

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Antonio Ricardo Grippa Satiro
Leander Passos Coutinho

**MOTOR STIRLING MOVIDO A ENERGIA SOLAR:
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E UM ESTUDO DE CASO**

Vitória
2012

Antonio Ricardo Grippa Satiro
Leander Passos Coutinho

**MOTOR STIRLING MOVIDO A ENERGIA SOLAR:
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E UM ESTUDO DE CASO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Juan Sérgio Romero Saenz

Vitória

2012

Antonio Ricardo Grippa Satiro
Leander Passos Coutinho

MOTOR STIRLING MOVIDO A ENERGIA SOLAR: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E UM ESTUDO DE CASO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

COMISSÃO EXAMINADORA

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

Prof. Elias Antônio Dalvi
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Marcus Antonius da Costa Nunes
Universidade Federal do Espírito Santo

Aprovado em _____

DEDICATÓRIA

Primeiramente a Deus que nos tem dado a vida a cada dia e força para continuar a caminhada, muito obrigado Senhor Deus.

A Maria e Sebastião (*In Memoriam*), meus pais, pelo apoio, dedicação, incentivo e pela vida.

A Antonio Marcos, Paulo Ricardo, Wilson e Rosângela, meus irmãos, pela compreensão e apoio.

A Richardi (*In Memoriam*), meu primo, pelo apoio, incentivo e amizade.

A Alcenir e Maria Helena, meus pais, que me deram a vida.

A Alcelena, Maria Rosa e Patrícia, minhas irmãs, pela amizade e apoio.

AGRADECIMENTOS

Ao nosso Orientador, Prof. Juan Sérgio Romero Saenz, pela competência, dedicação, paciência e amizade.

Aos Professores do Departamento de Engenharia Mecânica, pela dedicação, apoio, ética e amizade.

Aos nossos amigos e colegas de turma, pela união, comprometimento e amizade.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, em especial, à Celina da Penha dos Santos.

E a Todos que indiretamente nos apoiaram na conclusão deste trabalho.

RESUMO

SATIRO, A. R. G.; COUTINHO, L. P. (2012), *Estudo de um Motor Stirling Movido a Energia Solar Captada por um Concentrador Solar Tipo Disco Parabólico.*
Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica,
Universidade Federal do Espírito Santo.

O desempenho dos motores Stirling atende às demandas do uso eficiente da energia e segurança ambiental e, portanto, é atualmente objeto de estudo e pesquisa, principalmente em grandes universidades. A utilização da radiação solar como fonte energética, também, tem recebido grande destaque em centros de pesquisas de energia renovável.

A união de uma fonte energética renovável e gratuita com um motor que não emite resíduos, implicando em um mínimo impacto ambiental é extremamente atrativa e tem ganhado espaço nas linhas de pesquisa energética mundial.

A utilização conjunta de motores Stirling e radiação solar para produção de energia elétrica é um conceito relativamente novo e faz-se necessário um estudo desta nova tecnologia.

O presente trabalho apresenta um estudo sobre os motores Stirling, energia solar, coletores solares e sua utilização conjunta para a produção de energia elétrica.

Palavras-chave

Motores Stirling, Motor de Combustão Externa, Energia Solar, Coletor Solar.

ABSTRACT

SATIRO, A. R. G.; COUTINHO, L. P. (2012), *Study of a Stirling Engine Powered by Solar Energy Captured by a Parabolic Solar Concentrator Type Disc.* Graduation Project - Mechanical Engineering Department, Universidade Federal do Espírito Santo.

The Stirling engine performance meets the demands of energy efficiency and environmental safety and, therefore, is now a subject of study and research, primarily at major universities. The use of solar radiation as energy source, too, has received great attention from research centers of renewable energy.

The union of a renewable energy source and free with an engine that emits no residues, resulting in minimal environmental impact is extremely attractive and has gained ground in the global energy lines of research.

The combined use of Stirling engines and solar radiation to produce electricity is a relatively new concept and it is necessary to study this new technology.

This paper presents a study on Stirling engines, solar energy, solar collectors and their combined use for the production of electricity.

Keywords

Stirling Engines, External Combustion Engine, Solar Energy, Solar Collector.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Mapa solarimétrico brasileiro.	15
Figura 2.1 - Efeito volumétrico da radiação nos gases e efeito superficial em sólidos e em líquidos.	18
Figura 2.2 – Espectro da radiação eletromagnética.	18
Figura 2.3 – Variação da radiação de uma superfície real comparada a um corpo negro a) e a distribuição direcional da radiação comparado com um corpo negro b).	19
Figura 2.4 – Radiação emitida em todas as regiões em coordenadas esféricas.	19
Figura 2.5 – Equação de Planck para várias temperaturas.	20
Figura 2.6 – Refletividade, absortividade e transmissividade em um corpo semi-transparente.	22
Figura 2.7 – Diferentes maneiras de como a irradiação é refletida.	23
Figura 2.8 – Comparação entre a radiação solar e a de um corpo negro à temperatura de 5777 K.	24
Figura 2.9 – Distâncias entre o sol e a terra.	25
Figura 2.10 – Ângulo zênite, ângulo de altitude solar, ângulo solar azimuth, Inclinação, ângulo da superfície na direção azimuth, ângulo de Incidência.	26
Figura 2.11 – Atenuação da radiação solar devido o ozônio, H ₂ O e CO ₂	28
Figura 2.12 – Atenuação da radiação solar devido a camada atmosférica.	28
Figura 3.1 – Coletor parabólico tipo calha.	32
Figura 3.2 – Campo de Heliostat.	33
Figura 3.3 – Concentradores tipo Fresnel.	34
Figura 3.4 – Concentrador disco parabólico.	35
Figura 3.5 – Exemplos de coletores parabólicos.	35
Figura 3.6 – Coletor parabólico com membranas.	36
Figura 3.7 – Seção transversal da parábola do disco parabólico.	36
Figura 3.8 – Demonstra a formação da imagem no plano focal.	37
Figura 3.9 – Imagem formada de um espelho parabólico perfeito.	38
Figura 3.10 - Fator de interceptação.	39
Figura 3.11 – Mostra o ângulo de dispersão devido as imperfeições do espelho.	39
Figura 3.12 - Fluxo Térmico no plano focal.	41
Figura 3.13 - Fluxo térmico 12 cm atrás do plano focal.	41
Figura 3.14 - Absorvedor tipo hexagonal com as temperaturas em cada ponto.	42
Figura 3.15 - Absorvedor tipo refluxo.	43
Figura 3.16 - Esquema do receptor.	43
Figura 3.17 - Variação da temperatura com a inclinação do receptor.	44

Figura 3.18 - Variação da temperatura com o tamanho do spillage.	45
Figura 4.1 - Reprodução do motor Stirling original da patente de 1816.....	47
Figura 4.2 - Motor Stirling tipo Alfa.....	49
Figura 4.3 - Motor Stirling tipo Beta.....	50
Figura 4.4 - Motor Stirling tipo Gama.	51
Figura 4.5 - Compressão em Motor Stirling tipo Alfa.....	53
Figura 4.6 - Aquecimento em Motor Stirling tipo Alfa.	54
Figura 4.7 - Expansão em Motor Stirling tipo Alfa.	54
Figura 4.8 - Rejeição de calor em Motor Stirling tipo Alfa.....	55
Figura 4.9 - Compressão em Motor Stirling tipo Beta.....	55
Figura 4.10 - Aquecimento em Motor Stirling tipo Beta.	56
Figura 4.11 - Expansão em Motor Stirling tipo Beta.	56
Figura 4.12 - Rejeição de calor em Motor Stirling tipo Beta.....	56
Figura 4.13 - Compressão em Motor Stirling tipo Gama.	57
Figura 4.14 - Aquecimento em Motor Stirling tipo Gama.....	57
Figura 4.15 - Expansão em Motor Stirling tipo Gama.....	58
Figura 4.16 - Rejeição de calor em Motor Stirling tipo Gama.	58
Figura 5.1 - Diagramas P-V e T-S do ciclo Stirling.	62
Figura 5.2 - Arranjo dos pistões no ciclo Stirling.	63
Figura 6.1 - Esquema de um motor Stirling tipo Alfa.	81
Figura 7.2 - Fluxograma da simulação do sistema coletor/receptor.	91
Figura 7.3 - Principais partes do motor Stirling Solo 161.....	91
Figura 7.4 - Fluxograma da simulação do motor Stirling.	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores médios da emissividade à 300K.....	22
Tabela 2.2 - Refletividade de alguns materiais.....	23
Tabela 2.3 - Valores médios anuais dos coeficientes a e b da equação de Agstrom modificada para algumas regiões do Brasil.....	29
Tabela 2.4 – Indica os valores de correção de r_0 , r_1 e r_k	30
Tabela 3.1 - Erros de reflexão dos raios solares.....	40
Tabela 5.1 - Resumo do equacionamento realizado.	78
Tabela 6.1 – Símbolos.	80
Tabela 7.1 - Dados do coletor.....	88
Tabela 7.2 - Dados do receptor.	89
Tabela 7.3 - Condições ambientais.....	89
Tabela 7.4 - Dados do motor Stirling Solo 161.....	92
Tabela 7.5 - Estimativa de custos de implantação do motor Stirling com energia solar.....	97
Tabela 7.6 - Estimativa de custos de operação do motor Stirling com energia solar.....	98

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1 - Variação da condutividade térmica dos fluidos de trabalho com a temperatura.	52
Gráfico 4.2 - Variação do calor específico dos fluidos de trabalho com a temperatura.....	52
Gráfico 4.3 - Variação da viscosidade dos fluidos de trabalho com a temperatura.....	52
Gráfico 4.4 - Variação da viscosidade dos fluidos de trabalho com a temperatura.....	53
Gráfico 7.1 - Relação entre potência e irradiação.	93
Gráfico 7.2 - Relação entre potência e irradiação obtidos pela simulação.	94
Gráfico 7.3 - Irradiação solar máxima na região da Grande Vitória em 2006.	95
Gráfico 7.4 - Levantamento da potência máxima gerada nos meses de 2006 em Vitória. ..	95
Gráfico 7.5 - Levantamento da potência elétrica máxima gerada nos meses de 2006 em Vitória.	96
Gráfico 7.5 - Ciclo Stirling referente a irradiação de 1090 W/m ² em Fevereiro.	96
Gráfico 7.10 - Ciclo Stirling referente a irradiação de 690 W/m ² em Julho.	97

SUMÁRIO

Capítulo 1	14
INTRODUÇÃO	14
1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS	14
1.2. JUSTIFICATIVA	15
1.3. OBJETIVO.....	16
1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO	16
Capítulo 2	17
RADIAÇÃO SOLAR	17
2.1. TEORIA DA RADIAÇÃO.....	17
2.2. LEI DE STEFAN-BOLTZMAN.....	21
2.3. PROPRIEDADES RADIATIVAS DOS MATERIAIS.....	21
2.4. RADIAÇÃO SOLAR.....	24
2.5. ATENUAÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR	27
Capítulo 3	31
RECEPTORES SOLARES, CONCENTRADOR E ABSORVEDOR	31
3.1. TIPOS DE CONCENTRADORES SOLARES	31
3.1.1. COLETOR PARABÓLICO TIPO CALHA	32
3.1.2. CAMPO DE HELIOSTAT.....	33
3.1.3. CONCENTRADORES TIPO FRESNEL.....	34
3.1.4. CONCENTRADORES PARABÓLICOS	34
3.2. RECEPTOR E ABSORVEDOR	41
Capítulo 4	47
MOTOR STIRLING	47
4.1. HISTÓRICO DO MOTOR STIRLING	47
4.2. TIPOS DE MOTORES STIRLING.....	49
4.2.1. MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	49
4.2.2. MOTOR STIRLING TIPO BETA	49
4.2.3. MOTOR STIRLING TIPO GAMA	50
4.3. FLUIDOS DE TRABALHO PARA MOTORES STIRLING	51
4.4. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	53
4.4.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM MOTOR TIPO ALFA.....	53
4.4.2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM MOTOR TIPO BETA	55
4.4.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM MOTOR TIPO GAMA	57

4.5. MOTOR STIRLING E ENERGIA SOLAR.....	58
4.6. VANTAGENS	59
4.7. DESVANTAGENS	60
Capítulo 5	62
O CICLO STIRLING IDEAL.....	62
5.1. PROCESSO DE COMPRESSÃO ISOTÉRMICA	63
5.1.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO DE COMPRESSÃO.....	64
5.1.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DE COMPRESSÃO	65
5.1.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE COMPRESSÃO ISOTÉRMICA	66
5.2. PROCESSO DE AQUECIMENTO ISOVOLUMÉTRICO REGENERATIVO	69
5.2.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO OCASIONADA PELA ADIÇÃO DE CALOR AO CICLO	69
5.2.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DO PROCESSO DE AQUECIMENTO REGENERATIVO	70
5.2.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE AQUECIMENTO REGENERATIVO	71
5.3. PROCESSO DE EXPANSÃO ISOTÉRMICA	72
5.3.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO DE EXPANSÃO	72
5.3.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DE EXPANSÃO	73
5.3.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE EXPANSÃO ISOTÉRMICA	73
5.4. PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR ISOVOLUMÉTRICO.....	74
5.4.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO OCASIONADA PELA REJEIÇÃO DE CALOR DO CICLO	74
5.4.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DO PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR REGENERATIVO.....	75
5.4.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR REGENERATIVO.....	76
5.5. EFICIÊNCIA DO CICLO STIRLING	76
Capítulo 6	79
EQUACIONAMENTO DE SCHMIDT	79
6.1. ANÁLISE DE SCHMIDT APLICADA À MOTORES STIRLING.....	79
6.2. EQUAÇÕES DE SCHMIDT PARA O MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	81
6.3. ENERGIA INDICADA	85
6.4. POTÊNCIA INDICADA	86
6.5. EFICIÊNCIA INDICADA.....	86
Capítulo 7	88

MOTOR STIRLING UTILIZANDO ENERGIA SOLAR.....	88
7.1. ANALISANDO A ENERGIA SOLAR	88
7.2. ANÁLISANDO O MOTOR STIRLING	91
7.3. VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA DE ANÁLISE	93
7.4. ESTIMATIVA DA POTÊNCIA GERADA PELA IRRADIAÇÃO DE VITÓRIA.....	94
7.5. ANÁLISE ECONÔMICA.....	97
7.6. IMPACTO AMBIENTAL	98
Capítulo 8	99
CONSIDERAÇÕES FINAIS	99
8.1. CONCLUSÃO.....	99
8.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	101

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A otimização dos recursos naturais promovendo o desenvolvimento sustentável tem ganhado destaque e importância no setor da engenharia atual. Visando viabilizar energeticamente e economicamente este desenvolvimento, uma série de pesquisas estão sendo elaboradas para melhorar a utilização das fontes renováveis de energia e aprimorar mecanismos que promovam esta transformação energética.

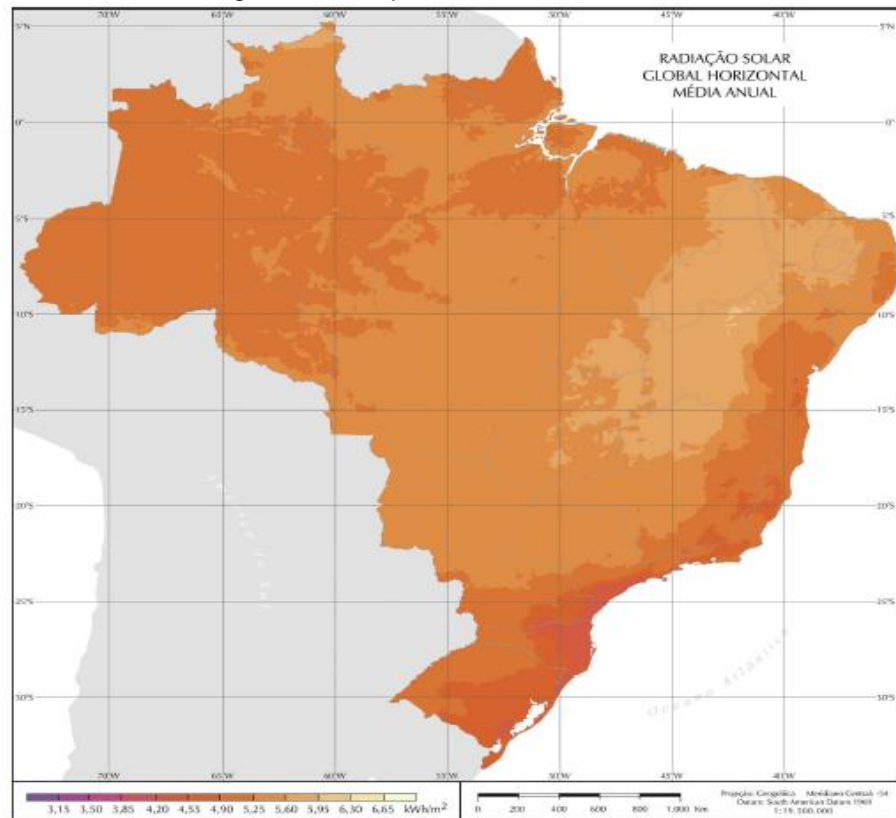
O uso de motores Stirling vem despertando o interesse do setor energético, principalmente devido à sua característica de motor de combustão externa, sendo possível utilizar diferentes combustíveis, pois se necessita apenas de uma fonte quente, independente do tipo de combustível, sendo possível inclusive o uso de energia solar como fonte de calor. Este tipo de motor foi desenvolvido pelo escocês Robert Stirling em 1816, antes mesmo do desenvolvimento dos motores de combustão interna.

O interesse atual pelo motor Stirling deve-se a conciliação entre a tecnologia de fabricação de precisão e utilização de materiais com propriedades adequadas, fato este que não existia na época de sua elaboração. Essas novas tecnologias proporcionam aumento da pressão interna de trabalho, aumento da temperatura da fonte quente (uso de materiais mais resistentes à temperatura) e melhora da transferência de calor nos trocadores de calor utilizados, tornando viável a utilização do motor Stirling.

A energia solar também tem sido um grande foco de pesquisas, pois é uma excelente fonte de energia alternativa, não há poluição criada ao usá-la, além de que há praticamente um suprimento ilimitado de energia solar para uso, além de ser renovável.

A energia solar é abundante no Brasil, como demonstra a figura 1.1 obtida do Atlas Brasileiro de Energia Solar [21] que diz que a média de radiação solar global no Brasil é maior que em países Europeus, cerca de 3 vezes maior, onde o uso deste tipo de energia é amplamente incentivado e pesquisado.

Figura 1.1 - Mapa solarimétrico brasileiro.



Fonte: [21]

1.2. JUSTIFICATIVA

Com a necessidade de crescimento da capacidade de geração energética, principalmente no contexto do desenvolvimento sustentável, uma tecnologia que possibilite o uso dos diversos tipos de combustíveis existentes se torna alvo de grande interesse e estudo. A utilização de motores Stirling, tendo como fonte energética a energia solar para a geração distribuída, ou seja, sem a necessidade de conexão com a rede de distribuição e isolado dos grandes centros é uma grande vantagem deste tipo de tecnologia, possibilitando o acesso à eletricidade pela população que vive em comunidades isoladas.

1.3. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo o estudo e simulação de um motor Stirling movido à energia solar utilizando concentrador tipo disco parabólico.

1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 1 é o introdutório, realizando uma sucinta abordagem ao trabalho. Neste capítulo estão contidas as considerações iniciais, o objetivo e a justificativa.

O capítulo 2 apresenta uma abordagem teórica no que diz respeito à energia solar. Nele é realizada uma revisão bibliográfica sobre o assunto e apresenta o equacionamento que servirá de base para a análise realizada no capítulo 7.

No capítulo 3 é realizada uma abordagem sobre a teoria e equacionamento dos coletores solares, receptor e absorvedor.

O capítulo 4 Fornece um histórico dos motores Stirling, o seu principio de funcionamento e a classificação de acordo com a sua configuração.

No capítulo 5 é realizada uma análise no ciclo Stirling com o intuito de apresentar o desenvolvimento do equacionamento do ciclo sob a hipótese de gás ideal.

O capítulo 6 apresenta o equacionamento de Schmidt para motores Stirling tipo alfa. Essas equações serão utilizadas para a análise do motor Stirling realizada no capítulo 7.

No capítulo 7 é realizada uma simulação de um motor Stirling funcionando com energia solar e apresentados os resultados de potência fornecida.

O capítulo 8 é um capítulo de finalização do trabalho, apresentando a conclusão e as sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

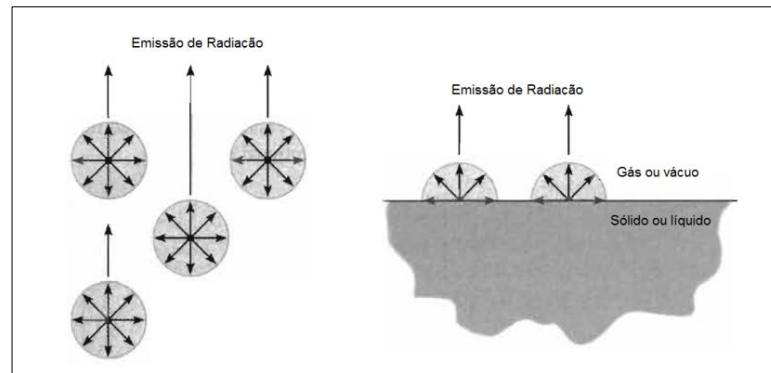
RADIAÇÃO SOLAR

2.1. TEORIA DA RADIAÇÃO

Quando um corpo é inserido em um meio em que sua temperatura está acima da temperatura do ambiente, mesmo que em sua volta seja o vácuo, o corpo diminuirá sua temperatura até que atinja o equilíbrio térmico com a vizinhança, ou seja, ele cede calor para a vizinhança. Neste caso, como ele estava no vácuo, não houve transferência de calor devido convecção ou condução, já que esses dois tipos de transferência de calor necessitam de matéria e de um gradiente de temperatura para propagar o calor [1], neste caso a liberação de energia pelo corpo foi feita pela radiação.

Todas as formas de matéria emitem radiação, desde que, a sua temperatura seja maior que o 0 K [1,2]. A radiação pode ser vista como uma propagação de um conjunto de partículas chamadas de fótons, outra teoria fala que a radiação é uma propagação de uma onda eletromagnética devido ao movimento dos átomos no interior da matéria [1,2]. Seguindo tanto a primeira teoria ou a segunda a pode-se atribuir à radiação uma frequência (f) e um comprimento de onda (λ). A radiação de corpos sólidos e líquidos é vista como um fenômeno superficial (Figura 2.1b), pois a radiação emitida pelos átomos do interior da matéria é absorvida pelos átomos ao redor, por isso somente a radiação emitida pelos átomos a $1\mu\text{m}$ da superfície emitem radiação para o meio ou para o vácuo [1]. Já para os gases a radiação é um fenômeno volumétrico (Figura 2.1a) já que a radiação é emitida por todos os átomos e a absorção pelos átomos adjacentes é menor.

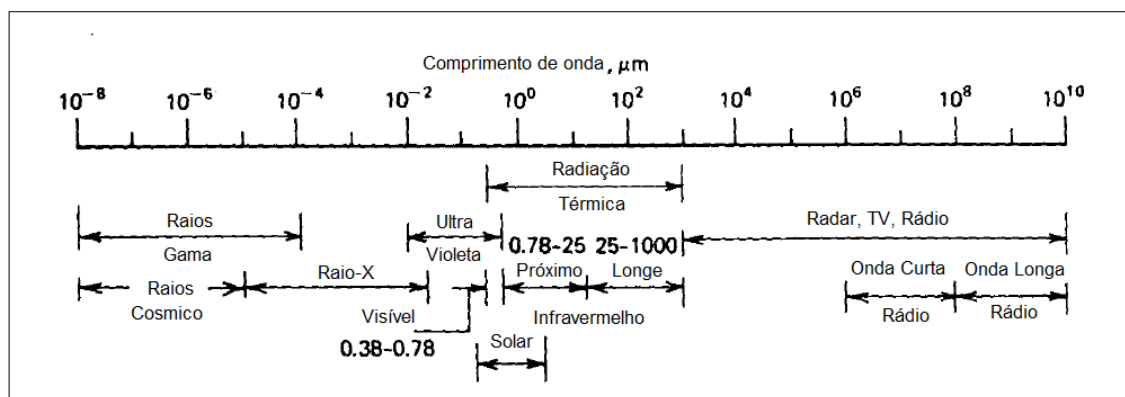
Figura 2.1 - Efeito volumétrico da radiação nos gases e efeito superficial em sólidos e em líquidos.



Fonte: [1]

Nem toda a radiação eletromagnética transfere energia térmica somente em uma faixa de comprimentos de onda de aproximadamente de $0,2$ a $1000\mu\text{m}$ [2] que compreende parte da radiação ultravioleta, toda a radiação visível e a radiação infravermelha são radiações térmicas (Figura 2.2).

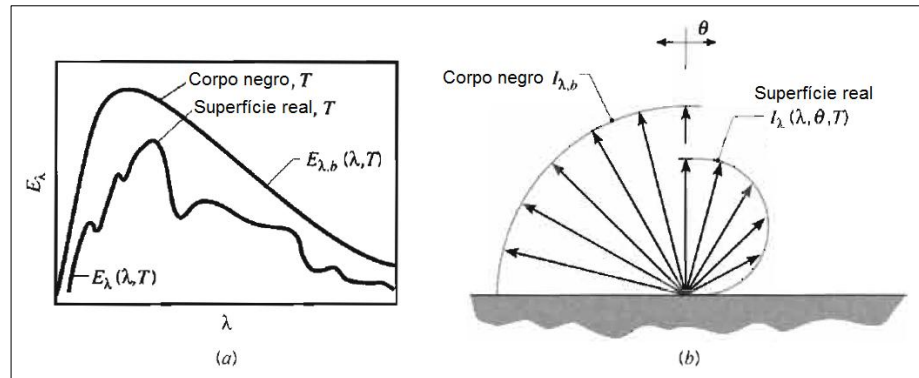
Figura 2.2 – Espectro da radiação eletromagnética.



Fonte: [2]

A radiação é um fenômeno complexo, pois cada superfície emite diferentes comprimentos de onda e isso varia conforme a temperatura do corpo emissor, além disso, a radiação da superfície também tem uma distribuição direcional, ou seja, a maior intensidade da radiação se dá na direção normal a superfície aumentando-se o ângulo de incidência a radiação acaba reduzindo, pois uma parte da radiação é absorvida pelos átomos vizinhos e isso acaba diminuindo a intensidade da radiação para ângulos mais baixos [1], ou seja, superfícies reais não são difusas (superfícies difusas emitem a mesma radiação para todas as direções isso é demonstrado na Figura 2.3).

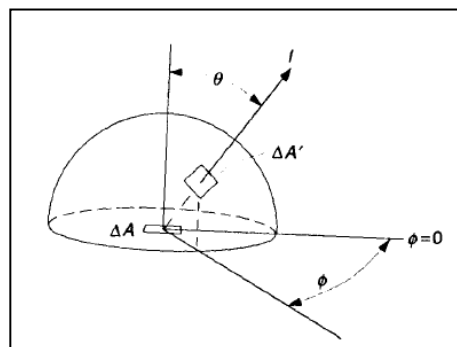
Figura 2.3 – Variação da radiação de uma superfície real comparada a um corpo negro a) e a distribuição direcional da radiação comparado com um corpo negro b).



Fonte: [1]

Pode-se definir que a radiação emitida pela superfície depende do comprimento de onda e da posição em que a radiação está sendo emitida, então $I(\lambda, \theta, \phi)$, onde I é a intensidade de radiação do comprimento de onda λ na direção (θ, ϕ) por unidade de área. Onde θ e ϕ são os ângulos das coordenadas esféricas (Figura 2.4).

Figura 2.4 – Radiação emitida em todas as regiões em coordenadas esféricas.



Fonte: [2]

Alguns conceitos importantes sobre os fenômenos radiativos como: emissividade, refletividade, absortividade e transmissividade o conceito de corpo negro deve ser entendido, pois ele é base para a determinação de cada propriedade.

O corpo negro é um corpo com as seguintes características [1,2]:

- O corpo negro absorve toda a radiação incidente, não importa o comprimento de onda ou sua direção.
- Numa dada temperatura em um dado comprimento de onda nenhuma superfície pode emitir mais energia que o corpo negro.

- c) Embora a radiação emitida pelo corpo negro seja dependente do comprimento de onda e da temperatura, é independente da direção, ou seja, o corpo negro é um emissor difuso.

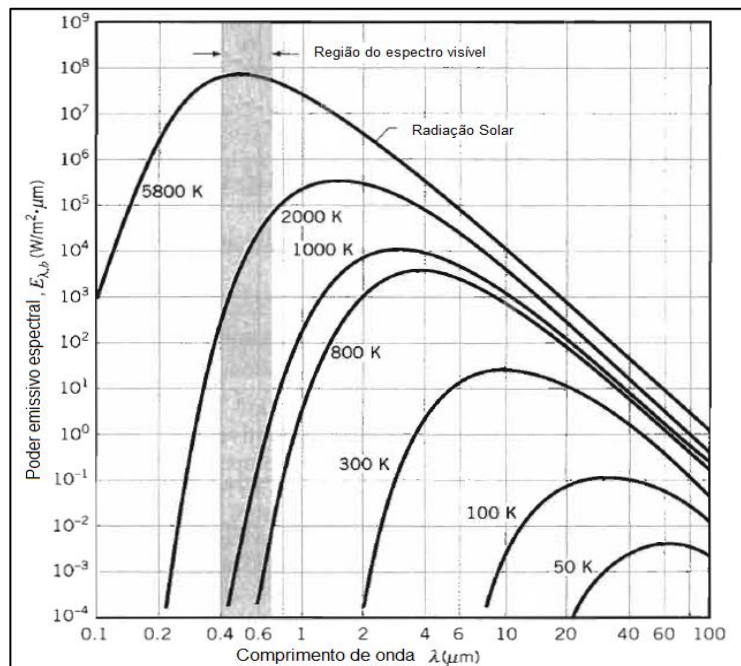
Pode-se também determinar a emitância espectral $E_{\lambda b}$ de um sólido ou líquido, que é soma da radiação em todas as direções [1], no nosso caso uma semiesfera como mostra a Figura 2.4, foi determinado por Planck como sendo [2]:

$$E_{\lambda b} = \frac{2\pi h C_0^2}{\lambda^5 [\exp(hC_0/\lambda kT) - 1]} \quad (2.2)$$

Onde $h = 6,6256 \times 10^{-34}$ Js é a constante de Planck e $k = 1,3805 \times 10^{-23}$ J/K é a constante de Boltzman, $C_0 = 2998 \times 10^8$ m/s é a velocidade da luz no vácuo e T é a temperatura em Kelvin [1]. $2\pi h C_0^2$ e hC_0/k são frequentemente chamadas de primeira e segunda constantes da radiação de Planck e são dadas pelos símbolos C_1 e C_2 respectivamente. $C_1 = 3,7405 \times 10^8$ W μ m⁴/m² e $C_2 = 14387,8$ μ m K [2].

A Figura 2.5 é o gráfico da equação 2.2 para diferentes temperaturas [1]. Percebe-se algumas características importantes: a emissão de radiação varia continuamente com o comprimento de onda e quanto maior a temperatura maior é a quantidade de radiação emitida em consequência, maior a incidência de pequenos comprimentos de onda.

Figura 2.5 – Equação de Planck para várias temperaturas.



Fonte: [2]

2.2. LEI DE STEFAN-BOLTZMAN

Com a equação de Planck para a emitância $E_{\lambda b}$ pode-se somar todas as parcelas de comprimento de onda, calculando assim a emitância total como sendo [1,2]:

$$E_b = \int_0^{\infty} \frac{2\pi h C_o^2}{\lambda^5 [\exp(hC_o/\lambda kT) - 1]} d\lambda \quad (2.3)$$

Integrando tem-se [1,2]:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (2.4)$$

Onde $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ é a constante de Stefan-Boltzman.

Esta é a lei de Stefan-Boltzman que embora simples, demonstra a emissão em todas as direções e em todos os comprimentos de onda apenas conhecendo a temperatura do corpo negro.

2.3. PROPRIEDADES RADIATIVAS DOS MATERIAIS

Emissividade (ϵ): é a razão entre a emissão de radiação da superfície $E_{\lambda}(\lambda, T)$ com a emissão do corpo negro $E_{\lambda b}(\lambda, T)$ à mesma temperatura. Trabalhando com propriedades superficiais que representam médias direcionais tem-se que a emissividade espectral é:

$$\epsilon_{\lambda}(\lambda, T) = \frac{E_{\lambda}(\lambda, T)}{E_{\lambda b}(\lambda, T)} \quad (2.6)$$

Para todos os comprimentos de onda:

$$\epsilon(T) = \frac{\int_0^{\infty} \epsilon_{\lambda}(\lambda, T) E_{\lambda b}(\lambda, T) d\lambda}{\sigma T^4} \quad (2.7)$$

Para aplicações em engenharia, valores médios de emissividade são mais praticados, valores médios para todas as direções e todos os comprimentos de onda (dado pela equação 2.7, assim como para as outras propriedades como refletividade, absortividade e transmissividade, sendo assim a Tabela 2.1 mostra os valores médios da emissividade de alguns materiais à 300 K.

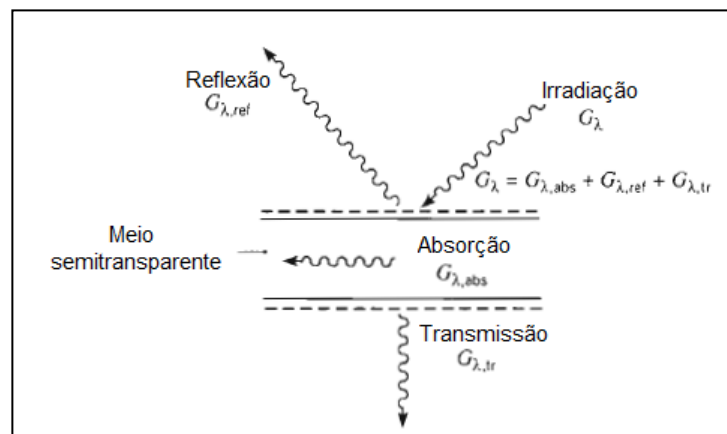
Tabela 2.1 - Valores médios da emissividade à 300K.

Material	ϵ
Alumínio anodizado	0,82
Cobre altamente polido	0,03
Prata polida	0,02
Inconel	0,88
Rochas	0,88 – 0,95
Água	0,96
Tijolo vermelho	0,93 – 0,96

Fonte: [1]

A radiação que incide sobre uma superfície é chamada de irradiação G_λ , o subscrito λ indica que a irradiação tem uma distribuição espectral. Quando a irradiação incide sobre uma superfície podem ocorrer três fenômenos (Figura 2.6) reflexão $G_{\lambda,ref}$, absorção $G_{\lambda,abs}$ e transmissão $G_{\lambda,tr}$ da irradiação, a cada um dos fenômenos estão associados uma propriedade do material: refletividade ρ , absortividade α e transmissividade τ respectivamente [1].

Figura 2.6 – Refletividade, absortividade e transmissividade em um corpo semi-transparente.

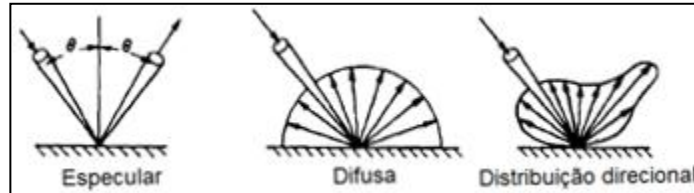


Fonte: [1]

Refletividade (ρ): quando a irradiação chega à superfície de um corpo, parte dela pode ser refletida especularmente, difusamente ou ter uma distribuição direcional

(Figura 2.7) [2]. A refletividade varia de acordo com a direção e o comprimento de onda da irradiação $\rho_\lambda(\mu_i, \phi_i)$, onde ϕ e o μ ângulo são os ângulos de incidência da radiação.

Figura 2.7 – Diferentes maneiras de como a irradiação é refletida.



Fonte: [2]

Então a refletividade é dada pela razão entre a radiação refletida e a radiação recebida, para o cálculo em todas as direções tem-se [2]:

$$\rho_\lambda(\lambda) = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \rho_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \phi) G_{\lambda,I}(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} G_{\lambda,I}(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi} \quad (2.8)$$

Para todos os comprimentos de onda [2]:

$$\rho = \frac{\int_0^\infty \rho_\lambda(\lambda) G_\lambda(\lambda) d\lambda}{\int_0^\infty G_{\lambda,I}(\lambda) d\lambda} \quad (2.9)$$

A Tabela 2.2 demonstra a refletividade média de alguns materiais.

Tabela 2.2 - Refletividade de alguns materiais.

Material	ρ
Alumínio polido	0,91
Chapa de metal galvanizada oxidada	0,20
Tinta branca acrílica	0,74
Tinta preta (Parsons)	0,02
Espelhos de prata com camada dielétrica	0,95
Espelho comum (vidro)	0,90
Filme de Mylar	0,98

Fonte: [1]

Absortividade (α): é a quantidade de energia absorvida pelo corpo quando a irradiação incide sobre ele, essa propriedade também varia de acordo com a direção e o comprimento de onda da radiação incidente [1,2].

$$\alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \phi) = \frac{I_{\lambda,I,abs}(\lambda, \theta, \phi)}{I_{\lambda,I}(\lambda, \theta, \phi)} \quad (2.10)$$

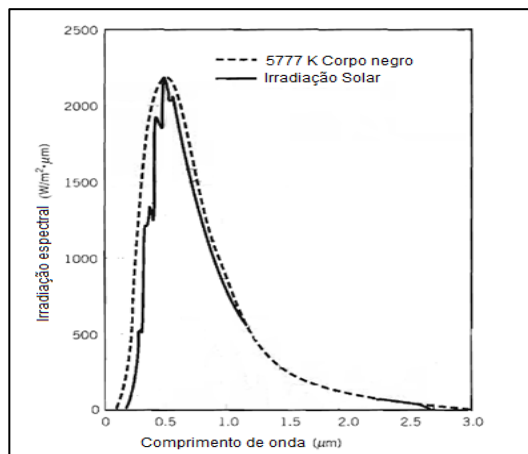
Transmissividade (τ): é a fração da radiação incidente que é transmitida pela matéria, ou seja, são os corpos que deixam a luz transpassá-los como é o caso do vidro e do acrílico. Para materiais opacos a transmissividade é zero. Para se calculá-la basta somente conhecer a absorvidade e a refletividade do corpo, já que a soma de todas essas propriedades dará 1 [1]:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (2.11)$$

2.4. RADIAÇÃO SOLAR

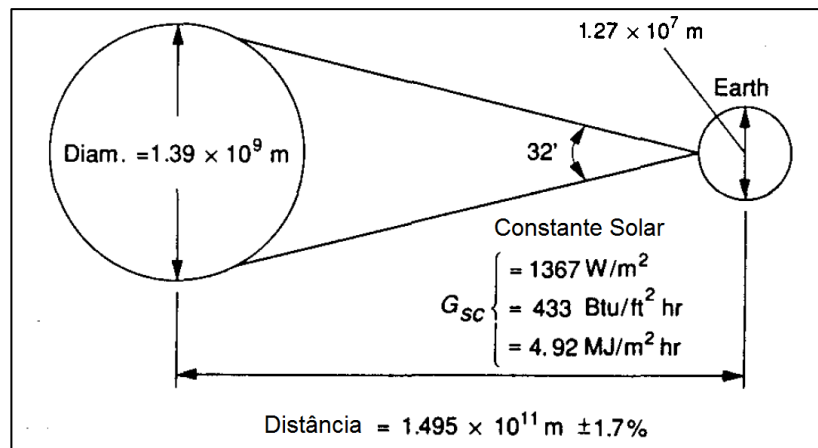
A radiação não é um fenômeno simples, muito pelo contrário, devido as suas variações de comprimentos de ondas e distribuições direcionais, a avaliação da radiação é demasiadamente trabalhosa. A radiação solar também segue esta regra, por o sol ser um corpo que não mantém sua temperatura uniforme modificando assim constantemente sua distribuição espectral e direcional. Porém pode-se aproximar o sol como sendo um corpo negro à temperatura de 5777 K (Figura 2.8) com um diâmetro de $1,39 \times 10^9$, à uma distancia média da Terra de $1,495 \times 10^{11}$ (Figura 2.9) [2].

Figura 2.8 – Comparação entre a radiação solar e a de um corpo negro à temperatura de 5777 K.



Fonte: [2]

Figura 2.9 – Distâncias entre o sol e a terra.



Fonte: [2]

A energia do Sol é mantida por intensas reações nucleares em seu interior que causam a forte emissão de radiação [2]. Boa parte da banda de comprimentos de onda emitidos pelo sol é visível, assim, uma grande quantidade de radiação térmica, além de raios-x, raios-gama, ultravioleta e infravermelho. Seria muito cômodo se o Sol realmente se comportasse como o corpo negro, ou seja, emitisse a mesma quantidade de radiação para todas as direções e seguindo a mesma distribuição de comprimentos de onda, porém isso não é verdade por causa da intensa mudança de temperatura da superfície solar, por isso foi criada a constante solar, que é um valor médio da quantidade de energia por segundo por metro quadrado (W/m^2), sobre um plano normal a direção dos raios solares. Essa medida foi feita fora na órbita terrestre e hoje seu valor vale 1367 W/m^2 segundo a WRC (The Worlds Radiation Center) [2].

Porém a variação da distância da Terra em relação ao Sol varia variando o valor da Constante Solar. Para corrigir este valor utiliza-se a seguinte equação [2]:

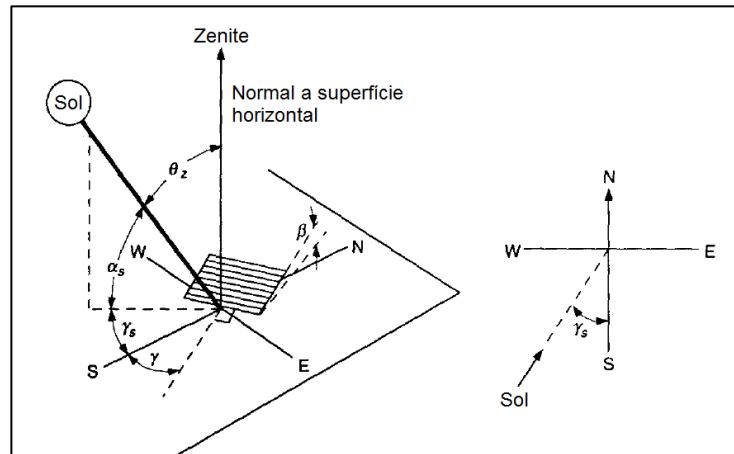
$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) \quad (2.12)$$

Onde G_{sc} é a constante solar, n é o dia do ano e G_{on} é a constante solar corrigida para cada dia do ano.

Para o estudo de energia solar tem-se que nos atentar para alguns parâmetros muito importantes. Um deles é o direcionamento dos raios solares diretos, raios diretos são os raios solares que vêm diretamente do sol, ou seja, não encontraram

nenhuma barreira entre o sol e a superfície terrestre como nuvens ou sombreamentos provocado por obstáculos. A coordenada esférica é utilizada para a determinação da posição do sol como mostra a Figura 2.10 abaixo:

Figura 2.10 – Ângulo zênite, ângulo de altitude solar, ângulo solar azimuth, Inclinação, ângulo da superfície na direção azimuth, ângulo de Incidência.



Fonte: [2]

Onde :

Φ =latitude do local que varia de $-90^\circ < x < 90^\circ$, na linha do equador vale 0° e aumenta conforme se aproxima dos polos.

δ Declinação = é a posição angular do sol ao meio dia, a declinação varia de $-23,45^\circ < x < 23,45^\circ$ conforme as estações do ano.

β Inclinação = é a inclinação do coletor em relação ao plano horizontal da terra. Ele pode varia de $0^\circ < x < 180^\circ$, porém ângulos maiores que 90° só captam a radiação terrestre.

γ Ângulo da superfície na direção azimuth = é a inclinação do plano na direção azimuth em relação ao sul pode variar entre $-180^\circ < x < 180^\circ$.

ω Ângulo horário = devido ao movimento da terra o sol percorre de leste para oeste variando 15° por hora.

θ Ângulo de Incidência = é o ângulo entre a radiação direta e a direção normal da superfície.

Os ângulos que definem a posição do sol no céu:

θ_z Ângulo zênite = é o ângulo entre o eixo zênite e a radiação direta.

α_z Ângulo de altitude solar = é o ângulo entre a superfície horizontal da terra e a radiação direta, ou seja, é o complemento do ângulo zênite.

γ_z Ângulo solar azimute = é o ângulo entre radiação direta e a direção sul no plano horizontal.

2.5. ATENUAÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR

A radiação que chega à superfície terrestre tem duas componentes: uma difusa e uma direta. A difusa é devido à interação das nuvens, poeiras, particulados e moléculas presentes na atmosfera que acabam absorvendo e espalhando a radiação solar para todas as direções. Porém uma parte dessa radiação atravessa a atmosfera chegando à superfície terrestre diretamente.

O fenômeno da difusão da radiação solar depende da quantidade e tamanho de moléculas e particulados que os raios solares atravessam em relação ao seu comprimento de onda. Para comprimentos de onda pequenos ($\lambda < 0,6 \mu\text{m}$) a teoria de Rayleigh nos diz que o coeficiente de espalhamento da radiação pode chegar à λ^{-4} [2].

O espalhamento devido a poeiras e moléculas de água dispersos na atmosfera não se aplica muito bem a teoria de Rayleigh. Uma segunda aproximação é dada pela equação de turvação de Angström [2] onde a transmitividade da atmosfera é dada pela equação:

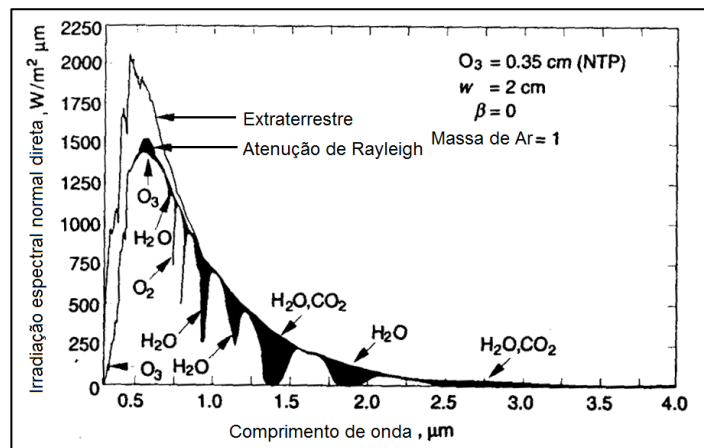
$$\tau_{a,\lambda} = \exp(-\beta \lambda^{-\alpha} m) \quad (2.13)$$

Onde β é o coeficiente de turvação que varia de 0 para dias limpos e 0,4 para dias bastante encoberto, α varia segundo o tamanho dos aerossóis na atmosfera, valores típicos de α giram em torno de 1,3, λ é o comprimento de onda em micrometros e m é a massa de ar que a radiação atravessa na atmosfera, $m=1$ ao meio dia e tem valores maiores ao nascer do sol e ao por do sol. O valor de m é estimado pela equação 2.14. [2]

$$m = \frac{1}{\cos \theta_z} \quad (2.14)$$

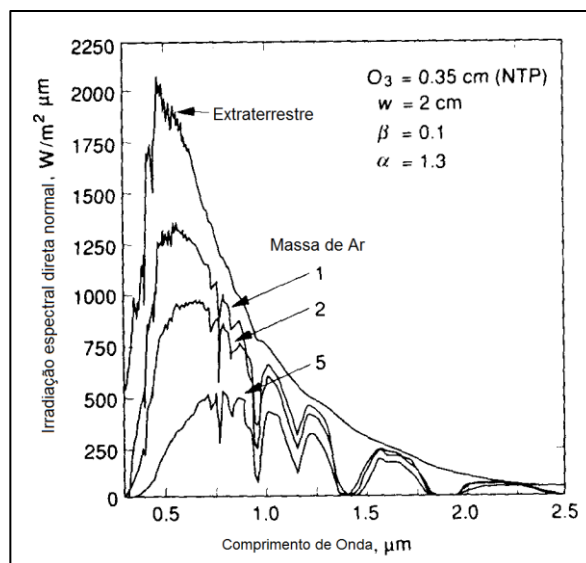
A atmosfera terrestre absorve a radiação solar, principalmente pelo efeito do ozônio O_3 , H_2O , CO_2 e O_2 . A camada de ozônio absorve principalmente os comprimentos de ondas menores, já H_2O e o CO_2 absorvem bastante na região infravermelha como mostra a Figura 2.11 [2]. A camada de ar atmosférico também influencia fortemente na absorção da radiação solar, como pode-se ver na Figura 2.12 que demonstra que quanto maior a camada da atmosfera maior é absorção, principalmente em pequenos comprimentos de onda.

Figura 2.11 – Atenuação da radiação solar devido o ozônio, H2O e CO2.



Fonte: [2]

Figura 2.12 – Atenuação da radiação solar devido a camada atmosférica.



Fonte: [2]

Uma maneira para se estimar a média da radiação solar que chega ao plano horizontal terrestre é a equação de modificada de Angström [2] (equação 2.15). Com ela pode-se estimar a radiação que chega no plano horizontal a partir da média da radiação extraterrestre e a média do tempo em que o sol está brilhando.

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_o} = a + b \frac{\bar{n}}{\bar{N}} \quad (2.15)$$

Onde H_o é a média do dia da radiação extraterrestre, H é a média da radiação que chega à superfície da terra, n é a quantidade de horas que o sol está brilhando, neste caso desconta-se o tempo em que o sol fica coberto pelas nuvens, N é a média diária em que o sol brilha naquele dia em horas e a e b são constantes que variam segundo a localização terrestre (Tabela 2.3).

Tabela 2.3 - Valores médios anuais dos coeficientes a e b da equação de Agstrom modificada para algumas regiões do Brasil.

Localização	a	b
Ilha Solteira - SP	0,2607	0,4713
Brasília - DF	0,278	0,498
Piracicaba - SP	0,18	0,62
Salvador – BA	0,25	0,39
Recife - PE	0,30	0,38
João Pessoa - PB	0,28	0,36
Teresina - PI	0,31	0,37
Fortaleza - CE	0,27	0,36
São Luiz - MA	0,26	0,33
Pelotas - RS	0,35	0,46
Botucatu - SP	0,24	0,47

Fonte: [3]

Outro método, agora, para estimar a quantidade de radiação direta que chega na superfície terrestre foi feita por Hottel [2], com base na transmitância da atmosfera. A transmitância $\tau_b = G_{bn}/G_{on}$, onde G_{bn} é a radiação que chega na superfície e G_{on} é a radiação extraterrestre (equação 2.12) é dada pela equação 2.16:

$$\tau_b = a_o + a_1 \exp\left(\frac{-k}{\cos\theta_z}\right) \quad (2.16)$$

Onde a_o , a_1 e k são padrões atmosféricos com 23 Km de visibilidade, para altitudes menores que 2,5 Km. Utiliza-se os fatores abaixo para encontrar os valores de a_o , a_1 e k onde A é a altitude do ponto em observação em quilômetros:

$$a_o^* = 0,4237 - 0,00821(6 - A)^2$$

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

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

Com a tabela 2.4 utiliza-se o fator de correção para o clima indicado. Onde $r_0 = a_o/a_o^*$, $r_1 = a_1/a_1^*$ e $r_k = k/k^*$, então para o céu limpo a radiação normal direta é dada pela equação 2.17:

Tabela 2.4 – Indica os valores de correção de r_0 , r_1 e r_k .

Tipo Climático	r_0	r_1	r_k
Tropical	0,95	0,98	1,02
Verões em Altitudes Médias	0,97	0,99	1,02
Verão Subártico	0,99	0,99	1,01
Invernos em Altitudes Médias	1,03	1,01	1,00

Fonte: [2]

$$G_{bn} = G_{on} \tau_b \quad (2.17)$$

No plano horizontal a radiação tem a forma:

$$G_{cb} = G_{on} \tau_b \cos\theta_z \quad (2.18)$$

Capítulo 3

RECEPTORES SOLARES, CONCENTRADOR E ABSORVEDOR

3.1. TIPOS DE CONCENTRADORES SOLARES

Os concentradores solares podem ter quatro diferentes arranjos: coletor parabólico tipo calha, concentradores tipo Fresnel, campos de Heliostat e concentradores parabólicos. Todos têm o objetivo de desviar os raios solares, através de espelhos ou superfícies altamente reflexivas, e focalizar a radiação em uma área reduzida podendo assim alcançar temperaturas muito elevadas em torno de 1500°C [3].

Com a radiação concentrada em uma pequena região pode-se transferir essa energia para um fluido de trabalho assim, podendo realizar os mais diversos processos tais como: gerar vapor, produzir energia elétrica, acionar equipamentos de refrigeração e gerar energia elétrica, sendo uma fonte totalmente limpa e sem emissões de gases poluentes.

Uma das desvantagens da utilização da energia solar é o fator de que essa fonte somente está disponível quando o sol está “brilhando”, ou seja, quando o dia está nublado e quando anoitece estas plantas não funcionam ou sua eficiência cai muito, por esses motivos algumas plantas como o campo de Heliostat transferem a energia da radiação concentrada para fluidos que mantêm as temperaturas elevadas por certo tempo, assim a planta pode continuar funcionando mesmo no começo da noite e quando o sol fica encoberto por nuvens. Sistemas parecidos são encontrados em concentradores parabólicos disco/Stirling em que gás natural é queimado para manter a temperatura da fonte quente podendo assim o sistema gerar energia mesmo a noite ou em dias nublados [3].

3.1.1. COLETOR PARABÓLICO TIPO CALHA

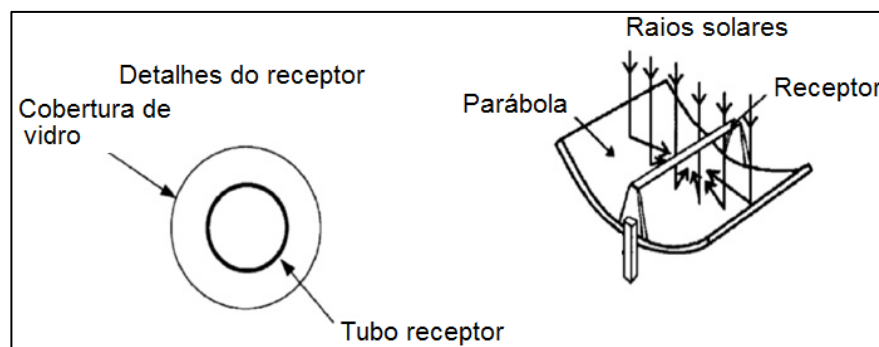
É o sistema mais conhecido [3] onde espelhos ou filmes de materiais reflexivos são montados em uma base em forma de calha, esta calha por sua vez concentra toda a radiação para um ponto (Figura 3.1). O concentrador tipo calha é conhecido também como concentrador linear assim como do tipo Fresnel, pois o foco dos espelhos forma uma linha sobre o qual é colocado o receptor.

No foco do concentrador é colocada uma tubulação com alta absortividade e baixa emissividade pintada de preto para que se absorva o máximo de radiação possível, para se evitar perdas por convecção envolve-se a tubulação por outra tubulação de vidro e no espaço anular é realizado vácuo para reduzir as perdas por convecção da tubulação.

Por dentro da tubulação pode-se utilizar água, óleo ou até mesmo líquidos ionizados que diminuem a corrosão dos componentes [3]. Para a produção de potência a água será evaporada e posteriormente passará por uma turbina, para acionar um equipamento ou para gerar energia elétrica, porém também se pode utilizar esta planta para gerar calor para algum processo que demande vapor. Na utilização do óleo ou do líquido ionizado, para geração de potência o fluido passa por uma caldeira para evaporar a água.

As calhas possuem apenas um eixo de controle que se move para manter os raios do sol perpendiculares à área de abertura. A estrutura das calhas deve ser rígida o suficiente para que os ventos não modifiquem sua posição.

Figura 3.1 – Coletor parabólico tipo calha.



Fonte: [3]

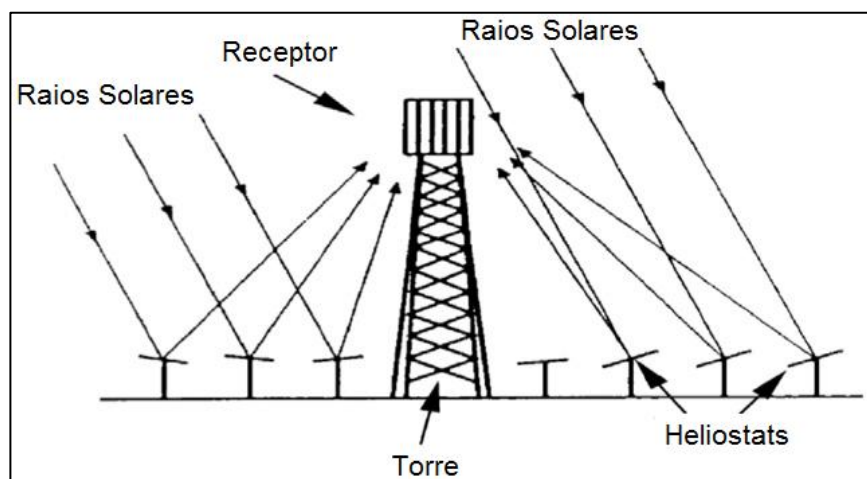
3.1.2. CAMPO DE HELIOSTAT

É o mais recente concentrador criado, é baseado em uma torre que recebe a radiação solar que é refletida por espelhos que ficam no solo (Figura 3.2). Cada espelho tem uma área que varia entre 50 e 150 m² [3] e é inclinado separadamente para direcionar os raios solares para o receptor que fica no alto de uma torre no centro do campo. O sistema Heliostat consegue alcançar grandes concentrações chegando a 1500 suns, alcançando temperaturas acima de 1500 °C [3].

Existem várias configurações de como é utilizado a energia concentrada no receptor. Por exemplo, água pode passar pelo receptor e gerar vapor e assim passar por uma turbina gerando energia elétrica, outras configurações utilizam o ar como fluido de trabalho intermediário onde ele é utilizado para gerar vapor em uma caldeira e assim produzir energia elétrica. Nos campos de Heliostat pode-se também utilizar fluidos que tem a capacidade de armazenar calor, sendo assim, pode-se gerar energia enquanto está anoitecendo e também evitar paradas quando o sol está encoberto.

Um grande problema do campo de Heliostat é o sistema de trajetória dos espelhos, esse sistema atua em dois eixos para manter sempre os raios solares concentrados no receptor, para isso cada espelho move-se independentemente e a estrutura dos espelhos deve ser bastante rígida para que os ventos não tirem a posição desviando os raios solares para outros pontos fora do receptor (torre).

Figura 3.2 – Campo de Heliostat.



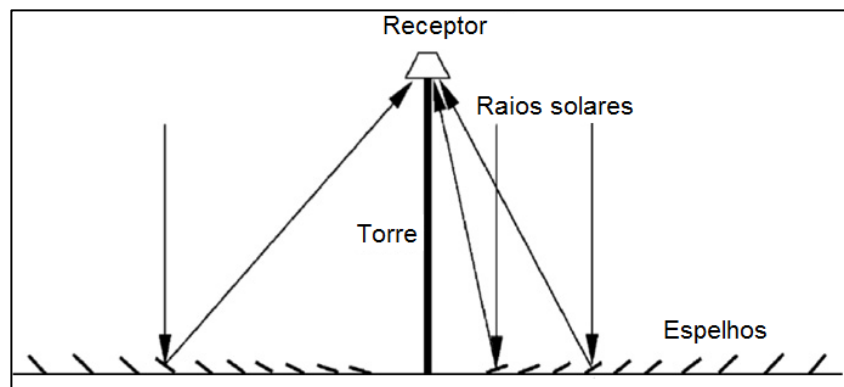
Fonte: [3]

3.1.3. CONCENTRADORES TIPO FRESNEL

Este tipo de concentrador é parecido com o parabólico tipo calha, a diferença entre eles é que o tipo Fresnel utiliza vários espelhos planos longos que são inclinados para realizar a concentração da radiação solar (Figura 3.3). Geralmente os receptores ficam de 10 a 15 m de altura [3]. Os fluidos de trabalho podem ser os mesmos utilizados no parabólico tipo calha.

O problema neste tipo de concentradores está no sombreamento que pode ocorrer entre os espelhos diminuindo a concentração da radiação. Estes espelhos podem ser ajustados em dois ou um eixo para seguir a trajetória do sol [3].

Figura 3.3 – Concentradores tipo Fresnel.

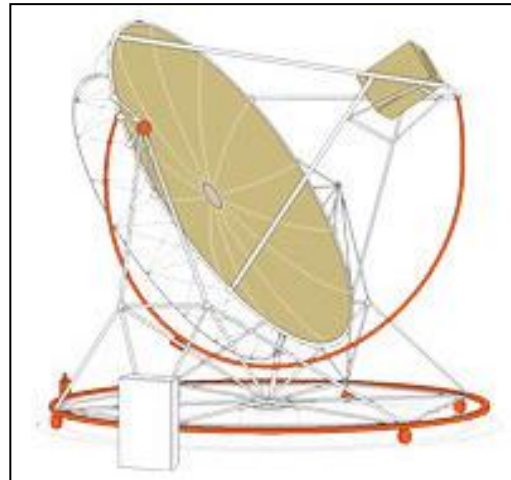


Fonte: [3]

3.1.4. CONCENTRADORES PARABÓLICOS

Os coletores parabólicos são coletores em forma de parábolas de revolução que concentram toda a radiação no foco da parábola. Eles podem ser construídos de várias maneiras possíveis, geralmente são feitos de uma parábola de espelhos de vidro, suporte para a parábola e o conjunto receptor motor Stirling e alternador e sistema de seguimento do sol (Figura 3.4).

Figura 3.4 – Concentrador disco parabólico.



Fonte: [3]

A construção desses equipamentos depende de uma série de fatores como: localização, custo, manutenção e etc. Por isso existem várias maneiras como a parábola é formada e de como é a sua estrutura, exemplos de coletores são mostrados na Figura 3.5.

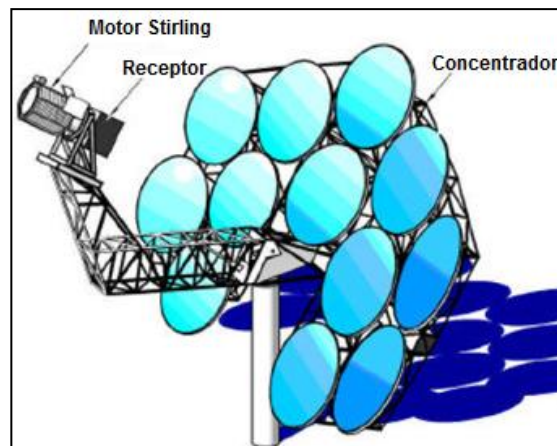
Figura 3.5 – Exemplos de coletores parabólicos.



Fonte: [4]

Para se reduzir o peso dos espelhos uma alternativa é a utilização de membranas poliméricas tensionadas altamente reflexivas. Estas membranas formam uma parábola pela evacuação do ar em seus compartimentos assim focalizando a radiação solar em um ponto [4], sendo assim, a estrutura para suportar o disco pode ser diminuída, diminuindo os custos.

Figura 3.6 – Coletor parabólico com membranas.



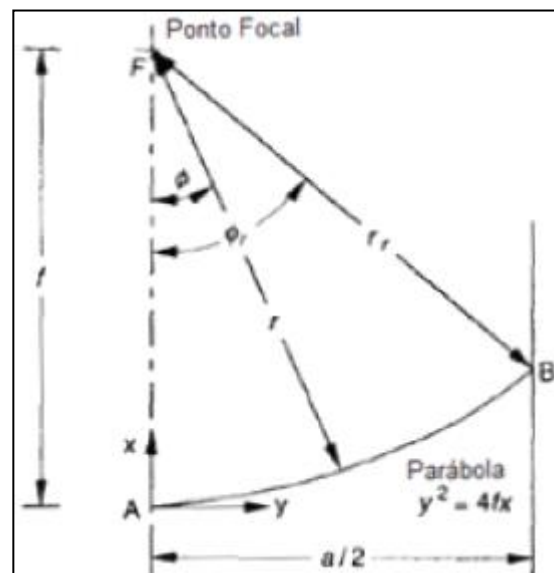
Fonte: [4]

Para o entendimento deste tipo de concentrador deve-se primeiro descrever as propriedades ópticas do concentrador e das imagens que ele produz.

A Figura 3.7 mostra a seção transversal da parábola, a equação que descreve a curva da é dada por:

$$y^2 = 4fx \quad (3.1)$$

Figura 3.7 – Seção transversal da parábola do disco parabólico.



Fonte: [2]

Onde o ponto B é a borda da parábola e assim máximo raio, para qualquer outro ponto da parábola o raio associado a este é descrito pela equação 3.2 [2]. Junto a

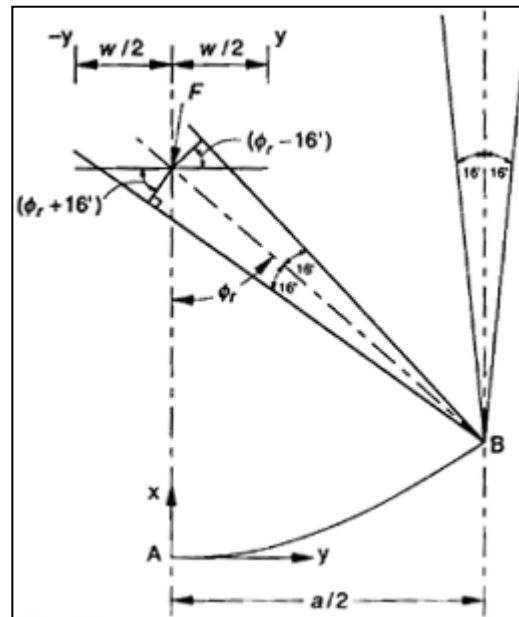
esta borda está associado o ângulo de borda φ_r que é formado pelos pontos AFB da Figura 3.7. Este ângulo é dado pela equação 3.3 [2]:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi} \quad (3.2)$$

$$\varphi_b = \tan^{-1} \left[\frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1} \right] = \sin^{-1} \left(\frac{a}{2r_b} \right) \quad (3.3)$$

Para o estudo do concentrador assumi-se que toda a radiação incidente está paralela ao plano central x-z da parábola, sendo assim, normal a área de abertura e que a radiação direta é um cone com ângulo de 32' ou 0,53° (ou meio ângulo de 16' ou 0,267°) [2] como mostra a Figura 3.8 e que a radiação refletida também é refletida como um cone com ângulo de 32'. Observa-se que ao invés de um ponto em que toda a radiação seria concentrada, na realidade, ocorre a formação de uma área com diâmetro W.

Figura 3.8 – Demonstra a formação da imagem no plano focal.



Fonte: [2]

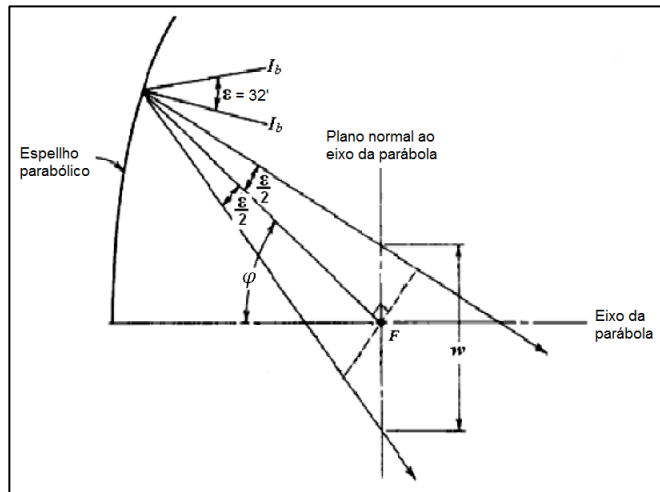
Podem-se colocar diferentes tipos de receptores no plano focal, porém o mais usual para aplicações com o ciclo Stirling são orifícios com diâmetro W que são definidos pelo de borda da parábola do disco.

O tamanho da imagem no plano focal é determinado pelo comprimento focal, já que a imagem no focal varia de D quando φ é igual a 0 para W quando $\varphi = \varphi_b$, e a abertura a é determinante no total de energia, então a imagem formada ou o fluxo de energia no receptor dependerá da taxa a/f .

3.1.4.1. Imagem Formada por Concentradores Perfeitos

Quando se considera um concentrador parabólico perfeito, um elemento diferencial da radiação, considerado um cone de ângulo de $32'$, incide perpendicularmente sobre a abertura do coletor é refletido em um similar cone de mesmo ângulo Figura 3.9. A intersecção do cone com o plano focal (receptor) forma a imagem e a forma desse elemento, a imagem total no plano focal é a soma de todas as imagens de todos os cones elementares que são refletidos.

Figura 3.9 – Imagem formada de um espelho parabólico perfeito.



Fonte: [9]

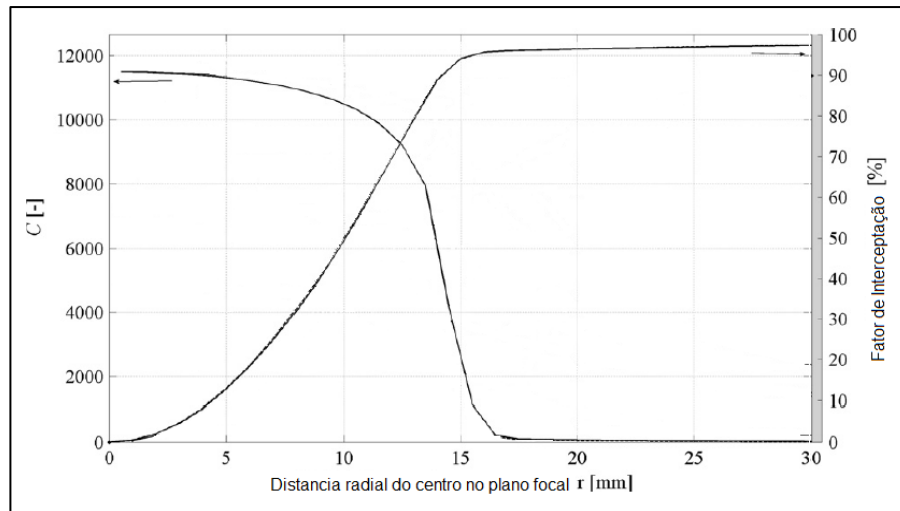
O tamanho da imagem W é dado pela equação [9]:

$$W = \frac{4f \tan\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)}{(1 + \cos \varphi) \cos \varphi} \quad (3.4)$$

A Figura 3.10 demonstra a distribuição do fluxo de energia sobre o plano focal de um coletor parabólico perfeito com ângulo de borda de 28° , onde nas abscissas tem-se a distância em relação ao centro da imagem formada no plano focal. A escala à esquerda demonstra a taxa de concentração $C = I(y)/I_b$, ou seja, a radiação que está

sendo recebida no plano focal pela radiação recebida na área de abertura, que cai quando afasta-se do centro da imagem, isto é, sai-se da imagem formada no plano focal. A escala à direita tem-se o fator de interceptação que nos mostra a quantidade de radiação, em porcentagem, que se tem recebido à medida que se distancia do centro da imagem.

Figura 3.10 - Fator de interceptação.

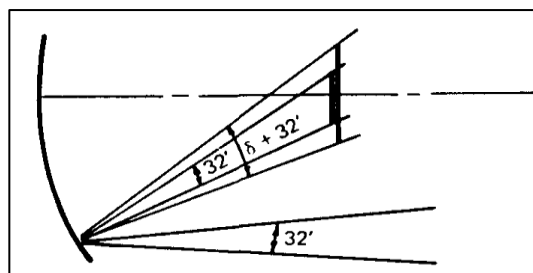


Fonte: [5]

3.1.4.2. Imagem Formada por Concentradores Imperfeitos

Para o caso de concentradores reais a reflexão dos raios solares não ocorre da mesma forma devido a erros, os raios solares são refletidos não mais com o mesmo ângulo de incidência de $32'$, agora são refletidos com $(32' + \delta)$ [2] como mostra a Figura 3.11, os valores das contribuições dos erros são vistos na tabela 3.1.

Figura 3.11 – Mostra o ângulo de dispersão devido as imperfeições do espelho.



Fonte: [2]

Tabela 3.1 - Erros de reflexão dos raios solares.

Tipo de erro	Desvio padrão do erro (δ)
Estrutural (inclinação)	(2,5 mrad) x 2
Sensor de trajeto	2 mrad
Unidade de trajeto	2 mrad
Alinhamento do receptor	2 mrad
Refletância especular	(0,25 mrad) x 2
Alinhamento dos raios solares	2.8 mrad

Fonte: [10]

O erro total associando a cada componente da tabela 3.1 é dado pela equação 3.5:

$$\delta_{total} = \sqrt{\delta_{incli}^2 + \delta_{sensor}^2 + \delta_{unid}^2 + \delta_{alin}^2 + \delta_{refle}^2 + \delta_{raios}^2} \quad (3.5)$$

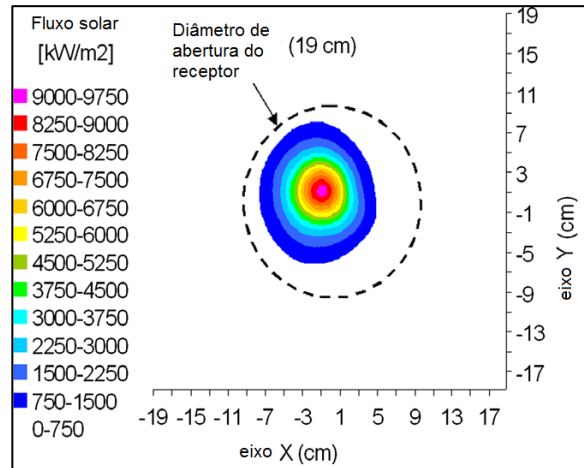
Assim o máximo erro de um sistema disco/Stirling será de 6,7 mrad, sistemas mais precisos têm cerca de 4 mrad de erros no espalhamento dos raios solares. Este espalhamento altera o tamanho da imagem formada no receptor aumentando-a, a nova imagem levando em consideração os erros é dada pela equação 3.6 onde n indica a o número de desvios padrões encontrado no sistema disco/Stirling.

$$W = \frac{4f \tan\left(n \frac{\delta_{total}}{2}\right)}{(1 + \cos \varphi) \cos \varphi} \quad (3.6)$$

Nepveu, ET AL [6], analisaram o fluxo térmico no plano focal de um concentrador parabólico com refletância de 94 % e um receptor com abertura de 19 cm e com fluxo térmico de 1000 W/m². A largura da imagem no plano focal (Figura 3.11) é menor que a abertura de 19 cm do receptor e ocorre uma concentração muito elevada próximo ao centro à esquerda que podem ser frutos de erros de posicionamento ou erros superficiais do coletor. Na Figura 3.12 mostra fluxo de energia através de um plano 12 cm atrás do plano focal, ou seja, 12cm atrás da Figura 3.11, neste plano a imagem formada já está fora do diâmetro de 30 cm, ou seja, a radiação está incidindo sobre as paredes do receptor e a concentração não é mais uniforme como no plano focal. O hexágono na Figura 3.12 é a forma do absorvedor que Nepveu ET AL [6] utilizaram para atuar como fonte quente do motor

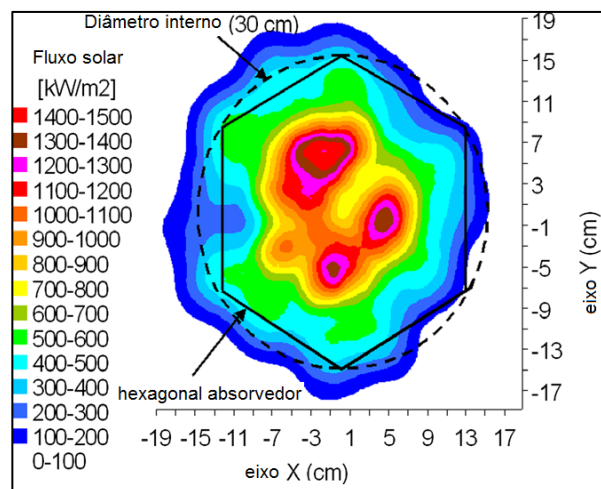
Stirling, o absorvedor é o elemento responsável por receber a energia da radiação e transferir para o fluido de trabalho do ciclo Stirling.

Figura 3.12 - Fluxo Térmico no plano focal.



Fonte: [6]

Figura 3.13 - Fluxo térmico 12 cm atrás do plano focal.



Fonte: [6]

3.2. RECEPTOR E ABSORVEDOR

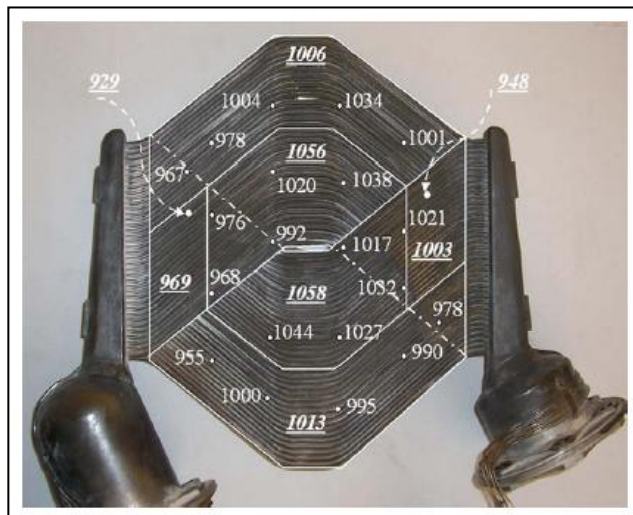
O receptor e o absorvedor são elementos fundamentais para o bom funcionamento do sistema disco/Stirling, pois eles são responsáveis por receber e transferir a energia solar para o fluido de trabalho, isto é fazer a ligação entre a energia solar e o

motor Stirling. E nesses elementos ocorrem perdas de energia que devem ser levadas em consideração para o bom rendimento do sistema disco/Stirling.

O absorvedor do disco/Stirling pode ter duas configurações, uma é o absorvedor tipo hexagonal Figura 3.14, que são tubos de inconel onde a radiação é incidida diretamente sobre os tubos [4]. No interior dos tubos passa o fluido de trabalho que é aquecido, dois tipos de perdas estão associados a este tipo de absorvedor, a condução dos tubos de inconel e a re-emissão de radiação devido ao aquecimento dos tubos.

A desvantagem deste tipo de absorvedor é a heterogeneidade da distribuição da temperatura que pode ser vista na Figura 3.14, isto causa maiores perdas devido à condução ao longo dos tubos diminuindo a eficiência do absorvedor.

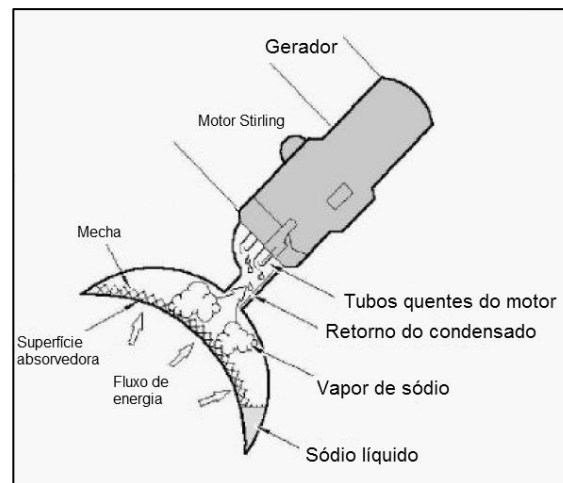
Figura 3.14 - Absorvedor tipo hexagonal com as temperaturas em cada ponto.



Fonte: [6]

Outro tipo comum na utilização de disco/Stirling é o absorvedor do tipo refluxo Figura 3.15, neste tipo de absorvedor há uma poça de metal, por exemplo, sódio que se vaporiza e condensa nos tubos quentes do motor Stirling, o condensado desce por gravidade e retorna à poça. A vantagem deste tipo de absorvedor é a maior uniformidade da temperatura na parte quente do motor [4].

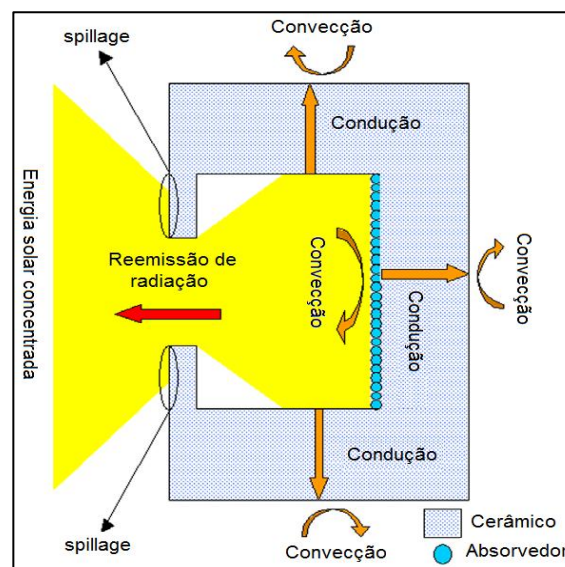
Figura 3.15 - Absorvedor tipo refluxo.



Fonte: [4]

Os receptores são responsáveis por receber a radiação vinda do coletor parabólico, são basicamente orifícios que ficam no plano focal, geralmente feitos de cerâmicos, já que estes materiais são bons isolantes térmicos. O esquema do receptor é mostrado na Figura 3.16.

Figura 3.16 - Esquema do receptor.



Fonte: [6]

Pela Figura 3.16 o receptor apresenta perdas de calor por condução, convecção e reemissão radiação. Assumindo que a temperatura interna do receptor é T_{w1} e que o receptor seja um cilindro as perdas pela convecção externa e pela condução pela parede são dadas pelas equações abaixo [6]:

$$\theta_{conv e} = \frac{(T_{wi} - T_{\infty})}{Rt^{Cdt,1} + Rt^{Cdt,2}} \quad (3.7)$$

Onde:

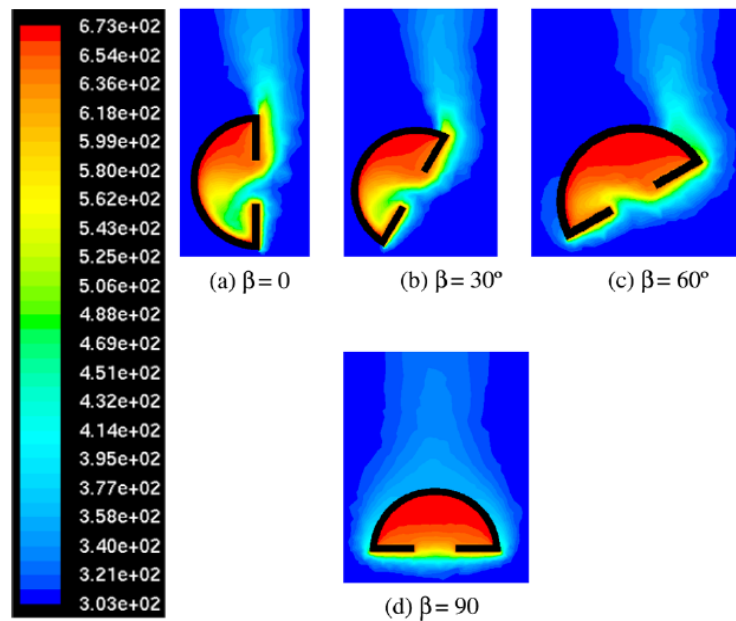
$$Rt^{Cdt,1} = \frac{1}{h_{\infty}S_l} + \frac{1}{k_{cer}2\pi L_i} \ln\left(\frac{D_{cav} + 2t_{cer}}{D_{cav}}\right) \quad (3.8)$$

E para a região atrás do absorvedor:

$$Rt^{Cdt,2} = \frac{1}{h_{\infty}S_s} + \frac{t_{cer}}{k_{cer}S_s} \quad (3.9)$$

Outra parte importante do receptor é o *spillage*, um anteparo colocado para que as perdas pela convecção no interior do receptor sejam diminuídas (Figura 3.16). Reddy e Kumar [7] realizaram simulações matemáticas em receptores onde a temperatura interna da cavidade foi mantida a 700°C em um meio com temperatura externa de 30°C. Eles variaram a posição do receptor e também no tamanho do *spillage*. A Figura 3.17 mostra o primeiro experimento demonstrando como varia a temperatura no interior do receptor variando a sua inclinação. Quanto mais a entrada do receptor está voltada para baixo menor é a perda por convecção no interior do receptor devido a estagnação do ar no interior da cavidade [7].

Figura 3.17 - Variação da temperatura com a inclinação do receptor.

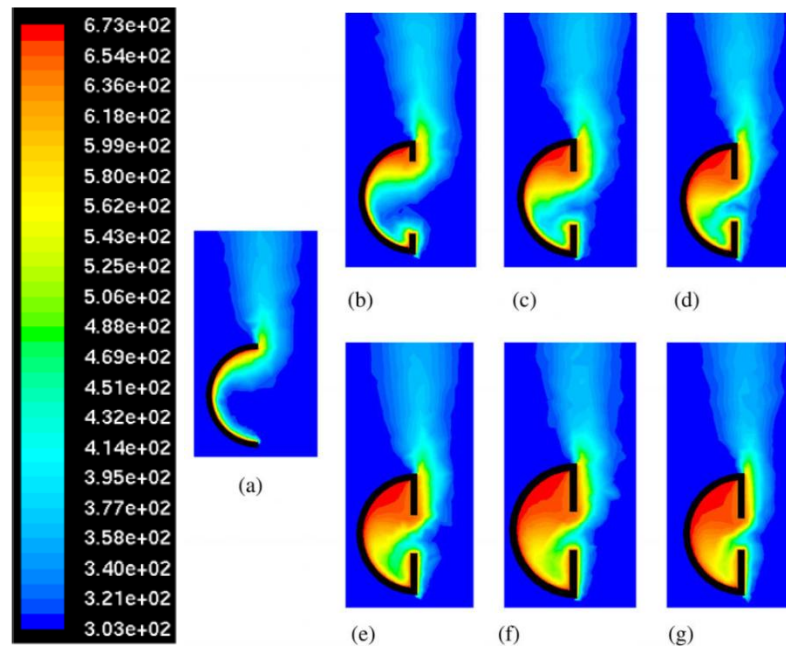


Fonte: [7]

No segundo ensaio Reddy e Kumar [7] variaram o tamanho do *spillage*, como mostrado na Figura 3.18. Nota-se que quanto maior o *spillage* menor é a perda

devido à convecção, pois o ar externo frio não consegue mais adentrar no receptor tão facilmente como ocorre na utilização de um *spillage* pequeno, porém, quanto maior for o *spillage* menor será a radiação que entra no receptor diminuindo assim a eficiência do sistema.

Figura 3.18 - Variação da temperatura com o tamanho do spillage.



Fonte: [7]

Para o cálculo das perdas por convecção interna Reddy e Kumar [7] desenvolveram a seguinte relação para o número de Nusselt Nu :

$$Nu = 0,698 Gr_D^{0,209} (1 + \cos \beta)^{0,968} \left(\frac{T_{w1}}{T_\infty} \right)^{-0,317} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,425} \quad (3.10)$$

Em que Gr_d é o número de Grashov dado pela equação 3.11 [1]:

$$Gr_D = \frac{g\beta(T_{w1} - T_\infty)D^3}{\nu^2} \quad (3.11)$$

Em que g (m/s^2) é a aceleração da gravidade, β (K^{-1}) é o inverso da temperatura de filme, isto é, a média de T_{w1} e T_∞ , D (m) é o diâmetro interno da cavidade, e ν (m^2/s^2) é a viscosidade cinemática dada pela equação 3.12 ar [20].

$$\nu = \frac{bRT^{\frac{5}{2}}}{(S + T)P} \quad (3.12)$$

Onde $b = 1,458 \times 10^{-6} \text{ kg}/(\text{m s K}^{1/2})$, $R = 0,2869 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ é a constante dos gases para o ar, $S = 110,4 \text{ K}$, $P = 101,5 \text{ kPa}$ é a pressão atmosférica e T é a temperatura de filme em K. Lembrando que, k_f varia com a temperatura como mostra a equação 3.13, onde T é a temperatura de filme dada em °C.

$$k_f = 0,024 + 0,00007T \quad (3.13)$$

Equação 3.10 é válida para os seguintes parâmetros:

$$5,663 \times 10^6 \leq Gr_d \leq 7,166 \times 10^7$$

$$0,3 \leq d/D \leq 0,5$$

$$0 \leq \beta \leq 90^\circ$$

$$1,91 \leq T_{w1}/T_\infty \leq 3,0$$

Como o número de Nusselt é igual à [1]:

$$Nu = \frac{h_{covi} D_{cav}}{k_f} \quad (3.14)$$

Onde h_{covi} é o coeficiente de convecção interno ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), D_{cav} é o diâmetro interno da cavidade (m) e k_f é a condutividade térmica do ar (W/mK). Com o valor de h_{covi} pode-se estimar a perda por convecção no interior do receptor como sendo [1]:

$$\theta_{covi} = h_{covi} \frac{\pi D^2}{4} (T_{w1} - T_\infty) \quad (3.15)$$

A última perda no receptor se deve à re-emissão de radiação do absorvedor, já que este equipamento está operando em temperaturas elevadas as perdas por radiação devem ser consideradas. A perda de energia devido à re-emissão é dada pela transferência de calor por radiação como sendo [1]:

$$\theta_{rad} = A \varepsilon \sigma (T_{w1}^4 - T_\infty^4) \quad (3.16)$$

Onde ε é a emissividade do absorvedor, A é a área do absorvedor e σ é a constante de Stefan-Boltzman.

Capítulo 4

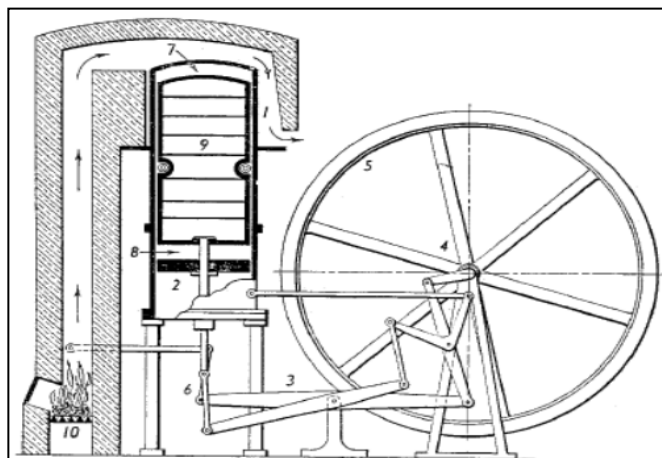
MOTOR STIRLING

4.1. HISTÓRICO DO MOTOR STIRLING

Em 1816 Robert Stirling desenvolveu o projeto de um motor de combustão externa de ciclo fechado, isto é, a potencia gerada é oriunda do processo de aquecimento e resfriamento da superfície externa do(s) cilindro(s), proporcionando consideráveis gradientes de temperatura no gás de trabalho e não pela queima e explosão no interior do(s) cilindro(s), como é o caso dos motores de combustão interna. Este conceito esteve tão avançado cientificamente que pelo menos 30 anos se passaram sem quem ninguém pudesse entender o funcionamento do motor por completo. [9]

A patente original nº 4081 de 1816 tinha o 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 – Melhorar para Redução do Consumo de Combustível, e em Particular um Motor Capaz de ser Aplicado ao Movimento de Maquina com um Principio Completamente Novo”. Nesta patente, Robert Stirling descrevia a construção e o uso do regenerador pela primeira vez na história, assim como uma descrição do primeiro motor de ciclo fechado [8].

Figura 4.1 - Reprodução do motor Stirling original da patente de 1816.



Fonte: [8]

Neste motor, calor é gerado pela queima de um combustível em uma fornalha, os gases da combustão sobem e passam pela parte quente do motor “7” e sai em uma chaminé em “1” (Figura 4.1). Em “7”, está posicionada a parte quente do motor Stirling. O pistão de deslocamento “9” é o responsável por deslocar o fluido de trabalho do espaço de expansão para o de compressão. O pistão “2” 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. [8]

O auge na produção de motores Stirling ocorreu graças a John Ericsson, um engenheiro e inventor sueco. Ele obteve sucesso fabricando um motor Stirling prático, sendo vendidas aproximadamente 2000 unidades, numa faixa de potência entre 0,5 a 5 hp, por volta de 1850 na Inglaterra e nos Estados Unidos. Depois disso, vários motores Stirling foram feitos com maiores potências e eficiências. Entretanto, a capacidade dos motores Stirling produzidos neste período era inferior comparado aos motores Otto e Diesel. O motor Otto foi inventado em 1877 e o motor diesel em 1893. [9]

Os motores Stirling requeriam uma atenção especial em sua manufatura, requerendo tolerâncias mais estreitas do que as requeridas pelos motores de combustão interna. A combinação de um menor custo de manufatura e uma maior potência gerada pelos motores de combustão interna levou ao desaparecimento comercial do motor Stirling. Por muitos anos do século XX, os motores Stirling ocuparam um papel relativamente pouco relevante entre os tipos de motores usados neste período. [9]

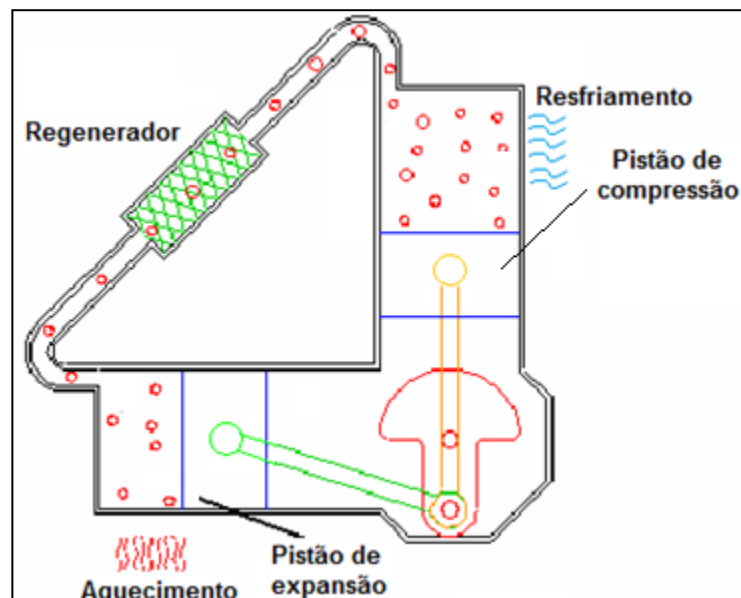
São geralmente chamados de motor a ar e são caracterizados pela confiabilidade e segurança, porém baixa potência específica. Em 1930, pesquisadores da Philips Company, na Holanda, reconheceram várias possibilidades neste antigo motor, e utilizaram modernas técnicas de engenharia para a sua fabricação. Desde então, a Philips Company investiu milhões de dólares, criando uma posição de destaque para a tecnologia de motores Stirling. Os desenvolvimentos realizados geraram motores com bom funcionamento, silenciosos, com elevada eficiência e com a possibilidade de usar qualquer fonte de calor. [9]

4.2. TIPOS DE MOTORES STIRLING

4.2.1. MOTOR STIRLING TIPO ALFA

Na configuração Alfa, Figura 4.2, o motor possui dois pistões separados por um regenerador, nessa configuração os pistões são montados de forma que o ângulo entre eles seja de 90° . Embora possua a configuração mais simples, o motor Alfa apresenta a desvantagem de ambos os pistões necessitarem de vedação por conter gás de trabalho. Esses motores podem ser construídos em configurações compactas, com múltiplos cilindros e elevadas potências de saída, condições estas necessárias na geração de energia elétrica.

Figura 4.2 - Motor Stirling tipo Alfa.



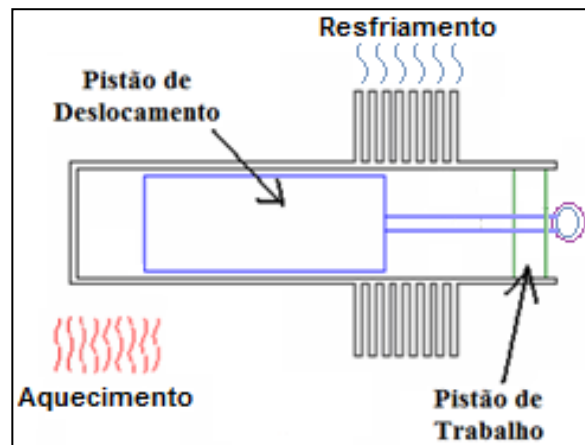
Fonte: [10]

4.2.2. MOTOR STIRLING TIPO BETA

Na configuração Beta, o pistão de deslocamento 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

potencia que no motor Stirling tipo Gama. Entretanto, as hastes do pistão de deslocamento e do pistão de trabalho estão alinhadas, o que torna o mecanismo complexo. No interior do cilindro está o regenerador. Os motores pequenos não costumam conter regenerador, e existe uma folga de alguns décimos de milímetros entre o pistão de deslocamento e o cilindro para permitir a passagem do gás de trabalho.

Figura 4.3 - Motor Stirling tipo Beta.

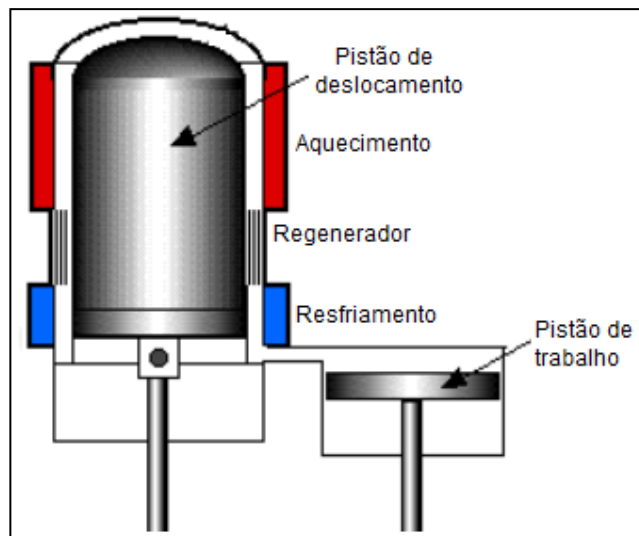


Fonte: [10]

4.2.3. MOTOR STIRLING TIPO GAMA

O motor Gama possui um pistão de deslocamento similar ao do motor Beta, porém este é montado em outro cilindro sendo mais fácil de construir. Essa configuração apresenta a vantagem de separar a parte quente, que é associada ao pistão de deslocamento, do espaço de compressão, associado ao pistão de trabalho. Comparado com o motor tipo Beta, o seu mecanismo é mais simples, e ajustes na taxa de compressão e incremento da área de transferência de calor, são relativamente fáceis de obter. Apresenta, entretanto, volumes mortos maiores, além do fato de parte do processo de expansão ocorrer no espaço de compressão, causando redução na potência de saída.

Figura 4.4 - Motor Stirling tipo Gama.



Fonte: [10]

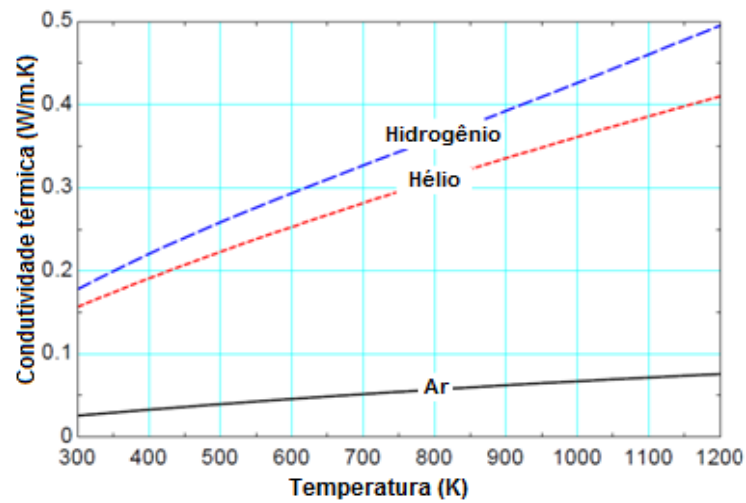
4.3. FLUIDOS DE TRABALHO PARA MOTORES STIRLING

Os fluidos de trabalho comumente utilizados em motores Stirling consistem de ar, hélio ou hidrogênio. A seleção de um fluido de trabalho específico é baseado nas seguintes propriedades do fluido:

- Condutividade térmica;
- Calor específico;
- Densidade;
- Viscosidade.

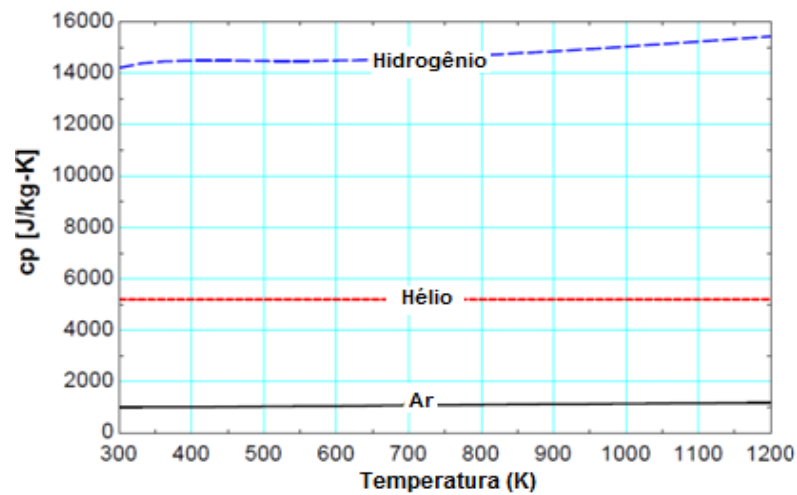
Um fluido de trabalho com uma maior condutividade térmica e calor específico irá aprimorar as capacidades de transferência de calor do gás e melhorar a eficiência das trocas de calor. Um fluido de trabalho com uma menor densidade e viscosidade irá reduzir a queda de pressão através do regenerador, espaço de trabalho e espaço morto e consequentemente melhorar a eficiência do motor.

Gráfico 4.1 - Variação da condutividade térmica dos fluidos de trabalho com a temperatura.



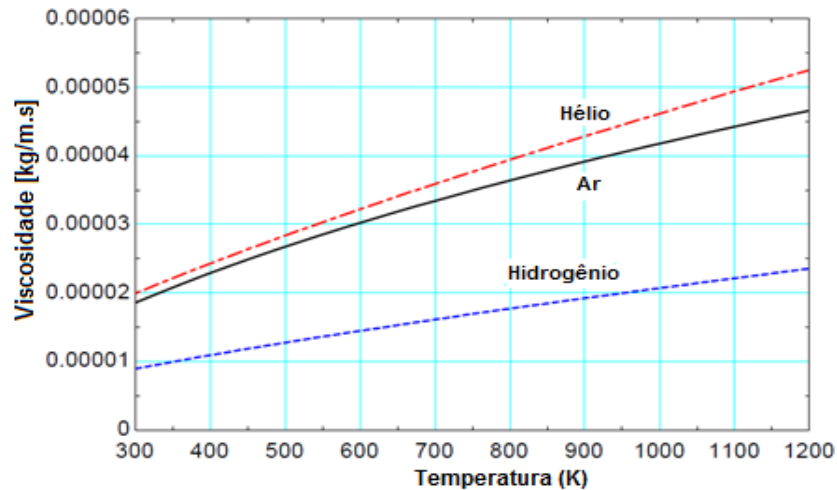
Fonte: [10]

Gráfico 4.2 - Variação do calor específico dos fluidos de trabalho com a temperatura.



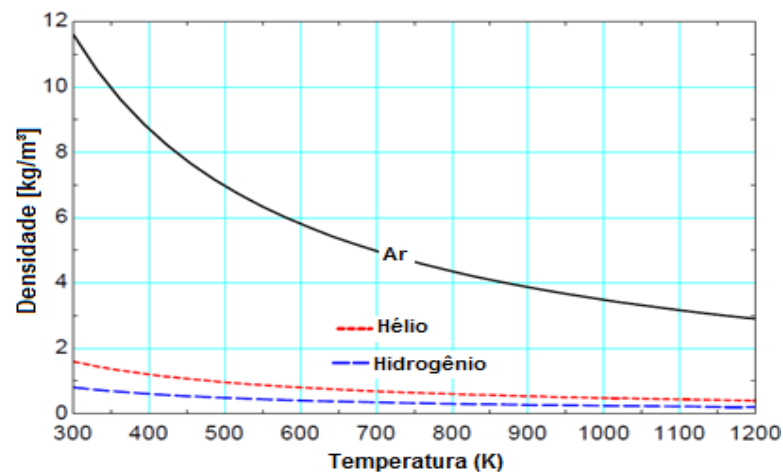
Fonte: [10]

Gráfico 4.3 - Variação da viscosidade dos fluidos de trabalho com a temperatura.



Fonte: [10]

Gráfico 4.4 - Variação da viscosidade dos fluidos de trabalho com a temperatura.



Fonte: [10]

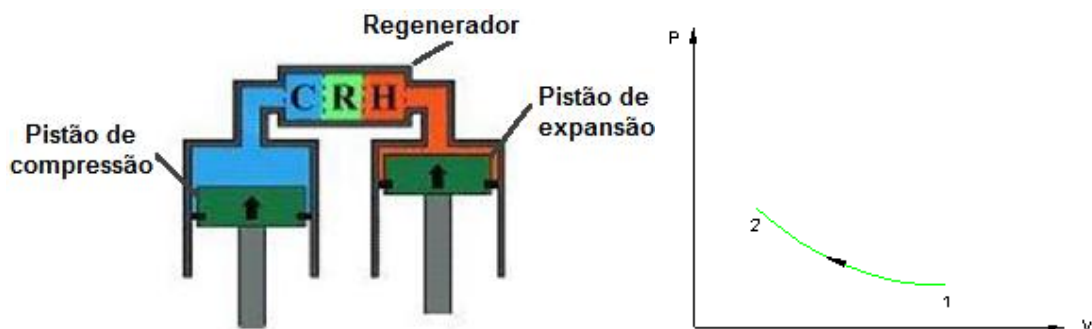
4.4. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

4.4.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM MOTOR TIPO ALFA

O ciclo de trabalho básico do motor Stirling tipo Alfa é ilustrado nas Figuras 4.6 à 4.9. O ciclo é dividido em quatro partes. É interessante observar a defasagem entre os pistões de compressão e de expansão de 90° . Portanto, tem-se:

1→2. Compressão Isotérmica: Neste processo, ambos os pistões (compressão e expansão) se movem para cima, realizando trabalho de compressão sobre o gás de trabalho, enquanto calor é rejeitado para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;

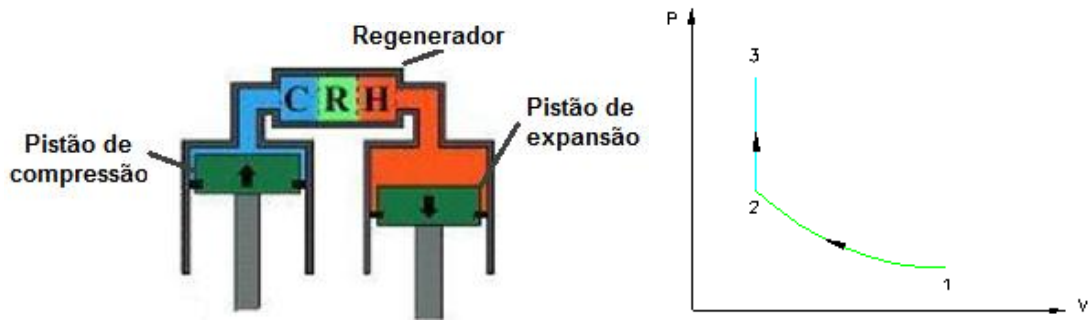
Figura 4.5 - Compressão em Motor Stirling tipo Alfa.



Fonte: [9]

2→3. Aquecimento a volume constante: O pistão de compressão vai até o ponto morto superior, enquanto o pistão de expansão se movimenta para baixo. Com isso o gás de trabalho passa para o espaço de expansão, sendo aquecido pela fonte externa aumentando a pressão;

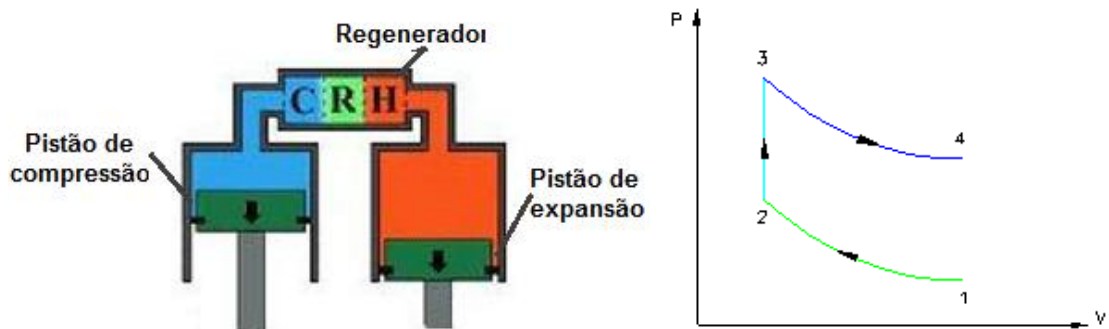
Figura 4.6 - Aquecimento em Motor Stirling tipo Alfa.



Fonte: [9]

3→4. Expansão Isotérmica: Neste processo, ambos os pistões (compressão e expansão) se movem para baixo, expandindo o gás e realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, pois durante a expansão o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;

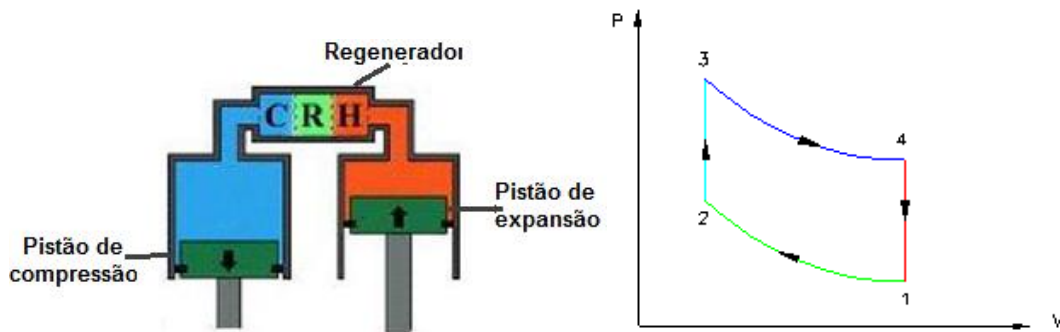
Figura 4.7 - Expansão em Motor Stirling tipo Alfa.



Fonte: [9]

4→1. Rejeição de calor a volume constante: O pistão de compressão se movimenta até o ponto morto inferior, enquanto o pistão de expansão se movimenta para cima. Com isso, o gás de trabalho passa para o espaço de compressão, tendo calor rejeitado pelo sistema de resfriamento, reduzindo a sua pressão até a condição 1.

Figura 4.8 - Rejeição de calor em Motor Stirling tipo Alfa.



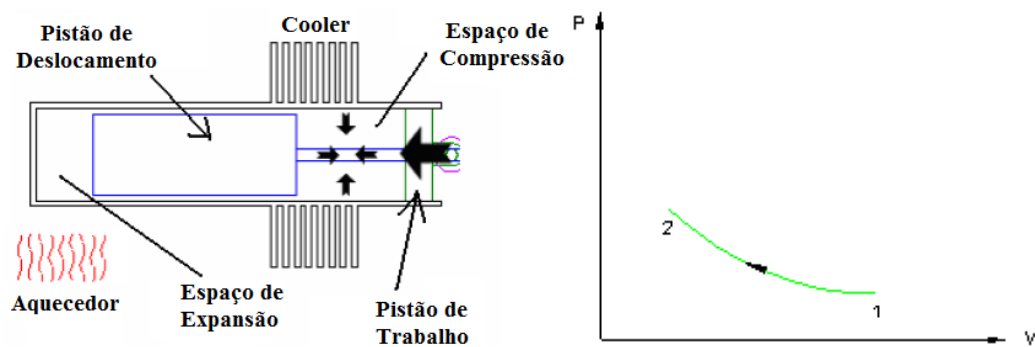
Fonte: [9]

4.4.2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM MOTOR TIPO BETA

O ciclo de trabalho básico do motor Stirling tipo Beta é ilustrado nas Figuras 4.10 à 4.13. O ciclo é dividido em quatro partes:

1→2. O pistão de trabalho é movimentado para a esquerda e o gás é comprimido. O gás é resfriado, com o objetivo de realizar a compressão a temperatura constante;

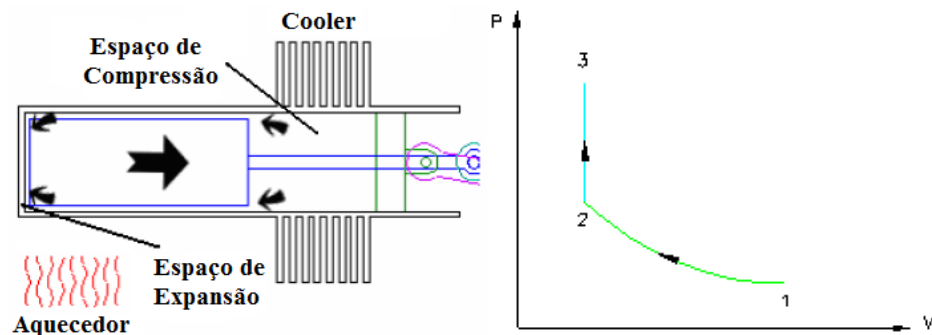
Figura 4.9 - Compressão em Motor Stirling tipo Beta.



Fonte: [11]

2→3. O pistão de deslocamento é movimentado para a direita, forçando o gás a passar através do canal de conexão para o volume quente, onde o gás é aquecido e sua pressão aumenta. Porém é importante notar que o volume nesse processo é constante;

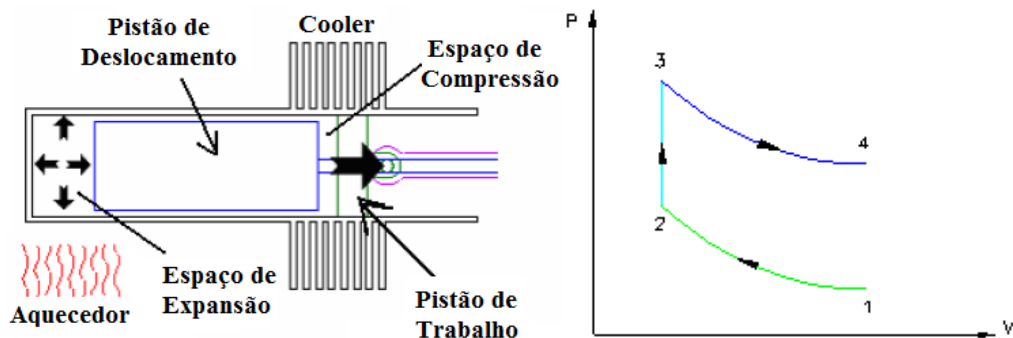
Figura 4.10 - Aquecimento em Motor Stirling tipo Beta.



Fonte: [11]

3→4. Ambos os pistões movimentam para a direita, devido à expansão do gás. O gás é aquecido pela fonte quente com o objetivo de se obter uma expansão a temperatura constante;

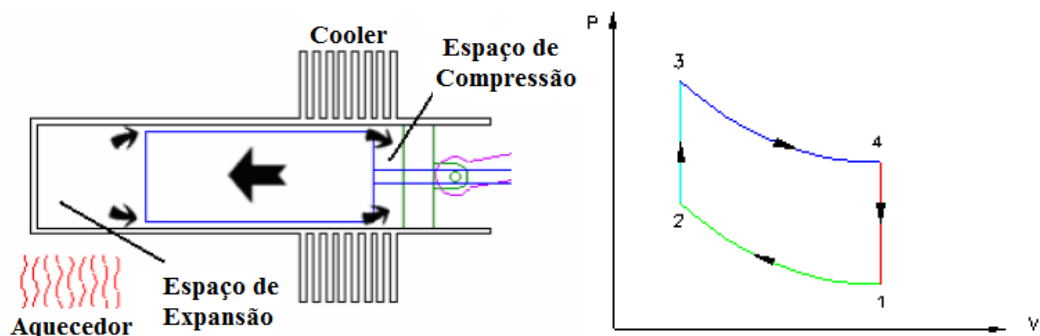
Figura 4.11 - Expansão em Motor Stirling tipo Beta.



Fonte: [11]

4→1. O pistão de deslocamento é movimentado para a esquerda, forçando o gás a passar pelo canal de conexão para o volume frio, onde o gás é resfriado pela água de resfriamento. Quando o gás é resfriado, sua pressão reduz até a pressão inicial. É importante notar que o volume neste processo é constante.

Figura 4.12 - Rejeição de calor em Motor Stirling tipo Beta.



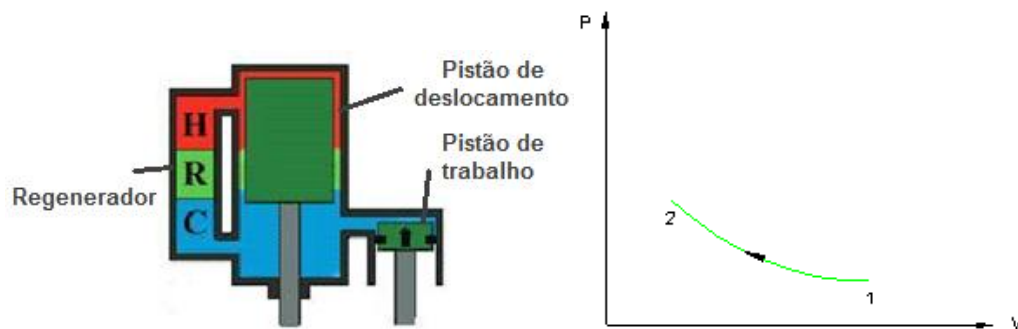
Fonte: [11]

4.4.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM MOTOR TIPO GAMA

Para o motor Stirling tipo Gama, tem-se:

1→2. Compressão Isotérmica: O pistão de trabalho é movimentado para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho, enquanto rejeita-se calor para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;

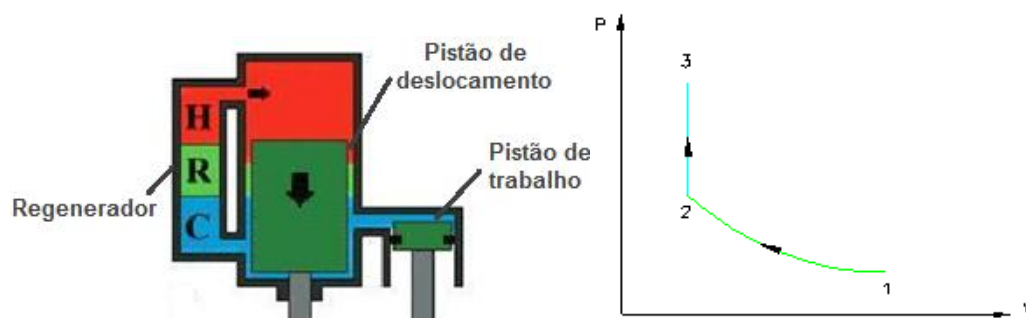
Figura 4.13 - Compressão em Motor Stirling tipo Gama.



Fonte: [10]

2→3. Aquecimento a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para baixo, fazendo com que o fluido de trabalho se direcione para o espaço de expansão, recebendo calor da fonte externa e elevando a pressão;

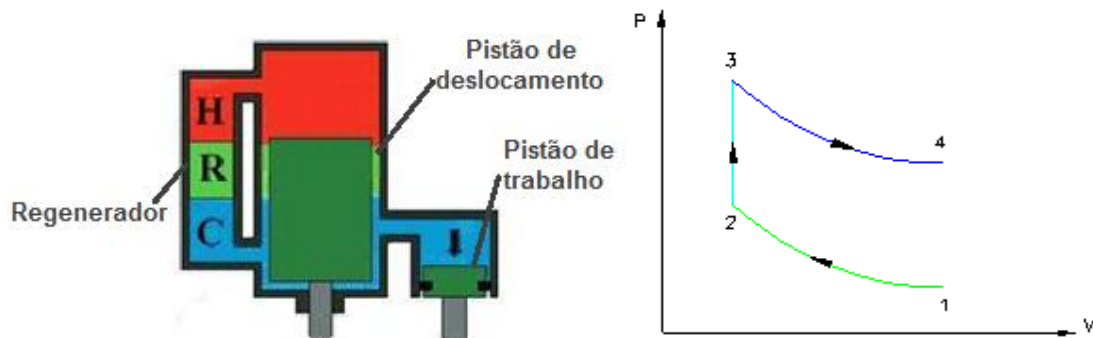
Figura 4.14 - Aquecimento em Motor Stirling tipo Gama.



Fonte: [10]

3→4. Expansão Isotérmica: Com o aumento da pressão do motor, o pistão de trabalho é movimentado para baixo, realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, sendo que durante a expansão, o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;

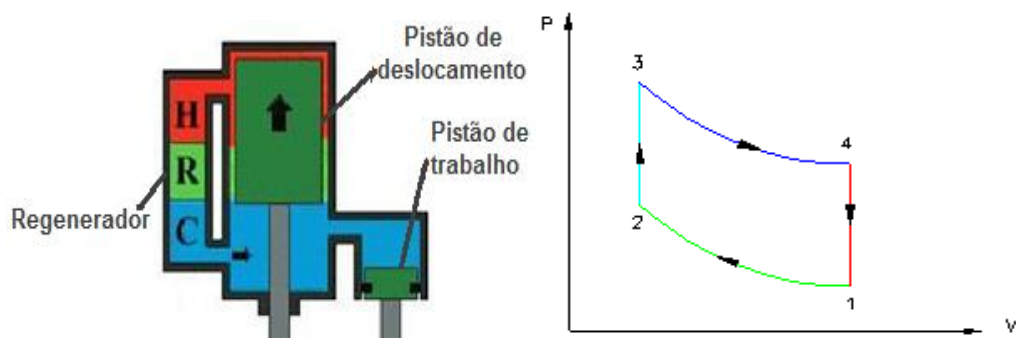
Figura 4.15 - Expansão em Motor Stirling tipo Gama.



Fonte: [10]

4→1. Rejeição de calor a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para cima, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de compressão, rejeitando calor para o sistema de resfriamento, e reduzindo a sua pressão até a condição 1.

Figura 4.16 - Rejeição de calor em Motor Stirling tipo Gama.



Fonte: [10]

4.5. MOTOR STIRLING E ENERGIA SOLAR

As características operacionais dos motores Stirling não variam muito em função do tipo de motor analisado, então todos os tipos de motor Stirling podem ser utilizados para a geração de energia elétrica utilizando energia solar.

O motor Stirling tipo alfa é o mais utilizado, pois é mais fácil de construir e fornece grande potência de saída, por este motivo no presente trabalho será utilizado um motor Stirling tipo alfa para realizar a análise de geração de energia elétrica utilizando energia solar.

O tipo beta apresenta uma configuração que implica em complexidade construtiva, elevando o seu custo de fabricação e o motor tipo gama possui uma configuração de fácil construção, porém sua potência de saída não é muito elevada.

Empresas que trabalham diretamente com geração de energia elétrica utilizando motores Stirling e energia solar estão desenvolvendo novos motores Stirling baseados nos três tipos de motores apresentados anteriormente. Essas novas configurações estão sendo estudadas e trabalhadas para tornar o motor mais eficiente e produtivo.

4.6. VANTAGENS

- Capacidade de utilização de vários combustíveis;
- Funcionamento silencioso;
- Baixo desgaste interno e consumo de lubrificante;
- Diferentes arranjos físicos;
- Grande Valor de Eficiência;
- Simplicidade;
- Menor impacto ambiental.

Capacidade de utilização de vários combustíveis: Os motores Stirling requerem, para o seu funcionamento, qualquer tipo de energia calorífica. Esta energia pode ser obtida através de várias maneiras: de combustíveis fósseis como o petróleo, álcool, ou até mesmo carvão; energias renováveis como, por exemplo, a solar. A sua eficiência varia dependendo da sua fonte de energia. [12]

Funcionamento silencioso: Nos motores Stirling não há válvulas, nem muitos elementos móveis ou explosões periódicas, o que causa um baixíssimo nível de ruído e vibração, permitindo o seu uso em áreas urbanas.

Baixo desgaste interno e consumo de lubrificante: Os produtos da combustão não entram em contacto direto com as partes móveis do motor (combustão externa). Por conseguinte, não há contaminação do lubrificante como nos motores a Diesel. [12]

Diferentes arranjos físicos: Os elementos essenciais num motor Stirling são: cilindros, um para expansão e o outro para compressão e regenerador. Estes componentes, aparentemente simples, podem ser dispostos de diversas maneiras possibilitando uma grande adequação ao espaço físico.

Grande Valor de Eficiência: Ao contrário do motor convencional de combustão o motor Stirling utiliza uma fonte de energia contínua permitindo um maior rendimento, pois não existem tantas perdas.

Simplicidade: O motor Stirling surpreende pela sua simplicidade, pois consiste em duas câmaras com diferentes temperaturas que aquecem e arrefecem de forma alternada.

Menor impacto ambiental: Como funciona com uma fonte de energia externa, não havendo combustão, os poluentes resultantes são muito menores do que a utilização de outros tipos de motores (admitindo o uso de combustíveis), é possível a utilização de energias renováveis para o motor funcionar e tem um maior rendimento que qualquer outro tipo de motor. [12]

4.7. DESVANTAGENS

- Custo;
- Dificuldade na sua perfeita vedação;
- Fonte de calor;
- Variação da velocidade de rotação.

Custo: É a principal desvantagem do motor Stirling. É aproximadamente duas vezes mais caro se comparado com um motor a Diesel com a mesma potência.

Dificuldade na sua perfeita vedação: Os motores Stirling necessitam de uma boa vedação nos cilindros para evitar a contaminação do gás de trabalho pelo lubrificante. O rendimento do motor é maior com altas pressões, conforme o gás de trabalho, porém quanto maior a pressão de trabalho maior é a dificuldade de vedação dos cilindros. [12]

Fonte de calor: A fonte de calor para o motor stirling é externa, fazendo com que o motor demore um pouco a responder às mudanças de calor que são aplicadas aos cilindros, pois o calor demora a ser conduzido através das paredes dos mesmos.

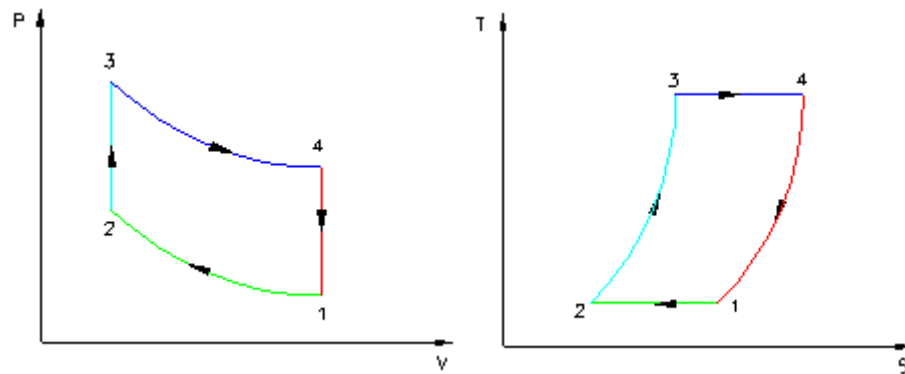
Variação da velocidade de rotação: A sua maior desvantagem consiste na dificuldade de dar partida e variar a sua velocidade de rotação rapidamente, por esta razão é complicado empregar este tipo de motor nos veículos, como por exemplo, carros e caminhões. [12]

Capítulo 5

O CICLO STIRLING IDEAL

O ciclo Stirling consiste em quatro processos, compressão e expansão isotérmica e rejeição de calor e aquecimento isovolumétrico, como mostra a Figura 5.1.

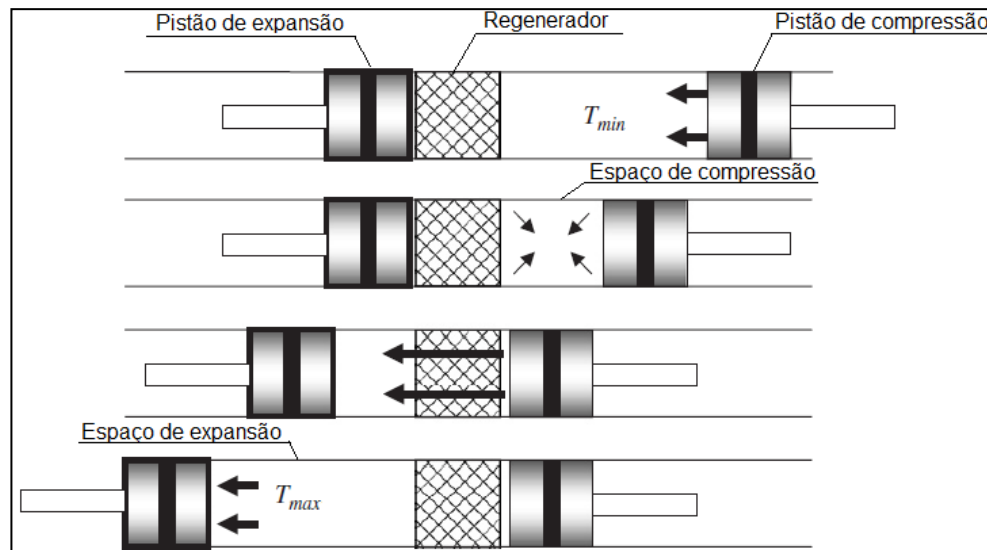
Figura 5.1 - Diagramas P-V e T-S do ciclo Stirling.



Considere um cilindro com dois pistões opostos com um regenerador entre eles, Figura 5.2. O regenerador opera como uma esponja térmica que opera absorvendo e liberando calor, se assemelha a uma matriz de metal em forma de tela. 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 fluir de volta para o volume quente. [14]

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. O volume de expansão é mantido a alta temperatura e o volume de compressão é mantido a baixa temperatura, assim o gradiente de temperatura entre o volume de expansão e compressão é dado por $T_{máx} - T_{min}$. [14]

Figura 5.2 - Arranjo dos pistões no ciclo Stirling.



Fonte: [14]

5.1. PROCESSO DE COMPRESSÃO ISOTÉRMICA

Uma transformação isotérmica, como o próprio nome indica, consiste numa transformação realizada a temperatura constante. Isto acontece tipicamente quando o sistema está em contato com um “reservatório térmico” exterior, e o sistema muda lentamente permitindo, assim uma adaptação da temperatura do sistema à temperatura exterior.

Durante o processo de compressão de 1 para 2, o pistão de compressão move-se em direção ao regenerador enquanto que o pistão de expansão permanece em estado estacionário. O fluido de trabalho é comprimido no espaço de compressão e a pressão aumenta de P_1 para P_2 . A temperatura é mantida constante devido à troca térmica existente entre o espaço frio e a vizinhança. Trabalho é realizado sob o fluido de trabalho na mesma magnitude da taxa de calor rejeitada pelo processo. 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} . [14]

5.1.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO DE COMPRESSÃO

A equação de estado dos gases (5.1) é descrita como,

$$p.v = Z.R.T \quad (5.1)$$

Onde p é a pressão, v é o volume específico, Z é o fator de compressibilidade, R é a constante universal dos gases e T é a temperatura. Em casos onde a pressão de trabalho é pequena em relação a pressão crítica do gás de trabalho e/ou a temperatura de trabalho é muito maior que a temperatura crítica do gás, pode-se aproximar o fator de compressibilidade à unidade ($Z = 1$), e a equação de estado para gás ideal, assume a forma da equação (5.2). [13]

$$p.v = R.T \quad (5.2)$$

Substituindo o volume específico pela razão entre o volume e a massa, obtêm-se a seguinte equação (5.3).

$$p \cdot \frac{V}{m} = R.T$$

$$p.V = m.R.T \quad (5.3)$$

Onde V é o volume e m é a massa. Relacionando o estado do gás antes e depois da compressão, tem-se,

$$p_1.V_1 = m_1.R_1.T_1 \quad (5.4)$$

$$p_2.V_2 = m_2.R_2.T_2 \quad (5.5)$$

Como a massa, a constante universal dos gases e a temperatura permanecem constantes durante o processo de compressão, $T_1 = T_2 = T_{\min}$, pode-se escrever uma equação para a pressão do estado final de compressão como,

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{V_2} \quad (5.6)$$

Utilizando a relação de volumes (r_v), equação (5.7), obtém-se a equação (5.8) que representa a pressão de compressão.

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (5.7)$$

$$P_2 = P_1 \cdot r_v \quad (5.8)$$

5.1.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DE COMPRESSÃO

Dado que a energia interna depende somente da temperatura, e esta permanece constante, $T_1 = T_2 = T_{\min}$, então pela primeira lei da termodinâmica escreve-se a equação (5.9). [13]

$$\delta Q = \delta W = PdV \quad (5.9)$$

Onde Q é o calor e W é o trabalho. A equação acima significa basicamente que durante a transformação isotérmica toda a energia térmica partilhada entre o sistema e o exterior volta a ser partilhada de forma inversa sob a forma de trabalho. Tem-se então a equação (5.10).

$$\Delta Q = \Delta W = \int_{V_i}^{V_f} m \cdot R \cdot T_{\min} \cdot \frac{dV}{V} \quad (5.10)$$

Obtêm-se assim, uma expressão para o calor e o trabalho de compressão do ciclo.

$$\Delta Q = \Delta W = m \cdot R \cdot T_{\min} \cdot \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad (5.11)$$

Aplicando a equação (5.7) na equação (5.11).

$$\Delta Q = \Delta W = m.R.T_{\min} \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (5.12)$$

Aplicando a equação (5.3), obtêm-se um método para calcular o trabalho realizado pelo processo de compressão isotérmica, representado pela equação (5.13).

$$\Delta Q = \Delta W = p_1.V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) = p_2.V_2 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (5.13)$$

5.1.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE COMPRESSÃO ISOTÉRMICA

A equação (5.14) define a variação de entropia que ocorre entre dois estados em um processo internamente reversível. [15]

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int.rev.}} \quad (5.14)$$

Onde S é a entropia. Colocando a equação (5.14) na forma diferencial tem-se,

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int.rev.}} \quad (5.15)$$

Com o intuito de utilizar outras propriedades que são mais facilmente mensuradas, determinar-se-á variação de entropia assumindo as seguintes hipóteses: [15]

- 1) Sistema puro;
- 2) Compressível simples;
- 3) Submetido a um processo internamente reversível.

Pode-se escrever em forma diferencial, desprezando as forças de corpo e efeitos gravitacionais do sistema, a seguinte equação (5.16), onde U é a energia interna.

$$(\delta Q)_{\text{int.rev.}} = dU + (\delta W)_{\text{int.rev.}} \quad (5.16)$$

Pela hipótese (2), o trabalho é expresso pela equação (5.17).

$$(\delta W)_{\text{int.rev.}} = p.dV \quad (5.17)$$

Rearranjando a equação (5.15), tem-se,

$$(\delta Q)_{\text{int.rev.}} = T.dS \quad (5.18)$$

Substituindo as equações (5.17) e (5.18) na equação (5.16), obtêm-se a equação (5.19).

$$T.dS = dU + p.dV \quad (5.19)$$

Utilizando base mássica, obtêm-se a equação (5.20), onde s é a entropia específica e u é a energia interna específica.

$$T.ds = du + p.dv \quad (5.20)$$

Dividindo a equação acima pela temperatura em que ocorre a compressão, tem-se,

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} dv \quad (5.21)$$

Como assumi-se que o fluido de trabalho comporta-se como gás ideal, o diferencial de energia interna é representado pela equação (5.22), onde c_v é o calor específico à volume constante.

$$du = c_v.dT \quad (5.22)$$

Dividindo a equação (5.3) pela massa (m), obtêm-se a equação (5.23).

$$\frac{p.V}{m} = \frac{m.R.T}{m}$$

$$p.v = R.T$$

$$p = \frac{R.T}{v} \quad (5.23)$$

Assim, substituindo as equações (5.22) e (5.23) na equação (5.21), obtêm-se a equação (5.24).

$$ds = c_v \cdot \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \quad (5.24)$$

Integrando a equação (5.24).

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot \frac{dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} R \frac{dv}{v} \quad (5.25)$$

Como R é constante e considerando que c_v também é constante obtêm-se a equação (5.26).

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (5.26)$$

Como a compressão ocorre à temperatura constante, ou seja, $T_1 = T_2 = T_{\min}$, obtêm-se a equação que expressa o comportamento da variação de entropia que ocorre no processo de compressão.

$$s_2 - s_1 = R \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (5.27)$$

Para simplificar a equação acima, substituí-se pela relação de volume, equação (5.7), resultando na equação (5.28).

$$s_2 - s_1 = R \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) \quad (5.28)$$

5.2. PROCESSO DE AQUECIMENTO ISOVOLUMÉTRICO REGENERATIVO

No processo de 2 para 3, ambos os pistões movem-se simultaneamente. 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 pistões permanece constante. O fluido de trabalho é transferido do volume de compressão para o volume de expansão através dos espaços existentes no regenerador. A temperatura do fluido de trabalho aumenta de T_{\min} para T_{\max} pela transferência de calor do regenerador para o fluido de trabalho. O aumento gradual da temperatura do fluido de trabalho enquanto este passa pelo regenerador causa um aumento na pressão. Nenhum trabalho é realizado e ocorre um aumento na entropia e na energia interna do fluido de trabalho. [14]

5.2.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO OCASIONADA PELA ADIÇÃO DE CALOR AO CICLO

Durante o processo de transferência de calor a volume constante as equações (5.4) e (5.5), assumem a forma das equações (5.29) e (5.30).

$$p_2 \cdot V_2 = m_2 \cdot R_2 \cdot T_2 \quad (5.29)$$

$$p_3 \cdot V_3 = m_3 \cdot R_3 \cdot T_3 \quad (5.30)$$

Como a massa, a constante universal dos gases e o volume permanecem constantes durante o processo de compressão, $V_2 = V_3$, pode-se escrever uma equação para a pressão do estado final de aquecimento como,

$$P_3 = \frac{P_2 \cdot T_3}{T_2} \quad (5.31)$$

A equação (5.32) define a relação de temperaturas.

$$r_T = \frac{T_2}{T_3} \quad (5.32)$$

Utilizando a relação de temperaturas, a equação (5.31) pode ser escrita como,

$$P_3 = \frac{P_2}{r_T} \quad (5.33)$$

5.2.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DO PROCESSO DE AQUECIMENTO REGENERATIVO

Quando o aquecimento é efetuado a volume constante e, portanto não há trabalho externo envolvido a Primeira Lei da Termodinâmica equação (5.34), assume a forma da equação (5.35). [13]

$$Q = W + \Delta U \quad (5.34)$$

$$W = 0$$

$$Q = \Delta U \quad (5.35)$$

Diferenciando em função da temperatura (T) com volume constante obtêm-se,

$$\frac{dQ}{dT} = \frac{dU}{dT} \quad (5.36)$$

Dividindo pela massa total e aplicando a equação (5.22), tem-se a expressão para o calor específico a volume constante, equação (5.37). [15]

$$dQ = du$$

$$du = c_v \cdot dT \quad (5.22)$$

$$dQ = c_v . dT \quad (5.37)$$

Integrando a equação acima obtêm-se a equação (5.38), que representa a transferência de calor a volume constante acrescida ao ciclo.

$$\int dQ = \int c_v . dT$$

$$\Delta Q = c_v . (T_3 - T_2) \quad (5.38)$$

5.2.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE AQUECIMENTO REGENERATIVO

Aplicando a equação (5.26) ao processo de transferência de calor a volume constante obtêm-se a equação (5.40), que representa a variação de entropia oriunda da adição de calor ao ciclo.

$$s(T_3, v_3) - s(T_2, v_2) = c_v . \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + R . \ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right) \quad (5.39)$$

$$v_2 = v_3$$

$$s_3 - s_2 = c_v . \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \quad (5.40)$$

Para simplificar a equação acima, substituí-se pela relação de temperatura, equação (5.32), resultando na equação (5.41).

$$s_3 - s_2 = c_v . \ln\left(\frac{1}{r_T}\right) \quad (5.41)$$

5.3. PROCESSO DE EXPANSÃO ISOTÉRMICA

No processo de expansão de 3 para 4, o pistão de expansão continua a mover-se do regenerador para o a direita enquanto que o pistão de compressão permanece em estado estacionário próximo ao regenerador. Durante o processo de expansão a pressão diminui enquanto o volume aumenta. A temperatura permanece constante pela adição de calor da fonte externa á temperatura $T_{máx}$. Trabalho é realizado pelo fluido de trabalho sob o pistão na mesma magnitude da taxa de calor cedida ao sistema. Não ocorre mudança na energia interna, mas a entropia do fluido de trabalho aumenta. [14]

5.3.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO DE EXPANSÃO

Durante o processo de expansão á temperatura constante as equações (5.4) e (5.5), assumem a forma das equações (5.42) e (5.43).

$$p_3.V_3 = m_3.R_3.T_3 \quad (5.42)$$

$$p_4.V_4 = m_4.R_4.T_4 \quad (5.43)$$

Como a massa, a constante universal dos gases e a temperatura permanecem constantes durante o processo de compressão, $T_3 = T_4 = T_{máx}$, pode-se escrever uma equação para a pressão do estado final de expansão como sendo,

$$P_4 = \frac{P_3.V_3}{V_4} \quad (5.44)$$

A equação (5.45) define a relação de volumes.

$$r_v = \frac{V_4}{V_3} \quad (5.45)$$

Utilizando a relação de volumes, a equação (5.44) pode ser escrita como,

$$P_4 = \frac{P_3}{r_v} \quad (5.46)$$

5.3.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DE EXPANSÃO

Aplicando a equação (5.10), obtêm-se a equação (5.47) que representa o calor e o trabalho resultantes do processo de expansão isotérmica.

$$\Delta Q = \Delta W = \int_3^4 m.R.T_{máx} \cdot \frac{dV}{V}$$

$$\Delta Q = \Delta W = m.R.T_{máx} \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (5.47)$$

Aplicando a equação (5.45) na equação (5.47).

$$\Delta Q = \Delta W = m.R.T_{máx} \cdot \ln(r_v) \quad (5.48)$$

Aplicando a equação (5.3), obtêm-se um método para calcular o calor e o trabalho realizado pelo processo de expansão isotérmica, representado pela equação (5.49).

$$\Delta Q = \Delta W = p_3.V_3 \cdot \ln(r_v) = p_4.V_4 \cdot \ln(r_v) \quad (5.49)$$

5.3.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE EXPANSÃO ISOTÉRMICA

Aplicando a equação (5.26) no processo de expansão isotérmica obtêm-se a equação (5.50).

$$s(T_4, v_4) - s(T_3, v_3) = c_v \cdot \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) + R \cdot \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) \quad (5.50)$$

Como a expansão ocorre à temperatura constante, ou seja, $T_3 = T_4 = T_{máx}$, obtêm-se a equação que expressa o comportamento da variação de entropia que ocorre no processo de expansão.

$$s_4 - s_3 = R \cdot \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) \quad (5.51)$$

Para simplificar a equação acima, substituí-se pela relação de volume, equação (5.45), resultando na equação (5.52).

$$s_4 - s_3 = R \cdot \ln(r_v) \quad (5.52)$$

5.4. PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR ISOVOLUMÉTRICO

No processo de 4 para 1 ambos os pistões movem-se simultaneamente para transferir o fluido de trabalho do espaço de expansão para o espaço de compressão através do regenerador à volume constante. Durante o fluxo do fluido de trabalho pelo regenerador, o calor transferido do fluido de trabalho para a matriz do regenerador reduz a temperatura do fluido de trabalho para T_{min} . Nenhum trabalho é realizado e ocorre uma diminuição da energia interna e da entropia do fluido de trabalho. [14]

5.4.1. EQUACIONANDO A PRESSÃO OCASIONADA PELA REJEIÇÃO DE CALOR DO CICLO

Durante o processo de transferência de calor a volume constante as equações (5.4) e (5.5), assumem a forma das equações (5.53) e (5.54).

$$p_4 \cdot V_4 = m_4 \cdot R_4 \cdot T_4 \quad (5.53)$$

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot R_1 \cdot T_1 \quad (5.54)$$

Como a massa, a constante universal dos gases e o volume permanecem constantes durante o processo de compressão, $V_4 = V_1$, pode-se escrever uma equação para a pressão do estado final de resfriamento como,

$$P_1 = \frac{P_4 \cdot T_1}{T_4} \quad (5.55)$$

A equação (5.56) define a relação de temperaturas.

$$r_T = \frac{T_1}{T_4} \quad (5.56)$$

Utilizando a relação de temperaturas, a equação (5.55) pode ser escrita como,

$$P_1 = P_4 \cdot r_T \quad (5.57)$$

5.4.2. EQUACIONANDO O CALOR E O TRABALHO DO PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR REGENERATIVO

O resfriamento é efetuado a volume constante e, portanto não há trabalho externo envolvido a Primeira Lei da Termodinâmica equação (5.34), assume a forma da equação (5.35). Integrando a equação (5.37) obtêm-se a equação (5.58), que representa a transferência de calor a volume constante que o ciclo cede à vizinhança. [15]

$$W = 0$$

$$\int dQ = \int c_v .dT$$

$$\Delta Q = c_v .(T_1 - T_4) \quad (5.58)$$

5.4.3. EQUACIONANDO A VARIAÇÃO DE ENTROPIA NO PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR REGENERATIVO

Aplicando a equação (5.26) ao processo de transferência de calor a volume constante obtêm-se a equação (5.59), que representa a variação de entropia oriunda da adição de calor ao ciclo.

$$s(T_1, v_1) - s(T_4, v_4) = c_v .\ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) + R .\ln\left(\frac{v_1}{v_4}\right) \quad (5.58)$$

$$v_4 = v_1$$

$$s_1 - s_4 = c_v .\ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) \quad (5.59)$$

Para simplificar a equação acima, substituí-se pela relação de temperatura, equação (5.56), resultando na equação (5.60).

$$s_1 - s_4 = c_v .\ln(r_T) \quad (5.60)$$

5.5. EFICIÊNCIA DO CICLO STIRLING

Um regenerador cuja efetividade é 100% permite que o calor rejeitado durante o processo de 4 para 1, seja usado como calor fornecido no processo de 2 para 3. Consequentemente, todo o 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. Pode-se concluir, portanto, que a eficiência térmica do ciclo Stirling, neste caso, é dada pela mesma equação do ciclo de Carnot [13]. Assim, a variação de calor fornecido ao ciclo é igual a variação de calor provocada no processo de expansão, que por sua vez é igual ao trabalho de expansão como mostra a equação (5.49). Uma vez que ambas as hastes dos cilindros estão acopladas a um mesmo eixo transmissor de potência a potência do ciclo é igual à soma das potências de expansão e de compressão [14]. Por definição o rendimento do ciclo será:

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

Utilizando as equações (5.13) e (5.49) obtêm-se a equação (5.61) que representa o rendimento do ciclo Stirling ideal.

$$\eta_t = \frac{m.R.T_3.\ln r_v + m.R.T_1.\ln\left(\frac{1}{r_v}\right)}{m.R.T_3.\ln r_v}$$

$$\eta_t = \frac{m.R.T_3.\ln r_v + [m.R.T_1.\ln(1) - m.R.T_1.\ln(r_v)]}{m.R.T_3.\ln r_v}$$

$$\eta_t = \frac{m.R.T_3.\ln r_v - m.R.T_1.\ln(r_v)}{m.R.T_3.\ln r_v}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - r_T \quad (5.61)$$

O ciclo de Stirling é um ciclo termodinâmico altamente idealizado, que consiste em dois processos isotérmicos e dois processos à volume constante e o ciclo é termodinamicamente reversível. O primeiro pressuposto de trabalho isotérmico e de troca de calor implica em transferências de calor perfeitamente efetivas são necessárias para fazer a taxa de transferência de calor entre a parede do cilindro e

fluido de trabalho ser infinita. O segundo pressuposto requer zero de transferência de calor entre as paredes e o fluido de trabalho. Ambos os pressupostos permanecem inválidos no funcionamento do motor real. [15]

Tabela 5.1 - Resumo do equacionamento realizado.

Processo	Pressão	Trabalho	Calor	Entropia
Compressão	$P_2 = P_1 \cdot r_v$	$\Delta W = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$	$\Delta Q = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$	$s_2 - s_1 = R \cdot \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$
Aquecimento	$P_3 = \frac{P_2}{r_T}$	$\Delta W = 0$	$\Delta Q = c_v \cdot (T_3 - T_2)$	$s_3 - s_2 = c_v \cdot \ln\left(\frac{1}{r_T}\right)$
Expansão	$P_4 = \frac{P_3}{r_v}$	$\Delta W = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v)$	$\Delta Q = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(r_v)$	$s_4 - s_3 = R \cdot \ln(r_v)$
Resfriamento	$P_1 = P_4 \cdot r_T$	$\Delta W = 0$	$\Delta Q = c_v \cdot (T_1 - T_4)$	$s_1 - s_4 = c_v \cdot \ln(r_T)$

Capítulo 6

EQUACIONAMENTO DE SCHMIDT

6.1. ANÁLISE DE SCHMIDT APLICADA À MOTORES STIRLING

Após 55 anos da elaboração do ciclo do motor Stirling, Gustav Schmidt realizou a primeira análise teórica para motores Stirling em 1871, sendo esta conhecida como análise clássica do ciclo Stirling, obtendo uma razoável aproximação para o desempenho do motor. Porém, por se tratar de uma análise teórica, são feitas algumas suposições e simplificações, sendo que na prática, o desempenho do motor é menor que o predito pela teoria de Schmidt, mas é certamente mais realista do que o ciclo de Stirling ideal. [16]

A teoria de Schmidt é o método mais simples e mais utilizado durante o desenvolvimento inicial do motor. Esta teoria é baseada na expansão e compressão isotérmica de um gás ideal.

O desempenho do motor pode ser calculado utilizando um diagrama P-V (pressão versus volume). O volume do motor é obtido utilizando as geometrias internas. Enquanto que a massa do gás de trabalho, e a temperatura são escolhidos, a pressão é calculada pelo método do gás ideal apresentado na equação (5.3). [9]

A pressão do motor pode ser calculada com as seguintes considerações [16]:

- 1) Não há perda de calor nas trocas de calor, e não há diferenças internas de pressão.
- 2) Os processos de expansão e compressão são isotérmicos.
- 3) O gás de trabalho é considerado como gás ideal.
- 4) A regeneração ocorre de forma perfeita, ou seja, não há perdas no regenerador.
- 5) O volume morto de expansão mantém a temperatura do gás na expansão (T_E), e o volume morto de compressão mantém a temperatura do gás na compressão (T_C) durante o ciclo.

- 6) A temperatura do gás no regenerador é uma média da temperatura do gás na expansão (T_E) e a temperatura do gás na compressão (T_C).
- 7) O volume de expansão (V_E) e o volume de compressão (V_C) variam conforme uma senóide.

Tabela 6.1 – Símbolos.

Descrição (continua)	Símbolo	Unidade
Pressão do motor	P	MPa
Volume percorrido pelo pistão de expansão	V_{SE}	m ³
Volume percorrido pelo pistão de compressão	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 dos gases	R	J/kg.K
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	dx	°
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

Tabela 6.1 – Símbolos.

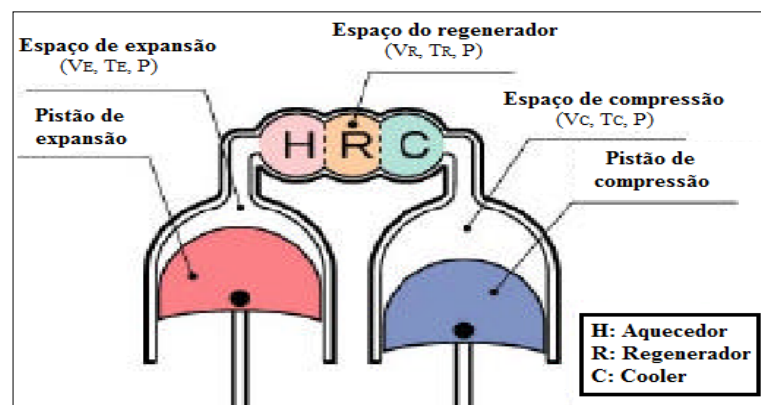
Descrição (conclusão)	Símbolo	Unidade
Energia indicada de expansão	E_E	J
Energia indicada de compressão	E_C	J
Energia indicada	E_i	J
Potência indicada de expansão	P_E	W
Potência indicada de compressão	P_C	W
Potência indicada	P_i	W
Eficiência indicada	η_m	-

Fonte: [16]

6.2. EQUAÇÕES DE SCHMIDT PARA O MOTOR STIRLING TIPO ALFA

A Figura 6.1 apresenta um esquema mostrando as principais variáveis de projeto de um motor Stirling tipo Alfa. [16]

Figura 6.1 - Esquema de um motor Stirling tipo Alfa.



Fonte: [16]

Através do ângulo de rotação do eixo do motor determinam-se os volumes de expansão e de compressão. O volume instantâneo é descrito por um ângulo de eixo (x). Este ângulo do eixo é definido como $x = 0$ quando o pistão de expansão está

localizado na posição superior (ponto morto superior), ou seja, quando a linha de centro do eixo encontra-se paralela à linha de centro do cilindro. O volume instantâneo do espaço de expansão (V_E) é descrito pela equação (6.1) em função do volume percorrido pelo pistão de expansão (V_{SE}), um volume morto do espaço de expansão (V_{DE}), conforme descrito na consideração (7). [16]

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + V_{DE} \quad (6.1)$$

O volume instantâneo do espaço de compressão (V_C) é calculado pela equação (6.2) em função do volume percorrido pelo pistão de compressão (V_{SC}), o volume morto do espaço de compressão (V_{DC}) e um ângulo de fase (dx).

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2} \cdot [1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (6.2)$$

Obtêm-se o volume total instantâneo pela soma dos volumes instantâneos dos espaços de expansão, compressão e do regenerador como mostra a equação (6.3).

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (6.3)$$

A massa total do gás de trabalho no motor (M) é calculada usando a pressão do motor (P), cada temperatura (T), cada volume (V) e a constante do gás (R), utilizando as suposições (1), (2) e (3). A partir da equação (5.3), tem-se que as massas de fluido de trabalho de expansão, do regenerador e de compressão são respectivamente, $m_E = P.V_E / R.T_E$, $m_R = P.V_R / R.T_R$ e $m_C = P.V_C / R.T_C$. Uma vez que a massa total é a soma das massas de expansão, compressão e do regenerador, obtêm-se a equação (6.4). [16]

$$M = \frac{P.V_E}{R.T_E} + \frac{P.V_R}{R.T_R} + \frac{P.V_C}{R.T_C} \quad (6.4)$$

Para simplificar as equações que serão desenvolvidas faz-se necessárias algumas definições que serão apresentadas nas equações (6.5) à (6.9). Estas definições são

de temperatura relativa (t), o volume percorrido relativo (v) e os volumes mortos relativos.

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (6.5)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (6.6)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (6.7)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (6.8)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (6.9)$$

A temperatura do regenerador (T_R) é calculada pela equação (6.10), pelo uso da suposição (6).

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (6.10)$$

Quando a equação (6.4) é modificada, usando as equações (6.5) e (6.10), a massa total de gases (M) é descrita pela equação (6.11).

$$M = \frac{P}{R.T_C} \cdot \left(t.V_E + \frac{2.t.V_R}{1+t} + V_C \right) \quad (6.11)$$

A equação (6.11) é transformada na equação (6.12), usando as equações (6.1) e (6.2).

$$M = \frac{P.V_{SE}}{2.R.T_C} \cdot [S - B.\cos(x-a)] \quad (6.12)$$

Os coeficientes simplificadores a , S e B são definidos abaixo.

$$a = tg^{-1} \left[\frac{v \cdot \sin.(dx)}{t + \cos.(dx)} \right] \quad (6.13)$$

$$S = t + 2.t.X_{DE} + \frac{4.t.X_R}{1+t} + v + 2.X_{DC} \quad (6.14)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2.t.v.\cos.(dx) + v^2} \quad (6.15)$$

Uma importante propriedade do ciclo Stirling, pressão do motor (P), é definida pela equação (6.16) usando a equação (6.13). [9]

$$P = \frac{2.M.R.T_C}{V_{SE} \cdot [S - B.\cos.(x-a)]} \quad (6.16)$$

A pressão média (P_{med}) pode ser calculada como se segue:

$$P_{med} = \frac{1}{2.\pi} \oint P.dx = \frac{2.M.R.T_C}{V_{SE} \cdot \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (6.17)$$

O coeficiente simplificador (c) é definido na equação (6.19).

$$c = \frac{B}{S} \quad (6.18)$$

Como resultado, a pressão do motor (P), baseada na pressão media do motor (P_{med}) é calculada pela equação (6.19).

$$\begin{aligned} V_{SE} &= \frac{2.M.R.T_C}{P_{med} \cdot \sqrt{S^2 - B^2}} \\ P &= \frac{2.M.R.T_C}{\frac{2.M.R.T_C}{P_{med} \cdot \sqrt{S^2 - B^2}} \cdot [S - B.\cos.(x-a)]} \\ P &= \frac{P_{med} \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B.\cos.(x-a)} = \frac{P_{med} \cdot \sqrt{1 - c^2}}{1 - c.\cos.(x-a)} \end{aligned} \quad (6.19)$$

Em outro caso, quando $\cos.(x-a)=-1$, a pressão do motor (P) torna-se a pressão mínima (P_{\min}), a próxima equação é introduzida.

$$P_{\min} = \frac{2.M.R.T_C}{V_{SE}.(S+B)} \quad (6.20)$$

Consequentemente, a pressão do motor (P), baseada na pressão mínima (P_{\min}) é descrita pela equação (6.21).

$$P = \frac{P_{\min}.(S+B)}{S-B.\cos.(x-a)} = \frac{P_{\min}.(1+c)}{1-c.\cos.(x-a)} \quad (6.21)$$

Similarmente, quando $\cos.(x-a)=1$, a pressão do motor (P) torna-se a máxima pressão (P_{\max}). A equação (6.22) é introduzida.

$$P = \frac{P_{\max}.(S-B)}{S-B.\cos.(x-a)} = \frac{P_{\max}.(1-c)}{1-c.\cos.(x-a)} \quad (6.22)$$

6.3. ENERGIA INDICADA

A energia indicada ou calor indicado (área do diagrama P-V) para a expansão e para a compressão pode ser calculada como uma solução analítica fazendo uso dos coeficientes definidos anteriormente. A energia indicada na expansão (E_E), baseada na pressão média (P_{med}), na pressão mínima (P_{\min}) e na pressão máxima (P_{\max}) é descrita pela equação (6.23). [9]

$$E_E = \oint P.dV_E$$

$$E_E = \frac{P_{med}.V_{SE}.\pi.c.\text{sen.}(a)}{1+\sqrt{1-c^2}} = \frac{P_{\min}.V_{SE}.\pi.c.\text{sen.}(a)}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} = \frac{P_{\max}.V_{SE}.\pi.c.\text{sen.}(a)}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \quad (6.23)$$

A energia indicada de compressão (E_C) é descrita pela equação (6.24).

$$E_C = \oint P.dV_C$$

$$E_C = \frac{P_{med} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = \frac{P_{máx} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot t \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (6.24)$$

A energia indicada em um ciclo do motor (E_i) é apresentada na equação (6.25).

$$E_i = E_E + E_C$$

$$E_i = \frac{P_{med} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{min} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = \frac{P_{máx} \cdot V_{SE} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - t) \cdot \text{sen}(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (6.25)$$

6.4. POTÊNCIA INDICADA

A potência indicada (ou trabalho indicado) de expansão (W_E), a potência indicada de compressão (W_C) e a potência indicada do motor (W_i) estão definidas nas equações seguintes, utilizando a rotação do motor, (n). [16]

$$W_E = E_E \cdot n \quad (6.26)$$

$$W_C = E_C \cdot n \quad (6.27)$$

$$W_i = E_i \cdot n \quad (6.28)$$

6.5. EFICIÊNCIA INDICADA

A energia indicada de expansão (E_E) descrita pela equação (6.23) significa o calor de entrada através da fonte de calor para o motor. A energia indicada de compressão (E_C) descrita pela equação (6.24) significa a rejeição de calor do motor para o fluido de resfriamento (água ou ar).

Utilizando a análise realizada anteriormente a eficiência térmica do motor (η_m) é calculada na próxima equação. [9]

$$\eta_m = \frac{E_i}{E_E} = 1 - \frac{T_C}{T_E} = 1 - t \quad (6.29)$$

Esta eficiência, igualmente a do ciclo de Carnot é a mais alta eficiência de um motor térmico.

A análise schmidt tem sido o método mais utilizado para o dimensionamento inicial de motores Stirling. A análise proporciona parâmetros que permite avaliar o desempenho do motor, que os designers podem manipular facilmente para obter os resultados esperados. A análise Schmidt é capaz de gerar um diagrama de P-V para o ciclo de Stirling, mas não é directamente utilizável para a previsão de potência uma vez que a análise assume que o motor opera com a eficiência de Carnot. As perdas oriundas do regenerador e de pressão devem ser incluídas para obter uma predição mais precisa da potência e da eficiência associada. [17]

$$\eta_m = \eta_t \times \eta_{II,\Delta T} \times \eta_{II,X} \times \eta_{II,\Delta P} \quad (6.30)$$

Onde:

η_m é a eficiência total corrigida;

η_t é a eficiência de Carnot;

$\eta_{II,\Delta T}$ é o fator de irreversibilidade devido a diferença de temperatura;

$\eta_{II,X}$ é o fator de irreversibilidade devido as perdas no regenerador;

$\eta_{II,\Delta P}$ é o fator de irreversibilidade devido as perdas por pressão.

Para hélio como fluido de trabalho, Martini [17] fornece uma faixa de valores para esses fatores de irreversibilidades.

Tabela 6.2 – Faixa de valores para os fatores de Irreversibilidades. [17]

$\eta_{II,\Delta T}$	$\eta_{II,X}$	$\eta_{II,\Delta P}$
0,65 à 0,75	0,85 à 0,90	0,85 à 0,90

Fonte: Martini

Capítulo 7

MOTOR STIRLING UTILIZANDO ENERGIA SOLAR

7.1. ANALISANDO A ENERGIA SOLAR

Para a simulação do coletor tipo disco parabólico e do receptor primeiro precisa-se dos dados do coletor que são fornecidos pela tabela 7.1:

Tabela 7.1 - Dados do coletor.

Dados do Coletor	Unidades
Diâmetro de abertura a	10 m
Refletividade dos espelhos ρ	0,94
Ângulo de dispersão δ	0,004 rad

Fonte: [18]

Segundo Fraser [10] os coletores solares com ângulo de borda de aproximadamente 45° geram as menores imagens no plano focal. Para o ângulo de borda de 45° de um coletor a distância focal será cerca de 60,61% do diâmetro de abertura do coletor, então para um coletor com $a = 10$ m o comprimento focal será de $f = 10 \cdot 0,6061 = 6,061$ m. Utilizando equação 3.1 defini-se a equação que origina a parábola do coletor:

$$y^2 = 4 \cdot 6,061 \cdot x = 24,244 \cdot x \quad (7.2)$$

Assume-se que nosso coletor tem um ângulo de dispersão total de 0,004 rad e que $n = 4$ assim pela equação 3.6 calcula-se o tamanho da imagem no plano focal:

$$W = \frac{4 \cdot 6,061 \cdot \tan\left(4 \frac{0,004}{2}\right)}{(1 + \cos 45^\circ) \cos 45^\circ} = 0,16 \text{ m}$$

Com os dados do tamanho da imagem focal pode-se dimensionar nosso receptor:

Tabela 7.2 - Dados do receptor.

Dados do receptor	Unidades
Diâmetro de entrada do receptor d	$W + 0,02 = 0,16 + 0,02 = 0,18 \text{ m}$
Diâmetro interno do receptor D	0,30 m
Espessura das paredes e_l	0,04 m
Espessura do fundo do receptor como e_f	0,20 m
Comprimento interno da cavidade L	0,35 m
Condutividade térmica do receptor k_c	0,0775 W/mK

Para estimar a temperatura interna do receptor realiza-se a seguinte simulação:

Defini-se as condições ambientais:

Tabela 7.3 - Condições ambientais.

Condições ambientais	Unidades
Temperatura ambiente T_∞	25 °C
Pressão atmosférica P_{atm}	101,5 KPa
Aceleração da gravidade g	9,81 m/s ²
Coeficiente de convecção do ar externo h_∞	6 W/m ² K

Primeiro passo: Adota-se uma temperatura arbitrária para o interior da cavidade, por exemplo, $T_{w1} = 400 \text{ °C}$ (673 K).

Segundo passo: Cálculo das perdas por condução e convecção externa. Com a geometria e condutividade térmica do material do receptor e o coeficiente convectivo do ar pode-se calcular a resistência térmica total devido à condução e convecção externa do receptor através das equações 3.8 e 3.9. Assim as perdas de calor devido à condução e convecção externa são dadas pela equação 3.7.

Terceiro passo: Cálculo das perdas por convecção interna. As perdas devido à convecção interna são calculadas pela equação 3.15. Para isso precisa-se do valor de h_{covi} , encontrado a partir do valor de Nusselt na equação 3.14, que por sua vez é dado pela equação 3.10. Com os dados obtidos no segundo passo e com as condições ambientais calcula-se o número de Gr_d , supondo que nosso coletor está na vertical, isto é, $\beta = 90^\circ$, calcula-se o número de Nusselt, determina-se também a condutividade térmica do ar k_f pela equação 3.13, com esses dados pode-se retornar

a equação 3.14 e encontrar o valor de h_{covi} e assim encontrar as perdas por convecção interna pela equação 3.15.

Quarto passo: Cálculo das perdas por re-emissão de radiação. As perdas por radiação são dadas pela equação 3.13, adotando que a emissividade do absorvedor seja de 0,88 e utilizando a área do interior da cavidade.

Quinto passo: Cálculo da energia acumulada. O fluxo de calor médio na entrada do receptor E_{in}'' é dado pela razão da energia que o coletor intercepta E_{in} (Equação 7.3) pela área da imagem formada no plano focal W . Assim a energia que chega ao absorvedor é o fluxo de energia que passa pela entrada do receptor multiplicado pela área do absorvedor menos as perdas térmicas de condução, convecção interna e externa e re-emissão de radiação.

$$E_{in} = I \frac{\pi a^2}{4} \rho \quad (7.3)$$

$$E_{in}'' = \frac{E_{in}}{W} \quad (7.4)$$

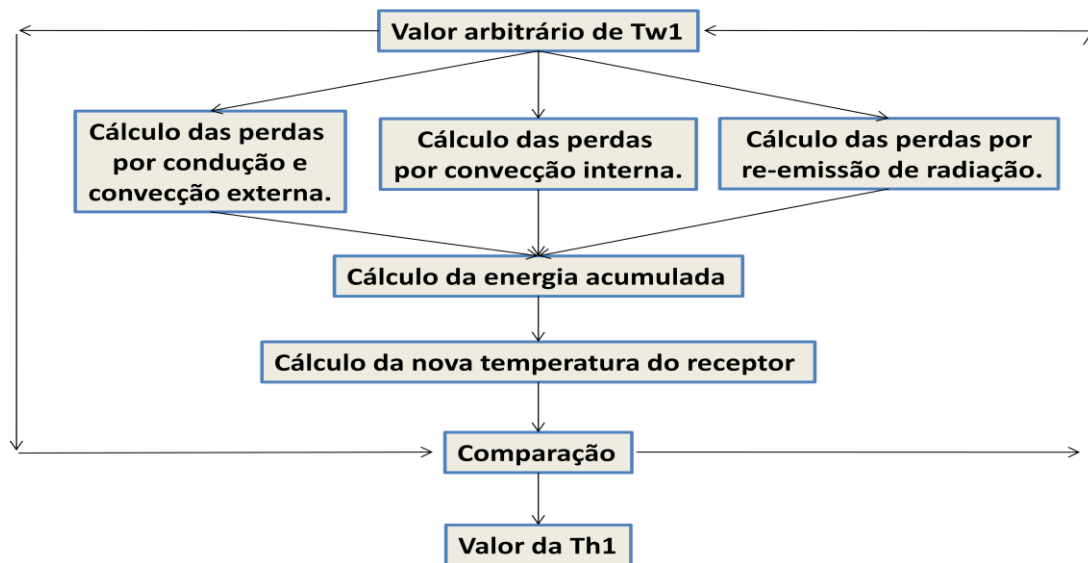
$$E_{ac} = E_{in}'' \frac{\pi D^2}{4} - \theta_{conv e} - \theta_{conv i} - \theta_{rad} \quad (7.5)$$

Sexto passo: Adota-se a energia acumulada como sendo totalmente transferida para o hélio, assim aumentando sua temperatura através da equação 7.6.

$$T_H = \frac{E_{ac}}{m_{He} c p_{He}} + T_C \quad (7.6)$$

Em que m_{He} é a massa (Kg) de hélio dentro do motor Stirling calculada pela equação 6.13, cp_{He} é o calor específico do hélio e T_C (K) é a temperatura da fonte fria do motor Stirling. Assim adota-se que esta nova temperatura é a temperatura interna do receptor e assim voltar ao primeiro passo e recalculer todas as perdas para a nova temperatura até que os valores do sexto passo e do primeiro fiquem bem próximos, obtendo assim a temperatura T_E .

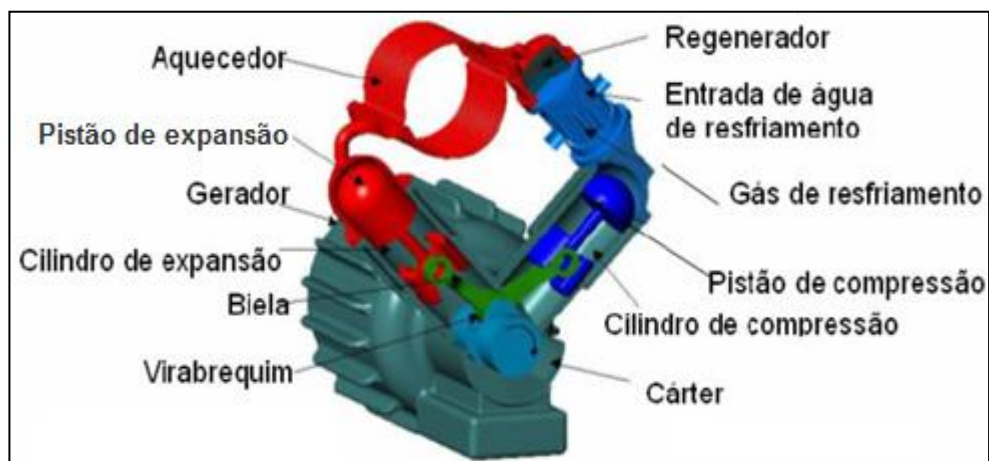
Figura 7.1 - Fluxograma da simulação do sistema coletor/receptor.



7.2. ANÁLISANDO O MOTOR STIRLING

Após obter-se a temperatura da fonte quente (T_h), analisa-se a potência fornecida pelo motor Stirling. Para realizar essa análise utilizou-se o motor Stirling Solo 161 (Figura 7.3) que é um motor tipo alfa, equipado com dois pistões, um em cada cilindro, e o fluido de trabalho no caso é o hélio. O aquecedor consiste em um anel formado por pequenos tubos, o resfriamento do fluido de trabalho é através de água e o regenerador consiste em um conjunto de arames.

Figura 7.2 - Principais partes do motor Stirling Solo 161.



Fonte: [18]

Os principais dados de entrada necessários estão resumidos na Tabela 7.4.

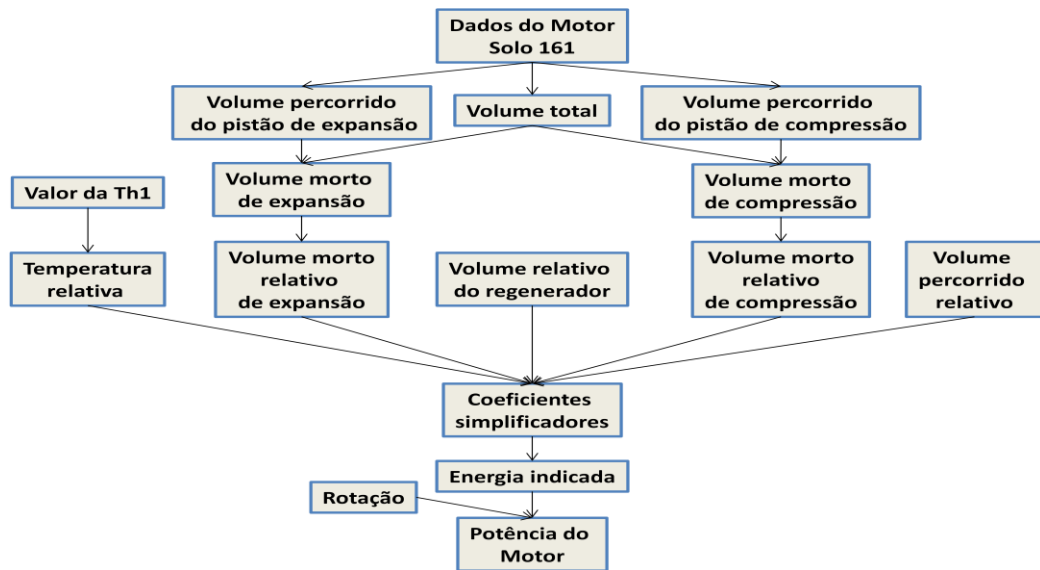
Tabela 7.4 - Dados do motor Stirling Solo 161.

DESCRIÇÃO	VALORES
Pistão de Compressão	
Diâmetro D (mm)	68
Curso do Pistão (mm)	44
Volume Total do Cilindro (cm ³)	160
Temperatura de Compressão TC (°C)	30
Pistão de Expansão	
Diâmetro D (mm)	68
Curso do Pistão (mm)	44
Volume Total do Cilindro (cm ³)	160
Temperatura de Expansão TE ou Th1 (°C)	-
Regenerador	
Volume do Regenerador VR (cm ³)	108,95
Geral	
Dx	90°
Pressão Média do Motor (bar)	150
Rotação nominal n (rpm)	1500

Fonte: [18]

Utilizando o diâmetro do pistão e o seu respectivo curso calcula-se o volume percorrido pelo pistão de expansão e o volume percorrido pelo pistão de compressão. Subtraindo os volumes encontrados pelo volume total do cilindro obtém-se o volume morto de expansão e de compressão e utilizando as equações 6.7, 6.8 e 6.9, calcula-se o volume morto relativo de expansão, de compressão e do regenerador, respectivamente. Com a equação 6.5 obtém-se a temperatura relativa e com a equação 6.6 calcula-se o volume percorrido relativo. Calculam-se, então, os coeficientes simplificadores através das equações 6.13, 6.14, 6.15 e 6.18. Substituindo os dados obtidos anteriormente na equação 6.25 obtém-se a energia indicada, que aplicada na equação 6.28 juntamente com a rotação obtém-se a potência fornecida pelo motor.

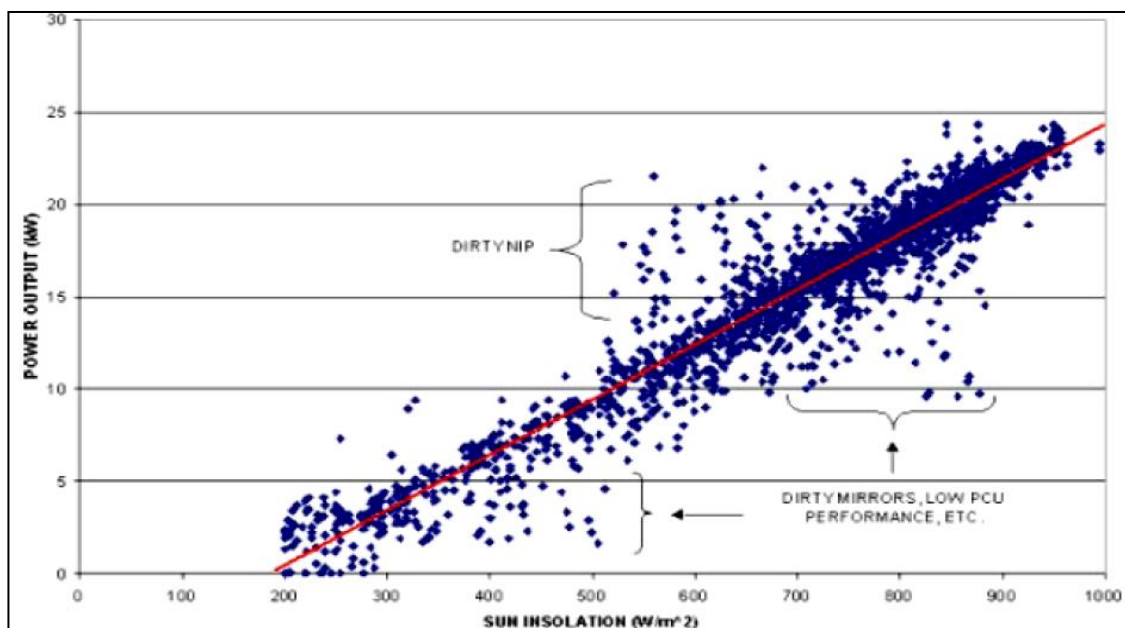
Figura 7.3 - Fluxograma da simulação do motor Stirling.



7.3. VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA DE ANÁLISE

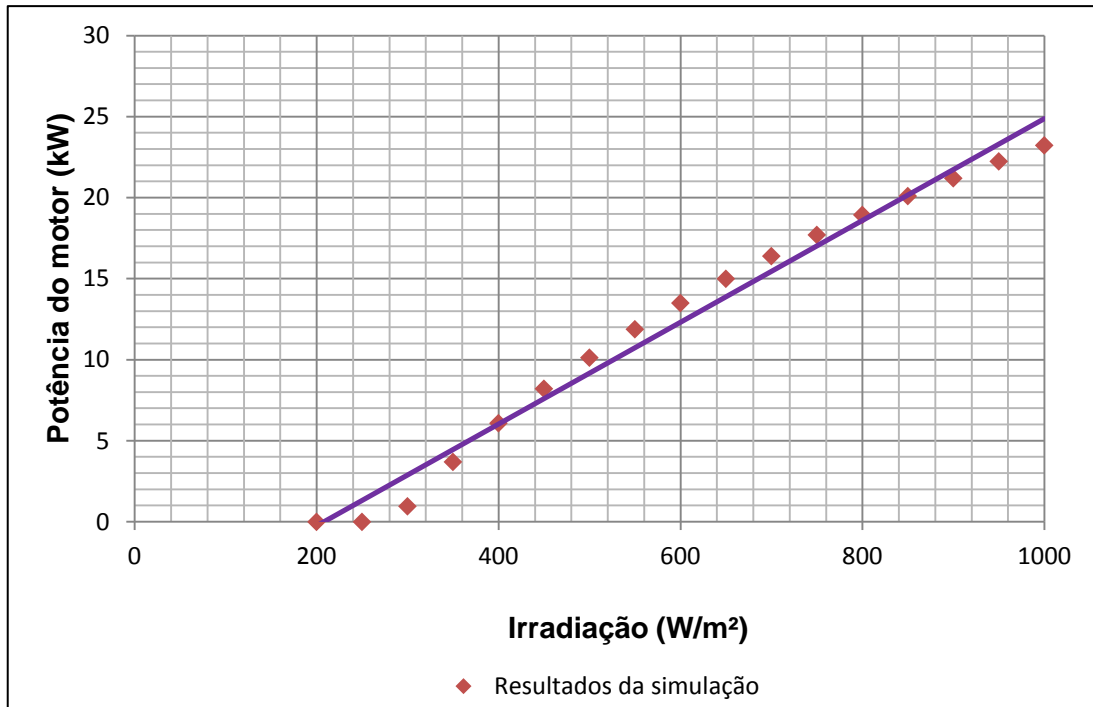
Para validar a metodologia de cálculo apresentada anteriormente, utiliza-se o Gráfico 7.1 [10] obtido através de medições reais de irradiação e potência fornecida por um conjunto concentrador/Stirling similar ao que foi sugerido na Tabela 7.1, comparando com os resultados de potência obtidos pelas nossas simulações para a mesma faixa de irradiação analisada.

Gráfico 7.1 - Relação entre potência e irradiação.



Fonte: [10]

Gráfico 7.2 - Relação entre potência e irradiação obtidos pela simulação.

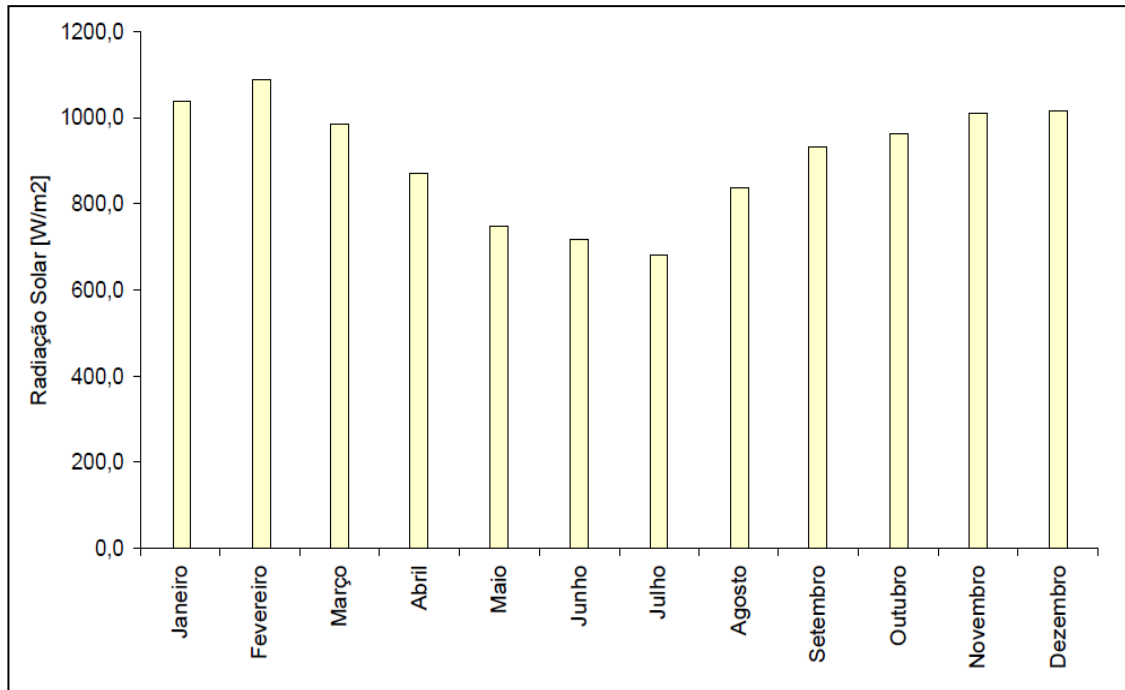


Ao analisar o Gráfico 7.2 verifica-se que os valores de potência obtidos pela simulação realizada, apresenta valores bem próximos dos valores do Gráfico 7.1, ou seja, a metodologia utilizada para realizar a simulação mostrou resultados que estão coerentes com os dados reais das medições realizadas no experimento que gerou o Gráfico 7.1, validando a simulação realizada.

7.4. ESTIMATIVA DA POTÊNCIA GERADA PELA IRRADIAÇÃO DE VITÓRIA

Com base nos dados de irradiação solar de 2006 na região da Grande Vitória, gráfico 7.3, fornecidos pelo Instituto Estadual de Meio Ambiente e Recursos Hídricos do Espírito Santo [19], analisando a produção de energia elétrica utilizando a metodologia de cálculo apresentada anteriormente.

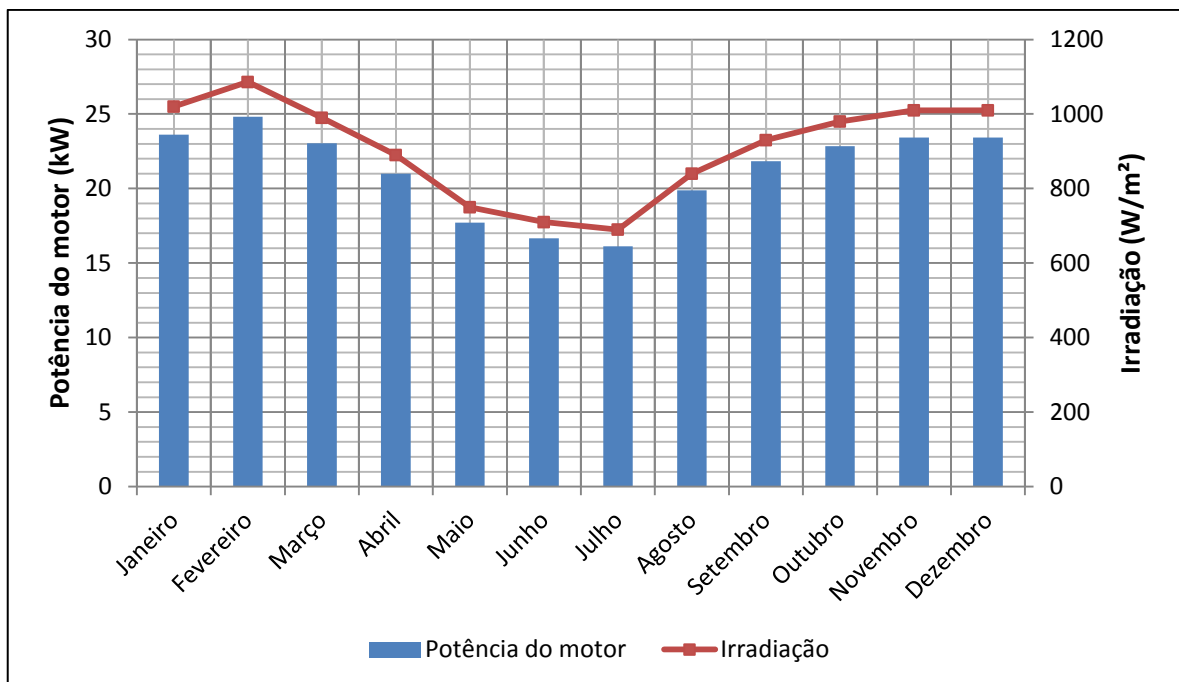
Gráfico 7.3 - Irradiação solar máxima na região da Grande Vitória em 2006.



Fonte: [19]

Os resultados de potência máxima gerada pelo motor, obtidos pela simulação, são apresentados no gráfico 7.4, onde se pode observar que a potência gerada é diretamente proporcional à irradiação solar, que por sua vez é amplamente influenciada pelas estações do ano, nebulosidade e índice pluviométrico da região.

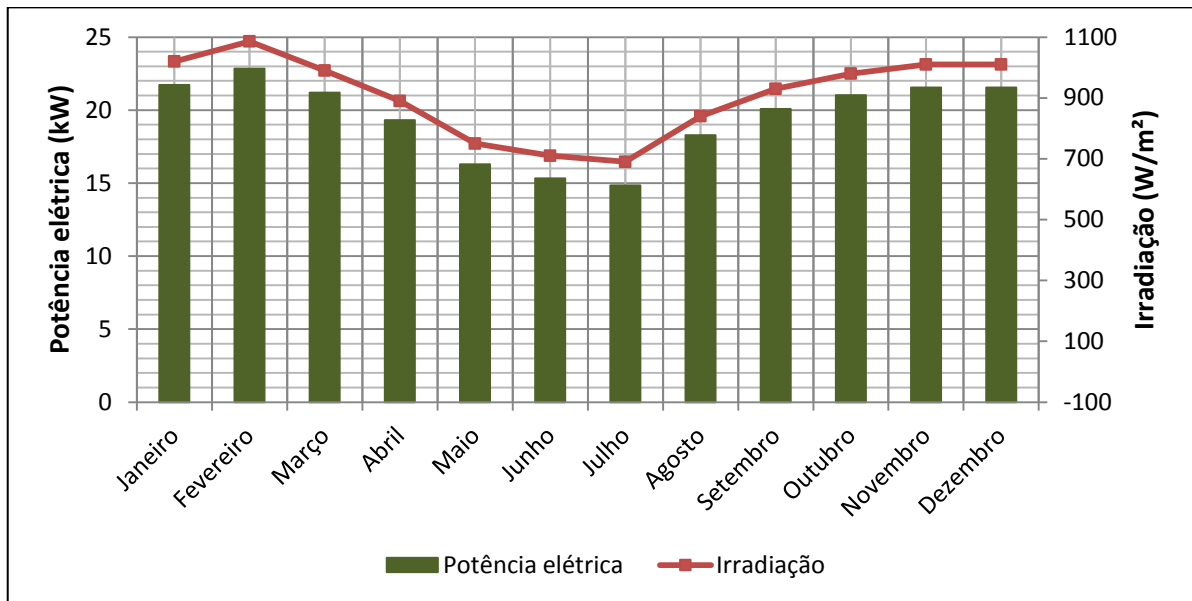
Gráfico 7.4 - Levantamento da potência máxima gerada nos meses de 2006 em Vitória.



Considerando a utilização de um gerador com eficiência de 92% obtêm-se o levantamento de potência elétrica máxima gerada nos meses de 2006, gráfico 7.5.

Observa-se que o maior valor de potência elétrica gerada foi de aproximadamente 23kW relativo à irradiação de 1090W/m² no mês de fevereiro e o menor valor foi de 15kW relativo à irradiação de 690W/m² referente ao mês de Julho.

Gráfico 7.5 - Levantamento da potência elétrica máxima gerada nos meses de 2006 em Vitória.



Através da análise realizada é possível representar graficamente o ciclo Stirling pela teoria de Schmidt referente ao valor máximo de irradiação de 1090W/m² e mínimo de 690W/m².

Gráfico 7.6 - Ciclo Stirling referente a irradiação de 1090 W/m² em Fevereiro.

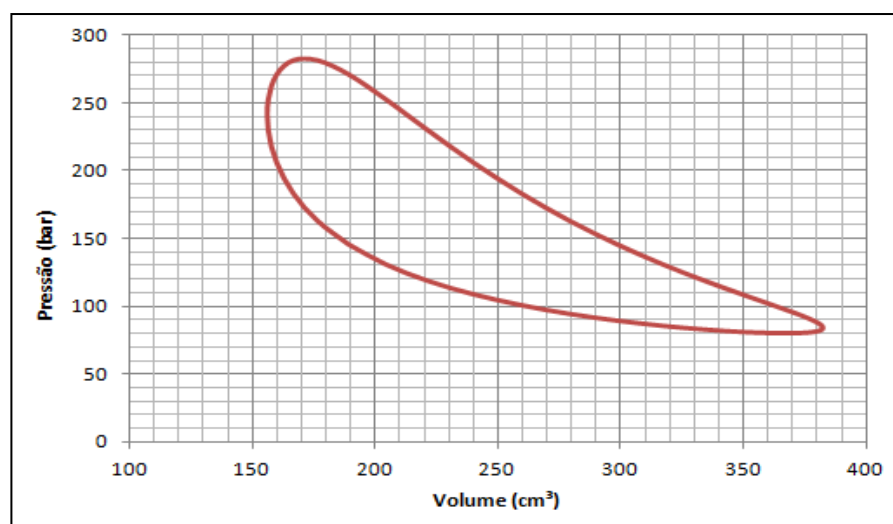
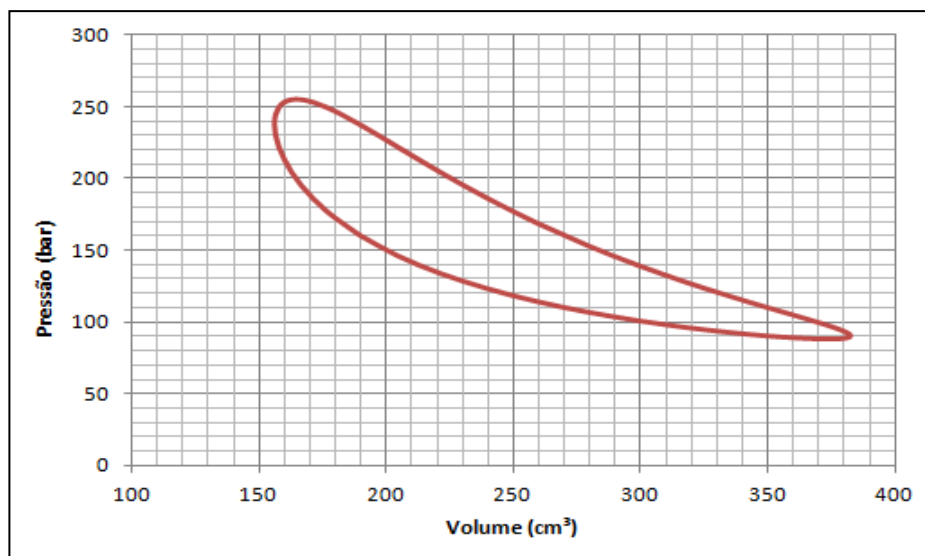


Gráfico 7.7 - Ciclo Stirling referente a irradiação de 690 W/m² em Julho.

É possível notar que a pressão máxima e mínima nos ciclos apresentados acima, varia consideravelmente com a variação da irradiação e por consequência a potência fornecida também varia, como foi mostrado no gráfico 7.4.

7.5. ANÁLISE ECONÔMICA

Com os dados fornecidos pela empresa Solar Paces [18], é possível ter uma estimativa de custos de um motor Stirling e concentrador solar para o ano de 2007 e uma previsão de custos para 2030.

Tabela 7.5 - Estimativa de custos de implantação do motor Stirling com energia solar.

Implantação (continua)	US\$/kW (2007)	US\$/kW (2030)
Concentrador Parabólico	4.200,00	300,00
Receptor	200,00	70,00
Motor Stirling	5.500,00	90,00
Gerador	60,00	40,00
Sistema de Refrigeração	70,00	30,00
Material Elétrico	50,00	25,00
Construção da Planta	500,00	240,00

Tabela 7.5 - Estimativa de custos de implantação do motor Stirling com energia solar.

Implantação (conclusão)	US\$/kW (2007)	US\$/kW (2030)
Engenharia	1.080,00	115,00
Início de Operação	350,00	18,00
TOTAL:	12.010,00	928,00

Fonte: [18]

Tabela 7.6 - Estimativa de custos de operação do motor Stirling com energia solar.

Operação	US\$/kW (2010)	US\$/kW (2030)
Mão de obra	0,12	0,0055
Materiais	0,09	0,0050
TOTAL:	0,21	0,0105

Fonte: [18]

7.6. IMPACTO AMBIENTAL

A instalação de coletores solares tipo disco parabólico e motores Stirling na produção de energia elétrica apresenta um impacto ambiental relativamente baixo, pois apenas a utilização de água para resfriamento e a possibilidade de vazamento de óleo lubrificante, representariam riscos ao meio ambiente.

Não há liberação de gases poluentes no processo e a energia utilizada é gratuita e renovável.

Quando comparado com outras tecnologias que também utilizam energia solar como fonte energética, como, por exemplo, um sistema fotovoltaico, o coletor disco parabólico tem a vantagem de ser em grande parte composto de materiais facilmente reciclados, o que não ocorre nos sistemas fotovoltaicos, pois as placas que compõem seus módulos são de silício que são caros e altamente poluentes.

Capítulo 8

CONSIDERAÇÕES FINAIS

8.1. CONCLUSÃO

A geração de energia elétrica, através do uso da tecnologia de concentradores tipo disco parabólico e motores Stirling, pode vir a ser uma boa opção para o setor energético brasileiro. Considerando ainda que se trata de uma forma de energia limpa, sem emissão de poluentes e que causa um impacto ambiental relativamente baixo.

Para a simulação para a região de Vitória ES, os dados obtidos avaliando a radiação máxima incidente a cada mês são bem entusiasmantes, porém o clima de Vitória é bastante instável com bastante nebulosidade durante o mês, tornando o sistema disco/Stirling instável para estas condições de dias encobertos, sendo necessária outra alternativa de geração de energia.

Outra vantagem da utilização dessa tecnologia é a descentralização da geração elétrica, aliviando o sistema de distribuição, que atualmente encontra-se sobrecarregado, garantindo maior estabilidade à rede.

É importante ressaltar que se a matriz energética brasileira, que se baseia no sistema de hidrelétricas, passar por períodos de escassez de água, os sistemas solares são boas alternativas para compensar este desequilíbrio, já que na estiagem ocorre um índice menor de nebulosidade e conseqüentemente maior incidência de radiação solar.

Entretanto, há a necessidade de uma evolução tecnológica que diminua os custos dos componentes do conjunto concentrador/Stirling para que sua implantação seja viável.

8.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Estudo de sistemas híbridos que utilizam a queima de combustíveis como alternativa para ser a fonte quente do motor Stirling quando a energia solar não estiver disponível.

Construção de um protótipo de um sistema Disco/Stirling e realizar as devidas medições e análises.

Simulação computacional do sistema de trajetória do sol, possibilitando a movimentação do disco para que os raios solares diretos permaneçam perpendiculares à área de abertura do coletor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- [2] DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. **Solar Engineering or Thermal Processes**. 2 ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [3] BARLEV D.; VIDU R.; STROEVE P. **Innovation in concentrated solar power**. Solar Energy Materials & Solar Cells. vol.95, p.2703-2725. 2011.
- [4] SAN JOSÉ J. L. **Análisis de un sistema de disco parabólico com motor stirling**. Dissertação de mestrado, Universidad Carlos III de Madrid. 2009.
- [5] ZANGANEH G.; BADER R.; PEDRETTI A. **A solar dish concentrator based on ellipsoidal polyester membrane facets**. Solar Energy Journal, vol.86, p.40-47. 2011.
- [6] NEPVEU, F.; FERRIERE, A.; BATAILLE, F. **Thermal model of a dish/Stirling systems**. Solar Energy Journal. vol.83, p.81-89. 2008.
- [7] REDDY, K. S.; KUMAR, N. S. **An improved model for natural convection heat loss from modified cavity receiver of solar dish concentrator**. Solar energy Journal. vol.83, p.1884-1892. 2009.
- [8] FINKELSTEIN, T.; ORGAN, A. J. **Air Engines**. 1 ed. New York: American Society of Mechanical Engineers (ASME). 2001.
- [9] BARROS, R. W. **Avaliação Teórica e experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajubá, 2005.
- [10] FRASER, P. R. **Stirling Dish System Performance Prediction Model**. Dissertação de mestrado. University of Wisconsin, 2008.
- [11] http://peswiki.com/index.php/Directory:Stirling_Engine, acessado em 23 de Fevereiro de 2012.

- [12] SILVA, A. S. R. **Estimativa de Produção em Centrais Solares de Concentração**. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. 2010.
- [13] MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4 ed. Rio de Janeiro: LTC. 2002.
- [14] THOMBARE, D. G.; VERMA S. K. **Technological development in the Stirling cycle engines**. Elsevier. vol.12, p.1-38. 2008.
- [15] VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 4 ed. Edgard Blucher Ltda. 1995.
- [16] HIRATA K. **Schmidt Theory for Stirling Engines**. National Maritime Research Institute (NMRI). 1997.
- [17] MARTINI, W.R. **Stirling Engine Design Manual**. National Aeronautics and Space Administration (NASA). 1983.
- [18] http://www.solarpaces.org/CSP_Technology/csp_technology.htm, acessado em 02 de Março de 2012.
- [19] http://www.iema.es.gov.br/download/Relatorio_Qualidade_do_Ar_2006, acessado em 12 de Junho de 2012.
- [20] FOX, R. W.; MC DONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 4 ed. São Paulo: LTC. 2001.
- [21] PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L. **Atlas brasileiro de energia solar**. 1 ed. São José dos Campos: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE). 2006.