Insper

BANCADA DE TESTES PARA ÓLEO LUBRIFICANTE ADITIVADO COM GRAFENO: CASO BASEADO EM CAIXA DE TRANSMISSÃO DE TURBINA EÓLICA

André Luís Silva Lopes (andrelsl1@al.insper.edu.br)
Beni Murahovschi Stern (benims@al.insper.edu.br)
Edivaldo José Ciryllo Rangel Júnior (edivaldojcrj@al.insper.edu.br)
João Pedro Varella Ribeiro Santos (joaopv1@al.insper.edu.br)

Trabalho de Conclusão de Curso

Relatório
Versão Final
do Projeto Final de Engenharia

São Paulo - SP
Novembro 2022

André Luís Silva Lopes
Beni Murahovschi Stern
Edivaldo José Ciryllo Rangel Júnior
João Pedro Varella Ribeiro Santos

BANCADA DE TESTES PARA ÓLEO LUBRIFICANTE ADITIVADO COM GRAFENO: CASO BASEADO EM CAIXA DE TRANSMISSÃO DE TURBINA EÓLICA

Relatório Final do Projeto Final de Engenharia

Relatório apresentado ao curso de Engenharia, como requisito para o Trabalho de Conclusão de Curso.

Professor Orientador: Prof. Joice Miagava
Professor Coorientador: Prof. Israel Ferreira Alves

Mentor na Empresa: Eduardo Tomanik

Coordenador TCC/PFE: Prof. Dr. Luciano Pereira Soares

São Paulo - SP
Novembro 2022

André Luís Silva Lopes
Beni Murahovschi Stern
Edivaldo José Ciryllo Rangel Júnior
João Pedro Varella Ribeiro Santos

TESTING WORKBENCH FOR GRAPHENE-BASED LUBRICANT ADDITIVES: CASE BASED ON WIND TURBINE GEAR BOX

Capstone Design Report
Final Report

Undergraduate Capstone Design Project Report submitted to the Engineering program (Computer/Mechanical/Mechatronic) in partial fulfillment of the requirements for the Bachelor's Degree in Engineering.

Advisor: Joice Miagava
Co-advisor: Israel Ferreira Alves

Company Mentor: Eduardo Tomanik

Course Coordinator TCC/PFE: Dr. Luciano Pereira Soares

São Paulo - SP
November 2022

André Luís Silva Lopes
Beni Murahovschi Stern
Edivaldo José Ciryllo Rangel Júnior
João Pedro Varella Ribeiro Santos

Bancada de testes para óleo lubrificante aditivado com grafeno: caso baseado em caixa de transmissão de turbina eólica

Projeto Final de Engenharia apresentado ao programa Graduação em Engenharia (Computação/Mecânica/Mecatrônica) como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia.

Orientador: Prof. Joice Miagava

Coorientador: Prof. Israel Ferreira Alves

Banca Examinadora

_____

Joice Miagava

Insper

_____

Israel Ferreira Alves

Insper

_____

Raphael Galdino dos Santos

Insper

_____

Gustavo Pollettini Marcos

Insper

Sumário

RESUMO **5**

ABSTRACT **6**

1. INTRODUÇÃO **7**

1.1 ESCOPO DO PROJETO 9
1.2 RECURSOS 10
1.3 CRONOGRAMA 11
1.4 MAPEAMENTO DOS STAKEHOLDERS 14
1.5 QUESTÕES ÉTICAS E PROFISSIONAIS 15
1.6 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE 15
1.6.1 Caixa de Transmissão *15*
1.6.2 Falhas e Eficiência *17*
1.6.3 Uso de lubrificantes e seus efeitos *22*
1.6.4 Grafeno *23*
1.6.5 Dissulfeto de molibdênio *27*

2. METODOLOGIA **28**

2.1 ESTRUTURA DE DECISÃO 28
2.2 ETAPAS DE IDEAÇÃO 29
2.3 DIMENSIONAMENTOS 30
2.4 SOFTWARE CAD/CAM 30
2.5 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO 31
2.6 VERIFICAÇÃO ESTATÍSTICA DOS ENSAIOS 32

3. RESULTADOS **33**

3.1 DEFINIÇÃO DA SOLUÇÃO 33
3.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES 37
3.3 MODELAGEM DA CAIXA DE TRANSMISSÃO 40
3.4 DEFINIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS DE TESTES 42
3.5 CAIXA FABRICADA E TESTES DE DESEMPENHO 45
3.5.1 Ensaio 1: diferenciação de óleos de viscosidades semelhantes *47*
3.5.2 Ensaio 2: mesmo óleo com volumes diferentes *50*
3.5.3 Ensaio 3: óleo comum x óleo aditivado (MoS_2) *53*
3.5.4 Ensaio 4: óleo comum x óleo aditivado (grafeno) *56*

4. CONCLUSÕES **59**

5. TRABALHOS FUTUROS **60**

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS **62**

APÊNDICE A **64**

APÊNDICE B **74**

APÊNDICE C **77**

APÊNDICE D **79**

APÊNDICE E **83**

RESUMO

Este projeto teve como objetivo a construção de uma bancada de testes para óleos lubrificantes baseado num sistema de transmissão de turbina eólica, bem como possibilitar uma análise quantitativa e qualitativa da influência de diferentes lubrificantes no atrito do sistema. Para isso, foi necessário estudar o funcionamento de turbinas eólicas e dimensionar um sistema de transmissão em que as relações de transmissão de assemelhassem ao caso estudado. Para o sistema de medição, utilizou-se um volante de inércia a fim de medir a desaceleração do sistema após a aplicação de uma potência inicial que possibilitará a aferição da rotação com o uso de um tacômetro. Com isso, o projeto possibilitou a validação da caixa, seu funcionamento conforme a relação de transmissão definida, o sistema de medição além da realização de diversos testes para comparar o desempenho de diferentes óleos e aditivos. Nesse estudo, foram realizados testes entre óleos de viscosidades semelhantes, a fim de verificar a sensibilidade do sistema, variação de volume entre o mesmo óleo, além da análise de óleos aditivados, com grafeno e dissulfeto de molibdênio. Com a bancada fabricada e o método de teste proposto, será possível, em trabalhos futuros, estudar a viabilidade técnica e efeitos do uso de diferentes aditivos para lubrificantes de sistemas de transmissão de turbinas eólicas com enfoque no grafeno. Além disso, a bancada entregue serve como um protótipo inicial e apresenta grande potencial de melhorias a fim de permitir análises mais densas do caso estudado.

Palavras-chave: Lubrificação; Atrito; Sistemas de Transmissão; Turbina Eólica.

ABSTRACT

This project aimed to build a testing workbench for lubricant oils based on a wind turbine transmission system, as well as to allow a quantitative and qualitative analysis of the influence of different lubricants on the system's friction. It was necessary to study the operation of wind turbines and size a transmission system in which the transmission ratios resembled the studied case. For the measurement system, a flywheel was used to measure the deceleration of the system after the application of an initial power that will allow the measurement of the rotation with the use of a tachometer. As a result, the project made it possible to validate the gearbox, its operation according to the defined transmission ratio, the measurement system, in as well as running several tests to compare the performance of different oils and additives. In this study, the tests aimed to compare oils with similar viscosity, in order to valuate the system's sensibility, the impact of changing the volume using the same oil and analyzing the impact of using addictive of Molybdenum disulfide and graphene. With the manufactured testing workbench and the proposed test method, it will be possible, in future work, to study the technical feasibility and effects of using different additives for lubricants in wind turbine transmission systems focusing in the use of graphene. In addition, the delivered workbench serves as an initial prototype and has great potential for improvements in order to allow for denser analyzes of the case studied.

Keywords: Lubrication; Friction; Gearbox; Transmission System; Wind Turbine.

1. Introdução

Ao decorrer dos anos a indústria foi sempre se atualizando, buscando evitar falhas e fazer o melhor proveito da vida dos equipamentos e maquinários. Desde a primeira revolução industrial, onde grandes máquinas começaram a ser mandatórias em qualquer parque fabril, a análise e, consequente, busca por ampliação de performance desses equipamentos sempre foi uma pauta extremamente importante nos grandes centros de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) da indústria. Isso se mantém até os dias atuais, que mesmo com tecnologias avançadas de fabricação, rolamentos de alta precisão, materiais avançados e tratamentos térmicos otimizados, ainda não são suficientes para eliminar a necessidade das manutenções periódicas e de substituição de peças.

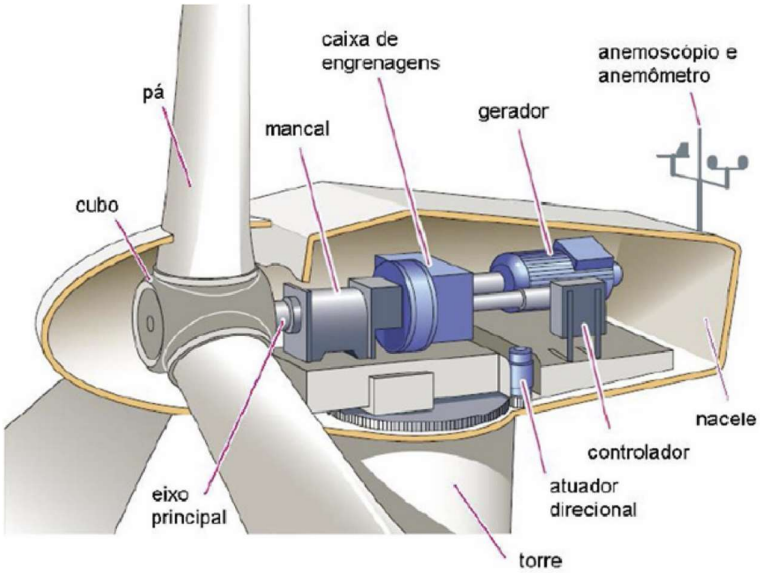
Uma das estratégias para prolongar a vida dos componentes mecânicos é o desenvolvimento de óleos lubrificantes mais tecnológicos e customizados para cada aplicação mecânica. Essa área tem muito espaço para pesquisa, especificamente, na busca de aditivos e respectiva compatibilização com os óleos lubrificantes. Isso se mostra mais relevante ainda, quando tratamos de grandes sistemas mecânicos presentes na indústria, como maquinários termodinâmicos ou de geração de energia. Esses, necessitam de tecnologias específicas, envolvem elevadas cargas e/ou requerem extrema eficiência dos componentes que as compõe, sendo necessário então, um vasto avanço tecnológico para buscar alternativas cabíveis para solucionar problemas cada vez mais desafiadores em relação ao aumento de eficiência e durabilidade do conjunto.

Tendo isso em mente, a Gerdau Graphene, braço da consolidada Gerdau Aços, busca acelerar o uso do grafeno na indústria e contribuir para a evolução do mercado global com soluções customizadas de aplicação. E uma dessas aplicações reside justamente na otimização de sistemas mecânicos via aditivação de óleos lubrificantes. Isso visando, em modo geral, a minimização da perda de eficiência nesses sistemas ou aumentando a vida útil dos componentes. Um recorte dessa situação é justamente a busca de otimização dos sistemas de transmissão de potência em caixas de engrenagens em estações de geração de energia elétrica; mais especificamente, em sistemas de geração de energia através do vento (eólica).

Nesse contexto, os efeitos do grafeno como aditivo de lubrificantes estão sendo investigados com a hipótese de que ele contribui para um menor desgaste geral de tais componentes. Mais especificamente, o estudo usa como objeto a otimização de caixas de transmissão de turbinas eólicas (Figura 1 e Figura 2). Com isso, busca-se aumentar a vida útil

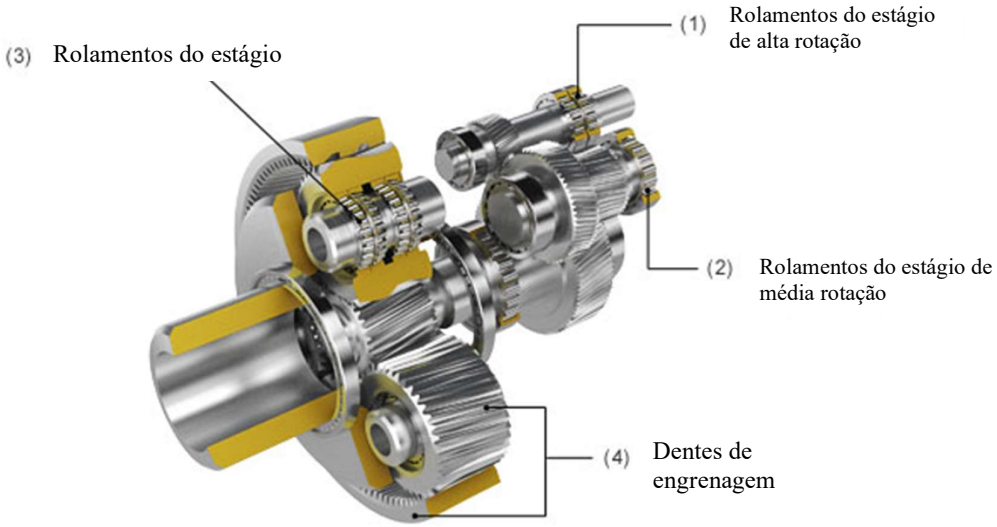
das caixas de transmissão do tipo amplificadoras e, consequentemente reduzir os custos de manutenção agregados a esse componente.

Figura 1 - Ilustração dos componentes de uma turbina eólica



Fonte: Adaptada de WEKKEN; WIEN (2006).

Figura 2 - Recorte de uma caixa de transmissão



Fonte: Adaptada de Olympus IMS (2015).

Para averiguar os efeitos do uso dos lubrificantes aditivados, uma série de testes são necessários. Dessa forma, o projeto tem como objetivo entregar uma bancada de testes onde seja possível verificar os efeitos dos aditivos de lubrificantes em um sistema representativo das caixas de transmissão encontradas em turbinas eólicas. Ou seja, o entregável busca ser um dispositivo capaz de entregar respostas para algumas perguntas, como: *"Os aditivos contribuem para reduzir o desgaste de componentes mecânicos e aumentar a sua vida útil?"*.

Assim, esse projeto contribui com o projeto maior da Gerdau Graphene de exploração do grafeno como aditivo de lubrificantes e atinge não só a indústria de geração de energia, mas também todas correlacionadas aos óleos lubrificantes e transmissão de potência.

Vale ressaltar que esse estudo visa contribuir para o posicionamento da Gerdau Graphene como desenvolvedora de soluções com o grafeno e não uma distribuidora do material em si. Isso porque, o propósito da companhia é explorar o máximo que o grafeno pode agregar na indústria, não ser uma distribuidora do material, mas ser uma empresa que traz soluções inovadoras, tecnológicas e economicamente viáveis para a indústria.

1.1 Escopo do projeto

Ao imaginar o funcionamento completo de uma turbina eólica e separar em principais itens como funções globais e subfunções, teríamos algo muito completo que seria capaz de mapear o funcionamento geral das turbinas.

No entanto, nesse projeto em específico, o funcionamento em si de uma turbina eólica não faz parte do escopo do projeto. De certo, é extremamente relevante mapear e entender toda a operação de uma turbina eólica comum. No entanto, o recorte do problema a ser endereçado em questão, abrange somente os sistemas de amplificação e transmissão de potência do equipamento. Tendo em vista que somente nesses sistemas que o óleo lubrificante é utilizado, assim sendo necessário entender profundamente apenas essa área de funcionamento do equipamento mecânico.

Dessa forma, o grande objeto de estudo do projeto gira em torno da concepção, modelagem, prototipação e, posterior, fabricação de uma caixa de transmissão (sistema de amplificação e redução). Essa caixa deve servir de bancada de testes para avaliar o desempenho de diferentes lubrificantes do mercado. Como avaliação de desempenho pode-se considerar a perda de eficiência por atrito, partindo de desgaste ou outras possíveis falhas dos componentes.

Em suma, não faz parte do escopo do projeto, o entendimento completo e aprofundado de todos os sistemas de uma turbina eólica, tão pouco o projeto de uma turbina em questão. O projeto se restringe e entender os sistemas de transmissão desses equipamentos com a finalidade de construir um sistema em pequena escala, simplificado, porém representativo para o estudo do desempenho de diferentes óleos na redução de atrito do equipamento. Dessa forma, a intenção é entregar ao final do projeto com a Gerdau Graphene, uma versão inicial de uma bancada de testes, na qual o setor de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) possa posteriormente aprofundar os estudos de redução de atrito e efetividade de óleos aditivados com grafeno.

O grupo tem algumas premissas em relação ao desenvolvimento do projeto que sumarizam o supracitado, essas são:

- O estudo não visa formular nem caracterizar as propriedades físico-química dos óleos, apenas aplicação e observação do seu desempenho no sistema;
- A Gerdau não tem por expectativa, ao final do projeto, a entrega de um equipamento "totalmente desenvolvido", mas sim uma versão inicial da bancada com testes realizados;
- O principal objeto de estudo a ser analisado é a caixa de transmissão de uma turbina eólica comum.

1.2 Recursos

Com relação aos recursos utilizados, vale salientar que, para a concepção do projeto, alguns recursos são necessários. Esses podem ser classificados em insumos, maquinário/infraestrutura e assistência técnica. Os insumos giram em torno de materiais e componentes necessários para a fabricação da bancada, ou ainda, componentes prontos (solução de mercado) que são parte do conjunto. Em relação à infraestrutura, é necessário o suporte de laboratórios do Insper para fabricação de componentes, instrumentação e coleta de resultados. Já, a assistência técnica está diretamente vinculada ao auxílio na operação de maquinários ou uso de instrumentos necessários para a concepção da bancada de testes ou para a coleta de resultados dos testes.

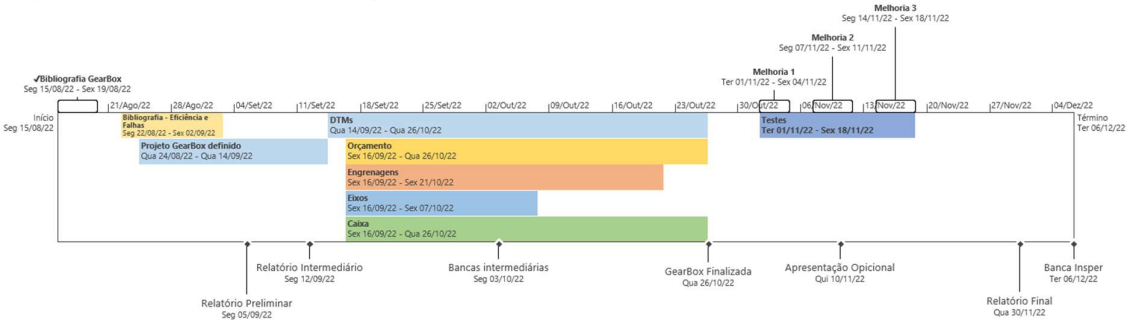
Ademais, os recursos indicados têm custos atrelados. Pode se destacar: o custo dos óleos lubrificantes aditivados e o custo de fabricação da bancada de testes. Os óleos aditivados, no entanto, serão fornecidos pelo próprio Insper para os testes. Os rolamentos, por sua vez,

foram fornecidos pela parceira da Gerdau Graphene, a SKF (fabricante de componentes mecânicos). Em relação ao custo de fabricação, este inclui a obtenção e a fabricação dos componentes como as engrenagens, eixos, caixa etc. Sabe-se que a maior parcela desse custo está concentrada na compra das engrenagens, que não serão feitas no Insper devido ao seu alto nível de complexidade.

1.3 Cronograma

Visando estabelecer um cronograma com metodologia para o projeto, foi utilizado o *MS Project*. Assim, é possível verificar todas as tarefas resumo (tarefas macro) que são compostas por tarefas menores, mas de grande relevância. Além disso, a ferramenta permite um controle preciso e prático do cronograma, contando com o diagrama de Gantt de controle para melhor visualização das tarefas e o painel de projeto e cronograma (Figura 3, Figura 4, Figura 5 e Figura 6).

Figura 3 - Linha do tempo do projeto



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4 - Plano de projeto – Controle e Cronograma - Parte 1

Planejamento Base 1											
Id		Modo da Tarefa	EDT	Nome da Tarefa	% concluída	%esperada	TrafficLight	Duração	Início	Término	Tri 3/2022 Jul
1			**0**	**Projeto Gerdau Graphene**	**16%**	**19%**		**70 dias**	**Seg 15/08/22**	**Sex 18/11/22**	
2	✓		**1**	**Bibliografia GearBox**	**100%**	**100%**		**5 dias**	**Seg 15/08/22**	**Sex 19/08/22**	
3	✓		1.1.1	O que é uma GearBox	100%	100%		5 dias	Seg 15/08/22	Sex 19/08/22	
4	✓		1.1.2	GearBox em turbinas eólicas	100%	100%		5 dias	Seg 15/08/22	Sex 19/08/22	
5	✓		1.1.3	Lubrificação Utilizada	100%	100%		5 dias	Seg 15/08/22	Sex 19/08/22	
6	✓		1.1.4	GearBox "miniatura"	100%	100%		5 dias	Seg 15/08/22	Sex 19/08/22	
7			1.2	Sketch Inicial	75%	100%		7 dias	Seg 15/08/22	Ter 23/08/22	
8			**1.3**	**Bibliografia - Eficiência e Falhas**	**0%**	**90%**		**10 dias**	**Seg 22/08/22**	**Sex 02/09/22**	
9			1.3.1	O que caracteriza uma falha?	0%	90%		10 dias	Seg 22/08/22	Sex 02/09/22	
10			1.3.2	Falhas comuns em CR	0%	90%		10 dias	Seg 22/08/22	Sex 02/09/22	
11			1.3.3	O que é eficiência em CR	0%	90%		10 dias	Seg 22/08/22	Sex 02/09/22	
12			1.3.4	Qual é a eficiência comum em CR	0%	90%		10 dias	Seg 22/08/22	Sex 02/09/22	
13			1.4	Relatório Preliminar	70%	0%		0 dias	Seg 05/09/22	Seg 05/09/22	
14			**1.5**	**Projeto GearBox definido**	**20%**	**46%**		**15 dias**	**Qua 24/08/2**	**Qua 14/09/2**	
15			**1.5.1**	**CAD**	**47%**	**63%**		**4 dias**	**Qua 24/08/2**	**Seg 29/08/22**	
16			1.5.1.1	CAD engrenagem (Definição)	70%	100%		2 dias	Qua 24/08/2	Qui 25/08/22	
17			1.5.1.2	CAD eixos	70%	100%		2 dias	Qua 24/08/2	Qui 25/08/22	
18			1.5.1.3	CAD caixa	0%	0%		2 dias	Sex 26/08/22	Seg 29/08/22	
19			**1.5.2**	**Definições**	**0%**	**0%**		**11 dias**	**Ter 30/08/22**	**Qua 14/09/2**	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5 - Plano de projeto – Controle e Cronograma – Parte 2

Planejamento Base 1											
Id		Modo da Tarefa	EDT	Nome da Tarefa	% concluída	%esperada	TrafficLight	Duração	Início	Término	Tri 3/2022 Jul
20			1.5.2.1	Definição de Tolerâncias	0%	0%		2 dias	Ter 30/08/22	Qua 31/08/2	
21			1.5.2.2	Definição de Chavetas	0%	0%		2 dias	Ter 30/08/22	Qua 31/08/2	
22			1.5.2.3	Definição de Rolamentos	0%	0%		2 dias	Ter 30/08/22	Qua 31/08/2	
23			1.5.2.4	Definição dos Materiais	0%	0%		2 dias	Ter 30/08/22	Qua 31/08/2	
24			1.5.2.5	Finalização Definições	0%	0%		0 dias	Qua 14/09/2	Qua 14/09/2	
25			1.6	Relatório Intermediário	0%	0%		0 dias	Seg 12/09/22	Seg 12/09/22	
26			1.7	Bancas intermediárias	0%	0%		0 dias	Seg 03/10/22	Seg 03/10/22	
27			**1.8**	**GearBox Finalizada**	**0%**	**0%**		**31 dias**	**Qua 14/09/2**	**Qua 26/10/2**	
28			**1.8.1**	**DTMs**	**0%**	**0%**		**31 dias**	**Qua 14/09/2**	**Qua 26/10/2**	
29			1.8.1.1	DTM Eixos	0%	0%		2 dias	Qua 14/09/2	Qui 15/09/22	
30			1.8.1.2	DTM caixa	0%	0%		2 dias	Qua 14/09/2	Qui 15/09/22	
31			1.8.1.3	DTM Engrenagens	0%	0%		2 dias	Qua 14/09/2	Qui 15/09/22	
32			**1.8.1.4**	**Orçamento**	**0%**	**0%**		**29 dias**	**Sex 16/09/22**	**Qua 26/10/2**	
33			**1.8.1.4.1**	**Engrenagens**	**0%**	**0%**		**26 dias**	**Sex 16/09/22**	**Sex 21/10/22**	
34			1.8.1.4.1.1	Envio dos documentos (Orça	0%	0%		4 dias	Sex 16/09/22	Qua 21/09/2	
35			1.8.1.4.1.2	Aprovação Insper (Orientadc	0%	0%		1 dia	Qui 22/09/22	Qui 22/09/22	
36			1.8.1.4.1.3	Aprovação Mentor	0%	0%		1 dia	Qui 22/09/22	Qui 22/09/22	
37			1.8.1.4.1.4	Compra	0%	0%		21 dias	Sex 23/09/22	Sex 21/10/22	
38			**1.8.1.4.2**	**Eixos**	**0%**	**0%**		**16 dias**	**Sex 16/09/22**	**Sex 07/10/22**	

Fonte: Elaborado pelo autor.

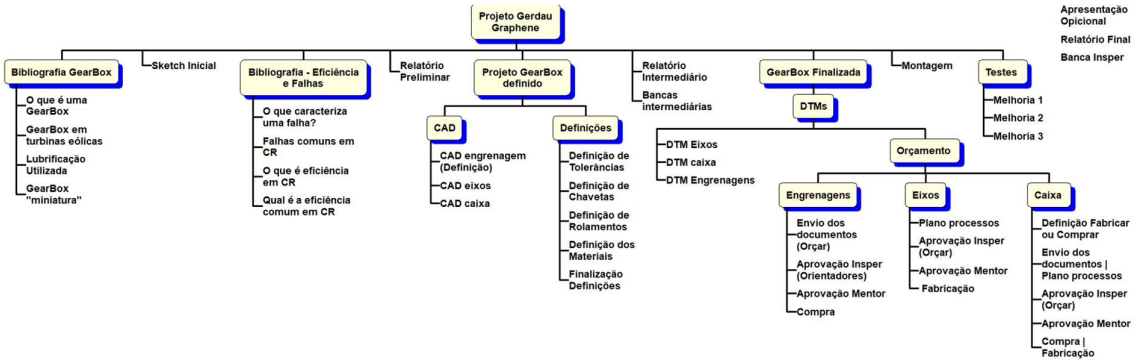
Figura 6 – Plano de projeto – Controle e Cronograma - Parte 3

Planejamento Base 1											
Id		Modo da Tarefa	EDT	Nome da Tarefa	% concluída	%esperada	TrafficLight	Duração	Início	Término	Tri 3/2022 Jul
39			1.8.1.4.2.1	Plano processos	0%	0%		4 dias	Sex 16/09/22	Qua 21/09/2	
40			1.8.1.4.2.2	Aprovação Insper (Orçar)	0%	0%		2 dias	Qui 22/09/22	Sex 23/09/22	
41			1.8.1.4.2.3	Aprovação Mentor	0%	0%		2 dias	Qui 22/09/22	Sex 23/09/22	
42			1.8.1.4.2.4	Fabricação	0%	0%		10 dias	Seg 26/09/22	Sex 07/10/22	
43			**1.8.1.4.3**	**Caixa**	**0%**	**0%**		**29 dias**	**Sex 16/09/22**	**Qua 26/10/2**	
44			1.8.1.4.3.1	Definição Fabricar ou Compr	0%	0%		2 dias	Sex 16/09/22	Seg 19/09/22	
45			1.8.1.4.3.2	Envio dos documentos | Plar	0%	0%		4 dias	Ter 20/09/22	Sex 23/09/22	
46			1.8.1.4.3.3	Aprovação Insper (Orçar)	0%	0%		2 dias	Seg 26/09/22	Ter 27/09/22	
47			1.8.1.4.3.4	Aprovação Mentor	0%	0%		2 dias	Seg 26/09/22	Ter 27/09/22	
48			1.8.1.4.3.5	Compra | Fabricação	0%	0%		21 dias	Qua 28/09/2	Qua 26/10/2	
49			1.9	Montagem	0%	0%		3 dias	Qui 27/10/22	Seg 31/10/22	
50			**1.10**	**Testes**	**0%**	**0%**		**14 dias**	**Ter 01/11/22**	**Sex 18/11/22**	
51			1.10.1	Melhoria 1	0%	0%		4 dias	Ter 01/11/22	Sex 04/11/22	
52			1.10.2	Melhoria 2	0%	0%		5 dias	Seg 07/11/22	Sex 11/11/22	
53			1.10.3	Melhoria 3	0%	0%		5 dias	Seg 14/11/22	Sex 18/11/22	
54			2	Apresentação Opicional	0%	0%		0 dias	Qui 10/11/22	Qui 10/11/22	
55			3	Relatório Final	0%	0%		0 dias	Qua 30/11/2	Qua 30/11/2	
56			4	Banca Insper	0%	0%		0 dias	Ter 06/12/22	Ter 06/12/22	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Ademais, foi incluído no programa de atividades, não somente as tarefas do projeto, mas também as demandas do Insper (Relatórios, apresentações, etc), tal como as demandas da Gerdau Graphene (Apresentações, capacitações, visitas, etc). Além disso, foi extraído da plataforma um "programa executivo" qualitativo para orientar o projeto naquilo que seria a hierarquia de projeto, elencando assim, as missões/tarefas mais relevantes e suas composições, como disposto na Figura 7.

Figura 7 - Plano executivo de hierarquia



Fonte: Elaborado pelo autor.

1.4 Mapeamento dos stakeholders

Para assegurar que o projeto está progredindo da maneira correta, é preciso que os objetivos do grupo estejam alinhados com os dos stakeholders, que são os principais interessados no projeto. Como stakeholders, são listados: o mentor da Gerdau Graphene, Eduardo Tomanik, que acompanha o desenvolvimento e direciona o escopo do projeto; as empresas parceiras, como a Gerdau Summit, braço de âmbito energético da Gerdau Aços; a empresa SKF, responsável pela produção de componentes mecânicos; e a Gerdau Graphene, a empresa que propôs o projeto e é a principal interessada em seu desenvolvimento. Por fim, temos o Insper com interesse de desenvolvimento e formação dos graduandos de engenharia da escola, nesse contexto, com a iniciativa do Projeto Final de Engenharia (PFE).

Tabela 1 - Mapeamento de Stakeholders

Stakeholder	Posição	Papel no Projeto	Expectativas
Gerdau Graphene	Empresa organizadora	Fornecer o problema do projeto, além de auxiliar em seu desenvolvimento por meio do fornecimento de alguns recursos técnicos.	Entrega de uma bancada de testes funcional, além de propostas de melhorias para futuras iterações.
Gerdau Summit	Empresa Parceira	Auxílio na difusão do projeto	São potenciais usuários do conhecimento por ser uma empresa voltada na geração de energia.
SKF	Empresa Parceira	Fornecimento de informações/componentes	Resultados que contribuam para os estudos de aumento da vida útil de seus sistemas mecânicos.
Eduardo Tomanik	Representante da empresa	Mentoria do projeto e comunicação com empresas parceiras.	Entrega de uma bancada de testes funcional, além de propostas de melhorias para futuras iterações.
Insper	Orientação	Viabilização do Projeto Final de Engenharia (PFE)	Desenvolver e formar alunos de engenharia com habilidades técnicas e socioemocionais.

Fonte: Elaborado pelo autor.

1.5 Questões Éticas e Profissionais

No projeto em questão, desenvolvido em conjunto com a Gerdau Graphene, não existem questões éticas e/ou profissionais a serem evidenciadas porque não há impactos ambientais, econômicos ou sociais diretos do entregável ou de qualquer outra etapa do projeto.

No entanto, existem questões de confidencialidade e segredos industriais em relação à: (1) formulação e outros estudos de desenvolvimento do óleo aditivado com grafeno; (2) alguns processos e projetos correlatos de empresas parceiras como a Gerdau Summit e a SKF.

1.6 Revisão do Estado da Arte

1.6.1 Caixa de Transmissão

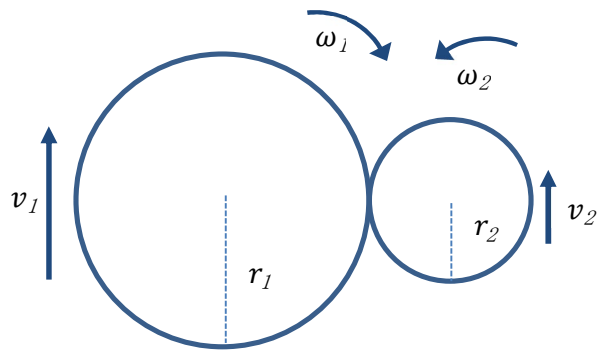
1.6.1.1 Conceito Geral

A caixa de transmissão é um mecanismo responsável por transferir potência num determinado sistema mecânico. É primordial em praticamente todas as máquinas e equipamentos mecânicos, e ainda pode ter a função de variar a rotação e o torque entre dois eixos inseridos num mesmo sistema. Para entender melhor o funcionamento de uma caixa de transmissão, é necessário compreender o funcionamento de engrenagens.

Engrenagens podem ser definidas como elementos mecânicos compostos por rodas dentadas que são conectadas a eixos a fim de transferir potência para um outro eixo conectado numa outra engrenagem. Dessa forma, por meio da interação entre ambas as engrenagens, se um eixo estiver conectado num dispositivo terceiro o qual o imprime um determinado torque, o outro eixo também apresentará torque e rotação.

De acordo com as leis de movimento circular, ao conectar duas engrenagens idênticas, os valores de torque e rotação serão idênticos para ambos os eixos. No entanto, ao variar a dimensão das engrenagens conectadas, obtêm-se valores distintos para o eixo motor (conectado na fonte de rotação) e o eixo movido (conectado com a segunda engrenagem). Sendo assim, as caixas de transmissão são comumente utilizadas com engrenagens distintas, de forma a obter o fenômeno descrito acima.

Figura 8 - Esquema de relação de transmissão



Fonte: Elaborado pelo autor.

No exemplo acima, sabe-se pela lei de movimento circular, que ambas as velocidades lineares v_1 e v_2 são iguais. No entanto, nota-se que a primeira engrenagem, de raio r_1 e velocidade angular ω_1, ao ser conectada à segunda engrenagem de raio r_2, onde $r_1 > r_2$, resultará num valor de $\omega_2 > \omega_1$, como pode ser comprovado pela Equação 1.

$$v = \omega \cdot r \qquad \text{Equação 1}$$

Sendo assim, a associação de engrenagens possui uma vasta aplicação na área mecânica, como por exemplo na caixa de câmbio de veículos, marchas de bicicleta, e claro, turbinas eólicas.

1.6.1.2 Caixa de transmissão em Turbinas Eólicas

Em turbinas eólicas, a caixa de transmissão tem a função de converter a baixa rotação proveniente do movimento das pás em uma alta rotação a fim de maximizar a geração de energia no gerador elétrico da turbina. Dessa forma, a caixa de transmissão atua como uma multiplicadora.

Utilizando como referência, a turbina WEG Wind Energy Group WEG MS-3 apresenta uma rotação de entrada nas pás de 48 rpm e uma rotação de saída de 1824 rpm. Portanto, uma relação de transmissão de 1:38. Vale ressaltar que no caso de turbinas eólicas, devido à alta potência do sistema e lembrando da relação de potência com torque e rotação ($P = M_t \cdot n$), nota-se que qualquer caixa de transmissão de turbina eólica deve suportar um alto torque, de forma que sejam necessárias algumas adaptações, como um sistema de engrenagens planetárias que são utilizadas para distribuir esse alto torque, engrenagens mais robustas respeitando o

critério. Para o caso da turbina citada acima, a potência é de aproximadamente 300 kW, o que acarreta num torque de cerca de 59,7 kNm, se considerarmos a rotação de entrada no sistema, como apontado anteriormente, de 48 rpm.

1.6.2 Falhas e Eficiência

1.6.2.1 Análise geral

Sistemas mecânicos frequentemente inferem em aparatos que resultam em movimento. Ao gerar movimento, todo o sistema tem um custo relevante intrínseco: geração de calor e atrito. Esses estão intimamente relacionados e são responsáveis por comprometer a eficiência dos sistemas mecânicos. Por este motivo, o uso de lubrificantes é praticamente crucial para aumentar a durabilidade e eficiência de todos os sistemas.

Isso não é diferente em turbinas eólicas, onde a caixa de transmissão, o sistema de guinada, rolamentos do gerador, unidade de ajuste de arfagem e o anel de giro da nacele requerem uma atenção especial por serem os principais mecanismos de movimentação do sistema (SIEBERT; HOLM, 2009). Todavia, dentre esses, a caixa de transmissão se mostra o item de maior complexidade de projeto. Dessa forma, é necessário precaver esses sistemas de desgastes desnecessários, ou ainda, prolongar o seu intervalo de manutenção a méritos de evitar uma parada total do sistema.

Como o supracitado, a maneira correta de tutelar a caixa de transmissão a garantir o máximo de sua eficiência e longevidade, vêm pelo uso de lubrificantes. No entanto, tais sistemas necessitam de tipos específicos de lubrificantes devido não só à aplicação, mas também as condições de operação do sistema. Os parques eólicos ao redor do mundo estão localizados, comumente nos topos das montanhas, ao longo das costas, em desertos, no meio do oceano etc. Portanto, além dos problemas de especificação, os lubrificantes devem ser capazes de suportar uma variedade de condições ambientais, incluindo temperaturas extremas e umidade a fim de ser capaz de proteger o sistema não somente do desgaste mecânico, mas também da corrosão.

Além da necessidade apontada anteriormente que será explorada mais adiante no estudo, outro fator de extrema relevância quando falamos de lubrificação em turbinas eólicas é o intervalo de serviço de lubrificação. Existe uma necessidade dos operadores e responsáveis por plantas de geração de energia por turbina eólica, que exige uma vida útil prolongada do óleo e

intervalos de relubrificação com graxa com uma frequência pré-estabelecida. Enquanto o óleo de motor de um carro comum é trocado após cerca de 5.000 a 10.000 km, o que corresponde um tempo de vida do lubrificante de 300 a 600 horas com uma velocidade média de 50 km/h, o óleo da caixa de transmissão de uma turbina eólica é trocado após 25000 a 50000 horas de serviço (SIEBERT; HOLM, 2009).

Infelizmente, mesmo os óleos mais tecnológicos utilizados na indústria automotiva não atingem as expectativas e necessidades do mercado de geração de energia com turbinas eólicas. Mesmo em turbinas comumente utilizadas com capacidade de geração média de energia de 2 a 3 MW, os lubrificantes comuns já foram explorados aos seus limites. Ainda assim, existe um caminho a se explorar no que diz respeito a aditivos para óleos lubrificantes, seus benefícios e especificidades conforme a aplicação a fim de expandir as fronteiras desse tipo de aplicação tecnologica e competência.

Um aspecto adicional a ser considerado nas turbinas eólicas é que os trabalhos de manutenção e reparo geralmente precisam ser realizados em condições adversas. Se as condições forem muito severas, a manutenção pode não ser realizada e isso pode até significar que a turbina seja forçada a permanecer inativa por algum tempo ou ainda funcionar sem a lubrificação correta, ou ainda, com pouco ou quase nenhuma lubrificação (MCGUIRE, 2021). Dessa forma, lubrificantes de alta qualidade podem ajudar a prevenir falhas de forma geral e estender os intervalos de manutenção; e ainda, garantir que em um caso extremo a interrupção do funcionamento de uma turbina não seja necessário. Em meios qualitativos, reduzir um serviço de manutenção ou prolongar o intervalo de manutenção significa redução de custos – tal aspecto é mais bem abordado nas seções posteriores.

Os requisitos de desempenho cada vez maiores e tolerâncias cada vez mais apertadas impostos nos conjuntos de engrenagens de turbinas eólicas levaram a cargas e temperaturas mais altas em um sistema cada vez mais compacto. Portanto, as principais caixas de engrenagens das turbinas eólicas atualmente são geralmente lubrificadas com óleos ou graxas com aditivos. Neste contexto, a indústria de geração de energia acaba por utilizar diferentes óleos de acordo com as condições de aplicação, podendo ser: de origem mineral, como a polialfaolefina; ou sintéticos como o poliglicol ou éster rapidamente biodegradável.

No entanto, a prática mostrou para a indústria que mesmo esses produtos nem sempre podem atender aos altos requisitos em termos de proteção contra desgaste dos rolamentos, resistência ao *micropitting* e a uma possível evolução para o *macropitting*, espuma e formação

de resíduos (RIBEIRO, 2020). O primeiro se diz respeito às cargas axiais e radiais que os rolamentos sofrem pela pressão imposta pela movimentação dos eixos nos mancais de rolamentos em conjunto com o atrito dos anéis externos com os alojamentos; o segundo se diz respeito a uma amplificação do efeito do *micropitting* (possuem entre 10 e 20µm de profundidade e largura, enquanto o comprimento varia de 25 a 100µm) nos dentes de engrenagens que podem acarretar fissuras maiores (*macropitting* – visível a olho nu, com fissuras de 0,5 a 1,0 mm de diâmetro) comprometendo a precisão do engrenamento e causando o aumento de vibrações e ruídos, ou ainda, a quebra dos dentes e portanto uma falha catastrófica do equipamento (RIBEIRO, 2020). O terceiro se diz respeito a formação de pequenas bolhas de ar que em excesso formam uma espuma que prejudicam a dissipação de calor e facilitam a oxidação do óleo lubrificante, e ainda, colaboram para o efeito de cavitação (LOBO, 2017). Já o último, trata-se de uma possível contaminação do óleo lubrificante, seja pela aquilo que é chamado de aeração do óleo ou ainda a sua mistura com graxa ou presença de umidade no reservatório de óleo.

Em suma, existe um esforço muito grande da indústria em seus centros de P&D para aprimorar os lubrificantes das caixas de transmissão de turbinas eólicas das mais variadas capacidades de geração de energia. No entanto, pouco trabalho foi destinado ao estudo e desenvolvimento da capacidade das graxas também utilizadas nesses sistemas. Essas são responsáveis por manter rotores, sistemas de controle de giro (*pitch* e *yaw*), rolamentos do motor elétrico e gerador funcionando de forma eficiente sob uma variedade de condições de operação. Esses componentes, em especial os mancais das turbinas eólicas, suportam o peso do conjunto das pás e suportam altas cargas e alto torque. Em conjunto a isso, a baixa velocidade de rotação do rolamento principal pode acelerar o seu desgaste e mudanças repentinas na velocidade ou direção do vento podem introduzir uma “carga de choque” não esperada sobre todo o sistema (MCGUIRE, 2021). Assim, o sistema de lubrificação e mancalização tem de ser muito bem projetados e definidos a fim de garantir a integridade do sistema ainda nesses casos de solicitação extrema.

1.6.2.2 Eficiência global da turbina eólica

Eficiência em si é um conceito que varia de acordo com o objeto estudo e o contexto que o engloba. Assim, quando falamos de aerogeradores, a eficiência atrelada a essa máquina diz respeito a capacidade de transformação de energia da matriz para energia elétrica. Ou seja, a capacidade que a turbina eólica tem de transformar a energia cinética do vento em energia

elétrica. Para isso temos da literatura a Lei de Betz ou Limite de Betz que discorre sobre a máxima eficiência possível de um mecanismo gerador de energia proviniente do vento natural. Esse estudo publicado pelo físico alemão Albert Betz, em 1919, determina que o limite máximo teórico de energia que pode ser aproveitada em uma turbina eólica é de 16/27 (59,3%). Ou seja, mesmo que os sistemas mecânico e elétrico fossem ideais, somente seria possível extrair no máximo cerca de 40% da energia cinética dos ventos.

Esse aspecto é de extrema relevância para o estudo, pois indica que a eficiência global de uma turbina eólica tem um limite teórico muito baixo de cerca de 60%. Na prática, atualmente, as turbinas eólicas modernas apresentam um rendimento de cerca de 40% apenas, distante ainda do limite teórico (RODRIGUES, 2015).

1.6.2.3 Eficiência da caixa de transmissão

Sabe-se que a otimização da eficiência e desgaste da caixa de transmissão detém uma enorme importância na área de P&D pois reflete em maiores ganhos energéticos e consequentemente em um equipamento de maior capacidade disponível na indústria. Sendo assim, considera-se que a indústria de turbinas eólicas já atingiu o ápice do desenvolvimento da tecnologia de caixas de transmissão, atingindo uma eficiência quase que plena (MOGADHAM, 2020) do sistema como pode ser observado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**.

Tabela 2 - Comparação entre diferentes modelos de transmissão de turbinas eólicas

Especificações da Transmissão	MSPMSG		HSPMSG
Configuração	Duas planetárias e uma paralela	Três Planetárias	Três Planetárias
Relação de Transmissão	1:50	1:50	1:156
Potência Nominal (MW)	10	10	10
Rotação Nominal do Eixo (rpm)	9,6	9,6	9,6
Torque Nominal do Eixo (MN.m)	9,947	9,947	9,947
Eficiência (%)	97,3	97,3	98,1

Fonte: Adaptado de Mogadham (2020)

Como pode ser observado na tabela, três diferentes modelos de caixas de transmissão foram analisados nesse artigo, os dois primeiros referentes a um gerador de média velocidade

(*Medium-Speed Permanent Magnet Synchronous Generator*), e um referente a um gerador de alta velocidade (*High-Speed Permanent Magnet Synchronous Generator*). Foi possível determinar suas eficiências por meio do software KISSsoft, uma ferramenta analítica que calcula a eficiência de sistemas de transmissão por meio da perda de potência e dissipação de calor em cada estágio de transmissão de acordo com a norma ISO/TR 14179. Como dito anteriormente, as caixas de transmissão de turbinas eólicas estão no ápice de seu desenvolvimento, e, nos exemplos do artigo, as eficiências calculadas foram superiores a 97%.

Considerando as informações anteriores em relação a eficiência global de uma turbina eólica e a específica de uma caixa de transmissão dessa máquina, o valor agregado do grafeno, por esse ponto de vista, pode não ser muito elevado dada a baixa margem de melhora possível. Em outras palavras, mesmo que o grafeno aumente a eficiência da caixa de transmissão de 97% para 99%, o efeito no aumento global do conversor de energia não será relevante, ainda mais considerando a Lei de Betz. Dessa forma, é mais interessante explorar os benefícios de tal aditivo em outros aspectos que não a eficiência da caixa de transmissão.

1.6.2.4 Desgaste

Qualquer equipamento mecânico que opera em regime permanente está esposto ao desgaste; e isso não é diferente no caso de caixas amplificadoras em turbinas eólicas. Como já supracitado, o desgaste mais comum nesses sistemas dá-se pelo estabelecimento e evolução do micropitting que pode acarretar em falhas catastróficas. No entanto, esse tipo de avaria de superfície pode ser analisada fora do aspecto qualitativo apenas, permitindo uma visão mais quantitativa.

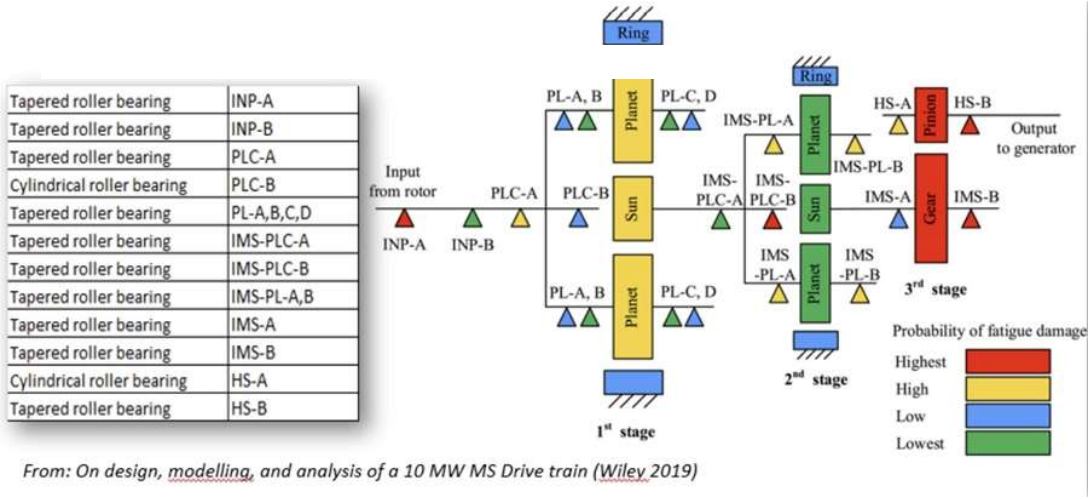
As turbinas eólicas de primeira geração (fabricação no ínicio dos anos 2000 até 2010), são, praticamente, corpos de prova de todos os efeitos de desgaste e/ou perda de eficiência que foram abordados anteriormente. Com isso, uma análise do estado atual e programação de manutenção desses geradores de energia elétrica, entrega para o mercado um resultado do sucesso ou não do que foi anteriormente projetado. Assim, ao verificar o estado dos componentes mecânicos atual dessa geração de turbinas, é possível verificar o desgaste prematuro sendo necessária a manutenção de mancais, rolamentos e eixos com mais frequência. De acordo com o projeto, a vida útil média dos equipamentos seria de 10 a 15 anos (SIEBERT; HOLM, 2009). No entanto, já existem milhares de parques eólicos ao redor do mundo que necessitam de manutenção. Isso significa que metodologias ou produtos que contribuam a

garantia da vida útil prevista dessas turbinas eólicas, são bem-vindos para a indústria de geração de energia elétrica.

Tendo isso em mente, os setores de P&D da indústria de geração de energia elétrica por turbinas eólicas, têm buscado meios para identificar os fatores responsáveis pelo desgaste prematuro e meios para prever tais falhas ou ainda a sua progreção ao longo do funcionamento do sistema. Dessa forma, têm apresentado interesse no desenvolvimento de soluções que encaminhem o aumento de vida útil das turbinas pela redução do desgaste e aumento da eficiência. É importante notar que o desgaste é gerado devido ao atrito entre partes. Assim, as estratégias estudadas para o aumento da vida útil estão relacionadas à redução do atrito como: mudança de material, tratamentos térmicos ou lubrificantes.

Sabe-se que, em uma caixa de transmissão de uma turbina eólica, o maior desgaste está concentrado nos rolamentos do sistema. Apesar disso, é importante notar também que as caixas de transmissão são projetadas com uma determinada vida útil e necessitam de reparos periódicos. Na Figura 9, é possível observar quais rolamentos e engrenagens sofrem os mais elevados esforços e apresentam a maior probabilidade de falha por fadiga num exemplo de caixa de transmissão de turbina eólica.

Figura 9 - Probabilidade de falha por fadiga em rolamentos de caixas de transmissão de turbinas eólicas



Fonte: Schagen (2021)

1.6.3 Uso de lubrificantes e seus efeitos

Existe uma alta padronização no mercado para a utilização de óleos adequados para caixas de trasmissão no geral, o que não é diferente no caso de transmissões de aerogeradores.

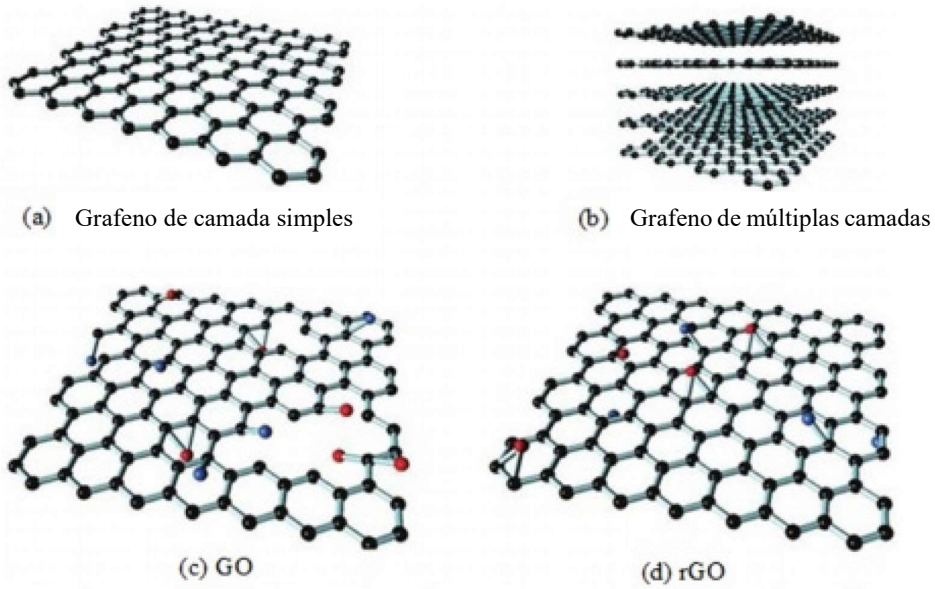
Comumente, são utilizados óleos lubrificantes de viscosidade por volta de 320 mm^2/s a 40°C e, frequentemente, aditivados com algum elemento de diminuição de atrito (LOBO, 2017). São exemplos de óleos comerciais utilizados em turbina: GEM 4-320 N Gear da Kluber Lubrification e Mobil Gear 320 WT.

Partindo desse contexto, verifica-se que a previsão base de vida útil de uma turbina gira em torno de 15 anos, com a tendência de estender para 20 ou até 25 anos, se um protocolo de manutenção rigoroso é seguido e efetuando as trocas de componentes necessárias. Isso representa um desafio significativo para os testes de vida útil e ainda maior para os lubrificantes comumente utilizados, pois devem acompanhar as previsões dos dimensionamentos dos componentes. Ou seja, estudar um melhor uso dos óleos lubrificantes nesses sistemas mostra-se relevante e interessante para alcançar tais metas de prolongamento de vida útil. Um exemplo disso é a aplicação precoce de óleo nos mancais antes de serem instalados nas turbinas e terem seus eixos acoplados, o que promove, comprovadamente, uma extensão no intervalo de manutenção de relubrificação que passa de 4 meses para 6 meses. Essa pré-lubrificação ajuda a prevenir uma falha prematura dos rolamentos ou engrenagens, o que poderia onerar o orçamento da operação em US$100.000 por componente sem incluir o tempo de interrupção da operação. Além disso, o custo estimado para substituir uma caixa de transmissão inteira devido a uma falha gira em torno de US$250.000 por dia de operação (MCGUIRE, 2021).

1.6.4 Grafeno

Sendo o principal motivador desse estudo, o grafeno é uma inovação tecnológica promissora com potencial em diversos setores da indústria. É um alótropo cristalino do carbono, muito similar ao grafite, porém com a espessura de apenas um átomo. Cada átomo de carbono é ligado a três carbonos vizinhos numa estrutura hexagonal formando uma folha de átomos (Figura 10).

Figura 10 - Estrutura molecular do grafeno e suas variações. (a) Grafeno monocamada. (b) Grafeno multicamadas. (c) Óxido de grafeno. (d) Óxido de grafeno reduzido.



Fonte: Adaptado de Sahu (2021).

Por ter apenas um átomo de espessura, ser nanométrico na direção z, suas propriedades físicas são únicas e há grande dificuldade de obtenção do material, visto que sua estabilidade é baixa, fazendo com que o grafeno não exista na natureza. Dentre os ganhos nas propriedades físicas, estão propriedades térmicas, elétricas, óticas e mecânicas, abrindo um leque de aplicações para o material. Tais propriedades estão listadas na Tabela 3. Estas conferem ao material utilidade na indústria aeronáutica, automobilística, de lubrificantes, de construção civil, em baterias e capacitores, em celulares dobráveis, em sensores e eletrônicos em geral, além de outras utilidades devido às suas propriedades químicas (SOUZA; SANTOS, 2019).

Tabela 3 - Propriedades físicas do grafeno e comparação com outros materiais

Propriedade	Valor	Comparativo com outros materiais
Módulo de Elasticidade	1 TPa	5x maior que o aço
Tensão de Ruptura	130 GPa	400x maior que o aço
Condutividade Térmica	4000 W/m	5x maior que cobre
Condutividade Elétrica	1000 MS/m	40% maior que o cobre em volume
Capacitância	550 F/g	--
Mobilidade Eletrônica	200000 $cm^2/V*s$	100x maior que o silício
Área Superficial	2700 m^2/g	--
Transparência	97,7%	--

Fonte: Adaptado de Tomanik (2021), Vieira Segundo (2016).

As propriedades da Tabela 2 são referentes ao grafeno denominado de monocamada, o grafeno mais refinado existente, que possui apenas uma camada. Contudo, o grafeno existe em outras formas dependendo da quantidade de camadas presentes, além de também existir o grafeno com grupos funcionais resultantes de sua oxidação ou reação com determinados meios (óxido de grafeno ou grafeno funcionalizado). A classificação segundo a ISO (the International Organization for Standardization) é definida na norma ISO/TS 80004-13:2017 (ISO, 2017) e está listada abaixo.

- 2LG – grafeno bi-camada: material bidimensional com duas camadas, empilhadas e bem definidas, de grafeno.
- FLG – grafeno de poucas camadas: material bidimensional que consiste em três a dez camadas de grafeno, empilhadas e, bem definidas.
- GNP – nanoplacas de grafeno: nanomaterial consistindo em camadas de grafeno, que normalmente têm espessura entre 1 nm a 3 nm e dimensões laterais que variam de aproximadamente 100 nm a 100 mm.
- GO – óxido de grafeno: gerado pela oxidação e esfoliação do grafite, resultando em um grafeno com hidroxilas em sua superfície.
- rGO – óxido de grafeno reduzido: consiste no óxido de grafeno com teor de hidroxilas reduzido.

Conforme o número de camadas aumenta, há uma perda gradual dessas propriedades pois o material vai se aproximando cada vez mais do grafite. Contudo, os valores ainda se demonstram muito interessantes e têm muito potencial de uso dependendo da aplicação. Tomando como exemplo as aplicações ligadas à eletrônica, sabe-se que o grafeno, dependendo da sua técnica de obtenção, pode apresentar diferentes comportamentos relacionados à sua condutividade elétrica. Sendo assim, utilizar um grafite com muitas camadas, ou que foi obtido por um método inadequado para a aplicação, pode prejudicar a qualidade do material para a determinada aplicação. Em suma, é importante compreender as propriedades esperadas do grafeno para o uso definido, pois estas podem várias dependendo do número de camadas e do seu método de obtenção.

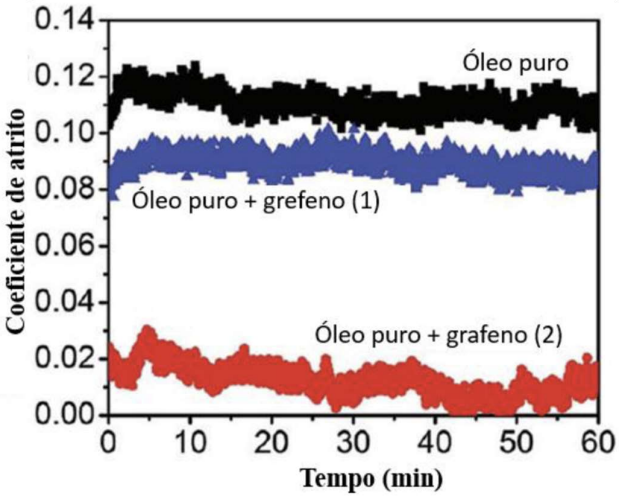
Embora não tenha boas propriedades elétricas, o óxido de grafeno apresenta grande potencial em alguns setores como, por exemplo, solventes, tintas, polímeros, óleos, etc. Isso ocorre porque as hidroxilas e outros grupos funcionais presentes podem melhorar a compatibilidade e estabilidade com o meio inserido.

Dentro deste estudo, o grafeno será utilizado como um aditivo para lubrificante da caixa de transmissão, visando reduzir o atrito, o desgaste e a temperatura, aumentando assim a vida útil do sistema. A excelente condutividade térmica do grafeno pode auxiliar na dissipação do calor gerado durante o funcionamento do sistema. Já o atrito e o desgaste podem ser reduzidos devido à tribocamada formada pelo grafeno entre os componentes do sistema, que facilitam o seu deslizamento e reduzem, assim, a tensão de cisalhamento nos componentes (Eswaraiah et al. 2011).

Em suma, a utilização do grafeno como aditivo lubrificante tem como objetivo a formação de uma tribocamada antidesgaste entre os materiais em contato, de modo a facilitar o deslizamento entre os planos e assim, reduzir a força de cisalhamento presente entre os componentes do sistema mecânico (Bordignon, 2018).

Diversos estudos foram realizados para analisar o impacto da utilização do grafeno como lubrificante em sistemas mecânicos. Eswaraiah et al. (2011) realizaram um experimento que tinha como objetivo analisar um óleo automotivo aditivado com grafeno. Dessa forma, foram analisadas duas amostras com diferentes concentrações, a primeira contendo 0,0125 mg/ml e a segunda contendo 0,025 mg/ml de grafeno em óleo. O objetivo dos autores eram analisar o desgaste e o atrito no sistema mecânico.

Figura 11 - Coeficiente de atrito em função do tempo de diferentes amostras de óleo



Fonte: Adaptado de (ESWARAIAH et al., 2011)

Na figura 14, nota-se que o óleo puro apresentou o maior coeficiente de atrito (cerca de 0,12) entre as amostras observadas, seguido pelo óleo aditivado com a suspensão (1) de 0,0125 mg/ml (cerca de 0,09) e pela amostra com a suspensão (2) de 0,025 mg/ml (cerca de 0,02). A partir disso, comprova-se a eficiência da adição de grafeno no lubrificante de sistemas mecânicos. Ainda segundo o autor, essa melhora no valor do coeficiente de atrito é reflexo da melhoria do deslizamento entre os componentes pela tribocamada de grafeno.

1.6.5 Dissulfeto de molibdênio

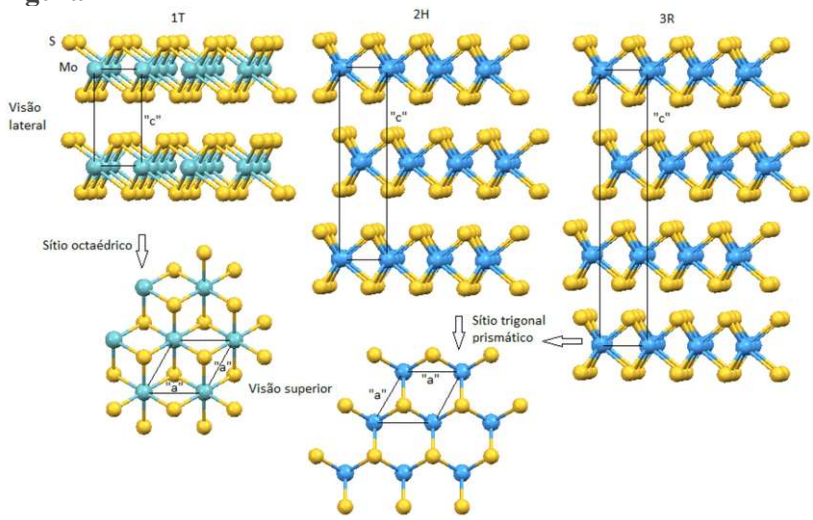
Diferentes aditivos já são comercializados e utilizados na indústria com a finalidade de promover uma melhora dos óleos lubrificantes. Seja para melhorar a dissipação do calor, otimizar o desgaste dos componentes ou reduzir o atrito do sistema, os aditivos são de extrema importância a fim de aprimorar o desempenho geral do sistema mecânico.

Dentre os diversos aditivos conhecidos, pode-se dar um destaque para o dissulfeto de molibdênio (ou bissulfeto de molibdênio – MoS_2). Dentre as principais vantagens do uso desse aditivo, pode-se destacar a melhoria no desempenho geral do sistema mecânico, a preservação dos componentes advinda da redução do atrito e da redução do desgaste das peças além da boa resistência a oxidação.

A utilização desse material como aditivo é fundamentada, basicamente, na sua estrutura lamelar, nas suas propriedades anti-friccionais, boa adesão, estabilidade térmica e química e condutividade térmica (Wypych, 2002). Por estar já difundido no mercado e apresentar

estrutura e propriedades que, de certa forma, se assemelham ao grafeno, pode-se considerar o dissulfeto de molibdênio como um ótimo *benchmark*.

Figura 12 - Estrutura molecular do MoS_2



Fonte: Adaptado de Wypych (2014)

2. Metodologia

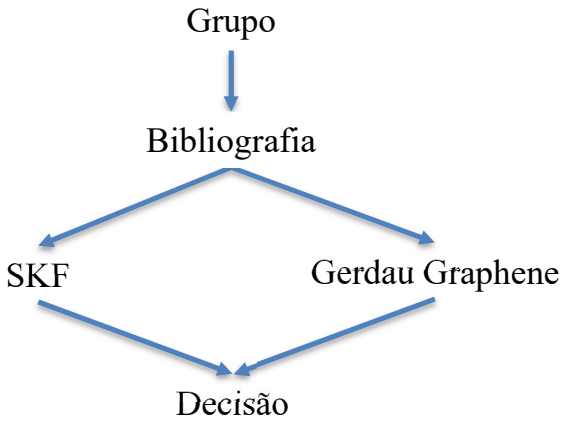
2.1 Estrutura de Decisão

Para as tomadas de decisões ao longo do projeto, o principal método consiste na discussão e decisão mútua com os stakeholders envolvidos no desenvolvimento. Sendo assim, é importante avaliar as necessidades da Gerdau Graphene e da SKF, a fim de obter o melhor endereçamento de cada questão do projeto. Em complemento a isso, um controle via Diagrama de Gantt foi estabelecido para visualização geral das tarefas ao longo do período de duração do projeto e suas interdependências. Isso facilita em quesitos de avaliar potenciais "margens de atraso" e relacionar com cada responsável de cada tarefa, determinado previamente. Assim, foi possível endereçar por grau de prioridade as decisões de projeto a serem tomadas.

Durante as diversas reuniões de desenvolvimento, foram apresentadas algumas opções para os stakeholders, de modo que fosse discutido quais eram mais viáveis, interessantes e que atendessem suas necessidades. Vale ressaltar que nesse processo, o mentor Eduardo Tomanik participou ativamente de todas as decisões tomadas, por meio de reuniões semanais fixas e algumas outras reuniões ocasionais, resultando em cerca de três horas de contato semanal com

o mentor, sendo responsável por aprovar e alterar possíveis conceitos propostos. A Figura 13 ilustra o processo de decisão ao longo do projeto.

Figura 13 – Diagrama do processo de decisão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

2.2 Etapas de ideação

Para a concepção da bancada de testes, foram seguidas as seguintes etapas: análise de soluções, definição de componentes e dimensionamentos, definição do conceito de testes a ser utilizado, modelagem da caixa de transmissão, fabricação e, finalmente, os ensaios propriamente ditos.

A primeira etapa consistiu em realizar um *benchmark* com diversas fabricantes de turbinas eólicas como WEG, GE e Schaeffler em relação as características das suas respectivas caixas de transmissão utilizadas. Isso com a finalidade de mapear os principais componentes que constituem uma transmissão de um aerogerador e realizar uma triagem referente ao que seria relevante para o projeto.

Com um conceito de bancada de testes estabelecido, foi realizado o dimensionamento dos componentes. Primeiramente, foram definidas as engrenagens a serem utilizadas e, feito isso, os eixos foram dimensionados de forma a suportar as cargas impostas pelo conjunto de engrenagens em relação a suas dimensões e material. Consequentemente, os rolamentos foram escolhidos levando em conta as cotas mínimas (diâmetro e comprimento) dos eixos e cargas axiais e radiais impulsionadas pelas engrenagens. Considerando os esforços e as restrições impostas pelos rolamentos, o material da caixa foi definido. É importante notar que todo o

processo de definição e dimensionamento de componentes foi feito considerando a viabilidade da montagem.

Por fim, definida a base do protótipo, foram definidos os ensaios a serem realizados bem como os demais componentes a serem integrados ao sistema de modo a viabilizar os testes. É importante pontuar que o sistema e a metodologia de teste serão apresentados na seção de resultados, uma vez que não é uma metodologia consolidada e foi desenvolvida neste trabalho.

2.3 Dimensionamentos

Conforme mencionado anteriormente, todos os elementos – engrenagens, eixos, rolamentos até as chavetas e seus respectivos rasgos – foram devidamente dimensionados de acordo com critérios técnicos. Tais cálculos estão detalhados na seção de apêndices:

- O Apêndice A apresenta o emprego do critério de volume mínimo e desgaste para a definição das engrenagens (NORTON, 2013);
- O Apêndice B apresenta o processo de escolha de rolamentos que utiliza uma análise estática e dinâmica das cargas exercidas nos rolamentos para definir o coeficiente de carga (Cr) no elemento, selecionando assim o rolamento mais adequado (SCLATER, 2011);
- O Apêndice C apresenta o processo de definição das chavetas necessárias para suportar as cargas e torque no sistema, sendo que foram dimensionadas para serem fusíveis mecânicos e colapsarem antes das engrenagens ou dos eixos em caso de uma sobrecarga repentina;
- O Apêndice D apresenta o detalhamento do dimensionamento dos eixos pelo critério de Tresca com relação a definição do diâmetro mínimo necessário para cada carga específica no sistema (NORTON, 2013).

2.4 Software CAD/CAM

Utilizando o programa de modelagem 3D (CAD – do inglês: *Computer-Aided Design*) Siemens NX, foi possível realizar um *sketch* 3D detalhado de todos os componentes, além de uma montagem funcional do conjunto. Foi possível desenhá-las com a ferramenta GC Toolkit, que permite ao usuário adicionar os parâmetros da engrenagem, como espessura, número de dentes, ângulo de pressão e módulo para criar um modelo 3D a partir dessas informações. Por fim, devido a sua alta complexidade geométrica e múltiplos componentes que se movimentam

em conjunto, os modelos dos rolamentos foram baixados de um site de colaboração de CADS entre engenheiros, GrabCad. Os eixos e caixa, por sua vez, foram modelados utilizando as ferramentas básicas do NX.

Definidos os desenhos técnicos mecânico de cada peça, o mesmo software foi utilizado para definir os planos de processos (CAM – *Computer-Aided Manufacturing*). Em todo esse processo, foram considerados os equipamentos e máquinas disponíveis para a fabricação de todo o conjunto e suas especificidades em relação ao tipo de manufatura fornecida para cada uma delas.

2.5 Processos de fabricação

Para a construção da bancada de testes foram necessários diversos processos de manufatura distintos de acordo com o componente e viabilidade técnica. Em suma, após a seleção dos componentes em si, foi feita uma triagem para verificar o que seria fabricado internamente e o que seria mais adequado efetuar a compra. Além disso, foram definidas as máquinas que seriam necessárias para cada um dos processos de manufatura, assim como, a própria definição do processo fabricação. O resultado desse procedimento de definição de manufatura esta apresentado na Tabela 4 que relaciona os elementos que compõe a caixa e suas metodologias de fabricação.

Tabela 4 - Processos de fabricação dos componentes. Os componentes que estão sinalizados como "comprado" não foram fabricados no Insper.

Componente	Processo	Equipamento
Chapas da Caixa	Corte a plasma	Metalique Compacta
Montagem da Caixa	Soldagem TIG	-
Eixos	Torneamento	Romi GL240M
Rasgo dos Eixos	Fresamento	Veker 430i
Mancais	Fresamento	Fanuc Robodrill High-Speed
Alojamento dos Rolamentos	Mandrilamento	Veker 430i
Roda de Inércia	Corte a plasma	Metalique Compacta
Engrenagens	Compradas	-
Rasgo das Engrenagens	Fresamento	Veker 430i
Acoplamento	Comprado	-
Furo do Acoplamento	Torneamento	Romi T240

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

2.6 Verificação estatística dos ensaios

Por fim, foram realizados os testes de performance da caixa de transmissão concebida a fim de verificar os efeitos do óleo na caixa. A metodologia de testes foi estabelecida de forma a garantir reprodutibilidade dos resultados. Ou seja, os procedimentos e parâmetros foram definidos e são descritos de modo que, se forem realizados outras vezes e por diferentes operadores, deve existir uma consistência entre os resultados de ensaios de uma mesma amostra.

Contudo, sabe-se que o erro atrelado a metodologia proposta deve ter um valor considerável devido às simplificações adotadas no sistema, assim, de modo complementar, para auxiliar na avaliação dos resultados e verificar a sensibilidade do sistema de testes proposto, foi utilizada uma análise estatística em todos os ensaios denominada teste t (*student's t-test*) com o objetivo de avaliar se a diferença observada entre as diferentes amostras de óleo é significativa.

Para realizar o teste t, deve ser calculado o valor T e valor P que se dizem respeito a parâmetros que indicam algumas características das amostragens obtidas. Esses são calculados via indicadores estatísticos das distribuições das amostras (média, desvio e variância) e resultam em um intervalo que define a não interferência das amostragens e, portanto, o grau de significatividade e confiança do ensaio, (MONTGOMERY, 2014). Ou seja, através do teste t que determina o valor P (Z) e o valor T (T), obtém-se um intervalo que constata se as séries são distintas e não interferentes, assim, os resultados podem ser considerados pois são estatisticamente distintos. O valor P e valor T são calculados da seguinte maneira:

$$T = \frac{\overline{x_1} - \overline{x_2}}{\sqrt{\left(s^2 \cdot \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\right)}}$$

Onde $\overline{x_1}$ e $\overline{x_2}$ se dizem respeito as médias das distribuições medidas, nesse caso a média de resultado da comparação entre diferentes óleos lubrificantes. Já S é a diferença entre os desvios padrão de cada amostragem aferida e n_1 e n_2 são os números de amostras de cada amostragem medida.

$$Z(Valor\ P) = \frac{\bar{x} - \mu_0}{\frac{\sigma}{\sqrt{n}}}$$

Montgomery, 2014Onde ￼ é a média da distribuição da amostragem, μ_0 é a média de teste a ser analisada no valor P, σ é o desvio padrão da amostragem e finalmente n que é o número de amostras. Assim, para avaliar a relação entre as duas distribuições para o teste T e definir o intervalo, a diferença entre os valores P são analisadas e classificadas indicando o grau de relação entre as distribuições. Dessa forma, com os valores P de cada série, relacionados com o intervalo de interferência de 0,001 que indica baixíssima interferência a 0,10 que indica alta interferência. Sendo que valores superiores a 0,10, apontam para uma forte interferência das séries, indicando com resultado que leva a uma análise inconclusiva, (MONTGOMERY, 2014).

3. Resultados

3.1 Definição da solução

Com base no escopo do projeto, uma tabela (Tabela 5) de decisão com diferentes opções para a bancada de testes foi criada. Cada uma dessas opções apresentou suas vantagens e

desvantagens e diversas análises foram realizadas em relação a viabilidade de cada um dos conceitos. Nessas análises, foram consideradas limitações e restrições como: disponibilidade de componentes no Insper, interesses dos diferentes stakeholders, aplicação do escopo do projeto e nível de complexidade esperado para um trabalho de conclusão de curso em engenharia.

As soluções apresentadas na Tabela 5 foram concebidas com base nos pilares apontados anteriormente, sendo que o grande objetivo foi modelar um conceito de solução que fosse capaz de gerar como resultado, uma análise comparativa entre diferentes óleos em relação ao atrito estabelecido por cada lubrificante. Ou seja, cada uma das soluções apresentadas utiliza um caminho possível para que com os equipamentos já disponíveis em laboratório, fosse viável conceber um sistema mecânico que avalie o atrito no sistema mesmo que de forma indireta inferindo seus efeitos por outros parâmetros ou grandezas.

Tabela 5 - Soluções propostas para a bancada de testes

Solução	Definição	Alimentação	Prós	Contras
1	Multiplicadora (1:9)	Motor (1750 rpm)	• Caixa operando semelhante a turbinas eólicas • Possível desgaste visível	• Sobrecarga de rolamentos • **Rotação muito distante** da real de turbinas – **15.750rpm** • Dificuldade na medição de eficiência
2	Multiplicadora (1:9) com estágio prévio de redução (6:1)	Motor (1750 rpm) com redução (292 rpm)	• Multiplicadora com rotações mais semelhantes a turbinas • Desgaste de engrenagens como turbina	• **Complicação** pelo estágio prévio de redução • Possível perda de eficiência no estágio de redução • Maior custo em engrenagens
3	Redutora (9:1)	Motor (1750 rpm)	• Rotações similares às turbina eólica • Desgaste das engrenagens (similar a turbina eólica)	• **Caixa operando "inversamente" a uma turbina eólica**
4	Peso morto	Sem alimentação	• Pequena simplificação • Redução de custos • Fim do problema de falta de rotação apropriado	• **Não reproduz o funcionamento de uma caixa de transmissão**

Fonte: Elaborado pelo autor.

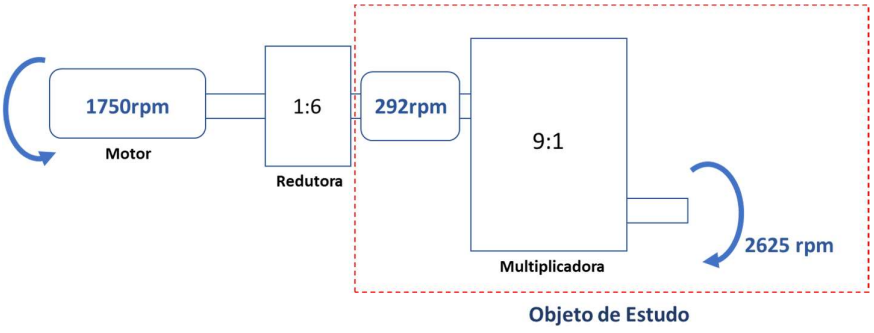
Como pode-se observar na Tabela 5, algumas diferentes soluções foram pensadas para a resolução do projeto. No entanto, após discussões com os stakeholders, conclui-se que duas soluções se apresentaram inviáveis para o desenvolvimento. A solução número 1, da caixa puramente amplificadora, seria utilizada apenas uma caixa multiplicadora ligada no motor de 1750 rpm. Dessa forma, a rotação de saída seria de cerca de 16000 rpm. O principal empecilho é que essas rotações seriam muito distantes de uma rotação real de turbina eólica e, por isso, essa solução foi descartada.

Para a solução número 3, seria utilizada apenas uma caixa redutora no sistema, de modo que a rotação de saída do mecanismo seria de cerca de 194 rpm. Apesar dessa solução apresentar esforços muito semelhantes com uma turbina eólica real, devido às rotações similares, a solução foi descartada pela Gerdau Graphene devido a dois fatores. Primeiramente, nessa modelagem a caixa de transmissão estaria operando de forma contrária a uma turbina eólica real, o que distanciou essa solução do objeto de estudo do projeto. Além disso, a Gerdau já possuí uma frente de pesquisa em conjunto com a SKF, que utiliza uma caixa redutora de transmissão para avaliar, também, os efeitos de óleos lubrificantes aditivados com grafeno, nesse tipo de sistema mecânico. Assim, para evitar a redundância de projetos de pesquisa, tal conceito de solução via caixa redutora foi descartada.

A solução número 4 não apresentaria a alimentação de um motor e nem a presença de um estágio de redução primário (caixa de redução). Dessa forma, a medição de eficiência se daria por meio do método do peso morto. Nessa solução, anilhas seriam acopladas nos eixos de entrada e saída do sistema com a finalidade de verificar o quanto de massa a mais seria necessário colocar na entrada para iniciar o movimento na saída. Com isso, a aferição do atrito se daria via estimativa considerando a carga imposta nos eixos em função da diferença de massa. Ou seja, a carga a mais proporcionada seria o elemento utilizado para estimar o fator de atrito em diversos ciclos de trabalho. Essa solução implica numa grande simplificação do sistema, tendo em vista a metodologia de ensaio apresentada nesse conceito. No entanto, a grande desvantagem dessa solução se daria exatamente pelo fato de que não reproduziria o funcionamento de uma caixa de transmissão no que se diz respeito a dinâmica de rotação e carga no sistema. Tendo em vista que não existe um equipamento impondo trabalho no sistema como em uma turbina em pleno funcionamento quando o vento passa pelas pás e gira o eixo principal. Em suma, isso faz com que o sistema não opere dinamicamente de forma semelhante como o observado em sistemas em tamanho real.

Por fim, há a solução 4 que contaria com uma caixa multiplicadora e um estágio redutor. Dessa forma, o problema encontrado na primeira solução da tabela seria resolvido, tendo rotações semelhantes à de uma turbina eólica e com funcionamento similar, multiplicadora. Apesar dessa solução apresentar uma maior complexidade e um desafio maior, ela se mostra como a mais apropriada para o projeto, pois é a que melhor simula o real funcionamento de uma caixa de transmissão de turbinas eólicas.

Figura 14 - Esquema da solução com estágio prévio de redução.



Fonte: Elaborado pelo autor

Isso posto, duas soluções restaram como possíveis e discutidas com o mentor do projeto: a com a implementação do método do peso morto e a com o uso do motor elétrico e um estágio de redução prévio. Dessa discussão, foi definido que, por necessidade de uma possível interação com o público com a bancada de testes e um apelo mais visual, o projeto seguiria com uma implementação inicial do conceito do método do peso morto.

No entanto, notou-se que os dois conceitos não são necessariamente excludentes e, então, que seria possível projetar uma bancada que satisfizesse os dois conceitos, sendo uma solução híbrida, na qual seria possível montar um setup para o método do peso morto sem perder a possibilidade de acoplar o motor elétrico e a caixa redutora posteriormente.

Ademais, foi necessário definir qual seria o tipo de lubrificante utilizado para a realização do estudo, tendo em vista que em turbinas eólicas são utilizados diferentes tipos de lubrificantes como graxas, óleos sintéticos e até óleos minerais (MCGUIRE, 2021). Muito embora na indústria seja utilizado apenas óleos lubrificantes em caixas de transmissão de turbinas eólicas, na aplicação desse estudo foi considerado o uso de graxas e óleos como possíveis lubrificantes para a caixa de transmissão.

O uso da graxa em caixas amplificadoras vai contra o pré-estabelecido pela indústria, mas afere uma simplificação em todo o sistema de lubrificação e, portanto, no problema de lubrificação. Isso porque ao utilizar um lubrificante pastoso de alta viscosidade que não escoa tão facilmente tornaria possível conceber uma carcaça de proteção para a caixa de transmissão com conceito aberto, facilitando toda a modelagem de design do sistema, monitoramento e observação. Em suma, a graxa permite uma flexibilidade muito interessante ao projeto, no entanto, não apresenta um recorte daquilo que seria um sistema de lubrificação real em caixas de transmissão em turbinas eólicas reais.

Assim, torna-se interessante explorar somente o uso de óleos lubrificantes como objeto de estudo no projeto por ser o que mais se assemelha a realidade de operação de uma turbina eólica. De forma que, se o resultado dos testes apontarem que o uso do grafeno no óleo aferiu uma melhora nos aspectos definidos como escopo do projeto apontados anteriormente; pode-se dizer com uma maior certeza, que ao adicionar grafeno a um óleo sintético, o sistema mecânico tem sua durabilidade e intervalo de manutenção aprimorados.

Ou seja, o conceito foi modelar o problema em uma escala de simplificação para a aplicação em uma bancada de testes que viabiliza testes rápidos preliminares a fim de definir se mantém o investimento no estudo e desenvolvimento de um dado óleo. Além disso, dependendo dos resultados, a bancada pode servir de inspiração para aprimoramento e aplicação em escala industrial.

Por fim, vale ressaltar que este trabalho visa analisar os efeitos dos óleos lubrificantes no atrito e, consequentemente, no desgaste somente nas engrenagens do sistema. Embora tenha sido apresentado na seção 1.6.2.4 que alguns rolamentos apresentem elevada probabilidade de falha, esse elemento de máquina foi deixado de lado por dois principais motivos: primeiramente, a fadiga que os rolamentos sofrem em turbinas eólicas é proveniente das elevadas cargas as quais são submetidos, o que não é o caso da bancada de testes concebida nesse projeto; ademais, a Gerdau já possuí uma frente de pesquisa com a SKF para estudar os efeitos dos óleos lubrificantes nos rolamentos do conjunto mecânico. Assim, para evitar a redundância, toda a análise de atrito está sendo vinculada às engrenagens da caixa de transmissão apenas.

3.2 Dimensionamento dos componentes

Após optar pela realização da solução 2 disposta na tabela 5, foi dado início ao dimensionamento dos componentes do equipamento mecânico (bancada de testes). Para o dimensionamento, não só conhecimento técnico foi utilizado, mas também foram considerados outros aspectos que influenciam na viabilidade do projeto pelo ponto de vista executivo: disponibilidade de peças e de ferramentas, menor utilização de materiais e simplicidade do sistema adequada aos objetivos do projeto.

O primeiro passo foi dimensionar as engrenagens das duas caixas, tendo em vista a solução híbrida adotada. Extraindo da seleção de conceito, esses componentes deveriam proporcionar dois sistemas de transmissão distintos, a caixa redutora e a caixa amplificadora.

No primeiro caso, a relação de transmissão requerida foi de 6:1; enquanto na amplificadora, a relação foi de 1:9. Para suprir essas necessidades, foi definido que cada sistema contaria com 2 estágios de transmissão, ou seja, dois pares de engrenagens. Essa escolha deu-se por dois principais motivos: redução de custos vinculados a compra desses elementos para o projeto e redução no tamanho da caixa final (bancada). Contribuindo para isso também, ao reduzir a quantidade de engrenagens necessárias no sistema, reduz se também a quantidade de perdas por elemento (menos componentes) e a quantidade de óleo necessária para lubrificação. Assim, não se mostra necessário despender muito da quantidade de lubrificante aditivado com grafeno, viabilizando inclusive testes posteriores com outros óleos ou aditivos de lubrificantes.

Isso posto, o dimensionamento de cada engrenagem foi realizado levando em conta alguns aspectos de teoria e prática. Em relação a teoria, foi utilizado dois critérios de sistemas mecânicos para a sua definição: critério de desgaste por volume mínimo do pinhão; e o critério de falha por tensão de flexão. Já em relação a prática, todas a definições foram feitas com a intenção de otimizar o projeto o máximo possível, ou seja, foi explorado extensivamente o que já estava disponível para o grupo de recursos no Insper e nos stakeholders. Isso engloba a decisão do uso de um motor disponibilizado pelo laboratório de ciências térmicas, matérias primas disponíveis no TechLab para os eixos e mancais e rolamentos definidos em conjunto com a SKF.

O dimensionamento levou em conta uma série de premissas, com base no conceito e argumentos apresentados anteriormente:

- 1° Equipamento: caixa redutora (6:1);
- 2° Equipamento: caixa amplificadora (1:9);
- Rotação de entrada: 1750rpm (Motor elétrico);
- Potência de entrada: 1cv | 735,5W (Motor elétrico);
- Vida útil esperada: 1000 horas;
- Engrenagens de módulo 2 (Maior disponibilidade no mercado de peças);
- Material da engrenagem: Aço SAE 1045.

Assim, foi realizada toda a rotina de cálculo apontada no APÊNDICE A, em todas as suas fases previstas nos critérios escolhidos obtendo no final os resultados apontados na Tabela 6.

Tabela 6 - Resultados dos dimensionamentos das engrenagens.

Sistema	Estágio	Categoria	N° de Dentes	Diâmetro (mm)	Espessura (mm)
Redutor (6:1)	1°	Entrada	13	26	8
		Saída	26	52	8
	2°	Entrada	13	26	15
		Saída	39	78	15
Amplificador (1:9)	1°	Entrada	39	78	34
		Saída	13	26	34
	2°	Entrada	39	78	12
		Saída	13	26	12

Fonte: Elaborado pelo autor.

No entanto, as engrenagens presentes na Tabela 6, não são encontradas comercialmente no mercado, principalmente por conta da espessura. Dessa forma, foi feito um levantamento de mercado a fim de encontrar o fornecedor que obtivesse os elementos o mais próximo possível do projetado. Foi encontrado um fabricante que tinha em seu catálogo de produtos engrenagens próximas às projetadas e de mesmo material, mas de espessura diferente (20 mm). Assim, optou-se pela utilização desse modelo de engrenagem disponível no mercado, uma vez que nada foi alterado em relação a confiabilidade do conjunto frente à esforços mecânicos como apontado no apêndice a. Ou seja, mesmo utilizando engrenagens de espessura inferior a primeiramente dimensionado, pelo material do conjunto e o fator de segurança utilizado (F.S = 1.8), permitem o uso desses componentes de forma segura. Sendo assim, as engrenagens que compõe as caixas redutora e amplificadora encontram-se na Tabela 7.

Tabela 7 - Engrenagens selecionadas para o projeto.

Sistema	Estágio	Categoria	N° de Dentes	Diâmetro (mm)	Espessura (mm)
Redutor (6:1)	1°	Entrada	13	26	20
		Saída	26	52	20
	2°	Entrada	13	26	20
		Saída	39	78	20
Amplificador (1:9)	1°	Entrada	39	78	20
		Saída	13	26	20
	2°	Entrada	39	78	20
		Saída	13	26	20

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, foi realizado o dimensionamento e escolha dos rolamentos utilizados na caixa de transmissão em paralelo com a definição das chavetas utilizadas. Para isso, foi realizada uma sequência de cálculos levando em consideração as cargas axiais e radiais suportadas pelo sistema, assim como as rotações máximas de cada eixo em cada mancal. Esses estão detalhados no Apêndice B que se diz respeito a escolha dos rolamentos e no Apêndice C que se refere ao procedimento de definição de chavetas utilizadas, seu tipo (Tipo A, Tipo B ou Tipo C) e suas dimensões.

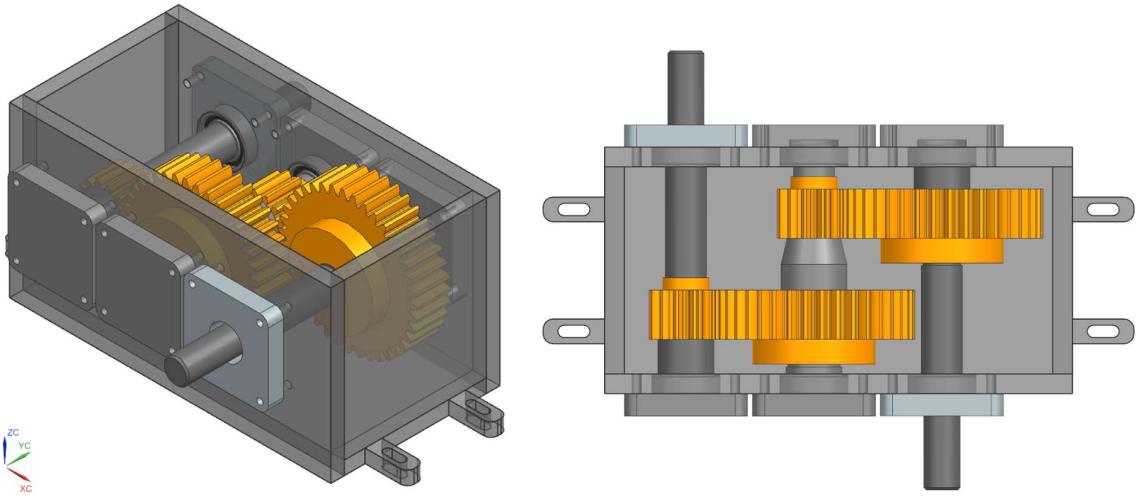
Em relação aos rolamentos, a escolha feita foi pela utilização dos rolamentos da série Y com código 61902-2RS1 os quais, não somente atendem os requisitos de projeto em relação a dimensões geométricas dos mancais projetados, como também são blindados. Ou seja, apresentam uma tampa protegendo as esferas e pista de qualquer contato com o ambiente externo. Isso foi feito com a intenção de isolar os efeitos dos lubrificantes no rolamento para que seja explorado somente tais efeitos no acoplamento das engrenagens do sistema.

3.3 Modelagem da caixa de transmissão

Após a definição do sistema, foi iniciado o processo de modelagem da caixa de transmissão. Alguns fatores foram considerados no projeto: a otimização de material necessário; certa fidelidade com a realidade; fácil manutenção; fácil visualização; e possibilidade de acoplamento a outros dispositivos para testes.

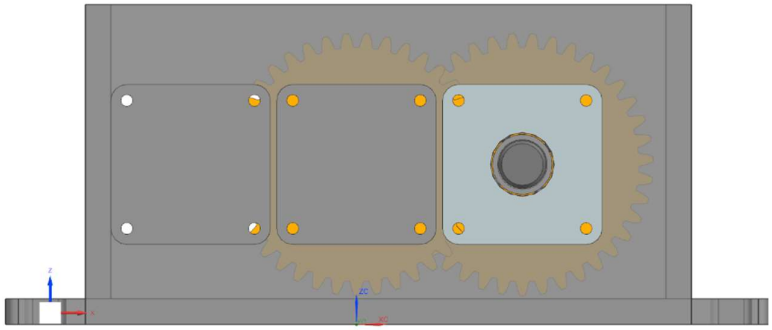
Foram realizados uma série de cálculos e rotinas, com base nas engrenagens definidas, para definir os eixos e rolamentos necessários tanto para caixa redutora, como para a caixa amplificadora. Após isso, foram desenhados mancais, os quais têm de ser fixados por meio de parafusos na parte interna da caixa de modo a garantir a devida fixação dos rolamentos. Vale ressaltar que muito embora o nome atribuído para essa peça foi mancal, esse elemento tem uma função dupla. Considerando que os mancais estão sendo utilizados tanto para alojar uma pequena parte do rolamento e para travá-los axialmente, sua função está mais relacionada a uma tampa do que um mancal. O elemento que de fato mancaliza a maior parte dos rolamentos é a própria caixa (estrutura) com a usinagem dos furos em suas laterais formando assim os alojamentos específicos para cada rolamento. Esses aspectos também são definições de projeto visando economia de recursos e flexibilidade tanto na fabricação como na montagem. Na Figura 15, é possível verificar imagens isométricas e vista superior da caixa amplificadora.

Figura 15 – Vista isométrica (à esquerda) e vista superior (à direita) da montagem da caixa de transmissão amplificadora.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 16 – Vista lateral da montagem da caixa de transmissão amplificadora.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como dito anteriormente, uma das principais preocupações do grupo em uma primeira versão do aparato mecânico, foi reduzir ao máximo o volume interno da caixa, para minimizar o volume necessário de lubrificante. Sendo assim, buscou-se aproximar o conjunto o máximo possível da base da caixa - Figura 16- atingindo um volume de aproximadamente 0,004 metros cúbicos ou 4 litros.

Finalizada a modelagem da caixa amplificadora, a próxima modelagem necessária seria a caixa redutora. No entanto, essa tarefa não foi realizada nesse projeto. Isso porque não houve

tempo hábil e esse componente seria um acréscimo ao entregável mínimo requerido pelo stakeholder (abordado na seção 3.1) – a versão com peso morto. Em suma, a caixa redutora poderá fazer parte de uma versão posterior da bancada de testes, na qual seria possível explorar o desgaste de uma forma mais realista em relação ao contexto das caixas de transmissão de turbinas eólicas.

3.4 Definição dos procedimentos de testes

A fim de verificar os efeitos do grafeno como aditivo de óleos lubrificantes na redução do atrito, foram idealizados ensaios que viabilizassem essa análise. Ou seja, como essa bancada de testes apresenta particularidades devido ao objetivo de simplificar o sistema e a visualização dos resultados pelo público, uma idealização e modelagem de uma metodologia de ensaio inédita foi necessária. Tendo isso em mente, alguns possíveis ensaios foram modelados para tal finalidade chegando em 3 conceitos de testes, A, B e C. Esses foram customizados para se adequar as soluções propostas na seção 3.1, tendo em vista que cada uma delas apresenta um indício de um tipo de ensaio endereçável.

O conceito A se diz respeito a uma análise de engenharia e sistemas mais completa. Isso porque permite analisar 3 fatores importantes para análise do estudo:

- Aferição da perda de potência entre entrada e saída (%);
- Aferição da dissipação ou aumento/diminuição de temperatura do óleo na caixa de transmissão;
- Aferição dos efeitos no atrito do sistema, visando o aumento ou não da vida útil dos componentes.

Esse conceito implica no uso do sistema da caixa de transmissão completa, ou seja, os dois estágios de transmissão tanto de redução quanto de amplificação. Além disso, para realizar as aferições supracitadas, necessita de sensores tais quais: *Encoder*, termopares e acelerômetro.

Com o *encoder* é possível verificar a rotação e velocidade dos eixos de entrada e saída, podendo inferir desses dados as potências de entrada e saída e verificar possíveis perdas. Já com os termopares ligados em um *data logger* multicanais, é possível fazer o mapeamento do perfil de temperatura do equipamento e verificar possíveis variações na distribuição de temperatura entre óleos. Por fim, com o acelerômetro, é possível aferir os modos de vibrar do sistema (caixa de transmissão) e, com LabView da National Instruments (como ferramenta de

análise modal), filtrar o perfil de vibração das engrenagens excluindo os ruídos. Assim, é possível analisar alteração no perfil ou intensidade da vibração entre óleos e ainda verificar um possível prolongamento da vida útil dos componentes quanto aplicado um regime de carga constante no sistema.

Para esse teste, seriam necessárias algumas condições para que todos esses parâmetros sejam aferidos e apresentem informações acuradas do objeto de estudo:

- Necessidade de duas caixas de transmissão para funcionamento simultâneo (caixa 1 com óleo comum e caixa 2 com óleo aditivado);
- Verificação da equivalência entre as duas caixas de transmissão no que tange a similaridade de cada um dos componentes;
- Teste de longa duração (4 dias) para aferir efeitos totais do ensaio e comparação simultânea.

Em suma, o conceito A apresenta um ensaio completo e acurado para responder as perguntas que o estudo trás e verificar o real efeito do grafeno quando usado como aditivo em óleos lubrificantes em sistemas de amplificação mecânicos.

O conceito B utiliza somente a caixa amplificadora do sistema de transmissão. Esse ensaio utiliza como princípio o funcionamento de uma balança comum entre os eixos de entrada e saída para estimar/calcular o coeficiente de atrito estático. Esse ensaio se estabelece da seguinte maneira:

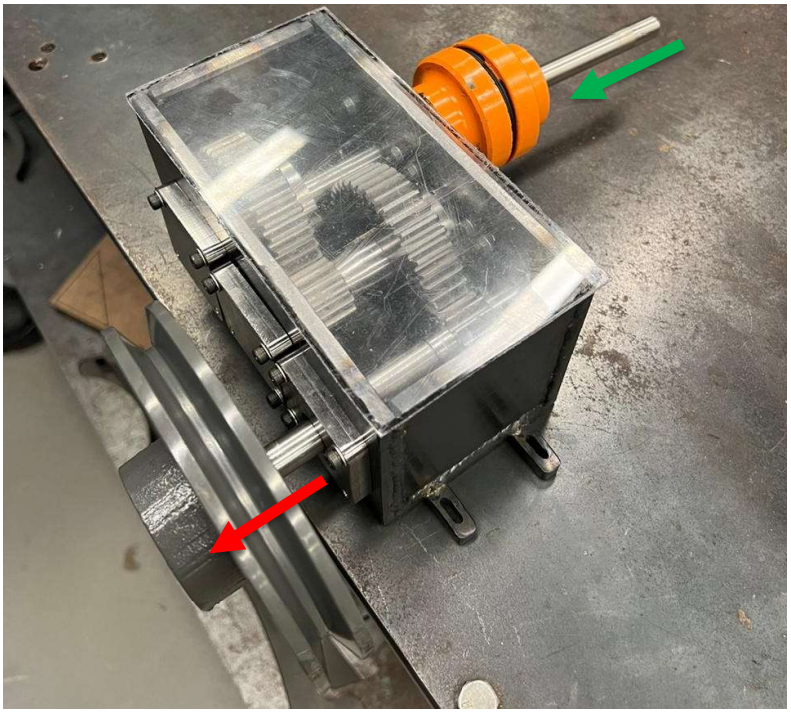
- Preparo da caixa amplificadora para receber os suportes para as massas (anilhas) nos eixos;
- Equilibrar as massas na relação de amplificação (1:9) para balanceamento do sistema (sistema em repouso);
- Aumento de massa na saída até que ocorra a movimentação do sistema;
- Pela variação de massa aferida, transferindo-a para a variação de força necessária, estima-se o fator de atrito estático para cada um dos óleos em repetidas vezes;
- Utilizar em conjunto com o sistema o Google Tracker, a fim de obter a aceleração absoluta da massa suspensa e verificar discrepâncias no fator de atrito dinâmico;

Em suma, o conceito B, busca de forma simplificada explorar os possíveis efeitos do grafeno nos estados estático e dinâmico.

Por fim, temos o conceito C de ensaios que busca avaliar o desempenho do grafeno como aditivo de óleos lubrificantes por meio de uma aferição de diferença de atrito aparente dinâmico entre óleos do sistema.

Nesse conceito, para aplicar um torque e uma rotação na caixa de transmissão, uma furadeira deve ser conectada a um eixo, este que, por meio de um acoplamento elástico, transferirá o torque para o eixo de entrada da caixa de transmissão gerando potência na saída dessa onde está montada uma roda de inércia (volante) Figura 17, onde a seta verde representa o eixo de entrada e a seta vermelha o de saída de potência da caixa de transmissão. Após a aplicação do torque com a furadeira, de modo a atingir um regime permanente no sistema, o eixo conectado com a furadeira deve ser desacoplado. Dessa forma, é possível mensurar a desaceleração do sistema e, assim, verificar a diferença na desaceleração entre os tipos de óleos com auxílio do tacômetro digital óptico.

Figura 17: Bancada de testes - Caixa de transmissão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Mais especificamente, o conceito desse teste reside em medir o tempo discorrido que o sistema leva para sair de uma rotação referência (RPM0) de 1.000 rpm para o repouso utilizando um tacômetro por infravermelho apontado para a roda de inércia. Dessa forma, o sistema é

iniciado com uma aceleração imposta pela furadeira até uma rotação máxima (RPMmáx) não definida e posteriormente desacoplado; quando o tacômetro aferir a RPM0, o cronômetro é iniciado e o tempo despendido até a parada total da roda de inércia é registrado. O teste segue as seguintes fases para quaisquer tipos ou volumes de óleo lubrificantes utilizados:

- Ensaio com o óleo padrão A com 10 repetições – Aferição do tempo médio das medições e definição do erro padrão das amostras;
- Limpeza da bancada de testes (caixa) com álcool e desengraxante com a finalidade de evitar a contaminação entre óleos e interferência de resultados;
- Ensaio com óleo padrão B com 10 repetição – Aferição do tempo médio das medições e definição do erro padrão das amostras;
- Medição da massa e volume de óleo utilizado a cada ensaio para garantir replicabilidade;

Sendo assim, é possível, pela comparação dos diferentes óleos, analisar qual lubrificante apresenta maior tempo de desaceleração, ou seja, apresentam um menor coeficiente de atrito dinâmico. Dessa forma, caso o óleo aditivado com grafeno apresente um tempo maior, fica constatado por meio desse teste a redução do coeficiente de atrito dinâmico do sistema (entre engrenagens).

O ensaio escolhido para o projeto, foi o apresentado pelo conceito C, por combinar a simplicidade e a possibilidade da coleta de dados. Essa modelagem de ensaio deriva da solução do peso morto, no entanto, traz para o modelo de ensaio algo mais concreto e factível de coleta de dados. Isso pois, utiliza uma carga de entrada (furadeira) e carga na saída (volante de inércia) de forma simples e representativa do funcionamento dinâmico de uma caixa de transmissão de uma turbina eólica. Assim, o sistema se demonstra capaz de fornecer dados de qualidade para verificação dos efeitos do óleo lubrificante no atrito dinâmico do conjunto de engrenagens. Assim, esse conceito se apresentou como a solução mais rapidamente endereçável e acessível, tanto pelo ponto de vista de fabricação quanto para o uso posterior por parte dos usuários.

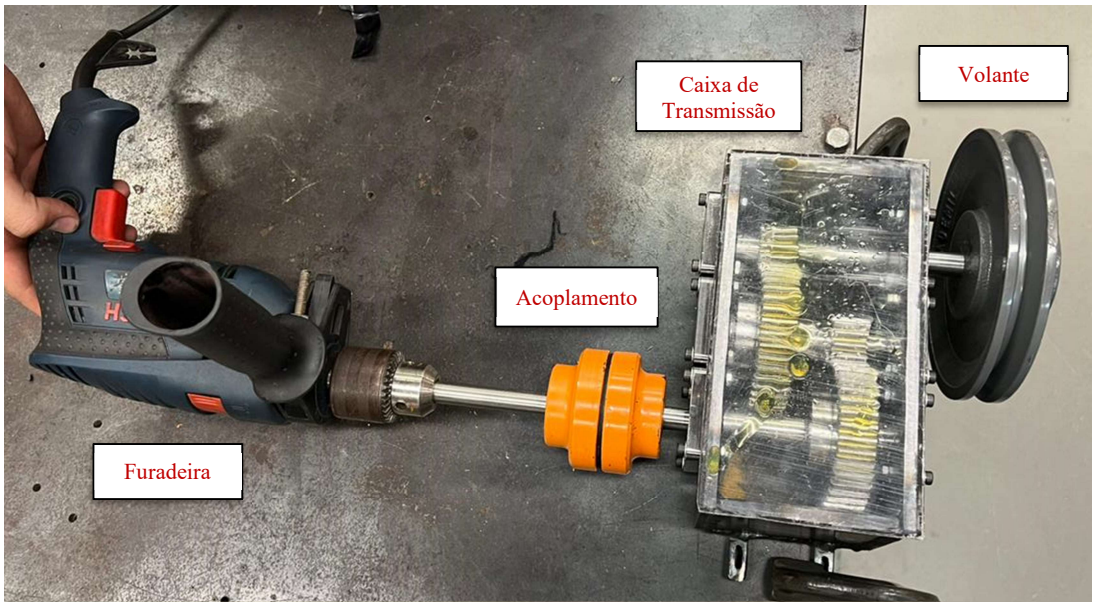
3.5 Caixa fabricada e testes de desempenho

Dado o escopo do projeto e o planejamento feito para endereçamento total do projeto abrangendo todas as fases de projeto, manufatura e teste; e levando em consideração o objetivo de obter uma versão inicial de uma caixa de transmissão representativa de turbinas eólicas, foi

escolhido como conceito de teste o ensaio C. Ainda assim, o conceito escolhido não excluí a possibilidade de realizar testes com os outros conceitos, apenas é uma abordagem inicial para o problema que permite, sem restrição alguma, o avanço para os conceitos mais elaborados apresentados anteriormente.

Como apontado na seção 3.4, todos os ensaios realizados com os óleos lubrificantes se estabeleceram respeitando os procedimentos de aferição, limpeza e análise dos resultados. No entanto, foi necessário realizar um teste inicial (*shakedown*) do sistema para verificar todas as funcionalidades e integridade da bancada de testes em pleno funcionamento com a configuração a ser utilizada no ensaio principal, Figura 18. Isso para posteriormente endereçar outros ensaios visando responder as hipóteses traçadas no início do trabalho. Esse foi bem-sucedido, pois foi possível verificar o bom funcionamento de todos os sistemas da bancada, sistema de input de potência (furadeira + acoplamento), conjunto motriz (engrenagens + eixos), sistema de output de potência (roda de inércia), fixação e alinhamento dos elementos, tampa de visualização e estanqueidade da caixa em si.

Figura 18 - Bancada de testes finalizada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A coleta de dados se estabelece pela aferição do tempo discorrido para a desaceleração total do sistema a partir de uma referência de rotação (1000 RPM), a qual foi denominada RPM_0. Seguindo o protocolo do ensaio proposto, foram realizadas 10 repetições para aferição

do tempo de desaceleração com a mesma configuração, obtendo uma média de tempo para repouso de referência para um óleo de máquina ordinário industrial. Esse valor pode ser utilizado de referência para comparação com demais óleos ou configurações, tendo em vista que a bancada permite realizar o mesmo teste de performance, garantindo as mesmas condições, para diferentes tipos de óleos lubrificantes e compará-los para mapear suas especificidades e efeitos no sistema como um todo.

3.5.1 Ensaio 1: diferenciação de óleos de viscosidades semelhantes

Para a primeira rodada de testes, além de verificar o funcionamento do sistema, foi idealizado um ensaio para averiguar a sensibilidade da metodologia de ensaio e a capacidade de diferenciar óleos de formulações distintas, mas com viscosidade parecidas. Para isso, foram utilizados dois óleos lubrificantes, o Falke hidráulico 68 (óleo de máquina) e o Mobil Super Fórmula D1 5W-30 (óleo de motor).

Além da viscosidade e densidade apresentada na Tabela 8, sabe-se que o Falke 68 é utilizado como lubrificante de máquinas industriais e o fabricante não divulga o uso de aditivos específicos de redução de atrito. Já, a ficha técnica do Mobil Super apresenta aditivos de prevenção de desgaste e, portanto, deveria apresentar resultados distintos em relação ao Falke 68.

Tabela 8 - Propriedades Típicas Mobil Super x Falke 68.

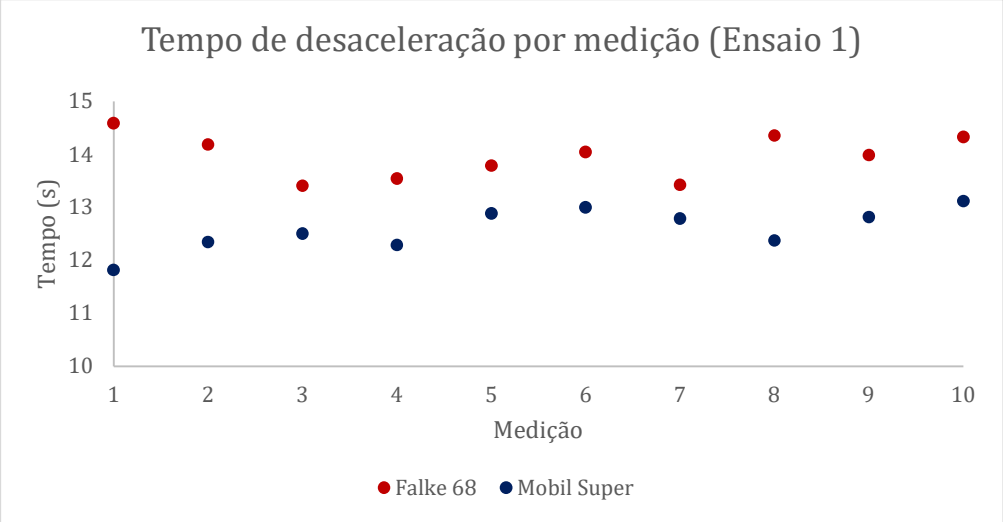
	Mobil Super	**Falke 68**
Viscosidade Cinemática (mm^2/s)	63,0	68,0
Densidade (g/ml)	85,0	87,0

Fonte: Elaborado pelo Autor

Para os testes, foi utilizado o mesmo volume de 112,5 ml de cada óleo lubrificante, apresentando uma pequena variação de apenas 2,36 g entre as massas das amostras utilizadas.

Após a realização das medições, obteve-se os seguintes resultados:

Figura 19 - Dispersão dos resultados do Ensaio 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

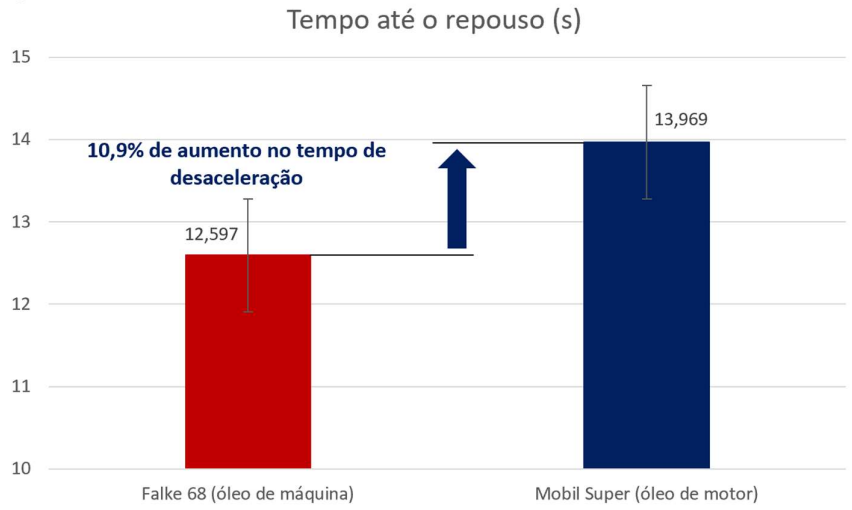
Tabela 9 – Valores obtidos no Ensaio 1

	Tempo Médio (s)	Erro Padrão (s)
Falke 68	12,597	0,126
Mobil Super	13,969	0,131
Aumento de tempo	**10,9%**	

Fonte: Elaborado pelo Autor

A partir dos dados obtidos na Figura 19, foi possível calcular os valores médios de desaceleração do sistema utilizando cada lubrificante e seus respectivos erros padrão apresentados na Tabela 9. Ao interpretar o gráfico e a tabela, foi possível identificar que o Mobil Super apresentou um tempo médio de parada superior de 10,9% maior que ao Falke 68 (figura 20).

Figura 20 - Resultados médios do Ensaio 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Isso indica que possivelmente o filme de óleo formado entre as superfícies dos dentes das engrenagens pelo Mobil é mais efetivo que o do Falke 68 no que se diz respeito a redução de atrito. Vale ressaltar que essa análise é uma inferência advinda do resultado observado com a sua relação com atrito, que por sua vez tem relação direta com o desgaste de superfícies que é a frente de estudo do projeto em relação aos óleos lubrificantes e suas capacidades de redução desse tipo de intempere.

Aplicando o teste t aos resultados da Tabela 9, foram obtidos os parâmetros apresentados na Tabela 10. Verifica-se que o valor p entre as duas amostragens, é considerado extremamente significante no que se diz respeito a sua diferença média. Ou seja, as duas amostras são significativamente diferentes. Ademais, a diferença entre a média obtida de cada espaço amostral encontra-se dentro do intervalo obtido para que o ensaio pudesse ser classificado como nível de confiança de 95%. Em suma, de acordo com a avaliação estatística, foi possível distinguir os dois óleos de formulação diferentes com o sistema e a metodologia de ensaio proposta.

Tabela 10 - Teste t para o ensaio 1.

Parâmetro	Valor
Valor P	< 0,0001
Valor T	7,5683
Diff. Médias	1,372
Intervalo de confiança (95%)	0,991 - 1,7529

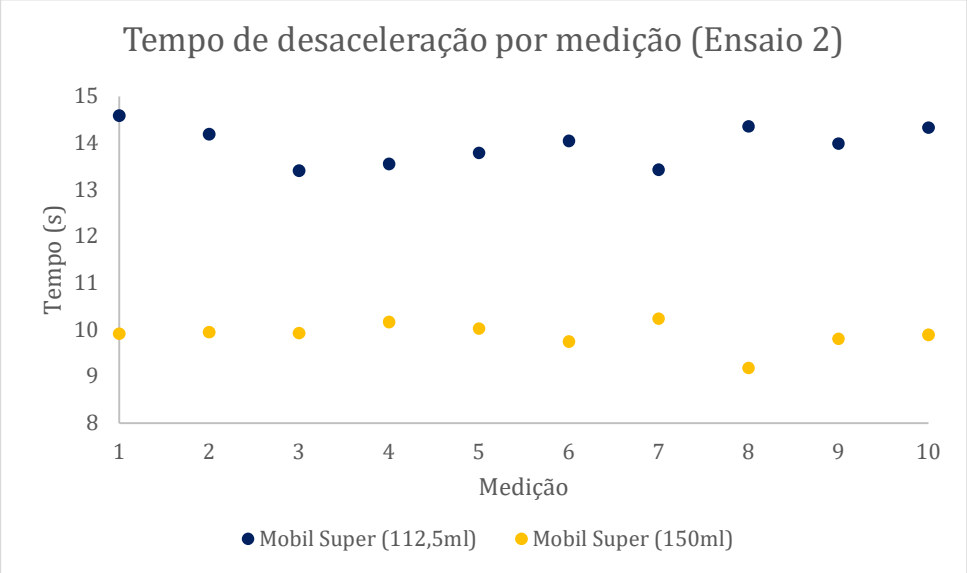
Fonte: Elaborado pelo Autor

3.5.2 Ensaio 2: mesmo óleo com volumes diferentes

Após validar o sistema de medição com o primeiro ensaio, foi realizada uma segunda rodada de testes, para avaliar o impacto da variação de volume no tempo de desaceleração do sistema. É sabido que, ao aumentar o volume de lubrificante em contato com o sistema de engrenagens, o tempo de desaceleração do conjunto sofre alteração. Isso porque essa alteração não está atrelada apenas ao coeficiente de atrito, mas também à diferença no esforço necessário dos componentes para mover volumes de óleo lubrificante diferentes. Dessa forma, esse teste teve como objetivo avaliar a influência do volume no tempo de parada do conjunto mecânico.

Novamente, para esse ensaio, foi utilizado o mesmo óleo, mas com volumes diferentes, de modo que qualquer variação nos resultados aferidos fosse reflexo apenas da variação de volume do óleo. O lubrificante utilizado no ensaio foi o Mobil Super, sendo que cada série de amostragem foi aferida com um volume distinto, primeiramente com 112,5 ml e, posteriormente, com 150 ml. Após a realização do ensaio, obteve-se a seguinte dispersão apresentada na Figura 21.

Figura 21 - Dispersão dos resultados do Ensaio 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

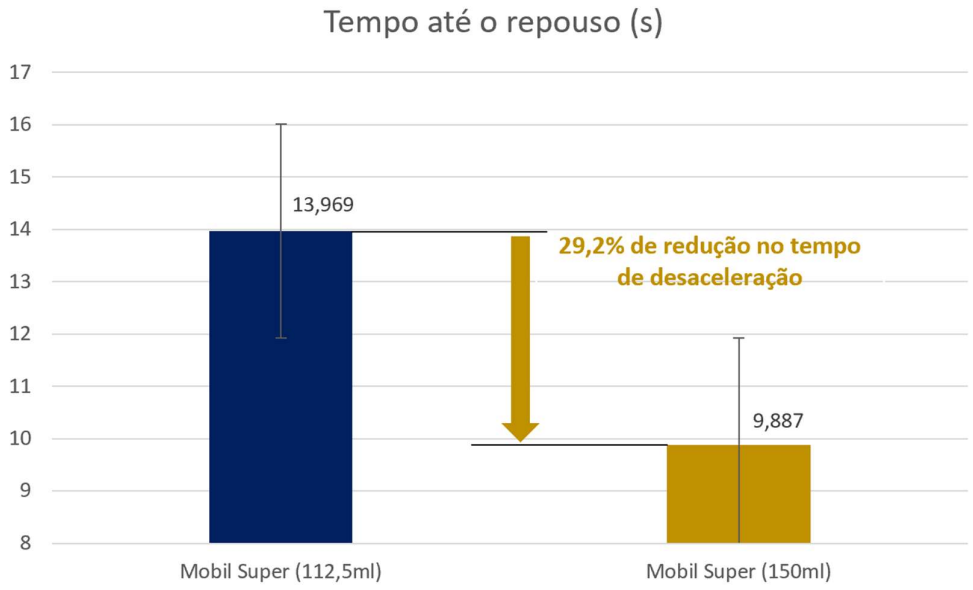
Tabela 11 - Valores obtidos no Ensaio 2

	Tempo Médio (s)	Erro Padrão (s)
Mobil Super (112,5ml)	13,969	0,131
Mobil Super (150ml)	9,887	0,092
Redução de tempo	**29,2%**	

Fonte: Elaborado pelo Autor

Assim como foi realizado no ensaio 1, a fim de obter valores mais representativos e diretos do resultado do ensaio, calculou-se os tempos médios de desaceleração e a porcentagem de aumento ou redução no tempo medido, Tabela 11, a relacionando com um indicador de aumento no esforço do conjunto em relação a sua movimentação. Ou seja, um indicativo de que o aumento do volume de óleo, aumenta o arrasto fluidodinâmico no sistema. Dessa forma, pode-se observar o resumo do ensaio na Figura 22.

Figura 22 - Resultados médios do Ensaio 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

Como pode ser observado na Figura 22, o aumento do volume refletiu numa grande redução no tempo de desaceleração, ou seja, um aumento no atrito. Sendo assim, nota-se que um acréscimo de 33% no volume resultou num acréscimo de aproximadamente 29,2% no arrasto fluido dinâmico do sistema. Indicando assim, uma sensibilidade do sistema mecânico em relação ao volume de óleo lubrificante utilizado.

Nesse caso específico, devido ao fato de que o mesmo óleo foi utilizado para ambas as medições, podemos inferir que o esse aumento no atrito não foi influenciado pelas propriedades do óleo, mas apenas o volume utilizado em cada teste. É sabido que uma parcela do atrito analisado é consequência do esforço necessário pelos componentes para movimentar o volume de líquido presente na caixa. Portanto, ao aumentar esse volume de líquido, nota-se um aumento do esforço e, portanto, uma redução no tempo de desaceleração do sistema. Isto posto, pode-se concluir que para a realização de qualquer teste e comparação entre óleos diferentes, é imprescindível a utilização de volumes iguais de amostra para evitar tal fenômeno afetando os resultados do ensaio e, consequentemente, a sua análise.

Por fim, foi realizada para esse ensaio a averiguação estatística a fim de comprovar que as análises supracitadas advindas dos resultados do ensaio possam ser consideradas pois não derivam de amostragens interferentes entre si. Aplicando a análise estática de teste T, foi obtido o resultado evidenciado na Tabela 12.

Tabela 12 - Teste T para o ensaio 2.

Parâmetro	Valor
Valor P	< 0,0001
Valor T	25,5798
Diff. Médias	4,0820
Intervalo de confiança (95%)	3,7467 – 4,4173

Fonte: Elaborado pelo Autor

Assim, extraindo da Tabela 12, verifica-se também que estatisticamente o ensaio realizado não apresenta amostragens interferentes e, portanto, seus resultados podem ser considerados válidos assim como as suas respectivas análises. Isso porque o valor p está dentro do intervalo de baixa interferência. Ou seja, as duas amostras são significativamente diferentes a ponto de interferir na análise do resultado obtido entre elas. Além disso, como no ensaio 1, a diferença entre a média obtida de cada espaço amostral encontra-se dentro do intervalo obtido para que o ensaio pudesse ser classificado como nível de confiança de 95%.

3.5.3 Ensaio 3: óleo comum x óleo aditivado (MoS_2)

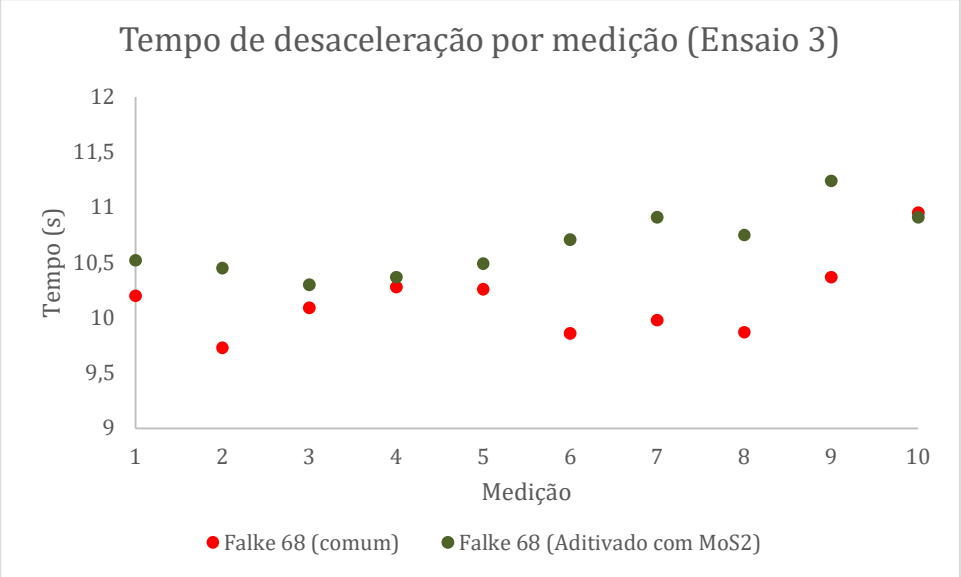
Neste terceiro ensaio, o principal objetivo era analisar a influência de um aditivo de óleo lubrificante com o objetivo de atribuir uma redução de atrito no sistema mecânico. O aditivo escolhido foi o de dissulfeto de molibdênio, pois apresenta um efeito semelhante com o proposto de atuação do grafeno como aditivo em óleo base. Dessa forma, escolheu-se por utilizar o óleo Falke 68, pois acredita-se, conforme explicado anteriormente, que tenha menor teor de aditivos em sua formulação. Para o aditivo de dissulfeto de molibdênio, foi utilizado o produto Oil Additiv da fabricante Liqui Moly (Figura 23).

Figura 23 - Aditivo de dissulfeto de molibdênio

Fonte: Próprio Autor

Seguindo as recomendações do fabricante, adicionou-se ao Falke 68 (óleo base), foi utilizada uma proporção de 3,5% (5 ml) do aditivo de dissulfeto de molibdênio de modo que o volume da mistura fosse de 120 ml. Para realizar a comparação, utilizou-se o próprio Falke 68 puro, também com 120 ml, justamente para averiguar a influência da adição de um aditivo com característica de redução de atrito. Seguindo os procedimentos listados na seção 3.4, foram obtidos os resultados da Figura 24.

Figura 24 - Dispersão dos resultados do ensaio 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

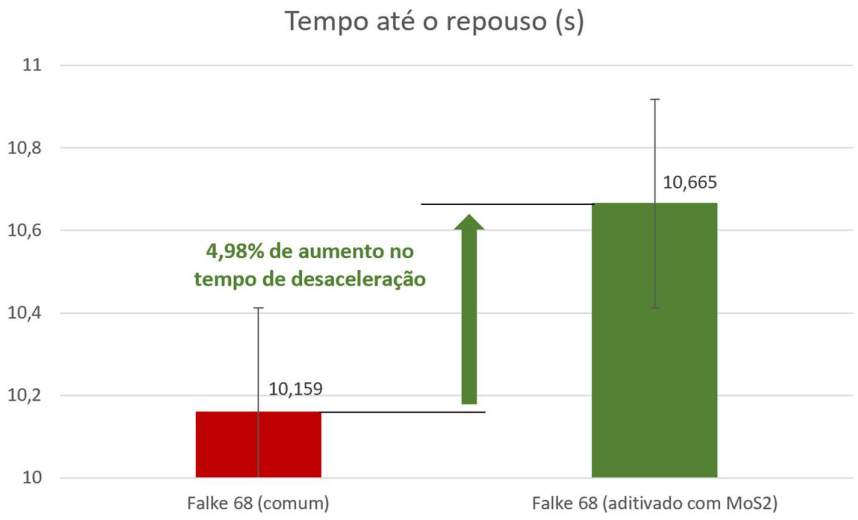
Tabela 13 – Valores obtidos no ensaio 3.

	Tempo Médio (s)	**Erro Padrão (s)**
Falke 68 (comum)	10,159	0,110
Falke 68 (+ 3,5% MoS_2)	10,665	0,093
Aumento de tempo	**4,98%**	

Fonte: Elaborado pelo Autor

Seguindo o procedimento adotado nos demais ensaios, foram calculados os tempos médios de desaceleração e a porcentagem de aumento ou redução no tempo medido, Tabela 13, relacionando a com um indicador de alteração no atrito. Dessa forma, pode-se observar o resumo do ensaio na Figura 25.

Figura 25 - Resultados médios do Ensaio 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

Analisando os resultados do ensaio foi notada um evidente aumento no tempo despendido para a parada total do sistema mecânico próximo a 5%, significando indiretamente uma redução no atrito do sistema proporcionado pelo aditivo de dissulfeto de molibdênio (MoS_2). Assim, esse resultado valida um outro aspecto em relação a bancada de testes e a metodologia utilizada em relação a capacidade de diferenciação entre óleos. Ficou nítido que o equipamento tem capacidade de identificar distorções de resultados vinculados à utilização ou não de aditivos nos óleos lubrificantes testados. Ou seja, foi possível determinar de forma simplificada a eficácia real de um aditivo de óleo lubrificante, verificando os seus efeitos e comparando-os com o que é prometido pelo produto.

Por fim, à méritos de verificar a validade do ensaio, a análise estatística do teste T foi aplicada nesse conjunto de dados, comprovando mais uma vez a qualidade da metodologia e bancada de testes e, também, certificando de que os resultados analisados podem ser considerados, Tabela 14. Vale ressaltar que mesmo o valor P calculado nessa amostragem ser maior que o encontrado nos demais ensaios, esse encontra-se na faixa de ensaios estatisticamente muito significantes com valor de confiança de 95%.

Tabela 14 - Teste T para o ensaio 3.

Parâmetro	Valor
Valor P	0,0025
Valor T	3,5117
Diff. Médias	0,5060
Intervalo de confiança (95%)	0,2033 – 0,8087

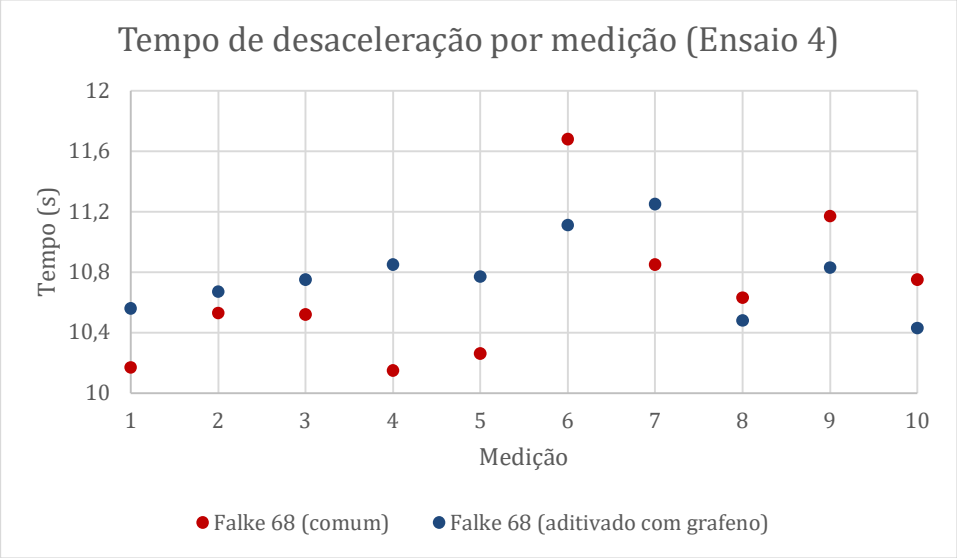
Fonte: Elaborado pelo Autor

3.5.4 Ensaio 4: óleo comum x óleo aditivado (grafeno)

Finalmente, para o Ensaio 4, analisou-se o impacto de um aditivo de grafeno para a redução de atrito no sistema. Vale ressaltar que a formulação de um aditivo ideal ainda está em estudos na Gerdau Graphene e, portanto, essa análise é importante para avaliar a qualidade do aditivo atual e verificar, mesmo que de forma inicial e simplificada, a sua compatibilidade com óleos lubrificantes comuns utilizados na indústria.

Novamente, para esse ensaio, foi utilizado o Falke 68 como lubrificante base, utilizando uma amostra do óleo puro e uma segunda amostra com o acréscimo de uma mistura de 3% (recomendação da Gerdau Graphene) do volume com aditivo de grafeno (Graphene Variant C). Esse ensaio é importante também para servir como um *benchmarking*, comparando a eficácia do grafeno ante outros aditivos já comercializados, como é o caso do dissulfeto de molibdênio (MoS_2) analisado no item 3.5.3. Sendo assim, foi possível obter os seguintes resultados evidenciados pela Figura 26.

Figura 26 - Dispersão dos resultados do ensaio 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

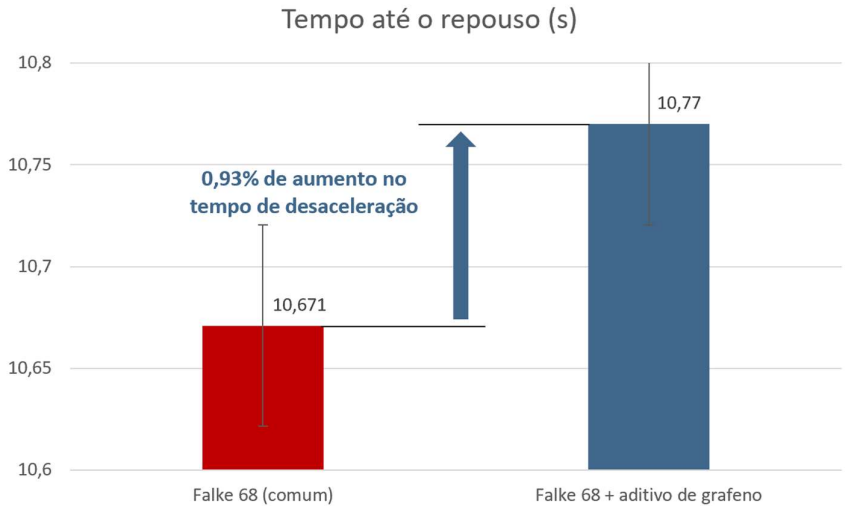
Tabela 15 - Valores obtidos no ensaio 4.

	Tempo Médio (s)	Erro Padrão (s)
Falke 68 (comum)	10,671	0,150
Falke 68 (+ 3,0% grafeno)	10,77	0,082
Aumento do tempo	**0,93%**	

Fonte: Elaborado pelo Autor

Seguindo o procedimento adotado nos demais ensaios, foram calculados os tempos médios de desaceleração e a porcentagem de aumento ou redução no tempo medido, Tabela 15, relacionando a com um indicador de alteração no atrito. Dessa forma, pode-se observar o resumo do ensaio na Figura 27.

Figura 27 - Resultados médios do Ensaio 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

Analisando os resultados apresentados, foi possível verificar um comportamento muito semelhante do sistema banhado com o óleo comum em comparação com a utilização do óleo aditivado. Isso porque em ambos a média de tempo de desaceleração ficou muito próxima, resultando em um aumento desse fator de menos de 1% proporcionado pela aditivação do óleo. Ou seja, esse resultado demonstra um ensaio inconclusivo, onde não fica totalmente evidente se ao aditivar o lubrificante com o grafeno o sistema tem uma atenuação no atrito significativa.

É possível elencar algumas hipóteses do porquê o grafeno não trouxe mudanças aparentes no atrito do sistema. Primeiramente, vale evidenciar que não houve confirmação da formulação do aditivo pela Gerdau Graphene (Graphene Variant C) e, então, não há garantia de compatibilidade do aditivo com o óleo base utilizado. Além disso, por mais que haja certa compatibilidade, um método (equipamento) com melhor controle para realizar a mistura poderia auxiliar na sua estabilidade e, assim, há a hipótese de que não haja homogeneidade ou até que ocorra uma precipitação (mistura bifásica) com o tempo.

Ademais, para verificar a validade do teste, como foi realizado nos demais ensaios, foi realizada a verificação com o teste T estatístico. Para isso, foram calculados todos os parâmetros necessários para avaliação desse ensaio em específico, sendo que esses estão resumidos na Tabela 16.

Tabela 16 - Teste T para o ensaio 4.

Parâmetro	Valor
Valor P	0,5712
Valor T	0,5768
Diff. Médias	0,0990
Intervalo de confiança (95%)	0,2616 – 0,4596

Fonte: Elaborado pelo Autor

Com isso, ficou claro que o ensaio não é válido no que se diz respeito ao âmbito estatístico, pois apresenta valor P fora da faixa de não interferência. Além disso, outro fator que corrobora para a incerteza do ensaio foi a diferença entre as médias da amostragem que ficaram fora do intervalo de certeza de nível de confiança de 95% do ensaio. Em outras palavras, o ensaio 4, estatisticamente falando, foi inconclusivo que seus resultados não devem ser considerados pelo nível de confiança das amostras aferido.

4. Conclusões

Neste trabalho uma bancada de testes composta por duas caixas de transmissão, uma redutora 6:1 e outra multiplicadora 1:9 foi projetada para avaliar o desempenho de óleos lubrificantes aditivados com grafeno. Nessa solução, um motor de 1750 rpm seria utilizado na entrada do sistema. Contudo, à méritos de simplificar a solução para facilitar o ensaio e fabricação da bancada de testes, viu-se a necessidade de adaptar a solução e fabricar somente a caixa multiplicadora. Dessa forma, a utilização do motor se tornou inviável, pois a rotação de saída do sistema seria muito elevada. Sendo assim, também foi necessário estudar outra maneira de imprimir torque no sistema, visando adaptar a solução para um elemento que atendesse o conceito proposto da bancada de testes em si.

A solução encontrada para a aplicação de torque foi por meio de um furadeira, conectada a um acoplamento ao eixo de entrada da caixa de transmissão. O primeiro teste do sistema, denominado *shakedown* foi importante para analisar o desempenho inicial da caixa e sua funcionalidade. Nele, validou-se o estudo da caixa e de sua montagem, dessa forma, foi possível concluir que a caixa de transmissão construída é funcional e é capaz de transmitir o torque corretamente da maneira planejada. Além disso, o *shakedown* evidenciou que o teste permite a comparação entre os atritos proporcionados por diferentes óleos lubrificantes por meio da análise da desaceleração do sistema de forma comparativa.

Com o Ensaio 1, foi possível verificar a sensibilidade do sistema de ensaios (bancada de testes) em relação a óleos de mesma viscosidade e características similares. Isso pois, a bancada foi capaz de identificar a diferença proporcionada por elementos distintos inseridos em óleos com aparente pouco diferença nas principais características como viscosidade e densidade. Já com o Ensaio 2, ficou evidente que é necessário um cuidado ao realizar qualquer ensaio com o dispositivo projetado, devido a diferença aferida nos resultados com o mesmo óleo, mas com volumes testados diferentes. Assim, a padronização do volume dos óleos lubrificantes utilizados nos ensaios é necessária a fim de que tal aspecto não altere significativamente os resultados e leve a uma conclusão incorreta sobre as amostras. O Ensaio 3 foi o primeiro passo para que o estudo desse respostas ao questionamento da real eficácia de aditivos de redução de atrito em óleos lubrificantes para sistemas de transmissão, utilizando o dissulfeto de molibdênio. Além disso, esse ensaio validou a utilização da bancada de testes para identificar a eficácia de aditivos que prometem a redução do desgaste em sistemas mecânicos referente a adição de um elemento que altere o atrito no sistema. Por fim, o Ensaio 4 foi responsável por trazer uma análise inicial dos reais efeitos do grafeno como aditivo de óleos lubrificantes com o objetivo de redução de atrito e, portanto, redução de desgaste. Seus resultados apontaram para uma diferença praticamente imperceptível em relação ao tempo de parada medido, significando que pouco se foi alterado no que se diz respeito ao atrito no sistema.

Em suma, o projeto foi capaz de entregar um produto (bancada de testes) funcional e que proporciona fidelidade nos testes, permitindo ensaios comparativos de performance entre óleos lubrificantes distintos em um sistema representativo e em escala de uma caixa de transmissão de turbinas eólicas. Permitindo diversas análises referentes a qualidade e eficácia de óleos lubrificantes em sistemas mecânicos, assim como os mesmos aspectos para os aditivos comumente utilizados na indústria em óleos lubrificantes, validando ou não cada uma dessas aplicações.

5. Trabalhos futuros

Após a realizações dos testes e medição da eficiência do sistema por meio do coeficiente de atrito do mecanismo, foi possível obter os resultados necessários para concluir o projeto. No entanto, caso seja dado andamento no desenvolvimento do projeto, os próximos passos seriam focados em duas vertentes: A primeira delas relacionado a melhorias no sistema em si e a outra em relação aos óleos lubrificantes utilizados.

Para aproximar as rotações da bancada com as de uma caixa de transmissão de turbina eólica real, seria necessário a fabricação de uma segunda caixa de transmissão, que funcionasse como um estágio prévio de redução e a utilização de um motor elétrico na entrada. Dessa forma, seria possível simular de forma mais fiel os esforços submetidos num sistema de transmissão de turbina eólica devido ao controle de potência e rotação na entrada proporcionado pelo motor e aproximação de rotações pela caixa redutora. Além disso, seriam adicionados sensores na caixa, para medição de outros parâmetros como vibração, temperatura, dentre outros, de modo que fosse possível analisar a eficiência e o desgaste por outros indicadores além de somente o coeficiente de atrito. Verificando assim a distribuição de temperatura no fluído (óleo lubrificante) em diferentes situações e em óleos distintos, além de aferir o perfil de vibração de cada elemento com a finalidade de verificar a eficácia dos óleos e aditivos na redução de vibrações que também estão relacionadas com atrito, desgaste e, portanto, eficiência.

A segunda vertente de melhorias seria relacionada aos óleos testados. Primeiramente, é importe realizar o ensaio de performance com o óleo aditivado com grafeno com uma mistura mais estável para verificar os seus efeitos e compará-lo, novamente, com a performance de um lubrificante comum. Posteriormente, uma vez que for verificada a eficácia ou não do grafeno como aditivo, é de grande valor agregado realizar testes com óleos aditivados com grafeno de diferentes concentrações, além de óleos aditivados com outros materiais que não somente o MoS_2, de modo a compreender a viabilidade do grafeno perante outros aditivos e suas possíveis vantagens e desvantagens. Assim, criando conhecimento e ciência para compreender os efeitos desse material nessa aplicação e ainda verificar a sua viabilidade técnica, econômica e/ou efetividade em si.

6. Referências Bibliográficas

ESWARAIAH, V.; SANKARANARAYANAN, V.; RAMAPRABHU, S. **Graphene-based engine oil nanofluids for tribological applications**. ACS Applied Materials & Interfaces, v.3, 2011.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Nanotechnologies - Vocabulary - Part 13: Graphene and related two-dimensional (2D) materials** (ISO/TS 80004-13:2017) International Organization for Standardization, , 2017.

LOBO, Marcos Thadeu. **Espuma no óleo lubrificante: problemas e soluções**. [*S. l.*], 9 jul. 2017. Disponível em: https://portallubes.com.br/2017/07/formacao-de-espuma-no-oleo/. Acesso em: 20 out. 2022.

MCGUIRE, Nancy. **Greases for slow and steady wind turbine bearings**. [*S. l.*], 29 jan. 2021. Disponível em: https://knowledge.ulprospector.com/11340/greases-for-slow-and-steady-wind-turbine-bearings/. Acesso em: 2 nov. 2022.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 10th. ed. [*S. l.*: *s. n.*], 2021.

MOGADHAM, Farid K.; NEJAD, Amir R. **Evaluation of PMSG-based drivetrain technologies for 10-MW floating offshore wind turbines: Pros and cons in a life cycle perspective**. [*S. l.*], 17 mar. 2020.

MONTGOMERY, Douglas C.; RUNGER, George C. **Applied Statistics and Probability for Engineers**. 6th edition. ed. [S. l.: s. n.], 2014.

SCLATER, N., **Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook**, 5ª ed., McGraw-Hill, 2011.

RIBEIRO, Márcio. **MICROPITTING: impacto e como evitá-lo**. [*S. l.*], 2 abr. 2020. Disponível em: https://inovacaoindustrial.com.br/micropitting-impacto-e-como-evita-lo/. Acesso em: 14 set. 2022.

RODRIGUES, Marcus Vinícius Sousa; AQUINO, Marisete Dantas de; THOMAZ, Antônio Clécio Fontelles. **Análise da eficiência na produção de energia eólica nos principais estados brasileiros produtores, por meio da aplicação de análise por envoltória de dados**. [*S. l.*: *s. n.*], 2015.

SCLATER, N., **Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook**, 5ª ed., McGraw-Hill, 2011.

SKF. **Rolamento de Esferas**. PUB BU/P1 10000/2 PT.BR. ed. [*S. l.*: *s. n.*], 2015.

SOUZA, Diego Moreira; SANTOS, Leonardo Takeo Shimazu. **GRAFENO: Propriedades e Aplicações**. Orientador: Prof. Me. Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren. 2019. Trabalho de Graduação (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Taubaté, [*S. l.*], 2019.

SIEBERT, Hermann; HOLM, Ari-Pekka. PROTECTING Gears in Wind Power Applications. *In*: **Protecting Gears in Wind Power Applications**. [*S. l.*], 1 mar. 2009. Disponível em: https://gearsolutions.com/features/protecting-gears-in-wind-power-applications/. Acesso em: 18 set. 2022.

WYPYCH, Fernando. **Dissulfeto de molibdênio, um material multifuncional e surpreendente**. [*S. l.*: *s. n.*], 2002. Disponível em: https://www.scielo.br/j/qn/a/m5WTRFb6fCdsy9tcsXgqWMf/?lang=pt. Acesso em: 1 dez. 2022.

APÊNDICE A

Memorial de cálculo: definição de engrenagens

Para atingir a relação de engrenamento definida para o projeto na redução, 6:1, serão necessários dois estágios de redução. Isso devido a uma otimização de tamanho da caixa final de redução à méritos de reduzir custos e complexidade. Dessa forma, foram definidos dois estágios: 1° Estágio – 2:1; 2° Estágio – 3:1.

Verificando a disponibilidade do mercado, foi escolhido o n° de dentes do pinhão do primeiro estágio, que consequentemente define o da coroa:

- $Zn_{pinhão} = 13$;
- $Zn_{coroa} = 26$;

Isso posto era necessário definir a espessura via critério de desgaste por volume mínimo explicitado por:

$$b \cdot d_0^2 = 5{,}75 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_t \cdot (i+1)}{P_{adm}^2 \cdot (i+0{,}14)} \cdot \varphi$$

Onde:

- $b = espessura\ da\ engrenagem$;
- $d_0 = diâmetro\ da\ engrenagem$;
- $M_t = Torque\ no\ eixo$;
- $P_{adm} = Pressão\ admissível$;
- $i = Relação\ de\ transmissão$;
- $\varphi = Fator\ de\ serviço$;

O torque foi definido em função da potência e da rotação de entrada no sistema, que como já supracitado é de 735W:

$$M_t = \frac{30 \cdot Potência\ [W]}{\pi \cdot Rotação\ [rpm]} = \frac{30 \cdot (735)}{\pi \cdot 1750} = \mathbf{4013{,}43\ N.mm}$$

Já a relação de transmissão foi definida em função dos números de dentes da coroa e do pinhão pré-estabelecidos:

$$i = \frac{Z_{n_{coroa}}}{Z_{n_{pinhão}}} = \frac{26}{13} = \mathbf{2}$$

Em relação a pressão admissível, foi necessário utilizar o dado de dureza Brinell (HB) do Aço SAE 1045, Dureza: 1800 N/mm^2 (Dureza Brinell em MPa). Além disso foi necessário definir o fator de durabilidade (W):

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} = \frac{60 \cdot 1750 \cdot 1000}{10^6} = \mathbf{105}$$

$$\therefore$$

$$P_{adm} = \frac{0{,}487 \cdot HB}{(W)^{\frac{1}{6}}} = \frac{0{,}487 \cdot 1800}{(105)^{\frac{1}{6}}} = \mathbf{403{,}59\ MPa}$$

Onde:

- $n_p = rotação\ do\ pinhão$;
- $h = vida\ esperada$;

Por fim, nesse passo inicial, foi necessário definir o fator de serviço do equipamento:

$$\varphi = \mathbf{1}\ (Rotativas\ de\ engrenagens \sim 10h)$$

Assim, foi possível realizar a primeira iteração para a definição via critério de desgaste, o volume mínimo; e também, utilizando uma relação estabelecida por convecção que define uma razão entre o diâmetro e espessura da engrenagem, foi possível determinar o diâmetro aproximado:

$$\frac{b}{d_0} = 0{,}25$$

$$\therefore$$

$$b_1 \cdot d_{01}^2 = 5{,}72 \cdot 10^5 \cdot \frac{4013{,}43 \cdot (2+1)}{(392{,}36)^2 \cdot (2+0{,}14)} \cdot 1 = \mathbf{19758{,}15\ mm^3}$$

$$\therefore$$

$$0{,}25 \cdot d_{01}^3 = 19758{,}15 \rightarrow d_{01} = \mathbf{42{,}91\ mm}$$

Com isso, foi possível definir o módulo aproximado da engrenagem utilizando a equação fundamental de engrenagens de dente reto:

$$m = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{42{,}91}{13} = \mathbf{3{,}30}$$

No entanto, como já supracitado, o módulo com maior disponibilidade dentre os fornecedores disponíveis é o módulo 2. Assim, foi necessário redefinir o diâmetro para então, definir a espessura da engrenagem:

$$d_{01} = m \cdot Z_{n_{pinhão}} = 2 \cdot 13 = \mathbf{26\ mm}$$

Por fim, para definir a espessura mínima da engrenagem, foi necessário calcular alguns parâmetros para aferir a viabilidade do projeto em relação a falha total da peça. Ou seja, verificar se a tensão de flexão ($\sigma_{fexão}$) é maior que a tensão admissível (σ_{adm}):

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_0} = \frac{2 \cdot 4013{,}43}{26} = \mathbf{308{,}73\ N}$$

Figura 28 – Tabela de fator de forma (q).

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

Fonte: MELCONIAN, Sarkis. Elementos de Máquinas, 10th edição.

$$q = \mathbf{4{,}3}\ (Fator\ de\ forma\ q)$$

$$-$$

$$\sigma_{adm} = 90\ MPa$$

$$\therefore$$

$$b_{mín} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{\sigma_{adm} \cdot m} = \frac{308{,}73 \cdot 4{,}3 \cdot 1}{90 \cdot 2} = \mathbf{7{,}38\ mm}$$

Assim, foram definidas as engrenagens do primeiro estágio de engrenamento da caixa de redução. As definições podem ser resumidas na Tabela 17:

Tabela 17 – Tabela resumo de engrenagens - 1° Estágio redutora.

Engrenagem	Zn	m	Espessura (mm)	Ø (mm)
Pinhão	13	2	8	26
Coroa	26	2	8	52

Fonte: Elaborado pelo autor.

Da mesma maneira que o primeiro estágio foi dimensionado o procedimento para este é o mesmo. Passando pelas mesmas etapas com a diferença da relação de transmissão, que nesse caso é 3:1. Assim, para manter o padrão do projeto o máximo possível foram definidas esse par de engrenagens para esse estágio:

- $Z_{n_{pinhão}} = 13$
- $Z_{n_{coroa}} = 39$

Como já supracitado, o mesmo critério de desgaste por volume mínimo foi utilizado para esse conjunto, sendo que o torque calculado nesse caso é diferente devido a redução da rotação da entrada para 875rpm (2:1):

$$M_t = \frac{30 \cdot Potência\ [W]}{\pi \cdot Rotação\ [rpm]} = \frac{30 \cdot (735)}{\pi \cdot 875} = \mathbf{8026,86\ N.mm}$$

Já que a caixa redutora deve ter uma relação de 6:1, a relação do 2° estágio, nesse caso, deveria ser 2:1, o que pode ser confirmado por:

$$i = \frac{Z_{n_{coroa}}}{Z_{n_{pinhão}}} = \frac{39}{13} = \mathbf{3}$$

Em relação a pressão admissível, novamente, foi necessário utilizar o dado de dureza Brinell (HB) do Aço SAE 1045, Dureza: 1800 N/mm^2 (Dureza Brinell em MPa). Além disso foi necessário definir o fator de durabilidade (W):

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} = \frac{60 \cdot 875 \cdot 1000}{10^6} = \mathbf{52,5}$$

$$\therefore$$

$$P_{adm} = \frac{0{,}487 \cdot HB}{(W)^{\frac{1}{6}}} = \frac{0{,}487 \cdot 1800}{(52{,}5)^{\frac{1}{6}}} = \mathbf{453\ MPa}$$

Como anteriormente, foi necessário definir o fator de serviço do equipamento que se mantem pois se trata do mesmo equipamento:

$$\varphi = \mathbf{1}\ (Rotativas\ de\ engrenagens \sim 10h)$$

Finalmente foi aplicado o critério de desgaste para definir o volume mínimo e, portanto, o diâmetro da engrenagem (pinhão):

$$\frac{b}{d_0} = 0{,}25$$

$$\therefore$$

$$b_1 \cdot d_{02}^2 = 5{,}72 \cdot 10^5 \cdot \frac{8026{,}86 \cdot (3+1)}{(453)^2 \cdot (3+0{,}14)} \cdot 1 = \mathbf{28500{,}72\ mm^3}$$

$$\therefore$$

$$0{,}25 \cdot d_{02}^3 = 19758{,}15 \rightarrow d_{01} = \mathbf{48{,}48\ mm}$$

Com isso, foi possível definir o módulo aproximado da engrenagem utilizando a equação fundamental de engrenagens de dente reto:

$$m = \frac{d_{02}}{Z_2} = \frac{48{,}48}{13} = \mathbf{3{,}73}$$

No entanto, como já supracitado, o módulo com maior disponibilidade dentre os fornecedores disponíveis é o módulo 2. Assim, foi necessário redefinir o diâmetro para então, definir a espessura da engrenagem:

$$d_{02} = m \cdot Z_{n_{pinhão}} = 2 \cdot 13 = \mathbf{26\ mm}$$

Por fim, para definir a espessura mínima da engrenagem, foi necessário calcular alguns parâmetros para aferir a viabilidade do projeto em relação a falha total da peça. Ou seja, verificar se a tensão de flexão ($\sigma_{fexão}$) é maior que a tensão admissível (σ_{adm}):

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_0} = \frac{2 \cdot 8026{,}86}{26} = \mathbf{617{,}45\ N}$$

$$q = \mathbf{4{,}3}\ (Fator\ de\ forma\ q)$$

$$\sigma_{adm} = 90\ MPa$$

$$\therefore$$

$$b_{mín} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{\sigma_{adm} \cdot m} = \frac{617{,}45 \cdot 4{,}3 \cdot 1}{90 \cdot 2} = \mathbf{14{,}75\ mm}$$

Assim, foram definidas as engrenagens do primeiro estágio de engrenamento da caixa de redução. As definições podem ser resumidas na Tabela 18:

Tabela 18 - Tabela resumo de engrenagens - 2° Estágio redutora.

Engrenagem	Zn	m	Espessura (mm)	Ø (mm)
Pinhão	13	2	15	26
Coroa	39	2	15	78

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para atingir a relação de engrenamento definida para o projeto na amplificadora, 1:9, serão necessários dois estágios de redução. Isso devido a uma otimização de tamanho da caixa final de amplificação à méritos de reduzir custos e complexidade. Dessa forma, foram definidos dois estágios: 1° Estágio – 1:3; 2° Estágio – 1:3.

Verificando a disponibilidade do mercado, foi escolhido o n° de dentes do pinhão do primeiro estágio, que consequentemente define o da coroa. Vale relembrar que nesse caso o pinhão não é a engrenagem por onde entra a potência e sim a coroa, isso por se tratar de uma caixa amplificadora:

- $Zn_{pinhão} = 13$;
- $Zn_{coroa} = 39$;

Como já supracitado, o mesmo critério de desgaste por volume mínimo foi utilizado para esse conjunto, sendo que o torque calculado nesse caso é diferente devido a redução da rotação da entrada para 291,67 rpm (3:1):

$$M_t = \frac{30 \cdot Potência\ [W]}{\pi \cdot Rotação\ [rpm]} = \frac{30 \cdot (735)}{\pi \cdot 291{,}67} = \mathbf{24080{,}59\ N.mm}$$

Já que a caixa amplificadora deve ter uma relação de 1:9, a relação do 1° estágio, nesse caso, deveria ser 1:3, o que pode ser confirmado por:

$$i = \frac{Z_{n_{saida}}}{Z_{n_{entrada}}} = \frac{13}{39} = \mathbf{0{,}33}$$

Em relação a pressão admissível, novamente, foi necessário utilizar o dado de dureza Brinell (HB) do Aço SAE 1045, Dureza: 1800 N/mm^2 (Dureza Brinell em MPa). Além disso foi necessário definir o fator de durabilidade (W):

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} = \frac{60 \cdot 291{,}67 \cdot 1000}{10^6} = \mathbf{17{,}5}$$

$$\therefore$$

$$P_{adm} = \frac{0{,}487 \cdot HB}{(W)^{\frac{1}{6}}} = \frac{0{,}487 \cdot 1800}{(17{,}5)^{\frac{1}{6}}} = \mathbf{544\ MPa}$$

Como anteriormente, foi necessário definir o fator de serviço do equipamento que se mantem pois se trata do mesmo equipamento:

$$\varphi = \mathbf{1}\ (Rotativas\ de\ engrenagens \sim 10h)$$

Finalmente foi aplicado o critério de desgaste para definir o volume mínimo e, portanto, o diâmetro da engrenagem:

$$\frac{b}{d_0} = 0{,}25$$

$$\therefore$$

$$b_1 \cdot d_{03}^2 = 5{,}72 \cdot 10^5 \cdot \frac{24080{,}59 \cdot (0{,}33 + 1)}{(544)^2 \cdot (0{,}33 + 0{,}14)} \cdot 1 = \mathbf{131092{,}55\ mm^3}$$

$$\therefore$$

$$0{,}25 \cdot d_{03}^3 = 19758{,}15 \rightarrow d_{03} = \mathbf{80{,}64\ mm}$$

Com isso, foi possível definir o módulo aproximado da engrenagem utilizando a equação fundamental de engrenagens de dente reto:

$$m = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{48{,}48}{13} = \mathbf{2{,}06}$$

No entanto, como já supracitado, o módulo com maior disponibilidade dentre os fornecedores disponíveis é o módulo 2. Assim, foi necessário redefinir o diâmetro para então, definir a espessura da engrenagem:

$$d_{03} = m \cdot Z_{n_{pinhão}} = 2 \cdot 13 = \mathbf{26\ mm}$$

Por fim, para definir a espessura mínima da engrenagem, foi necessário calcular alguns parâmetros para aferir a viabilidade do projeto em relação a falha total da peça. Ou seja, verificar se a tensão de flexão ($\sigma_{fexão}$) é maior que a tensão admissível (σ_{adm}):

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_0} = \frac{2 \cdot 24080{,}59}{26} = \mathbf{617{,}45\ N}$$

$$q = \mathbf{9{,}9}\ (Fator\ de\ forma\ q): interpolado$$

$$\sigma_{adm} = 150\ MPa$$

$$\therefore$$

$$b_{mín} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{\sigma_{adm} \cdot m} = \frac{617{,}45 \cdot 9{,}9 \cdot 1}{150 \cdot 2} = \mathbf{20{,}37\ mm}$$

Assim, foram definidas as engrenagens do primeiro estágio de engrenamento da caixa de redução. As definições podem ser resumidas na Tabela 19:

Tabela 19 – Tabela resumo de engrenagens - 1° Estágio amplificadora.

Engrenagem	Zn	m	Espessura (mm)	∅ (mm)
Pinhão	13	2	21	26
Coroa	39	2	21	78

Fonte: Elaborado pelo autor.

No segundo estágio, como a relação de transmissão é a mesma do 1° Estágio, as engrenagens utilizadas são as mesmas naquilo que se refere a número de dentes de cada uma. Portanto, foi possível definir o torque na engrenagem devido à amplificação da rotação da entrada para 875 rpm (1:3):

$$M_t = \frac{30 \cdot Potência\ [W]}{\pi \cdot Rotação\ [rpm]} = \frac{30 \cdot (735)}{\pi \cdot 875} = \mathbf{8026,86\ N.mm}$$

Já que a caixa amplificadora deve ter uma relação de 1:9, a relação do 1° estágio, nesse caso, deveria ser 1:3, o que pode ser confirmado por:

$$i = \frac{Z_{n_{saida}}}{Z_{n_{entrada}}} = \frac{13}{39} = \mathbf{0,33}$$

Em relação a pressão admissível, novamente, foi necessário utilizar o dado de dureza Brinell (HB) do Aço SAE 1045, Dureza: 1800 N/mm^2 (Dureza Brinell em MPa). Além disso foi necessário definir o fator de durabilidade (W):

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} = \frac{60 \cdot 875 \cdot 1000}{10^6} = \mathbf{52,5}$$

$$\therefore$$

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{(W)^{\frac{1}{6}}} = \frac{0,487 \cdot 1800}{(52,5)^{\frac{1}{6}}} = \mathbf{453\ MPa}$$

Como anteriormente, foi necessário definir o fator de serviço do equipamento que se mantem pois se trata do mesmo equipamento:

$$\varphi = \mathbf{1}\ (Rotativas\ de\ engrenagens \sim 10h)$$

Finalmente foi aplicado o critério de desgaste para definir o volume mínimo e, portanto, o diâmetro da engrenagem:

$$\frac{b}{d_0} = 0,25$$

$$\therefore$$

$$b_1 \cdot d_{04}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{8026,86 \cdot (0,33 + 1)}{(453)^2 \cdot (0,33 + 0,14)} \cdot 1 = \mathbf{63022,73\ mm^3}$$

$$\therefore$$

$$0{,}25 \cdot d_{04}^3 = 19758{,}15 \rightarrow d_{04} = \mathbf{63{,}17\ mm}$$

Com isso, foi possível definir o módulo aproximado da engrenagem utilizando a equação fundamental de engrenagens de dente reto:

$$m = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{48{,}48}{13} = \mathbf{1{,}62}$$

No entanto, como já supracitado, o módulo com maior disponibilidade dentre os fornecedores disponíveis é o módulo 2. Assim, foi necessário redefinir o diâmetro para então, definir a espessura da engrenagem:

$$d_{04} = m \cdot Z_{n_{pinhão}} = 2 \cdot 13 = \mathbf{26\ mm}$$

Por fim, para definir a espessura mínima da engrenagem, foi necessário calcular alguns parâmetros para aferir a viabilidade do projeto em relação a falha total da peça. Ou seja, verificar se a tensão de flexão ($\sigma_{fexão}$) é maior que a tensão admissível (σ_{adm}):

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_0} = \frac{2 \cdot 8026{,}86}{26} = \mathbf{205{,}82\ N}$$

$$q = \mathbf{9{,}9}\ (Fator\ de\ forma\ q): interpolado$$

$$\sigma_{adm} = 90\ MPa$$

$$\therefore$$

$$b_{mín} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{\sigma_{adm} \cdot m} = \frac{205{,}82 \cdot 9{,}9 \cdot 1}{90 \cdot 2} = \mathbf{11{,}32\ mm}$$

Assim, foram definidas as engrenagens do primeiro estágio de engrenamento da caixa de redução. As definições podem ser resumidas na Tabela 20:

Tabela 20 - Tabela resumo de engrenagens - 2° Estágio amplificadora.

Engrenagem	Zn	m	Espessura (mm)	∅ (mm)
Pinhão	13	2	12	26
Coroa	39	2	12	78

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE B

Memorial de cálculo: escolha dos rolamentos

Para definir os rolamentos a serem utilizados no caixa de transmissão projetada, fatores como cargas radiais, axiais, diâmetro dos eixos e precisão são cruciais para tal processo. Dessa forma, pelos resultados apresentados no apêndice a, foi possível definir a carga que cada rolamento sofreria no funcionamento pleno do protótipo. Mais especificamente nesse caso, foi considerado o eixo que impõe maior carga no rolamento, dessa forma, optando por um rolamento que suporte tal carga máxima do sistema, esse pode ser utilizado sem restrições nas demais mancalizações dos outros eixos. A definição do rolamento foi estabelecida da seguinte maneira:

Primeiramente foi necessário definir os seguintes parâmetros para encontrar a força equivalente (P) no rolamento:

- $n = 292\ rpm$ - Rotação no eixo de maior torque e carga imposta;
- $\emptyset_{interno} = 15\ mm$ – Diâmetro do anel interno do rolamento (diâmetro do eixo);
- $lh = 1000\ horas$ – Vida útil definida para operação do sistema;
- $FS = 1{,}6$ - Fator de segurança adotado para as cargas nos rolamentos assim como no apêndice a;
- $F_r = 1000\ N$ – Força radial no eixo de maior carga considerando o FS;
- $F_a = 0\ N$ – Força axial no eixo considerado.

Com esses parâmetros em mãos foi possível definir a força equivalente (P) da seguinte maneira, sendo que x e y são tabelados via fabricante, SKF, caso tanto forças axiais quanto radiais existam no eixo em questão:

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$\therefore$$

$$P = 0(Se\ F_a = 0; x = 1) \cdot 1000 + y \cdot F_a = 1000\ N$$

Foi possível também calcular fl e fn da seguinte maneira:

$$fl = \sqrt[3]{\frac{lh}{500}}$$

$$\therefore$$

$$fl = \sqrt[3]{\frac{1000}{500}} = 1{,}26$$

$$-$$

$$fn = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot n}}$$

$$\therefore$$

$$fn = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 292}} = 0{,}48$$

Dessa forma, foi possível calcular a carga dinâmica Cr no rolamento para que seja possível fazer a seleção do rolamento mais adequado no catálogo da SKF:

$$C_r = \frac{fl}{fn} \cdot P$$

$$\therefore$$

$$C_r = \frac{1{,}26}{0{,}48} \cdot 1000 = 2597{,}24\ N$$

Filtrando pelo catálogo da SKF na seção de rolamentos simples rígidos Y de uma carreira de esferas tampado, foi possível chegar na seguinte definição pela Figura 29.

Figura 29 - Recorte do Catálogo de Rolamentos da SKF

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designações	
			dinâmica	estática		Velocidade de referência	Veloci-dade-limite[1)]		Rolamento tapado em ambos os lados	um lado
d	D	B	C	C_0	P_u				–	
mm			kN		kN	r/min		kg		
12	32	10	7,02	3,1	0,132	55 000	29 000	0,037	E2.6201-2Z	–
cont.	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	26 000	0,039	* 6201-2Z	* 6201-Z
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	26 000	0,038	* 6201-2RSL	* 6201-RSL
	32	10	7,28	3,1	0,132	–	15 000	0,038	* 6201-2RSH	* 6201-RSH
	32	14	6,89	3,1	0,132	–	15 000	0,045	62201-2RS1	–
	37	12	9,95	4,15	0,176	49 000	25 000	0,06	E2.6301-2Z	–
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,063	* 6301-2Z	* 6301-Z
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,06	* 6301-2RSL	* 6301-RSL
	37	12	10,1	4,15	0,176	–	14 000	0,06	* 6301-2RSH	* 6301-RSH
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	30 000	0,0074	61802-2Z	–
	24	5	1,9	1,1	0,048	–	17 000	0,0074	61802-2RS1	–
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	61902-2Z	–
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	61902-2RZ	–
	28	7	4,36	2,24	0,095	–	16 000	0,016	61902-2RS1	–

Fonte: SKF (2015)

Sendo assim, considerando todas as especificações supracitadas, o rolamento que melhor atende as necessidades do projeto é o rolamento de código 61902-2RS1.

APÊNDICE C

Memorial de cálculo: dimensionamento das chavetas

Para o dimensionamento das chavetas, foram utilizados os dados de cargas obtidos no apêndice a. Isso pois, as chavetas devem suportar os esforços impostos pelo conjunto de engrenagens uma vez que têm justamente a função de acoplar dois elementos mecânicos, a engrenagem e o eixo. Para isso foi realizada uma rotina para definir, não somente qual seria a chaveta utilizada, em relação a norma DIN, como também quais seriam suas dimensões (Altura, largura, comprimento útil) e cotas dos rasgos no eixo e no cubo (engrenagem).

Foram utilizados os dois critérios para definir o comprimento útil, tanto de esmagamento quanto o de cisalhamento, com a finalidade de escolher o maior valor dentre os dois para garantir a integridade do equipamento. Os critérios utilizados foram:

- Cisalhamento:

$$L_{útil} = \frac{2 \cdot T}{\emptyset_{eixo} \cdot b \cdot Cis}$$

- Esmagamento:

$$L_{útil} = \frac{2 \cdot T}{\emptyset_{eixo} \cdot \sigma_e \cdot (h - t_1)}$$

onde os parâmetros utilizados são:

- T = torque no eixo;
- $\emptyset_{eixo}$= diâmetro do eixo;
- h = altura da chaveta;
- σ_e= tensão de esmagamento;
- t_1= profundidade do rasgo no eixo.

Para calcular o comprimento útil de cada chaveta, além das equações apresentadas anteriormente, foi utilizada uma tabela normatizada que apresenta os valores padronizados das dimensões das chavetas por intervalo de diâmetro do eixo:

Figura 30 - Tabela de Dimensionamento de Chavetas

∅ do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefilado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t_1	Tolerância Admissível	t_2	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,3	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	+0,2	4,3	+0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	+0,2	4,4	+0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0,6	0,4
75	85	22	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
85	95	25	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
95	110	28	16	10	+0,2	6,4	+0,2	0,6	0,4

Fonte: Norma DIN 6885/1

Por fim, com todos esses artifícios em mãos foi possível encontrar todos os valores para os parâmetros necessários tanto para a definição das chavetas a serem utilizadas e as dimensões dos rasgos nos eixos e nas engrenagens que são apresentadas na Tabela 21:

Tabela 21 - Dimensões das Chavetas

Eixo	Engrenagem	Lutil (mm)	t1 (mm)	t2 (mm)	b (mm)	h (mm)
Entrada	39	25	3	2,3	5	5
Central	13	25	3	2,3	5	5
Central	39	15	4	3,3	8	7
Saída	13	15	3	2,3	5	5

Fonte: Elaborado pelo autor

APÊNDICE D

Memorial de cálculo: dimensionamento dos eixos

Para realizar o dimensionamento dos eixos foi levado em consideração as cargas e torque proporcionados pelo sistema de transmissão (engrenagens). Ou seja, os dois estágios de amplificação foram segmentados em 3 partes, considerando que cada parte seria um eixo distinto e assim sendo possível definir cada aspecto do eixo. O principal critério adotado para esse dimensionamento foi o critério de Tresca que mostra o diâmetro mínimo que o eixo deve ter em uma determinada seção para cargas e concentradores de tensão específicos:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \cdot \sqrt[2]{\left(k_f \cdot M\right)^2 + (k_t \cdot T)^2}}$$

onde os parâmetros são:

- σ_{adm} = a tensão admissível do material do eixo;
- k_f = o fator de flexão;
- k_t = o fator de torção;
- M = o momento fletor máximo no eixo na seção específica;
- T = o torque máximo no eixo na seção específica.

Para o Eixo 1, eixo de entrada de potência a sequência de cálculos realizada seguiu se baseando na força de 617,45 N proporcionada pela carga radial na engrenagem nesse eixo e realizando a soma de momentos no polo (ponto de apoio) de um dos mancais da caixa:

$$M_{Sa1} = 0$$

$$\therefore$$

$$-F_{e1} \cdot (95 \cdot 10^{-3}) + a_2 \cdot (125 \cdot 10^{-3}) = 0$$

$$-617{,}45 \cdot 95 \cdot 10^{-3} + a_2 \cdot 125 \cdot 10^{-3} = 0$$

$$a_2 = 469{,}26\ N$$

-

$$a_1 - F_{e1} + a_2 = 0$$

$$\therefore$$

$$a_1 = 148{,}19\ N$$

Com as reações calculadas e consequentemente todas as cargas definidas, foi possível encontrar o torque e o momento fletor máximo no eixo:

$$M_{máx} = 469{,}26 \cdot 110 \cdot 10^{-3}(comprimento) = 51{,}62\ N.m$$

$$T_{máx} = T_{engrenagem} = \ 24{,}08\ N.m$$

Considerando os fatores de flexão e torção para esse eixo como: $k_f = 1{,}9$ e $k_t = 1{,}3$ advindos dos gráficos de comparação de diâmetros com curvas de concentradores de tensão, temos a definição do diâmetro mínimo via critério de Tresca:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \cdot \sqrt[2]{\left(k_f \cdot M\right)^2 + (k_t \cdot T)^2}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 150} \cdot \sqrt[2]{(1{,}9 \cdot 51{,}62 \cdot 10^3)^2 + (1{,}3 \cdot 24{,}08 \cdot 10^3)^2}} = \mathbf{16{,}61\ mm}$$

Para o Eixo 2, eixo de transmissão de potência (central) a sequência de cálculos realizada seguiu se baseando nas forças de 617,45 N e 205,82 N proporcionadas pela carga radial nas engrenagens nesse eixo e realizando a soma de momentos no polo (ponto de apoio) de um dos mancais da caixa:

$$M_{Sa1} = 0$$

$$\therefore$$

$$-F_{e2} \cdot (70 \cdot 10^{-3}) - F_{e3} \cdot (90 \cdot 10^{-3}) + a_2 \cdot (120 \cdot 10^{-3}) = 0$$

$$-205{,}82 \cdot (70 \cdot 10^{-3}) - 617{,}45 \cdot (90 \cdot 10^{-3}) + a_2 \cdot (120 \cdot 10^{-3}) = 0$$

$$a_2 = 583{,}15\ N$$

-

$$a_1 - F_{e2} - F_{e3} + a_2 = 0$$

$$\therefore$$

$$a_1 = 240{,}12\ N$$

Com as reações calculadas e consequentemente todas as cargas definidas, foi possível encontrar o torque e o momento fletor máximo no eixo:

$$M_{máx} = 583 \cdot 110 \cdot 10^{-3}(comprimento) = 61{,}04\ N.m$$

$$T_{máx} = T_{engrenagem} = \ 80{,}26\ N.m$$

Considerando os fatores de flexão e torção para esse eixo como: $k_f = 1{,}9$ e $k_t = 1{,}3$ advindos dos gráficos de comparação de diâmetros com curvas de concentradores de tensão, temos a definição do diâmetro mínimo via critério de Tresca:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \cdot \sqrt[2]{\left(k_f \cdot M\right)^2 + (k_t \cdot T)^2}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 150} \cdot \sqrt[2]{(1{,}9 \cdot 61{,}04 \cdot 10^3)^2 + (1{,}3 \cdot 80{,}26 \cdot 10^3)^2}} = \mathbf{23{,}07\ mm}$$

Para o Eixo 3, eixo de saída de potência a sequência de cálculos realizada seguiu se baseando na força de 205,82 N proporcionada pela carga radial na engrenagem nesse eixo e realizando a soma de momentos no polo (ponto de apoio) de um dos mancais da caixa:

$$M_{Sa1} = 0$$

$$\therefore$$

$$-F_{e4} \cdot (70 \cdot 10^{-3}) + a_2 \cdot (120 \cdot 10^{-3}) = 0$$

$$-205{,}82 \cdot 70 \cdot 10^{-3} + a_2 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 0$$

$$a_2 = 120{,}06\ N$$

-

$$a_1 - F_{e4} + a_2 = 0$$

$$\therefore$$

$$a_1 = 85{,}76\ N$$

Com as reações calculadas e consequentemente todas as cargas definidas, foi possível encontrar o torque e o momento fletor máximo no eixo:

$$M_{máx} = 120{,}06 \cdot 90 \cdot 10^{-3}(comprimento) = 9{,}09\ N.m$$

$$T_{máx} = T_{engrenagem} = \ 8{,}026\ N.m$$

Considerando os fatores de flexão e torção para esse eixo como: $k_f = 1{,}9$ e $k_t = 1{,}3$ advindos dos gráficos de comparação de diâmetros com curvas de concentradores de tensão, temos a definição do diâmetro mínimo via critério de Tresca:

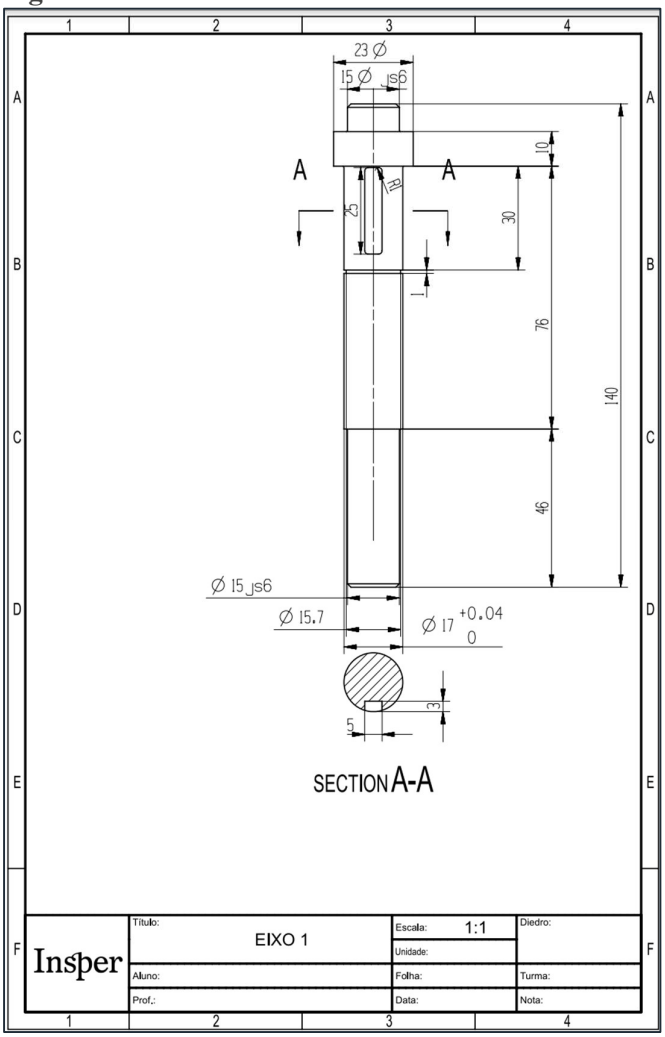
$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \cdot \sqrt[2]{\left(k_f \cdot M\right)^2 + (k_t \cdot T)^2}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 150} \cdot \sqrt[2]{(1{,}9 \cdot 9{,}09 \cdot 10^3)^2 + (1{,}3 \cdot 8{,}026 \cdot 10^3)^2}} = \mathbf{13{,}16\ mm}$$

APÊNDICE E

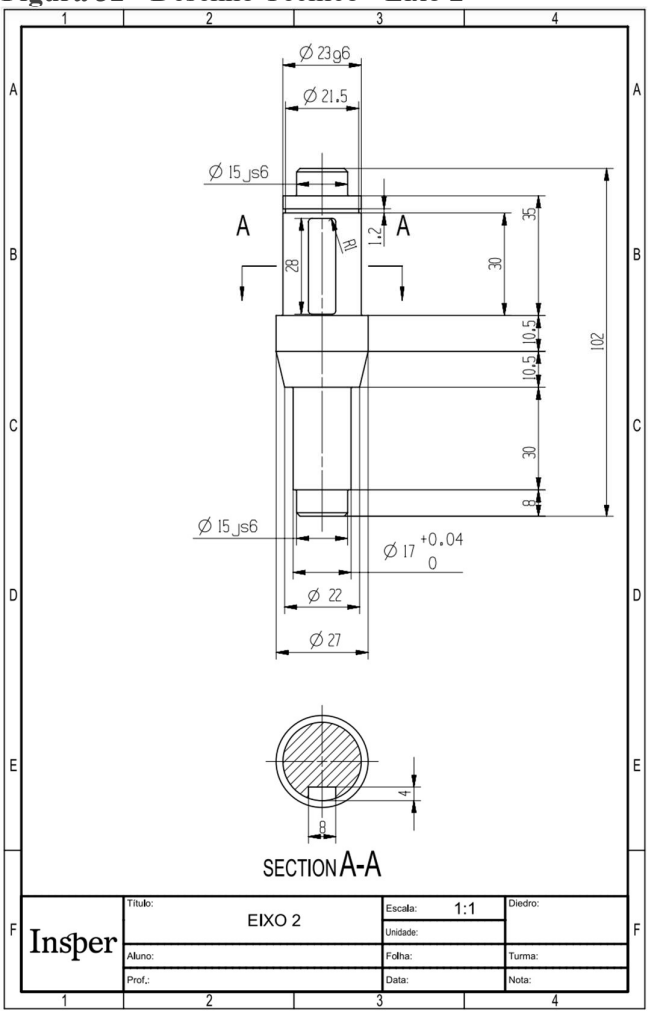
Desenhos técnicos mecânicos (DTM)

Figura 31 - Desenho Técnico - Eixo 1



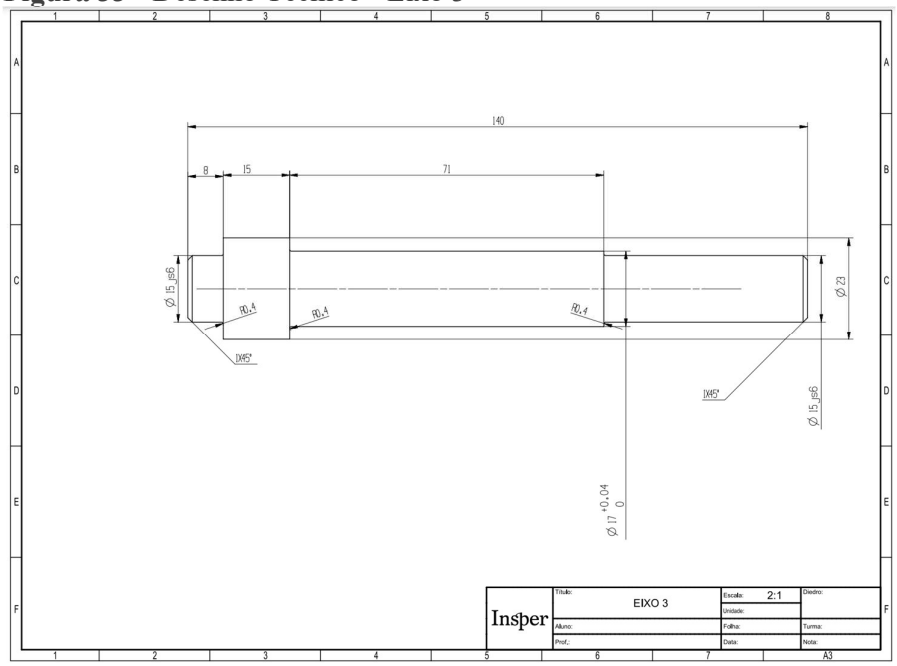
Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 32 - Desenho Técnico - Eixo 2



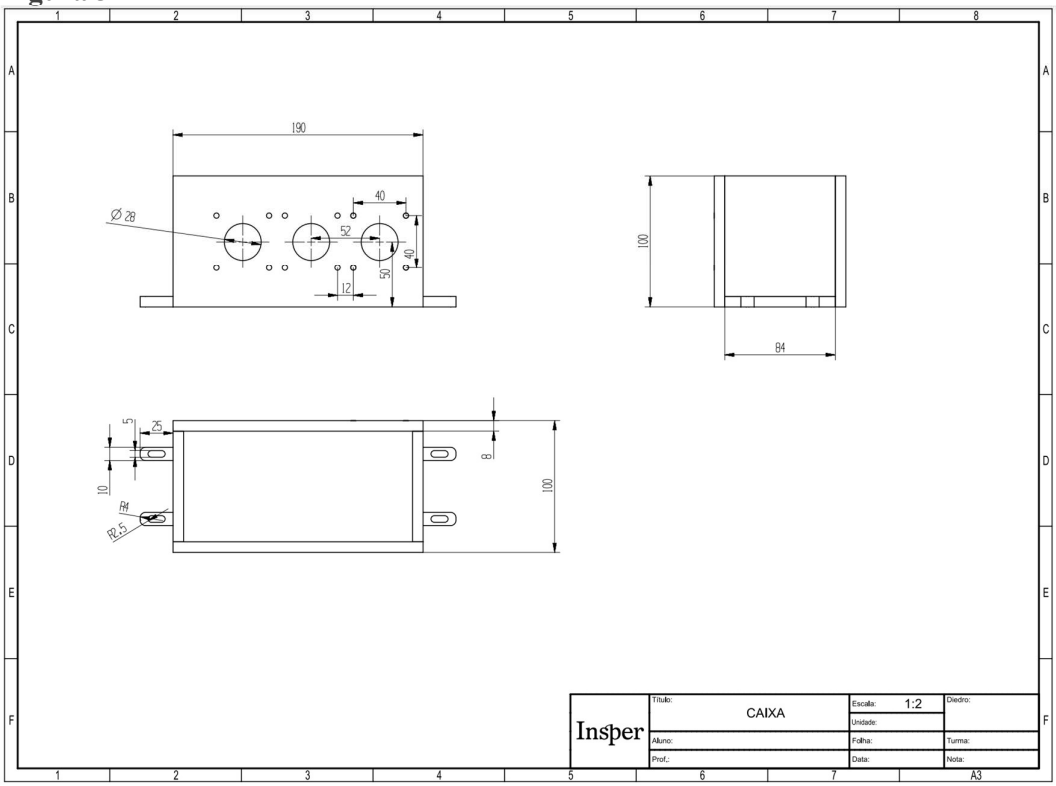
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 33 - Desenho Técnico - Eixo 3



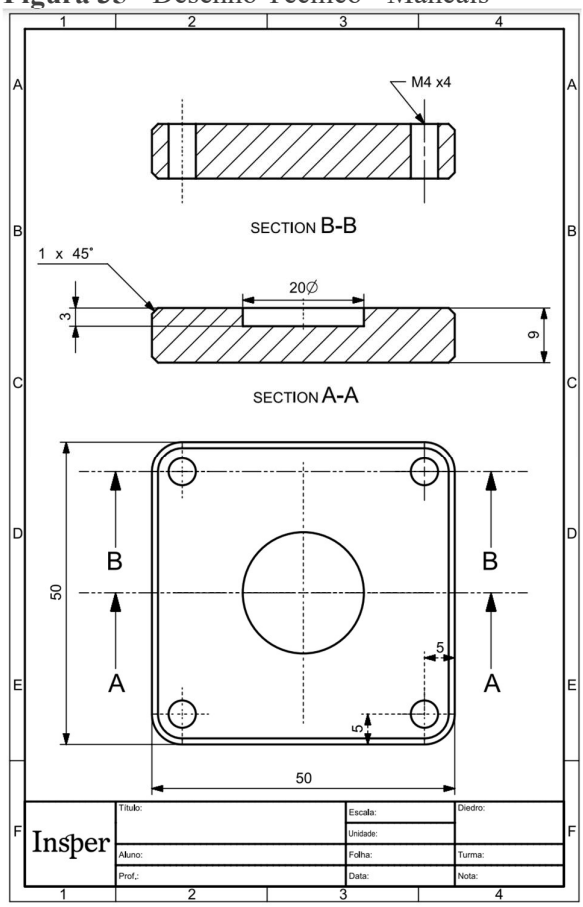
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 34 - Desenho Técnico - Caixa



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 35 - Desenho Técnico - Mancais



Fonte: Elaborado pelo Autor