

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DAS EXATAS E TECNOLOGIA**

JOSIAS BERNARDI MARTELLO

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA COROA TIPO ENGRENAGEM SEM-
FIM FABRICADA EM PA 6**

CAXIAS DO SUL

2020

JOSIAS BERANRDI MARTELLO

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA COROA TIPO ENGRENAGEM SEM-FIM FABRICADA EM PA 6

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade de Caxias do Sul.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison.

CAXIAS DO SUL

2020

JOSIAS BERANRDI MARTELLO

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA COROA TIPO ENGRENAGEM SEM-FIM FABRICADA EM PA 6

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em: 02/12/2020

Banca examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Orientador - Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dra. Maria Cristina Moré Farias
Avaliador I - Universidade de Caxias do Sul

Prof. Me. Albano Luiz Weber
Avaliador II - Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

Este trabalho apresenta a avaliação à resistência mecânica medida de maneira experimental em uma coroa polimérica aplicada em um redutor de velocidade do tipo engrenagem sem-fim. A utilização de uma coroa fabricada em material polimérico favorece a diminuição dos custos do produto, se comparado à utilização da coroa fabricada em material metálico já existente. A avaliação da coroa polimérica de maneira experimental serve para verificar o seu funcionamento na aplicação de uso, analisando assim, a funcionalidade dessa alteração no produto final. Este experimento foi executado por meio de testes com torque controlado através do uso de um dinamômetro. Com o objetivo de identificar alguma condição inadequada de operação ou algum tipo de padrão ou tendência que indicassem a falha futura ou iminente da coroa, foram efetuadas análises de temperatura, vibratórias e de massa em diferentes valores de torque aplicados. Por meio da análise de temperatura, de vibração e de massa, não foi possível prever algum tipo de padrão indicando a possível falha da coroa polimérica, mas, foi possível identificar pontos em que a utilização da coroa polimérica proporciona melhorias no produto final, como na redução do nível vibratório do conjunto e de sua massa. Com a análise dos dados obtidos e a utilização da regra de acúmulo linear de dano, foi possível estimar a vida útil em ciclos da coroa polimérica em função do torque requerido na saída do redutor. Depois de executadas as análises, pôde-se concluir que a coroa polimérica suportou torques superiores ao torque máximo indicado para a coroa metálica, mas, apresentou uma redução considerável no número de ciclos suportados de maneira estimada.

Palavras-chave: Coroa Polimérica. Engrenagem sem-fim. Redutor de velocidade.

ABSTRACT

This work demonstrates the evaluation of mechanical resistance performed experimentally in a polymeric gear applied in a worm gear speed reducer. The use of a gear made of polymeric material reduces the product cost compared with a metal gear. The evaluation of the polymeric gear in an experimental way serves to verify its functioning in the application of use, thus analyzing the functionality of this change in the final product. This experiment was carried out through tests with controlled torque through the use of a dynamometer. In order to identify any inadequate operating condition or any type of pattern or trend that would indicate the future or imminente failure of the gear, temperature, vibration and mass analyzes were performed at different applied torque values. Through the analysis of temperature, vibration and mass, it was not possible to predict some type of pattern indicating the possible failure of the polymeric gear, but it was possible to identify points where the use of the polymeric gear provides improvements in the final product, as in the reduction the vibratory level of the set and its mass. With the analysis of the obtained data and the use of the linear damage accumulation rule, it was possible to estimate the service life in cycles of the polymer gear according to the torque required at the reducer output. After the analyzes were carried out, it can be concluded that the polymeric gear supported torques higher than the maximum torque indicated for the metallic gear, but showed a considerable reduction in the number of cycles supported in an estimated manner.

Keywords: Polymeric gear. Worm gear. Speed reducer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Conjunto engrenagem sem-fim	12
Figura 2 – Posicionamento do conjunto engrenagem sem-fim	16
Figura 3 – Eficiência de um conjunto engrenagem sem-fim.....	17
Figura 4 – Vista em corte de um redutor engrenagem sem-fim	18
Figura 5 – Parâmetros geométricos de um par sem-fim.....	20
Figura 6 – Planos normais e transversais e a decomposição de forças.....	21
Figura 7 – Segmento de uma viga reta sob flexão pura.....	23
Figura 8 – Trinca na raiz do dente de uma engrenagem.....	29
Figura 9 – Fratura do dente de uma engrenagem	29
Figura 10 – Desgaste em engrenagens poliméricas.....	30
Figura 11 – Dano devido à redução de espessura no dente	31
Figura 12 – Dano devido às altas temperaturas na face de contato entre os dentes	31
Figura 13 – Avaliação do conjunto PAxx vs PA6.....	33
Figura 14 – Avaliação do conjunto PAxx vs POM	33
Figura 15 – Avaliação do conjunto PA6, PA66, PPS vs POM+GF+PTFE	34
Figura 16 – Expectativa de vida útil para pares de engrenagens poliméricas	35
Figura 17 – Expectativa de vida útil para pares de engrenagens poliméricas	35
Figura 18 – Coroa metálica	37
Figura 19 – Dimensões da coroa metálica.....	38
Figura 20 – Diagrama de corpo livre na coroa... ..	39
Figura 21 – Diagrama de corpo livre em um dente da coroa... ..	39
Figura 22 – Dimensões do dente da coroa.....	40
Figura 23 – Propriedades da Poliamida 6.....	40
Figura 24 – Coroa fabricada em Poliamida 6.. ..	41
Figura 25 – Fluxograma para teste A.. ..	41
Figura 26 – Fluxograma para testes B e C.....	42
Figura 27 – Redutor acoplado ao dinamômetro.	44
Figura 28 – Adaptação do redutor ao dinamômetro... ..	44
Figura 29 – Recursos utilizados.....	45
Figura 30 – Medição de temperatura.....	46
Figura 31 – Gráfico de temperaturas obtidas no teste A... ..	47

Figura 32 – Gráfico de temperaturas obtidas no teste B.....	48
Figura 33 – Gráfico de temperaturas obtidas no teste C.....	48
Figura 34 – Coordenadas na medição de vibração.....	49
Figura 35 – Espectro eixo Z, Fase 6, teste A, coroa metálica... ..	50
Figura 36 – Espectro eixo Z, Fase 6, teste A, coroa polimérica.....	50
Figura 37 – Nomograma de vibração e critérios de vibração.....	51
Figura 38 – Gráfico de vibrações obtidas na Fase 3 no teste B.....	52
Figura 39 – Gráfico de vibrações obtidas na Fase 5 no teste C.....	52
Figura 40 – Dentes da coroa polimérica danificados... ..	54
Figura 41 – Expectativa de vida útil da coroa polimérica	55
Figura 42 – Espectro eixo X, Fase 6, teste A, coroa metálica... ..	62
Figura 43 – Espectro eixo Y, Fase 6, teste A, coroa metálica... ..	62
Figura 44 – Espectro eixo X, Fase 6, teste A, coroa polimérica... ..	62
Figura 45 – Espectro eixo Y, Fase 6, teste A, coroa polimérica... ..	63
Figura 46 – Espectro eixo X, Fase 3, teste B, coroa polimérica.....	63
Figura 47 – Espectro eixo Y, Fase 3, teste B, coroa polimérica.....	63
Figura 48 – Espectro eixo Z, Fase 3, teste B, coroa polimérica	64
Figura 49 – Espectro eixo X, Fase 5, teste C, coroa polimérica.....	64
Figura 50 – Espectro eixo Y, Fase 5, teste C, coroa polimérica.....	64
Figura 51 – Espectro eixo Z, Fase 5, teste C, coroa polimérica	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Densidade e propriedades mecânicas de alguns polímeros	27
Tabela 2 – Composição química do bronze fundido	37
Tabela 3 – Composição química do ferro fundido GG-25	38
Tabela 4 – Parâmetros utilizados no teste A.	42
Tabela 5 – Parâmetros utilizados no teste B.....	43
Tabela 6 – Parâmetros utilizados no teste C.....	43
Tabela 7 – Características do acelerômetro	46
Tabela 8 – Comparativo de massas das coroas.....	53
Tabela 9 – Fator de dano obtido nos testes A e B	54
Tabela 10 – Fator de dano obtido no teste C	55

LISTA DE SÍMBOLOS

- F_e = largura da face da coroa [mm];
- N_G = número de dentes da coroa;
- N_{fi} = número de ciclos suportados pelo material;
- T_G = torque na coroa [N.mm];
- T_W = torque no eixo sem-fim [N.mm];
- T_s = torque de saída [N.m];
- W_{aG} = componente da força axial na coroa [N];
- W_r = força radial [N];
- W_{tG} = componente da força tangencial na coroa [N];
- W_{tW} = componente da força tangencial no eixo sem-fim [N];
- d_G = diâmetro primitivo da coroa [mm];
- d_W = diâmetro primitivo do eixo sem-fim [mm];
- d_i = diâmetro interno da coroa [mm];
- m_G = relação de engrenamento do eixo sem-fim e a coroa;
- n_e = rotação do eixo sem-fim [rpm];
- n_i = número de ciclos aplicados;
- p_x = passo axial [mm];
- $\sigma_{m\acute{a}x}$ = tensão máxima [MPa];
- μ = coeficiente de atrito;
- h = altura do ponto de contato do dente [mm];
- C = distância entre centros [mm];
- GMF = frequência de engrenamento [Hz];
- I = momento de inércia [mm^4];
- M = momento fletor [N.mm];
- Z = número de entradas do eixo sem-fim;
- c = metade da espessura do dente [mm];
- e = eficiência;
- m = módulo da engrenagem sem-fim;
- n = velocidade angular do eixo sem-fim [rpm];
- λ = ângulo de avanço [°];
- ω = velocidade angular de saída [rad/s];

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	JUSTIFICATIVA.....	13
1.2	OBJETIVO GERAL.....	13
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1	CONCEITOS BÁSICOS DE REDUTORES DE VELOCIDADE.....	15
2.2	FUNCIONAMENTO DO REDUTOR TIPO ENGRENAGEM SEM-FIM.....	16
2.2.1	Componentes de um redutor de velocidade tipo engrenagem sem-fim.....	17
2.2.2	Materiais utilizados na fabricação dos componentes.....	18
2.3	ANÁLISE DE REDUTOR TIPO ENGRENAGEM SEM-FIM.....	19
2.3.1	Relações geométricas.....	19
2.3.2	Análise de forças.....	21
2.3.3	Tensões atuantes nos dentes da coroa	22
2.4	REGRA LINEAR DE ACÚMULO DE DANO	23
2.5	VIBRAÇÕES EM SISTEMAS MECÂNICOS	24
2.6	CONCEITOS BÁSICOS SOBRE POLÍMEROS	25
2.6.1	Polímeros de engenharia.....	26
2.6.2	Comportamento mecânico dos polímeros de engenharia	26
2.6.3	Engrenagens em polímero	27
2.6.4	Testes avaliativos em engrenagens poliméricas.....	28
2.6.5	Avaliação de falhas em polímero	30
2.6.6	Vida útil acelerada em engrenagens poliméricas	32
2.6.7	Monitoramento acústico e vibratório em coroa.....	36
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	37
3.1	COROA METÁLICA DO REDUTOR.....	37
3.2	METODOLOGIA	38
3.3	EQUIPAMENTOS.....	44
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	47
4.1	ANÁLISE DE TEMPERATURA	47

4.2	ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.....	49
4.3	ANÁLISE DE PERDA DE MASSA	53
4.4	ESTIMATIVA DE VIDA ÚTIL DA COROA POLIMÉRICA	54
4.4.1	Estimativa do dano linear acumulado	54
4.4.2	Expectativa de vida em função do torque	55
5	CONCLUSÃO	57
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
	APÊNDICE A – FLUXOGRAMA GERAL DA METODOLOGIA	61
	APÊNDICE B – ESPECTROS FFT	62
	ANEXO A – DADOS TÉCNICOS DO REDUTOR.....	66

1 INTRODUÇÃO

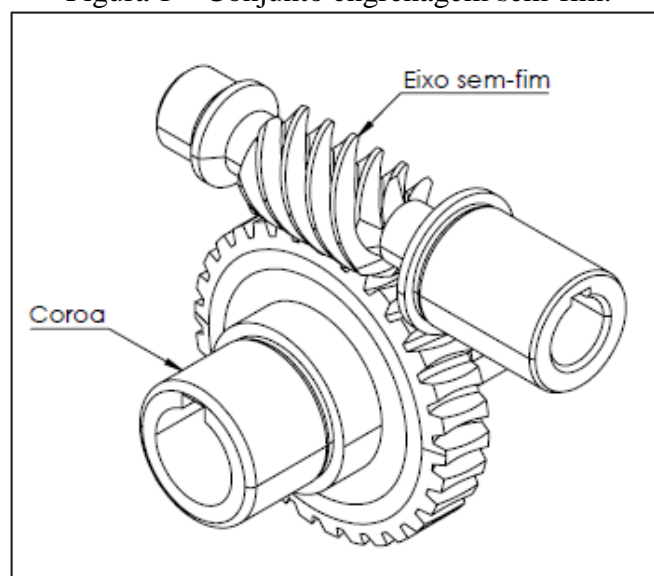
Redutores de velocidade são frequentemente utilizados como componentes de máquinas e equipamentos para a indústria dos mais diversos segmentos. O redutor de velocidade é um dispositivo mecânico que reduz a velocidade de um acionador e, conseqüentemente, aumenta o torque do mesmo.

Existem vários modelos e tamanhos de redutores. Cada um possui diferentes características para que possa se encaixar nas máquinas e equipamentos, atendendo a necessidade de torque e de velocidade requerida.

Um modelo de redutor amplamente utilizado é o de engrenagem sem-fim, devido a sua simplicidade, se comparado com outros modelos de redutores de velocidade. Uma das principais vantagens dos redutores do tipo engrenagem sem-fim é que eles possuem a habilidade de prover altas razões em um pacote compacto (NORTON, 2013).

Conforme demonstrado na Figura 1, esse modelo é formado por um eixo sem-fim, que é semelhante a um parafuso com rosca cuja função é transmitir a velocidade e a potência para uma engrenagem cilíndrica dentada, a qual é denominada coroa. A coroa possui os dentes com geometria compatível à rosca helicoidal do eixo sem-fim. Tanto a coroa, quanto o sem-fim, ficam apoiados por rolamentos na parte interna da carcaça do redutor. Ao girar o sem-fim, seus filetes acionam os dentes da coroa fazendo com que a mesma gire em uma velocidade diferente da do eixo, causando assim a redução da velocidade e proporcionando o aumento do torque na saída do redutor.

Figura 1 – Conjunto engrenagem sem-fim.



Fonte: Autor.

Além do eixo sem-fim e a coroa, que são os elementos principais deste redutor, são necessários outros componentes para a montagem e funcionamento do redutor tipo engrenagem sem-fim. Estes componentes serão descritos ao longo deste trabalho.

O componente avaliado neste trabalho é a coroa do redutor de velocidade tipo engrenagem sem-fim, que, demanda conhecimentos técnicos de cálculos e de processos para sua fabricação, sendo um dos componentes que impacta diretamente no custo do produto final.

Este trabalho visa avaliar de maneira experimental a resistência mecânica da coroa de um redutor de velocidade do tipo engrenagem sem-fim fabricada em polímero. Este tema está relacionado à área de engenharia mecânica, envolvendo análise, teste e avaliação de um componente frequentemente utilizado na indústria. Sendo assim, foram utilizados os conceitos de resistência dos materiais e de elementos e projetos de máquinas.

1.1 JUSTIFICATIVA

Com o intuito de obter maior competitividade no mercado, frequentemente as empresas dos mais diversos segmentos buscam avaliar novas opções de materiais para serem utilizados na fabricação de componentes do seu produto final.

Se comparado a uma coroa metálica, que atualmente é utilizada em redutores de velocidade do tipo engrenagem sem-fim, o custo de fabricação em escala de uma coroa polimérica é menor, além de reduzir a massa do componente e consequentemente do produto final.

Ao efetuar a avaliação proposta neste trabalho, buscou-se verificar experimentalmente se as propriedades mecânicas do polímero utilizado satisfazem a necessidade da aplicação. Com esta avaliação, é possível estimar a durabilidade da coroa polimérica e, com isso, verificar a viabilidade da substituição do material de fabricação do componente.

1.2 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem por objetivo efetuar a avaliação de maneira experimental da resistência mecânica de uma coroa polimérica aplicada em um redutor de velocidade do tipo engrenagem sem-fim.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) obter a tensão de flexão nos dentes da coroa em função do torque;
- b) estabelecer o procedimento de ensaio de bancada com base nas tensões atuantes e nas propriedades mecânicas do polímero selecionado para a coroa;
- c) medir a temperatura e a vibração da carcaça do redutor no decorrer do teste, para identificar algum padrão que indique a falha iminente;
- d) verificar se há perda de massa da coroa por desgaste ao longo do teste;
- e) estimar a durabilidade da coroa polimérica nesta aplicação, com base nos resultados dos ensaios de bancada utilizando o método do acúmulo de dano por tensão.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo serão apresentadas as características, conceitos e equações referentes aos redutores de velocidade do tipo engrenagem sem-fim.

2.1 CONCEITOS BÁSICOS DE REDUTORES DE VELOCIDADE

Segundo Galdino (2016), as transmissões de movimento são indispensáveis em grande parte dos projetos mecânicos. As transmissões de movimento que amplamente se aplicam nas indústrias são: por engrenagens, por correias, por correntes e por parafusos de potência.

A transmissão por engrenagens é normalmente utilizada nos redutores de velocidade, promovendo assim, grandes reduções em conjuntos compactos e a otimização do espaço dimensional.

Redutores de velocidade são conjuntos mecânicos largamente utilizados na indústria, sendo responsáveis por reduzir a velocidade e conseqüentemente aumentar o torque de um acionador. Os acionadores frequentemente utilizados são: motores elétricos, hidráulicos, de combustão ou turbinas a vapor (NIEMANN, 2015).

Os redutores de velocidade são fabricados em diferentes tamanhos, tipos e modelos. Dessa forma, estes conjuntos podem atender a velocidade e o torque requerido por máquinas e equipamentos dos mais diversos portes.

Segundo Budynas e Niesbet (2011), os sistemas de transmissão de velocidade, que estão localizados na parte interna da carcaça dos redutores, podem ter diferentes tipos de conjuntos de engrenagens. Frequentemente são utilizados os seguintes sistemas:

- a) de engrenagens cilíndricas retas;
- b) de engrenagens helicoidais;
- c) de engrenagens cônicas;
- d) de engrenagens sem-fim.

No estudo desenvolvido neste trabalho, o sistema do redutor de velocidade utilizado será do tipo engrenagem sem-fim. Portanto, a próxima seção tratará das informações e características relacionadas com o projeto deste elemento de máquina.

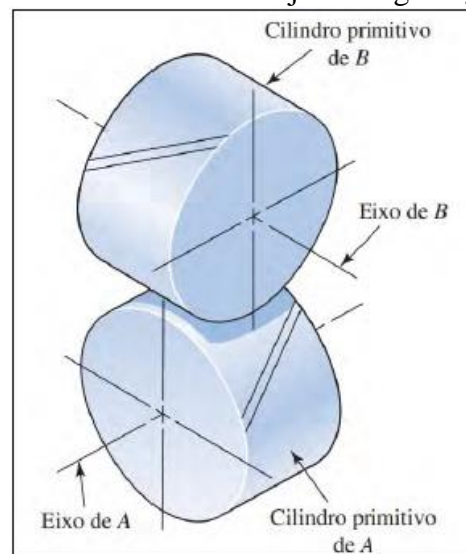
2.2 FUNCIONAMENTO DO REDUTOR TIPO ENGRENAGEM SEM-FIM

Os redutores do tipo engrenagem sem-fim são capazes de promover uma ampla faixa de reduções utilizando somente um único par de eixo e engrenagem sem-fim. Frequentemente encontram-se redutores neste formato que possuam relação de redução de 5:1 até 100:1.

Norton (2013) faz um comparativo do eixo sem-fim com um parafuso, definindo que os filetes das roscas desse parafuso possuem um ângulo de hélice compatível com a aplicação. Esse filete de rosca do eixo sem-fim possui uma geometria que se ajusta perfeitamente em uma engrenagem dentada, que é conhecida como engrenagem sem-fim ou coroa, fazendo assim uma analogia com uma porca sendo avançada por um parafuso.

A diferença desse conjunto engrenagem sem-fim é que o cilindro primitivo do eixo “A” (coroa) fica posicionado a 90° da do cilindro primitivo do eixo “B” (eixo sem-fim), conforme demonstrado na Figura 2.

Figura 2 – Posicionamento do conjunto engrenagem sem-fim.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Ainda segundo Norton (2013), cada tamanho e redução do conjunto engrenagem sem-fim são fabricados com geometria intercambiável, ou seja, cada um deles terá um dimensional de dente compatível para que o engrenamento ocorra perfeitamente no seu devido conjunto.

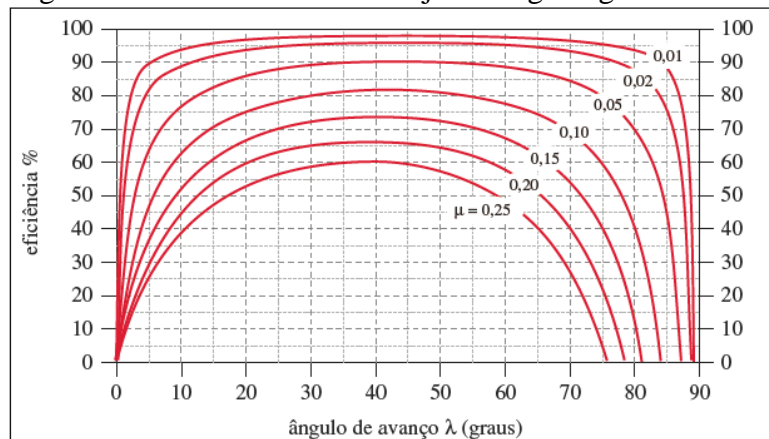
Budynas e Nisbett (2011) afirmam que, quando acionados, o conjunto engrenagem sem-fim deve possuir o mesmo sentido de hélice nos dentes. Como o eixo sem-fim e a coroa ficam a 90° , o ângulo utilizado na fabricação dos dentes de ambos, conhecido como ângulo de avanço, deve ser compatível para que, ao girar o eixo sem-fim, a coroa também gire.

Um acionador é acoplado ao eixo sem-fim, fornecendo assim o torque necessário para que o mesmo gire. Este torque será transmitido através dos dentes do eixo sem-fim para a coroa do redutor, fazendo com que a mesma gire em uma velocidade menor que a do eixo sem-fim.

O torque que entra no eixo sem-fim é multiplicado proporcionalmente pela redução fornecida, mas, é necessário considerar as perdas energéticas referentes a todo o sistema de funcionamento (NIEMANN, 2015).

No conjunto engrenagem sem-fim, o atrito e o ângulo de avanço são os dois fatores principais que influenciam na eficiência energética do sistema. Norton (2013) apresenta essa relação através do uso de um gráfico, conforme demonstrado na Figura 3.

Figura 3 – Eficiência de um conjunto engrenagem sem-fim.



Fonte: Norton (2013).

2.2.1 Componentes de um redutor de velocidade tipo engrenagem sem-fim

Os redutores de velocidade do tipo engrenagem sem-fim possuem alguns componentes básicos para seu funcionamento, que podem variar de acordo com o fabricante do produto.

A Figura 4 ilustra os componentes básicos que compõe o redutor do tipo engrenagem sem-fim.

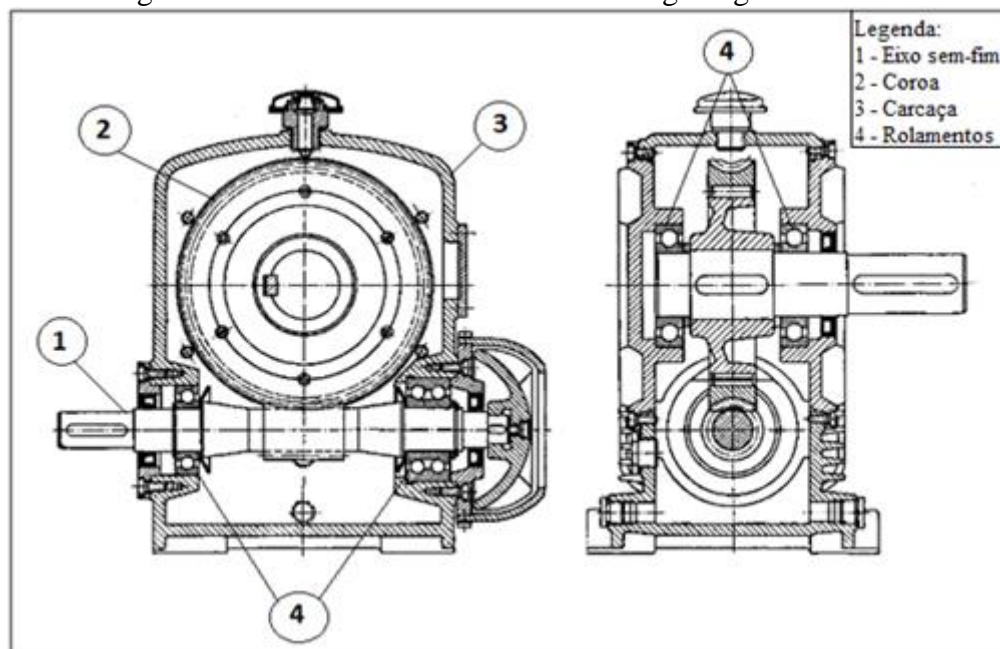
Segundo Niemann (2015), os componentes principais são considerados o eixo sem-fim e a coroa. A partir do dimensionamento deste conjunto, é projetada a carcaça do redutor. A mesma precisa ser produzida respeitando a distância entre centros do eixo sem-fim e a coroa.

Para apoiar o eixo sem-fim e a coroa, é necessário rolamentos em ambas as extremidades do conjunto (NIEMANN, 2015).

O acionador que tem a função de transmitir o torque ao redutor não pertence aos componentes do redutor. Porém, para acoplar o acionador é necessária uma flange que pertence ao redutor e deve possuir as dimensões que se encaixem perfeitamente ao acionador.

Devido à necessidade de lubrificação dos componentes, principalmente, entre o contato do eixo sem-fim e a coroa, o redutor possui óleo no interior de sua carcaça. O óleo auxilia na redução de atrito e do aquecimento do conjunto, além de prolongar a vida útil dos componentes (NORTON, 2013).

Figura 4 – Vista em corte de um redutor engrenagem sem-fim.



Fonte: Adaptado de Niemann (2015).

Para vedar o óleo localizado no interior do redutor, o conjunto deve possuir itens para vedação, como retentores, tampões e anéis o'ring. Os retentores são juntas de vedação de atrito radial, constituídas por um material elastomérico, uma armadura e uma mola de aço (ALMACINHA, 2016).

2.2.2 Materiais utilizados na fabricação dos componentes

O redutor do tipo engrenagem sem-fim normalmente possui três componentes que são fabricados especialmente de acordo com o modelo, são eles:

- a) carcaça: pode ser fabricada em dois tipos de material. Alguns modelos são fabricados em alumínio, enquanto modelos com maior exigência de torque são fabricados em ferro fundido (NORTON, 2013);
- b) eixo sem-fim: é fabricado em aço endurecido devido à tensão suportada. Tanto aços de baixo teor de carbono, como o AISI 1020 (aço baixo carbono comum), AISI 1117 (aço para usinagem fácil com adição de fósforo), AISI 8620 (ligado com cromo, níquel e molibdênio) e AISI 4320 (ligado com cromo, níquel e molibdênio), quanto aços de médio carbono, ligados com cromo e molibdênio, como AISI 4140 ou 4150 são usados para fabricação, ambos são endurecidos por têmpera por indução ou chama a HRC 58-62 (NORTON, 2013);
- c) coroa: devido ao escorregamento elevado e à necessidade de moldagem dos dentes da coroa ao eixo sem-fim, a mesma necessita ter a parte dentada fabricada em um material mais macio se comparado ao utilizado no eixo sem-fim. O bronze fundido é geralmente utilizado (NORTON, 2013).

Com exceção do eixo sem-fim, da coroa e da carcaça, os demais componentes de um redutor tipo engrenagem sem-fim costumam ser obtidos comercialmente. São eles: rolamentos, anéis elásticos, retentores, tampões, parafusos e anéis o'ring (ALMACINHA, 2016).

Na próxima seção serão apresentados os procedimentos analíticos utilizados no dimensionamento, avaliação de forças e tensões em conjuntos de engrenagem sem-fim.

2.3 ANÁLISE DE REDUTOR TIPO ENGRENAGEM SEM-FIM

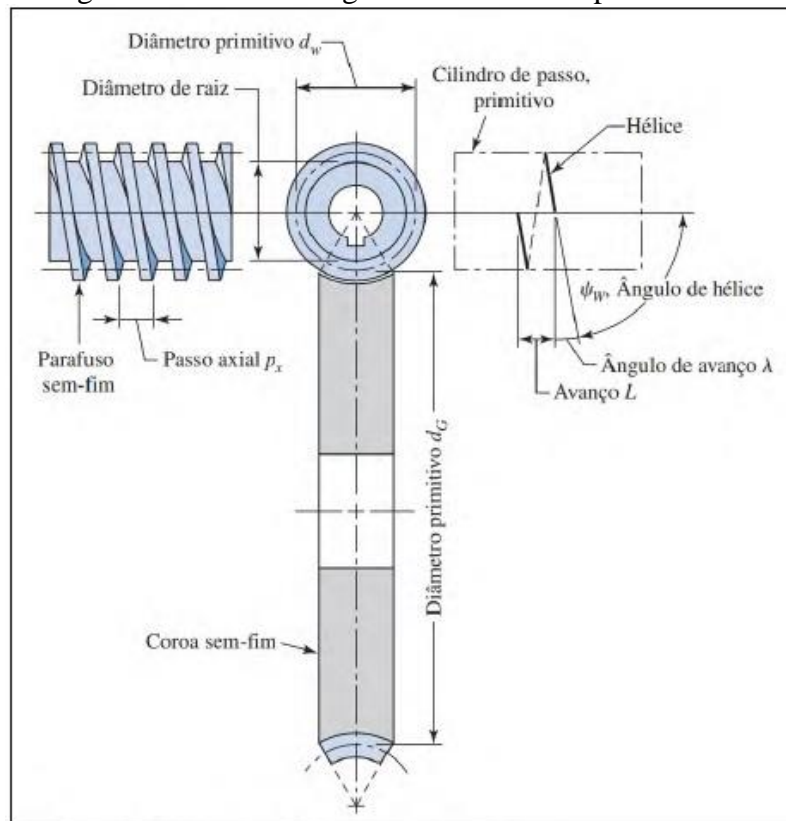
Diversas equações são utilizadas para projeto e fabricação dos conjuntos engrenagem sem-fim. Nesta seção serão abordadas somente as relações matemáticas utilizadas para o estudo proposto.

2.3.1 Relações geométricas

Conforme Budynas e Nisbett (2011), os diâmetros primitivos, o módulo, o passo axial, o número de dentes da coroa e a distância entre centros do conjunto engrenagem sem-fim são parâmetros essenciais para o projeto de um conjunto engrenagem sem-fim.

A Figura 5 mostra os parâmetros geométricos do conjunto engrenagem sem-fim que são levados em consideração para realizar o equacionamento.

Figura 5 – Parâmetros geométricos de um par sem-fim.



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011).

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o eixo sem-fim possui um passo axial p_x (mm), enquanto a coroa possui um passo transversal p_t (mm). Como já se possui um conjunto engrenagem sem-fim fabricado, o cálculo do diâmetro primitivo da coroa d_G (mm) é feito utilizando o número de dentes da coroa N_G e o passo axial p_x (mm) conforme Equação 1.

$$d_G = \frac{N_G \cdot p_x}{\pi} \quad (1)$$

O módulo da engrenagem é necessário para determinar a ferramenta que será utilizada na usinagem dos dentes da coroa. Com o produto entre o módulo da coroa m_G e o número de dentes da coroa N_G , também é possível definir o diâmetro primitivo da coroa d_G (mm), conforme a Equação 2.

$$d_G = m_G \cdot N_G \quad (2)$$

Como o conjunto engrenagem sem-fim é formado pelo eixo sem-fim e a coroa, para poder fabricar um dos componentes é preciso calcular a distância entre centros do conjunto C . Para realizar este cálculo, devem-se levar em consideração os diâmetros primitivos dos componentes conforme a Equação 3.

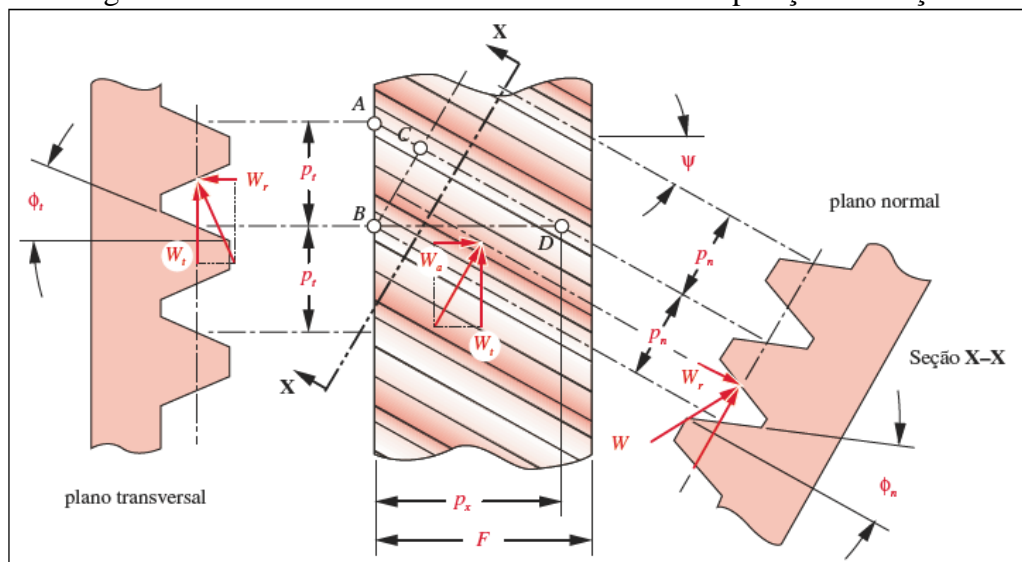
$$C = \frac{d_G + d_W}{2} \quad (3)$$

2.3.2 Análise de forças

Para o cálculo das forças encontradas nos dentes da coroa de um conjunto engrenagem sem-fim, devem-se utilizar as mesmas equações de uma engrenagem helicoidal. As equações deste tópico foram obtidas em Norton (2013).

A Figura 6 apresenta os planos normal e transversal, além da decomposição de forças encontradas em uma engrenagem helicoidal.

Figura 6 – Planos normais e transversais e a decomposição de forças.



Fonte: Norton (2013).

Para utilizar as equações descritas, leva-se em consideração que as forças proporcionadas pelo conjunto engrenagem sem-fim estão concentradas em um ponto médio do dente da coroa (NORTON, 2013).

Para obter a componente da força tangencial da coroa W_{tG} (N) deve-se levar em consideração o torque gerado pela coroa T_G (N.mm) e o diâmetro primitivo da coroa d_G (mm) conforme Equação 4.

$$W_{tG} = \frac{2 \cdot T_G}{d_G} \quad (4)$$

Como o ângulo entre o eixo sem-fim e a coroa é de 90° , a componente da força axial da coroa W_{aG} (N) é a mesma que a componente da força tangencial do eixo sem-fim W_{tW} (N). Para este cálculo, leva-se em consideração o torque no eixo sem-fim T_W (N.mm) e o diâmetro primitivo do eixo sem-fim d_W (mm) conforme a Equação 5.

$$W_{aG} = W_{tW} = \frac{2 \cdot T_W}{d_W} \quad (5)$$

A componente da força radial do dente W_r (N) é encontrada utilizando a força tangencial da coroa W_{tG} (N) e os ângulos conforme a Equação 6.

$$W_r = \frac{W_{tG} \cdot \tan\phi}{\cos\lambda} \quad (6)$$

Utilizando as equações citadas, consegue-se identificar as componentes de forças que atuam na coroa polimérica que será fabricada.

2.3.3 Tensões atuantes nos dentes da coroa

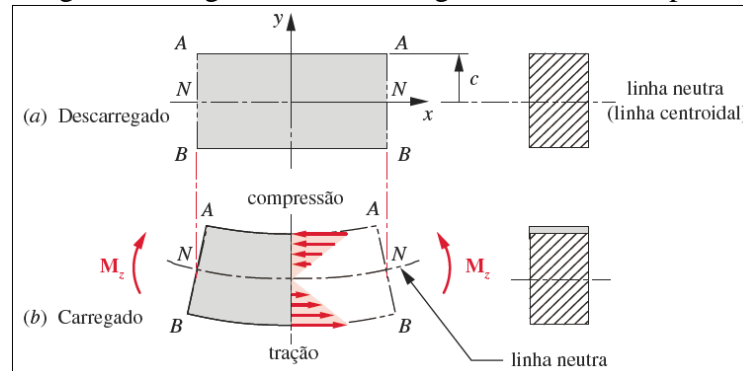
Segundo Budynas e Nisbett (2011), as engrenagens helicoidais devem suportar dois tipos de falhas: a falha por flexão dos dentes, que ocorre quando a tensão significativa do dente for igual ou superior à resistência de escoamento ou ao limite de resistência à fadiga por flexão e a falha por crateramento, que se trata da formação de cavidades na superfície do dente ou até mesmo o lascamento do dente.

Para o cálculo convencional de tensões no dente da coroa do redutor de velocidade tipo engrenagem sem-fim, devem-se seguir as mesmas equações e critérios utilizados em uma engrenagem helicoidal, prescritas pela norma ANSI/AGMA (2003-A86; 1986). Estas

equações e critérios podem ser utilizados somente em casos onde a geometria do dente da coroa segue o padrão prescrito pela norma de engrenagens helicoidais.

Segundo Norton (2013), a tensão máxima de flexão encontrada no dente da coroa pode ser equiparada à encontrada em uma viga, conforme demonstrado na Figura 7. Esta consideração pode ser utilizada para qualquer tipo de geometria de dente da coroa.

Figura 7 – Segmento de uma viga reta sob flexão pura.



Fonte: Norton (2013).

Neste caso, a Equação 7 encontrada em Norton (2013) demonstra a forma de obter a máxima tensão normal de flexão, onde M é o momento fletor aplicado na seção, c é a distância do plano neutro até a fibra externa e I é o momento de inércia da área da seção transversal em relação ao plano neutro.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (7)$$

2.4 REGRA LINEAR DE ACÚMULO DE DANO

Palmgren (1924) propôs uma hipótese de danos cumulativos de cargas de fadiga em estruturas, que posteriormente também foi desenvolvida por Miner (1945). Atualmente esse método de dano cumulativo é conhecido como modelo de Palmgren-Miner.

O modelo de Palmgren-Miner considera, que cada período de carga constante aplicado em um material por determinados ciclos proporciona dano na estrutura do material, indiferente se o valor da carga é significativo em comparação às propriedades do material.

O somatório das cargas e ciclos aplicados fará com que a estrutura do material sofra danos cumulativos. A falha devido à fadiga ocorre quando o fator de dano atinge 1, ou seja, significa que 100% da vida útil da estrutura foram consumidas.

A Equação 8 permite realizar este cálculo, onde m é a quantidade total de cargas aplicadas, n_i é o número de ciclos aplicados e N_{fi} é o número de ciclos suportado pelo material na carga aplicada.

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_{fi}} = 1 \quad (8)$$

2.5 VIBRAÇÕES EM SISTEMAS MECÂNICOS

Inman (2018) menciona que para que se conheça a frequência vibratória de um sistema, é necessário utilizar equipamentos ou sensores de medição durante o seu funcionamento. Uma das formas de análise dos dados obtidos é utilizando a transformada de Fourier, que altera a função para o domínio da frequência ao invés do tempo, conforme demonstrado na Equação 9.

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (9)$$

Segundo Inman (2018), a maior parte dos equipamentos já transforma a medição vibratória obtida num espectro por meio da FFT (*Fast Fourier Transform*). Com esse modelo de gráfico, consegue-se definir a frequência vibratória do sistema e identificar padrões relacionados ao regime de operação da máquina. Com isso, é possível monitorar os níveis (amplitudes) do sinal vibratório de diferentes componentes da máquina para efetuar, de forma assertiva e direcionada, a manutenção preditiva.

Uma das interpretações de dados frequentemente utilizadas é a de RMS (*Root Medium Square*), na qual leva-se em consideração o histórico no tempo da onda, gerando um valor de nível que é diretamente ligado à energia contida na peça analisada, dessa forma, é possível obter uma análise da capacidade destrutiva de determinada vibração.

Através da análise de vibração de um sistema é capaz de se detectar defeitos ou falhas em seu funcionamento. Segundo Holanda (2016), as causas mais frequentes de alterações vibratórias em um sistema rotativo são:

- a) desbalanceamento: é proporcionado por uma distribuição desigual de massa em torno da linha central de rotação de um eixo, gerando cargas nos mancais como resultado das forças centrífugas;
- b) desalinhamento angular de eixos: ocorre quando as linhas de centro dos eixos acoplados formam um ângulo;
- c) desalinhamento paralelo: ocorre quando as linhas de centro dos eixos acoplados são paralelas, mas deslocadas entre si;
- d) excentricidade: ocorre quando a linha de centro do eixo em rotação não é a mesma linha do centro geométrico do eixo acionado;
- e) folgas mecânicas: ocorre quando ajustes de componentes não são feitos de maneira adequada, parafusos não são apertados corretamente, folgas em elementos ou fixação do equipamento incorreto;
- f) dano de componentes: ocorre quando algum dos componentes do sistema deixa de exercer sua função perfeitamente, como por exemplo, ocorrer a falha de um dente em uma engrenagem.

2.6 CONCEITOS BÁSICOS SOBRE POLÍMEROS

Segundo Rudin e Choi (2015), polímero significa “muitas partes” e se designa por várias unidades de molécula formando somente uma de maior tamanho proporcionalmente.

Canevarolo (2010) afirma que a produção de um polímero é feita utilizando a matéria-prima chamada de monômetro, que se trata de uma molécula com uma unidade de repetição.

Ainda segundo Canevarolo (2010), grande parte das propriedades físicas dos polímeros é dependente do comprimento da molécula, ou seja, de sua massa molar. Devido aos polímeros normalmente envolverem uma larga faixa de valores de massa molar, é de se esperar grande variação em suas propriedades. Os polímeros possuem um fenômeno denominado viscoelasticidade, que ocorre devido à estrutura molecular do polímero proporcionar um comportamento viscoso, como ocorre nos líquidos, e ao mesmo tempo um comportamento elástico, como nos sólidos.

Callister (2008) afirma que existem diferentes tipos de materiais poliméricos e aplicações, visto que uma das maneiras de classificar os polímeros é de acordo com sua aplicação final. Algumas das classificações mais encontradas são os plásticos, os elastômeros, os revestimentos, os adesivos, as espumas e os filmes. Dependendo de suas propriedades, um polímero específico pode ser usado em mais que uma dessas categorias de aplicação.

Os polímeros são amplamente utilizados na fabricação de peças e componentes da indústria. Neste estudo serão apresentados aspectos sobre o comportamento e resistência mecânica de alguns polímeros. Não serão abordadas propriedades químicas e moleculares dos mesmos.

2.6.1 Polímeros de engenharia

Devido à variedade dos materiais poliméricos, atualmente, existem categorias utilizadas para dividi-los em grupos. Estas categorias dividem os materiais de acordo com a sua fabricação ou desempenho quanto à suas propriedades mecânicas.

Segundo Wiebeck e Harada (2005), os polímeros de engenharia são materiais poliméricos base que sofrem alterações em sua composição química ou em sua estrutura molecular com o intuito de melhorar seu desempenho de acordo com a aplicação solicitada.

Callister (2008) menciona que as propriedades como: resistência mecânica, resistência à abrasão, tenacidade, estabilidade térmica, rigidez, capacidade de deterioração, cor e resistência à chama podem ser modificadas devido à incorporação de aditivos nos polímeros.

Alguns autores definem os polímeros de engenharia como materiais poliméricos estáveis, utilizados em aplicações que podem sofrer esforços mecânicos, térmicos, elétricos, químicos ou ambientais. Um polímero de engenharia possui desempenho e resistência mecânica cinco vezes ou mais em relação a um determinado plástico de uso comum (WIEBECK; HARADA, 2005).

2.6.2 Comportamento mecânico dos polímeros de engenharia

Segundo Canevarolo (2010), as propriedades mecânicas dos materiais em geral são caracterizadas pelo modo como estes materiais respondem às solicitações mecânicas aplicadas, podendo estas ser do tipo tensão ou deformação.

As propriedades mecânicas dos polímeros são especificadas por praticamente os mesmos parâmetros usados para os metais, portanto, o módulo de elasticidade e limites de escoamento e de resistência à tração dos mesmos são frequentemente encontrados em suas especificações técnicas (CALLISTER, 2008).

Rudin e Choi (2015) afirmam que em comparação aos materiais metálicos, existem polímeros que podem ter propriedades mecânicas semelhantes e custo inferior, devido a isso, são materiais frequentemente utilizados nos mais diversos segmentos.

As propriedades mecânicas de polímeros não são funções de valor único da natureza química das macromoléculas. Elas variam também com o peso molecular, a ramificação, as ligações cruzadas, a cristalinidade, os plastificadores, os aditivos, orientação e outras consequências do histórico de processamento e, às vezes, com o histórico térmico da amostra em questão (RUDIN; CHOI, 2015).

Segundo Callister (2008), a avaliação do comportamento mecânico dos polímeros pode ser realizada de forma estática ou dinâmica, com ensaios de curta ou longa duração. Para alguns materiais poliméricos, é possível obter seu comportamento através de um simples ensaio de tensão-deformação, enquanto para outros, é necessário a utilização de um número maior de ensaios e técnicas. Os dados podem ser obtidos atingindo-se ou não a ruptura do material.

A Tabela 1 apresenta a densidade e as propriedades mecânicas de alguns exemplos de polímeros de engenharia que são frequentemente encontrados em aplicações na indústria.

Tabela 1 – Densidade e propriedades mecânicas de alguns polímeros.

Material	Densidade (g/cm ³)	Módulo de Tração (GPa)	Limite de Resistência à Tração (MPa)	Limite de Escoamento (MPa)	Alongamento na Ruptura (%)
Polipropileno (PP)	0,90 - 0,91	1,14 - 1,55	31 - 41,4	31,0 - 37,2	100 - 600
Poliamida 6 Fundida (PA6)	1,15	3,35	70 - 80	70 - 80	25 - 35
Náilon 6,6	1,13 - 1,15	1,58 - 3,80	75,9 - 94,5	44,8 - 82,8	15 - 300
Poliéster (PET)	1,29 - 1,40	2,80 - 4,10	48,3 - 72,4	59,3	30 - 300
Polycarbonato (PC)	1,20	2,38	62,8 - 72,4	62,1	110 - 150

Fonte: Adaptado de Callister (2008).

2.6.3 Engrenagens em polímero

Mott (2015) menciona que os polímeros satisfazem uma parte importante e crescente de aplicações de engrenamento, citando algumas vantagens da utilização desses materiais em relação aos aços e outros metais não ferrosos, sendo elas:

- menor peso;
- menor inércia;
- possibilidade de funcionar com pouca ou nenhuma lubrificação externa;
- funcionamento mais silencioso;
- menor coeficiente de atrito;

- f) resistência a ataques químicos e capacidade de funcionar em ambientes corrosivos;
- g) capacidade de operar bem sob condições de vibração moderada, choque e impacto;
- h) custo relativamente baixo quando fabricado em grandes quantidades;
- i) propriedades de material que podem ser personalizadas para atender às necessidades da aplicação;
- j) menor desgaste entre alguns plásticos em relação aos metais em certas aplicações.

Porém, Mott (2015) também destaca algumas das desvantagens da utilização de polímeros se comparado aos aços e outros metais, são elas:

- a) resistência mecânica relativamente menor;
- b) menor módulo de elasticidade;
- c) maiores coeficientes de expansão térmica;
- d) dificuldade ao operar em altas temperaturas;
- e) custo inicial alto para projeto, desenvolvimento e fabricação de molde;
- f) mudança dimensional com absorção de umidade que varia conforme as condições;
- g) vasta gama de formulações de material, o que dificulta o projeto.

Segundo Mott (2015), a maioria das engrenagens em polímero é fabricada por meio do processo de moldagem por injeção, obtendo assim, uma maior capacidade produtiva e um menor custo de fabricação se comparado à usinagem de peças metálicas.

Mott (2015) ainda afirma que devido à variedade de plásticos disponível no mercado, se torna difícil a seleção do material adequado. Mesmo efetuando simulações e cálculos, recomenda-se a condução de testes em condições realistas antes da fabricação de um molde e da produção em escala.

Alguns polímeros frequentemente utilizados na fabricação de engrenagens são: Náilon, Acetal, ABS, Policarbonato, Poliuretano, Poliamida, Polisulfonas e Termoplásticos de poliéster. Na seleção do material é necessário buscar um equilíbrio das características do material para a aplicação desejada (MOTT, 2015).

2.6.4 Testes avaliativos em engrenagens poliméricas

As simulações e testes em engrenagens são essenciais para verificar suas propriedades e sua durabilidade. Devido a alguns testes necessitarem de demasiado tempo para ser concluído, atualmente são executados testes de vida acelerada. O teste de vida acelerada é

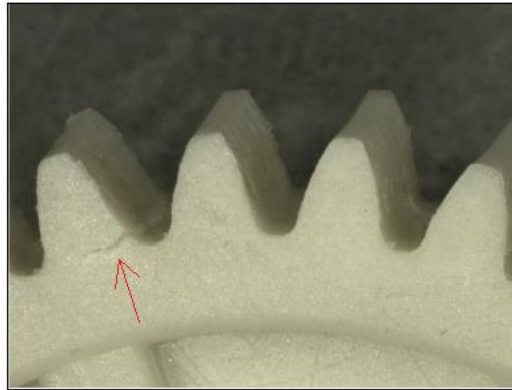
frequentemente utilizado para validação dos mais diversos tipos de engrenagens poliméricas (TAVCAR; GRKMAN; DUHOVNIK, 2018).

Para se detectar os tipos de desgastes e falhas em engrenagens poliméricas, é necessário inspecionar sua superfície, além da verificação da perda de massa do componente. É recomendado também, acompanhar a temperatura do ambiente de funcionamento do conjunto (GHAZALI et al., 2017).

Frequentemente, as engrenagens poliméricas são danificadas devido a falhas relacionadas à suas propriedades mecânicas e térmicas (GHAZALI et al., 2017).

No monitoramento da superfície, algumas das falhas que podem ser encontradas são as de trinca do dente e fratura de dente. As Figuras 8 e 9 mostram algumas das falhas encontradas nos testes desenvolvidos por Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018). A Figura 8 apresenta uma trinca na raiz do dente de uma engrenagem fabricada em Poliamida (PA6) reforçada, após ser aplicado um torque de 0,3 Nm em 15 milhões de ciclos, enquanto, a Figura 9 apresenta a fratura do dente de uma engrenagem fabricada em Polisulfeto (PPS) reforçada, após ser aplicada uma carga de 0,5 Nm em 770 mil ciclos.

Figura 8 – Trinca na raiz do dente de uma engrenagem.



Fonte: Adaptado de Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

Figura 9 – Fratura do dente de uma engrenagem.



Fonte: Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

Portanto, é preciso um teste experimental avaliativo nas condições semelhantes às de uso da engrenagem para identificar possíveis danos e falhas. Além do teste de vida acelerada para prever a durabilidade do componente.

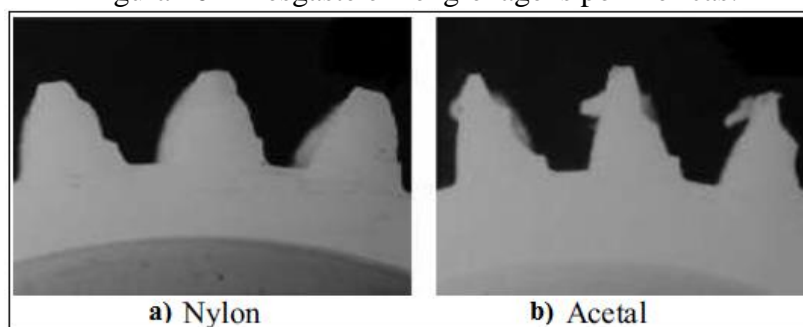
2.6.5 Avaliação de falhas em polímero

Ghazali et al. (2017) desenvolveram um estudo sobre os métodos de detecção de falhas em engrenagens poliméricas, utilizando Acetal (POM), Náilon sem adição de reforço e Náilon reforçado com fibra de vidro para a fabricação das peças de teste. Neste estudo, conduziram a análise de desgaste do dente da engrenagem, o monitoramento da condição da microestrutura da superfície, a perda de massa do componente e a análise de danos no dente da engrenagem devido à temperatura de uso.

Para a verificação do desgaste, avaliaram a formação de resíduos de desgaste, a redução na espessura do dente e a fratura do dente da engrenagem.

Na avaliação de formação de resíduos, foram utilizadas uma engrenagem fabricada em Acetal (POM) e a outra em Náilon. As engrenagens poliméricas foram sujeitadas a torques superiores a seus limites teoricamente calculados, provocando assim a falha. Neste quesito, a engrenagem em Acetal (POM) apresentou maior dano se comparado à engrenagem em Náilon, conforme demonstrado na Figura 10.

Figura 10 – Desgaste em engrenagens poliméricas.



Fonte: Adaptado de Ghazali et al. (2017).

Quanto à redução de espessura do dente da engrenagem, Ghazali et al. (2017) utilizaram duas engrenagens fabricadas no mesmo material, porém uma em Náilon não reforçada e a outra em Náilon reforçada com fibra de vidro.

Neste teste, ambas as engrenagens foram submetidas ao torque em que os dentes estavam em contato com uma engrenagem de aço inoxidável. As engrenagens reforçadas com

fibra de vidro mostraram uma perda mais uniforme do material em comparação às não reforçadas. A Figura 11 demonstra a redução de espessura da engrenagem em Náilon reforçada com fibra de vidro devido ao contato com a engrenagem metálica.

Figura 11 – Dano devido à redução de espessura no dente.



Fonte: Adaptado de Ghazali et al. (2017).

Para a verificação de fratura do dente, Ghazali et al. (2017) salientam que as fraturas inicialmente ocorrem pela formação de trincas na raiz do dente da engrenagem, que se propagam e, conseqüentemente, causam a ruptura do mesmo.

O monitoramento da condição da microestrutura da superfície é utilizado para detectar micro fissuras ou deformações na superfície da engrenagem que não são visíveis a olho nu, inspecionando assim o alinhamento das fibras. Esse monitoramento deve ser feito de acordo com o material utilizado, analisando o mesmo antes, durante e após o final do teste.

Para a detecção de danos no dente da engrenagem devido à temperatura de uso, a temperatura das engrenagens é medida durante ou depois de testadas. Com esse método é possível identificar se o componente não sofreu alterações nas propriedades do material devido ao aumento da temperatura em seu funcionamento. Esse dano frequentemente ocorre no ponto de contato dos dentes das engrenagens poliméricas, conforme a Figura 12.

Figura 12 – Dano devido às altas temperaturas na face de contato entre os dentes.



Fonte: Ghazali et al. (2017).

Ghazali et al. (2017) concluem que os métodos que foram abordados no estudo para a detecção de falhas nas engrenagens poliméricas são os que melhor avaliam o componente. Além de recomendar a utilização de cálculos prévios de torque e de temperatura de trabalho que a engrenagem polimérica será submetida.

2.6.6 Vida útil acelerada em engrenagens poliméricas

Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018) efetuaram testes de vida acelerada por fadiga com engrenagens poliméricas em alguns materiais como: Poliamida 6 (PA6), Poliamida 66 (PA66), Acetal (POM) e Polissulfeto (PPS) os quais foram testados sem adição de reforços e com adição de fibra de vidro e fibra de carbono. O objetivo destes testes foi efetuar a análise do coeficiente de atrito, resistência à temperatura, resistência ao desgaste e falha em relação aos ciclos e níveis de carga.

As etapas utilizadas para efetuar o teste foram: projeto preliminar da engrenagem, teste aumentando o torque gradativamente, teste de velocidade com determinado torque aplicado e ensaios com a engrenagem na aplicação.

Os testes foram realizados utilizando o mesmo equipamento utilizado para testes de engrenagem padrão, a carga aplicada é constante assim como a velocidade. O teste é efetuado em pares de engrenagens fabricadas em materiais diferentes. Este teste é repetido em vários níveis de carga, assim que uma das engrenagens falhar, o teste é parado e ambas engrenagens são verificadas.

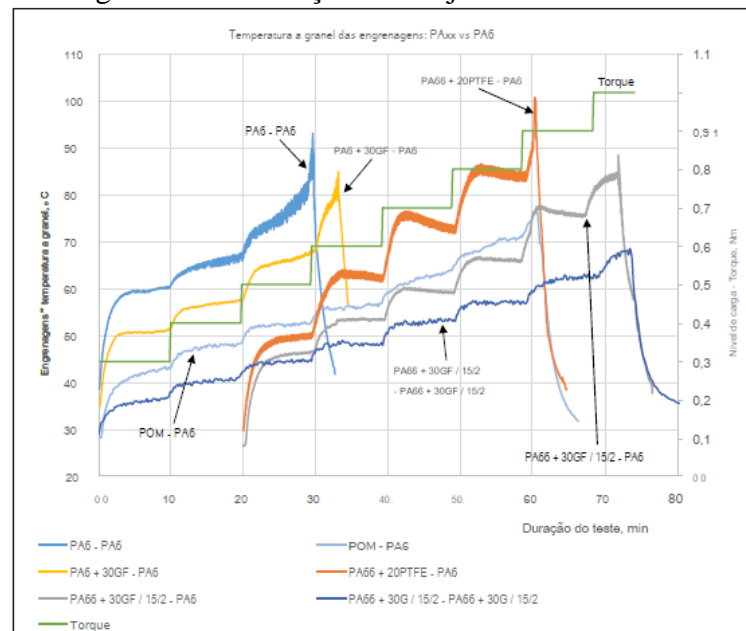
O uso de diferentes tipos de material para a fabricação dos pares de engrenagens pode surtir efeito no desgaste dos componentes, principalmente se os materiais utilizados no ensaio possuírem afinidades químicas entre si (CALLISTER, 2008).

Com os resultados coletados durante o período de ensaio, Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018) criaram gráficos demonstrando os respectivos desempenhos de cada material utilizado.

As Figuras 13, 14 e 15 apresentam a avaliação quanto à temperatura, torque e duração de teste das combinações de pares de engrenagens utilizadas no ensaio.

Observando o gráfico da Figura 13, é possível identificar que, para este ensaio, o par de engrenagens com melhor resultado foi o par utilizando Poliamida 66 com adição de 30% de carga de fibra de vidro (PA66 + 30GF) para fabricação de ambas as engrenagens. Este par de engrenagens apresentou menores temperaturas e maior duração no ensaio em comparativo aos outros pares de engrenagem utilizados.

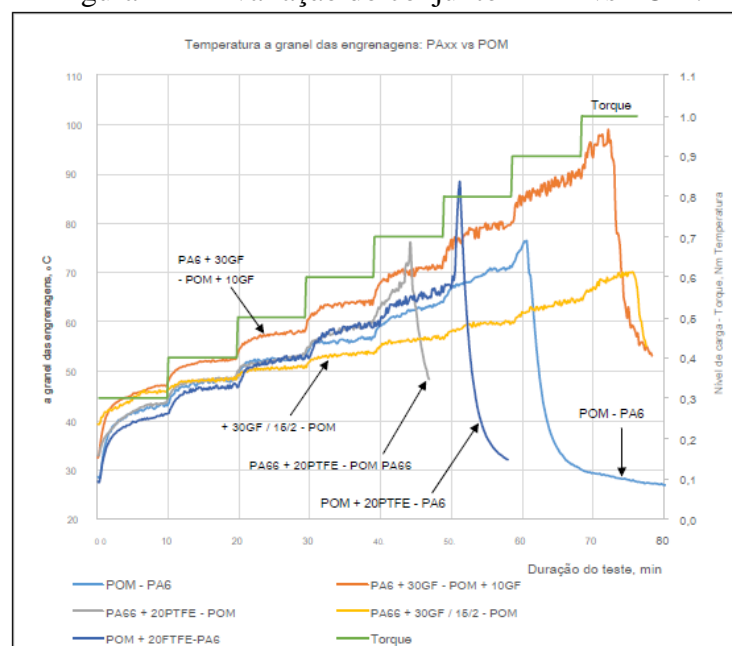
Figura 13 – Avaliação do conjunto PAxx vs PA6.



Fonte: Adaptado de Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

Observando o gráfico da Figura 14, é possível identificar que, para este ensaio, o par de engrenagens com melhor resultado foi o par utilizando Poliamida 66 com adição de 30% de carga de fibra de vidro (PA66 + 30GF) para fabricação de uma das engrenagens, enquanto o Acetal (POM) foi utilizado para a fabricação da outra. Este par de engrenagens apresentou menores temperaturas e maior duração no ensaio em comparativo aos outros pares de engrenagens utilizados.

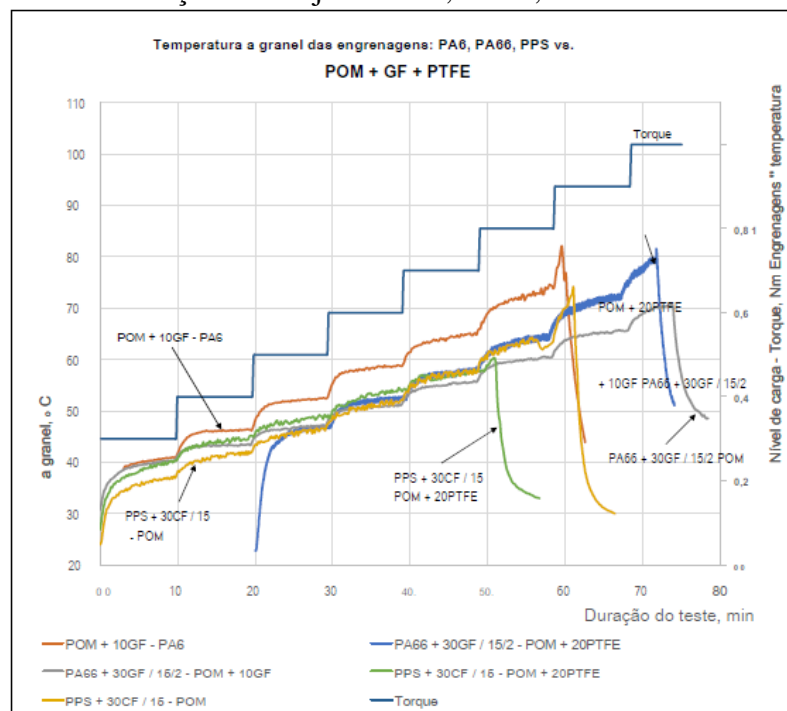
Figura 14 – Avaliação do conjunto PAxx vs POM.



Fonte: Adaptado de Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

Observando o gráfico da Figura 15, é possível identificar que, para este ensaio, o par de engrenagens com melhor resultado foi o par utilizando Poliamida 66 com adição de 30% de carga de fibra de vidro (PA66 + 30GF) para fabricação de uma das engrenagens, enquanto o Acetal com adição de 10% de carga de fibra de vidro (POM + 10GF) foi utilizado para a fabricação da outra. Este par de engrenagens apresentou menores temperaturas e maior duração no ensaio em comparativo aos outros pares de engrenagens utilizados.

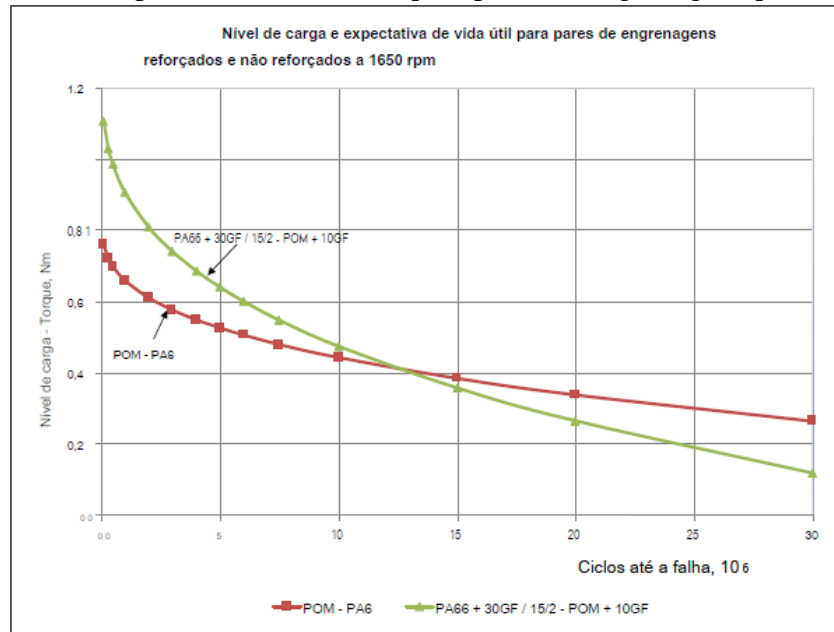
Figura 15 – Avaliação do conjunto PA6, PA66, PPS vs POM+GF+PTFE.



Fonte: Adaptado de Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

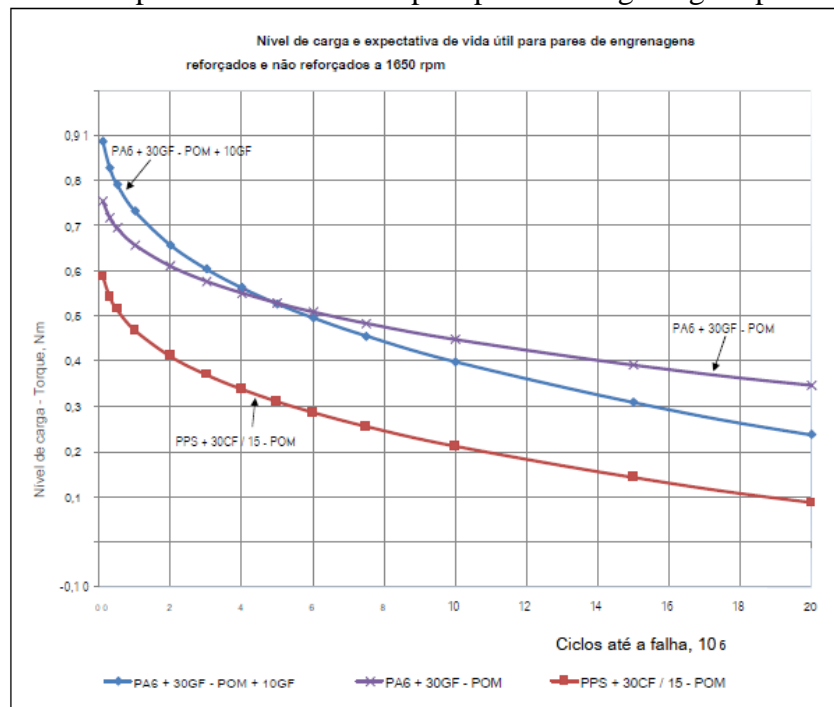
Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018) também avaliaram a expectativa de vida útil dos pares de engrenagem utilizando a velocidade de 1650 rpm. As Figuras 16 e 17 apresentam os resultados obtidos.

Figura 16 – Expectativa de vida útil para pares de engrenagens poliméricas.



Fonte: Adaptado de Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

Figura 17 – Expectativa de vida útil para pares de engrenagens poliméricas.



Fonte: Adaptado de Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018).

Com os dados obtidos através dos testes, Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018) puderam avaliar os pares de engrenagens de diferentes materiais, analisando assim, o custo benefício de cada conjunto.

2.6.7 Monitoramento acústico e vibratório em coroa

Elforjani et al. (2012) efetuaram testes analisando a emissão acústica e vibratória de uma coroa metálica de um redutor tipo engrenagem sem-fim. Neste estudo foram criados diferentes danos em alguns dos dentes da coroa.

A coroa foi submetida a diferentes condições de velocidade e carga, efetuando as medições de emissão acústica e vibratória durante o funcionamento normal da coroa, obtendo o contato de todos os dentes com o eixo sem-fim.

No final dos testes, Elforjani et al. (2012) concluíram que as medições feitas demonstraram alterações quando ocorre o contato dos dentes danificados da coroa com o eixo sem-fim. Com isso, é possível prever uma falha em uma coroa metálica antecipadamente, ou seja, identificar em uma manutenção preditiva a necessidade de substituição do componente antes que o conjunto pare devido à falha por desgaste ou fratura de algum dos dentes da coroa.

Já Córdova et al. (2019) efetuaram testes com o objetivo de identificar qual a melhor posição para se aplicar o sensor de coleta de dados vibratórios em um redutor de velocidade.

Para este teste, Córdova et al. (2019) fixaram sensores idênticos nas faces laterais do redutor de velocidade, coletando diferentes tipos de medições em cada uma das laterais.

Após a instalação dos sensores, acionaram o redutor de velocidade pelo período de dez segundos em cada uma das seguintes condições:

- a) condições normais de uso;
- b) velocidade variável;
- c) carga variável;
- d) velocidade e carga variável;

Córdova et al. (2019) coletaram todos os dados obtidos nas medições dos sensores e criaram gráficos de frequência e amplitude para a melhor visualização dos dados.

Por fim, após a avaliação dos dados, Córdova et al. (2019) concluíram que os sinais com amplitude maior, ou seja, com maior facilidade na detecção dos resultados se encontram na lateral de menor comprimento do redutor. Sendo ali, o local indicado por eles para esse tipo de medição.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 COROA METÁLICA DO REDUTOR

O redutor utilizado na avaliação é o modelo IBR Q 040 na redução 10:1, o qual é comercializado pela empresa Redutores IBR e possui os dados técnicos conforme mostrado no catálogo do fabricante no Anexo A. A coroa aplicada nesse modelo de redutor está ilustrada na Figura 18. Ela tem a parte dentada, que é fabricada em Bronze fundido, enquanto o Ferro Fundido cinzento GG-25 é utilizado para o cubo da mesma.

Figura 18 – Coroa metálica.



Fonte: Autor.

A Tabela 2 demonstra a composição química do Bronze fundido utilizado na fabricação da parte dentada da coroa. No final de todo o processo de fabricação, a dureza deste material é de 116~120 HB.

Tabela 2 – Composição química do bronze fundido.

Componente	Quantidade (%)
Sn	11 ~ 13
Ni	1,5 ~ 2,5
Zn	≤ 0,4
Fe	≤ 0,2
Pb	≤ 0,3
P	≤ 0,2
S	≤ 0,05
Sb	≤ 0,1
Cu	84 ~ 87

Fonte: Autor.

A Tabela 3 demonstra a composição química do Ferro Fundido Cinzento GG-25 utilizado na fabricação do cubo da coroa. No final de todo o processo de fabricação, a dureza deste material é de 180~210 HB.

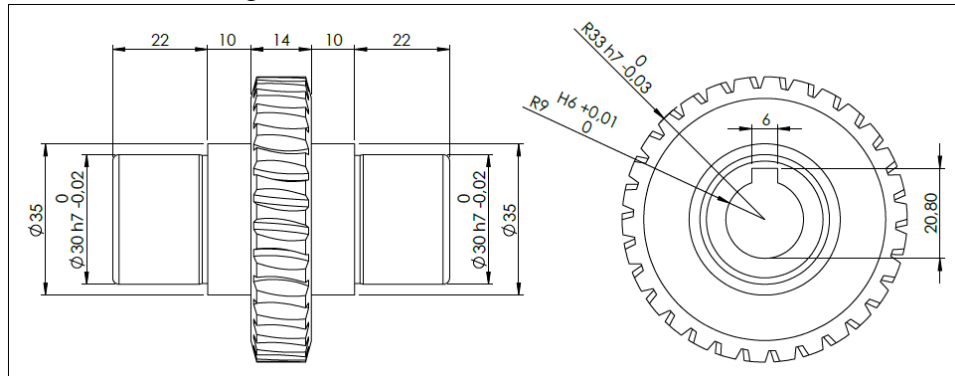
Tabela 3 – Composição química do ferro fundido GG-25.

Componente	Quantidade (%)
C	3,20 ~ 3,40
Mn	0,50 ~ 0,90
Si	1,70 ~ 2,00
P	0,12 máximo
S	0,12 máximo
Cr	0,10 ~ 0,20
Cu	0,40 ~ 0,80

Fonte: Autor.

A Figura 19 mostra as dimensões da coroa, sem considerar o dimensional dos dentes da mesma.

Figura 19 – Dimensões da coroa metálica.



Fonte: Autor.

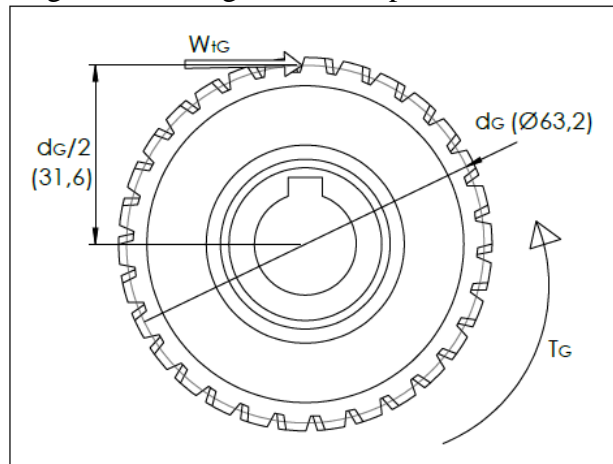
3.2 METODOLOGIA

Em um primeiro momento, foi feita a medição dimensional da coroa metálica (Bronze) atual e efetuaram-se os cálculos geométricos necessários para fabricação da coroa polimérica no mesmo dimensional da coroa metálica já existente.

Depois disso, foi efetuado o diagrama de corpo livre na coroa. Assim, foi possível identificar a força e o momento atuante no dente da coroa devido ao torque aplicado. Considerou-se que o torque aplicado na coroa produz uma força no raio primitivo da mesma, gerando um momento fletor nos dentes. As Figuras 20 e 21 mostram o diagrama de corpo

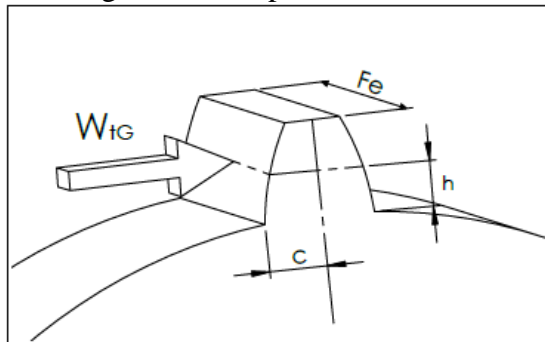
livre da coroa e da região de contato entre os dentes. Nos diagramas não são consideradas as forças radiais e axiais devido às mesmas não obterem valores significativos nesta aplicação.

Figura 20 – Diagrama de corpo livre na coroa.



Fonte: Autor.

Figura 21 – Diagrama de corpo livre em um dente da coroa.

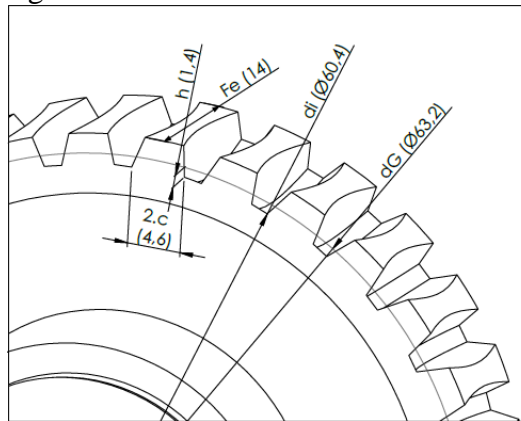


Fonte: Autor.

Com o diagrama de corpo livre, calculou-se a tensão de flexão nos dentes a partir do torque máximo de uso indicado na coroa metálica pelo fornecedor. A Equação 10 utilizada para este cálculo foi obtida a partir da Equação 7, onde W_{tG} é a força tangencial aplicada no dente, h é a altura do pé do dente até a linha do diâmetro primitivo, $2 \cdot c$ é a espessura do dente e F_e é a largura dos dentes da coroa. A Figura 22 apresenta as dimensões do dente da coroa utilizadas neste cálculo.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{W_{tG} \cdot h \cdot c}{\frac{F_e \cdot (2 \cdot c)^3}{12}} \quad (10)$$

Figura 22 – Dimensões do dente da coroa.



Fonte: Autor.

Com o valor de tensão de flexão nos dentes da coroa, foi selecionado o polímero utilizado na fabricação da nova proposta de coroa. Conforme destacado por Tavcar, Grkman e Duhovnik (2018), devido à suas propriedades mecânicas e a viabilidade comercial de obtenção do material, a Poliamida 6 (PA 6), conforme as propriedades apresentadas na Figura 23, foi selecionada para ser utilizada nos ensaios.

Figura 23 – Propriedades da Poliamida 6.

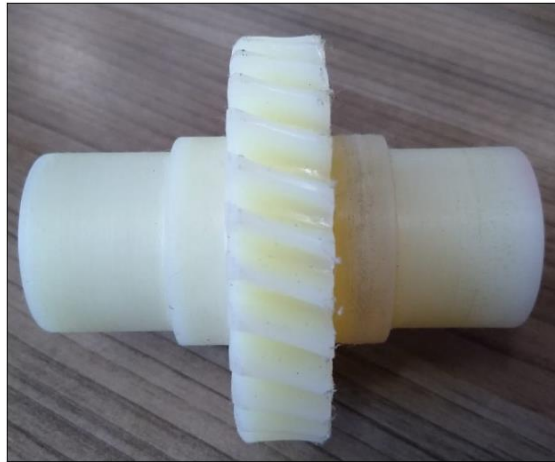
<i>Propriedades mecânicas</i>	<i>parâmetro</i>	<i>valor</i>	<i>unidade</i>	<i>norma</i>
Módulo de elasticidade (teste de tração)	5mm/min	3350	MPa	ASTM D 638
Resistência a tração na ruptura	5mm/min	75	MPa	ASTM D 638
Alongamento na ruptura	5mm/min	30	%	ASTM D 638
Resistência a flexão	5mm/min	50,74	MPa	ASTM D 790
Módulo de elasticidade (teste de flexão)	5mm/min	3616	MPa	ASTM D 790
Resistência a compressão	1,3mm/min	80	MPa	ASTM D 695
Módulo de compressão	1,3mm/min	2400	MPa	ASTM D 695
Resistência ao impacto (Charpy)	max. 7,5J	n.b.	kJ/m ²	DIN EN ISO 179-1eU
Resistência ao impacto c/ entalhe (Charpy)	2,9m/s	6,12	kJ/m ²	DIN EN ISO 179-1eA
Dureza Shore D	shore D	80		ASTM D 2240
<i>Propriedades térmicas</i>	<i>parâmetro</i>	<i>valor</i>	<i>unidade</i>	<i>norma</i>
Temperatura de transição vítrea		40	°C	DIN 53765
Temperatura de fusão		217	°C	DIN 53765
Temperatura de serviço	curta duração	170	°C	-
Temperatura de serviço	longa duração	100	°C	-
Coefficiente Expansão Térmica Linear (CLTE)	23-60°C, longa	11	10 ⁻⁵ K ⁻¹	DIN EN ISO 11359-1;2
Coefficiente Expansão Térmica Linear (CLTE)	23-100°C, longa	12	10 ⁻⁵ K ⁻¹	DIN EN ISO 11359-1;2
Calor específico		1.7	J/(g*K)	ISO 22007-4:2008
Condutividade térmica		0.38	W/(K*m)	ISO 22007-4:2008

Fonte: Adaptado de Ensinger Plastics (2020).

A partir da seleção do material, foram fabricadas duas coroas poliméricas protótipo por meio da usinagem de tarugos maciços de Poliamida 6 (PA 6), utilizando o mesmo

dimensional da coroa metálica atual. A Figura 24 mostra uma das coroas poliméricas (PA 6) antes do início dos testes.

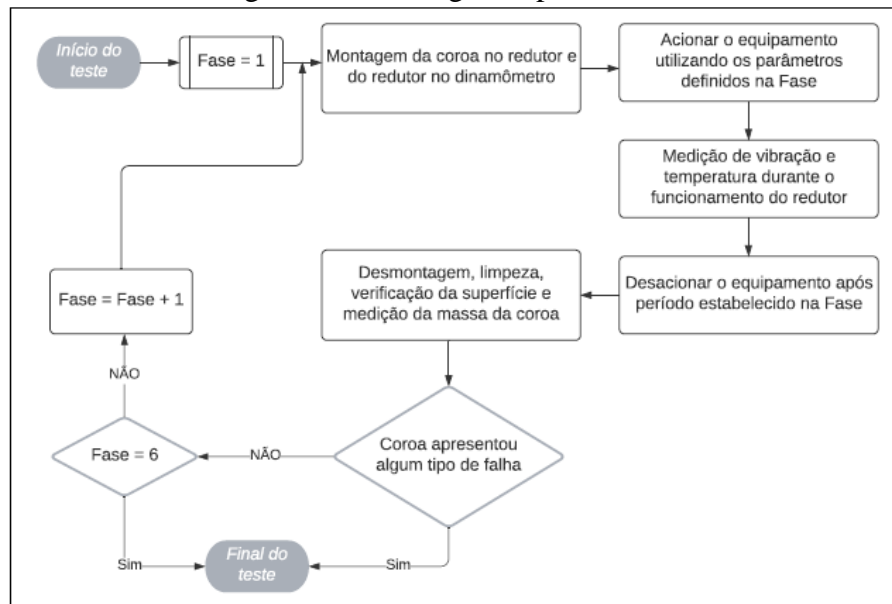
Figura 24 – Coroa fabricada em Poliamida 6.



Fonte: Autor.

Criaram-se três planos de teste para serem executados, denominados como A, B e C. O teste A foi executado na coroa metálica (Bronze) e em uma das coroas poliméricas (PA 6). A Figura 25 mostra o fluxograma da sequência adotada nesse teste.

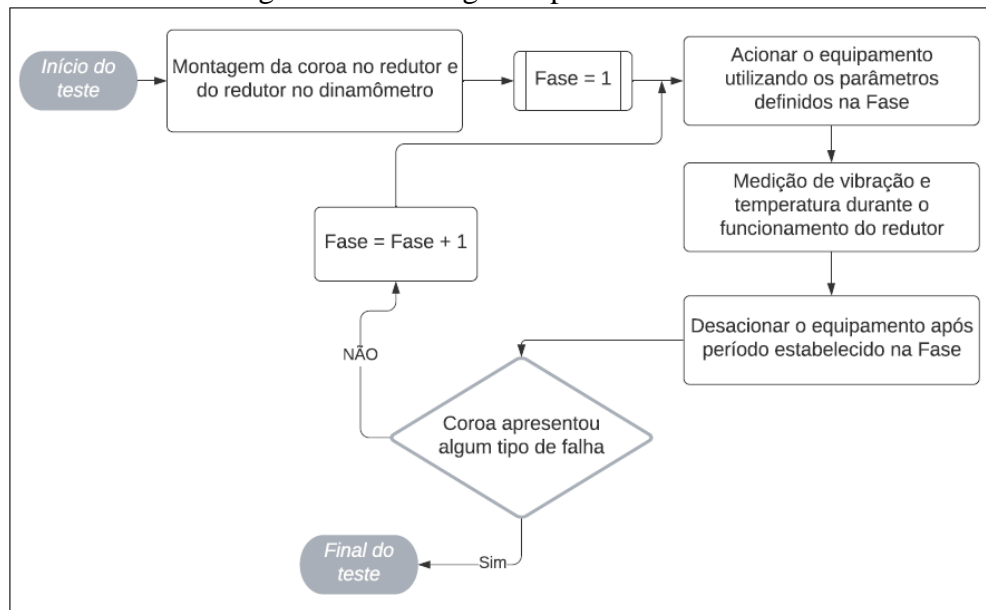
Figura 25 – Fluxograma para teste A.



Fonte: Autor.

O teste B foi executado na mesma coroa polimérica (PA 6) que foi submetida ao teste A, enquanto o teste C foi executado na segunda coroa polimérica (PA 6) fabricada. A Figura 26 mostra o fluxograma da sequência adotada nos testes B e C.

Figura 26 – Fluxograma para testes B e C.



Fonte: Autor.

Efetuuou-se o teste A inicialmente na coroa metálica (Bronze) e posteriormente em uma das coroas poliméricas (PA 6), analisando de maneira visual a possível ocorrência de algum tipo de fratura ou desgaste nos dentes de cada coroa. Neste teste, o torque foi aplicado de maneira gradativa em cada uma das coroas e coletadas as medidas de massa da coroa, de temperatura e de vibração do redutor em cada período de tempo e torque estipulado.

Conforme no trabalho desenvolvido por Elforjani et al. (2012), a medição da vibração do componente buscou verificar se é possível prever o dano da coroa, ou seja, se a medição de vibração da mesma teria alteração no momento que a coroa apresentar algum tipo de falha.

Os parâmetros de torque aplicado e tempo de duração de cada aplicação foram definidos em fases, conforme demonstrado na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros utilizados no teste A.

Fase do teste	Tempo de duração (min)	Torque aplicado (Nm)	Tensão no dente (MPa)
Fase 1	60	11,1	9,96
Fase 2	60	22,2	19,92
Fase 3	60	25,9	23,24
Fase 4	30	29,6	26,56
Fase 5	30	33,3	29,88
Fase 6	30	37	33,20

Fonte: Autor.

Os torques foram definidos com base em níveis de tensão de flexão nos dentes abaixo do limite de resistência à flexão do material, que vale 50,74 MPa (Figura 23). O valor máximo aplicado neste teste é definido pelo torque máximo de uso indicado na coroa metálica (Bronze) pelo fornecedor, conforme encontrado nos dados técnicos do catálogo do redutor no Anexo A.

Depois de efetuado o teste A, notou-se que ambas as coroas não apresentaram nenhum tipo de desgaste ou fratura visível a olho nu em seus dentes. Devido a isso, a mesma coroa polimérica (PA 6) utilizada no teste A, foi submetida ao teste B.

O teste B teve por objetivo verificar qual o torque máximo atingido pela coroa polimérica (PA 6), submetendo a mesma à aplicação de torques gradativos acima dos utilizados no teste A, até encontrar o momento da falha da coroa. Os parâmetros utilizados no teste B estão demonstrados na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros utilizados no teste B.

Fase do teste	Tempo de duração (min)	Torque aplicado (Nm)	Tensão no dente (MPa)
Fase 1	10	40,7	36,52
Fase 2	10	44,4	39,84
Fase 3	8 e danificou	48,1	43,16

Fonte: Autor.

Com o objetivo de efetuar uma nova avaliação e obter um comparativo com a falha ocorrida na primeira coroa polimérica (PA 6), foi efetuado o teste C na segunda coroa polimérica fabricada.

No teste C o torque foi aplicado de maneira gradativa, monitorando a temperatura e a vibração do redutor. Neste teste foram utilizados parâmetros demonstrados na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros utilizados no teste C.

Fase do teste	Tempo de duração (min)	Torque aplicado (Nm)	Tensão no dente (MPa)
Fase 1	60	33,3	29,88
Fase 2	30	37	33,20
Fase 3	30	40,7	36,52
Fase 4	30	44,4	39,84
Fase 5	11 e danificou	48,1	43,16

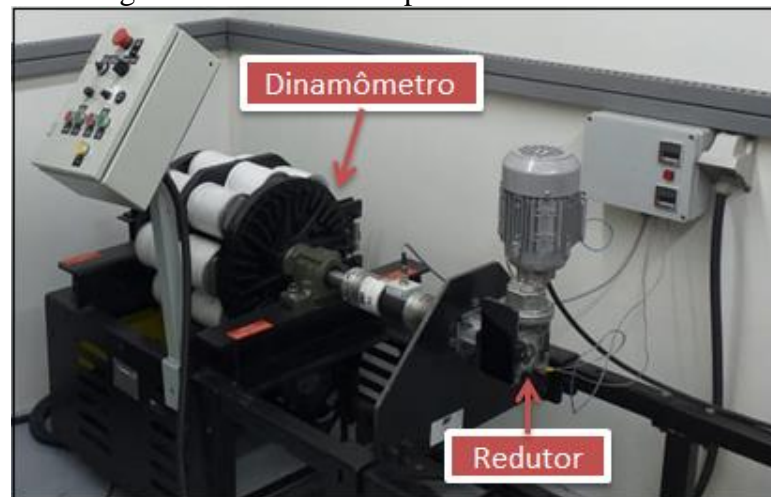
Fonte: Autor.

Depois de aplicado os testes A, B e C, efetuaram-se a interpretação e avaliação dos resultados obtidos quanto à temperatura, massa, vibração e torque/ciclos. A metodologia geral adotada neste experimento segue o fluxograma que se encontra no Apêndice A.

3.3 EQUIPAMENTOS

A aplicação e leitura do torque foram realizadas utilizando um dinamômetro acoplado ao redutor de velocidade, conforme mostrado na Figura 27.

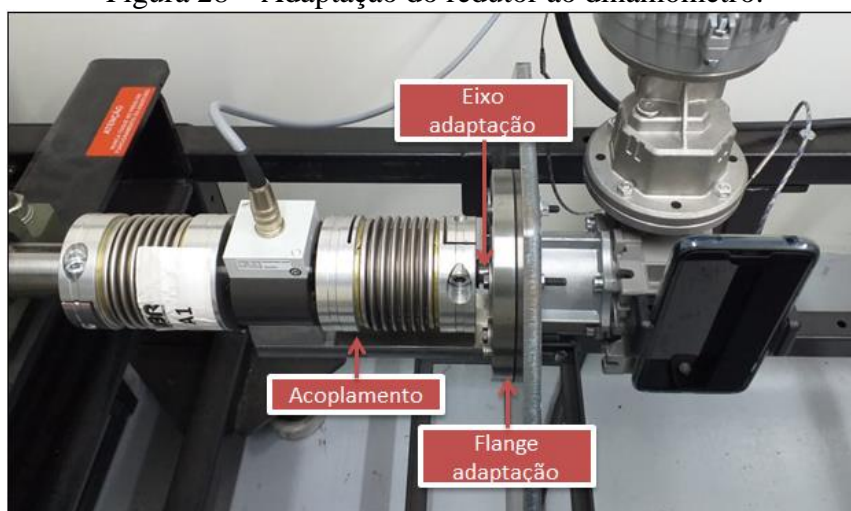
Figura 27 – Redutor acoplado ao dinamômetro.



Fonte: Autor.

Para acoplar o redutor de velocidade no dinamômetro, foram necessários algumas peças e componentes, conforme mostrado na Figura 28.

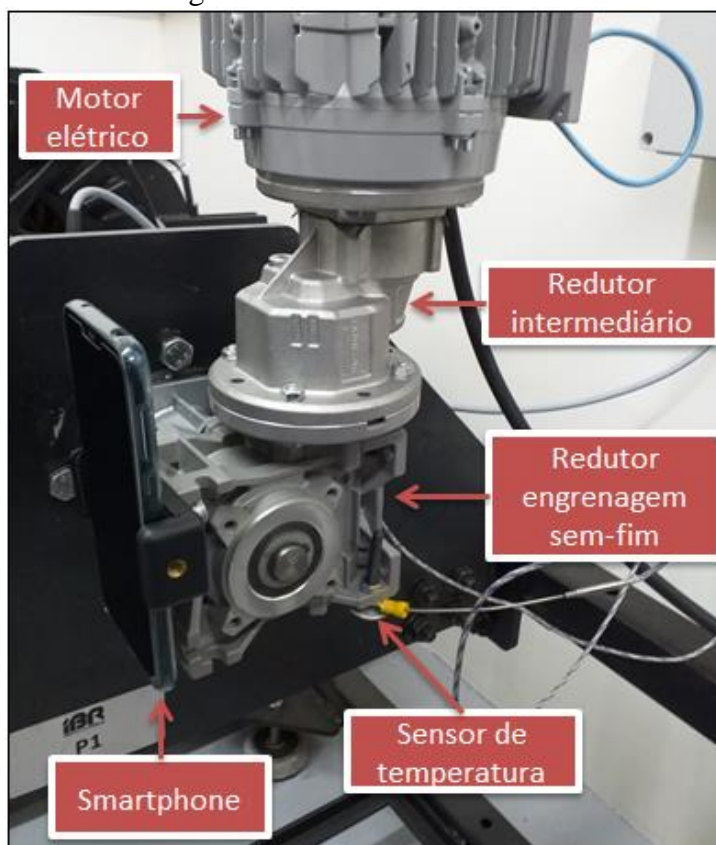
Figura 28 – Adaptação do redutor ao dinamômetro.



Fonte: Autor.

A Figura 29 mostra os equipamentos que foram utilizados para o acionamento, leitura de temperatura e de vibração do redutor de velocidade.

Figura 29 – Recursos utilizados.



Fonte: Autor.

Para o acionamento do redutor de velocidade foi utilizado um motor elétrico da marca *IBR*, com potência de 0,55 kW, 1720 RPM, acoplado em um redutor de engrenagens helicoidais com relação de redução de 2,05:1. É preciso utilizar esse redutor intermediário para que o conjunto consiga produzir o torque necessário nos testes.

O esforço na coroa do redutor de velocidade foi aplicado utilizando um dinamômetro da marca *Servitec*, com capacidade de frenagem de 0 até 1000 Nm, e rotação suportada de 0 até 10000 RPM. A precisão do dinamômetro é de 0,618 Nm. Com ele coletaram-se as medições de torque e velocidade aplicadas no redutor.

As medições referentes à massa da coroa foram obtidas utilizando uma balança digital da marca *Wellmix*, com faixa de medição de 0 a 10 kg e precisão de 1 g.

A leitura da temperatura do redutor foi feita na superfície do mesmo, utilizando um sensor de temperatura termopar de isolamento mineral tipo J, que transfere os dados para um painel digital conforme mostrado na Figura 30.

Figura 30 – Medição de temperatura.



Fonte: Autor.

As medições de vibração do redutor foram obtidas por meio do sensor de aceleração do *smartphone Motorola Moto G7 Power*, que possui o acelerômetro com as características conforme apresentado na Tabela 7. A leitura dos dados foi feita através do uso do aplicativo *Physics Toolbox Sensor Suite*. O *smartphone* foi adaptado ao redutor de velocidade, proporcionando assim, a leitura de todos os componentes internos simultaneamente.

Tabela 7 – Características do acelerômetro.

Item	Descrição
Modelo acelerômetro	Bosch Sensortec BMI 160
Faixa de aceleração	± 16 g
Resolução do acelerômetro	16 bit
Sensibilidade do acelerômetro	2048 LSB/g
Eixos de medição	X, Y e Z

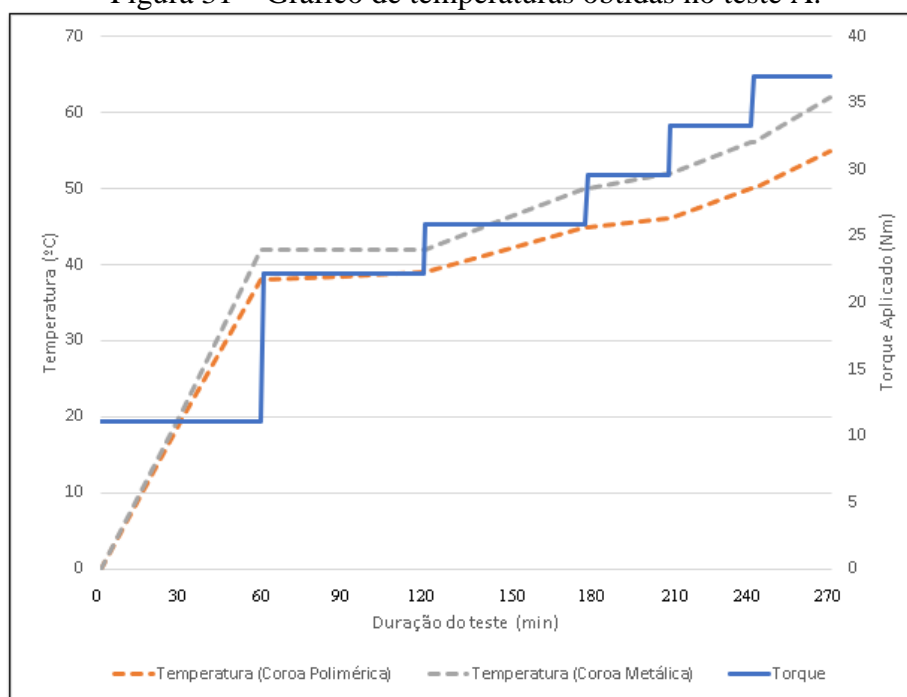
Fonte: Adaptado de Bosch-Sensortec (2020).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ANÁLISE DE TEMPERATURA

O gráfico mostrado na Figura 31 apresenta um comparativo de temperaturas obtidas no teste A para a coroa polimérica (PA 6) e a coroa metálica (Bronze). A medição foi coletada no mesmo ponto da carcaça do redutor para ambas.

Figura 31 – Gráfico de temperaturas obtidas no teste A.



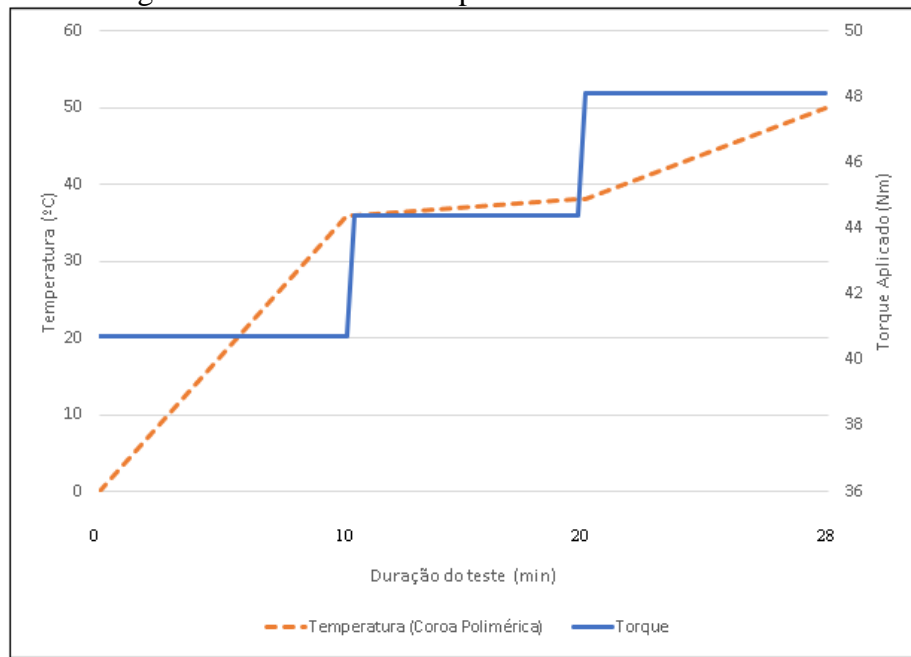
Fonte: Autor.

Nota-se que a coroa polimérica (PA 6) apresentou menores temperaturas se comparado à metálica (Bronze). A menor temperatura registrada no teste conduzido com a engrenagem polimérica (PA 6) pode estar associada ao menor coeficiente de atrito.

Como a temperatura foi mensurada na carcaça do redutor, não é possível determinar com exatidão a temperatura do ponto de contato entre a coroa e o eixo sem-fim. Levando em consideração que o conjunto engrenagem sem-fim encontra-se em contato com o óleo lubrificante do redutor, fazendo com que o calor produzido se dissipe através da carcaça, este trabalho ficou limitado à avaliação da temperatura resultante na carcaça do redutor.

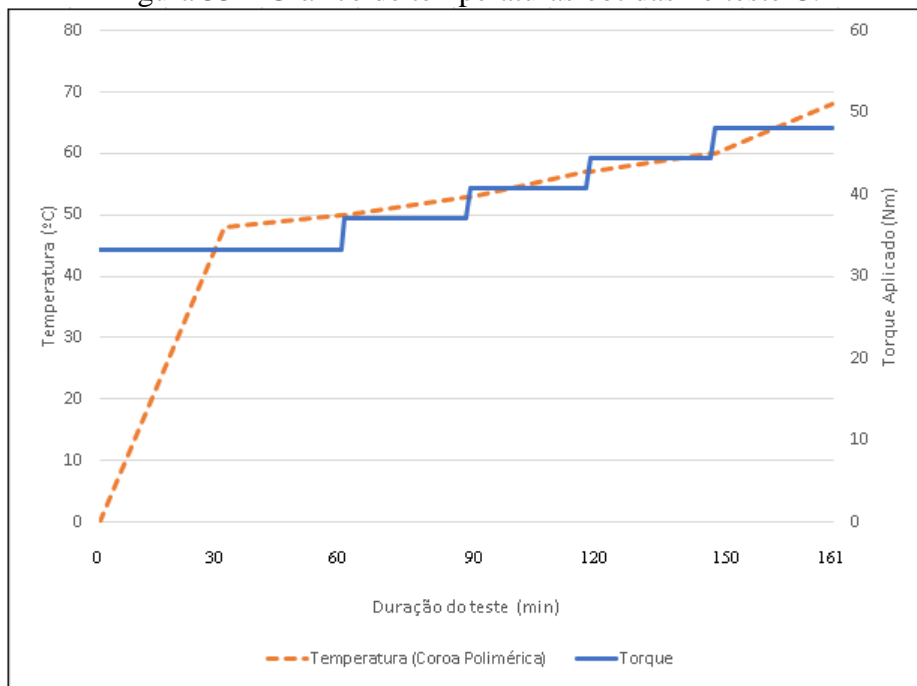
Os gráficos mostrados nas Figuras 32 e 33 apresentam as temperaturas dos testes B e C, respectivamente, obtidas na coroa polimérica (PA 6). Com estes gráficos é possível observar a temperatura que o redutor atingiu no momento em que a coroa apresentou falha.

Figura 32 – Gráfico de temperaturas obtidas no teste B.



Fonte: Autor.

Figura 33 – Gráfico de temperaturas obtidas no teste C.



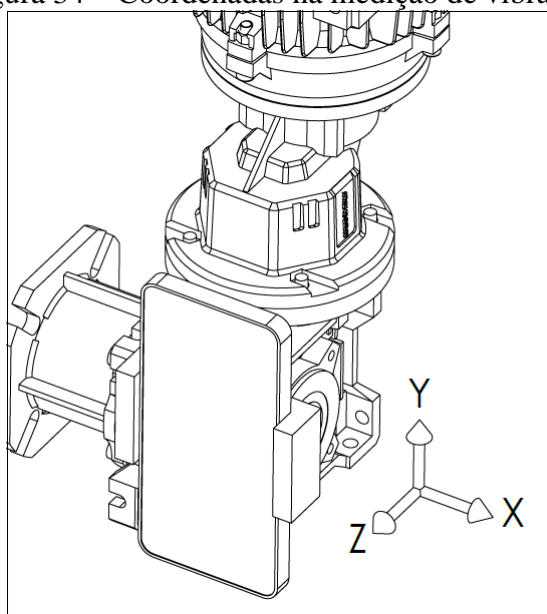
Fonte: Autor.

Verificando os gráficos mostrados nas Figuras 32 e 33, observa-se que a coroa falhou no teste B com 50 °C e no teste C com 68 °C. Como a medição da temperatura foi obtida na carcaça do redutor, não pode se identificar se a temperatura no ponto de contato entre a coroa e o eixo sem-fim ultrapassou a temperatura máxima de uso indicada pelo fornecedor do material, que é de 100 °C.

4.2 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

A medição de vibração foi efetuada nos eixos X, Y e Z. Conforme mostrado na Figura 34, a medição no eixo X está alinhada com o eixo de saída do redutor (eixo da coroa), a medição no eixo Y está alinhada com o eixo sem-fim, o eixo do motor e do redutor intermediário e a medição no eixo Z é feita radialmente a todos os eixos, sendo o eixo mais sensível à vibração do sistema e apresentando os maiores valores de aceleração.

Figura 34 – Coordenadas na medição de vibração.



Fonte: Autor.

As medições obtidas foram transformadas para o domínio da frequência (espectro) por meio da FFT. A taxa disponível para aquisição de dados era igual a 200 s^{-1} , o que limitou o espectro a uma frequência máxima de 100 Hz. Além disso, a FFT de cada teste foi realizada com um tamanho de amostra igual a 2^{10} , o que corresponde a um tempo de 5,12 segundos, e que resulta numa escala de 0,2 Hz.

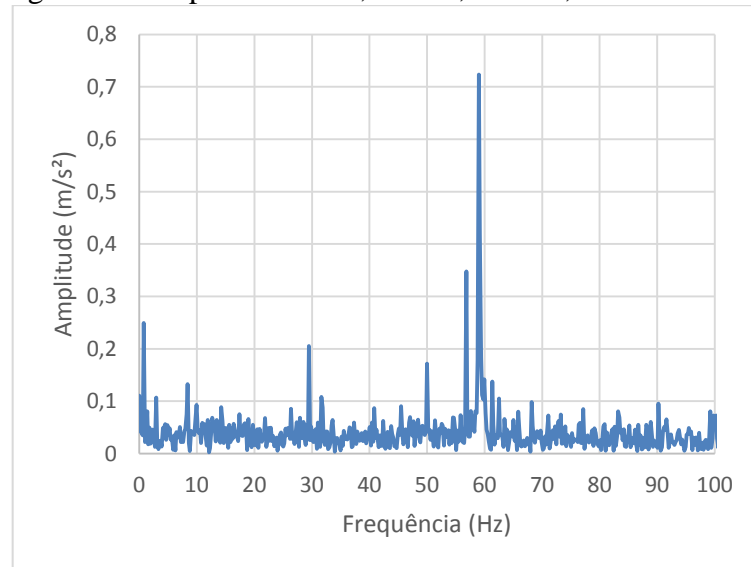
O motor opera em 1720 rpm, obtendo assim, a frequência de aproximadamente 29 Hz. A rotação do motor passa pela redução de 2,05:1 até chegar ao eixo sem-fim do redutor, que opera em aproximadamente 839 rpm, obtendo assim, a frequência de aproximadamente 14 Hz. O eixo de saída do redutor (eixo da coroa) passa pela redução de 10:1 do redutor engrenagem sem-fim, obtendo assim, aproximadamente 83,9 rpm de rotação e a frequência de aproximadamente 1,4 Hz. A frequência GMF, ou frequência de engrenamento (contato entre os dentes do eixo sem-fim e da coroa) é de aproximadamente 42 Hz. Essa frequência é obtida

através da Equação 11, onde n_e é a rotação do eixo sem-fim e Z é o número de entradas do mesmo.

$$GMF = \frac{n_e \cdot Z}{60} \quad (11)$$

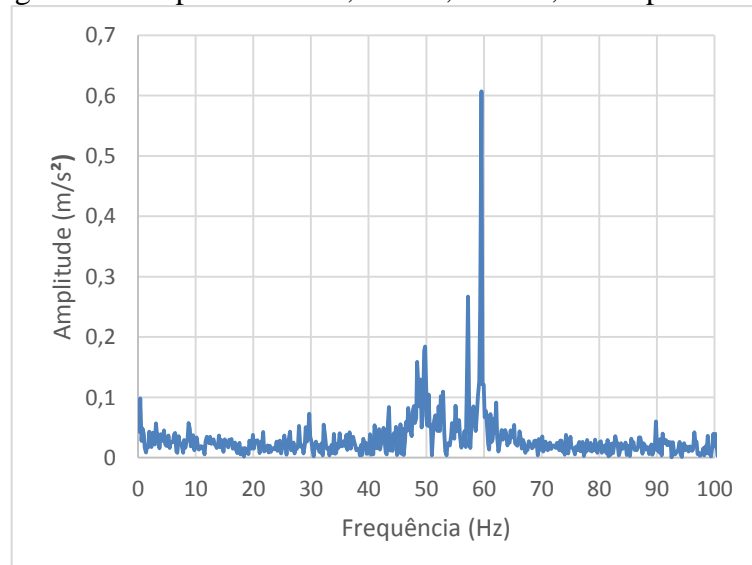
As Figuras 35 e 36 mostram o espectro encontrado no eixo Z, na Fase 6 do teste A, para a coroa metálica (Bronze) e a coroa polimérica (PA 6), respectivamente. Os espectros nos eixos X e Y para ambas as coroas encontram-se no Apêndice B.

Figura 35 – Espectro eixo Z, Fase 6, teste A, coroa metálica.



Fonte: Autor.

Figura 36 – Espectro eixo Z, Fase 6, teste A, coroa polimérica.



Fonte: Autor.

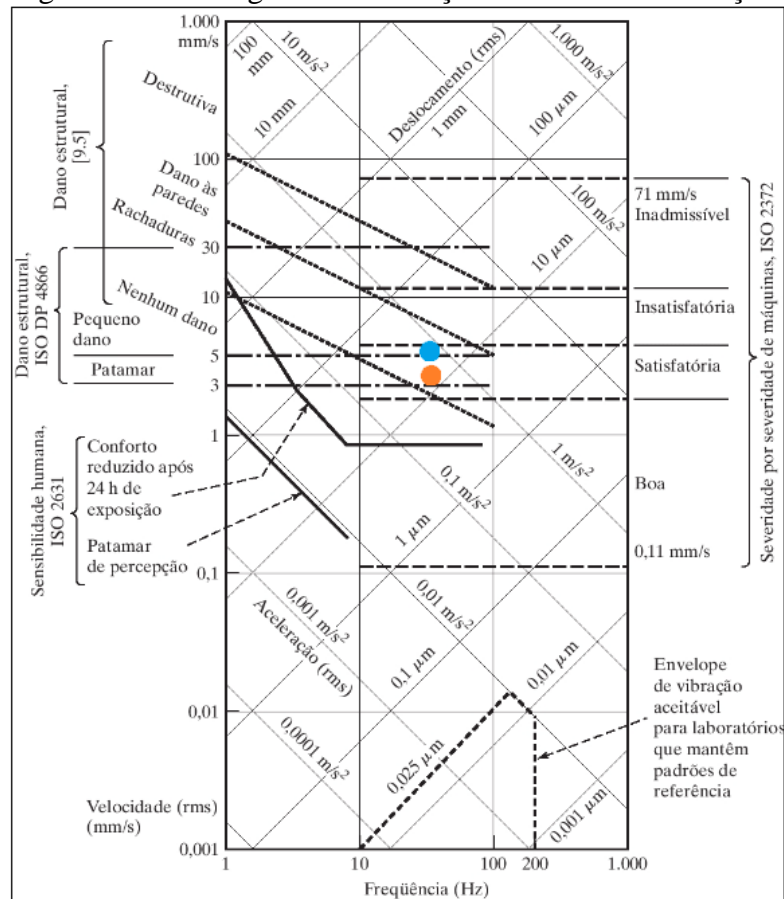
A amplitude de maior destaque no espectro para ambas as coroas ocorre na frequência de 58 Hz, que corresponde à própria frequência da rede elétrica na qual o motor, responsável pelo acionamento do conjunto, está ligado. No espectro da Figura 35 ainda percebe-se dois picos menores em 3 Hz e 29 Hz os quais correspondem às rotações da coroa do redutor e do próprio motor elétrico, respectivamente. Entretanto, na Figura 36, essas duas frequências quase não tiveram destaque. Em ambos os espectros destaca-se uma frequência de aproximadamente 50 Hz, a qual não se pôde identificar a fonte.

A partir dos dados coletados no domínio do tempo, foram calculadas as médias RMS das acelerações de vibração, sendo que os maiores valores encontrados foram de $0,988 \text{ m/s}^2$ para a coroa metálica (Bronze) e de $0,778 \text{ m/s}^2$ para a coroa polimérica (PA 6).

Ao aplicar os dados máximos de aceleração e frequência no nomograma de vibração, para verificar os critérios de vibração conforme a norma ISO 2372, encontra-se que a vibração apresentada nesta aplicação é considerada satisfatória para ambas as coroas.

A Figura 37 mostra o nomograma com os pontos de aceleração encontrados, sendo o ponto laranja a aceleração RMS da coroa polimérica e o ponto azul, da coroa metálica.

Figura 37 – Nomograma de vibração e critérios de vibração.

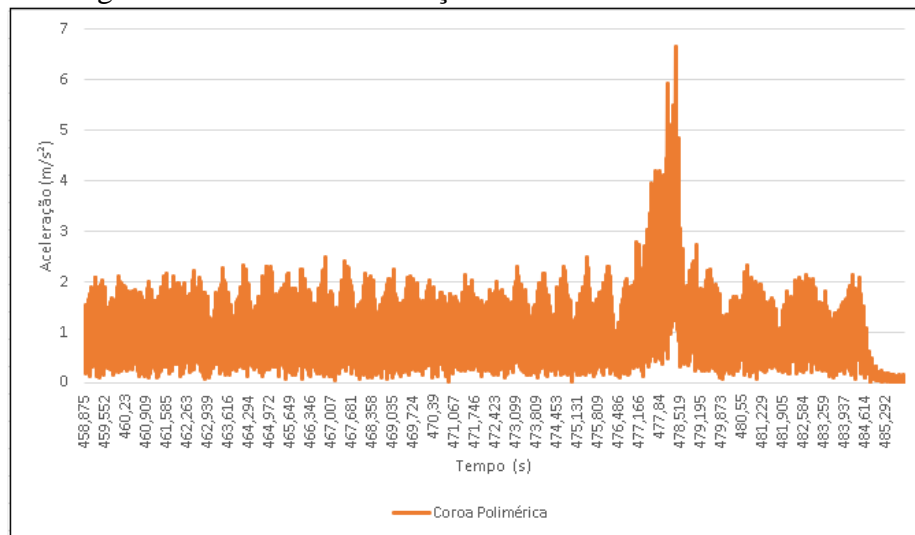


Fonte: Adaptado de RAO (2008).

No Apêndice B encontram-se também os espectros realizados nas fases onde a coroa polimérica (PA 6) apresentou falha. Nota-se que em nenhum dos espectros a frequência de engrenamento (42 Hz) apresentou maior amplitude em comparação com o restante do espectro.

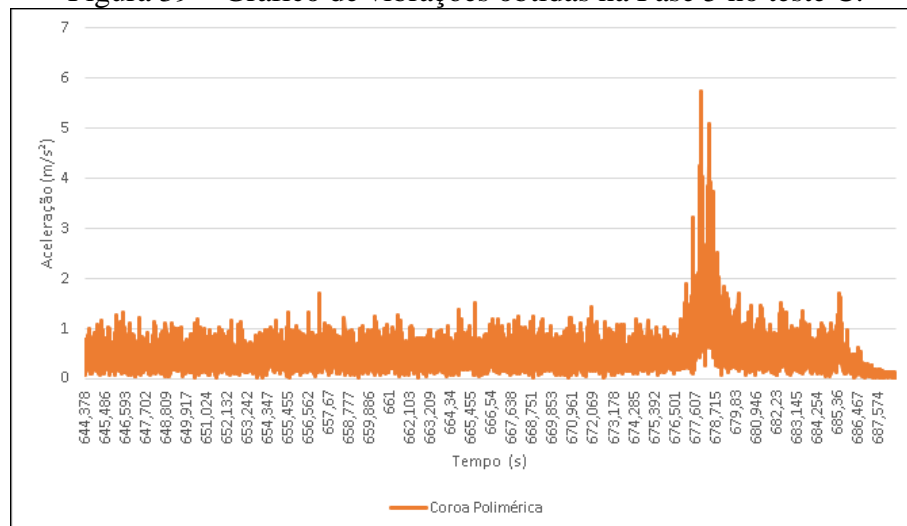
Os gráficos apresentados nas Figuras 38 e 39 mostram a aceleração total resultante (eixos X, Y e Z) nos instantes imediatamente anteriores à fratura dos dentes das duas coroas poliméricas (PA 6) ensaiadas. Neles, fica evidenciado pelo pico de aceleração, o instante em que ocorre a falha. Porém, nenhuma das técnicas utilizadas permitiu identificar indício de deterioração ou algum padrão que indicasse antecipadamente a falha, sendo que a limitação do sensor utilizado para medir as vibrações pode ter sido o principal responsável por isso.

Figura 38 – Gráfico de vibrações obtidas na Fase 3 no teste B.



Fonte: Autor.

Figura 39 – Gráfico de vibrações obtidas na Fase 5 no teste C.



Fonte: Autor.

As vibrações de menor amplitude mostradas nas Figuras 38 e 39, ocorridas durante o período de teste, indicam prováveis desalinhamentos, desbalanceamentos, excentricidades ou folgas mecânicas em todo o sistema utilizado, desde o motor elétrico utilizado no acionamento, até o dinamômetro utilizado na medição.

4.3 ANÁLISE DE PERDA DE MASSA

A massa de ambas as coroas foram mensuradas inicialmente sem o contato com o óleo lubrificante do redutor. Devido às características higroscópicas da Poliamida 6 (PA 6), decidiu-se verificar o aumento de massa resultante mantendo as coroas submersas em óleo por um período de 3 dias para fazer a nova medição.

A Tabela 8 apresenta as medições obtidas antes de iniciar o teste A e durante as fases do mesmo.

Tabela 8 – Comparativo de massas das coroas.

Fase do teste	Massa coroa polimérica (PA 6) (g)	Massa coroa metálica (bronze) (g)
Sem contato com o óleo	80	465
3 dias em contato com o óleo	81	465
Fase 1	81	465
Fase 2	81	465
Fase 3	81	465
Fase 4	81	465
Fase 5	81	465
Fase 6	81	465

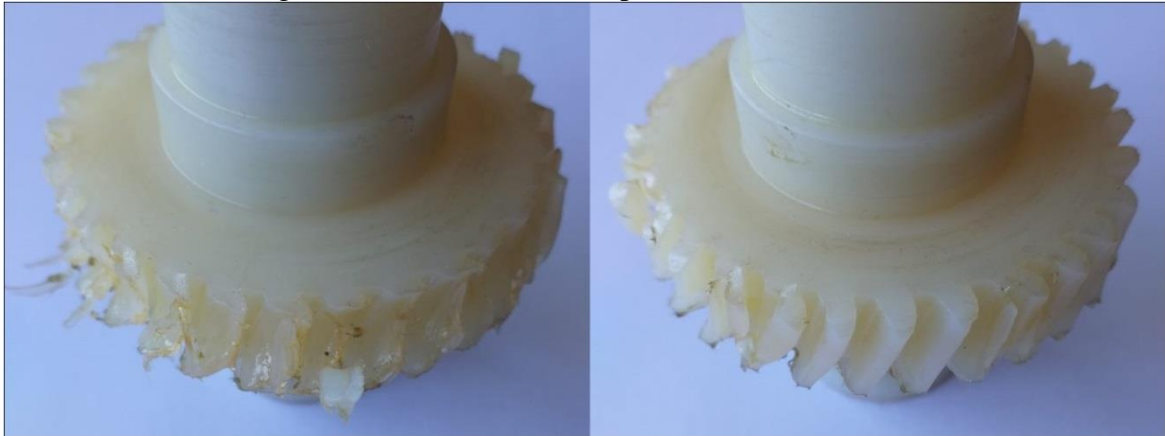
Fonte: Autor.

Não foi possível detectar o desgaste dos dentes da coroa de maneira visual e nem a perda de massa das coroas através das medições efetuadas durante o teste A.

A coroa polimérica (PA 6) que foi avaliada apresentou alteração em sua massa somente após falhar no teste B, atingindo assim, uma massa final de 78 g.

Com estes resultados, identifica-se que a coroa polimérica teve uma perda de massa de 3 g a partir do momento do início do teste até o momento em que a mesma apresentou falha. Essa perda de massa ocorreu devido à fratura de parte dos dentes da coroa, conforme mostrado na Figura 40.

Figura 40 – Dentes da coroa polimérica danificados.



Fonte: Autor.

4.4 ESTIMATIVA DE VIDA ÚTIL DA COROA POLIMÉRICA

4.4.1 Estimativa do dano linear acumulado

Por meio da regra do dano linear, calcularam-se os danos proporcionados na coroa em cada uma das fases de torque aplicadas. A Equação 12 foi utilizada para este cálculo, a qual é obtida a partir da Equação 8, onde m é a quantidade total de cargas aplicadas, n_i é o número de ciclos aplicados e $\sigma_{m\acute{a}x}$ é a tensão aplicada no dente da coroa.

$$\sum_{i=1}^m n_i \cdot \sigma_{m\acute{a}x} = 100\% \quad (12)$$

As Tabelas 9 e 10 apresentam os fatores de dano obtidos em cada uma das fases dos testes aplicados nas coroas poliméricas.

Tabela 9 – Fator de dano obtido nos testes A e B.

Fase do teste	Tempo (min)	Ciclos	Torque (Nm)	Tensão (MPa)	Dano (%)	Dano acumulado (%)
Fase 1	60	5034	11,1	9,96	8,56	8,56
Fase 2	60	5034	22,2	19,92	17,11	25,67
Fase 3	60	5034	25,9	23,24	19,96	45,63
Fase 4	30	2517	29,6	26,56	11,41	57,04
Fase 5	30	2517	33,3	29,88	12,83	69,87
Fase 6	30	2517	37,0	33,20	14,26	84,13
Fase 1	10	839	40,7	36,52	5,23	89,36
Fase 2	10	839	44,4	39,84	5,70	95,06
Fase 3	8	671	48,1	43,16	4,94	100

Fonte: Autor.

Tabela 10 – Fator de dano obtido no teste C.

Fase do teste	Tempo (min)	Ciclos	Torque (Nm)	Tensão (MPa)	Dano (%)	Dano acumulado (%)
Fase 1	60	5034	33,3	29,88	32,28	32,28
Fase 2	30	2517	37,0	33,20	17,93	50,21
Fase 3	30	2517	40,7	36,52	19,72	69,93
Fase 4	30	2517	44,4	39,84	21,52	91,45
Fase 5	11	922	48,1	43,16	8,55	100

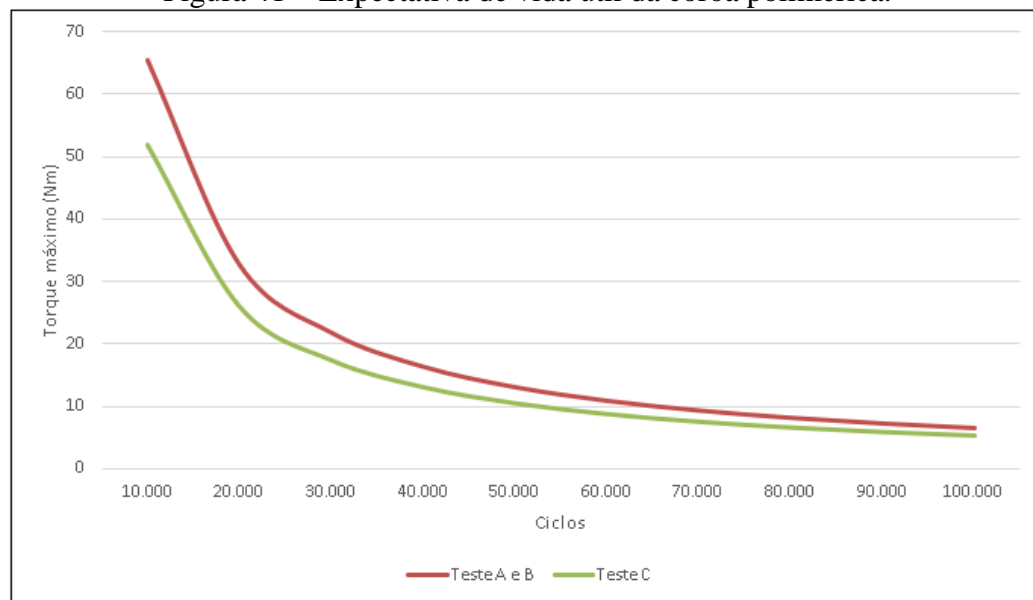
Fonte: Autor.

Nota-se que o teste C utilizou parâmetros de torque e tempo mais severos do que o teste A e B, tendo assim, resultados de dano em situações de aplicação diferentes.

4.4.2 Expectativa de vida em função do torque

Com os resultados de dano obtidos em cada um dos testes, foi possível estimar o número de ciclos e encontrar o torque máximo suportado pela coroa em Poliamida 6. O gráfico da Figura 41 mostra a expectativa de vida útil da coroa polimérica (PA 6) para torques próximos aos aplicados, baseada nos danos obtidos a partir dos testes.

Figura 41 – Expectativa de vida útil da coroa polimérica.



Fonte: Autor.

A partir dos dados apresentados no gráfico da Figura 41, nota-se uma diferença de valores obtidos nas duas curvas. Essa diferença pode ser ocasionada devido a alguns fatores: parâmetros diferentes utilizados nos testes, variações na geometria do dente, variações nas propriedades do material, variações nas cargas aplicadas, tolerâncias dos equipamentos e

variações no tempo de execução do teste em cada uma das fases. Sendo assim, torna-se necessário efetuar um número maior de testes para obter maior confiabilidade nos resultados.

Analisando o gráfico mostrado na Figura 41, verifica-se que para o torque de uso indicado pelo fabricante na coroa metálica (Bronze), que é de 37 Nm, a coroa polimérica (PA 6) suporta em média aproximadamente 17.500 ciclos.

Tendo em vista que o catálogo do redutor analisado indica que a rotação de saída seja de 170 RPM e supondo que a empresa assuma uma durabilidade de 1000 h do conjunto de redução, a coroa do redutor deveria suportar um total de 10.200.000 ciclos no torque máximo indicado.

Avaliando esse número de ciclos nas coroas poliméricas (PA 6) testadas, encontra-se o torque máximo suportado de aproximadamente 0,057 Nm, que é significativamente inferior ao torque máximo recomendado para a coroa metálica (Bronze) que já é utilizada.

5 CONCLUSÃO

Com base nas análises dos resultados dos testes experimentais, podem-se estabelecer algumas conclusões quanto à avaliação feita na coroa em polímero (PA 6), sugerindo também possíveis tópicos de estudos para trabalhos futuros nesta área.

A utilização de torques aplicados de maneira gradativa nos testes foi útil e eficaz para acelerar a falha nas coroas poliméricas (PA 6), tendo em vista que foram aplicados torques crescentes de valores considerados altos para antecipar a falha do componente. Caso os ensaios fossem executados com torques menores ou aplicados de maneira constante, presume-se que o tempo de execução dos testes seria consideravelmente superior do que foi executado neste trabalho.

O acompanhamento da temperatura foi eficaz para prever possíveis danos no material devido às temperaturas de uso. O ideal seria utilizar algum método capaz de medir ou estimar a temperatura no ponto de contato entre a coroa e o eixo sem-fim, evitando assim, a limitação de resultados obtidos somente na carcaça do redutor.

Apesar dos métodos de medição e avaliação de vibração não terem previsto o dano na coroa polimérica, essa abordagem foi válida para verificar que a coroa polimérica (PA 6) apresenta vibrações mais satisfatórias que a coroa metálica (Bronze), apresentando níveis de FFT e RMS aproximadamente 21% menores.

O método utilizado para avaliação de desgaste dos dentes da coroa, obtido através da medição da perda de massa do componente, não foi eficaz, pois, a alteração na massa do componente só ocorreu após a fratura de parte dos dentes da coroa. A medição da massa inicial do componente foi útil para verificar, que, devido à diferença de densidade dos materiais adotados, com a utilização da coroa polimérica (PA 6), seria possível reduzir aproximadamente 17% da massa do redutor, que atualmente é de 2,3 kg.

A regra de acúmulo linear de dano se mostrou válida, pois trouxe resultados semelhantes em ambos os testes, e, com a utilização da mesma, foi possível obter a estimativa de vida da coroa polimérica em função do torque de saída do redutor.

A estimativa de vida por meio do torque foi útil para notar quais os níveis de torque que a coroa polimérica (PA 6) suporta em determinados ciclos. Apesar da coroa polimérica (PA 6) ter resistido a torques em níveis superiores ao torque de uso indicado pelo fornecedor da coroa metálica (Bronze), o número de ciclos suportados pelo material de maneira estimada foi considerado baixo.

Considera-se por parte da empresa que seria admissível uma redução de até 50% na capacidade de torque ou no número de ciclos suportado pela coroa polimérica (PA 6), em comparativo com a coroa metálica (Bronze) já existente. Sendo assim, a coroa polimérica (PA 6) deveria suportar no mínimo 5.100.000 ciclos em 37 Nm ou 10.200.000 ciclos em 18,5 Nm.

Por meio dos resultados da estimativa de vida desenvolvida neste trabalho, foi possível observar que os valores de torque/ciclos obtidos não foram satisfatórios, pois, obteve-se aproximadamente 17.500 ciclos em 37 Nm ou 35.000 ciclos em 18,5 Nm.

Consideram-se aqui alguns pontos a serem ajustados em trabalhos futuros que podem levar a melhores resultados: aprofundar o estudo do polímero que será utilizado, podendo até utilizar material compósito de matriz polimérica reforçados com fibras, para que obtenha maior resistência mecânica; utilizar equipamentos para efetuar a medição de desgaste no intervalo de cada uma das fases, podendo assim, verificar o momento exato em que ocorre o início do desgaste; utilizar equipamentos de maior precisão para efetuar a medição vibratória, sendo possível prever a falha no espectro; e efetuar um número maior de testes, para obter assim, maior confiabilidade nos resultados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMACINHA, José A. **Redutor de parafuso sem-fim / roda de coroa**. 2016. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, 2016.

AMERICAN GEAR MANUFACTURES ASSOCIATION. **ANSI/AGMA 2003-A86: Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel**. USA, 1986.

AMERICAN GEAR MANUFACTURES ASSOCIATION. **ANSI/AGMA 6022-C93: Design Manual for Cylindrical Wormgearing**. USA, 1993.

AMERICAN GEAR MANUFACTURES ASSOCIATION. **ANSI/AGMA 6034-B92: Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors**. USA, 1992.

BOSCH-SENSORTEC. **BMI160 - Data sheet**. Versão 0.9: Bosch, 2018. Disponível em: <https://www.bosch-sensortec.com/media/boschsensortec/downloads/datasheets/bst-bmi160-ds000.pdf>. Acesso em: 29 mai. 2020.

BUDYNAS, Richard G. NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de engenharia mecânica**. Tradução: João Batista de Aguiar e José Manoel de Aguiar, 8 ed., São Paulo: AMGH Editora LTDA, 2011.

CALLISTER JR., William D. **Ciência e engenharia dos materiais: uma introdução**. Tradução: Sérgio Murilo Stamile Soares, 7 ed., Rio de Janeiro: LTC, 2008.

CANEVAROLO JR., Sebastião V. **Ciência dos polímeros: um texto básico para tecnólogos e engenheiros**. 3 ed., São Paulo: Artliber, 2010.

CÓRDOVA, Edison Pacheco. LOJA, René-Vinicio Sánchez. CABRERA, Diego. CERRADA, Mariela. VÁSQUEZ, Rafael E. Metodología para la ubicación del sensor de emisión acústica em uma caixa de engrenajes. **Ingenio Magno**, Equador, v.9, n.2, p.32-42, jul.2019.

ELFORJANI, M. MBA, D. MUHAMMAD, A. SIRE, A. Condition monitoring of worm gears. **ELSEVIER**, Brasil, n.73, 2012.

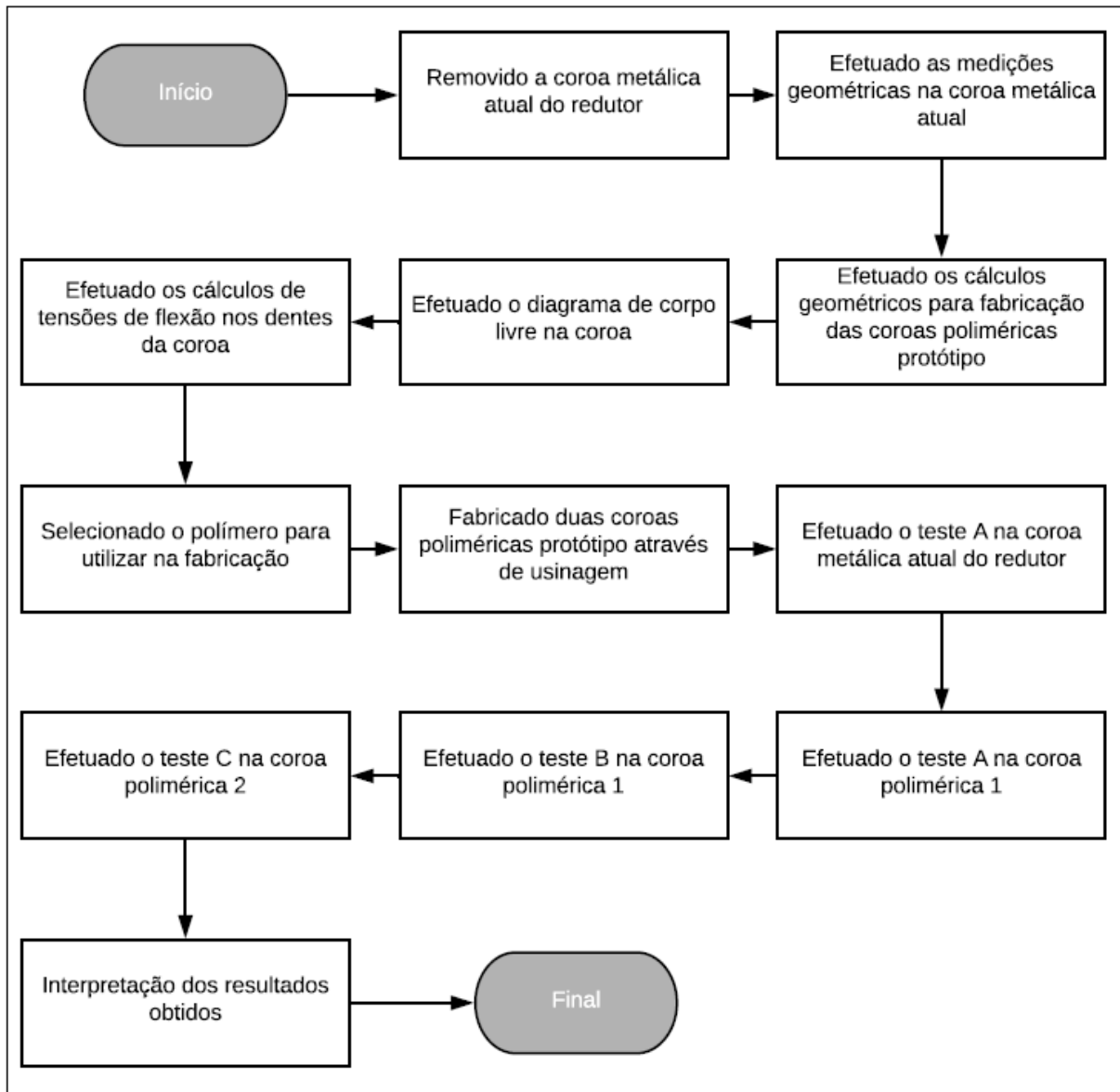
ENSINGER PLASTICS. **Tecast T natural Ficha Técnica**. Versão AA: Ensinger, 2016. Disponível em: <https://www.ensingerplastics.com/pt-br/fichas-tecnicas>. Acesso em: 27 jul. 2020.

GALDINO, Luciano. Quantificação da rotação, potência e torque em transmissão por coroa e parafuso sem fim. **Augusto Guzzo Revista Acadêmica**, São Paulo, v. 1, n.18, p. 271-283, jul./dez. 2016.

GHAZALI, Wafiuddin Md. IDRIS, Daing Mohamad Nafiz Daing. SOFIAN, Azizul Helmi. SIREGAR, Januar Parlaungan. AZIZ, Ali Abdul. A review on failure characteristics of polymer gear. **EDP Sciences**, Malaysia, 2017.

- HOLANDA, Sandra Maria Santos. **Aplicação da manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de trens urbanos com plano de manutenção proposto**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, 2016.
- INMAN Daniel J. **Vibrações Mecânicas**. Tradução: Juliano G. Iossaqui, 4 ed., Rio de Janeiro: Elsevier, 2018.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2372: Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s – basis for specifying evaluation standards**. USA, 1974.
- MABIE, Hamilton H. OCVIRK, Fred W. **Mecanismos**. Tradução: Edival Ponciano de Carvalho, 2 ed., Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1980.
- MINER, M. A. **Cumulative Damage in Fatigue**. ASME, vol. 67, p. A159-A164, 1945.
- MOTT, Robert L. **Elementos de máquina em projetos mecânicos**. Tradução: Giuliana Niedhardt e Poliana Magalhães Oliveira, 5 ed., São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2015.
- NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas – Volume III**. Tradução: Otto Alfredo Rehder, 1 ed., São Paulo: Blucher, 2015.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos, 4 ed., Porto Alegre: Bookman, 2013.
- PALMGREN, Arvid. **Die Lebensdauer Von Kugellagern**. ZVDI, vol. 68, p. 339-341, 1924.
- RAO, Singiresu S. **Vibrações Mecânicas**. Tradução: Arlete Simille, 4 ed., São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- REDUTORES IBR. **Catálogo Técnico IBR Q**. Disponível em: http://redutoresibr.com.br/cms/_uploads/aa1e7253-bf18-42a6-96d0-6deef45c162f.pdf. Acesso em: 01 jul. 2020.
- RUDIN, Alfred. CHOI, Phillip. **Ciência e engenharia de polímeros**. Tradução: Arlete Simille Marques, 3 ed., Rio de Janeiro: Elsevier, 2015.
- TAVCAR, Joze. GRKMAN, Gasper. DUHOVNIK, Joze. Accelerated lifetime testing of reinforced polymer gears. **Journal of Advanced Mechanical Design, Sústems, and Manufacturing**, Japão, v.12, n.1, 2018.
- WIEBECK, Hélio. HARADA, Júlio. **Plásticos de engenharia**. 1 ed., São Paulo: Artliber, 2005.

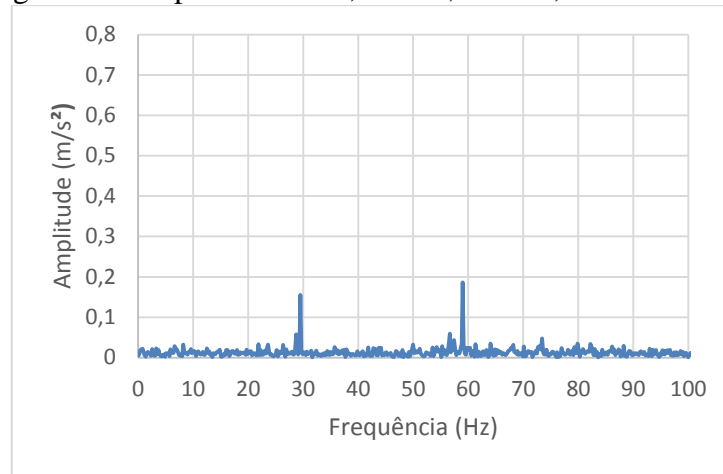
APÊNDICE A – FLUXOGRAMA GERAL DA METODOLOGIA



Fonte: Autor.

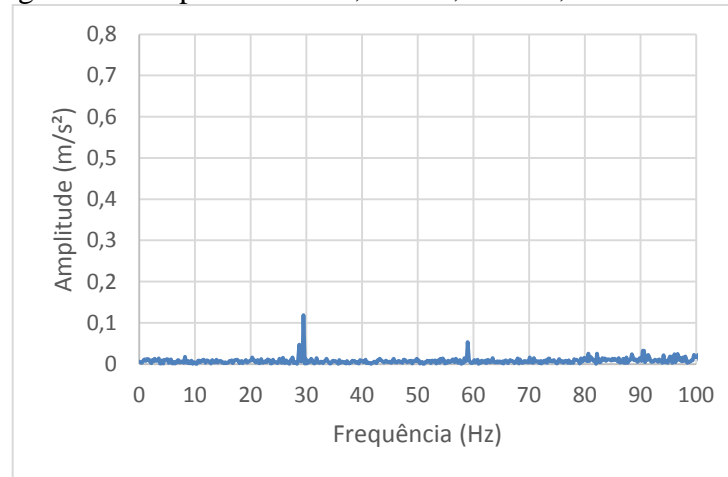
APÊNDICE B – ESPECTROS

Figura 42 – Espectro eixo X, Fase 6, teste A, coroa metálica.



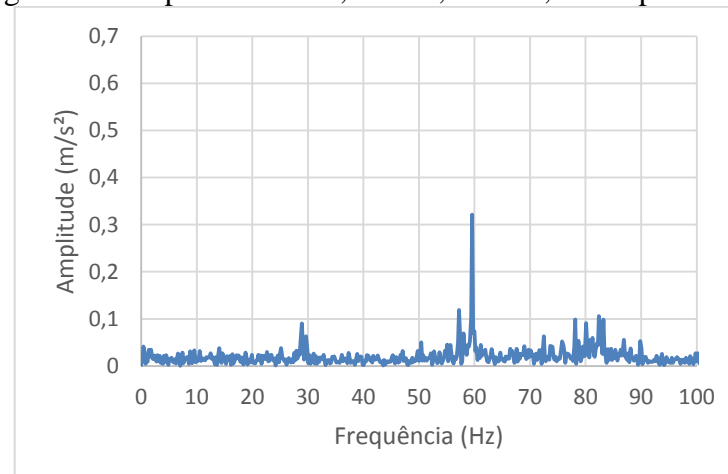
Fonte: Autor.

Figura 43 – Espectro eixo Y, Fase 6, teste A, coroa metálica.



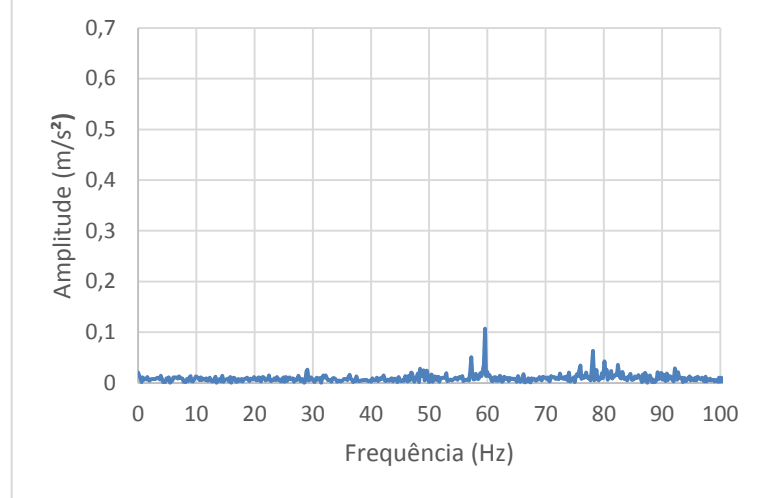
Fonte: Autor.

Figura 44 – Espectro eixo X, Fase 6, teste A, coroa polimérica.



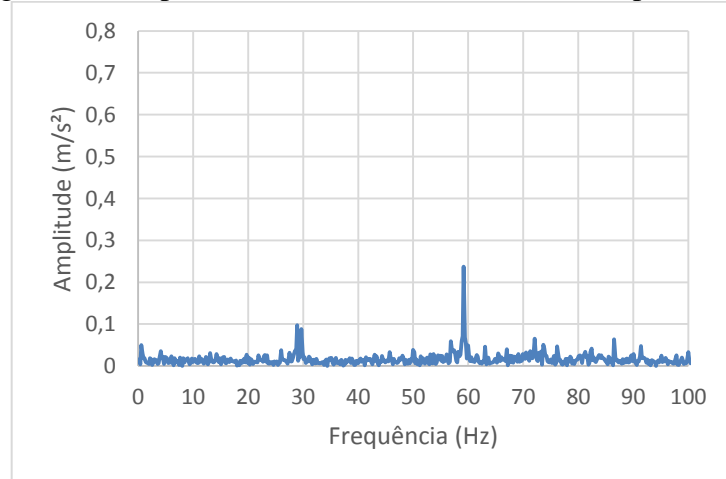
Fonte: Autor.

Figura 45 – Espectro eixo Y, Fase 6, teste A, coroa polimérica.



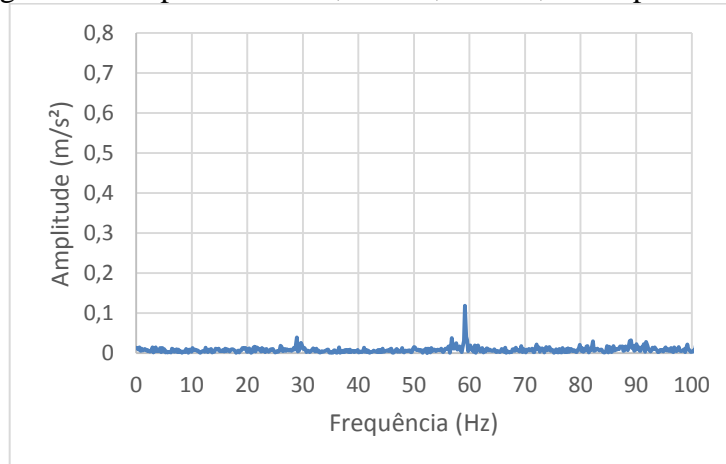
Fonte: Autor.

Figura 46 – Espectro eixo X, Fase 3, teste B, coroa polimérica.



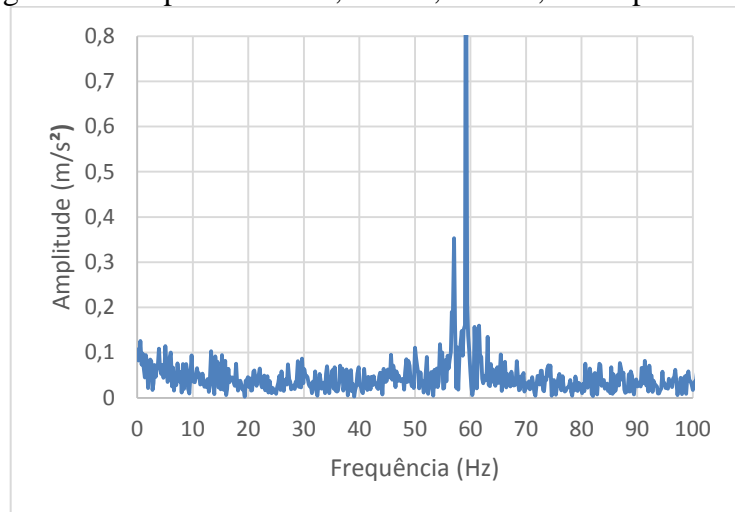
Fonte: Autor.

Figura 47 – Espectro eixo Y, Fase 3, teste B, coroa polimérica.



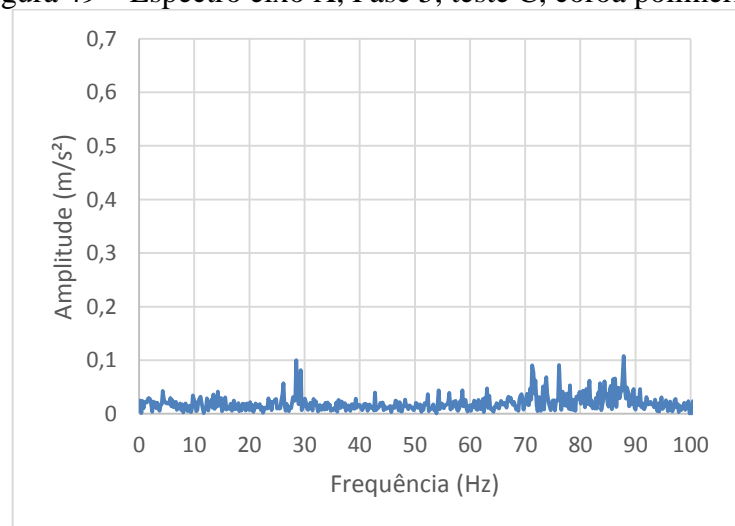
Fonte: Autor.

Figura 48 – Espectro eixo Z, Fase 3, teste B, coroa polimérica.



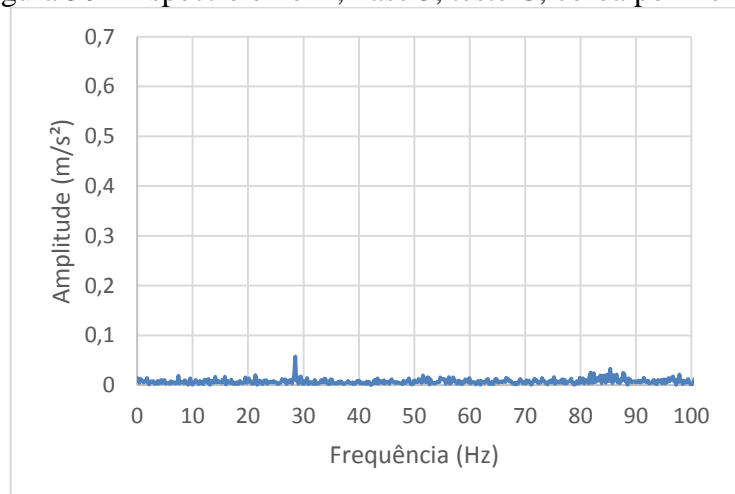
Fonte: Autor.

Figura 49 – Espectro eixo X, Fase 5, teste C, coroa polimérica.



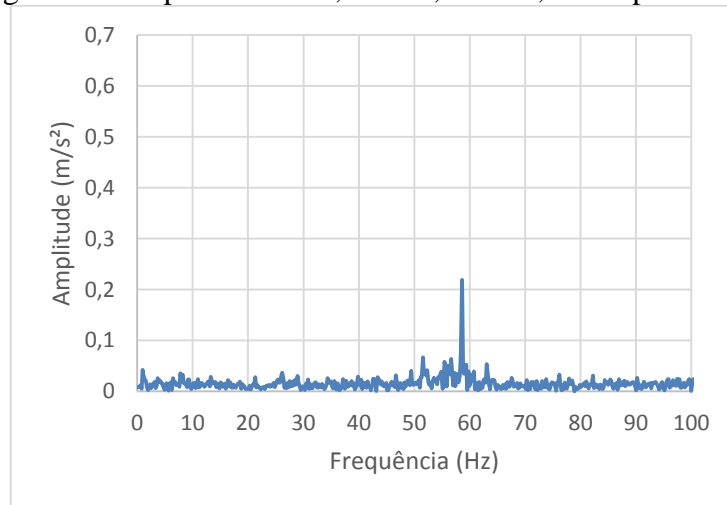
Fonte: Autor.

Figura 50 – Espectro eixo Y, Fase 5, teste C, coroa polimérica.



Fonte: Autor.

Figura 51 – Espectro eixo Z, Fase 5, teste C, coroa polimérica.



Fonte: Autor.

ANEXO A – DADOS TÉCNICOS DO REDUTOR

040									
Até 40 Nm									
n_2 (RPM)	i	P_{Mot} (cv)	M_{2M} (Nm)	$f.s.$	P_{Nom} (cv)	M_{2Nom} (Nm)	η (%)	$FR1$ (N)	$FR2$ (N)
340	5	0,75	14,1	2,2	1,65	31	91		880
226,7	7,5	0,75	20,2	1,7	1,40	37	87		980
170,0	10	0,75	26,3	1,4	1,07	37	85		1050
113,3	15	0,75	38,1	1,0	0,74	37	82	250	1150
85,0	20	0,50	32,2	1,2	0,57	37	78		1300
68,0	25	0,50	39,2	1,0	0,47	36	76		1450
56,7	30	0,33	29,4	1,4	0,45	40	72		1590
42,5	40	0,33	36,0	1,1	0,36	38	66		1810
34,0	50	0,25	32,0	1,2	0,28	35	62		1980
28,3	60	0,25	35,9	1,0	0,23	33	58		2150
21,3	80	0,16	28,0	1,2	0,19	32	53		2340
17,0	100	0,16	31,1	0,9	0,14	27	47		2480

Fonte: Adaptado de REDUTORES IBR (2020).

onde: $n_2(RPM)$: velocidade de rotação nominal no eixo de saída do redutor, considerando acionamento por um motor de 4 polos (aproximadamente 1700 rpm);

$i(-)$: relação de redução do redutor de velocidade;

$P_{Mot}(CV)$: maior potência comercial de motor indicada na entrada do redutor (considerando motor de 1700 rpm);

$M_{2M}(Nm)$: Torque gerado no eixo de saída, considerando o uso de motor com a potência indicada em $P_{Mot}(CV)$ e 1700 rpm na entrada do redutor;

$f.s. (-)$: fator de serviço, relação entre o torque nominal e o torque gerado;

$P_{Nom}(CV)$: potência nominal na entrada do redutor (considerando rotação de entrada de 1700 rpm);

$M_{2Nom}(Nm)$: torque nominal máximo do redutor (considerando rotação de entrada de 1700 rpm);

$\eta(\%)$: rendimento do redutor;

$FR1(N)$: força radial máxima suportada no eixo de entrada do redutor, considerando que o ponto de aplicação dessa força radial seja exatamente no centro da chaveta do eixo;

$FR2(N)$: força radial máxima suportada no eixo de saída do redutor, considerando que o ponto de aplicação dessa força radial seja exatamente no centro da chaveta do eixo.