

OBTENÇÃO DO CAMPO DE TEMPERATURA DE UM RECEPTOR SOLAR PARABÓLICO DE FOCO LINEAR EM REGIME ESTACIONÁRIO POR DIFERENÇAS FINITAS

Bruno César Masson Miguel
Livia Carneiro Marra
Esly Ferreira da Costa Júnior

*Universidade Federal de Minas Gerais
Universidade Federal de São João del-Rei*

RESUMO

Este trabalho apresenta um procedimento para a obtenção do campo de temperatura de um receptor solar parabólico de foco linear. Resolveu-se numericamente a equação de difusão de calor em coordenadas cilíndricas com simetria axial, em estado estacionário. O método numérico empregado foi diferenças finitas, implementado no software Matlab. As condições de contorno foram determinadas pelo balanço de energia dos pontos discretizados e as propriedades termofísicas foram consideradas constantes ao longo do espaço. Os resultados obtidos para as temperaturas máxima e mínima no receptor foram comparados com os fornecidos pelo software Transcal e de um trabalho da literatura para o mesmo problema. Obteve-se, neste trabalho, uma melhor concordância, na média, com os dados fornecidos pelo Transcal, considerando a mesma malha empregada no trabalho da literatura. Além disto, o resultado de regime permanente é obtido diretamente pela resolução de um sistema linear de equações resultantes da metodologia aplicada, não sendo necessária a integração no tempo.

Palavras chaves: coletor solar parabólico, transferência de calor, diferenças finitas, coordenadas cilíndricas.

ABSTRACT

This work presents a procedure to obtain the temperature field of the receiver of a parabolic trough collector. The steady state heat diffusion equation was solved numerically in cylindrical coordinates with axial symmetry. The finite difference method implemented in the Matlab software was used. The energy balance of the discretized points determined the contour conditions and the thermophysical properties were considered constant. The obtained results for the maximum and minimum

temperatures in the receiver were compared with those provided by the Transcal software and by a literature work for the same problem. Considering the same mesh used in a work of literature, we obtained average better agreement with the Transcal. In addition, the steady state result is obtained directly by solving the linear system of equations resulting from the applied methodology, not requiring numerical integration in time.

Key words: parabolic solar collector, heat conduction, finite differences, steady state, cylindrical coordinates.

1. INTRODUÇÃO

No intuito de reduzir o aquecimento global, ocasionado pelo consumo excessivo de combustíveis fósseis, tais como petróleo e carvão, pesquisas em fontes alternativas com características renováveis têm sido feitas. Segundo Oliveira (2011), dentre as fontes alternativas de energia, a solar se destaca.

O sol é uma fonte gratuita, limpa, renovável e inesgotável de energia. Segundo Jacob (2016), ela pode ser usada de forma direta, com capacidade de fornecer calor em setores residenciais, comerciais e indústrias por meio de coletores solares de aquecimento. Os coletores solares são dispositivos para converter e/ou concentrar a energia solar em energia utilizável, tal como em energia elétrica e/ou calor. Entre esses dispositivos há os painéis fotovoltaicos planos convencionais e os concentradores solares.

De acordo com Rigoti (2008), há dois tipos de concentradores solares: concentrador de receptor central e o concentrador de foco linear. Segundo Kalogirou (2009, apud JACOB, 2016, p. 34), os concentradores solares parabólicos de foco linear são os mais usados para a geração de calor e permitem o aquecimento de fluidos até temperaturas acima de 100°C.

O coletor solar parabólico de foco linear pode ser fixo ou móvel e diferentemente dos painéis fotovoltaicos convencionais, tem sido utilizado como concentrador de energia solar. A superfície parabólica espelhada reflete a irradiação solar para a linha focal. Nesta linha focal é colocado um tubo (receptor), dentro do qual escoar um fluido, como por exemplo o óleo. Dependendo do projeto, este fluido poderá trocar calor com a água que circula em um sistema secundário, ocasionando a geração de vapor superaquecido.

O projeto de um concentrador solar parabólico de foco linear depende de vários fatores dentro dos quais está a distribuição do fluxo de calor, que por sua vez depende essencialmente do gradiente de temperatura ao longo do mesmo, segundo Rafez (2018, p. 1216).

Sokhansefat (2014) modelou receptores de 0,07m de diâmetro e estudou os efeitos de partículas nanométricas na taxa de transferência de calor. Ele considerou que o fluxo de calor é não-uniforme na direção do raio, uniforme na direção axial e em estado estacionário. A distribuição da taxa de transferência de calor na parede do receptor foi obtida utilizando o método *Monte Carlo Ray Trace (MCRT)*. Este método exige malhas com grande quantidade de nós para a obtenção do campo de valores para a taxa de transferência e temperatura do receptor. Foi utilizado um método de discretização de segunda ordem para os elementos difusivos e convectivos e aplicado uma malha não uniforme no domínio. Desta forma, há mais pontos discretizados nos locais onde os gradientes são maiores (parede interna do receptor em contato com o fluido). Foram estudados três tamanhos de rede, de forma a garantir que os resultados sejam independentes do tamanho da grade. A malha final consistiu em 68 pontos na direção do ângulo, 320 pontos na direção axial e 20 pontos na direção do radial. O método *MCRT* exige malhas densas, logo possui alto custo computacional. Foi utilizado o software *Fluent* que utiliza o método de volumes finitos para o fluxo de fluido dentro do receptor. A temperatura mínima e máxima obtida na superfície do coletor foi de 527 e 675 K, respectivamente.

You et al. (2013) analisou os processos de transferência de calor em um coletor solar de geração de vapor direto e propôs um modelo utilizando o método de diferenças finitas. A temperatura do vapor na saída do coletor atingiu 300°C.

Rodrigues e Borges (2011) simulou um campo de temperaturas em regime transiente de um receptor solar linear, utilizando diferenças finitas, explícito no qual o tempo e o espaço foram discretizados. O domínio foi discretizado em 10 pontos na direção radial e 41 pontos na direção azimutal. Foi desenvolvido uma rotina para o cálculo do campo de temperaturas e implementado no software Fortran. Os resultados obtidos foram comparados como software Transcal.

O objetivo deste trabalho é determinar o campo de temperaturas ao longo da seção transversal do receptor de um concentrador solar parabólico de foco linear em estado estacionário. Para tal, a equação da difusão de calor, em regime permanente e em coordenadas cilíndricas com simetria axial (variáveis independentes r e θ), é resolvida numericamente pelo método de diferenças finitas implementado no software Matlab.

1.1 Equação do calor e método de diferenças finitas

De acordo com Incropera e Dewitt (2008), a equação de difusão de calor transiente e em coordenadas cilíndricas é dada por (1):

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} \quad (1)$$

A equação de calor é uma equação diferencial parcial, na qual α é a difusividade térmica (m^2/s), \dot{q} é a taxa de geração de energia por unidade de volume do meio e k é a condutividade térmica ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). Para a análise do sistema estudado (estado estacionário e sem geração interna, $\dot{q}=0$), considerou-se que o fluxo de calor ocorre apenas nas direções “ r ” e “ θ ” do cilindro (simetria axial). Assim, (1) é reduzido à (2):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) = 0 \quad (2)$$

A resolução de (2) pode ser obtida por métodos analíticos e/ou numéricos. De acordo com Hickmann et al. (2015), soluções analíticas para problemas de condução de calor são restritas a casos onde o grau de complexidade da geometria e das condições de contorno é relativamente baixo. Sugere-se assim, para problemas mais realistas, o estudo de soluções por meio de métodos aproximados; um deles é o método de diferenças finitas.

De acordo com Pinto e Lage (2001), considerando-se uma malha uniforme e sendo a distância entre os pontos de h , as aproximações por diferenças centrais para as derivadas de primeira e segunda ordem são dadas por (3) e (4), respectivamente. As aproximações por diferenças centrais apresentam um erro de truncamento da ordem de h^2 , ou seja, de 2ª ordem (aproximações quadráticas).

$$f'(x) \approx \frac{f(x+h) - f(x-h)}{2h} + O(h^2) \quad (3)$$

$$f''(x) \approx \frac{f(x+h) - 2f(x) + f(x-h)}{h^2} + O(h^2) \quad (4)$$

Em alguns trabalhos os contornos são tratados por diferenças finitas para trás ou para frente com dois pontos, conforme (5) e (6), respectivamente. Neste caso, como a aproximação é linear, o erro é da ordem de h .

$$f'(x) \approx \frac{f(x+h) - f(x)}{h} + O(h) \tag{5}$$

$$f'(x) \approx \frac{f(x) - f(x-h)}{h} + O(h) \tag{6}$$

2. MATERIAIS E MÉTODOS

O sistema estudado, no qual o receptor (em aço AISI 1010) recebe energia na forma de irradiação, é esquematicamente representado pela Figura 1.

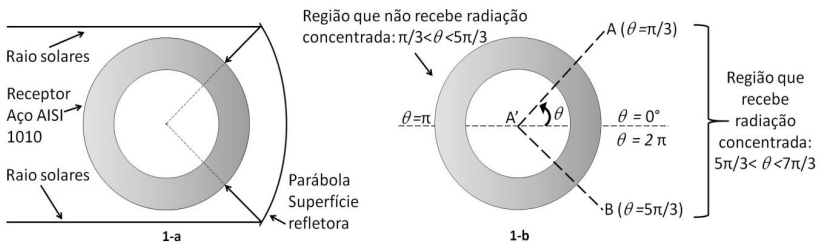


Figura 1 - seção transversal de um receptor de um concentrador solar parabólico. Figura fora de escala.

Na Figura 1-a as setas indicam os raios solares que foram refletidos pelo espelho parabólico. A Figura 1-b apresenta o eixo de simetria em relação a temperatura e a definição de duas regiões separadas pelas linhas AA' e A'B': uma que recebe os raios refletidos e outra que não recebe raios solares.

As linhas AA' e A'B', na Figura 1-b, são linhas de fronteira que dividem o receptor em duas regiões distintas: a região que recebe irradiação concentrada, proveniente da superfície refletora parabólica, compreendida pelo intervalo $5\pi/3 < \theta < 7\pi/3$ e a região que não recebe irradiação concentrada, compreendida pelo intervalo $\pi/3 < \theta < 5\pi/3$ e está exposta ao ambiente.

A metodologia utilizada no presente trabalho apresenta três artifícios matemáticos para a solução deste problema: definição de um eixo de simetria, utilização de pontos fictícios e discretização do domínio.

Conforme apresentado na Figura 1-b, existe um eixo de simetria no sistema e este pode ser utilizado para facilitar a resolução da equação diferencial e diminuir o custo computacional. Este eixo divide a seção cilíndrica em duas partes iguais. Dessa forma, a resolução deste estudo realizada em apenas uma parte ($0 \leq \theta \leq \pi$), uma vez que o perfil de temperatura para θ variando de 0 a π é o mesmo daquele para θ decrescendo de 2π a π . A representação da malha utilizada, com npr pontos na direção r e $np\theta$ pontos na direção θ , é apresentada na Figura 2.

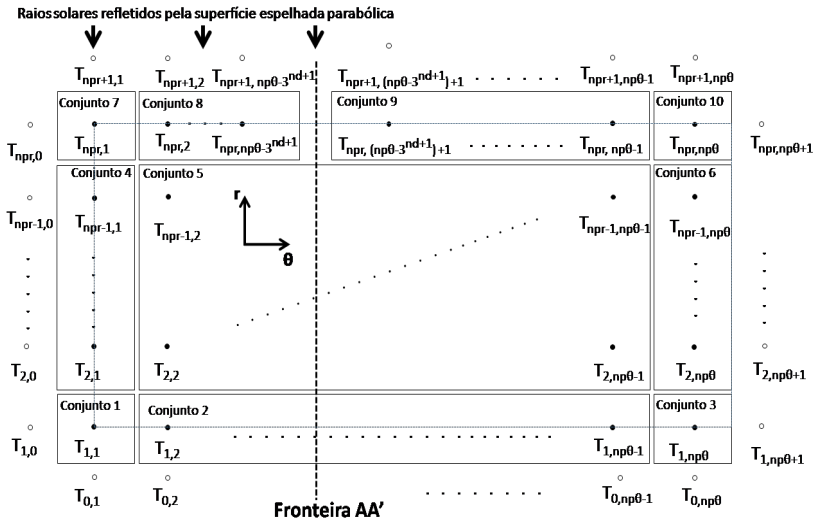


Figura 2 - representação do sistema de discretização geral, com θ variando de 0 a π , com $(npr \times np\theta)$ pontos distribuídos em dez conjuntos de equações.

Os pontos dentro da malha são representados por círculos preenchidos e os pontos fictícios representados pelos círculos vazados.

Nos contornos, foram utilizados pontos fictícios (pontos vazados na Figura 2) para possibilitar a aproximação por diferenças finitas centrais (erro da ordem de h^2). Este artifício matemático aumenta a precisão da solução do perfil de temperatura, quando comparado ao uso de derivadas de dois pontos para frente ou para trás (aproximações lineares, com erro da ordem de h , vide Equações (5) e (6)). Assim

a convergência da malha com esse artifício é alcançada com menor número de pontos de discretização.

A linha AA' da Figura 1 localiza-se em $\pi/3$. Como não é possível definir exatamente qual a condição de contorno nesta linha de fronteira, o domínio é discretizado levando em conta três premissas. A primeira é que nenhum ponto se localize sobre a linha AA', a segunda é que esta linha se localize no meio de dois pontos de discretização e a terceira é que o comprimento do arco da região que recebe irradiação seja metade do comprimento do arco da região que não recebe (condição de contorno do problema). Devido à inviabilidade de se discretizar o domínio exatamente sobre a linha AA' (Figura 1) e à necessidade de se ter pelo menos um ponto interno, em relação à direção θ , na região que recebe irradiação, foi definido uma quantidade mínima de intervalos de discretização ($n_{\theta\min}$). Esta quantidade mínima de intervalos é de 4,5. A representação desta quantidade mínima de intervalos e o conjunto de pontos antes e depois da fronteira AA' está evidenciado na Figura A1 do apêndice que representa a malha mais grosseira com apenas cinco pontos na direção θ e três pontos na direção r . O presente trabalho visa variar o número de pontos de discretização, até que se consiga a convergência dos resultados. Entretanto, pelas premissas discutidas acima, o número de intervalos na direção θ não pode ser variado arbitrariamente, mas segundo (7). Em (8) e (9) são fornecidos, respectivamente, o número de pontos de discretização nesta direção, n_{θ} , e a distância entre dois pontos na mesma, $\Delta\theta$.

$$n_{\theta} = 3^{nd} \cdot 4,5 \quad nd = 0,1,2, \dots, \infty \quad (7)$$

$$n_{p\theta} = n_{\theta} + 0,5 \quad (8)$$

$$\Delta\theta = \frac{\pi}{n_{\theta}} \quad (9)$$

Verifica-se em (7), que quando $nd = 0$ tem-se $n_{\theta} = 4,5$ e $n_{p\theta} = 5$, que corresponde à discretização mais grosseira na direção θ , conforme citado anteriormente. Para a direção radial, a única restrição é que n_{pr} seja no mínimo 3.

Após a discretização do domínio, independentemente da quantidade de pontos da direção do raio ou do ângulo, nota-se que há dez tipos de conjuntos de pontos que serão descritos por 10 conjuntos

de diferentes tipos de equações. A diferença entre um conjunto e outro se dá devido à localização de cada conjunto na malha. Dependendo desta posição, o conjunto apresenta nenhum, um ou dois pontos fictícios e também diferentes condições de contorno. A Figura 2 apresenta a localização destes dez conjuntos de pontos.

Após a discretização do domínio, pode-se determinar a equação algébrica resultante da discretização de (2). Substituindo (3) e (4) em (2) e considerando os índices i e j representando respectivamente as dimensões r e θ , obtemos (12). Remanejando os termos desta equação de forma a isolar a variável temperatura com seus respectivos índices e definindo os parâmetros A, B, C e D, como mostrado na Tabela 1, obtemos (13). Assim, (13) é uma equação geral aplicada para todos os conjuntos de pontos da malha representada por círculos preenchidos na Figura 2.

$$\frac{1}{r_i} \left(\frac{T_{i+1,j} - T_{i-1,j}}{2\Delta r} \right) + \left(\frac{T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}}{\Delta r^2} \right) + \frac{1}{r_i^2} \left(\frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta \theta^2} \right) = 0 \quad (12)$$

$$A T_{i-1,j} + B T_{i,j-1} + C T_{i,j} + D T_{i+1,j} + B T_{i,j+1} = 0 \quad (13)$$

Tabela 1 - Termos da Equação (13)

Parâmetros	Termos da Equação (13)
A	$1/\Delta r^2 - 1/(2r_i \Delta r)$
B	$1/r_i^2 \Delta \theta^2$
C	$-2(1/\Delta r^2 + 1/r_i^2 \Delta \theta^2)$
D	$1/(2r_i \Delta r) + 1/\Delta r^2$

Os balanços de energia nas superfícies expostas são realizado para o tratamento das condições de contorno nos conjuntos de pontos 1 a 3 (superfície interna do tubo) e 7 a 10 (superfície externa do tubo). Os conjuntos de 4 a 6 não possuem contato com o ambiente externo e também não possuem contato com o óleo, logo não há balanço de energia na superfície.

Percebe-se que para os conjuntos de pontos 7 e 8, o fluxo de calor na superfície é definido pela irradiação. Os balanços de energia na superfície estão presentes na Tabela A1 no apêndice A. As superfícies de controle não envolvem massa ou volume e como consequência, os termos de acúmulo e de geração de energia não são relevantes, sendo necessário lidar somente com fenômenos de superfície (INCROPERA e DEWITT, 2008). Assim os únicos termos envolvidos no balanço de energia são a taxa de energia que entra na superfície, \dot{E}_e , a taxa de energia que sai da superfície, conforme (14):

$$\dot{E}_e = \dot{E}_s \quad (14)$$

A aplicação de (14) e/ou das condições de simetria, definem-se relações para se calcular as temperaturas nos pontos fictícios, apresentadas na Tabela A2 do apêndice A. A substituição destas relações em (13) permite determinar a equação algébrica para cada um dos pontos da malha definida na Figura 2. Estas equações estão presentes no na Tabela A3 do apêndice A.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para efeito de comparação com o trabalho da literatura problema, as condições operacionais simuladas, bem como as dimensões do receptor do coletor parabólico são as mesmas empregadas por Rodrigues e Borges (2011) e são apresentadas na Tabela 2. Também para efeito de comparação, foi empregada uma malha com 10 pontos no sentido radial ($n_{pr}=10$) e 41 pontos no sentido azimutal ($n_{p\theta}=41$).

Tabela 2 – Valores utilizados das propriedades, condições operacionais e dimensões do sistema.

Propriedade	Valor
R ₁ (raio interno do receptor)	0,025m
R ₂ (raio externo do receptor)	0,040m
h _o (coeficiente de convecção do óleo)	500 W/m ² K
h _a (coeficiente de convecção da água)	50 W/m ² K
K (coeficiente de condutividade térmica do aço AISI 1010)	63,9 W/mK

T_o (temperatura do óleo)	300°C
T_a (temperatura do ar)	30°C
q''_s (taxa de transferência de calor por irradiação)	16000 W/m ²

Fonte: (RODRIGUES E BORGES, 2011).

Ressalta-se que a estratégia empregada por Rodrigues e Borges (2011) é diferente da proposta neste trabalho. Estes autores estavam interessados na solução de regime permanente, mas resolveram numericamente a equação do calor em regime transiente, discretizando-a nas direções espaciais por diferenças finitas e integrando as EDOs (equações diferenciais ordinárias) resultantes no tempo por Euler explícito.

Foi também obtido o campo de temperaturas do mesmo receptor com o software Transcal (MALISKA et al.,2011). No entanto, este utiliza em sua resolução o método de volumes finitos e regime transiente. Neste software, utilizou-se 40 volumes na direção do raio e 42 volumes na direção do angulo, pois, a malha 10 volumes na direção do raio e 41 volumes na direção do angulo não apresentava convergência.

Foram avaliados e comparados os valores de temperaturas máxima e mínima obtidos pelos três softwares. É apresentado na Tabela 3 os seguintes conjuntos de dados: dados provenientes da literatura (RODRIGUES E BORGES, 2011), dados provenientes do software Transcal e dados provenientes do software Matlab, empregando a estratégia descrita neste trabalho.

Tabela 3 -Temperaturas mínimas e máximas verificadas em diferentes softwares.

Ponto	TFortran(°C)	TTranscal(°C)	TMatlab(°C)
Mínima	275,57	275,57	275,97
Máxima	309,30	308,41	308,58

Como esperado, a parte compreendida pelo intervalo $5\pi/3 < \theta < 7\pi/3$, indicada na Figura 1-b, alcança temperaturas maiores, em torno de 308°C, uma vez que esta parte recebe diretamente irradiação solar refletida pela superfície parabólica.

Era de se esperar que os resultados fornecidos pelo programa implementado no Matlab fossem ligeiramente diferentes que os resultados fornecidos pelos programas Transcal, pois este utiliza em sua resolução o método de volumes finitos enquanto que a metodologia

empregada no Matlab utiliza o método de diferenças finitas. Esta pequena diferença esperada é devido às diferenças na discretização em volumes finitos e em diferenças finitas.

Mais além, o método de volumes finitos fornece a temperatura média de cada volume finito. Se fizéssemos uma superposição da malha discretizada pelo método de diferenças finitas sobre a malha discretizada por volumes finitos notar-se-ia que a temperatura fornecida pelo primeiro método se localiza na borda de cada volume finito. Como é possível verificar pela Figura 3, a borda de cada volume finito, exposto à irradiação, está sempre mais perto da fonte de calor que o interior do volume. Assim a temperatura máxima fornecida pela discretização em diferenças finitas é maior que a temperatura máxima fornecida pela discretização em volumes finitos (conforme análise da Tabela 3). Para que se possa devidamente comparar os resultados, é necessário encontrar a temperatura máxima em T_4 (Figura 3), por meio de dados provenientes do Transcal. Esta temperatura foi obtida por meio de aproximações quadráticas a partir dos valores de temperatura média fornecidos pelo Transcal em cada volume finito.

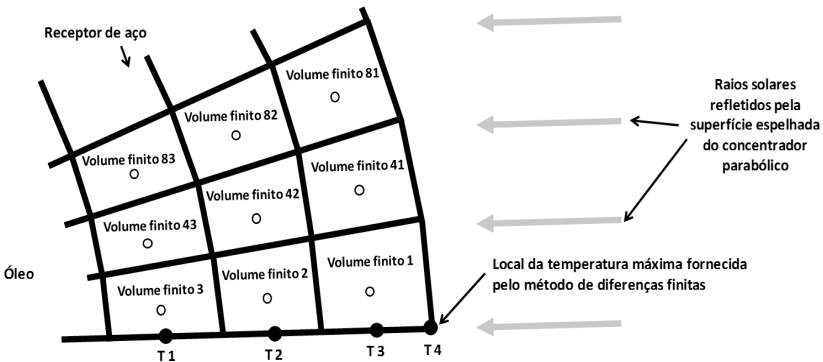


Figura 3 - Exemplo de 9 volumes finitos na superfície exposta à irradiação.

As temperaturas T_1 , T_2 e T_3 são as temperaturas na borda de cada volume finito na direção azimutal (condição de simetria). Os pontos vazados simbolizam o local da temperatura média no volume, fornecida pelo método de volumes finitos. Os pontos preenchidos correspondem à temperatura no contorno fornecida pela aproximação parabólica.

As três primeiras aproximações quadráticas utilizam duas informações de temperatura de volumes finitos e a condição de simetria de acordo com (15). Se empregam as temperaturas dos volumes 3 e 43 para estimar a temperatura T_1 , as temperaturas dos volumes 2 e 42

para estimar a temperatura T2 e as temperaturas dos volumes 1 e 41 para estimar a temperatura T3.

$$\frac{dT}{d\theta} = 0, \text{ quando } \theta = 0 \quad (15)$$

Os valores de temperaturas T1, T2 e T3 são utilizados para realizar a quarta aproximação quadrática no sentido radial para determinar a temperatura T4 que é a máxima temperatura do campo, pois este é o ponto central (na direção azimutal) da região que recebe a irradiação (observa-se que a condição de simetria na direção azimutal implica em um ponto de máximo para a temperatura nesta direção neste ponto). Os valores de temperatura volumes usados nas aproximações são apresentados na Tabela 4. Os valores extrapolados de temperatura pelas aproximações quadráticas são apresentados na Tabela 5.

Tabela 4 - Valores das temperaturas de cada volume finito usados nas aproximações quadráticas.

Volume Finito	Valores de temperatura fornecido pelo software Transcal (°C)
Volume 1	308,41
Volume 41	308,31
Volume 2	308,32
Volume 42	308,21
Volume 3	308,23
Volume 43	308,12

Tabela 5 - Resultados das três aproximações parabólicas na direção angular e da quarta na direção radial.

Temperatura	Temperatura Extrapolada (°C)
T1	308,43
T2	308,33
T3	308,24
T4	308,47

O mesmo procedimento (baseado em duas aproximações quadráticas) foi realizado para a determinação da temperatura mínima extrapolada a partir dos dados do Transcal, obtendo-se o valor 275,53°C. A Tabela 6 apresenta os valores de temperatura para as três estratégias que permitem uma comparação mais adequada (valores efetivamente máximos e mínimos).

Tabela 6 - Valores das temperaturas mínimas e máximas que podem ser realmente comparados.

Ponto	T _{Fortran} (°C)	T _{Transcal} (°C)	T _{Matlab} (°C)
Mínima	275,57	275,53	275,97
Máxima	309,30	308,47	308,58

Supondo como correta a solução apresentada pelo Transcal, a análise da Tabela 6 indica que as temperaturas mínima e máxima determinadas neste trabalho apresentam erros relativos de 0,1595% e 0,0355%, respectivamente. Para o trabalho de Rodrigues e Borges (2011), estes erros são de 0,0119% e 0,2659%, respectivamente. Observa-se que, na média, a metodologia apresentada neste trabalho apresentou erros inferiores aos de Rodrigues e Borges (2011).

Considerando-se que a solução apresentada está convergida, também foi avaliado o fluxo médio de calor transferido por convecção ($q''_{\text{médio}}$ em W/m^2) da superfície interna do tubo para o óleo. Para a determinação deste fluxo médio, é necessário calcular a temperatura média (T_{im} em °C) na superfície interna do tubo, sendo o fluxo médio dado por:

$$q''_{\text{médio}} = h_o \cdot (T_{im} - T_o) \quad (16)$$

A temperatura interna média foi calculada por meio de (17). Ressalta-se que como a simetria foi empregada, o peso dos pontos do contorno na média é a metade do peso dos demais pontos.

$$T_{im} = \frac{(T_{1,1} + T_{1,np\theta}) + \sum_{j=2}^{np\theta-1} T_{1,j}}{np\theta-1} \quad (17)$$

Com (16) e (17) foi possível calcular o fluxo de calor para o óleo para diversos valores de irradiação (q''_s) no coletor parabólico, conforme apresentado na Tabela 7.

Tabela 7 - Temperatura interna média (T_{im}) do receptor e fluxo médio de calor transferido por convecção ($q''_{médio}$) entre óleo e receptor em função da taxa de transferência de calor por irradiação (q''_s).

q''_s (W/m ²)	16.000	20.000	30.000	40.000	50.000
T_{im} (°C)	297,87	301,96	312,18	322,39	332,61
$q''_{médio}$ (W/m ²)	$-1.0625 \cdot 10^3$	981,2225	$6.0905 \cdot 10^3$	$1.1200 \cdot 10^4$	$1.6309 \cdot 10^4$

Por meio da análise da Tabela 7, nota-se que para o valor de taxa de transferência de calor por irradiação de 16.000 W/m², o fluxo médio de calor transferido por convecção para o óleo é negativo ($-1.0625 \cdot 10^3$ W/m²). Isto indica que nas condições simuladas, o óleo está cedendo calor e conseqüentemente está sendo resfriado (o que não tem interesse algum). Neste caso a temperatura média interna do receptor (297,87°C) é menor que a temperatura do óleo (300°C). Porém, já com o valor de taxa de transferência de calor por irradiação de 20.000 W/m², o fluxo médio de calor transferido por convecção entre óleo e receptor é positivo (981,2225 W/m²) indicando que o óleo está sendo aquecido. Neste caso a temperatura média interna do receptor (301,96°C) é maior que a temperatura do óleo (300°C). Foi calculado o valor de taxa de transferência de calor por irradiação no qual o óleo não é aquecido nem resfriado, ou seja, há equilíbrio térmico entre o óleo na temperatura de 300°C e o receptor. O valor de taxa de transferência de calor por irradiação na situação de equilíbrio térmico é de 18.080 W/m².

Empregando as mesmas propriedades térmicas e geométricas da Tabela 2, porém utilizando a taxa de transferência de calor por irradiação 50.000 W/m², que foi a mesma aplicada por Sokhansefat (2014), foi calculado no Matlab as temperaturas mínima e máxima que são respectivamente 295,91°C e 368,92°C. As temperaturas mínima e máxima encontradas por Sokhansefat (2014) foram respectivamente 253,85°C e 401,85°C. Talvez este valor superior de temperatura máxima obtida foi devido ao fato da aplicação de material isolante no receptor por Sokhansefat (2014).

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho é apresentada uma metodologia para a determinação do campo de temperatura ao longo da seção transversal do receptor concentrador solar parabólico em regime estacionário. A equação do calor em regime permanente foi discretizada em diferenças finitas, resultando num sistema de equações lineares que foi resolvido no Matlab. Os resultados obtidos para a temperatura máxima e mínima no tubo estão muito próximos daqueles previstos no software Transcal o que indica a adequação da metodologia. A mesma comparação com o Transcal para os resultados apresentados na literatura (RODRIGUES E BORGES, 2012) fornece erros relativos que na média foram cerca de 42,5% superiores ao deste trabalho. Acredita-se que o melhor desempenho do presente trabalho se deva ao uso exclusivo de aproximações de 2ª ordem para a discretização das condições de contorno, possibilitado pelo uso de pontos fictícios, além do fato de se calcular diretamente a solução de regime permanente e não aguardar a convergência temporal da solução transiente.

A partir dos resultados e análises apresentadas neste trabalho, conclui-se que não é possível comparar diretamente os valores obtidos de temperaturas mínima e máxima entre o software Transcal (que emprega volumes finitos) e os resultados obtidos em diferenças finitas propostos neste trabalho e no trabalho de Rodrigues e Borges (2011). Para que tal comparação fosse realizada, propôs-se o uso de aproximações quadráticas para a determinação das temperaturas mínima e máxima a partir dos resultados obtidos no Transcal.

A análise do fluxo de calor da superfície interna do tubo receptor para o óleo nas condições propostas por Rodrigues e Borges (2011) indica que o óleo estava sendo resfriado ao invés de aquecido, indicando que valores maiores de irradiação são necessários para que o óleo seja efetivamente aquecido no sistema.

APÊNDICE A

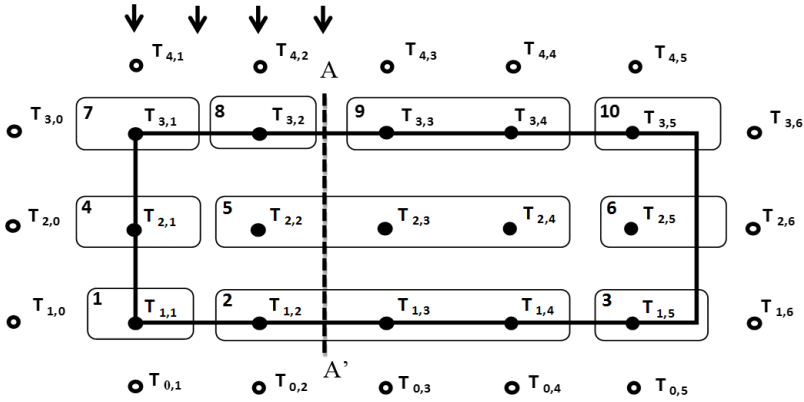


Figura A1 - Representação do caso mais simples que consiste em apenas cinco pontos na direção θ e três pontos na direção r .

Tabela A1 – Esquema dos balanços de energia nas superfícies para os conjuntos de pontos 1, 2, 3, 7, 8, 9 e 10.

Conjunto de pontos	Esquema do balanço de energia na superfície	Equações relacionadas ao balanço de energia
1	$\dot{E}_o = q_{cond}$	$q_{cond} = KA' \frac{dT}{dr}$
2	Óleo ↓ Superfície de contato entre o material do tubo e o óleo	$q_{conv} = h_o A' (T_{i,j} - T_o)$
3	$\dot{E}_s = q_{conv}$	$\frac{dT}{dr} = \frac{h_o}{k} (T_{i,j} - T_o)$
7	↓ q_s $\dot{E}_s = q_{conv}$ Ambiente	$\frac{dT}{dr} = \frac{q_s}{k} - \frac{h_a}{k} (T_{i,j} - T_a)$
8	↑ $\dot{E}_e = q_{cond}$ Superfície de contato entre o material do tubo e o ambiente	
9	↑ $\dot{E}_s = q_{conv}$ Ambiente	$\frac{dT}{dr} = -\frac{h_a}{k} (T_{i,j} - T_a)$
10	↑ $\dot{E}_e = q_{cond}$ Superfície de contato entre o material do tubo e o ambiente	

Tabela A2 – Relações provenientes dos balanços de energia e/ou da aplicação da condição de simetria nos pontos de contorno.

Conjunto	Pontos fictícios	Simetria	Balanco de energia na superfície
1	$T_{1,0}, T_{0,1}$	$T_{1,0} = T_{1,2}$	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{2,1} - T_{0,1}}{2\Delta r} = \frac{h_o}{k} (T_{1,1} - T_o)$
2	$T_{0,j}$	-	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{2,j} - T_{0,j}}{2\Delta r} = \frac{h_o}{k} (T_{1,j} - T_o)$
3	$T_{0,j}, T_{1,j+1}$	$T_{1,np\theta-1} = T_{1,np\theta+1}$	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{2,np\theta} - T_{0,np\theta}}{2\Delta r} = \frac{h_o}{k} (T_{1,np\theta} - T_o)$
4	$T_{i,0}$	$T_{i,0} = T_{i,2}$	-
6	$T_{i,j+1}$	$T_{i,np\theta+1} = T_{i,np\theta-1}$	-
7	$T_{i,0}, T_{i+1,j}$	$T_{npr,0} = T_{npr,2}$	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{npr+1,1} - T_{npr-1,1}}{2\Delta r} = \frac{q_s}{k} - \frac{h_a}{k} (T_{npr,1} - T_a)$
8	$T_{i+1,j}$	-	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{npr+1,j} - T_{npr-1,j}}{2\Delta r} = \frac{q_s}{k} - \frac{h_a}{k} (T_{npr,j} - T_a)$
9	$T_{i+1,j}$	-	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{npr+1,j} - T_{npr-1,j}}{2\Delta r} = -\frac{h_a}{k} (T_{npr,j} - T_a)$
10	$T_{i+1,j}$	$T_{npr,np\theta+1} = T_{npr,np\theta-1}$	$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{npr+1,np\theta} - T_{npr-1,np\theta}}{2\Delta r} = -\frac{h_a}{k} (T_{npr,np\theta} - T_a)$

Conjunto 5: não possui pontos fictícios e não há balanço de energia.

Tabela A3 - Indica o conjunto de pontos, a equação geral e as equações remanejadas com respectivos.

Equação Geral	Equação remanejada
$AT_{0,1} + BT_{1,0} + CT_{1,1} + DT_{2,1} + BT_{1,2} = 0$	$\left(C - \frac{Ah_o(2\Delta r)}{k} \right) T_{1,1} + 2BT_{1,2} + (A + D) T_{2,1} = -\frac{Ah_o(2\Delta r)T_o}{k}$
$AT_{0,j} + BT_{1,j-1} + CT_{1,j} + DT_{2,j} + BT_{1,j+1} = 0$	$BT_{1,j-1} + \left(C - \frac{Ah_o(2\Delta r)}{k} \right) T_{1,j} + BT_{1,j+1} + (A + D) T_{2,j} = -\frac{Ah_o(2\Delta r)T_o}{k}$
$AT_{0,np\theta} + BT_{1,np\theta-1} + CT_{1,np\theta} + DT_{2,np\theta} + BT_{1,np\theta+1} = 0$	$2BT_{1,np\theta-1} + \left(C - \frac{Ah_o(2\Delta r)}{k} \right) T_{1,np\theta} + (A + D) T_{2,np\theta} = -\left(\frac{Ah_o(2\Delta r)T_o}{k} \right)$
$AT_{i-1,1} + BT_{i,0} + CT_{i,1} + DT_{i+1,1} + BT_{i,2} = 0$	$AT_{i-1,1} + 2BT_{i,2} + CT_{i,1} + DT_{i+1,1} = 0$
$AT_{i-1,j} + BT_{i,j-1} + CT_{i,j} + BT_{i,j+1} + DT_{i+1,j} = 0$	$AT_{i-1,j} + BT_{i,j-1} + CT_{i,j} + BT_{i,j+1} + DT_{i+1,j} = 0$
$AT_{i-1,np\theta} + BT_{i,np\theta-1} + CT_{i,np\theta} + DT_{i+1,np\theta} + BT_{i,np\theta+1} = 0$	$AT_{i-1,np\theta} + 2BT_{i,np\theta-1} + CT_{i,np\theta} + DT_{i+1,np\theta} = 0$
$AT_{npr-1,1} + BT_{npr,0} + CT_{npr,1} + DT_{npr+1,1} + BT_{npr,2} = 0$	$(A + D)T_{npr-1,1} + \left(C - D \frac{h_a 2\Delta r}{k} \right) T_{npr,1} + 2BT_{npr,2} = -D \frac{2\Delta r}{k} (q_s + h_a T_a)$
$AT_{npr-1,j} + BT_{npr,j-1} + CT_{npr,j} + DT_{npr+1,j} + BT_{npr,j+1} = 0$	$(A + D)T_{npr-1,j} + BT_{npr,j-1} + \left(C - D \frac{h_a 2\Delta r}{k} \right) T_{npr,j} + BT_{npr,j+1} = -2\Delta r \frac{D}{k} (q_s + h_a T_a)$
$AT_{npr-1,j} + BT_{npr,j-1} + CT_{npr,j} + DT_{npr+1,j} + BT_{npr,j+1} = 0$	$(A + D)T_{npr-1,j} + BT_{npr,j-1} + \left(C - D \frac{h_a 2\Delta r}{k} \right) T_{npr,j} + BT_{npr,j+1} = -D \frac{h_a 2\Delta r}{k} T_a$
$AT_{npr-1,np\theta} + BT_{npr,np\theta-1} + CT_{npr,np\theta} + DT_{npr+1,np\theta} + BT_{npr,np\theta+1} = 0$	$(A + D)T_{npr-1,np\theta} + 2BT_{npr,np\theta-1} + \left(C - \frac{h_a 2\Delta r}{k} D \right) T_{npr,np\theta} = -D \frac{h_a 2\Delta r}{k} T_a$

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

HAFEZ, A.Z. et al. Design analyses of solar parabolic trough thermal collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. v. 82. p. 1215-1260. 2018.

HICKMANN, T. et al. Modelagem térmica de um bloco de contrafortes através de dados de termômetros e o método dos elementos finitos. *Revista de engenharia e tecnologia*, V. 77, Nº. 4, p. 246, Dez/2015.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMANN, T.L.; LAVINE, A.S. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, LTC, 6ª Edição, 2008.

KALOGIROU, S., 2009, In: JACOB, P. F. Study the thermal efficiency of a solar heater round parabolic for viability of comercial and residential use. 2016. 69 f. Dissertation. Faculty of Engineering from the Campus of Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. 2016.

MALISKA, C. R., REIS, M. V. F., CABRAL, R. B., MALISKA JR., C. R., DIHLMANN, A., 1998. Heat Transfer 1.0 – A software for heat conduction teaching-computational structure and class-room experiences, *Proceedings of the International Conference on Engineering Education – ICEE 1998*, Rio de Janeiro. Disponível em: <[http://www. sinmec.ufsc. br/sinmec/software/transcal.html](http://www.sinmec.ufsc.br/sinmec/software/transcal.html)>. Período de desenvolvimento: 1996-1998. Acesso em: 15 mai. 2011.

OLIVEIRA, T. U. M. Análise da viabilidade econômica de um sistema de aquecimento solar de água para uma empresa do setor hoteleiro. *Dissertação*. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal. 2011.

PINTO, J. C.; LAGE, P. L. C. *Métodos numéricos em problemas de Engenharia Química*, e-papers, 1ª Edição, 2001.

RIGOTI, V. L.A. Análise experimental dos Processos de Transferência de calor aplicados à concentração solar. *Dissertação*. Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória. 2008.

RODRIGUES, L.J.; BORGES, V. Estudo da condução de calor transiente através do método das diferenças finitas explícito, *Revista Libertato*, Novo Hamburgo, v. 13, n. 19, p. 01-7, jan./jun. 2012.

SOKHANSEFAT, T. et al. Heat transfer enhancement in parabolic trough collectors tube using Al₂O₃/synthetic oil nanofluid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. v. 33. p. 636-644. 2014.

YOU, C.; ZHANG W.; YIN, Z. Modelling of fluid flow and transfer in a though solar collector. Applied Thermal Engineering. v. 54. p. 247-254. 2013.

Agradecimento

O Comitê Editorial da RBE agradece a colaboração dos revisores que muito contribuíram para a qualidade dos trabalhos publicados nesta edição.

Adriano Braga dos Santos
Amanda Monteiro Pinto Barros
Anderson Maccarini Coral
Anderson Souza Viana
Arthur Rangel Laureano
Chélen Fischer de Lemos
Cibelle Pereira Trama
Clauber Barão Leite
Claudio Moises Ribeiro
Elizabeth Cartaxo
Estanislau Luczynski
Fabio Konishi
Fábio Teixeira Ferreira da Silva
Francielle Mello de Carvalho
Gleiton Ariel Guedes Pires
Gustavo Jaldin Ochoa
Humberto Jantim Neto
Jefferson Augusto Cardozo Matias
Joice Lais Pereira
José Rubens Maiorino
Juliani Chico Piai Paiva
Leandro Leone Junqueira
Luiz Carlos Ramos da Silva Filho
Marilyn Mariano dos Santos
Matheus Vitor Diniz Gueri
Natália de Assis Brasil Weber
Nathália Duarte Braz Vieira
Otto Hebeda
Pedro Joaquín Chevez
Yuri Reis Rodrigues
Zeno Luiz Iensen Nadal

Informações para Autores

Propostas de publicações em consonância com o disposto na missão da Revista Brasileira de Energia (RBE) poderão ser enviadas ao Comitê Editorial para análise, através de link específico existente no site da Sociedade Brasileira de Planejamento Energético (www.sbpe.org.br).

A formatação final para publicação ficará por conta do departamento de diagramação da RBE, porquanto os artigos deverão ser enviados em formatação simples, conforme o disposto a seguir:

- Os trabalhos devem ser editados e enviados em arquivo Word.
- Papel A4, margens 20 mm, fonte Times New Roman tamanho 12, espaçamento simples.
- Figuras com resolução mínima de 300 dpi.
- O nome do autor ou autores, não devem ser abreviados, e as respectivas informações de instituição, endereço, cidade, cep, estado, telefone e e-mail devem ser apresentadas.
- Todos os itens devem ser numerados sequencialmente, exceto Resumo e Abstract. Não usar numeração automática do processador de texto. Serão aceitos no máximo 3 subníveis de numeração, a partir dos quais poderão ser usadas letras como único subnível adicional.
- Títulos de figuras e tabelas, abaixo e acima das mesmas, respectivamente, sem descrição de fonte, a qual deverá ser feita ao longo do texto, muito menos a existência do termo “autoria própria”.
- Referências a trabalhos deverão ser citadas no texto com nome do autor (ou autores) e ano de publicação, entre parêntesis [Ex.: (Autor 1, 1928); (Autor 1 e Autor 2, 1928)]. Na existência de mais de dois autores, escreve-se o nome do primeiro autor seguido da expressão et al. [Ex.: (Autor 1 et al, 1928)].

Referências bibliográficas:

- Somente deverão ser citados autores ou trabalhos que estejam incluídos na lista de referências bibliográficas, assim como todos os trabalhos listados nas referências bibliográficas deverão ter sido citados no texto.
- Referências a autor(es) deverão ser citadas no texto com nome do autor (ou autores) sucedida do ano de publicação entre parêntesis [Ex.: Autor 1 (1928); Autor 1 e Autor2(1928)].
- Na existência de mais de dois autores, escreve-se o nome do primeiro autor seguido da expressão et al. [Ex.:Autor 1 et al (1928)].

