[ \sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l + 2l^2) \right]_V^2 \right\}^{1/2} \quad (35)$$

Onde,

$d$  é o diâmetro uniforme do eixo sólido circular;

$\theta_{all}$  é o valor absoluto da inclinação admissível no mancal [°];

$n_d$  é o fator de projeto [-].

Feito isso, é necessário definir os ressalto, diâmetros, comprimentos, rasgos e orifícios para estimar uma geometria para o eixo. Sendo assim, procede-se com a análise de deflexão e inclinação através das Equações 36 e 37 abaixo para

encontrar a maior razão de diâmetro  $d_{new}/d_{old}$  e multiplicar todos os diâmetros por esta razão.

$$d_{new} = d_{old} \left| \frac{n_d y_{old}}{y_{all}} \right|^{1/4} \quad (36)$$

Onde,

$y_{all}$  é a deflexão admissível

Caso seja encontrada alguma inclinação maior que a admissível, um novo diâmetro deve ser obtido através da Equação 63 abaixo.

$$d_{new} = d_{old} \left| \frac{n_d (dy/dx)_{old}}{\theta_{all}} \right|^{1/4} \quad (37)$$

É necessário iniciar uma análise de resistência introduzindo os métodos DE-Gerber ou DE-elíptica através do material do eixo definido que não venha necessitar tratamento térmico em um primeiro momento. Terá que ser analisado em relação ao diâmetro adequado determinado cada elemento do eixo, para verificar a resistência do material ou o próprio diâmetro necessita de melhoria, como por exemplo, ressalto dos mancais esquerdo e direito, ressalto das engrenagens, rasgos de chaveta da engrenagem, colares e anéis de pressão situados no eixo.

Essa análise mostrará qual será o elemento mais crítico do eixo, e se esse local obtiver uma resistência dentro do esperado, o projeto estará satisfatório.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este trabalho passou por algumas fases de desenvolvimento, ilustrados no fluxograma da Figura 6 para que tenha seu objetivo alcançado. Primeiramente, foi feita a desmontagem do redutor para coleta das medidas da carcaça, assim como os diâmetros de eixo e alojamento dos rolamentos. As engrenagens e carcaça foram medidas através de equipamento de medição tridimensional.

Após isso, foram realizados os cálculos de engrenagens do estágio de par cônico espiral e do estágio de par de engrenagens helicoidais paralelas, que esteja dentro da igualdade de projeto atual, que é redução de 13,67:1 e potência de entrada igual a 1,50 cv e rotação de entrada em torno de 1725 rpm.

Foram feitos os cálculos do projeto em relação aos rolamentos contidos nos três eixos do redutor (entrada, estágio de engrenagens intermediário e saída), e eixo de saída.

Após isso, o redutor com engrenamento remontado passou por testes de estanqueidade feitos com medidor de pressão interna de ar comprimido. Posteriormente será submetido a teste de rodagem feita em bancada com torquímetro e trabalhou até atingir um milhão de ciclos.

Foi ao mesmo tempo avaliado no teste de temperatura de trabalho do redutor através de medidores no início do ciclo, no intermédio (500000 ciclos) e no final. Também foi analisado no teste de vibração do redutor no início e no fim do ciclo, para gerar dois gráficos de vibração a fim de comparar a condição das engrenagens no início e no final do teste, e neste mesmo tempo será confirmado o comportamento experimental da carcaça de polímero.

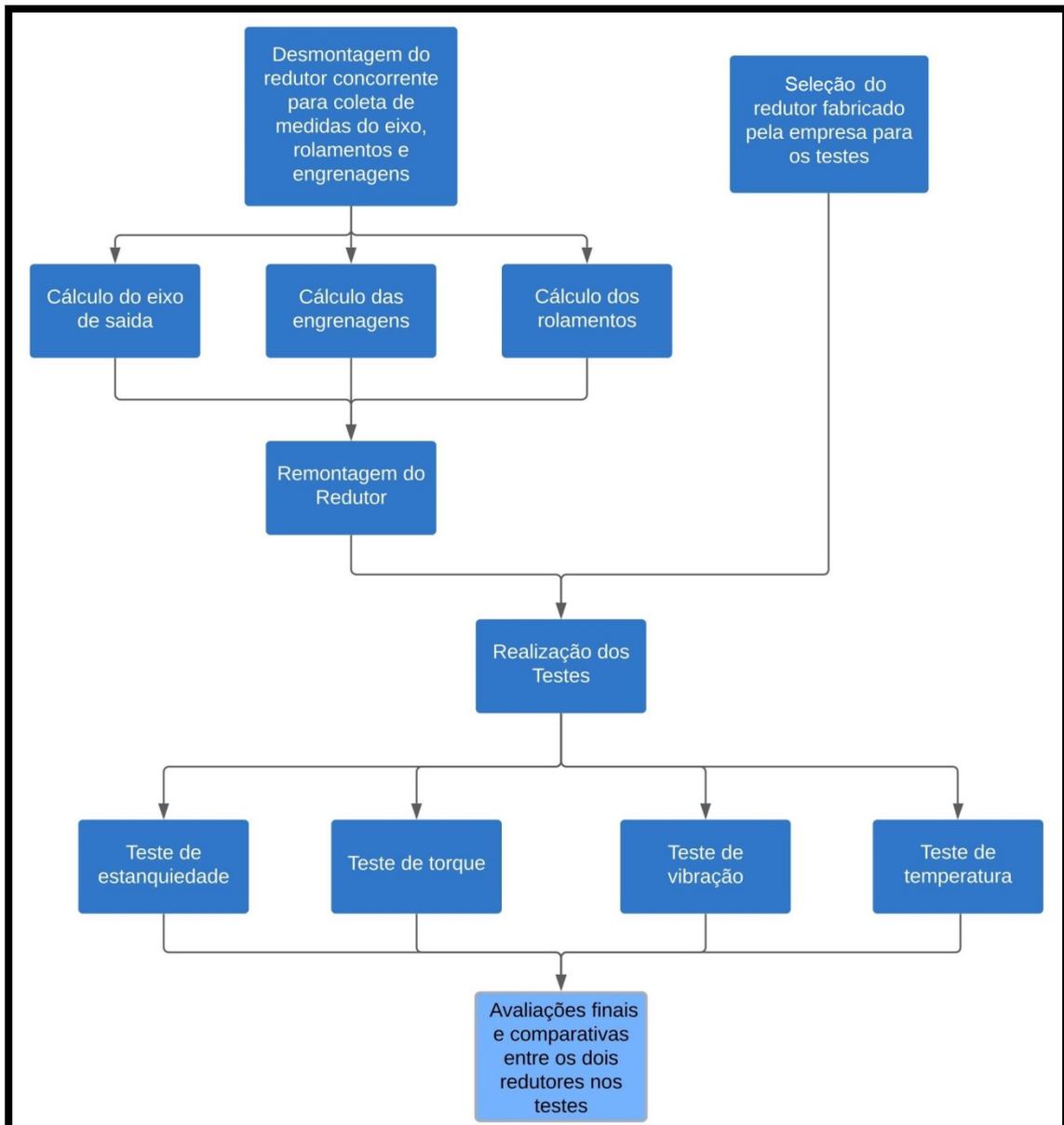
Após isso foi desmontado e avaliado o estado das engrenagens, se houve falha ou fadiga possível de ser identificada, assim como uma avaliação geral de todos os componentes.

Todos os testes seguiram o mesmo rigor que a empresa se baseia atualmente em sua linha. Para avaliar se os resultados dos testes são satisfatórios, esse redutor será comparado com o redutor equivalente estabelecido na linha de produtos da empresa que é um GEREMIA GK02 1x13,04 1,50 cv que possui os seguintes resultados nominais obtidos pelo histórico de testes da empresa em bancadas:

- Temperatura de funcionamento: 65°C

- Torque de saída: 63,30 Nm
- Pressão interna suportada: 50000 Pa
- Vibração no funcionamento: 0,71 mm/s - rms

Figura 6 - Fluxograma do trabalho.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

A Tabela 1 mostra de forma explicativa os parâmetros que determinam a semelhança entre os dois redutores.

Tabela 1 - Semelhanças fundamentais entre o redutor concorrente e referência.

<b>Parâmetros</b>	<b>Concorrente</b>	<b>Referência</b>
Redução [-]	13,67	13,04
Potência [CV]	1,50	1,50
Tipo de Engrenagens	Cônica espiral e Helicoidal paralela	Cônica espiral e Helicoidal paralela
Rotação de entrada [rpm]	1725,00	1725,00
Rotação de saída [rpm]	126,19	132,29

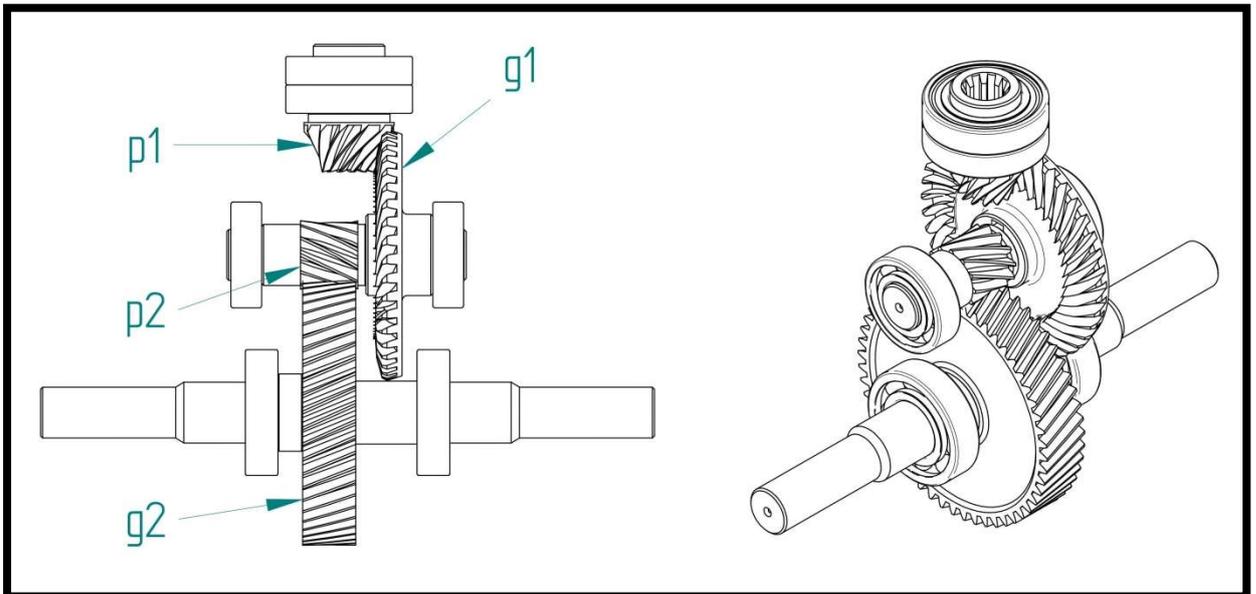
Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

### 3.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS DO REDUTOR CONCORRENTE E REFERÊNCIA

O redutor concorrente é importado, produzido por um fabricante em Taiwan, construído para trabalhar com o motor na posição vertical, composto de um estágio de pares cônicos espirais que neste trabalho foram denominados de p1 (pinhão) e g1 (coroa), enquanto o estágio de pares helicoidais paralelos foi denominado de p2 (pinhão) e g2 (coroa), e são fabricados com aço 4140 nitretado e sem tratamento térmico.

Possui um eixo de saída maciço com dupla ponteira, e todos os mancais de rolamentos são fixos de esferas. Além disso, sua carcaça é composta de um polímero reforçado. A Figura 7 mostra a forma construtiva dos componentes internos e a denominação de cada.

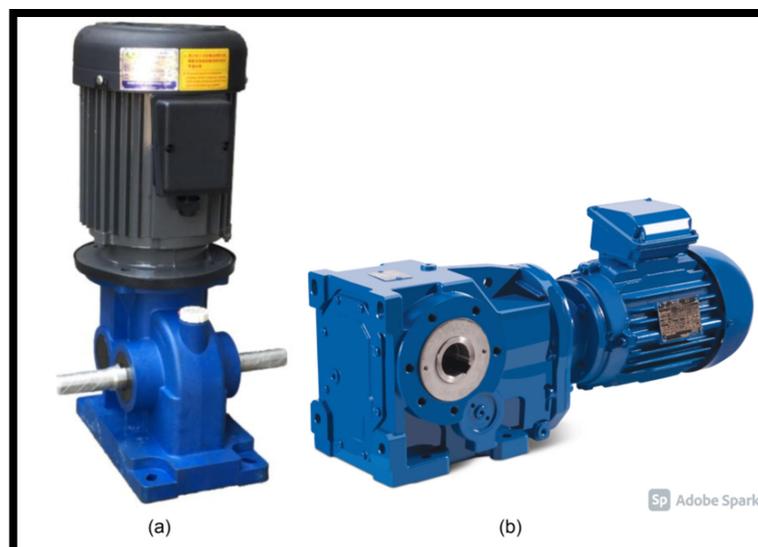
Figura 7 - Estágios do redutor concorrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

O redutor de referência possui as mesmas características, porém é construído para trabalhar com o motor na posição horizontal, possui rolamentos de rolos cônicos que suportam maiores cargas na mancalização de seu pinhão p1, além de rolamentos fixos de esferas nos mancais seguintes, e possui as engrenagens em aço 8620 com tratamento térmico e lapidação. A posição de trabalho de cada redutor montado na bancada de testes foi a mesma contemplada na Figura 8 mostrando os dois modelos.

Figura 8 - Foto de catálogo do (a) redutor concorrente e do (b) redutor de referência.



Fonte: Adaptado de Geremia Redutores (2020).

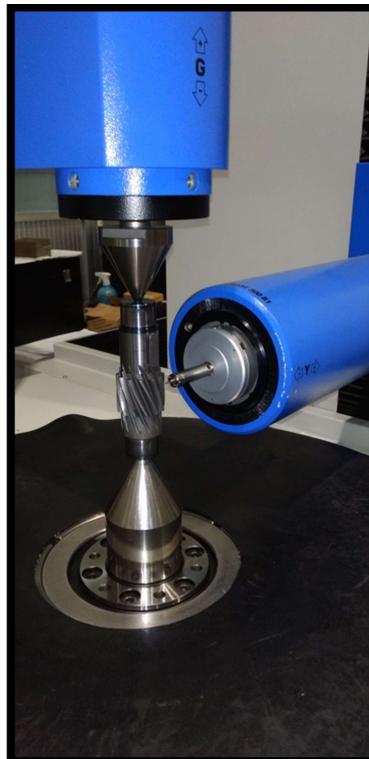
## 3.2 MEDIÇÕES E CÁLCULOS

Este tópico apresenta as medições realizadas nos componentes internos do redutor concorrente e faz a comparação com as características dos componentes utilizados no redutor Geremia equivalente de referência, e os possíveis impactos de funcionamento do sistema mecânico projetado, relacionado às essas diferenças.

### 3.2.1 Engrenagens

Para as medições das engrenagens, foi utilizado um medidor tridimensional que a empresa faz as medições de qualidade em todas as peças de fabricação da empresa, inclusive do Redutor Geremia referência a ser comparado. Esse equipamento é um modelo do fabricante Klingelnberg P100. A Figura 9 mostra o pinhão cilíndrico com dentes helicoidais p2 durante o processo de medição.

Figura 9 - Medição da engrenagem p2 do redutor concorrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021)

As medidas principais encontradas no primeiro estágio de engrenagens cônicas espirais p1 e g1 do redutor concorrente e do redutor Geremia referência, estão mostradas na Tabela 2.

Tabela 2 - Medições das engrenagens do primeiro estágio.

<b>1° Estágio Cônico Espiral</b>	<b>Redutor Concorrente</b>	<b>Redutor Referência</b>
Ângulo de cone do pinhão ( $\alpha_p$ )	17,60°	19,03°
Ângulo de cone da coroa ( $\alpha_g$ )	72,40°	70,97°
Módulo transversal (mt)	3,66 mm/dente	2,60 mm/dente
Diametro primitivo do pinhão ( $d_p$ )	47,60 mm	26,00 mm
Diametro primitivo da coroa ( $d_g$ )	150,10 mm	75,40 mm
Numero de dentes do pinhão ( $N_p$ )	13	10
Numero de dentes da coroa ( $N_g$ )	41	29
Largura do pinhão (F)	21,50 mm	10,16 mm
Largura da coroa (F)	32,26 mm	10,82 mm
Ângulo de pressão ( $\phi_t$ )	24°	24,7°
Ângulo de hélice ( $\Psi_n$ )	35°	26°

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

As medições mostraram que o par cônico do redutor concorrente possui um módulo transversal 41% maior que o redutor de referência. Isso resulta em um tamanho do dente maior, conseqüentemente uma maior resistência dos dentes, principalmente às cargas de flexão e tensões de contato que sofrem durante o funcionamento, sendo este o principal parâmetro na resistência do dente nesta abordagem. O redutor de referência possui o ângulo de pressão transversal 3% maior que o redutor concorrente, corrigindo a geometria de base do dente e conseqüentemente ampliando a largura de base, a fim de melhorar esta resistência a flexão do dente. Um fator importante também é a largura da engrenagem, onde o redutor concorrente apresentou o dobro da medida em relação ao redutor de referência.

O segundo estágio de engrenagens helicoidais paralelas p2 e g2 do redutor concorrente, e o segundo estágio helicoidal do redutor de referência tem suas dimensões apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Medições das engrenagens do segundo estágio.

<b>2° Estágio Helicoidal Paralelo</b>	<b>Redutor Concorrente</b>	<b>Redutor Referência</b>
Módulo transversal (mt)	2,43 mm/dente	1,55 mm/dente
Diametro primitivo do pinhão (dp)	29,10 mm	23,29 mm
Diametro primitivo da coroa (dg)	126,20 mm	104,04 mm
Numero de dentes do pinhão (Np)	12	15
Numero de dentes da coroa (Ng)	52	67
Largura do pinhão (F)	28,00 mm	25,80 mm
Largura da coroa (F)	26,00 mm	21,00 mm

Ângulo de pressão ( $\phi_t$ )	21,4°	20,6°
Ângulo de hélice ( $\psi_n$ )	22°	15°

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

As medições mostraram novamente que o par paralelo do redutor concorrente possui um módulo transversal maior que o redutor de referência, conseqüentemente uma maior resistência dos dentes, isto é possível devido à boa escolha de relação de transmissão, e aos diâmetros primitivos que são 25% maiores, que permitem menores quantidades de dentes, e assim dentes maiores, mas com a relação de transmissão somente 3% menor. O maior ângulo de hélice também permite maiores capacidades de transmissão de potência.

Para a realização dos cálculos de resistência mecânica das engrenagens do redutor concorrente, foi adotado o método da norma AGMA. Todo o desenvolvimento das equações pode ser visto no Apêndice A.

### 3.2.2 Mancais de Rolamento

Os mancais de rolamento foram medidos através de um paquímetro analógico da marca Mitutoyo, além de já conterem a sua nomenclatura comercial gravada na própria peça. Os cálculos de rolamentos foram realizados conforme mostrados no Apêndice C. Os rolamentos utilizados em todos os mancais são comparados com o redutor Geremia referência conforme o Quadro 4.

Quadro 4 - Comparativo de dimensões dos mancais [mm].

Mancais	Redutor Concorrente	Redutor Referência
Pinhão 1E	6007 ZZ (35 x 62 x 14)	30204 (20 x 47 x 15,4)
Coroa 1E / Pinhão 2E	6205 (25 x 52 x 15)	30202 (15 x 35 x 11,9)

Coroa 2E / Eixo de saída	6206 (30 x 62 x 16)	6009 (45 x 75 x 16)
--------------------------	---------------------	---------------------

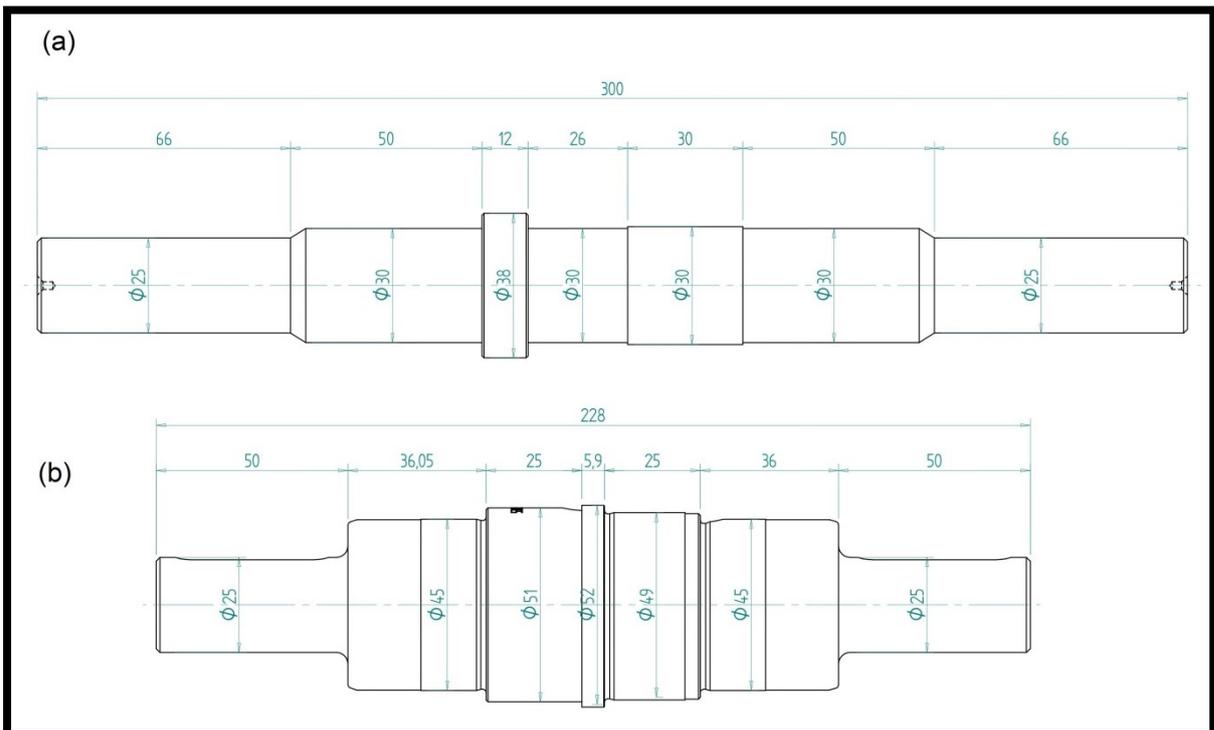
Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

### 3.2.3 Eixo

O eixo de saída do redutor concorrente teve seus diâmetros e distâncias medidos através de um paquímetro analógico da marca Mitutoyo.

A Figura 10 mostra as principais dimensões do eixo, comparando essas medidas com o eixo do redutor de referência Geremia.

Figura 10 - Comparação dimensões dos eixos. (a) concorrente e (b) referência.



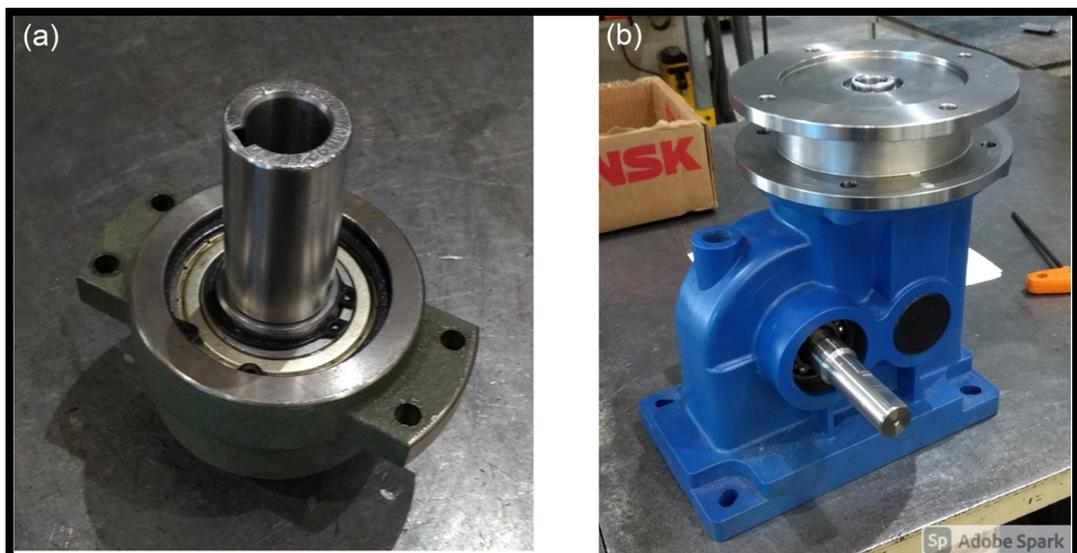
Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Os cálculos de resistência mecânica do eixo foram realizados através do método DE-Gerber a fim de encontrar o coeficiente de segurança considerando as condições de momento fletor e torção aos quais estão submetidos.

### 3.3 REALIZAÇÃO DOS TESTES

Esta seção aborda a realização dos testes e os procedimentos que foram utilizados no redutor concorrente. Para realização dos testes, foi feita a adaptação do motor na entrada do redutor, sendo necessário fazer o modelamento no software Solid Edge de um flange de entrada no padrão da norma IEC e um eixo de entrada para a montagem no pinhão p1. O motor apresenta as seguintes características: 1,5 cv 4 pólos, 1725 rpm, trifásico (220/380/440 V), 60 Hz, C80 FF, marca WEG®. Os desenhos técnicos das peças estão no Apêndice D e E, Figura 11.

Figura 11 – Eixo (a) e Flange (b) montados no redutor concorrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

#### 3.3.1 Teste de estanqueidade

O redutor concorrente foi submetido ao envasamento de óleo através de um tampão de polímero rosqueado que fica próximo à coroa g2, sendo adicionado óleo até alcançar a altura do centro dos rolamentos do pinhão p2 e coroa g2. O óleo utilizado foi o Sintético S150. O redutor de referência utiliza 0,7 L litros. O redutor não contém uma válvula purga de respiro para alívio da pressão interna de óleo.

#### 3.3.2 Teste de torque

O redutor concorrente foi montado em uma bancada de testes de cargas aplicadas em redutores de velocidade desenvolvido pela Geremia. O redutor foi

rigidamente fixado na bancada através de parafusos allen em sua base, e permaneceu em funcionamento até atingir a marca de 1 milhão de ciclos através do acionamento feito por um motor elétrico de características informadas anteriormente. Um acoplamento foi utilizado para união entre eixo do redutor e o motor hidráulico, aparelho com função de gerar força oposta ao eixo. Esta força, então, fez com que o torque máximo do redutor fosse atingido. O braço do torquímetro (que possui 1 m de comprimento) foi ligado a uma balança e foi utilizado para informar o torque gerado. A balança marcou o valor da massa, multiplicando esse resultado pelo comprimento do braço e pela gravidade, foi encontrado o torque máximo aplicado ao redutor em Nm. As medições foram coletadas através do painel da balança no qual o braço do torquímetro gerou a força. A análise de torque, térmica e vibração foi realizada simultaneamente nesta bancada de testes. A Figura 12 mostra o ensaio.

Figura 12 – Bancada de testes na fase de ensaios do redutor concorrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

### 3.3.3 Teste de Temperatura

O redutor concorrente foi montado na bancada de testes, onde foi avaliada a temperatura através de uma câmera termográfica modelo Ti105 marca Fluke, série Ti105-13020111. O termovisor da câmera detecta o calor da superfície do objeto de estudo e utiliza os dados para calcular um valor de temperatura. O *software* SmartView® contém os recursos para analisar os gradientes de temperatura. As medições foram feitas sempre em um único ponto da carcaça, na entrada do redutor

próximo ao pinhão p1. Foi considerado também a curva de temperatura média do redutor no início dos testes até chegar no ponto de estabilização.

Foi ajustado na câmera termográfica o valor de emissividade igual a 0,93, considerado para plásticos devido à carcaça do polímero, este valor é estipulado pelo fabricante da câmera. A temperatura admissível segundo o fabricante do redutor de referência é de 70°C,

### 3.3.4 Teste de Vibração

A verificação de vibrações foi feita utilizando um analisador de vibração, modelo NK820, marca Teknikao®. O sistema do aparelho é gerenciado pelo *software* SDAV®, que realiza registros de formas de onda e espectros de vibração, utilizando comandos manuais, automáticos e/ou através de alarmes, resultando na formação de gráficos de tendência dos níveis de vibração.

O analisador foi posicionado na parte lateral do flange de entrada feito de aço, para ficar mais próximo do engrenamento de entrada, que historicamente é onde se costuma apresentar maiores níveis de vibração. O medidor é fixado através de imã magnético, sendo assim foi o único lugar possível a ser posicionado pois a carcaça de polímero não tem magnetismo para fixar o medidor.

O nível de vibração em rms (mm/s) foi medido para comparar com os níveis da Norma ISO 10816 apresentada conforme a Figura 13.

Figura 13 - Norma ISO 10816 - Níveis de vibração.

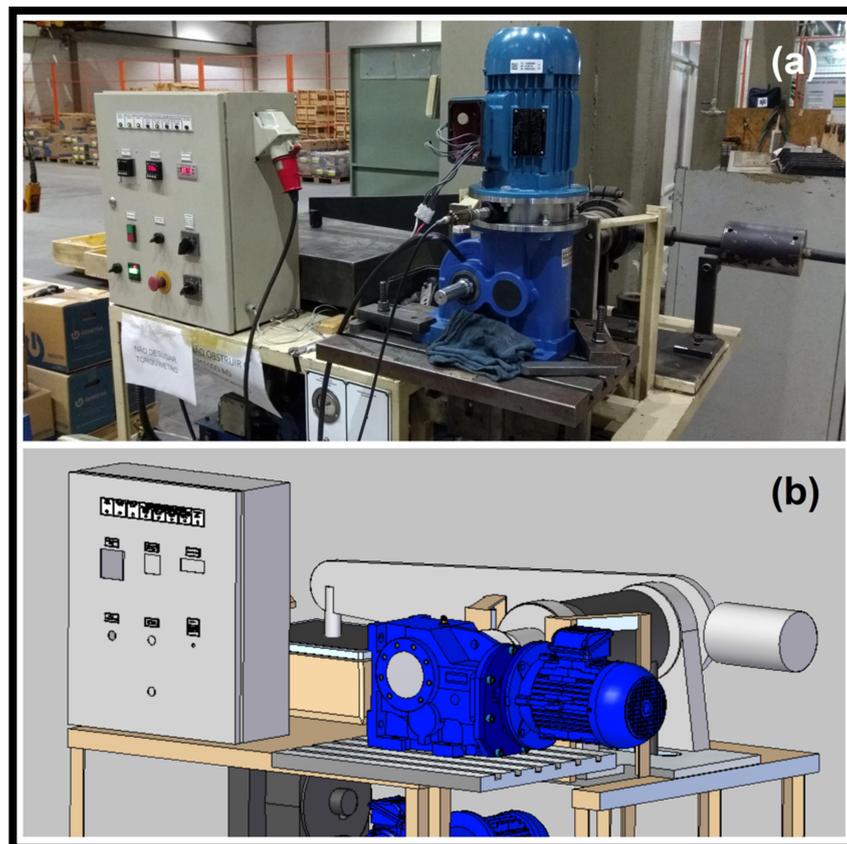
NORMA ISO 10816 - Critérios para julgamento de estado de máquinas					
NÍVEL DE VIBRAÇÃO (mm/s)	ATÉ 20 cv	DE 20 A 100 cv	> 100 cv BASE RÍGIDA	> 100 cv BASE FLEXÍVEL	
0,28	BOM	BOM	BOM	BOM	
0,45					
0,71					
1,12	ADEQUADO	ADEQUADO	ADEQUADO	BOM	
1,8					
2,8	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	
4,5	INADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	ADEQUADO	
7,1		INADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	
11,2		INADMISSÍVEL	INADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL
18		INADMISSÍVEL	INADMISSÍVEL	INADMISSÍVEL	INADMISSÍVEL
28					
45					

Fonte: Adaptado de Associação Brasileira de Normas Técnicas.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo é realizada a análise de comparação entre os resultados dos testes no redutor concorrente, em relação aos testes realizados no redutor de referência, no intuito de avaliar os pontos positivos e negativos do redutor concorrente, compreender as diferenças e buscar prováveis alternativas de projeto que possam gerar melhorias para o redutor de referência. A Figura 14 abaixo sintetiza a posição de trabalho na bancada de testes de cada modelo.

Figura 14 - Posição de trabalho do redutor concorrente (a) e redutor referência (b) na bancada de testes.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

### 4.1 ENGRENAGENS

Os resultados obtidos de tensão de flexão do dente e de tensão de contato superficial, assim como o número de ciclos suportados, para o primeiro estágio

cônico espiral são apresentados e comparados com os valores do redutor Geremia conforme a Tabela 5.

Tabela 5 - Coeficientes de segurança e tensões das engrenagens do primeiro estágio.

<b>1° Estágio Cônico Espiral</b>	<b>Redutor Concorrente</b>	<b>Redutor Referência</b>
Coeficiente de Segurança mínimo	3,32	1,02
Tensão à fadiga por flexão [MPa]	33	200
Tensão à fadiga por contato [MPa]	484	994

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

O redutor concorrente apresentou um resultado de coeficiente de segurança 3,25 vezes mais alto que o redutor de referência segundo a norma AGMA. Esse resultado prova que as características geométricas do dente mais robustas são eficazes, significando uma maior vida útil do par de engrenagens cônicas. Através deste resultado, para este caso específico o aço 4140 utilizado com nitretação e sem tratamento térmico também mostrou não ser crítico em relação ao aço com tratamento térmico e lapidação utilizado pelo redutor de referência.

O resultado calculado para o estágio de engrenagens helicoidais paralelas também seguiu os mesmos critérios. A tabela de resultados destas engrenagens também estão disponíveis no Apêndice A e os resultados de vida estimada, na Tabela 6.

Tabela 6 - Coeficientes de segurança e tensões das engrenagens do segundo estágio.

<b>2° Estágio Helicoidal Paralelo</b>	<b>Redutor Concorrente</b>	<b>Redutor Referência</b>
Coeficiente de Segurança mínimo	1,85	1,13
Tensão à fadiga por flexão [MPa]	78	153
Tensão à fadiga por contato [MPa]	693	882

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Todas as engrenagens analisadas apresentaram os coeficientes de segurança referente aos resultados de tensão de contato superficial mais críticas do que as de tensão de flexão do dente, e conseqüentemente o pior caso para o número de ciclos até a falha.

#### 4.2 MANCAIS DE ROLAMENTO

Os cálculos de rolamentos foram realizados conforme mostrados no Apêndice C, e apresentam a seguinte análise comparativa em relação ao modelo de referência Geremia na Tabela 7.

Tabela 7 - Vida estimada dos rolamentos.

<b>Mancais</b>	<b>Redutor Concorrente (Vida 10<sup>3</sup> h)</b>	<b>Redutor Referência (Vida 10<sup>3</sup> h)</b>
Pinhão 1E	88,8 h	116 h
Coroa 1E / Pinhão 2E	28,1 h	6,18 h

Coroa 2E / Eixo de saída	282 h	168 h
-----------------------------	-------	-------

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Os resultados de vida mostraram uma menor estimativa de vida nos mesmos mancais de rolamentos entre os dois redutores, que são os que sustentam a coroa g1 e o pinhão p2, isso se resulta devido a ser um local onde possuem duas engrenagens, fazendo que duas cargas radiais e axiais vindas de dois pontos sejam suportadas pelos rolamentos, reduzindo consideravelmente a vida útil dos mesmos. Porém a vida útil admissível estabelecida pelo fabricante do redutor de referência é de no mínimo 2500 h, sendo assim o redutor concorrente superou a expectativa de vida mínima imposta pelo fabricante de referência.

#### 4.3 EIXO

Os cálculos de resistência mecânica do eixo foram realizados através do método DE-Gerber a fim de encontrar o coeficiente de segurança considerando as condições de momento fletor e torção aos quais estão submetidos. O desenvolvimento dos cálculos pode ser visto no Apêndice B. A Tabela 8 mostra os resultados.

Tabela 8 - Coeficientes de segurança do eixo de saída.

Dados técnicos	Redutor Concorrente	Redutor Referência
Coeficiente de segurança contra fadiga	7,7	31,3
Coeficiente de segurança contra ressonância	43	135

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Os resultados mostraram uma grande diferença de coeficientes de segurança, onde o redutor de referência possui um maior sobredimensionamento. Visualmente já é possível identificar isso devido a todos os diâmetros serem maiores.

O eixo de saída do redutor concorrente também possui um índice de esbeltez maior, pois contempla menores diâmetros e maior comprimento. Devido a isso, foi verificada a rigidez do eixo de saída do redutor concorrente, e o resultado conclui uma garantia com muita folga aos critérios de rigidez. Esse resultado pode ser visto nos cálculos realizados no Apêndice B.

#### 4.4 ESTANQUEIDADE

O redutor concorrente foi submetido ao teste de estanqueidade para confirmar se não haveria possíveis vazamentos. A máquina que fez a medição é da marca V. Copelli®, e informou a estanqueidade no nível “GOOD” significando que teve um bom resultado de estanqueidade. A Figura 16 mostra o procedimento.

Figura 15 - Teste de Estanqueidade.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

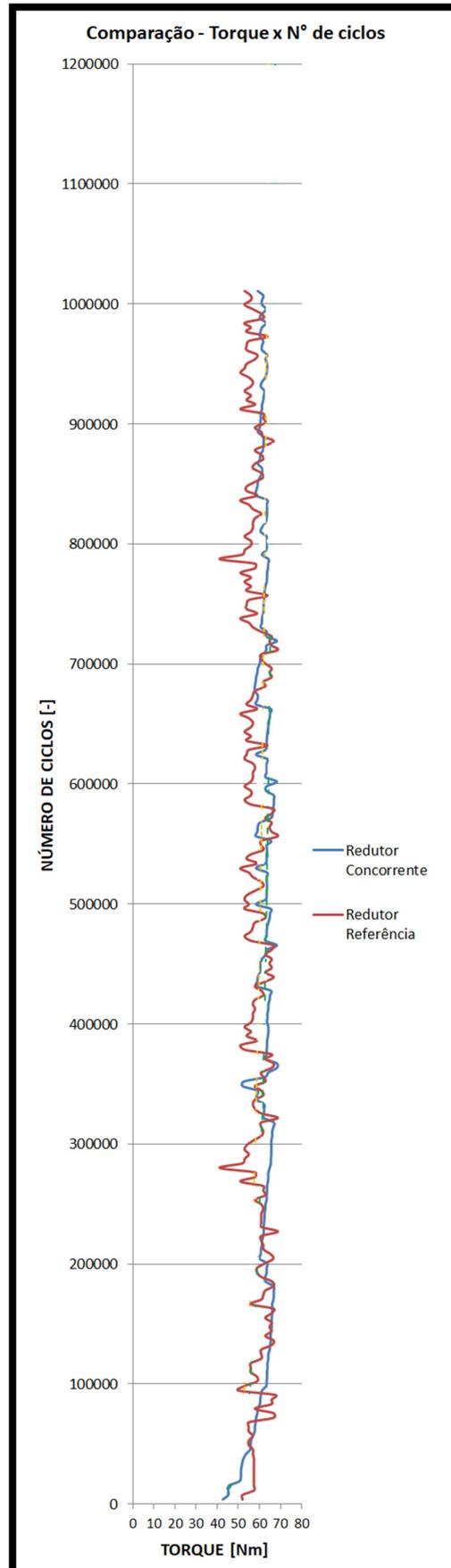
#### 4.5 TORQUE

Na realização de teste de torque na bancada de testes, a balança do torquímetro mostrou entre os resultados dos dois redutores uma boa semelhança devido à proximidade entre as reduções. O redutor concorrente marcou um torque de 58,86 Nm.

Antes e depois de atingir o nível de temperatura estável, seus respectivos torques não apresentaram nenhuma mudança fora do padrão ao longo dos ciclos.

O redutor de referência apresentou uma maior oscilação de valores devido à própria variação de pressão de óleo da bancada nos testes. A variação crescente do gráfico ocorre devido ao aumento de temperatura do óleo da bancada ao longo do tempo, ocasionando um crescimento da vazão na bomba. Os resultados de torque em relação ao número de ciclos são apresentados na Figura 17.

Figura 16 - Gráfico de Torque comparativa.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

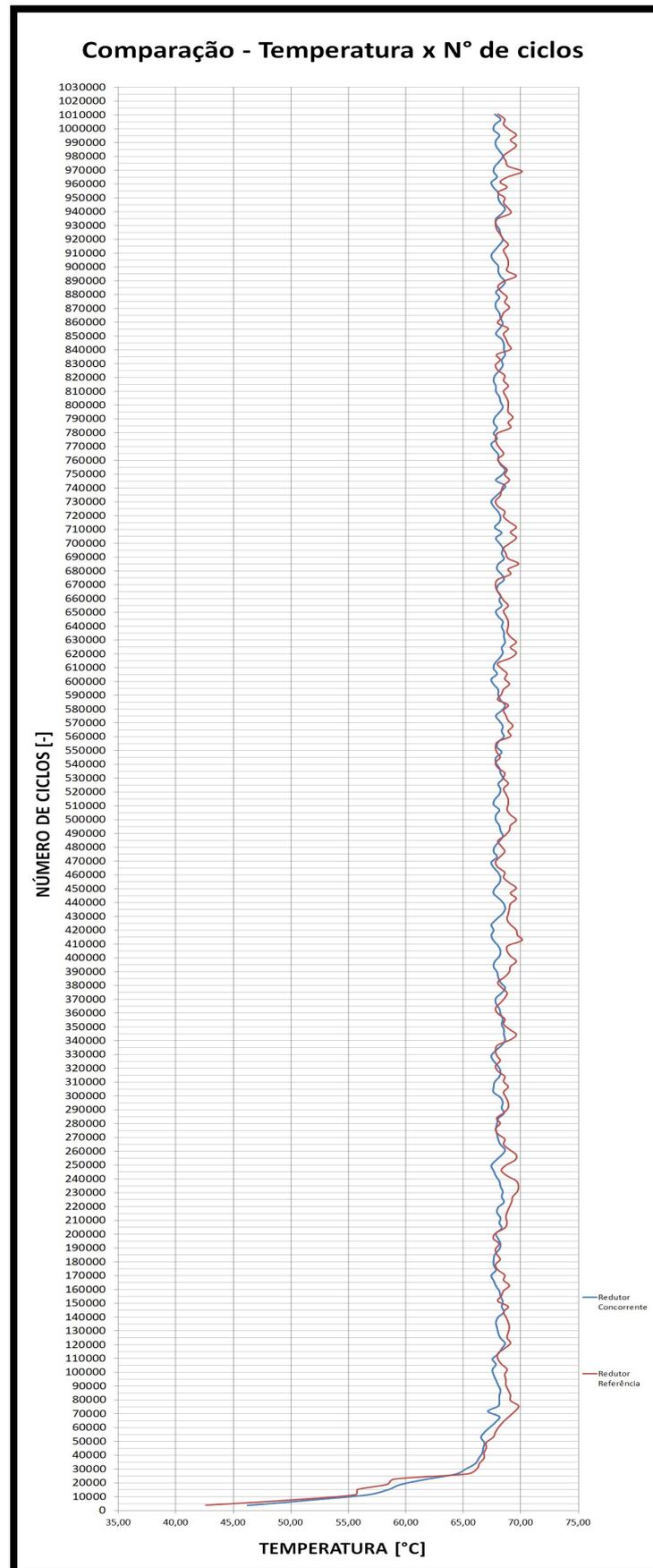
#### 4.6 TEMPERATURA

Foi avaliada a temperatura externa em um único ponto apontado com a câmera termográfica, sendo o mesmo ponto para o redutor concorrente e o de referência, localizado no primeiro estágio, por ser um ponto com maior velocidade. O gráfico da curva de temperatura ao longo do número total de ciclos do redutor concorrente e referência mantiveram semelhança. Pôde ser observada uma pequena diferença na temperatura do redutor de referência em determinados momentos, atingindo temperaturas até acima de níveis máximos de 70°C. O redutor concorrente apresentou as temperaturas de funcionamento dentro da normalidade, e foi efetivo no teste.

O comportamento da curva das temperaturas medidas mostra que o redutor concorrente atingiu uma temperatura média de 67,67 °C, enquanto o redutor de referência atingiu uma temperatura média de 68,25 °C.

Os resultados mostram também que a carcaça de polímero não influenciou significativamente na temperatura de trabalho do redutor, pois obteve bons resultados de funcionamento, apesar do polímero ser considerado um material isolante, diferente das carcaças de metal presentes na maioria dos redutores desenvolvidos para a indústria. O resultado de temperatura ao longo dos ciclos de trabalho é mostrado na Figura 18.

Figura 17 - Gráfico de Temperatura comparativa.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

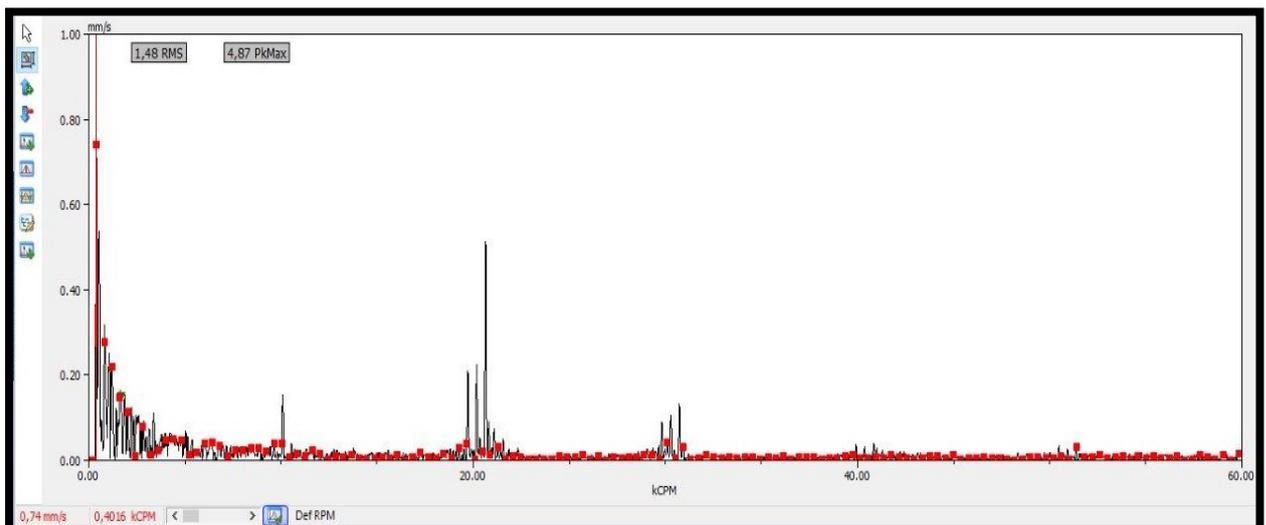
## 4.7 VIBRAÇÃO

Quanto ao teste de vibração, o medidor de vibração NK820 utilizado foi posicionado, tanto no redutor concorrente quanto no redutor de referência, localizado o mais próximo da linha de altura do pinhão cônico de entrada p1. Os níveis de vibração do redutor de referência mostraram um valor mais baixo tanto no início quanto no final dos experimentos.

Duas hipóteses neste caso podem ter sido relevantes: a posição da entrada do redutor concorrente, que trabalha com o motor na vertical junto com o pinhão p1, ficar a uma altura bem maior em relação ao ponto da base de fixação pela carcaça na bancada, diferente do redutor de referência, onde o motor trabalha na horizontal com o pinhão p1 mais próximo do ponto de base de fixação de bancada, e a segunda hipótese é da carcaça de polímero do redutor concorrente não possuir um bom nível de rigidez e sustentação ao conjunto.

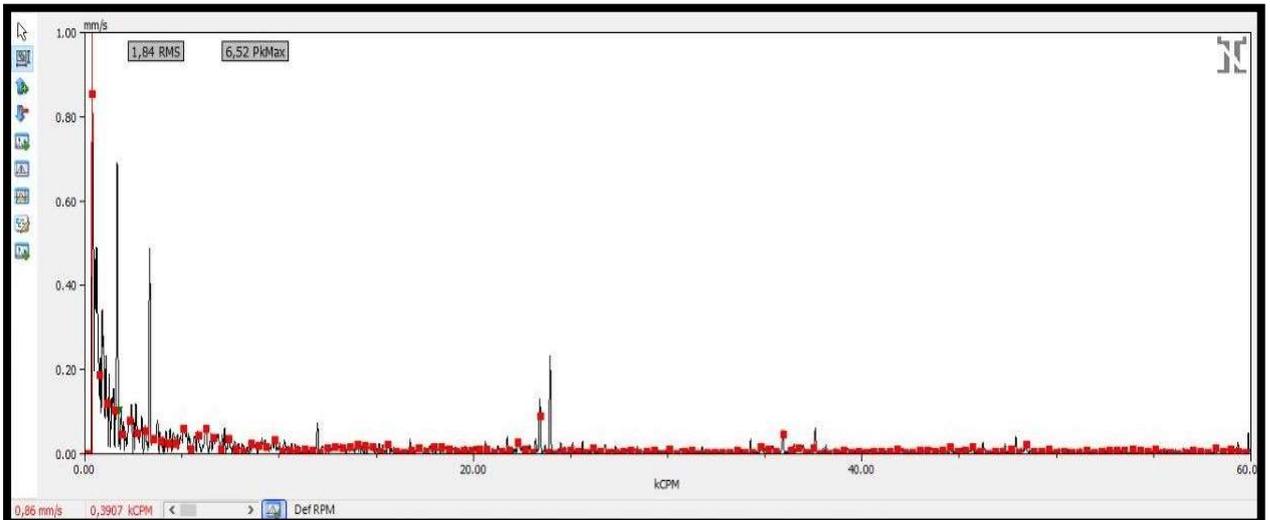
No entanto, conforme a norma ISO 10816 presente no capítulo anterior, ainda assim o redutor concorrente apresentou níveis de vibração admissíveis para o funcionamento. Os resultados de vibração comparativos do redutor de referência são mostrados nas Figuras 19 e 20.

Figura 18 - Vibração no início do experimento do Redutor de Referência.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

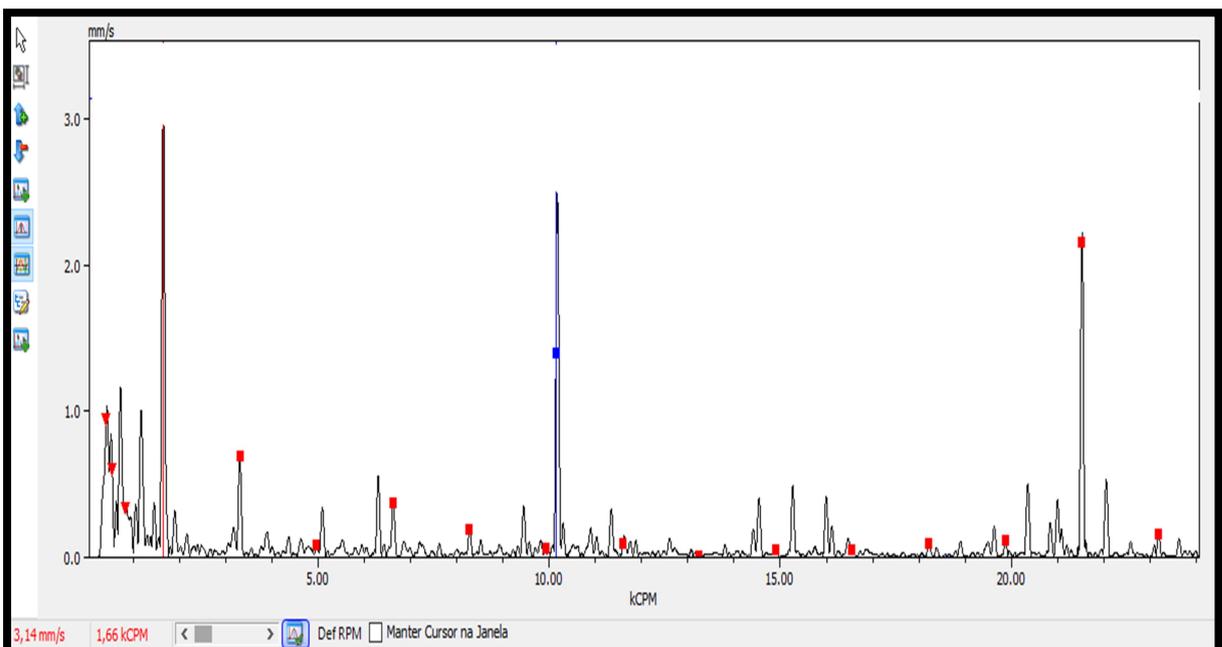
Figura 19 - Vibração no final do experimento do Redutor de Referência.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

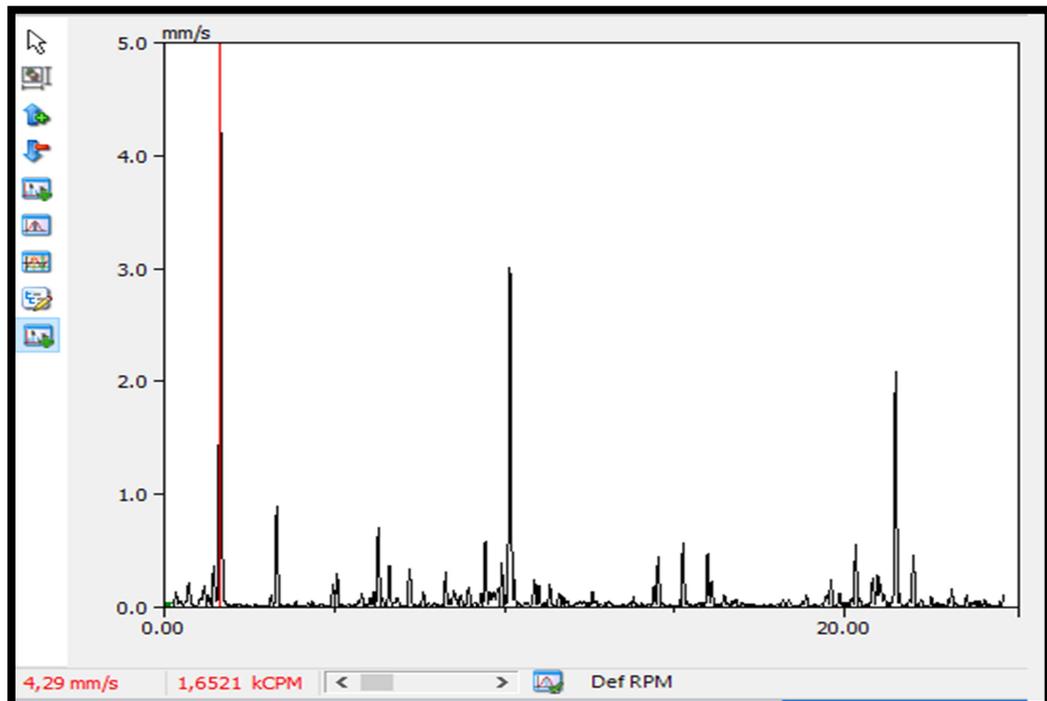
O redutor concorrente obteve os resultados dentro da faixa “admissível” conforme a norma, em todas as medições, que ficou entre 2,90 mm/s no início dos ciclos e 4,29 mm/s no final dos ciclos. Os resultados de vibração no início e final são mostrados conforme as Figura 21 e 22.

Figura 20 - Vibração no início do experimento do Redutor Concorrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Figura 21 - Vibração no final do experimento do Redutor Concorrente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

#### 4.8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O experimento se finalizou contemplando que comparativamente o redutor concorrente é melhor no quesito de vida útil das engrenagens e vida útil dos rolamentos, este no ponto mais crítico de mancalização de estágio de engrenagens. O redutor de referência é melhor no quesito de vida útil do eixo de saída. Nos testes, o redutor concorrente com a carcaça de polímero mostrou ser semelhante ao redutor de referência com a carcaça de ferro fundido nos quesitos de estanqueidade, torque e temperatura. No quesito de vibração o redutor de referência mostrou índices menores de rms e conseqüentemente melhores resultados nesta análise.

## 5 CONCLUSÃO

Conclui-se que, os dois redutores possuem várias semelhanças comprovadas através dos resultados obtidos nos testes, no quesito de vida do equipamento, forças aplicadas, carga horária de trabalho e temperatura, e somente algumas semelhanças nos quesitos de projeto em relação aos resultados dos cálculos geométricos e de resistência mecânica obtidos. Tanto o redutor concorrente quanto o redutor de referência foram aprovados em todas as questões avaliadas, não apresentaram problemas durante os testes, e isso de certa maneira foi comprovado através dos resultados analíticos.

Através dos mesmos cálculos, verificou-se um sobredimensionamento em componentes do redutor concorrente, mas com certas técnicas de fabricação geométricas desenvolvidas, que particularmente resultam em uma relevante redução de custos de fabricação em relação ao redutor de referência, por exemplo, diâmetros de rolamentos e de eixo menores, além de engrenagens sem tratamento térmico. Estas são algumas características importantes que foram observadas para melhorias no redutor de referência. Talvez possa ser este o futuro para a fabricação de redutores de pequeno porte.

Através dos testes foi verificada uma aproximação nos níveis de temperaturas e torques entre os dois redutores, e uma grande diferença de níveis nos teste de vibração entre os dois modelos. Contudo, foi verificado as diferentes construções que cada fabricante adotou para se chegar nas mesmas finalidades de projeto, porém com coeficientes de segurança diferentes.

### 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como possíveis trabalhos futuros, pode-se apontar:

- Avaliação da carcaça de polímero do redutor concorrente, a fim de realizar uma simulação numérica com este material compósito anisotrópico e verificar as propriedades mecânicas de fadiga e térmicas ao longo de sua vida útil em condições de trabalho realistas;
- Testes de vibração em vários pontos do redutor concorrente e referência, a fim de comparar os diferentes níveis alcançados em diferentes pontos da carcaça;

## REFERÊNCIAS

AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION, AGMA 908-B89: **Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth**. Virginia, USA: Global Engineering Documents, 1994.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ISO 10816: **Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ**. 2009.

CARELLI, Giulia Côrte-Real. **Fluxo Consultoria**. Rio de Janeiro, 24 jan. 2018. Disponível em: <<https://fluxoconsultoria.poli.ufrj.br/blog/quimica-alimentos/9-razoes-investir-polimeros/>>. Acesso em: 03 out. 2020.

GEREMIA REDUTORES. **Catalogo Linha GK**. Bento Gonçalves, 2021. Disponível em: <[http://www.geremiaredutores.com.br/arquivos/catalogos/linha-gk\\_6.pdf](http://www.geremiaredutores.com.br/arquivos/catalogos/linha-gk_6.pdf)>. Acesso em 01 jul. 2021.

GONZÁLEZ, Gonzalo Rey. **Cálculo de engranajes cilíndricos**. 2001. Disponível em: <<https://buscodescargas.files.wordpress.com/2012/10/cc3a1lculo-de-engranajes-cilc3adndricos1.pdf>>. Acesso em: 03 out. 2020.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 8. ed. São Paulo: Érica, 2007.

NEWELL, James. **Fundamentos da moderna engenharia e ciência dos materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 2010. Disponível em: <<https://ucsvirtual.ucs.br/startservico/MIB/>>. Acesso em: 27 set. 2020.

NIEMANN, Gustav . **Elementos de Máquina**. 1. Ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1995.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. São Paulo: Bookman, 2004.

NSK. **Rolamentos**. Disponível em <[http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)>. Acesso em 09 out. 2020.

PADILHA, Angelo F. **Materiais de engenharia: Microestrutura e propriedades**. 1. ed. São Paulo, Helmus, 1997.

SALUTO DE ANDRADE, Alan. **ELEMENTOS ORGÂNICOS DE MÁQUINAS II AT-102**. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula04.pdf>>. Acesso em: 03 set. 2020.

SCARAVONATTI, Bruno Sebenelo. **PROTOTIPAGEM E TESTE DE REDUTORES DE MESMA CLASSE PARA REDUÇÃO DE PEÇAS INTERNAS EM COMUM.** Bento Gonçalves, 2020.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica.** 7. ed. São Paulo: Bookman, 2005.

## APENDICE A – TABELA CÁLCULOS DAS ENGRENAGENS

Símbolo	Descrição	Unidade	CONCORRENTE		REFERÊNCIA		Equação
			1E	2E	1E	2E	
$N_p$	Número de dentes do pinhão	-	13	12	10	15	-
$N_g$	Número de dentes da coroa	-	41	52	29	67	-
$\phi_n$	Ângulo de pressão normal	graus	20	20	23	20	-
$\psi$	Ângulo de hélice	graus	35	22	26	15	-
$\phi_t$	Ângulo de pressão transversal	graus	24,0	21,4	24,7	20,6	(04)
$m_n$	Módulo normal	mm	3,00	2,25	2,34	1,5	-
$m_t$	Módulo transversal	mm	3,66	2,43	2,60	1,55	-
$d_p$	Diâmetro primitivo do pinhão	mm	47,6	29,1	26,0	23,3	(03)
$d_g$	Diâmetro primitivo da coroa	mm	150,2	126,2	75,5	104,0	(03)
$C$	Distância entre centros	mm	98,9	77,7	50,8	63,7	(02)
$i$	Relação de transmissão	-	3,15	4,33	2,90	4,47	(01)
$T_p$	Torque no pinhão	N.m	5,11	15,8	5,11	14,5	(10)
$W_t$	Força tangencial	N	215	1085	393	1247	(09) (24)
$W_r$	Força radial	N	158	1085	124	470	(11) (23)
$W_a$	Força axial	N	-133	438	-140	334	(12) (22)
$J$	Fator geométrico de Resistência à flexão	-	0,23	0,47	0,23	0,47	-
$K_a$	Fator de aplicação	-	1,75	1,75	1,75	1,75	-
$K_m$	Fator de distribuição de carga	-	1,26	1,24	1,24	1,25	-
$K_v$	Fator Dinâmico	-	0,82	0,94	0,82	0,94	-
$\sigma_b$	Resistência à fadiga por flexão	MPa	33	78	200	153	(14) (25)

$\sigma_c$	Resistência à fadiga superficial	MPa	484	693	994	882	(16) (26)
$K_L$	Fator de Vida	-	0,88	0,91	0,87	0,91	-
$K_T$	Fator de Temperatura	-	1,00	1,00	1,00	1,00	-
$K_R$	Fator de Confiabilidade	-	1,00	1,00	1,00	1,00	-
$S'_{fb}$	Resistência à fadiga por flexão da AGMA	MPa	230	230	230	230	-
$S_{fb}$	Resistência à fadiga corrigida por flexão	MPa	203	210	218	210	(18)
$Z$	Comprimento de ação do engrenamento	mm	17,09	10,49	10,84	7,09	-
$m_p$	Razão de contato	dentes	1,58	1,48	1,43	1,55	-
$C_p$	Coeficiente elástico	MPa	191	191	191	191	-
$I$	Fator geométrico de superfície	-	0,115	0,234	0,115	0,227	-
$S'_{fc}$	Resistência à fadiga de superfície da AGMA	MPa	1100	1100	1100	1100	-
$S_{fc}$	Resistência à fadiga corrigida superficial	MPa	883	941	1005	937	(19)
$CS_b$	Coeficiente de segurança resist. à flexão	-	6,15	2,7	1,09	1,37	(20)
$CS_c$	Coeficiente de segurança resist. contato superf.	-	3,32	2,85	1,02	1,13	(21)

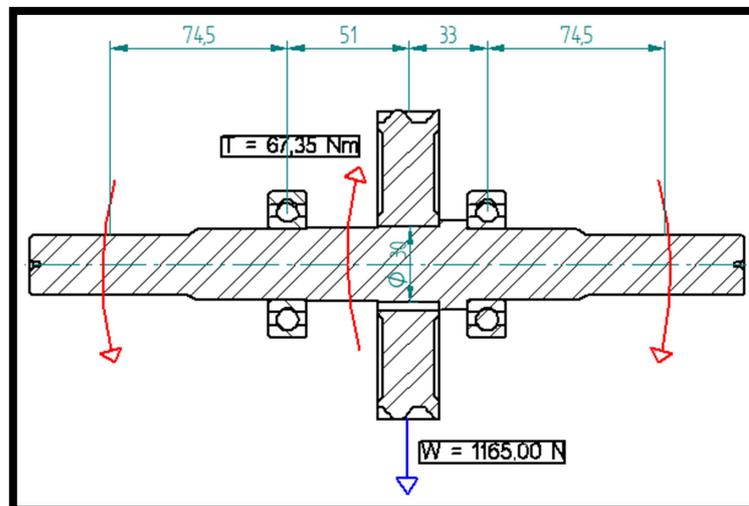
## APENDICE B – CÁLCULOS DO EIXO DO REDUTOR CONCORRENTE

- DE-Gerber:

$$\frac{1}{n} = \frac{16 \cdot K_f \cdot M_a}{\pi \cdot d^3 \cdot S_e} \cdot \left[ 1 + \sqrt{1 + 3 \cdot \left( \frac{K_{fs} \cdot T_m \cdot S_e}{K_f \cdot M_a \cdot S_{ut}} \right)^2} \right] \quad (1)$$

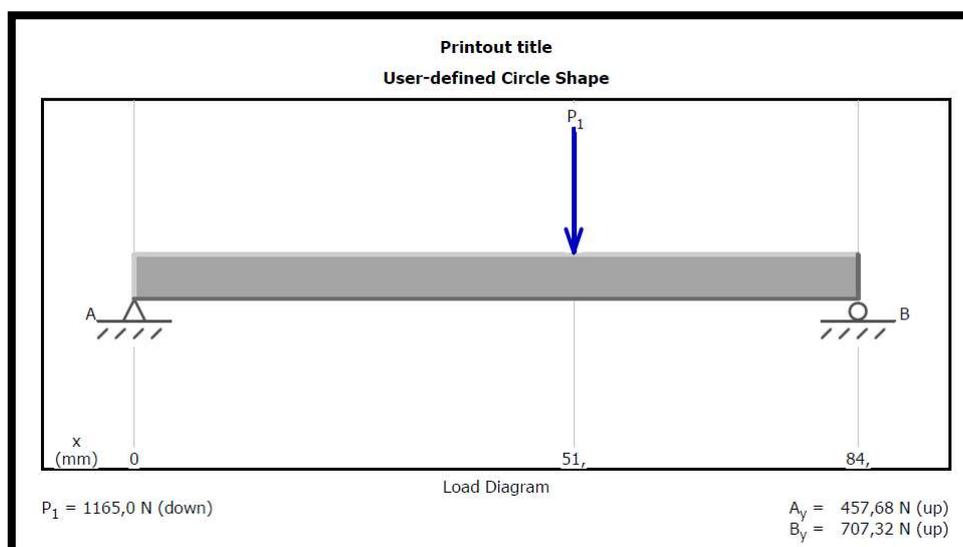
$$T_m = \frac{716,2,9,81 \cdot (1,5,0,84) \cdot (13,67,0,96)}{1725} = 67,35 \text{ Nm} = 67350 \text{ Nm} \quad (2)$$

Figura 22 - Diagrama de Força e Torção solicitada no eixo.



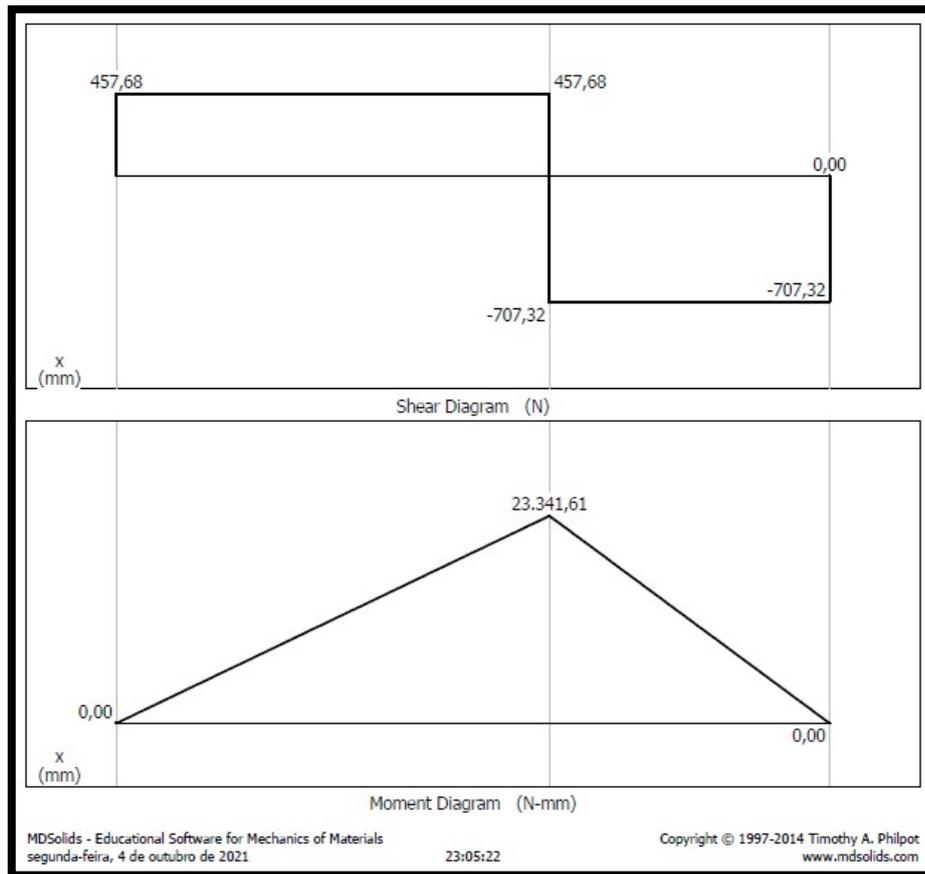
Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Figura 23 - Diagrama do Eixo MDSolids.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Figura 24 - Diagrama de Momento Fletor e Cortante do eixo.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

$$Ma = 23341,61 \text{ Nmm (MDSolids)} \quad (3)$$

$$S_{ut} = 725 \text{ MPa (Aço 1045 trefilado)} \quad (4)$$

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e = 228,39 \text{ MPa} \quad (5)$$

$$k_a = 1,58 \cdot 725^{-0,085} = 0,9 \text{ (retificado)} \quad (5.1)$$

$$k_b = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,86 \text{ (de=30mm)} \quad (5.2)$$

$$k_c = 1,0 \quad (5.4)$$

$$k_d = 1,0 \text{ (20°C)} \quad (5.5)$$

$$k_e = 0,814 \text{ (99\%)} \quad (5.6)$$

$$S'_e = 0,5 \cdot 725 = 362,5 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

$$K_f = \frac{K_t}{1 + \frac{2 \cdot (K_t - 1) \cdot \sqrt{a}}{K_t \cdot \sqrt{r}}} = 2,130 \quad (6)$$

$$K_t = 2,25 \text{ (gráfico, D/d=1,267, r/d=0,033)} \quad (6.1)$$

$$\sqrt{a} = \frac{139}{725} = 0,19 \quad (6.2)$$

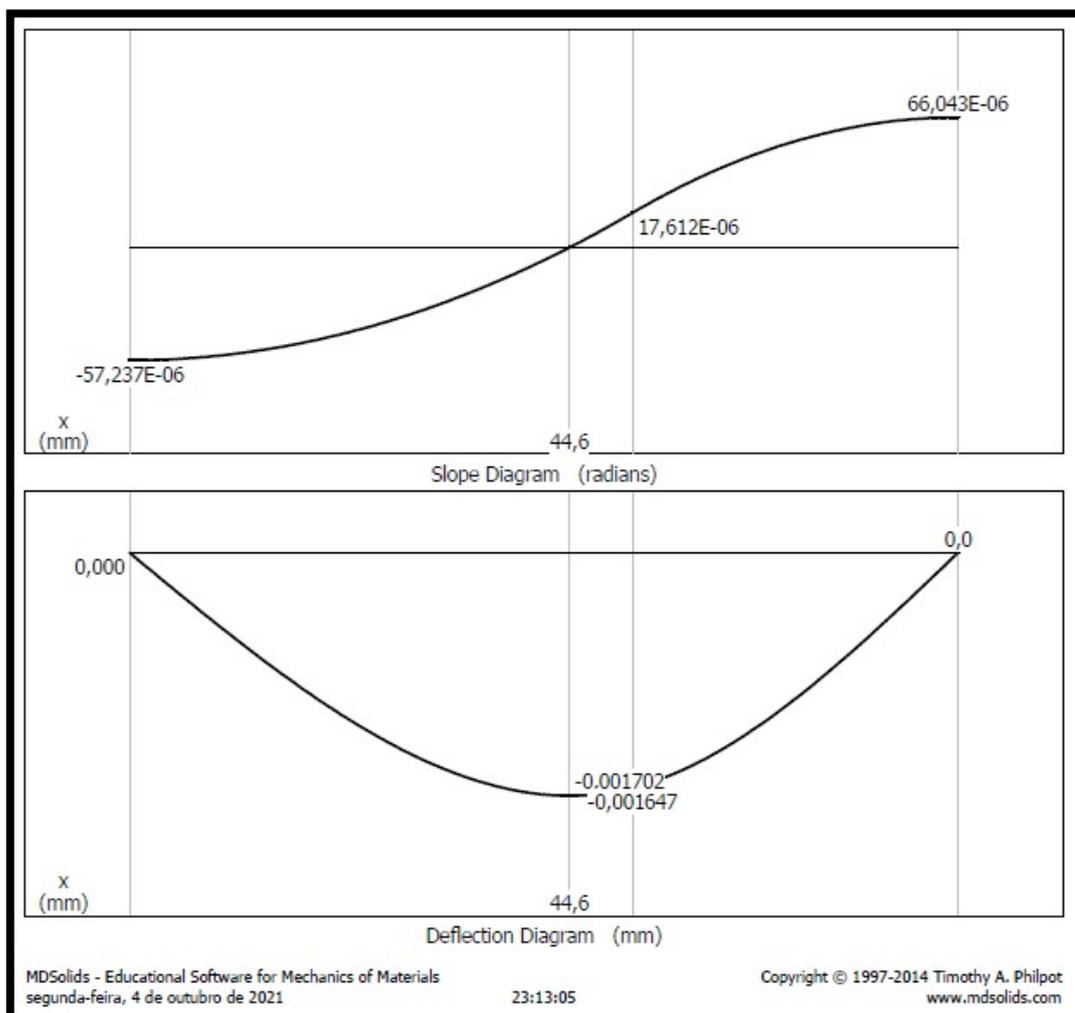
$$K_{fs} = \frac{K_{ts}}{1 + \frac{2 \cdot (K_{ts} - 1) \cdot \sqrt{a}}{K_{ts}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 2,816 \quad (7)$$

$$K_{ts} = 3,00 \text{ (mais crítico para rasgos de chaveta)} \quad (7.1)$$

$$n = 7,741 \quad (1.1)$$

- Rigidez:

Figura 25 - Diagrama de inclinações e deflexões do eixo.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

$$d_{new} = d_{old} \cdot \sqrt[4]{\frac{n \cdot \theta_{old}}{\theta_{adm}}} = 11,23 \text{ mm} \quad (8)$$

$$\theta_{old} = 66,043E - 6 \text{ (MDSolids)} \quad (8.1)$$

$$\theta_{adm} = 0,026 \text{ (Rolamento de Esferas)} \quad (8.2)$$

- Velocidade Crítica Fundamental:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot E \cdot I}{A \cdot \gamma}} = 52955 \frac{rad}{s} = 505683 \text{ rpm} \quad (9)$$

- Cargas Transversais (Rayleigh):

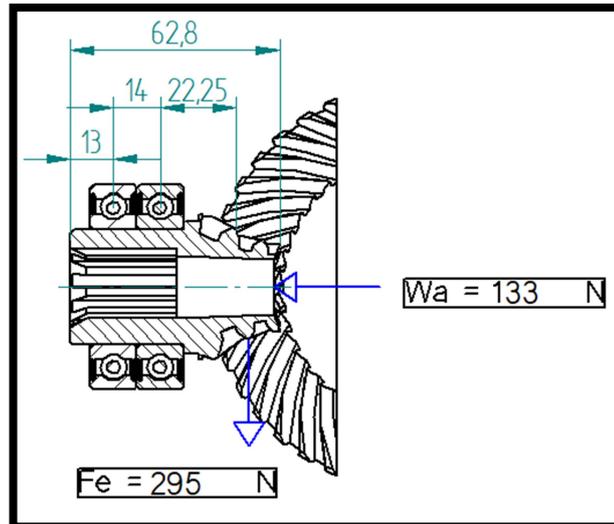
$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(\omega_i \cdot y_i)}{\sum(\omega_i \cdot y_i)^2}} = 2400 \frac{rad}{s} = 22918 \text{ rpm} \quad (10)$$

$$y = 0,001702E - 3 \text{ (MDSolids)} \quad (10.1)$$

## APENDICE C – CÁLCULOS DOS MANCAIS DE ROLAMENTO DO REDUTOR CONCORRENTE

- Pinhão 1E:

Figura 26 - Diagrama rolamentos pinhão 1E.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -133 + R_{cx} = 0 \rightarrow R_{cx} = 133 \text{ N} \quad (1)$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -R_{cy} \cdot 14 - 295 \cdot 36,25 = 0 \rightarrow R_{cy} = -763,8 \text{ N} \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{ay} + 763,8 - 295 = 0 \rightarrow R_{ay} = 468,8 \text{ N} \quad (3)$$

$$C = 16000 \text{ N}; C_o = 10300 \text{ N (6007 ZZ)} \quad (4)$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{133}{10300} = 0,013 \rightarrow e = 0,187 \quad (5)$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{133}{1.763,8} = 0,174 < e \quad (6)$$

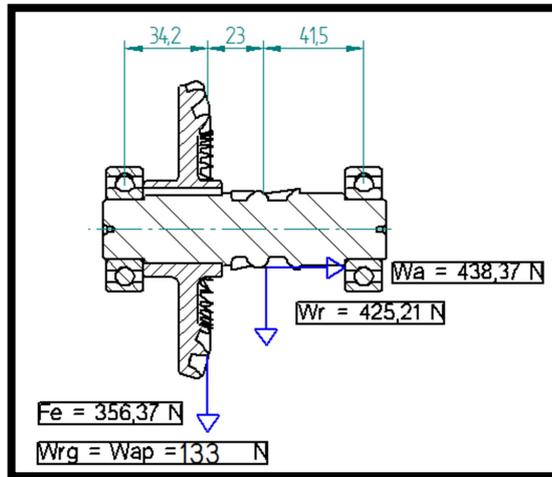
$$F_e = V \cdot F_r = 763,8 \quad (7)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{16000}{763,8}\right)^3 = 9192E6 \text{ ciclos} \quad (8)$$

$$\text{Vida (horas)} = \frac{9192E6}{1725.60} = 88813 \text{ h} \quad (9)$$

- Coroa 1E / Pinhão 2E:

Figura 27 - Diagrama rolamentos coroa 1E / pinhão 2E.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -438,37 + R_{cx} = 0 \rightarrow R_{cx} = 438,37 \text{ N} \quad (1)$$

$$\sum MA = 0 \rightarrow -133 \cdot 34,2 - 425,21 \cdot 57,2 - R_{cy} \cdot 98,7 = 0 \rightarrow R_{cy} = -292,5 \text{ N} \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{ay} + 292,5 - 356,37 - 1165 = 0 \rightarrow R_{ay} = -1229 \text{ N} \quad (3)$$

$$C = 14000 \text{ N}; C_o = 7850 \text{ N (6205)} \quad (4)$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{438,37}{7850} = 0,056 \rightarrow e = 0,26 \quad (5)$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{438,37}{1.1229} = 0,357 > e \quad (6)$$

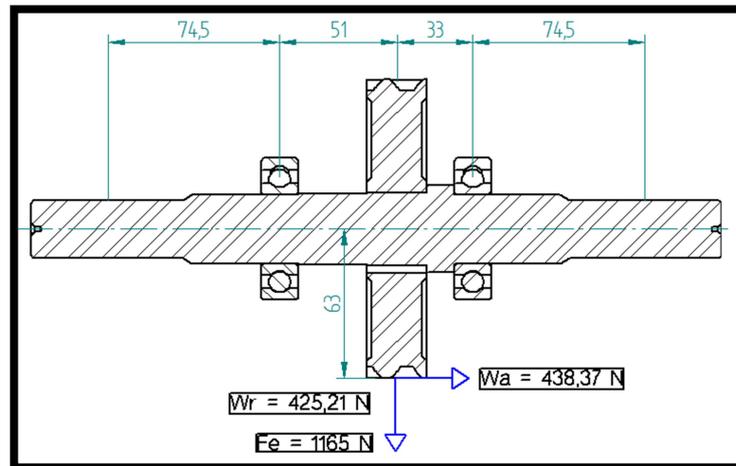
$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1.1229 + 1,71 \cdot 438,37 = 1438 \text{ N} \quad (7)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{14000}{1438}\right)^3 = 922E6 \text{ ciclos} \quad (8)$$

$$\text{Vida (horas)} = \frac{922E6}{546,95 \cdot 60} = 28095 \text{ h} \quad (9)$$

- Coroa 2E:

Figura 28 - Diagrama rolamentos coroa 2E.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -438,37 + R_{cx} = 0 \rightarrow R_{cx} = 438,37 \text{ N} \quad (1)$$

$$\sum MA = 0 \rightarrow -425,21 \cdot 51 + 438,37 \cdot 63 - R_{cy} \cdot 84 = 0 \rightarrow R_{cy} = 70 \text{ N} \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{ay} - 70 - 1165 = 0 \rightarrow R_{ay} = 1235 \text{ N} \quad (3)$$

$$C = 14000 \text{ N}; C_o = 7850 \text{ N (6205)} \quad (4)$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{438,37}{11300} = 0,039 \rightarrow e = 0,236 \quad (5)$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{438,37}{1.1235} = 0,35 > e \quad (6)$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1.1235 + 1,878 \cdot 438,37 = 1515 \text{ N} \quad (7)$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{19500}{1515} \right)^3 = 2132E6 \text{ ciclos} \quad (8)$$

$$\text{Vida (horas)} = \frac{2132E6}{126,18.60} = 281659 \text{ h} \quad (9)$$





## APENDICE F – EQUAÇÕES ADICIONAIS PARA CÁLCULO DE ENGRENAGENS

Para o cálculo do diâmetro interno das engrenagens pinhão ou coroa, indicado pela parte inferior dos dentes helicoidais, usa-se a Equação 1.

$$d_f = D_p - 2 \cdot m \cdot (h_a + c - x) \quad (1)$$

Onde,

$d_f$  é o diâmetro interno da engrenagem [mm];

$D_p$  é o diâmetro primitivo [mm];

$m$  é o módulo da engrenagem [mm/dente];

$h_a$  é o fator de altura da cabeça;

$c$  é o fator de folga radial;

$x$  é o coeficiente de correção do dente.

Para o cálculo do diâmetro externo do pinhão ou coroa, indicado pela parte superior dos dentes helicoidais, usa-se a Equação 2.

$$d_a = 2 \cdot C - d_f - 2 \cdot c \cdot m \quad (2)$$

Onde,

$d_a$  é o diâmetro externo da engrenagem [mm].

$d_f$  é o diâmetro interno da engrenagem [mm];

$C$  é a distância entre centros do par [mm];

$c$  é o fator de folga radial;

$m$  é o módulo da engrenagem [mm/dente].

O ângulo de pressão normal é calculado conforme a Equação 3.

$$\phi_n = \tan^{-1}(\cos(\Psi) \cdot \tan(\phi)) \quad (3)$$

Onde,

$\phi_n$  é o ângulo de pressão normal [°];

$\phi$  é o ângulo de pressão [°];

$\Psi$  é o ângulo de hélice [°].

O ângulo de hélice é calculado conforme a Equação 4.

$$\Psi_b = \cos^{-1} \left( \cos(\Psi) \cdot \frac{\cos(\phi_n)}{\cos(\phi)} \right) \quad (4)$$

Onde,

$\Psi_b$  é o ângulo de hélice de base [°];

$\Psi$  é o ângulo de hélice [°];

$\phi_n$  é o ângulo de pressão normal [°];

$\phi$  é o ângulo de pressão [°].

O fator de distribuição de carga ( $K_m$ ) é obtido conforme a Equação 5. Os valores das constantes C são informados através do Anexo C.

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (5)$$

Onde,

$C_{mc}$  é o fator de correção de carga;

$C_{pf}$  é o fator de proporção do pinhão;

$C_{pm}$  é o modificador da proporção do pinhão;

$C_{ma}$  é o fator de alinhamento do engrenamento;

$C_e$  é o fator de correção do alinhamento de engrenamento.

A Equação 6 abaixo define essa hipótese, necessária também para o cálculo do fator  $K_B$ .

$$m_B = \frac{t_r}{h_t} \quad (6)$$

Onde,

$t_r$  é a espessura da borda medida do diâmetro da raiz do dente até o diâmetro interno da borda do anel [mm];

$h_t$  é a altura total do dente (somatório entre adendo e dedendo) [mm].

Para o fator  $K_B$ , faz-se uso das Equações 7 e 8, que leva em consideração casos em que a engrenagem maior possui uma espessura de borda muito fina, tais casos podem ocasionar uma fratura radial iniciada a partir da raiz do dente.

Para  $0,5 \leq m_B \leq 1,20$ :

$$K_B = -2m_B + 3,4 \quad (7)$$

Para  $m_B > 1,20$ :

$$K_B = 1 \quad (8)$$

Para calcular razão de divisão de carga, utiliza-se a Equação 9.

$$m_N = \frac{B_u}{L_{min}} \quad (9)$$

Onde,

$B_u$  é a largura da engrenagem [mm];

$L_{min}$  é o comprimento mínimo das linhas de contato [mm].

Para o cálculo do comprimento mínimo das linhas de contato é necessário considerar que dois coeficientes serão formados com base na razão de contato transversal ( $m_p$ ) e razão de contato axial ( $m_F$ ), como mostra as Equações 10 e 11.

$n_r$  = Parte fracional de  $m_p$

$n_a$  = Parte fracional de  $m_F$

Se  $n_a \leq 1 - n_r$ , então:

$$L_{min} = \frac{m_p B_u - n_a n_r P_x}{\cos \Psi_b} \quad (10)$$

Se  $n_a > 1 - n_r$ , então:

$$L_{min} = \frac{m_p B_u - (1 - n_a)(1 - n_r)P_x}{\cos \Psi_b} \quad (11)$$

O raio de curvatura de pinhão e coroa helicoidal são calculados através das Equações 12 e 13.

$$p_p = \sqrt{\{0,5 \cdot [(r_p + a_p) + (C - r_g - a_g)]\}^2 - (r_p \cos(\emptyset))^2} \quad (12)$$

$$p_g = C \cdot \sin(\phi) - p_p \quad (13)$$

Onde,

$r_p$  é o raio de referência do pinhão [mm];

$a_p$  é o adendo do pinhão [mm];

$r_g$  é o raio de referência da coroa [mm];

$a_g$  é o adendo da coroa [mm].

Segundo Norton (2004), o coeficiente elástico aplica as diferenças entre os materiais dos dentes, conforme mostra a Equação 14. Os valores de  $\nu$  e  $E$  são informados no Anexo I.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[ \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (14)$$

Onde,

$\nu_p$  é o coeficiente de Poisson para o pinhão;

$\nu_g$  é o coeficiente de Poisson para a engrenagem;

$E_p$  é o módulo de elasticidade para o pinhão [MPa];

$E_g$  é o módulo de Elasticidade para a engrenagem [MPa].

A Largura  $F$  dos dentes é limitada geralmente a  $L/3$  e o valor de  $L$  é definido conforme a Equação 15 abaixo.

$$L = \frac{r_p}{\sin(\alpha_p)} = \frac{d_p}{2 \cdot \sin(\alpha_p)} = \frac{d_g}{2 \cdot \sin(\alpha_g)} \quad (15)$$

Onde,

$L$  é o comprimento do cone até a intersecção [mm];

$r_p$  é o raio de referência do pinhão [mm];

$\alpha_p$  é o ângulo do cone de referência pinhão [mm];

$\alpha_g$  é o ângulo do cone de referência coroa [mm];

$d_p$  é o diâmetro de referência do pinhão [mm];

$d_g$  é o diâmetro de referência da coroa [mm];

A razão de engrenamento pode ser definida conforme a Equação 16.

$$m_G = \frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_p} = \frac{d_g}{d_p} = \tan \alpha_g = \cot \alpha_p \quad (16)$$

Onde,

$\omega_p$  é a velocidade angular do pinhão [rad/s];

$\omega_g$  é a velocidade angular da coroa [rad/s];

$N_p$  é o número de dentes do pinhão [-];

$N_g$  é o número de dentes da coroa [-];

$d_g$  é o diâmetro primitivo da coroa [mm];

$d_p$  é o diâmetro primitivo do pinhão [mm];

**ANEXO A - FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO J DA AGMA PARA  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 10^\circ$ , DENTES DE PROFUNDIDADE COMPLETA COM CARREGAMENTO NA PONTA**

Fator geométrico de flexão J da AGMA para $\phi = 20^\circ$ , $\psi = 10^\circ$ dentes de profundidade completa com carregamento na ponta																
Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G		
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0,46	0,46								
26	U	U	U	U	U	U	0,47	0,49	0,49	0,49						
35	U	U	U	U	U	U	0,48	0,52	0,50	0,53	0,54	0,54				
55	U	U	U	U	U	U	0,49	0,55	0,52	0,56	0,55	0,57	0,59	0,59		
135	U	U	U	U	U	U	0,50	0,60	0,53	0,61	0,57	0,62	0,60	0,63	0,65	0,65

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

### ANEXO B - FATORES DE APLICAÇÃO Ka

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

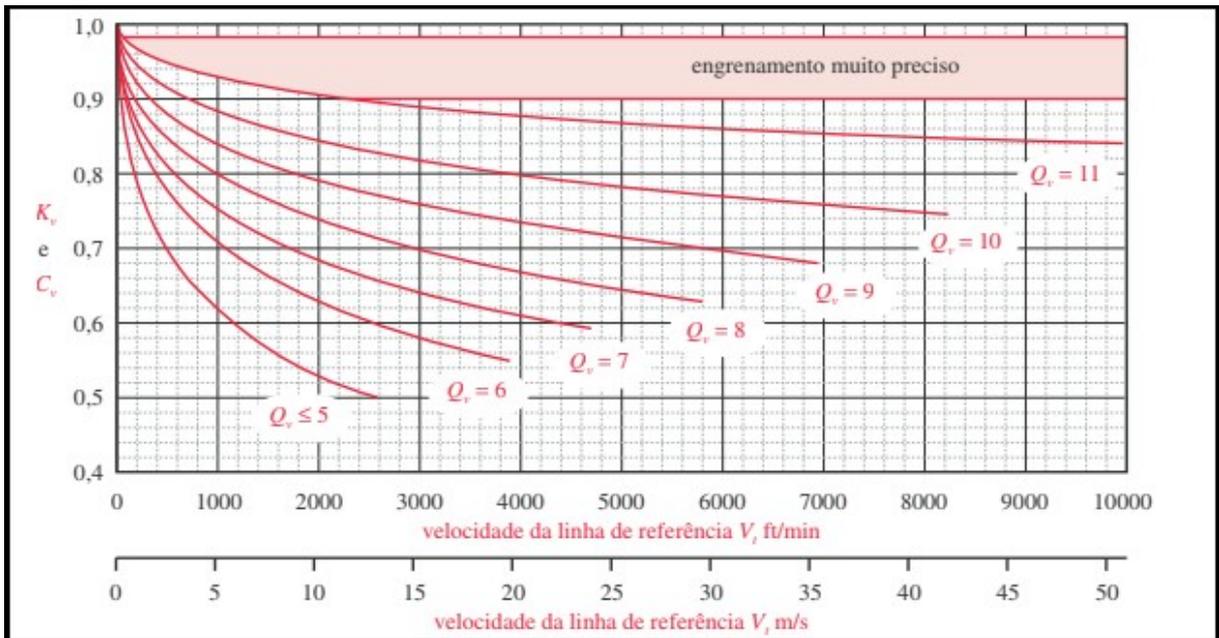
Fonte: Adaptado de Norton (2004).

## ANEXO C - FATORES PARA DISTRIBUIÇÃO DE CARGA

Fator de correção de carga			
$C_{mc}$	1,0 – para dentes sem coroamento		
	0,8 – para dentes coroados		
Fator de proporção do pinhão			
$C_{pf}$	$\frac{B_u}{10d} - 0,025$	$B_u \leq 25 \text{ mm}$	
	$\frac{B_u}{10d} - 0,0375 + 4,92(10^{-4})B_u$	$25 < B_u \leq 425 \text{ mm}$	
	$\frac{B_u}{10d} - 0,1109 + 8,15(10^{-4})B_u - 3,53(10^{-7})B_u^2$	$425 < B_u \leq 1000 \text{ mm}$	
Modificador da proporção do pinhão			
$C_{pm}$	1 – para pinhão montado no intervalo entre mancais com $\frac{s_1}{s} < 0,175$		
	1,1 – para pinhão montado no intervalo entre mancais com $\frac{s_1}{s} \geq 0,175$		
Fator de alinhamento do engrenamento			
$C_{ma} = A + BB_u + CB_u^2$			
Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$- 0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$- 0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$- 0,926(10^{-4})$
Unidades fechadas, extraprecisas	0,00360	0,0102	$- 0,822(10^{-4})$
Largura da face $B_u$ em polegadas*			
Fator de correção do alinhamento do engrenamento			
$C_e$	0,8 – para engrenamento ajustado na montagem, ou quando a compatibilidade é melhorada por lapidação, ou ambos		
	1,0 – para todas as outras condições		

Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

## ANEXO D – FATOR DINÂMICO $K_v$



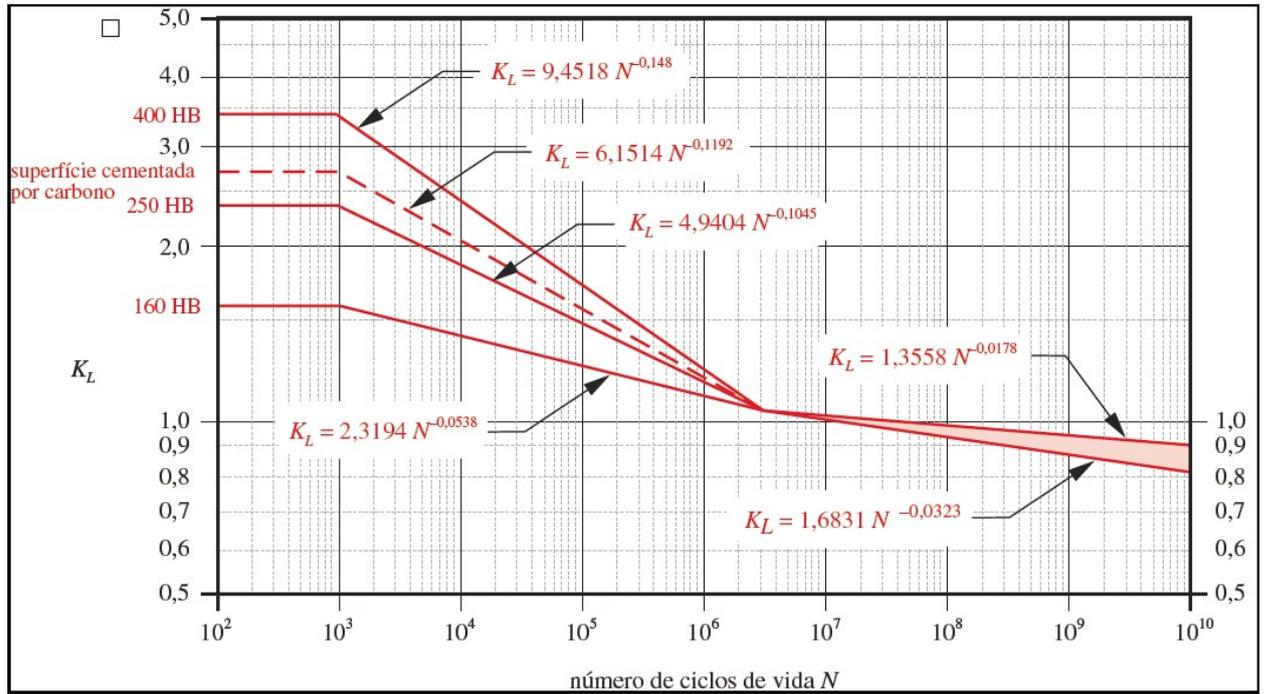
Fonte: Adaptado de Norton (2004).

## ANEXO E - RESISTÊNCIAS À FADIGA DE FLEXÃO NORMA AGMA

Resistências à fadiga de flexão $S_G$ , da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*							
Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão		
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa	
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230	
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280	
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325	
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360	
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150	
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520	
			AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N <sup>†</sup>	34-45	230-310
			AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
			Nitroliga 135M	Nitretado	90,0 HR15N	38-48	260-330
Nitroliga	Nitretado	90,0 HR15N	40-50	280-345			
2,5% Cromo	Nitretado	87,5-90,0 15N	55-65	380-450			
Ferro recozido	20	Classe 20	Como fundido		5	35	
			Como fundido	175 HB	8	69	
			Como fundido	200 HB	13	90	
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230	
			Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230	
			Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
			Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
Ferro maleável (perlitico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70	
				180 HB	13	90	
				195 HB	16	110	
				240 HB	21	145	
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40	
			Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160	
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954					

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

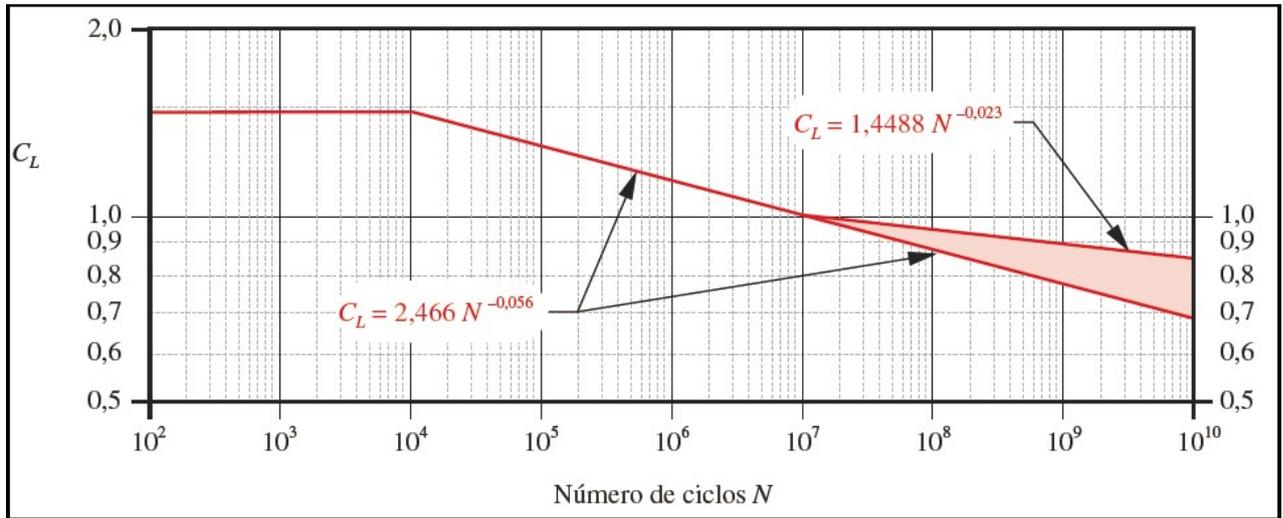
## ANEXO F – FATOR DE VIDA PARA ENGRENAGENS



## ANEXO G - RESISTÊNCIAS À FADIGA DE SUPERFÍCIE

Resistências à fadiga de superfície $S_{fc}'$ da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*						
Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão	
					psi x 10 <sup>2</sup>	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecimento completo	240 HB	105-115	720-790
			Endurecimento completo	300 HB	120-135	830-930
			Endurecimento completo	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecimento completo	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecimento por chama ou indução	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecimento por chama ou indução	54 HRC	175-195	1200-1300
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	180-225	1250-1300
		ANSI 4140	Nitretado	84,6 HR15N <sup>†</sup>	155-180	1100-1250
		ANSI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	150-175	1050-1200
		Nitroliza 135M	Nitretado	90,0 HR15N	170-195	1170-1350
Nitroliza	Nitretado	90,0 HR15N	195-205	1340-1410		
Cromo 2,5%	Nitretado	87,5 HR15N	155-172	1100-1200		
Cromo 2,5%	Nitretado	90,0 HR15N	192-216	1300-1500		
Ferro fundido	20	Classe 20	Como fundido		50-60	340-410
	30	Classe 30	Como fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Classe 40	Como fundido	200 HB	75-85	520-590
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	103-126	710-870
Ferro maleável (perlitico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	30	450
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	65	450

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

ANEXO H – FATOR DE VIDA DE SUPERFÍCIE  $C_L$ 

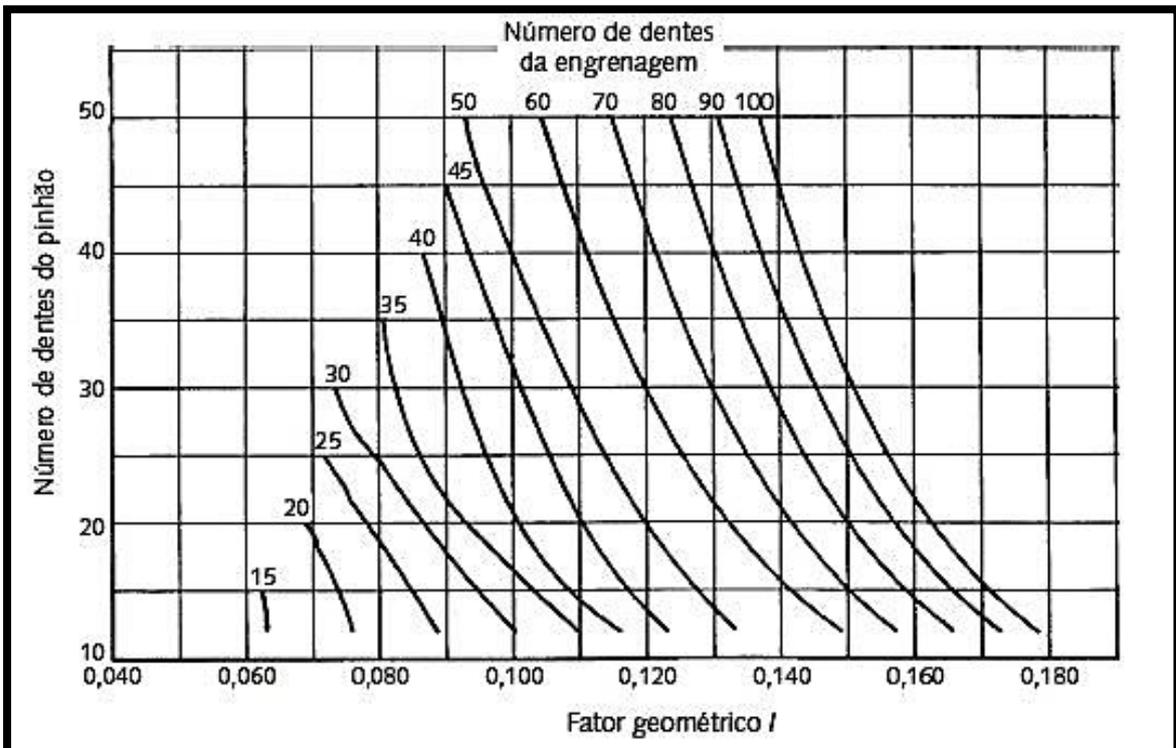
Fonte: Adaptado de Norton (2004).

## ANEXO I – PROPRIEDADES FÍSICAS DE ALGUNS MATERIAIS DA ENGENHARIA

<b>Propriedades físicas de alguns materiais de engenharia</b>								
Estas propiedades são essencialmente similares para todas as ligas do material analisado								
Material	Módulo de elasticidade <i>E</i>		Módulo de rigidez <i>G</i>		Coeficiente de Poisson $\nu$	Densidade em peso $\gamma$	Densidade em massa $\rho$	Gravidade específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in <sup>3</sup>	Mg/m <sup>3</sup>	
Ligas de alumínio	10,4	71,7	3,9	26,8	0,34	0,10	2,8	2,8
Cobre berílio	18,5	127,6	7,2	49,4	0,29	0,30	8,3	8,3
Latão, bronze	16,0	110,3	6,0	41,5	0,33	0,31	8,6	8,6
Cobre	17,5	120,7	6,5	44,7	0,35	0,32	8,9	8,6
Ferro, fundido, cinza	15,0	103,4	5,9	40,4	0,28	0,26	7,2	7,2
Ferro, fundido, dúctil	24,5	168,9	9,4	65,0	0,30	0,25	6,9	6,9
Ferro, fundido, maleável	25,0	172,4	9,6	66,3	0,30	0,26	7,3	7,3
Ligas de magnésio	6,5	44,8	2,4	16,8	0,33	0,07	1,8	1,8
Ligas de níquel	30,0	206,8	11,5	79,6	0,30	0,30	8,3	8,3
Aço, carbono	30,0	206,8	11,7	80,8	0,28	0,28	7,8	7,8
Aço, ligas	30,0	206,8	11,7	80,8	0,28	0,28	7,8	7,8
Aço, inoxidável	27,5	189,6	10,7	74,1	0,28	0,28	7,8	7,8
Ligas de titânio	16,5	113,8	6,2	42,4	0,34	0,16	4,4	4,4
Ligas de zinco	12,0	82,7	4,5	31,1	0,33	0,24	6,6	6,6

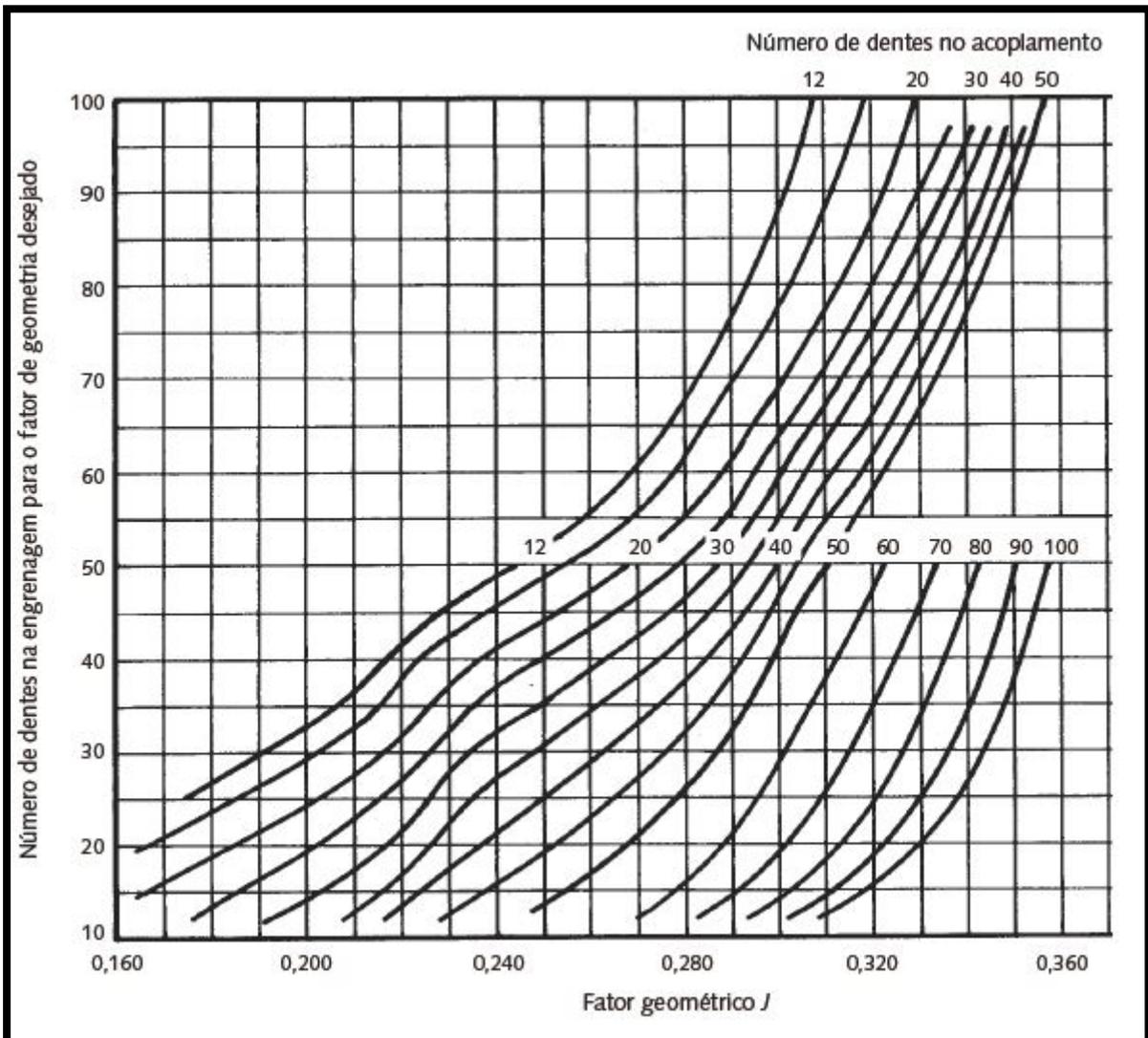
Fonte: Adaptado de Norton (2004).

**ANEXO J - FATOR GEOMÉTRICO I PARA ENGRENAGENS CÔNICAS ESPIRAIS  
COM  $\varphi = 20^\circ$ , ÂNGULO DE ESPIRAL  $\Psi = 35^\circ$  E RAIOS DA EXTREMIDADE DA  
FERRAMENTA  $0,240/pd$**



Fonte: Adaptado de Norton (2004).

**ANEXO K - FATOR GEOMÉTRICO J PARA ENGRENAGENS CÔNICAS  
ESPIRAIS COM  $\phi = 20^\circ$ , ÂNGULO DE ESPIRAL  $\psi = 35^\circ$  E RAIOS DE  
EXTREMIDADE DA FERRAMENTA  $0,240/pd$**



Fonte: Adaptado de Norton (2004).

**ANEXO L - CARGAS DINÂMICAS E ESTÁTICAS PARA ROLAMENTOS DE ESFERAS**

Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica				Fator																																																																
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>f<sub>0</sub></i>																																																																
				(N)				{kgf}																																																																
<b>10</b>	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8																																																																
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0																																																																
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4																																																																
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2																																																																
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2																																																																
	<p><b>Carga Dinâmica Equivalente</b>  <math>P = X F_r + Y F_a</math></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}</math></th> <th rowspan="2"><i>e</i></th> <th colspan="2"><math>\frac{F_a}{F_r} \leq e</math></th> <th colspan="2"><math>\frac{F_a}{F_r} &gt; e</math></th> </tr> <tr> <th><i>X</i></th> <th><i>Y</i></th> <th><i>X</i></th> <th><i>Y</i></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,172</td><td>0,19</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>2,30</td></tr> <tr><td>0,345</td><td>0,22</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,99</td></tr> <tr><td>0,689</td><td>0,26</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,71</td></tr> <tr><td>1,03</td><td>0,28</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,55</td></tr> <tr><td>1,38</td><td>0,30</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,45</td></tr> <tr><td>2,07</td><td>0,34</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,31</td></tr> <tr><td>3,45</td><td>0,38</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,15</td></tr> <tr><td>5,17</td><td>0,42</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,04</td></tr> <tr><td>6,89</td><td>0,44</td><td>1</td><td>0</td><td>0,56</td><td>1,00</td></tr> </tbody> </table> <p><b>Carga Estática Equivalente</b>  <math>\frac{F_a}{F_r} &gt; 0,8, P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a</math>  <math>\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8, P_0 = F_r</math></p>									$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	<i>e</i>	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	0,172	0,19	1	0	0,56	2,30	0,345	0,22	1	0	0,56	1,99	0,689	0,26	1	0	0,56	1,71	1,03	0,28	1	0	0,56	1,55	1,38	0,30	1	0	0,56	1,45	2,07	0,34	1	0	0,56	1,31	3,45	0,38	1	0	0,56	1,15	5,17	0,42	1	0	0,56	1,04	6,89	0,44	1	0	0,56
$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	<i>e</i>	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$																																																																				
		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>																																																																			
0,172	0,19	1	0	0,56	2,30																																																																			
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99																																																																			
0,689	0,26	1	0	0,56	1,71																																																																			
1,03	0,28	1	0	0,56	1,55																																																																			
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45																																																																			
2,07	0,34	1	0	0,56	1,31																																																																			
3,45	0,38	1	0	0,56	1,15																																																																			
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04																																																																			
6,89	0,44	1	0	0,56	1,00																																																																			

Fonte: Adaptado de NSK.

## ANEXO M - CARGAS DINÂMICAS E ESTÁTICAS PARA ROLAMENTOS CÔNICOS

<i>d</i>	<i>D</i>	Dimensões (mm)					Capacidade de Carga Básica (N)				Limite de Rotação (rpm)	
		<i>T</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	Cone <i>r</i> mín.	Capa <i>r</i> mín.	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i> (kgf)	<i>C<sub>0r</sub></i> (kgf)	Graxa	Óleo
<b>15</b>	35	11,75	11	10	0,6	0,6	14 800	13 200	1 510	1 350	11 000	15 000
	42	14,25	13	11	1	1	23 600	21 100	2 400	2 160	9 500	13 000
<b>17</b>	40	13,25	12	11	1	1	20 100	19 900	2 050	2 030	9 500	13 000
	40	17,25	16	14	1	1	27 100	28 000	2 770	2 860	9 500	13 000
	47	15,25	14	12	1	1	29 200	26 700	2 980	2 720	8 500	12 000
	47	15,25	14	10,5	1	1	22 000	20 300	2 240	2 070	8 000	11 000
	47	20,25	19	16	1	1	37 500	36 500	3 800	3 750	8 500	11 000

Carga Dinâmica Equivalente			
$P = XF_r + YF_a$			
$F_a/F_r < e$		$F_a/F_r > e$	
<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>
1	0	0,4	<i>Y<sub>1</sub></i>
Carga Estática Equivalente			
$P_0 = 0,5F_r + Y_0F_a$			
Quando $F_r > 0,5F_r + Y_0F_a$ , use $P_0 = F_r$			

Número do Rolamento	Sistema de Dimensão ISO355	Dimensão de Encosto (mm)								Centro da Linha de Carga (mm) <i>a</i>	Constante <i>e</i>	Fatores de Carga Axial		Massa (kg) aprox.	
		<i>d<sub>a</sub></i> mín.	<i>d<sub>b</sub></i> máx.	<i>D<sub>a</sub></i> máx.	<i>D<sub>b</sub></i> mín.	<i>S<sub>a</sub></i> mín.	<i>S<sub>b</sub></i> mín.	Cone <i>r<sub>a</sub></i> máx.	Capa <i>r<sub>a</sub></i> máx.			<i>Y<sub>1</sub></i>	<i>Y<sub>0</sub></i>		
<b>30202</b>	—	23	19	30	30	33	2	1,5	0,6	0,6	8,2	0,32	1,9	1,0	0,053
<b>HR 30302 J</b>	2FB	24	22	36	36	38,5	2	3	1	1	9,5	0,29	2,1	1,2	0,098
<b>HR 30203 J</b>	2DB	26	23	34	34	37,5	2	2	1	1	9,7	0,35	1,7	0,96	0,079
<b>HR 32203 J</b>	2DD	26	22	34	34	37	2	3	1	1	11,2	0,31	1,9	1,1	0,103
<b>HR 30303 J</b>	2FB	26	24	41	40	43	2	3	1	1	10,4	0,29	2,1	1,2	0,134
<b>30303 D</b>	—	29	23	41	34	44	2	4,5	1	1	15,4	0,81	0,74	0,41	0,129
<b>HR 32303 J</b>	2FD	28	23	41	39	43	2	4	1	1	12,5	0,29	2,1	1,2	0,178

Fonte: Adaptado de NSK.

## ANEXO N – DIMENSÕES DE CHAVETAS

EIXO D					CHAVETA			RASGO			
					b	x	h	b	t	t1	
10	<	Ø	≤	12	4	x	4	4	2,5	D+	1,8
12	<	Ø	≤	17	5	x	5	5	3	D+	2,3
17	<	Ø	≤	22	6	x	6	6	3,5	D+	2,8
22	<	Ø	≤	30	8	x	7	8	4	D+	3,3
30	<	Ø	≤	38	10	x	8	10	5	D+	3,3
38	<	Ø	≤	44	12	x	8	12	5	D+	3,3
44	<	Ø	≤	50	14	x	9	14	5,5	D+	3,8
50	<	Ø	≤	58	16	x	10	16	6	D+	4,3
58	<	Ø	≤	65	18	x	11	18	7	D+	4,4
65	<	Ø	≤	75	20	x	12	20	7,5	D+	4,9
75	<	Ø	≤	85	22	x	14	22	9	D+	5,4
85	<	Ø	≤	95	25	x	14	25	9	D+	5,4
95	<	Ø	≤	110	28	x	16	28	10	D+	6,4
110	<	Ø	≤	130	32	x	18	32	11	D+	7,4
130	<	Ø	≤	150	36	x	20	36	12	D+	8,4
150	<	Ø	≤	170	40	x	22	40	13	D+	9,4
170	<	Ø	≤	200	45	x	25	45	15	D+	10,5

Fonte: Adaptado de Geremia Redutores (2020).

**ANEXO O - FATOR GEOMÉTRICO I E J DA AGMA PARA  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 20^\circ$ ,  
DENTES DE PROFUNDIDADE ALONGADA 25% COM CARREGAMENTO NA  
PONTA**

I AND J FACTORS FOR:																
20.0		DEG. PRESSURE ANGLE				2.250		WHOLE DEPTH FACTOR								
20.0		DEG. HELIX ANGLE				0.024		TOOTH THINNING FOR BACKLASH								
0.250		TOOL EDGE RADIUS						LOADED AT TIP								
		25 PERCENT LONG ADDENDUM PINION ( $x_1 = 0.25$ )														
		25 PERCENT SHORT ADDENDUM GEAR ( $x_2 = -0.25$ )														
GEAR TEETH	PINION TEETH															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I	0.108															
J	0.45	0.29														
14 I	0.124		0.114													
J	0.45	0.32	0.47	0.33												
17 I	0.144		0.133		0.119											
J	0.46	0.35	0.48	0.36	0.50	0.37										
21 I	0.165		0.154		0.140		0.125									
J	0.47	0.39	0.48	0.39	0.51	0.40	0.53	0.41								
26 I	0.186		0.174		0.160		0.145		0.130							
J	0.47	0.41	0.49	0.42	0.51	0.43	0.53	0.44	0.55	0.45						
35 I	0.212		0.201		0.187		0.172		0.156		0.135					
J	0.48	0.44	0.50	0.45	0.52	0.46	0.54	0.47	0.55	0.48	0.58	0.49				
55 I	0.246		0.236		0.223		0.209		0.195		0.175		0.142			
J	0.48	0.48	0.50	0.49	0.52	0.50	0.54	0.51	0.56	0.52	0.58	0.53	0.61	0.55		
135 I	0.291		0.284		0.274		0.265		0.255		0.240		0.214		0.151	
J	0.49	0.53	0.51	0.53	0.53	0.54	0.55	0.56	0.57	0.57	0.59	0.58	0.62	0.60	0.65	0.62

Fonte: Adaptado de AGMA.