



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALEXANDRE KLEYTON SILVA MATIAS

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DIDÁTICO DE MOTOR *STIRLING*  
GAMA SOLAR PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA**

Recife

2021

ALEXANDRE KLEYTON SILVA MATIAS

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DIDÁTICO DE MOTOR STIRLING  
GAMA SOLAR PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Pernambuco, como requisito parcial  
para a obtenção do grau de Bacharel  
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Fernando Roberto Pereira.

Coorientadora: Proa. Dra. Janaina Moreira De Meneses.

Recife

2021

Catálogo na fonte:  
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

M433d Matias, Alexandre Kleyton Silva.  
Desenvolvimento de um protótipo didático de motor Stirling gama solar para geração de energia elétrica / Alexandre Kleyton Silva Matias. – 2021.  
75 f. : il., figs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Fernando Roberto Pereira.

Coorientadora: Profa. Dra. Janaina Moreira de Meneses.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Departamento de Engenharia Mecânica, Recife, 2021.

Inclui referências e apêndices.

1. Engenharia mecânica. 2. Motor Stirling. 3. Energia solar. 4. Dish-Stirling. 5. Motor de combustão externa. 6. Coletor solar. I. Pereira, Francisco Fernando Roberto (Orientador). II. Meneses, Janaina Moreira de (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2022-108

ALEXANDRE KLEYTON SILVA MATIAS

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DIDÁTICO DE MOTOR STIRLING  
GAMA SOLAR PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 17/12/2021.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Francisco Fernando Roberto Pereira (Orientador)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Profa. Dra. Janaina Moreira de Meneses (Coorientadora)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Jorge Antonio Palma Carrasco (Examinador Interno)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Leonardo Pereira de Lucena Silva (Examinador Externo)  
Instituto Federal da Paraíba

“Energia é o que tensiona o arco; decisão é o que solta a flecha” (TZU, 2000, p.17).

## RESUMO

O estudo e implementação de tecnologias limpas que fornecem energia sem prejudicar o planeta é uma necessidade cada vez mais presente, principalmente quando levada em consideração a finitude dos recursos fósseis. O motor *Stirling* é um motor de combustão externa que opera com um fluido de trabalho (gás) confinado internamente e possui um ciclo termodinâmico regenerativo fechado pelo qual o gás de trabalho é aquecido e arrefecido alternadamente, provocando expansões e compressões que levam ao deslocamento de pistões. Diversas fontes energéticas podem ser utilizadas neste tipo de motor, inclusive a energia solar. A aliança entre um motor que não emite resíduos com uma fonte energética limpa e abundante, como a solar, se mostra como objeto de estudo de grande interesse no âmbito energético. Motores *Stirling* que utilizam coletores parabólicos, para captação solar, são conhecidos na literatura como *dish-Stirling*. Nesse sentido, o objetivo deste trabalho foi desenvolver um protótipo didático de um motor *Stirling* tipo gama com funcionamento a partir da energia solar e utilizando materiais reciclados para converter a energia captada em eletricidade. Os métodos da construção do protótipo foram explanados e o protótipo foi submetido à realização de testes para fundamentar a análise de desempenho do sistema através de medições de temperatura dos componentes, da rotação alcançada pelo volante, balanço energético e, por fim, a eficiência do conjunto. O protótipo conseguiu ser executado e funcionou em testes *indoor* e em campo e a produção de energia elétrica foi verificada ainda que com um baixo rendimento para o protótipo desenvolvido.

Palavras-chave: motor *Stirling*; energia solar; *dish-Stirling*; motor de combustão externa; coletor solar.

## ABSTRACT

The study and implementation of clean technologies that provide energy without harming the planet is an increasingly present need, especially when taking into account the finite nature of fossil resources. The Stirling engine is an external combustion engine that operates with an internally confined working fluid (gas) and has a closed thermodynamic regenerative cycle by which the working gas is alternately heated and cooled, causing expansions and compressions that lead to piston displacement. . Several energy sources can be used in this type of engine, including solar energy. The alliance between an engine that does not emit waste with a clean and abundant energy source, such as solar energy, is an object of study of great interest in the energy field. Stirling engines that use parabolic collectors for solar capture are known in the literature as dish-Stirling. In this sense, the objective of this work was to develop a didactic prototype of a gamma-type Stirling engine operating from solar energy and using recycled materials to convert the captured energy into electricity. The methods of construction of the prototype were explained and the prototype was submitted to tests to support the analysis of the system's performance by measuring the temperature of the components, the rotation achieved by the flywheel, energy balance and, finally, the efficiency of the assembly . The prototype was able to be executed and worked in indoor and field tests and the production of electric energy was verified, although with a low yield for the developed prototype.

Keywords: *Stirling* engine; solar energy; *dish-Stirling*; external combustion engine; solar collector.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquemática do funcionamento em um motor <i>Stirling</i> Alfa .....	17
Figura 2 – Esquemática do funcionamento em um motor <i>Stirling</i> Beta .....	18
Figura 3 – Esquemática do funcionamento em um motor <i>Stirling</i> Gama.....	18
Figura 4 – Diagramas P-V e T-S do ciclo <i>Stirling</i> .....	19
Figura 5 – Esquema interno de um motor <i>Stirling</i> de configuração gama.....	24
Figura 6 – Comparativo entre diagramas ideal e real do ciclo <i>Stirling</i> .....	25
Figura 7 – Eurodish .....	31
Figura 8 – Distal I e Distal II .....	32
Figura 9 – Esquema de funcionamento do concentrador solar .....	32
Figura 10 – Receptor de refluxo .....	33
Figura 11 – Receptor de iluminação direta com diferentes pontos de temperatura ...	34
Figura 12 – Sistemas de rastreamento solar.....	35
Figura 13 – Esquema do paraboloide de revolução e seção transversal .....	36
Figura 14 – Esquema do paraboloide de revolução .....	37
Figura 15 – Balanço energético no aparato solar.....	39
Figura 16 – Fluxograma metodológico .....	42
Figura 17 – Modelagem do protótipo pelo software <i>DesignSpark</i> .....	43
Figura 18 – Modelagem do virabrequim, hastes e biela .....	45
Figura 19 – Modelagem dos discos de alumínio .....	45
Figura 20 – Modelagem do pistão de deslocamento.....	46
Figura 21 – Modelagem da zona de troca de calor .....	47
Figura 22 – Modelagem da zona de compressão e expansão .....	47
Figura 23 – Protótipo montado .....	48
Figura 24 – Antena parabólica revestida com película reflexiva.....	49
Figura 25 – Coletor solar e protótipo em teste de campo.....	51
Figura 26 – Temperaturas na zona quente ao longo do tempo.....	52
Figura 27 – Temperaturas na zona fria ao longo do tempo.....	52
Figura 28 – Curvas de compressão e expansão volumétricas ao longo da variação angular da manivela .....	54
Figura 29 – Pressão média ao longo da variação do ângulo de manivela .....	55
Figura 30 – Volume total ao longo do ângulo de manivela.....	55
Figura 31 – Diagrama P x V de Schmidt para os dados de entrada.....	56

Figura 32 – Gráfico medições de rotações por minuto.....58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Etapas termodinâmicas do ciclo <i>Strling</i> .....	19
Tabela 2 – Síntese do equacionamento apresentado .....	22
Tabela 3 – Simbologia das variáveis para a teoria de Schmidt .....	23
Tabela 4 – Lista de materiais, instrumentos e custos.....	44
Tabela 5 – Parâmetros da antena .....	49
Tabela 6 – Temperaturas médias de cada zona .....	52
Tabela 7 – Variáveis de entrada.....	53
Tabela 8 – Valores de saída da simulação.....	54
Tabela 9 – Parâmetros referentes ao alumínio .....	57
Tabela 10 – Comparação de eficiências do motor .....	59

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	12
1.1	OBJETIVOS .....	13
<b>2</b>	<b>FUDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	14
2.1	CONTEXTO HISTÓRICO.....	14
2.2	VANTAGENS E DESVANTAGENS DO MOTOR <i>STIRLING</i> .....	14
2.3	FUNCIONAMENTO DO MOTOR <i>STIRLING</i> .....	15
2.4	MODELOS FUNDAMENTAIS DO MOTOR <i>STIRLING</i> .....	16
2.4.1	<i>Stirling</i> Alfa .....	16
2.4.2	<i>Stirling</i> Beta .....	17
2.4.3	<i>Stirling</i> Gama .....	18
2.5	CICLO TERMODINÂMICO IDEAL .....	18
2.6	EQUACIONAMENTO DO CICLO <i>STIRLING</i> IDEAL.....	20
2.6.1	Estudo do calor e trabalho .....	20
2.6.2	Rendimento do ciclo <i>Stirling</i> ideal.....	20
2.7	EQUACIONAMENTO PELA TEORIA DE SCHMIDT .....	22
<b>3</b>	<b>ENERGIA SOLAR EM MOTORES <i>STIRLING</i></b> .....	30
3.1	MODELOS OPERACIONAIS <i>DISH-STIRLING</i> .....	30
3.1.1	Eurodish .....	30
3.1.2	Distal I e Distal II.....	31
3.2	COMPONENTES DO COLETOR SOLAR.....	31
3.2.1	Concentrador solar parabólico .....	32
3.2.2	Receptor .....	32
3.2.3	Rastreamento solar .....	34
3.3	DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO DO CONJUNTO SOLAR .....	35
3.3.1	Determinação do foco do concentrador solar parabólico ( $f$ ).....	35
3.3.2	Determinação da distância do coletor ao receptor .....	36
3.4	ANÁLISE ENERGÉTICA DO APARATO SOLAR.....	37
3.5	EFICIÊNCIA INSTANTÂNEA DO CONCENTRADOR SOLAR .....	40
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	40
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	43
5.1	CONSTRUÇÃO E MONTAGEM.....	43
5.1.1	Virabrequim, biela e hastes auxiliares.....	44

<b>5.1.2 Discos de alumínio</b> .....	45
<b>5.1.3 Pistão de deslocamento</b> .....	45
<b>5.1.4 Pistão de trabalho</b> .....	46
<b>5.1.5 Zona de troca de calor</b> .....	46
<b>5.1.6 Zona de compressão e expansão</b> .....	47
<b>5.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DO CONJUNTO SOLAR</b> .....	48
<b>5.2.1 Determinação do foco (<math>f</math>)</b> .....	49
<b>5.2.2 Determinação da distância do coletor ao receptor plano (<math>Ch</math>)</b> .....	50
<b>5.3 DETERMINAÇÃO DE TEMPERATURAS E RENDIMENTO IDEAL</b> .....	51
<b>5.4 ANÁLISE SCHMIDT</b> .....	53
<b>5.5 ANÁLISE ENERGÉTICA</b> .....	56
<b>5.5.1 Energia fornecida ao motor</b> .....	56
<b>5.5.2 Energia produzida pelo motor</b> .....	57
<b>5.6 VERIFICAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA</b> .....	59
<b>6 CONCLUSÕES</b> .....	60
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	61
<b>APÊNDICE A – ROTINA DE MATLAB PARA ANÁLISE SCHMIDT</b> .....	67
<b>APÊNDICE B – DESENHO TÉCNICO DO PROTÓTIPO</b> .....	69
<b>APÊNDICE C – DESENHO TÉCNICO DAS HASTES</b> .....	70
<b>APÊNDICE D – DESENHO TÉCNICO DA ZONA DE TROCA DE CALOR</b> ...	71
<b>APÊNDICE E – DESENHO TÉCNICO DA ZONA FRIA</b> .....	72
<b>APÊNDICE F – DESENHO TÉCNICO DA ZONA QUENTE</b> .....	73
<b>APÊNDICE G – DESENHO TÉCNICO DOS DISCOS</b> .....	74
<b>APÊNDICE H – DESENHO TÉCNICO DA ZONA DE EXP. E COMP.</b> .....	75

## 1 INTRODUÇÃO

Sabe-se que os combustíveis fósseis são finitos, extremamente poluentes e trazem consequências avassaladoras ao planeta. Os índices de demanda energética majoram com o passar do tempo e a busca de novas soluções energéticas renováveis é uma necessidade mundial. Associado a isto, a preocupação e proteção do meio ambiente apresentam-se como temas de grande relevância no mundo contemporâneo, sendo a produção de energia limpa um marco tecnológico que carrega consigo a possibilidade de novos tempos e de impacto ambiental cada vez menor. É neste sentido que pesquisadores vêm desenvolvendo novas soluções tecnológicas, a partir de energias renováveis, para atender as operações já existentes e futuras, de maneira eficiente, e sem prejudicar o meio ambiente (JABARI *et al.*, 2020).

A iniciativa da energia solar é uma das mais promissoras no quesito energia renovável, pois não emite poluição e é abundante devido a sua ampla disponibilidade (KECK *et al.*, 1990). A radiação solar é utilizada por vários dispositivos tecnológicos como em coletores solares e células fotovoltaicas (YAÏCI e ENTCHEV, 2014; AKSOY, 2015). Os coletores solares, em particular, conseguem concentrar toda a radiação em um único ponto e transportar essa energia para um fluido de trabalho, por exemplo, dando início a diversos outros processos (SATIRO e COUTINHO, 2012).

Já a utilização de motores *Stirling* também traz resultados promissores ao setor energético, sobretudo por ser um motor de combustão externa, conseguindo funcionar com diversas fontes de energia, inclusive a solar. Os sistemas que utilizam um coletor solar parabólico aliado a um motor *Stirling* são conhecidos como *dish-Stirling* e convertem, primeiro, a energia térmica do sol em mecânica, através dos concentradores solares, e o motor *Stirling* posteriormente converte a energia mecânica em elétrica com o auxílio de um gerador (SINGH e KUMAR, 2018). Acontece, no entanto, que o custo para produzir essa tecnologia é elevado o que se mostra como uma barreira para disseminação desta ferramenta (CASTELLANOS, 2012). Várias áreas podem operar com o *dish-Stirling* como, por exemplo, em sistemas de cogeração, produção elétrica *off-grid*, bombeamento de água ou armazenamento de energia, por exemplo. Além disso, resultados indicam que sistemas com tecnologia *dish-Stirling* podem produzir energia com bom custo-

benefício e melhor performance quando comparados com outros sistemas de energia renovável (SINGH e KUMAR, 2018).

Pesquisadores observaram que a configuração gama do motor *Stirling* tem, teoricamente, a melhor eficiência mecânica e a utilização deste motor associado a um concentrador solar se torna alvo de grande interesse e estudo no âmbito energético (KONGTRAGOOL e WONGWISES, 2003). A motivação deste trabalho surge da necessidade do estudo de sistemas tecnológicos que utilizam fontes renováveis para produzir energia. A radiação solar é a fonte energética mais atrativa para produzir energia e o Brasil é um país que dispõe de um imenso potencial energético com uma média de radiação solar três vezes superior que em países europeus, onde o uso desse tipo de tecnologia é vastamente investigado e difundido (SATIRO e COUTINHO, 2012). Neste trabalho será desenvolvido um protótipo didático de um motor *Stirling* que converte a energia solar captada em eletricidade e serão realizados estudos de desempenho neste motor.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é projetar, construir e realizar uma avaliação de desempenho de um protótipo didático de um motor *Stirling*-gama acionado com energia solar para geração de energia elétrica.

Como objetivos específicos podem-se citar:

- Executar o protótipo com funcionamento solar
- Absorver conhecimentos a partir da experimentação do protótipo
- Realizar uma análise termodinâmica do protótipo.
- Avaliar a aplicação da energia solar como princípio de acionamento do motor;
- Avaliar o desempenho do motor.

## 2 FUDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados conceitos e características fundamentais para entendimento dos motores *Stirling*.

### 2.1 CONTEXTO HISTÓRICO

A Revolução Industrial, compreendida entre os séculos XVIII e XIX, trouxe consigo uma mudança extraordinária aos meios de produção e ao modo de vida das pessoas. A máquina a vapor, que transforma a energia do vapor em energia mecânica, foi desenvolvida para maximizar a produção e os lucros. No entanto, na época, o controle dos parâmetros de temperatura, pressão, vedação, e outras variáveis eram ínfimos, se não inexistentes, e por conta disto, o âmbito de trabalho era perigoso causando inúmeros acidentes além de péssimas condições de trabalho aos empregados (MAGACHO; SILVA; CASTRO, 2019).

O motor *Stirling*, ou motor de ar quente, foi desenvolvido no ano de 1816 pelos irmãos *Robert Stirling* e *James Stirling* com o intuito de substituir as máquinas a vapor. Após os estudos dos irmãos, foi projetado um motor que utilizava o ar como fluido de trabalho, com tecnologia mais segura em comparação às máquinas a vapor da época que constantemente explodiam (WALKER, 1980). A patente da invenção foi registrada sob Nº 4081 de 1816 e relatava pela primeira vez, estreando na história, a utilização do regenerador também conhecido como permutador temporário de calor (BARROS, 2005). Por não necessitar de admissão e funcionar sem exaustão, o motor *Stirling*, mudou o cenário dos equipamentos fabris e despertou o interesse de operários a trabalhar num ambiente um pouco mais seguro (SCHULZ, 2009).

Os motores *Stirling* fabricados nesta época exibiam baixa produtividade quando vieram a ser comparados aos motores de combustão interna Otto e Diesel produzidos nas décadas seguintes já que forneciam uma maior potência associada a um baixo custo de produção levando, aos poucos, os motores *Stirling* ao esquecimento (BARROS, 2005).

## 2.2 VANTAGENS E DESVANTAGENS DO MOTOR *STIRLING*

Dentre as vantagens, existe a versatilidade quanto ao fluido de trabalho utilizado no motor *Stirling*, podendo ser, por exemplo, o ar, hidrogênio, hélio e outros, sendo preferível aqueles que possuem melhor condutividade térmica, baixa viscosidade e densidade (THOMBARE e VERMA, 2008). Para operar este tipo de motor, qualquer fonte de energia térmica pode ser utilizada, ou seja, a queima de um combustível não é a única maneira empregada, sendo utilizadas, inclusive, fontes energéticas renováveis como a solar, biomassa, geotérmica ou qualquer outra que cumpra essa função (JOKAR e TAVAKOLPOUR-SALEH, 2015). É justamente por isso que os motores *Stirling* são considerados eficientes e com menor emissão de contaminantes quando comparados com motores de combustão interna (TAVAKOLPOUR; ZOMORODIAN; GOLNESHAN, 2008). Também são mais silenciosos, com baixa vibração e baixo desgaste interno já que não há explosão e estão ausentes válvulas internas. Outra flexibilidade vantajosa ao motor *Stirling*, é sua possibilidade de utilização em sistemas de cogeração. Ademais, esse motor utiliza um regenerador, também chamado de permutador de calor, que pode ser entendido como uma esponja térmica que absorve uma quantidade calor que seria rejeitada e utiliza em uma próxima etapa, melhorando a eficiência do ciclo.

Por outro lado, os custos de fabricação de um motor *Stirling* são elevados, o que não é visto com bons olhos para o setor industrial, haja vista a necessidade de se projetar um excelente sistema de vedação, para selar completamente o gás confinado e fabricar trocadores de calor eficientes (THOMBARE e VERMA, 2008). A eficiência deste motor melhora quando se trabalha com pressões elevadas no fluido de trabalho, mas quanto maior for essa pressão de trabalho mais recursos financeiros são necessários para garantir um bom sistema de vedação (SILVA, 2010). Além disso, no motor *Stirling* existe a dificuldade em vencer a inércia, isto é, dar partida do motor e de controlar a velocidade de rotação do motor, o que se revelam como adversidades da sua adesão no setor da indústria automobilística (FURTADO e NOVENTA, 2014).

### 2.3 FUNCIONAMENTO DO MOTOR *STIRLING*

O motor *Stirling* é um motor de combustão externa que opera através de um ciclo termodinâmico regenerativo fechado, através de compressões e expansões alternadas em diferentes valores de temperatura (JOKAR e TAVAKOLPOUR-SALEH, 2015). O motor *Stirling* absorve o calor emanado de qualquer fonte externa em oposição aos motores de combustão interna, pelo qual o fornecimento do calor ocorre internamente, isto é, pela combustão do combustível dentro do motor. De modo geral, o funcionamento ocorre da seguinte forma, o fluido de trabalho (gás) é aquecido e arrefecido alternadamente, provocando expansões e compressões que levam ao deslocamento de pistões. O gás confinado transita entre dois espaços com diferentes temperaturas e gera movimento através do deslocamento dos pistões (HIRATA, 1995).

O processo de regeneração ocorre quando o regenerador absorve, temporariamente, uma quantidade de calor que seria rejeitada ao ambiente, na etapa de arrefecimento isométrico, e utiliza essa energia térmica no processo de aquecimento isométrico, diminuindo as perdas e aumentando a eficiência deste motor (PAUTZ, 2013). Utilizam-se diversos materiais para a fabricação do regenerador como aço, cobre, alumínio e outros, sendo o aço o mais frequente em motores *Stirling* devido a sua boa taxa de transferência de calor por convecção (DENTELLO, 2017). No entanto, o atrito produzido entre a matriz do regenerador e o fluido de trabalho podem gerar perdas de eficiência no motor (ALFARAWI, AL-DADAH e MAHMOUD, 2016). Além disso, a porosidade da matriz regenerativa influencia diretamente nessas perdas energéticas pois, quanto menor a porosidade maior a perda por atrito (ABETE, 2013).

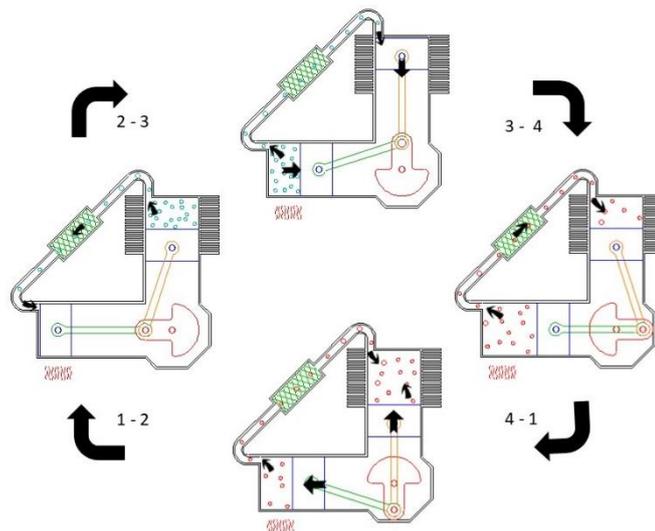
### 2.4 MODELOS FUNDAMENTAIS DO MOTOR *STIRLING*

Os motores *Stirling* são classificados como do tipo Alfa, Beta ou Gama. Todos seguem o mesmo ciclo termodinâmico de *Stirling* e se distinguem de acordo com a disposição dos pistões e cilindros.

### 2.4.1 Stirling Alfa

Nesta configuração de motor, Figura 1, os dois pistões são geralmente defasados em 90° e estão localizados em cilindros distintos conectados por trocadores de calor. Um deles está na câmara de aquecimento e o outro na câmara resfriamento. No espaço frio, o fluido de trabalho sofre compressão e, no quente, expansão. Ambos os pistões necessitam que haja vedação, pois trabalham com o fluido de trabalho confinado em seu interior. A associação em conjunto dos dois pistões comprime o fluido de trabalho na zona fria, leva o gás para a zona quente, onde sofre expansão, e, em seguida, retorna para a região fria (MARTINI, 1983).

Figura 1 – Esquemática das etapas de funcionamento para um motor *Stirling Alfa*

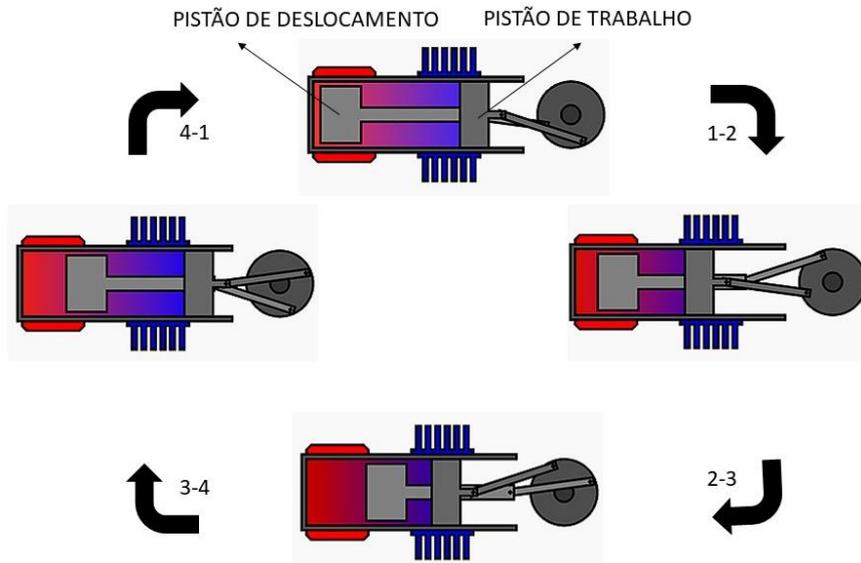


Fonte: Adaptado de Keveney (2011)

### 2.4.2 Stirling Beta

Neste tipo de motor, Figura 2, existe apenas um único cilindro e ambos os pistões se encontram alinhados na mesma direção. O pistão interno tem a função de transportar o gás de trabalho entre as regiões quente e fria, enquanto o outro pistão fornece trabalho ao motor (SOARES, 2018). Esse modelo assemelha-se ao modelo original desenvolvido por Robert Stirling (CORRIA, 2006).

Figura 2 – Esquemática do funcionamento em um motor *Stirling* Beta

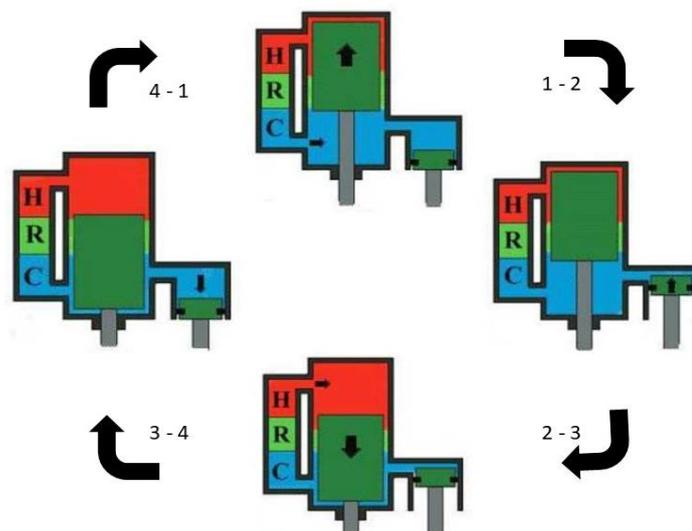


Fonte: Adaptado de Wheeler (2007)

### 2.4.3 *Stirling* Gama

Este modelo de motor, Figura 3, é semelhante ao tipo Beta, contudo, existe uma separação, com cilindros distintos, entre a zona de troca de calor e a zona de compressão e expansão do fluido. Dessa maneira, o pistão de deslocamento e o pistão de trabalho dispõem-se separadamente em cada cilindro (MELLO, 2001).

Figura 3 – Esquemática das etapas de funcionamento para um motor *Stirling* Gama



Fonte: Adaptado de Hirata (1995)

## 2.5 CICLO TERMODINÂMICO IDEAL

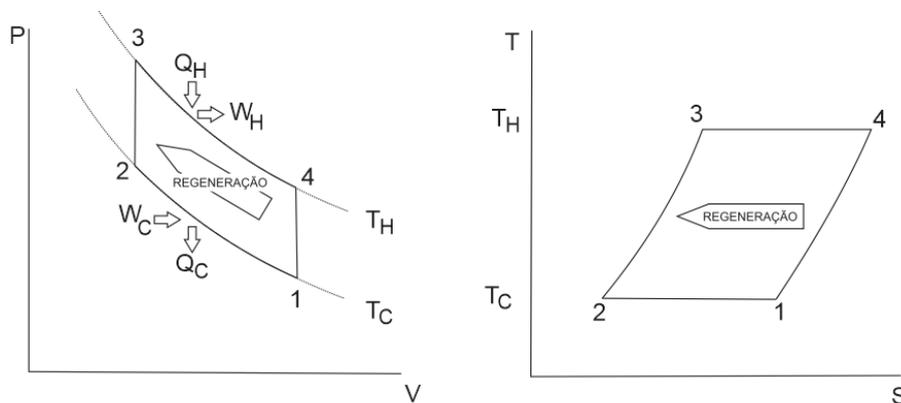
O ciclo teórico termodinâmico do motor *Stirling* é formado por quatro processos internamente reversíveis em sequência e, portanto, faz necessário haver mais de um pistão para executar o ciclo completamente (PAUTZ, 2013). Os processos deste ciclo são enunciados na Tabela 1 e visualizados na Figura 4.

Tabela 1: Etapas termodinâmicas do ciclo *Stirling*

Etapa	Processo termodinâmico
1 - 2	Compressão à temperatura constante
2 - 3	Aquecimento isométrico regenerativo
3 - 4	Expansão à temperatura constante
4 - 1	Arrefecimento ou resfriamento isométrico

Fonte: Adaptado de Moran *et al.* (2013)

Figura 4 – Diagramas P-V e T-S do ciclo *Stirling*



Fonte: Adaptado de Moran *et al.* (2013)

- Em 1 – 2 ocorre a compressão do fluido de trabalho, diminuindo o volume e aumentando a pressão sob uma temperatura constante ( $T_c$ ), nessa etapa é o calor é rejeitado para o ambiente ( $Q_c$ ) na mesma proporção em que o trabalho é realizado sob o fluido ( $W_c$ ). Não ocorrem variações da energia interna e a entropia é reduzida;
- Em 2 – 3 ocorre a absorção isocórica de calor do regenerador, aquecendo o fluido de trabalho da  $T_c$  para  $T_H$  e elevando a pressão. Há aumento da entropia e da energia interna do gás de trabalho;

- Em 3 – 4 ocorre a expansão, ou seja, o gás se expande, aumentando o volume e diminuindo a pressão, devido ao fornecimento de calor pela fonte externa  $Q_H$ , e, ao mesmo tempo, fornece trabalho ( $W_H$ ), mantendo a temperatura constante. A entropia aumenta e a energia interna permanece constante;
- Em 4 – 1 ocorre a rejeição isocórica de calor do fluido de trabalho para o regenerador, resfriando o gás, da temperatura  $T_H$  para  $T_C$ . Há também uma diminuição da entropia e da energia interna.

## 2.6 EQUACIONAMENTO DO CICLO *STIRLING* IDEAL

Os cálculos apresentados neste tópico são para um ciclo ideal, levando em consideração que os processos são internamente reversíveis com transferências de calor otimamente efetivas, que o fluido de trabalho é um gás ideal e o regenerador é perfeito, isto é, com máxima eficiência.

### 2.6.1 Estudo do calor e trabalho

Para esta análise, será utilizada a primeira lei da termodinâmica descrita na Equação 2.1 para cada um dos processos termodinâmicos, sendo  $\Delta Q$  definido como calor,  $W$  o trabalho, e  $\Delta U$  a variação da energia interna.

$$\Delta Q = W + \Delta U \quad (2.1)$$

A equação do trabalho ( $W$ ), num intervalo do volume final ( $V_f$ ) ao volume inicial ( $V_i$ ) de um processo, é definida por:

$$W = m \cdot R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right) = p \cdot V \cdot \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right) \quad (2.2)$$

E a equação da variação da energia interna ( $\Delta U$ ) é definida a seguir, sendo  $c_v$  o calor específico a volume constante:

$$\Delta U = c_v \cdot \Delta T \quad (2.3)$$

Com as Equações (2.1), (2.2) e (2.3) pode-se então analisar cada processo individualmente:

- Compressão Isotérmica (1 – 2)

Neste processo, não há variações na temperatura e, conseqüentemente, da Equação 2.3  $\Delta U = 0$ . Com a variação de energia interna nula, pela primeira lei da termodinâmica e utilizando a relação volumétrica ( $r_v = V_1/V_2$ ) tem-se que:

$$\Delta Q = p_1 V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) = p_2 V_2 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (2.4)$$

- Aquecimento Isocórico (2 – 3)

Este processo ocorre sem variações de volumes ( $V_2 = V_3$ ) implicando em um trabalho nulo ( $W = 0$ ). Pela primeira lei da termodinâmica tem-se que:

$$\Delta Q = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.5)$$

- Expansão Isotérmica (3 – 4)

Mais uma vez, por ser um processo isotérmico, não há variações na temperatura implicando numa variação de energia interna nula ( $\Delta U$ ), pela primeira lei da termodinâmica e utilizando a relação volumétrica ( $r_v = V_4/V_3$ ), tem-se que:

$$\Delta Q = W = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v) = p_4 \cdot V_4 \cdot \ln(r_v) \quad (2.6)$$

- Resfriamento Isocórico (4 – 1)

Como não há variações de volume neste processo ( $V_1/V_4 = 1$ ), pela primeira lei da termodinâmica tem-se que:

$$\Delta Q = c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (2.7)$$

Na Tabela 2 é apresentada uma síntese das equações obtidas para cada um dos processos no ciclo ideal.

Tabela 2 – Síntese do equacionamento do ciclo ideal

Processo	Trabalho	Calor
Compressão (1 - 2)	$W = p_1 V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$	$\Delta Q = p_1 V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$
Aquecimento (2 - 3)	$W = 0$	$\Delta Q = c_v \cdot (T_3 - T_2)$
Expansão (3 - 4)	$W = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v)$	$\Delta Q = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v)$
Arrefecimento (4 - 1)	$W = 0$	$\Delta Q = c_v \cdot (T_1 - T_4)$

Fonte: Adaptado de Satiro e Coutinho (2012).

### 2.6.2 Rendimento do ciclo *Stirling* ideal

O rendimento de um motor é calculado como a razão da energia útil produzida pela energia total fornecida, portanto:

$$\eta = \frac{W_{3-4} + W_{1-2}}{\Delta Q_{3-4}} \quad (2.8)$$

Cada termo da Equação 2.8 está descrito nos resultados da Tabela 2 e substituindo-os, tem-se:

$$\eta = \frac{p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v) + p_1 V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)}{p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v)} \quad (2.9)$$

Pela propriedade do logaritmo e realizando simplificações, reescreve-se da seguinte forma:

$$\eta = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.10)$$

Verifica-se, portanto, que para um ciclo ideal, a eficiência obtida no motor *Stirling* é a máxima que uma máquina térmica poderia obter trabalhando entre dois valores de temperaturas distintos e, por isso, essa eficiência é regida pela mesma

expressão do rendimento de Carnot (CARRIL e FRANCO, 2016).

## 2.7 EQUACIONAMENTO PELA TEORIA DE SCHMIDT

Gustavo Schmidt, em 1871, desenvolveu uma teoria para análise do motor *Stirling* para cada uma de suas configurações (alfa, beta e gama), mas será apresentada, neste tópico, apenas para a configuração gama, objeto do protótipo didático a ser desenvolvido. Essa teoria ficou consolidada na literatura como a análise clássica dos motores *Stirling* e por ser um estudo teórico, leva em consideração alguns pressupostos e simplificações. A teoria se comporta como uma análise mais racional se comparada com o ciclo ideal dos motores *Stirling* e suas variáveis estão descritas na Tabela 3 e ilustradas na Figura 5. Com a utilização de geometrias internas é calculado o volume do motor, ao passo que a massa do fluido de trabalho e temperatura são previamente determinados. Já a pressão é obtida do equacionamento para um gás ideal.

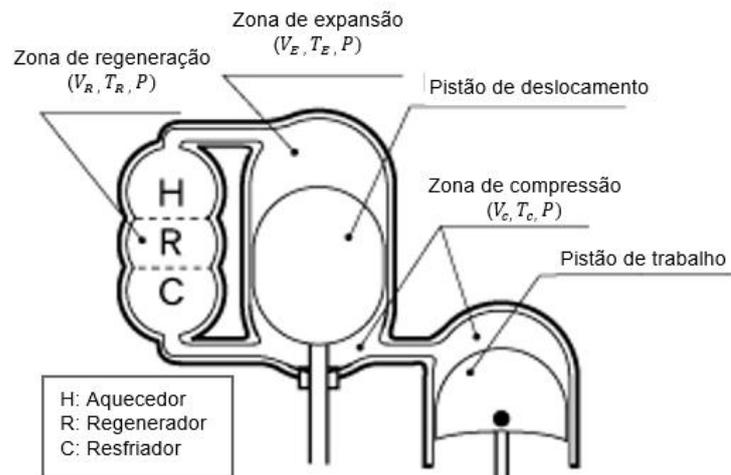
Tabela 3 – Simbologia das variáveis para a teoria de Schmidt

Descrição	Simbologia	Unidade
Pressão do motor	$P$	MPa
Volume percorrido pelo pistão de expansão	$V_{SE}$	m <sup>3</sup>
Volume percorrido pelo pistão de compressão	$V_{SC}$	m <sup>3</sup>
Volume morto de expansão	$V_{DE}$	m <sup>3</sup>
Volume morto de compressão	$V_{DC}$	m <sup>3</sup>
Volume do regenerador	$V_R$	m <sup>3</sup>
Volume momentâneo do espaço de expansão	$V_E$	m <sup>3</sup>
Volume momentâneo do espaço de compressão	$V_C$	m <sup>3</sup>
Volume momentâneo total	$V_M$	m <sup>3</sup>
Massa do gás de trabalho	$M$	Kg
Temperatura de expansão do gás	$T_{EG}$	K
Temperatura de compressão do gás	$T_{CG}$	K
Temperatura de regeneração do gás	$T_R$	K
Ângulo de fase	$dx$	°
Temperatura relativa	$t = T_{CG}/T_{EG}$	-

Volume percorrido relativo	$v = V_{SC}/V_{SE}$	-
Volume morto relativo	$X = V_{DC}/V_{DE}$	-
Rotação do motor	$N$	Hz
Energia indicada de expansão	$E_E$	J
Energia indicada de compressão	$E_C$	J
Energia indicada total	$E_T$	J
Potência de indicada de expansão	$P_E$	W
Potência indicada de compressão	$P_C$	W
Potência indicada total	$P_T$	W
Eficiência indicada	$\eta_i$	-

Fonte: Magalhães e Vieira (2015)

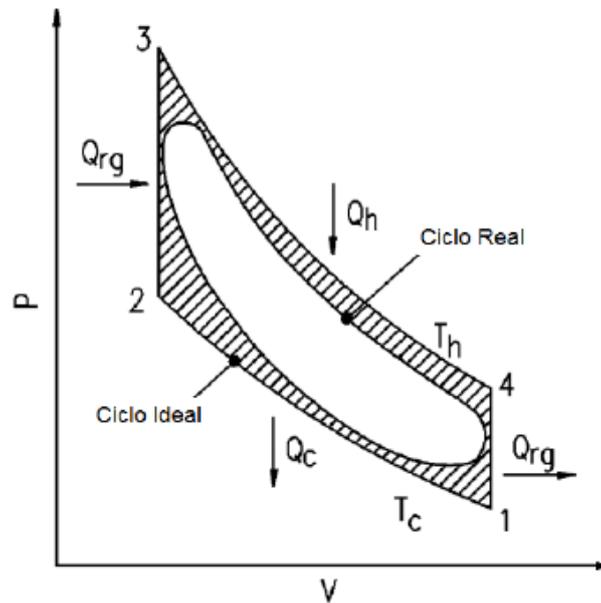
Figura 5 – Esquema interno de um motor *Stirling* de configuração gama



Fonte: Adaptado de Magalhães e Vieira (2015)

Através dela, é possível obter o diagrama P-V com mais semelhança à realidade sendo um ponto de partida para uma análise termodinâmica, conforme a Figura 6 (SATIRO e COUTINHO, 2012).

Figura 6 – Comparativo entre diagramas ideal e real do ciclo *Stirling*



Fonte: Corria (2006)

Conforme Magalhães e Vieira (2015), são levados em consideração os seguintes pressupostos para o desenvolvimento da teoria:

- I. Nas trocas de calor não existem perdas;
- II. As diferenças internas de pressões são inexistentes;
- III. Os processos de compressão e expansão acontecem isotermicamente;
- IV. O fluido de trabalho é considerado um gás ideal;
- V. O regenerador é perfeito com máxima eficiência;
- VI. O volume morto de expansão conserva a temperatura do gás na expansão e o volume morto de compressão conserva a temperatura do gás na compressão;
- VII. A temperatura do gás no regenerador é a média das temperaturas de expansão e compressão;
- VIII. Os volumes de expansão e de compressão variam de maneira sinusoidal.

Os volumes momentâneos de expansão ( $V_E$ ) compressão ( $V_C$ ) são considerados momentâneos pois estão constantemente alterando seus valores devido ao movimento dos pistões. É por conta disso, que obedecem a uma equação em função da angulação do eixo ( $x$ ), que é definido por  $x = 0$  no instante em que o

pistão de deslocamento alcança o ponto máximo (ponto morto superior).

O volume momentâneo de expansão ( $V_E$ ) é definido em função do volume varrido pelo pistão de deslocamento ( $V_{SE}$ ) e do volume morto de expansão ( $V_{DE}$ ).

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (2.11)$$

Enquanto o volume momentâneo de compressão ( $V_C$ ) é definido em função do volume varrido pelo pistão de deslocamento ( $V_{SE}$ ), do volume varrido pelo pistão de trabalho ( $V_{SC}$ ), do ângulo de fase entre os pistões de deslocamento e de trabalho ( $dx$ ) e do volume morto de compressão ( $V_{DC}$ ).

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 + \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}[1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (2.12)$$

O volume momentâneo total é então descrito conforme a soma dos volumes:

$$V_M = V_E + V_R + V_C \quad (2.13)$$

A temperatura no regenerador é calculada conforme o pressuposto VII.

$$T_R = \frac{T_{EG} + T_{CG}}{2} \quad (2.14)$$

A pressão do motor ( $P$ ), de acordo com Crestani (2016) pode ser calculada se baseando na pressão média, pressão mínima ou pressão máxima conforme a Equação 2.15 desde que sejam consideradas algumas simplificações.

$$P = \frac{P_{méd}\sqrt{1 - c^2}}{(1 + c) \cdot \cos(x + a)} = \frac{P_{min}(1 + c)}{(1 + c) \cdot \cos(x + a)} = \frac{P_{máx}(1 - c)}{(1 + c) \cdot \cos(x + a)} \quad (2.15)$$

Sendo as simplificações utilizadas na Equação 2.15 sequenciadas abaixo:

$$t = T_{CG}/T_{EG} \quad (2.16)$$

$$v = V_{SC}/V_{SE} \quad (2.17)$$

$$X_{DE} = V_{DE}/V_{SE} \quad (2.18)$$

$$X_{DC} = V_{DC}/V_{SE} \quad (2.19)$$

$$X_R = V_R/V_{SE} \quad (2.20)$$

$$a = -\tan^{-1} \left[ \frac{v \cdot \text{sen}(dx)}{t + \cos(dx) - 1} \right] \quad (2.21)$$

$$S = t + 2 \cdot t \cdot X_{DE} + \frac{4 \cdot t \cdot V_R}{1 + t} + v + 2 \cdot X_{DC} + 1 \quad (2.22)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cdot \cos(dx) + v^2 - 2t + 1} \quad (2.23)$$

$$c = B/S \quad (2.24)$$

As relações entre as pressões são dadas pelas seguintes equações:

$$\frac{P_{min}}{P_{méd}} = \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \quad (2.25)$$

$$\frac{P_{máx}}{P_{méd}} = \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} \quad (2.26)$$

Com esses dados é possível obter, graficamente, o diagrama aproximado P-V do motor *Stirling* gama. Através do uso dos coeficientes mencionados anteriormente e com uma solução analítica, podem-se calcular as energias indicadas para

expansão ( $E_E$ ) e compressão ( $E_C$ ). A energia indicada de expansão, é calculada em função da pressão média ( $P_{méd}$ ), máxima ( $P_{máx}$ ) ou mínima ( $P_{min}$ ):

$$E_E = \oint P. dV_E = \frac{P_{méd} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}}. \quad (2.27)$$

$$E_E = \oint P. dV_E = \frac{P_{máx} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (2.28)$$

$$E_E = \oint P. dV_E = \frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \quad (2.29)$$

Já a energia indicada de compressão ( $E_C$ ), também é calculada através de três equações, variando apenas o tipo de pressão utilizada.

$$E_C = \oint P. dV_C = -\frac{P_{méd} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (2.30)$$

$$E_C = \oint P. dV_C = -\frac{P_{max} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (2.31)$$

$$E_C = \oint P. dV_C = -\frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \quad (2.32)$$

A energia indicada total ( $E_T$ ) para um ciclo completo é calculada pelo somatório da energia indicada de expansão ( $E_E$ ) com a energia indicada de compressão ( $E_C$ ).

$$E_T = E_E + E_C \quad (2.33)$$

A potência indicada de expansão ( $P_E$ ), compressão ( $P_C$ ) e total ( $P_T$ ), são calculadas multiplicando as correspondentes energias pela rotação do motor ( $N$ ).

$$P_E = E_E \cdot N \quad (2.34)$$

$$P_C = E_C \cdot N \quad (2.35)$$

$$P_T = E_T \cdot N \quad (2.36)$$

### 3 ENERGIA SOLAR EM MOTORES *STIRLING*

A energia solar vem sendo amplamente estudada e tem grande notoriedade por ser considerada uma fonte energética abundante. Sendo uma energia limpa, promove a redução de gases poluentes, diminuindo o impacto ambiental na atmosfera, além de contribuir para um desenvolvimento tecnológico sustentável (CAMPOS, VARGAS e ORDONEZ, 2012).

McDonnell Douglas, em 1985, adaptou um espelho solar parabólico para captação dos raios solares e o utilizou como fonte fornecedora de calor para aquecer o gás de trabalho interno de um motor *Stirling*. Através do foco do espelho côncavo, o calor pôde ser concentrado e direcionado ao fluido de trabalho promovendo o acionamento do motor (DENTELLO, 2017). A estrutura mostrou uma boa eficiência, cerca de 31%, e gerou até 25kW de potência (BRAVO *et al.*, 2011).

O emprego da captação solar associada ao acionamento do motor *Stirling*, se revela como uma união benéfica e promissora, ganhando relevância temática no ramo energético de pesquisa internacional (SATIRO E COUTINHO, 2012). Esse tipo de sistema baseado na coleta da energia solar, através de um concentrador parabólico, para acionar um motor *Stirling* é também conhecido como “*dish-Stirling*” e algumas empresas, nos últimos anos, como a *Cleanergy*, *Qalovis* e *Genoa Stirling*, desenvolveram modelos operando neste conceito (DENTELLO, 2017).

Na literatura é possível encontrar diversas aplicações do sistema *dish-Stirling*, Bahrami *et al.* (2019) propuseram uma integração entre as estruturas de um concentrador solar parabólico e de um destilador solar para a produção de água doce. O destilador atua como receptor localizado na região focal. Com os estudos, relataram que a eficiência ótica do concentrador pode ser aumentada quando a refletividade do absorvedor é diminuída e conseqüentemente melhora a produção de água doce. Kadri e Abdallah (2016) estudaram um sistema *dish-Stirling* solar para a produção de eletricidade off-grid em áreas rurais. Realizaram estudos e modelagens da associação do motor *Stirling* com um gerador síncrono de ímã permanente e utilizaram os resultados do sistema Eurodish como referência. Chmielewski *et al.* (2016) estudaram a influência do uso de diferentes fluidos de trabalho (hélio e argônio) em um sistema solar *Stirling* baseado em micro-cogeração. A pesquisa focou em melhorar a eficiência do sistema de cogeração residencial.

### 3.1 MODELOS OPERACIONAIS *DISH-STIRLING*

Nesta seção serão apresentados alguns modelos desenvolvidos por empresas que utilizam o conceito *dish-Stirling*.

#### 3.1.1 Eurodish

Construído pela CESI (Confederação Europeia de Sindicatos Independentes) em parceria com a Comissão Europeia, opera em irradiações solares elevadas cuja temperatura do receptor atinge até 800°C e foi desenvolvido para produzir 10kW de potência elétrica, conforme Figura 7 (CESI, 2005).

Figura 7 – Eurodish

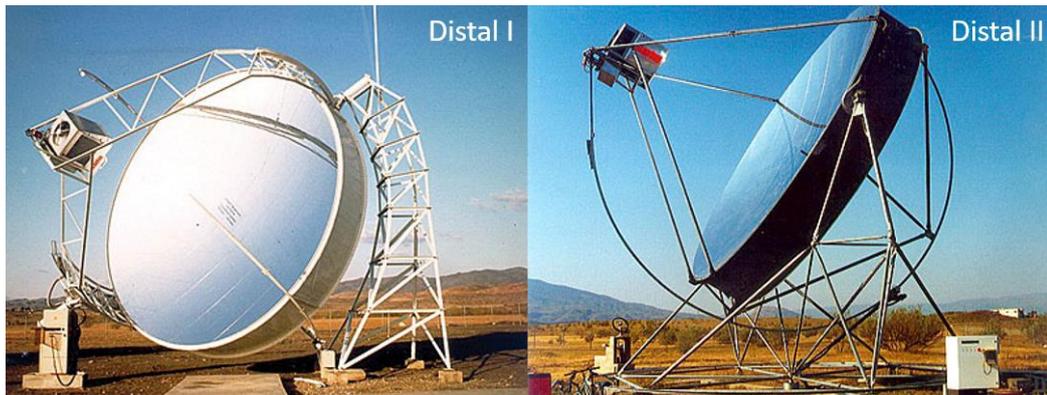


Fonte: PROMES (2006)

#### 3.1.2 Distal I e Distal II

Ambos foram produzidos pela PSA (Plataforma Solar de Almería) na Espanha e a segunda versão é um aperfeiçoamento da primeira. Na Figura 8 é possível visualizar o Distal I que possui um concentrador solar com diâmetro de 7,5 m e produz eletricidade a partir de níveis de radiação em torno de 300 W/m<sup>2</sup> (HELLER; REINALTER; PLAZA, 2001). Enquanto o Distal II, possui 8,5 m de diâmetro em seu concentrador solar, cujo sistema suporta radiações solares superiores a 800 W/m<sup>2</sup>, exibindo melhor eficiência (POULLIKKAS; KOURTIS; HADJIPASCHALIS, 2010).

Figura 8 – Distal I e Distal II



Fonte: Adaptado de CIEMAT - Plataforma Solar De Almería (2009)

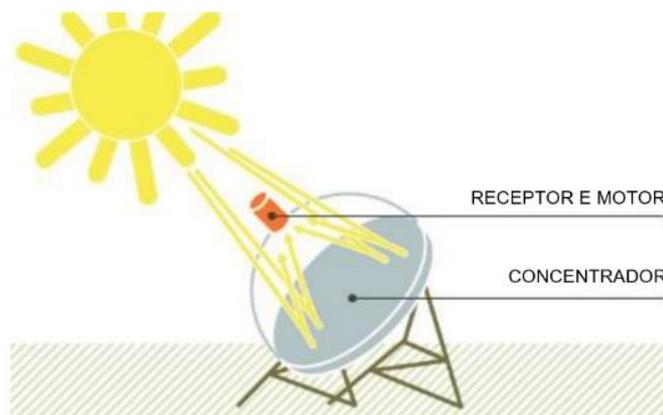
### 3.2 COMPONENTES DO COLETOR SOLAR

O coletor solar tem como objetivo fornecer calor para aquecer o fluido de trabalho do motor *Stirling* e é constituído por três elementos: o concentrador solar, o receptor térmico e o sistema de rastreamento solar.

#### 3.2.1 Concentrador solar parabólico

Os concentradores solares deste tipo têm um formato de um parabolóide, captam os raios solares e concentram toda a energia térmica em um único ponto, o foco, conforme Figura 9. Sua superfície é recoberta com materiais que apresentam elevada capacidade reflexiva (bons coeficientes de reflexão) e que possuam boa durabilidade (CASTELLANOS, 2012).

Figura 9 – Esquema de funcionamento do concentrador solar



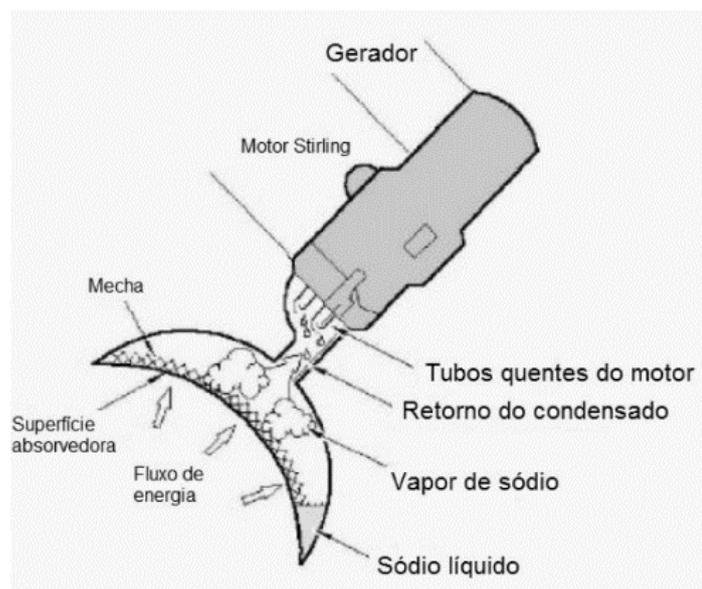
Fonte: Silva; Fontoura; Castro (2019)

Também podem ser utilizados polímeros no recobrimento da superfície que, além de possuírem um baixo custo e maleabilidade, apresentam bons coeficientes de reflexão em cerca de 96% ou através de membranas reflexivas esticadas que consistem em delgadas películas espelhadas tracionadas em um suporte anelar (ABBAS *et al.*, 2011). Os aspectos geométricos do concentrador solar variam de acordo com os níveis de insolação da região em que se pretende instalar, da capacidade de conversão energética do coletor e da potência elétrica que se deseja alcançar. De maneira geral, quanto maior a área de captação solar maior será a quantidade de energia produzida (DENTELLO, 2017).

### 3.2.2 Receptor

O receptor tem a função de receber os raios solares concentrados na região focal e converter a energia luminosa em térmica. Os receptores mais comuns para este tipo de aplicação são os de refluxo, que possuem um fluido em seu interior sofrendo sucessivos processos de evaporação e condensação dentro do receptor transferindo calor, e os de iluminação direta, que recebem a incidência direta dos raios solares e consistem em uma estrutura de malha microtubular, conforme Figuras 10 e 11, respectivamente (BLASCO, 2011).

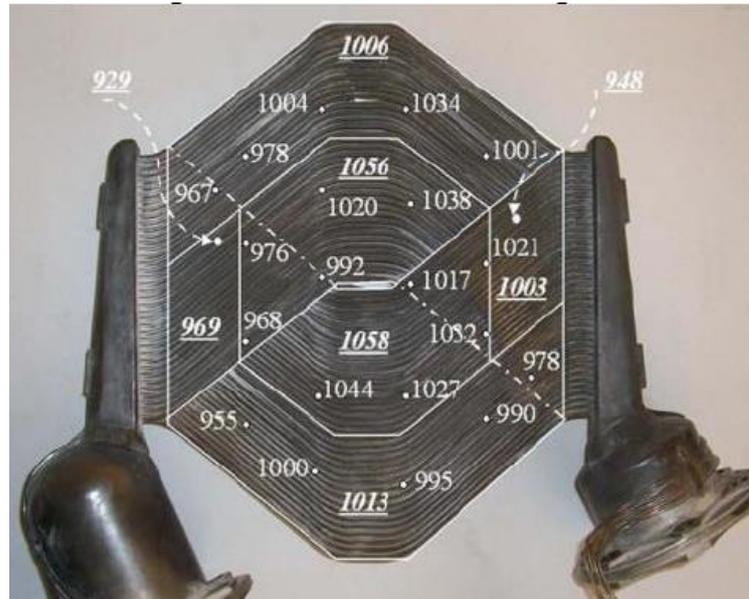
Figura 10 - Receptor de refluxo



Fonte: San José (2009)

Os receptores de refluxo possuem uma melhor uniformidade de temperatura ao longo de sua estrutura, enquanto que nos de iluminação direta, a temperatura se distribui heterogeneamente, isto é, apresentando pontos com temperaturas distintas (DENTELLO, 2017).

Figura 11 - Receptor de iluminação direta com diferentes pontos de temperatura

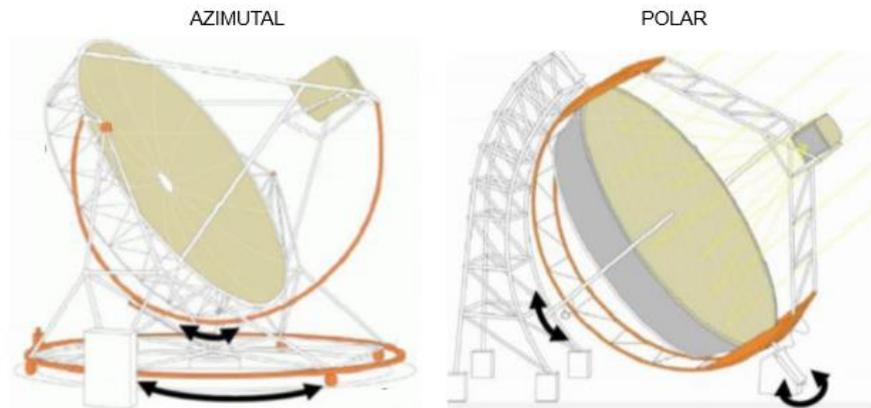


Fonte: Nepveu, Ferriere e Bataille (2009)

### 3.2.3 Rastreamento solar

Os sistemas de rastreamento solar podem ser azimutais, que permitem a movimentação em dois eixos, tanto na vertical como na horizontal, ou polar, que contém um eixo inclinado e rotacionam na direção Leste-Oeste, conforme Figura 12 (SAYMA, 2013).

Figura 12 - Sistemas de rastreamento solar



Fonte: Adaptado de Dentello (2017)

Esse sistema consiste em rotacionar a plataforma do aparato solar de modo que capte os raios solares do nascer ao pôr do sol absorvendo a maior quantidade de energia possível com melhor aproveitamento. É análogo ao girassol que sempre se mantém voltado para o sol. Para a utilização em motores *Stirling* é utilizado geralmente os sistemas com dois eixos.

### 3.3 DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO DO CONJUNTO SOLAR

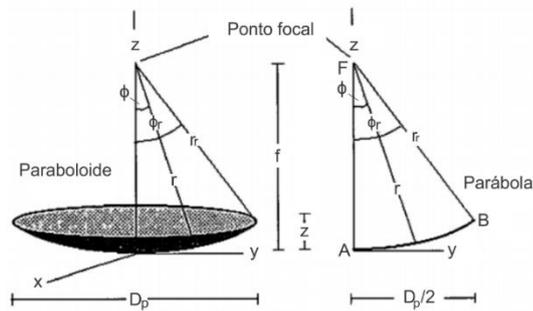
Nesta seção serão apresentados equacionamentos para determinação dos principais elementos geométricos do conjunto solar.

#### 3.3.1 Determinação do foco do concentrador solar parabólico ( $f$ )

O concentrador parabólico concentra toda a radiação solar incidida para um único ponto no espaço, o foco. A determinação geométrica da distância focal é, portanto, de extrema importância para esse tipo de análise. De acordo com Castellanos (2012), a expressão matemática do paraboloide de revolução é descrita pela Equação 3.1 baseando-se pela Figura 13.

$$X^2 + Y^2 = 4fZ \quad (3.1)$$

Figura 13 - Esquema do paraboloide de revolução e seção transversal



Fonte: Adaptado de Salgado (1998)

Sendo:

$f$  – Distância focal

$z$  – Altura do paraboloide

$r_r$  – Distância de borda

$\phi_r$  – Ângulo de borda

$D_p$  – Diâmetro do paraboloide de revolução

$y$  – Raio da paraboloide de revolução

Analisando apenas os eixos YZ da Figura 13, tem-se uma parábola descrita

$$y^2 = 4fz \quad (3.2)$$

da seguinte maneira:

O foco pode ser determinado analisando a parábola origem  $y^2 = 4fz$  descrita na Equação 3.2 e ao substituir pelo ponto  $(D_p/2, z)$ , encontra-se:

$$f = \frac{D_p^2}{16.z} \quad (3.3)$$

### 3.3.2 Determinação da distância do coletor ao receptor

Não é recomendado que o receptor solar esteja posicionado exatamente no ponto focal, ou seja coincidindo com o foco, pois a radiação solar concentrada em



$$C_h = f - \left( f - \frac{D_p^2}{8f} \right) \cdot \frac{D_r}{D_p} \quad (3.7)$$

### 3.4 ANÁLISE ENERGÉTICA DO APARATO SOLAR

Considerando uma análise em um sistema de insolação direta, pode-se definir através da Equação 3.8 a quantidade de energia solar incidente no coletor ( $Q_{inc}$ ) em função da área de abertura desse coletor ( $A_c$ ) e da irradiação solar da região ( $G_b$ ) (WU *et al.*, 2009).

$$Q_{inc} = A_c \cdot G_b \quad (3.8)$$

No entanto, a energia que chega ao receptor ( $Q_{rec}$ ), após reflexão dos raios solares no coletor em direção ao foco, é determinada de acordo a Equação 3.9, onde  $\eta_o$  é a eficiência ótica do coletor (SALGADO, 1998).

$$Q_{rec} = \eta_o \cdot A_c \cdot G_b \quad (3.9)$$

A determinação da eficiência ótica de um concentrador solar está relacionada, por exemplo, com aspectos geométricos, material utilizado e propriedades óticas. As seguintes perdas energéticas podem ser consideradas para determinação dessa eficiência (CASTELLANOS, 2012):

- Perdas por rastreamento solar impreciso;
- Perdas por transmissão-absorção;
- Perdas de reflexão-absorção, entre 5-8%;
- Perdas por sombreamento, menor que 1%;
- Perdas por dispersão da radiação, entre 1-3%;
- Perdas por refletividade;

Segundo Santos *et al.* (2016), a eficiência ótica ( $\eta_o$ ) pode ser definida conforme a Equação 3.10:

$$\eta_o = \rho \cdot K_{rd} \cdot \alpha_{abs} \quad (3.10)$$

Sendo:

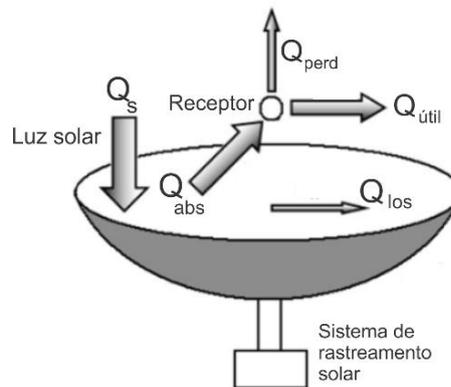
$\rho$  – índice de refletividade;

$K_{rd}$  – índice de radiação refletida até o receptor;

$\alpha_{abs}$  – absorptividade do receptor

A Figura 15 esquematiza as perdas energéticas inerentes ao processo de um concentrador solar.

Figura 15 – Balanço energético no aparato solar



Fonte: Adaptado de Wu *et al.* (2009)

A energia útil ( $Q_{útil}$ ), ou seja, a parcela de energia que é de fato transferida ao fluido de trabalho pode ser definida pela Equação 3.11. As perdas por condução são geralmente desprezíveis em relação as perdas por radiação ( $Q_{rad}$ ) e convecção ( $Q_{conv}$ ) e, por isso, não são consideradas. (CASTELLANOS, 2012; WU *et al.*, 2010).

$$Q_{útil} = Q_{abs} - Q_{perd} = Q_{abs} - (Q_{rad} + Q_{conv}) \quad (3.11)$$

As perdas por radiação são as mais expressivas no sistema quando o intervalo entre as temperaturas é grande. O valor dessa perda energética pode ser calculado conforme a Equação 3.12.

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_r \cdot (T_{rec}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.12)$$

Sendo:

$\varepsilon$  – Emissividade

$\sigma$  – Constante de Boltzmann ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ )

$A_r$  – Área do receptor

$T_{rec}$  – Temperatura do receptor

$T_{amb}$  – Temperatura ambiente

Já as perdas por convecção ( $Q_{conv}$ ) são calculadas através da Equação 3.13. O coeficiente de convecção ( $h_{conv}$ ) varia de acordo com a velocidade do vento no local. Kongtragool e Wongwises (2005) recomendam utilizar o valor do coeficiente de convecção de  $4 \text{ W/m}^2\text{K}$  quando a velocidade do vento for praticamente nula e  $30 \text{ W/m}^2\text{K}$  para velocidades em torno de  $10 \text{ m/s}$ .

$$Q_{conv} = h_{conv} \cdot A_r \cdot (T_{rec} - T_{amb}) \quad (3.13)$$

### 3.5 EFICIÊNCIA INSTANTÂNEA DO CONCENTRADOR SOLAR

A eficiência instantânea do concentrador solar ( $\eta_{conc}$ ) é calculada pela razão entre a energia útil ( $Q_{útil}$ ) pela energia solar incidente na superfície do coletor ( $Q_{inc}$ ).

$$\eta_{conc} = \frac{Q_{útil}}{Q_{inc}} \quad (3.14)$$

Após substituição pela Equação 3.11, tem-se:

$$\eta_{conc} = \eta_o - \frac{Q_{perd}}{Q_{inc}} \quad (3.15)$$

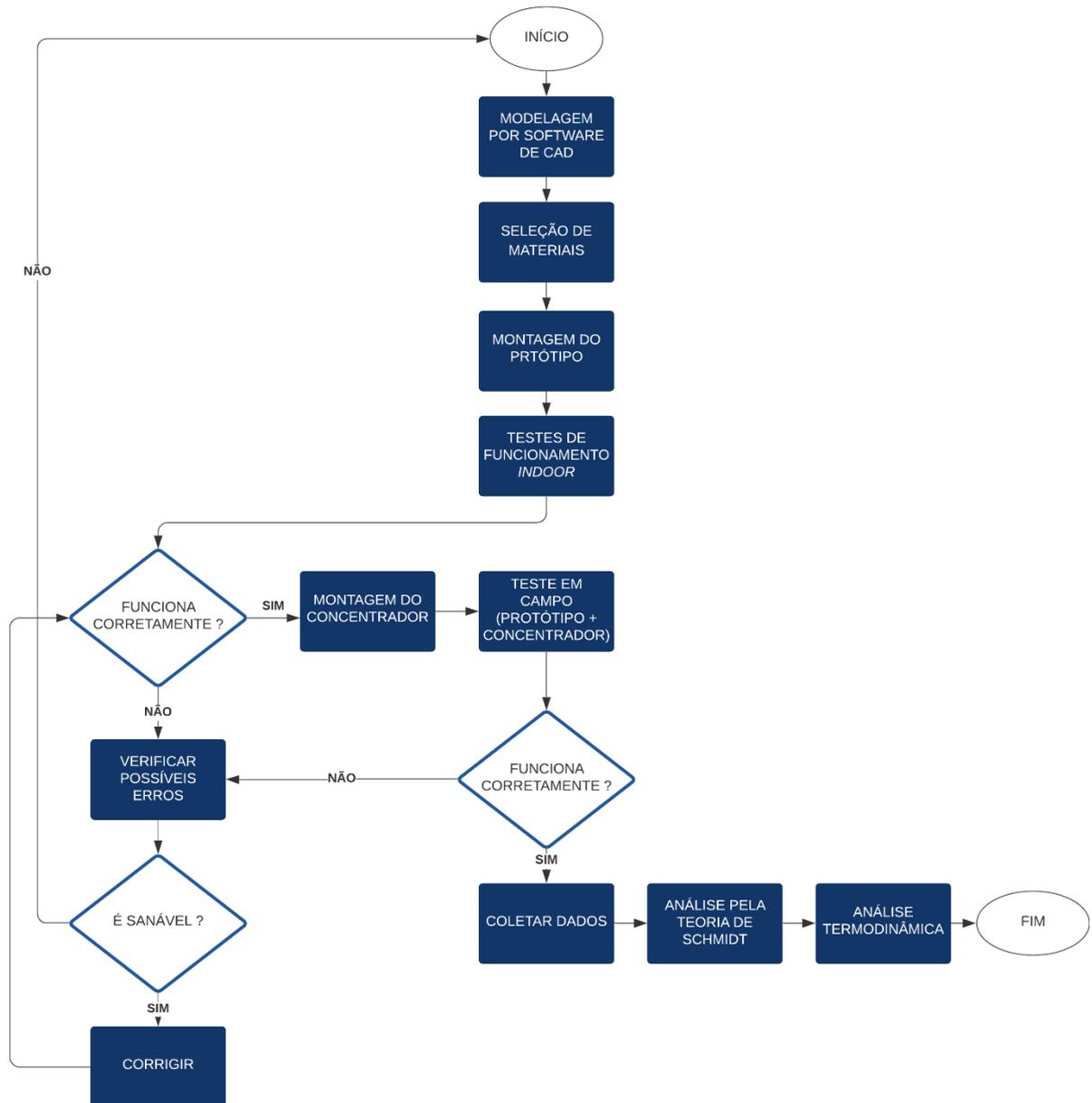
## 4 METODOLOGIA

A principal proposta deste trabalho é construir, executar e coletar dados do protótipo com funcionamento solar, de baixo custo e que sirva de fonte de aprendizado e investigação acadêmica. Após estudo na literatura sobre os motores *Stirling* com concentradores solares foi desenvolvido um protótipo didático, do modelo *Stirling* gama, constituído pelos seguintes componentes: virabrequim, hastes auxiliares, discos de alumínio, pistão de deslocamento, pistão de trabalho, zona de troca de calor e zona de compressão e expansão. Na construção desses componentes foram utilizados, em sua maioria, materiais recicláveis, reutilizáveis e de fácil acesso.

O protótipo foi inicialmente modelado através do software de CAD 3D *DesignSpark*. Posteriormente, os materiais foram sendo selecionados e iniciou-se a construção do motor. Com o protótipo finalizado foram realizados testes *indoor* com a chama de uma vela para simular a fonte de calor e verificar o funcionamento do protótipo. Foram construídos dois modelos de protótipos sendo que apenas um obteve sucesso no teste com a chama de vela e seguiu para o teste em campo. A primeira versão apresentou diversos problemas em relação ao excesso atrito de componentes e de vedação nos cilindros, causando constantes vazamentos que impediam o funcionamento do motor e eram mais difíceis de serem sanados. Foi necessário, portanto, desenvolver outro modelo mais leve, com menos atrito e com menores chances de vazamento do fluido de trabalho.

Uma antena parabólica, recoberta com película reflexiva, assumiu o papel do concentrador solar e em conjunto com o protótipo compuseram o sistema *dish-Stirling*. Utilizando o ar como fluido de trabalho, o protótipo foi submetido à realização de testes para fundamentar a análise de desempenho do sistema através de medições de temperatura dos componentes, da rotação alcançada pelo volante e foram calculados alguns parâmetros do protótipo que serviram como dados de entrada para teoria de Schmidt, a análise termodinâmica, e rendimento do protótipo. A Figura 16 esquematiza a metodologia utilizada no trabalho.

Figura 16 – Fluxograma metodológico



Fonte: O autor (2021).

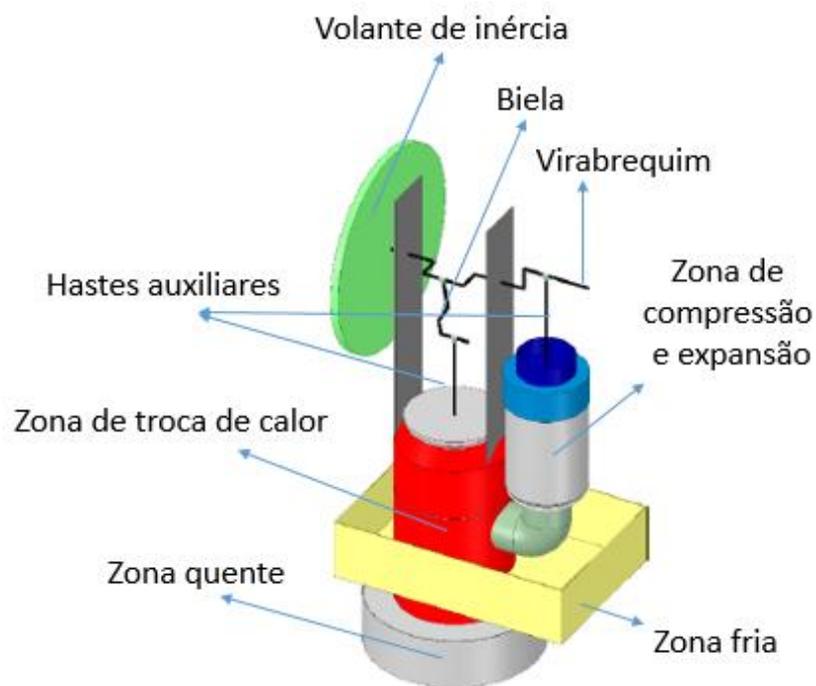
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados resultados e discussões do projeto desenvolvido.

### 5.1 CONSTRUÇÃO E MONTAGEM

Na Figura 17, é mostrado um esquema do processo de construção do motor didático, modelado pelo software *DesignSpark*, sendo possível observar a descrição de cada componente.

Figura 17 – Modelagem do protótipo pelo software *DesignSpark*



Fonte: O autor (2021).

A lista de materiais, instrumentos e custos da construção do motor estão detalhados na Tabela 4. Em seguida, é apresentada a construção e montagem de cada componente.

Tabela 4 – Lista de materiais, instrumentos e custos.

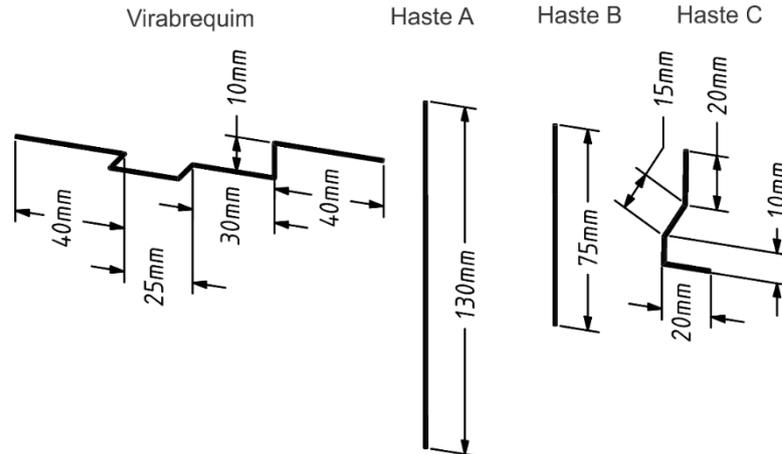
Item	Origem	Qtd	Parâmetro	Custo
Antena Parabólica	Reciclado	1	-	R\$ 0,00
Balões de festa	Adquirido	1	ART-LATEX Nº 9	R\$ 15,75
Base de madeira	Reciclado	1	C: 370 mm x L: 370 mm x A: 10 mm	R\$ 0,00
CD	Reciclado	6	Ø 120 mm x 1 mm	R\$ 0,00
Conectores elétricos (bornes)	Adquirido	12	-	R\$ 6,85
Elástico	Reciclado	1	-	R\$ 0,00
Ferro de solda	Adquirido	1	Alfasonic F-S30H	R\$ 21,00
Fio de solda de estanho	Adquirido	1	Cobix – 1 mm (22g)	R\$ 12,00
Furadeira	Emprestado	1	Bosch - GSB13RE	R\$ 0,00
Joelho hidráulico PVC	Adquirido	1	TIGRE – Bitola 20 mm	R\$ 0,86
Lã de aço	Adquirido	1	Lustro (60g)	R\$ 1,49
Lata de alumínio	Reciclado	4	ØE: 105 mm x Øi: 104 mm x A: 120 mm	R\$ 0,00
Lata de aerossol	Reciclado	1	-	R\$ 0,00
Lata de refrigerante	Reciclado	1	-	R\$ 0,00
Massa adesiva epóxi	Adquirido	1	250 g	R\$ 23,90
Mini gerador elétrico	Reciclado	1	Panasonic – PU6062832	R\$ 0,00
Pisca-pisca natalino	Reciclado	1	-	R\$ 0,00
Polia circular de plástico	Reciclado	1	Ø 50 mm X 5 mm	R\$ 0,00
Pote de sorvete	Reciclado	1	-	R\$ 0,00
Raio de bicicleta aro 26	Reciclado	3	Ø 2 mm x 255 mm	R\$ 0,00
Régua de alumínio	Reciclado	1	C: 300 mm x L: 38 mm x E: 1 mm	R\$ 0,00
Rolo de película reflexiva	Adquirido	1	-	R\$ 9,99
Serra manual	Adquirido	1	Starrett BS1224	R\$ 22,84
Tampas de garrafa PET	Reciclado	2	-	R\$ 0,00
Tubo de alumínio	Reciclado	1	ØE: 10 mm x Øi: 9 mm x C: 300 mm	R\$ 0,00
<b>TOTAL</b>				R\$ 114,68

Fonte: O autor (2021).

### 5.1.1 Virabrequim, biela e hastes auxiliares

Com raios de bicicleta de 2 mm de espessura foram confeccionados um virabrequim e três hastes auxiliares (A, B, C), conforme Figura 18. As dobras e cortes foram realizados manualmente com o auxílio de um alicate e serra manual.

Figura 18 – Modelagem do virabrequim, hastes e biela.

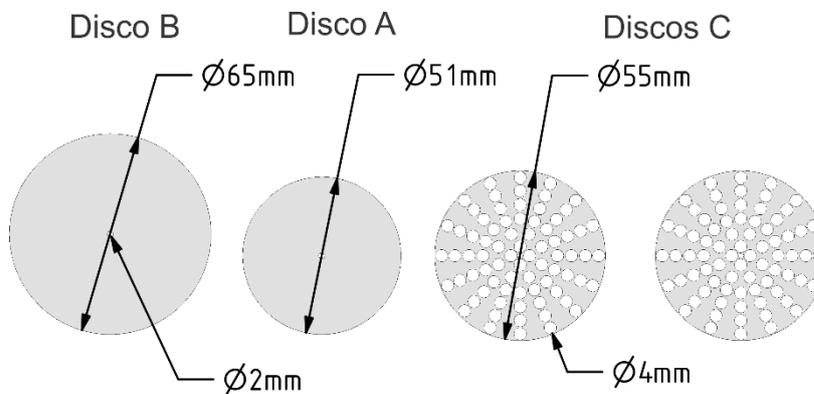


Fonte: O autor (2021).

### 5.1.2 Discos de alumínio

Os fundos de quatro latas de alumínio foram removidos e cortados em formato de discos (A, B e C), conforme medidas da Figura 19. Em cada um dos discos foi realizado um furo central de 2 mm e apenas nos discos C foram realizados furos radiais de 4 mm para permitir a passagem de ar.

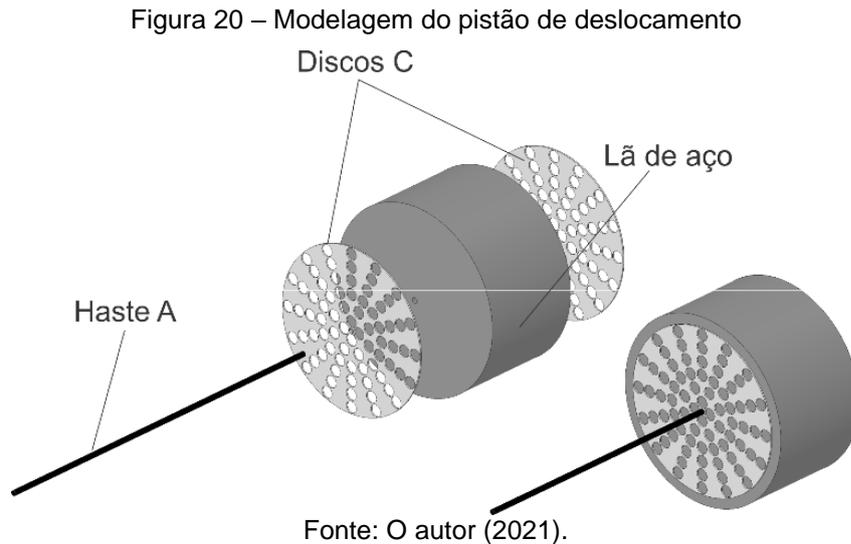
Figura 19 – Modelagem dos discos de alumínio



Fonte: O autor (2021).

### 5.1.3 Pistão de deslocamento

Os discos C foram separados, conforme Figura 20, por uma distância de 35 mm e fixados com conectores elétricos individualmente ao longo da haste A. O vazio entre os discos foi preenchido com lã de aço.



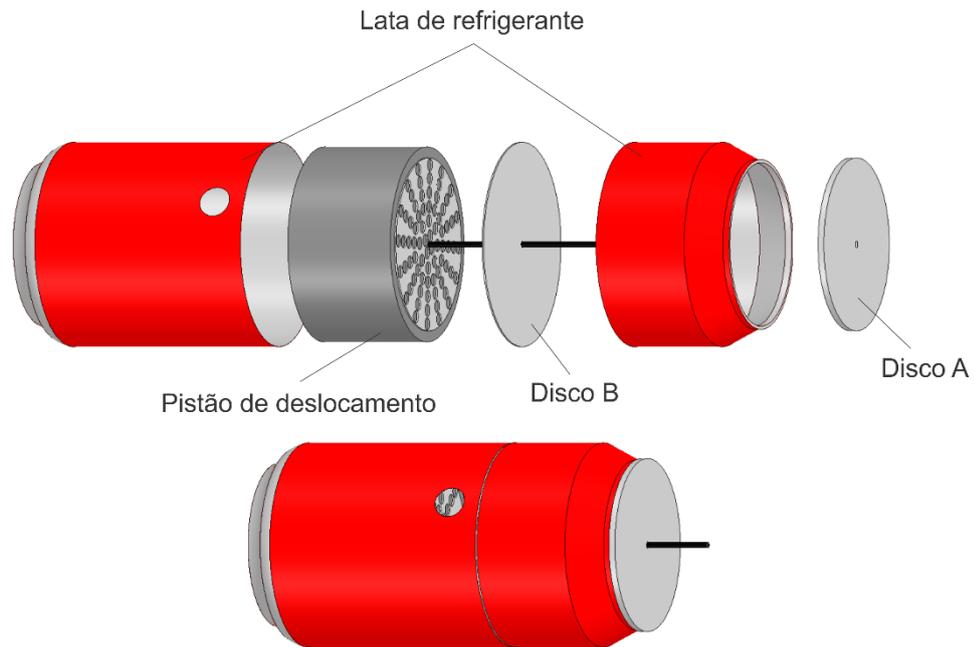
### 5.1.4 Pistão de trabalho

Para confecção do pistão de trabalho, utilizou-se um balão de festa, duas tampas de garrafa PET e a haste B. O balão foi cortado, removendo seu bico, e as tampas foram fixadas internamente e externamente ao balão, com o auxílio da haste B e conectores elétricos.

### 5.1.5 Zona de troca de calor

Uma lata de refrigerante, Figura 21, foi cortada a 80 mm da base e inserido o pistão de deslocamento confeccionado na etapa anterior sendo importante que esse pistão inserido consiga se movimentar livremente dentro da lata. Foi utilizado também o disco B para vedar o cilindro de troca de calor com massa epóxi. Além disso, foi realizado um furo de 10 mm na lateral da lata de refrigerante a uma distância de 5 mm da parte superior. A outra parte da lata de refrigerante foi fixada novamente ao corpo da lata e o disco A foi colado com sua porção superior com o uso de massa epóxi.

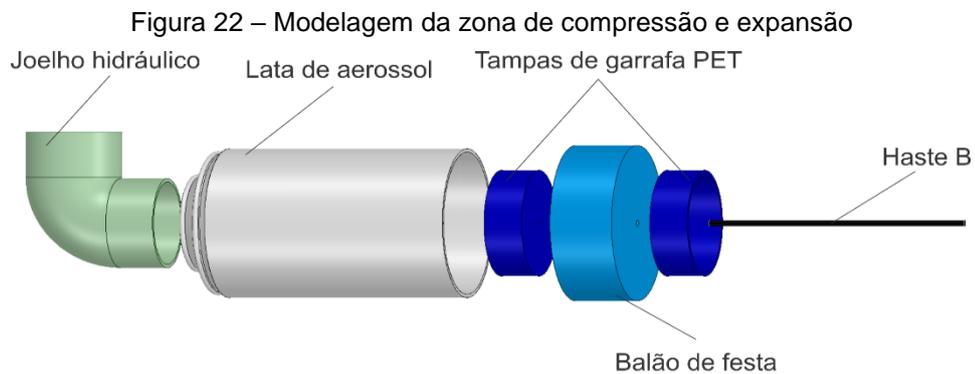
Figura 21 – Modelagem da zona de troca de calor



Fonte: O autor (2021).

### 5.1.6 Zona de compressão e expansão

Para este elemento foi utilizado uma lata de desodorante aerossol que foi cortada a 80 mm da parte superior. Após a remoção do bico ejetor, a lata foi conectada a um joelho hidráulico com massa epóxi. O pistão de trabalho foi conectado na parte superior da estrutura, conforme Figura 22.



Fonte: O autor (2021).

Os componentes, depois de finalizados, foram acoplados formando um único corpo. Uma régua de alumínio foi cortada ao meio e cada parte foi soldada na lateral da lata de refrigerante com massa epóxi formando uma estrutura de sustentação do virabrequim. Depois, 6 CDs foram colados coaxialmente formando um volante de inércia, adicionou-se uma polia ao centro e posteriormente fixou-se na extremidade do virabrequim. A conexão entre as hastes e o virabrequim se deu pela utilização da combinação de conectores elétricos que foram soldados com estanho com o auxílio de ferro de solda. Além disso, para compor a zona fria, um pote plástico de sorvete foi cortado a 35 mm da base e realizado um furo de 65 mm para que a lata de refrigerante pudesse ser encaixada com massa epóxi. Por fim, para formar a zona quente, uma lata de aço foi cortada a 30 mm da sua base e realizado um furo superior de 65 mm, esse pedaço foi fixado na parte inferior da lata e atua como uma estufa de calor.

O motor foi fixado em uma base de madeira quadrangular com uma estrutura auxiliar de tubos de alumínio. O minigerador foi fixado em um pedaço vertical de madeira de modo que a polia do minigerador e a polia do volante fossem conectados através de uma correia emborrachada e na saída do gerador (parte traseira) foram conectados dois LEDs de um pisca-pisca natalino, em desuso, para verificar a geração de energia elétrica proposta no trabalho. A montagem do protótipo completa pode ser visualizada na Figura 23.

Figura 23 – Protótipo montado



Fonte: O autor (2021).

## 5.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DO CONJUNTO SOLAR

Para o concentrador solar foi utilizado uma antena parabólica em desuso, comumente instaladas por operadoras de TV. Acontece, no entanto, que a geometria utilizada por grande parte dessas antenas é descrita por um parabolóide elíptico, enquanto a literatura prefere utilizar parabolóides circulares devido a uma maior facilidade na determinação espacial do foco que é de vital importância para esse tipo de análise.

Por conta disso, foi localizado o ponto mais profundo na antena e traçada, ao redor deste ponto, uma circunferência de 500mm de diâmetro com o intuito de obter um sólido geométrico próximo a um parabolóide circular. Com a marcação da circunferência, foi removido todo o material excedente e a superfície da antena foi coberta com película reflexiva, conforme Figura 24.

Figura 24 – Antena parabólica revestida com película reflexiva.



Fonte: O autor (2021).

Com o concentrador solar finalizado, foi possível obter alguns parâmetros aproximados do parabolóide por simples medição conforme a Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros da antena

<b>Diâmetro (<math>D_p</math>)</b>	<b>Altura (<math>z</math>)</b>
500mm	41mm

Fonte: O autor (2021).

### 5.2.1 Determinação do foco ( $f$ )

Com os parâmetros da Tabela 5 e substituindo os valores na Equação 4.1, o valor da distância focal, em relação ao centro do paraboloide, pode ser calculado:

$$f = \frac{D_p^2}{16 \cdot z} \quad (4.1)$$

$$f = \frac{500^2}{16 \cdot 41} \cong 381,1 \text{ mm} \quad (4.2)$$

### 5.2.2 Determinação da distância do coletor ao receptor plano ( $C_h$ )

Para o receptor plano foi utilizado a própria base circular de uma lata de alumínio reciclada com 65 mm de diâmetro ( $D_r$ ). Substituindo os valores na Equação 4.3, encontra-se o valor da distância recomendada.

$$C_h = f - \left( f - \frac{D_p^2}{8f} \right) \cdot \frac{D_r}{D_p} = 381,1 - \left( 381,1 - \frac{500^2}{8 \cdot 381,1} \right) \cdot \frac{65}{500} = \quad (4.3)$$

$$C_h \cong 342,22 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Com toda a estrutura finalizada, o protótipo didático foi posicionado nas distâncias previamente determinadas em relação ao coletor, conforme Figura 25, e então foi submetido a testes de medição e simulações que serão apresentados no capítulo seguinte.

Figura 25 – Coletor solar e protótipo em teste de campo.



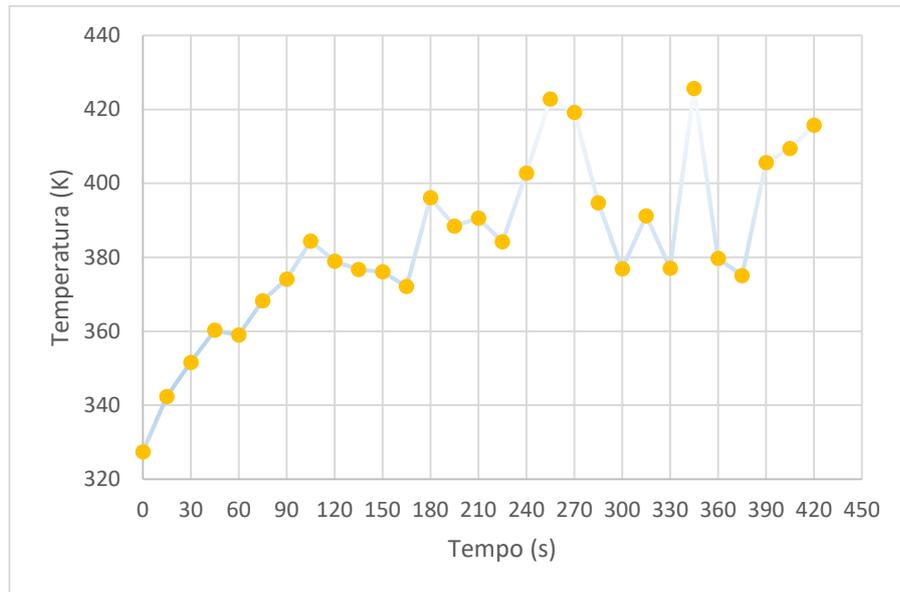
Fonte: O autor (2021)

### 5.3 DETERMINAÇÃO DE TEMPERATURAS E RENDIMENTO IDEAL

Utilizando um termômetro a laser *Btuty*, modelo GM-320 foram realizadas medidas nas regiões quente e fria do motor. As medidas foram realizadas a cada 15 segundos durante aproximadamente 7 minutos de funcionamento do motor. Foi escolhido esse intervalo de tempo em decorrência de melhores resultados apresentados nos primeiros minutos, pois se o teste se estendesse muito a temperatura da zona fria se aproximaria da zona quente, diminuindo o diferencial de temperatura necessário para funcionamento do motor. Os dados coletados para a zona quente e fria estão organizados nas Figuras 26 e 27 respectivamente.

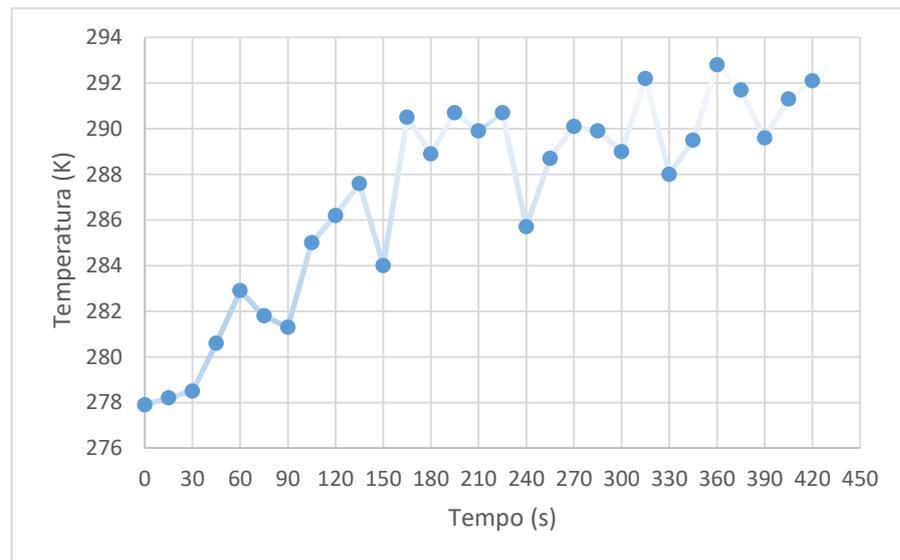
As medições apresentaram grande variação possivelmente pela instabilidade do sistema, calibração do instrumento e distribuição não uniforme de calor no material. Foi observado que, por não existir um sistema de refrigeração atuante, a temperatura da zona fria, com o tempo, foi aumentando e a temperatura na zona quente também à medida que recebia mais calor.

Figura 26 – Temperaturas na zona quente ao longo do tempo



Fonte: O autor (2021).

Figura 27 – Temperaturas na zona fria ao longo do tempo



Fonte: O autor (2021).

Através destes valores, estimou-se, através de uma média dos valores, um valor de temperatura constante para cada zona descrito na Tabela 6.

Tabela 6 - Temperaturas médias de cada zona

Zona quente ( $T_H$ )	Zona Fria ( $T_C$ )
383,7 K (110,69°C)	287,08K (14,08°C)

Fonte: O autor (2021).

Utilizando os valores da Tabela 6, foi possível, através da equação de Carnot, que define a máxima eficiência de um equipamento operando entre duas temperaturas absolutas distintas, determinar o rendimento ideal, conforme a Equação 5.1:

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} = 1 - \frac{287,08}{383,7} = 25,18\% \quad (5.1)$$

#### 5.4 ANÁLISE SCHMIDT

Para aplicar a teoria de Schmidt, foi adaptada, para o modelo gama, uma rotina no *software Matlab®* desenvolvida por MOURA (2017). Nessa simulação é analisado o comportamento do motor em relação às variáveis operantes. Para isso, é necessário alimentar o código com variáveis de entrada descritas na Tabela 7, de modo que os valores volumétricos foram calculados de acordo com as dimensões do protótipo e as temperaturas estimadas pelos seus valores médios. A partir disso e utilizando o código descrito no Apêndice A foram realizadas simulações no *Matlab®*.

Tabela 7 – Variáveis de entrada

Variável	Valor
$P_{méd}$	101300 Pa
R	286,9 J/kg.K
$T_H$	383,7 K
$T_C$	287,08 K
$dx$	90
N	14,91 Hz
$V_{SE}$	$1,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
$V_{SC}$	$1,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
$V_{DE}$	$2,41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
$V_{DC}$	$2,41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
$V_R$	$8,3154 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

Fonte: O autor (2021).

A simulação também forneceu dados de saída referente as energias indicadas e potências indicadas de compressão e expansão conforme a Tabela 8.

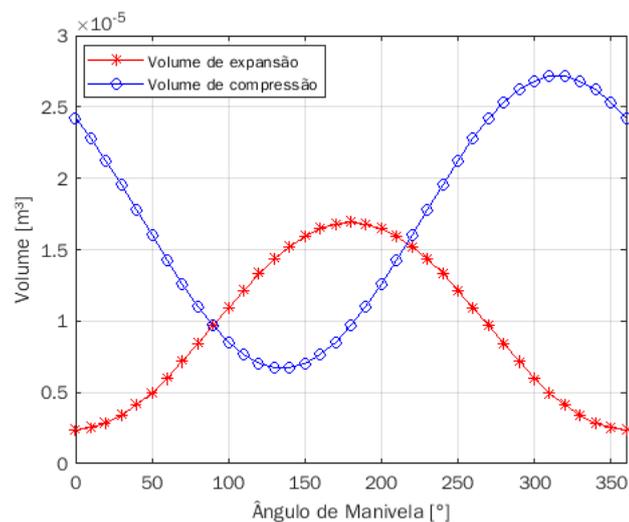
Tabela 8 – Valores de saída da simulação.

Variável	Valor indicado
$E_E$	0,7105 J
$E_C$	-0,5316 J
$P_C$	-7,9268 W
$P_E$	10,5946 W

Fonte: O autor (2021).

A Figura 28 descreve o comportamento da variação dos volumes de compressão e expansão ao longo da variação do ângulo de manivela que apresentam um comportamento senoidal de acordo com as considerações de Schmidt.

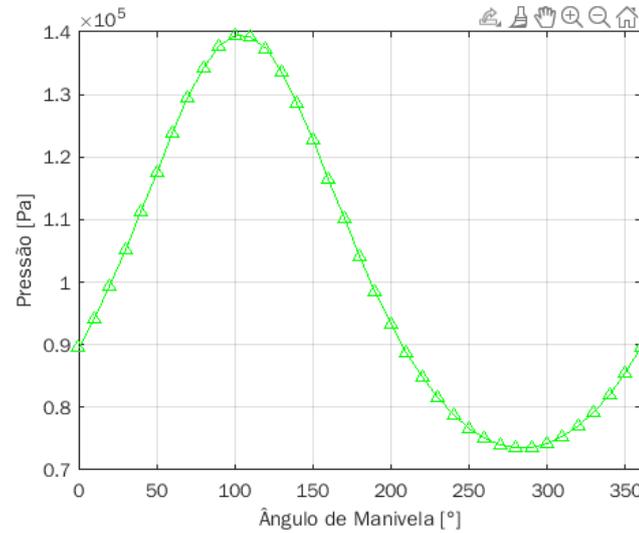
Figura 28 – Curvas de compressão e expansão volumétricas ao longo da variação angular da manivela.



Fonte: O autor (2021)

A Figura 29 ilustra o comportamento da pressão ao longo da variação do ângulo de manivela. Nessa imagem, no entanto, apesar de parecer, não é possível afirmar que obedece a um comportamento senoidal pois é possível visualizar uma diferença nos picos sendo um mais acentuado que o outro.

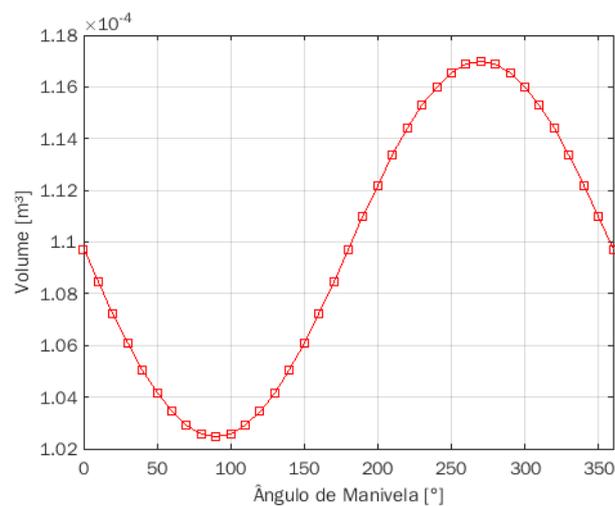
Figura 29 – Pressão média ao longo da variação do ângulo de manivela



Fonte: O autor (2021)

A Figura 30 apresenta a curva do volume total ao longo da variação do ângulo de manivela. Como o volume total corresponde a soma dos volumes da Figura 25 temos também um comportamento sinusoidal, já que a soma de duas senoidais resulta em outra.

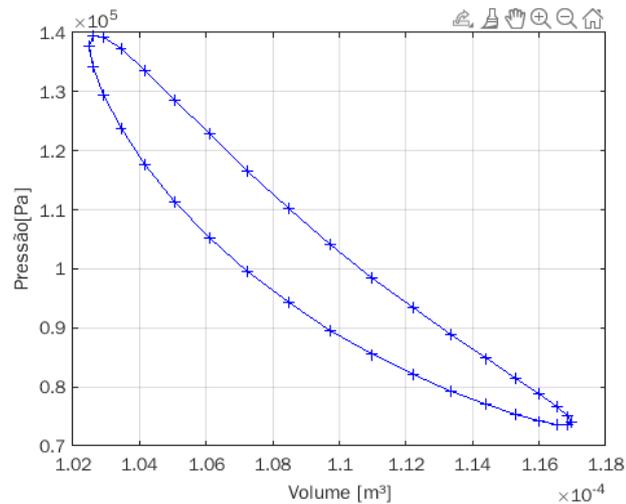
Figura 30 – Volume total ao longo da variação do ângulo de manivela.



Fonte: O autor (2021).

A Figura 31 representa o diagrama P x V, de acordo com os dados de entrada fornecidos, conforme o modelo sugerido por Schmidt.

Figura 31 – Diagrama P x V de Schmidt para os dados de entrada.



Fonte: O autor (2021).

## 5.5 ANÁLISE ENERGÉTICA

Nesta seção serão apresentados aspectos energéticos quantitativos aproximados do protótipo desenvolvido.

### 5.5.1 Energia fornecida ao motor

Para determinar a energia fornecida ao motor, foi realizado o cálculo do calor sensível para a massa de ar confinada alcançar o valor da temperatura quente. Estimou-se a massa de ar utilizando a densidade do ar com base no volume da zona de troca de calor. O calor específico do ar é determinado na literatura e foi utilizada variação da temperatura em relação a temperatura ambiente, conforme Equação 5.2.

$$Q_{\text{útil}} = m \cdot c \cdot \Delta T = 0,19 \cdot 0,24 \cdot 85,7 \cong 3,95 \text{ cal} \cong 16,52 \text{ J} \quad (5.2)$$

Considerando que o  $Q_{\text{útil}}$  é a energia absorvida pelo fluido de trabalho, na zona quente, é possível realizar o processo inverso e estimar a quantidade de energia incidente no coletor solar ( $Q_{\text{inc}}$ ). Foi considerado que toda a energia recebida pelo receptor foi entregue ao fluido de trabalho, sem perdas, ou seja:

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{rec}} \cong 16,52 J \quad (5.3)$$

No entanto, é necessário primeiramente estimar o valor da eficiência ótica ( $\eta_o$ ) para o alumínio que é calculado de acordo com a Equação 5.4. Os valores abaixo são encontrados na literatura para o alumínio:

Tabela 9 – Parâmetros referentes ao alumínio.

$\rho$	$K_{rd}$	$\alpha_{abs}$
0,98	0,94	0,65

Fonte: HAFEZ *et al.* (2016); SANTOS *et al.* (2019); *Engineering ToolBox* (2011).

$$\eta_o = \rho \cdot K_{rd} \cdot \alpha_{abs} = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,65 \cong 0,6 \quad (5.4)$$

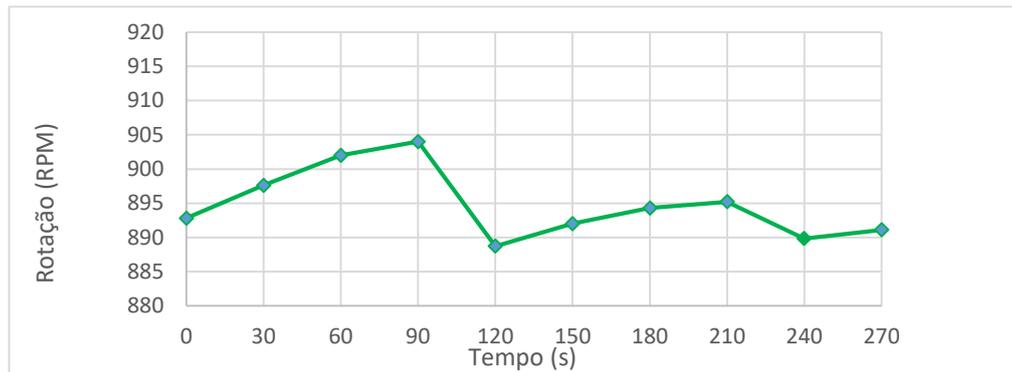
A quantidade de energia incidente no coletor solar ( $Q_{inc}$ ), é estimada conforme a Equação 5.5, portanto:

$$Q_{inc} = \frac{Q_{abs}}{\eta_o} = \frac{16,52}{0,6} = 27,53 J \quad (5.5)$$

### 5.5.2 Energia produzida pelo motor

Foram realizadas medições de rotações por minuto (rpm), no volante de inércia composto pelos CDs, através do tacômetro a laser *Vonder*, modelo TDV 100. O laser de medição foi apontado para fitas reflexivas, previamente coladas no corpo do volante, e foram realizadas medidas de rotação a cada 30 segundos durante 5 minutos de funcionamento do motor, conforme Figura 32. O motor apresentou uma média de 894,75 rpm.

Figura 32 – Gráfico medições de rotações por minuto.



Fonte: O autor (2021).

A energia mecânica produzida na saída do motor pode ser determinada conforme a Equação 5.6.

$$E_M = E_C + E_P \quad (5.6)$$

Admitindo-se como nula a energia potencial e energia cinética translacional, é possível calcular a quantidade de energia mecânica produzida pelo volante durante o funcionamento do motor, conforme Equação 5.7. O momento de inércia considerado foi de um disco com eixo passando pelo seu centro, conforme Equação 5.7.

$$E_M = \frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{MR^2}{4} \cdot \left(\frac{\pi \cdot N}{30}\right)^2 \quad (5.7)$$

Aplicando o valor da massa do volante de inércia, representado por 6 CDs com 15g cada aproximadamente, seu raio e a velocidade angular encontrada pelas medições da Figura 29, tem-se:

$$E_M = \frac{90 \cdot 10^{-3} \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 894,75}{30}\right)^2 \cong 0,71 J \quad (5.8)$$

Com esses valores é possível determinar, de maneira aproximada, o rendimento do protótipo, conforme Equação 5.9.

$$\eta_e = \frac{E_{saída}}{E_{entrada}} = \frac{0,71}{16,52} = 4,3\% \quad (5.9)$$

A seguir, na Tabela 10, é feita uma comparação com outros rendimentos de motores *Stirling*. Nota-se que o protótipo apresentou um diferencial de temperatura baixo, cerca de 100°C, enquanto os outros atingiram diferenças próximas a 600°C, culminando em um baixo rendimento do protótipo. Além disso, pela zona de troca de calor ser constituída por latinhas de alumínio e possuir paredes finas há uma grande perda energética por condução, justificando sua baixa eficiência.

Tabela 10 – Comparação de eficiências do motor

	Arábia Saudita (SBP)	MDCA/SES	Protótipo atual
$T_H$ (°C)	620	720	110,69
$T_c$ (°C)	65	50	14,08
<b>Eficiência ideal</b>	62,15%	67,47%	25,18%
<b>Eficiência</b>	42%	41%	4,3%

Fonte: Adaptado de Castellanos (2012)

## 5.6 VERIFICAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Adicionou-se um minigerador, retirado de um equipamento de videocassete VHS, ao conjunto do motor através de uma correia emborrachada conectada ao volante. Através disso, dois LEDs foram adicionados na saída do gerador, de modo que a rotação do volante era transmitida ao eixo do minigerador que gerava energia elétrica evidenciando o acendimento dos LEDs.

Foi verificado que protótipo conseguiu gerar energia elétrica, ainda que pouca, para acender os dois LEDs propostos no trabalho. Não foi possível quantificar a energia elétrica produzida por falta de equipamento próprio de medição para esse fim. No entanto, de maneira geral, para acender um LED é necessário que se gere uma tensão entre 1,6 V e 2,7 V sob uma corrente de até 0,02 A, o que

sugere que o protótipo conseguiu alcançar valores próximos aos indicados a depender da intensidade da luminosidade emitida.

## 6 CONCLUSÕES

O sistema de *dish-Stirling* é uma alternativa viável para a produção de energia elétrica, sobretudo, em regiões remotas em que o acesso da energia elétrica é limitado. No entanto, os custos para desenvolvimento desse tipo de tecnologia, principalmente no que se refere a vedação do fluido de trabalho em altas pressões, é elevado o que impede a disseminação desse tipo de tecnologia. A utilização da energia solar, principalmente no Brasil, deveria ser explorada com mais ênfase. O Brasil possui uma grande capacidade energética nesse aspecto e, mesmo sabendo dos benefícios que a energia renovável traz ao planeta, a utilização de energias derivadas de combustíveis fósseis ainda é majoritária.

O trabalho demonstrou-se bastante interessante, principalmente por ser possível aplicar diversas áreas de conhecimento adquiridas durante a graduação. A experiência de sair um pouco da esfera acadêmica e colocar os conhecimentos em prática resultou em um aprendizado enriquecedor sobre o tema.

Durante a montagem do protótipo foram encontradas dificuldades em relação a vedação, excesso de atrito em alguns componentes, alinhamento de eixos e hastes, volante de inércia com boa distribuição de massa e no deslize do virabrequim ao longo dos pontos de apoio.

A simulação pela teoria de Schmidt trouxe comportamentos típicos do motor Stirling e apresentou um diagrama  $P \times V$  com considerações ideais de funcionamento deste tipo de motor. Foi possível perceber o quanto as variáveis operacionais e aspectos geométricos dos cilindros e pistões influenciam no comportamento do motor. Além disso, observou-se que o protótipo gerou pouca potência e, por conseguinte, pouca força, sendo uma das razões pela não utilização desses motores no ramo automobilístico.

Levando em conta que o trabalho utilizou materiais, sobretudo, recicláveis, o protótipo didático desenvolvido conseguiu atingir seus objetivos, apesar de seu rendimento baixo estimado em torno de 4%. Já era esperado pouco aproveitamento energético, por ser um protótipo com escalas reduzidas, com materiais de baixo custo e baixa vida útil.

## REFERÊNCIAS

- ABBAS, M.; BOUMEDDANE, B.; SAYD, N.; CHIKOUCHE, A. Dish Stirling technology: A 100 MW solar power plant using hydrogen for Algeria. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 36, n. 7, p. 4305–4314, 2011.
- ABETE, Aitziber Jiménez. Testing and Optimization of the performance of a Stirling engine. 2013. Dissertação de Mestrado - Fakultät Ingenieurwissenschaften und Informatik, [S. l.], 2013. Disponível em <https://academica-e.unavarra.es/xmlui/bitstream/handle/2454/7466/578070.pdf?isAllowed=y&sequence=1>. Acesso em: 2 mar. 2021.
- AKSOY, F., KARABULUT, H., ÇINAR, C., SOLMAZ, H., ÖZGÖREN, Y.Ö; UYUMAZ, A. Thermal performance of a Stirling engine powered by a solar simulator. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 86, pp. 161–167, 2015.
- ALFARAWI, S.; AL-DADAH, R.; MAHMOUD, S. Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation. **Energy Conversion and Management**, v. 124, p. 130–140, 2016.
- BAHRAMI, M., MADADI AVARGANI, V., BONYADI, M. Comprehensive experimental and theoretical study of a novel still coupled to a solar dish concentrator. **Appl. Therm. Eng.**, v. 151, p.77-89, 2019.
- BARROS, Robledo Wakin. **Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis**. 2005. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal De Itajubá, Itajubá, 2005.
- BLASCO, A. I. **Analisis y estudio de los sistemas de disco stirling**. 2011. 192 f. Universidad Zaragoza, 2011.
- BRAVO, Y.; SERRA, L. M.; MONNÉ, C.; ALONSO, S.; MORENO, F.; MUÑOZ, M. Environmental Evaluation of Dish-Stirling Technology for Power Generation. **Solar Energy**, v. 86, p. 2811-2825, 2011.
- CAMPOS, M.C.; VARGAS, J.V.C.; ORDONEZ, J.C. Thermodynamic optimization of a Stirling engine. **Energy**, p. 902-910, 2012.
- CARRIL, T.; FRANCO, E. **Motores Stirling**. São Paulo: Unicamp, 2016.
- CASTELLANOS, Luis Sebastian Mendoza. Modelagem De Sistemas De Geração De Eletricidade A Partir De Energia Solar Utilizando Pratos Parabólicos E Motores Stirling (Dish/Stirling). 2012. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia de Energia) - UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ, Itajubá, 2012.
- CESI, C. E. S. I. G. **CESI EuroDish solar generator a new and alternative way to produce solar electricity at reduced scale**. n. 08, p. 2, 2005.

CHMIELEWSKI A, GUMIŃSKI R, MAĆZAK J, RADKOWSKI S, SZULIM P. Aspects of balanced development of RES and distributed micro-cogeneration use in Poland: Case study of a  $\mu$ CHP with Stirling engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.60, p. 930-952, 2016.

CIEMAT. **Plataforma Solar de Almería. Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas, Almería:** Ministerio de Ciencia e Innovación Gobierno de España. 2009.

CORRIA, M. E.; COBAS, V. M.; LORA, E. S. Perspectives of Stirling engines use for distributed generation in Brazil. *Elsevier*. v.34, p. 3403-3405. 2006.

CRESTANI, Marcelo Henrique. **Projeto e Construção de Um Motor Stirling Do Tipo Gama Com Elementos Mecânicos Mutáveis.** 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2016.

DENTELLO, Rodrigo Orefise. Estudo De Geração De Energia Elétrica Em Motores Stirling Acionados Por Biogás E/Ou Energia Solar. 2017. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista Julio de Mesquita Filho, Guaratinguetá, 2017.

ENGINEERING TOOLBOX, (2011). Surface - Radiation Absorptivity. [online] Available at: [https://www.engineeringtoolbox.com/radiation-surface-absorptivity-d\\_1805.html#:~:text=The%20absorptivity%20is%20the%20amount,absorbed%20by%20a%20black%20body](https://www.engineeringtoolbox.com/radiation-surface-absorptivity-d_1805.html#:~:text=The%20absorptivity%20is%20the%20amount,absorbed%20by%20a%20black%20body). Acesso em 03 dez. 2021.

FURTADO, Gilberson Neves; NOVENTA, Mikael Martins. **Projeto De Um Motor Stirling Didático E Análise De Resultados.** 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO, [S. l.], 2014.

HAFEZ, A.Z. *et al.* Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis. *Energy Conversion and Management*, [S. l.], p. 60-75, out. 2016.

HELLER, P.; REINALTER, W.; PLAZA, D. M. **Status of development of the dish / Stirling systems at Plataforma Solar de Almería.** p. 8, 2001.

HIRATA, K. **Schmidt theory for Stirling Engines.** [S. l.], 1995. Disponível em: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata>. Acesso em: 21 jan. 2021.

JABARI, Farkhondeh; NAZARI-HERIS, Morteza; MOHAMMADI-IVATLOO, Behnam; ASADI, Somayeh; ABAPOUR, Mehdi. A solar dish Stirling engine combined humidification-dehumidification desalination cycle for cleaner production of cool, pure water, and power in hot and humid regions. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2020

JOKAR, H; TAVAKOLPOUR-SALEH, A. A novel solar-powered active low temperature differential stirling pump. *Renewable Energy*, v. 81, p. 319-337, 2015

KADRI Y, ABDALLAH HH. Performance evaluation of a stand-alone solar dish Stirling system for power generation suitable for off-grid rural electrification. **Energy Conversion and Management**, v. 129, p 140-156, 2016.

KECK, T; SCHIEL, W; BENZ, R. An Innovative Dish/Stirling System. **Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference**, Nevada, p. 317-322, 1990.

KEVENEY, M. **Animated Engines**. [S. l.], 2011. Disponível em: <http://animatedengines.com/vstirling.html>. Acesso em: 31 mar. 2021.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine. **Renewable Energy**, v. 30, n. 11, p. 1671–1687, 2005.

KONGTRAGOOL, B; WONGWISES, S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. **Renewable and Sustainable energy reviews**, [S. l.], p. 132-150, 2003.

MAGACHO, Isabela Tereza; SILVA, Gustavo Borges E; CASTRO, Gabriel Gonçalves Pessoa De Castro. Desenvolvimento de um motor stirling movido a energia solar Development of a solar powered stirling engine. • Brazilian Journal of Development , Curitiba, v. 5, n. 11, p. 27296-27306, 28 nov. 2019.

MAGALHÃES, Luiz Felipe Carvalho; VIEIRA, Renata Oliveira. **Estudo De Um Ciclo Stirling Utilizando Energia Solar**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO, Espírito Santo, 2015.

MARTINI, W. R. **Stirling engine design-manual second edition**. Honolulu: University Press of the Pacific, 1983. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/42851813.pdf>. Acesso em: 2 mar. 2021.

MELLO, M.G. **Biomassa: Energia dos Trópicos em Minas Gerais**. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH, 2001.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.; BOETTNER, D.D.; BAILEY, M.B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. Rio de Janeiro: LTC, 2013. 845 p. v. 7.

MOURA, Cassiano Metier. Análise Termodinâmica de um Módulo Compacto Baseado No Ciclo Stirling Para Recuperação De Energia Dos Gases De Escape De Um Motor De Combustão Interna. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, [S. l.], 2017.

NEPVEU, F.; FERRIERE, A.; BATAILLE, F. Thermal model of a Dish/Stirling systems. **Solar Energy**, v. 83, n. 1, p. 81–89, 2009.

PAUTZ, Edson Ronaldo. **Estudo e Projeto de um Motor Stirling**. 2013. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - UNIJUÍ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, [S. l.], 2013.

POULLIKKAS, A.; KOURTIS, G.; HADJIPASCHALIS, I. Parametric analysis for the installation of solar dish technologies in Mediterranean regions. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 2772–2783, 2010.

PROMES-CNRS. **PROCÉDÉS, MATÉRIAUX ET ÉNERGIE SOLAIRE UPR 8521**. [S. l.], 2006. Disponível em: <https://www.promes.cnrs.fr/index.php?page=eurodish-system>. Acesso em: 13 mar. 2021.

SALGADO, O. A. J. **Transporte de energia solar concentrada através de fibras ópticas: acoplamiento fibra-concentrador y estudio térmico**. 1998. 157 f. Universidad Nacional Autonoma De Mexico, 1998.

SAN JOSÉ J. L. **Análisis de un sistema de disco parabólico com motor stirling**. Dissertação de mestrado, Universidad Carlos III de Madrid. 2009.

SANTOS, André Luís *et al.* **Ciclo de Refrigeração por Absorção: Construção do Concentrador Solar**. 2019. Trabalho Acadêmico Integrador (Engenharia Mecânica) - IFMG, [S. l.], 2019.

SATIRO, Antonio Ricardo Grippa; COUTINHO, Leander Passos. **Motor Stirling Movido a Energia Solar: Revisão Bibliográfica e um Estudo de Caso**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO, Vitoria, 2012.

SAYMA, A. Optimised microturbine solar power system. p. 1–29, 2013.

SCHULZ, Daniel. **Ciclo de Stirling**. In: **Ciclo de Stirling**. Rio Grande do Sul, UFRGS, 2009. Disponível em: [https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/ciclos\\_termodinamicos.htm](https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/ciclos_termodinamicos.htm). Acesso em: 18 fev. 2021.

SILVA, A. S. R. **Estimativa de Produção em Centrais Solares de Concentração**. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. 2010.

SILVA, T. J.; FONTOURA, C. C.; CASTRO, G. G. P. Desenvolvimento de um Motor Stirling Movido a Energia Solar como Fonte Geradora de Eletricidade. In: **Simpósio De Excelência Em Gestão E Tecnologia**, 2019, Rio de Janeiro. Anais [...]. Rio de Janeiro: [s. n.], 2019. Disponível em: <https://www.aedb.br/seget/arquivos/artigos19/27328279.pdf>. Acesso em: 27 fev. 2021.

SINGH, Uday Raj; KUMAR, Anil. Review on Solar Stirling Engine: Development and Performance. **Thermal Science and Engineering Progress**, [S. l.], v. 8, p. 244-256, 2018.

SOARES, Vitor Sacre Ribeiro. **CONFIGURAÇÃO DE UM MOTOR STIRLING GAMA E ANÁLISE OPERACIONAL**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

TAVAKOPOUR, A. R.; ZOMORODIAN, A.; GOLNESHAN, A. A., *Simulation, Construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered a flat-plate solar collector without regenerator*. **Renewable Energy**, V. 33, p 77-87, 2008.

THOMBARE, D.G.; VERMA, S.K. Technological development in the Stirling cycle engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S. l.], p. 1-38, 2008.

TZU, Sun; GILES, Lionel. **Sun Tzu on the Art of War: The Oldest Military Treatise in the World**. [S. l.]: Allandale Online Publishing, 2000. 66 p. Disponível em: [https://sites.ualberta.ca/~enoch/Readings/The\\_Art\\_Of\\_War.pdf](https://sites.ualberta.ca/~enoch/Readings/The_Art_Of_War.pdf). Acesso em: 8 jul. 2021.

WALKER, G. **Stirling Engines**. New York: Oxford University Press, 1980.

WHEELER, Richard. **Stirling engine**. 2007. Disponível em: [https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling\\_engine#/media/File:Alpha\\_Stirling.gif](https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine#/media/File:Alpha_Stirling.gif). Acesso em: 10 mar. 2021.

WU, S. Y., XIAO, L., CAO, Y., & LI, Y.-R. (27 de August de 2009). A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation. **Applied Energy**, 452-462 p.

YAİCI, W; ENTCHEV, E.. "erformance prediction of a solar thermal energy system using artificial neural networks. **Applied thermal engineering**, v. 73, n. 1, pp. 1348–1359, 2014.

## APÊNDICE A – ROTINA DE MATLAB PARA ANÁLISE SCHMIDT

*%Simulação do desempenho de um motor Stirling gama por meio da análise de Schmidt*

```

clear ;
close ;
clc;
%Variáveis de entrada
pmed = 101300; %Pressão média do motor Pa
R = 286.9; %Constante do ar j/kg.K
Te = 383.7; %Temperatura de expansão K
Tc = 287.08; %Temperatura de compressão K
Dx = 90; %Ângulo de fase °
n = 894.75/60; %Rotação do motor Hz
alfa = 0; %Ângulo de giro °
Vse = 1.45E-5; %Volume percorrido pelo pistão de expansão m³
Vsc = 1.45E-5; %Volume percorrido pelo pistão de compressão m³
Vde = 2.41E-6; %Volume morto do espaço de expansão m³
Vdc = 2.41E-6; %Volume morto do espaço de compressão m³
Vr = 8.3154E-5 ; %Volume do regenerador m³ (0 significa sem regenerador)
%Vetor que varia o ângulo do eixo do motor
x = 0:10:360; % x = 0 quando o pistão de expansão está localizado no
% ponto morto superior
%Cálculos para simular o funcionamento do motor Stirling
Ve = (Vse/2).*(1-cosd(x)) + Vde; %Volume instantâneo de expansão m³
Vc = (Vse/2).*(1+cosd(x))+(Vsc/2).*(1-cosd(x-Dx)) + Vdc; %Volume instantâneo de
compressão m³
V = Ve + Vr + Vc; %Volume total instantâneo m³
Tr = (Te + Tc)/2; %Temperatura do regenerador K
t = Tc/Te; %Temperatura relativa
v = Vsc/Vse; %Volume percorrido relativo
Xde = Vde/Vse; %Volume morto de expansão relativo
Xdc = Vdc/Vse; %Volume morto de compressão relativo
Xr = Vr/Vse; %Volume do regenerador relativo
%Variáveis=====
a = -atand((v*sind(Dx))/(t+cosd(Dx)-1));
S = t + 2*t*Xde + (4*t*Vr)/(1+t) + v + 2*Xdc+1;
B = sqrt((t^2) + 2*(t-1)*v*cosd(Dx) + (v^2)-2*t+1);
c = B/S;
%=====
p = pmed*sqrt(1-c^2) ./ (1+c*cosd(x+a)); %Pressão do motor Pa
Ee = (pmed*Vse*pi*c*sind(a))/(1+sqrt(1-c^2)); %Energia indicada para aexpansãoJ
Ec = -(pmed*Vse*pi*c*t*sind(a))/(1+sqrt(1-c^2));
%EnergiaindicadaparaacompressãoJ
Ei = (pmed*Vse*pi*c*(1-t)*sind(a))/(1+sqrt(1-c^2));
%EnergiaindicadadeumciclodomotorJ
He = Ee*n; %Potência indicada de expansão W
Hc = Ec*n; %Potência indicada de compressão W

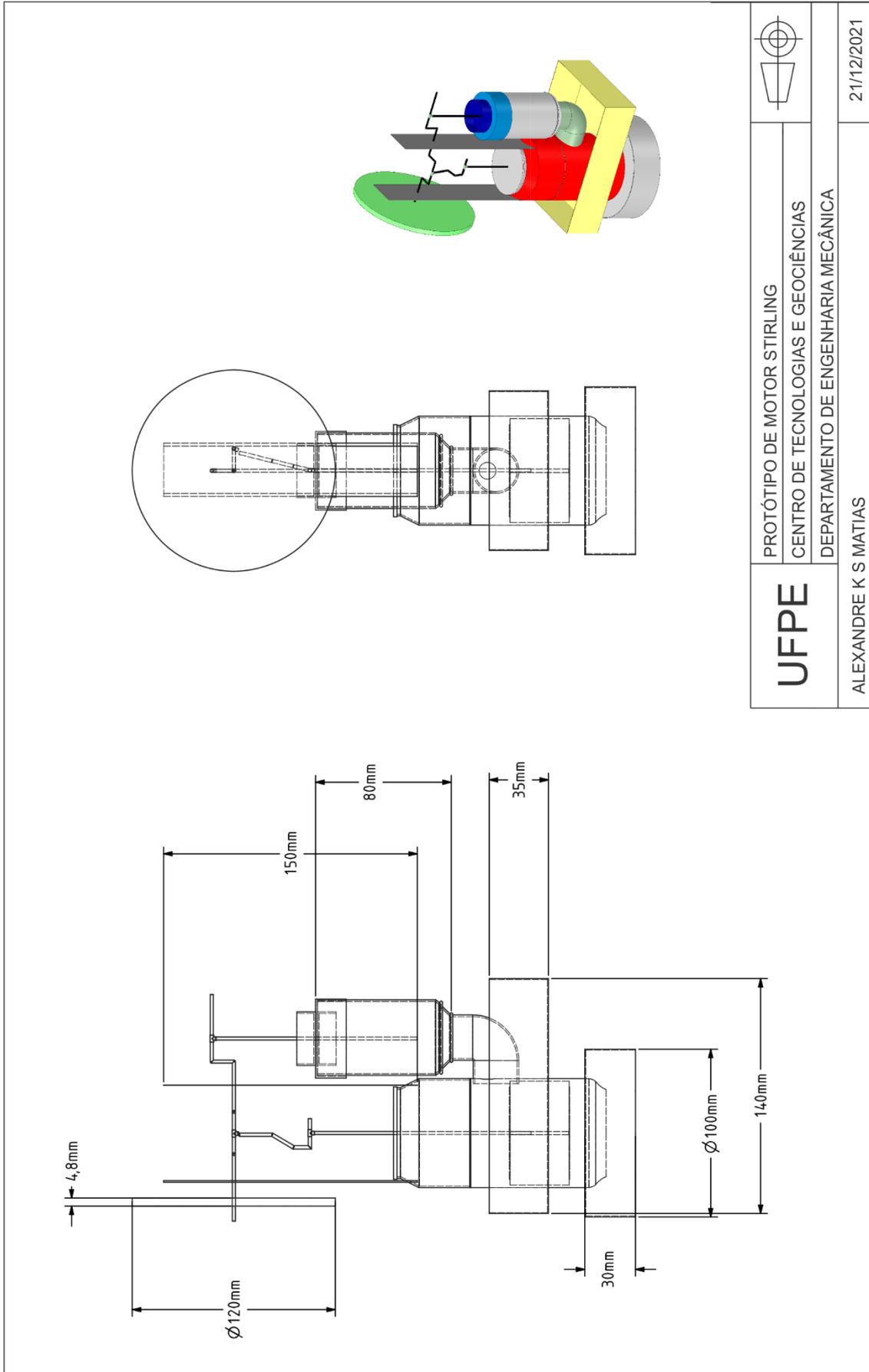
```

```

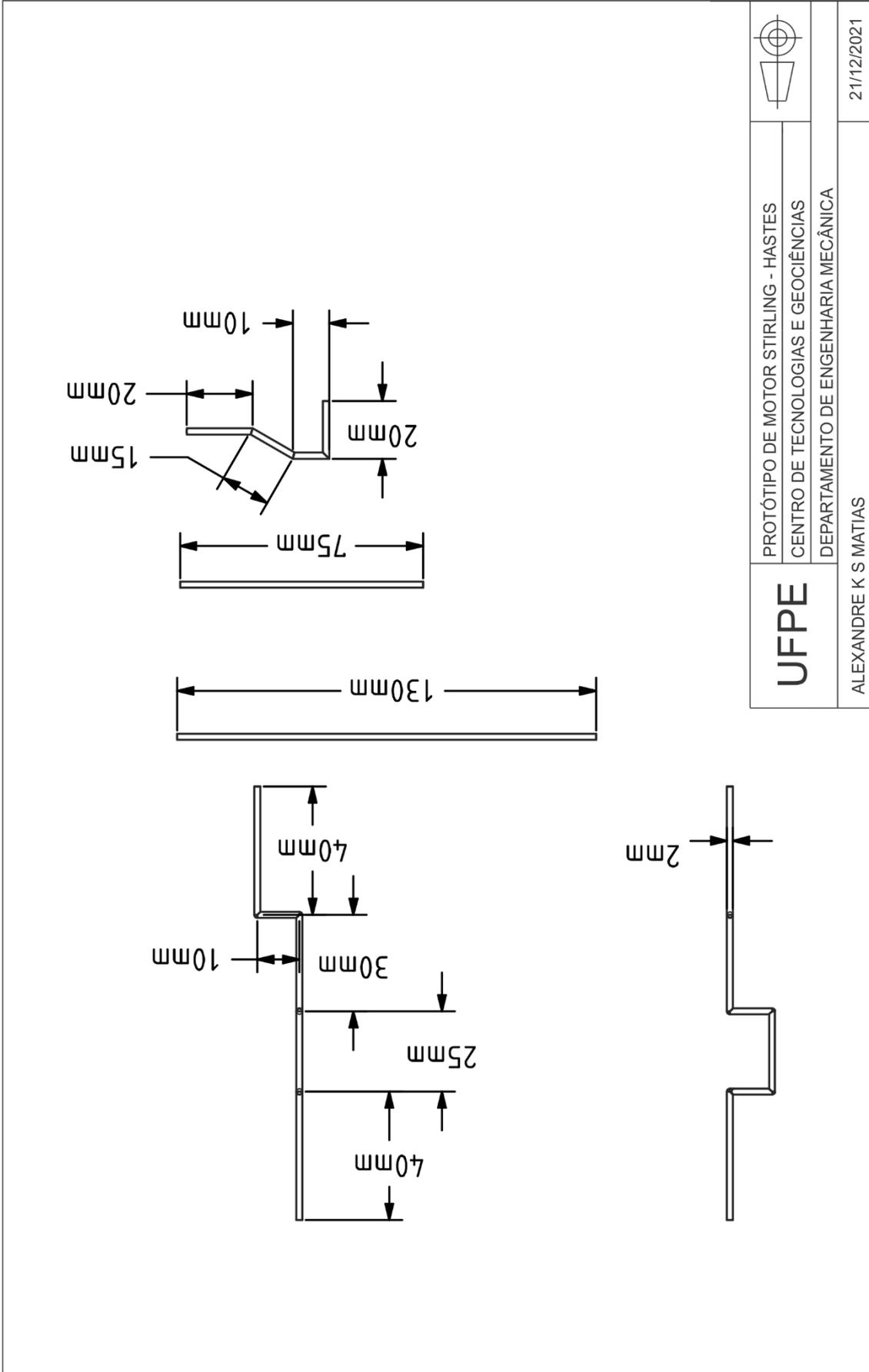
Hi = Ei*n; %Potência indicada do motor w
Eft = Ei/Ee; %Eficiência térmica do motor
figure
plot(x, Ve, 'r*-', x, Vc, 'bo-');
ylabel('Volume [m³]');
xlabel('Ângulo de Manivela [°]');
legend('Volume de expansão', 'Volume de compressão');
xlim([0 360]);
grid on
figure
plot(x, p, 'g^-');
ylabel('Pressão [Pa]');
xlabel('Ângulo de Manivela [°]');
xlim([0 360]);
grid on
figure
plot(x, V, 'rs-');
ylabel('Volume [m³]');
xlabel('Ângulo de Manivela [°]');
xlim([0 360]);
grid on
figure
plot(V, p, 'b+-');
ylabel('Pressão[Pa]');
xlabel('Volume [m³]');
grid on

```

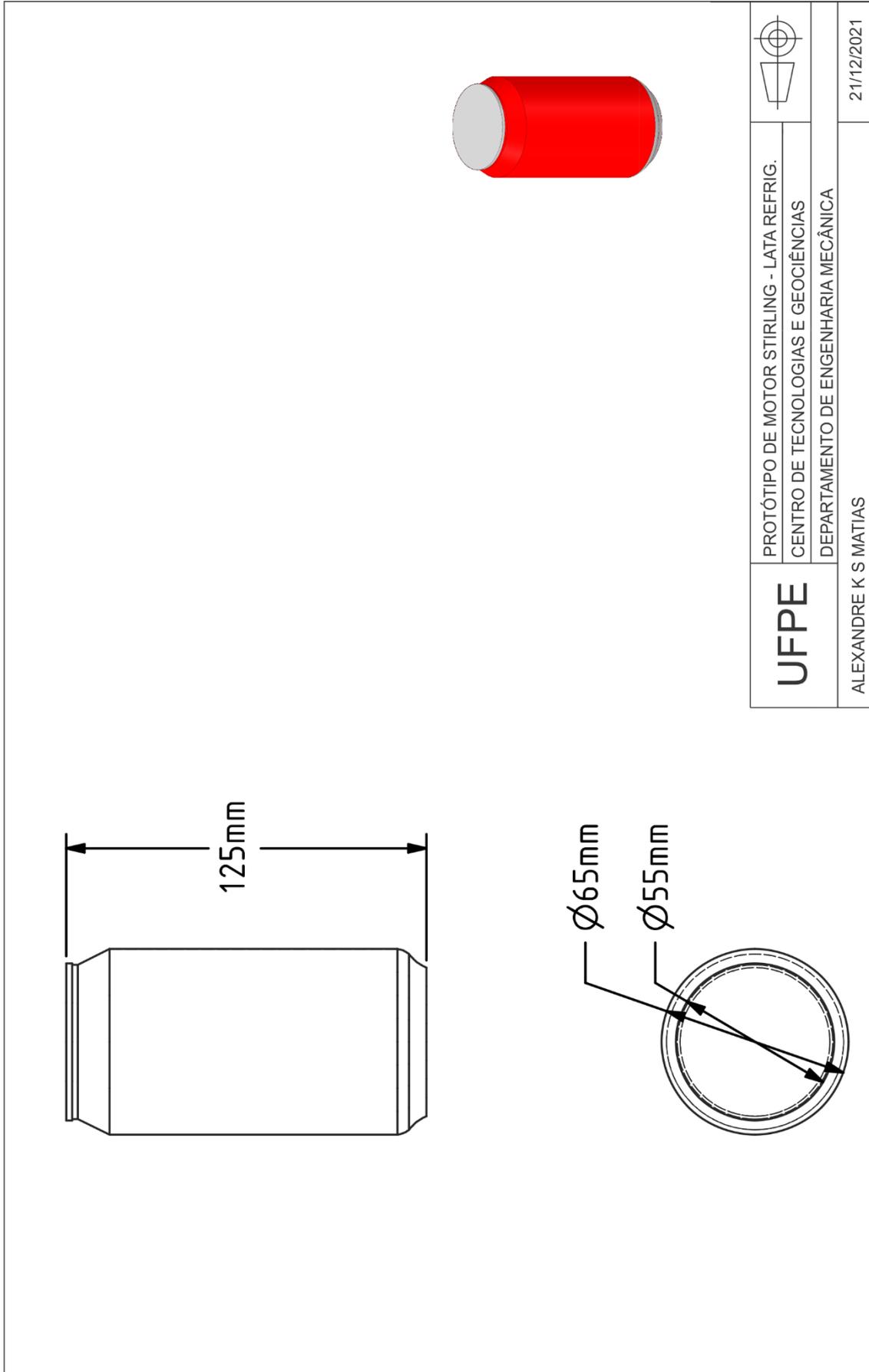
## APÊNDICE B – PROTÓTIPO



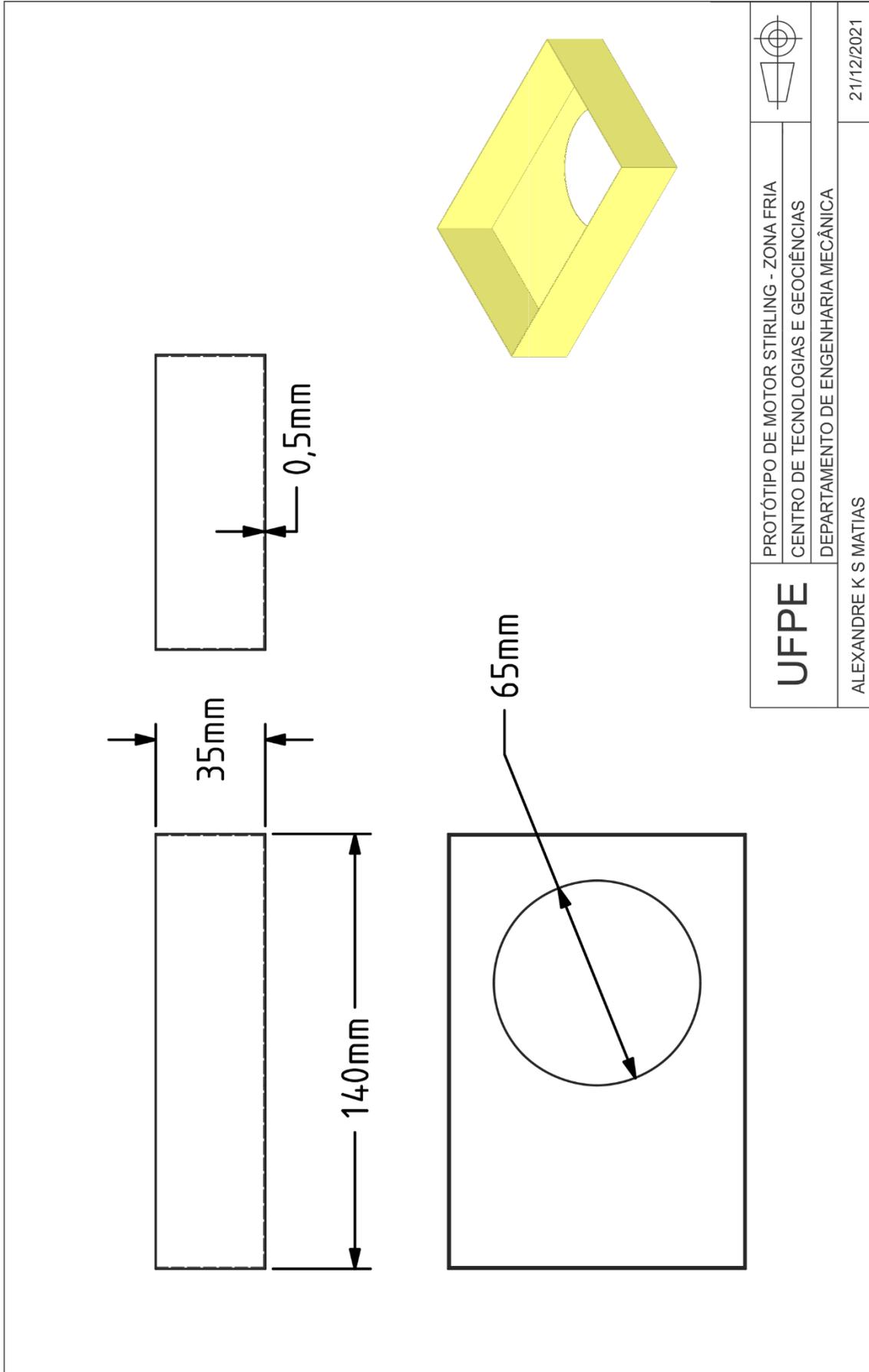
APÊNDICE C - HASTES



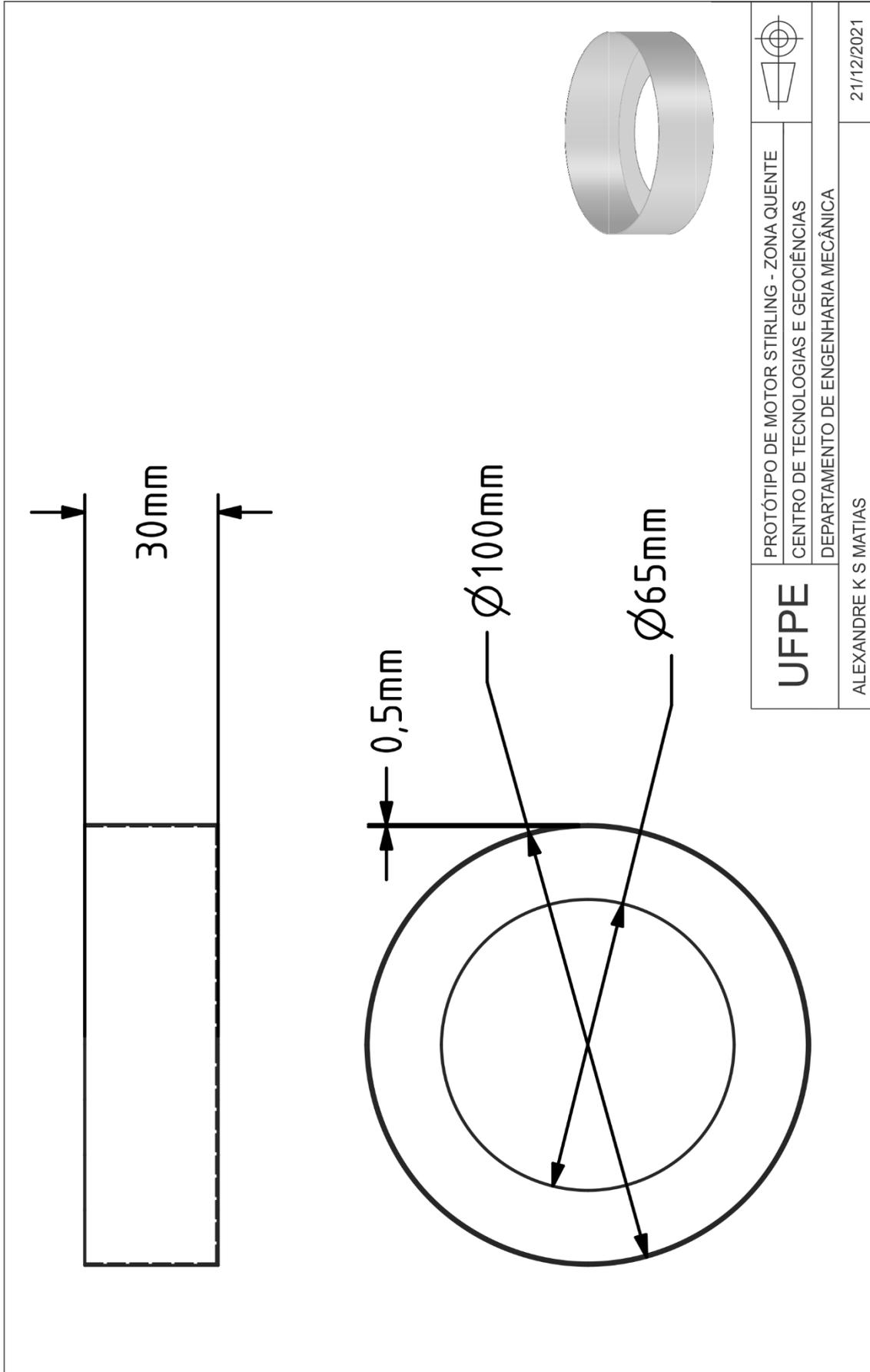
### APÊNDICE D – ZONA DE TROCA DE CALOR



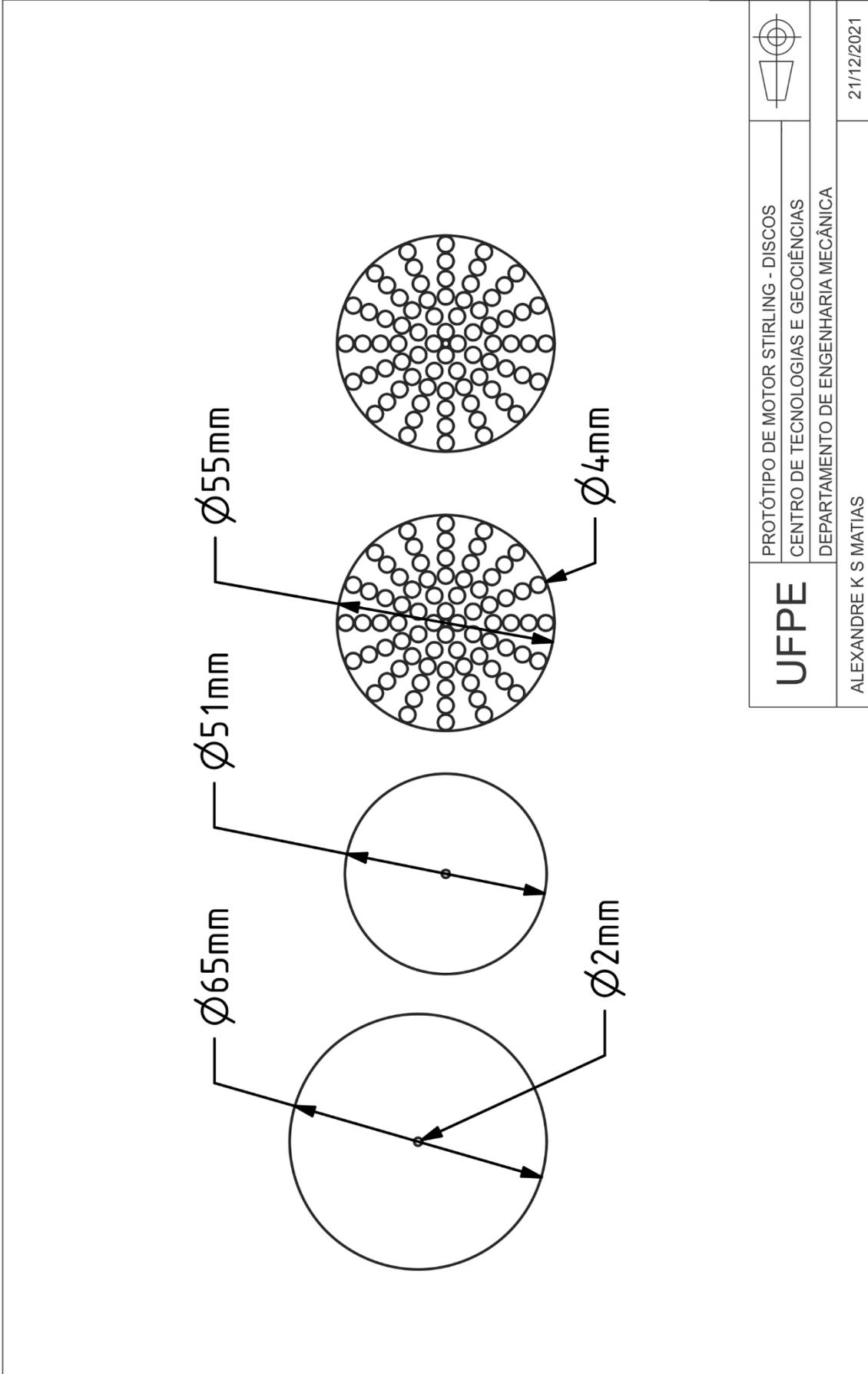
## APÊNDICE E – ZONA FRIA



## APÊNDICE F – ZONA QUENTE



APÊNDICE G – DISCOS



<p><b>UFPE</b></p>	<p>PROTÓTIPO DE MOTOR STIRLING - DISCOS</p>	
	<p>CENTRO DE TECNOLOGIAS E GEOCIÊNCIAS</p>	
<p>DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA</p>		<p>21/12/2021</p>
<p>ALEXANDRE K S MATIAS</p>		

## APÊNDICE H – ZONA DE EXPANSÃO E COMPRESSÃO

