

ANÁLISE COMPARATIVA DO CÁLCULO TERMO HIDRÁULICO EM SISTEMAS RLF ATRAVÉS DOS MÉTODOS NUMÉRICOS DE VOLUMES FINITOS E DIFERENÇAS FINITAS

Ewerton Felipe de Souza Cordeiro, ewertonfelipe@gmail.com¹

Gabriel Ivan Medina Tapia, gmedinat@ct.ufrn.br¹

Gabriel da Silva Lima, limagabriel@ufrn.edu.br²

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos e Energias Alternativas – LSTEA, Lagoa Nova, CEP 59072-970, Natal/RN, Brasil

²Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Lagoa Nova, CEP 59072-970, Natal/RN, Brasil

Resumo: Neste trabalho foi realizada uma análise comparativa entre os métodos numéricos dos Volumes Finitos e Diferenças Finitas. Os modelos numéricos permitem resolver simultaneamente as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e a equação da energia, em um Concentrador solar Linear Fresnel (CLF). No CLF, o fluido de trabalho usado é a água que apresenta mudança de fase no comprimento dos tubos. Na análise foram usados diferentes fluxos de massa mantendo a Irradiância Direta Normal (DNI) constante no valor de 700 W/m^2 , comprimento dos tubos de 384 metros, diâmetro externo do tubo de 33,4 mm e diâmetro interno de 26,7 mm. Os resultados apresentaram pequenas variações na distribuição da temperatura e da qualidade do vapor. A variação de temperatura dentro da região de mistura, com fluxo de massa de 0,1 kg/s, foi de 1°C e a variação na qualidade do vapor foi de 3,5%. Para um fluxo de massa de 0,2 kg/s a variação da temperatura foi de $2,3^\circ\text{C}$ e a variação na qualidade do vapor foi de 1,6%. Os resultados dos métodos numéricos foram comparados com os dados presentes na literatura.

Palavras-chave: Cálculo Termo-Hidráulico, Método dos Volumes Finitos, Método das Diferenças Finitas e Linear Fresnel

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas CSP tem como princípio fundamental converter energia térmica em energia mecânica/elétrica por meio de um processo indireto. Geralmente, este tipo de tecnologia necessita de uma área relativamente grande de espelhos para convergir os raios solares em um receptor, onde há um fluido de trabalho que por sua vez, é aquecido até altas temperaturas, sendo esse fluido empregado em um ciclo termodinâmico diretamente ou servindo para trocar calor com outro fluido que possa participar do ciclo e gerar eletricidade (Zhu *et al*, 2013).

Em projetos de geração de potência cujo fornecimento de energia vem de uma fonte solar também se torna necessário avaliar as demais variáveis que são tão importantes quanto a própria radiação solar de forma que possa tornar o processo mais eficiente. Em sistemas CSP, cuja radiação incidente (DNI, *Direct Normal Irradiance*) é redirecionada para coletores em que geralmente circulam um fluido de trabalho, analisar a posição dos refletores, suas dimensões, a geometria dos coletores, as propriedades do fluido de trabalho, entre outros parâmetros é essencial para fins de projeto.

Dentre os sistemas CSP, os Refletores Lineares Fresnel (RLF) destacam-se por sua simplicidade de construção por utilizarem espelhos planos para redirecionar a DNI aos coletores cuja cavidade podem assumir diferentes formatos. Além da facilidade em implementação, o sistema RLF tem outras vantagens com relação a outros sistemas CSP, como por exemplo, o baixo custo de montagem e de manutenção, baixo custo dos suportes estruturais e dos refletores e menores áreas de terra ocupadas pelos campos de concentração solar (Cau e Cocco, 2014).

Nesse trabalho pretende-se aplicar o Método dos Volumes Finitos (MVF) e o Métodos das Diferenças Finitas (MDF) para analisar o escoamento do fluido de trabalho, considerado como água, que passa através de tubos contidos em uma cavidade de formato trapezoidal e compará-los para saber o quão próximos os resultados obtidos podem ser. Também foi feita uma comparação com diferentes fluxos de massa para avaliar a evolução da eficiência do absorvedor. Os resultados foram comparados com dados experimentais fornecidos por Sahoo *et al* (2012c).

Pye (2008) e Sahoo, Singh e Banerjee (2012a) realizaram trabalhos nessa linha, entretanto o primeiro considerou a geometria de placas paralelas para estimar os coeficientes convectivos e radiativos dentro da cavidade enquanto o segundo utilizou apenas MDF para realizar seus cálculos. Ambos os trabalhos citados foram feitos para sistemas RLF.

2. METODOLOGIA

Na análise implementada foram levadas em consideração as perdas de energia para o ambiente devido aos efeitos convectivos e radiativos dentro da cavidade e fora dela. Para isso, foram usadas as correlações para o número de Nusselt convectivo e radiativo em relação a troca térmica interna à cavidade primeiramente apresentadas por Balaji and Venkateshan (1994) e utilizadas por Singh, Sarviya e Bhagoria (2010) para modelagem dessas perdas em cavidades trapezoidais.

A análise termo-hidráulica realizada nesse trabalho foi dividido em duas partes, analisando a perda de calor na cavidade e também o fluxo convectivo dentro dos tubos, como mostra a Fig. (1). A transferência de calor na cavidade trapezoidal envolve os três modos de transmissão de calor, porém predominam as transmissões por radiação e convecção, sendo que a perda de calor por condução através dos lados isolados do absorvedor deve ser levada em consideração.

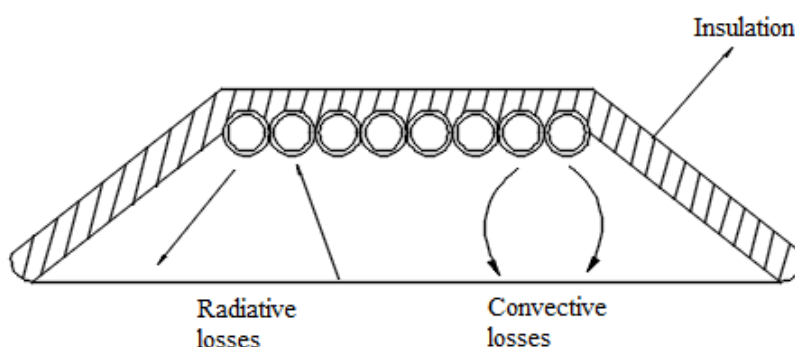


Figura 1. Representação da Cavidade (Cordeiro, 2017).

Algumas considerações precisaram ser feitas antes de serem implementados os métodos, são elas:

- Considerar que o tubo absorvedor é um tubo longo, reto e ininterrupto;
- O fluxo de calor é constante ao longo dos tubos;
- A transferência de calor é considerada unidimensional;
- A análise é focada no estudo da temperatura externa do fluido;
- A condição de saída do vapor é seca ou úmida

Os parâmetros da cavidade trapezoidal, tubos e angulação de cada espelho foram baseados em Sahoo et al (2012a), e estão mostrados na Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros geométricos do sistema.

DESCRIÇÃO	DIMENSÕES
Largura da cobertura da cavidade	500 mm
Largura do topo da cavidade	300 mm
Largura da lateral da cavidade	141 mm
Profundidade da cavidade	100 mm
Número de tubos	8
Diâmetro interno dos tubos	26.7 mm
Diâmetro externo dos tubos	33.4 mm
Comprimento do absorvedor	384 m
Número de espelhos refletores	8
Largura do refletor	1.8 m
Posição dos refletores em relação ao solo	1 m
Posição do absorvedor em relação ao solo	13 m
Ângulo dos espelhos refletores 1 e 2	5°
Ângulo dos espelhos refletores 3 e 4	15°
Ângulo dos espelhos refletores 5 e 6	30°
Ângulo dos espelhos refletores 7 e 8	45°

2.1. Método dos Volumes Finitos

O MVF consiste em resolver as equações de conservação da massa, do momento e da energia em subdomínios da malha e integradas em cada volume de controle (Pantakar, 1980). A discretização do volume de controle foi feita pelo método *upwind*, esse método foi usado por ser relativamente fácil de ser implementado e capaz de identificar corretamente o fluxo de direção do fluido, em oposição ao método de diferenças centrais como mencionado por Pantakar (1980) e Malalasekera (1995).

As equações de conservação de momento e energia resolvidas pelo MVF são mostradas nas Eqs. (1), (2) e (3).

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_u \quad (1)$$

$$S_u = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (2)$$

$$\dot{m} \left(h_I + \frac{u_I^2}{2} \right) + \dot{Q}_{ent, VC} = \dot{m} \left(h_{I+1} + \frac{u_{I+1}^2}{2} \right) + \dot{Q}_{sai, VC} \quad (3)$$

onde u é a velocidade do fluido, μ é a viscosidade dinâmica, P é a pressão do fluido, S_u é o termo calculado na Eq. (2), $\dot{m}$ é o fluxo de massa da água, h é a entalpia do fluido, $\dot{Q}_{ent, VC}$ é o calor que entra no Volume de Controle (VC), descrito pela Eq. (4) e adaptado de Sahoo et al. (2013) e $\dot{Q}_{sai, VC}$ é o calor que sai do Volume de Controle, descrito pela Eq. (5).

$$\dot{Q}_{ent, VC} = \frac{DNI \cdot \rho_g \cdot \left(\sum A_r \cos(\theta_n) \right) \cdot \gamma \cdot (\tau \alpha)}{n_t \cdot (N-1)} \quad (4)$$

onde ρ_g é a refletividade dos espelhos, A_r é a área de DNI refletida, θ_n é o ângulo de inclinação dos espelhos, γ é o fator de solidez, $\tau \alpha$ é o produto da transmissividade e absortividade, n_t é a quantidade de tubos alocados na cavidade e N é o número de subdomínios contidos no VC.

$$\dot{Q}_{sai, VC} = U \cdot A_{sup, VC} \cdot (T_{m, VC} - T_{amb}) \quad (5)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, $A_{sup, VC}$ é a área superficial do subdomínio do VC, $T_{m, VC}$ é a temperatura média do centro do VC e T_{amb} é a temperatura ambiente.

No cálculo do U foram consideradas a condução nos tubos, os efeitos da radiação e convecção na parte interna e externa da cavidade, bem como, a condução na cobertura de vidro da cavidade. O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado pela Eq. (6).

$$U = U_1 + U_2 \quad (6)$$

onde,

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_{cp} + h_{rp}} + \frac{A_p}{A_{cg}} \cdot \frac{1}{h_{co} + h_{ro}} + R_t + R_{cob}} \quad (7)$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{t_w}{k_{gw}} + R_t} \quad (8)$$

h_{cp} e h_{rp} são, respectivamente, os coeficientes convectivos e radiativos de transferência de calor internos à cavidade, h_{co} e h_{ro} são os coeficientes convectivos e radiativos de transferência de calor externos à cavidade, A_p é a área dos tubos absorvedores, A_{cg} é a área da cobertura de vidro, R_t e R_{cob} são, respectivamente, as resistências térmicas de condução no tubo e na cobertura de vidro, definidas pelas Eqs. (9) e (10), t_w é a espessura da parede que sofrerá condução e k_{gw} é a condutividade térmica da condução.

$$R_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{A_{sup,VC} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi \cdot k_t \cdot \Delta x} \quad (9)$$

$$R_{cob} = \frac{t_{co}}{k_g} \quad (10)$$

onde D_{ext} e D_{int} são, respectivamente, os diâmetros externos e internos dos tubos, k_t é a condutividade térmica dos tubos, Δx é o comprimento do volume de controle, t_{co} é a espessura da cobertura de vidro e k_g é a condutividade térmica do vidro.

2.2. Método das Diferenças Finitas

Foi utilizado o método das diferenças finitas com diferença progressiva. O método das diferenças finitas tem como objetivo transformar um problema composto por equações diferenciais em um problema formado por equações algébricas. A discretização consiste em dividir o domínio de cálculo em um certo número de subdomínios (Carnahan et al, 1969). No presente trabalho, o domínio de cálculo foi dividido em subdomínios (z) de 1 metro de comprimento, gerando uma malha uniforme.

Um balanço de energia e o equilíbrio dos momentos do sistema foram realizados no tubo, conforme Fig. (2), após a análise, observa-se nos tubos os princípios da conservação da massa, de energia e da quantidade de movimento, expressadas pelas Eqs. (11), (12) e (13), respectivamente, na forma de equações diferenciais.

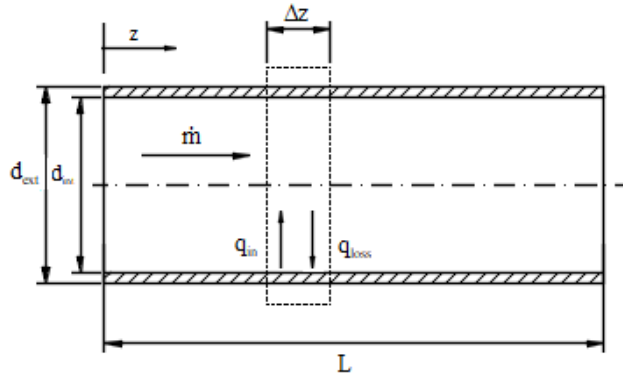


Figura 2. Representação do tubo alocado no receptor (Cordeiro, 2017).

$$\frac{d}{dz}(\rho v A) = 0 \quad (11)$$

$$\dot{m} \frac{de}{dz} = (q''_{ent} - q''_{sai}) S \quad (12)$$

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{1}{A} \frac{d(\rho v^2 A)}{dz} + \tau_w \frac{S}{A} \quad (13)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, v é a velocidade que o fluido se desloca dentro do tubo e A é área da seção transversal do tubo. O $\dot{m}$ é o fluxo de massa que passa através dos tubos, q''_{ent} é fluxo de calor que entra no receptor, enquanto que q''_{sai} é o fluxo de perda de calor e S é o perímetro do tubo. O τ_w é a tensão de cisalhamento atuando na

parte interior do tubo. O de/dz significa a variação da energia ao longo do subdomínio z e dP/dz a variação da Pressão no subdomínio.

As equações discretizadas na região de única fase estão representadas em (14) e (15), e as equações discretizadas na região bifásica estão representadas em (16) e (17).

$$\frac{P_{z+1} - P_z}{dz} - \frac{1}{A} \left[\frac{(\rho_l v_l^2 A)_{z+1} - (\rho_l v_l^2 A)_z}{dz} \right] - \tau_w \frac{S}{A} = 0 \quad (14)$$

$$\dot{m} \frac{\left[c_p (T_{z+1} - T_z) + \left(\frac{v_{l,z+1}^2 - v_{l,z}^2}{2} \right) \right]}{dz} - [q_{in}'' - U(T_t - T_a)]S = 0 \quad (15)$$

$$\frac{P_{z+1} - P_z}{dz} - \frac{1}{A} \left[\frac{(\rho_h v_h^2 A)_{z+1} - (\rho_h v_h^2 A)_z}{dz} \right] - \tau_w \frac{S}{A} = 0 \quad (16)$$

$$\dot{m} \frac{1}{dz} \left[\left([h_l + x \cdot h_{lv}]_{z+1} - [h_l + x \cdot h_{lv}]_z \right) + \left(\frac{v_{h,z+1}^2 - v_{h,z}^2}{2} \right) \right] - [q_{in}'' - U(T_t - T_a)]S = 0 \quad (17)$$

O subscrito “ $z + 1$ ” indica que se trata do valor a jusante do último ponto avaliado, c_p é o calor específico à pressão constante, T é a temperatura do fluido, U é o coeficiente global de perda de calor, T_t é a temperatura da parede externa dos tubos e T_a é a temperatura ambiente. O subscrito l indica que a propriedade se encontra na fase líquida e o subscrito lv indica que se encontra na região de mistura líquido-vapor. O h é a entalpia do fluido de trabalho e o x indica o título, ou seja, a qualidade do vapor.

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor neste método, foi idêntico ao cálculo para o MVF, logo, as equações utilizadas foram da Eq. (6) até a Eq. (10). O fluxo de calor na entrada é expresso pela Eq. (18), essa equação foi desenvolvida por Sahoo et al. (2012b) especificamente para o sistema RLF, levando em consideração o DNI, característica dos espelhos e características dos tubos. O fluxo de perda de calor é mostrado na Eq. (19) que é o produto do coeficiente global de perda de calor com a variação de temperatura entre a parede externa do tubo e a temperatura ambiente.

$$q_{ent}'' = \frac{DNI \cdot \rho_e \cdot (\sum A_{ref} \cdot \cos \theta) \cdot \gamma \cdot (\tau \alpha)}{n_t \cdot \pi \cdot d_{ext} \cdot L} \quad (18)$$

$$q_{sai}'' = U(T_t - T_a) \quad (19)$$

Na Eq. (18), o ρ_e significa a refletância dos espelhos refletores, A_{ref} é a área superficial dos refletores que multiplicado ao ângulo de inclinação dos refletores fornece a área que de fato está sendo refletida ao receptor trapezoidal. Os símbolos γ e $\tau \alpha$ são propriedades dos espelhos refletores, respectivamente, fator de solidez e transmissividade-absorvidade. A quantidade de tubos é indicada em n_t , L é o comprimento dos tubos absorvedores e d_{ext} é o diâmetro externo dos tubos.

As Eqs. (20), (21) e (22) representam a densidade, entalpia e uma fator adimensional na região bifásica, respectivamente.

$$\rho_h = \rho_g \cdot \alpha + \rho_l (1 - \alpha) \quad (20)$$

$$h_h = h_l + x \cdot h_{lv} \quad (21)$$

$$\alpha = \left(1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (22)$$

O subscrito h significa uma quantidade homogênea, na região de única fase esse termo pode ser tratado como l . O subscrito g representa gás e o α é um fator adimensional para a região bifásica.

O fluido está sempre em contato com a parede do tubo, ocasionando uma perda por atrito e consequentemente uma tensão cisalhante, logo, para calcular essa tensão usa-se a Eq. (23), onde o fator de atrito (f), para a região de única fase, é estimado pela correlação de Swamee e Jain (1976) expressa na Eq. (24).

Na região bifásica é necessário considerar o multiplicador de fases na tensão de cisalhamento (ϕ_{fr}^2). Logo, as Eqs.

(25) e (26) representam, respectivamente, a tensão de cisalhamento e o fator de atrito, na região bifásica. O multiplicador de duas fases, expresso na Eq. (27), é dado pela correlação de Friedel, pois de acordo com Pye (2008) essa correlação gera melhores resultados se comparada com outras correlações. A Eq. (28) expressa a temperatura do fluido de trabalho em termos da parede externa do tubo, segundo Sahoo et al. (2012a).

$$\tau_w = \frac{1}{2} f \frac{\dot{m}}{A^2 \cdot \rho_l} \quad (23)$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon_d}{3.7 \cdot d_{int}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (24)$$

$$\tau_w = \frac{1}{2} f_{lo} \frac{\dot{m}}{A^2 \cdot \rho_l} \phi_{fr}^2 \quad (25)$$

$$f_{lo} = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (26)$$

$$\phi_{fr}^2 = E + \frac{3.24 \cdot F \cdot H}{F_{rh}^{0.045} \cdot W_{el}^{0.035}} \quad (27)$$

$$(q''_{ent} - q''_{sai})S = \frac{T_t - T}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_s} \cdot \ln \left(\frac{d_{ext}}{d_{int}} \right) + \frac{1}{h_c \cdot \pi \cdot d_{int}}} \quad (28)$$

Onde Re significa o número de Reynolds calculado no sistema, na Eq. (28) os parâmetros adimensionais E , F , H , F_{rh} e W_{el} foram retirados de estudo de Pye (2008). k_s é a condutividade térmica média do tubo de acordo com o material especificado e d_{int} é o diâmetro interno do tubo.

Utilizando a correlação de Dittus-Boelter, o coeficiente de transferência de calor convectivo do fluido de trabalho, em ambas as fases nas Eqs. (29) e (30), foi calculado, pois segundo Odeh et al. (1998) essa estimativa gera melhores resultados para tubos longos e retos como é o sistema RLF.

$$h_c = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k}{d_{int}} \quad (29)$$

$$h_c = 0.023 \left(\frac{\frac{\dot{m}}{A} (1-x) d_{int}}{\mu_l} \right)^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k}{d_{int}} \quad (30)$$

Onde Pr é o número de Prandtl, k é a condutividade térmica do fluido de trabalho na temperatura de saturação e μ_l é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura de saturação.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Todo o cálculo foi implementado no software Matlab, e para comparar tais métodos, foi adotada uma pressão inicial da água de 20 bar na entrada dos tubos absorvedores, além disso, a temperatura inicial do fluido era de 37°C e o DNI de 700 W/m². Porém, decidiu-se variar o fluxo de massa, para que fosse verificado quanto o fluxo de massa interfere no sistema e em cada método.

Uma comparação com os dados apresentados por Sahoo *et al* (2012c) foi realizada e é mostrada na Fig. 3. Pode-se notar que pelo MDF obteve-se uma melhor aproximação com os dados experimentais do que o MVF. Mesmo assim pode-se constatar que ambos os métodos se ajustaram bem a temperatura de saturação. Para essa comparação foi considerada uma vazão de 0,15 kg/s, temperatura inicial de 37,5 °C, pressão inicial de 45 bar e DNI de 650 W/m².

Nas figuras 4, 5 e 6 são mostradas a evolução da temperatura para os valores de vazão mássica de 0,1 kg/s, 0,15 kg/s e 0,2 kg/s, respectivamente, em relação aos métodos implementados. Pode-se observar pelas Figs. 4, 5 e 6 uma forte relação entre os dois métodos apontando diferenças maiores em relação as temperaturas para a vazão mássica de 0,2 kg/s. Essa divergência chega a ser de 2,3 °C dentro da região de mistura. A saber, para a vazão de 0,1 kg/s, a variação de temperaturas chega a ser de 1°C dentro da região de mistura.

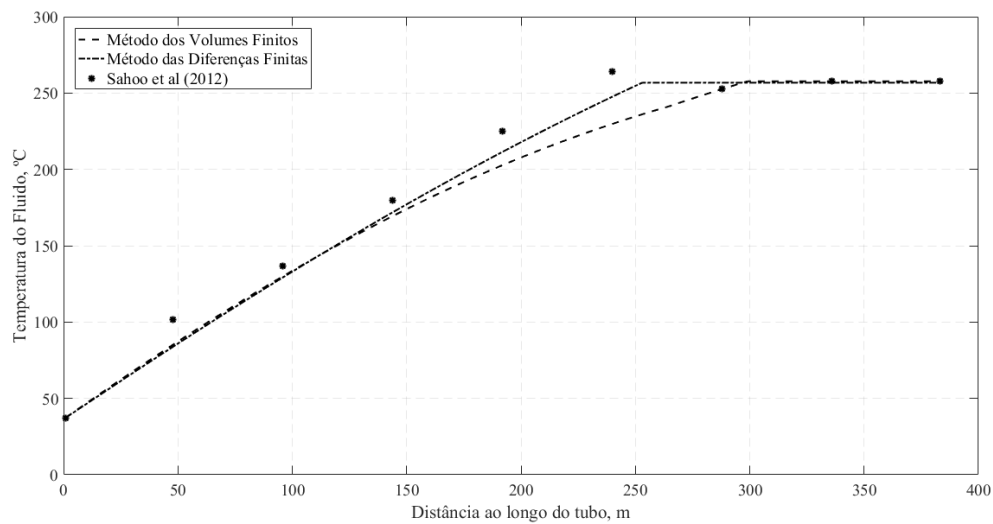


Figura 3. Comparação dos métodos com os dados de Sahoo *et al* (2012c).

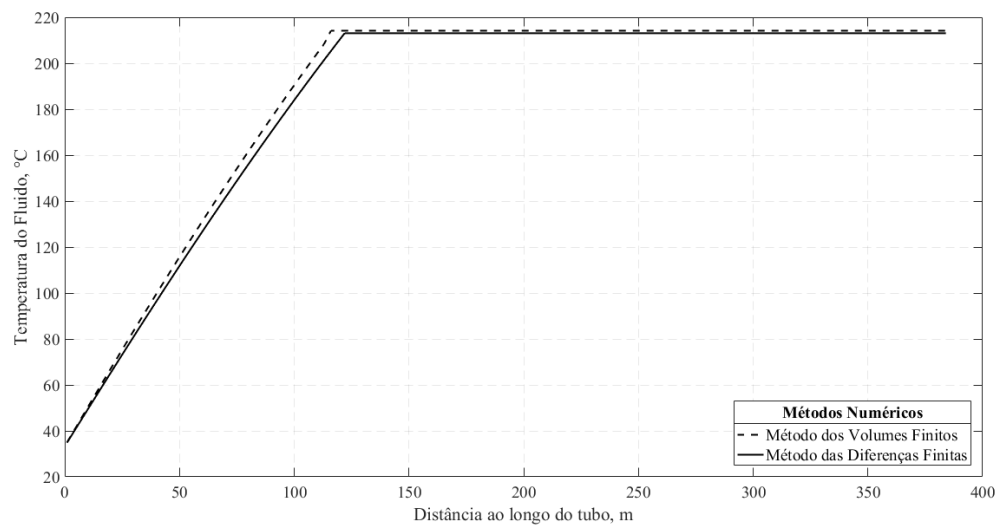


Figura 4. Comparação da Temperatura do fluido à um fluxo de 0,1 kg/s.

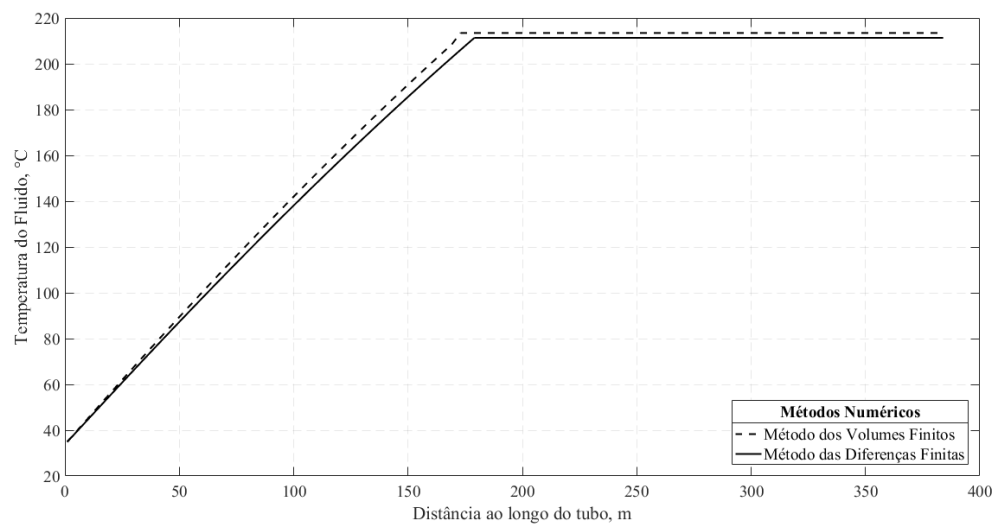


Figura 5. Comparação da Temperatura do fluido à um fluxo de 0,15 kg/s.

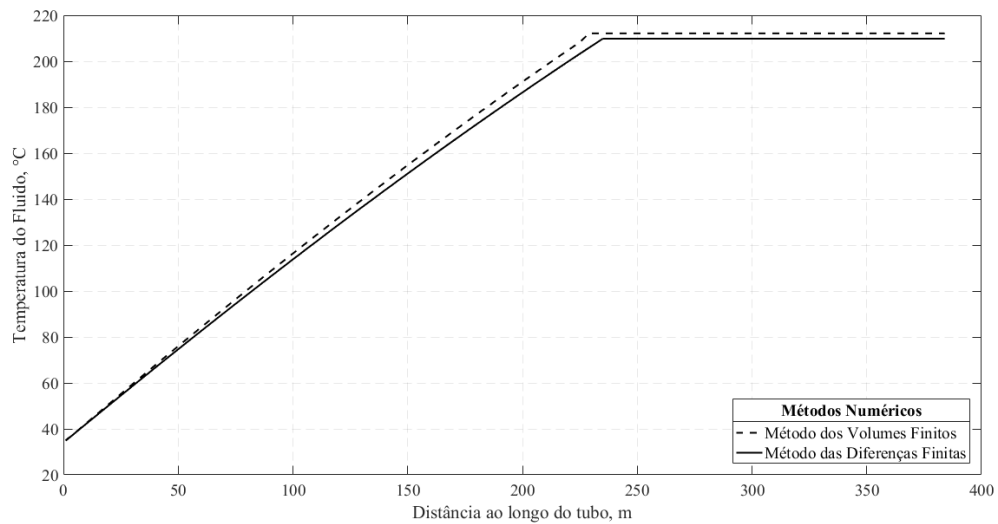


Figura 6. Comparação da Temperatura do fluido à um fluxo de 0,2 kg/s.

Com relação as Figs. 7, 8 e 9 além da forte relação já mencionada, destaca-se que em ambos os métodos quanto menor a vazão mássica maior o título na região de saída do escoamento, o que condiz com a teoria. A máxima variação do título observada foi de 0,035 para a vazão de 0,1 kg/s, enquanto que para a vazão de 0,2 kg/s a diferença no título na região de saída do escoamento foi de 0,016.

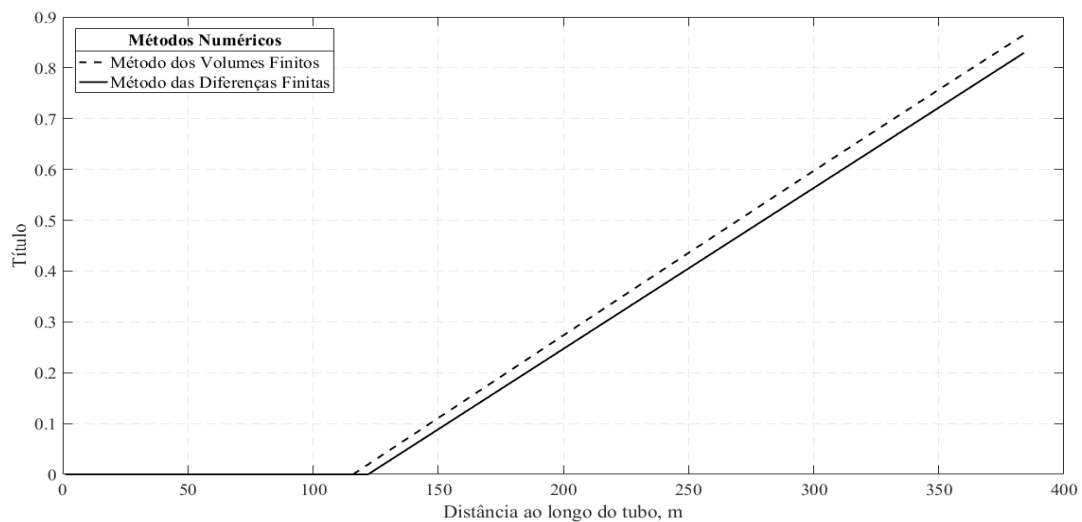


Figura 7. Comparação da qualidade do vapor à um fluxo de 0,1 kg/s.

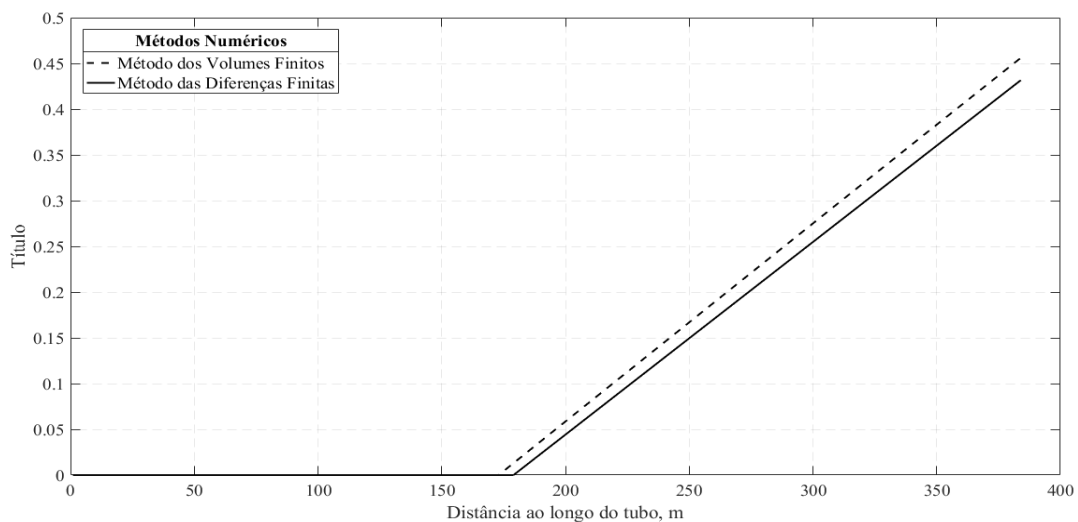


Figura 8. Comparação da qualidade do vapor à um fluxo de 0,15 kg/s.

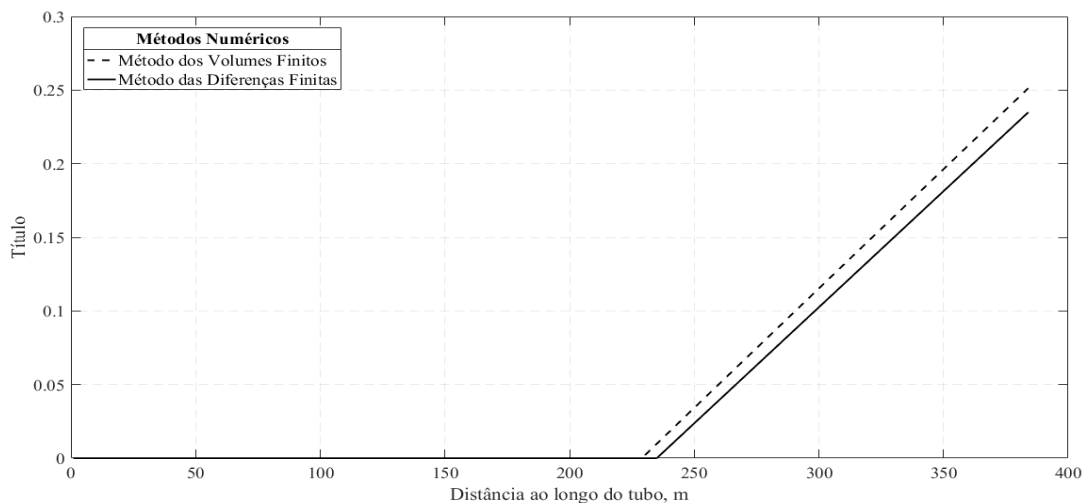


Figura 9. Comparação da qualidade do vapor à um fluxo de 0,2 kg/s.

3.1. Eficiência do Absorvedor

A eficiência do absorvedor foi calculada utilizando a Eq. 31.

$$\eta_{\text{abs}} = \frac{\dot{m}(h_{\text{sai}} - h_{\text{ent}})}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad (31)$$

Onde h_{sai} e h_{ent} são, respectivamente, a entalpia na saída e na entrada do tubo e o $\dot{Q}_{\text{ent}}$ é a quantidade de calor recebida por cada tubo presente na cavidade receptora. Na Tab. 2, logo abaixo, estão mostradas as eficiências calculadas, em cada método, de acordo com cada fluxo de massa.

Tabela 2. Eficiência dos absorvedores.

Fluxo de massa	Método dos Volumes Finitos	Método das Diferenças Finitas
0,1 kg/s	87,42%	87,34%
0,15 kg/s	88,46%	89,61%
0,2 kg/s	89,50%	91,84%

Pode-se constatar um aumento de eficiência em ambos os métodos à medida que as vazões foram aumentadas. Em relação a vazão de 0,1 kg/s o MVF obteve maior eficiência, já para as outras duas vazões, o MDF forneceu maiores eficiências.

4. CONCLUSÃO

Com os resultados obtidos foi possível perceber que os métodos têm resultados quase semelhantes já que as divergências nos resultados foram bem pequenas e, em alguns casos, quase imperceptível. Comparando com os dados experimentais presentes na literatura obteve-se uma boa aproximação em ambos os métodos indicando que tanto o MVF como o MDF são boas opções para realizar a análise termo hidráulica de sistemas RLF.

Com esse cálculo foi possível observar melhor a mudança das propriedades do sistema ao variar o fluxo de massa do fluido, além de ser capaz de mostrar a qualidade do vapor que está sendo entregue ao ciclo de geração de potência.

Foi possível observar que com o aumento do fluxo de massa, a região de saturação leva mais tempo para ser atingida, o que acarreta numa qualidade do vapor mais baixa a ser entregue no ciclo de potência.

Para trabalhos futuros, recomenda-se realizar a mesma análise, porém considerando que o fluido de trabalho será outro ao invés da água, como óleos térmicos ou sais fundidos. Seria interessante também otimizar o cálculo da eficiência do sistema, adicionando as perdas óticas nos cálculos. Além disso, procurar minimizar a perda de calor na cavidade absorvedora a fim de que o sistema produza mais potência.

Por fim, seria interessante aplicar tais métodos numéricos a outros sistemas CSP a fim de verificar se os resultados são satisfatórios, além de serem comparados com resultados experimentais para real validação e comparação dos métodos.

5. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi apoiado pelo Laboratório de Sistemas Térmicos e Energias Alternativas da Universidade Federal do Rio Grande do Norte (LSTEA/UFRN).

6. REFERÊNCIAS

- Balaji C, Venkateshan S. Correlations for free convection and surface radiation in square cavity. *Int J Heat Fluid Flow* 1994; 15(3):249–51.
- Cau, G. and Cocco, D., 2014. “Comparison of medium-size concentrating solar power plants based on parabolic through and linear Fresnel collectors”. In *Proceedings of the 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI*.
- Cordeiro, E. F. S., Medina, G. I., 2017. “Mathematical model for the thermal-hydraulic calculation in a Fresnel linear reflector system”. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering.
- Patankar, S., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1st edition.
- Pye, J.D., 2008. “System modeling of compact linear Fresnel reflector”. Ph.D. Thesis. University of New South Wales, Australia.
- Singh, P.L., Sarviya, R.M. and Bhagoria, J.L. 2010. Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector.
- Sahoo, S.S., Singh, S. and Banerjee, R. 2012a. Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in Linear Fresnel Reflector solar thermal system. Department of Mechanical Engineering, College of Engineering and Technology, Biju Patnaik University of Technology, Bhubaneswar, India.
- Sahoo, S.S., Singh, S., Banerjee, R., 2012b. Analysis of heat losses from a trapezoidal cavity used for a linear Fresnel reflector system. *Solar Energy* 86, 1313–1322.
- Sahoo, S. S., Varghese, S. M., & Kumar, C. S., 2012c. Experimental investigation of convective flow boiling in the absorber tube of the linear Fresnel reflector solar thermal system. In *Solaris 2012* (pp. 1–8). Varanasi, India.
- Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., 1995. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Longman Scientific & Technical, New York, 1st edition.
- Zhu, G., Wendelin, T., Wagner, M.J. and Kustler, C. 2013. “History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors.”

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

COMPARATIVE ANALYSIS OF THERMAL HYDRAULIC CALCULATION IN LFR SYSTEMS THROUGH NUMERICAL METHODS OF FINITE VOLUMES AND FINITE DIFFERENCES

Ewerton Felipe de Souza Cordeiro, ewertonfelipec@gmail.com¹

Gabriel Ivan Medina Tapia, gmedinat@ct.ufrn.br¹

Gabriel da Silva Lima, limagabriel@ufrn.edu.br²

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos e Energias Alternativas – LSTEA, Lagoa Nova, CEP 59072-970, Natal/RN, Brasil

²Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Lagoa Nova, CEP 59072-970, Natal/RN, Brasil

Abstract. In this paper, a comparative analysis was performed between the numerical methods of Finite Volumes and Finite Differences. The numerical methods allow solving simultaneously the equations of mass conservation, linear momentum and the energy equation in a Linear Fresnel Concentrator (LFC). In LFC, the working fluid used is water that has a phase change in the length of the tubes. In the analysis, different mass flows were used, keeping the Direct Normal Irradiance (DNI) constant at 700 W/m², tube length of 384 meters, outside diameter 33.4 mm and internal diameter 26.7 mm. The results showed small variation in the temperature and steam quality. The temperature variation within the mixing region, with mass flow of 0.1 kg/s, was 1°C and the variation in steam quality was 3.5%. For a mass flow of 0.2 kg/s, the temperature variation was 2.3°C and the steam quality variation was 1.6%. A comparison of numerical results was made with the experimental data presents in the literature.

Keywords: CSP, Linear Fresnel, Finite Volume Method, Finite Differences Method.