

## **ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DA SOLIDIFICAÇÃO DO PCM EM UM TUBO “U”**

**Lourival Matos de Sousa Filho, lfilho@fem.unicamp.br<sup>1</sup>**  
**Kamal Abdel Radi Ismail, kamal@fem.unicamp.br<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Térmica e de Fluidos(DETF), Rua Mendeleiev, 200 - Cidade Universitária "Zeferino Vaz" Barão Geraldo - Campinas – SP, CEP 13.083-970

<sup>2</sup>Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Térmica e de Fluidos(DETF), Rua Mendeleiev, 200 - Cidade Universitária "Zeferino Vaz" Barão Geraldo - Campinas - SP, CEP 13.083-970

**Resumo:** *Este trabalho apresenta os resultados de um estudo experimental e numérico da solidificação do PCM em torno de um tubo curvo. Os objetivos do estudo incluem, entre outros, a investigação do efeito do número Dean, vazão mássica do fluido secundário e tempo completo de solidificação. Um modelo de condução pura é adotado para o processo de solidificação e a técnica de imobilização de fronteira com base na transformação de Landau é usado. A equação de energia e as condições de contornos associadas são diferenciadas pelo método de volumes de controle. O código numérico é otimizado e validado. Os resultados numéricos sobre os efeitos do número Dean, a vazão mássica do trabalho fluido e o material do tubo são apresentados e discutidos. Um aparato experimental é construído e instrumentado. Os efeitos dos mesmos parâmetros que influenciam são obtidas e comparados com os resultados numéricos. Embora o modelo é simples, as comparações mostram uma concordância razoavelmente boa, validando desta forma, o modelo numérico, o método de solução e os resultados numéricos. Isso indica que o código numérico pode ser usado para prever o desempenho de tubos curvos em sistemas de armazenamento de calor latente.*

**Palavras-chave:** *PCM, Solidificação, Mudança de fase, Tubo curvo*

### **1. INTRODUÇÃO**

Transferência de calor com mudança de fase é um assunto importante na análise de equipamentos de transferência de calor, tais como evaporadores, condensadores, tubos de calor e sistema de armazenamento de calor latente. Por essas e outras razões pelas quais este tema recebeu e continua recebendo muita atenção dos pesquisadores da área, que dedicou esforços e tempo para investigação teórica, numérica e experimental.

Há uma grande quantidade e qualidade de trabalhos escritos com interesse analíticos, numéricos e experimentais de transferência de calor com mudança de fase como: Sparrow e Chuck (1984), Yao e Prusa (1989), Ismail (1998), Ismail e Gonçalves (1999) e Gonçalves (1996). Dincer e Rosen (2002), Ismail e Jesus (2001), Padilha (1990), Jesus (1998), Sparrow e Hsu (1981), Cao e Faghri (1991) e Sinha e Gupta (1982).

Thomson (1876) e, mais tarde Eustice (1910,1911) e Morales (2000) realizaram os primeiros estudos experimentais sobre o escoamento de um fluido dentro de tubos curvos e identificaram experimentalmente a presença de um par de vórtices no campo de escoamento no tubo curvo. Dean (1927,1928) desenvolveu um modelo teórico para descrever o fluxo em um tubo curvo e foi capaz de obter de seu modelo de escoamento em um tubo reto como um caso limite, quando o número Dean é muito elevado. Jitchote e Robertson (2000) realizaram um estudo teórico sobre o escoamento em tubos curvos e foram capazes de demonstrar a presença de um par de vórtices no campo de escoamento. O estudo da transferência de calor em tubo curvado foi desenvolvido por Hauwes (1932). Ele mostrou que os perfis de temperatura são diferentes comparado a um tubo reto, onde os coeficientes de transferência de calor local sobre as curvaturas interna e externa são diferentes.

Yang e Chang (1993) realizaram um estudo numérico da transferência de calor em escoamento laminar em tubos curvos para diferentes números de Dean, analisou os efeitos da curvatura do tubo, número de Reynolds, número de Prandtl e obteve resultados semelhantes aos de Ozisik e Topakoglu (1968). Oiwake e Inaba (1986) estudaram experimentalmente o processo de solidificação no interior de um tubo "U" para identificar os parâmetros que levam à obstrução do tubo devido a completa solidificação interna da água que escoou, em última instância a ruptura do tubo. Braun e Beer (1995) estudaram experimentalmente e teoricamente a solidificação da água dentro de um canal de seção

quadrada, com um escoamento turbulento. Eles descobriram que a massa solidificada não é simétrica em torno da parte curva do duto.

Benta (2001) estudou numérico e experimentalmente o processo de solidificação em torno de um tubo curvo submerso em um PCM. Benta concluiu experimentalmente que as camadas solidificadas do PCM são mais espessas no lado exterior do que no lado interno, que o aumento do número Dean leva a aumentar a massa solidificada. As análises numéricas mostraram uma boa concordância com os resultados experimentais.

Este trabalho apresenta um modelo numérico baseado na técnica de imobilização de fronteira móvel que permite o acompanhamento da frente de solidificação e prever com precisão a influência do número de Dean, número de Reynolds, número de Stefan, o material do tubo, e seus efeitos sobre a massa solidificada, a velocidade da interface e o tempo da solidificação completa. A validação dos resultados numéricos é feita executando um grande número de experimentos em que a temperatura do fluido secundário, a curvatura do tubo e da vazão mássica são variados. Alguns resultados numéricos comparados com os resultados experimentais havendo assim uma boa concordância.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A Figura 1 mostra o aparato experimental composto de uma unidade de refrigeração que funciona com R-22. A máquina funciona em circuito fechado com um tanque secundário contendo etanol, cuja temperatura pode atingir  $-25^{\circ}\text{C}$ . O tanque de teste é cheio de PCM e tem paredes laterais e superior, feita de acrílico transparente para permitir a observação e a fotografia das camadas de gelo em um dado intervalo de tempo. O tanque de teste é  $1,53 \times 0,52 \times 0,5$  metros e tem um volume de  $0,4 \text{ m}^3$ , é muito bem isolado. A seção de teste é inserido no tanque de teste e é mantido na posição horizontal. O fluido de trabalho secundário que escoar no interior do tubo curvo é alimentado por um tanque de etanol. A vazão volumétrica é medida por uma placa de orifício devidamente calibrada, a temperatura na entrada e saída são medidas por termopares. São dispostos um termopar na curvatura interna e externa para obter a temperatura nas curvaturas.

Os termopares são conectados a um sistema de aquisição de dados e alimentados diretamente para um PC. Fotografias da formação do gelo em torno da parte curvas do tubo são registradas na posição vertical desde o início. Os intervalos das fotografias, inicialmente são muito pequenos durante as primeiras 2 horas para ser capaz de determinar a velocidade de interface com boa precisão. O período total do ensaio durou mais de 18 horas com o intuito de determinar com precisão o tempo de solidificação completa. Os experimentos foram realizados em temperaturas de fluido secundário, variando de  $-8$  a  $-25^{\circ}\text{C}$  e vazão de  $0,0617$  a  $0,1426 \text{ l/s}$ . As fotografias das posições da interface foram digitalizadas no software Autocad para obter o real valor das posições. Conhecida a posição da interface, foi calculada a velocidade da interface e a fração de massa solidificada.

Análise da propagação de erros para os experimentos realizados está incluído nos resultados.

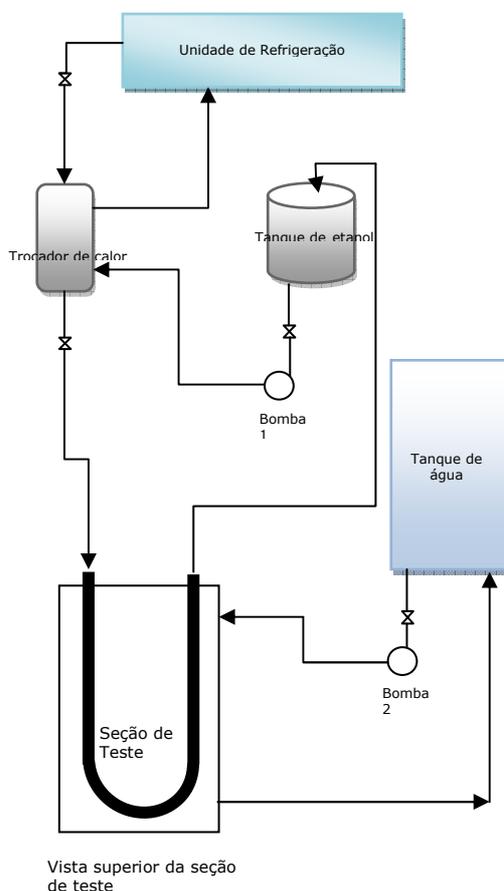


Figura 1. Esquema do aparato experimental

### 3. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Existem diversas maneiras de abordar a modelagem matemática em um tubo curvo. Alguns autores propõem tanto o modelamento quanto a resolução da equação da energia (Eq.1) utilizando o sistema de coordenadas toroidais  $(r,\theta,\phi)$ , figura 2.

O problema de mudança de fase ao redor de um tubo curvo também segue o modelamento em coordenadas toroidais. Mas para o presente trabalho adotou-se a transferência de calor entre o PCM e o fluido por condução pura, desprezando os efeitos da convecção natural na fase líquida. Embora o problema de escoamento interno não foi modelado no presente caso, os efeitos de curvatura do tubo foi considerado usando diferentes coeficientes de transferência de calor nos lados internos e externos do tubo curvo. Para formular o problema, foi considerado também algumas hipóteses tradicionais de que a razão de curvatura  $R / r \gg 1$ , Dean (1927,1928) e que o PCM encontra-se inicialmente na fase líquida e na sua temperatura de saturação, escoamento incompressível, e suas propriedades físicas são constantes e independe da temperatura.

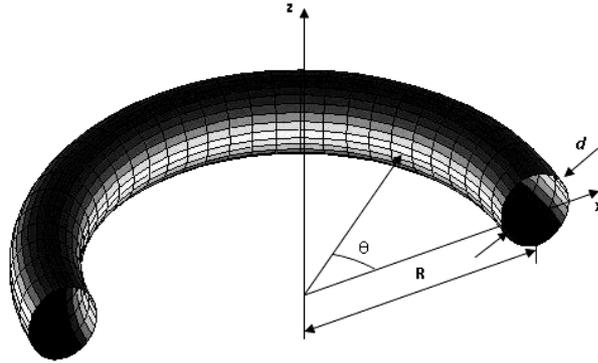


Figura 2. Layout do problema

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{w}{R+r \sin \theta} \frac{\partial T}{\partial \phi} = \frac{v}{Pr} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\sin \theta}{R+r \sin \theta} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\cos \theta}{r(R+r \sin \theta)} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{1}{(R+r \sin \theta)^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) \quad (1)$$

Com base nas hipóteses vista pode-se escrever a equação da energia (1) para a fase sólida como:

$$\left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_s}{\partial \theta^2} \right] = \frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (2)$$

onde o índice  $s$  indica a fase sólida. A condição de contorno pode ser escrita ignorando a resistência térmica desde que o tubo seja de cobre, pois possuía alta condutividade térmica.

$$k_s \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_i} = h(T_w - T_f) \quad r = r_i \quad (3)$$

As condições de contornos na interface é dada por:

$$T_s(r, \theta, t) = T_m \rightarrow r = r_i(t) \quad (4)$$

$$\left[ 1 + \frac{1}{r_i^2} \left( \frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left( k \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) = \rho L \frac{dr_i}{dt} \quad r = r_i(t) \quad (5)$$

Eq. (4) satisfaz o balanço de energia na interface. O problema da interface móvel é tratado pela técnica de imobilização, utilizando a transformada de Landau (1998). Neste caso, uma nova variável  $\eta_s$  radial é definida de tal forma que:

$$\eta_s = \frac{r - r_w}{r_i - r_w} = \frac{r - r_w}{\delta_s(t)} \quad (6)$$

onde  $\delta_s(t)$  é a espessura da camada sólida. O espaço anular é descrita pelo seguinte domínio.

$$0 \leq \eta_s \leq 1 \quad (7)$$

A equação para o domínio sólido pode ser escrita na forma adimensional, utilizando as seguintes variáveis novas

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{T - T_m}{T_m - T_f}; R = \frac{r}{r_w} \\ R &= \frac{r}{r_w}; \Delta = R_i - 1 \\ \tau &= F_o Ste; F_o = \frac{\alpha}{r_w^2} \\ Ste &= \frac{c_{ps}(T_m - T_f)}{L} \end{aligned} \quad (8)$$

onde  $T_m$ ,  $T_f$ ,  $F_o$  e  $Ste$  são a temperatura de mudança de fase, a temperatura do fluido de trabalho, o número de Fourier e número de Stefan, respectivamente.

A equação do domínio sólido sob a forma adimensional é resolvido numericamente pelo método dos volumes finitos e formulação totalmente implícita, resultando em um sistema de equações algébricas (eq.11).

Para a interface e para o termo transiente foi usado uma formulação explícita, semelhante adotada por Benta (2001) e Jesus (1999), resultando na equação a seguir, mais detalhes podem ser encontrados em Benta (2001)

$$\begin{aligned} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_{w_s}^e \int_{s}^n ste \frac{\partial \phi}{\partial \tau} R d\theta d\eta d\tau &= \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_{w_s}^e \int_{s}^n \frac{1}{R\Delta^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( R \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) R d\theta d\eta d\tau + \\ + \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_{w_s}^e \int_{s}^n \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) R d\theta d\eta d\tau &+ \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_{w_s}^e \int_{s}^n b R d\theta d\eta d\tau \end{aligned} \quad (9)$$

A integração da Eq. (9) resulta em:

$$\begin{aligned} \left[ \frac{Ste \nabla_p}{\Delta} + \frac{\Delta\theta}{\Delta_p^2} \frac{R_n}{\Delta\eta} + \frac{\Delta\theta}{\Delta_p^2} \frac{R_s}{\Delta\eta} + \frac{\Delta\eta}{R_e \Delta\theta} + \frac{\Delta\eta}{R_w \Delta\theta} \right] \phi_p &= \\ = \frac{\Delta\theta}{\Delta_p^2} \frac{R_n}{\Delta\eta} \phi_N + \frac{\Delta\theta}{\Delta_p^2} \frac{R_s}{\Delta\eta} \phi_S + \frac{\Delta\eta}{R_e \Delta\theta} \phi_E + \frac{\Delta\eta}{R_w \Delta\theta} \phi_W + \frac{Ste \nabla_p}{\Delta\tau} \phi_p b^{\nabla_p} \end{aligned} \quad (10)$$

Os coeficientes  $\phi_N$ ,  $\phi_S$ ,  $\phi_E$ ,  $\phi_W$  e  $\phi_p$  são dominados por  $a_N$ ,  $a_S$ ,  $a_E$ ,  $a_W$  e  $a_p$ . Conseqüentemente pode-se escrever a Eq. (10) na forma:

$$a_p \phi_p = a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_E \phi_E + a_W \phi_W + B \quad (11)$$

onde os coeficientes são dados por:

$$a_N = \frac{\Delta\theta}{\Delta_p^2} \frac{R_n}{\Delta\eta} \quad (11a)$$

$$a_S = \frac{\Delta\theta}{\Delta_p^2} \frac{R_s}{\Delta\eta} \quad (11b)$$

$$a_E = \frac{\Delta\eta}{R_e \Delta\theta} \quad (11c)$$

$$a_W = \frac{\Delta\eta}{R_w \Delta\theta} \quad (11d)$$

$$a_p = a_N + a_S + a_E + a_W + a_p^o \quad (11e)$$

$$B = a_p^o \phi_p^o + b^* \nabla_p \quad (11f)$$

e o coeficiente do ponto **P** para o intervalo de tempo anterior é:

$$a_p^o = \frac{Ste \nabla_p}{\Delta \tau} \quad (11g)$$

A discretização da condição de contorno na parede do tubo pode ser escrito na forma:

$$\phi_p = \frac{\phi_s \frac{k_{sl}}{\Delta_s \Delta \eta k_f} - \frac{Nu}{2}}{\frac{Nu}{2} + \frac{k_{sl}}{\Delta_s \Delta \eta k_f}} \quad (12)$$

onde o número de Nusselt, Nu, é obtida a partir de uma correlação de fluxo de calor constante.

O tratamento explícito da interface foi desenvolvido por Sparrow e Chuck (1990) tem a vantagem de desacoplar a equação da energia. Este tratamento explícito se baseia em determinar do tempo derivado da Eq. (13) em um intervalo intermédio  $\tau^o + \frac{1}{2} \Delta \tau$  desde que o valor do intervalo precedente seja conhecido.

$$\left[ 1 + \frac{1}{(\Delta + 1)^2} \left( \frac{\partial \Delta}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left( \frac{1}{\Delta} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) = \frac{d\Delta}{d\tau} \quad (13)$$

Depois de conhecer a distribuição de temperatura no tempo anterior  $\tau^o$  e massa solidificada inicial  $\Delta_s$ , a equação na interface, neste intervalo de tempo específico pode ser dada por:

$$\Delta_s^{\tau^o + \Delta \tau / 2} = \Delta_s^o + \left( \frac{\partial \Delta_s}{\partial \tau} \right)^o \frac{\Delta \tau}{2} \quad (14)$$

A forma discretizada da Eq. (13) no tempo  $\tau^o$  and  $\tau^o + \Delta \tau / 2$  são respectivamente:

$$\left[ 1 + \frac{1}{(\Delta_s^o + 1)^2} \left( \frac{\partial \Delta_s^o}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left( \frac{1}{\Delta_s^o} \frac{\partial (\phi - \phi^o)}{\partial \eta} \right) = \left( \frac{d\Delta}{d\tau} \right)^o \quad (15)$$

$$\left[ 1 + \frac{1}{(\Delta_s^{\tau^o + \Delta \tau / 2} + 1)^2} \left( \frac{\partial \Delta_s^{\tau^o + \Delta \tau / 2}}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left( \frac{1}{\Delta_s^{\tau^o + \Delta \tau / 2}} \frac{\partial (\phi - \phi^o)}{\partial \eta} \right) = \left( \frac{d\Delta}{d\tau} \right)^{\tau^o + \Delta \tau / 2} \quad (16)$$

Através da Eq. (16) é possível determinar a posição no intervalo de tempo  $\tau^o + \Delta \tau / 2$ , conhecendo o gradiente de temperatura que é a mesmo no  $\tau^o$ . Para calcular a posição da interface no intervalo de tempo  $\tau^o + \Delta \tau$  pode-se usar a expressão

$$\Delta_s^{\tau^o + \Delta \tau} = \Delta_s^o + \left( \frac{\partial \Delta_s}{\partial \tau} \right)^{\tau^o + \frac{1}{2} \Delta \tau} \Delta \tau \quad (17)$$

O sistema de equações resultante é resolvido pela método linha-por-linha. O volume solidificado pode ser determinado pela equação:

$$V_s = \int_0^1 \int_0^\pi R d\theta \Delta_s d\eta \quad (18)$$

e a massa solidificada pode ser determinado multiplicando o volume solidificado pela densidade da fase sólida:

$$M_s = V_s \rho_s \quad (19)$$

O código numérico foi testado e otimizado para ser capaz de produzir resultados que são independentes do tamanho da malha computacional. Os parâmetros finais utilizados para os cálculos são: o tamanho da malha espacial é de 200

volumes de controle na direção radial e 15 volumes de controle na direção angular, o passo tempo de  $10e-4$ , e o critério de convergência adotado foi  $10e-3$ . O erro relativo é encontrado foi de 0,0199.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Figuras 4 e 5 mostram as variações da posição da interface como funções do tempo para resultados experimentais e numéricos respectivamente. As curvas também mostram as posições da interface dos lados interno e externo do tubo curvo, e indicam o tempo para a solidificação completa ao final do processo. Das vazões indicadas nos gráficos pode-se observar que quanto maior a vazão, mais espessa a camada solidificada, maior é a massa solidificada, portanto, mais energia armazenada.

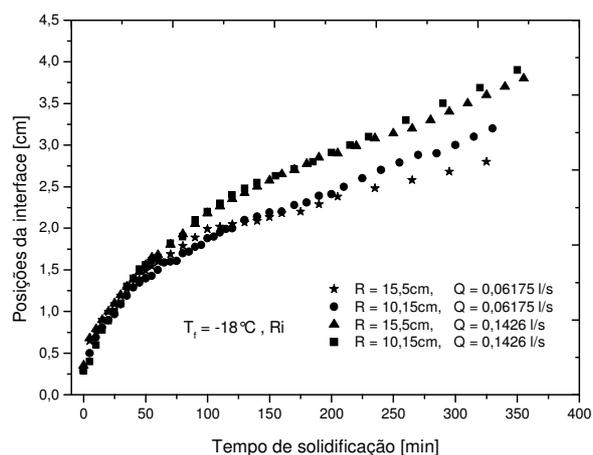


Figura 4. Resultado experimental da posição da interface com o tempo.

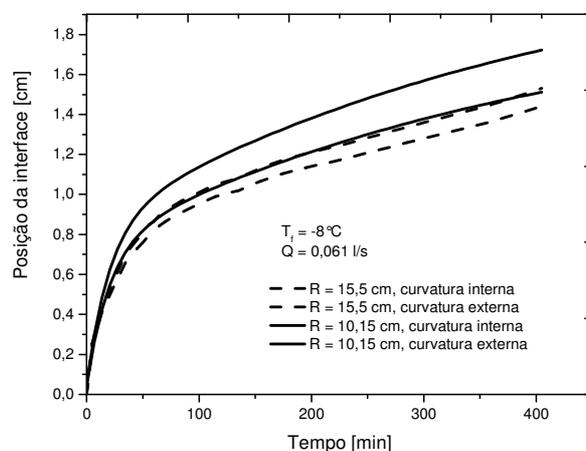


Figura 5. Resultado numérico da posição da interface.

Figura 6 mostra as comparações entre os resultados numéricos e os resultados experimentais, nas mesmas condições.

É importante mencionar aqui que os diferentes coeficientes convectivos de transferência de calor para o lado externo e interno do tubo curvo foram obtidos através de correlações disponíveis em tubos curvos.

Figura 7a e 7b mostram as comparações entre as previsões numéricas e os experimentos que indicam os efeitos da vazão sobre a fração da massa solidificada para diferentes temperaturas de fluido secundário e raio de curvatura. Como pode ser visto o aumento da vazão leva a um aumento da massa solidificada. Também com a diminuição do raio de curvatura há um aumento na fração de massa solidificada.

Figura 8a e 8b mostram os efeitos do número de Dean sobre a fração de massa solidificada. Como pode ser visto o aumento do número de Dean, aumenta a fração de massa solidificada. Esse gráfico comprova também que a diminuição da temperatura do fluido secundário, há um aumento da taxa de massa solidificada. As previsões numéricas mostram tendências semelhantes, como pode ser verificado na figura 8a e 8b.

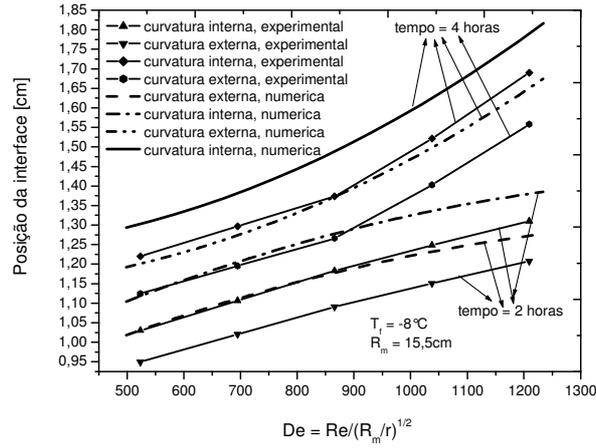


Figura 6. Resultado numérico e experimental da posição da interface em função do número de De.

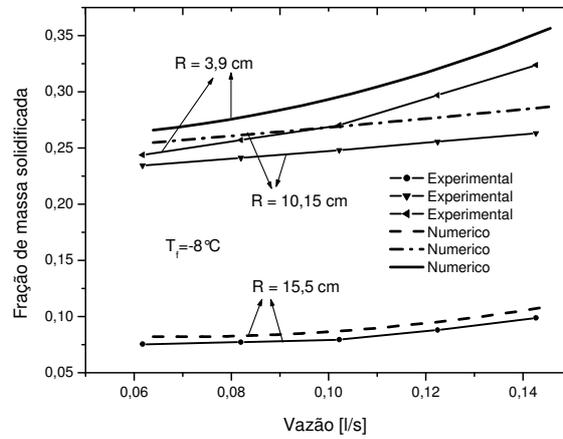


Figura 7a. Efeito da vazão sobre a fração de massa solidificada.

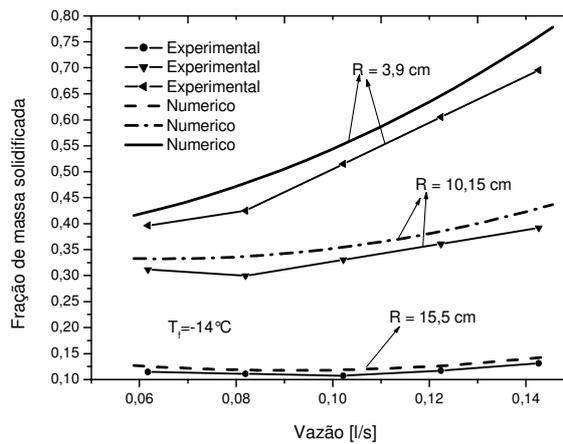


Figura 7b. Efeito da vazão sobre a fração de massa solidificada.

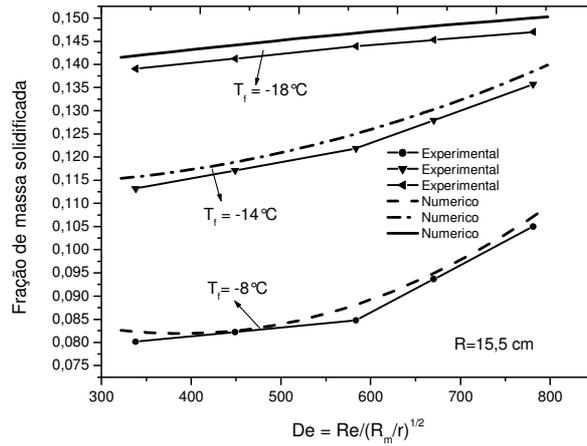


Figura 8a. Efeito do número de  $De$  sobre a fração de massa solidificada.

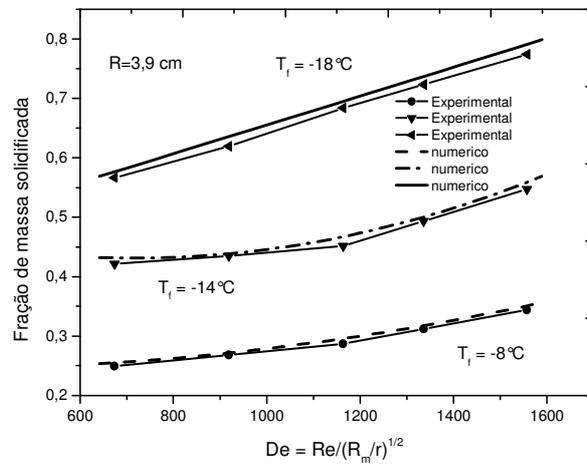


Figura 8b. Efeito do número de  $De$  sobre a fração de massa solidificada.

A Figura 9 mostra as comparações entre as previsões numéricas e os resultados experimentais para os efeitos do vazão volumétrica sobre o tempo de solidificação completa e pode-se observar que o tempo para completar a solidificação diminui com o aumento da vazão volumétrica.

A Figura 10 e 11 mostra o efeito do número de Dean sobre o tempo de solidificação completa. Como pode ser visto no aumento do número de Dean tende a diminuir, o tempo para a solidificação completa. Também é evidente que o aumento do raio de curvatura leva ao aumento do tempo de solidificação completa. A comparação entre as previsões numéricas e experimentos são satisfatórias.

Figura 12 mostra o efeito da vazão volumétrica sobre a massa solidificada. Pode ser visto que a redução da condutividade térmica leva a redução da massa solidificada. O efeito do material do tubo interfere no aumento da massa solidificada, como visto nas figuras 13 e 14. Dos materiais estudados o que obteve maior massa solidificada, ou seja, energia armazenada foi o tubo de cobre por apresentar alta condutividade térmica em relação aos outros tubos estudados.

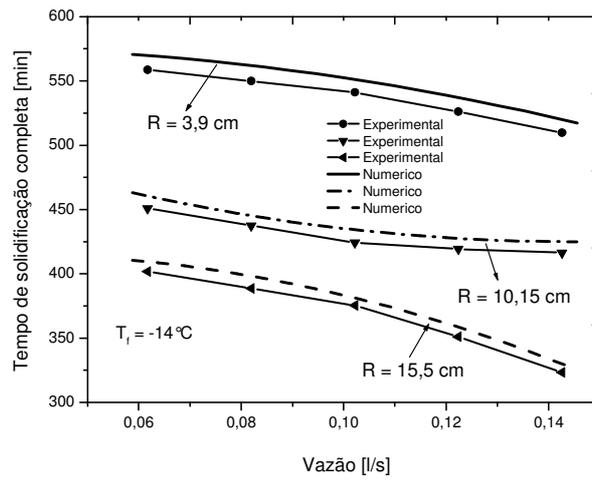


Figura 9. Efeito da vazão sobre o tempo de solidificação.

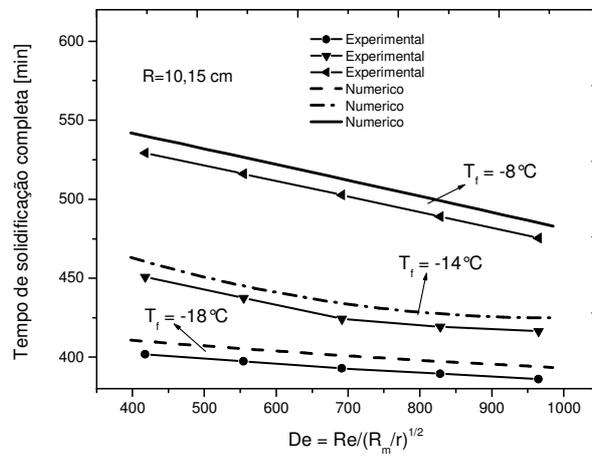


Figura 10. Efeito do número de De sobre o tempo de solidificação completa.

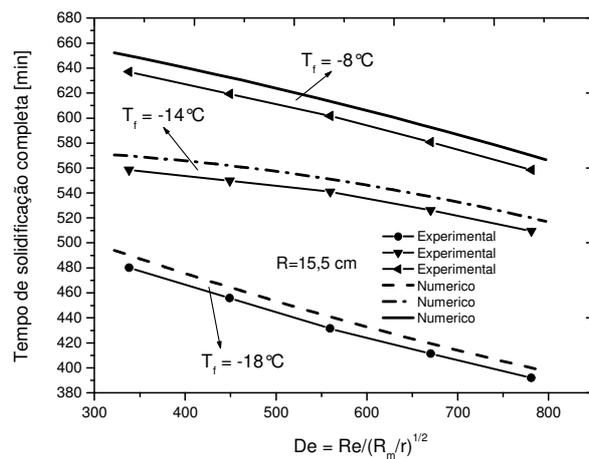


Figura 11. Efeito do número de De sobre o tempo de solidificação completa.

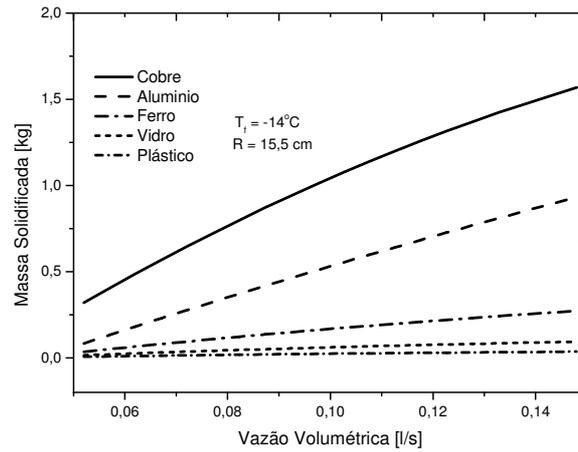


Figura 12. Efeito da vazão volumétrica sobre a massa solidificada para diferentes materiais do tubo.

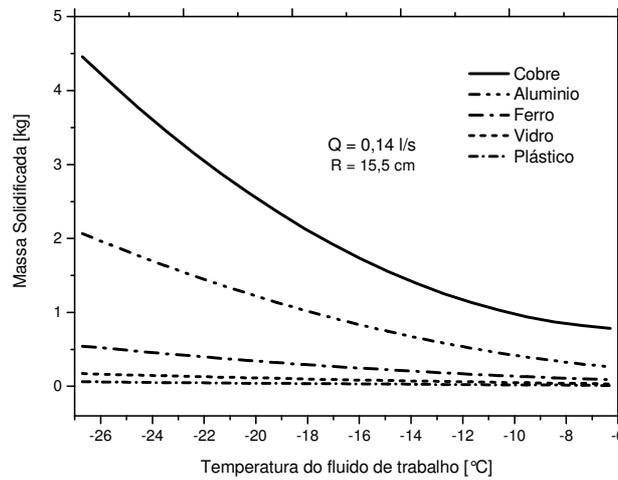


Figura 13. Efeito da temperatura do fluido de trabalho sobre a massa solidificada para diferentes materiais do tubo.

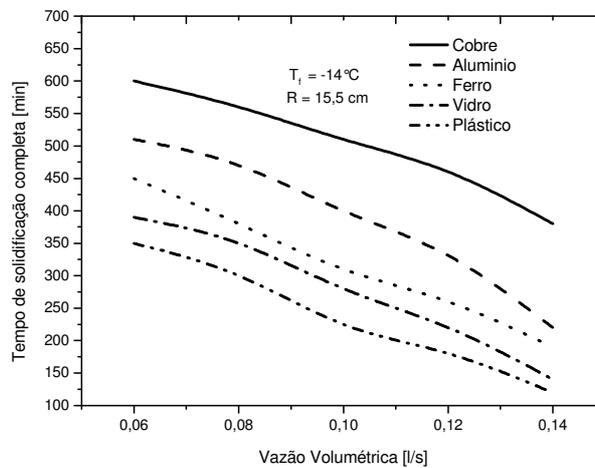


Figura 14. Efeito da vazão volumétrica sobre o tempo de solidificação para diferentes materiais do tubo.

## 5. CONCLUSÃO

As conclusões mais importantes do presente trabalho são de que o modelo desenvolvido mostrou razoável concordância quando comparados com os resultados experimentais. O fato de que o modelo não inclui a solução do campo de velocidade no interior do tubo curvo juntamente com o campo de temperatura externa levaram à discrepância entre as previsões numéricas e os resultados experimentais. Massa solidificada, o tempo de solidificação completa, são afetados pela variação da vazão volumétrica, raio de curvatura e número Dean previsto pelo modelo parece concordar bastante com os experimentos.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os primeiros autores desejam agradecer FAPEMA para a bolsa de Mestrado e ao CNPq pela bolsa de pesquisa PQ para o segundo autor.

## 7. NOMENCLATURA

$c_p$	Calor específico ( $J / kg^{\circ}C$ )
$De$	Número de Dean ( $Re / \sqrt{R / r}$ )
$d$	Diâmetro do tubo (m)
$Fo$	Número de Fourier ( $\alpha / r^2$ )
$h$	Coeficiente convectivo ( $W / m^2^{\circ}C$ )
$k$	Condutividade térmica ( $W / m^{\circ}C$ )
$L$	Calor latente ( $J / kg$ )
$M$	Número de pontos radial
$Nu$	Número de Nusselt ( $hd / k$ )
$P$	Ponto da Malha
$Pr$	Número de Prandtl ( $\mu C_p / k$ )
$Q$	Vazão volumétrica ( $l / s$ )
$r$	Coordenada radial (m)
$R$	Raio de curvatura do tubo (cm), Coordenada radial adimensional
$Re$	Número de Reynolds ( $4Q / \pi D \mu$ )
$s(t)$	Posição da interface sólido-líquido (cm)
$Ste$	Número de Stefan ( $c_p (T_m - T_f) / L$ )
$s$	Sólido
$T$	Temperatura ( $^{\circ}C$ )
$T$	Tempo (s)
$V$	Volume solidificado ( $m^3$ )
PCM	Material de mudança de fase

### Greek Symbols

$\alpha$	Difusibilidade térmica ( $m^2 / s$ )
$\phi$	Temperatura adimensional
$\Delta$	Espessura adimensional da interface sólido-líquido
$\eta$	Coordenada transformada
$\mu$	Viscosidade absoluta ( $kg / ms$ )
$\nu$	Viscosidade cinemática ( $m^2/s$ )
$\rho$	Densidade ( $kg/m^3$ )
$\tau$	Tempo adimensional

### Superscripts

$O$	Tempo anterior
-----	----------------

Subscripts

f	fluido
i	interface
in	inicial
l	líquido
m	Mudança de fase
p	parede do tubo
s, w, e, n	face do volume de controle na direção sul, oeste, leste e norte
S, W, E, N	Pontos nodal na direção sul, oeste, leste e norte

8. REFERÊNCIA

- Benta, E.S. “Estudo Experimental e Numérico da Solidificação da Água ao Redor de Tubos Curvos”, São Paulo: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, 2001, 158p. *Tese de Doutorado*.
- Braun, J. e Beer, H. “Ice Formation for Turbulent Flow in Curved Rectangular Channel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.38, n.8, 1995.
- Cao, Y.; Faghri, A. “A Numerical Analysis of Phase-Change Problems Including Natural Convection”, *In International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.34, 1991.
- Dean, W.R.” Note on the Motion of a Fluid in a Curved Pipe”, *Philosophical Magazine*, v.4, n.20, 1927.
- Dean, W.R.” Fluid Motion in Curved Channel”, *Proc.R.Soc.Lond.[A]*, v.121, 1928.
- Dinçer, I.; Rosen, A.M. “Thermal Energy Storage Systems and Applications”, Wiley, 2002, 579 p.
- Eustice, J. “Flow of Water in Curved Pipes”, *Proc.Royal Society (London)*, Ser.A, v.84,1910.
- Eustice, J.” Experiments of Streamline Motion in Curved Pipes”, *Proc.Royal Society (London)*, Ser. A, v.85, 1911.
- Gonçalves, M.”Armazenadores de Calor Latente de Geometria Anular com Aletas Alternadas”, *Tese de Doutorado*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, 1996.
- Hauwes, W.B.”Some Sidelights on the Heat Transfer Problem”, *Trans. Inst. Chem. Engrs.*, v.10, 1932.
- Ismail, K.A.R. “*Banco de Gelo – Fundamentos e Modelagem*”, Campinas, 1998.
- Ismail, K.A.R. “*Modelagem de Processos Térmicos – Fusão e Solidificação*”, Campinas, 1998.
- Ismail, K.A.R.; Gonçalves, M.M. “Thermal Performance of a PCM Storage Unit”, *Energy Conversion & Management*, v.40, 1999.
- Ismail, K.A.R.; Jesus, A.B. “Parametric Study of Solidification of PCM around a Cylinder for Ice-bank Applications”, *International Journal of Refrigeration*, v.24, 2001
- Jesus, A.B. “Estudo Numerico da Solidificação em Geometria Anular”, *Tese de Mestrado*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, 1998.
- Jitchote, W. e Robertson, A.M.” Flow of Second Order Fluids in Curved Pipes”, *Journal of Non-Newtonian Fluids Mechanics*, v.90, n.1, 2000.
- Landau, H.G.”Heat Conduction in a Melting Solid”, *Quart. of Applied Mathematics*, v.8, 1949.
- Lunardini, J.V.” Heat Tranfer with Freezing and Thawing”, *Elsevier Science*, New York, 1991.
- Morales, R.E.M.”Simulação Numérica Do Escoamento Livre Em Um Canal Helicoidal De Seção Retangular”, *Tese de Doutorado*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, 2000.
- Oiwake, S. e Inaba, H.”Freezing Fracture of Curved Water Pipes”, *Bulletin of ASME*, v.29, n.253, 1986.
- Ozisik, M.N. e Topakoglu, H.C.”Heat Tranfer for Laminar Flow in a Curved Pipe, *Journal of Heat Transfer*, august, 1968.
- Padilha, Alcides.” Estudo Teórico e Experimental do Movimento da frente de Solidificação por Super-Resfriamento de um Líquido no Interior de um Duto”, *Tese de Doutorado*, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 1990.
- Patankar, S.V.” *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*” Hemisphere Publishing Co., 1980.
- Sinha, T.K. e Gupta, J.P. “Solidification in an Annulus”, *International Journal of Heat e Mass Transfer*, v. 25 , pp. 1771-1773, 1982.
- Sparrow, E.M; Hsu, C.F.” Analysis of Two-dimensional Freezing on the Outside of a Coolant-Carrying Tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.24, n.8, 1981.
- Sparrow, E.M; Chuck, W.” An Implicit/Explicit Numerical Solution Scheme for Phase Change Problems”, *Numerical Heat Transfer*, v.7, 1984.
- Thomson, J. “On The Origin of Winding of Rivers in Alluvial Plains, with Remarks on the Flow of Water Round Bends of Pipes”, *Proc. Royal Society (London)*, v. 25, 1876.
- Yao, L.S.; Prusa, J.” Melting and Freezing”, *Advances in Heat Transfer*, v.19, 1989.

Yang, R.; Chang, S.F.” A Numerical Study of Fully Developed Laminar Flow and Heat Transfer in a Curved Pipe with Arbitrary Curvature Ratio”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v.14, n.2, 1993.

## 9. DIREITOS AUTORAIS

### ANALYSIS NUMERICAL AND EXPERIMENTAL OF SOLIDIFICATION OF PCM IN A TUBE "U"

<sup>1</sup>Lourival Matos de Sousa Filho, Phd Student

<sup>2</sup>Kamal Abdel Radi Ismail, Prof.Dr.

**Abstract** *This paper presents the results of an experimental and numerical study of solidification of PCM around a curved tube. The study objectives include, among others, to investigate the effect of Dean number, mass flow rate of fluid and full-time secondary solidification. A model of pure conduction is adopted for the solidification process and technique of immobilization of the border based on the Landau transformation is used. The energy equation and associated boundary conditions are differentiated by the method of control volumes. The numerical code is optimized and validated. The numerical results on the effects of Dean number, the mass flow of working fluid and tube material are presented and discussed. An experimental apparatus is constructed and instrumented. The effects of the same parameters that influence are obtained and compared with the numerical results. Although the model is simple, the comparisons show a reasonably good agreement, thus validating the numerical model, the solution method and numerical results. This indicates that the numerical code can be used to predict the performance of curved pipes in storage systems of latent heat.*

**Keywords:** *Pcm, Solidification, Phase change, Curved pipe*

Os autores <sup>1</sup> e <sup>2</sup> são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.