

MODELO UNIDIMENSIONAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM ABSORVEDOR TRAPEZOIDAL MULTI-TUBOS PARA CONCENTRADORES FRESNEL LINEARES

Pigozzo V.C.F.*, de Sá A.B.****,** Passos J.C.*

*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC, 88040-900, Brasil, victorpigozzo@gmail.com, julio.passos@ufsc.br

**Instituto Federal do Rio Grande do Sul, Ibirubá – RS, 98200-000, Brasil, alexandre.sa@ibiruba.ifrs.edu.br

<https://doi.org/10.34637/cies2020.1.2039>

RESUMO

Este artigo descreve o modelo matemático unidimensional de transferência de calor em um absorvedor multi-tubos com cavidade trapezoidal utilizado em um concentrador solar do tipo Fresnel Linear. Todas as taxas de transferência de calor foram modeladas analiticamente e o modelo foi validado experimentalmente. Os experimentos para a validação do modelo foram realizados em um Fresnel com 60 m² de área localizados na cidade de Florianópolis. Nas condições analisadas, com diferenças de temperatura entre o fluido e o ambiente de até 200°C, aproximadamente 70% das perdas térmicas ocorrem por convecção das chapas metálicas com o ar externo e 30% por radiação e convecção pela janela de vidro. Na comparação dos resultados do modelo com os dos testes experimentais foi observado uma diferença média de 10%, sendo superior no modelo. As trocas de calor pelo ar no interior da cavidade foram consideradas como por difusão apenas, desconsiderando efeitos advectivos e, esta consideração não implicou em erros significativos.

PALAVRAS-CHAVE: Energia Solar, Concentrador Fresnel Linear, Transferência de Calor

ABSTRACT

This article describes the one-dimensional heat transfer mathematical model of a multi-tube trapezoidal cavity absorber used in a linear Fresnel concentrator. All heat transfer rates were modeled analytically and the model was experimentally validated. The experiments for the validation of the model were carried out in a Fresnel with 60 m² of area located in the city of Florianópolis. Under the conditions analyzed, with temperature differences between the fluid and the environment of up to 200 ° C, approximately 70% of the thermal losses occur by convection of the metal plates with the external air and 30% by radiation and convection through the glass window. When comparing the results of the model with those of the experimental tests, an average difference of 10% was observed, being higher in the model. The heat exchanges for air inside the cavity were considered to be by diffusion only, disregarding advective effects and, this consideration did not imply significant errors.

KEYWORDS: Solar Energy, Linear Fresnel Concentrator, Heat Transfer

INTRODUÇÃO

Este artigo apresenta um modelo analítico desenvolvido para avaliar as taxas de transferência de calor que ocorrem no absorvedor de um Concentrador Fresnel Linear (CFL). O absorvedor analisado é do tipo cavidade trapezoidal, não evacuado, multi-tubos. Este absorvedor analisado foi instalado na bancada experimental de CFL com 60 m² para avaliar a viabilidade de geração direta de vapor a temperaturas de até 220°C para o uso em processos industriais. O modelo matemático que será aqui apresentado foi validado experimentalmente nesta bancada.

Dois tipos de testes experimentais foram realizados para caracterizar o absorvedor e posteriormente foram utilizados para validar o modelo aqui apresentado. Um dos testes é com o CFL operando em condições reais, com o absorvedor recebendo radiação solar concentrada. O segundo tipo de teste é de perdas térmicas, onde se alimenta o absorvedor com o fluido aquecido e avalia-se a queda de temperatura deste ao escoar pelo absorvedor, sem a incidência de radiação concentrada.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção serão apresentados os principais trabalhos publicados sobre transferência de calor em absorvedores trapezoidais utilizados em CFL.

Reynolds, (REYNOLDS et al., 2004), propôs um absorvedor com cavidade trapezoidal para utilizar no conceito do CLFR (*Compact Linear Fresnel Reflector*). O objetivo do trabalho foi aperfeiçoar o design do absorvedor para atingir máxima eficiência térmica, sujeito a algumas restrições como temperatura do vidro e tamanho do absorvedor. Uma janela de vidro na parte inferior da cavidade permite a passagem da radiação solar e diminui as perdas por convecção para o ambiente externo. Em operação, a placa absorvedora esquenta e emite radiação infravermelha na cavidade, aquecendo as paredes laterais e a janela de vidro. Devido a essas diferenças de temperaturas um escoamento de convecção natural se forma no interior da cavidade. Um protótipo de 1550 mm de comprimento foi construído e instrumentado. O aquecimento foi realizado com resistências elétricas. Os resultados experimentais foram comparados com simulações em CFD. Com a placa absorvedora a 300°C e o ambiente a 20°C as perdas térmicas obtidas experimentalmente e por simulações em CFD foram de 1040 W/m² e 623 W/m², respectivamente. Apesar da diferença de 40% no valor do calor perdido, os padrões de escoamento no interior da cavidade obtidos por CFD e na visualização experimental apresentaram excelente concordância.

Diferentes arranjos dos tubos absorvedores foram analisados, em simulações, para o mesmo absorvedor, do CLFR, (DEY, 2004). Foi verificado que quanto menor o diâmetro dos tubos menor o gradiente de temperatura na parede dos tubos e melhor a transferência de calor.

Em um estudo numérico e experimental as perdas térmicas em um absorvedor trapezoidal para concentradores solares tipo Fresnel linear foram analisadas (SINGH; SARVIYA; BHAGORIA, 2010). Neste estudo um total de oito configurações de absorvedor foram testadas experimentalmente para temperaturas do fluido de trabalho de até 175°C. As oito configurações consistem em mudanças no tipo de tubo, redondo ou retangular, com pintura preta normal ou pintura seletiva, janela de vidro simples ou dupla no inferior. O fluido de trabalho utilizado foi o óleo sintético *Hytherm-500*. Foi verificado que a pintura seletiva diminui as perdas térmicas entre 20% e 30% quando comparado com a tinta preta comum. A janela dupla de vidro reduz as perdas térmicas em 10% a 15%. A utilização de tubos quadrados ou redondos não produziu diferenças significativas nas perdas térmicas.

Foram realizadas simulações em CFD de um absorvedor trapezoidal multi-tubos para um concentrador Fresnel de pequeno porte, com 48 m² de área de espelhos (FACÃO; OLIVEIRA, 2011). Foram feitas simulações com a profundidade da cavidade de 25, 45 e 65 mm e a espessura do isolamento de 20, 35 e 50 mm. Os autores concluíram que o aumento da profundidade da cavidade aumenta as perdas por radiação pelo fato de aumentar a área das paredes internas e diminui as perdas por convecção. A melhor configuração encontrada foi a cavidade com 45 mm de profundidade e 35 mm de isolamento.

Através de experimentos e simulações foram detectados dois regimes de escoamento do ar no interior da cavidade trapezoidal, a parte superior, próxima aos tubos aquecidos, com estratificação de temperatura e uma zona de convecção na parte inferior, junto à janela de vidro (FLORES LARSEN; ALTAMIRANO; HERNÁNDEZ, 2012). Quando os tubos estão a 200°C, 91% do calor perdido é através da janela de vidro. Ainda, o uso de coeficientes de convecção constantes para as superfícies internas trouxe grande simplificação sem acarretar em erros significativos na determinação do coeficiente de perdas de calor.

Uma análise por CFD em regime permanente para um absorvedor multi-tubos foi realizada (SAHOO; SINGH; BANERJEE, 2012). Correlações específicas para o absorvedor em questão foram geradas para obter o número de *Nusselt* geral. Uma boa concordância foi obtida entre o modelo, a correlação e trabalhos experimentais. Foi verificado que as perdas por radiação são dominantes, entretanto a convecção natural interna na cavidade representa entre 8% e 15% das perdas totais, não podendo ser desprezada.

A influência da presença de uma chapa em baixo dos tubos absorvedores pra um absorvedor trapezoidal para CFL foi analisada numericamente (MANIKUMAR; VALAN ARASU, 2014). O uso da chapa, como superfície absorvedora, reduz a perdas térmicas em até 16,5%.

Parâmetros como geometria dos tubos, geometria da cavidade e espessura de isolamento térmico foram analisados através de uma otimização multiobjetivos com algoritmo genético e CFD. (MOGHIMI; CRAIG; MEYER, 2015). A profundidade da cavidade e a espessura de isolamento foram os parâmetros mais influentes nas perdas térmicas.

Em uma análise numérica com CFD foram obtidas correlações para os números de *Nusselt* convectivo, radiativo e total (SAXENA et al., 2016). Os tubos foram simulados por uma placa plana para que a correlação obtida possa ser usada para diferentes configurações de tubos. Os valores para as perdas térmicas obtidos nas simulações e pelas correlações forneceram diferenças máximas de até 15%.

Uma análise de perdas térmicas considerando apenas condução e radiação e ignorando a convecção interna na cavidade trapezoidal foi realizada (MOHAN; SAXENA; SINGH, 2018). Em trabalhos anteriores foi observada a estratificação da temperatura do ar no interior da cavidade, assim os autores resolveram tratar a transferência de calor dos tubos para a janela de vidro por condução. Esta substituição traz benefícios computacionais pois o escoamento não precisa ser resolvido. Quando os tubos absorvedores estão à mesma temperatura o modelo apresentou desvios máximos de 8% entre os obtidos por CFD e pelo modelo desconsiderando a convecção natural.

DESENVOLVIMENTO

A Figura 1 mostra um esquema da seção transversal do absorvedor onde os números indicados representam os componentes mais importantes no balanço de energia, conforme a lista apresentada na Tabela 1. As superfícies das chapas de alumínio, interna e externa, números 6 e 7, respectivamente, foram discretizadas em elementos menores, com 5 mm de comprimento, para incluírem os efeitos de condução de calor na própria chapa.

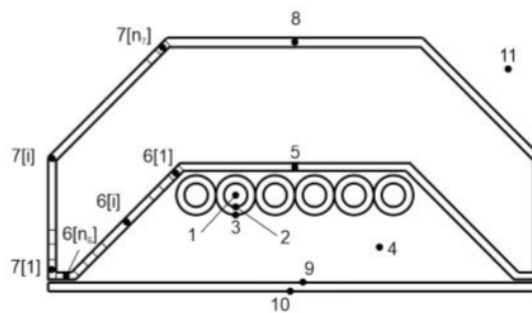


Fig. 1. Seção transversal do absorvedor com a numeração de cada componente relevante ao balanço de energia.

Tabela 1. Componente representado por cada número de acordo com a Fig. 1.

Número	Componente
1	fluido
2	parede interna tubo absorvedor
3	parede externa tubo absorvedor
4	ar interno
5	chapa de alumínio superior interna
6	chapa de alumínio lateral interna
7	chapa de alumínio lateral externa
8	chapa de alumínio superior externa
9	superfície interna do vidro
10	superfície externa do vidro
11	ar ambiente externo

O modelo desenvolvido foi calculado por unidade de comprimento do absorvedor. Foram negligenciadas as taxas de calor por radiação envolvendo as chapas de alumínio internas e externas, pois além dos valores de emissividade e absorvidade do alumínio serem pequenos, em torno de 0,06 e 0,15, respectivamente, as temperaturas dessas chapas também são baixas. A Fig. 2 mostra o circuito térmico com todas as taxas de transferência de calor analisadas para o absorvedor operando com a chapa de vidro. Os números subscritos representam os componentes envolvidos e as letras *cond*, *conv* e *rad* representam os modos de transferência de calor por condução, convecção e radiação, respectivamente. Os índices, sobrescritos, *iso*, nas taxas $q''_{58cond^{iso}}$ e $q''_{67cond^{iso}}$, referem-se ao isolamento térmico de lã de rocha, que preenche o espaço entre as chapas de alumínio externas e internas. O parâmetro *i*, entre colchetes, presente na taxa $q''_{67cond[i]}$, por exemplo, refere-se aos elementos da discretização das superfícies 6 e 7, conforme mostrado na Fig. 1.

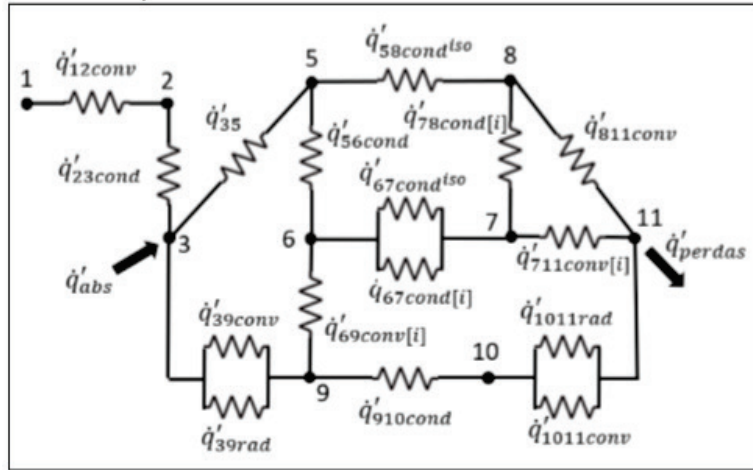


Fig. 2. Circuito térmico com as taxas de transferência de calor envolvidas no absorvedor operando com o vidro.

No circuito térmico do absorvedor existem 17 taxas de transferência de calor a serem determinadas, em que as incógnitas são nove temperaturas, de T_2 a T_{10} . Efetuando o balanço de energia nos pontos de 2 ao 10, obtêm-se as oito equações necessárias, Eq.1 à Eq. 8.

$$\dot{q}'_{12conv} = \dot{q}'_{23cond} \quad (1)$$

$$\dot{q}'_{23cond} + \dot{q}'_{abs} = \dot{q}'_{35} + \dot{q}'_{39rad} + \dot{q}'_{39conv} \quad (2)$$

$$\dot{q}'_{35} = \dot{q}'_{58cond^{iso}} + \dot{q}'_{56cond} \quad (3)$$

$$\dot{q}'_{56cond} = \dot{q}'_{67cond[i]} + \dot{q}'_{67cond^{iso}} + \dot{q}'_{69conv} \quad (4)$$

$$\dot{q}'_{67cond[i]} + \dot{q}'_{67cond^{iso}} = \dot{q}'_{78cond[i]} + \dot{q}'_{711conv[i]} \quad (5)$$

$$\dot{q}'_{58cond^{iso}} + \dot{q}'_{78cond[i]} = \dot{q}'_{811conv} \quad (6)$$

$$\dot{q}'_{39conv} + \dot{q}'_{39rad} + \dot{q}'_{69conv[i]} = \dot{q}'_{910cond} \quad (7)$$

$$\dot{q}'_{910cond} = \dot{q}'_{1011rad} + \dot{q}'_{1011conv} \quad (8)$$

A taxa de calor, por unidade de comprimento, que chega à superfície dos tubos devido à incidência de radiação concentrada, \dot{q}'_{abs} , é calculada pela Eq. 9, em função das propriedades do Fresnel e da intensidade de irradiação solar direta. O cálculo das perdas térmicas, por unidade de comprimento, é obtido por meio da Eq. 10.

$$\dot{q}'_{abs} = \frac{DNI A_{col} \eta_{opt}}{2 L_{col}} \quad (9)$$

$$\dot{q}'_{perdas} = \dot{q}'_{1011conv} + \dot{q}'_{1011rad} + \dot{q}'_{711conv[i]} + \dot{q}'_{811conv} \quad (10)$$

A taxa de transferência de calor por convecção entre o fluido e a parede interna, \dot{q}'_{12conv} , foi calculada utilizando a correlação de *Gnielinski* para determinar o coeficiente de transferência de calor. A taxa de calor por condução através da parede dos tubos, \dot{q}'_{23cond} , é obtida pela equação da condução em dutos circulares com o devido valor para a condutividade térmica. Os tubos utilizados e modelados são de aço inoxidável.

A taxa de transferência de calor por condução através do isolamento térmico de lã de rocha, da parede 5 até a parede 8, $\dot{q}'_{58cond^{iso}}$, é calculada utilizando-se a condutividade térmica e espessura do isolamento térmico.

Na condução de calor, através do isolamento, da superfície 6 para a 7, $\dot{q}'_{67cond^{iso}}$, foi considerada a temperatura média de cada chapa, uma vez que estas são discretizadas e sua temperatura varia ao longo do comprimento. Para incluir este efeito no balanço de energia em cada elemento discretizado, a taxa total de transferência de calor pelo isolamento, foi dividida, por igual, entre o número de elementos de cada superfície. Essa simplificação não deve causar erros significativos pois a taxa de calor transferida pelo isolamento térmico, é muito pequena, quando comparada às outras taxas envolvidas.

As taxas de transferência de calor por condução através das chapas de alumínio, q'_{56cond} , $q'_{67cond[i]}$ e $q'_{78cond[i]}$, são calculadas para cada elemento da discretização.

A condução de calor através da janela de vidro, $q'_{910cond}$ é obtida utilizando a condutividade térmica e a espessura da janela de vidro do absorvedor.

As taxas de transferência de calor por radiação envolvidas são da superfície 3 para a 9, e da superfície 10 para o ambiente externo. A área da superfície 3 considerada nesta análise foi de uma chapa plana com dimensões iguais da chapa 5. Pelo fato de a interação da radiação com a superfície 6 ter sido negligenciada, sendo que a radiação que seria interceptada por esta superfície seria refletida, toda a radiação que é emitida pelos tubos atinge o vidro. Assim, o fator de forma F_{39} é igual a unidade, assim como para a superfície 10, que emite para todo o hemisfério, com fator de forma também igual unidade.

As taxas de transferência de calor por convecção com o ar externo, $q'_{711conv[i]}$, $q'_{811conv}$ e $q'_{1011conv}$, foram calculadas com correlações para escoamento externo laminar. Com os comprimentos envolvidos, e a maior velocidade do vento considerada, de 7m/s, o maior número de *Reynolds* obtido fica aquém de 5×10^5 , considerado o valor para a transição do regime laminar a turbulento em escoamentos paralelos a placas. Os números de *Nusselt* necessários para determinar os coeficientes de convecção externa, para as superfícies 7, 8 e 10 foram calculados pela Eq. 11. Os valores encontrados para os três coeficientes de convecção, h_{711} , h_{811} e h_{1011} , são muito próximos, variando entre 5,5 e 23,7 W/m²K para velocidades do vento, V_{11} , de 0,7 m/s a 7 m/s. A taxa de calor transferido por convecção entre a superfície da chapa 7 e o ar externo foi calculada para cada elemento discretizado, sendo a taxa total igual à soma das taxas transferidas desses elementos.

$$Nu_{1011} = 0,664 Re_{1011}^{\left(\frac{1}{2}\right)} Pr_{11}^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad (11)$$

A determinação dos coeficientes internos de convecção na cavidade trapezoidal é um dos maiores desafios. Entretanto, por ser aquecida por cima, a temperatura do ar fica estratificada, suprimindo a convecção. Neste modelo, o modo de transferência de calor entre os tubos e o vidro, q'_{39conv} , será considerado como sendo apenas por difusão através do ar. Esta hipótese foi testada e analisada, em simulações CFD, sem causar prejuízos significativos nos resultados (MOHAN, SAXENA, SINGH 2018). A convecção da superfície 6 para a 9 foi discretizada, nos elementos em 6, e, também é considerada como somente difusão pelo ar.

A taxa de calor transferido entre a superfície dos tubos e a chapa interna superior q'_{35} , ocorre devido ao contato direto dos tubos com a chapa e, em menor escala, por convecção natural. A determinação do coeficiente de transferência de calor entre essas duas superfícies é de difícil tarefa, por não ser possível determinar com a precisão necessária, a área de contato, a resistência de contato e o coeficiente de convecção. Entretanto o CFL construído foi instrumentado com sensores de temperatura na chapa 5. Com diversos testes experimentais realizados foi possível correlacionar a temperatura da chapa 5 com a temperatura do fluido, T_f . Assim a temperatura da chapa, T_s , não é mais uma incógnita nas equações e passa a ser dependente de T_f .

RESULTADOS

Comparando os resultados obtidos no modelo com os resultados dos testes de perdas térmicas, sem incidência de radiação concentrada, obtêm-se o gráfico da Fig. 3. Observa-se que os resultados obtiveram uma boa correlação, com todos os pontos, a exceção de dois, ficando dentro da margem das incertezas experimentais. Os resultados obtidos com o modelo forneceram, em média, valores 10% maiores do que os obtidos experimentalmente, variando entre - 17% e 51% nos casos extremos.

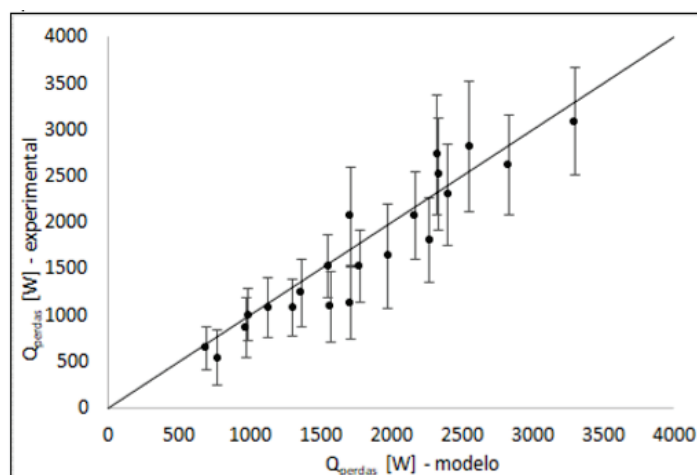


Fig. 3. Comparação dos resultados obtidos no modelo de transferência de calor com os testes de perdas térmicas sem incidência de radiação concentrada no absorvedor.

Nestas condições, o calor perdido para o ambiente, é repartido da seguinte forma: 70% devido a perdas por convecção através das chapas externas, e 30% devido a perdas por convecção e radiação através da janela de vidro. Analisando os fatores que influenciaram as diferenças entre os resultados experimentais e teóricos, constatou-se que a velocidade do vento é um dos mais influentes.

O motivo desta alta taxa de perda de calor por convecção com as chapas externas se dá pelo fato de estas serem de alumínio, um material com alta condutividade térmica. Estas chapas funcionaram como aletas lavando o calor para fora. O uso do alumínio deve ser reconsiderado em projetos futuros. A mesma simulação foi realizada considerando que o absorvedor era feito com chapas de aço inoxidável e mais finas, para suprimir o efeito aleta comentado. Foram encontrados valores substancialmente menores para as perdas térmicas, chegando até 70% a menos.

A Figura 4 mostra a relação entre a velocidade do vento e a diferença percentual obtida entre os resultados. Valores positivos para a diferença obtida significam que o valor obtido no modelo foi maior do que o experimental. Pela Fig. 4 observa-se que um aumento na velocidade do vento, aumenta a diferença obtida. Uma possível explicação para este fato é que os valores da velocidade do vento utilizados nos cálculos eram maiores do que os da velocidade sobre o absorvedor. Os dados utilizados são de uma estação solarimétrica localizada a, aproximadamente, 80 m da bancada e instalada sobre um prédio que sofre pouca interferência de prédios vizinhos sobre a velocidade do vento. O Fresnel está situado em um prédio mais baixo, onde a velocidade do vento muito provavelmente é menor. A direção do vento não foi considerada na análise e, dependendo se a incidência do vento é transversal ou longitudinal ao absorvedor, as perdas por convecção podem ser bem distintas do que o calculado com o modelo.

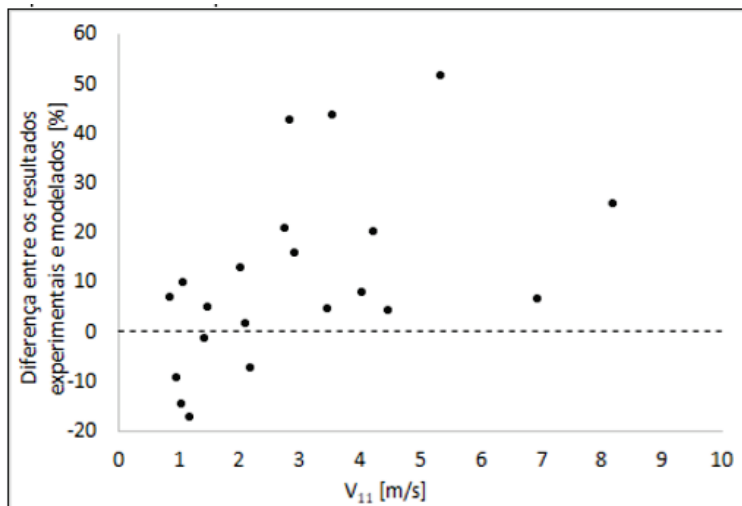


Fig. 4. Influência da velocidade do vento na diferença entre os resultados obtidos experimentalmente e pelo modelo.

A Figura 5 mostra a influência do vento sobre o cálculo as perdas térmicas utilizando o modelo. É perceptível o aumento das perdas com o aumento da velocidade do vento, o que não foi possível de se afirmar nos testes experimentais. Essa pode ser mais uma evidência de que a velocidade do vento no absorvedor é menor do que a medida na estação solarimétrica. A instalação de um anemômetro próximo ao absorvedor permitiria obter a velocidade real do vento na bancada de testes.

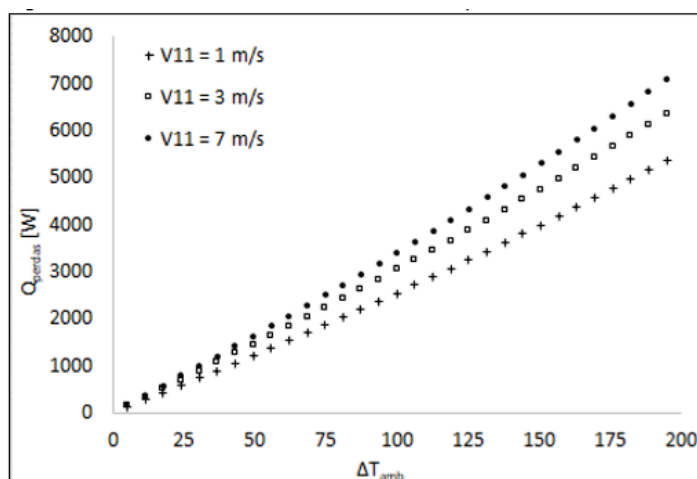


Fig. 5. Influência da velocidade do vento nas perdas térmicas obtidas com o modelo.

As Figuras 6 e 7 apresentam os valores totais para todas as taxas de transferência de calor em um teste de perdas térmicas, sem incidência de radiação concentrada, e em um teste em condições reais de operação, com radiação concentrada atingindo o absorvedor.

Ambos os testes foram realizados nas mesmas condições, com a temperatura do fluido em 150°C, vazão volumétrica de 0,22 l/s e o ambiente a 25°C com velocidade do vento de 3 m/s. Nos esquemas do circuito térmico, a diferença entre os testes está na taxa de calor incidente no absorvedor, q'_{abs} , que no primeiro caso é zero e no segundo possui um valor de 29160 W.

Nota-se que as perdas térmicas se alteram muito pouco, indo de 3869 W, no primeiro caso, para 3887 W, no segundo caso, representando um ligeiro aumento de 0,5% nas perdas térmicas. A temperatura da parede externa dos tubos absorvedores, T_3 , foi de 149,8°C e 151,6°C, no primeiro e segundo caso, respectivamente. Essa pequena diferença na temperatura faz com as perdas térmicas em ambos os casos seja muito parecida. Com essa análise, corrobora-se a conclusão de que utilizar a temperatura do fluido como referência para estimar as perdas térmicas não introduz erros significativos, para a temperatura diferença de temperatura analisada.

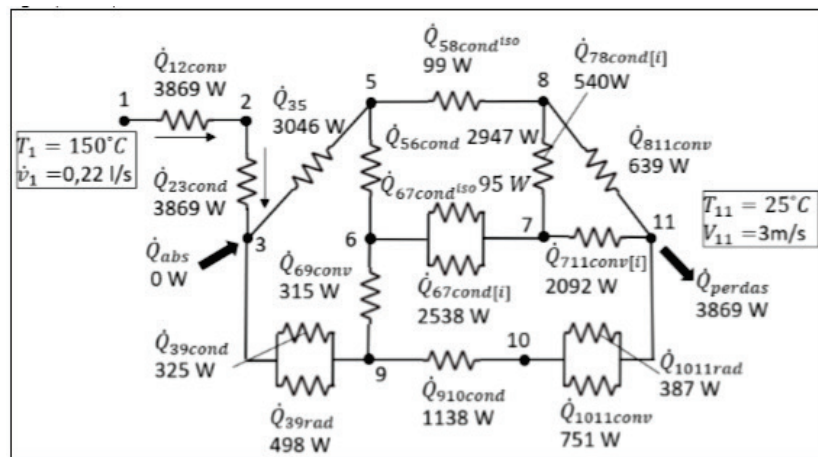


Fig. 6. Valores totais das taxas de transferência de calor em uma simulação de teste de perdas térmicas, sem incidência de radiação concentrada, nas seguintes condições: $T_1=150^\circ\text{C}$, $v_1=0,22$ l/s, $T_{11}=25^\circ\text{C}$ e $V_{11}=3$ m/s.

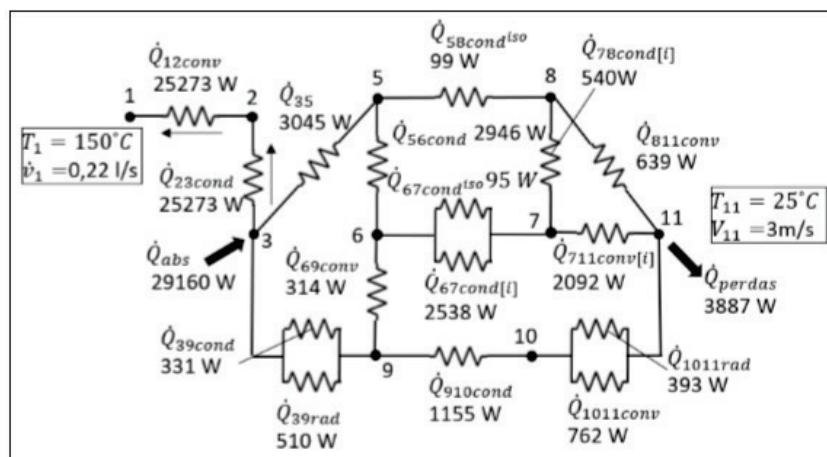


Fig. 7. Valores totais das taxas de transferência de calor em uma simulação de teste de desempenho, com incidência de radiação concentrada, nas seguintes condições: $T_1=150^\circ\text{C}$, $v_1=0,22$ l/s, $T_{11}=25^\circ\text{C}$ e $V_{11}=3$ m/s, $\text{DNI}=1000$ W/m².

CONCLUSÕES

Um modelo analítico que considera os modos transferência de calor foi desenvolvido e simulado para um CFL operando com um absorvedor trapezoidal multi-tubos.

Os resultados obtidos foram satisfatórios, com o modelo superestimando as perdas térmicas em 10%, na média, na comparação com resultados experimentais. A hipótese de considerar que a transferência de calor no interior da cavidade ocorre apenas por difusão no ar, devido à estratificação da temperatura do ar que suprime a convecção natural, não causou prejuízos aos resultados obtidos.

A alta condutividade das chapas de alumínio foi responsável por transferir o calor para as chapas externas, chegando a representar até 70% do total de perdas térmicas. A substituição do material, aço inoxidável no lugar do alumínio, e a escolha de chapas de menor espessura permitiram reduzir em até 70% as perdas térmicas.

Com o modelo foi possível corroborar os resultados experimentais de que com o Fresnel operando com o absorvedor analisado não houve diferença nas perdas térmicas nos testes com e sem a incidência de radiação concentrada no absorvedor, operando nas mesmas condições de temperatura e vazão do fluido térmico e condições ambientais de temperatura e velocidade do vento.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Universidade Federal de Santa Catarina e ao POSMEC/UFSC pela infraestrutura disponível e ao CNPq pelo apoio financeiro através do projeto n° 406357/2013-17.

REFERÊNCIAS

- Dey, C. J. Heat transfer aspects of an elevated linear absorber. *Solar Energy*, v. 76, n. 1–3, p. 243–249, 2004.
- Facão, J.; Oliveira, A. C. (2011) Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator. *Renewable Energy*. 36, 90–96.
- Flores Larsen, S.; Altamirano, M.; Hernández (2012) A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy*. 39, 198–206.
- Manikumar, R.; Valan Arasu, A. (2014) Heat loss characteristics study of a trapezoidal cavity absorber with and without plate for a linear Fresnel reflector solar concentrator system. *Renewable Energy*. 63, 98–108.
- Moghimi, M. A.; Craig, K. J.; Meyer, J. P. (2015) Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector. *Solar Energy*. 119, 343–361.
- Mohan, S.; Saxena, A.; Singh, S. (2018) Heat loss analysis from a trapezoidal cavity receiver in LFR system using conduction-radiation model. *Solar Energy*. 159, 37–43.
- Reynolds, D. J. et al. (2004). An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Solar Energy*. 76, 229–234.
- Sahoo, S. S.; Singh, S.; Banerjee, R. (2012). Analysis of heat losses from a trapezoidal cavity used for Linear Fresnel Reflector system. *Solar Energy*. 86, 1313–1322.
- Saxena, A. et al. (2016) Numerical analysis of convective and radiative heat losses from trapezoidal cavity receiver in LFR systems. *Solar Energy*. 137, 308–316.
- Singh, P. L.; Sarviya, R. M.; Bhagoria, J. L. (2010) Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector. *Energy Conversion and Management*. 51, 329–337.