

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM COLETOR SOLAR E
MOTOR STIRLING

Lourenço Batista Roxo

São Paulo
2007

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM COLETOR SOLAR E
MOTOR STIRLING

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em engenharia

Lourenço Batista Roxo

Orientador: Silvio de Oliveira Jr.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Roxo, Lourenço Batista
Geração de energia elétrica com coletor solar e motor
stirling
L.B. Roxo. -- São Paulo, 2007.
88 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Energia solar 2.Geração de energia elétrica 3.Motores tér-
micos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departa-
mento de Engenharia Mecânica II.t.**

RESUMO

O presente trabalho tem como meta o projeto de coletores solares de disco parabólico, os quais, geram energia elétrica a partir de um motor Stirling ligado a um gerador, ambos posicionados no foco da parábola. Tais dispositivos já existem, pelo menos, desde a década de setenta, mas seu uso ainda é pouco amplo. Neste documento são apresentados conceitos fundamentais ao entendimento dos sistemas de conversão de energia solar em mecânica. Também são expostos métodos para calcular grandezas pertinentes à radiação solar, e desenvolvem-se relações entre os parâmetros geométricos dos coletores (concentradores) e a energia térmica disponibilizada após a concentração. Além disso, o ciclo Stirling é analisado e são expostas equações que dizem respeito aos fluxos de energia neste. Na seqüência, faz-se o projeto do coletor e do receptor, também se obtém o rendimento térmico do motor, com isso, estima-se o rendimento global do dispositivo e a potência elétrica útil, afim de atender uma demanda relativa à eletrificação rural. É realizado um projeto baseando-se em um valor médio de irradiação solar de uma determinada região brasileira, o qual serve como base metodológica para a confecção de uma planilha que generaliza o método de calculo e permite obter o dimensionamento dos equipamentos em questão para qualquer demanda de potência elétrica, bem como para qualquer irradiação solar média local. Por fim, realiza-se uma análise de viabilidade econômica dos equipamentos. Este texto tem, ainda, a pretensão de servir como elemento de base para futuras pesquisas e experimentos que se relacionem ao uso de concentradores solares parabólicos de foco pontual e motores Stirling.

ABSTRACT

The goal of this report is the project of parabolic dish mirrors with a Stirling engine linked to a generator at the focus point. This kind of device exists at least since the seventies. But, it is still being a technology that is not widely spread. In this text, essential concepts for understanding the systems which deliver mechanical energy from a solar source are shown. Methods to calculate values related to the solar radiation are also exposed, and relations between the geometrical parameters of the collectors and the thermal power available, after concentration, are developed. Furthermore, the Stirling cycle is analyzed, and equations about the energy flux over the cycle are presented. The collector and the receptor devices are projected; the engine efficiency is estimated in order to obtain the global efficiency and the disposable electrical power. A project is made based on a medium value of solar irradiation of a certain region here in Brazil. This one is used as a methodological base for the confection of an Excel plan which generalizes the calculation method and allows us to obtain the equipments dimensions for any electric power demand or any medium local solar irradiation. Finally, it is made an economic viability analysis of the equipments. This text aims to be a useful tool for future researches and experiments on the use of punctual focus parabolic concentrators and Stirling Engines.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DA LITERATURA	2
2.1. Conceitos fundamentais sobre radiação	2
2.1.1. Radiação de um corpo negro.....	5
2.1.2. Emissão de superfícies.....	6
2.1.3. Absortividade	8
2.1.4. Refletividade	10
2.1.5. Transmissividade.....	12
2.1.6. Radiação solar	13
2.2. O motor Stirling	15
2.2.1 O ciclo Stirling	16
2.2.2. Análise do trabalho realizado no ciclo	17
2.2.3. Análise do calor trocado no ciclo.....	19
2.2.4. Análise do rendimento térmico do ciclo.....	21
2.2.5. Tipos de motor Stirling	22
2.2.6. Como funciona o motor Stirling.....	24
2.2.7. Teoria de Schmidt para motores Stirling	27
2.3. História dos coletores solares parabólicos com motor Stirling	34
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	36
3.1. Elementos do sistema de conversão de energia solar em mecânica	36
3.1.1. Características do coletor (concentrador)	36
3.1.2. Concentradores parabólicos circulares (disco parabólico)	38
3.1.3. Materiais ópticos	45
3.1.4. Sistema de rastreamento solar	47
3.1.5. O receptor.....	47
3.1.6. Análise de custos	50
4. RESULTADOS	52
4.1. Dimensionamento do dispositivo.....	52
4.1.1. Demanda a ser atendida	52

4.1.2. O coletor parabólico	53
4.1.3. O receptor.....	55
4.1.3.1. Distribuição de irradiação no plano focal (na abertura da cavidade do receptor).....	55
4.1.3.2. Distribuição de temperaturas no plano focal (na abertura da cavidade)	58
4.1.3.3. Perda de calor por re-emissão	59
4.1.4. Cálculo do rendimento do motor Stirling	60
4.1.5. Potência elétrica disponível e rendimento global.....	60
4.2. O EURODISH e resultados do projeto comparativo	60
4.2.1 Ficha Técnica do EURODISH.....	60
4.2.2. Compilação dos resultados do projeto comparativo.....	62
4.3. Generalização do método	63
4.3.1. Análise dos resultados	79
4.3.1.1. Análise econômica.....	79
5. CONCLUSÕES	81
6. BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA	83
7. ANEXOS.....	85

1. INTRODUÇÃO

Na atualidade, um grande desafio da engenharia é a otimização do uso dos recursos naturais. Esta atitude objetiva, em última instância, o desenvolvimento sustentável. Visando isto, estão sendo estudadas técnicas para melhorar o uso de fontes renováveis de energia, como: solar, eólica, hidráulica e de biomassa. Outra tendência é aprimorar os mecanismos de transformação energética. Deseja-se evitar desperdícios e reduzir o nível de emissões de poluentes. O presente trabalho se insere neste contexto, na medida em que objetiva estabelecer uma metodologia para o projeto de coletores solares de disco parabólico com motor Stirling no foco, o qual é acoplado a um gerador elétrico. Isto é, trata-se de uma aplicação de geração de energia elétrica a partir de energia solar.

Dentre as alternativas de coleta solar para fins de produção de eletricidade esta é, atualmente, a que se mostra mais eficiente no que tange a relação entre energia elétrica produzida e energia solar incidente. Outra vantagem da utilização deste dispositivo é o fato dele ir de encontro com a tendência de descentralização da produção de energia elétrica. Ou seja, ele esta de acordo com o conceito de geração distribuída, em que se têm várias pequenas instalações geradoras espalhadas pelo território nacional. Assim, as grandes usinas hidrelétricas ou termelétricas são poupadas e não é necessário construir enormes linhas de transmissão para distribuir a eletricidade a partir das matrizes geradoras. Tais linhas, às vezes, se tornam muito caras, sem contar os elevados custos de manutenção, o impacto ambiental e as perdas que ocorrem nas longas fiações. Por isso, o coletor solar de disco parabólico com motor Stirling, pode ser usado para prover comunidades afastadas dos grandes centros com eletricidade. E, seu caráter modular permite, ainda, se instalar mais unidades, relativamente rápido, caso a demanda de energia elétrica da comunidade aumente.

No que se refere à disponibilidade comercial e a dispositivos em operação, pode-se dizer que, apesar de já antiga, esta tecnologia encontra-se em fase de aprimoramentos, já que, ainda não é amplamente produzida e tem uma penetração incipiente no mercado.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Conceitos fundamentais sobre radiação

Para o desenvolvimento do presente trabalho é essencial o conhecimento de certos conceitos a cerca da radiação, já que, a energia solar aproveitável por métodos convencionais de coleta, chega na superfície terrestre na forma radiante.

A radiação térmica é um processo de transmissão de calor extremamente importante em aplicações de engenharia. Qualquer substância que esteja a uma temperatura maior que o zero absoluto emitirá radiação. Ela é gerada no interior da matéria, em nível atômico, e está relacionada com a energia liberada como resultado das oscilações ou transições de vários elétrons. Sua propagação independe do meio, diferentemente, da transmissão de calor por condução ou convecção, ela pode se transportar até no vácuo. A radiação pode ser descrita como a propagação de um conjunto de partículas denominadas fótons ou quanta. Alternativamente, pode ser vista como a propagação de ondas eletromagnéticas. Em qualquer caso, atribuem-se à radiação as propriedades fundamentais das ondas, frequência ν e comprimento de onda λ . As duas propriedades são relacionadas pela expressão:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \tag{2.1}$$

onde c é a velocidade da luz no meio. No caso do vácuo: $c_0 = 2,998 \times 10^8$ m/s.

Para a maioria dos sólidos e líquidos, pode-se admitir que a radiação é um fenômeno de superfície, tendo em vista que a parcela emitida pelas moléculas internas é fortemente absorvida pelas moléculas adjacentes, e sua emissão para o meio se dá, essencialmente, a partir da superfície exposta. A radiação térmica emitida por uma superfície engloba uma faixa de comprimentos de onda. Por isso, ela consiste em uma distribuição contínua e não-uniforme de componentes monocromáticos (comprimento de onda únicos). Por radiação térmica, entende-se

como: a parte da radiação pertinente à transferência de calor. Esta é existente apenas em uma faixa, ou banda, de comprimentos de onda, como se observa na Figura 2.1.

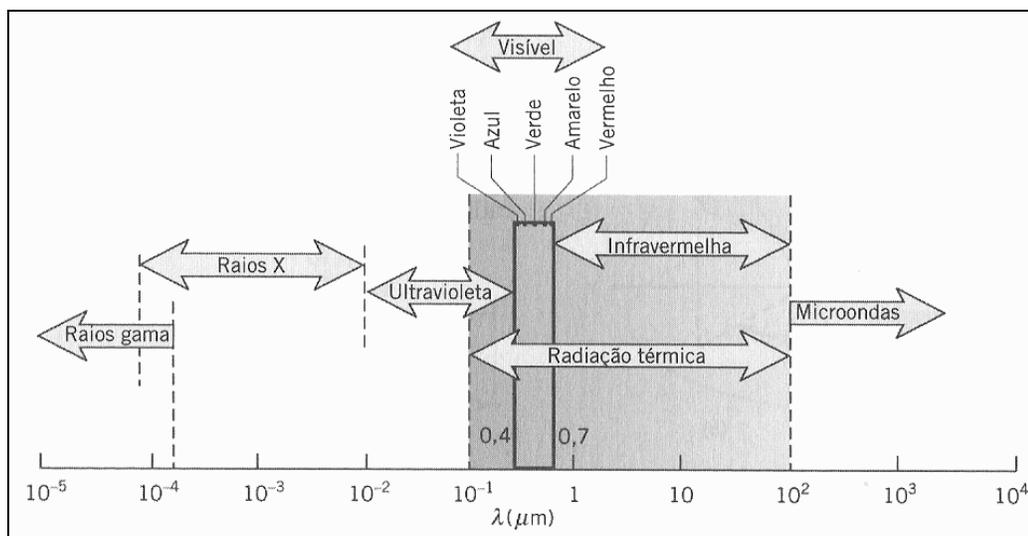


Fig. 2.1 - Espectro da radiação eletromagnética, (Incropera, 2003).

Repare que os comprimentos de onda em questão são da ordem de μm , e que a banda visível está compreendida dentro da faixa de radiação térmica. Na sequência serão expostos alguns parâmetros que possibilitam uma análise energética da radiação, em termos de fluxo ou taxa de energia transportada por ela.

A intensidade espectral é uma propriedade fundamental da radiação, e consiste na taxa de energia radiante emitida a um determinado comprimento de onda λ , por unidade de área projetada do emissor (projetada na direção que liga o emissor ao receptor da energia radiante, isto é, a área com que o receptor “enxerga” o emissor). Repare que ela depende do comprimento de onda e, o termo: espectral, é utilizado para nos referirmos a esta dependência. A intensidade espectral da radiação, em qualquer comprimento de onda, também depende da natureza e da temperatura da superfície emissora. Da definição de intensidade espectral, percebe-se que uma superfície pode emitir radiação com diferentes intensidades para diferentes direções consideradas (ela depende de como o receptor “enxerga” a superfície emissora), criando, assim, uma distribuição direcional da radiação emitida. Quando a intensidade da radiação emitida independe da direção de emissão, a superfície

emissora é chamada de difusa. A análise direcional da radiação, normalmente é feita em coordenadas esféricas, estando a origem destas sobre um elemento diferencial de área (dA_1) da superfície emissora. O sistema de coordenadas em questão está representado na Figura 2.2.

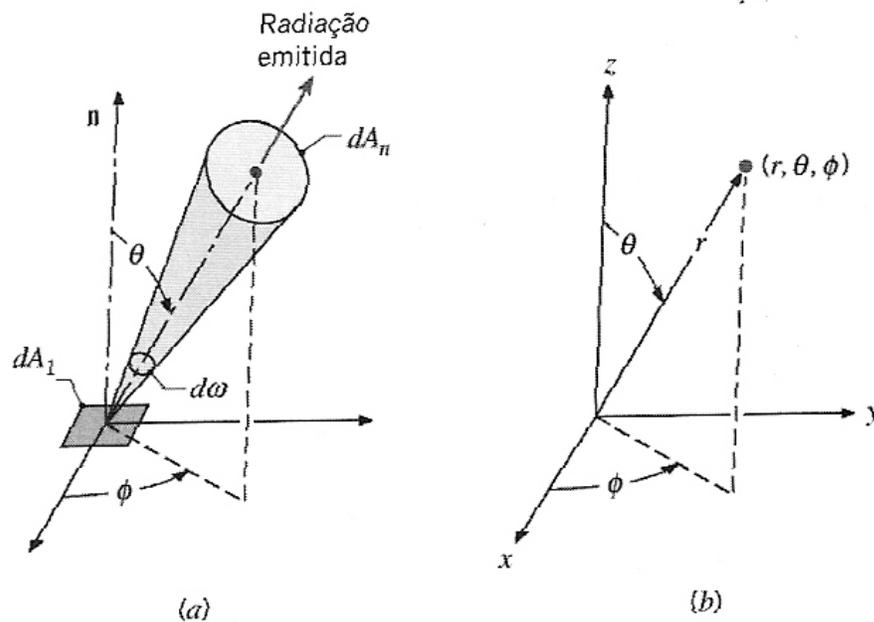


Fig. 2.2 – Natureza direcional da radiação. (a) Emissão da radiação de uma área diferencial dA_1 no interior de um ângulo sólido $d\omega$ “visto” por um receptor de área dA_n . (b) Sistema de coordenadas esféricas, (Incropera, 2003).

A partir do conceito de intensidade espectral é possível obter outras propriedades relevantes da radiação, como o poder emissivo espectral, este consiste na taxa de energia emitida por uma superfície a um determinado comprimento de onda λ , mas não mais por unidade de área projetada, e sim, por unidade de área da superfície do emissor. Baseando-se nesta definição pode-se definir, ainda, o poder emissivo total ou simplesmente poder emissivo, o qual, consiste na taxa de energia emitida por unidade de área de superfície emissora, em todos os comprimentos de onda que compõe o espectro da radiação emitida. Ou seja, ele é a soma de todos os poderes emissivos espectrais diferenciais, para todos os comprimentos de onda emitidos, e sua unidade no Sistema Internacional de unidades é W/m^2 . Na seqüência

do trabalho são expostas outras propriedades bastante úteis no tratamento da radiação.

2.1.1. Radiação de um corpo negro

O corpo negro é uma superfície ideal, que serve como base para muitos cálculos nas análises da radiação. Ele tem as seguintes propriedades:

- Absorve toda a radiação incidente, independentemente do comprimento de onda e direção.
- Para uma temperatura e comprimento de onda dados, nenhuma superfície pode emitir mais energia do que um corpo negro.
- Embora a radiação emitida por um corpo negro seja uma função do comprimento de onda e da temperatura, ela é independente da direção. Isto é, o corpo negro é um emissor difuso.

A distribuição da intensidade espectral (em função do comprimento de onda e da temperatura) de um corpo negro é bem conhecida, tendo sido determinada primeiramente por Planck, por isso, também é conhecida como distribuição de Planck. Esta é dada por:

$$I_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{2hc_o^2}{\lambda^5 [\exp(C_2 / \lambda T) - 1]} \quad (2.2)$$

onde $h = 6,6256 \times 10^{-34}$ J.s e $k = 1,3805 \times 10^{-23}$ J/K são as constantes universais de Planck e Boltzmann, respectivamente, c_o é a velocidade da luz no vácuo e T é a temperatura absoluta do corpo negro (K). Sendo o corpo negro um emissor difuso, a distribuição de seu poder emissivo espectral (E), em função do comprimento de onda e da temperatura, pode ser dada pela eq.(2.3).

$$E_{\lambda,b}(\lambda, T) = \pi I_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2 / \lambda T) - 1]} \quad (2.3a)$$

onde a primeira e a segunda constantes de radiação são $C_1 = 3,742 \times 10^8 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4/\text{m}^2$ e $C_2 = 1,439 \times 10^4 \mu\text{m} \cdot \text{K}$.

Perceba que as eqs. (2.2) e (2.3) podem ser integradas na faixa de comprimentos de onda (banda) que interessam à análise, para se obter a intensidade de banda, ou o poder emissivo de banda. Ou ainda, podem ser integradas de zero a infinito, para se obter a intensidade total, ou poder emissivo total.

Por fim é fundamental expor a lei de Stefan – Boltzmann, que consiste na integração da eq. (2.3a), sobre todos os comprimentos de onda (intervalo de integração de zero a infinito). Assim, obtém-se o poder emissivo total de um corpo negro à temperatura absoluta T:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (2.3b)$$

onde σ é a constante de Stefan – Boltzmann, e vale: $\sigma = 5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

2.1.2. Emissão de superfícies

Emissividade é uma propriedade relevante para todos os materiais, quando se deseja fazer análises pertinentes à radiação. A emissividade espectral é definida como a razão entre o poder emissivo espectral da superfície em questão e o poder emissivo espectral de um corpo negro à mesma temperatura. Normalmente, a distribuição do poder emissivo espectral de uma superfície real difere da distribuição de Planck para o corpo negro, como pode ser visto na Figura 2.3. Existem vários tipos de emissividade além da espectral, uma delas, é a emissividade direcional que é definida, pois a distribuição direcional da radiação emitida pela superfície pode ser diferente da difusa. Assim sendo, a emissividade pode assumir diferentes valores conforme estamos interessados na emissão a um dado comprimento de onda ou em uma dada direção, ou nas médias integradas sobre o comprimento de onda e direção.

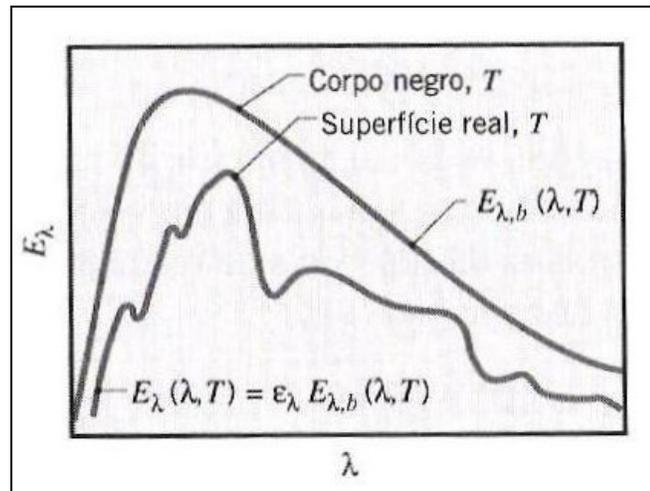


Fig. 2.3 – Comparação da distribuição espectral, (Incropera, 2003).

Muitas generalizações podem ser feitas quanto à emissividade total (em todos os comprimentos de onda e em todas as direções) dos materiais, sendo algumas delas listadas abaixo:

- A emissividade de superfícies metálicas é geralmente pequena, alcançando valores tão baixos quanto 0,02 para ouro e prata altamente polidos.
- A presença de camada de oxido pode aumentar significativamente a emissividade de superfícies metálicas. Contraste com o valor de 0,10 para o aço inoxidável levemente oxidado para o valor de aproximadamente 0,50 para a forma fortemente oxidada.
- A emissividade dos não-condutores é comparativamente alta, excedendo geralmente 0,60.
- A emissividade dos condutores cresce com o aumento da temperatura; entretanto, dependendo do material específico, a emissividade dos não-condutores pode ou crescer ou decrescer com o aumento da temperatura.

2.1.3. Absortividade

A absortividade direcional espectral é uma propriedade que determina a fração da intensidade espectral incidente, que é absorvida por uma superfície. E é definida como:

$$\alpha_{\lambda,\theta}(\lambda,\theta,\phi) \equiv \frac{I_{\lambda,i,abs}(\lambda,\theta,\phi)}{I_{\lambda,i}(\lambda,\theta,\phi)} \quad (2.4)$$

onde, θ e Φ representam, respectivamente, os ângulos de zênite e azimute das coordenadas esféricas que exprimem a característica direcional das propriedades envolvidas (mais detalhes na Figura 2.2).

Repare que nesta expressão, despreza-se qualquer dependência da absortividade em relação à temperatura da superfície. Tal dependência é pequena para a maior parte das propriedades radiativas, que serão apresentadas mais a diante.

A absortividade hemisférica total, α , representa a média integrada sobre a direção e o comprimento de onda, da absortividade direcional espectral. Ela é definida como a fração da irradiação (G) absorvida por uma superfície (sendo irradiação o fluxo de energia radiante incidente), por área de superfície receptora (W/m^2). Tal propriedade é dada por:

$$\alpha \equiv \frac{G_{abs}}{G} \quad (2.5)$$

Desses resultados, depreendemos o seguinte fato: como $\alpha_{\lambda,\theta}$ depende da distribuição espectral da radiação incidente, seu valor para uma superfície exposta a radiação solar pode diferir apreciavelmente de seu valor para a mesma superfície exposta a radiação de comprimentos mais altos de onda.

Uma vez que, a distribuição espectral da radiação solar é aproximadamente proporcional à da emissão de um corpo negro a 5800 K, a absortividade total para a radiação solar α_s , pode ser aproximada como:

$$\alpha_s = \frac{\int_0^{\infty} \alpha_{\lambda}(\lambda) E_{\lambda,b}(\lambda, 5800K) d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{\lambda,b}(\lambda, 5800K) d\lambda} \quad (2.7)$$

A Figura 2.4 mostra valores de absorptividade total à radiação solar para várias superfícies.

SUPERFÍCIE	α_s	ϵ (300 K)	α_s/ϵ
Filme de alumínio evaporado	0,09	0,03	3,0
Quartzo fundido sobre filme de alumínio	0,19	0,81	0,24
Pintura branca em substrato metálico	0,21	0,96	0,22
Pintura negra em substrato metálico	0,97	0,97	1,0
Aço inoxidável, conforme recebido, fosco	0,50	0,21	2,4
Tijolo vermelho	0,63	0,93	0,68
Pele humana (raça branca)	0,62	0,97	0,64
Neve	0,28	0,97	0,29
Palha de milho	0,76	0,97	0,78

Fig. 2.4 – Valores de absorptividade total à radiação solar e emissividades totais para superfícies de diversos materiais, (Incropera, 2003).

A grandeza α_s/ϵ é de grande interesse em engenharia e ela deve ter valores pequenos para superfícies que visem dissipar calor, e valores grandes para superfícies que objetivem absorver a radiação solar.

2.1.4. Refletividade

A refletividade, ou reflectância, é uma propriedade que determina a fração da radiação incidente refletida por uma superfície. Entretanto, sua definição pode assumir diversas formas diferentes, assim como foi mostrado para as propriedades anteriores. Neste caso, além de depender da direção da radiação incidente, a refletividade também depende da direção da radiação refletida. Para evitar essa complicação trabalha-se exclusivamente com uma refletividade que represente uma média integrada sobre o hemisfério (região espacial que tem forma de metade de uma esfera, e compreende todas as direções de reflexão possíveis a partir dos elementos diferenciais de superfície refletora localizados no meio da esfera). Dessa forma, não é preciso fornecer informações relativas à distribuição direcional dessa radiação. A refletividade hemisférica total ρ é então definida como:

$$\rho \equiv \frac{G_{ref}}{G} \quad (2.8)$$

As superfícies refletoras podem ser consideradas difusas ou especulares, de acordo com a maneira pela qual elas refletem a radiação, vide Figura 2.5. A reflexão difusa ocorre se, para qualquer direção da radiação incidente, a intensidade da radiação refletida for independente do ângulo de reflexão. Ao contrário, se toda a reflexão for na direção de θ_2 , que equivale ao ângulo incidente θ_1 , ocorre a reflexão especular. Embora nenhuma superfície seja perfeitamente difusa ou especular, a última condição é mais bem aproximada por superfícies polidas como espelhos e a primeira condição por superfícies rugosas. Claro que a refletividade também depende do material da superfície refletora, tal fato é exposto na Figura 2.6.

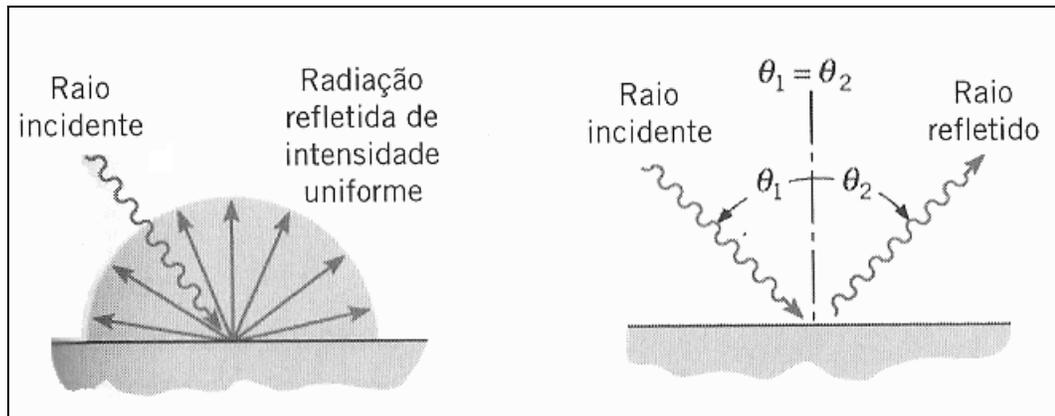


Fig. 2.5 - Reflexões difusas e especular, (Incropera, 2003).

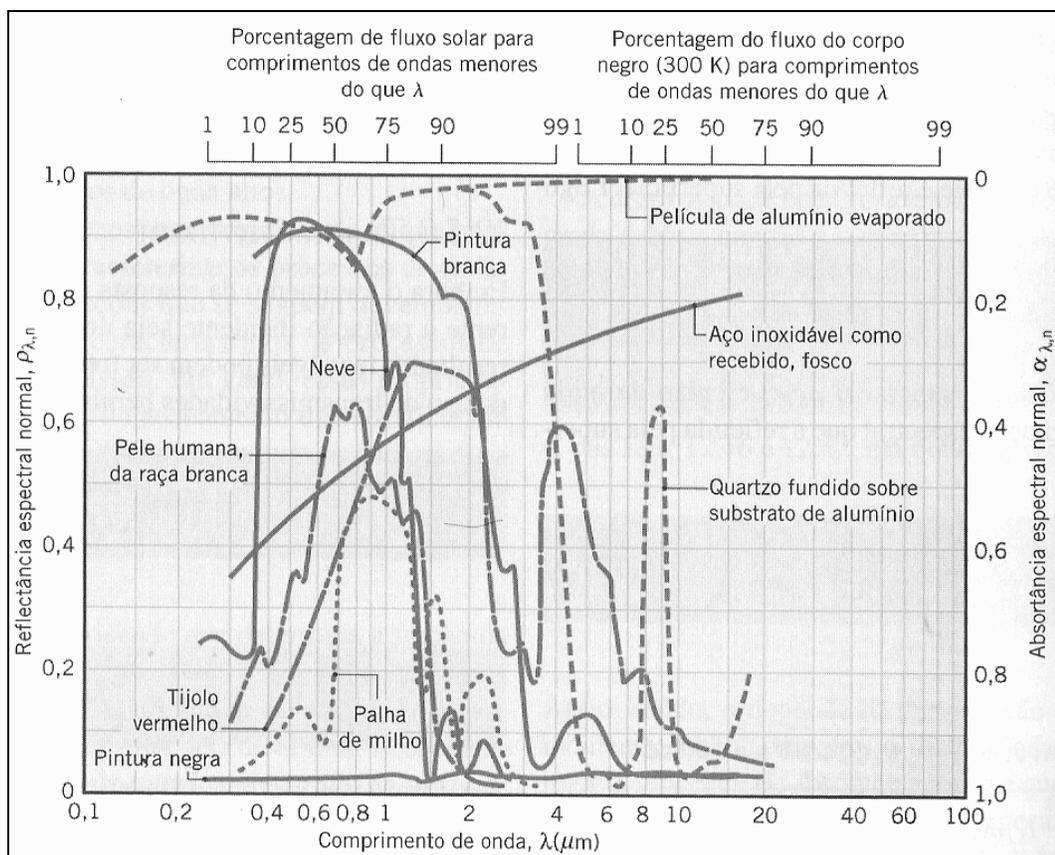


Fig. 2.6 - Distribuição espectral de refletividades e absorptividades (normais às superfícies) de materiais variados, (Incropera, 2003).

2.1.5. Transmissividade

Transmissividade, ou transmitância consiste, essencialmente, na parcela da irradiação que atravessa o material da superfície receptora, sobre a irradiação total. Embora o tratamento de resposta de um material semitransparente (que permite que a radiação penetre e atravesse parcialmente) à radiação incidente seja um problema complicado, resultados razoáveis podem ser frequentemente obtidos através do uso de transmissividades hemisféricas definidas como:

$$\text{Espectral: } \tau_{\lambda} = \frac{G_{\lambda,ir}(\lambda)}{G(\lambda)} \quad (2.8)$$

$$\text{Total: } \tau = \frac{G_{ir}}{G} \quad (2.9)$$

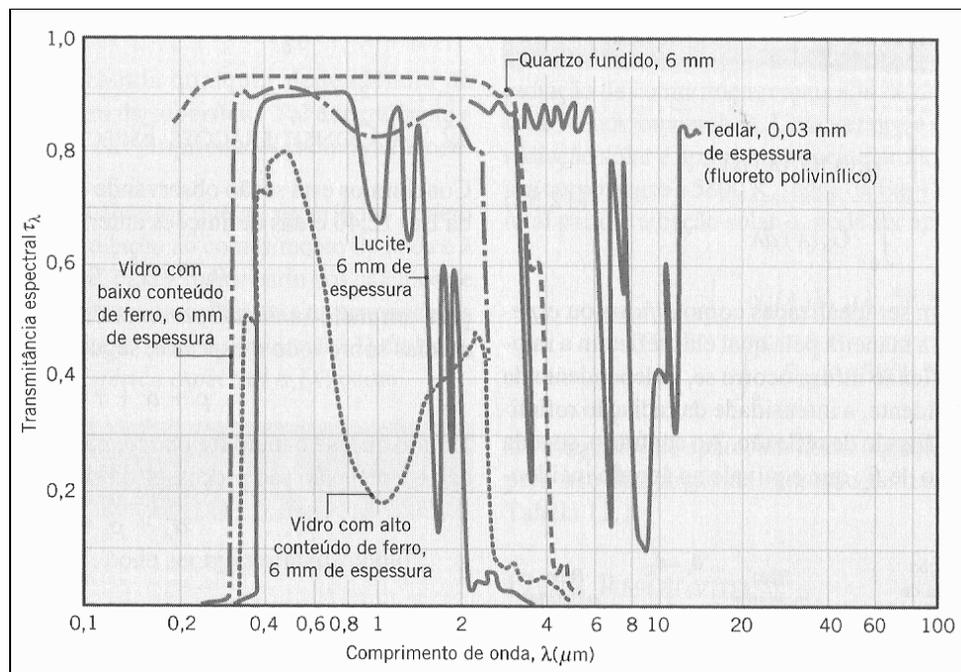


Fig. 2.7 - Distribuição das transmitâncias espectrais de materiais semitransparentes, (Incropera, 2003).

2.1.6. Radiação solar

O Sol pode ser aproximado por uma fonte de radiação esférica que tem $1,39 \times 10^9$ m no diâmetro e se localiza a $1,5 \times 10^{11}$ m da Terra. No que se refere à intensidade espectral e direcional da radiação solar incidente, é necessário distinguir entre as condições de superfície da terra e fora da atmosfera terrestre.

Conforme mostrado na Figura 2.8, distribuição espectral da irradiação solar se aproxima à de um corpo negro a 5800 K. Ela é concentrada na região de baixo comprimento de onda ($0,2 \leq \lambda \leq 3 \mu\text{m}$) do espectro térmico, com o pico ocorrendo em aproximadamente $0,50 \mu\text{m}$.

Conforme a radiação solar passa através da atmosfera, sua magnitude e sua distribuição espectral e direcional sofrem variação significativa. A variação ocorre devido à absorção e dispersão da radiação pelos constituintes atmosféricos. O efeito da absorção pelos gases atmosféricos O_3 (ozônio), H_2O , O_2 e CO_2 é fazer com que a irradiação que chega à superfície terrestre seja menor do que aquela que chega à atmosfera superior, por isso, sua curva fica mais abaixo na Figura 2.8. Em todo o espectro solar, existe também uma absorção contínua da radiação pelo conteúdo de poeira e aerossol da atmosfera.

A dispersão atmosférica fornece o redirecionamento dos raios de Sol de dois tipos. A dispersão de Rayleigh (ou molecular) pelas moléculas do gás, fornece uma dispersão, aproximadamente, uniforme da radiação em todas as direções. Assim sendo, em torno da metade da radiação dispersada é redirecionada para o espaço, enquanto a parte restante incide na superfície terrestre. Em qualquer ponto sobre esta superfície, a radiação dispersada é incidente de todas as direções. Ao contrário, a dispersão de Mie pelas partículas de poeira e aerossol da atmosfera é concentrada nas direções que se encontram próximas àquelas dos raios incidentes. Logo, praticamente toda essa radiação incide na superfície da Terra nas direções próximas àquela dos raios solares.

A radiação solar total que atinge a superfície da Terra é, dessa forma, a soma das contribuições direta e difusa (disperça). A contribuição difusa pode variar de aproximadamente 10% da radiação solar total em um dia claro para aproximadamente 100% em um dia totalmente nublado.

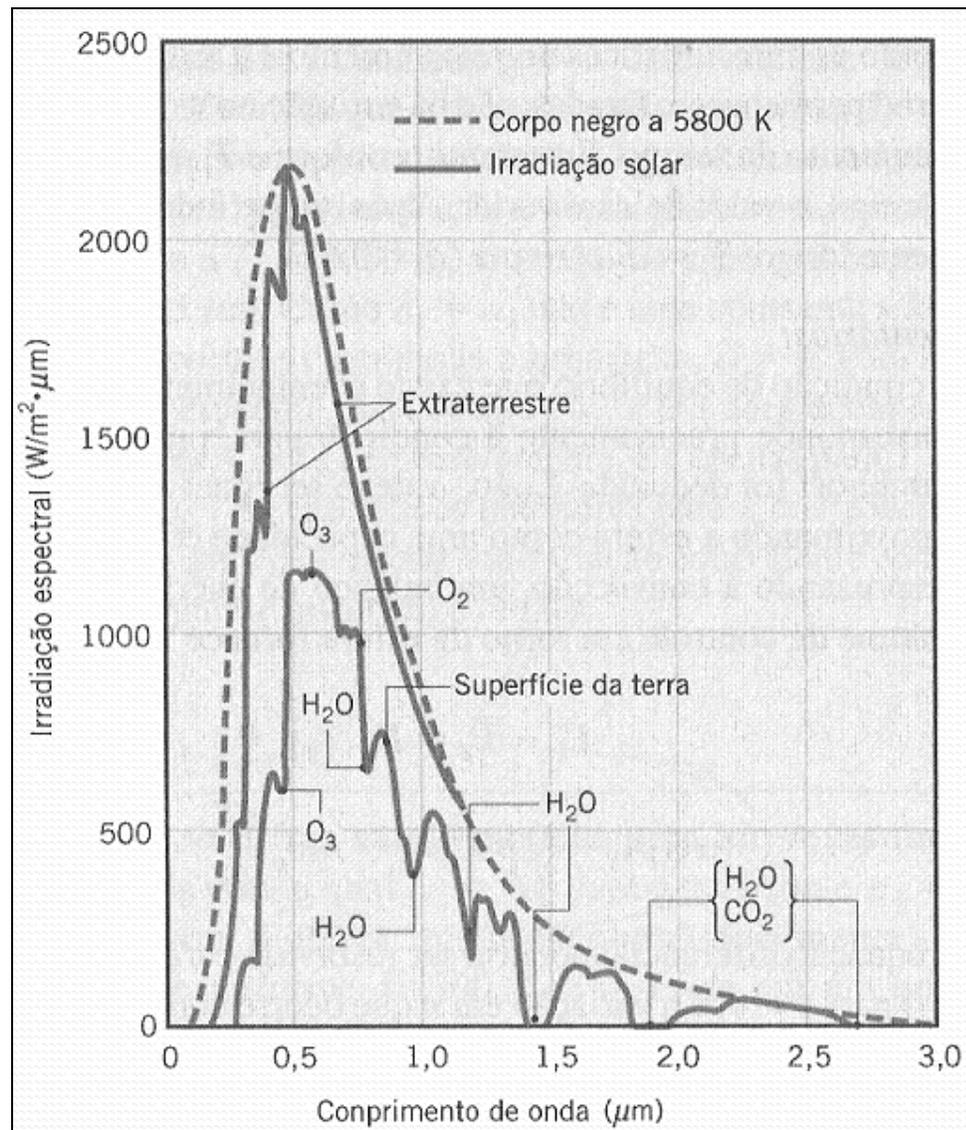


Fig. 2.8 - Distribuição espectral da radiação solar, (Incropera, 2003).

2.2. O motor Stirling

O motor Stirling é muitas vezes chamado de motor de combustão externa, mas o calor fornecido ao motor não é necessariamente provindo de uma combustão. Ele foi aperfeiçoado pelo pastor escocês Robert Stirling e por seu irmão em 1816. Eles visavam a substituição do motor a vapor. No início do século 19, as máquinas a vapor explodiam com muita frequência, em função da precária tecnologia metalúrgica das caldeiras, que se rompiam quando submetidas à alta pressão. Então, os irmãos Stirling buscaram conceber um mecanismo mais seguro, que produzisse trabalho sem ser preciso comprimir e aquecer água em bombas e geradores de vapor.

Este tipo de motor funciona com um ciclo termodinâmico composto de 4 fases compressão isotérmica, aquecimento isométrico, expansão isotérmica e resfriamento isométrico. Este é o ciclo idealizado (válido para gases perfeitos), que diverge do ciclo real medido por instrumentos. Não obstante, encontra-se muito próximo do chamado Ciclo de Carnot, que estabelece o limite teórico máximo de rendimento das máquinas térmicas. O motor Stirling surpreende por sua simplicidade, pois consiste de duas câmaras em diferentes temperaturas que aquecem e resfriam um gás de forma alternada, provocando expansões e contrações cíclicas, o que faz movimentar dois êmbolos ligados a um eixo comum. O gás utilizado nos modelos mais simples é o ar; hélio ou hidrogênio pressurizado (até 150 kgf/cm²) são empregados nas versões de alta potência e rendimento. Ao contrário dos motores de combustão interna, o fluido de trabalho nunca deixa o interior do motor; trata-se portanto de uma máquina de ciclo fechado. Alguns protótipos construídos pela empresa holandesa Phillips nos anos 50 e 60 chegaram a índices de rendimento de 45%, superando facilmente os motores a gasolina, diesel e as máquinas a vapor (eficiência entre 20% e 30%).

O motor Stirling apresenta diversas vantagens: é pouco poluente pois pode se valer de uma combustão contínua, e não intermitente como nos motores de ciclo Diesel ou Otto, permitindo uma queima mais completa e eficiente do combustível. Por isso é muito silencioso e apresenta baixa vibração (não há explosão). É verdadeiramente multi-combustível, pode utilizar praticamente qualquer fonte energética: gasolina, etanol, metanol, gás natural, óleo diesel, biogás, GLP, energia

solar, calor geotérmico e outros. Basta gerar uma diferença de temperatura significativa entre a câmara quente e a câmara fria para produzir trabalho (quanto maior a diferença de temperatura, maior é a eficiência do processo e mais compacto o motor). Como exemplo de durabilidade pode-se mencionar que um motor de 50 kW de potência apresenta algo em torno de 25000 horas de vida útil esperada.

Sua maior desvantagem consiste na dificuldade de dar partida e variar sua velocidade de rotação rapidamente, sendo complicado seu emprego em veículos como carros e caminhões, embora modelos de propulsão híbrida (elétrico e motor térmico) possam ser viáveis. Também há problemas técnicos a serem resolvidos quanto ao sistema de vedação, que impede o vazamento do fluido de trabalho, particularmente, quando se empregam gases inertes e leves (hélio, hidrogênio) difíceis de serem confinados sob alta pressão sem difundirem para o exterior. O sistema de vedação também deve evitar que o fluido de trabalho seja contaminado pelo óleo de lubrificação. O rendimento do motor é normalmente maior com altas pressões, conforme o gás de trabalho, porém, quanto maior a pressão de trabalho maior será a dificuldade de vedação do motor. Como exemplo pode-se citar o uso do hidrogênio, um gás cuja molécula é de reduzido tamanho em altas velocidades e pressão (20MPa). Além disso, os motores Stirling ainda são mais caros, quando comparados a um motor de combustão interna. Chegando a custar o dobro de um motor que opere segundo o ciclo Diesel e desenvolva a mesma potência. O que encarece a fabricação é a produção de trocadores de calor adequados.

2.2.1 O ciclo Stirling

O ciclo Stirling é composto pelos seguintes processos:

(1-2): Compressão isotérmica

(2-3): Troca de calor com a fonte quente a volume constante

(3-4): Expansão isotérmica

(4-1): Troca de calor com a fonte fria a volume constante

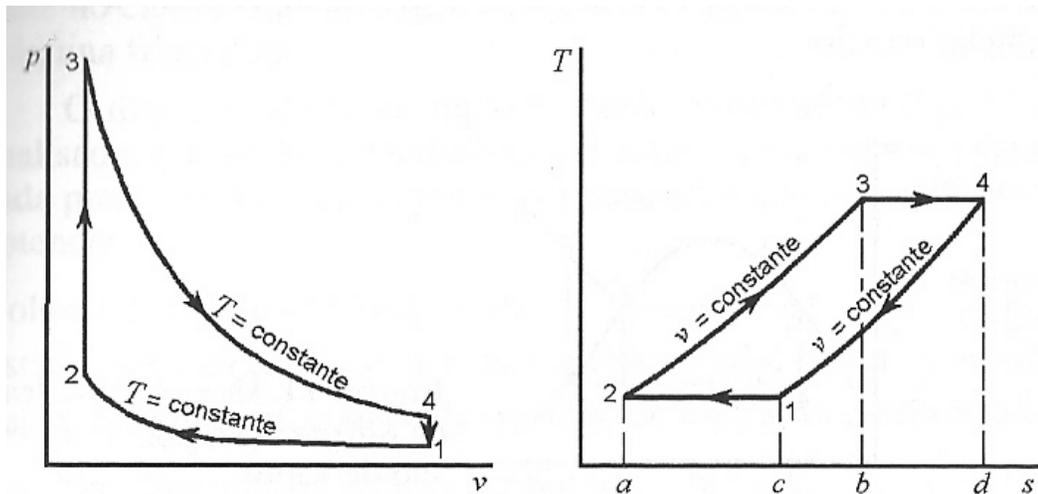


Fig. 2.9 - Diagramas P-v e T-s dos processos do ciclo Stirling. (Sonntag, 2003)

A partir dos diagramas observa-se características próprias do ciclo Stirling. Ele é semelhante ao ciclo Otto, mas os processos de compressão (1-2) e expansão (3-4) se dão à temperatura constante e não à entropia constante.

O significado da regeneração pode ser visto no diagrama T-s. Note que a transferência de calor para o gás no processo (2-3) corresponde a área 2-3-b-a-2, e é exatamente igual a transferência de calor do gás no processo (4-1), correspondente a área 1-4-d-c-1. Assim, no ciclo ideal, todo o calor transferido ao ciclo, Q_H , é fornecido no processo de expansão isotérmica (3-4) e toda rejeição de calor, Q_L , ocorre no processo de compressão isotérmica (1-2). Como todas as transferências de calor ocorrem em processos isotérmicos a eficiência deste ciclo é igual a eficiência do ciclo de Carnot que opera entre as mesmas temperaturas.

2.2.2. Análise do trabalho realizado no ciclo

Como o fluido de trabalho é composto por uma massa fixa, estamos analisando um sistema e não um volume de controle. Portanto, a expressão adequada para o cálculo do trabalho neste ciclo é:

$$W = \oint p.dV \quad (2.10a)$$

Já que os processos de troca de calor (2-3) e (4-1) são a volume constante, só há realização de trabalho nos processos de compressão (1-2) e de expansão (3-4), assim:

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV + \int_{V_3}^{V_4} p \cdot dV \quad (2.10b)$$

Tratando o fluido de trabalho como gás perfeito tem-se:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.11a)$$

Sendo os processos de compressão e expansão isotérmicos podemos considerar:

$$P(V) = \frac{m \cdot R \cdot T}{V} \quad (2.11a)$$

Substituindo P(V) em uma integral genérica de trabalho devido a deslocamento de fronteira do sistema:

$$\int_{V_A}^{V_B} p \cdot dV = \int_{V_A}^{V_B} \frac{m \cdot R \cdot T}{V} \cdot dV = m \cdot R \cdot T \cdot \ln V \Big|_{V_A}^{V_B} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{V_B}{V_A} \right) \quad (2.12)$$

Sendo T_H a temperatura do reservatório de alta temperatura e T_L a temperatura do de baixa, vamos aplicar o resultado obtido acima no problema em questão:

$$W = m \cdot R \cdot T_L \cdot \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) + m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) \quad (2.13a)$$

Como $V_4 = V_1$ e $V_3 = V_2$:

$$W = m.R.\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right).(T_H - T_L) \quad (2.13b)$$

A partir desse resultado se verifica que o trabalho produzido pelo ciclo pode ser maximizado, se a diferença de temperaturas entre as fontes quente e fria ($T_H - T_L$) for aumentada, se a taxa de compressão $\left(\frac{V_1}{V_2}\right)$ crescer, se aumentarmos a massa de fluido de trabalho, ou se utilizarmos um gás ou mistura de gases com constante específica R elevada.

2.2.3. Análise do calor trocado no ciclo

O calor trocado no ciclo pode ser avaliado pela seguinte integral cíclica:

$$Q = \oint T.dS \quad (2.14a)$$

Como já mencionado anteriormente, devido à regeneração os calores trocados nos processos (2-3) com a fonte quente e (4-1) com a fonte fria são iguais e com sinais opostos, por isso só há troca de calor nos processos isotérmicos (1-2) de compressão à T_L e (3-4) de expansão à T_H são contabilizados no cálculo da troca de calor líquida do ciclo:

$$Q = \int_{S_3}^{S_4} T_H.dS + \int_{S_1}^{S_2} T_L.dS \quad (2.14b)$$

É importante lembrar que por estarmos analisando um ciclo temos que: $\oint \delta Q = \oint \delta W$ e por isso, o calor líquido transferido é igual ao trabalho líquido anteriormente calculado.

É útil definir:

$$Q_H = \int_{S_3}^{S_4} T_H . dS \quad (2.15a)$$

$$Q_L = \int_{S_1}^{S_2} T_L . dS \quad (2.15b)$$

Façamos agora uma abordagem das trocas de calor aos olhos da primeira lei da termodinâmica:

A primeira lei da termodinâmica aplicada a um sistema na forma diferencial é:

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (2.16)$$

Sendo $\delta Q = T . dS$, $\delta W = p . dV$ e dU a variação da energia interna. Lembrando que por estarmos considerando o fluido de trabalho um gás perfeito se o processo que ocorrer for isotérmico a parcela dU será nula.

Aplicando-se a primeira lei ao processo em que ocorre a troca de calor Q_H , isto é a expansão isotérmica (3-4):

$$Q_H = \int_{S_3}^{S_4} T_H . dS = \int_{V_3}^{V_4} p . dV = m . R . T_H . \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) = m . R . T_H . \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (2.17)$$

Aplicando-se a primeira lei ao processo em que ocorre a troca de calor Q_L , isto é a compressão isotérmica (1-2):

$$Q_L = \int_{S_1}^{S_2} T_L \cdot dS = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = m \cdot R \cdot T_L \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (2.18)$$

2.2.4. Análise do rendimento térmico do ciclo

Sendo a definição de rendimento térmico:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (2.19)$$

Assim:

$$\eta_{STIRLING} = \frac{m \cdot R \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \cdot (T_H - T_L)}{m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} = \frac{(T_H - T_L)}{T_H} \quad (2.20)$$

A partir disso se verifica que $\eta_{STIRLING} = \eta_{CARNOT}$

É fundamental dizer que isso é válido no cálculo do rendimento térmico do ciclo, no entanto, em motores reais essa igualdade nunca é verdadeira, já que existem muitos processos irreversíveis envolvidos como atrito entre partes móveis, atrito viscoso do fluido de trabalho, trocas de calor não ideais com reservatórios térmicos e outros.

2.2.5. Tipos de motor Stirling

Os elementos essenciais em um motor Stirling são: dois cilindros, um para expansão e o outro para a compressão e três trocadores de calor. Estes componentes podem ser dispostos de diversas maneiras possibilitando uma grande adequação ao espaço físico.

Três diferentes configurações, chamadas de alfa, beta e gama, são comumente usadas. Cada configuração possui o mesmo ciclo termodinâmico, mas diferentes características de projeto mecânico, tais configurações são expostas a seguir.

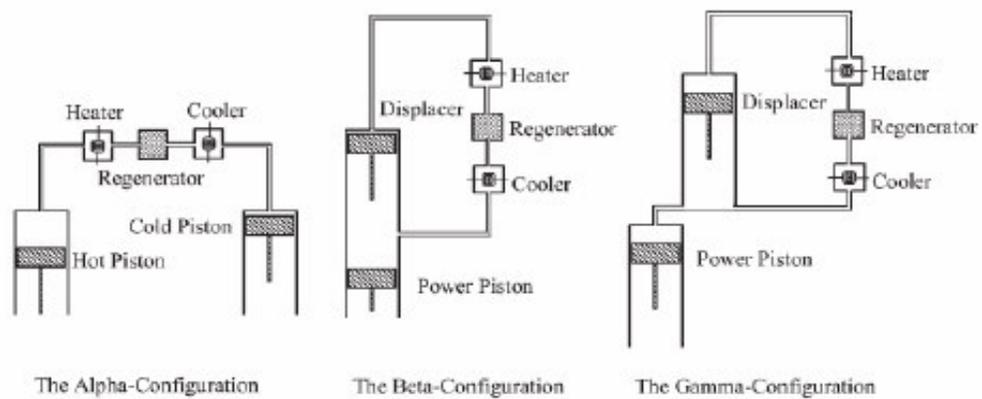


Fig. 2.10 - Tipos de motor Stirling (Wilke, 2003)

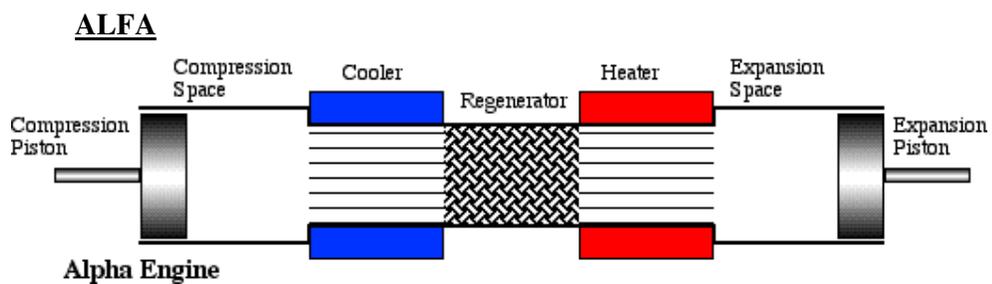


Fig. - 2.11 Motor Stirling tipo alfa (Barros, 2005)

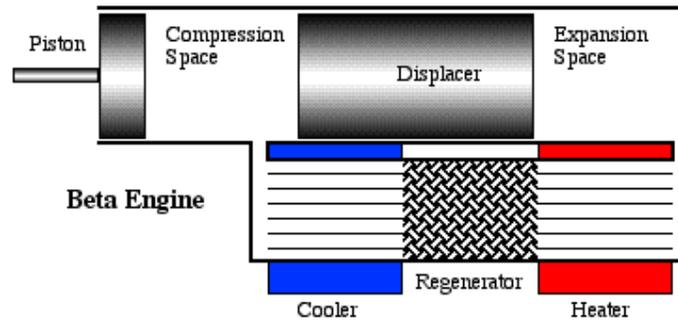
BETA

Fig. 2.12 - Motor Stirling tipo beta (Barros, 2005)

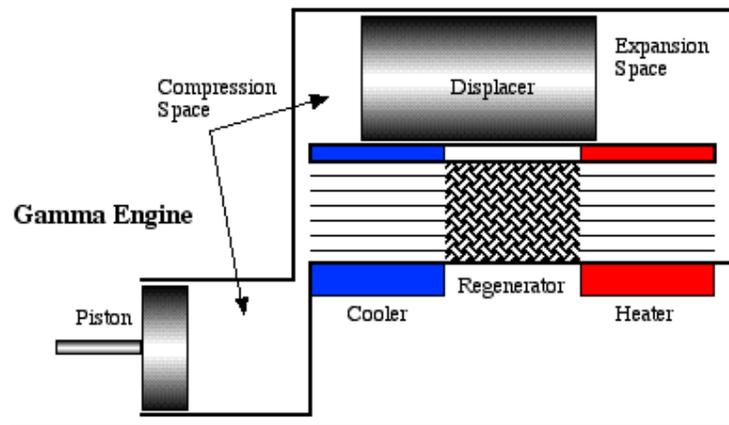
GAMA

Fig. 2.13 - Motor Stirling tipo gama (Barros, 2005)

A chamada configuração alfa do motor Stirling é, provavelmente, a mais fácil de se compreender. A configuração alfa se caracteriza por um arranjo simples de dois cilindros em separado que são conectados em série por um aquecedor, um regenerador e um arrefecedor. É claro que essa descrição se constituiu na configuração mais básica e simples do motor Stirling, mas existem motores com configuração alfa de multicilindros. Para o entendimento do ciclo é mais fácil utilizar-se a configuração apresentada.

Os seguintes componentes fazem parte deste arranjo:

- Regenerador (“regenerator”): trata-se de um trocador de calor regenerativo, este componente do motor é usado para “armazenar” o calor durante parte do ciclo e devolvê-la ao gás durante o restante do ciclo. A inclusão deste componente do motor Stirling é fundamental, pois com o seu uso o ciclo se torna mais próximo do teórico. O regenerador é um trocador de calor composto por uma matriz de tubos ou um metal poroso, ou ainda, simplesmente uma cadeia ou labirinto de finas placas de metal (aletas) na qual as paredes do metal é que trocam calor com o gás.

- Fluido de trabalho: vários tipos de gases podem ser utilizados, a seleção adequada do gás depende principalmente de custo e eficiência. O gás é completamente isolado das partes móveis do motor em suas câmaras e devem ser consideradas as pressões ideais de trabalho, que variam conforme o gás.

- Pistões: na configuração alfa mais simples, há dois pistões. Cada pistão age no “lado quente” do motor ou no “lado frio”. São ligados a um virabrequim ou um sistema de alavancas, que determina o tempo necessário de atuação para o ideal fluxo de gás no motor Stirling.

- Aquecedor (“Heater”) e Refrigerador (“cooler”): são os trocadores de calor que ficam em contato com os reservatórios térmicos de alta e baixa temperaturas respectivamente.

2.2.6. Como funciona o motor Stirling

Na seqüência são mostrados os quatro processos do ciclo em ordem, e são válidos para um motor de configuração alfa. As figuras representam o esquema, com o respectivo gráfico pressão-volume ao lado. Serão usadas as denominações: “pistão frio” para se designar o pistão do lado frio (a temperatura T_c) do motor e “pistão quente” para o pistão do lado que trabalha sob a temperatura mais elevada (T_h).

(1-2): Compressão isotérmica:

O pistão frio se move a partir do ponto morto inferior (Cmin) para cima até um ponto intermediário (Ci), comprimindo o gás de trabalho, e o calor produzido pela compressão é simultaneamente rejeitado.

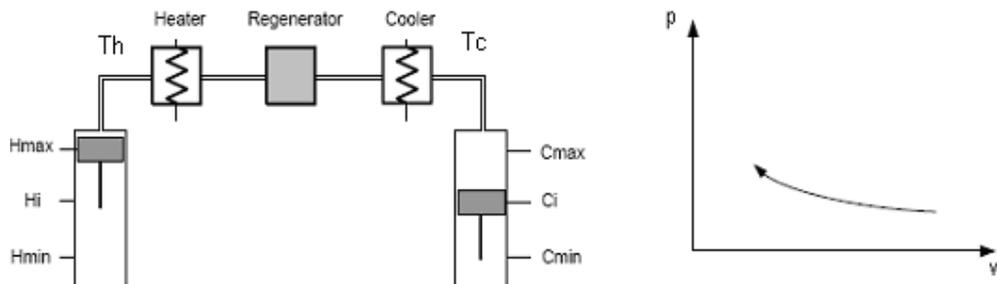


Fig. 2.14 - Compressão isotérmica (Wilke, 2003)

(2-3): Troca de calor com a fonte quente a volume constante:

O pistão do lado frio continua se movendo para cima, do ponto intermediário (Ci) até Cmax enquanto o pistão quente desce até o ponto intermediário (Hi) o que faz com que o gás atravesse o regenerador. Passando pelo regenerador o gás sofre um acréscimo de temperatura, pois o regenerador está numa temperatura maior do que Tc. Com o volume constante este acréscimo na temperatura causa um aumento da pressão.

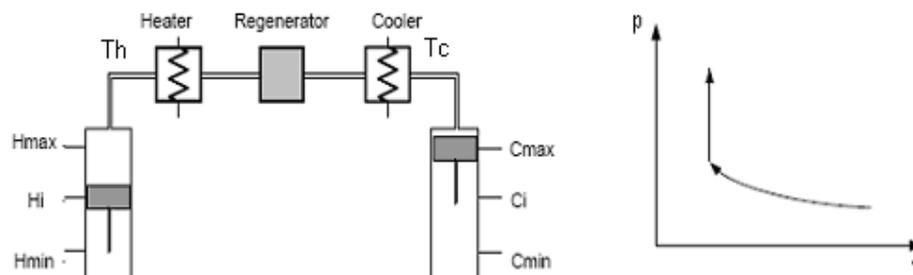


Fig. 2.15 - Aquecimento isométrico (Wilke, 2003)

(3-4): Expansão isotérmica:

O gás é aquecido através de uma fonte de calor externa de temperatura (T_h) e se expande. A expansão impulsiona o pistão quente até a posição inferior (H_{min}).

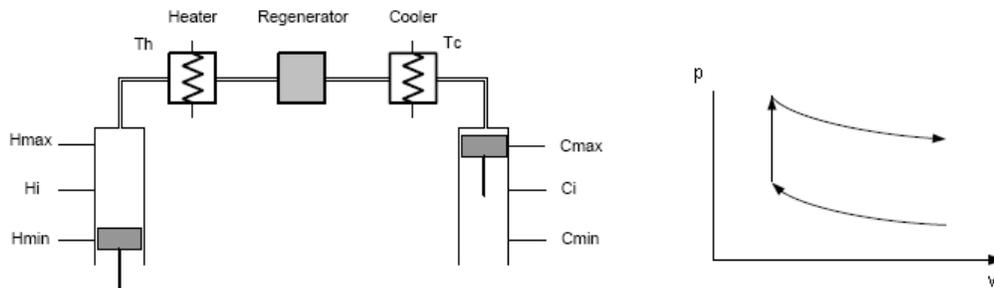


Fig. 2.16 - Expansão isotérmica (Wilke, 2003)

(4-1): Troca de calor com a fonte fria a volume constante:

O pistão quente retorna até a posição superior (H_{max}) enquanto, simultaneamente, o pistão frio desce (C_{min}) quando o gás passa novamente através do regenerador cedendo calor a este, que será usado novamente no processo (2-3). Esta transformação é a volume constante o que causa uma queda de pressão do gás. Esta fase completa o ciclo.

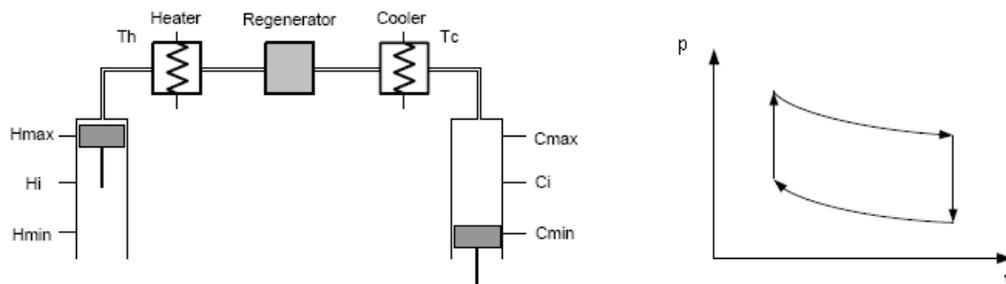


Fig. 2.17 Resfriamento isométrico (Wilke, 2003)

Deste modo, o ciclo Stirling é realizado a volume constante durante a transferência do fluido de trabalho entre o espaço quente e frio do motor, e mantém a temperatura constante durante o processo de compressão e expansão.

2.2.7. Teoria de Schmidt para motores Stirling

Gustav Schmidt desenvolveu a primeira análise teórica para motores Stirling em 1871. Esta se tornou uma análise clássica para o ciclo, sendo útil para gerar 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, geralmente, menor que 60% do desempenho predito pela teoria de Schmidt. Neste trabalho se considerará 50% para evitar que o sistema como um todo seja sub-dimensionado. A teoria de Schmidt é muito utilizada, principalmente como uma etapa inicial para qualquer análise de motores Stirling. Tal teoria é um dos métodos de cálculo isotérmico para motores Stirling. É o método mais simples e muito usado durante o desenvolvimento 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. O volume do motor é fácil de calcular utilizando as geometrias internas. Quando o volume, a massa do gás de trabalho, e a temperatura são escolhidos, a pressão é calculada pela expressão dos gases perfeitos.

A pressão do motor deve ser calculada com as seguintes considerações:

- (a) Não há perda de calor nas trocas de calor, e não há diferenças internas de pressão.
- (b) Os processos de expansão e compressão são isotérmicos.
- (c) O gás de trabalho é considerado como gás ideal.
- (d) A regeneração ocorre de forma perfeita, ou seja, não há perdas no regenerador.
- (e) O volume morto de expansão se mantém na temperatura do gás na expansão TE, e o volume morto de compressão se mantém na temperatura do gás na compressão TC durante o ciclo.
- (f) A temperatura do gás no regenerador é uma média da temperatura do gás na expansão TE e a temperatura do gás na compressão TC.
- (g) O volume de expansão VE e o volume de compressão VC variam conforme uma senoide.

A Tabela 2.1 apresenta os parâmetros usados na Teoria de Schmidt. (Barros, 2005)

Tab 2.1

Nome	Símbolo	Unidade
Pressão do motor	P	MPa
Volume percorrido pelo pistão de expansão ou de deslocamento (swept volume of expansion)	V_{SE}	m^3
Volume percorrido pelo pistão de compressão ou de potência (swept volume of compression)	V_{sc}	m^3
Volume morto do espaço de expansão	V_{DE}	m^3
Volume do regenerador	V_R	m^3
Volume morto do espaço de compressão	V_{DC}	m^3
Volume momentâneo do espaço de expansão	V_E	m^3
Volume momentâneo do espaço de compressão	V_C	m^3
Volume total momentâneo	V	m^3
Massa total do gás de trabalho	M	kg
Constante de gás	R	J/kgK
Temperatura do gás no espaço de expansão	T_E	K
Temperatura do gás no espaço de compressão	T_C	K
Temperatura do gás no Regenerador	T_R	K
Ângulo de fase	D_X	°
Temperatura relativa	$t = \frac{T_C}{T_E}$	-
Volume percorrido relativo	$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$	-
Volume morto relativo	$X = V_D/V_{SE}$	-
Rotação do motor	N	Hz
Energia indicada de expansão	E_E	J
Energia indicada de compressão	E_C	J
Energia indicada	E_i	J
Potência indicada de expansão	P_E	W
Potência indicada de compressão	P_C	W
Potência indicada	P_i	W
Eficiência indicada	H	-

A Figura (2.18) apresenta um esquema mostrando as principais variáveis de um modelo de cálculo do motor Stirling tipo alfa.

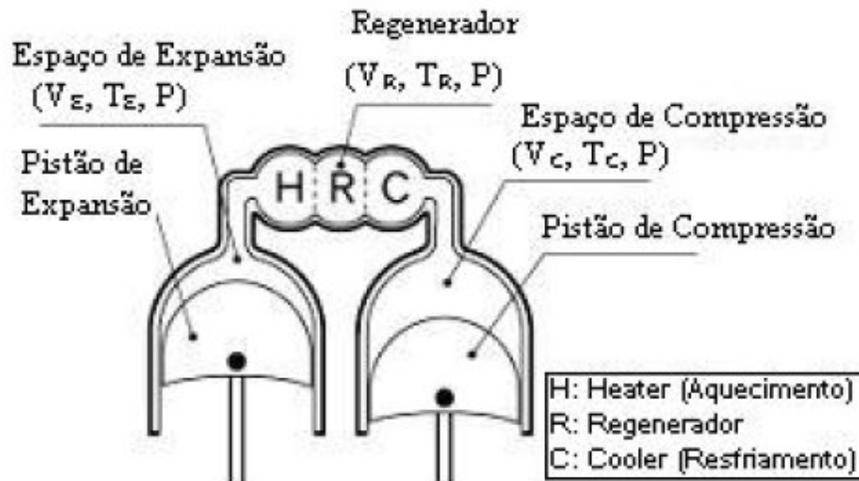


Fig. 2.18 - Esquema de um motor Stirling tipo Alfa (Barros, 2005).

Primeiramente, determinam-se os volumes de expansão e de compressão para um certo ângulo de rotação do eixo do motor. O volume instantâneo é descrito por um ângulo do eixo x . Este ângulo do eixo é definido como $x = 0$ quando o pistão de expansão está localizado na posição superior (ponto morto superior). O volume de expansão instantâneo - V_E é descrito pela eq. (2.21) em função do volume percorrido pelo pistão de expansão - V_{SE} , um volume morto de expansão - V_{DE} abaixo das condições assumidas (g).

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (2.21)$$

O volume de compressão instantâneo - V_C é calculado pela eq. (2.22) em função do volume percorrido pelo pistão de compressão - V_{SC} , o volume morto de compressão - V_{DC} e um ângulo de fase - dx .

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2} [1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (2.22)$$

O volume total instantâneo é calculado pela eq. (2.23).

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (2.23)$$

Pelas suposições (a), (b) e (c), a massa total no motor - m é calculada usando a pressão do motor - P, cada temperatura - T, cada volume - V e a constante do gás - R.

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_R}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C} \quad (2.24)$$

A Temperatura relativa - t, o volume percorrido relativo - v e os volumes mortos relativos são encontradas usando as seguintes equações:

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (2.25)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (2.26)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (2.27)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (2.28)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (2.29)$$

A temperatura do regenerador - TR é calculada pela eq. (2.30), pelo uso da suposição (f).

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (2.30)$$

Quando a equação (2.24) é modificada, usando as eqs. (2.25) e (2.30), a massa total de gases - m é descrita pela eq. (2.31).

$$m = \frac{P}{R_x T_c} \left(t x V_E + \frac{2 x t x V_R}{1 + t} + V_c \right) \quad (2.31)$$

A eq. (2.31) é transformada na eq. (2.32), usando as eqs. (2.21) e (2.22).

$$m = \frac{P V_{SE}}{2 R T_C} [S - B \cos(x - a)] \quad (2.32)$$

Sendo:

$$a = \operatorname{tg}^{-1} \frac{v \cdot \operatorname{sen} dx}{t + \operatorname{cos} dx} \quad (2.33)$$

$$S = t + 2t X_{DE} + \frac{4t X_R}{1+t} + v + 2X_{DC} \quad (2.34)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2tv \operatorname{cos} dx + v^2} \quad (2.35)$$

A pressão do motor - P é definida pela eq. (2.36) usando a eq. (2.32).

$$P = \frac{2mRT_C}{V_{SE}[S - B \cos(x - a)]} \quad (2.36)$$

A pressão média - Pmean pode ser calculada como se segue:

$$P_{med} = \frac{1}{2\pi} \oint P dx = \frac{2mRT_C}{V_{SE}\sqrt{S^2 - B^2}} \quad (2.37)$$

Sendo c definido por:

$$c = \frac{B}{S} \quad (2.38)$$

Como resultado, a pressão do motor - P, baseada na pressão média do motor - Pmed é calculada pela eq. (2.39).

$$P = \frac{P_{med}\sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{med}\sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (2.39)$$

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

$$P_{min} = \frac{2mRT_C}{V_{SE}(S + B)} \quad (2.40)$$

Conseqüentemente, a pressão do motor - P, baseada na pressão mínima - Pmin é descrita pela eq. (3.43).

$$P = \frac{P_{\min}(S + B)}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{\min}(1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (2.41)$$

Similarmente, quando $\cos(x - a) = 1$, a pressão do motor - P torna-se a máxima pressão Pmax. Então, a eq. (2.42) é introduzida.

$$P = \frac{P_{\max}(S - B)}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{\max}(1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (2.42)$$

O diagrama P-V do motor Stirling tipo Alfa pode ser construído a partir das equações descritas. Então, pode-se dimensionar o motor apropriado, que desenvolva uma potência compatível com o requerido, ou com o disponível, em termos de energia solar. No entanto, esta técnica não será utilizada no presente trabalho. Como será visto, apenas precisar-se-á estimar o rendimento do ciclo Stirling.

2.3. História dos coletores solares parabólicos com motor Stirling

Esta aplicação é uma das tecnologias de aproveitamento de energia solar mais antigas. No início do século XIX uma série de empresas do setor industrial construíram protótipos. Mas a tecnologia atual baseia-se, essencialmente, no desenvolvimento alcançado nas décadas de 1970 e 1980, principalmente, pelas empresas: United Stirling AB, Advanco Corporation, McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDA), NASA's Jet Propulsion Laboratory, e DOE. A maioria dos protótipos era composta por um espelho parabólico de vidro/prata e um motor Stirling do tipo United Stirling 4-95 kinematic, o qual, foi desenvolvido para aplicações automotivas. O sistema da Advanco Corporation fornecia 25 kW de potência elétrica com eficiência ou rendimento global de 29,4 %, sendo este definido como a potência elétrica produzida dividida pela potência térmica total incidente sobre o espelho parabólico. A MDA chegou a produzir oito protótipos com concentrador de Design próprio e conjunto motor-gerador da United Stirling, mas o programa de pesquisa e desenvolvimento foi cancelado em 1986. Seus direitos autorais sobre a tecnologia foram vendidos para Southern California Edison (SCE). Os equipamentos da MDA tinham eficiência global da ordem de 30 % e a SCE conseguiu atingir um "record" (para a época) com um de seus equipamentos, tendo alcançado uma eficiência anual de 12 %, isto é, durante um ano, de toda energia solar que incidiu sobre o coletor aproximadamente um oitavo foi convertida em eletricidade, a meta atual é atingir 23 % de eficiência anual. A SCE abandonou os projetos em 1988. No início dos anos 90 a Cummins Engine Company tentou comercializar um sistema baseado em um motor Stirling de pistão livre, o qual, ainda é o tecnicamente intrincado. Tal projeto era em parceria com o laboratório virtual SunLab, mas foi cancelado em 1996. Em 91 foi criado o The Dish/Stirling Joint Venture Program (DSJVP), este pretendia desenvolver equipamentos de 5 a 10 kW elétricos para aplicações remotas. Já em 1993 surge o The Utility Scale Joint Vetur Program (USJVP) com o objetivo de produzir sistemas com potências da ordem de 25 kW para aplicações de geração centralizada de energia. Um de seus contratos foi com a Science Applications International Corporation (SAIC) e com a Stirling Thermal Motors (STM). A parceria SAIC/STM se mostrou bastante produtiva, na

medida em que conseguiram construir protótipos de 20 kW. Outra companhia que investe neste setor é a Stirling Energy Systems (SES), a qual trabalha junto à MDA (atual Boeing Company) buscando desenvolver o know-how da década de 80. Na Europa existe a empresa alemã Schlaich Bergermann und Partner que já construiu vários protótipos, dentre eles o modelo EURODISH que servirá como base para este trabalho, e esta instalado em países como: Itália, Espanha, Alemanha e Índia.

Atualmente, os investidores ainda enxergam o disco parabólico com motor Stirling como uma boa oportunidade de negócio, principalmente, devido ao alto desempenho (elevada eficiência global) do dispositivo. As mais novas tendências estão na tecnologia do receptor, já foram feitos testes com um tipo de receptor em que a irradiação concentrada evapora Sódio, o qual se condensa nos trocadores de calor do Stirling, isto permite o equipamento operar a temperaturas mais altas e uniformes nas superfícies de troca. Outra tendência é que os novos protótipos sejam em sua maioria híbridos, ou seja, além de aproveitar a energia solar, eles devem ter queimadores para fazer o motor Stirling operar mesmo a noite, em dias com pouca irradiação solar, ou para suprir um aumento de demanda elétrica durante a operação.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são expostos métodos e deduções que serão úteis na simulação do sistema Concentrador-Stirling-Gerador. Não será construído protótipo, por isso não é descrito nenhum procedimento experimental.

3.1. Elementos do sistema de conversão de energia solar em mecânica

Para converter energia solar em energia mecânica são necessários, essencialmente, três elementos. Estes são: o coletor, o receptor, e o motor. O coletor é a parte do sistema onde a luz solar incide e é refletida. O receptor é a parte que recebe o feixe de luz refletido pelo coletor. E, o motor é o elemento responsável por converter o calor vindo do receptor em energia mecânica. Então, se percebe que o caminho percorrido pelo fluxo de energia solar é coletor-receptor-motor. Do motor podemos extrair a energia útil, na forma de potência de eixo.

3.1.1. Características do coletor (concentrador)

O coletor deve ter uma face refletora, que concentre os raios solares em um ponto ou em uma linha. Por isso, em português, comumente, ele é chamado de concentrador solar, e o termo coletor solar é mais aplicado a aquecedores de fluidos que circulem no interior do próprio equipamento coletor. Já que, o projeto de concentradores objetiva que o feixe de luz se dirija a um receptor, normalmente, sua superfície refletora tem formato parabólico, e o receptor fica no foco da parábola. Pode-se constatar isso através das Figuras 3.1 e 3.2.



Figs. 3.1 e 3.2 – Concentradores pontual (esquerda) e linear (direita) (SolarPaces)

A intenção em se focar os raios solares é obter altas temperaturas no receptor, quanto mais elevadas estas forem, maior o aproveitamento da energia solar. Uma consequência da área ocupada pelo receptor ser bem menor do que a área do concentrador é o aumento da densidade de fluxo de energia (irradiação) quando ela flui de um para o outro. Outra característica importante dos coletores, é que a eles deve ser acoplado um sistema de “tracking” ou sistema de rastreamento, o qual deve possibilitar que sua posição relativa ao sol fique constante.

Os parâmetros mais significativos de um concentrador solar são suas taxas de concentração. Existem várias formas de se definir tais taxas, mas as mais usuais são: taxa geométrica de concentração (C_g) e taxa de concentração de fluxo (C_f). Suas expressões matemáticas são dadas pelas eqs. 3.1 e 3.2.

$$C_g = \frac{A_a}{A_r} \quad (3.1)$$

$$C_f = \frac{G_r}{G_a} \quad (3.2)$$

Os termos A_a e A_r são as áreas da abertura do coletor e do receptor, respectivamente. Já, G_r e G_a são as irradiações incidentes no receptor e na abertura do coletor, respectivamente. Repare que se não houvesse perdas no processo de reflexão do concentrador, as duas taxas de concentração seriam iguais. Mas, na

realidade C_f é sempre menor que C_g . E, uma forma de se mensurar quanto da energia disponível que chega no coletor é transmitida ao receptor, é por meio da razão:

$$\eta_{CO} = \frac{C_f}{C_g} = \frac{G_r}{G_a} \cdot \frac{A_r}{A_a} \quad (3.3)$$

Esta relação é conhecida como eficiência de concentração. E, é claro, quanto maior, melhor é o aproveitamento da energia solar feito pelo coletor. Para concentradores parabólicos circulares como o da Figura 3.1 o valor de C_g na prática varia entre 100 e 5000. Como o coletor que será usado no presente projeto é deste tipo, na seqüência será feito um estudo mais aprofundado a seu respeito.

3.1.2. Concentradores parabólicos circulares (disco parabólico)

Esses sistemas consistem em refletores em forma de “pratos” parabólicos que concentram os raios solares incidentes em um receptor localizado no ponto focal. A temperatura no foco da parábola atinge altas temperaturas chegando até a 750°C. Esses concentradores são montados para rotacionarem em torno de dois eixos distintos para seguir o Sol, já que para uma eficiência máxima há a necessidade de que os raios incidentes sejam normais à abertura do coletor.

De todos os tipos de concentradores solares, esse sistema tem mostrado a maior eficiência de geração elétrica, chegando a cerca de 29% com uso do motor Stirling no foco. A faixa de potências elétricas geradas com esta configuração é de 5 a 25 kW.

A geometria deste tipo de coletor é fixada por dois parâmetros, o diâmetro da abertura D e a distância focal F , ou o diâmetro da abertura D e a razão de abertura $N = D/F$. A figura 3.3 mostra a seção transversal de um concentrador parabólico circular.

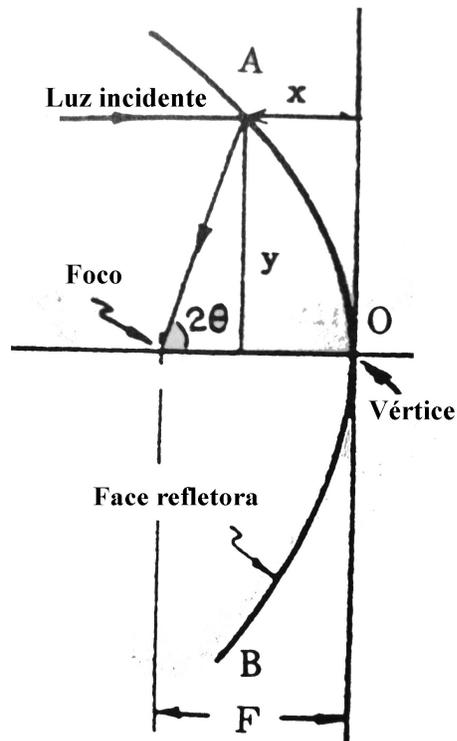


Fig. 3.3 – Esquema geométrico de um concentrador parabólico circular (Fujii, 1990)

A partir do esquema da figura 3.3 será deduzida a relação entre os parâmetros x , y e F . Em seguida levar-se-á em conta o fato dos raios solares não incidirem, perfeitamente, paralelos sobre a superfície terrestre. A partir das relações que serão encontradas poder-se-á obter um valor aproximado da irradiação incidente sobre o receptor.

Observando o esquema da figura 3.3 nota-se que:

$$F = x + \frac{y}{\tan(2\theta)} \quad (3.4)$$

Em termos de $\tan(\theta)$ tem-se:

$$F = x + \frac{y}{2 \tan(\theta)} - \frac{y \tan(\theta)}{2} \quad (3.5)$$

onde θ é o ângulo formado entre o seguimento que liga o vértice (O) ao ponto de coordenadas (x,y), e o eixo vertical.

Devido à simetria axial da superfície refletora se assume que ela pode ser descrita por uma série de y como se segue:

$$x = a + by^2 + cy^4 + dy^6 + \dots \quad (3.6)$$

Como $x = 0$ quando $y = 0$, a constante (a) da eq. (3.6) deve valer zero. Sendo

$\frac{dx}{dy} = \tan(\theta)$. Pode-se desprezar os termos de ordem elevada da série e substituir

(3.6) e sua derivada na eq. (3.5) Com isso, obtém-se a eq. (3.7):

$$F = -cy^4 + \frac{1}{4(b + 2cy^2)} \quad (3.7)$$

Mas, como a distância focal F deve ser constante, independentemente de y , a constante (c) deve valer zero. Assim:

$$F = \frac{1}{4b} \Rightarrow b = \frac{1}{4F} \quad (3.8)$$

Substituindo (3.8) em (3.6):

$$x = \frac{1}{4F} y^2 \quad (3.9)$$

Então, qualquer superfície que seja descrita pela rotação no espaço desta curva (3.9) em torno do eixo óptico, terá a propriedade de concentrar os raios que incidam paralelos a este, no foco. Por eixo óptico entende-se: a reta que liga o vértice (O) ao foco.

No entanto, os feixes de luz provenientes do sol não incidem, exatamente, paralelos entre-si. Como consequência, os raios refletidos não convergem para um ponto, mas, sim para uma região, mostrada no esquema da Figura 3.4. O ângulo α representa o ângulo que os raios solares apresentam entre-si, usualmente, adota-se o valor de $32'$. Na Figura 3.4 observa-se dois feixes incidentes, um sobre o ponto (A) e outro sobre o vértice (O). Perceba que apesar de estarem representados apenas dois feixes, incidem infinitos feixes sobre o espelho. Repare que os raios que incidem sobre (O) retornam sobre-si próprios formando uma imagem no plano focal de diâmetro $d = \alpha F$. A imagem é composta pelos raios de luz concentrados, e o plano focal é o plano que dista F de (O) e é paralelo ao eixo vertical e ao eixo perpendicular à página. O feixe que incide sobre (A) forma uma imagem elíptica sobre o plano focal, de eixos maior e menor $\alpha\rho/\cos(2\theta)$ e $\alpha\rho$, respectivamente. A Figura 3.5 mostra a imagem solar formada no receptor, ou, em outros termos, no plano focal.

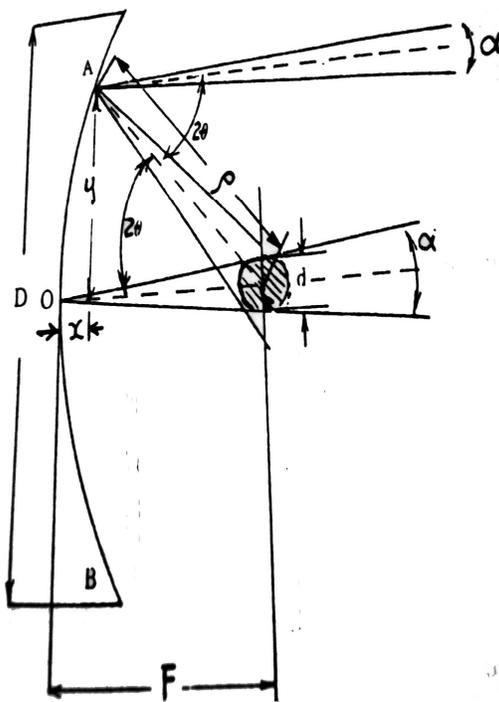


Fig. 3.4 – Esquema de concentrador com raios incidentes não paralelos (Fujii, 1990)

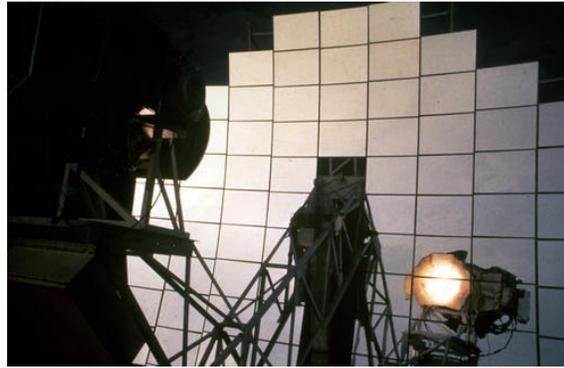


Fig. 3.5 – Imagem solar no receptor (SolarPaces)

Esta imagem tem forma elíptica, mas uma aproximação razoável é considerar que ela seja um círculo de diâmetro d . Agora, calcula-se o valor de d em termos de F . Do esquema da figura 3.4, extraímos o fato:

$$d = 2F \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (3.10)$$

Como $\alpha = 32'$:

$$d = 0,0093F \quad (3.11)$$

A partir disso, e de outras relações que serão encontradas, pretende-se obter uma equação que forneça o valor da irradiação refletida [W/m^2] pelo concentrador, a qual incide sobre o receptor. Dando prosseguimento às deduções, das relações geométricas contidas no esquema da Figura 3.4:

$$(F - x)^2 + y^2 = \rho^2 \quad (3.12)$$

Substituindo (3.9) em (3.12), resulta em:

$$\rho = F + x \quad (3.13)$$

Por outro lado:

$$\cos(2\theta) = \frac{F-x}{\rho} = \frac{F-x}{F+x} \quad (3.14)$$

Então:

$$\frac{x}{F} = \frac{1-\cos(2\theta)}{1+\cos(2\theta)} \quad (3.15)$$

Substituindo $y = D/2$ na eq. (3.9), a razão de abertura N é dada por:

$$N = \frac{D}{F} = \frac{2\sqrt{4Fx}}{F} = 4\sqrt{\frac{x}{F}} = 4\sqrt{\frac{1-\cos(2\theta)}{1+\cos(2\theta)}} \quad (3.16)$$

Isolando $\cos(2\theta)$:

$$\cos(2\theta) = \frac{16-N^2}{16+N^2} \quad (3.17)$$

Tendo G_a e G_r a definição apresentada na descrição da eq. (3.2), e tomando ρ pela refletividade do espelho parabólico, podemos expressar G_r (válido apenas para regiões do receptor próximas ao centro da imagem solar), como:

$$G_r = \frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2} \text{sen}(2\theta) \quad (3.18)$$

Aplicando a equação (3.17) em (3.18):

$$G_r = \frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2} \left[1 - \left(\frac{16 - N^2}{16 + N^2} \right)^2 \right] \quad (3.19)$$

Esta equação mostra que a irradiação que atinge o receptor (G_r) não está relacionada com os valores individuais de D ou F , mas sim ao valor da razão de abertura N . Quanto maior o valor de N , maior o valor de G_r . É importante o fato de que: o maior valor de G_r é encontrado no centro da imagem solar, de diâmetro d , e seu valor diminui a medida que nos afastamos deste ponto central no plano focal. A Figura 3.6 mostra curvas para diferentes valores de N , onde o eixo das abscissas representa r/d , sendo r : a distância entre o ponto do plano focal considerado e o centro da imagem solar, e d o diâmetro da imagem solar. O eixo das ordenadas fornece os valores de $\frac{G_r}{\frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2}}$. Analisando a eq. (3.18), percebe-se que o máximo valor que esta relação

pode assumir é 1, pois ele é igual a $\sin(2\theta)$, ou $\left[1 - \left(\frac{16 - N^2}{16 + N^2} \right)^2 \right]$.

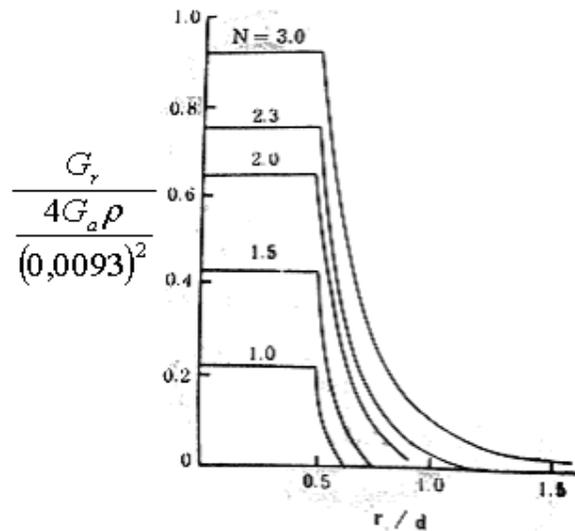


Fig. 3.6 – Variação da irradiação do receptor em função da posição no plano focal para diferentes valores de razão de abertura (N) (Fujii, 1990)

A intenção em se concentrar os raios solares no plano focal, é que o calor transmitido em forma de radiação seja absorvido pelo receptor e sua temperatura

amente. Com isso, o receptor desempenha o papel do reservatório térmico de alta temperatura e a atmosfera o de reservatório de baixa, para o funcionamento do ciclo motor que seja usado. O motor operará, então, conforme um ciclo de potência que absorva calor do receptor e rejeite para a atmosfera. A temperatura atingida no receptor depende da irradiação incidente sobre a abertura do espelho (G_a), da razão de abertura, das propriedades do material refletor do espelho e do próprio material do receptor. No entanto, pode-se fazer uma simplificação do problema, se for assumido que o coletor reflete toda a irradiação nele incidente. E que, o receptor atua como um corpo negro no que se refere a absorção da radiação. Portanto, ele absorve toda a radiação que nele chega (G_r). Se desprezarmos as perdas de calor por condução, convecção e a reemissão de radiação do receptor pode-se obter uma expressão para o cálculo de um valor aproximado da temperatura atingida em regiões próximas ao centro da imagem solar:

$$T_m^4 - T_o^4 \cong \frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2} \left[1 - \left(\frac{16 - N^2}{16 + N^2} \right)^2 \right] \frac{1}{\sigma} \quad (3.20)$$

onde, T_m é a temperatura média do receptor (plano focal), T_o a temperatura do ambiente e σ a constante de Stefan-Boltzmann, que vale $5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

Essa expressão só vale para a região do plano focal onde ($0 < r/d < 0,5$), conforme a Figura 3.6.

A partir das eqs. (3.19) e (3.20) e da Figura 3.6 é possível estabelecer um modelo para a distribuição de irradiações e de temperaturas no plano focal.

3.1.3. Materiais ópticos

Os dois tipos principais de materiais utilizados em concentradores solares são os refletores e refratores. Tais materiais devem ter propriedades ópticas compatíveis com sua aplicação. Em essência, estas são: alta refletividade e alta transmissividade, respectivamente. No caso do presente projeto, o interesse é apenas em materiais de

alta refletividade, já que não se faz uso de materiais refratores, que seria o caso de uma lente, por exemplo.

Para o cálculo inicial que embasará os dimensionamentos definitivos, optou-se, devido à tecnologia já ser conhecida e por ser mais eficiente que coletores de espelhos múltiplos, como o da Figura 3.5, por utilizar um concentrador parabólico composto por um conjunto de 12 segmentos de fibra de vidro, um dos seguimentos é exposto na Figura 3.7. Um fino espelho de vidro, com espessura de 0,8 mm, é colado na superfície de cada um dos seguimentos, com isso atinge-se uma refletividade de $\rho = 0,94$. O conjunto montado pode ser visto na Figura 3.6.



Fig. 3.5 – Segmento do coletor parabólico (EuroDish, 2002)



Fig. 3.6 – Coletor parabólico montado (EuroDish, 2002)

3.1.4. Sistema de rastreo solar

Para maximizar o aproveitamento da radiação solar, deve-se ajustar a posição do coletor de acordo com a incidência dos raios solares para mantê-los sempre, aproximadamente, normais à abertura do coletor através de um sistema de rastreo solar com dois graus de liberdade. Um dos graus de liberdade é o ângulo que, efetivamente varia durante o dia, seguindo a trajetória aparente do sol de leste para oeste, chamaremos este de zênite. O outro é o ângulo de inclinação que o conjunto deve ter devido às estações do ano, variando na direção norte-sul. Por uma questão de simplicidade e baixo custo, recomenda-se que para o ângulo de zênite faça-se um sistema de controle de malha aberta que seja programado para rotacionar o equipamento, em média, 15° por hora. E o ângulo de inclinação pode ser modificado a cada 15 dias conforme a época do ano. O sistema de malha aberta é mais simples e barato que o de malha fechada, mas exige constantes calibrações e reprogramações por parte de um operador.

O projeto dos controladores envolvidos foge do escopo do presente trabalho.

3.1.5. O receptor

Usualmente, os receptores de concentradores do tipo disco parabólico são cavidades com orifício, como o exposto na Figura 3.7. E, a superfície interna da cavidade se comporta quase como um corpo negro, absorvendo grande parte da radiação que incide sobre ela. Os trocadores de calor, no caso, do uso do motor Stirling, ficam nas paredes internas da cavidade. São tubos finos que formam um tipo de parede de tubos que acompanham, aproximadamente, o formato da cavidade e estão em contato com o cilindro quente, ou de expansão, do motor Stirling. A Figura 3.8 mostra um conjunto de tubos deste tipo já existente e em uso para este fim.

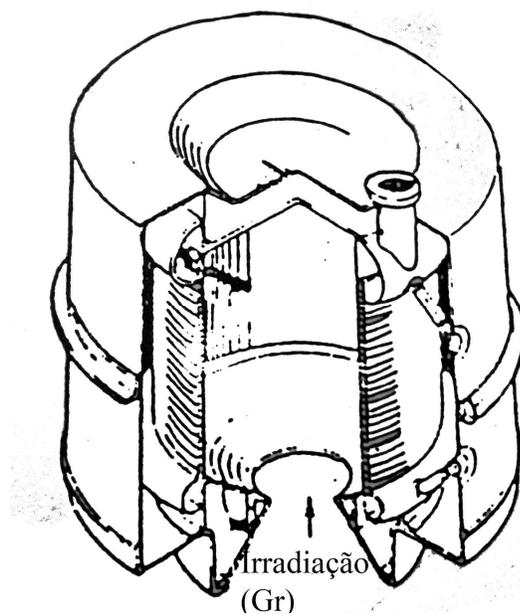


Fig. 3.7 – Receptor de cavidade com orifício (corte para melhor visualização), (Fujii, 1990)

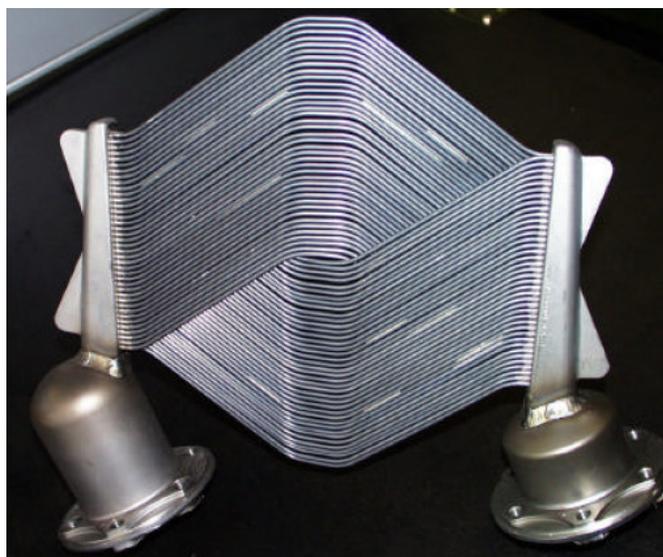


Fig. 3.8 – Conjunto de tubos que ficam no interior do receptor (EuroDish, 2002)

Os tubos têm diâmetros da ordem de 3 mm e o material escolhido para sua fabricação é o aço inoxidável fosco, que apresenta valores de absorvidade à radiação solar da ordem $\alpha_s = 0,5$ e emissividade $\varepsilon = 0,2$. No entanto, pelo fato de ocorrer um fenômeno de “aprisionamento” dos raios solares na cavidade, é plausível admitir que o receptor

se comporta como corpo negro, quanto absorção. A Figura 3.9 expõe um motor Stirling modelo SOLO V161 da United Stirling Company, com o conjunto de tubos do trocador de calor do receptor.



Fig. 3.9 – Conjunto de tubos fixados a um motor Stirling (EuroDish, 2002)

Adotemos dimensões para a cavidade receptora, a consideremos cilíndrica, com profundidade, ou comprimento, de 40 cm e diâmetro de 30 cm. Para dimensionar o diâmetro da abertura (orifício), deve-se levar em conta o fato dos raios solares não incidirem paralelos entre-se, mas sim com um ângulo sólido $\alpha = 32'$. A Figura 3.10 estabelece uma forma de se determinar geometricamente o diâmetro do orifício, que deve valer ωn . O ponto de incidência sobre a superfície refletora do concentrador, para este dimensionamento, deve pertencer à periferia do disco.

Feitas estas considerações, pode-se extrair da figura em questão a seguinte relação:

$$\omega n = \frac{2\rho \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\cos(\psi)} \quad (3.21)$$

fabricação em grande escala do equipamento disco parabólico – Stirling será viável. Os motores que são fortes candidatos são: STM 4-120 e o Kockums 4-95 kinematic.

Hoje, o custo inicial dos protótipos é em média 12.000 US\$/(kW elétrico). Estima-se que quando a produção for em massa, os sistemas híbridos apresentarão custo inicial em torno de 1.400 US\$/(kW elétrico), tal valor é referente à previsão de uma central geradora de 30 MW elétricos, portanto, esta central seria dotada de 1200 equipamentos individuais que gerariam 25 kW cada. Mas esta perspectiva é apenas para o ano de 2030.

A partir de material coletado via internet (SolarPaces) foi possível elaborar uma tabela de custos em US\$/(kW elétrico) (US\$ = dólar americano). A Tabela 3.1 apresenta valores individuais de custo para os componentes e outros encargos. Estes valores são estimativos, os custos apresentam incerteza de mais ou menos 15%. No entanto, são coerentes com os números dados pela Cummins e pelo laboratório SunLab.

Custo inicial	US\$/kW Elétrico
Concentrador Parabólico	4.200,00
Receptor	200,00
Motor Stirling	5.500,00
Gerador	60,00
Sistema de Refrigeração	70,00
Material Elétrico	50,00
Construção da Planta	500,00
Engenharia	1.080,00
Início de Operação	350,00
TOTAL	12.010,00
Custo de operação	US\$/kWh Elétrico
Mão de obra	0,12
Material	0,09
TOTAL	0,21

Tab. 3.1 – Custos das partes do protótipo (SolarPaces)

A partir destas informações será elaborada uma planilha que fornece os valores referentes a uma determinada demanda de potência elétrica.

4. RESULTADOS

4.1. Dimensionamento do dispositivo

Este capítulo se divide essencialmente em duas partes, sendo a primeira referente a cálculos (projeto para comparação) que verificam a coerência entre a metodologia exposta no capítulo 3 e um projeto piloto existente (EURODISH). Tais cálculos serão doravante denominados projeto comparativo, é importante, ainda, esclarecer que as figuras 3.5, 3.6, 3.8 e 3.9 são fotos do protótipo em questão. Já a segunda parte, consiste em uma generalização para uma série de configurações possíveis de projeto, visando atender variados tipos de demanda de energia elétrica.

A primeira parte do capítulo é composta pelos tópicos 4.1.2 à 4.2. E a segunda pelo tópico 4.3.

4.1.1. Demanda a ser atendida

Para iniciar o projeto de qualquer dispositivo de utilização de energia solar, é imprescindível se ter conhecimento da região onde ele será instalado, para que se saiba uma média da irradiação solar incidente sobre esta. Dispõe-se de dados, coletados da referência (Cordeiro,1997), que indicam que em território nacional, a região que tem maior potencial para implementação de sistemas de geração elétrica por coleta solar é a nordeste. Em especial o semi-árido baiano, ou ainda, o norte de minas, onde as seguintes condições climáticas predominam: baixa nebulosidade, precipitação reduzida, baixa umidade, alta insolação, e um dos mais altos níveis de irradiação solar direta no Brasil.

Itacarambi é um município brasileiro no norte do Estado de Minas Gerais situado à margem direita do Rio São Francisco. Dados de 1993, indicavam uma irradiação (média anual) da ordem de $G_a = 640 \text{ W/m}^2$, nesta região. Este valor será tomado como base para o projeto comparativo.

A definição da demanda energética a ser atendida pode ser uma tarefa árdua, na medida em que o dispositivo em questão é ideal para aplicações de eletrificação rural, onde não chegam as grandes linhas de distribuição. As comunidades que se

enquadram neste perfil, raramente, são alvo de levantamentos estatísticos que concirnam indicadores do seu consumo de eletricidade. E, “De modo geral, deve-se considerar que a maioria das comunidades rurais tem uma bagagem cultural que vem de tempos remotos, que, indubitavelmente, se reflete no seu dia-a-dia. Isso implica que também são desconhecidas as relações entre conduta pessoal e o consumo de energia. Nesse ponto fica em evidência que o vazio existente nessa área do conhecimento também traz conseqüências pelo lado da oferta, isto é, na parte relacionada com o tamanho dos equipamentos.” (Trigoso, 2004). Mas, pelo fato de sistemas de geração de eletricidade a partir de energia solar terem custo inicial muito elevado, seria um grande erro super-dimensioná-los. Portanto, é imprescindível o estudo detalhado dos hábitos e costumes da população alvo. Na tese de doutorado: “Demanda de Energia Elétrica e Desenvolvimento Socioeconômico: o caso das comunidades rurais eletrificadas com sistemas fotovoltaicos”, Trigoso delinea quais os principais fatores que devem ser analisados no levantamento de dados sobre a demanda elétrica dos pequenos povoados rurais. Sendo estes: o nível de renda, a influência dos centros urbanos, a localização geográfica, a influência do clima, as variáveis arquitetônicas, a estrutura familiar, a atividade econômica, o grau de escolaridade e aptidão técnica, os hábitos, a conduta e a forma de uso dos equipamentos. Disto, fica evidente que não é simples estimar qual será o consumo de energia em povoados ainda não eletrificados, e que isto, não se trata apenas de uma simples questão técnica. Por isso, este trabalho não pretende realizar um projeto de equipamento específico que atenda à demanda de certa comunidade. Mas sim, estabelecer uma maneira de se dimensionar o sistema em função da demanda e da irradiação solar média da região. Assim, o equipamento pode ser projetado para atender inúmeras comunidades com características culturais e geográficas diferentes.

4.1.2. O coletor parabólico

Como já abordado no tópico 3.1.3, no projeto comparativo far-se-á uso de concentrador parabólico composto por um conjunto de 12 segmentos de fibra de vidro, com isso atinge-se uma refletividade de $\rho = 0,94$ (EURODISH).

A seguir escolheremos os parâmetros que definem o perfil parabólico do coletor. A Figura 4.1 representa a geometria escolhida:

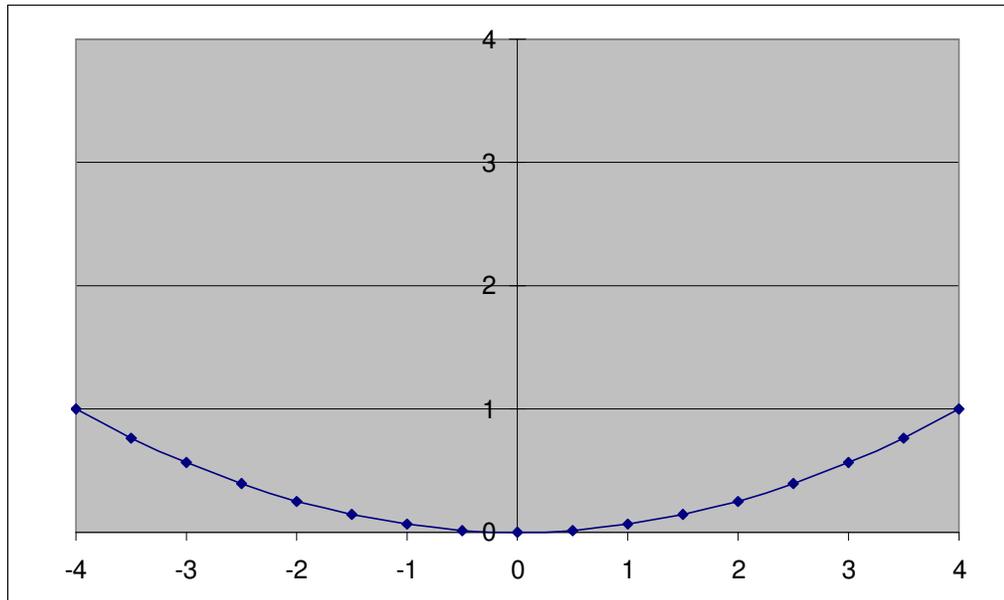


Fig. 4.1 – Geometria do coletor solar (unidades dos eixos: metros)

Parâmetros relevantes:

Diâmetro da abertura: $D = 8$ m.

Distância focal: $F = 4$ m.

Razão de abertura: $N = 2$.

Área da abertura: $A_a = 50,27$ m².

Fluxo de energia incidente sobre o coletor: $Q_{\text{coletor}} = G_a \cdot A_a = 32,17$ kW.

4.1.3. O receptor

A partir das Figuras 3.10 e 3.12, calculamos $\psi = 53,13^\circ$. Com isso, fazendo-se uso da eq. (3.21), obtém-se um valor de diâmetro de abertura de: $\omega_n = 7,8$ cm. No entanto, esta é uma medida mínima, se a adotarmos a taxa de concentração geométrica C_g (definida pela equação 3.1) ficará da ordem de 10^4 , o que não é comum nos protótipos existentes. No EURODISH C_g é da ordem de 2500, por isso, será escolhido um diâmetro de abertura do receptor $d_{rec} = \omega_n = 16$ cm (Aproximadamente o dobro do valor calculado). Isso permite que mais raios refletidos, oriundos de imperfeições nos espelhos, incidam na cavidade do receptor.

Assim, como parâmetros do receptor têm-se:

$$\text{Área da abertura: } A_r = \pi \cdot d_{rec}^2/4 = 0,02 \text{ m}^2.$$

$$\text{Taxa de concentração geométrica: } C_g = 2513.$$

4.1.3.1. Distribuição de irradiação no plano focal (na abertura da cavidade do receptor)

Conforme exposto no item 3.1.2 a irradiação que adentra a cavidade do receptor (G_r) não é igual para todos os pontos do plano focal, que é o plano que contem a abertura do receptor. A Figura 3.6 expõe esta dependência de posição. Analisando-a, e, sabendo que a razão de abertura do presente coletor vale $N=8/4= 2$,

verifica-se que para valores de r/d até 0,5, $\frac{G_r}{4G_a\rho}$ (ordenada do gráfico) vale $\frac{0,0093}{(0,0093)^2}$

0,64, para relações r/d maiores, seu valor cai bruscamente. Repare que o valor

$\frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2}$ é constante, assim, à medida que tomamos pontos afastados do centro da

imagem solar no plano focal devemos multiplicar o valor da ordenada do gráfico da Figura 3.6 por esta constante para obtermos G_r em cada ponto. Sabendo isto, adotou-se o seguinte procedimento, estimou-se G_r média, ponderada pelas áreas sobre as

quais seus valores incidem. Isto é, considere as circunferências concêntricas expostas na Figura 4.2, fazendo uso da eq. 3.19 e da Figura 3.6, obtém-se os valores dos G_r 's para cada uma das regiões anelares, em seguida se calcula a média ponderada. Foi feita a seguinte ponderação: $G_{rMÉDIO} = (G_{r1}A_1 + G_{r2}A_2 + \dots + G_m A_n) / A_r$. O espaçamento entre as circunferências utilizado foi de $0,1 \cdot r/d \cdot d$.

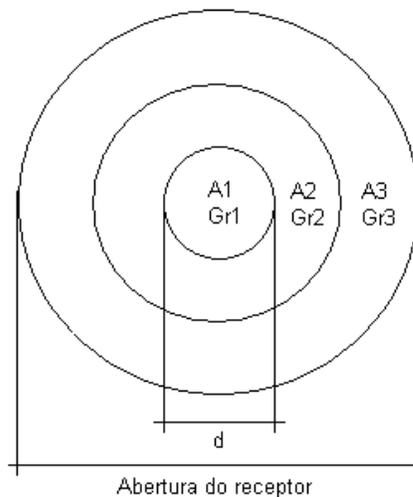


Fig. 4.2 – Circunferências concêntricas para obtenção de G_r média

Esta distribuição não uniforme da irradiação no plano focal pode ser melhor enxergada no gráfico da Figura 4.3, onde os pontos do plano (xy) representam os pontos do plano focal, e o eixo z, os valores de G_r em kW/m^2 . A planilha mostrada na Tabela 4.1 expõe a técnica de ponderação adotada e quantifica os valores obtidos.

Nesta, onde está escrito cte entenda-se $\frac{4G_a \rho}{(0,0093)^2}$. E, lembre-se que para o projeto comparativo adota-se $G_a = 640 \text{ W/m}^2$ e $\rho = 0,94$.

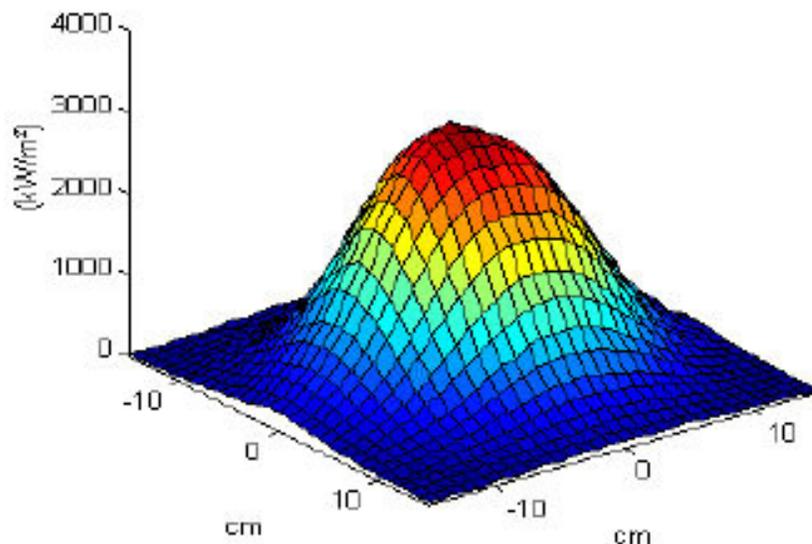


Fig. 4.3 – Representação da distribuição de Gr no plano focal (EuroDish, 2002)

r/d	cte (W/m ²)	Gr _i /cte (do gráfico da Fig. 3.6)	Gr _i (W/m ²)	Ar _i (m ²)	Gr _i ·Ar _i (W)
0,1	27822870	0,64	17806637	4,35E-05	774,1
0,2	27822870	0,64	17806637	0,000130	2322
0,3	27822870	0,64	17806637	0,000217	3871
0,4	27822870	0,64	17806637	0,000304	5419
0,5	27822870	0,64	17806637	0,000391	6967
0,6	27822870	0,285	7929518	0,000478	3792
0,7	27822870	0,122	3394390	0,000565	1918
0,8	27822870	0,047	1307675	0,000652	852,8
0,9	27822870	0,01	278229	0,000739	205,6
1	27822870	0,001	27823	0,000826	22,98
1,1	27822870	0,00005	1391	0,000913	1,270
1,2	27822870	0,0000025	70	0,00100	0,06955
1,3	27822870	1,25E-07	3	0,00109	3,780E-03
1,4	27822870	6,25E-09	1,7,E-01	0,00117	2,041E-04
1,5	27822870	3,125E-10	8,7,E-03	0,00126	1,096E-05
1,6	27822870	1,563E-11	4,3,E-04	0,00135	5,859E-07
1,7	27822870	7,813E-13	2,2,E-05	0,00143	3,118E-08
1,8	27822870	3,906E-14	1,1,E-06	0,00152	1,654E-09
1,9	27822870	1,953E-15	5,4,E-08	0,00161	8,741E-11
2	27822870	9,766E-17	2,7,E-09	0,00170	4,607E-12
2,1	27822870	4,883E-18	1,4,E-10	0,00178	2,422E-13
2,2	27822870	2,441E-19	6,8,E-12	0,00187	1,270E-14
TOTALIS			0,02	26147	

Tab. 4.1 – Ponderação de Gr média

O valor médio encontrado para Gr do projeto comparativo vale: $Gr = (26147 / 0,02) \cdot 10^{-3} = 1242,6 \text{ kW/m}^2$.

Repare que a partir de $r/d = 1,2$ os valores de $Gr_i \cdot Ar_i$ passam a ser desprezíveis, isto corrobora o fato do diâmetro da abertura do receptor (calculado no item 4.1.3) ser da ordem de 8cm. Para obter d_{rec} em função de r/d basta fazer a conta: $2 \cdot (r/d) \cdot d$, sendo (da equação 3.11): $d = 0,0093F$ e $F = 4\text{m}$. No entanto, ressalta-se que está sendo adotado d_{rec} igual ao dobro do valor teórico para que se respeite a ordem de grandeza de C_g na prática (vide tópicos 3.1.1 e 4.1.3).

Assim, a energia térmica que será disponibilizada ao motor Stirling (sem computar as perdas por reemissão) pode ser calculada como $Q_{Trec} = Gr \cdot Ar = 26,1 \text{ kW}$. Dispondo deste valor e do valor do fluxo de energia incidente sobre o coletor ($G_a \cdot A_a$), pode-se obter a eficiência de concentração do coletor $\eta_{co} = 81,1\%$.

4.1.3.2. Distribuição de temperaturas no plano focal (na abertura da cavidade)

A mesma metodologia utilizada no tópico anterior será usada aqui, porém com o intuito de se determinar a temperatura média no plano focal, far-se-á uso da eq. (3.20) e da Figura 3.6. A distribuição de temperaturas atingidas por uma superfície de absortividade 1 localizada no plano focal, tem aspecto semelhante à curva exibida na Figura 4.3, e sua temperatura média também será calculada pelo método das circunferências concêntricas. Se assumirmos que o trocador de calor da Figura 3.8 do item 3.1.5, está próximo o suficiente do plano focal, pode-se estabelecer que sua temperatura é a temperatura média atingida na superfície hipotética existente no plano focal (abertura do receptor). A planilha de ponderação é a Tabela 4.2, mostrada na seqüência do texto. Repare que neste caso a constante vale:

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

r/d	cte (K ⁴)	Tm _i ⁴ /cte (do gráfico da Fig. 3.6)	Tm _i (K)	Ar _i (m ²)	Tm _i .Ar _i (K.m ²)
0,1	4,9070,E+14	0,64	4210	4,35E-05	0,2
0,2	4,9070,E+14	0,64	4210	0,000130	1
0,3	4,9070,E+14	0,64	4210	0,000217	1
0,4	4,9070,E+14	0,64	4210	0,000304	1
0,5	4,9070,E+14	0,64	4210	0,000391	2
0,6	4,9070,E+14	0,285	3439	0,000478	2
0,7	4,9070,E+14	0,122	2782	0,000565	2
0,8	4,9070,E+14	0,047	2192	0,000652	1,4
0,9	4,9070,E+14	0,01	1489	0,000739	1,1
1	4,9070,E+14	0,001	840	0,000826	0,69
1,1	4,9070,E+14	0,00005	424	0,000913	0,387
1,2	4,9070,E+14	0,0000025	309	0,00100	0,30894
1,3	4,9070,E+14	1,25E-07	299	0,00109	3,245E-01
1,4	4,9070,E+14	6,25E-09	298	0,00117	3,498E-01
1,5	4,9070,E+14	3,125E-10	298	0,00126	3,757E-01
1,6	4,9070,E+14	1,563E-11	298	0,00135	4,016E-01
1,7	4,9070,E+14	7,813E-13	298	0,00143	4,275E-01
1,8	4,9070,E+14	3,906E-14	298	0,00152	4,534E-01
1,9	4,9070,E+14	1,953E-15	298	0,00161	4,794E-01
2	4,9070,E+14	9,766E-17	298	0,00170	5,053E-01
2,1	4,9070,E+14	4,883E-18	298	0,00178	5,312E-01
2,2	4,9070,E+14	2,441E-19	298	0,00187	5,571E-01
		TOTAIS	0,02	16,118	

Tab. 4.2 – Ponderação de Tm média

Assumindo uma temperatura ambiente de $T_0 = 298 \text{ K} = 25 \text{ °C}$, tem-se: $T_m = 16,118 / 0,02 = 766 \text{ K} = 493 \text{ °C}$.

4.1.3.3. Perda de calor por re-emissão

A partir da eq. (3.22) do item 3.1.5, pode-se encontrar a quantidade de calor perdida para o meio por radiação do receptor. Assumindo uma temperatura ambiente de 25 °C e emissividade de corpo negro para o receptor, ou seja 1, tem-se: $Q_{\text{perdido}} = 382 \text{ W}$. Assim, a potência térmica efetivamente disponível ao ciclo Stirling vale: $Q_{\text{disp}} = 25,7 \text{ kW}$.

4.1.4. Cálculo do rendimento do motor Stirling

Como o rendimento térmico ideal do ciclo Stirling é igual ao de Carnot, e agora já dispomos das temperaturas dos reservatórios térmicos de alta e baixa, podemos obter o seu valor. Para $T_H = 493^\circ\text{C} = 766\text{ K}$ e $T_L = 25^\circ\text{C} = 298\text{ K}$, tem-se um rendimento térmico igual a: $\eta = 61\%$. No entanto, como os motores reais apresentam várias irreversibilidades, consideremos que o rendimento real seja mais ou menos metade deste, portanto, $\eta = 30\%$. Essa hipótese será considerada sempre válida doravante, no entanto, em uma aplicação real, pode ser que os motores apresentem rendimentos mais altos que os calculados, e não mais baixos. Isto porque esta hipótese é bastante conservadora, podendo ser vista como um coeficiente de segurança do projeto.

4.1.5. Potência elétrica disponível e rendimento global

A potência mecânica disponível no eixo do motor Stirling será da ordem de $P_{\text{mec}} = \eta \cdot Q_{\text{disp}}$, $P_{\text{mec}} = 7,7\text{ kW}$.

Agora, supondo que a eficiência do gerador elétrico seja da ordem de 95%, teremos uma potência elétrica disponível de: $P_{\text{el}} = 7,3\text{ kW}$.

Com isso, tem-se um rendimento global de geração de energia elétrica de: $\eta_{\text{total}} = P_{\text{el}} / Q_{\text{coletor}} = 22,7\%$.

4.2. O EURODISH e resultados do projeto comparativo

4.2.1 Ficha Técnica do EURODISH

A seguir são expostos alguns dados técnicos do protótipo EURODISH instalado na Alemanha.



Fig. 4.4 – EURODISH na Alemanha (SolarPaces)

Diâmetro da abertura do coletor: 8,5 m

Área projetada do coletor: 56,7 m²

Distância focal: 4,5 m

Taxa de concentração geométrica: 2500

Refletividade: 94 %

Fabricantes do sistema de rastreamento solar:

- Schlaich Bergermann und Partner; D

- SOLO Kleinmotoren GmbH; D

Motor Stirling (SOLO Stirling 161) e gerador:

Potência elétrica gerada: 9.2 kW

Conexão com a rede elétrica: 400 V, 50 Hz, 3 phase

Temperatura média no receptor: 650 °C

Gás de trabalho: Hélio

Pressão do gás: 20-150 bar

4.2.2. Compilação dos resultados do projeto comparativo

Irradiação solar média: $G_a = 640 \text{ W/m}^2$

Dados do coletor:

12 segmentos de fibra de vidro espelhados.

Refletividade: $\rho = 0,94$.

Diâmetro da abertura: $D = 8 \text{ m}$.

Distância focal: $F = 4 \text{ m}$.

Razão de abertura: $N = 2$.

Área da abertura: $A_a = 50,27 \text{ m}^2$.

Fluxo de energia incidente sobre o coletor: $Q_{\text{coletor}} = 32,17 \text{ kW}$.

Taxa de concentração geométrica: $C_g = 2513$.

Eficiência de concentração do coletor $\eta_{CO} = 81,1\%$.

Dados do receptor:

Diâmetro da abertura: $W_n = 16 \text{ cm}$.

Área da abertura: $A_r = 0,02 \text{ m}^2$.

Irradiação média: $G_r = 1242,6 \text{ kW/m}^2$.

Temperatura média: $T_m = 493 \text{ }^\circ\text{C}$.

Potência térmica disponível: $Q_{\text{disp}} = 25,7 \text{ kW}$.

Dados do motor/gerador:

Rendimento do motor: $\eta = 30\%$.

Rendimento do gerador: $\eta = 95\%$.

Potência mecânica produzida: $P_{\text{mec}} = 7,7 \text{ kW}$.

Potência elétrica produzida: $P_{\text{el}} = 7,3 \text{ kW}$.

Rendimento total: $\eta_{\text{total}} = 22,7\%$.

4.3. Generalização do método

Agora será elaborada uma técnica embasada na metodologia, anteriormente, aplicada. O objetivo disto é construir uma planilha que fornecerá dimensões, bem como custos do equipamento, ambos associados a uma determinada irradiação solar média (G_a) e a uma demanda de potência elétrica (P_{EI}).

A partir das Tabelas 4.1 e 4.2 foi possível desenvolver rotinas em Visual Basic para o Excel. Estas, fornecem o valor da irradiação média que atinge a abertura do receptor (G_r), bem como sua temperatura média (T_m). Os dados de entrada para ambas são: a irradiação média local (G_a), o diâmetro da abertura do coletor parabólico (D_a), a razão de abertura do coletor (N) e o diâmetro de abertura do receptor (d_{rec} ou ω_n). O nome das funções são $Grmedio(G_a, D_a, N, d_{rec})$ e $Trmedio(G_a, D_a, N, d_{rec})$, respectivamente. Seu código fonte pode ser encontrado nos anexos. G_a , D_a e N devem ser dados pelo usuário, mas d_{rec} é calculado a partir de outra função, a qual se chama $tgpsi(N)$. Esta, calcula a tangente do ângulo ψ (vide Figura 3.10) e d_{rec} é obtido fazendo uso da eq. (3.21), mas o d_{rec} adotado é o dobro do obtido pela equação, por motivos já explicados no item 4.1.3.

Fazendo uso destas três funções é possível construir uma série de planilhas de dados que serão usadas como base para a confecção da ferramenta que se objetiva construir.

É importante dizer que para todas as planilhas o valor da razão de abertura do espelho parabólico será sempre mantido em $N = 2$. Isto, pois seria complicado embutir as informações gráficas da Figura 3.6 na programação das rotinas. Então, apenas para $N = 2$ fez-se uso de uma função interpoladora exposta na Figura 4.4, a qual determina o valor das constantes $\frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2}$ ou $\frac{4G_a\rho}{(0,0093)^2}\sigma$ em função de r/d (vide itens 4.1.3.1 e 4.1.3.2).

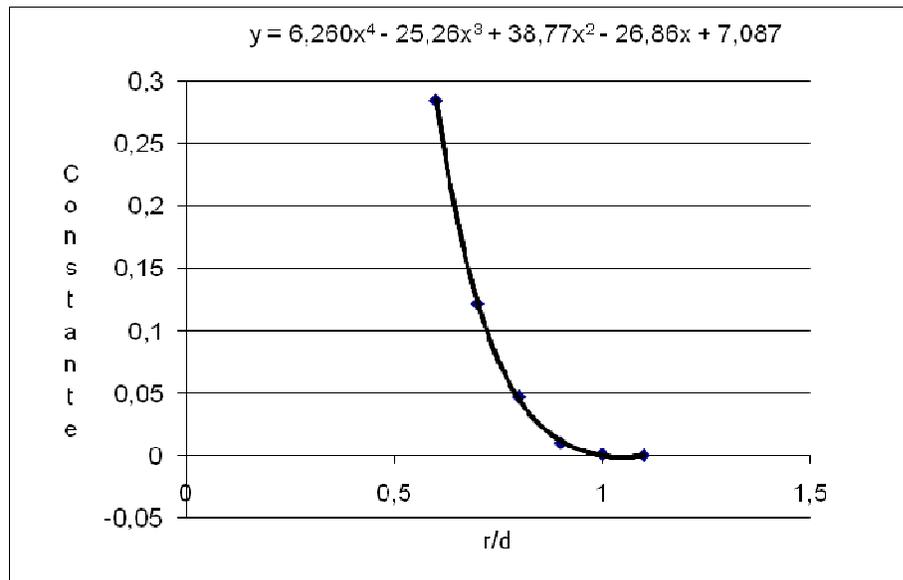


Fig. 4.4 – Interpolação da curva experimental da figura 3.6 para $N = 2$

Na seqüência é mostrada a primeira planilha, na qual o diâmetro de abertura do concentrador é mantido em $D_a = 8$ m e varia-se G_a . Com isso, é possível obter todos os outros parâmetros importantes do projeto.

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	D_a	N	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{co}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	P_{El}	η_{Total}
400	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	926,163	2315	2659	0,87	503,65	0,31	17,508	0,382	5,014	0,25
450	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1041,939	2315	2659	0,87	520,49	0,31	19,696	0,416	5,719	0,25
500	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1157,715	2315	2659	0,87	536,05	0,32	21,885	0,451	6,431	0,26
550	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1273,491	2315	2659	0,87	550,54	0,32	24,074	0,485	7,150	0,26
600	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	26,262	0,518	7,875	0,26
650	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1505,035	2315	2659	0,87	576,94	0,32	28,451	0,551	8,606	0,26
700	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1620,812	2315	2659	0,87	589,07	0,33	30,639	0,584	9,341	0,27
750	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1736,584	2315	2659	0,87	600,61	0,33	32,828	0,616	10,081	0,27
800	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1852,356	2315	2659	0,87	611,61	0,33	35,016	0,648	10,826	0,27

Tab. 4.3 – Planilha de dados para D_a constante e G_a variável

Legenda:

G_a – Irradiação solar incidente sobre o coletor [W/m^2]

D_a – Diâmetro de abertura do coletor [m]

N – Razão de abertura do coletor

F – Distância focal do coletor [m]

A_a – Área de abertura do coletor [m^2]

d_r – Diâmetro da abertura do receptor [m]

A_r – Área da abertura do receptor [m^2]

G_r – Irradiação incidente sobre o receptor [W/m^2]

C_f – Taxa de concentração de fluxo

C_g – Taxa de concentração geométrica

η_{co} – Eficiência de concentração

T_m – Temperatura média no receptor [$^{\circ}C$]

P_{Term} – Potência térmica disponível ao motor Stirling [kW]

$P_{Perdida}$ – Potência desperdiçada em perdas [kW]

P_{El} – Potência elétrica produzida [kW]

η_{total} – Rendimento global

Com os valores da Tabela 4.3 é possível se ter uma boa idéia de como variam os dados de saída em função da variação de G_a . No entanto é mais interessante verificar como variam os dados de saída quando fixamos G_a e variamos D_a . Se isso for feito para vários G_a s fixos poder-se-á estabelecer uma relação entre G_a , P_{EI} e D_a . A maneira de se fazer isso é exposta na seqüência deste trabalho. A próxima Tabela (4.4) mostra como se comporta o sistema se G_a for mantida em 400 W/m^2 e variarmos D_a . Com estes dados é possível plotar um gráfico de D_a em função de P_{EI} (Figura 4.5), pode-se então interpolar os pontos impressos, por uma função do tipo $D_a = \text{“coeficiente”} \cdot P_{EI}^{0.5}$. Faremos isso, também, para G_a igual a 500, 600, 700 e 800 W/m^2 . Por fim ter-se-á cinco funções de interpolação, então será feito um gráfico dos coeficientes destas funções em função de G_a . Dispondo destes pontos pode-se interpolá-los por uma função potência do tipo: $\text{“coeficiente”} = G_a^x$. E, finalmente, com isso é fácil elaborar uma planilha em que o usuário entre com G_a e o Excel calcula internamente o coeficiente que relaciona P_{EI} e D_a . O usuário deve fornecer também a demanda de potência elétrica P_{EI} , assim a planilha fornece o diâmetro de abertura do concentrador parabólico e a partir daí pode computar todas as outras variáveis do projeto. Lembrando que a razão de abertura N será sempre considerada 2.

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	D_a	N	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	P_{EI}	η_{Total}
400	6	2	3	28,27	0,116	0,0106	926,160	2315	2659	0,87	503,65	0,31	9,848	0,215	2,820	0,25
400	7	2	3,5	38,48	0,136	0,0145	926,040	2315	2659	0,87	503,65	0,31	13,403	0,292	3,838	0,25
400	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	926,056	2315	2659	0,87	503,65	0,31	17,506	0,382	5,013	0,25
400	9	2	4,5	63,62	0,175	0,0239	926,069	2315	2659	0,87	503,65	0,31	22,156	0,483	6,345	0,25
400	10	2	5	78,54	0,194	0,0295	926,079	2315	2659	0,87	503,65	0,31	27,354	0,596	7,833	0,25
400	11	2	5,5	95,03	0,213	0,0357	926,087	2315	2659	0,87	503,65	0,31	33,098	0,721	9,478	0,25
400	12	2	6	113,10	0,233	0,0425	926,093	2315	2659	0,87	503,65	0,31	39,390	0,858	11,280	0,25
400	13	2	6,5	132,73	0,252	0,0499	926,099	2315	2659	0,87	503,65	0,31	46,229	1,007	13,238	0,25
400	14	2	7	153,94	0,271	0,0579	925,601	2314	2659	0,87	503,65	0,31	53,585	1,168	15,345	0,25

Tab. 4.4 – Planilha de dados para $G_a = 400W/m^2$ e D_a variável

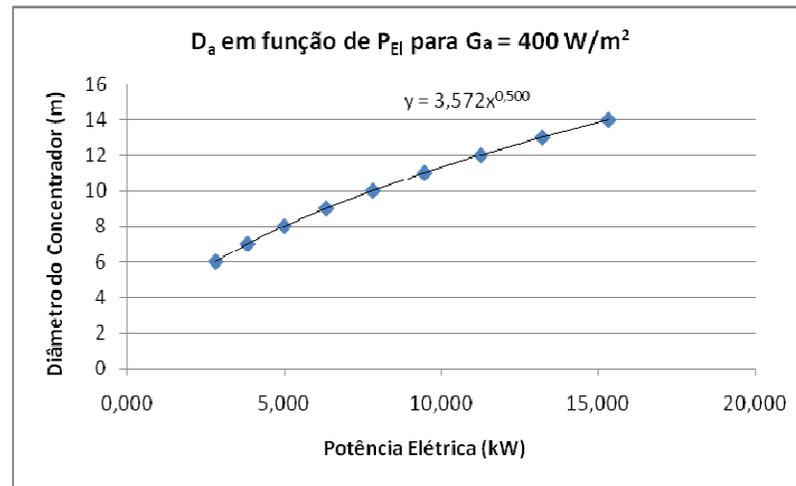


Fig. 4.5 – Interpolação da curva ($G_a = 400W/m^2$)

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	D_a	N	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{co}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	P_{EI}	η_{Total}
500	6	2	3	28,27	0,116	0,0106	1157,715	2315	2659	0,87	536,05	0,32	12,310	0,254	3,618	0,26
500	7	2	3,5	38,48	0,136	0,0145	1157,561	2315	2659	0,87	536,05	0,32	16,754	0,345	4,923	0,26
500	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1157,581	2315	2659	0,87	536,09	0,32	21,883	0,451	6,431	0,26
500	9	2	4,5	63,62	0,175	0,0239	1157,597	2315	2659	0,87	536,05	0,32	27,695	0,571	8,139	0,26
500	10	2	5	78,54	0,194	0,0295	1157,609	2315	2659	0,87	536,05	0,32	34,192	0,704	10,048	0,26
500	11	2	5,5	95,03	0,213	0,0357	1157,619	2315	2659	0,87	535,66	0,32	41,373	0,852	12,154	0,26
500	12	2	6	113,10	0,233	0,0425	1157,628	2315	2659	0,87	536,05	0,32	49,238	1,014	14,469	0,26
500	13	2	6,5	132,73	0,252	0,0499	1157,635	2315	2659	0,87	536,05	0,32	57,786	1,190	16,981	0,26
500	14	2	7	153,94	0,271	0,0579	1157,016	2314	2659	0,87	536,05	0,32	66,982	1,381	19,683	0,26

Tab. 4.5 – Planilha de dados para $G_a = 500\text{W/m}^2$ e D_a variável

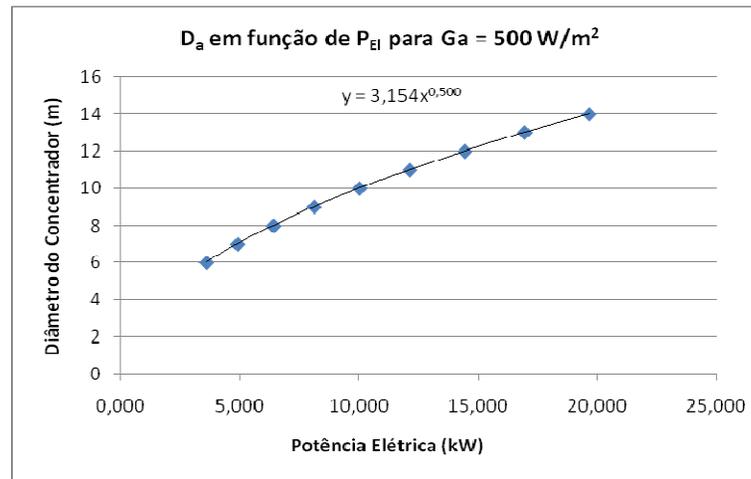


Fig. 4.6 – Interpolação da curva ($G_a = 500\text{W/m}^2$)

Dados de Entrada			Dados de Saída														
G_a	D_a	N	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	P_{EI}	η_{Total}	
600	6	2	3	28,27	0,116	0,0106	1389,263	2315	2659	0,87	564,43	0,32	14,772	0,291	4,431	0,26	
600	7	2	3,5	38,48	0,136	0,0145	1389,424	2316	2659	0,87	564,13	0,32	20,109	0,397	6,030	0,26	
600	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	26,262	0,518	7,876	0,26	
600	9	2	4,5	63,62	0,175	0,0239	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	33,238	0,654	9,968	0,26	
600	10	2	5	78,54	0,194	0,0295	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	41,035	0,808	12,306	0,26	
600	11	2	5,5	95,03	0,213	0,0357	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	49,652	0,977	14,890	0,26	
600	12	2	6	113,10	0,233	0,0425	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	59,090	1,163	17,721	0,26	
600	13	2	6,5	132,73	0,252	0,0499	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	69,349	1,365	20,797	0,26	
600	14	2	7	153,94	0,271	0,0579	1389,263	2315	2659	0,87	564,13	0,32	80,428	1,583	24,120	0,26	

Tab. 4.6 – Planilha de dados para $G_a = 600W/m^2$ e D_a variável

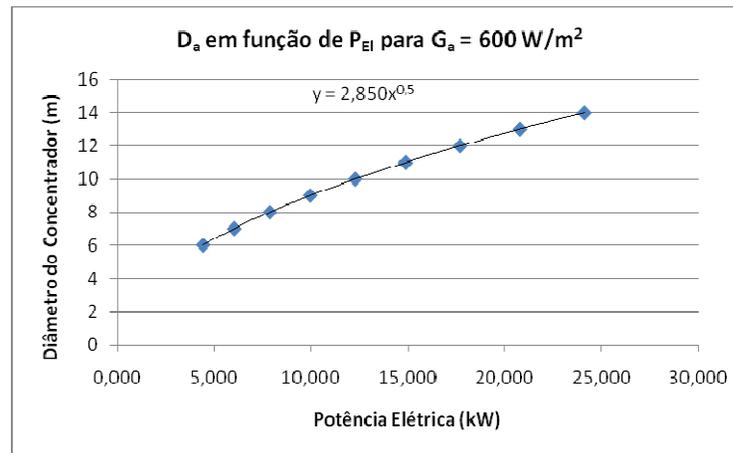


Fig. 4.7 – Interpolação da curva ($G_a = 600W/m^2$)

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	D_a	N	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	P_{EI}	η_{Total}
700	6	2	3	28,27	0,116	0,0106	1620,556	2315	2659	0,87	589,07	0,33	17,232	0,328	5,254	0,27
700	7	2	3,5	38,48	0,136	0,0145	1620,595	2315	2659	0,87	589,07	0,33	23,455	0,447	7,151	0,27
700	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1620,624	2315	2659	0,87	589,07	0,33	30,636	0,584	9,340	0,27
700	9	2	4,5	63,62	0,175	0,0239	1620,646	2315	2659	0,87	589,07	0,33	38,774	0,739	11,821	0,27
700	10	2	5	78,54	0,194	0,0295	1620,663	2315	2659	0,87	589,07	0,33	47,869	0,912	14,595	0,27
700	11	2	5,5	95,03	0,213	0,0357	1620,677	2315	2659	0,87	589,07	0,33	57,923	1,103	17,660	0,27
700	12	2	6	113,10	0,233	0,0425	1620,689	2315	2659	0,87	589,07	0,33	68,933	1,313	21,017	0,27
700	13	2	6,5	132,73	0,252	0,0499	1620,699	2315	2659	0,87	589,07	0,33	80,901	1,541	24,665	0,27
700	14	2	7	153,94	0,271	0,0579	1619,790	2314	2659	0,87	589,07	0,33	93,774	1,784	28,591	0,27

Tab. 4.7 – Planilha de dados para $G_a = 700W/m^2$ e D_a variável

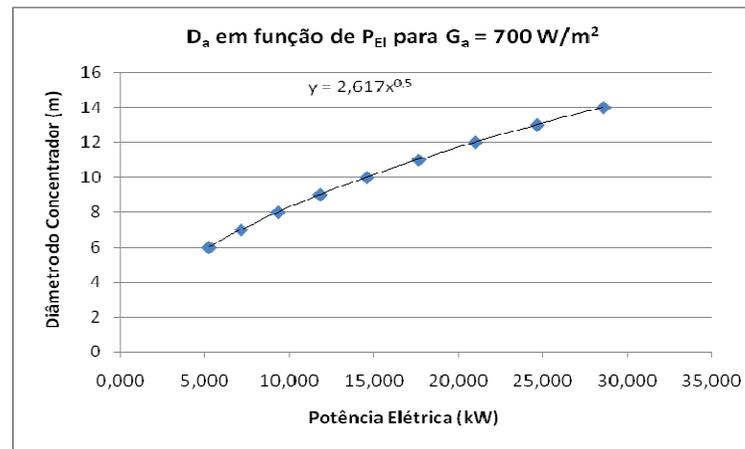


Fig. 4.8 – Interseção da curva ($G_a = 700W/m^2$)

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	D_a	N	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	P_{EI}	η_{Total}
800	6	2	3	28,27	0,116	0,0106	1852,307	2315	2659	0,87	611,61	0,33	19,696	0,364	6,089	0,27
800	7	2	3,5	38,48	0,136	0,0145	1852,109	2315	2659	0,87	611,61	0,33	26,806	0,496	8,287	0,27
800	8	2	4	50,27	0,155	0,0189	1852,141	2315	2659	0,87	611,61	0,33	35,012	0,648	10,824	0,27
800	9	2	4,5	63,62	0,175	0,0239	1852,166	2315	2659	0,87	611,61	0,33	44,313	0,820	13,700	0,27
800	10	2	5	78,54	0,194	0,0295	1852,186	2315	2659	0,87	611,61	0,33	54,708	1,012	16,913	0,27
800	11	2	5,5	95,03	0,213	0,0357	1852,203	2315	2659	0,87	611,61	0,33	66,197	1,225	20,465	0,27
800	12	2	6	113,10	0,233	0,0425	1852,216	2315	2659	0,87	611,61	0,33	78,781	1,458	24,356	0,27
800	13	2	6,5	132,73	0,252	0,0499	1852,227	2315	2659	0,87	611,61	0,33	92,458	1,711	28,584	0,27
800	14	2	7	153,94	0,271	0,0579	1852,571	2316	2659	0,87	611,61	0,33	107,250	1,984	33,157	0,27

Tab. 4.8 – Planilha de dados para $G_a = 800\text{W/m}^2$ e D_a variável

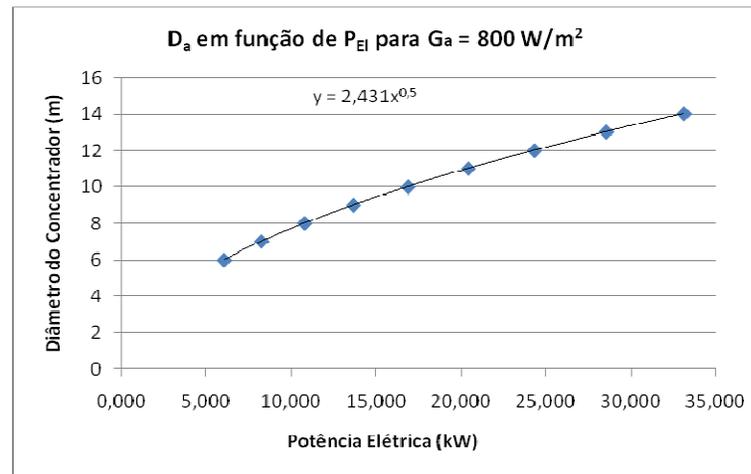


Fig. 4.9 – Interpolação da curva ($G_a = 800\text{W/m}^2$)

Dos gráficos extraímos as seguintes funções de interpolação:

$$\text{Para } G_a = 400\text{W/m}^2: D_a = 3,572.P_{EI}^{0,5}$$

$$\text{Para } G_a = 500\text{W/m}^2: D_a = 3,154.P_{EI}^{0,5}$$

$$\text{Para } G_a = 600\text{W/m}^2: D_a = 2,850.P_{EI}^{0,5}$$

$$\text{Para } G_a = 700\text{W/m}^2: D_a = 2,617.P_{EI}^{0,5}$$

$$\text{Para } G_a = 800\text{W/m}^2: D_a = 2,431.P_{EI}^{0,5}$$

Com isso, pode-se montar uma tabela que relaciona as irradiações com os coeficientes das funções interpoladoras:

G_a	Coefficiente
400	3,572
500	3,154
600	2,850
700	2,617
800	2,431

Tab. 4.9 – Relação entre G_a e coeficientes

Com estes dados é possível plotá-los e interpolá-los:

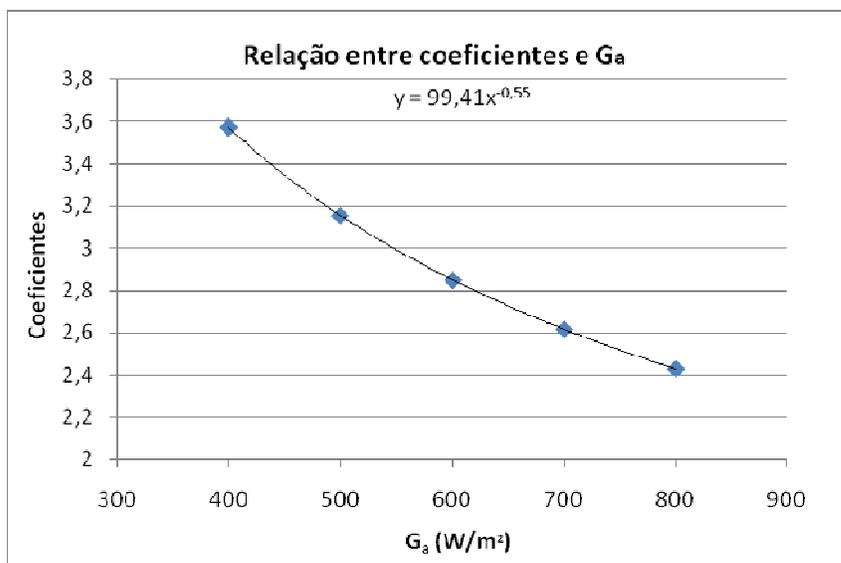


Fig. 4.10 – Interpolação dos dados da Tabela 4.9

Agora dispomos de uma função que relaciona G_a e os coeficientes, que por sua vez relacionam P_{EI} e D_a . Tal função é dada por: “Coeficiente” = $99,41 \cdot G_a^{-0,55}$.

Para testar se a extrapolação que será feita na planilha está coerente, pode-se entrar com pontos das Tabelas 4.4 a 4.8:

G_a (W/m ²)	P_{EI} (kW)	D_a (Calculado) (m)	D_a (Tabelas) (m)	Erro (%)
400	5,013	8,25	8	3,10
500	8,139	9,30	9	3,29
600	12,306	10,34	10	3,40
700	24,665	13,45	13	3,45
800	33,157	14,49	14	3,49

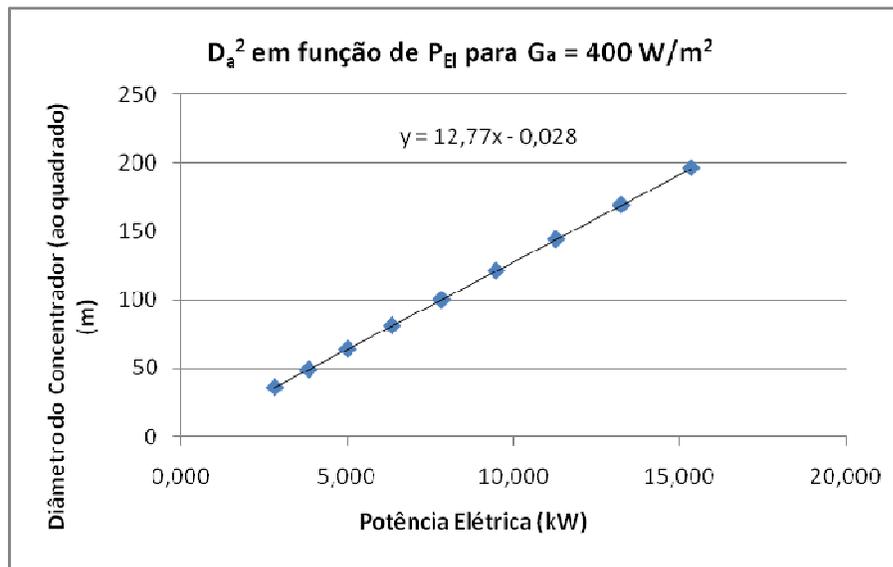
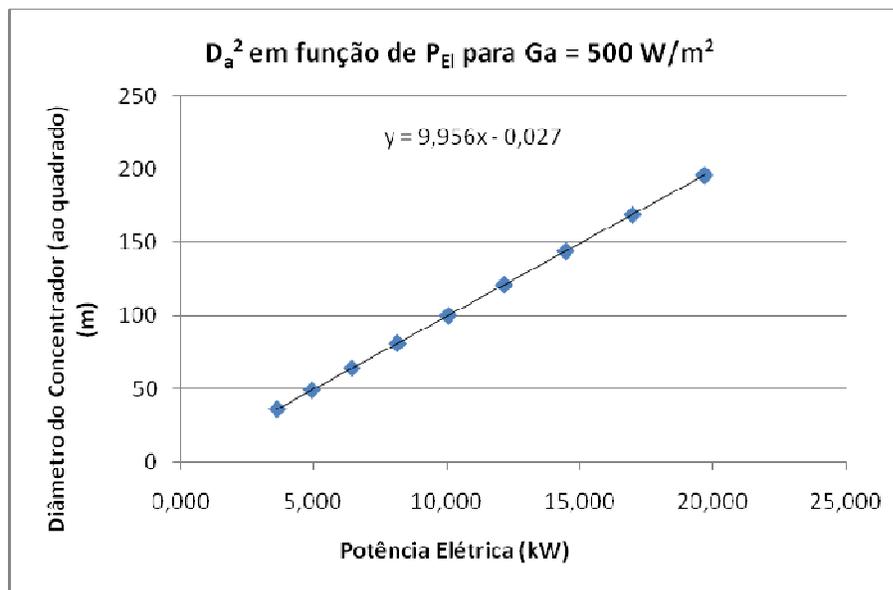
Tab. 4.10 – Comparação entre D_a calculado por extrapolação e D_a tabelado

Concluí-se, portanto que a ordem de grandeza dos erros é aceitável na medida em que não deve superar muito os 4% já que não é usual construir-se equipamentos deste tipo com D_a muito maior que 14 m e nem que estes sejam submetidos a G_a 's médios muito maiores que 800 W/m².

Agora basta adicionarmos os custos e os outros parâmetros do projeto à planilha da Tabela 4.10 para obtermos a planilha objetivo completa. Façamos, então, uso da Tabela 3.1, obviamente, convertendo as moedas para Real. Adotou-se a seguinte taxa de câmbio: 1,80 R\$ = 1,00 US\$. Vale ainda observar que o custo do sistema de rastreamento solar está incluído no custo do concentrador e que talvez os valores tabelados possam estar desatualizados, pois é difícil encontrar informações atuais sobre o tema do presente trabalho.

Outro fato relevante é que a função programada: $T_{medio}(G_a, D_a, N, d_{rec})$, por motivo desconhecido não funciona para G_a 's maiores que 800 W/m², então também se fez uma interpolação para se obter T_m em função de G_a .

Repare ainda, que é importante deixar clara a dependência linear entre a potência elétrica gerada e a área do concentrador. Para evidenciar tal fato são mostrados a seguir os gráficos de D_a^2 em função da potência elétrica para $G_a = 400$ e 500 W/m².

Fig. 4.11 – Iterpolação da curva ($G_a = 400\text{W/m}^2$)Fig. 4.12 – Iterpolação da curva ($G_a = 500\text{W/m}^2$)

Nas páginas seguintes são expostas as planilhas finais, nas quais o usuário entra com a demanda de potência elétrica e a irradiação solar média local e obtém todos os parâmetros de saída, inclusive os custos. São testadas várias combinações possíveis. Caso haja dúvida quanto ao significado dos dados de saída, ou sobre suas unidades, vide Tabela 4.3.

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	P_{EI}	N	D_a	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	η_{Total}
800	15	2	9,74	4,87	74,58	0,1890	0,0280	1852,636	2316	2659	0,87	607,84	0,33	51,965	0,945	0,25

Tab. 4.11 – Teste da planilha. Usuário entrou com $G_a = 800 \text{ W/m}^2$ e $P_{EI} = 15 \text{ kW}$

Custo inicial	Média (R\$)	Mínimo (R\$)	Máximo (R\$)
Concentrador Parabólico	113.400,00	96.390,00	130.410,00
Receptor	5.400,00	4.590,00	6.210,00
Motor Stirling	148.500,00	126.225,00	170.775,00
Gerador	2.916,00	2.478,60	3.353,40
Sistema de Refrigeração	1.890,00	1.606,50	2.173,50
Material Elétrico	1.350,00	1.147,50	1.552,50
Construção da Planta	13.500,00	11.475,00	15.525,00
Engenharia	29.160,00	24.786,00	33.534,00
Início de Operação	9.450,00	8.032,50	10.867,50
TOTAL	325.566,00	276.731,10	374.400,90
Custo de operação	R\$/kWh	R\$/kWh	R\$/kWh
Mão de obra	0,22	0,18	0,25
Material	0,16	0,14	0,19
TOTAL	0,38	0,32	0,43

Tab. 4.12 – Custos do sistema para $P_{EI} = 15 \text{ kW}$

Dados de Entrada			Dados de Saída														
G_a	P_{EI}	N	D_a	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	η_{Total}	
600	20	2	13,18	6,59	136,46	0,2556	0,0513	1389,538	2316	2659	0,87	563,07	0,32	71,312	1,399	0,24	

Tab. 4.13 – Teste da planilha. Usuário entrou com $G_a = 600 \text{ W/m}^2$ e $P_{EI} = 20 \text{ kW}$

Custo inicial	Média (R\$)	Mínimo (R\$)	Máximo (R\$)
Concentrador Parabólico	151.200,00	128.520,00	173.880,00
Receptor	7.200,00	6.120,00	8.280,00
Motor Stirling	198.000,00	168.300,00	227.700,00
Gerador	3.888,00	3.304,80	4.471,20
Sistema de Refrigeração	2.520,00	2.142,00	2.898,00
Material Elétrico	1.800,00	1.530,00	2.070,00
Construção da Planta	18.000,00	15.300,00	20.700,00
Engenharia	38.880,00	33.048,00	44.712,00
Início de Operação	12.600,00	10.710,00	14.490,00
TOTAL	434.088,00	368.974,80	499.201,20
Custo de operação	R\$/kWh	R\$/kWh	R\$/kWh
Mão de obra	0,22	0,18	0,25
Material	0,16	0,14	0,19
TOTAL	0,38	0,32	0,43

Tab. 4.14 – Custos do sistema para $P_{EI} = 20 \text{ kW}$

Dados de Entrada			Dados de Saída													
G_a	P_{EI}	N	D_a	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	η_{Total}
1300	25	2	9,63	4,82	72,87	0,1868	0,0274	3008,936	2315	2659	0,87	691,64	0,35	82,460	1,333	0,26

Tab. 4.15 – Teste da planilha. Usuário entrou com $G_a = 1300 \text{ W/m}^2$ e $P_{EI} = 25 \text{ kW}$

Custo inicial	Média (R\$)	Mínimo (R\$)	Máximo (R\$)
Concentrador Parabólico	189.000,00	160.650,00	217.350,00
Receptor	9.000,00	7.650,00	10.350,00
Motor Stirling	247.500,00	210.375,00	284.625,00
Gerador	4.860,00	4.131,00	5.589,00
Sistema de Refrigeração	3.150,00	2.677,50	3.622,50
Material Elétrico	2.250,00	1.912,50	2.587,50
Construção da Planta	22.500,00	19.125,00	25.875,00
Engenharia	48.600,00	41.310,00	55.890,00
Início de Operação	15.750,00	13.387,50	18.112,50
TOTAL	542.610,00	461.218,50	624.001,50
Custo de operação	R\$/kWh	R\$/kWh	R\$/kWh
Mão de obra	0,22	0,18	0,25
Material	0,16	0,14	0,19
TOTAL	0,38	0,32	0,43

Tab. 4.16 – Custos do sistema para $P_{EI} = 25 \text{ kW}$

Dados de Entrada			Dados de Saída														
G_a	P_{EI}	N	D_a	F	A_a	d_r	A_r	Gr	C_f	C_g	η_{CO}	T_m	$\eta_{Stirling}$	P_{Term}	$P_{Perdida}$	η_{Total}	
1500	10	2	5,63	2,82	24,90	0,1092	0,0094	3472,999	2315	2659	0,87	718,47	0,35	32,526	0,509	0,27	

Tab. 4.17 – Teste da planilha. Usuário entrou com $G_a = 1500 \text{ W/m}^2$ e $P_{EI} = 10 \text{ kW}$

Custo inicial	Média (R\$)	Mínimo (R\$)	Máximo (R\$)
Concentrador Parabólico	75.600,00	64.260,00	86.940,00
Receptor	3.600,00	3.060,00	4.140,00
Motor Stirling	99.000,00	84.150,00	113.850,00
Gerador	1.944,00	1.652,40	2.235,60
Sistema de Refrigeração	1.260,00	1.071,00	1.449,00
Material Elétrico	900,00	765,00	1.035,00
Construção da Planta	9.000,00	7.650,00	10.350,00
Engenharia	19.440,00	16.524,00	22.356,00
Início de Operação	6.300,00	5.355,00	7.245,00
TOTAL	217.044,00	184.487,40	249.600,60
Custo de operação	R\$/kWh	R\$/kWh	R\$/kWh
Mão de obra	0,22	0,18	0,25
Material	0,16	0,14	0,19
TOTAL	0,38	0,32	0,43

Tab. 4.18 – Custos do sistema para $P_{EI} = 10 \text{ kW}$

4.3.1. Análise dos resultados

Das Tabelas 4.11 a 4.18 pode-se verificar que os parâmetros do concentrador que dependem unicamente de N (que é mantido em $N = 2$) ficam constantes para qualquer G_a e P_{El} , sendo estes: C_g , C_f e η_{co} . É importante ainda, dizer que a refletividade do coletor também é mantida constante e igual a 0,94. Repare que, para as configurações adotadas a temperatura média do receptor não ultrapassa os 750 °C, o que é compatível com a realidade dos protótipos reais. Outro fato coerente é que o rendimento total não supera os 30%. E que este aumenta com G_a .

4.3.1.1. Análise econômica

Em relação aos custos observa-se que os equipamentos mais caros são: o motor Stirling e o concentrador parabólico e que o custo de operação (R\$ 0,43/kWh) conforme esperado, é alto em relação ao preço da eletricidade fornecida, por exemplo, pela Celpe (distribuidora de energia do estado de Pernambuco, região geograficamente privilegiada para instalação de dispositivos heliotérmicos), cuja tarifa para consumidores de baixa renda (público alvo do projeto em questão) vale 0,114 R\$/kWh (para consumidores de 0 a 30 kWh mensais).

Como se pôde ver o custo inicial dos protótipos também é bastante elevado em relação, por exemplo, ao custo de um gerador a Diesel de potência equivalente. Enquanto pode-se adquirir um grupo gerador a diesel de 7,5 kW por R\$ 3.500,00, um equipamento concentrador/Stirling de mesma potência não sai por menos que R\$ 138.365,55. Mas as perspectivas são otimistas, a Tabela 4.19 compara os valores presentes com as estimativas para 2030. É importante observar que o preço atual é baseado na produção de um único protótipo, já a previsão para 2030 se baseia na implantação de uma central geradora com muitos módulos e capacidade de geração de 30 MW. As expectativas são, ao contrário do intuito deste trabalho, de se construir grandes instalações de geração contendo milhares de dispositivos concentrador/Stirling. Esta alternativa parece ser bem mais promissora do que a fabricação de módulos individuais para atender pequenas comunidades isoladas. A

não ser que seja fabricada uma grande quantidade de equipamentos para atender muitas comunidades e vilas rurais, para que seu custo diminua.

	ATUAL	2030
Custo inicial	US\$/kW Elétrico	US\$/kW Elétrico
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
Engenharia	1.080,00	115,00
Início de Operação	350,00	18,00
TOTAL	12.010,00	928,00
Custo de operação	US\$/kWh Elétrico	US\$/kWh Elétrico
Mão de obra	0,12	0,0055
Material	0,09	0,0050
TOTAL	0,21	0,0105

Tab. 4.19 – Comparação entre valor atual e estimativa para o futuro (SolarPaces)

Perceba que estes valores não foram obtidos diretamente de fornecedores, mas sim de um levantamento disponibilizado no site SolarPaces. Por isso, podem não condizer com a realidade, tanto é que apresentam uma incerteza de mais ou menos 15%. Como a confecção da planilha de custos se baseia na coluna “ATUAL” da Tab. (4.19), elaborou-se, também, outra planilha em que o usuário pode entrar com os valores dos custos individuais em R\$/kW, para obter uma estimativa mais precisa e condizente com a realidade do tempo presente em que se esteja usando a planilha.

5. CONCLUSÕES

O Brasil é um país com elevado potencial para implementação de plantas geradoras solares, devido à existência de grandes áreas com alto nível médio de irradiação solar direta, principalmente nas regiões localizadas no estado da Bahia e norte de Minas.

A geração heliotérmica, através do uso da tecnologia do disco parabólico, pode vir a ser uma boa opção para o setor elétrico brasileiro, tendo em vista o atendimento de comunidades isoladas, particularmente em regiões como no semi-árido baiano, onde se apresentam as melhores condições climatológicas para implantação de plantas térmicas, tais como: baixa nebulosidade, precipitação reduzida, baixa umidade, alta insolação, e um dos mais altos níveis de radiação solar direta no Brasil. Sem contar que se trata de uma forma de energia limpa, sem emissão de poluentes e que causa pouquíssimo impacto ambiental. Além disso, é uma forma de descentralizar a geração elétrica e aliviar o sistema atualmente sobrecarregado, garantindo maior segurança e estabilidade. Outra observação plausível é que se a matriz energética brasileira, hidrelétrica, passar por novos períodos de escassez, isto é, de seca, os sistemas solares são bons para compensar este desequilíbrio, já que na estiagem há menos nuvens e conseqüentemente maior incidência solar.

No entanto, ainda deve haver uma evolução tecnológica que permita baratear os componentes do conjunto concentrador/Stirling para que sua instalação possa se tornar viável nas regiões do país que o mais necessitam, isto é, as zonas isoladas dos grandes centros urbanos.

Vale ainda comentar que hoje é muito difícil encontrar informações sobre este tipo de dispositivo, a maioria dos textos são datados no máximo do ano de 2003. Parece que a indústria apresenta ciclos de euforia e apatia quanto ao tema concentrador/Stirling, as empresas fazem protótipos, desistem dos projetos e às vezes voltam a tentar, caso da MDA, isto é evidenciado no tópico 2.3. A despeito disto, existe algum investimento em pesquisas nesta área, talvez o maior representante destas seja o SunLab, cujo site encontra-se na bibliografia recomendada. Outra

empresa que ainda investe em protótipos é a Stirling Energy Systems, cujo site também está na bibliografia recomendada, esta tem muitos projetos para o futuro, mas também parece estar esperando a evolução tecnológica que irá baratear os sistemas concentrador/Stirling.

Por fim, pode-se dizer que no que tange o desenvolvimento de uma ferramenta para dimensionamento de dispositivos concentrador/Stirling o presente trabalho cumpriu sua missão. Sendo que a metodologia desenvolvida pode ser aplicada para o projeto de concentradores solares de foco pontual para outros fins também, por exemplo, na geração de vapor para utilização em ciclos Rankine ou em processos.

6. BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

Van Wylen, G.J.; Sonntag, R.E.; Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica** Edgard Blücher, 2003.

DeWitt, D.P.; Incropera, F.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa** LTC, 2003.

Haywood, D. **An Introduction to Stirling-Cycle Machines** Stirling-Cycle Research Group, University of Canterbury.

Walker, G. **Stirling-cycle Machines** , Oxford University, 1973.

Fujii I. **From Solar Energy to Mechanical Power** harwood academic publishers, 1990.

Fraas, Arthur P. **Heat Exchanger Design** 2. ed, Wiley Interscience, 1989.

Afgan, N.H.; Schlünder, E.U. **Heat Exchangers: Design an Theory Sourcebook** Scripta Book Company, Washington, D.C, 1974.

Barros, R.W.; **Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis** Dissertação de estrado Universidade Federal de Itajubá, 2005.

Wilke, H. **Desenvolvimento de um Módulo Combustor Biomassa-Motor Stirling Aplicada a Sistemas de Geração Isolada e Baseados em Gerado de Indução** Universidade Federal de Itajubá, 2003.

Schlaich Bergermann and Partner, Structural Consulting Engineers **EuroDish – Stirling**, 2002. (Internet)

Cordeiro, P.; **START Report 2/98** International Energy Agency (IEA), 1997. (Internet)

Trigoso, F. B. M. **Demanda de Energia Elétrica e Desenvolvimento Socioeconômico: o caso das comunidades rurais eletrificadas com sistemas fotovoltaicos** Tese de Doutorado apresentada ao programa Iterunidades de Pós-Graduação em Energia da Universidade de São Paulo, 2004

Internet:

<http://www.solarpaces.org/> (01/11)

<http://www.stirlingenergy.com/> (01/11)

<http://www.energylan.sandia.gov/sunlab/index.html> (23/10)

<http://www.sbp.de/en/fla/mittig.html> (24/10)

http://www.solo-germany.com/english/frames/frame_stirlingengine2.html (21/10)

<http://www.celpe.com.br> (10/11)

7. ANEXOS

Código fonte das rotinas em vba:

'Declaração de Variáveis'

```
Dim Grec(2000) As Double
Dim Arc(2000) As Double
Dim Arant(2000) As Double
Dim Grmed(2000) As Double
Dim Trec(2000) As Double
Dim Trmed(2000) As Double
Dim N As Integer
Dim i As Integer
Dim j As Integer
Dim rd As Double
```

'Calcula a Irradiação Média que Atinge o Receptor: Grmedio [kW/m2], em função de 'Ga (irradiação incidente sobre 'a abertura do concentrador [W/m2], Da diâmetro do concentrador [m], N razão de abertura do concentrador e drec 'diâmetro de abertura do receptor [m].

Function Grmedio(Ga, Da, N, drec)

'Calcula o valor de Gri que incide sobre cada um dos anéis concentricos

```
cte = 4 * Ga * 0.94 / (0.0093 ^ 2)
If N = 2 Then
    y = 0.64
    i = 0
    rd = 0.1
    While rd <= 0.5
        Grec(i) = y * cte
        rd = rd + 0.1
        i = i + 1
    Wend
    i = i - 1
    While Grec(i) > 15000
        y = 6.26 * rd ^ 4 - 25.26 * rd ^ 3 + 38.77 * rd ^ 2 - 26.86 * rd + 7.087
        i = i + 1
        Grec(i) = y * cte
        rd = rd + 0.001
    Wend
```

'Calcula as áreas dos anéis concentricos para ponderação

```

j = i
i = 1
rd = 0.1
Arec(0) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654
While rd <= 0.5
  Arant(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654
  rd = rd + 0.1
  Arec(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654 - Arant(i)
  i = i + 1
Wend
While i < j
  Arant(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654
  rd = rd + 0.001
  Arec(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654 - Arant(i)
  i = i + 1
Wend
End If

```

'Ponderação de Grmedio

```

i = j
i = 0
While i <= j
  Grmed(i) = Arec(i) * Grec(i)
  i = i + 1
Wend
Grm = Grmed(0)
i = 1
While i <= j
  Grm = Grm + Grmed(i)
  i = i + 1
Wend
Arm = Arec(0)
i = 1
While i <= j
  Arm = Arm + Arec(i)
  i = i + 1
Wend

```

'Continua a ponderação até abranger toda a área do receptor

```

While (4 * Arm / 3.141592654) ^ 0.5 <= drec
  Grec(i) = Grec(i - 1) / 10
  Arant(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654
  rd = rd + 0.001
  Arec(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654 - Arant(i)
  Arm = Arm + Arec(i)
  Grmed(i) = Arec(i) * Grec(i)

```

```

    Grm = Grm + Grmed(i)
    i = i + 1
Wend

```

```

Grmedio = Grm / Arm / 1000

```

```

End Function

```

'Cálcula a tangente de psi

```

Function tgpsi(N)

```

```

    tgpsi = 1 / (2 * (1 / N - N / 16))

```

```

End Function

```

```

Function Trmedio(Ga, Da, N, drec)

```

'Cálcula o valor de Gri que incide sobre cada um dos anéis concentricos

```

cte = 4 * Ga * 0.94 / (0.0093 ^ 2) / (5.67 * 10 ^ -8)

```

```

If N = 2 Then

```

```

    y = 0.64

```

```

    i = 0

```

```

    rd = 0.1

```

```

    While rd <= 0.5

```

```

        Trec(i) = (y * cte) ^ 0.25

```

```

        rd = rd + 0.1

```

```

        i = i + 1

```

```

    Wend

```

```

    i = i - 1

```

```

    While Trec(i) > 500

```

```

        y = 6.26 * rd ^ 4 - 25.26 * rd ^ 3 + 38.77 * rd ^ 2 - 26.86 * rd + 7.087

```

```

        i = i + 1

```

```

        Trec(i) = (y * cte) ^ 0.25

```

```

        rd = rd + 0.001

```

```

    Wend

```

'Cálcula as áreas dos anéis concentricos para ponderação

```

j = i

```

```

i = 1

```

```

rd = 0.1

```

```

Arec(0) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654

```

```

While rd <= 0.5

```

```

    Arant(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654

```

```

    rd = rd + 0.1

```

```

    Arec(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654 - Arant(i)

```

```

    i = i + 1
Wend
While i < j
    Arant(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654
    rd = rd + 0.001
    Arec(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654 - Arant(i)
    i = i + 1
Wend
End If

```

'Ponderação de Trmedio

```

i = j
i = 0
While i <= j
    Trmed(i) = Arec(i) * Trec(i)
    i = i + 1
Wend
Trm = Trmed(0)
i = 1
While i <= j
    Trm = Trm + Trmed(i)
    i = i + 1
Wend
Arm = Arec(0)
i = 1
While i <= j
    Arm = Arm + Arec(i)
    i = i + 1
Wend
While (4 * Arm / 3.141592654) ^ 0.5 <= drec
    Trec(i) = Trec(i - 1) - 1
    If Trec(i) <= 298 Then
        Trec(i) = 298
    End If
    Arant(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654
    rd = rd + 0.001
    Arec(i) = (Da / N * 0.0093 * rd) ^ 2 * 3.141592654 - Arant(i)
    Arm = Arm + Arec(i)
    Trmed(i) = Arec(i) * Trec(i)
    Trm = Trm + Trmed(i)
    i = i + 1
Wend

Trmedio = Trm / Arm

End Function

```