

MODELO TEÓRICO PARA UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO

Maurício de Araújo Zanardi

UNESP - Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia
Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Pedregulho – Guaratinguetá – S.P. – CEP 12516-410
mzanardi@feg.unesp.br

Newton Galvão de Campos Leite

UERJ – Campus Regional de Resende – Departamento de Ciências Básicas e Aplicadas
Estrada Resende-Riachuelo, s/n – Morada da Colina – Resende – R.J. – CEP 27523-000
nleite@uerj.br

Resumo. Um modelo teórico foi desenvolvido baseado nas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, cuja finalidade é mostrar o comportamento de operação de termossifões bifásicos cilíndricos trabalhando na vertical. O modelo foi aferido com resultados experimentais de termossifões que foram construídos para fornos de cocção, esses resultados encontraram-se disponíveis na literatura especializada. Os dados experimentais e numéricos foram confrontados e analisados, mostrando resultados razoavelmente satisfatórios.

Palavras chave: termossifão bifásico, modelagem teórica

1. Introdução

Relatos sobre termossifões aparecem desde 1928 em literaturas especializadas, embora a origem do nome seja incerta. Esse dispositivo tem como finalidade o transporte de energia térmica entre dois pontos, porém de uma maneira eficaz quando comparado com dispositivos semelhantes. A exigência básica de arquitetura de um termossifão é a presença de um fluido no qual um campo de temperatura em conjunto com uma força de corpo operem combinados, produzindo uma circulação cujo resultado é um fluxo térmico.

Assim, diversas modalidades de termossifões foram fabricados, como os que operam em circuito fechado, tubulares, monofásicos, bifásicos, etc. Isso permitiu a presença deste dispositivo em diversas áreas de atuação da engenharia, como resfriamento de pás de turbinas a gás, congelamento de solo e água, resfriamento de emergência em reatores nucleares, coleta e armazenamento de energia solar, resfriamento de componentes eletrônicos, resfriamento de motores elétricos e mancais de máquinas, proteção anti-gelo, etc.

Dentro deste contexto, tem-se como objetivo modelar os fenômenos físicos que ocorrem no interior do tubo utilizando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, aliadas a condições de contorno e relações constitutivas pertinentes ao estudo. O modelo será testado em termossifões usados em fornos de cocção. Tais dispositivos em geral possuem uma pequena carga de enchimento e grandes comprimentos, e enquadram-se dentro da modalidade de termossifões tubulares bifásicos, os quais utilizam a mudança de fase para acentuar o fluxo térmico.

2. Modelo teórico

O modelo matemático utilizado foi o mesmo desenvolvido por Leite et al (2001), que gerou um conjunto de equações diferenciais parciais, as quais foram solucionadas através do método de volumes finitos desenvolvido por Patankar (1980).

O objetivo principal foi o de representar o escoamento no interior do tubo com o máximo de fidelidade possível, e para isso partiu-se de concepções já existentes na literatura, como o modelo bidimensional transiente feito por Harley et al (1994), que usou as equações de conservação bidimensionais, transientes e completas na fase vapor e na parede do tubo, enquanto o filme de líquido foi modelado usando uma solução do tipo Nusselt quase permanente. As equações para o filme de líquido foram ainda mais simplificadas através de uma transformação de coordenadas, cuja suposição de que a espessura do filme de líquido era muito menor que o espaço radial de vapor, levaram as equações a serem escritas em coordenadas cartesianas. Isso promoveu uma significativa redução em termos de manipulação de equações e esforço computacional, porém inibiu uma avaliação mais rigorosa do comportamento da fase líquida. Tal modelo, também desconsiderou os efeitos do reservatório de líquido, também conhecido como piscina de líquido, e o termossifão foi idealizado como se toda a fase líquida sempre estivesse presente na parede interna do tubo.

O modelo desenvolvido por Leite et all (2001), usou as equações de conservação completas sendo válido somente para termossifões trabalhando na vertical, pois uma inclinação implicaria na necessidade de um modelo tridimensional. Essas equações foram usadas na forma descrita por Ganic et all (1985), em coordenadas cilíndricas e bidimensionais, com suas respectivas hipóteses.

As equações foram adimensionalizadas usando os seguintes termos:

$$\begin{aligned} z^* &= \frac{z}{L} & r^* &= \frac{r}{r_v} & w^* &= \frac{w}{V_r} & v^* &= \frac{v}{V_r} \\ \rho^* &= \frac{\rho}{\rho_r} & \mu^* &= \frac{\mu}{\mu_r} & p^* &= \frac{p}{\rho_r V_r^2} & t^* &= \frac{t}{r_v/V_r} \end{aligned} \quad (1)$$

sendo: V_r a velocidade de referência e o subscrito r relativo as outras variáveis um indicativo de valor de referência.

Na variável temperatura não foi feita nenhuma adimensionalização, pois isso causaria uma dificuldade adicional no processo de solução causada pelo uso de condições de contorno mais complexas.

Para a fase vapor tem-se:

- Conservação de Massa (fase vapor)

$$\frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] = 0 \quad (2)$$

sendo: z^* coordenada axial, r^* coordenada radial, L comprimento, r_v raio de vapor, ρ^* massa específica, t^* tempo, w^* componente de velocidade axial, v^* componente de velocidade radial e o sobrescrito * um indicativo de adimensional.

- Conservação da Quantidade de Movimento (fase vapor)

direção axial:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* w^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* w^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* w^*) \right] &= \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right] - \frac{r_v}{L} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \\ \frac{1}{3 \text{Re}r} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} \left[\frac{\mu^*}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \right] + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\mu^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right\} &+ \left(\frac{r_v g_z}{V_r^2} \right) p^* \end{aligned} \quad (3)$$

sendo: μ^* viscosidade dinâmica, $\text{Re}r$ número de Reynolds radial definido como $\text{Re}r = \frac{\rho_r V_r r_v}{\mu_r}$, p^* pressão, g_z aceleração

da gravidade e V_r velocidade de referência.

direção radial:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* v^*) \right] &= \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial v^*}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right) \right] + \frac{\mu^* v^*}{\text{Re}r r^{*2}} - \\ \frac{\partial p^*}{\partial r^*} + \frac{1}{3 \text{Re}r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r^*} \left[\frac{\mu^*}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \right] + \left(\frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\mu^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right\} & \end{aligned} \quad (4)$$

- Conservação de Energia (fase vapor)

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* T) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* T) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* T) \right] &= \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{r^*}{\text{Pe}r} \frac{\partial T}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{r^*}{\text{Pe}r} \frac{\partial T}{\partial z^*} \right) \right] + \\ \frac{V_r}{c_p} \left[\frac{\partial p^*}{\partial t^*} + v^* \frac{\partial p^*}{\partial r^*} + \frac{r_v}{L} w^* \frac{\partial p^*}{\partial z^*} \right] + \frac{\mu^* V_r^2}{\text{Re}r c_p} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial v^*}{\partial r^*} \right)^2 + \left(\frac{v^*}{r^*} \right)^2 + \left(\frac{r_v}{L} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right)^2 \right] + \right. & \\ \left. \left[\left(\frac{r_v}{L} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right)^2 + 2 \frac{r_v}{L} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \frac{\partial w^*}{\partial r^*} + \left(\frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left[\left(\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \right)^2 + 2 \frac{r_v}{L} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \frac{\partial w^*}{\partial z^*} + \left(\frac{r_v}{L} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right)^2 \right] \right\} & \end{aligned} \quad (5)$$

sendo: T temperatura, Per número de Peclet de referência definido como $Per = Re_r \cdot Pr$, Pr número de Prandtl definido como $Pr = \frac{\mu_r c_p}{k}$ e c_p calor específico a pressão constante.

Esse sistema de equações fica completo com o uso da equação de estado para um gás ideal na forma adimensional que tem a função de atualizar o valor da densidade durante o processo de solução numérica:

$$p^* = \left(\frac{1}{V_r^2} \right) p^* R_g T \quad (6)$$

sendo: R_g constante para o gás.

Já para o filme de líquido tem-se:

- Conservação de Massa (fase líquida):

$$\frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] = 0 \quad (7)$$

- Conservação de Quantidade de Movimento (fase líquida):
direção axial:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho^* w^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* w^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* w^*) \right] = \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{Re_r} \frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{Re_r} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right] - \\ \frac{r_v}{L} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \left(\frac{r_v g_z}{V_r^2} \right) p^* \end{aligned} \quad (8)$$

direção radial:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho^* v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* v^*) \right] = \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{Re_r} \frac{\partial v^*}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{\mu^* r^*}{Re_r} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right) \right] - \\ \frac{\mu^* v^*}{Re_r r^{*2}} - \frac{\partial p^*}{\partial r^*} \end{aligned} \quad (9)$$

- Conservação de Energia (fase líquida):

$$\frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho^* T) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* T) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* T) \right] = \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{r^*}{Per} \frac{\partial T}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{r^*}{Per} \frac{\partial T}{\partial z^*} \right) \right] \quad (10)$$

Na parede do tubo tem-se:

- Conservação de Energia (fase sólida):

$$\frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho^* T) \right] = \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{r^*}{Per} \frac{\partial T}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{r^*}{Per} \frac{\partial T}{\partial z^*} \right) \right] \quad (11)$$

As equações de conservação apresentadas na forma adimensional, podem ser escritas para um campo escalar geral de uma variável dependente ϕ , como:

$$\frac{1}{r^*} \left[r^* \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho^* \phi) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* \phi) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* \phi) \right] = \frac{1}{r^*} \left[\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\Gamma^{\phi} r^* \frac{\partial \phi}{\partial r^*} \right) + \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\Gamma^{\phi} r^* \frac{\partial \phi}{\partial z^*} \right) \right] + S^{\phi} \quad (12)$$

sendo: Γ^{ϕ} o coeficiente de difusão e S^{ϕ} o termo fonte especificado de acordo com o significado particular de ϕ .

O formato da equação (12), na qual os fluxos aparecem dentro do sinal da derivada, chamado de forma conservativa ou divergente, facilita a obtenção das equações aproximadas para o método dos volumes finitos, além de permitir usar o mesmo processo de solução para todas as variáveis. Existem duas maneiras de se obterem as equações aproximadas no método dos volumes finitos. Através da realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares

(ou volumes finitos) ou partindo-se da equação diferencial na forma conservativa e integrá-la sobre o volume elementar, no espaço e no tempo. A maneira de apresentação escolhida neste trabalho foi a de obter as equações aproximadas integrando-se a equação diferencial, pois é a forma mais simples.

Para a aplicação do método dos volumes de controle, desenvolvido por Patankar (1980), há a necessidade de se promover a discretização do domínio de interesse, dividindo-o em células elementares. Então, uma discretização estruturada em uma geometria cilíndrica foi feita, obtendo assim um domínio de cálculo discretizado para a investigação. Com a especificação das condições de contorno abaixo, o modelo matemático fica pronto para a implementação do programa computacional:

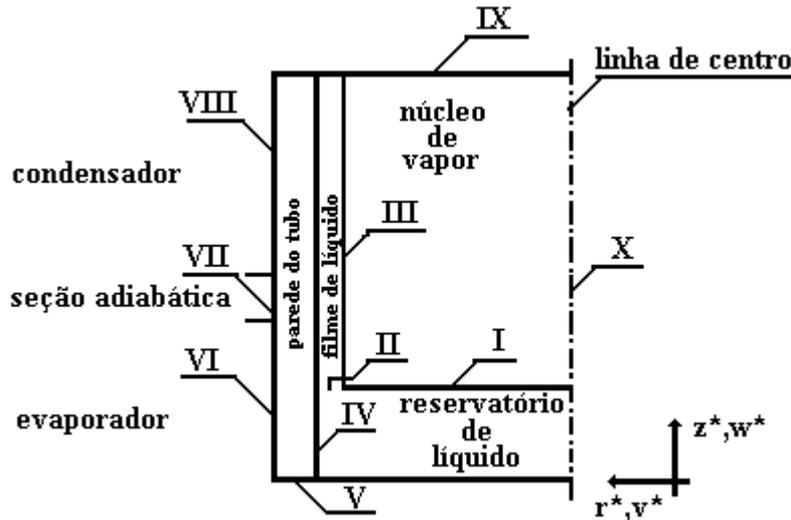


Figura 1. Domínio de cálculo axissimétrico.

- Interface I - reservatório de líquido-núcleo de vapor:

$$w^* = \frac{Q_p}{V_r \rho_v S_p h_{fg}} \quad (13)$$

$$T = T_{sat}(p) \quad (14)$$

A velocidade foi calculada admitindo-se que toda energia que penetrou no reservatório de líquido, serviu no processo de evaporação do mesmo, ou seja, somente calor latente foi considerado. Já a temperatura foi calculada em cada ponto da interface, baseando-se na pressão correspondente.

- Interface II - reservatório de líquido-filme de líquido:

$$w^* = \frac{\rho_v w_v S_v}{V_r \rho_l S_l} \quad (15)$$

$$T = \bar{T}_{sat}(p) \quad (16)$$

Nesta interface a velocidade foi calculada a partir de um balanço de massa na seção transversal, enquanto a temperatura baseou-se numa pressão média da região do núcleo de vapor.

- Interface III - núcleo de vapor-filme de líquido:

$$v^* = \frac{-k_l \frac{\partial T_l}{\partial r^*} + k_v \frac{\partial T_v}{\partial r^*}}{V_r \rho_l r_v \rho^* h_{fg}} \quad (17)$$

$$T = T_{sat}(p) \quad (18)$$

Um balanço de energia considerando condução e calor latente foi realizado na interface núcleo de vapor-filme de líquido, para a obtenção da velocidade radial. Já as temperaturas foram calculadas como visto anteriormente.

- Interface IV - reservatório de líquido e filme de líquido-parede do tubo:

$$w^* = 0 \quad (19)$$

$$v^* = 0 \quad (20)$$

$$T = \frac{q_e}{h_p} + T_p \quad (21)$$

A condição de não deslizamento foi adotada para as componentes de velocidade em toda a interface, enquanto para a temperatura na região do reservatório, admitiu-se uma temperatura conhecida que foi calculada a partir da Lei de Resfriamento de Newton. Para o restante da interface, uma continuidade de temperatura foi admitida como condição de contorno.

- Interface V - parede do tubo-ambiente:

$$\frac{\partial T}{\partial z^*} = 0 \quad (22)$$

- Interface VI - Evaporador:

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = \frac{r_v q_e}{k_w} \quad (23)$$

- Interface VII - Seção adiabática:

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = 0 \quad (24)$$

- Interface VIII - Condensador:

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = -\frac{r_v h_{\infty}}{k_w} (T_0 - T_{\infty}) \quad (25)$$

- Interface IX - Tampa do condensador:

$$w^* = 0 \quad (26)$$

$$v^* = 0 \quad (27)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z^*} = 0 \quad (28)$$

- X - Linha de centro:

$$\frac{\partial w^*}{\partial r^*} = 0 \quad (29)$$

$$v^* = 0 \quad (30)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = 0 \quad (31)$$

O valor da temperatura do reservatório T_p , foi calculado através da somatória da temperatura média de saturação na interface reservatório de líquido-núcleo de vapor mais o aumento da temperatura causado pela pressão hidrostática do reservatório de líquido, enquanto o coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{∞} , foi calculado baseado nos valores das temperaturas experimentais encontradas na literatura.

2.1. Reservatório de Líquido

A inclusão do reservatório de líquido foi realizada através da utilização do uso das equações de conservação na resolução da região do reservatório. Nestas condições um problema foi detectado, o valor correto do coeficiente de condutividade térmica dentro do reservatório era fundamental para a obtenção de resultados confiáveis, só que este valor passou a ser uma incógnita.

A solução foi modelar o reservatório de líquido como se fosse uma região onde todos os seus efeitos pudessem ser representados através dos seus contornos. Ou seja, a sua influência foi representada no coeficiente de transferência de calor convectivo. Já o valor deste coeficiente, h_p , foi obtido através das expressões desenvolvidas por El-Genk et all (1998) e El-Genk et all (1999). Isto é razoável, porque sabe-se que este coeficiente é função de parâmetros como velocidade, viscosidade, densidade, calor específico, condutividade térmica, etc.

Conhecendo o valor do coeficiente de transferência de calor convectivo, assumindo que a temperatura do reservatório é uma média aritmética das temperaturas na seção de interface entre reservatório e núcleo de vapor, levando em consideração a pressão hidrostática do reservatório e utilizando a Lei de Resfriamento de Newton, a temperatura da parede do reservatório passa a ser uma condição de contorno como mostrado na interface IV da Figura 1, e o acoplamento com o restante do tubo foi realizado.

2.2. Implementação do Modelo Teórico

Como citado anteriormente, o modelo usado foi o mesmo desenvolvido por Leite et all (2001), logo, maiores detalhes sobre o programa computacional não se acomodaria neste artigo. Mas alguns itens são relevantes para um melhor entendimento como o número de pontos utilizados na malha otimizada da Figura 2, que foi igual a 42 no sentido radial e também axial; todos os casos foram rodados em um microcomputador PENTIUM II – 233 MHz com 128 de memória RAM; para controle da convergência foram impostos fatores de sub-relaxação para as variáveis de modo a evitar que grandes correções numa iteração levem a uma divergência da solução. O programa foi deixado rodar livremente até que o valor de resíduo máximo médio, ou seja, o máximo resíduo médio entre as equações de conservação encontrasse seu mínimo valor. Esse procedimento mostra a real convergência do programa, além do que, os resíduos foram indexados para cada volume de controle e o máximo valor pontual encontrado em todo campo foi de 2.10^{-6} entre os casos testados, isso é um valor relativamente baixo quando comparado com o máximo resíduo médio inicial.

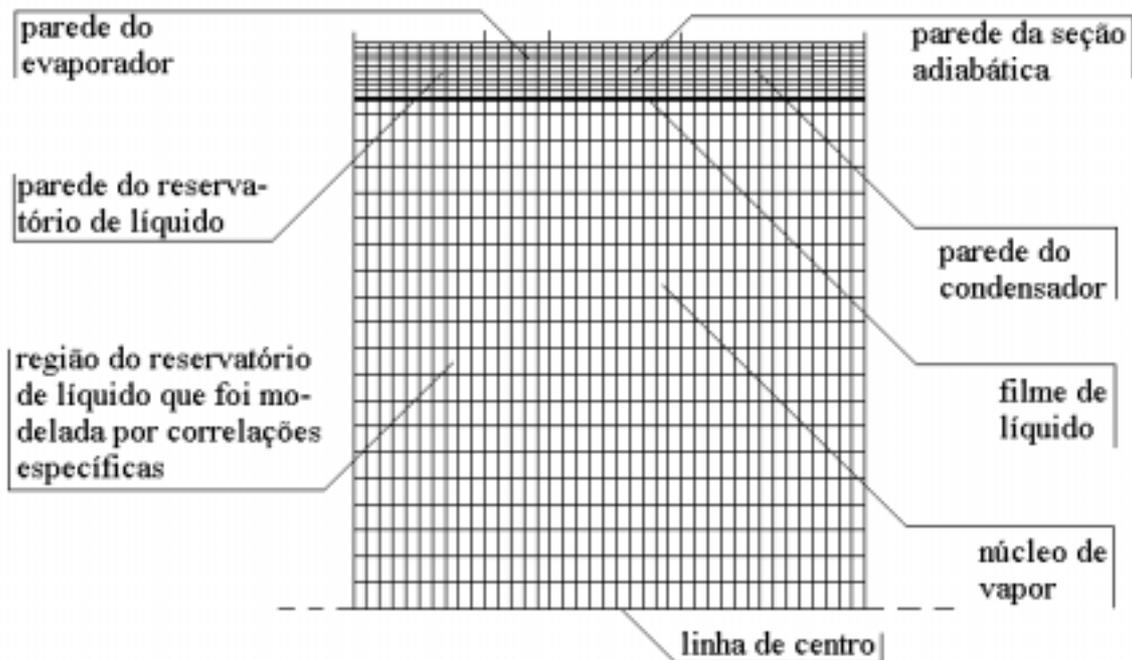


Figura 2. Malha computacional.

3. Resultados

Três casos foram testados pelo programa computacional cuja finalidade foi a de calcular o campo de temperatura, campo de velocidade, espessura do filme de líquido e taxa de escoamento de massa em termos de fabricação para fornos de cocção. Porém, como os testes experimentais monitoraram temperaturas, será apresentado somente comparações dos campos de temperatura. Dados sobre esses termos foram obtidos nos trabalhos de

Carvalho et all (1997) e Mantelli et all (1999). O material empregado na construção do tubo foi aço inoxidável, o fluido de trabalho foi água com uma carga de enchimento de 10% do volume total, o comprimento total era de 1,22 m sendo distribuídos em 0,21 m para o evaporador, 0,06 m para seção adiabática e 0,95 m para o condensador. O diâmetro externo era de 0,01905 m e o interno de 0,01705 m, o tubo operava na vertical em três faixas de potência, 50 W, 300 W e 600 W.

O programa computacional desenvolvido passa por avaliações nas quais três situações são testadas e comparadas com os resultados experimentais. Na primeira situação, o resultado NUMÉRICO é obtido deixando o programa usar as relações apropriadas para o cálculo de h_p . No segundo caso o resultado NUMÉRICO-TP CONHECIDO, admite que a temperatura do reservatório de líquido passa a ser um parâmetro de entrada do programa, enquanto na terceira situação, o resultado NUMÉRICO-TP E HPIS CONHECIDOS, admite além da temperatura o coeficiente de transferência de calor por convecção do reservatório de líquido também como um parâmetro de entrada do programa computacional. É importante ressaltar que tanto a temperatura quanto o coeficiente de transferência de calor por convecção do reservatório de líquido foram obtidos a partir de dados experimentais, possibilitando assim utilizá-los como parâmetros de entrada.

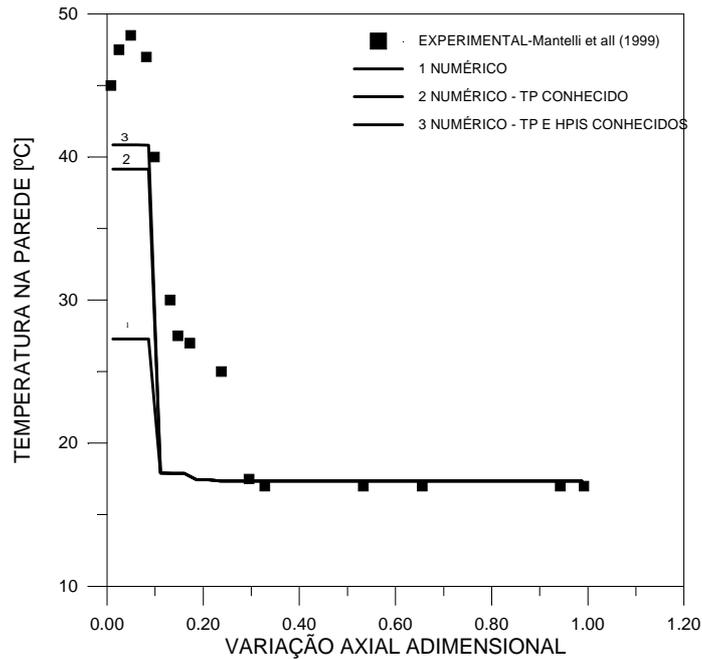


Figura 3. Temperatura externa da parede versus variação axial para o tubo de 50 W

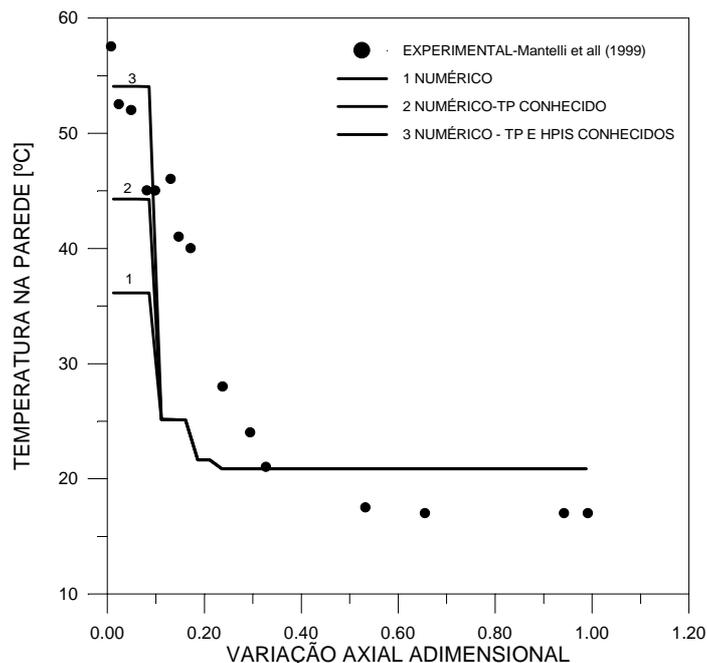


Figura 4. Temperatura externa da parede versus variação axial para o tubo de 300 W

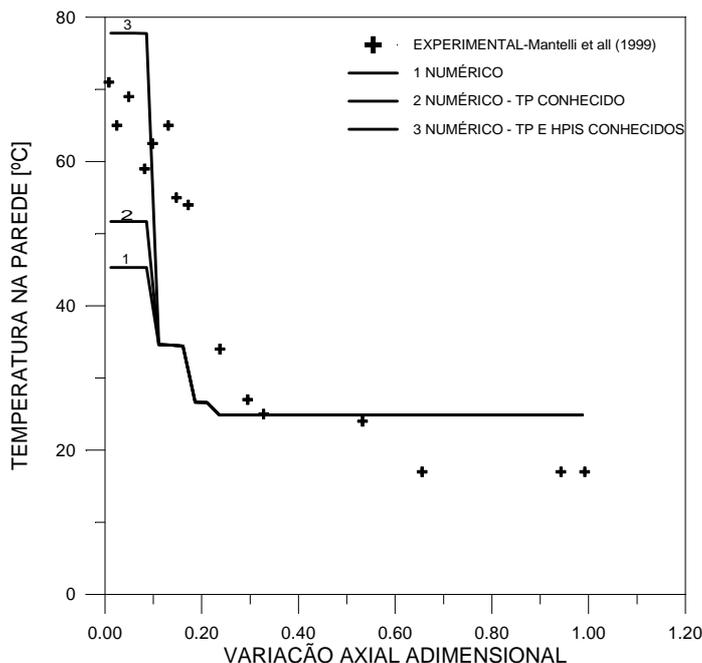


Figura 5. Temperatura externa da parede versus variação axial para o tubo de 600 W

Na Figura 3, o comportamento da temperatura externa do termosifão em relação ao comprimento adimensional do mesmo foi avaliado com dados experimentais de um tubo transferindo 50 W. O teste numérico não apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais, mostrando que o modelo usado para o reservatório de líquido não conseguiu simular os fenômenos físicos ocorridos nesta região. Em contraste, uma significativa melhora foi conseguida quando do uso da temperatura do reservatório (TP), como um parâmetro de entrada do programa, e também no caso da temperatura em conjunto com o coeficiente de transferência de calor por convecção do reservatório (TP e HPIS). Isso mostra a consistência do algoritmo computacional, que responde adequadamente a mudanças do modelo teórico. Uma parcela da diferença de temperatura apresentada na região do reservatório de líquido, entre os resultados experimentais e teóricos deve estar associada à maneira da montagem do sistema de testes, ou seja, os termopares podem estar determinando temperaturas um pouco superiores à realidade, devido aos efeitos de radiação do forno.

Os casos dos tubos transferindo 300 W e 600 W possuem uma análise semelhante ao caso já discutido de 50W. Apenas alguns comentários são de interesse, como a melhor concordância com os resultados experimentais apresentado pela Figura 4, quando usa um valor de temperatura do reservatório (TP) e coeficiente de película (HPIS) conhecidos em relação aos outros, enquanto que na Figura 5 um superaquecimento foi detectado. É importante advertir que há uma grande chance para tubos com pequenas cargas de enchimento apresentarem um padrão de funcionamento conhecido como ebulição nucleada na região do reservatório de líquido. Esse tipo de funcionamento causa uma expansão na altura do reservatório de líquido devido à presença de bolhas no interior do mesmo. Como o modelo não prevê este fenômeno, acaba surgindo uma região de maior discrepância nos resultados, sempre próxima à seção adiabática.

4.Comentários Finais

As comparações entre os resultados teóricos e experimentais mostraram diferenças que estão associadas a uma fraca previsão das correlações utilizadas no cálculo de h_p – coeficiente de transferência de calor convectivo no reservatório de líquido. Outro fator a influenciar fortemente nos desvios dos resultados foi o salto de temperatura existente na região do reservatório de líquido.

Ajustes nas correlações que calculam h_p e o desenvolvimento de uma nova metodologia para o cálculo da temperatura do reservatório, é o provável caminho para solucionar as discrepâncias existentes.

5.Referências

Leite, N. G. C., Zanardi, M. A., 2001, “Theoretical study of a two-phase thermosyphons”, 16th Brazilzn Congress of Mechanical Engineering, 9, pp.151-162.
 Patankar, S. V.,1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Washington, D.C: Hemisphere.
 Harley, C., Faghri, A.,1994, “Complete Transient Two-Dimensional Analysis of Two-Phase Closed Thermosyphons Including the Falling Condensate Film”, Journal Heat Transfer-Transactions of the ASME, 116, pp.418-426.

- Ganic, E. N., Hartnett J. P., Rohsenow, W. M., 1985, "Basic Concepts of Heat Transfer: Handbook of Heat Transfer Fundamentals", New York - McGraw-Hill.
- El-Genk, M. S., Saber, H. H., 1998, "Heat Transfer correlations for small, uniformly heated liquid pools", Int. J. Heat Mass Transfer, 41, 2, pp.261-274.
- El-Genk, M.S., Saber, H. H., 1999, "Determination of operation envelopes for closed, two-phase thermosyphons", International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, pp.889-903.
- Carvalho, R. D. M., Mantelli, M. H., Colle, S., Lima, A. S., 1997, "Desenvolvimento de um termossifão bifásico para utilização em fornos de cocção", XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica.
- Mantelli, M. B. H., Carvalho, R. D. M., Colle, S., Moraes, D. U. C., 1999, "Study of Closed two-phase thermosyphon for bakery oven applications", Proceedings of 33rd National Heat Transfer Conference, Albuquerque, New Mexico.

THEORETICAL MODEL FOR TWO-PHASE THERMOSYPHON

Maurício de Araújo Zanardi

UNESP - Campus of Guaratinguetá – Energy Department
Ariberto Pereira da Cunha Av., 333 – Pedregulho – Guaratinguetá – S.P. – ZIP 12500-000
mzanardi@feg.unesp.br

Newton Galvão de Campos Leite

UERJ – Campus of Resende – Basic and Applied Sciences Department
Estrada Resende-Riachuelo, s/n – Morada da Colina – Resende – R..J. – ZIP 27523-000
nleite@uerj.br

Abstract. *A theoretical model for a two-phase thermosyphon is presented. The mass, momentum and energy conservation equations are used to describe the internal flow and heat transfer mechanisms in a vertical thermosyphon. The developed model was tested using experimental results available in the open literature. In this work we present the results for the simulation of some thermosyphons built to operate at bakery ovens. The comparison between the numerical and experimental results shows the consistence of the model.*

Keywords. *two-phase thermosyphons, mathematical modeling.*