

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE TÉRMICA DE UM SISTEMA DISH STIRLING TRABALHANDO COM RECEPTOR TIPO DIR

Gaylord E. Carrillo Caballero, gcarricaballero3@hotmail.com¹

Luis S. Mendoza Castellanos, sebasmen@hotmail.com¹

Laura Petri Geraldino, laurapetri@cpfl.com.br²

Electo E. Silva Lora, electo@unifei.edu.br¹

Arnaldo M. Martinez Reyes, ammr451111@yahoo.es¹

Vladimir R. Melian Cobas, vlad@unifei.edu.br¹

Osvaldo J. Venturini, osvaldo@unifei.edu.br¹

¹Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS, 1303 - Pinheirinho, Itajubá - MG, 37500-903

²CPFL Energy, Rodovia Campinas-Mogi Mirim, 1755, CEP: 13088-900 - Campinas

Resumo: Neste trabalho é apresentado um modelo matemático que permite estudar o comportamento térmico do sistema Dish Stirling trabalhando com receptor tipo DIR (Receptor de Tubos Diretamente Iluminados). Foi desenvolvida uma análise para determinar parâmetros, como são: a energia concentrada, perdas térmicas, eficiências em todos os componentes. Também foi realizada a caracterização da cavidade do receptor e o estudo de parâmetros do motor Stirling, requeridos para calcular a eletricidade gerada pelo sistema. Para parâmetros como: irradiação solar de 906 W/m², velocidade do vento de 1m/s, diâmetro do coletor de 8m, ângulo de inclinação de 80° e temperatura ambiente de 268 K; foi obtida uma temperatura de operação do receptor de 1254,7 K, uma perda de calor por convecção de 1,285 kW, por radiação emitida de 2,52 kW, por radiação refletida de 1,56kW, energia concentrada de 34,69 kW, potência elétrica gerada de 12,61kW, eficiência do receptor de 90,7% e eficiência do sistema de 26,9 %.

Palavras-chave: Dish-Stirling, eficiência, irradiação, perdas térmicas, receptor.

1. INTRODUÇÃO

Na atualidade, as necessidades energéticas de todos os países do mundo são satisfeitas principalmente utilizando combustíveis fósseis. Os hidrocarbonetos são a fonte de energia dominante, abrangendo cerca de 80% da demanda mundial. A geração de eletricidade a partir de tecnologias que utilizam combustíveis fósseis possuem baixo custo, em países que possuem alta disponibilidade destes combustíveis. No entanto, atualmente as políticas dos países têm a tendência de fazer com que o uso destas tecnologias no futuro seja cada vez menor, devido à diminuição na disponibilidade deste tipo de combustível, o que incrementa os seus custos. Por outro lado a obrigação de reduzir as emissões de CO₂ e outros gases de efeito estufa é a principal causa para que alguns países venham desenvolvendo pesquisas e projetos em fontes de energia renovável, como a energia solar, Mohamed et al. (2011). Ou seja, há uma urgente necessidade reduzir a dependência da geração de eletricidade dos combustíveis fósseis, mediante o uso de fontes renováveis que usam combustíveis naturais para gerar eletricidade, com o objetivo de evitar uma catástrofe global e manter as reservas de combustíveis fósseis no subsolo, Aidroos et al. (2015) .

O sistema Dish Stirling transforma a energia solar em trabalho mecânico e em seguida em energia elétrica, usando um gerador acoplado ao motor Stirling. O disco concentrador do sistema é o componente encarregado de concentrar a radiação solar. Este se encontra montado sobre uma estrutura com rastreamento solar, sistema que tem como função seguir o sol cada instante, a precisão deste sistema tem influencia direta sobre as perdas na energia interceptada, quanto maior precisão menor serão as perdas. Geralmente os concentradores utilizam uma superfície refletora de vidro com recobrimento de prata, as quais são mais duradouras e tem uma reflexão solar entre 91% a 95%, para os sistemas atuais (Christopher, 2007). Os raios solares concentrados são orientados para o receptor, que absorve essa energia e a transfere ao fluido de trabalho do motor Stirling; o receptor deste tipo de sistema usualmente utiliza hélio ou hidrogênio como fluido de trabalho. O receptor do motor Stirling consiste de uma cavidade com abertura para a entrada da energia solar concentrada, que se encontra situada no ponto focal do disco concentrador, e de um absorvedor. A parcela de energia concentrada que entra na abertura é chamada de fator de interceptação, com valor entre 90% a 99%, Mancini e Heller

(2003). Finalmente, o motor Stirling converte a energia térmica absorvida em energia mecânica a partir da expansão do gás de trabalho, e energia é convertido em energia elétrica.

O sistema Dish Stirling como sistema de geração de eletricidade é a forma mais eficiente de converter a radiação solar em energia elétrica. Na atualidade existem vários trabalhos publicados sobre este tipo de sistema, como são: Thombare e Verma (2008), apresentam uma análise detalhada sobre os fundamentos para analisar o ciclo do motor Stirling e as diferentes metodologias utilizadas para modelar este tipo de sistemas. Costea et al. (1999), desenvolveram um modelo com o objetivo de estudar o efeito da perda de pressão e das perdas de calor sobre o rendimento do motor Stirling solar, este modelo teve em conta os efeitos das irreversibilidades internas e externas do ciclo. Reinalter et al. (2007), mostram uma análise detalhada da operação do sistema Eurodish, no qual é apresentada a melhora realizada sobre alguns dos componentes do sistema. Neste trabalho são escolhidos os parâmetros de operação necessários para determinar o fluxo de calor sobre o absorvedor, as perdas térmicas sobre a cavidade, a potência elétrica gerada, a eficiência ótica e térmica do sistema. Nepveu et al. (2009), implementaram um modelo térmico do sistema Eurodish (10 kW_{el}) numa unidade instalada no laboratório CNRS-PROMES em Odeillo. Para a elaboração do modelo é usado o método nodal para calcular as perdas térmicas por convecção, radiação refletida e emitida pela cavidade do sistema. Além disso, os autores realizam uma análise termodinâmica do motor SOLO Stirling 161. Howard e Harley (2010), analisaram os componentes do sistema Dish Stirling e estabeleceram uma metodologia para integrar os modelos dos diferentes componentes para formar um modelo compreensível do sistema, já que na atualidade muitos trabalhos focam na modelagem isolada dos componentes sem o sistema. Wu et al. (2010), propõem um novo sistema de geração de eletricidade baseado na concentração de energia solar, que permite a conversão direta de energia térmica em eletricidade, este sistema combina um disco concentrador em cascata acoplado a um trocador de calor, que contém um metal alcalino, formando assim a unidade conversora de eletricidade (AMTEC). O sistema AMTEC é um dispositivo térmico regenerativo eletroquímico para a conversão de calor em eletricidade. Martin et al. (2012), mostram a otimização da potência gerada num sistema Dish Stirling ligado a rede. Ahmadi e Sayyaadi (2014), pesquisaram sobre a termodinâmica de tempo finito e aplicaram esta para determinar a potência gerada e a eficiência do sistema Dish Stirling com taxa de transferência de calor finita. O modelo desenvolvido pelos autores estuda o efeito da radiação solar, a temperatura do trocador de calor, a taxa de compressão do motor, as efetividades dos trocadores de calor, a influência do fluxo de calor sobre a potência total gerada, a eficiência térmica do motor e a entropia gerada.

Alguns dos trabalhos apresentados acima foram utilizados como base para a elaboração do presente trabalho, no qual se realiza uma análise paramétrica para determinar o comportamento térmico do sistema Dish Stirling trabalhando com receptor tipo DIR. Foi analisado também o comportamento das perdas térmicas na cavidade do sistema para diferentes velocidades do vento (1m/s até 5m/s) e ângulos de inclinação na faixa de 0° até 90°. No cálculo das perdas de calor por convecção no exterior da cavidade é avaliada a interação da convecção natural, forçada e o efeito combinado de estas sobre a cavidade do sistema.

O presente trabalho constitui um dos suportes teóricos do projeto P&D Aneel PD-0063-0041/2011– CPFL - Sistema Híbrido Solar/ Biomassa – SHSB, o qual se encontra em execução pela equipe da Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI. As empresas de energia elétrica que forneceram suporte financeiro ao projeto foram a CPFL Paulista, a CPFL RGE e a CPFL Piratininga.

2. ANÁLISE DO SISTEMA

Para elaborar o modelo matemático do sistema foi desenvolvido um algoritmo lógico a partir de equações matemáticas que permitem descrever o comportamento térmico do sistema Dish Stirling. Na primeira etapa foi utilizado o trabalho desenvolvido no NEST “Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída” por (Mendoza, 2012), como referencia para desenvolver um código de programação em Matlab, para caracterizar o comportamento opto-geométrico do concentrador solar, com o que foi possível determinar alguns parâmetros como: a distância focal, a eficiência ótica, a área do coletor, o diâmetro de abertura da cavidade, a energia concentrada, etc.

Na figura 1, mostra-se o concentrador paraboloide. Nela são identificados alguns parâmetros que permitem analisar e estabelecer relações necessárias para a caracterização deste componente, (Carrillo, 2013).

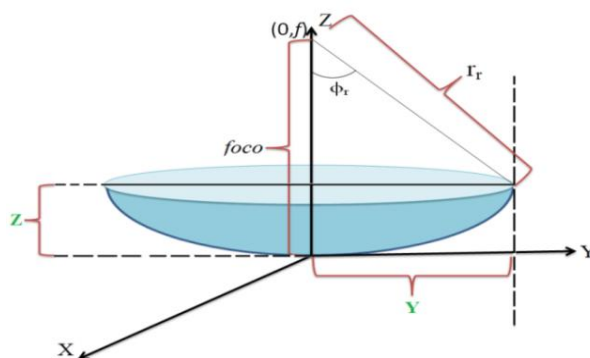


Figura 1. Concentrador solar tipo paraboloide (Mendoza, 2012).

A geometria deste tipo de concentrador pode ser obtida através da seguinte equação, (Mendoza, 2012):

$$X^2 + Y^2 = 4fZ \quad (1)$$

Onde:

ϕ_r : Ângulo de borda.

r_r : Distância de borda (m).

f : Distância focal (m).

A partir da geometria apresentada na figura 1, é possível determinar mediante uma análise matemática, expressões para o cálculo da distância focal e da distância de borda:

$$f = \frac{D_p}{4 \tan\left(\frac{\phi_r}{2}\right)} \quad (2)$$

$$r_r = \frac{\frac{D_p}{2}}{\sin \phi_r} \quad (3)$$

A equação (3) descreve o valor do raio de borda ou a distância que existe desde o foco para qualquer ponto dentro da superfície do coletor, (Rabl, 1978).

Estes componentes são conhecidos como sistemas de alta concentração, eles se caracterizam por serem construídos com materiais com alta refletividade, baixa absorvidade e baixa emissividade, com o propósito de ter as menores perdas térmica possíveis, Monique et al. (2014). A energia concentrada por este componente sobre a abertura da cavidade do receptor pode-se determinar como Shuang-Ying et al. (2010):

$$Q_{re} = \eta_o Q_s \quad (4)$$

$$\eta_o = \lambda \rho \tau \alpha \quad (5)$$

Onde:

Q_s : Energia solar incidente sobre a abertura do disco concentrador (W).

λ : Fator de não sombreamento.

ρ : Refletividade do material do disco concentrador.

τ : Transmitância do material do disco concentrador.

α : Absorvância do material do disco concentrador.

γ : Fator de interceptação.

η_o : Eficiência ótica do disco concentrador (%)

Na etapa seguinte se estudou a cavidade do receptor tipo DIR (receptor de tubos diretamente iluminados), com o propósito de determinar as perdas de calor na mesma. O receptor é o componente do sistema que causa as maiores perdas térmicas, e nele ocorre o processo que precede a etapa de conversão da energia solar em eletricidade. Na figura 2, se ilustra o fluxo da energia solar concentrada e as perdas de calor presentes na cavidade do receptor.

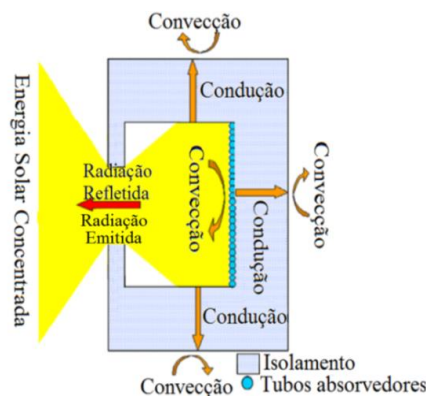


Figura 2. Seção lateral da cavidade do receptor do sistema Dish Stirling indicando as principais causas de perdas de calor (Losada, 2009).

A energia térmica recebida pelo gás de trabalho do motor Stirling, considerada como a energia útil, pode-se determinar como, Wu et al. (2010):

$$Q_m = Q_{re} - (Q_{cc} + Q_{cn} + Q_{cf} + Q_{rad,em} + Q_{rad,ref}) \quad (6)$$

Onde:

Q_{re} : Energia solar concentrada sobre a cavidade do receptor (W).

Q_{cc} : Perda de calor por condução e posteriormente por convecção ao ambiente (W).

Q_{cn} : Perda de calor por convecção natural a través da abertura (W).

Q_{cf} : Perda de calor por convecção forçada a través da abertura (W).

$Q_{rad,em}$: Perda de calor por radiação emitida (W).

$Q_{rad,ref}$: Perda de calor por radiação refletida (W).

Cada vez que a radiação solar atinge a cavidade do receptor, uma parcela é dissipada ao ambiente a través das paredes da cavidade, do isolamento térmico e posteriormente ao ambiente por convecção natural, Wu et al. (2010):

$$Q_{cc} = \frac{T_{cav} - T_{amb}}{\frac{L_{pc}}{K_{ac}A_{ic}} + \frac{L_a}{K_aA_a} + \frac{1}{h_{ec}A_{ec}}} \quad (7)$$

Onde:

L_a : Espessura do isolamento térmico (m).

L_{pc} : Espessura da parede da cavidade (m).

A_{ic} : Área interna da cavidade (m²).

A_{ec} : Área externa da cavidade (m²).

A_a : Área média da secção do isolamento (m²).

K_a : Condutividade térmica do isolamento (W/m K).

K_{ac} : Condutividade térmica do material da cavidade (W/m K).

h_{ec} : Coeficiente de transferência de calor no exterior da cavidade (W/m²).

T_{amb} : Temperatura ambiente (K).

T_{cav} : Temperatura média interna da cavidade. Costuma-se considerar que a temperatura na parede interna da cavidade é igual à temperatura média (K), Ahmdi e sayyaadi (2014).

Para esta análise é importante esclarecer que o cálculo do coeficiente de transferência de calor no exterior da cavidade, para as condições avaliadas pode estar influenciada pela convecção natural, pela convecção forçada o pelo efeito combinado destas perdas térmicas. Assim é importante avaliar a relação Gr/Re^2 , que indica o tipo de transferência de calor dominante. Se esta relação for menor do que 0.01, é possível desprezar a convecção natural; se for maior do que 10, é possível desprezar a convecção forçada, mas se o valor da relação está entre 0.01 e 10 deve se considerar o efeito combinado da perda de calor por convecção natural e por convecção forçada.

Para esta condição é possível determinar o número de Nusselt no exterior da cavidade com a seguinte expressão, Çengel e Perez (2003):

$$Nu_{ec} = (Nu_{en}^n + Nu_{ef}^n)^{1/n} \quad (8)$$

$$h_{ec} = \frac{Nu_{ec}(K)}{L_c} \quad (9)$$

Onde n: igual a 3 para placas verticais e a 4 para placas horizontais.

L_c : Configuração de um cubo, pelo que L_c corresponde ao comprimento de qualquer dos lados da cavidade.

Nu_{en} : Número de Nusselt no exterior da cavidade calculado para convecção natural.

Nu_{ef} : Número de Nusselt no exterior da cavidade calculado para convecção forçada.

Quando a posição da cavidade é quase vertical, como é o caso considerado no presente trabalho, é possível utilizar as seguintes relações para calcular o número de Nusselt por convecção forçada no exterior da cavidade, Wu et al. (2010):

$$Nu_{ef} = 0,664Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (10)$$

Para $Pr > 0.6$

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} \quad (11)$$

Onde:

Re: Número de Reynolds.
 Pr: Número de Prandtl.
 K: Condutividade térmica do ar (W/m K).
 V: Velocidade do ar (m/s).
 v: viscosidade cinemática do ar (m²/s).

Para o caso da convecção natural no exterior da cavidade, a expressão utilizada é:

$$Nu_{en} = 0.27Ra^{1/4} \quad (12)$$

Para ($10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$)

$$Ra = Gr * Pr = \frac{g\beta(T_m)L_c^3}{v\alpha_{ter}} \quad (13)$$

Onde:

Ra: Número de Rayleigh.
 g: Aceleração da gravidade (m/s²).
 β : Coeficiente de expansão térmica (K⁻¹).
 T_m: Temperatura média entre a parede interna e o ambiente (K).
 v: Viscosidade cinemática (m²/s).
 α_{ter} : Difusividade térmica (m²/s).

A perda de calor por convecção desde o interior da cavidade do receptor para o exterior a través da abertura é calculada para a condição de convecção natural e convecção forçada:

$$Q_{cn} = h_{in}A_{ic}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (14)$$

Onde:

h_{in} : Coeficiente de transferência de calor por convecção natural desde o interior (W/m²K).
 A_{ic} : Área interna da cavidade (m²).

O valor de h_{in} se determina por Howard e Harley (2010):

$$Nu = 0.088Gr^{1/3} \left(\frac{T_{cav}}{T_{amb}} \right)^{0.18} \quad (15)$$

$$h_{in} = \frac{Nu(K)}{D_a} \quad (16)$$

Onde:

Gr: Número de Grashof a T_m.
 D_a: Diâmetro de abertura da cavidade (m).

Para o caso da convecção forçada no interior da cavidade:

$$Q_{cf} = h_{if}A_{ic}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (17)$$

$$h_{if} = f(\theta)V^{1.401} \quad (18)$$

Onde:

$$f(\theta) = 0.1634 + (0.7498 * \sin\theta) - (0.502 * \sin(2\theta)) + (0.3278 * \sin(3\theta)) \quad (19)$$

θ : Ângulo de inclinação da cavidade (°).

As perdas por radiação através da abertura da cavidade do receptor contribuem com uma parte significativa das perdas totais do sistema Dish Stirling. Podem ser definidas duas parcelas distintas de perdas, como são: a perda de calor por radiação emitida e a perda de calor por radiação refletida, (Fraser, 2008).

A radiação emitida é definida como, (Fraser, 2008):

$$Q_{rad,em} = \varepsilon\sigma A_{cav}^{aper}(T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (20)$$

Onde:

ε : Emissividade do receptor.

σ : Constante de Stefan Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$).

A_{cav}^{aper} : Área da superfície emissora de radiação (se toma normalmente como a área de abertura da cavidade).

A perda de calor por radiação refletida é calculada por, (Fraser, 2008):

$$Q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{ef})Q_{re} \quad (21)$$

$$\alpha_{ef} = \left(\frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav})(A_{cav}^{aper}/A_{ic})} \right) \quad (22)$$

Onde:

α_{ef} : Absorvância efetiva.

α_{cav} : Absorvância da superfície da cavidade.

A_{ic} : Área total da superfície interna da cavidade (m^2).

A potência elétrica gerada pelo sistema foi determinada pela seguinte expressão:

$$W_{sistema DS} = W_{motor S} * n_{gen} \quad (23)$$

$$W_{motor S} = Q_m * n_{motor S} \quad (24)$$

$$n_{motor S} = K_s \left(1 - \frac{T_{co}}{T_{cav}} \right) \quad (25)$$

A eficiência global do sistema foi determinada pela seguinte expressão:

$$n_{sis DS} = n_{con} * n_{rec} * n_{motor S} * n_{gen} \quad (26)$$

$$n_{con} = \lambda \rho_{ref} * \tau * \alpha * \cos(\theta_i) \quad (27)$$

Onde:

$W_{motor S}$: Potência gerada pelo motor Stirling (W).

η_{conc} : Eficiência do concentrador (%).

$\eta_{motor S}$: Eficiência do motor Stirling (%).

η_{gen} : Eficiência do gerador elétrico (%).

λ : Fator de não sombreamento da estrutura e a cavidade.

ρ : Refletividade.

τ : Transmitância.

θ_i : Ângulo de incidência dos raios solares no concentrador (é zero devido ao sistema de rastreamento).

α : Absorvância do receptor.

I : Irradiação normal direta (W/m^2).

T_{co} : Temperatura do fluido de trabalho do motor Stirling na zona de compressão (K). A temperatura no espaço de compressão do motor Stirling varia durante o dia, em função da temperatura ambiente e do isolamento térmico, motivo pelo qual neste trabalho esta temperatura foi fixada em 390 K, (Fraser, 2008).

K_s : Coeficiente Stirling. Parâmetro associado ao grau de aperfeiçoamento da tecnologia [0,55- 0,88]. Neste trabalho este valor foi fixado em 0,55, isto com o objetivo de simular uma condição crítica do sistema. Este coeficiente está influenciado pelas irreversibilidades por atrito e pela transferência de calor, (Mendoza, 2012).

3. RESULTADOS DA ANÁLISE TÉRMICA

Na figura 3, se mostra o comportamento das perdas de calor correspondentes à cavidade do receptor tipo DIR, obtidos através do modelo desenvolvido. Para realizar esta análise, foram definidos alguns parâmetros, tais como: irradiação solar 906 W/m^2 , velocidade do vento de 3 m/s e ângulo de inclinação da cavidade de 80° .

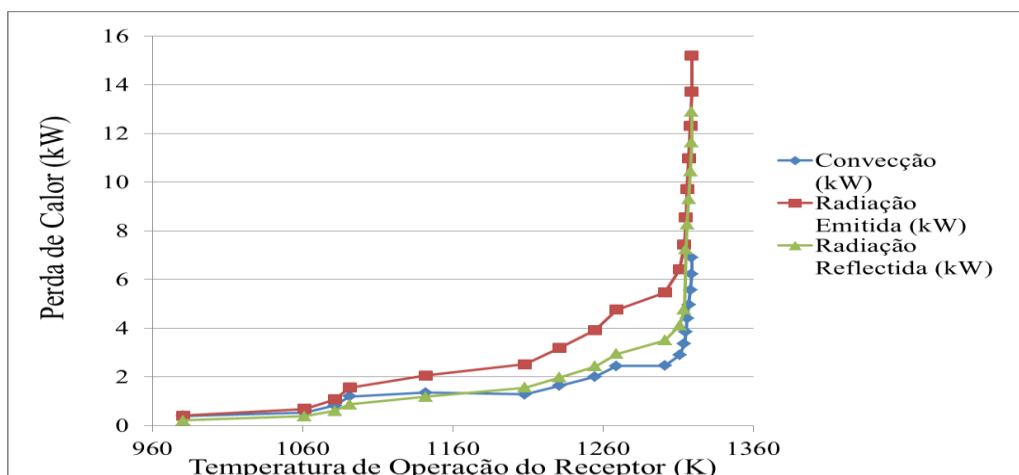


Figura 3. Comportamento das perdas de calor na cavidade do receptor em relação da temperatura de operação do receptor.

Da figura 3, é possível concluir que o aumento da temperatura na cavidade do receptor leva a um acréscimo das perdas térmicas na cavidade. Observa-se que para as condições avaliadas a perda de calor por radiação emitida, tem maior impacto do que as perdas de calor por radiação refletida e a perda de calor por convecção. Desta análise, se pode concluir que para valores baixos de temperatura, não existe uma diferença considerável entre as perdas de calor analisadas. Para temperaturas entre 980 K e 1100 K, a perda de calor por radiação emitida é superior às perdas de calor por convecção e por radiação refletida.

Por outro lado para valores elevados de temperatura a diferença entre as perdas de calor é considerável. A partir de valores de temperatura de 1081K, pode se observar que a perda de calor por radiação emitida aumenta de forma considerável em relação as perdas de calor por radiação refletida e por convecção. Para uma temperatura de 1315 K, tem-se que o valor das perdas de calor por radiação aumenta de forma exponencial.

Na figura 4, mostra-se o comportamento da perda de calor por convecção para diferentes ângulos de inclinação da cavidade e diferentes velocidades do vento, para um diâmetro de coletor de 8 m.

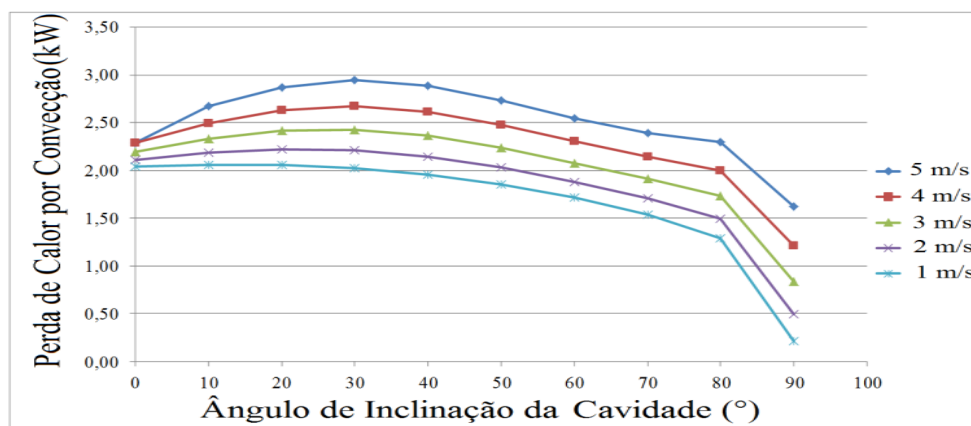


Figura 4. Comportamento da perda de calor por convecção na cavidade do receptor em relação ao ângulo de inclinação da cavidade para diferentes velocidades do ar.

Na figura 4, são mostrados os casos analisados. Inicialmente observa-se um aumento das perdas por convecção. Para velocidades do vento entre 3-5 m/s, as maiores perdas de calor por convecção correspondem a um ângulo de inclinação de 30°; a partir de este ângulo se observa uma diminuição da perda de calor. Para uma velocidade do vento de 1m/s, a maior perda de calor é obtida para um ângulo de inclinação de 10°. A partir deste valor a perda de calor diminui, enquanto para velocidades do vento de 2 m/s, a máxima perda de calor é atingida para um ângulo de inclinação de 20°. Para os diferentes valores da velocidade do vento avaliada se obteve que as menores perdas de calor são atingidas para um ângulo de inclinação de 90°, ponto em que a cavidade do sistema Dish Stirling está com a face frontal totalmente orientada para baixo, condição na qual o ar tem a maior resistência para ingressar ao interior da cavidade. De forma geral pode-se dizer que o aumento da velocidade do vento contribui com o aumento das perdas de calor por convecção, tendo que uma velocidade de 5m/s, corresponde à condição com maiores perdas de calor por convecção. Na figura 5, mostra-se o comportamento das diferentes perdas de calor presentes na cavidade do sistema Dish Stirling em relação ao ângulo de inclinação, para uma velocidade do vento de 5m/s e um diâmetro de coletor de 8 m.

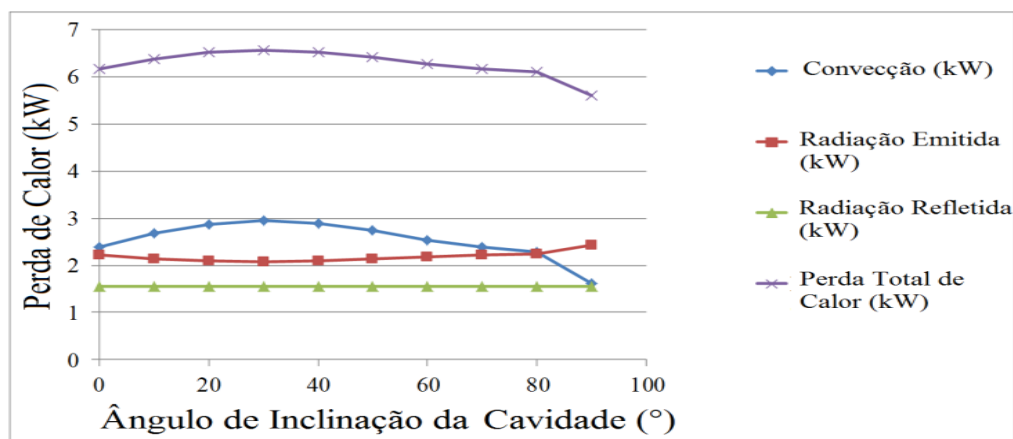


Figura 5. Comportamento dos diferentes mecanismos de perda de calor e da perda total de calor na cavidade do sistema em relação do ângulo de inclinação da cavidade, para uma velocidade de 5 m/s.

Da figura 5, observa-se que para as condições avaliadas a perda de calor por convecção tem maior influência sobre o desempenho térmico do sistema, seguida pela perda de calor por radiação emitida e finalmente pela perda de calor por radiação refletida. De esta análise conclui-se que as maiores perdas de calor foram atingidas para um ângulo de inclinação de 30°, sendo neste caso a perda de calor por convecção de 2.94 kW. Além disso, o gráfico mostra uma mudança no comportamento das perdas de calor por convecção e radiação emitida, para um ângulo de inclinação de 80°, ponto no qual a perda de calor por radiação emitida começa a ter maior impacto sobre o comportamento térmico da cavidade do sistema. É importante assinalar que para os diferentes ângulos de inclinação avaliados, a perda de calor por radiação refletida teve pouca mudança, esta apresentou o menor impacto sobre o comportamento térmico da cavidade.

Na figura 6, apresenta-se o comportamento das perdas de calor na cavidade em relação à velocidade do vento, para um ângulo de inclinação de 80° e diâmetro de coletor de 8 m.

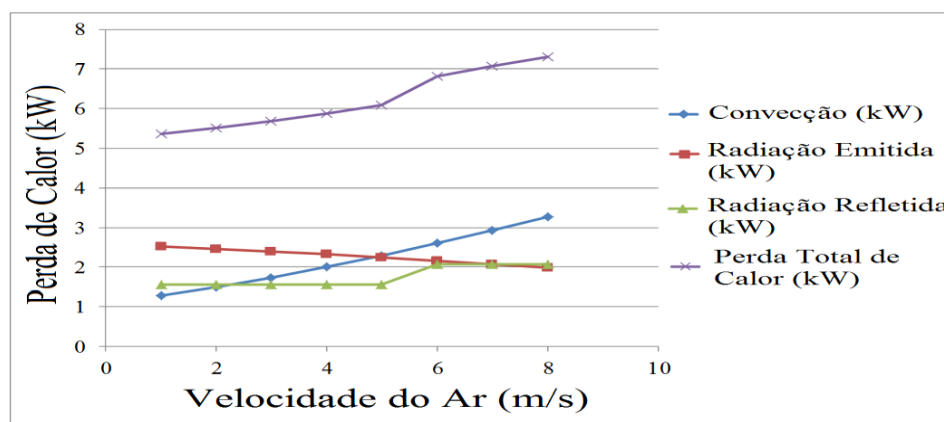


Figura 6. Comportamento dos diferentes mecanismos de perda de calor e da perda total de calor na cavidade do sistema em relação da velocidade do ar, para um ângulo de inclinação de 80°.

Da figura 6, é possível concluir que para baixas velocidades do vento, a perda de calor que maior influência tem sobre o desempenho térmico do sistema é a perda de calor por radiação emitida. Este comportamento muda a partir de uma velocidade de 5 m/s, onde a perda de calor por convecção apresenta os maiores valores em relação aos outros tipos de perdas de calor analisados neste trabalho. No caso da perda de calor por radiação refletida, é observado que inicialmente esta apresenta pouca mudança, tendo um incremento considerável para valores de velocidades do vento superiores a 5 m/s. É importante dizer que o aumento da velocidade impacta de forma considerável na perda total de calor na cavidade. Na figura 6 observa-se um incremento na inclinação da curva de perda total de calor com o incremento da velocidade.

Na figura 7, mostra-se o comportamento da potência elétrica gerada e da eficiência térmica do sistema Dish Stirling em relação da temperatura média de operação do receptor.

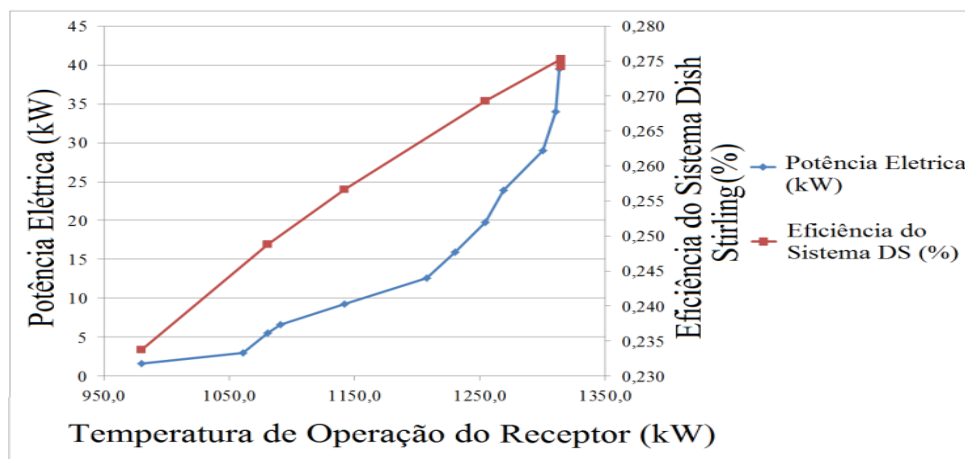


Figura 7. Comportamento da potência elétrica gerada e da eficiência térmica do sistema Dish Stirling em relação da temperatura média de operação do receptor.

Da figura 7, é possível observar que o aumento da temperatura de operação do receptor causa um incremento na eficiência do sistema até atingir uma máxima eficiência de 27,53% a uma temperatura de 1314,97 K. A partir deste valor se observa uma diminuição gradual no valor da eficiência com o acréscimo da temperatura. No caso da potência elétrica gerada pelo sistema se observa que o aumento da temperatura causa um incremento da potência, até atingir um valor de temperatura de 1313,94 K e, a partir desta temperatura, se tem pouca mudança na potência gerada, para este valor de temperaturas as perdas de calor obtidas resultaram obtidas tem maior impacto sobre o desempenho térmico do sistema que a potência gerada.

4. VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Para a validação de este modelo matemático foi utilizado o trabalho apresentado por Reinalter et al. (2007), no qual é realizada uma análise da operação do sistema Eurodish. Neste trabalho os autores disponibilizam alguns parâmetros medidos e determinam a eficiência ótica e térmica do sistema, dentro dos parâmetros apresentados se tem a qualidade ótica do concentrador. O Compendium Solar, Stine e Diver (1994), fornece informações sobre materiais de construção, variáveis de projeto e alguns parâmetros de operação de alguns sistemas instalados em diferentes países.

Os parâmetros comparados entre o trabalho de Reinalter et al. (2007) e os resultados obtidos com o modelo matemático desenvolvido, as variáveis comparadas foram: perda de calor por convecção, perda de calor por radiação emitida, perda de calor por radiação refletida, energia concentrada, energia disponível no receptor e a eletricidade gerada. A porcentagem de erro obtida entre as variáveis comparadas foi menor de 12%. Para a perda de calor de calor por convecção se obteve um desvio relativo de 20%. Valor que pode ser atribuído ao comportamento aleatório apresentado por algumas variáveis, como é o desconhecimento do comportamento exato da mudança no campo de velocidade e no campo de temperatura do local onde foi instalado o sistema Eurodish no instante no qual foram feitas as medições dos parâmetros. Além disso, esse trabalho não fornece dados como: o ângulo de inclinação, características do isolamento térmico e características geométricas da cavidade do receptor do sistema.

Na comparação realizada entre alguns dos parâmetros apresentados pelo Compendium Solar e os resultados obtidos com o modelo matemático desenvolvido no presente trabalho, foram obtidos valores de desvio relativo, inferiores a 12%, as variáveis comparadas foram: energia interceptada na abertura da cavidade, perda de calor por convecção, perda de calor por radiação emitida e refletida, energia disponível no receptor e eletricidade gerada.

5. CONCLUSÕES

Através da validação realizada, se pode afirmar que a metodologia implementada para calcular a temperatura de operação do receptor é coerente e permite obter parâmetros de operação com baixa incerteza em comparação a parâmetros reais de sistemas em operação. Assim pode se concluir que o modelo desenvolvido é uma ferramenta útil para analisar este tipo de sistemas.

Com o modelo matemático determinou-se que para um ângulo de inclinação de 80°, velocidade do vento de 1m/s e baixa temperatura de operação, os valores obtidos nas perdas de calor são muito próximos. Para uma temperatura de 1061 K, se tem que a perda de calor por convecção é de 0,528 kW, a perda de calor por radiação emitida é de 0,693 kW e a perda de calor por radiação refletida é de 0,389 kW. Este comportamento muda para altas temperaturas, onde a perda de calor por radiação emitida tem maior impacto sobre o comportamento térmico do sistema, seguida pela perda de calor por radiação refletida e pela perda de calor por convecção. Para uma temperatura de 1208 K, a perda de calor por radiação emitida foi de 2,52 kW, a perda de calor por radiação refletida foi de 1,56kW e a perda de calor por convecção foi de 1,29kW.

Da análise realizada neste trabalho, conclui-se que para um sistema com diâmetro de coletor de 8m, temperatura de operação do receptor de 1254,7K, com mudança no ângulo de inclinação de 0° até 90° e velocidade do vento entre 1 m/s e 5m/s, as maiores perdas de calor por convecção são obtidas para a maior velocidade avaliada. Comportamento que muda a partir de um ângulo de inclinação de 80°, ponto onde a perda de calor por radiação emitida é maior que a perda de calor por radiação refletida e que a perda de calor por convecção. No caso da perda de calor refletida há pouca na mudança no seu valor. Para todos os casos analisados a perda de calor por convecção apresenta seu mínimo valor para um ângulo de inclinação de 90°.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Coordenação de Aperfeiçoamento do Ensino Superior (CAPES), ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), e a Fundação de Apoio da Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) por sua colaboração no desenvolvimento e financiamento deste trabalho; também a CPFL Energy e a Agência Reguladora de Energia Elétrica do Brasil ANEEL, Empresa de Energia para o financiamento do Sistema Híbrido Solar/ Biomassa – SHSB.

7. REFERÊNCIAS

- Mohamed A., Bousaad B., Nouredine S., Ahmed C., 2011, “Dish Stirling technology: A 100 MW solar power plant using hydrogen for Algeria”, *International journal of hydrogen energy* 36, 4305-4314.
- Aidroos D., Abdul H., Zaidi W., Obaid S., 2015, “Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 41, 996–1027.
- Christopher C., 2007, “A Concentrated Solar Thermal Energy System”, Master Dissertation, Department of Mechanical Engineering, The Florida State University.
- Mancini T., Heller P., 2003, “Dish-stirling systems: an overview of development and status”, JSEE Paper Submission.
- Thombare D.G., Verma S.K., 2008, “Technological development in the Stirling cycle engines”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008) 1–38.
- Costea M., Petrescu S. and Harman C., 1999, “The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance”, *Energy Conversion and Management* 40, 1723-1731.
- Reinalter W., Ulmer S., Heller P., Rauch T., Gineste J.M., Ferriere A., Vepveu F., 2007, “Detailed performance analysis of a 10 kW Dish Stirling System”, *Journal of solar energy engineering*.
- Nepveu F., Ferriere A., Bataille F., 2009, “Thermal model of a Dish Stirling system”, *Solar Energy* 83, 81-89.
- Howard D., Harley R., 2010, “Modeling of a Dish Stirling solar thermal power generation”, *IEEE*, 978-1-4244-8357-0/10.
- Wu S.Y., Xiao L., Cao Y and Li Y.R., 2010, “A parabolic Dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation”, *Applied Energy* 87, 452-462.
- Martin D., Martinez J., Gracia J and Arnalte S., 2012, “Solar dish Stirling system optimization with doubly fed induction generator”, *IET Renewable Power Generation*, 10/1049/iet-rpg.2011.0188.
- Ahmadi M., Sayyaadi H., 2014, “Optimization of power solar Dish Stirling: Induced effects of heat temperature and working fluid temperature in hot side”, *Sustainable Energy*, vol. 2, No. 3, 91-101.
- Mendoza L.S., 2012, “Modelagem de Sistemas de Geração de Eletricidade a partir de Energia Solar Utilizando Pratos Parabólicos e Motores Stirling (Dish/Stirling)”, Dissertação de Mestrado, Pós-graduação em Engenharia de Energia, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 1-160 pag.
- Carrillo G.E., 2013, “Estudo e Modelagem dos Componentes de um Sistema Dish Stirling Visando à Otimização da Potência e a Eficiência do Sistema”, Dissertação de Mestrado, Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 1-158 pag.
- Rabl A., 1978, “Optical and Thermal Analysis of Collectors”, Paper presented at Solar Thermal Concentrating Collector Technology Symposium, 1-129 p.
- Monique A.B., Larissa P.R., Vinicius B.R., Laiane A.A. Luis G.M., 2014, “Adimensional de Aquecimento para Estudo Térmico em Concentradores Solares”, XIX Jornada em Engenharia Química.
- Shuang-Ying W., Lan X., Yiding C., You-Rong L., 2010, “A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation”, *Applied Energy* 87 (2010) 452–462.
- Losada J., 2009, “Análisis de un Sistema de Disco Parabólico con Motor Stirling”, Universidad Carlos III de Madrid, Proyecto de Fin de Carrera Ingeniería Industrial, Madrid, pp.31.
- Çengel, Y.A, Pérez, J.H., 2003, “Transferencia de Calor”, segunda edición, Mc Graw Hill, Mexico, D.F.
- Fraser P.R., 2008, “Stirling Dish system performance prediction model”, Master thesis, University of Wisconsin-Madison. pp. 280.
- Stine W. B., Diver R. B., 1994, “A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology”, California: Sandia National Laboratories, pp. 1-124.

8. RESPONSABILIDADE AUTURAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

THERMAL ANALYSIS OF A DISH STIRLING SYSTEM WORKING WITH A DIR RECEIVER

¹Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS, 1303 - Pinheirinho, Itajubá - MG, 37500-903

²CPFL Energy, Rodovia Campinas-Mogi Mirim, 1755, CEP: 13088-900 - Campinas

Abstract. In this paper was developed a mathematical model, which allows study the thermal behavior of the Dish Stirling system working with a DIR receiver. It was developed an analysis to determine the parameters, as such: The concentrate energy, heat losses, thermal efficiency in each component. Also, it was characterized the receiver cavity and the study of Dish Stirling parameters, requires to calculated the electricity generated by the system. For parameters such as: solar irradiation of 906 W/m^2 , wind speed of 3 m/s , collector diameter of 8 m , tilt angle of 80° and ambient temperature of 268 K , the operation temperature was of 1254.7 K , the convection heat loss was of $1,285 \text{ kW}$, the emitted radiation heat loss was of 2.52 kW , the reflect radiation heat loss was of 1.56 kW , the concentrate energy was of 34.69 kW , the electricity generated was of 12.61 kW , the receiver efficiency was of 90.7% , with an overall thermal efficiency of the system of 26.9% .

Keywords: Dish Stirling, Efficiency, Irradiation, Heat losses, Receiver.