

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUIZ FELIPE CARVALHO MAGALHÃES
RENATA OLIVEIRA VIEIRA

**ESTUDO DE UM CICLO STIRLING UTILIZANDO ENERGIA
SOLAR**

VITÓRIA
2015

LUIZ FELIPE CARVALHO MAGALHÃES
RENATA OLIVEIRA VIEIRA

ESTUDO DE UM CICLO STIRLING UTILIZANDO ENERGIA SOLAR

Projeto de graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Juan Sérgio Romero Saenz

VITÓRIA
2015

LUIZ FELIPE CARVALHO MAGALHÃES
RENATA OLIVEIRA VIEIRA

ESTUDO DE UM CICLO STIRLING UTILIZANDO ENERGIA SOLAR

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 07 de julho de 2015

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Juan Sérgio Romero Saenz
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Professor Dr. Elias Antônio Dalvi
Universidade Federal do Espírito Santo
Examinador

Engenheira Mecânica Silvana Nunes Barcellos
Universidade Federal do Espírito Santo
Examinador

AGRADECIMENTOS

“Primeiramente gostaria de agradecer a Deus, por ter chegado até aqui, foi uma longa jornada, a qual chegou ao fim, mas que dá início para outra jornada, o mercado de trabalho. Gostaria de agradecer aos meus pais, Gilda e Raimundo, por sempre estarem ao meu lado, me apoiando e me ajudando a superar todos os desafios. A minhas irmãs, Marcela e Giselle, por sempre saberem dizer as palavras certas e dedicar seu carinho em todos os momentos. Agradecer ao meu namorado Mauro Júnior, pelo eterno companheirismo e apoio, por sempre estar ao meu lado nas horas boas e ruins, te amo muito. Gostaria também de agradecer a todos os Mestres e Doutores desta universidade, em especial ao nosso orientador Juan, por nos orientar com tanta dedicação e carinho no nosso projeto, e acreditar que somos capazes de nos tornar grandes engenheiros. Finalmente, agradecer a toda minha família e meus amigos feitos nesses 5 anos de faculdade, que tiveram o papel crucial para essa conquista e que juntos chegamos lá!”

Renata Oliveira Vieira

“Primeiramente gostaria de agradecer a Deus por me dar forças nos momentos difíceis e não me deixar desistir, ao meu pai Cândido que muito contribuiu para a realização deste trabalho ajudando na procura do material necessário para a montagem do protótipo, além disto, possibilitou também que eu adquirisse conhecimento investindo em minha educação para que chegasse até aqui, a minha mãe Lindalva que sempre incentivou o meus estudos e sempre se mostrou muito feliz com minhas conquistas o que me motivava ainda mais, ao meu irmão Leandro que sempre está comigo nos momentos bons e ruins muitas vezes compartilhando seu conhecimento ou me dando apoio me servindo de inspiração, a minha turma da UFES que sempre se mostrou muito unida, ajudando uns aos outros nos momentos difíceis, principalmente nos finais de período, gostaria de agradecer aos professores da universidade por contribuir com o meu conhecimento adquirido ao longo desses anos e especialmente ao nosso orientador Juan, por sempre está disposto a nos atender em sua sala, ajudando a nos organizar, tirando nossas dúvidas e acreditando na realização do nosso projeto.”

Luiz Felipe Carvalho Magalhães

RESUMO

Segundo Walker (1980), “o Motor Stirling é um dispositivo mecânico que opera num ciclo termodinâmico regenerativo fechado, com compressão e expansão cíclica de um fluído de trabalho a diferentes níveis de temperatura”.

Foi desenvolvido durante o trabalho um estudo de Radiação solar, todo o raciocínio do que seria um motor Stirling, tipos de configurações existentes, como seria seu ciclo ideal, todo equacionamento dos processos termodinâmicos e do Modelo de Schimdt, um modelo que traz valores mais realistas para análises teóricas, tipos de coletores solares e a construção de um protótipo didático.

Por possuir um ciclo de funcionamento fechado, sendo calor transmitido por uma fonte externa, o motor Stirling possui muitas vantagens energéticas. Para este trabalho a fonte utilizada é o Sol, onde os raios solares incidem sobre um coletor parabólico, composto por pequenos pedaços de espelhos, sendo direcionado para o receptor do motor. Utilizando uma energia limpa, de graça e sustentável.

Neste trabalho foi feita a escolha do motor Stirling do Tipo Gama, por possuir menor complexidade mecânica, menor quantidade de peças móveis e estanqueidade mais simples, portanto de fácil construção.

Palavras-chave: Motor Stirling, tipo Gama, coletor parabólico, fluido de trabalho ar

ABSTRACT

According to Walker (1980), the Stirling engine is a mechanical device that operates on a closed regenerative thermodynamic cycle, with compression and cyclic expansion of a working fluid at different temperature levels.

Was developed during the work a study of solar radiation, the whole reasoning would be a Stirling engine, types of settings, as would your ideal cycle, the whole equation of thermodynamic processes and Schmidt model, a model that brings more realistic values for theoretical analysis, types of solar collectors and the construction of a didactic prototype.

By having a closed working cycle, with heat transferred from an external supply, the Stirling engine has many advantages energy. For this work is used to supply the sun where solar rays fall on a parabolic collector, composed of smaller pieces of mirror, the motor being directed to the receiver. Using a clean, free and sustainable energy.

In this work, the choice of Gama type, for has less mechanical complexity, fewer moving parts and simpler tightness so easy to construct.

Keywords: Stirling engine, Gamma, parabolic collector, working fluid air

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Atlas Solarímetro do Brasil.	13
Figura 2 - Motor original de Robert Stirling.	14
Figura 3 - Resfriamento de um sólido aquecido.	18
Figura 4 - (a) Como um fenômeno volumétrico. (b) Fenômeno superficial.	19
Figura 5 - Espectro da radiação eletromagnética.	21
Figura 6 - A curva de irradiação espectral padrão WRC na distância média Terra-Sol.	21
Figura 7 - Relações entre sol e terra.	22
Figura 8 - Ângulo zênite, ângulo de altitude solar, ângulo de solar azimuth, inclinação, ângulo da superfície na direção azimuth, ângulo de incidência.	23
Figura 9 - Diagrama P x V e T x s do ciclo Stirling.	28
Figura 10 - Disposição dos cilindros do ciclo Stirling.	29
Figura 11 - Motor Stirling do Tipo Alfa.	31
Figura 12 - Motor Stirling do tipo Beta.	32
Figura 13 - Motor Stirling do tipo Gama.	33
Figura 14 - Comparação do desempenho calculado para motores Stirling com diferentes fluidos de trabalho. Motores de mesma potência – 165 kW (225 hp freio – bhp) por cilindro e otimizado para a máxima eficiência possível.	48
Figura 15 - Esquema de um motor Stirling do tipo Gama.	53
Figura 16 - Coletor parabólico tipo calha.	58
Figura 17 - Planta solar Andasol-3, Aldeire – Espanha.	58
Figura 18 - Concentrado tipo Fresnel.	59
Figura 19 - Ivanpah Solar Electric Generating Station, Unidades 1, 2 e 3.	59
Figura 20 - Campo de Heliostat.	60
Figura 21 - Concentrador parabólico.	61
Figura 22 - Sistema Disco / Motor.	62
Figura 23 - Maricopa Solar Project, Peoria, Arizona - EUA.	62
Figura 24 - Comparativo entre tecnologias solares.	64
Figura 25 - Concentrador parabólico do tipo circular, Tessera Solar.	65
Figura 26 - Representação da aberração esférica do espelho esférico (a) e da não ocorrência no espelho parabólico.	66

Figura 27 - Parábola.....	66
Figura 28 - Perfil do parabolóide com raio (a), profundidade (h) e distância focal (f).....	68
Figura 29 - Variação da irradiação do receptor em função da posição no plano focal.	70
Figura 30 - Circunferências concêntricas para obtenção de Gr médio.....	71
Figura 31 - Representação da distribuição de Gr, no plano focal.....	71
Figura 32 - Motor Stirling tipo Gama com coletor solar parabólico – Modelo didático.....	73
Figura 33 – Componentes do motor pré-montados.....	75
Figura 34 – Configuração do motor quase acabado.	76
Figura 35 – Configuração final do motor.	77
Figura 36 - Motor Stirling e coletor Solar parabólico não simétrico.	78
Figura 37 - Vistas isométrica (à esquerda) e explodida (à direita) em 3D.....	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Empresas que desenvolvem motores Stirling..	15
Tabela 2 - Fatores de correção para diferentes climas.	27
Tabela 3 - Resumo do equacionamento do Ciclo Stirling.....	46
Tabela 4v- Dados termo físicos para o ar, hidrogênio, hélio, dióxido de carbono e vapor d'água.....	50
Tabela 5 - Tabela de Símbolos	52
Tabela 6 - Comparativo de Geradores de energia elétrica.	63

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS	12
1.2 HISTÓRICO	13
1.3 JUSTIFICATIVA	16
1.4 OBJETIVO	17
2. RADIAÇÃO SOLAR	18
2.1 TEORIA DA RADIAÇÃO	18
2.2 RADIAÇÃO SOLAR	20
2.2.1 Constante Solar	22
2.2.2 Variação da Radiação Extraterrestre	22
2.2.3 Cálculo da Radiação Solar	23
3. MOTOR STIRLING	28
3.1 O CICLO STIRLING IDEAL	28
3.2 TIPOS DE MOTORES STIRLING	30
3.2.1 Motor Stirling do Tipo Alfa	30
3.2.2 Motor Stirling do Tipo Beta	32
3.2.3 Motor Stirling do Tipo Gama	32
3.3 MOTOR STIRLING MOVIDO A ENERGIA SOLAR	33
3.4 ESTÁGIOS DO CICLO STIRLING PARA O TIPO GAMA	34
3.5 EFICIÊNCIA DO CICLO STIRLING	45
3.6 FLUIDOS DE TRABALHO PARA MOTOR STIRLING	46
4. MODELO DE SCHMIDT	51
4.1 ANÁLISE DE SCHMIDT APLICADA À MOTORES STIRLING	51
4.1.1 Motor Stirling do Tipo Gama	53
4.1.2 Energia e Potência Indicada e Eficiência	55
5. CONCENTRADORES SOLARES	57
5.1 TIPOS DE CONCENTRADORES SOLARES	57
5.1.1 Coletor Parabólico Tipo Calha	57
5.1.2 Concentradores Tipo Fresnel	58
5.1.3 Coletor de Campo Heliostat	60
5.1.4 Concentradores Parabólicos	61

5.2 O CONCENTRADOR ESCOLHIDO PARA O PROJETO	62
6. O CONCENTRADOR PARABÓLICO.....	65
6.1 TAXA DE CONCENTRAÇÃO	68
6.1 IRRADIAÇÃO E TEMPERATURA NO RECEPTOR	69
7. PROJETO E CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO DIDÁTICO.....	73
7.1 CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO	74
8. CONSIDERAÇÕES FINAIS	79
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	81

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Ao longo dos anos a atmosfera vem sofrido alterações irreversíveis, com uma grande emissão de CO_2 e principalmente à combustão do petróleo, ocasionando a destruição da camada de ozônio gerada pela poluição inerente de vários setores, como industriais e automobilístico. Impulsionando um investimento em novos meios de produção de energia, visando fontes de energia renováveis e promover o desenvolvimento sustentável, ou seja, desenvolvimento sem esgotamento dos recursos naturais. Um bom exemplo de energia renovável é a solar que pode ser convertida em energia elétrica de forma limpa, eficiente e confiável, que se encontra disponível de forma abundante.

Por possuir grandes vantagens, este tipo energia vem motivando cada vez mais sua utilização, assim como para o funcionamento do motor Stirling, o qual será estudado neste trabalho.

O Brasil devido à sua posição geográfica no globo terrestre, possui também uma alta incidência de radiação solar e em grande parte dos estados, o que contribui ainda mais para utilização deste tipo de energia, como pode ser visto na Figura 1, o estado do Espírito Santo é um destes estados.

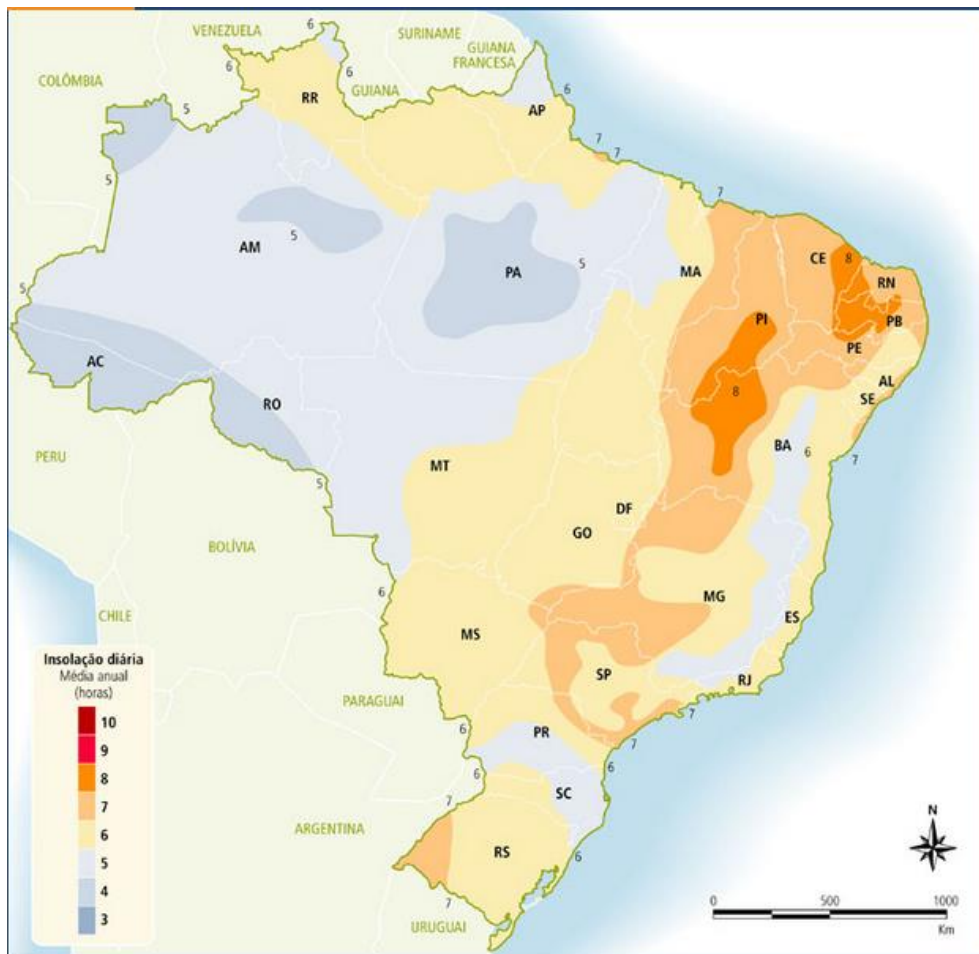


Figura 1 - Atlas Solarimétrico do Brasil. Fonte: Tiba & Fraidenraich (2000)

1.2 HISTÓRICO

Robert Stirling nasceu em 25 de outubro de 1790 em Gloag, na Escócia. A vida de Robert começou a mudar a partir do século XIX, com muitas descobertas científicas e tecnológicas. Naquela época as caldeiras a vapor faziam parte do cenário das grandes indústrias, mas frequentemente explodiam e faziam milhares de vítimas, por diversos problemas, por exemplo: projetos mal elaborados, má qualidade dos materiais e ausência de manutenção. Provavelmente isso motivou Robert a imaginar um motor sem caldeira submetido a altas pressões, seu pragmatismo e curiosidade incentivaram-no a inventar o “Motor de ar quente”, o qual a patente foi arquivada em 27 de setembro de 1816 e foi efetivada em 20 de janeiro de 1817.

A patente original nº 4081 de 1816 tinha o obscuro título: “Improvements for Diminishing the Consumption of Fuel, and in Particular an

Engine Capable of Being Applied to the Moving (of) Machinery on a Principle Entirely New – Melhora para Redução do Consumo de Combustível, e em Particular um Motor Capaz de ser Aplicado ao Movimento de Máquina com um Princípio Completamente Novo”. Nesta patente, Robert Stirling não apenas descrevia a construção e o uso do regenerador pela primeira vez na história, como também prevê as suas principais aplicações, como para fornos de vidros ou para fusão de metais. Também está incluída uma descrição do primeiro motor de ciclo fechado, como o apresentado na Figura 2 (FINKELSTEIN & ORGAN, 2001).

Neste motor, calor é gerado pela queima de um combustível em uma fornalha, os gases da combustão passavam por B, F e sai em uma chaminé em A, como pode-se ver na Figura 2. Em F, está posicionado a parte quente do motor Stirling. O pistão de deslocamento C, é o responsável por deslocar o fluido de trabalho do espaço de expansão para o de compressão. O pistão D é o de trabalho. Com o aquecimento do fluido de trabalho na parte quente do motor (espaço de expansão) e resfriamento na parte fria (espaço de compressão), e com um mecanismo para sincronizar o movimento destes pistões, havia o funcionamento do motor.

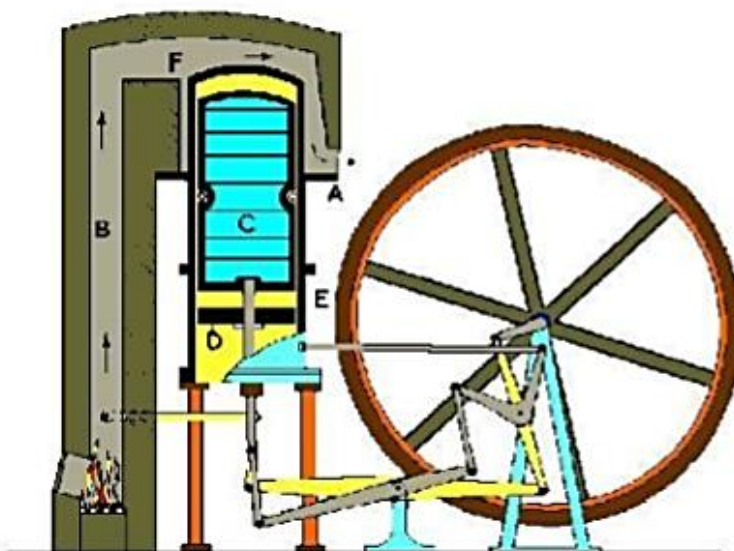


Figura 2 - Motor original de Robert Stirling. Fonte: Finkelstein & Organ (2001)

Em 1843 seu irmão James aplicou esse motor na fábrica onde ele era engenheiro. Até 1922 esse motor teve aplicações na agricultura e na indústria, onde era utilizado para bombeamento de água ou para gerar eletricidade.

Em 1938, a empresa Philips investiu no motor de ar quente, agora conhecido como “Motor Stirling”. Um motor mais compacto, com mais de 200 cavalos de potência e com uma eficiência acima de 30%.

Porém da mesma forma que aconteceu com os motores a vapor, o motor Stirling foi substituído pelos motores de combustão interna, mais eficientes e leves (relação peso potência).

O ciclo termodinâmico Stirling permite a construção de motores que podem funcionar a partir de qualquer fonte de calor. As pesquisas são recentes em todas as partes do mundo. Atualmente há algumas empresas se especializando na fabricação dos motores Stirling (Tabela 1).

Tabela 1 - Empresas que desenvolvem motores Stirling. Fonte: Finkelstein & Organ (2001)

Empresa (país)	Potência (KWe)	Eficiência Elétrica (%)	Situação
STM/4-120 (USA)	32	30	Comercial 2002
WHISPERGEN (Nova Zelândia)	0.5	10	Comercial
JOANNEUM (Austrália)	3 30	24 ?	Em desenvolvimento
DANSTOKER/DTU (Dinamarca)	36 150	22* 26*	Comercial Em desenvolvimento
KOCKUMS (Suécia)	8 40 118		Em desenvolvimento.
SOLO (Alemanha)	2-9	27	Comercial 2002

*Eficiência global (motor Stirling e forno de combustão de biomassa).

Esta possibilidade de utilização de vários tipos de combustíveis, (gás natural, óleo combustível, biomassa, diesel, gasolina, álcool, solar, entre outros), é um grande atrativo para se utilizar esse tipo de motor

O ciclo Stirling possui muitas vantagens:

- Operação silenciosa - não há combustão no seu interior;

- Baixo desgaste interno, consumo de lubrificante e manutenção - o fluido de trabalho não entra em contato com o combustível.
- Eficiência global em torno de 30% - o que pode tornar o motor Stirling competitivo com outras tecnologias;
- Vida útil esperada em torno de 25000 h;
- Possibilidade de operação em cogeração, neste caso a eficiência total, considerando a elétrica e térmica é em torno de 90%.
- Diferentes arranjos físicos - podem ser dispostos de diversas maneiras possibilitando uma grande adequação ao espaço físico.

Mas há também as desvantagens, as quais podem ser citadas:

- Necessidade de vedação perfeita - os motores Stirling necessitam de boa vedação das câmaras que contém o gás de trabalho para evitar a contaminação do gás de trabalho pelo lubrificante. O rendimento do motor é normalmente maior com altas pressões, conforme o gás de trabalho, porém quanto maior a pressão de trabalho, maior será a dificuldade de vedação do motor (CORDEIRO, 2002);
- Poucos combustíveis foram testados. Outros problemas podem aparecer quando combustíveis residuais forem utilizados. Entre os principais destacam-se: ferrugem, alcatrão e partículas, que podem reduzir a eficiência do trocador de calor (LORA, 2003);
- Somente motores de pequeno porte foram testados.
- Custo elevado, o motor Stirling é aproximadamente duas vezes mais caro se comparado a um motor a Diesel de mesma potência. O que encarece a fabricação é a produção de trocadores de calor ideais;

1.3 JUSTIFICATIVA

O mundo de hoje se vê com uma grande crise energética, a escassez de chuvas, vem levando a uma procura por novas fontes alternativas de geração de energia, com o aumento gradativo da demanda, a produção não consegue acompanhar tão rapidamente no mesmo ritmo, sendo assim vê-se a necessidade da utilização de outros meios de geração de energia existentes no

Brasil, como as termoelétricas, uma energia cara, surgindo então a necessidade de novos estudos e investimento na produção de energia limpa e barata.

O motor Stirling, é uma boa alternativa para produção de energia limpa, por ser um motor de combustão externa e que pode utilizar vários tipos de combustíveis e diversas fontes de energia, sendo o Sol a melhor opção.

1.4 OBJETIVO

Os objetivos deste trabalho são: estudar o ciclo Stirling e os tipos de configurações existentes, estudar o princípio que envolve seu funcionamento e a possibilidade de se usar o sol como fonte de energia.

CAPÍTULO 2

2. RADIAÇÃO SOLAR

2.1 TEORIA DA RADIAÇÃO

A radiação térmica é a taxa na qual a energia é emitida pela matéria como um resultado de sua temperatura não nula. As perdas por radiação térmica diferente da condução ou convecção não é impedida de ocorrer na presença do vácuo e para que isso ocorra basta considerar uma matéria, independente do seu estado físico (líquido sólido ou gasoso), inicialmente com temperatura mais elevada T_s do que sua vizinhança T_{viz} . O resfriamento irá ocorrer até que aconteça o equilíbrio térmico entre as temperaturas, isto ocorre devido à redução de energia interna da matéria que é uma consequência da emissão de radiação térmica da superfície. (INCROPERA, 2008)

A Figura 3 exemplifica o conceito abordado.

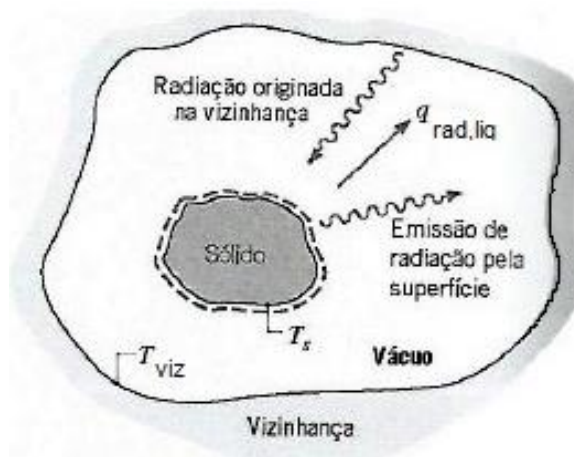


Figura 3 - Resfriamento de um sólido aquecido. Fonte: Incropera (2008)

A emissão de radiação térmica ocorre devido a excitações existentes no interior da matéria, essas excitações são resultado de oscilações ou transições dos muitos elétrons que constituem a matéria, que são dependentes da energia interna e temperatura da matéria

A emissão de radiação de um sólido ou líquido é um fenômeno de superfície, ou seja, apenas moléculas que se encontram a distâncias de

aproximadamente $1\mu\text{m}$ da superfície emitem radiação para o meio externo, a radiação emitida por moléculas que se encontram em distâncias maiores é absorvida por moléculas adjacentes e com isso não emitem radiação para a superfície, em gases e sólidos transparentes e cristais de sais a elevadas temperaturas a emissão é um fenômeno volumétrico (INCROPERA, 2008). A Figura 4 mostra os dois diferentes processos de emissão.

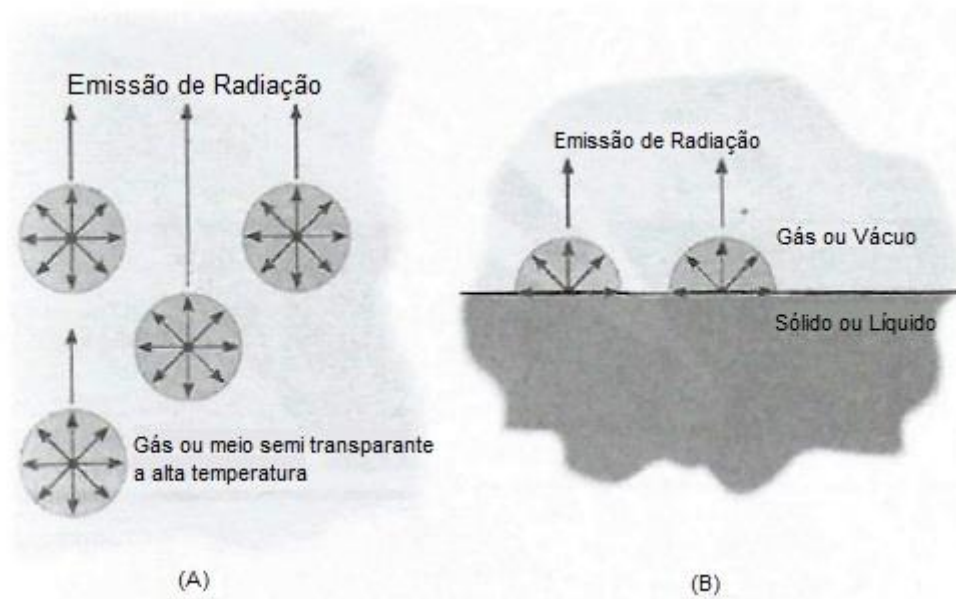


Figura 4 - (a) Como um fenômeno volumétrico. (b) Fenômeno superficial. Fonte: Incropera (2008)

Segundo Incropera (2008) “A energia liberada por unidade de área (W/m^2) devido a radiação que é emitida por um corpo é conhecida como poder emissivo. O poder emissivo é determinado pela lei de Stefan-Boltzmann”, equação (2.1).

$$E_n = \sigma T_s^4 \quad (2.1)$$

Onde:

T_s : Temperatura absoluta em (K)

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

“Para um corpo real o cálculo do poder emissivo é acrescido de um fator conhecido como emissividade” (INCROPERA, 2008). Com isso o poder emissivo de um corpo real pode ser calculado pela equação (2.2)

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (2.2)$$

Onde:

ε : Emissividade ($0 < \varepsilon < 1$).

2.2 RADIAÇÃO SOLAR

O Sol devido à sua elevadas temperaturas, dentro de suas diferentes camadas, podem ser aproximadas como um corpo negro de temperatura de 5777K emite uma grande quantidade de radiação. O Sol emite radiação ao longo de todo o espectro de ondas, mas a maior parte delas estão localizadas na região que é chamada de radiação térmica ($10^{-1} \text{ a } 10^2 \mu\text{m}$), que é devido ao fato desta afetar o estado térmico ou a temperatura da matéria (INCROPERA, 2008; DUFFIE & BECKMAN, 1991).

A Figura 5 mostra os comprimentos de ondas que fazem parte do intervalo de radiação térmica.

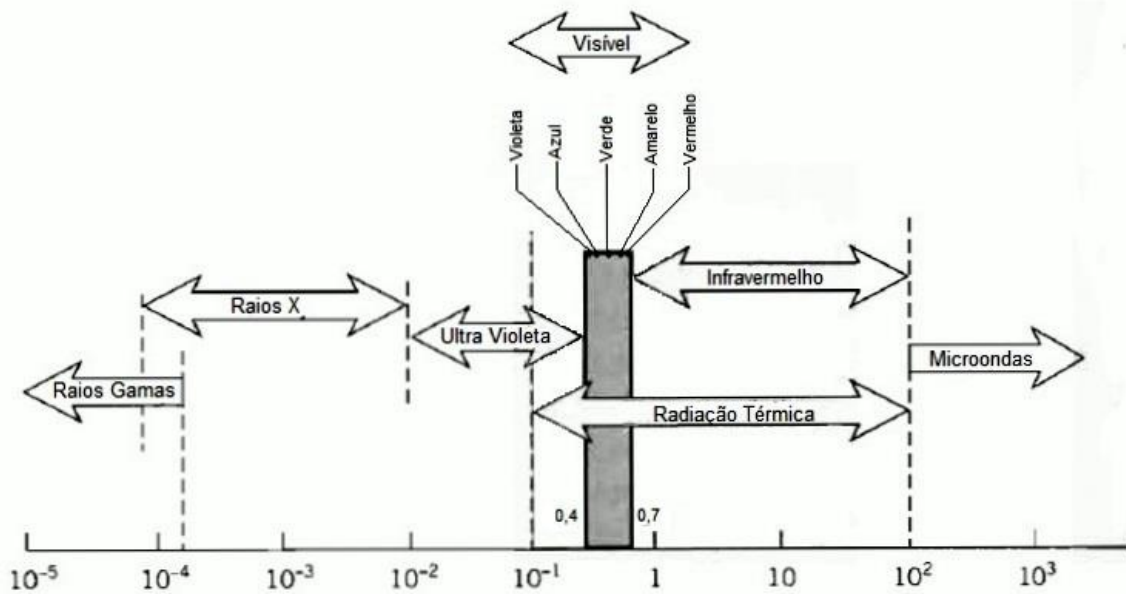


Figura 5 - Espectro da radiação eletromagnética. Fonte: Incropera (2008)

A Figura 6 mostra a distribuição espectral da irradiação solar, que comprova que a maior parte da radiação advinda do sol está na faixa (0,4 a 0,8 μm) de espectro de radiação visível.

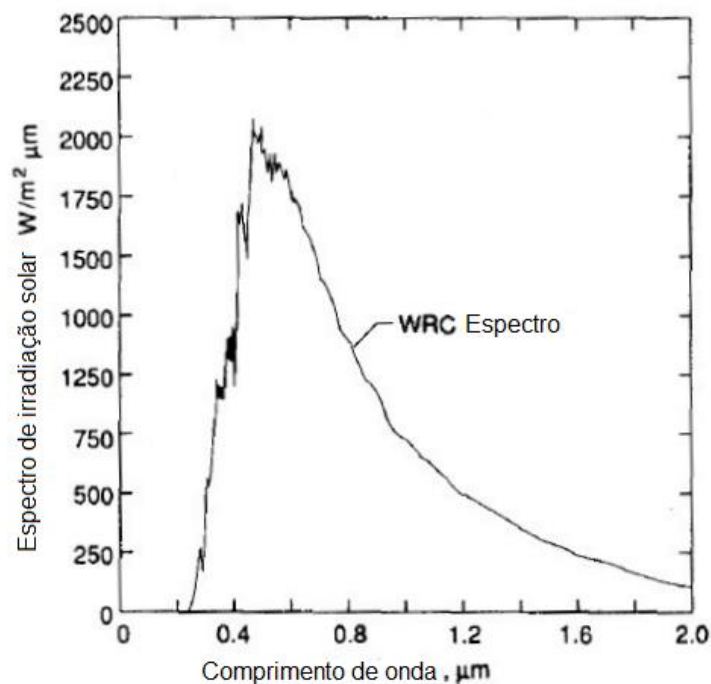


Figura 6 - A curva de irradiação espectral padrão WRC na distância média Terra-Sol. Fonte: Duffie & Beckman (1991)

2.2.1 Constante Solar

De acordo com Duffie e Beckman (1991)

A radiação emitida pelo Sol e a sua relação espacial com a terra resulta em uma intensidade quase fixa de radiação solar fora da atmosfera da terra. A constante solar pode ser definida como a energia do sol, recebida por uma unidade de tempo em uma unidade de área de superfície que é perpendicular a direção de propagação da radiação, a uma distância média da Terra-Sol, do lado de fora da atmosfera. Diversas foram as tentativas por estudiosos para a determinação da constante solar e os resultados obtidos variavam conforme os anos se passavam e com diferentes estimações de erros, por fim foi determinada pela The World Radiation Center (WCR) um valor de $1367 \text{ [W/m}^2\text{]}$, com uma incerteza na ordem de 1%.

A Figura 7 mostra as relações entre o sol e a terra que são usados para determinação da constante solar.

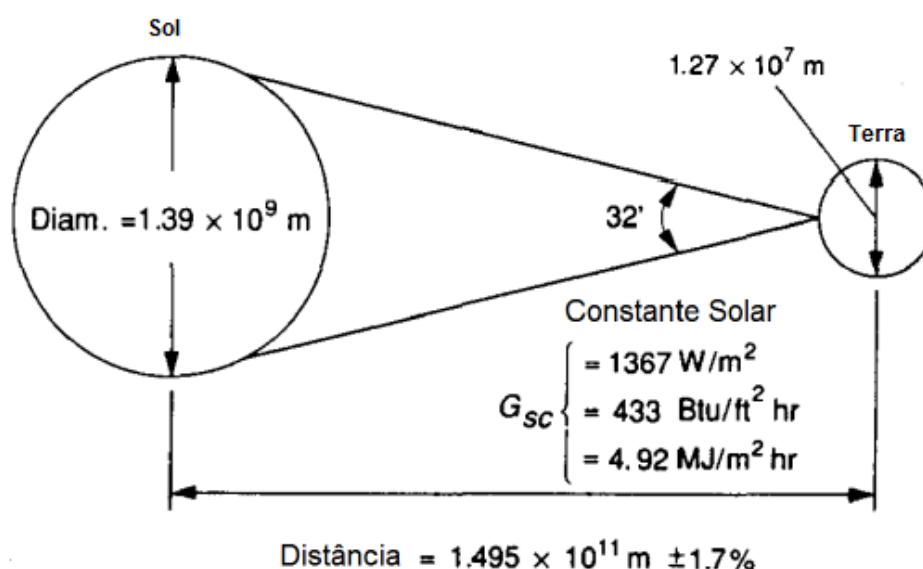


Figura 7 - Relações entre sol e terra. Fonte: Duffie & Beckman (1991)

2.2.2 Variação da Radiação Extraterrestre

Algumas variações extraterrestres na radiação, fora da atmosfera, não são devido às mudanças na radiação solar, mas sim devido a distância entre a terra e o sol ao longo do ano. Com isso devido as suas variações é necessário que seja feita uma correção para a constante solar (DUFFIE & BECKMAN, 1991), equação (2.3)

$$G_{on} = G_{sc}(1 + 0.033 \cos^{360n/365}) \quad (2.3)$$

Onde:

G_{sc} : É a constante solar

n : É o dia do ano

G_{on} : É a constante solar corrigida

2.2.3 Cálculo da Radiação Solar

Para o cálculo da radiação terrestre é necessário que sejam determinadas algumas relações geométricas entre um plano localizado na terra que recebe uma radiação solar incidindo diretamente no mesmo. A Figura 8 mostra essas relações.

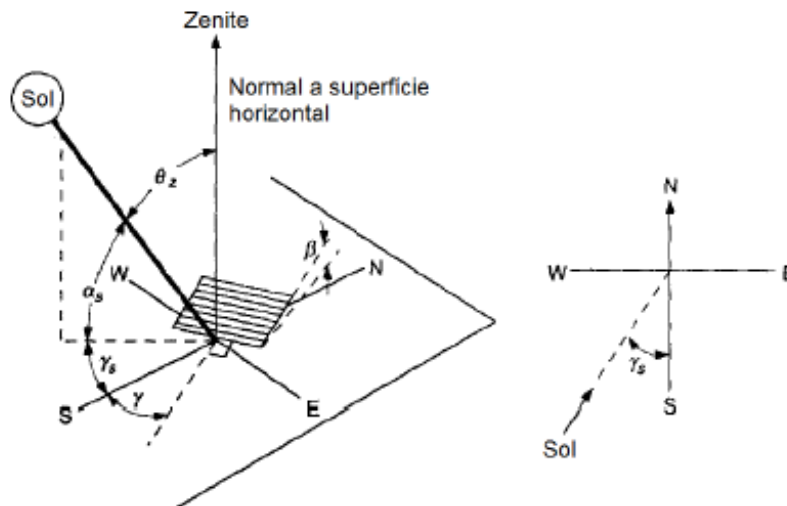


Figura 8 - Ângulo zênite, ângulo de altitude solar, ângulo de solar azimuth, inclinação, ângulo da superfície na direção azimuth, ângulo de incidência. Fonte: Duffie & Beckman (1991)

Segundo Duffie e Beckman (1991), as correlações geométricas existentes e a constante solar, são

Φ Latitude: Ângulo localizado no norte ou sul do equador. Quando localizado ao norte o ângulo é positivo, quando localizado ao sul é negativo, variando entre $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$;

δ Declinação: Varia com o dia que vai ser analisado. Ela é definida pelo ângulo formado pela linha Sol-Terra e o plano equatorial da Terra;

β Inclinação: É o ângulo entre o plano analisado e a superfície horizontal. Podendo variar entre $0 \leq \beta \leq 180^\circ$;

γ Ângulo da superfície na direção azimuth: Inclinação do plano na direção azimuth em relação ao sul pode variar entre $-180^\circ \leq \gamma < 180^\circ$;

h Ângulo horário: Deslocamento angular do Sol devido à rotação da terra sobre seu eixo, que percorre 15° por hora. De manhã, negativo e à tarde positivo;
 θ Ângulo de Incidência: Ângulo entre a radiação direta na superfície e a direção normal a superfície;
 θ_z Ângulo zênite: Ângulo entre a vertical e o raio de incidência direta do sol;
 α_z Ângulo de altitude solar: Ângulo entre o eixo horizontal e o raio de incidência direta do sol;
 γ_s Ângulo solar azimuth: Ângulo entre a radiação direta e a direção sul no plano horizontal;

As principais correlações utilizadas na estimativa da irradiação solar, são:

- Ângulo horário (h):

Como o período de rotação da terra é de 24 horas, é o tempo que o sol faz duas passagens pelo meridiano local. Com isso significa que são percorridos 360° em 24h, correspondendo a $15^\circ/\text{hora}$. A hora local verdadeira pode ser convertida em ângulo (grau) pela equação (2.4) (PEREIRA & ANGELOCCI, 2007):

$$H = (\text{hora local} - 12) \cdot 15^\circ \quad (2.4)$$

- Declinação Solar (δ):

A declinação solar depende apenas da posição relativa entre a Terra e o Sol. Para a maioria das aplicações pode ser considerada constante podendo também ser calculada pela equação (2.5) (DUFFIE & BECKMAN, 1991).

$$\delta = 23,45 \cdot \sin[360 \cdot (NDA + 284)/365] \quad (2.5)$$

Onde, NDA é o número do dia do ano, sendo 1 de janeiro = 1; 1 de fevereiro 32 seguindo a mesma lógica para os outros dias.

Ângulo zenital (Z_h), equação (2.6) (PEREIRA & ANGELOCCI, 2007):

$$\cos(Z_h) = \sin\Phi.\sin\delta + \cos\Phi.\cos\delta.\cosh \quad (2.6)$$

Onde, δ é a declinação, Φ latitude e h ângulo horário.

- Cálculo do Foto Período (N):

Foto período (N) é o intervalo entre o nascer e o pôr-do-sol em um dado dia, que pode ser denominado então como a duração do dia, representado pela equação (2.7) (PEREIRA & ANGELOCCI, 2007):

$$N = \text{Hora do pôr} - \text{hora do nascer do sol} \quad (2.7)$$

Devido a simetria da trajetória do Sol com relação ao meio-dia, o Foto período é igual ao dobro do ângulo horário na hora do nascer do sol (h_n), mostrado na equação (2.8).

$$N = 2h_n/15^\circ = 0,1333h_n \quad (2.8)$$

Onde h_n é dado pela equação (2.9):

$$h_n = \arccos[-\tan\Phi.\tan\delta] \quad (2.9)$$

- Relação de Angstrom:

“É a relação entre a insolação diária e a radiação solar global diária, média mensal, estabelecida em 1924”. Atualmente é expressa pela equação (2.10) (TIBA & FRAIDENRAICH, 2000).

$$\frac{H}{H_o} = a + b(n/N) \quad (2.10)$$

“Onde, H e H_o são respectivamente, a radiação solar global diária e a radiação solar global diária no topo da atmosfera, médias mensais, n e N são a

insolação diária e a duração astronômica do dia, médias mensais” (TIBA & FRAIDENRAICH, 2000).

“Os coeficientes de regressão a e b sofrem importantes variações regionais e mesmo interanuais, portanto quando se deseja estimar a radiação solar global diária, média mensal, a partir desta correlação, reside em saber os valores de a e b devem ser utilizados” (TIBA & FRAIDENRAICH, 2000).

Para o cálculo de H_o é valido o uso da equação (2.11):

$$H_o = 37,6(d/D)^2[(\pi/180^\circ).hn.\sin\Phi.\sin\delta + \cos\Phi.\cos\delta.\senhn] \quad (2.11)$$

Onde a relação de diâmetros pode ser encontrada com a equação (2.12).

$$(d/D)^2 = 1 + 0.033 \cos(NDA 360/365) \quad (2.12)$$

Sendo H_o expresso em MJ/m².

- Método indireto: Hottel/Liu-Jordan:

“O método utilizado por Hottel é muito mais simples. O fluxo de radiação direta em uma superfície horizontal, (I_{oh}) em dias claros”, é dado pela equação (2.13) (TIBA & FRAIDENRAICH, 2000).

$$I_{oh} = G_{on} \cdot \tau_d \cdot \cos(Z_h) \quad (2.13)$$

Onde τ_d é a transmitância da radiação direta através da atmosfera, equação (2.14).

$$\tau_d = a_o + a_1 \cdot \exp(-k/\cos Z_h) \quad (2.14)$$

Onde a_o, a_1 e k são constantes para padrões atmosféricos com 23 km de visibilidade e que podem ser aproximadas pelas equações de a_o^* , a_1^* e k^* , (2.15, 2.16 e 2.17) respectivamente, sendo somente válida para valores de altitudes menores que 2,5 km (DUFFIE & BECKMAN, 1991).

Tem-se que:

$$a_0^* = 0,4237 - 0,00821(6 - A)^2 \quad (2.15)$$

$$a_1^* = 0,5055 - 0,00595(6,5 - A)^2 \quad (2.16)$$

$$k^* = 0,2711 - 0,01858(2,5 - A)^2 \quad (2.17)$$

Onde A é a altitude de um observador que é dado em km.

Correções são aplicadas para os fatores a_0^* , a_1^* e k^* para diferenças climáticas. O fator de correção é dado pelas equações abaixo (2.18, 2.19 e 2.20):

$$r_0 = a_0/a_0^* \quad (2.18)$$

$$r_1 = a_1/a_1^* \quad (2.19)$$

$$r_k = k/k^* \quad (2.20)$$

A Tabela 2 traz os fatores de correção para diferentes climas.

Tabela 2 - Fatores de correção para diferentes climas. Fonte: Duffie & Beckman (1991)

Tipo de Clima	r_0	r_1	r_k
Tropical	0.95	0.98	1.02
Verão em altitudes médias	0.97	0.99	1.02
Verão Subártico	0.99	0.99	1.01
Inverno em altitudes médias	1.03	1.01	1.00

“Com as correções de acordo com cada tipo de clima padrão a transmitância da radiação direta da atmosfera pode ser determinada por qualquer ângulo zênite e qualquer atitude, até mesmo as acima de 2,5 km” (DUFFIE & BECKMAN, 1991).

CAPÍTULO 3

3. MOTOR STIRLING

3.1 O CICLO STIRLING IDEAL

O ciclo é composto por quatro processos termodinâmicos a Figura 9 representa o funcionamento do ciclo Stirling ideal, pois não considera as perdas existentes no sistema.

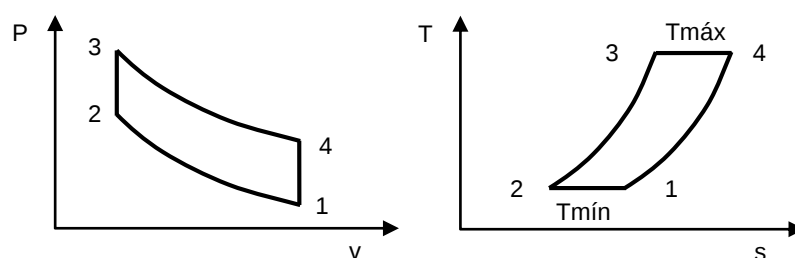


Figura 9 - Diagrama P x V e T x s do ciclo Stirling. Fonte: Finkelstein & Organ (2001)

Onde:

- 1 - 2 – Compressão isotérmica (na qual há também rejeição de calor).
- 2 - 3 – Calor é transferido ao fluido de trabalho a volume constante.
- 3 - 4 – Expansão isotérmica (há também transferência de calor ao fluido de trabalho).
- 4 - 1 – Calor é rejeitado a volume constante.

O regenerador opera como uma esponja térmica, ela absorve e libera o calor, podendo se comparar a uma matriz de metal em forma de tela. O volume entre o regenerador e o pistão da esquerda é chamado de volume de expansão e o volume entre o regenerador e o pistão da direita é chamado de volume de compressão. Na expansão tem-se a alta temperatura e o volume de compressão é mantido a baixa temperatura, assim o gradiente de temperatura é dado por $T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}}$ (THOMBARE & VERMA, 2008).

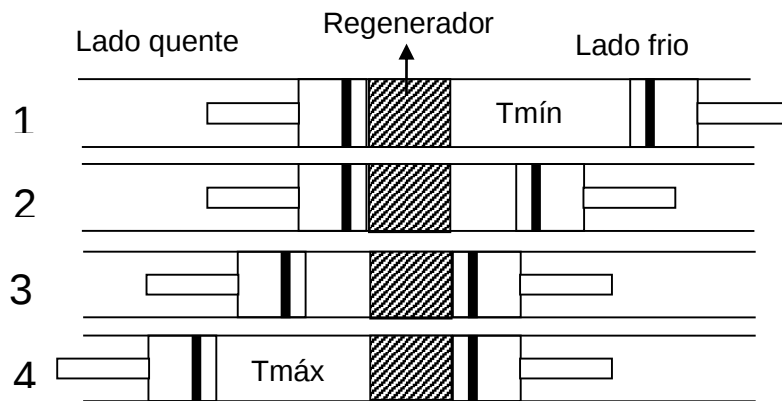


Figura 10 - Disposição dos cilindros do ciclo Stirling. Fonte: Thombare & Verma (2008)

Durante o processo de compressão de 1 para 2, Figura 10, o pistão de compressão move-se em direção ao regenerador enquanto o de expansão permanece parado. O fluido de trabalho é comprimido e a pressão aumenta. A temperatura é mantida constante pois não ocorre a troca de calor entre o espaço frio e a vizinhança. Trabalho é realizado sob o fluido de trabalho na mesma escala da taxa de calor rejeitada pelo processo. Não há mudança na energia interna e há uma diminuição na entropia. A compressão isotérmica, a qual consiste numa transformação realizada a temperatura constante, do fluido de trabalho envolve transferência de calor do gás para o exterior, em $T_{\min}$ (THOMBARE & VERMA, 2008).

Já no processo de 2 para 3, Figura 10, os pistões movem-se ao mesmo tempo. O pistão de compressão move-se em direção ao regenerador e o pistão de expansão a partir do regenerador, assim o volume entre os dois permanece constante. O fluido de trabalho é transferido do volume de compressão para o de expansão através dos espaços existentes no regenerador. A temperatura do fluido de trabalho aumenta para $T_{\max}$, aumentando a pressão. Nenhum trabalho é realizado e ocorre um aumento na entropia e na energia interna do fluido (THOMBARE & VERMA, 2008).

No processo de 3 para 4, Figura 10, o pistão de expansão continua a mover-se do regenerador para a esquerda enquanto que o pistão de compressão permanece parado. A pressão diminui e o volume aumenta, a temperatura permanece constante pela adição de calor da fonte externa a temperatura $T_{\min}$. O trabalho é realizado na mesma magnitude da taxa de calor

cedida ao sistema. Não ocorre mudança na energia interna, mas a entropia aumenta (THOMBARE & VERMA, 2008).

Finalmente, no processo de 4 para 1, Figura 10, ambos os pistões se movem ao mesmo tempo para transferir o fluido de trabalho do espaço de expansão para o de compressão através do regenerador a volume constante. Durante esse processo a temperatura do fluido diminui para $T_{\min}$, nenhum trabalho é realizado e diminuem a energia interna e a entropia (THOMBARE & VERMA, 2008).

O Ciclo Stirling é igual para os três tipos de motor. A seguir será apresentado cada tipo e depois mostrar qual tipo foi escolhido.

3.2 TIPOS DE MOTORES STIRLING

Os motores Stirling são classificados em três grupos, Alfa, Beta e Gama, conforme a disposições dos pistões.

Segundo Hirata (1995)

O ciclo de Stirling precisa de quatro processos para a geração de potência: compressão, a temperatura constante, aquecimento, a volume constante, expansão, a temperatura constante e rejeição de calor, a volume constante. Logo, pode-se concluir que é impossível executar o ciclo utilizando-se apenas um pistão. Consequentemente, nos motores Stirling em geral, se tem dois espaços com diferentes temperaturas, sendo que o gás de trabalho flui de um para o outro. O movimento de tal gás é feito pelo deslocador (displacer) nos motores Stirling de deslocamento (Displacer Type), e por dois pistões (pistão de compressão e de expansão) nos motores Stirling de dois pistões.

3.2.1 Motor Stirling do Tipo Alfa

O motor Stirling do tipo Alfa é constituído por dois cilindros independentes, onde o pistão no lado quente é o responsável pela produção do movimento mecânico, devido a variação de pressão e vácuo interno do motor, já o pistão no lado frio, ele é o responsável pela compressão e descompressão do fluido de trabalho (ar ou gás) no motor.

Existem duas configurações para o motor do tipo alfa: Na foto à esquerda os dois cilindros ficam em paralelo. E na foto à direita: os pistões

estão em um formato em L, onde eles trabalham em um ângulo de 90 graus, ligados a um único ponto no virabrequim, Figura 11.

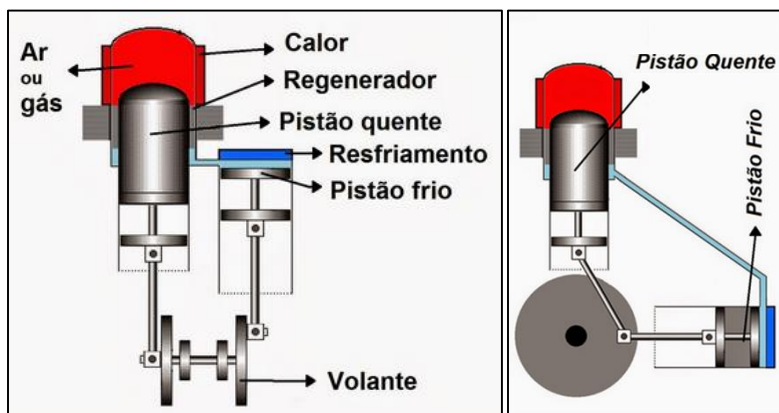


Figura 11 - Motor Stirling do Tipo Alfa. Fonte: (Mello, 2001)

O tipo Alfa é o motor com a configuração mais simples, ele é recomendado em aplicações que requerem maior potência (MELLO, 2001).

Segundo Moran e Shapiro (2000) se um regenerador for colocado no canal entre os cilindros frio e quente, pode-se recuperar calor quando o gás flui do cilindro quente para o frio, sendo este calor usado para reaquecer o gás quando flui de volta para o volume quente. Um regenerador cuja efetividade é 100% permite que o calor rejeitado durante o processo 4 – 1 seja usado como calor fornecido no processo 2 – 3. Consequentemente, todo o calor fornecido ao fluido de trabalho de fontes externas ocorreria no processo isotérmico 3 – 4 e todo o calor rejeitado para as vizinhanças ocorreria no processo isotérmico 1 – 2. Pode-se concluir, portanto, que a eficiência térmica do ciclo Stirling, neste caso, é dada pela mesma equação do ciclo de Carnot.

A troca de calor através das paredes dos cilindros é inadequada em motores Stirling reais. Sendo assim, superfícies desenvolvidas de troca de calor devem ser adicionadas. O motor Stirling se difere do motor convencional de combustão interna por ter uma combustão externa, como em uma caldeira, por exemplo. Todos os combustíveis sólidos líquidos e gasosos podem ser usados, dependendo unicamente do sistema externo de queima (CARLSEN, 1994).

3.2.2 Motor Stirling do Tipo Beta

O motor Beta apresenta a configuração clássica, patenteada em 1816 por Robert Stirling. Um esquema do motor Stirling tipo Beta é apresentado na Figura 12.

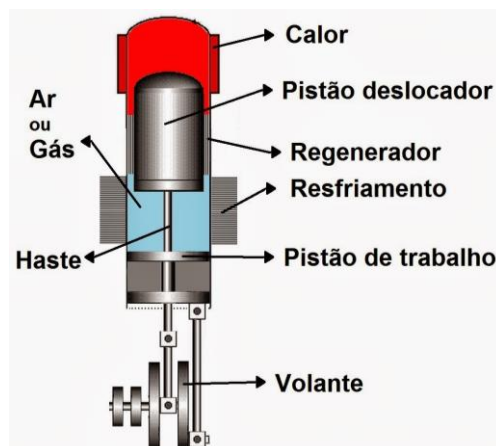


Figura 12 - Motor Stirling do tipo Beta. Fonte: Mello (2001)

Na configuração Beta, o deslocador e o pistão de trabalho estão alinhados em um único cilindro. Pela sobreposição entre cada movimento de ambos os pistões, uma taxa de compressão maior do motor é obtida, e pode-se obter maior potência que o motor Stirling tipo Gama. Entretanto, as hastes do deslocador e do pistão de trabalho estão alinhadas, o que torna o mecanismo complicado (HIRATA, 1995).

3.2.3 Motor Stirling do Tipo Gama

O motor Gama tem um deslocador similar ao do motor Beta, porém este é montado em outro cilindro, Figura 13. “Essa configuração tem o conveniente de separar a parte quente do trocador de calor, que é associada ao pistão de deslocamento, do espaço de compressão, associado ao pistão de trabalho” (MELLO, 2001).

a qual pode ser mandada diretamente para as residências ou armazenada em baterias, e até mesmo ser mandada para a rede de distribuição.

As características operacionais dos motores Stirling não variam muito em função do tipo de motor (Alfa, Beta ou Gama), todos os tipos podem ser utilizados para a geração de energia elétrica através da energia solar. Devido a menor complexidade mecânica, menor quantidade de peças móveis e estanqueidade mais simples, o motor Stirling do tipo Gama será o escolhido para ser aplicado neste trabalho.

3.4 ESTÁGIOS DO CICLO STIRLING PARA O TIPO GAMA

Como foi descrito no tópico anterior foi feita a escolha do motor Stirling do tipo Gama. Nesse tópico será feito todo o equacionamento para cada fase do processo do ciclo Stirling.

Durante o processo de compressão, o pistão de trabalho move-se para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho aumentando a pressão de P1 para P2. Trabalho é realizado sob o fluido de trabalho na mesma quantidade que a taxa de calor é rejeitada pelo processo. Visto que, não há mudança na energia interna e há uma diminuição na entropia. A compressão isotérmica do fluido de trabalho envolve transferência de calor do gás para o exterior, em $T_{\min}$ (THOMBARE & VERMA, 2008).

Sabendo que a equação de estado dos gases é descrita pela seguinte equação (3.1):

$$pv = ZRT \quad (3.1)$$

Onde:

p – pressão

v – volume específico

Z – fator de compressibilidade

R – constante universal dos gases

T – temperatura

Segundo Moran e Shapiro (2000) “em casos onde a pressão de trabalho é muito pequena em relação a pressão crítica do gás de trabalho e/ou a temperatura de trabalho é muito maior que a mesma, pode-se considerar o fator de compressibilidade igual a 1”, a equação (3.1) pode ser simplificada, assumindo a forma da equação (3.2).

$$pv = RT \quad (3.2)$$

Sabendo que o volume específico é uma razão entre o volume (V) e a massa (M), pode-se obter então, pela equação (3.3):

$$p \frac{V}{M} = RT \rightarrow pV = MRT \quad (3.3)$$

Relacionando o estado do gás antes (índice 1, equação 3.4) e depois (índice 2, equação 3.5) da compressão, tem-se:

$$p_1 V_1 = M_1 R_1 T_1 \quad (3.4)$$

$$p_2 V_2 = M_2 R_2 T_2 \quad (3.5)$$

Como já foi dito que é um processo isotérmico, então $T_1 = T_2 = T_{min}$, sendo assim pode-se escrever uma equação (3.6) para a pressão do estado final de compressão como:

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} \quad (3.6)$$

Para fins de simplificação, utilizando a relação de volumes (r_v) equação (3.7), obtém-se a equação (3.8) que representa a pressão de compressão (P_2).

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (3.7)$$

$$P_2 = P_1 r_v \quad (3.8)$$

Sabendo que a energia interna depende somente da temperatura, e esta permanece constante, então pela primeira lei da termodinâmica, tem-se a equação (3.9), onde Q é o calor e W o trabalho.

$$\delta Q = \delta W = PdV \quad (3.9)$$

A equação (3.9) nos diz que durante a transformação isotérmica toda a energia térmica distribuída entre o sistema e o exterior, volta a ser distribuída de forma inversa sob a forma de trabalho, como pode ser visto na equação (3.10).

$$\Delta Q = \Delta W = \int_{V_i}^{V_f} mRT_{min} \frac{dV}{V} \quad (3.10)$$

Logo, pode-se obter uma expressão para o calor e o trabalho de compressão do ciclo, expressa na equação (3.11).

$$\Delta Q = \Delta W = mRT_{min} \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (3.11)$$

Utilizando a equação (3.5) em (3.11), obtêm-se a equação (3.12):

$$\Delta Q = \Delta W = mRT_{min} \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (3.12)$$

E finalmente, utilizando a equação (3.3), pode-se obter a equação necessária para calcular o trabalho realizado pelo processo de compressão isotérmica, mostrado na equação (3.13).

$$\Delta Q = \Delta W = p_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) = p_2 V_2 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (3.13)$$

Continuando o equacionamento, mas agora para a variação de entropia no processo de compressão isotérmica, a equação (3.14), onde S é a

entropia, segundo Van Wylen e Sonntag (1995) “mostra a variação de entropia que ocorre entre dois estados, um processo internamente reversível”.

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_{int.rev.} \quad (3.14)$$

Reorganizando a equação (3.14) na forma diferencial, obtêm-se a equação (3.15):

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int.rev} \quad (3.15)$$

Segundo Van Wylen e Sonntag (1995)

Com o intuito de utilizar outras propriedades que são mais facilmente mensuradas, para determinar a variação de entropia, assume-se as seguintes hipóteses:

- i. Sistema puro;
- ii. Compressível simples;
- iii. Submetido a um processo internamente reversível;

Assim, pode-se escrever em forma diferencial, sendo que foram desconsiderados as forças de corpo e os efeitos gravitacionais do sistema, a qual está representada na equação (3.16), onde U é a energia interna.

$$(\delta Q)_{int.rev.} = dU + (\delta W)_{int.rev.} \quad (3.16)$$

Segundo a hipótese (ii), o trabalho pode ser expresso pela equação (3.17).

$$(\delta W)_{int.rev.} = p dV \quad (3.17)$$

Rearranjando a equação acima, obtêm-se a equação (3.18) abaixo:

$$(\delta Q)_{int.rev.} = T dS \quad (3.18)$$

Substituindo as equações (3.17) e (3.18) em (3.16), obtêm-se a equação (3.19):

$$TdS = dU + pdV \quad (3.19)$$

Passando para a base mássica, onde tem-se “s” e “u”, entropia específica e energia interna específica, respectivamente, obtêm-se a equação (3.20).

$$Tds = du + pdv \quad (3.20)$$

Dividindo a equação (3.20) por T, temperatura em que ocorre a compressão, obtêm-se a equação (3.21):

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T}dv \quad (3.21)$$

Como já foi assumido anteriormente que o fluido de trabalho se comporta como um gás ideal, “du”, diferencial de energia interna, então, pode ser representado pela equação (3.22), onde c_v é o calor específico a volume constante.

$$du = c_v dT \quad (3.22)$$

Utilizando a equação (3.3) e dividindo-a pela massa, “m”, obtêm-se a equação (3.23):

$$\frac{pV}{m} = \frac{mRT}{m} \rightarrow pv = RT \rightarrow p = \frac{RT}{v} \quad (3.23)$$

Logo, substituindo as equações (3.22) e (3.23) em (3.21), terá a equação (3.24).

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \quad (3.24)$$

E integrando a equação acima, obtêm-se a equação (3.25):

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v \frac{dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} R \frac{dv}{v} \quad (3.25)$$

Mas, como “R” e c_v são a constantes, pode-se retirá-los pra fora da integral, formando a equação 3.26), logo:

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (3.26)$$

Como já foi dito anteriormente, que a compressão ocorre a temperatura constante ($T_1 = T_2 = T_{\min}$) , pode-se então obter a equação (3.27) que mostra o comportamento da variação de entropia que ocorre no processo de compressão.

$$s_2 - s_1 = R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (3.27)$$

Simplificando a equação (3.27) e utilizando a equação de relação de volume (3.7), obtêm-se a equação (3.28):

$$s_2 - s_1 = R \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (3.28)$$

Continuando analisando o ciclo, agora analisando o processo de aquecimento a volume constante, no processo de 2 para 3, o pistão de deslocamento é movimentado para baixo, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de expansão, recebendo calor da fonte externa, e elevando a pressão. A temperatura do fluido de trabalho aumenta de $T_{\min}$ para $T_{\max}$, pois ocorre a transferência de calor do regenerador para a mesma. Mas nenhum trabalho é realizado e ocorre um aumento na entropia e na energia interna do fluido de trabalho.

Durante o processo de transferência de calor a volume constante as equações (3.4) e (3.5) formam as equações (3.29) e (3.30), descritas abaixo:

$$p_2 V_2 = m_2 R_2 T_2 \quad (3.29)$$

$$p_3 V_3 = m_3 R_3 T_3 \quad (3.30)$$

Como m , R e V , permanecem constantes durante o processo de compressão, pode-se escrever a equação (3.31) para a pressão do estado final de aquecimento, P_3 .

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2} \quad (3.31)$$

Fazendo a relação de temperatura, r_T , na equação (3.32),

$$r_T = \frac{T_2}{T_3} \quad (3.32)$$

E substituindo-a na equação (3.31), obtêm-se a equação (3.33):

$$P_3 = \frac{P_2}{r_T} \quad (3.33)$$

Agora, analisando o calor e o trabalho do processo de aquecimento regenerativo.

Segundo Moran e Shapiro (2002) “quando o aquecimento é efetuado a volume constante e, portanto, não há trabalho externo envolvido a Primeira Lei da Termodinâmica”, expressa na equação (3.34), assume a forma da equação (3.35).

$$Q = W + \Delta U \quad (3.34)$$

Como $W = 0$,

$$Q = \Delta U \quad (3.35)$$

Diferenciando a equação (3.35) em função da temperatura com volume constante, obtêm-se a equação (3.36):

$$\frac{dQ}{dT} = \frac{dU}{dT} \quad (3.36)$$

Dividindo pela massa total e aplicando a equação (3.22), obtêm-se a equação (3.37) para o calor específico a volume constante (VAN WYLEN & SONNTAG, 1995).

$$dQ = c_v dT \quad (3.37)$$

Integrando a equação (3.37), obtêm-se a equação (3.38) que representa a transferência de calor a volume constante acrescida ao ciclo.

$$\int dQ = \int c_v dT \rightarrow \Delta Q = c_v (T_3 - T_2) \quad (3.38)$$

Aplicando a equação (3.26) ao processo de transferência de calor, obtêm-se a equação (3.39) a volume constante, $v_2 = v_3$, pode-se obter a variação de entropia advinda da adição de calor ao ciclo, visto na equação (3.40) abaixo:

$$s(T_3, v_3) - s(T_2, v_2) = c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + R \ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right) \quad (3.39)$$

$$s_3 - s_2 = c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \quad (3.40)$$

Substituindo na equação acima a equação (3.32), relação de temperatura, obtêm-se uma equação simplificada (3.41).

$$s_3 - s_2 = c_v \ln\left(\frac{1}{r_T}\right) \quad (3.41)$$

Já no processo de expansão isotérmica de 3 para 4, com o aumento de pressão do motor, o pistão de trabalho é movimentado para baixo, realizando trabalho. Neste processo a temperatura permanece constante pela adição de

calor da fonte externa a uma temperatura $T_{m\acute{a}x}$. Trabalho é realizado pelo fluido de trabalho sob o pistão na mesma quantidade que a taxa de calor é cedida ao sistema. A entropia do fluido de trabalho aumenta, mas não ocorre mudança na energia interna.

Durante o processo de expansão, a temperatura constante, as equações (3.4) e (3.5) assumem as formas das equações (3.42) e (3.43).

$$p_3 V_3 = m_3 R_3 T_3 \quad (3.42)$$

$$p_4 V_4 = m_4 R_4 T_4 \quad (3.43)$$

Como m , R e T permanecem constantes durante o processo de compressão, $T_3 = T_4 = T_{m\acute{a}x}$, pode-se escrever a equação para a pressão do estado final de expansão (3.44), P_4 .

$$P_4 = \frac{P_3 V_3}{V_4} \quad (3.44)$$

Com a relação de volumes em (3.45).

$$r_V = \frac{V_4}{V_3} \quad (3.45)$$

Simplifica-se a equação (3.44) na forma da equação (3.46).

$$P_4 = \frac{P_3}{r_V} \quad (3.46)$$

Agora, aplicando a equação (3.10), pode-se obter a equação (3.47) que representa o calor e o trabalho resultantes do processo de expansão isotérmica.

$$\Delta Q = \Delta W = \int_3^4 m R T_{m\acute{a}x} \frac{dV}{V} = \Delta Q = \Delta W = m R T_{m\acute{a}x} \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) \quad (3.47)$$

Aplicando a equação (3.45) em (3.47), obtêm-se a equação (3.48) abaixo:

$$\Delta Q = \Delta W = mRT_{m\acute{a}x} \ln(r_v) \quad (3.48)$$

Logo, aplicando (3.3), pode-se obter um método para calcular o calor e o trabalho realizado pelo processo de expansão isotérmica, visto na equação (3.49).

$$\Delta Q = \Delta W = p_3 V_3 \ln(r_v) = p_4 V_4 \ln(r_v) \quad (3.49)$$

Para encontrar o método de calcular a variação de entropia no processo de expansão isotérmica, equação (3.50), aplica-se a equação (3.26).

$$s(T_4, v_4) - s(T_3, v_3) = c_v \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) + R \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) \quad (3.50)$$

Por ser isotérmica, sabe-se então que a expansão ocorre à temperatura constante, $T_3 = T_4 = T_{m\acute{a}x}$, então (3.50), pode ser simplificada a equação (3.51).

$$s_4 - s_3 = R \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) \quad (3.51)$$

Substituindo (3.45) em (3.51), obtêm-se a equação (3.52).

$$s_4 - s_3 = R \ln(r_v) \quad (3.52)$$

Ainda no processo, agora analisando o processo de rejeição de calor, de 4 para 1, o pistão de deslocamento é movimentado para cima, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de compressão, reduzindo a temperatura do fluido de trabalho para $T_{m\acute{i}n}$, ou seja, rejeitando calor para o sistema de resfriamento, e reduzindo a sua pressão até a condição 1, onde

ocorre uma diminuição da energia interna e da entropia do fluido de trabalho, mas nenhum trabalho é realizado.

Durante o processo de transferência de calor, por estar a volume constante, as equações (3.4) e (3.5), assumem as equações (3.53) e (3.54), respectivamente.

$$p_4 V_4 = m_4 R_4 T_4 \quad (3.53)$$

$$p_1 V_1 = m_1 R_1 T_1 \quad (3.54)$$

Como m , R e v , permanecem constantes durante o processo de compressão, $V_4 = V_1$, então, pode-se encontrar a equação (3.55) para a pressão do estado final de resfriamento, P_1 .

$$P_1 = \frac{P_4 T_1}{T_4} \quad (3.55)$$

Sendo (3.56), a equação de relação de temperatura.

$$r_T = \frac{T_1}{T_4} \quad (3.56)$$

Aplicando (3.56) em (3.55), uma equação (3.57) é uma forma simplificada.

$$P_1 = P_4 r_T \quad (3.57)$$

Como o resfriamento ocorre a volume constante e, portanto, não há trabalho externo envolvido, a equação da Primeira Lei da termodinâmica (3.34), assume a forma da equação (3.35). Integrando (3.37) obtêm-se (3.58), a qual representa a transferência de calor a volume constante que o ciclo cede à vizinhança (VAN WYLEN & SONNTAG, 1995).

$$\Delta Q = c_V (T_1 - T_4) \quad (3.58)$$

Aplicando (3.26) ao processo de transferência de calor a volume constante, $v_4 = v_1$, encontra-se (3.59), onde tal equação representa a variação de entropia oriunda da adição de calor do ciclo.

$$s_1 - s_4 = c_v \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right) \quad (3.59)$$

Aplicando a equação de relação de temperatura (3.56), simplificando a equação (3.59) para (3.60).

$$s_1 - s_4 = c_v \ln(r_T) \quad (3.60)$$

3.5 EFICIÊNCIA DO CICLO STIRLING

Segundo Moran e Shapiro (2002) um regenerador cuja a efetividade é de 100% permite dizer que o calor rejeitado durante o processo de 4 para 1, seja usado como calor fornecido no processo de 2 para 3. Consequentemente, todo calor fornecido ao fluido de trabalho de fontes externas ocorreria no processo isotérmico de 3 para 4 e todo o calor rejeitado para as vizinhanças ocorreria no processo isotérmico de 1 para 2. Assim, pode-se concluir que a eficiência de um ciclo Stirling, neste caso, é a mesma dada pela equação do ciclo de Carnot. Logo, a variação de calor fornecida ao ciclo é igual a variação de calor provocada no processo de expansão, que pode se dizer também que é igual ao trabalho de expansão visto na equação (3.49).

“Sabendo que os dois lados das hastes dos cilindros estão acoplados em um mesmo eixo transmissão de potência, então a potência do ciclo será igual a soma das potências de expansão e de compressão” (THOMBARE & VERMA, 2008). O ciclo Stirling é um ciclo considerado ideal, pois possui dois processos isotérmicos e dois isovolumétricos, além de ser termodinamicamente reversível.

Por definição o rendimento do ciclo será dado pela equação (3.61):

$$\eta_t = \frac{\Delta W_{3-4} + \Delta W_{1-2}}{\Delta Q_{3-4}} \quad (3.61)$$

Para encontrar a equação do rendimento do ciclo Stirling, equação (3.62), utiliza-se as equações (3.13) e (3.49).

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - r_T \quad (3.62)$$

Tabela 3 - Resumo do equacionamento do Ciclo Stirling. Fonte: Satiro & Coutinho (2012)

PROCESSO	PRESSÃO	TRABALHO	CALOR	ENTROPIA
COMPRESSÃO	$P_2 = P_1 r_V$	$\Delta W = p_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r_V}\right)$	$\Delta Q = p_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r_V}\right)$	$s_2 - s_1 = R \ln\left(\frac{1}{r_V}\right)$
AQUECIMENTO	$P_3 = \frac{P_2}{r_T}$	$\Delta W = 0$	$\Delta Q = c_v(T_3 - T_2)$	$s_3 - s_2 = c_v \ln\left(\frac{1}{r_T}\right)$
EXPANSÃO	$P_4 = \frac{P_3}{r_V}$	$\Delta W = p_3 V_3 \ln(r_V)$	$\Delta Q = p_3 V_3 \ln(r_V)$	$s_4 - s_3 = R \ln(r_V)$
RESFRIAMENTO	$P_1 = P_4 r_T$	$\Delta W = 0$	$\Delta Q = c_v(T_1 - T_4)$	$s_1 - s_4 = c_v \ln(r_T)$

3.6 FLUIDOS DE TRABALHO PARA MOTOR STIRLING

Existem vários tipos de fluidos que podem ser usados em motores Stirling.

Segundo Walker (1980)

No século XIX todos os motores utilizavam o ar como fluido de trabalho, apesar se existirem raras exceções. Este fato então teve grande influência em que esse tipo de motor fosse muito conhecido como “motores a ar” ou “motores a ar quente. A maioria deles operaram com uma pressão próxima da atmosfera, mas como toda regra tem sua exceção, alguns casos, a pressão era acima a ambiente. O ar devido ao seu baixo custo e grande disponibilidade, não se necessitava de vedações perfeitas para seu funcionamento. Naquela época os motores eram enormes, com baixas rotações, baixa potência e a maioria deles possuíam baixa eficiência térmica. Entretanto, possuíam a vantagem de serem mais seguros quando comparados com as caldeiras dos motores a vapor.

Um século depois, a Philips ainda utilizava o ar como fluido de trabalho. Mas, na maioria dos casos, eram menores e geravam menos de 22 kW, em contrapartida eram velozes (2000 rpm), com elevada pressão interna (1,37

MPa), devido a isso seus níveis de potência e eficiência eram maiores comprados com as máquinas do século XIX (WALKER, 1980).

Mais tarde, “em experiências utilizando motores a ar como refrigerados, a Philips começou a investir no hidrogênio e no hélio” (MEIJER, 1959). Naquele período, o hidrogênio foi mais utilizado, visto que o hélio possuía um maior custo e era menos abundante que atualmente. Apesar disso, o ar ainda não deixou de ser utilizado em motores pequenos. Outros gases, diferentes de ar, hélio, nitrogênio e hidrogênio, não são empregados, com exceção em unidades experimentais (WALKER, 1980).

Em um extenso estudo utilizando otimização computacional, Philips pode simular diferentes fluidos de trabalho para motores Stirling.

De acordo com Meijer (1970) as características foram reproduzidas na Figura 14. Todos os resultados referem-se a motores grandes de 165 kW (225 bhp) por cilindro, com uma temperatura de aquecimento de 700 °C (trocador de calor de aquecimento), e temperatura de resfriamento de 25°C (cooler), e pressão máxima do gás de 110 kgf/cm². A eficiência global do motor, η_{tot} , foi mostrada em função da potência de saída por unidade de deslocamento, em hp/L. O tamanho do motor diminui, movendo-se na curva da esquerda para a direita na Figura 14.

Neste estudo, pôde-se gerar três curvas, uma para o ar, outra para o hélio e outra para o hidrogênio. Nos pontos de cada curva, a velocidade do motor foi delimitada correspondendo com a máxima potência e eficiência do motor. A velocidade do motor aumenta com a curva movendo-se para a direita da Figura 14.

Analisando o gráfico, pode-se perceber que próximo ao extremo esquerdo da Figura 14, existe uma pequena diferença entre as três curvas. Analisando a rotação de 250 rpm, o motor a ar possui uma eficiência menor, de 38%, comparando-se com a do hélio, de 47% e com a do hidrogênio, de 49%. Porém, olhando para a potência ela não nos mostra grandes diferenças, 8,9 W/cm³ (12 bhp/L) para os três casos. Disto pode-se concluir que em baixas potências, motores a baixa rotação há pouco ou quase nenhuma vantagem termodinâmica quando utiliza-se como fluido de trabalho o hidrogênio ou o hélio comparando-se com o ar. Além dessa vantagem, utilizando-se o ar não se requer de muita vedação e grandes volumes de armazenamento. Este pode

simplesmente ser repostado com um pequeno compressor. Logo, “em projetos não sofisticados, utilizando-se de motores pequenos de baixa potência para aplicação estacionária e com necessidade de grande vida útil, o fluido de trabalho mais preferível de se utilizar é o ar” (WALKER, 1980).

Aprofundando-se na análise do gráfico, pode-se ver claramente que o ar não pode ser utilizado em motores com elevada potência específica. Devido a isso o hidrogênio se torna superior ao hélio. Um exemplo de aplicação seria na indústria automotiva, onde a densidade de potência é vitalmente importante. O hélio é mais utilizado onde há necessidade inerente da segurança, como é o caso de situações confinadas: navios, sistema de potência para submarinos, plantas de energia, bombas de calor e geração estacionária em prédio. Hidrogênio é muito reativo com oxigênio e com um limite de inflamabilidade extremamente amplo. Hélio é um gás inerte.

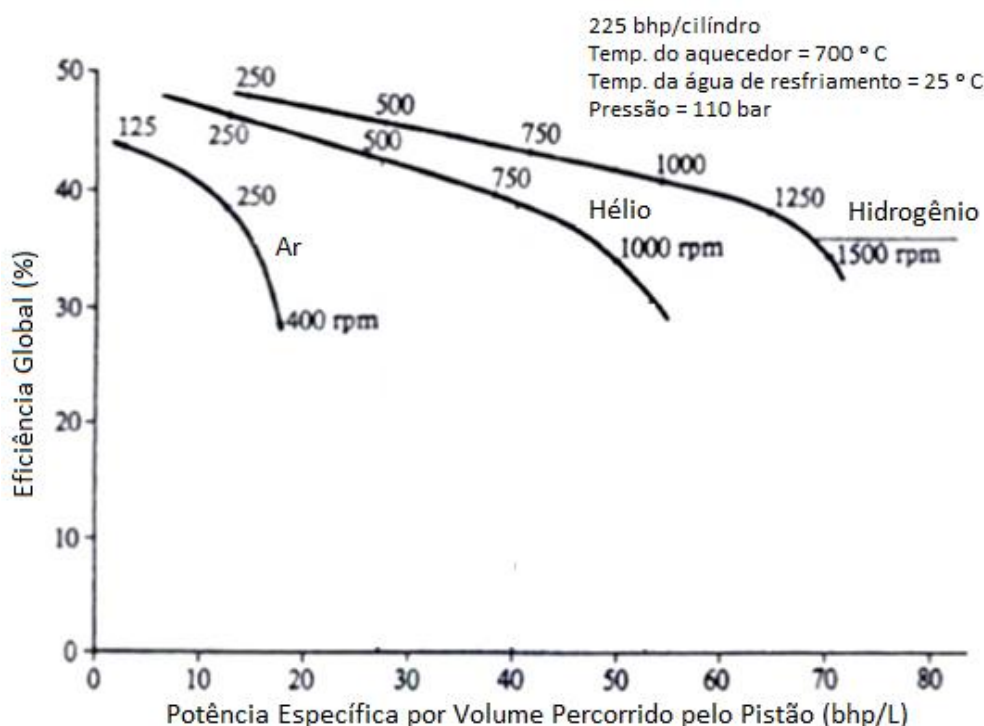


Figura 14 - Comparação do desempenho calculado para motores Stirling com diferentes fluidos de trabalho. Motores de mesma potência – 165 kW (225 hp freio – bhp) por cilindro e otimizado para a máxima eficiência possível. Fonte: Meijer (1970)

Existem diversas razões para um determinado gás ser melhor que o outro para ser utilizado como fluido de trabalho em motores Stirling, são as “propriedades de transporte” do fluido, onde pode-se citar: a viscosidade,

condutividade térmica, calor específico e densidade. A Tabela 4 contém dados comparativos destas propriedades para o ar, hidrogênio, o hélio, dióxido de carbono e vapor d'água.

Estas propriedades são consideradas importantes pois influenciam na transferência de calor e nas perdas por fricção aerodinâmica. Visto que, o calor específico e a condutividade térmica influenciam, principalmente, na transferência de calor nos dois sentidos: para o fluido (aquecimento) e do fluido de trabalho (resfriamento), ou seja, no aquecedor e no regenerador. A densidade e a viscosidade também possuem sua importância em relação a perdas por fricção no fluxo, que controla o trabalho para deslocar o fluido de trabalho no motor, para gerar a transferência de calor desejada do trocador de calor de aquecimento.

Segundo Walker (1980) “finalmente pode-se concluir que o melhor fluido de trabalho é o Ar, pois combina com um elevado coeficiente de transferência de calor (h elevado), com baixa fricção ou perdas por bombeio”.

Tabela 4 - Dados termo físicos para o ar, hidrogênio, hélio, dióxido de carbono e vapor d'água. Fonte: Walker (1980)

		Temperatura (K)		
Fluido	Propriedade	250	500	1000
Ar 1 atm M = 28,9	C_p (kJ/kgK)	1,003	1,029	1,141
	ρ (kg/m ³)	1,412	0,706	0,353
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	15,99	26,70	41,53
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	22,27	40,41	67,54
Hidrogenio 1 atm M = 2	C_p (kJ/kgK)	14,05	14,51	14,98
	ρ (kg/m ³)	0,098	0,0491	0,0246
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	7,92	12,64	20,13
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	156,1	271,8	452,2
Hélio 1 atm M = 4	C_p (kJ/kgK)	5,19	5,19	5,19
	ρ (kg/m ³)	0,195	0,097	0,048
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	18,40	29,30	46,70
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	134,0	202,6	-
Dióxido de Carbono 1 atm M = 44	C_p (kJ/kgK)	0,791	1,014	1,234
	ρ (kg/m ³)	2,145	1,073	0,536
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	12,60	23,67	39,51
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	12,90	32,74	67,52
Vapor d'água Baixa pressão M = 18	C_p (kJ/kgK)	1,855	1,954	2,288
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	9,42	17,3	37,6
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	18,8	35,7	97,9

CAPÍTULO 4

4. MODELO DE SCHMIDT

4.1 ANÁLISE DE SCHMIDT APLICADA À MOTORES STIRLING

Em 1871, Gustav Schmidt realizou a primeira análise teórica para motores do tipo Stirling, a qual se tornou uma análise clássica para o ciclo, obtendo uma razoável aproximação para o desempenho do motor. Pelo fato de ser uma análise teórica deverão ser feitas algumas considerações e simplificações, pois na prática o desempenho do motor geralmente é menor que o considerado pela teoria de Schmidt, mas traz valores mais realistas do que o ciclo Stirling ideal (ROGDAKIS, 2002).

A teoria de Schmidt é um método mais simples e muito utilizado durante o desenvolvimento do motor, a qual se baseia na expansão e compressão isotérmica de um gás ideal.

Utilizando um diagrama P-V, pode-se calcular o desempenho do motor, e utilizando geometrias internas, o volume do motor é facilmente calculado. Quando o volume, a massa do gás de trabalho, e a temperatura são escolhidos, a pressão é calculada pelo método do gás ideal, descrito na equação (4.1).

$$PV = MRT \quad (4.1)$$

Com as seguintes considerações, a pressão do motor poderá ser calculada:

- I. Não há perda de calor nas trocas de calor, e não há diferenças internas de pressão;
- II. Os processos de compressão e expansão são isotérmicos;
- III. O gás de trabalho (ar) é considerado como um gás ideal;
- IV. Não há perdas no regenerador, ou seja, ocorre uma regeneração perfeita;

- V. Durante o ciclo, o volume morto de expansão mantém a temperatura do gás de expansão (T_E), e o volume morto de compressão mantém a temperatura do gás na compressão (T_C).
- VI. A temperatura do gás no regenerador é uma média da temperatura do gás na expansão e a temperatura do gás na compressão;
- VII. O volume de expansão (V_E) e o volume de compressão (V_C) variam conforme uma senoide.

Tabela 5 - Tabela de Símbolos. Fonte: Hirata (1995)

NOME	SÍMBOLO	UNIDADE
Pressão do motor	P	Mpa
Volume percorrido pelo pistão de expansão ou de deslocamento	V_{SE}	m^3
Volume percorrido pelo pistão de compressão ou de potência	V_{SC}	m^3
Volume morto do espaço de expansão	V_{DE}	m^3
Volume do regenerador	V_R	m^3
Volume morto do espaço de compressão	V_{DC}	m^3
Volume momentâneo do espaço de expansão	V_E	m^3
Volume momentâneo do espaço de compressão	V_C	m^3
Volume total momentâneo	V	m^3
Massa total do gás de trabalho	M	Kg
Constante de gás	R	J/kgK
Temperatura do gás no espaço de expansão	T_E	K
Temperatura do gás no espaço de compressão	T_C	K
Temperatura do gás no Regenerador	T_R	K
Ângulo de fase	d_x	°
Temperatura relativa	$t = T_C/T_E$	-
Volume percorrido relativo	$v = V_{SC}/V_{SE}$	-
Volume morto relativo	$X = V_D/V_{SE}$	-
Rotação do motor	N	Hz
Energia indicada de expansão	E_E	J
Energia indicada de compressão	E_C	J
Energia indicada	E_i	J
Potencia indicada de expansão	P_E	W
Potencia indicada de compressão	P_C	W
Potencia indicada	P_i	W
Eficiência indicada	H	-

4.1.1 Motor Stirling do Tipo Gama

A Figura 15 mostra um esquema com as principais variáveis de um modelo de cálculo do motor Stirling do tipo Gama.

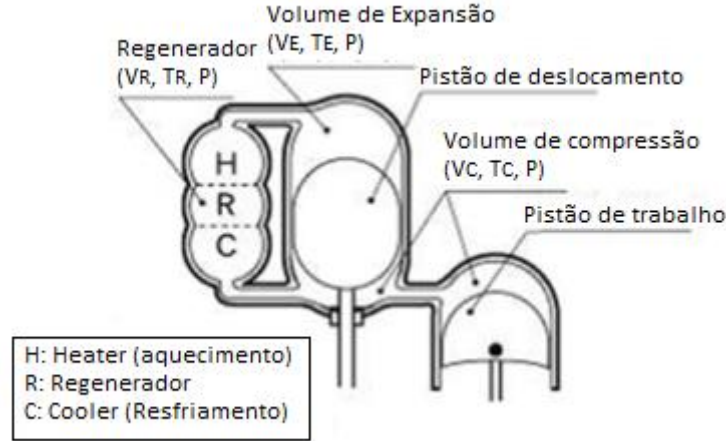


Figura 15 - Esquema de um motor Stirling do tipo Gama. Fonte: Hirata (1995)

O volume de expansão instantâneo (V_E), equação (4.2), em função do volume percorrido pelo pistão de deslocamento (V_{SE}), um volume morto de expansão (V_{DE}) abaixo das condições assumidas (VII).

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} (1 - \cos x) + V_{DE} \quad (4.2)$$

O volume de compressão instantâneo (V_C), equação (4.3), é calculado em função do volume percorrido pelo pistão de potência (V_{SC}), o volume morto de compressão (V_{DC}) e o ângulo de fase ($-dx$) entre o pistão de deslocamento e o de potência.

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} [1 - \cos(x)] + \frac{V_{SC}}{2} [1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (4.3)$$

O volume total instantâneo, equação (4.4), pode ser obtido pela soma dos volumes: instantâneo de expansão, do regenerador e do instantâneo de compressão.

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (4.4)$$

A pressão do motor (P) baseia-se na pressão média ($P_{méd}$) na mínima ($P_{mín}$) e na máxima ($P_{máx}$), descrita na equação (4.5).

$$P = \frac{P_{méd}\sqrt{1-c^2}}{1-c\cos(x-a)} = \frac{P_{mín}(1+c)}{1-c\cos(x-a)} = \frac{P_{máx}(1-c)}{1-c\cos(x-a)} \quad (4.5)$$

Agora,

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (4.6)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (4.7)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (4.8)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (4.9)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (4.10)$$

$$a = tg^{-1} \left[\frac{v \sin(dx)}{t + \cos(dx) + 1} \right] \quad (4.11)$$

$$S = t + 2t X_{DE} + \frac{4t X_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 \quad (4.12)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v\cos(dx) + v^2 - 2t + 1} \quad (4.13)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (4.14)$$

Assim, com as equações descritas acima pode-se construir o diagrama P-V do motor Stirling do tipo Gama.

4.1.2 Energia e Potência Indicada e Eficiência

Através de uma solução analítica e fazendo o uso dos coeficientes citados no tópico anterior pode-se calcular a energia indicada (área do diagrama P-V) para a expansão e para a compressão. A energia indicada na expansão (E_E), baseia-se na pressão média ($P_{méd}$), na pressão mínima ($P_{mín}$) e na pressão máxima ($P_{máx}$), a qual é descrita pela equação (4.15).

$$E_E = \oint P dV_E = \frac{P_{máx} V_{SE} \pi c \operatorname{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (4.15)$$

A energia indicada de compressão (E_C) é descrita pela equação (4.16).

$$E_C = \oint P dV_C = - \frac{P_{máx} V_{SE} \pi c t \operatorname{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (4.16)$$

A energia indicada em um ciclo do motor (E_i) é apresentada na equação (4.17):

$$E_i = E_E + E_C = \frac{P_{máx} V_{SE} \pi c (1 - t) \operatorname{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (4.17)$$

As relações entre $P_{méd}$, $P_{mín}$ e $P_{máx}$ são determinadas pelas equações (4.18) e (4.19) abaixo:

$$\frac{P_{mín}}{P_{méd}} = \sqrt{\frac{1 - c}{1 + c}} \quad (4.18)$$

$$\frac{P_{máx}}{P_{méd}} = \sqrt{\frac{1 + c}{1 - c}} \quad (4.19)$$

A potência indicada de expansão (W_E), equação (4.20), a potência indicada de compressão (W_C), equação (4.21), e a potência indicada do motor (W_i), equação (4.22) são definidas pelas equações a seguir, a qual foi utilizado a rotação do motor, n (rps, Hz).

$$W_E = E_E n \quad (4.20)$$

$$W_C = E_C n \quad (4.21)$$

$$W_i = E_i n \quad (4.22)$$

A energia indicada de expansão (E_E) descrita na equação (4.15) significa o calor de entrada através da fonte de calor para o motor. A energia de compressão (E_C), equação (4.16), significa a rejeição de calor do motor para o fluido de resfriamento (água ou ar). Logo, a eficiência térmica do motor (η_t) pode ser calculada pela equação (4.23).

$$\eta_t = \frac{E_i}{E_E} = 1 - t \quad (4.23)$$

CAPÍTULO 5

5. CONCENTRADORES SOLARES

5.1 TIPOS DE CONCENTRADORES SOLARES

Os concentradores solares podem ser de quatro tipos diferentes sendo eles concentrador tipo Fresnel, coletor parabólico tipo calha, campo de heliostat e concentradores parabólicos.

Para a concentração solar a maioria dos sistemas usam espelhos de vidro, pois o calor transmitido em forma de radiação seja absorvido pelo receptor e sua temperatura aumente. Assim, o receptor tem o papel de reservatório térmico de alta temperatura.

5.1.1 Coletor Parabólico Tipo Calha

Os coletores parabólicos tipo calha são feitos de um material refletivo em um formato parabólico. Um tubo preto de metal que é coberto com por um vidro para que diminua as perdas de calor, é colocado ao longo da linha de distância focal das calhas. Quando a parábola está apontada em direção ao sol, os raios paralelos que incidem na calha são refletidos no tubo receptor que contém um fluido de transferência térmica. A Figura 16 mostra o funcionamento do coletor parabólico tipo calha.

O tamanho do tubo é determinado pela quantidade de raios solares que serão refletidos, além do processo de fabricação que deve respeitar as tolerâncias exigidas. A cobertura de vidro colocada ao redor do tubo receptor possui a desvantagem de diminuir a transmitância dos raios solares em torno de 0,9 quando o vidro está limpo (KALOGIROU, 2009).

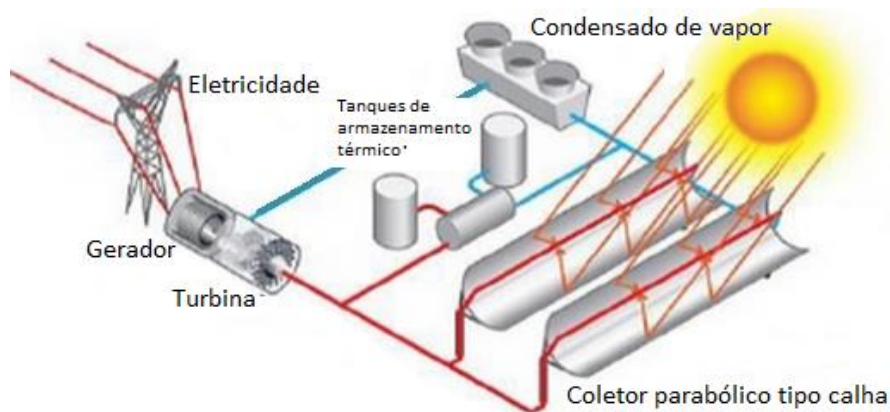


Figura 16 - Coletor parabólico tipo calha. Fonte: Energy.Gov (2013)

Como exemplo pode-se citar a planta de Andasol-3 (AS-3) em Aldeire na Espanha, Figura 17. Essa planta ocupa uma área de cerca de 2 km² e tem uma capacidade de 50 MW.



Figura 17 - Planta solar Andasol-3, Aldeire – Espanha. Fonte: Deep Resource (2012)

5.1.2 Concentradores Tipo Fresnel

O funcionamento dos concentradores do tipo Fresnel é baseado em uma série de espelhos inclinados que concentram a incidência de radiação solar em receptores localizados em torres. Os absorvedores são grandes e são

fixos, os espelhos reflexivos por sua superfície reflexiva ser plana se torna mais barato comparado a espelhos parabólicos, uma das dificuldades dos refletores tipo Fresnel é a sombra que é causada pelos refletores que estão localizados linearmente, então deve deixar uma distância entre os refletores para que não atrapalhe o funcionamento, também pode ocorrer o bloqueio de feixes por refletores adjacentes (KALOGIROU, 2009). A Figura 30 mostra o funcionamento de concentradores tipo Fresnel.

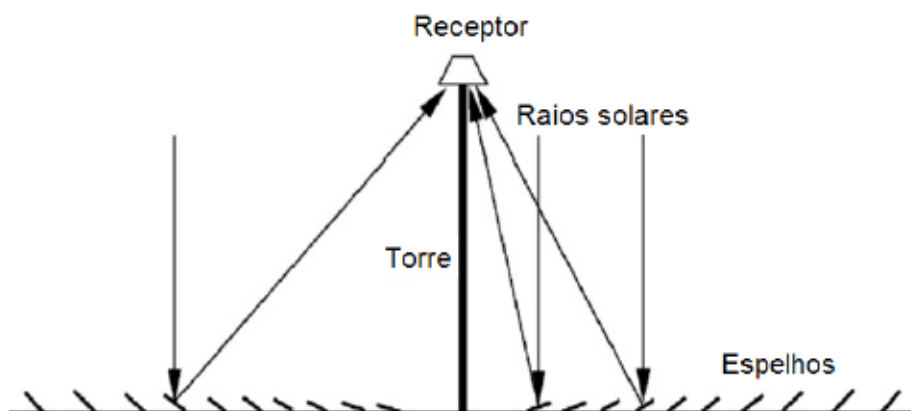


Figura 18 - Concentrado tipo Fresnel. Fonte: Kalogirou (2009)

Como exemplo para esse tipo de tecnologia, tem-se a Ivanpah Solar Electric Generating Station (ISEGS), na Califórnia, EUA, Figura 19. Esta estação ocupa uma área de 14,16 km² e consiste de três unidades de Torre Central, a Ivanpah 1 (126 MW) e as 2 e 3 (ambas 133MW), num total de 392 MW.



Figura 19 - Ivanpah Solar Electric Generating Station, Unidades 1, 2 e 3. Fonte: Madalina (2014)

5.1.3 Coletor de Campo Heliostat

Segundo Kalogirou (2009)

O campo de coletores Heliostat consiste em espelhos planos que estão a uma certa altura do chão sobre um suporte, esses espelhos estão inclinados de forma a refletir a radiação solar para um alvo determinado. A energia absorvida pelo receptor é transferida para um fluido que pode armazenar a mesma e depois usa-la para produzir eletricidade. A central de receptores consegue concentrar raios com altíssimas temperaturas e converter essa energia em eletricidade com grande eficiência, conseguem armazenar a energia térmica para depois ser utilizada, por transferir a energia para um único receptor, os transportes da energia térmica produzida possui menos requerimentos. O sistema de transporte de calor possui tubulações, bombas e válvulas que direciona o fluido para o local de conversão para eletricidade. O sistema de conversão de energia consiste em um gerador de vapor, turbina e equipamentos de suporte, que converte a energia térmica em eletricidade e a fornece para ser utilizada.

A central de receptor de energia possui grande potencial para a produção da mesma e com um bom custo benefício na produção de eletricidade, comparando com a eletricidade gerada pelo coletor parabólico tipo calha. A Figura 20 mostra a configuração básica de um coletor de campo heliostat.

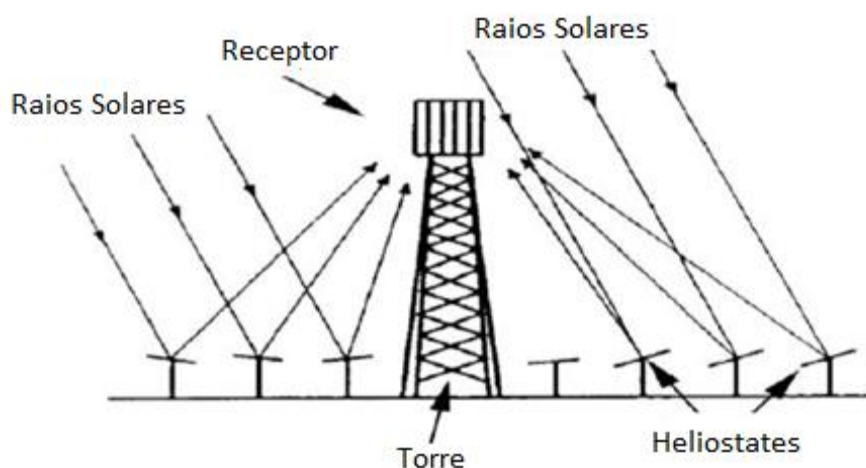


Figura 20 - Campo de Heliostat. Fonte: Kalogirou (2009)

5.1.4 Concentradores Parabólicos

O concentrador solar do tipo parabólico consiste em um prato refletor de um formato côncavo e um receptor que fica localizado no ponto focal do prato, a estrutura do prato deve controlar totalmente os raios que incidem no prato de forma a refletir os raios incidentes para o receptor térmico, devido a esse propósito o seu funcionamento é empregado por um mecanismo de dois eixos que se movimenta de acordo com a posição dos raios solares de forma que os raios reflitam no receptor. O receptor absorve a radiação solar e a converte em energia térmica através de um fluido que irá circular no mecanismo, que então pode ser convertida em eletricidade através de um motor gerador que fica acoplado diretamente ao receptor ou então o fluido é transportado através de tubos até o local de conversão de energia central (KALOGIROU, 2009).

Os concentradores parabólicos possuem grandes vantagens comparadas com outros concentradores de energia solar. Eles sempre estão apontados para o sol com isso possuem maior eficiência comparada com outros concentradores solares, também são extremamente eficientes na absorção de energia térmica e na conversão para a energia elétrica.

As Figuras 21 e 22 mostram o mecanismo de funcionamento de um coletor parabólico.

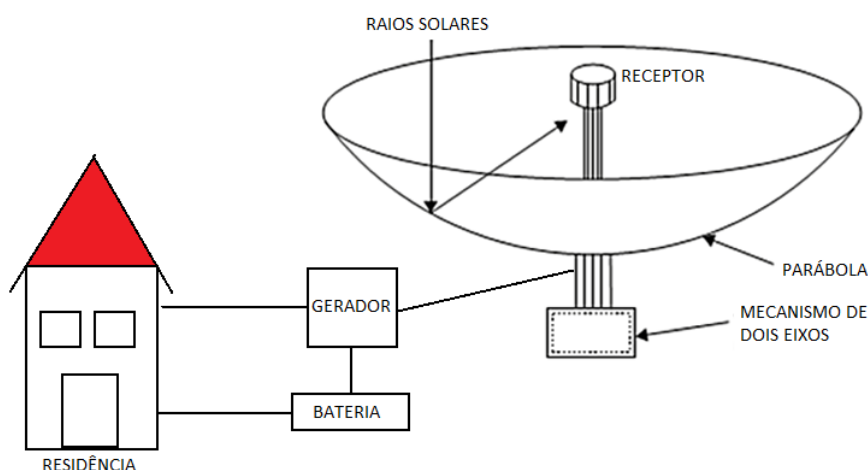


Figura 21 - Concentrador parabólico. Fonte: Kalogirou (2009)

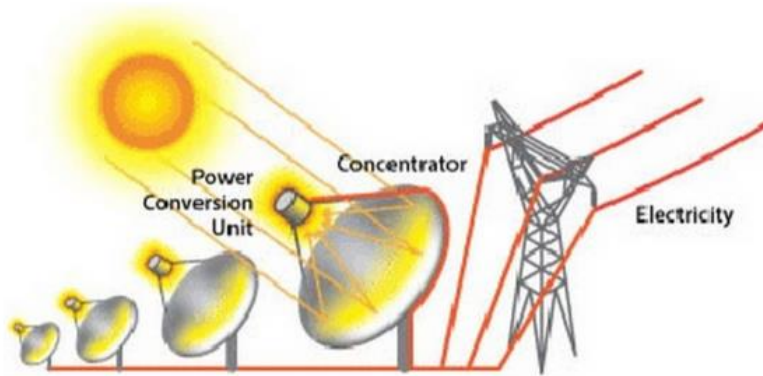


Figura 22 - Sistema Disco / Motor. Fonte: Energy.Gov (2013)

Um exemplo de planta de geração de energia elétrica que utiliza essa configuração é a planta solar de demonstração Maricopa Solar Project, em Peoria, no estado do Arizona, nos EUA, Figura 35. Essa planta está distribuída numa área de 0,06 km² e possuía uma potência instalada de 1,5 MW. A mesma teve um período limitado de operação, de janeiro de 2010 a setembro de 2011.



Figura 23 - Maricopa Solar Project, Peoria, Arizona - EUA. Fonte: Bellows (2009)

5.2 O CONCENTRADOR ESCOLHIDO PARA O PROJETO

Segundo Camêlo Cavalcanti e Brito (1999) a geração de energia elétrica através do Motor Stirling é uma excelente opção para o setor elétrico brasileiro, por ser predominantemente hidráulico, em períodos de estiagem e a

produção de energia diminui, em contrapartida ocorre um aumento do potencial solar devido a menor interferência de nuvens e radiação solar mais intensa.

Na Tabela 6 pode-se observar uma comparação de vários tipos de geradores de energia elétrica mais comuns.

Tabela 6 - Comparativo de Geradores de energia elétrica. Fonte: EIA (2013); VGB (2003); Galdo (1997)

Sistemas	Rendimento Elétrico (%)	Nominal MW (un.)	Custo Construção (\$/kW)	Custo Fixo O&M (\$/kW-ano)	Custo Variável de Produção (\$/MWh)
Calha Parabólica	Até 20	64	4156	34	0,00
Torres Centrais	Até 20	130	5612	30	0,00
Disco Parabólico	Até 25	0,25 (50)*	20 (4000)	0,275 (55)	0,00
Fotovoltaico	Até 15	150	3.873	24,69	0,00
Termelétrica (Gás natural)	Até 39	620	917	13,17	3,6
Termelétrica (Carvão)	Até 47	650	3,246	37,17	4,47
Geotérmica	Até 15	50	6,243	132	0,00
Biomassa	30-40	50	4,114	105,63	5,26
Termonuclear	33-36	2234	5,530	93,28	2,14
Hidrelétrica	90-95	500	2,936	14,13	0,00
Eólica	Até 35	2,3 (100)**	47 (2,123)	0,88 (39,55)	0,00

* Produção por unidade (Produção numa planta de 200 unidades).

**Produção por unidade (Produção numa planta de 45 unidades).

\$ Em dólares americanos

Apesar do alto custo de construção e manutenção do Sistema de Disco Parabólico pode-se observar que seu rendimento é razoavelmente elevado, superando o tipo Calha Parabólico e Torres centrais. Mas, ao longo do tempo, estes custos possuem a tendência de diminuir, além de que não há custo com produção de energia. Também pode-se observar na Figura 24, abaixo, que o mesmo (Solar Dish) tem um melhor aproveitamento espacial em relação as outras tecnologias solares, produzindo quase o dobro de potência por m² que, por exemplo, o de Torre Central. Logo, conclui-se que o melhor tipo para utilizar neste trabalho é o Tipo Disco Parabólico, uma vez que a escolha dessa tecnologia de geração se dá principalmente pelas características do local e da demanda de carga elétrica (CAMÊLO CAVALCANTE & BRITO, 1999). “A alta eficiência ótica e baixas perdas de partidas fazem com que esses sistemas os mais eficientes dentre todas as outras tecnologias de geração de energia solar” (DEMEIO & GALDO, 1997). Além disso, seu design modular permite uma

grande faixa de potência gerada variando conforme o número de Sistemas Disco Parabólico/Motor associados.

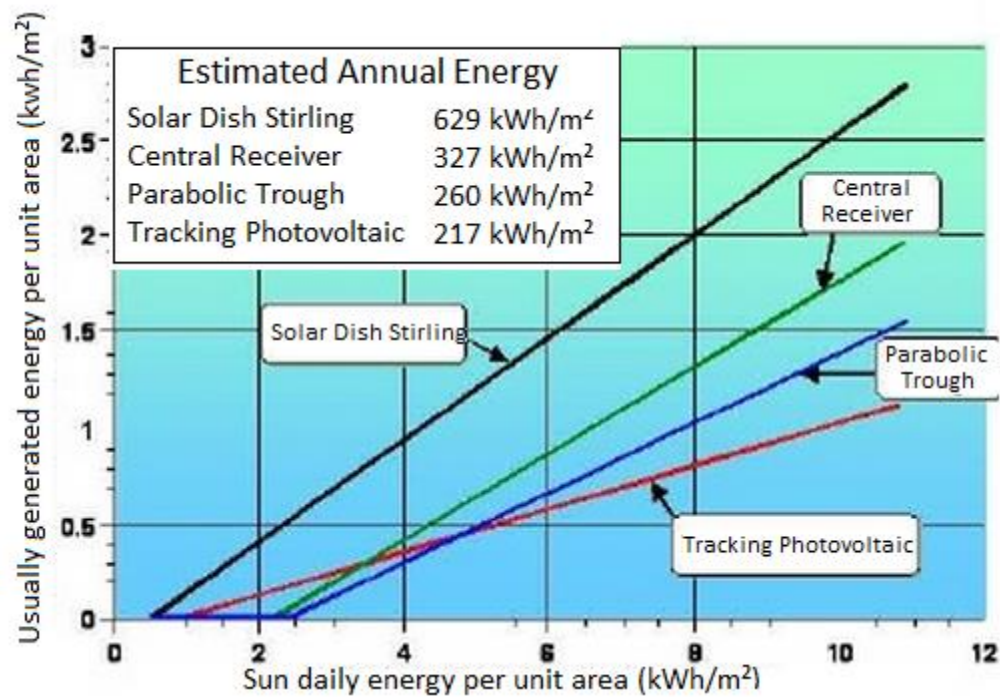


Figura 24 - Comparativo entre tecnologias solares. Fonte: Power-Technology (2012)

CAPÍTULO 6

6. O CONCENTRADOR PARABÓLICO

Segundo Roxo (2007) a finalidade do uso de um concentrador espelhado para concentrar os raios solares, é que o calor transmitido, em forma de radiação, seja absorvido pelo receptor e suas temperaturas aumente. O receptor é considerado como o reservatório térmico de alta temperatura e a atmosfera o de baixa, para o funcionamento do motor Stirling. A temperatura atingida no receptor depende da irradiação incidente sobre a abertura do espelho, da razão de abertura, das propriedades do material refletor do espelho e do próprio material do receptor.

Escolhe-se como geometria do concentrador do tipo parabolóide circular, Figura 25, ou seja, uma superfície que resulta da rotação de uma parábola em torno do seu eixo central, pode-se citar como exemplo as antenas parabólicas.



Figura 25 - Concentrador parabólico do tipo circular, Tesseract Solar. Fonte: Graber (2009)

Nos espelhos esféricos ocorre um fenômeno chamado de aberração esférica, Figura 26, que é o resultado de um aumento da refração da luz ao atingir as extremidades do espelho esférico, fazendo com que a luz não seja inteiramente refletida em direção ao foco e podendo prejudicar o aquecimento do motor, com os espelhos de seção parabólica não ocorre esse fenômeno.

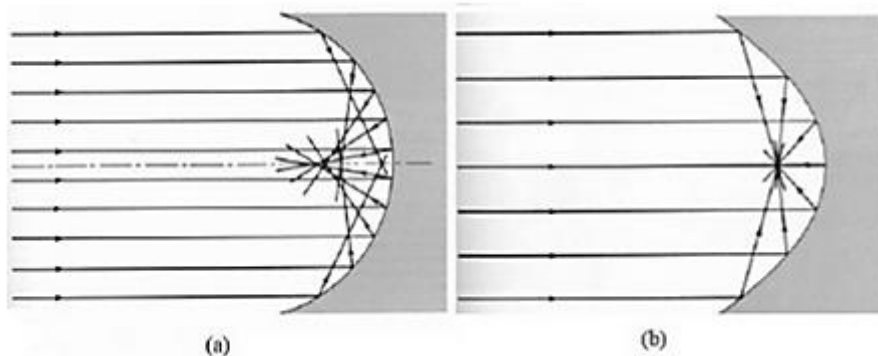


Figura 26 - Representação da aberração esférica do espelho esférico (a) e da não ocorrência no espelho parabólico. Fonte: Santos (2014)

O aquecimento que ocorre pelo concentrador é proporcional às dimensões do paraboloide. Relembrando da Figura 33, para que todos os raios paralelos que incidem sobre o prato parabólico passem pelo receptor, deve-se calcular o posicionamento do receptor exato, com isso é necessário que seja determinada a equação da curva do prato parabólico.

Primeiramente para definir uma parábola é dado uma reta “d” e um ponto “F” que está em um eixo perpendicular à reta “d” mas não está em “d”, sendo uma parábola o lugar geométrico dos pontos “P” tais que a distância entre “P” e “d” é igual a distância entre “P” e “F”. A reta “d” é a diretriz e o ponto “F” é o foco da parábola (MATRAI, 2008).

A Figura 27 mostra os parâmetros geométricos de uma parábola.

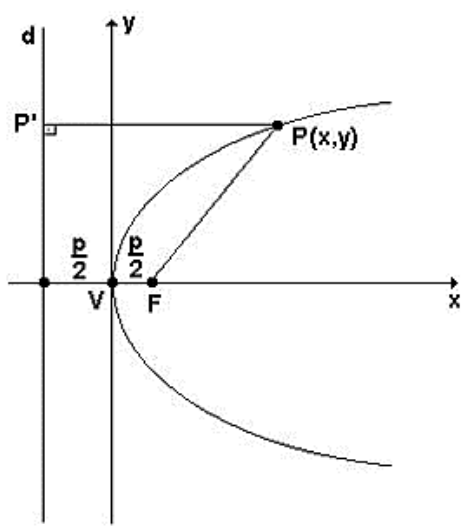


Figura 27 - Parábola. Fonte: Matrai (2008)

Onde:

$$PF = PP'$$

PF= distância entre os pontos P e F

PP' = distância entre o ponto P e a reta d (diretriz)

A localização do ponto F (p/2,0), P' (-p/2, y) e sendo P (x,y). Deve-se usar a definição de parábola para acharmos a equação com isso usando a fórmula da distância entre pontos do plano cartesiano e igualando as equações obtêm-se a equação (6.1):

$$\sqrt{\left(x - \frac{p}{2}\right)^2 + (y - 0)^2} = \sqrt{\left(x + \frac{p}{2}\right)^2 + (y - y)^2} \quad (6.1)$$

Desenvolvendo a equação e simplificando a expressão acima, chega-se à equação reduzida, (6.2) da parábola de eixo horizontal e vértice na origem, a saber:

$$y^2 = 2 \cdot p \cdot x \quad (6.2)$$

Onde “p” é a medida do parâmetro da parábola. Como $f=p/2$ ou $p=2.f$, então tem-se a equação (6.3):

$$y^2 = 4 \cdot f \cdot x \quad (6.3)$$

A equação (6.3) é utilizada para gerar o perfil do concentrador.

Para que o motor tenha um ótimo aquecimento, sua porção quente deve estar posicionada no foco do espelho, logo deve-se conhecer a formula da distância focal, a qual é um rearranjo da equação (6.3), e para melhor entendimento, substituindo as variáveis “y” para “a” (raio do paraboloide) e “x” para “h” (profundidade do paraboloide), tem-se a equação (6.4) do Foco, “f” (distância focal), Figura 28:

$$f = \frac{a^2}{4h} \quad (6.4)$$

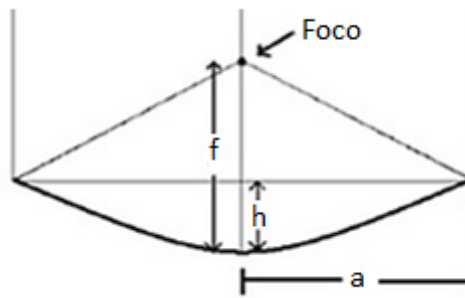


Figura 28 - Perfil do paraboloide com raio (a), profundidade (h) e distância focal (f). Fonte: Santos (2014)

6.1 TAXA DE CONCENTRAÇÃO

Segundo Roxo (2007, p.2), “os parâmetros mais importantes de um concentrador solar são as suas taxas de concentração energética. Para definir o desempenho do concentrador utiliza-se: a taxa geométrica de concentração (C_g) e a taxa de concentração de fluxo (C_f)”, equações (6.5) e (6.6) respectivamente:

$$C_g = \frac{A_a}{A_r} \quad (6.5)$$

$$C_f = \frac{G_r}{G_a} \quad (6.6)$$

Onde:

A_a - Área de abertura do coletor;

A_r - Área de abertura do receptor;

G_r - Irradiação incidente no receptor;

G_a - Irradiação incidente na abertura do coletor.

Se não houvesse perdas no processo de reflexão no concentrador, as duas taxas de concentração seriam iguais, mas não é isso que ocorre na prática. Na prática, C_f é sempre menor que C_g .

Para se avaliar quanto de energia que chega ao coletor é transferida para o receptor, por meio da equação (6.7).

$$\eta = \frac{C_f}{C_g} = \frac{G_r}{G_a} * \frac{A_r}{A_a} \quad (6.7)$$

“Em que “ η ” é a eficiência de concentração, e quanto maior seu valor, melhor será o aproveitamento da energia solar pelo coletor” (ROXO, 2007).

6.2 IRRADIAÇÃO E TEMPERATURA NO RECEPTOR

A equação abaixo (6.8), “expressa uma forma de obter a irradiação solar incidente sobre o receptor (Trocador da porção quente) do motor” (ROXO, 2007).

$$G_r = \frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2} \left[1 - \left(\frac{16-N^2}{16+N^2} \right)^2 \right] \quad (6.8)$$

Onde:

G_r - Irradiação que atinge o receptor;

G_a - Irradiação incidente sobre a abertura do espelho;

ρ – refletividade;

N – Razão de abertura, onde, $N = \frac{D}{F}$ (D – diâmetro de abertura; F – distância focal).

De acordo com Roxo (2007), é importante o fato de que: o maior valor de “ G_r ” é encontrado no centro da imagem solar no plano focal e seu valor diminui à medida que é afastado deste ponto central. A equação (6.9), mostra como obter a temperatura média do receptor.

$$T_m^4 - T_o^4 = \frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2} \left[1 - \left(\frac{16-N^2}{16+N^2} \right)^2 \right] \frac{1}{\sigma} \quad (6.9)$$

Onde:

T_m – Temperatura média do receptor (plano focal);

T_o – Temperatura ambiente

σ – Constante de Stefan-Boltzmann ($5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$)

A Figura 29 nos mostra diferentes valores de “N”, em que no eixo “x”, tem-se a razão r/d (r – distância entre o ponto do plano focal considerado e o centro da imagem solar e “d” – diâmetro da imagem solar). O eixo “y”, mostra os valores da constante indicada.

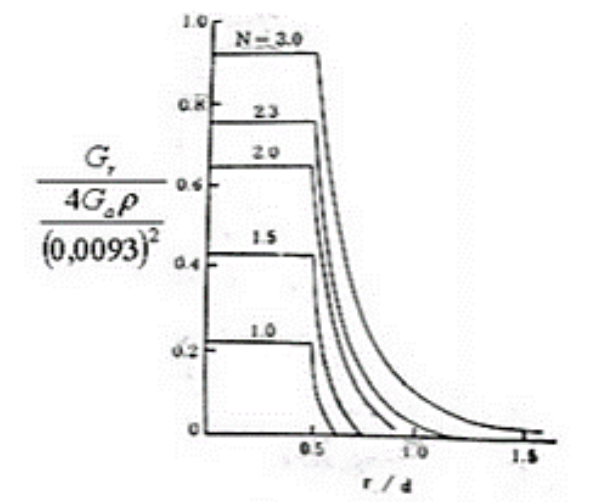


Figura 29 - Variação da irradiância do receptor em função da posição no plano focal. Fonte: Roxo (2007)

Com auxílio das equações descritas e do gráfico da figura acima é possível estabelecer um modelo para a distribuição de irradiações e de temperaturas no plano focal.

Segundo ROXO (2007)

A irradiação que entra para a cavidade do receptor, G_r , não é igual para todos os pontos do plano focal (plano que contém a abertura do receptor). Analisando a razão de abertura do coletor (N), para valores de r/d até 0,5 aproximadamente, $G_r / (4G_a \rho / (0,0093)^2)$ (eixo “y”) tem um valor constante, e seu valor cai rapidamente para relações r/d maiores. Repare no gráfico que esse valor é constante até um determinado valor, mas quando pega-se pontos mais afastados do centro da imagem solar no plano focal deve-se multiplicar o valor do eixo “y” por essa constante para obter G_r , em cada ponto. A par disso,

adotou-se o seguinte procedimento: estimou G_r médio, ponderada pelas áreas sobre as quais seus valores incidem.

Ou seja, com circunferências concêntricas expostas na Figura 30, e utilizando a equação da irradiação que atinge o receptor e do gráfico anterior, obtém-se valores para G_r para cada uma das regiões anelares, depois calcula-se a média ponderada, equação (6.10).

$$G_{r \text{ médio}} = (G_{r1}A_1 + G_{r2}A_2 + \dots + G_{rn}A_n)/A_r \quad (6.10)$$

Espaço entre as circunferências: $0,1.r/d.d$

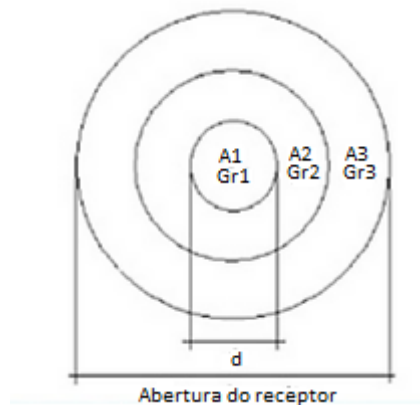


Figura 30 - Circunferências concêntricas para obtenção de G_r médio. Fonte: Roxo (2007)

Na Figura 31 pode-se observar melhor esta distribuição não uniforme da radiação no plano focal. “Os pontos do plano (x,y) representam os pontos do plano focal, e no eixo “z” os valores de G_r em kW/m^2 ” (ROXO, 2007).

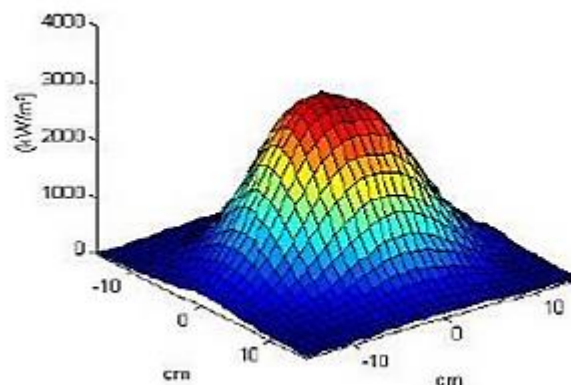


Figura 31 - Representação da distribuição de G_r , no plano focal. Fonte: Roxo (2007)

De acordo com Roxo (2007) para se ter d_r (diâmetro do receptor) em função de r/d , basta fazer a conta: $2 \cdot (r/d) \cdot d_r$, onde $d_r = 0,0093 \cdot F$ (F , foco). No entanto, deve ser ressaltado que está sendo adotado d_r igual ao dobro do valor teórico para que se respeite a ordem de grandeza de C_g na prática. Com isso, a energia térmica que será disponibilizada ao motor Stirling (sendo as perdas por remissão desconsideradas) pode ser calculada com a equação (6.11). Com esse valor e com o valor do fluxo de energia incidente sobre o coletor, F_{inc} (equação 6.12), pode-se obter a eficiência de concentração do coletor.

$$QT_{rec} = G_r A_r \quad (6.11)$$

$$F_{inc} = G_a A_a \quad (6.12)$$

Utilizando a mesma metodologia, pode-se calcular a Distribuição de temperaturas no plano focal, mas com o objetivo de se determinar a temperatura média deste, utilizando a equação da temperatura média no receptor e do gráfico da Figura 29. A distribuição de temperaturas atingidas por uma superfície de absorvidade, possui aspecto semelhante à curva exibida na Figura 31, a temperatura média também pode ser calculada pelo método das circunferências concêntricas. Segundo Santos (2014) “se assumir que o trocador de calor está próximo o suficiente do plano focal, pode-se estabelecer que sua temperatura é a temperatura média atingida na superfície hipotética existente no plano focal (abertura do receptor), neste caso a constante vale, equação” (6.13):

$$cte = \frac{4G_r \rho}{(0,0093)^2 \sigma} \quad (6.13)$$

E por final, tem-se que:

$$T_{m \text{ médio}} = (T_{r1} A_1 + T_{r2} A_2 + \dots + T_{rn} A_n) / A_r \quad (6.14)$$

CAPÍTULO 7

7. PROJETO E CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO DIDÁTICO

A construção do motor Stirling, Figura 32, foi baseada em exemplos mostrados nas literaturas especializadas.



Figura 32 - Motor Stirling tipo Gama com coletor solar parabólico – Modelo didático. Fonte: Autor (2015)

Feita a adaptação do motor em uma antena e utilizando pequenos espelhos na mesma para que o sol refletido incidisse na parte inferior do motor, sendo capaz de esquentar o suficiente para substituir o pequeno forno inicialmente testado.

O motor Stirling possui componentes que são de extrema importância para um bom funcionamento do motor, entre eles estão: Regenerador, reservatório frio, fonte de calor, pistão de trabalho e o pistão de deslocamento. Como se pode ver no Anexo 1, um desenho em 2D com os componentes do motor.

O regenerador do motor Stirling se encontra no próprio pistão de deslocamento, o qual possui uma capacidade de armazenar parte do calor que seria rejeitado para o reservatório frio, com isso aumentando a eficiência do

motor, pois parte do calor armazenado será utilizado para o aquecimento da fase seguinte deixando de ser inutilizado.

O reservatório frio é necessário para que ocorram as trocas de calores devidas às diferenças de temperaturas entre o reservatório frio e o local de incidência de calor, também ocorrem atuações de diferentes pressões no interior do cilindro possibilitando o deslocamento do pistão deslocador que é essencial para o funcionamento do motor, podem ser utilizadas diferentes substâncias de resfriamento, no trabalho foi utilizada a água, pois é um fluido refrigerante de fácil acesso.

A fonte de calor assim como o reservatório frio é essencial para o funcionamento do motor, pois devido a ela ocorrem trocas de calor e diferenças de pressões são geradas no interior do cilindro do pistão deslocador com isso possibilitando que o pistão se desloque e que o pistão de trabalho realize sua função, no pistão de trabalho é onde ocorrem as expansões, compressões, descompressões, expansão e contração do fluido de trabalho possibilitando a realização de trabalho dando rotação ao motor.

O pistão de deslocamento possibilita a entrada e retirada de ar do pistão de trabalho devida as diferentes pressões internas que serão geradas, além disto, é importante frisar que o pistão de deslocamento trabalha 1/4 adiantado (90°) em relação ao pistão frio ou seja 1/4 antes do pistão de trabalho chegar no fim de seu curso o pistão de deslocamento começa a realizar movimentos de deslocamento sendo eles para cima ou para baixo dependendo do movimento do pistão de trabalho, outro fator importante é que o curso do pistão deslocador geralmente é maior do que o curso do pistão de trabalho, para que seu movimento tenha pelo menos duas vezes mais volume, pois caso o volume do movimento dos dois pistões sejam o mesmo, em motores do modelo gama, existirá uma grande compressão com isso se o cilindro do pistão deslocador não possuir uma ótima transferência térmica, o motor não consegue vencer essa compressão por falta de calor.

7.1 CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

A construção do motor Stirling foi feita baseada no vídeo de Leandro Wagner que se encontra no Youtube.

Os materiais utilizados foram: raio de bicicleta, lâ de aço, CD, cola para alta temperatura, conector de fio de luz, gravador de CD ou aparelho de DVD estragado, moedas de 10 centavos, balão número 10, lata de pêssego, latas de refrigerante, lata de cerveja, pedaço de mangueira de plástico, pedaço de alumínio, graxa, cola para alta temperatura, câmara de motocicleta, cola durepox, tampa de garrafa de iogurte, tampa de spray de cabelo.

Foram encontradas algumas dificuldades para a montagem do protótipo, começando pelos materiais a serem utilizados, uma grande maioria foram materiais recicláveis ou sucatas.

Com o material em mãos, começaram-se as operações de corte, onde foi necessária bastante atenção, pois as latinhas eram frágeis e facilmente danificáveis, os cortes foram feitos obedecendo às medidas do vídeo, onde muitas vezes foram repetidos os passos até chegar ao um modelo ideal.

A ideia inicial foi testar o Motor Stirling com o fogo como fonte de calor e posteriormente, com o devido funcionamento, o motor seria adaptado em uma antena de TV a cabo, o coletor solar. No primeiro instante devido ao atrito, gerados na montagem do motor Stirling, o mesmo não funcionou, devido ao não alinhamento do motor. Fez-se necessário uma nova construção do motor, observando mais este detalhe, até que foi possível o seu funcionamento.

A Figura 33 mostra os componentes construídos por parte antes da montagem do Motor Stirling.



Figura 33 – Componentes do motor pré-montados. Fonte: Autor (2015)

Após a montagem dos componentes o motor Stirling apresentou a seguinte configuração, mostrada na Figura 34. Alguns detalhes ainda faltavam ser feitos.



Figura 34 – Configuração do motor quase acabado. Fonte: Autor (2015)

A lâ de aço é o pistão deslocamento e ao mesmo tempo é o regenerador, pois consegue armazenar parte do calor que seria rejeitado para a fonte fria.

A Figura 35 mostra a montagem final do Motor Stirling.



Figura 35 – Configuração final do motor. Fonte: Autor (2015)

Após a realização de testes e verificar o seu funcionamento, foi feita a adaptação do motor na antena, onde foi-se necessárias diversas tentativas para o seu funcionamento. Primeiramente o motor só funcionaria se estivesse na vertical, pois era o posicionamento no qual se tinha menos atrito, com isso os melhores horários para a realização dos testes foram quando o sol estava localizado em cima do coletor solar. Após várias tentativas verificou-se que o melhor horário era em torno das 11 horas, pois foi o horário onde o motor mostrou-se mais leve, mesmo ainda sem funcionar. Depois percebeu-se que o vento era outro fator agravante, com isso utilizou-se um guarda sol para bloquear a passagem do mesmo evitando as perdas por convecção, além disto o céu precisava estar sem nuvem pois atrapalhava na incidência de radiação direta no coletor solar.

Outro fator agravante foi o inverno, devido ao grande volume de chuvas e dias frios e nublados, caso fosse verão o motor provavelmente funcionaria sem que fosse necessário tanto cuidado, mas por fim, com todos os cuidados tomados, o motor se mostrou viável para fins didáticos.

A Figura 36 mostra a montagem final do motor Stirling com o coletor solar.

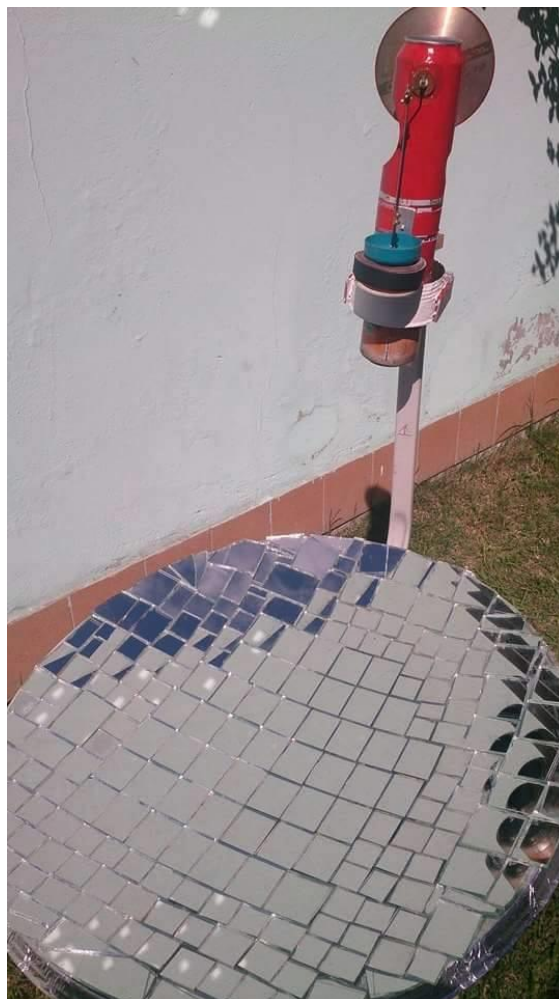


Figura 36 - Motor Stirling e coletor Solar parabólico não simétrico. Fonte: Autor

CAPÍTULO 8

8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Buscando uma forma alternativa e renovável de energia, a energia solar é muito interessante, principalmente para as regiões de grande insolação. A região sudeste, mostra uma potente região para esse tipo de energia, mas tomando alguns cuidados, por exemplo com o vento, pois é um agravante para o bom funcionamento desse tipo de projeto. Esse projeto tem várias opções de configurações e de utilização de outras fontes de aquecimento.

Os sistemas de Disco parabólico discutido com mais ênfase neste trabalho ainda estão em desenvolvimento, e com pouco uso comercial, apesar de ser o mais eficiente. Este tipo de projeto possui diferentes modularidades, podendo ser aplicado desde individualmente, para propriedades rurais, por exemplo, ou até para plantas com milhares de unidades, para a geração em grande escala para suprir a necessidade de uma cidade. Porém, devido à falta de investimentos e pesquisas nesse tipo de tecnologia, sua aplicação no comércio possui um alto custo, tanto com sua implantação, quanto para a manutenção. Mas visando uma energia limpa e eficiência esse tipo de projeto é muito indicado, com um investimento que será reposto a longo prazo, além de estar contribuindo com o meio ambiente.

Por possuir um ciclo fechado, o motor Stirling, possui uma aplicabilidade muito interessante, e como já dito, por aceitar diversos tipos de fontes de aquecimento. Com o objetivo de provar o princípio, o motor construído mostra-se de razoável construção, com devido planejamento e distribuição das tarefas, o motor Stirling do tipo gama de modelo didático, movido a energia solar, com coletor solar feito com antena parabólica, mostrou-se viável.

Foram feitos alguns testes básicos no motor construído associado ao concentrador de 650 mm de diâmetro, rotação de aproximadamente 760 rpm e no receptor do motor atingiu uma temperatura aproximadamente de 250 °C. Na Figura 37 abaixo pode-se ver o motor em uma vista isométrica em 3D (à

esquerda) e uma vista explodida do motor (à direita) mostrando todos os componentes. Foram utilizados os softwares SketchUp e AutoCAD.



Figura 37 - Vistas isométrica (à esquerda) e explodida (à direita) em 3D. Fonte: Autor (2015)

Com a possibilidade de acoplar um gerador ao sistema, essa potência mecânica pode ser convertida em potência elétrica, de forma bem simples com auxílio de uma correia, por exemplo, e podendo até ser armazenada em baterias para uso posterior.

Para futuros estudos, propõe-se a construção mais industrial desse tipo de motor, sendo suas partes feitas de aço, devidamente usinados e com melhores precisões e possibilidades de medições. Assim, com um estudo mais detalhado sobre este tipo de tecnologia, com análises teóricas e mais real, com auxílio de softwares e cálculos mais detalhados de um ciclo real.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBAS, M.; SAID, N.; BOUMEDDANE, B.; **Thermal performances of stirling engine solar driven**. Revue des energies renouvelables CICME'08 Sousse, 2008.

ATAER, O. E.; KARABULUT, H.; **Thermodynamic Analysis of the V-Type Stirling-Cycle Refrigerator**. International Journal of Refrigeration, Vol. 28, 2005. N°2, p. 183-189.

BARROS, R. W.; **Avaliação teórica e experimental do Motor Stirling – Modelo Solo 161 – Operando com diferentes combustíveis**. Itajubá, Dissertação de mestrado. UNIFEI, 2005.

BELLOWS, F. L., **Projects**. 2009. Disponível em: http://www.feliciabellows.com/felicia/?page_id=26>. Acesso em 02 de abril de 2015.

CAMÊLO CAVALCANTI, E. S.; BRITO, R. B.S.; **Geração Heliotérmica: Uma nova opção de energia limpa para o Brasil**. I: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, Rio de Janeiro, 1999.

CARLSEN, H., TOROPOV, V. V.; **Optimization of Stirling engine performance based on multipoint approximation technique**. In: 20TH DESIGN AUTOMATION CONFERENCE, Mineapolis, September 11-14, 1994, p.531-536.

CINAR, C.; KARABULUT, H.; **Manufacturing and Testing of a Gamma Type Stirling Engine**, Renewable Energy, Vol. 30, 2005.N°1, p. 57-66.

CORDEIRO, J. S.; **O Uso do Ciclo Stirling no Aproveitamento de Fontes Térmicas**, 2002.

DEEP RESOURCE, **Andasol3 CSP plant**. May, 6 2012. Disponível em: <<http://deepresource.wordpress.com/2012/05/06/andasol-3-esp-plant/>>. Acesso em 02 de abril de 2015.

DEMEO, E. A.; GALDO, J. F. **Renewable Energy Technology Characterizations**. TR – 109496, Washington, D. C: Office of Utility Technologies, Energy Efficiency and Renewable Energy, U. S. Department of Energy. Tropical Report, December, 1997.

Directory: Stirling Engines. Disponível em: <http://peswiki.com/index.php/Directory:Stirling_Engine>. Acesso em 20 de setembro de 2014.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A.; **Solar engineering of thermal processes**. New York: John Wiley & Sons, 1991. 2. ed.

EURELECTRIC – Union of the Electricity Industry; VGB PowerTech. **Efficiency in Electricity Generation**. Brussels: “Preservation of Resources” Working Group’s “Upstream” Sub-Group in collaboration with VGB. Union of the Electricity Industry – EURELECTRIC. July 2003.

ENERGY.GOV. **Concentrating Solar Power Dish/Engine System Basics**. Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. August 20, 2013 – 5:02 pm. Disponível em: <<http://energy.gov/eere/energybasics/articles/concentrating-solar-power-dishengine-system-basics>>. Acesso em 02 de abril de 2015.

ENERGY.GOV. **Concentrating Solar Power Tower System Basics**. Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. August 20, 2013 – 5:06 pm. Disponível em: <<http://energy.gov/eere/energybasics/articles/concentrating-solar-power-tower-system-basics>>. Acesso em 02 de abril de 2015.

ENERGY.GOV. **Linear Concentrator System Basics for Concentrating Solar Power**. Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. August 20, 2013 – 4:45 pm. Disponível em: <<http://energy.gov/eere/energybasics/articles/linear-concentrator-system-basics-concentrating-solar-power>>. Acesso em 02 de abril de 2015.

FINKELSTEIN, T., ORGAN, A. J.; **Air Engines**. New York: ASME, 2001. p.261.

FRASER, P. R. **Stirling Dish System Performance Prediction Model**. Dissertação de mestrado. University of Wisconsin, 2008.

GRABER, C. **Are Engines the Future of Solar Power?** Scientific American. Dec 30, 2009. Energy & Sustainability, News. Disponível em <http://www.srpnet.com/newsroom/graphics/tesseractasolar/January2010/Stirling-Energy-Systems-SunCatcher_Large.jpg>. Acesso em 05 de junho de 2015.

HIRATA, K.; **Schmidt Theory for Stirling Engines**. Stirling Engine home page. Disponível em <<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/>> Acesso em 10 outubro 2014.

INCROPERA, F. P., et al., et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro : LTC, 2008.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key World Energy Statistics**. 2013. Disponível em: <<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2013.pdf>>. Acesso em 02 de abril de 2015.

KALOGIROU, S. A.; **Solar Energy Engineering: Processes and Systems**. California: Academic Press, 2009.Ed. 1st.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S.; **A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 7, 2003. N°2, p.131-154.

LORA, E. E. S., NOGUEIRA, L. A. H.; **Energia: Fundamentos e Aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 2003. 2ª ed.

MADALINA, S., **The Largest Solar Plant In the World is fully functional**. Rare Delights Magazine. Disponível em: <http://raredelights.com/largest-solar-plant-world-fully-functional/>. Acesso em 02 de abril de 2015.

MARTINI, W. R.; **Stirling engine design-manual**. Honolulu: University Press of the Pacific, 1983.

MATRAI, B. B.; **Projeto e construção de aquecedor solar concentrador**. São Paulo, TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, 2008.

MEIJER, R. J. **Prospects of the Stirling Engine for vehicular propulsion**. Philips Tech; 1970 Rev. 31, p. 168-185.

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

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N.; **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2000, 4th ed.

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY. **Concentrating Solar Power Projects**. Presented by: SolarPACES – Solar Power and Chemical Energy Systems. Disponível em: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm. Acesso em 02 de abril de 2015.

PEREIRA, A. R.; ANGELOCCI, L. R.; SENTELHAS, P. C.; **Meteorologia Agrícola**. Piracicaba: Lce 306, 2007

POWER-TECHNOLOGY.COM. **Victorville Solar Power Generating Station**, California, United States of America, 2012. Disponível em <http://www.power-technology.com/projects/victorville/>. Acesso em 02 de abril de 2015.

ROGDAKIS, E. D., PARADISSIS, E. A., BORBILAS, N. A., NIKOLAIDIS, A. P.; **A MathCAD program (AMOCO) as a simple tool for the study of the Stirling engines**. EUROPEAN STIRLING FORUM, Osnabrück, Germany, September 2002; ed. 6th.p.18-19.

ROXO, L. B. **Geração de energia elétrica com coletor solar e motor Stirling**. 2007. 95f. Trabalho de Conclusão de Curso. Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

SANTOS, E. L. P. DA S.; Estudo da utilização do Motor Stirling na geração de energia Heliotérmica. UNIFACS - Universidade de Salvador. Salvador, 2014.

SATIRO, A. R. G., COUTINHO, L. P.; **Motor Stirling movido a Energia Solar: Revisão Bibliográfica e um estudo de caso**. Vitória, UFES, 2012.

TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N.; **Atlas Solarímetro Brasileiro**. Recife: Eletrobras, 2000. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/publicacoes/download/Atlas_Solarimetrico_do_Brasil_2000.pdf>. Acesso em 10 de outubro de 2014.

THOMBARE, D. G.; VERMA S. K.; **Technological development in the Stirling cycle engines**. Elsevier. Vol 12, p.1-38. 2008.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Edgard Blucher Ltda, 1995. 4ª ed.

ZAMORA, V. R. A.; **Diseño y construcción de un motor stirling para la generación de energía eléctrica**. Lima, TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Nacional de Ingeniería, 2003.

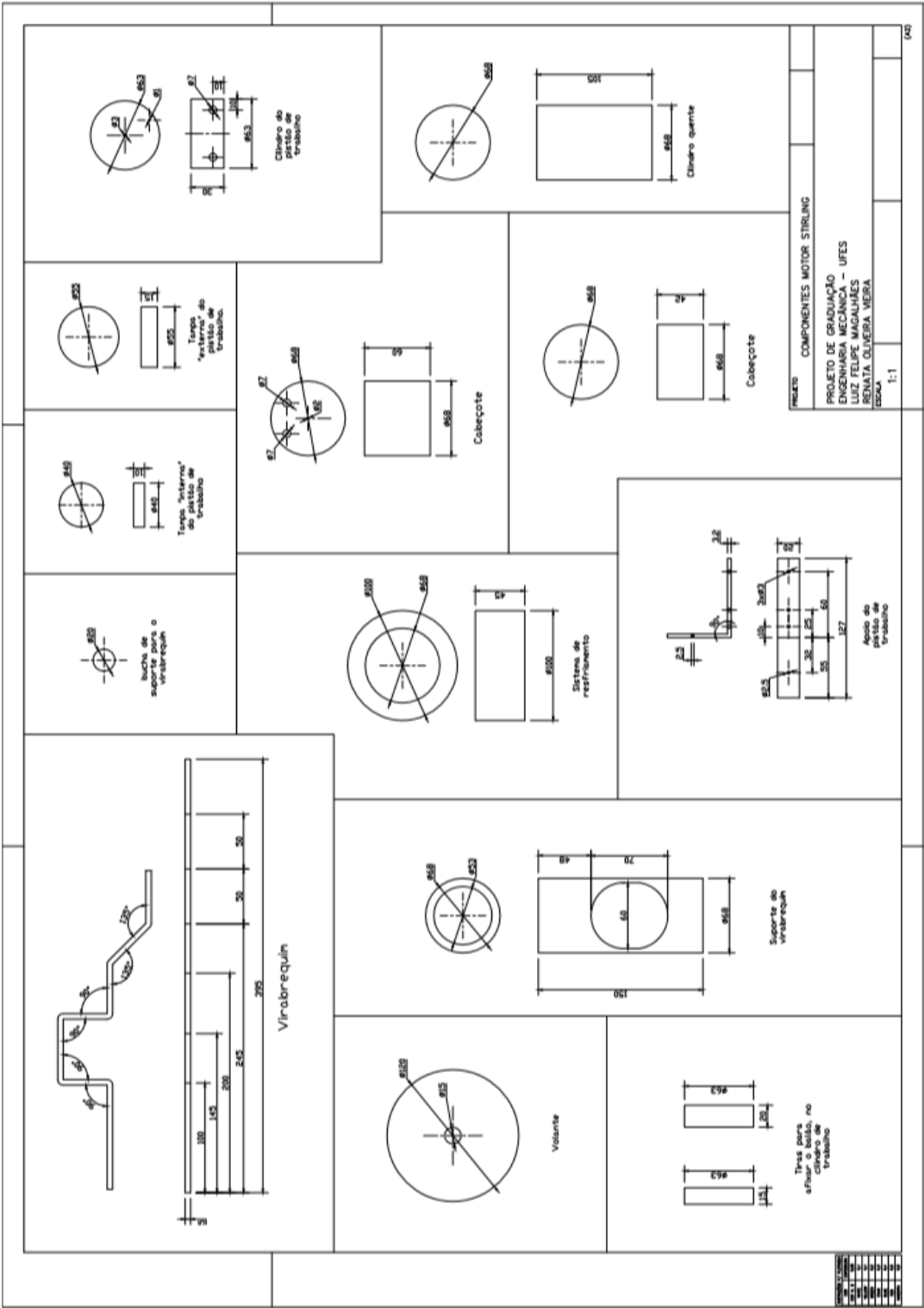
WAGNER, L.; **[Tutorial simples] Como fazer motor Stirling caseiro passo a passo - As do Stirling engine**. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=itZDyNGpZVs>>. Acesso em 10 de março de 2015.

WALKER, G. **Stirling Engines**. Oxford University Press, 1980.

WILKE, H e LORA, E. E. S.; **Desenvolvimento de um módulo combustor biomassa motor stirling aplicado a sistema de geração isolada e baseados em gerador de indução**. Itajubá, UNIFEI, 2003.

ANEXO 1

Componentes do motor



Obs.: Clique na imagem e será direcionado para o arquivo pdf para melhor visualização.