



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



JOÃO VITOR BESSA PEIXOTO

**PROJETO DE UM GERADOR DE ENERGIA A PARTIR DE UM
MECANISMO DE TRANSLAÇÃO E ROTAÇÃO ACOPLADO À UM
MULTIPLICADOR DE VELOCIDADE**

**OURO PRETO - MG
2025**

JOÃO VITOR BESSA PEIXOTO
joao.peixoto@aluno.ufop.edu.br

**PROJETO DE UM GERADOR DE ENERGIA A PARTIR DE UM
MECANISMO DE TRANSLAÇÃO E ROTAÇÃO ACOPLADO À UM
MULTIPLICADOR DE VELOCIDADE**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Diogo Antônio de Sousa

OURO PRETO – MG
2025

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

P377p Peixoto, Joao Vitor Bessa.

Projeto de um gerador de energia a partir de um mecanismo de translação e rotação acoplado à um multiplicador de velocidade. [manuscrito] / Joao Vitor Bessa Peixoto. - 2025.

62 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Diogo Antônio Sousa.

Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Força (Mecânica). 2. Aparelhos e materiais elétricos - Dínamos. 3. Mecanismo de distribuição elétrica. 4. Projetos de engenharia - Dimensões. I. Sousa, Diogo Antônio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 624

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

João Vitor Bessa Peixoto

Projeto de um gerador de energia a partir de um mecanismo de translação e rotação acoplado à um multiplicador de velocidade

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 20 de fevereiro de 2025

Membros da banca

DSc. Diogo Antônio de Sousa - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)

DSc. Washington Luis Vieira da Silva (Universidade Federal de Ouro Preto)

MSc. Sávio Sade Tayer (Universidade Federal de Ouro Preto)

Diogo Antônio de Sousa, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 24/02/2025



Documento assinado eletronicamente por **Diogo Antonio de Sousa, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 26/02/2025, às 18:28, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site

http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?

[acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0](#), informando o código verificador **0867626** e o código CRC **9D7E904E**.

Dedico mais essa etapa vencida à Deus,
meus pais, Lis, Duda, toda minha família,
meus amigos e professores.

AGRADECIMENTO

Agradeço à Deus por sempre ter abençoado minha caminhada, principalmente nesta etapa.

Aos meus pais, Sanny e Zinho, por todo o apoio, amor e orações durante toda essa jornada e toda minha vida. Ao meu irmão Lis pela irmandade e amizade de sempre.

À minha namorada Duda, por estar ao meu lado durante quase toda essa etapa, pelo amor e carinho, o que tornou essa caminhada mais tranquila.

Ao meu orientador Diogo, pela orientação e suporte durante este trabalho e a todos os professores da Escola de Minas que contribuíram com o conhecimento transmitido à mim no período da graduação.

À todas as amizades construídas em Ouro Preto, de modo especial ao grupo Bravo que sempre esteve unido nas dificuldades que a Engenharia Mecânica nos trouxe.

Por fim, agradeço à todos que de alguma forma contribuíram para mais essa conquista

RESUMO

A busca por novas fontes de geração de energia de forma sustentável se torna cada vez mais essencial, devido à grande demanda energética e, principalmente, à situação ambiental atual. Diante os problemas ambientais causados pelas fontes não renováveis de energia, há uma demanda crescente por alternativas inovadoras de geração de energia, logo, o presente trabalho busca elaborar o projeto de um gerador de energia a partir de um mecanismo capaz de converter a energia cinética do fluxo de veículos rodoviários, em energia elétrica, sendo assim uma fonte de energia limpa. Foi estabelecida uma metodologia estruturada para a modelagem e análise do mecanismo, utilizando ferramentas computacionais e cálculos analíticos. O dispositivo foi modelado no *software SolidWorks* utilizando parâmetros de entrada baseados em norma brasileira e, posteriormente, seus componentes foram dimensionados a partir de cálculos analíticos de elementos de máquina abordados na literatura. Após o dimensionamento de todos os componentes do mecanismo, foi realizada uma estimativa da capacidade de geração do dispositivo por cálculos teóricos, baseados nas dimensões dos componentes dimensionados e nos parâmetros definidos por norma, além disso, foram apresentadas variações no fluxo e na velocidade dos veículos que passam sobre o mecanismo, para obter dados mais concretos em relação à essa capacidade. Os resultados sugerem que o dimensionamento dos componentes foi desenvolvido a partir da velocidade máxima de 30 km/h e massa de 1985 kg para os veículos que passam sobre a lombada que possui altura de 100 mm. Foi considerado um fluxo com um intervalo de 3 segundos entre cada veículo que passa sobre a lombada, garantindo que o volante de inércia seja capaz de armazenar a energia necessária para manter o mecanismo em rotação e gerando uma potência máxima de 5,2 kW, que é limitada por ser a potência nominal do gerador selecionado, assim, o mecanismo é capaz de gerar energia desde que os parâmetros de projeto sejam atendidos.

Palavras-chave: Energia. Geração. Mecanismo. Projeto. Dimensionamento.

ABSTRACT

The search for new sources of energy generation in a sustainable way is becoming increasingly essential due to the high energy demand and, most importantly, the current environmental situation. Given the environmental problems caused by non-renewable energy sources, there is a growing demand for innovative energy generation alternatives. Therefore, this study aims to develop a project for an energy generator based on a mechanism capable of converting the kinetic energy from road vehicle traffic into electrical energy, thus serving as a clean energy source. A structured methodology was established for the modeling and analysis of the mechanism, using computational tools and analytical calculations. The device was modeled in SolidWorks software, using input parameters based on Brazilian standards. Subsequently, its components were sized using analytical calculations of machine elements found in the literature. After designing all the components of the mechanism, an estimate of the device's energy generation capacity was made through theoretical calculations, based on the dimensions of the designed components and the parameters defined by standards. Additionally, variations in the traffic flow and speed of vehicles passing over the mechanism were considered to obtain more concrete data regarding this capacity. The results suggest that the component design was developed based on a maximum speed of 30 km/h and a vehicle mass of 1985 kg for those passing over the speed bump, which has a height of 100 mm. A traffic flow interval of 3 seconds between each vehicle passing over the speed bump was considered, ensuring that the flywheel can store the necessary energy to keep the mechanism in rotation. The system generates a maximum power output of 5.2 kW, which is limited by the nominal power of the selected generator. Therefore, the mechanism is capable of generating energy as long as the design parameters are met.

Key-words: Energy. Generation. Mechanism. Project. Sizing.

LISTA DE SÍMBOLOS

α -	Ângulo de pressão.
b -	Largura de dente.
B_s -	Densidade do campo magnético.
d -	Diâmetro.
d_p -	Diâmetro primitivo.
D -	Distância.
D_m -	Diâmetro da mola.
e_r -	Força eletromotriz.
E -	Módulo de elasticidade.
E_c -	Energia cinética.
F -	Força.
G -	Módulo de cisalhamento.
h -	Duração do par de engrenagens.
HB -	Dureza Brinell.
i -	Relação de transmissão.
i_r -	Corrente elétrica.
I -	Momento de inércia.
k -	Rigidez.
k_a -	Fator de modificação de condição de superfície (adimensional);
k_b -	Fator de modificação de tamanho (adimensional);
k_c -	Fator de modificação de carga (adimensional);
k_d -	Fator de modificação de temperatura (adimensional);
k_e -	Fator de modificação de confiabilidade (adimensional);
k_f -	Fator de modificação por efeitos variados
K_f -	Coefficiente segurança de fadiga.

L -	Comprimento do rotor.
m -	Módulo de engrenamento.
m_v -	Massa do volante
M -	Momento.
N_r -	Número de espiras da bobina.
N -	Número de espiras.
N_f -	Coefficiente de segurança.
p -	Passo.
p_{adm} -	Pressão admissível.
P -	Potência.
P_{el} -	Potência elétrica.
P_{mec} -	Potência mecânica.
$P_{nominal}$ -	Potência nominal.
q -	Fator de forma.
r -	Raio.
S_e -	Limite de resistência à fadiga.
S'_e -	Limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa.
S_{ut} -	Limite de resistência à tração.
S_y -	Resistência ao escoamento.
t -	Tempo.
T -	Torque.
T_{em} -	Torque atuante na máquina.
T_m -	Torque médio.
$T_{nominal}$ -	Torque nominal.
v -	Velocidade linear.
v_{cp} -	Velocidade no círculo primitivo.

W -	Fator de durabilidade.
W_a -	Energia armazenada.
W_{in} -	Energia que entra.
W_{out} -	Energia que sai.
W_{per} -	Energia perdida.
x -	Deflexão de mola.
Z -	Número de dentes.
$\sigma_{material}$ -	Tensão admissível do material.
$\sigma_{máx}$ -	Tensão máxima atuante na base do dente.
φ -	Fator de serviço.
ω -	Velocidade angular.
ω_m -	Velocidade de rotação da máquina.
$\omega_{nominal}$ -	Velocidade de rotação nominal.
ν -	Coefficiente de Poisson.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Etapas da metodologia de projeto	6
Figura 2: Gerador CC no primeiro estágio	8
Figura 3: Princípio de conservação de energia.....	9
Figura 4: Cremalheira e Engrenagem cilíndrica de dentes retos	11
Figura 5: Disposição de um eixo em um redutor vertical de velocidade	12
Figura 6: Parâmetros para o fator de modificação de condição de superfície.....	14
Figura 7: Efeito da temperatura na resistência a tração do aço	15
Figura 8: Fatores de confiabilidade	15
Figura 9: Mancal rotativo de deslizamento	16
Figura 10: Mancal de esferas.....	17
Figura 11: Molas helicoidais de compressão.....	18
Figura 12: Equações para características dimensionais das molas de compressão	19
Figura 13: Engrenagens variadas.....	20
Figura 14: Terminologia para engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	21
Figura 15: Volante em um eixo de transmissão	24
Figura 16: Fluxograma do trabalho	28
Figura 17: Esboço do projeto	32
Figura 18: Montagem final do mecanismo.....	33
Figura 19: Montagem final do mecanismo – Vista lateral	34
Figura 20: Montagem final do mecanismo – Vista frontal.....	34
Figura 21: Componentes detalhados – Eixo 1	36
Figura 22: Componentes detalhados – Eixo 2.....	36
Figura 23: Cálculo da velocidade linear da cremalheira	37
Figura 24: Cálculo da rotação e torque (1° eixo) e potência do sistema	38
Figura 25: Ficha técnica gerador Toyama	38

Figura 26: Cálculo do torque nominal do gerador.....	38
Figura 27: Dimensionamento do pinhão catraca (Eixo traseiro).....	39
Figura 28: Dimensionamento do pinhão catraca (Eixo dianteiro).....	40
Figura 29: Dimensões calculadas do pinhão catraca e cremalheira	41
Figura 30: Dimensionamento das engrenagens (Eixo traseiro).....	42
Figura 31: Dimensionamento das engrenagens (Eixo dianteiro).....	43
Figura 32: Dimensões das engrenagens	44
Figura 33: Verificação da viabilidade pelo torque	44
Figura 34: Dimensionamento das molas	46
Figura 35: Dimensionamento do volante de inércia.....	47
Figura 36: Representação eixo 1 e seus componentes.....	47
Figura 37: Representação eixo 2 e seus componentes.....	48
Figura 38: Plano XY - Eixo 1	49
Figura 39: Plano XZ - Eixo 1	49
Figura 40: Forças eixo 1	49
Figura 41: Diagrama momento fletor plano XY - Eixo 1.....	50
Figura 42: Diagrama momento fletor plano XZ - Eixo 1	50
Figura 43: Dimensionamento eixo 1	51
Figura 44: Plano XY - Eixo 2.....	52
Figura 45: Plano XZ - Eixo 2	52
Figura 46: Forças eixo 2	52
Figura 47: Forças Polia.....	53
Figura 48: Diagrama momento fletor plano XY - Eixo 2.....	53
Figura 49: Diagrama momento fletor plano XZ - Eixo 2	53
Figura 50: Dimensionamento eixo 2	54
Figura 51: Gráfico Potência x Velocidade dos veículos.....	55

Figura 52: Gráfico Potência x Intervalo de passagem dos veículos 56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Variáveis e Indicadores	30
---	----

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Conservação de energia	8
Equação 2: Potência elétrica.....	9
Equação 3: Potência mecânica	9
Equação 4: Igualdade de potências.....	9
Equação 5: Potência nominal	10
Equação 6: Velocidade linear	11
Equação 7: Torque.....	11
Equação 8: Diâmetro de eixo.....	13
Equação 9: Limite de resistência à fadiga	13
Equação 10: Fator de condição de superfície	14
Equação 11: Fator de tamanho	14
Equação 12: Fator de carga	14
Equação 13: Fator de temperatura	15
Equação 14: Limite de endurance	16
Equação 15: Rigidez.....	18
Equação 16: Dimensionamento de molas helicoidais	19
Equação 17: Relação módulo de elasticidade e módulo de cisalhamento.....	19
Equação 18: Módulo de engrenamento	21
Equação 19: Passo	21
Equação 20: Velocidade no círculo primitivo	22
Equação 21: Relação de transmissão.....	22
Equação 22: Potência transmitida.....	22
Equação 23: Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	23
Equação 24: Pressão admissível.....	23
Equação 25: Fator de durabilidade	23

Equação 26: Força tangencial.....	23
Equação 27: Tensão de flexão no pé do dente.....	23
Equação 28: Energia cinética armazenada	24
Equação 29: Energia cinética média armazenada.....	25
Equação 30: Momento de inércia	25
Equação 31: Momento de inércia de cilindros ocios	25
Equação 32: Potência gerada.....	25
Equação 33: Velocidade de descida da cremalheira.....	37
Equação 34: Força radial	50

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Geral	3
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Metodologia de Projeto	5
2.2	Geradores Elétricos e Conversão de Energia	6
2.3	Componentes Mecânicos do Mecanismo	10
2.3.1	Cremalheira e Pinhão.....	10
2.3.2	Eixo.....	12
2.3.3	Mancal	16
2.3.4	Mola.....	18
2.3.5	Engrenagens.....	20
2.3.6	Volante de Inércia.....	23
3	METODOLOGIA.....	26
3.1	Tipo de Pesquisa.....	26
3.2	Materiais e Métodos	27
3.3	Variáveis e Indicadores	29
3.4	Instrumento de Coleta de Dados.....	30
3.5	Tabulação dos Dados.....	30
3.6	Considerações Finais do Capítulo	30
4	RESULTADOS	32
4.1	Projeto do Mecanismo	32
4.1.1	Proposta	32
4.1.2	Descrição Geral do Projeto.....	33
4.1.3	Dimensionamento do Projeto	37
4.1.3.1	Cálculos Iniciais e Seleção de Gerador	37
4.1.3.2	Dimensionamento Pinhão Catraca	39

4.1.3.3	Dimensionamento Engrenagens	41
4.1.3.4	Dimensionamento das Molas	45
4.1.3.5	Dimensionamento do Volante de Inércia	46
4.1.3.6	Dimensionamento dos Eixos	47
4.2	Geração de Energia.....	54
4.3	Discussões	56
5	CONCLUSÃO.....	58
5.1	Conclusão	58
5.2	Recomendações	59
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	60

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

A matriz energética mundial é composta por fontes não renováveis como carvão, petróleo e gás natural, totalizando 85% da matriz, logo, as fontes renováveis representam 15%, já no Brasil, é utilizado mais fontes renováveis que no restante do mundo, sendo 47,4% da matriz energética do país formada por elas (EPE, 2023).

Visto que, a geração sustentável apresenta um valor menor, principalmente no contexto mundial, como apresentado por Epe (2023), fica evidente que a busca por novas formas de geração de energia limpa se torna um assunto relevante a ser pesquisado e desenvolvido.

Baseado no contexto energético, Halliday e Resnick (2022) abordam que a energia é uma grandeza escalar que está associada a um sistema, e essa energia pode ser transferida de um corpo para outro, porém sempre permanecerá constante, seguindo a lei de conservação da energia. Nesse sentido, a energia cinética está ligada ao movimento de algum corpo, quanto maior sua velocidade, maior a energia cinética (HALLIDAY E RESNICK, 2022).

A partir desses conceitos, Dara *et al.* (2020) sugere que uma alternativa para geração de energia de forma renovável seja aproveitando a energia cinética que veículos possuem ao se movimentar, convertendo-a em energia elétrica, utilizando um mecanismo de transformação de movimento linear em rotacional para um alternador.

Pelo conceito de transformação do movimento linear em rotacional, Rao *et al.* (2014) desenvolveu um dispositivo acoplado sob um redutor de velocidade, composto por uma cremalheira e uma catraca que convertem o movimento linear em rotativo, e posteriormente uma correia transfere a rotação para um dínamo, que converte a energia mecânica em elétrica. Nesse contexto, o autor ainda representa que o mecanismo é acionado sempre que um veículo passa sobre ele, pelo movimento vertical da cremalheira, e o retorno ocorre por molas, deste modo, a capacidade de geração de energia é proporcional à densidade do tráfego.

Para que a geração de energia continue no intervalo de um veículo para outro, uma solução seria a utilização de um volante de inércia que, segundo Amiryar e Pullen (2017), é um dispositivo que armazena energia mecânica na forma cinética rotacional a partir do princípio de uma massa rotativa e, posteriormente, essa energia mecânica pode ser convertida em energia elétrica.

Logo, a forma como a energia mecânica é convertida em elétrica é abordada por Chapman (2013), o qual propõe que os alternadores são máquinas que, a partir de um campo magnético produzido no rotor, converte uma potência mecânica em potência elétrica em corrente alternada. Portanto, para que seja realizada a conversão da energia mecânica gerada pelo sistema em energia elétrica, um alternador pode ser utilizado na saída do mecanismo.

Portanto, dentro do contexto apresentado, é levantada a seguinte problemática:

Como projetar um mecanismo de translação e rotação, acoplado à um multiplicador de velocidade, para converter energia cinética em energia elétrica de forma eficiente?

1.2 Justificativa

A iniciativa no desenvolvimento de formas renováveis de geração de energia se torna cada vez mais indispensável, pelo fato das fontes não renováveis de energia apresentarem grandes impactos ao meio ambiente, como a emissão de gases do efeito estufa e até riscos de desastres ambientais, como o vazamento de petróleo. Ademais, muitos combustíveis utilizados na geração de energia são finitos, ou seja, podem se esgotar.

Além dos problemas ambientais causados pelas fontes não renováveis e da limitação dos combustíveis, como a geração renovável é minoria tanto na matriz energética nacional, quanto na mundial, a busca por novos métodos se torna substancial (EPE, 2023). Portanto, este trabalho busca desenvolver uma forma alternativa de geração de energia aproveitando o fluxo de veículos e sua energia cinética que seria perdida.

Dara *et al.* (2020) conseguiu obter resultados satisfatórios com o desenvolvimento de um protótipo de gerador que converte energia mecânica em elétrica. O autor definiu uma carga, uma velocidade e uma altura específica do redutor de velocidade, obteve certa potência mecânica em um intervalo de tempo e, a partir das medições realizadas após o envio da energia para o alternador, foi feito o cálculo da potência elétrica e da eficiência de conversão.

No trabalho de Fawade (2015), um dispositivo com elementos de máquinas capaz de captar a energia cinética não aproveitada pelo fluxo de veículos, foi modelado em *software*. Com base em um peso definido dos automóveis que passam sobre o mecanismo durante um prazo estabelecido e com as dimensões de projeto do protótipo, o autor realizou o cálculo da potência mecânica gerada no período.

Rao *et al.* (2014) produziu um modelo real de um equipamento montado sob um redutor de velocidade que, para a geração de elétrica na saída do sistema, contém um volante de inércia ligado à um dínamo. Como consequência de cálculos exercidos utilizando as medidas do modelo real e por meio de testes experimentais, valores de potência foram alcançados e comparados pelo autor.

Diante os estudos realizados por Rao *et al.* (2014), Fawade (2015) e Dara *et al.* (2020), vale ressaltar que resultados consideráveis já foram alcançados com a aplicação de cálculos teóricos e pela prática de testes experimentais. Pelo fato de existirem estudos que obtiveram resultados interessantes, como dos autores citados, fica evidente que é possível desenvolver novas ideias de geração de energia de forma renovável, contribuindo para o aumento de fontes renováveis na matriz energética. Portanto, dentro desse contexto, a motivação para a realização deste trabalho pode ser justificada.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Projetar um gerador de energia a partir de um dispositivo mecânico que converte a energia cinética dos veículos em movimento nas vias rodoviárias, em energia elétrica.

1.3.2 Específicos

- Realizar uma revisão bibliográfica sobre: metodologias de projeto, componentes mecânicos utilizados no mecanismo, conversão de energia mecânica em energia elétrica, geradores de energia;
- Elaborar uma metodologia para a execução do projeto do dispositivo;
- Executar o modelamento em *software* e realizar o dimensionamento dos componentes do mecanismo;
- Realizar cálculos para estimar a capacidade de geração de energia do dispositivo.

1.4 Estrutura do Trabalho

O trabalho está dividido em cinco capítulos, onde no primeiro capítulo é apresentado a formulação do problema, a justificativa para a realização do trabalho e seus objetivos geral e específicos.

O segundo capítulo consiste em uma fundamentação teórica relacionada ao tema, a qual aborda todos os conceitos necessários para o entendimento do trabalho.

No capítulo três a metodologia utilizada na realização do trabalho é destrinchada e todos os meios utilizados para a realização do dimensionamento e estimativa dos resultados são apresentados.

O quarto capítulo apresenta o modelo do mecanismo desenvolvido em *software* e todos os cálculos realizados em seu dimensionamento, além de variações de parâmetros para estimativas de geração de energia.

Já o quinto capítulo aborda a conclusão do trabalho, onde é descrito o cumprimento dos objetivos definidos no capítulo um.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Metodologia de Projeto

Segundo Norton (2011), o projeto de engenharia é um método que, com soluções simples ou complexas, busca estabelecer um dispositivo, processo ou sistema de forma detalhada o suficiente para que os mesmos possam ser produzidos e engloba uma ampla variedade de atividades, seja a projeção de um carro, ou a invenção de um novo produto no mercado.

Para Juvinall e Marshek (2008), a engenharia tem como objetivo alcançar soluções para problemas utilizando os conhecimentos científicos aliados à dados experimentais, nesse sentido, quanto maior o conhecimento, mais capazes de solucionar os problemas serão os engenheiros. Um dos seus principais fragmentos é o projeto de engenharia, o qual necessita da melhor compreensão desses conceitos para que seja realizado da melhor forma possível, mesmo sendo um projeto simples (JUVINALL E MARSHEK, 2008).

Collins *et al.* (2019) aborda que o projeto mecânico procura criar e aperfeiçoar um equipamento ou sistema buscando sempre um resultado ótimo, a fim de atender uma necessidade, no entanto, por limitações de conhecimento, materiais e/ou exigências propostas previamente, raramente se obtém o resultado ótimo. Além disso, o autor cita a presença de iterações na metodologia de um projeto, no sentido de que o projetista realize o trabalho gradualmente, minimizando os erros e garantindo confiabilidade.

A realização de iterações no projeto de máquinas como mencionado anteriormente é tratado similarmente por Norton (2013), o qual disserta que antes de dimensionar os componentes da máquina a ser projetada, a sua cinemática já deve ser determinada e, a partir dessa determinação, o processo de iteração é iniciado, assim os erros serão mitigados. Diante as ideias apresentadas, uma metodologia de projeto pode ser desenvolvida por meio de etapas assim como mostrado na figura 1 e as iterações devem ocorrer durante todo andamento, podendo ocasionar o retorno de uma etapa a outra anterior.

1	Identificação da necessidade
2	Pesquisa de suporte
3	Definição dos objetivos
4	Especificações de tarefas
5	Síntese
6	Análise
7	Seleção
8	Projeto detalhado
9	Protótipo e teste
10	Produção

Figura 1: Etapas da metodologia de projeto
Fonte: Norton, 2013

Conforme representado na figura 1, a metodologia é dividida em 10 etapas onde inicialmente, a partir da identificação de uma necessidade, é feita uma pesquisa suporte para compreendê-la e, conseqüentemente, um objetivo mais claro pode ser estabelecido. A quarta etapa exige uma especificação de tarefas que suprime o alcance do problema e, posteriormente, é realizada a etapa da síntese, onde várias alternativas de projeto são elaboradas e analisadas na etapa seguinte. Após a análise, a melhor solução é selecionada para a realização do projeto detalhado e, em seguida da construção do protótipo e execução dos testes, o produto final é produzido (NORTON, 2013).

2.2 Geradores Elétricos e Conversão de Energia

Segundo Petruzella (2013), os motores elétricos são máquinas que utilizam o magnetismo e correntes elétricas para converter energia elétrica em energia mecânica e são divididos em duas categorias: Corrente Contínua (CC) e Corrente Alternada (CA). Apesar das partes básicas do motor serem similares, o autor expõe que existem variações em ambas as categorias o que os possibilita trabalhar com diferentes fontes de alimentação.

Chapman (2013) aborda que uma máquina elétrica é um dispositivo capaz de converter tanto a energia elétrica em mecânica como o inverso e, quando este transforma a energia mecânica em elétrica, é titulado como gerador. O autor ainda trata que, pelo fato da energia elétrica ser uma fonte limpa, eficiente e de fácil controle, a utilização dessas máquinas se torna benéfica e comum.

Os geradores CA, ou alternadores, dispõem de um rotor bobinado o qual é movimentado no interior de um campo magnético ou o inverso, e uma tensão induzida é coletada em sua parte fixa, o estator. O gerador ainda consta com anéis e escovas fixos ao eixo do rotor para que haja contato com o meio externo, e a corrente gerada é alternada (CARVALHO, 2014).

Umans (2014) cita que os alternadores são classificados em duas categorias: síncronos e de indução. Nos geradores síncronos, a partir de uma potência mecânica ligada ao eixo do rotor, este rotaciona a uma velocidade constante, o que gera uma tensão elétrica com uma frequência sincronizada à velocidade do rotor. Já nos geradores de indução nos enrolamentos do rotor, que são curtos-circuitados e não alimentados por uma fonte externa, as correntes são induzidas quando o mesmo passa sincronicamente pela onda de fluxo da armadura, diante disso, os geradores de indução só produzem torque quando a velocidade do rotor difere da velocidade síncrona (UMANS, 2014).

Para Cavalcanti (2015), os geradores CC possuem múltiplos condutores de cobre ligados sobre um cilindro de aço que gira entre os polos de ímãs permanentes e essa parte girante contém o nome de armadura. O autor aborda que, assim como os alternadores, os geradores CC são compostos por duas partes, o estator e o rotor, sendo o estator responsável por gerar o campo magnético onde os condutores da armadura rotacionam, e o rotor é formado por um eixo central de aço laminado que dispõe de rasgos os quais são preenchidos pelos condutores.

Umans (2014) aborda que a tensão gerada nas bobinas da armadura é de corrente alternada e assim um comutador rotativo e escovas fixas são conectados aos condutores para convertê-la em corrente contínua. Diante disso, Carvalho (2014) aponta que a partir de um campo magnético em conjunto com o movimento rotativo das bobinas, ocorre uma indução eletromagnética e, em consequência uma tensão é gerada e levada ao meio externo pelo comutador e escovas. A figura 2 mostra a estrutura de um gerador CC com seus componentes, no primeiro estágio.

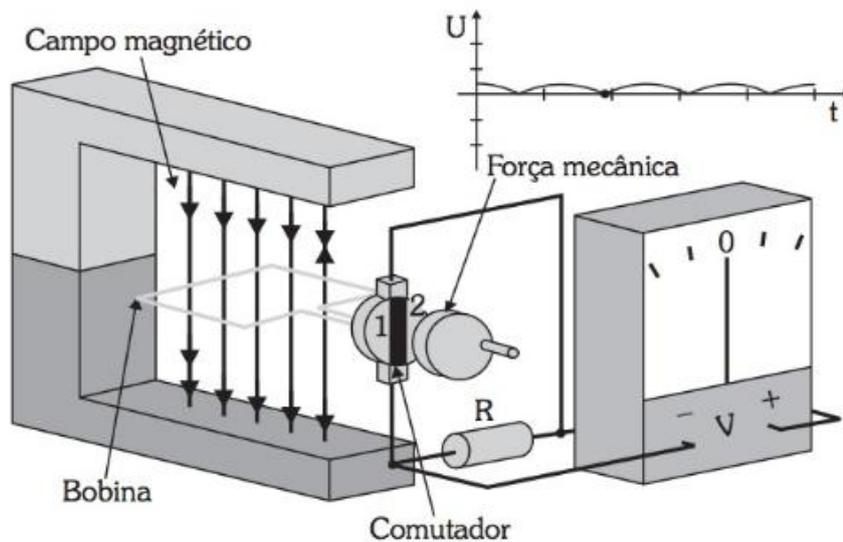


Figura 2: Gerador CC no primeiro estágio
Fonte: Carvalho, 2014

Observa-se na figura 2 que a partir da aplicação de uma força mecânica na manivela, a bobina se rotaciona sendo cortada pelo campo magnético, gerando uma tensão nos seus terminais. No primeiro estágio a tensão mostrada no voltímetro é zero, à medida que a bobina assume uma posição mais paralela em relação ao campo, nos estágios seguintes, a tensão aumenta e os estágios vão se repetindo sucessivamente (CARVALHO, 2014).

A partir do conhecimento dos componentes e do princípio de funcionamento de um gerador elétrico, algumas considerações devem ser evidenciadas. Chapman (2013) aponta que todos os geradores são acionados por meio de potência mecânica realizada por uma máquina motriz e a velocidade da máquina afeta sua tensão de saída. Pelo fato das características de velocidade das máquinas de acionamento variarem amplamente, é usual comparar as propriedades de saída de vários geradores atribuindo-se velocidade constante nas máquinas motrizes.

Segundo Camargo (2022), pelo princípio de conservação de energia, toda energia que entra em um sistema deve ser igual à energia que sai adicionando-se as perdas e o que foi armazenado, como representado na equação 1 e na figura 3.

$$W_{in} = W_{out} + W_{per} + W_{arm} \quad (1)$$

Onde:

W_{in} – Energia que entra;

W_{out} – Energia que sai;

W_{per} – Energia perdida;

W_{arm} – Energia armazenada.

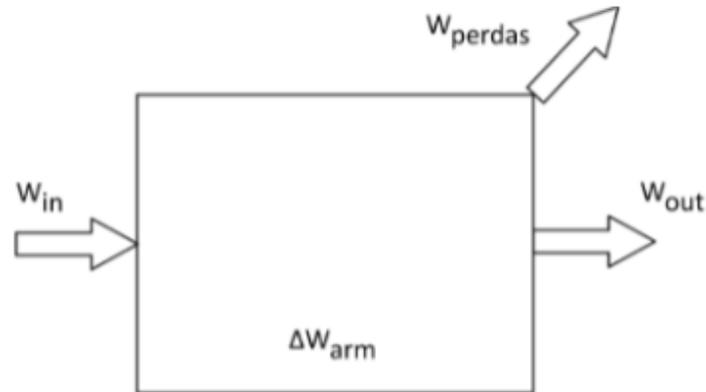


Figura 3: Princípio de conservação de energia
Fonte: Camargo, 2022

É explícito na figura 3 que nem toda energia que entra será aproveitada na saída, isso se dá pelo fato de existirem perdas no sistema mecânico e elétrico, além de perdas no campo de acoplamento, que são representadas nos dois primeiros casos.

De acordo com Mohan (2015), em um sistema ideal sem perdas, toda potência elétrica de entrada em um motor é convertida em potência mecânica na saída. As equações 2 e 3 demonstram como é definida a potência elétrica e potência mecânica em máquinas elétricas e a equação 4 expressa o princípio de conservação de energia.

$$P_{el} = e_r i_r = (2N_r B_s L r \omega_m) i_r \quad (2)$$

$$P_{mec} = T_{em} \omega_m = (2B_s N_r i_r L r) \omega_m \quad (3)$$

$$P_{el} = P_{mec} \quad (4)$$

Onde:

P_{el} – Potência elétrica (W);

P_{mec} – Potência mecânica (W);

e_r – Força eletromotriz induzida (V);

i_r – Corrente elétrica (A);

N_r – Número de espiras da bobina (Adimensional);

B_s – Densidade do campo magnético (T);

L – Comprimento do rotor (m);

r – Raio dos condutores localizados nas ranhuras do estator e do rotor (m);

ω_m – Velocidade de rotação da máquina (rad/s);

T_{em} – Torque atuante na máquina (Nm).

As equações 2, 3 e 4 são válidas em sistemas não ideais, quando existem perdas, desde que sejam incluídas nas equações as perdas no sistema elétrico e no sistema mecânico.

Mohan (2015) retrata que a potência nominal das máquinas elétricas dita os limites de torque e velocidade de operação das mesmas e, é comumente que sejam delimitados para operar em um ciclo contínuo de trabalho. As especificações das máquinas habitualmente estabelecem o ciclo de trabalho contínuo, e a potência nominal, que é exposta nelas, é definida conforme a equação 5.

$$P_{nominal} = \omega_{nominal} T_{nominal} \quad (5)$$

Onde:

$P_{nominal}$ – Potência de plena carga ou nominal (W);

$\omega_{nominal}$ – Velocidade de plena carga ou nominal (rad/s);

$T_{nominal}$ – Torque de plena carga ou nominal (Nm).

2.3 Componentes Mecânicos do Mecanismo

2.3.1 Cremalheira e Pinhão

Collins *et al.* (2019) abordam que a conversão de movimento linear em rotativo pode ser realizada por uma forma especial de engrenamento, que é o caso do pinhão-cremalheira. A figura 4 representa a disposição de uma cremalheira reta engrenada à uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.

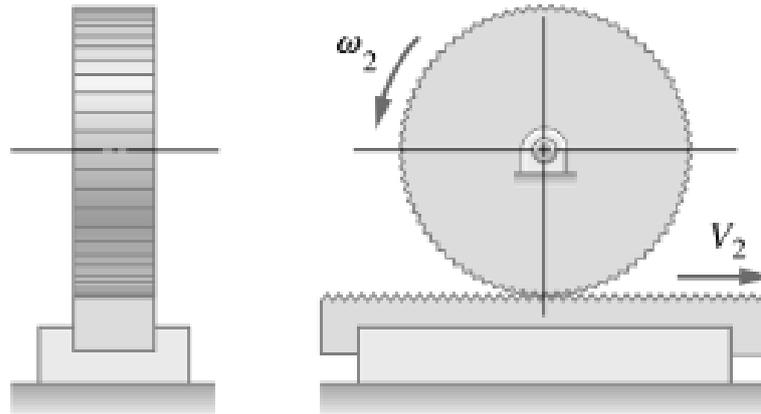


Figura 4: Cremalheira e Engrenagem cilíndrica de dentes retos
Fonte: Collins *et al.*, 2019

Observa-se na figura 4 que a cremalheira reta pode ser considerada como uma engrenagem com o diâmetro infinito e, a partir do seu movimento linear, o engrenamento nessa montagem permite que o seu deslocamento linear seja convertido em rotação no pinhão.

Halliday e Resnick (2022) abordam que a velocidade linear e a angular estão relacionadas quando um corpo rígido gira em torno de um eixo e, à medida que um vetor de velocidade linear constante se distancia do eixo de rotação, a velocidade angular diminui proporcionalmente à essa distância. Essa relação é descrita pela equação 6.

$$v = \omega r \quad (6)$$

Onde:

v – Velocidade linear (m/s);

ω – Velocidade angular (rad/s);

r – Raio do eixo de rotação (m).

Além disso, segundo Halliday e Resnick (2022) o torque é a tendência de rotação sofrida por um corpo à medida que uma força é aplicada sobre ele a uma determinada distância do eixo de rotação, e pode ser representado conforme a equação 7.

$$T = rF \quad (7)$$

Onde:

T – Torque (Nm);

r – Distância entre a força e o eixo de rotação (m);

F – Força aplicada (N).

2.3.2 Eixo

Para Shigley *et al.* (2005), o eixo é um elemento rotativo, normalmente possui seção transversal circular, que sustenta elementos rotativos em sua linha de centro, como polias, engrenagens, volantes e afins, e é utilizado na transmissão de potência ou movimento. Diante a necessidade de se posicionar com precisão e de alcançar certas reações nos componentes rotativos no eixo, sua geometria habitualmente é cilíndrica escalonada como mostrado na figura 5.

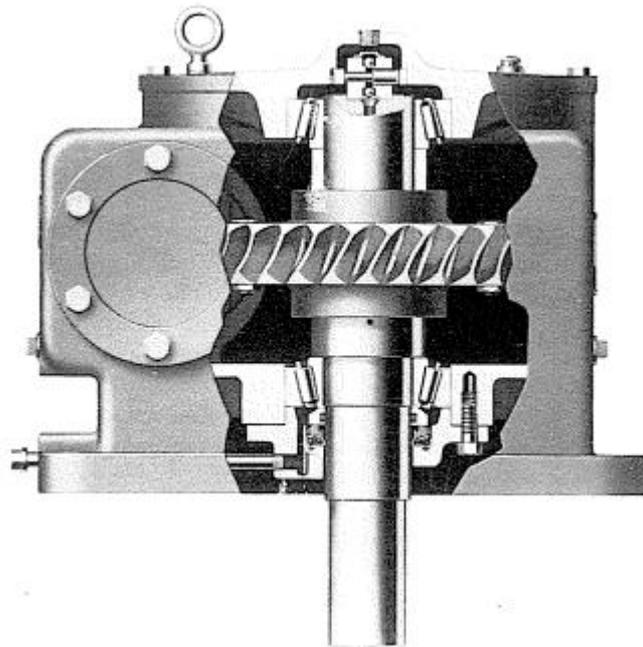


Figura 5: Disposição de um eixo em um redutor vertical de velocidade
Fonte: Shigley *et al.*, 2005

É possível observar na figura 5 um eixo com ressaltos suportando a engrenagem de um redutor de velocidade com um par sem-fim.

Barbieri *et al.* (2022) relatam que a fixação dos elementos rotativos nos eixos geralmente ocorre por meio de chavetas, pinos ou ajustes com interferência, além da presença de mancais de rolamento ou deslizamento que são indispensáveis para garantir a rotação dos eixos quando fixados.

No projeto de eixos, a resistência à fadiga e escoamento são importantes aspectos que devem ser levados em consideração no seu dimensionamento, ademais alguns critérios relacionados à sua rigidez como a restrição de deslocamento nos pontos onde existem

engrenagens para garantir ótica transmissão dos esforços e, na posição dos rolamentos, o cuidado com as inclinações envolvidas para garantir a vida dos mesmos, são essenciais para um funcionamento adequado (BARBIERI *et al.*, 2022).

O dimensionamento de eixos de transmissão é apresentado pela norma ANSI/ASME publicada como B 106.1M-1985. Um ponto de vista simplificado é exposto pela equação 8 a partir da equação da norma e com algumas simplificações recomendadas por (NORTON, 2013, p.557), onde algumas notações se diferem das utilizadas na norma, portanto deve-se seguir a bibliografia referenciada.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(K_f \cdot \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

Onde:

d – Diâmetro do eixo (mm);

N_f – Coeficiente de segurança (adimensional);

K_f – Coeficiente segurança de fadiga (adimensional);

M_a – Momento fletor (N.m);

S_e – Limite de resistência a fadiga (Pa);

T_m – Torque médio (N.m);

S_y – Resistência ao escoamento (Pa).

Para a determinação do termo de resistência à fadiga, Budynas e Nisbett (2016) sugerem uma equação que utiliza de fatores de modificação para quantificar os efeitos da condição da superfície, do tamanho, do carregamento, da temperatura e de itens variados, e é descrito pela equação 9.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (9)$$

Onde:

k_a – Fator de modificação de condição de superfície (adimensional);

k_b – Fator de modificação de tamanho (adimensional);

k_c – Fator de modificação de carga (adimensional);

k_d – Fator de modificação de temperatura (adimensional);

k_e – Fator de modificação de confiabilidade (adimensional);

k_f – Fator de modificação por efeitos variados (adimensional);

S'_e – Limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa (Pa);

S_e – Limite de resistência à fadiga (Pa).

Para a estimativa dos fatores de modificação, as equações 10, 11, 12, 13 e 14 são utilizadas, além das figuras 6, 7 e 8, apresentadas por Budynas e Nisbett (2016).

O fator de condição de superfície é descrito pela equação 10.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (10)$$

Onde S_{ut} é a resistência à tração e a e b são encontrados na figura 6, onde é avaliado qual o acabamento superficial do eixo.

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , Mpa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272,	-0,995

Figura 6: Parâmetros para o fator de modificação de condição de superfície
Fonte: Budynas e Nisbett, 2016

O fator de tamanho depende do diâmetro do eixo e é representado pela equação 11.

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,107} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (11)$$

Onde d é o diâmetro do eixo em milímetros.

Para a determinação do fator de carga, o tipo de carregamento sofrido pelo eixo é levado em consideração, e é determinado a partir da equação 12.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (12)$$

Nesse caso, o fator k_c pode ser considerado 1 quando a torção está combinada com outro carregamento (BUDYNAS E NISBETT, 2016).

O fator de temperatura é determinado a partir da figura 7.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Figura 7: Efeito da temperatura na resistência a tração do aço
Fonte: Budynas e Nisbett, 2016

Segundo Budynas e Nisbett (2016), quando o limite de endurance é conhecido à temperatura ambiente, a razão $\frac{S_T}{S_{RT}}$ apresentada na figura 7 pode ser determinada pela relação da equação 13.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (13)$$

O fator de confiabilidade é determinado pela figura 8.

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Figura 8: Fatores de confiabilidade
Fonte: Budynas e Nisbett, 2016

Apesar de que o fator de efeitos diversos tem como objetivo reduzir o limite de resistência à fadiga em razão de outros efeitos, sua proposta é como um lembrete de que esses efeitos devem ser levados em consideração, como exemplo as tensões residuais podem tanto melhorar quanto afetar o limite de resistência, dependendo da natureza da tensão (BUDYNAS E NISBETT, 2016).

Para a estimativa do limite de endurance, Budynas e Nisbett (2016) sugerem uma relação com o limite de resistência à tração do material que é descrito pela equação 14.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (14)$$

Onde S_{ut} é o limite de resistência à tração do material do eixo.

2.3.3 Mancal

De acordo com Collins *et al.* (2019), os mancais são elementos de máquinas que possibilitam o movimento relativo entre dois componentes, sem que ocorra movimento na direção de aplicação das cargas enquanto as forças são transmitidas de um componente para o outro, e são classificados em dois tipos, mancais de deslizamento e de rolamento, sendo os mancais de deslizamento caracterizados pelo escorregamento de uma superfície móvel sobre outra, e os de rolamento possuem uma interposição de elementos como esferas ou rolos.

Curi (2002) aponta que os mancais radiais de deslizamento, são um intermédio entre partes estáticas e dinâmicas e, para garantir seu bom funcionamento, o regime de lubrificação é de extrema importância. Segundo o autor, esses mancais são aplicados em situações em que é exigido altas velocidades de rotação como em motores de automóveis e redutores de engrenagem. A figura 9 representa um exemplo de mancal de deslizamento.



Figura 9: Mancal rotativo de deslizamento
Fonte: Collins *et al.*, 2019

Na figura 9, percebe-se que o mancal é um elemento fixo no qual o eixo rotaciona por deslizamento.

Norton (2013) aponta que os mancais de rolamento podem ser divididos em duas categorias gerais, mancais de esferas e mancais de rolos, as quais contam com grandes variações de projeto em ambas as divisões. De forma geral, são compostos por esferas de aço endurecidas ou rolos dispostos entre pistas de aço endurecido, sua utilização garante um atrito muito baixo e, de acordo com seu projeto, é capaz de suportar cargas axiais, radiais ou a combinação de ambas (NORTON, 2013). A figura 10 representa um exemplo de mancal de esferas e seus componentes.

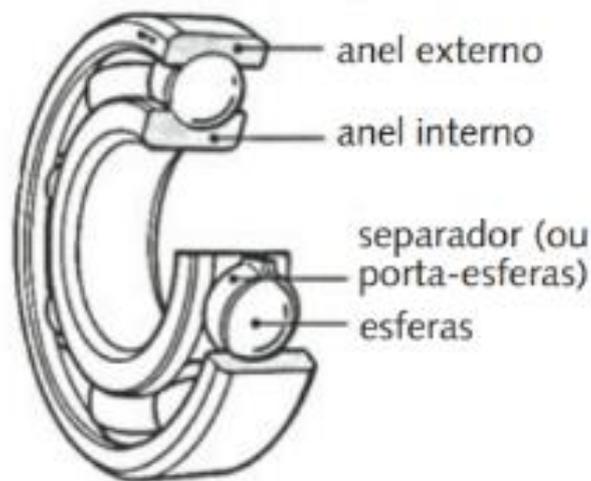


Figura 10: Mancal de esferas
Fonte: Norton, 2013

Nota-se na figura 10 que as esferas são dispostas entre duas pistas, uma externa e outra interna e um separador é adicionado para manter as esferas ajustadamente espaçadas entre elas, nesse caso o mancal suporta cargas radiais e axiais moderadas. As variações de projeto de construção dos mancais, mencionadas anteriormente, permitem o alcance de diversas aplicações e disposições de cargas (NORTON, 2013).

Um exemplo de variação de projeto de mancal de rolamento é estudado por Radaelli (2013), que aborda sobre os mancais de esferas de contato angular os quais são utilizados em situações em que existe um carregamento combinado no sistema rotativo, isto é, cargas radiais e axiais. A capacidade de resistir a cargas combinadas se dá devido ao deslocamento existente entre as pistas interna e externa do eixo do mancal, no entanto, apesar de suportá-las, esses mancais resistem a cargas axiais em apenas uma direção, o que leva a necessidade de utilizar dois ou mais mancais em direções opostas nos casos em que há cargas aplicadas em ambas as direções (RADAELLI, 2013).

2.3.4 Mola

Mott (2015) aponta que a mola é um elemento flexível que armazena potência e, combinado a isso, é utilizado para exercer uma força linear ou radial, ou um torque com o objetivo de promover uma rotação. Para o autor, a potência é armazenada na mola a partir da sua deflexão, consequência da aplicação de uma força, e é liberada quando a força é removida. Existem algumas classificações das molas de acordo com a natureza e o sentido da força exercida quando são defletidas, a figura 11 simboliza algumas variações de molas helicoidais de compressão.

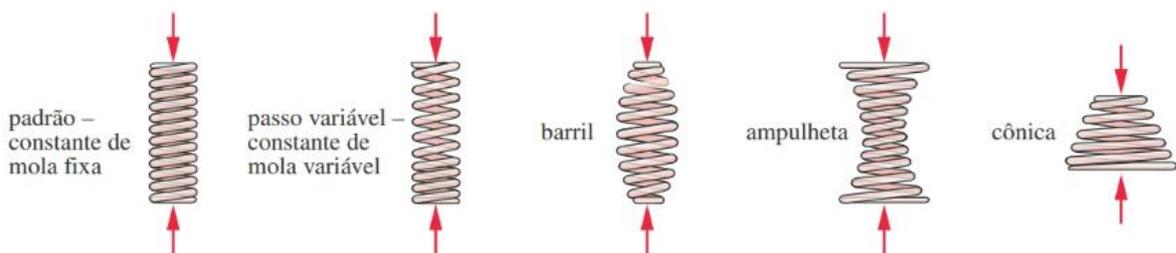


Figura 11: Molas helicoidais de compressão
Fonte: Norton, 2013

Apesar da grande variedade de classificações das molas, Norton (2013) aborda que independentemente de sua configuração, todo elemento de mola possui uma rigidez, representada pela constante de mola, definida como a inclinação da curva força-deflexão e, quando ela for constante, a mola é linear e sua rigidez definida pela equação 15.

$$k = \frac{F}{x} \quad (15)$$

Onde:

k – Constante de mola ou rigidez (N/m);

F – Força (N);

x – Deflexão da mola (m).

Segundo Rao (2008), uma mola linear é um elemento mecânico onde massa e amortecimento são considerados desprezíveis e o trabalho realizado na deformação da mesma é armazenado como energia potencial.

As molas reais seguem a equação 15 somente até certa deformação pois são não lineares e quando sua deformação ultrapassa certo valor, a tensão supera o limite de escoamento do material e o comportamento da mola se torna não linear. Apesar da não linearidade das molas,

em muitas aplicações práticas as deflexões não são suficientes para que o limite de escoamento seja atingido, portanto a relação apresentada pelas equações 9 e 10 podem ser utilizadas (RAO, 2008).

Budynas e Nisbett (2016) definem o dimensionamento de molas helicoidais pelo cálculo da rigidez a partir das dimensões da mola e propriedades de seu material. O cálculo pode ser observado pela equação 16 e pela figura 12.

$$k = \frac{d^4 G}{8D_m^3 N} \quad (16)$$

Onde:

k – Constante de mola ou rigidez (N/m);

d – Diâmetro do fio (mm);

G – Módulo de cisalhamento do material (MPa);

D_m – Diâmetro da mola (mm);

N – Número de espiras (adimensional).

Termo	Tipo de extremidades de mola			
	Simples	Simples e retificada	Em esquadro ou fechada	Em esquadro e retificada
Espirais de extremidade, N_e	0	1	2	2
Total de espirais, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Comprimento livre, L_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Comprimento sólido, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Passo, p	$(L_0 - d)/N_a$	$L_0/(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)/N_a$	$(L_0 - 2d)/N_a$

Figura 12: Equações para características dimensionais das molas de compressão
Fonte: Budynas e Nisbett, 2016

Callister e Rethwisch (2016), abordam que o módulo de cisalhamento e o módulo de elasticidade de um material isotrópico tem relação entre si com o coeficiente de Poisson, como mostrado na equação 17.

$$E = 2G(1 + \nu) \quad (17)$$

Onde:

E – Módulo de elasticidade do material (MPa);

G – Módulo de cisalhamento do material (MPa);

ν – Coeficiente de Poisson (adimensional).

2.3.5 Engrenagens

Melconian (2019) define engrenagens como peças de formato cilíndrico, cônico ou reto que possuem dentes em sua parte externa ou interna e têm como finalidade a transmissão de movimento sem deslizamento e potência, multiplicando os esforços a fim de produzir trabalho.

Budynas e Nisbett (2016) apontam que as engrenagens podem ser classificadas em quatro tipos principais: retas, helicoidais, cônicas e sem-fim e as forças transmitidas entre elas compensam momentos torcionais a eixos para promover movimento e transmitir potência, além de causar forças e momentos que afetam o eixo e os mancais. A figura 13 retrata os variados tipos de engrenagens existentes.

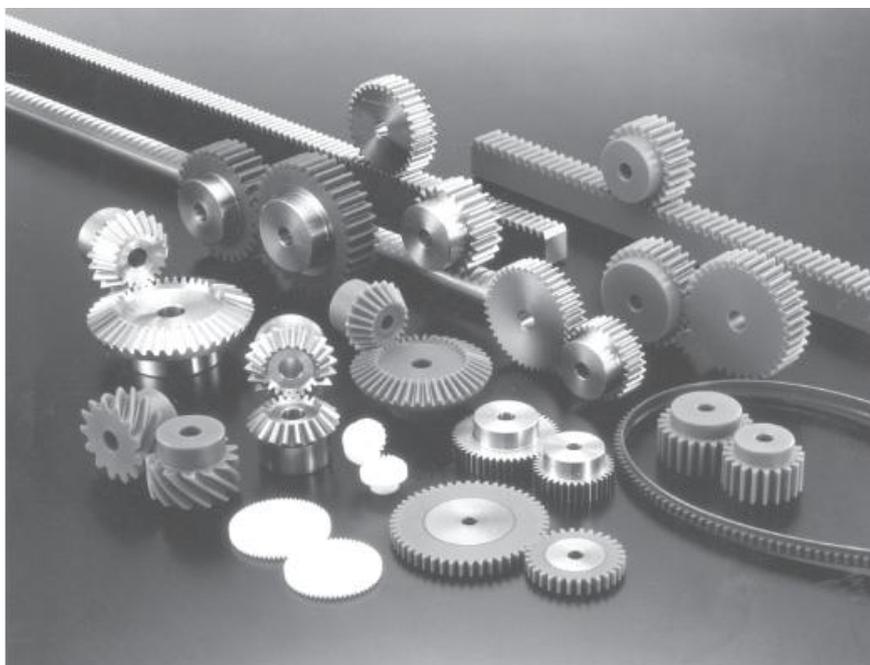


Figura 13: Engrenagens variadas
Fonte: Collins *et al.*, 2019

Observa-se na figura 13 a existência de uma grande variedade de geometrias e disposições para engrenagens, diante disso, cada projeto possui um cenário distinto para que seja selecionado o melhor engrenamento, como o arranjo geométrico da máquina, a relação de transmissão necessária, as velocidades de rotação, restrição de custo e outros fatores importantes de projeto (COLLINS *et al.*, 2019).

O conhecimento de alguns termos relacionados às engrenagens são indispensáveis para a realização do dimensionamento e cálculo das mesmas, e esses são demonstrados na figura 14, a qual expõe a nomenclatura de dentes das engrenagens retas.

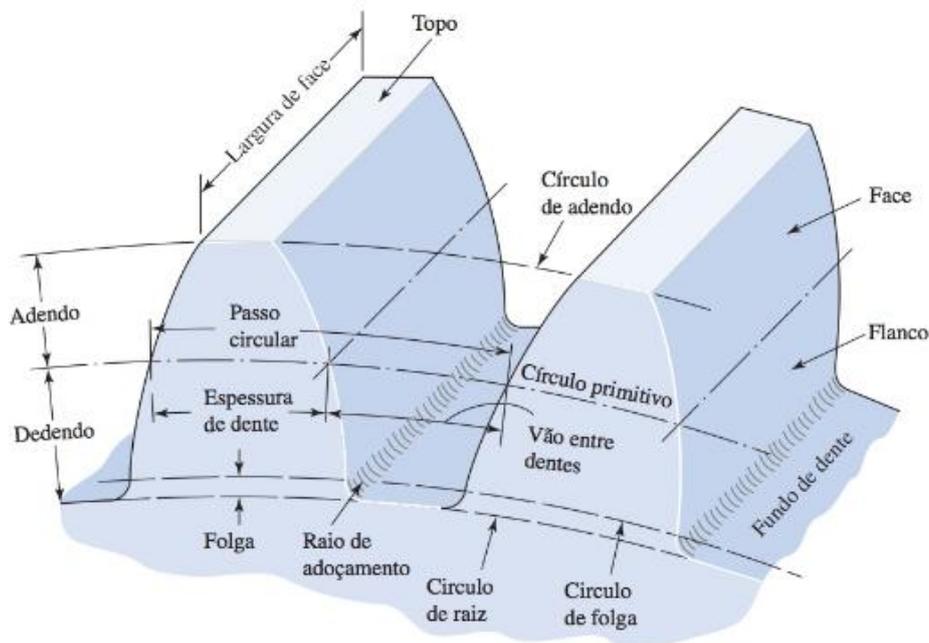


Figura 14: Terminologia para engrenagens cilíndricas de dentes retos
Fonte: Budynas e Nisbett, 2016

Na figura 14, o círculo primitivo é um círculo teórico o qual normalmente todos os cálculos são baseados, nele encontra-se o diâmetro primitivo, o qual se tangencia com o seu correspondente em um par de engrenagens engrenadas. O passo circular é medido sobre o círculo primitivo e corresponde à distância entre um ponto de um dente e seu equivalente no próximo dente, já o módulo é a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem (BUDYNAS E NISBETT, 2016). As equações 18 e 19 descrevem as relações entre os conceitos abordados.

$$m = \frac{d_p}{Z} \quad (18)$$

$$p = \pi m \quad (19)$$

Onde:

m – Módulo (mm);

d_p – Diâmetro primitivo (mm);

Z – Número de dentes (Adimensional);

p – Passo circular (mm).

Além das relações das dimensões apresentadas nas equações 18 e 19, Shigley *et al.* (2005) retratam que quando um par de engrenagens está engrenado, existe uma relação de

transmissão entre elas, seus diâmetros primitivos giram uns sobre os outros sem escorregamento. Diante disso, considerando um par de engrenagens com seus respectivos raios primitivos r_1 e r_2 , a equação 20 representa a velocidade no círculo primitivo e a equação 21 a relação de transmissão de acordo com vários parâmetros.

$$v_{cp} = |r_1 \omega_1| = |r_2 \omega_2| \quad (20)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (21)$$

Onde:

v_{cp} – Velocidade no círculo primitivo (m/s);

r – Raio primitivo (m);

ω – Velocidade angular (rad/s);

i – Relação de transmissão (adimensional);

Z – Número de dentes (adimensional);

T – Torque (Nm).

Koda (2009) relata que a relação de transmissão permite o aumento ou a redução do torque e das velocidades de rotação das engrenagens, com o aumento da rotação, o torque diminui e vice-versa, assim, em um par de engrenagens, a de maior diâmetro sempre transmitirá maior torque, porém possui uma velocidade de rotação menor, como visto nas relações da equação 20.

Budynas e Nisbett (2016) apresentam pela equação 22, que o cálculo da potência transmitida por uma engrenagem em rotação pode ser realizado pelo simples produto entre o torque e a velocidade angular.

$$P = T\omega \quad (22)$$

Onde:

P – Potência (W);

T – Torque (Nm);

ω – Velocidade angular (rad/s).

Melconian (2019) trata o dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos a partir do critério de desgaste seguindo as equações 23, 24, 25, 26 e 27.

$$b_1 d_{p1}^2 = 5,72 \times 10^5 \times \frac{T}{p_{adm}^2} \times \frac{i \pm 1}{i \pm 0,14} \times \varphi \quad (23)$$

$$p_{adm} = \frac{0,487 \times HB}{W^{1/6}} \quad (24)$$

$$W = \frac{60 \times \omega \times h}{10^6} \quad (25)$$

$$F_t = \frac{2T}{d_0} \quad (26)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \times q \times \varphi}{b \times m} \leq \sigma_{material} \quad (27)$$

Onde:

b_1 – Largura do dente do pinhão (mm);

d_{p1} – Diâmetro primitivo do pinhão (mm);

T – Torque (Nmm);

p_{adm} – Pressão admissível (MPa);

i – Relação de transmissão (adimensional);

φ – Fator de serviço (adimensional);

HB – Dureza Brinell do material (N/mm²);

W – Fator de durabilidade (adimensional);

ω – Velocidade angular (rpm);

h – Duração do par de engrenagens (horas);

F_t – Força tangencial (N);

$\sigma_{m\acute{a}x}$ – Tensão máxima atuante na base do dente (N/mm²);

m – Módulo normalizado (mm);

q – Fator de forma (adimensional);

$\sigma_{material}$ – Tensão admissível do material (N/mm²).

2.3.6 Volante de Inércia

Segundo Oliveira (2011), os volantes de inércia são considerados sistemas de armazenamento mecânico de energia e baseia-se no princípio de uma massa rotativa, o mesmo armazena energia cinética de rotação, a qual depende do seu momento de inércia e da

velocidade de rotação. A figura 15 retrata um exemplo de volante de inércia em um eixo de transmissão.

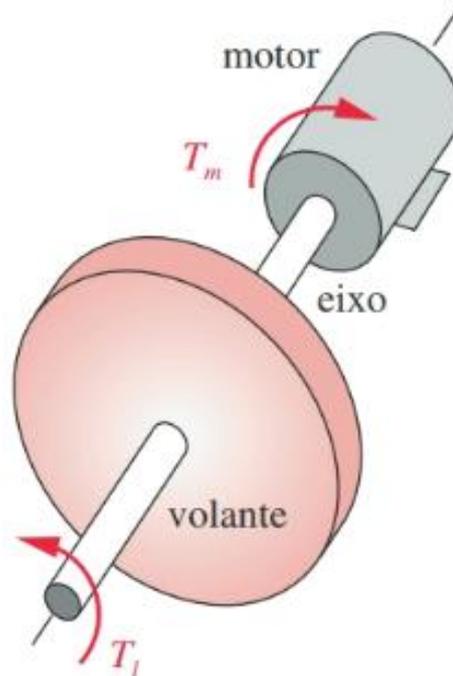


Figura 15: Volante em um eixo de transmissão
Fonte: Norton, 2013

A figura 15 representa um volante com a disposição de um disco circular plano, fixo à um eixo motor (NORTON, 2013).

Samineni *et al.* (2003) retratam que os volantes podem ser projetados para operações tanto em baixas, quanto em altas velocidades. A relação entre eles é abordada pelos autores e é demonstrado que, os volantes de baixa velocidade, apesar de apresentarem um menor custo, se comparados com os de alta velocidade, armazenam menos energia, geram maiores perdas e necessitam de um aumento do volume e da massa.

Amiryar e Pullen (2017) abordam que a energia armazenada por um volante é determinada pela geometria e material do mesmo, sendo linearmente proporcional ao momento de inércia e ao quadrado de sua velocidade angular, conforme a equação 28. Em casos onde a velocidade de rotação do volante varia entre um valor mínimo e máximo, a energia armazenada é calculada pela equação 29.

$$E_c = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (28)$$

$$E_c = \frac{1}{2}I(\omega_{\text{máx}}^2 - \omega_{\text{mín}}^2) \quad (29)$$

Onde:

E_c – Energia cinética armazenada (J);

I – Momento de inércia (kg.m²);

ω – Velocidade angular (rad/s).

Os volantes normalmente são construídos como cilindros sólidos ou ocos e seu momento de inércia pode ser calculado pelas equações 30 e 31, respectivamente (AMIRYAR E PULLEN, 2017).

$$I = \frac{1}{2}m_v r^2 \quad (30)$$

$$I = \frac{1}{2}m_v(r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) \quad (31)$$

Onde:

I – Momento de inércia (kg.m²);

m_v – Massa do volante (kg);

r – Raio externo do volante sólido (m);

r_{ext} – Raio externo do volante oco (m);

r_{int} – Raio interno do volante oco (m).

Em acréscimo as ideias apresentadas anteriormente, Oliveira (2011) complementa que o volante pode ser usado como um dispositivo de controle de energia e, diante disso, uma potência pode ser gerada em um certo intervalo de tempo, como mostrado na equação 32.

$$P = \frac{\Delta E_c}{\Delta t} = \frac{1}{2}I \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\Delta t} \quad (32)$$

Onde:

P – Potência (W);

ΔE_c – Variação de energia cinética no intervalo de tempo (J);

Δt – Intervalo de tempo (s).

3 METODOLOGIA

Este capítulo examina as características da metodologia utilizada no desenvolvimento da pesquisa, incluindo a classificação dos métodos de coleta e análise dos dados. Além disso, fornece uma descrição detalhada dos procedimentos técnicos empregados na criação do mecanismo de geração de energia acoplado à um multiplicador de velocidade.

3.1 Tipo de Pesquisa

A pesquisa é uma atividade essencial na ciência, pois facilita a obtenção de novos conhecimentos e o aprofundamento dos temas investigados. Trata-se de um processo contínuo, que visa o constante aprimoramento e a expansão da compreensão dos fenômenos estudados. Embora cada tipo de pesquisa tenha um objetivo específico e características distintas, todas compartilham a característica de serem um processo em constante desenvolvimento, refletindo a natureza dinâmica da evolução científica (GERHARDT E SILVEIRA, 2009).

Marconi e Lakatos (2024) abordam que investigação científica ocorre sob variadas perspectivas e métodos, incluindo a pesquisa quantitativa e a qualitativa. A pesquisa quantitativa baseia-se no modelo objetivo, que foca na análise estatística e matemática, buscando uma compreensão racional da essência dos objetos e fenômenos estudados e sua abordagem é predominantemente experimental. Em contraste, a pesquisa qualitativa aborda questões mais específicas e se dedica a aspectos da realidade que não podem ou não devem ser quantificados.

Segundo Gil (2022), apesar de toda pesquisa possuir seus objetivos próprios que, certamente, se diferem de uma para outra, existe uma classificação em relação aos seus objetivos mais gerais sendo assim, as pesquisas são classificadas em:

- Pesquisa descritiva: visa detalhar as características de uma determinada população ou fenômeno, e também podem ser conduzidas com o propósito de descobrir possíveis conexões entre diferentes variáveis;
- Pesquisa explicativa: têm a finalidade de identificar os fatores que causam ou influenciam a ocorrência de fenômenos. Elas são as que mais se aprofundam na compreensão da realidade, pois buscam explicar as razões e os motivos subjacentes aos eventos;
- Pesquisa exploratória: busca aumentar a compreensão sobre um problema, tornando-o mais claro ou ajudando na formulação de hipóteses. Seu

planejamento costuma ser bastante flexível, já que visa abordar diversos aspectos relacionados ao fato ou fenômeno em análise.

Para Gil (2022) a classificação da pesquisa pelo seu delineamento adotado, que se entende pelo planejamento da pesquisa de forma mais ampla, se torna interessante devido à grande diversidade de ambientes, métodos e técnicas utilizados para coleta e análise de dados. O autor define o estudo de caso, por exemplo, como uma modalidade de pesquisa que consiste no profundo estudo de um ou alguns casos, de forma que seja possível obter um amplo e detalhado conhecimento do mesmo.

Severino (2017) aborda a pesquisa bibliográfica como aquela realizada a partir de documentos impressos disponíveis decorrentes de pesquisas anteriores, como livros, artigos e teses, onde se utilizam dados ou categorias teóricas já desenvolvidas por outros pesquisadores. Por sua vez, a pesquisa documental utiliza como fonte documentos no sentido amplo, os quais possuem textos ainda não tratados analiticamente, são ainda matéria-prima a qual o pesquisador desenvolverá sua análise. Já a pesquisa experimental tem seu próprio objeto de pesquisa como fonte e o manipula experimentalmente em bancadas de laboratório onde são definidas condições adequadas para seu tratamento e o próprio pesquisador define variáveis e testa suas relações funcionais.

Portanto, conclui-se que o presente trabalho pode ser compreendido como uma pesquisa quantitativa, uma vez que busca resultados numéricos baseados em cálculos. Além disso, a pesquisa é exploratória por buscar proporcionar maior familiaridade com o problema e possuir como coleta de dados o levantamento bibliográfico baseado na utilização de livros e obras acadêmicas, o que também permite defini-la como pesquisa bibliográfica.

3.2 Materiais e Métodos

O presente trabalho foi desenvolvido segundo o fluxograma da figura 16.

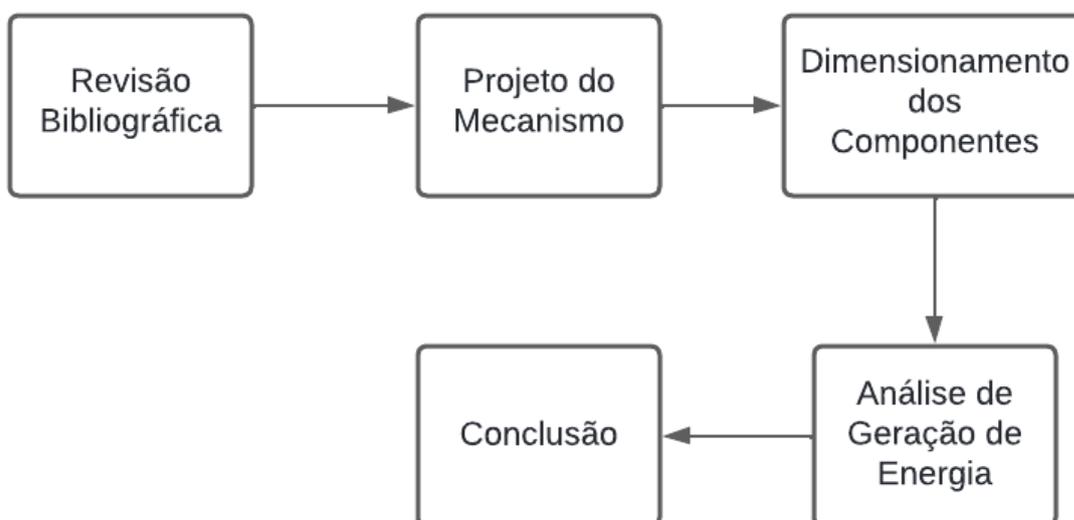


Figura 16: Fluxograma do trabalho
Fonte: Pesquisa Direta, 2025

É observado na figura 16 todas as etapas do trabalho, desde a revisão bibliográfica para fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do trabalho, até os resultados e conclusão.

Na revisão bibliográfica, a princípio foi abordado sobre a metodologia de projeto, onde todas as etapas para a realização de um projeto foram apresentadas e detalhadas. Posteriormente foi realizado uma profunda pesquisa sobre geradores de energia e conversão de energia mecânica em energia elétrica, a fim de entender os conceitos e equações que são utilizadas no mecanismo para a geração de energia. Por fim, houve um estudo aprofundado sobre os elementos de máquina dispostos no mecanismo, apresentando as equações utilizadas no trabalho.

A partir do estudo realizado na revisão bibliográfica, foi possível desenvolver o projeto do mecanismo, sua modelagem foi feita utilizando o *software SolidWorks* e os cálculos de dimensionamento foram feitos pelo *Microsoft Excel* e *Ftool*.

O mecanismo consiste em uma lombada guiada na qual estão acopladas duas cremalheiras engrenadas em duas engrenagens de catraca e seu retorno ocorre por quatro molas helicoidais de compressão. As catracas, dispostas em um eixo são montadas em sentidos opostos, o que permite o aproveitamento tanto da energia cinética na descida da lombada quando um veículo passa sobre ela, quanto da energia potencial das molas em seu retorno. Na extremidade do primeiro eixo uma engrenagem coroa é montada e engrenada em uma engrenagem pinhão disposta em um segundo eixo, a fim de aumentar a velocidade de rotação do sistema. Ainda no segundo eixo, um volante de inércia é montado para armazenar a energia

cinética e manter a rotação no intervalo de tempo entre a passagem de um veículo e outro e por fim, o segundo eixo é conectado ao eixo do gerador na saída do sistema.

Após o modelamento do projeto, foram realizados cálculos variando a velocidade dos veículos que passam sobre a lombada, para estimar a energia que o mecanismo é capaz de gerar. Além disso, foi realizado uma análise de como o fluxo de veículos pode influenciar na geração de energia. Os cálculos foram feitos em *Microsoft Excel*.

Após o dimensionamento, a análise da geração de energia do mecanismo e a discussão dos resultados, o trabalho é devidamente concluído de acordo com os objetivos traçados.

3.3 Variáveis e Indicadores

Segundo Marconi e Lakatos (2021), as variáveis podem ser definidas como categoria ou métrica, um conceito operacional que possui ou demonstra valores e um objeto de estudo que pode ser medido. O autor ainda diz que toda hipótese é uma premissa geral de relações entre duas ou mais variáveis e essas podendo ser independentes ou dependentes. A variável independente é aquela que é incontestável para que um certo fenômeno ou resultado aconteça e se estabelece na causa de um efeito ou consequência. Já a variável dependente é um efeito ou consequência da independente, a qual não se pode manipular, mas apenas observar as consequências da manipulação da variável independente.

Gil (2022) aborda que os indicadores são medidas normalmente quantitativas com o objetivo de informar sobre aspectos da realidade estudada. A seleção dos indicadores é uma tarefa que exige muita investigação e experiência, o autor expõe que muitas vezes uma mesma variável possui diversos indicadores e, em alguns casos, os indicadores mais apropriados não são fáceis de medir, o que torna essa seleção complicada e que demanda boa revisão de literatura por parte do pesquisador.

A tabela 1 representa as variáveis e indicadores do trabalho.

Tabela 1: Variáveis e Indicadores

VARIÁVEIS	INDICADORES
Gerador Elétrico	- Potência gerada - Velocidade de rotação
Catraca	- Velocidade de rotação - Torque
Engrenagens	- Relação de transmissão - Velocidade de rotação - Torque
Molas	- Rigidez - Deflexão
Volante de Inércia	- Momento de Inércia - Energia Armazenada
Veículos	- Velocidade - Intervalo de Tempo entre os Veículos

Fonte: Pesquisa Direta, 2025

3.4 Instrumento de Coleta de Dados

Os dados obtidos no projeto foram coletados a partir de cálculos teóricos utilizando as formulações abordadas na revisão bibliográfica.

3.5 Tabulação dos Dados

Para que haja maior organização e que a análise seja mais clara, os dados foram tabulados pelos *softwares Microsoft Excel e Microsoft Word*.

3.6 Considerações Finais do Capítulo

Neste capítulo foi apresentado a metodologia utilizada ao longo do trabalho e os *softwares* que foram utilizados durante o processo, e aquisição de dados do trabalho.

No próximo capítulo serão demonstrados os resultados obtidos e uma discussão minuciosa sobre eles será desenvolvida, buscando analisar a viabilidade e as limitações do objeto em estudo.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados e discussões do projeto, abordando seu dimensionamento e a estimativa de geração de energia.

4.1 Projeto do Mecanismo

4.1.1 Proposta

A partir da proposta de geração de energia por um mecanismo acoplado à uma lombada, foi realizado um esboço representado pela figura 17.

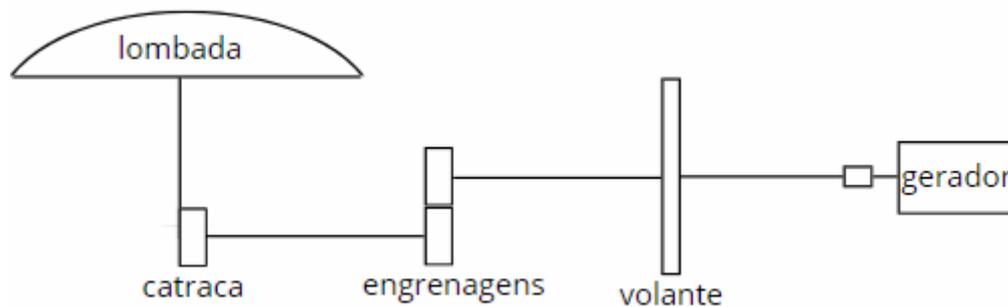


Figura 17: Esboço do projeto
Fonte: Pesquisa direta, 2025

O mecanismo, que está simplificado na figura 17, é formado por elementos de máquinas com o objetivo de transformar o movimento de translação de uma cremalheira acoplada sob a lombada, em rotação de um volante de inércia, o qual armazena a energia cinética gerada pelos veículos que passam sobre a mesma e, posteriormente, a transforma em energia elétrica por meio de um gerador.

Diante a proposta do projeto e do esboço desenvolvido, algumas informações foram coletadas a fim de definir dados iniciais de projeto. Calmon (2024), apurou que com o aumento dos SUVs a massa dos veículos pode alcançar 1985 kg e, segundo a Resolução n° 600 de 24 de maio de 2016, a lombada do tipo A pode ser instalada onde a velocidade máxima dos veículos seja de 30 km/h e sua altura máxima é de 100 mm.

A partir das informações obtidas por Calmon (2024) e pela Resolução n° 600 (2016), os dados iniciais de projeto foram definidos:

- Massa dos veículos: 1985 kg. Sendo 595,5 kg por roda dianteira e 397 kg por roda traseira (60% no eixo dianteiro e 40% no eixo traseiro);
- Velocidade máxima dos veículos: 30 km/h;
- Altura da lombada: 100 mm.

4.1.2 Descrição Geral do Projeto

Com base na proposta apresentada, foi desenvolvido um protótipo no *software SolidWorks* a fim de buscar resultados para a viabilidade do projeto, que pode ser visto nas figuras 18, 19 e 20.

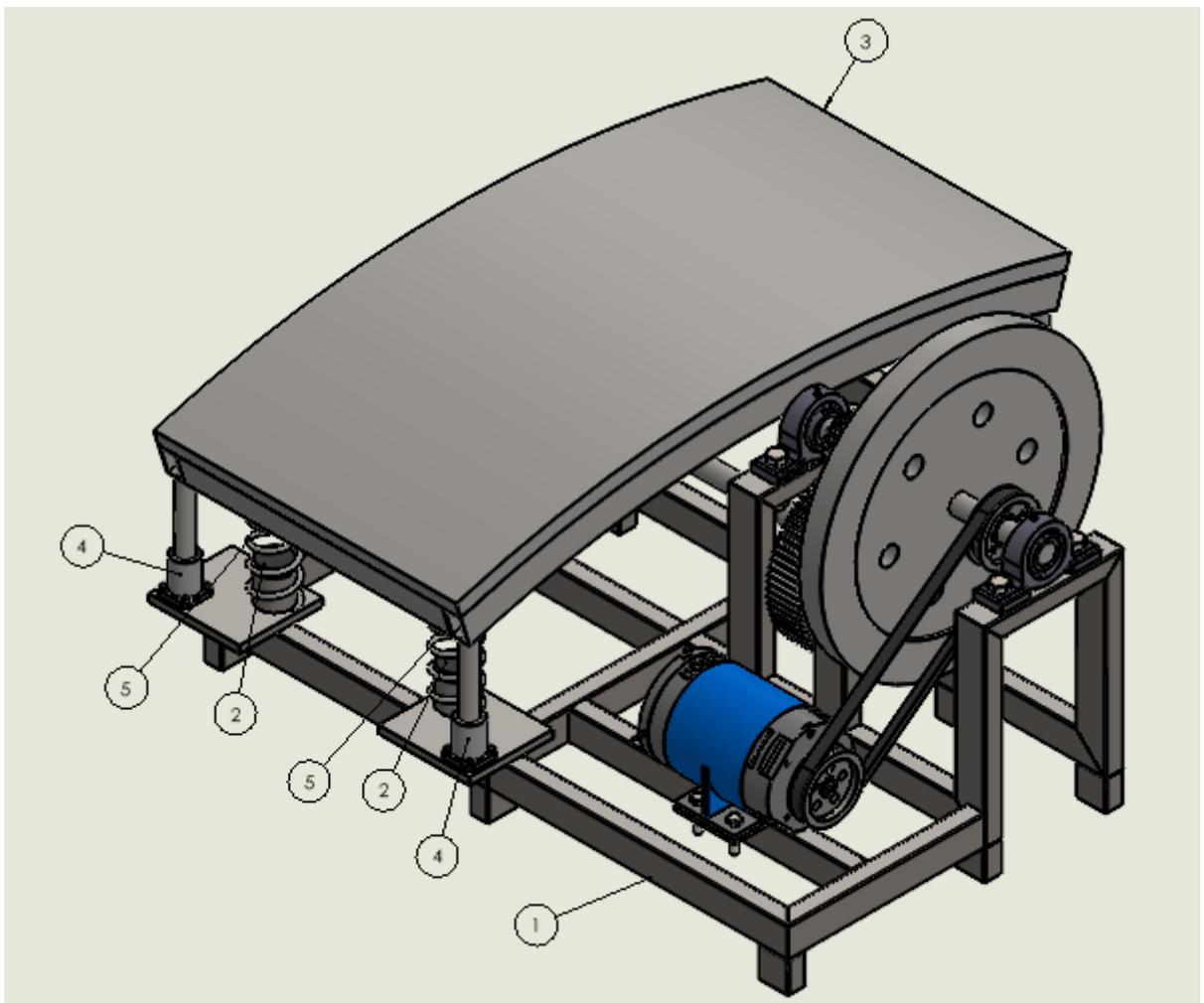


Figura 18: Montagem final do mecanismo
Fonte: Pesquisa direta, 2025

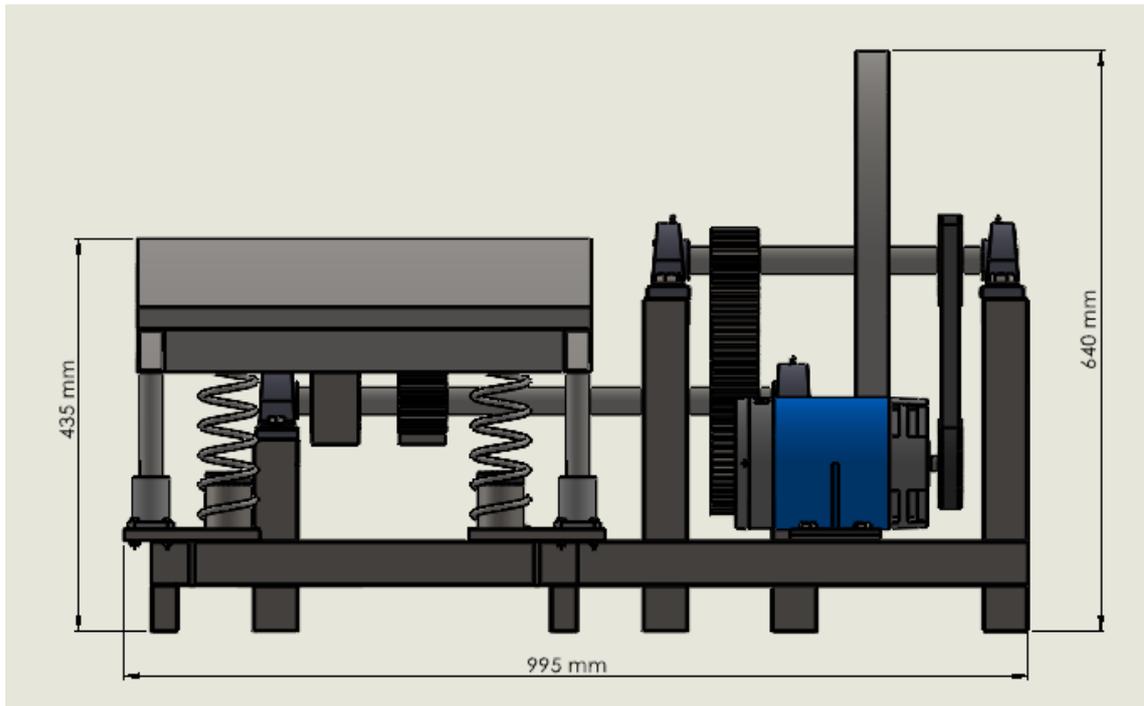


Figura 19: Montagem final do mecanismo – Vista lateral
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

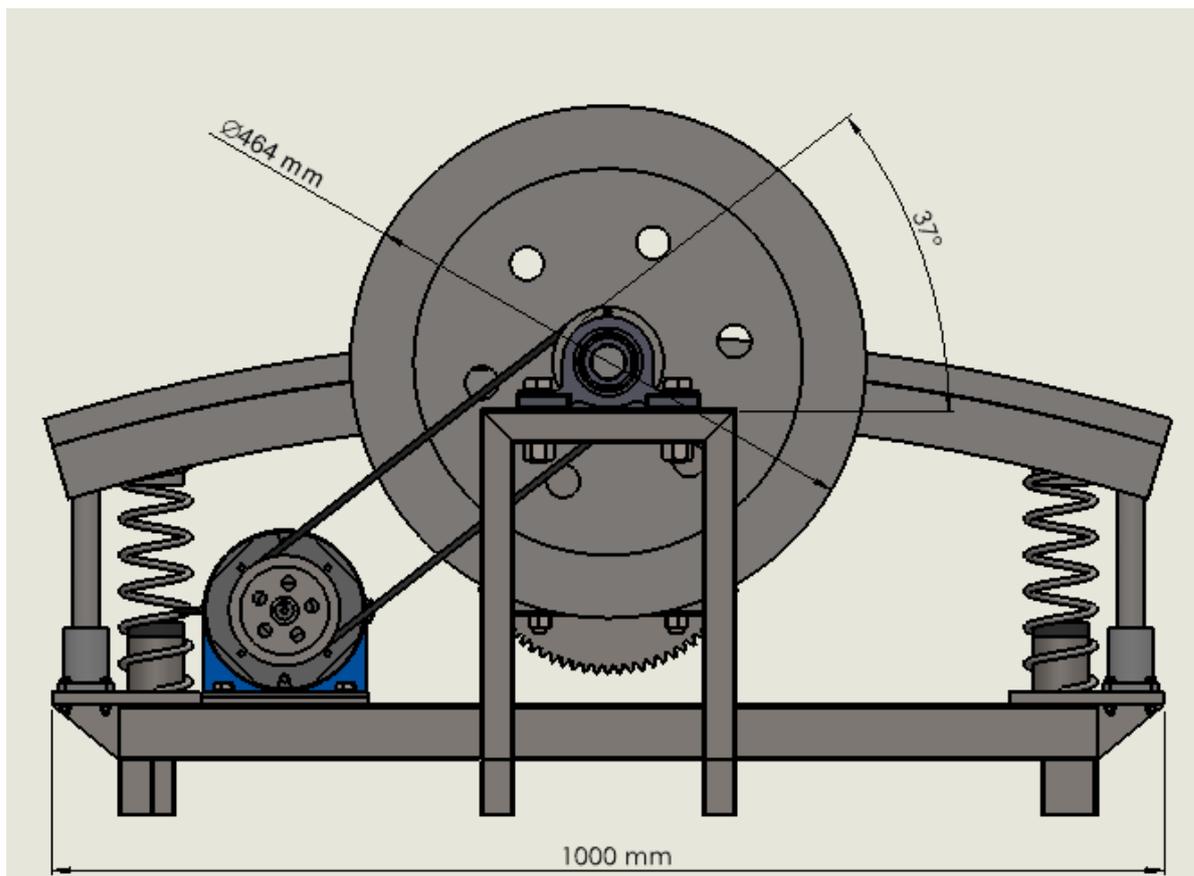


Figura 20: Montagem final do mecanismo – Vista frontal
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

O mecanismo apresentado pelas figuras 18, 19 e 20, é formado por um suporte inferior (1) onde são acopladas quatro molas (5) de retorno, as quais limitam o curso da lombada em 100 mm por batentes (2), e a base superior da lombada (3) guiada por quatro barras redondas soldadas à essa base da lombada e dispostas em quatro rolamentos lineares (4) parafusados ao suporte inferior. Sob a base da lombada, são soldadas duas cremalheiras (9) de forma invertida, engrenadas à dois pinhões catraca (7) dispostos em um eixo (6). A inversão das cremalheiras tem como objetivo aproveitar tanto a energia cinética dos veículos na descida da lombada, quanto a energia potencial das molas no retorno, isso ocorre pelo fato da catraca girar livre em um sentido e, como as cremalheiras estão dispostas de forma inversa, a primeira catraca transmite torque para o eixo na descida e gira livre no retorno, enquanto a segunda tem o comportamento contrário.

Ainda no primeiro eixo, pela rotação baixa obtida nos cálculos do tópico 4.1.3, foi necessário realizar uma transmissão por engrenagens para que a rotação seja multiplicada e possa atingir um valor superior à velocidade nominal do gerador. Diante disso, foi acoplado ao primeiro eixo uma engrenagem coroa (10) ligada à mais um pinhão catraca (7), este disposto no segundo eixo (11).

Além do pinhão, o segundo eixo é composto por um volante de inércia (12), utilizado para armazenar o máximo de energia cinética possível e garantir uma constante rotação no intervalo de passagem dos veículos, e uma polia (13) ligada por correia (14) à outra polia (15) disposta no gerador (16). A utilização da catraca no segundo eixo tem como função aliviar o esforço do volante de inércia, a partir do momento que o sistema para de girar no intervalo de passagem dos veículos por sua inércia rotacional ser menor, assim apenas o segundo eixo permanecerá girando e a resistência do restante do sistema não interfere no seu movimento. Ambos os eixos são fixados à base por mancais de rolamento (8) que permitem o seu movimento. A disposição dos componentes no primeiro e no segundo eixo são demonstradas com mais detalhes nas figuras 21 e 22.

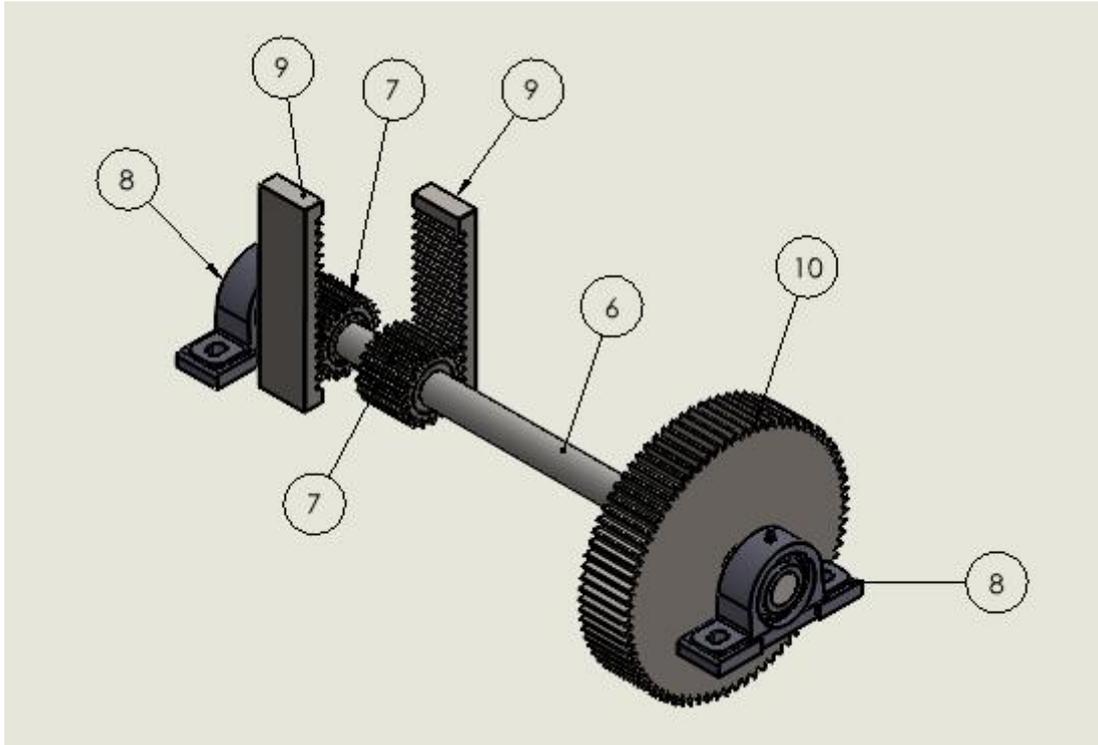


Figura 21: Componentes detalhados - Eixo 1
Fonte: Pesquisa direta, 2025

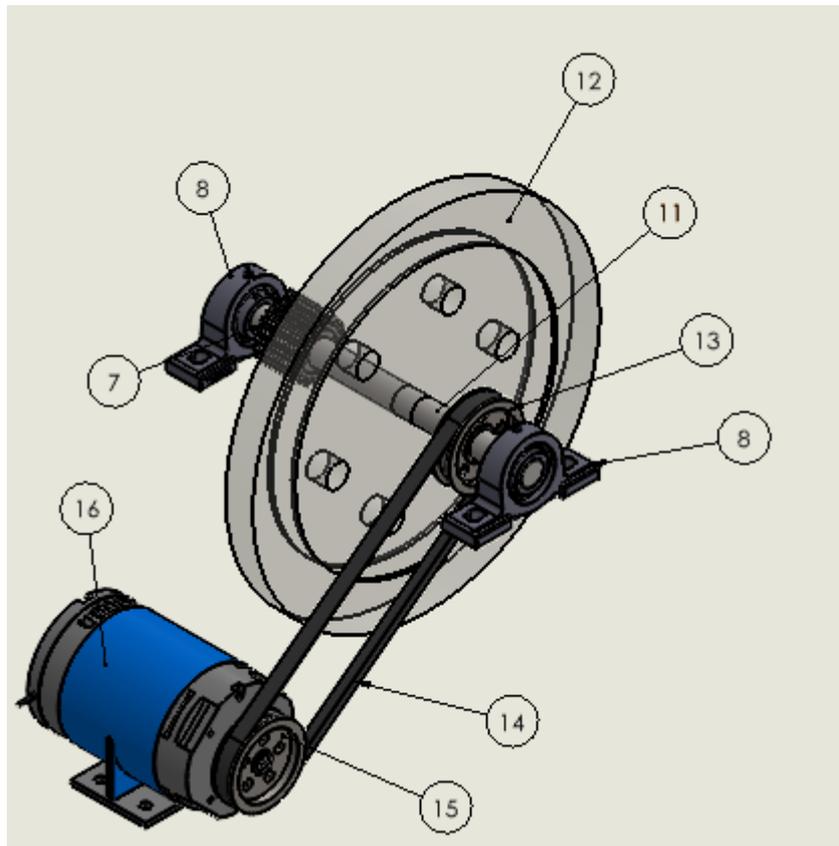


Figura 22: Componentes detalhados - Eixo 2
Fonte: Pesquisa direta, 2025

4.1.3 Dimensionamento do Projeto

A partir dos dados iniciais apresentados no tópico 4.1.1 e de definições de projeto feitas por autoria própria, o dimensionamento do mecanismo foi desenvolvido.

4.1.3.1 Cálculos Iniciais e Seleção de Gerador

A princípio, utilizou-se a equação 33 para a definição da velocidade de descida da cremalheira.

$$v = \frac{D}{t} \quad (33)$$

Onde:

v – Velocidade (m/s);

D – Distância (m);

t – Tempo (s).

Para a aplicação na equação 33 utilizou-se a velocidade máxima dos veículos (30 km/h), o curso da cremalheira, equivalente à altura da lombada (100 mm) e foi definido no projeto o comprimento total da lombada (1025 mm), no qual quando o veículo percorre metade desse valor, a cremalheira está em total fim de curso. O cálculo da velocidade linear da cremalheira está representado pela figura 23.

Cálculo da Velocidade Linear da Cremalheira	
Velocidade máxima do carro [km/h]	30,00
Distância percorrida sobre lombada [mm]	1025,00
Curso da cremalheira [mm]	100,00
Velocidade linear cremalheira [m/s]	1,63

Figura 23: Cálculo da velocidade linear da cremalheira

Fonte: Pesquisa direta, 2025

Com a velocidade linear representada na figura 23, definindo um diâmetro inicial de 65 mm para os pinhões catraca e com a massa média dos veículos utilizou-se as equações 6 e 7 para o cálculo da rotação e do torque no primeiro eixo. A potência do sistema é calculada pela equação 22 utilizando os resultados de torque e rotação como dados de entrada. A figura 24 retrata o cálculo dos três parâmetros.

Dados (Roda Traseira)	
Massa Roda Carro [kg]	397,00
Velocidade linear cremalheira [m/s]	1,63
Diâmetro Primitivo Normalizado (dp) [mm]	65,00
Rotação (ω) [rpm]	477,76
Torque (T) [Nm]	126,57
Potência (P) [W]	6332,63

Figura 24: Cálculo da rotação e torque (1° eixo) e potência do sistema
Fonte: Pesquisa direta, 2025

O cálculo realizado para os parâmetros apresentados na figura 24, leva em consideração a situação de menor capacidade de geração, o eixo traseiro do veículo, a qual possui menor massa e que, conseqüentemente, gera o menor torque e menor potência.

Após a definição da potência gerada, foi selecionado o gerador: Alternador Para Gerador 5,2Kva Monofásico - 127/220V Toyama. A figura 25 demonstra sua ficha técnica.

Potência	5,2 kW
Tipo	Compound
Frequência	60 Hz
Grau de proteção	IP21
Número de Fases	Monofásico
Rotação	1.800 rpm
Corrente Máxima	47,3 / 23,6 A
Carcaça	160 mm
Código	13829
Marca	TOYAMA

Figura 25: Ficha técnica gerador Toyama
Fonte: Ferramentas Kennedy, 2025

Com a rotação nominal e a potência definidas na ficha técnica da figura 25, o torque nominal do gerador é calculado pela equação 5 e representado pela figura 26.

Dados Gerador	
Potência [W]	5200,00
Rotação [rpm]	1800,00
Torque Nominal [Nm]	27,59

Figura 26: Cálculo do torque nominal do gerador
Fonte: Pesquisa direta, 2025

4.1.3.2 Dimensionamento Pinhão Catraca

A partir dos dados do primeiro eixo obtidos no tópico 4.1.3.1, o conjunto pinhão catraca e cremalheira foi dimensionado com base nas equações 18, 19, 23, 24, 25, 26 e 27. Inicialmente foram considerada duas situações, a de menor capacidade de geração, eixo traseiro do veículo, e a de maior capacidade de geração, eixo dianteiro do veículo. As figuras 27 e 28 apresentam as planilhas utilizadas no cálculo do dimensionamento dos eixos dianteiros e traseiros, respectivamente.

DIMENSIONAMENTO CREMALHEIRA-CATRACA	
Dados (Roda Traseira)	
Massa total do carro [kg]	1985,00
Massa Roda Carro [kg]	397,00
Velocidade máxima do carro [km/h]	30,00
Distância percorrida sobre lombada [mm]	1025,00
Curso da cremalheira [mm]	100,00
Velocidade linear cremalheira [m/s]	1,63
Material	Aço SAE 8640
Dureza (HB) [N/mm ²]	6000,00
Potência (P) [W]	6332,63
Rotação (ω) [rpm]	477,76
Duração (h) [horas]	8760,00
Torque (T) [Nmm]	126573,53
Fator de Redução (i)	1,00
Número de Dentes (Z1)	20,00
Fator de Durabilidade (W)	251,11
Pressão Admissível (Padm) [N/mm ²]	1163,33
Fator de Serviço (ϕ)	1,50
Relação Largura/Diâmetro do Pinhão	0,80
Diâmetro Primitivo (dp) [mm]	56,04
Largura do Pinhão (bo) [mm]	52,00
Módulo de Engrenamento (m) [mm]	2,80
Módulo Normalizado (mn) [mm]	3,25
Diâmetro Primitivo Normalizado (dp) [mm]	65,00
Cálculo de Resistência à Flexão no Pé do Dente	
Força Tangencial (Ft) [N]	3894,57
Fator de Forma (q)	3,50
Resistência do Material (σ_{mat}) [N/mm ²]	200,00
Tensão máxima atuante na base do dente (σ_{max}) [N/mm ²]	120,99
	Aprovado

Figura 27: Dimensionamento do pinhão catraca (Eixo traseiro)
Fonte: Pesquisa direta, 2025

DIMENSIONAMENTO CREMALHEIRA-CATRACA	
Dados (Roda Dianteira)	
Massa total do carro [kg]	1985,00
Massa Roda Carro [kg]	595,50
Velocidade máxima do carro [km/h]	30,00
Distância percorrida sobre lombada [mm]	1025,00
Curso da cremalheira [mm]	100,00
Velocidade linear cremalheira [m/s]	1,63
Material	Aço SAE 8640
Dureza (HB) [N/mm ²]	6000,00
Potência (P) [W]	9498,95
Rotação (ω) [rpm]	477,76
Duração (h) [horas]	8760,00
Torque (T) [Nmm]	189860,29
Fator de Redução (i)	1,00
Número de Dentes (Z1)	20,00
Fator de Durabilidade (W)	251,11
Pressão Admissível (P _{adm}) [N/mm ²]	1163,33
Fator de Serviço (ϕ)	1,50
Relação Largura/Diâmetro do Pinhão	0,80
Diâmetro Primitivo (d _p) [mm]	64,15
Largura do Pinhão (b _o) [mm]	52,00
Módulo de Engrenamento (m) [mm]	3,21
Módulo Normalizado (m _n) [mm]	3,25
Diâmetro Primitivo Normalizado (d _p) [mm]	65,00
Cálculo de Resistência à Flexão no Pé do Dente	
Força Tangencial (F _t) [N]	5841,86
Fator de Forma (q)	3,50
Resistência do Material (σ_{mat}) [N/mm ²]	200,00
Tensão máxima atuante na base do dente (σ_{max}) [N/mm ²]	181,48
	Aprovado

Figura 28: Dimensionamento do pinhão catraca (Eixo dianteiro)
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

Melconian (2019) aborda formas de definir os dados de entrada utilizados no dimensionamento nas figuras 27 e 28, como dureza, fator de serviço e fator de forma, de acordo com necessidades de projeto. A duração em horas foi adotada uma utilização de 24 horas por dia durante 1 ano. O autor ainda propõe que, a tensão máxima atuante na base do dente deve ser menor que a resistência do material, portanto, diante os cálculos realizados, o diâmetro de 65 mm adotado nos cálculos iniciais do tópico 4.1.3.1 foi suficiente para a aprovação no dimensionamento, pelo fato da tensão máxima tanto para a roda traseira (120,99 N/mm²), quanto para a roda dianteira (181,48 mm²), ter sido menor que a resistência do material (200

N/mm²). A figura 29 lista todas as medidas calculadas e utilizadas na modelagem dos pinhões catraca e das cremalheiras.

Formulário	Catraca [mm]	Cremalheira [mm]
Módulo normalizado	3,25	3,25
Passo	10,21	10,21
Vão entre os dentes no primitivo	5,11	5,11
Altura da cabeça do dente	3,25	3,25
Altura do pé do dente	3,90	3,90
Altura comum do dente	6,50	6,50
Altura total do dente	7,15	7,15
Espessura do dente no primitivo	5,11	5,11
Folga da cabeça	0,65	0,65
Diâmetro primitivo	65,00	-
Diâmetro de base	61,08	-
Diâmetro interno	57,20	-
Diâmetro externo	71,50	-
Largura	52,00	52,00
Comprimento Total	-	200,00
Número de Dentes	20,00	16,00

Figura 29: Dimensões calculadas do pinhão catraca e cremalheira
Fonte: Pesquisa direta, 2025

As dimensões dispostas na figura 29 são obtidas a partir das equações apresentadas pela tabela 6.1 (MELCONIAN, 2019, p.94).

4.1.3.3 Dimensionamento Engrenagens

Para que a rotação de 1800 rpm do gerador seja alcançada, há a necessidade de aplicação de uma multiplicação de velocidade, já que o primeiro eixo possui uma rotação abaixo da necessária, assim, uma transmissão por engrenagens foi sugerida e aplicada entre o primeiro e um segundo eixo para que tal rotação seja alcançada.

A relação de transmissão foi adotada como 3,8 e, pela equação 21, a rotação no segundo eixo foi calculada obtendo-se um valor superior à 1800 rpm, garantindo que o eixo rotacione pelo menos com a velocidade nominal do gerador.

A partir das mesmas equações utilizadas no dimensionamento do pinhão catraca no tópico 4.1.3.2, e aplicando a relação de transmissão adotada, as engrenagens foram dimensionadas e os cálculos estão representados pelas figuras 30 e 31.

DIMENSIONAMENTO ENGRENAGENS	
Dados (Roda Traseira)	
Material	Aço SAE 8640
Dureza (HB) [N/mm ²]	6000
Potência (P) [W]	6332,63
Rotação (ω) [rpm]	1815,50
Duração (h) [horas]	8760,00
Torque (T) [Nmm]	33308,82
Fator de Redução (i)	3,80
Número de Dentes (Z1)	20,00
Fator de Durabilidade (W)	954,23
Pressão Admissível (Padm) [N/mm ²]	931,26
Fator de Serviço (ϕ)	1,50
Relação Largura/Diâmetro do Pinhão	0,80
Diâmetro Primitivo (dp) [mm]	36,89
Largura do Pinhão (bo) [mm]	52,00
Módulo de Engrenamento (m) [mm]	1,84
Módulo Normalizado (mn) [mm]	3,25
Diâmetro Primitivo Normalizado (dp) [mm]	65,00
Número de Dentes Coroa (Z2)	76,00
Rotação da Coroa (ω) [rpm]	477,76
Torque da Coroa (T1) [Nmm]	126573,53
Cálculo de Resistência à Flexão no Pé do Dente	
Força Tangencial (Ft) [N]	3894,57
Fator de Forma (q)	3,70
Resistência do Material (σ_{mat}) [N/mm ²]	200,00
Tensão máxima atuante na base do dente (σ_{max}) [N/mm ²]	127,90
	Aprovado

Figura 30: Dimensionamento das engrenagens (Eixo traseiro)

Fonte: Pesquisa direta, 2025

DIMENSIONAMENTO ENGRENAGENS	
Dados (Roda Dianteira)	
Material	Aço SAE 8640
Dureza (HB) [N/mm ²]	6000
Potência (P) [W]	9498,95
Rotação (ω) [rpm]	1815,50
Duração (h) [horas]	8760,00
Torque (T) [Nmm]	49963,23
Fator de Redução (i)	3,80
Número de Dentes (Z1)	20,00
Fator de Durabilidade (W)	954,23
Pressão Admissível (P _{adm}) [N/mm ²]	931,26
Fator de Serviço (ϕ)	1,50
Relação Largura/Diâmetro do Pinhão	0,80
Diâmetro Primitivo (d _p) [mm]	42,22
Largura do Pinhão (b _o) [mm]	52,00
Módulo de Engrenamento (m) [mm]	2,11
Módulo Normalizado (m _n) [mm]	3,25
Diâmetro Primitivo Normalizado (d _p) [mm]	65,00
Número de Dentes Coroa (Z2)	76,00
Rotação da Coroa (ω) [rpm]	477,76
Torque da Coroa (T1) [Nmm]	189860,29
Cálculo de Resistência à Flexão no Pé do Dente	
Força Tangencial (F _t) [N]	5841,86
Fator de Forma (q)	3,70
Resistência do Material (σ_{mat}) [N/mm ²]	200,00
Tensão máxima atuante na base do dente (σ_{max}) [N/mm ²]	191,85
	Aprovado

Figura 31: Dimensionamento das engrenagens (Eixo dianteiro)
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

Assim como feito no tópico 4.1.3.2 para o pinhão catraca, foram desenvolvidas duas planilhas para o dimensionamento, considerando a situação de menor geração, eixo traseiro do veículo (figura 30), e a de maior geração, eixo dianteiro (figura 31). Em ambos os casos, para facilitar a modelagem em *software*, o pinhão adotado foi o mesmo do primeiro eixo e a coroa foi dimensionada de acordo com ele e com a relação de transmissão necessária para atender a velocidade de rotação do gerador.

Assim como no dimensionamento das catracas do eixo 1, abordadas no tópico 4.1.3.2, foi feita a verificação da resistência à flexão no pé do dente. Para ambos os casos, roda traseira e roda dianteira, a tensão máxima atuante de 127,90 N/mm² e 191,85 N/mm², respectivamente, foram inferiores à resistência do material, o que garante a aprovação do diâmetro adotado de

65 mm para o pinhão catraca. A coroa por ter um diâmetro maior, conseqüentemente possui uma resistência maior, o que garante sua aprovação para o diâmetro de 247 mm, abordado na figura 32.

Como apresentado na descrição do projeto em 4.1.2, o pinhão do segundo eixo possui uma catraca, o que alivia o esforço do volante de inércia, mantendo apenas a rotação do segundo eixo no intervalo de passagem dos veículos. Devido a isso, o pinhão utilizado no segundo eixo é idêntico aos pinhões do primeiro eixo, o que leva a necessidade de uma nova modelagem apenas da coroa. A figura 32 demonstra todas as dimensões das engrenagens dimensionadas, obtidas pela mesma tabela de equações de Melconian (2019) referenciada em 4.1.3.2.

Formulário	Catraca [mm]	Coroa [mm]
Módulo normalizado	3,25	3,25
Passo	10,21	10,21
Vão entre os dentes no primitivo	5,11	5,11
Altura da cabeça do dente	3,25	3,25
Altura do pé do dente	3,90	3,90
Altura comum do dente	6,50	6,50
Altura total do dente	7,15	7,15
Espessura do dente no primitivo	5,11	5,11
Folga da cabeça	0,65	0,65
Diâmetro primitivo	65,00	247,00
Diâmetro de base	61,08	232,10
Diâmetro interno	57,20	239,20
Diâmetro externo	71,50	253,50
Largura	52,00	52,00
Número de Dentes	20,00	76,00

Figura 32: Dimensões das engrenagens

Fonte: Pesquisa direta, 2025

Após a definição da relação de transmissão, a figura 33 apresenta o cálculo do torque de resistência gerado no primeiro eixo pelo gerador, a partir da equação 21 e a comparação entre o valor obtido e o torque gerado pelos veículos no primeiro eixo.

Verificação Torque	
Torque Nominal [Nm]	27,59
Torque de Resistência do Gerador (Eixo 1) [Nm]	104,83
Torque de Resistência do Gerador (Eixo 2) [Nm]	27,59
Torque Eixo 1 (T) [Nm]	126,57
Torque Eixo 2 (T) [Nm]	33,31
Comparativo	Dimensionamento Suficiente

Figura 33: Verificação da viabilidade pelo torque

Fonte: Pesquisa direta, 2025

Assim, como existe a necessidade da rotação do segundo eixo ser maior ou igual a velocidade nominal do gerador, os torques gerados tanto no primeiro, quanto no segundo eixo devem ser superiores ao torque nominal do gerador, para que o sistema seja capaz de movimentar seu eixo. Na figura 33, pelo comparativo entre os torques de resistência do gerador nos dois eixos e do torque gerado pelo acionamento do mecanismo pela passagem de veículos, fica evidente que as dimensões adotadas a partir do dimensionamento dos componentes de ambos os eixos são suficientes para acionamento do gerador.

4.1.3.4 Dimensionamento das Molas

Para o dimensionamento das molas, a princípio foi utilizada a equação 15 para o cálculo da rigidez, considerando a média das duas situações abordadas, a de menor geração (eixo traseiro do veículo) e a de maior geração (eixo dianteiro do veículo), e para a deflexão da mola foi adotado os 100 mm que equivalem ao curso das cremalheiras. Rao (2008) sugere que a rigidez equivalente é igual ao somatório da rigidez de cada mola, quando elas estão dispostas em paralelo, portanto o valor obtido de rigidez média deve ser dividido por quatro, pois o sistema é composto por quatro molas iguais, dispostas em paralelo.

A partir da obtenção da rigidez média, utilizou-se a equação 16 para o cálculo das dimensões das molas. Os diâmetros da mola e do fio foram adotados como 60 mm e 6,5 mm, seu comprimento livre de 230 mm, adequando-se ao projeto modelado, e o material utilizado foi Aço 1045 e suas propriedades retiradas de Callister e Rethwisch (2016). Diante os dados de entrada, o dimensionamento foi realizado e é representado pela figura 34.

DIMENSIONAMENTO DE MOLAS	
Dados	
Material	Aço 1045
Deflexão Máxima (x) [mm]	100,00
Força mín (F1) [N]	3894,57
Força máx (F2) [N]	5841,86
Rigidez média (k) [N/m]	12170,53
Módulo de Elasticidade (E) [Mpa]	203000,00
Poisson	0,30
Módulo de Cisalhamento (G) [Mpa]	78076,92
Diâmetro do fio (d) [mm]	6,50
Diâmetro da mola (D) [mm]	60,00
Número de espiras (N)	6,63
Número de espiras normalizado	7,00
Comprimento livre (L0) [mm]	230,00
Passo (p) [mm]	31,93
Comprimento Sólido (Ls) [mm]	52,00

Figura 34: Dimensionamento das molas
Fonte: Pesquisa direta, 2025

4.1.3.5 Dimensionamento do Volante de Inércia

O volante de inércia é um componente de grande importância no funcionamento do mecanismo de geração de energia. Como mencionado em 4.1.2, pelo fato de haver um intervalo de tempo entre a passagem dos veículos sobre a lombada, a aplicação de um acumulador de energia é vista como imprescindível para a manutenção da rotação do gerador durante esse intervalo de tempo, e o volante de inércia trabalha como esse acumulador.

Para seu dimensionamento, foi levado em consideração um fluxo intenso de veículos, sendo que a cada 3 segundos, um veículo passa sobre o mecanismo acionando o sistema. Além disso, o cálculo foi realizado utilizando os dados da pior situação (eixo traseiro do veículo). Para o cálculo da energia acumulada e para estimar a massa e diâmetro do volante, foram utilizadas as equações 28 e 30. A energia cinética armazenada foi estimada multiplicando a potência do sistema pelo intervalo de tempo de passagem dos veículos. A figura 35 representa a planilha com os cálculos realizados e com as dimensões e massa do volante de inércia utilizado no projeto.

DIMENSIONAMENTO VOLANTE DE INÉRCIA	
Dados	
Velocidade máxima veículo [km/h]	30
Velocidade angular máxima eixo 2 (ω_2) [rad/s]	190,12
Potência sistema (P) [W]	6332,63
Intervalo entre a passagem de carros [s]	3
Momento de Inércia (I) [kg.m ²]	1,05
Massa do Volante (m) [kg]	39
Raio do Volante (r) [mm]	232
Diâmetro do Volante [mm]	464
Força Peso Volante [N]	382,59

Figura 35: Dimensionamento do volante de inércia
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

Pela figura 35, foi definido um diâmetro de 464 mm e uma massa de 39 kg para o volante de inércia, ainda ficou definido a força peso do volante de 382,59 N, que foi utilizada no dimensionamento do eixo o qual o volante está disposto, em 4.1.3.6.

4.1.3.6 Dimensionamento dos Eixos

As figuras 36 e 37 ilustram a representação dos eixos 1 e 2 com todos seus componentes.

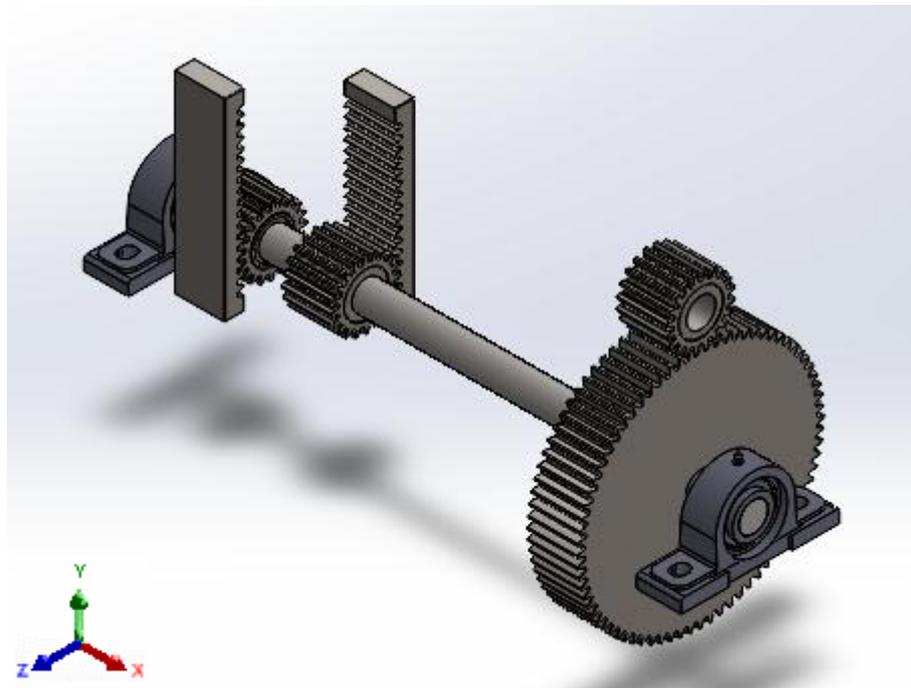


Figura 36: Representação eixo 1 e seus componentes
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

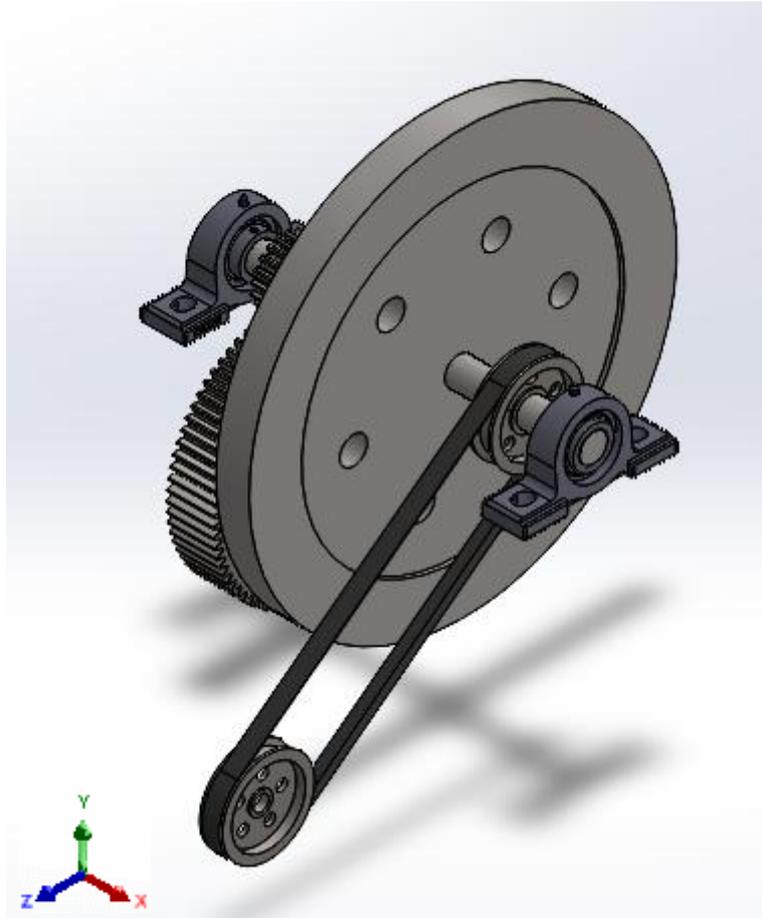


Figura 37: Representação eixo 2 e seus componentes
Fonte: Pesquisa direta, 2025

A partir dos eixos X, Y e Z adotados nas figuras 36 e 37, os planos XY e XZ foram utilizados para a realização dos cálculos dos esforços em cada eixo. Os eixos foram aproximados como vigas bi apoiadas e os esforços em cada componente foram obtidos através dos cálculos realizados em seus dimensionamentos. Foi utilizado o *software Ftool* para a obtenção dos diagramas de momento fletor e o valor de momento máximo em cada plano.

As figuras 38 e 39 representam os planos XY e XZ do eixo 1, com as forças aplicadas nas posições dos componentes correspondentes.

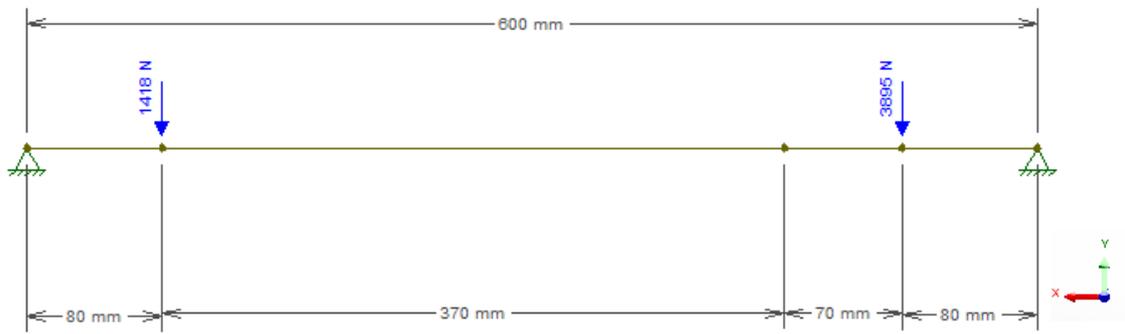


Figura 38: Plano XY – Eixo 1
Fonte: Pesquisa direta, 2025

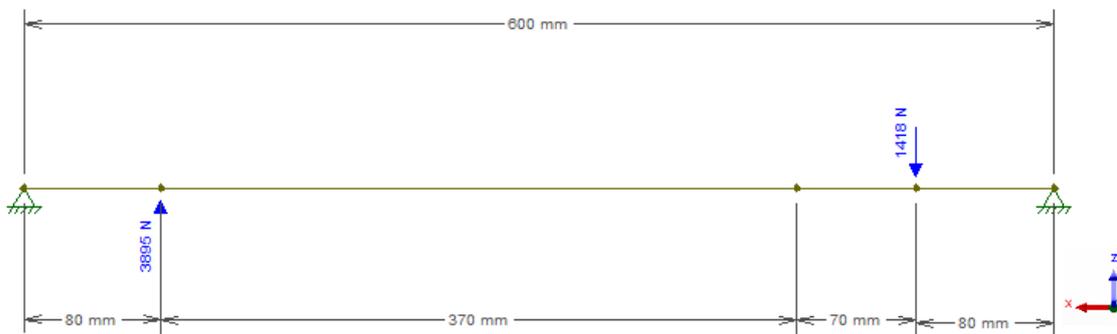


Figura 39: Plano XZ – Eixo 1
Fonte: Pesquisa direta, 2025

Nas figuras 38 e 39, cada ponto representa um componente do eixo 1, seguindo o sentido positivo definido pelos eixos X, Y e Z adotados. Os componentes que compõem o eixo 1 são as duas catracas e a engrenagem coroa que, quando engrenadas com seu par, seja cremalheira ou pinhão, possuem uma força tangencial e uma força radial que agem sobre seus dentes para gerar um torque. A figura 40 lista as forças atuantes nos dois planos do eixo 1.

Forças no Eixo 1	
Plano XY	
Ft1 [N]	3894,57
Fr2 [N]	1417,51
Plano XZ	
Fr1 [N]	1417,51
Ft2 [N]	3894,57

Figura 40: Forças eixo 1
Fonte: Pesquisa direta, 2025

As forças tangenciais (F_t) são calculadas no dimensionamento das catracas e da engrenagem coroa e estão dispostas nas figuras 27 e 28, e as forças radiais (F_r) são obtidas a partir da força tangencial e do ângulo de pressão da engrenagem, seguindo a relação sugerida por Melconian (2019) representada pela equação 34.

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad (34)$$

Onde:

F_r – Força radial (N);

F_t – Força tangencial (N);

α – Ângulo de pressão (20°).

Percebe-se nas figuras 38 e 39 que foi aplicada força tangencial em apenas uma das catracas, isso ocorre pelo fato de que, na descida da lombada o torque é transmitido apenas para uma das catracas, assim a outra gira livre e conseqüentemente não há força atuando no eixo.

A partir da aplicação das forças nos eixos, foi gerado diagramas de momento nos dois planos de referência para a obtenção do momento fletor máximo. As figuras 41 e 42 ilustram os diagramas e o momento máximo nos planos XY e XZ, respectivamente.



Figura 41: Diagrama momento fletor plano XY – Eixo 1
Fonte: Pesquisa direta, 2025

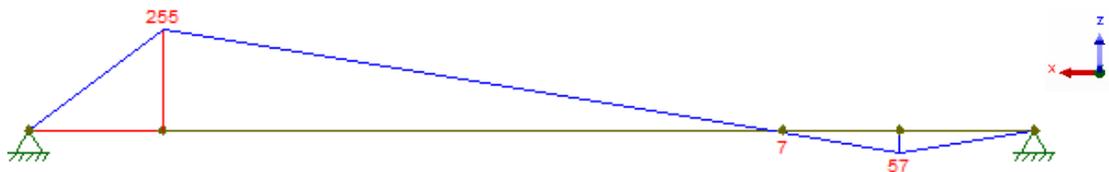


Figura 42: Diagrama momento fletor plano XZ – Eixo 1
Fonte: Pesquisa direta, 2025

Após a definição dos momentos máximos foi realizado o cálculo do diâmetro mínimo a partir da equação 8. A figura 43 representa a planilha utilizada no cálculo do diâmetro mínimo.

DIMENSIONAMENTO EIXO 1		
Material (AISI)	4340	
Condição	Normalizado	
Limite de Escoamento (S_y)	860	[Mpa]
Resistência à tração (S_{ut})	1280	[Mpa]
Acabamento Superficial	Retificado	
Diâmetro (Iteração)	30	[mm]
Tipo de Carregamento	Combinada	
Temperatura de Trabalho	20	[°C]
Confiabilidade	99,99	
Fator de Segurança (N_f)	2	
Momento Máximo em Z (M_z) [Nm]	255000	[Nmm]
Momento Máximo em Y (M_y) [Nm]	285000	[Nmm]
Momento Fletor Máximo (M_a)	382426,46	[Nmm]
Torque Médio (T_m)	189860,29	[Nmm]
Diâmetro Mínimo	28,73	[mm]
Verificação	Eixo Suficiente	

Figura 43: Dimensionamento eixo 1
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

A planilha representada pela figura 43, além da base do cálculo do diâmetro ser realizada pela equação 8, utiliza da equação 9 para o cálculo do limite de resistência a fadiga, das equações 10, 11, 12, 13 e 14 e das figuras 6,7 e 8 para a estimativa dos fatores de modificação. Na planilha, o usuário realiza a entrada dos parâmetros de acordo com as necessidades de projeto e a partir dos valores adicionados, o cálculo é realizado automaticamente retornando o valor do diâmetro mínimo do eixo, se o valor obtido for maior que o valor de diâmetro adotado inicialmente, o eixo é insuficiente e deve ser redimensionado.

Para a definição das propriedades do material adotado, foi utilizado a tabela de propriedades mecânicas do manual de aços (GERDAU apud UNESP, 2025).

Pelos cálculos realizados, foi definido um diâmetro de 30 mm para o eixo 1.

O processo para o dimensionamento do eixo 2 segue os mesmos passos do eixo 1, a diferença está nos componentes dispostos nele. Na figura 37, observa-se que os componentes do eixo 2 são: o pinhão catraca, o volante de inércia e a polia. As figuras 44 e 45 representam os planos XY e XZ do eixo 2, com as forças aplicadas nas posições dos componentes correspondentes.

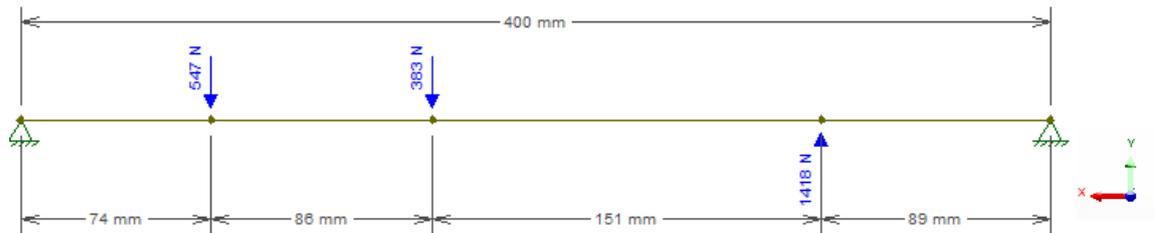


Figura 44: Plano XY – Eixo 2
Fonte: Pesquisa direta, 2025

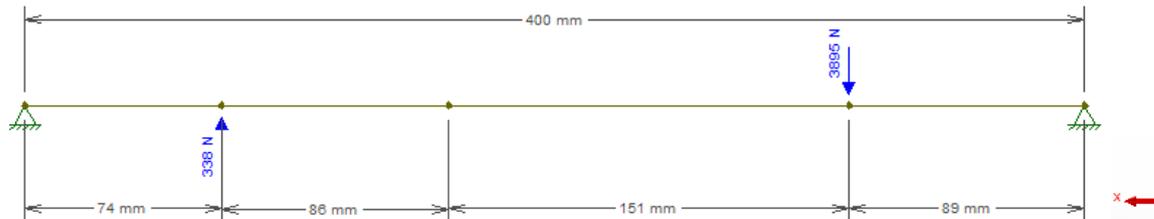


Figura 45: Plano XZ – Eixo 2
Fonte: Pesquisa direta, 2025

As forças atuantes nos dois planos estão listadas pela figura 46.

Forças no Eixo 2	
Plano XY	
Fr1 [N]	1417,51
Fpv [N]	382,59
Fxyp [N]	546,85
Plano XZ	
Ft1 [N]	3894,57
Fxzp [N]	338,37

Figura 46: Forças eixo 2
Fonte: Pesquisa direta, 2025

Assim como no primeiro eixo, existe uma força radial (F_{r1}) e uma força tangencial (F_{t1}) que corresponde ao pinhão catraca, engrenado à coroa do eixo 1, porém no eixo 2 outros 2 componentes são adicionados, gerando forças diferentes, o volante de inércia e a polia. No caso do volante, a única força gerada no eixo é a força peso no plano XY, calculada a partir da sua massa e da gravidade (listada na figura 35). A polia do eixo 2 por sua vez, está ligada à polia do gerador por uma correia, disposta com um ângulo de 37° como visto na figura 20, portanto as forças tangenciais e radiais são decompostas nos planos XY e XZ por esse ângulo. A figura 47 representa o cálculo das forças geradas pela polia nos planos XY (F_{xyp}) e XZ (F_{xzp}).

Forças na Polia do Eixo 2	
Ft [N]	666,18
Fr [N]	242,49
Ângulo entre polias (rad)	0,645772
Ftp1 [N]	532,03
Ftp2 [N]	400,91
Frp1 [N]	145,93
Frp2 [N]	193,66
Fxyp [N]	546,85
Fxzp [N]	338,37

Figura 47: Forças polia
Fonte: Pesquisa direta, 2025

Assim como no primeiro eixo, após a aplicação das forças são gerados diagramas de momento fletor para a obtenção dos momentos máximos nos planos XY e XZ, e estão ilustrados pelas figuras 48 e 49, respectivamente.

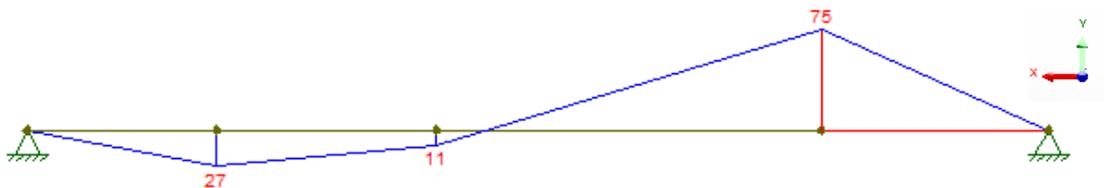


Figura 48: Diagrama momento fletor plano XY – Eixo 2
Fonte: Pesquisa direta, 2025



Figura 49: Diagrama momento fletor plano XZ – Eixo 2
Fonte: Pesquisa direta, 2025

Após a obtenção dos momentos máximos em ambos os planos, foi realizado o cálculo do diâmetro mínimo do assim como feito para o primeiro eixo, e a figura 50 representa todos os dados e cálculos realizados.

DIMENSIONAMENTO EIXO 2		
Material (AISI)	4340	
Condição	Recozido	
Limite de Escoamento (S_y)	475	[Mpa]
Resistência à tração (S_{ut})	745	[Mpa]
Acabamento Superficial	Retificado	
Diâmetro (Iteração)	30	[mm]
Tipo de Carregamento	Combinada	
Temperatura de Trabalho	20	[°C]
Confiabilidade	99,9	
Fator de Segurança (N_f)	2	
Momento Máximo em Z (M_z) [Nm]	264000	[Nmm]
Momento Máximo em Y (M_y) [Nm]	75000	[Nmm]
Momento Fletor Máximo (M_a)	274446,72	[Nmm]
Torque Médio (T_m)	33308,82	[Nmm]
Diâmetro Mínimo	29,52	[mm]
Verificação	Eixo Suficiente	

Figura 50: Dimensionamento eixo 2
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

A partir do cálculo realizado e apresentado pela figura 50, observa-se que o eixo 2 também foi dimensionado com diâmetro de 30 mm.

O torque utilizado no cálculo dos dois eixos foi retirado da pior situação, o eixo traseiro do veículo, sendo valores superiores ao torque de resistência do gerador, garantindo maior segurança para o projeto.

4.2 Geração de Energia

Diante o dimensionamento do mecanismo discorrido no tópico 4.1.3, foi possível estimar alguns valores relacionados à geração de energia.

O gerador selecionado e abordado em 4.1.3.1 possui potência nominal de 5,2 kW, limitando a geração do mecanismo a no máximo esse valor.

Para o dimensionamento do projeto, foi considerada uma velocidade máxima de 30 km/h para os veículos que passam sobre a lombada e a partir desse valor, é calculada uma capacidade de geração de energia. No entanto, para uma análise mais aprofundada, foi realizada

uma variação na velocidade dos veículos entre 10 km/h e 30 km/h e, conseqüentemente, a capacidade de geração também sofre uma variação, ilustrada pela figura 51.

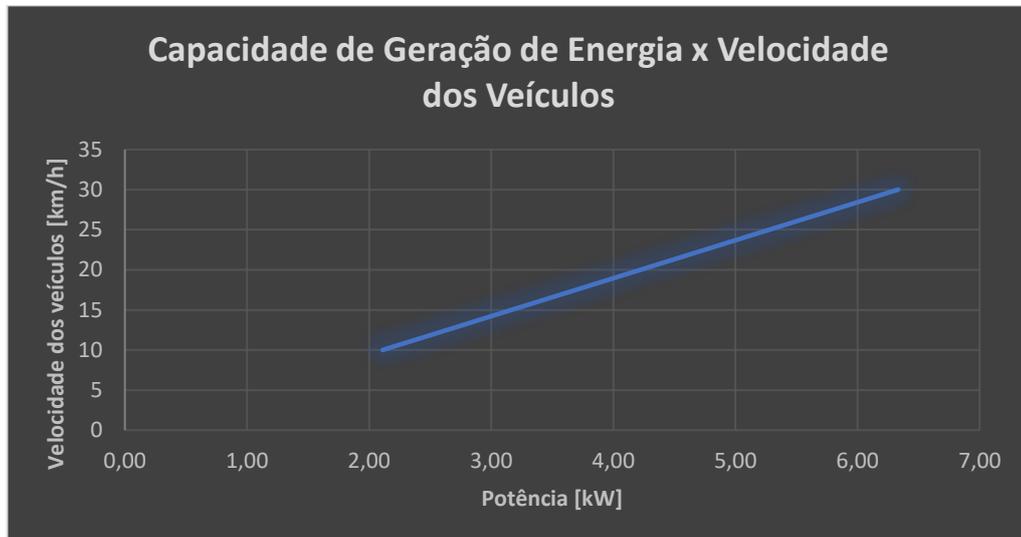


Figura 51: Gráfico Potência x Velocidade dos veículos
Fonte: Pesquisa direta, 2025

No gráfico da figura 51, considerando que a massa dos veículos e o torque se mantenham constantes na análise, observa-se que com o aumento da velocidade dos veículos, a capacidade de geração aumenta de forma proporcional. Esse comportamento linear do gráfico é explicado pelas relações entre a velocidade dos carros e a rotação do eixo do mecanismo, e da potência com torque e rotação, explícitas nas figuras 23 e 24.

Além disso, é visto na figura 51 que apenas a partir de velocidades próximas a 25 km/h, o mecanismo é capaz de gerar a potência nominal do gerador. Nas discussões realizadas em 4.3 foi abordado como as velocidades menores a 25 km/h podem ser importantes para o funcionamento do mecanismo.

Para garantir a capacidade do volante de inércia de manter a rotação do sistema, utilizando de base as dimensões e massa do volante dimensionado para o projeto conforme figura 35, uma análise sobre o fluxo dos veículos é feita variando o intervalo de tempo em que os veículos passam sobre o mecanismo, comparando com a energia armazenada pelo volante nesse intervalo de tempo e está ilustrado pela figura 52.

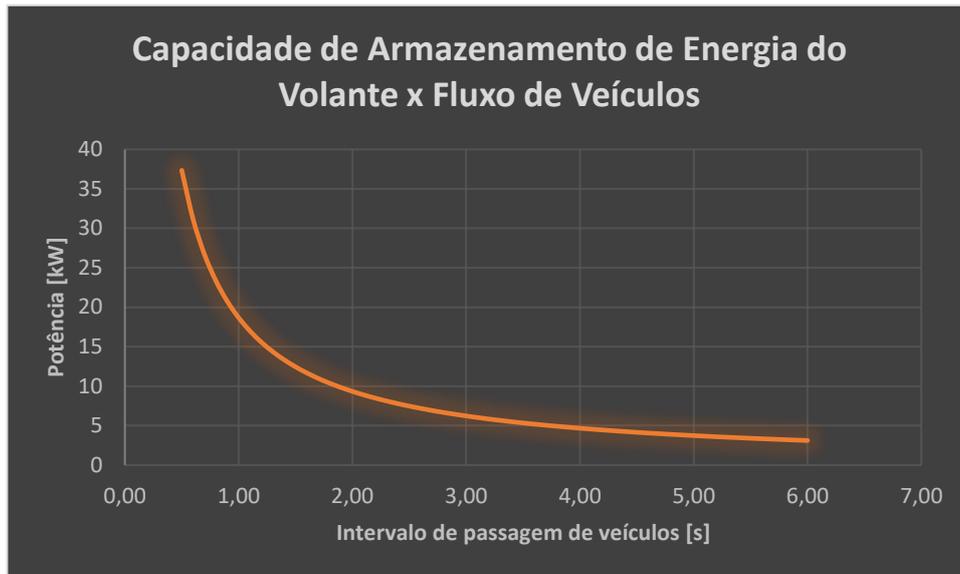


Figura 52: Gráfico Potência x Intervalo de passagem de veículos
 Fonte: Pesquisa direta, 2025

No gráfico da figura 52, percebe-se que quanto maior o intervalo de tempo de passagem dos veículos sobre a lombada, menor a capacidade de armazenamento do volante. Porém, a curva decai de forma não linear pois a relação entre as duas grandezas não é direta.

A potência disposta no gráfico da figura 52 é a razão entre a energia cinética armazenada pelo volante à 1800 rpm (velocidade nominal do gerador), e o intervalo de tempo de passagem de veículos. Para as potências no gráfico maiores ou iguais à potência nominal do gerador, o volante é capaz de armazenar energia suficiente para manter a rotação do sistema, já para as menores, o volante não garante a manutenção da rotação. Ademais, nota-se que o volante garante a potência nominal do gerador até, aproximadamente 3 segundos de intervalo, como dimensionado na figura 35.

4.3 Discussões

A partir da análise do dimensionamento, das estimativas de geração de energia e das curvas de variação de velocidade e fluxo de veículos, algumas discussões são feitas para interpretar os resultados alcançados.

A utilização do eixo mais leve do veículo (pior situação) no dimensionamento de todos os componentes, tem como finalidade garantir que o torque alcançado no acionamento do mecanismo pelos veículos seja suficiente para atender ao torque nominal do gerador, assim sendo capaz de o tirar da inércia e rotacionar o gerador.

No caso do dimensionamento dos eixos, como o torque máximo utilizado é o torque nominal do gerador, todas as cargas que geram um torque maior que o nominal, serão perdidas, assim o cálculo pôde ser realizado pelo eixo mais leve do veículo, pois mesmo gerando cargas menores, elas foram suficientes para atender ao gerador selecionado.

O gerador selecionado tem potência nominal de 5,2 kW sendo essa a máxima capacidade de geração de energia do sistema. Observa-se na figura 51 que para velocidades abaixo de 25 km/h a capacidade de geração é inferior à 5 kW, ou seja, com essas velocidades o mecanismo não seria capaz de tirar o gerador da inércia e gerar energia. Diante esse problema, o volante de inércia tem um papel fundamental no sistema. Quando um veículo passa sobre a lombada com uma velocidade capaz de tirar o gerador da inércia, o volante atua como um acumulador de energia e assim, mantendo-se um fluxo de veículos intenso, os demais não precisam estar à uma velocidade tão elevada para manter o funcionamento do mecanismo, pois uma vez que o volante é tirado da inércia, necessita-se apenas de impulsos menores para aumentar o acúmulo de energia e manter o funcionamento do sistema.

Para aumentar a faixa de velocidades capazes de garantir a capacidade máxima do gerador, o projeto pode ser redimensionado mudando alguns parâmetros nos componentes, como a relação de transmissão. Dessa forma, pode-se aumentar a multiplicação de velocidade do primeiro para o segundo eixo, porém deve-se atentar quanto ao torque que será reduzido pela nova relação de transmissão, podendo não ser capaz de superar o torque nominal do gerador, impossibilitando tirá-lo da inércia sem aplicação de uma carga mais elevada na entrada do sistema.

Em relação ao fluxo de veículos representado pela figura 52, o princípio de acúmulo de energia pelo volante de inércia segue sendo válido. O volante do mecanismo foi dimensionado para que haja um acionamento do sistema a cada 3 segundos, sendo este o regime ideal para funcionamento do sistema. No caso de um fluxo com intervalos menores que 3 segundos, o volante acumula mais energia que o necessário podendo, após alguns impulsos nesse intervalo menor, suportar o funcionamento ideal do sistema por um intervalo maior de tempo, da mesma forma que, para intervalos maiores que 3 segundos, o volante não garante a capacidade máxima do gerador.

Para garantir a capacidade máxima do gerador mesmo em fluxos menos intensos, o volante pode ser redimensionado aumentando seu diâmetro ou sua massa, conseqüentemente seu momento de inércia será maior, assegurando maior acúmulo de energia por mais tempo.

5 CONCLUSÃO

5.1 Conclusão

Diante a iniciativa do estudo de gerar energia a partir de um mecanismo de translação e rotação acoplado à um multiplicador de velocidade, obteve-se as seguintes conclusões:

A partir do procedimento metodológico definido, o projeto foi modelado em *software* e, posteriormente, seus componentes foram dimensionados de acordo com a velocidade máxima dos veículos de 30 km/h, a massa dos veículos de 1985 kg, uma lombada com 100 mm de altura e o gerador selecionado com potência nominal de 5,2 kW.

Desse modo, todas as catracas do mecanismo foram dimensionadas com um diâmetro primitivo de 65 mm que foi suficiente para suportar as cargas geradas pelos veículos, a coroa possui um diâmetro de 247 mm, devido à relação de transmissão necessária para o segundo eixo alcançar no mínimo a velocidade nominal do gerador. Os diâmetros dos dois eixos foram adotados com 30 mm e verificados quanto à sua resistência à flexão e à torção, sendo suficientes para utilização.

O dimensionamento das molas foi desenvolvido calculando-se a rigidez média a partir da definição da deflexão máxima de 100 mm, e utilizando a força média gerada entre o eixo traseiro e o dianteiro dos veículos. Após o cálculo da rigidez foi calculado todas as dimensões necessárias para seu modelamento.

O cálculo do momento de inércia do volante foi desenvolvido utilizando a potência gerada pelo eixo traseiro dos veículos (6332,63 W), um intervalo de passagem dos veículos de 3 segundos e a rotação do segundo eixo do mecanismo nessa situação (1815,50 rpm). Com o momento de inércia definido o diâmetro de 464 mm e a massa de 39 kg foram calculados.

Com o projeto modelado e dimensionado, foi feita a variação da velocidade dos veículos entre 10 km/h e 30 km/h, deixando claro a pequena faixa de velocidades que os veículos precisam estar para que o mecanismo seja capaz de gerar energia. Além disso, foi realizado a variação no intervalo de passagem dos veículos sobre a lombada entre 0,5 e 6 segundos, o que demonstra a eficiência do volante no acúmulo de energia para intervalos menores que os 3 segundos definidos no dimensionamento, e a queda da capacidade de armazenagem com o aumento do intervalo de tempo. No entanto, vale ressaltar que após o gerador ser tirado da inércia, o volante é capaz de garantir a geração de energia mesmo com velocidades reduzidas e com variações pequenas no fluxo.

Portanto, conclui-se que o mecanismo desenvolvido é capaz de gerar energia, se aplicado em condições equivalentes às utilizadas em seu dimensionamento, respondendo assim, a pergunta problema levantada.

5.2 Recomendações

Com base nos resultados obtidos, recomenda-se:

- Construção e validação de um gerador de energia a partir de um mecanismo de translação e rotação acoplado à um multiplicador de velocidade;
- Estudo comparativo de geração de energia entre um mecanismo de translação e rotação acoplado à um multiplicador de velocidade e outras fontes renováveis;
- Análise por elementos finitos de um gerador de energia baseado em um mecanismo de translação e rotação acoplado à um multiplicador de velocidade.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- AMIRYAR, M. E.; PULLEN, K. R. **A review of flywheel energy storage system technologies and their applications.** Applied Sciences, v. 7, n. 3, p. 286, 2017. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2076-3417/7/3/286>. Acesso em: 30 jan. 2025.
- BARBIERI, R. et al. **Elementos de Máquina: Projeto de Sistemas Mecânicos.** 2ª ed. São Paulo: Blucher, 2022.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley.** 10ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2016.
- CALLISTER, W. D. Jr.; RETHWISCH, D. G. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma introdução.** 9ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.
- CAMARGO, I. M. T. **Conversão de Energia.** Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2022.
- CARVALHO, G. **Máquinas Elétricas.** 1ª ed. São Paulo: Editora Érica, 2014.
- CAVALCANTI, P. J. M. **Fundamentos de Eletrotécnica.** 22ª ed. Rio de Janeiro: Freitas Bastos Editora S.A., 2015.
- CHAPMAN, S. J. **Fundamentos de Máquinas Elétricas.** 5ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2013.
- COLLINS, J. A. et. al. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas.** 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.
- CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO (CONTRAN). **Resolução nº 600, de 24 de maio de 2016.** Disponível em: https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/resolucao6002016_new.pdf. Acesso em: 2 fev. 2025.
- CURI, E. I. M. **Sistema de monitoramento e detecção de transição de regime de lubrificação em mancal de deslizamento.** Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade de São Paulo. São Paulo, 2002.
- DARA, J. et al. **Design and construction of a double actuated mechanical speed breaker electricity generator.** Heliyon, v. 6, n. 9, 2020. Disponível em: [https://www.cell.com/heliyon/fulltext/S2405-8440\(20\)31645-5](https://www.cell.com/heliyon/fulltext/S2405-8440(20)31645-5). Acesso em: 30 jan. 2025.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz energética e elétrica.** Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 30 jan. 2025.

FAWADE, A. **Air compression and electricity generation by using speed breaker with rack and pinion mechanism.** International Journal of Modern Engineering Research

(IJMER), v. 5, n. 1, 2015. Disponível em:

https://www.ijmer.com/papers/Vol5_Issue1/Version-3/C0501_03-2328.pdf. Acesso em: 30 jan. 2025.

FERNANDO CALMON. **Massa média dos carros aumentou 400 kg em 10 anos.**

WebMotors. Disponível em: <https://www.webmotors.com.br/wm1/noticias/massa-media-dos-carros-aumentou-400-kg-em-10-anos>. Acesso em: 2 fev. 2025.

FERRAMENTAS KENNEDY. **Alternador Para Gerador 5,2Kva Monofásico - 127/220V Toyama.** Disponível em: [https://www.ferramentaskennedy.com.br/alternador-para-gerador-5-2kva-monofasico-toyama-%E2%80%93-127-](https://www.ferramentaskennedy.com.br/alternador-para-gerador-5-2kva-monofasico-toyama-%E2%80%93-127-220v/p?srsId=AfmBOooJng0sGYGYJhGkbWfSf6qd_A4EfamkaK7rCMXWrAO2ob4rHuE0)

[220v/p?srsId=AfmBOooJng0sGYGYJhGkbWfSf6qd_A4EfamkaK7rCMXWrAO2ob4rHuE](https://www.ferramentaskennedy.com.br/alternador-para-gerador-5-2kva-monofasico-toyama-%E2%80%93-127-220v/p?srsId=AfmBOooJng0sGYGYJhGkbWfSf6qd_A4EfamkaK7rCMXWrAO2ob4rHuE0)

[0](https://www.ferramentaskennedy.com.br/alternador-para-gerador-5-2kva-monofasico-toyama-%E2%80%93-127-220v/p?srsId=AfmBOooJng0sGYGYJhGkbWfSf6qd_A4EfamkaK7rCMXWrAO2ob4rHuE0). Acesso em: 2 fev. 2025.

GERDAU. **Manual de Aços.** São Paulo: UNESP, Departamento de Engenharia Mecânica.

Disponível em:

https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf. Acesso em: 2 fev. 2025.

GERHARDT, T. E.; SILVEIRA, D. T. **Métodos de Pesquisa.** Porto Alegre: Editora da UFRGS, 2009.

GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa.** 7ª ed. Rio de Janeiro: Atlas, 2022.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de física: mecânica.** Volume 1. 12. ed. São Paulo: LTC, 2022.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Projeto de Componentes de Máquinas.** 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KODA, F. **Estudo da Fadiga de Contato em Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos.**

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2009.

MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. M. **Metodologia do Trabalho Científico.** 9ª ed. Rio de Janeiro: Atlas, 2024.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas.** 11ª ed. São Paulo: Érica, 2019.

- MOHAN, N. **Máquinas Elétricas e Acionamentos: Curso Introdotório**. Rio de Janeiro: LTC, 2015 2.3
- MOTT, R. L. **Elementos de Máquina em Projetos Mecânicos**. 5ª ed. São Paulo: Pearson, 2015.
- NORTON, R. L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2011.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- OLIVEIRA, J. G. **Power Control Systems in a Flywheel based All-Electric Driveline**. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Uppsala University, Uppsala, 2011.
- PETRUZELLA, F. D. **Motores Elétricos e Acionamentos**. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2013.
- RAO, A. et. al. **Power generation from speed breaker by rack and ratchet mechanism**. International Journal of Current Engineering and Technology. 2014. Disponível em: <https://citeseerx.ist.psu.edu/document?repid=rep1&type=pdf&doi=f95dfe6244ca66e2f832d061ee10ab3b9857d8ec>. Acesso em: 30 jan. 2025.
- RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. Pearson. 2008.
- RADAELLI, G. Z. **Determinação do carregamento dinâmico em mancais de esfera de contato angular**. Tese de Doutorado. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2013.
- SAMINENI, S. et. al. **Modeling and Analysis of a Flywheel Energy Storage System with a Power Converter Interface**. International Conference on Power Systems Transients (IPST), 2003. Disponível em: https://www.ipstconf.org/papers/Proc_IPST2003/03IPST11b-03.pdf. Acesso em: 2 fev. 2025.
- SEVERINO, A. J. **Metodologia do trabalho científico**. 24ª ed. São Paulo: Cortez, 2017.
- SHIGLEY, J. E. et al. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2008.
- UMANS, S. D. **Máquinas Elétricas de Fitzgerald e Kingsley**. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2014.