



**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DA SOLIDIFICAÇÃO DA ÁGUA
AO REDOR DE TUBOS CURVOS RESFRIADOS – INFLUÊNCIA DO
NÚMERO DE DEAN**

Édna Santiago Benta

Faculdade de Engenharia Mecânica/DETF/UNICAMP
C.P. 6122 – CEP 13083-970 - Campinas/SP/Brasil - E-mail: edna@hotmail.com

Maria das Graças Enrique da Silva

Faculdade de Engenharia Química/DPQ/UNICAMP
C.P. 6066 – CEP 13087-970 - Campinas/SP/Brasil - E-mail: mgenrique@hotmail.com

Kamal Abdel Radi Ismail

Faculdade de Engenharia Mecânica/DETF/UNICAMP
C.P. 6122 – CEP 13083-970 - Campinas/SP/Brasil - E-mail: kamal@fem.unicamp.br

Luis Felipe Mendes. de Moura

Faculdade de Engenharia Mecânica/DETF/UNICAMP
C.P. 6122 – CEP 13083-970 - Campinas/SP/Brasil - E-mail: felipe@fem.unicamp.br

Resumo. No presente trabalho foi realizado um estudo numérico e experimental do processo de solidificação da água ao redor de tubos curvos resfriados, com diferentes temperaturas de entrada do fluido refrigerante e números de Dean, que é o adimensional que quantifica o grau de curvatura do tubo. Foi analisada a influência desse adimensional sobre a formação da camada de gelo, a qual foi determinada opticamente por meio de uma vídeo câmara, que capturava as imagens em intervalos determinados de tempo. Além disso, foi utilizado um programa numérico puramente condutivo e utilizada a técnica de imobilização da fronteira para tratar a interface móvel. As equações que regem o fenômeno foram discretizadas pelo método de volumes de controle. Correlações para o número de Nusselt nas curvaturas interna e externa do tubo foram empregadas no modelo matemático a fim de quantificar o coeficiente convectivo de transferência de calor. Os resultados numéricos apresentaram concordância satisfatória quando comparados com os experimentais.

Palavras chave: solidificação da água, tubos curvos, número de Dean, número de Nusselt periférico, problemas de mudança de fase.

1. INTRODUÇÃO

O conhecimento dos fenômenos relacionados à mudança de fase, especificamente, solidificação e fusão, consiste em um importante passo para o projeto e desenvolvimento de equipamentos na área de transferência de calor, tanto no setor industrial quanto no científico acadêmico.

Uma das principais aplicações dos problemas de mudança de fase são nos conhecidos “bancos de gelo”, os quais são sistemas que armazenam energia em forma de calor latente a baixas temperaturas, Ismail (1998). Tais sistemas de armazenamento podem apresentar-se em variadas geometrias, destacando-se, entre elas, armazenadores na forma de tubos curvos, cuja aplicabilidade apresenta algumas vantagens.

Em relação aos tubos na geometria em questão, o escoamento do fluido refrigerante que se processa no interior desses apresenta, como principal característica, a formação de um escoamento secundário, que consiste na formação de dois vórtices perpendiculares à direção axial, devido à ação das forças centrífugas desencadeadas pela curvatura do tubo. Conseqüentemente, maiores trocas térmicas ocorrerão na curvatura externa do tubo que na interna, sendo tal observação, essencial nos estudos de solidificação ou projeto de equipamentos utilizando tubos curvos.

Apesar da existência de uma grande variedade de trabalhos envolvendo tubos curvos, constata-se uma escassez de trabalhos experimentais e numéricos envolvendo mudança de fase (neste caso, solidificação) ao redor de tubos nesta geometria. Destacam-se, neste caso, os trabalhos de Kalb e Seader (1972-1974), os quais desenvolveram um completo estudo teórico sobre a transferência de calor em tubos curvos para campos de velocidade e temperatura. O primeiro apresentava a condição de fluxo de calor na parede axialmente uniforme; o segundo, temperatura na parede perifericamente uniforme. O sistema de coordenadas utilizado em ambos os casos foi o toroidal e o problema, resolvido aproximando as equações por diferenças finitas. O trabalho de Kalb e Seader (1972) é um dos únicos que trata explicita e elucidativamente a determinação do número de Nusselt periférico para as curvaturas interna e externa do tubo, isto é, fazendo uma varredura nesta direção. Tanto que seu modelamento e resultados são utilizados e citados em vários trabalhos da área, Shah e Joshi (1987), Janssen e Hoogendoorn (1978), Yang e Ebdian (1993) Yang e Ebdian (1994), Yang e Chang (1994), Yang *et al* (1995), e Micaroni Neto (1996).

No trabalho de Benta (2001) foram realizados vários experimentos de solidificação ao redor de tubos curvos, com o objetivo de analisar as influências do número de Dean e das temperaturas de entrada do fluido refrigerante sobre a formação da camada de gelo. Foram observados comportamentos distintos entre os períodos iniciais e finais do processo de solidificação. Um modelo numérico puramente condutivo foi desenvolvido utilizando uma hipótese que considera o raio de curvatura do tubo infinitamente grande, o que proporciona uma aproximação para tubo reto. Para levar em consideração a curvatura do tubo, foram utilizadas correlações para as curvaturas interna e externa do tubo. Os resultados obtidos mostraram uma concordância satisfatória com os experimentais.

2. MODELO NUMÉRICO

Anteriormente à descrição do modelo numérico serão apresentados os modelos físico e matemático. O modelo físico do problema é mostrado na Fig. (1), e neste caso o tubo encontra-se totalmente imerso no material de mudança de fase, o qual está à temperatura de solidificação.

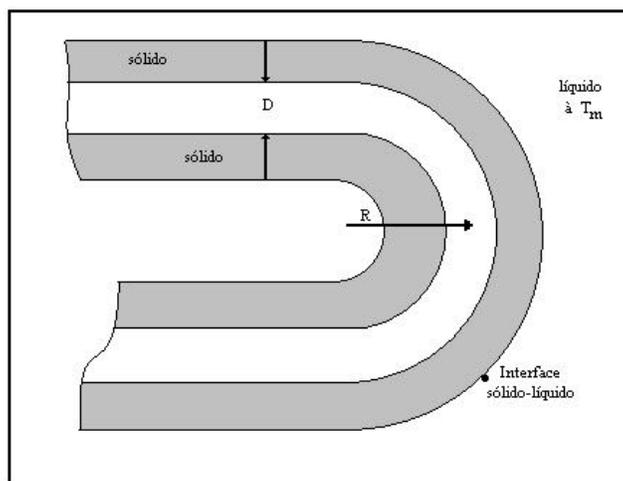


Figura 1. Modelo físico do problema.

O fluido de transferência de calor secundário, ao circular axialmente no interior do tubo, absorve calor do material de mudança de fase na fase líquida, sendo todo o fluxo de calor proveniente desta direcionado à mudança de fase. No início do processo, a velocidade de formação da camada é alta e diminui com o tempo, tendendo a valores progressivamente mais baixos.

O modelamento matemático proposto compõe-se pelas equações de conservação de energia para a fase sólida, condições de contorno, hipóteses e simplificações que irão representar o processo. Como a fase líquida encontra-se à temperatura de mudança de fase durante todo o processo, o presente modelo foi desenvolvido para o domínio sólido, e o mecanismo de transferência de calor é a condução pura. Neste caso, todo o fluxo de calor liberado pela fase líquida é utilizado para a solidificação.

A dificuldade inerente à mobilidade da interface sólido-líquido foi contornada pela implementação da técnica de imobilização da fronteira móvel, através da transformação de coordenadas.

Existem alguns modos de abordar a modelagem matemática em um tubo curvo. Alguns autores, dentre eles cita-se Kab e Seader (1972), Singh *et al* (1978), Zapryanov *et al* (1980), e Soh e Berger (1987), que propõem tanto o modelamento quanto a resolução desses problemas utilizando o sistema de coordenadas toroidais. Entretanto, segundo Jayanti (1990), quando se trata do escoamento no interior de um tubo curvo, tornam-se extremamente complicados, em termos computacionais, o modelamento e resolução das equações da quantidade de movimento no sistema de coordenadas toroidais.

Devido a tais dificuldades, pesquisadores vêm utilizando uma simplificação para a resolução dos campos de escoamento e temperatura em tubos curvos, proposta inicialmente por Dean (1927, 1928), que é a chamada “aproximação para tubo reto” (*loose coil*). Neste caso, a razão de curvatura, que relaciona o raio de curvatura do tubo R com o raio do tubo r , é considerada extremamente alta ($R/r \gg 1$). Consequentemente, as equações que passam a reger o problema são as mesmas para um tubo reto (coordenadas polares), porém atuando sobre este, um campo de forças centrífugas. Tal aproximação pode ser encontrada nos trabalhos de Berger *et al* (1983) e Patankar *et al* (1975), e foi adotada no presente trabalho.

Baseado na discussão acima bem como nas hipóteses adotadas, a equação que rege o problema consiste na equação da energia em coordenadas polares:

$$r c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \mathbf{q}^2} \right] \quad (1)$$

Com as condições de contorno de terceira ordem, e para a interface sólido-líquido (condições de Stefan), respectivamente:

$$h(T_p - T_f) = k_s \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_i} \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_s(r, \mathbf{q}, t) = T_m \quad \rightarrow \quad r = r_i(t) \\ \left[1 + \frac{1}{r_i^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \mathbf{q}} \right)^2 \right] \left(k \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) = r L \frac{\partial r_i}{\partial t} \end{array} \right. \quad (3a,3b)$$

A equação (3b) satisfaz o balanço de energia na interface e prediz que o fluxo de calor negativo em direção à fase sólida é igual à taxa de calor liberado durante a solidificação.

A técnica de imobilização da fronteira móvel, que tem por objetivo fixá-la por meio da transformação de coordenadas proposta por Landau (1949), foi utilizada. Neste caso, a interface sólido-líquido móvel foi imobilizada através da definição de uma nova coordenada radial h_s :

$$h_s = \frac{r - r_p}{r_i - r_p}$$

Assumindo que $r_i = r_i(\mathbf{q}, t)$, e definindo-se ainda as seguintes expressões adimensionais para o tempo, temperatura e raio do tubo, respectivamente:

$$t = Fo Ste \quad \mathbf{f} = \frac{T - T_m}{T_m - T_f} \quad R = \frac{r}{r_p}$$

Com:

Fo = número de Fourier

Ste = número de Stefan

Substituindo as variáveis acima na Eq. (1), e através de um rearranjo matemático, obtém-se:

$$Ste \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial t} = \frac{1}{R \Delta} \frac{\partial}{\partial \mathbf{h}} \left(\frac{R}{\Delta} \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{h}} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}^2} + \frac{\mathbf{h} Ste}{\Delta} \frac{\partial \Delta}{\partial t} \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{h}} + \frac{2\mathbf{h}}{R^2 \Delta^2} \left(\frac{\partial \Delta}{\partial \mathbf{q}} \right)^2 \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{h}} - \frac{\mathbf{h}}{R^2 \Delta} \frac{\partial \Delta}{\partial \mathbf{q}} \frac{\partial^2 \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q} \partial \mathbf{h}} - \frac{\mathbf{h}}{R^2 \Delta} \frac{\partial^2 \Delta}{\partial \mathbf{q}^2} \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{h}} \quad (4)$$

Com:

$$\mathbf{h} = \frac{R - 1}{R_i - 1}$$

$$\Delta = R_i - 1$$

A equação (4) representa a equação da energia para a fase sólida transformada. Analisando esta equação, pode-se fazer algumas observações importantes: os quatro últimos termos do lado direito são denominados termos fonte, os quais se originam da transformação de coordenadas; os termos $\frac{\partial \Delta}{\partial t}$ podem ser interpretados como termos de velocidade, e de acordo com Sparrow e Chuck (1984), são denominados termos pseudoconvectivos.

Adotando procedimento análogo para a adimensionalização, as condições de contorno de terceira ordem e da interface ficam, respectivamente:

$$-\frac{k_s}{k_f \Delta_s} \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{h}} = \frac{Nu}{2} (\mathbf{f}_p + 1)$$

$$\left[1 + \frac{1}{(\Delta + 1)^2} \left(\frac{\partial \Delta}{\partial \mathbf{q}} \right)^2 \right] \left(\frac{1}{\Delta} \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{h}} \right) = \frac{\partial \Delta}{\partial t} \quad (5a,5b)$$

Neste trabalho foram utilizadas correlações para Nusselt periférico do trabalho de Kalb e Seader (1972), obtidas da Fig (2).

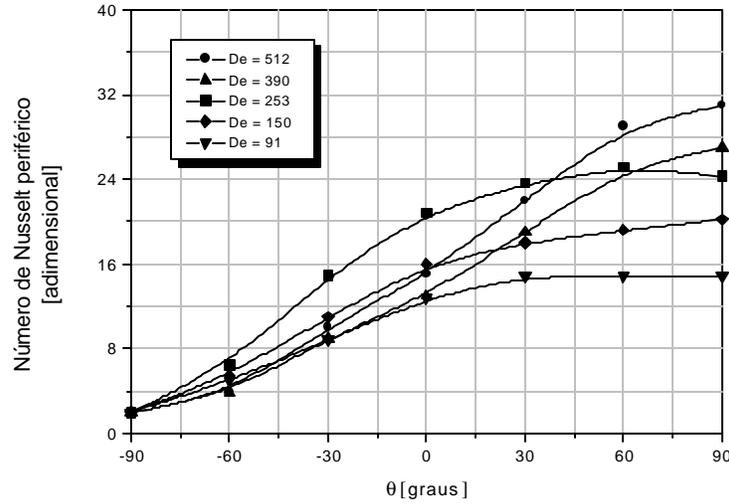


Figura 2 – Variação periférica do número de Nusselt.

[Kalb e Seader (1972)]

A equação da energia foi discretizada com base em uma malha bidimensional em coordenadas polares, direções radial r e angular q . Partindo-se da equação da energia no plano transformado, Eq. (4), e efetuando-se a integração no tempo e no volume de controle, obtém-se:

$$\left[\frac{Ste \nabla_p}{\Delta} + \frac{\Delta q R_n}{\Delta_p^2 \Delta h} + \frac{\Delta q R_s}{\Delta_s^2 \Delta h} + \frac{\Delta h}{R_c \Delta q} + \frac{\Delta h}{R_w \Delta q} \right] \mathbf{f}_p = \frac{\Delta q R_n}{\Delta_p^2 \Delta h} \mathbf{f}_N + \frac{\Delta q R_s}{\Delta_s^2 \Delta h} \mathbf{f}_S + \frac{\Delta h}{R_c \Delta q} \mathbf{f}_E + \frac{\Delta h}{R_w \Delta q} \mathbf{f}_W + \frac{Ste \nabla_p}{\Delta t} \mathbf{f}_p b^* \nabla_p \quad (6)$$

Denominando os coeficientes de \mathbf{f}_N , \mathbf{f}_S , \mathbf{f}_E , \mathbf{f}_W e \mathbf{f}_p como a_N , a_S , a_E , a_W e a_p , respectivamente, obtém-se a equação algébrica:

$$a_p \mathbf{f}_p = a_N \mathbf{f}_N + a_S \mathbf{f}_S + a_E \mathbf{f}_E + a_W \mathbf{f}_W + B \quad (7)$$

Analogamente, a condição de contorno representada pela Eq. (5) fica da forma:

$$\mathbf{f}_p = \frac{\mathbf{f}_i \frac{k_{sl}}{\Delta_s \Delta h k_f} - \frac{Nu}{2}}{\frac{Nu}{2} + \frac{k_{sl}}{\Delta_s \Delta h k_f}} \quad (8)$$

A interface móvel foi tratada explicitamente e, segundo Sparrow e Chuck (1984), este tratamento tem a principal vantagem de evitar o acoplamento entre as equações da energia que regem o problema. Esse tratamento explícito consiste na determinação da derivada temporal da Eq. (5b) em um intervalo intermediário de tempo $t_o + \frac{1}{2} \Delta t$, uma vez que o valor no tempo anterior t_o já é conhecido. Pressupondo-se já conhecidas a distribuição de temperaturas no tempo anterior t_o e a espessura inicial da camada solidificada D_s , a expressão para a interface neste tempo específico é:

$$\Delta_s^{t_o+\Delta t/2} = \Delta_s^o + \left(\frac{\partial \Delta_s}{\partial t} \right)^o \frac{\Delta t}{2} \quad (9)$$

Discretizando a Equação (5b) nos tempos t^o e $t^o + \frac{1}{2} \Delta t$ obtém-se, respectivamente:

$$\left[1 + \frac{1}{(\Delta_s^o + 1)^2} \left(\frac{\partial \Delta_s^o}{\partial q} \right)^2 \right] \left(\frac{1}{\Delta_s^o} \frac{(\mathbf{f} - \mathbf{f}^o)}{\Delta \mathbf{h}} \right) = \left(\frac{\partial \Delta}{\partial t} \right)^o \quad (10)$$

$$\left[1 + \frac{1}{(\Delta_s^{(t^o + \frac{1}{2} \Delta t)} + 1)^2} \left(\frac{\partial \Delta_s^{(t^o + \frac{1}{2} \Delta t)}}{\partial q} \right)^2 \right] \left(\frac{1}{\Delta_s^{(t^o + \frac{1}{2} \Delta t)}} \frac{(\mathbf{f} - \mathbf{f}^o)}{\Delta \mathbf{h}} \right) = \left(\frac{\partial \Delta}{\partial t} \right)^{(t^o + \frac{1}{2} \Delta t)} \quad (11)$$

Para o cálculo da frente de solidificação no tempo $t^o + \Delta t$, obtém-se a expressão:

$$\Delta_s^{t^o + \Delta t} = \Delta_s^o + \left(\frac{\partial \Delta_s}{\partial t} \right)^{t^o + \frac{1}{2} \Delta t} \Delta t \quad (12)$$

3. ANÁLISE EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado para a realização dos experimentos consiste em uma seção de testes, dois circuitos de refrigeração independentes: um para o refrigerante primário e outro para o secundário, um reservatório de água gelada, além de toda a instrumentação necessária.

A seção de testes consiste em um tanque de seção quadrada fabricado com placas de acrílico transparente, com capacidade total de $1,25 \cdot 10^1 \text{ m}^3$. Os tubos curvos utilizados nos experimentos, cujos diâmetros interno e externo eram 0,01063 m e 0,0127 m, respectivamente, foram alocados no ponto médio da parede do tanque.

A espessura da camada de gelo formada ao redor dos tubos foi determinada opticamente, isto é, através da instalação de uma câmara de vídeo na parte superior da seção de testes. Por meio de uma escala conhecida acoplada ao tubo, as imagens da camada de gelo eram obtidas ao longo do tempo e, posteriormente, digitalizadas, as quais forneciam os valores reais das espessuras.

O reservatório do fluido refrigerante secundário, etanol, consiste em um tanque de aço cilíndrico totalmente isolado. Neste tanque é receitado o etanol aquecido, proveniente da seção de testes, o qual é bombeado para o trocador de calor, sendo resfriado novamente.

As temperaturas foram determinadas por meio de termopares do tipo "T".

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O número de Dean é o parâmetro adimensional que quantifica o grau de curvatura do tubo e, conseqüentemente, a magnitude do escoamento secundário no interior do tubo. Cabe salientar, na análise do efeito deste adimensional, que o fator que proporciona o aumento em questão do adimensional são os diferentes raios de curvatura, uma vez que, para a validade da presente análise, é necessário manter constante o número de Reynolds. Tal observação foi feita por Yang e Chang (1993).

A comparação dos resultados experimentais, para os instantes iniciais do processo, com o modelo numérico é demonstrada nas Fig. (3) a (6).

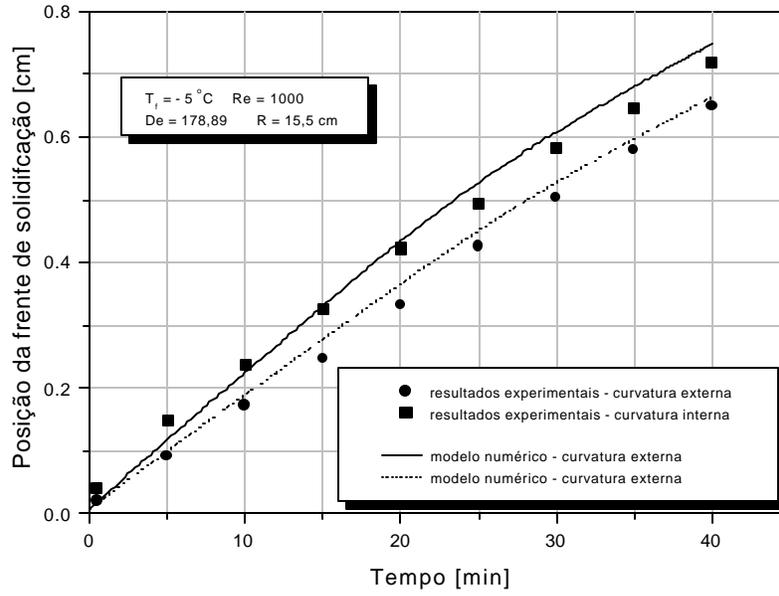


Figura 3 - Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -5^\circ\text{C}$, $Re = 1000$ e $De = 178,89$.

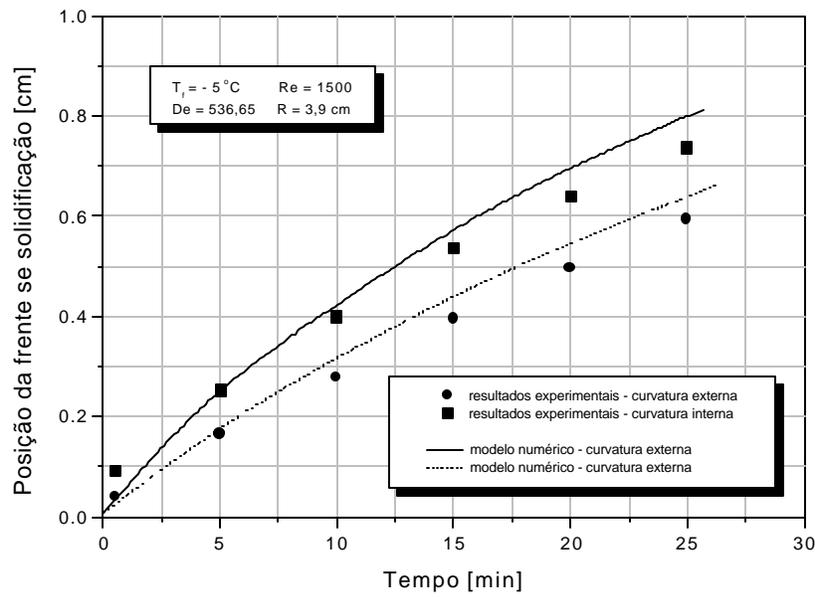


Figura 4 - Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -5^\circ\text{C}$, $Re = 1500$ e $De = 536,65$.

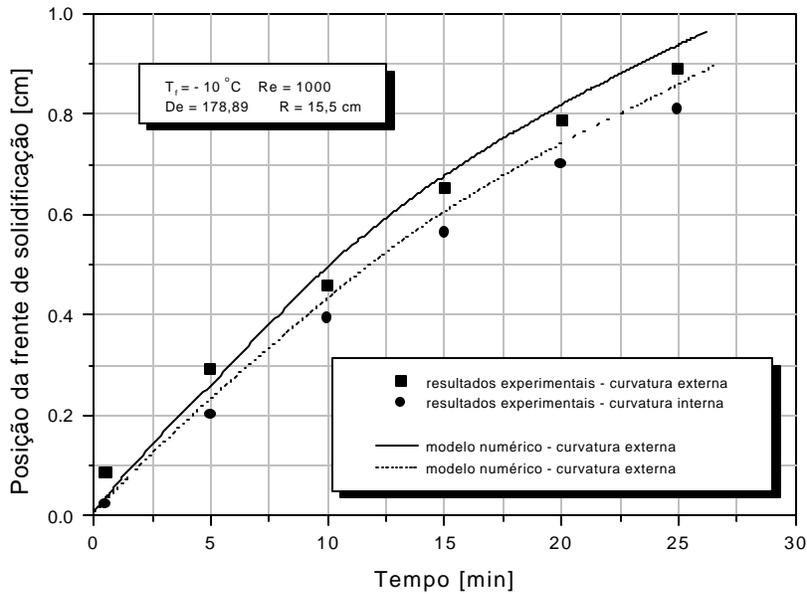


Figura 5 - Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -10\text{ °C}$, $Re = 1000$ e $De = 178,9$.

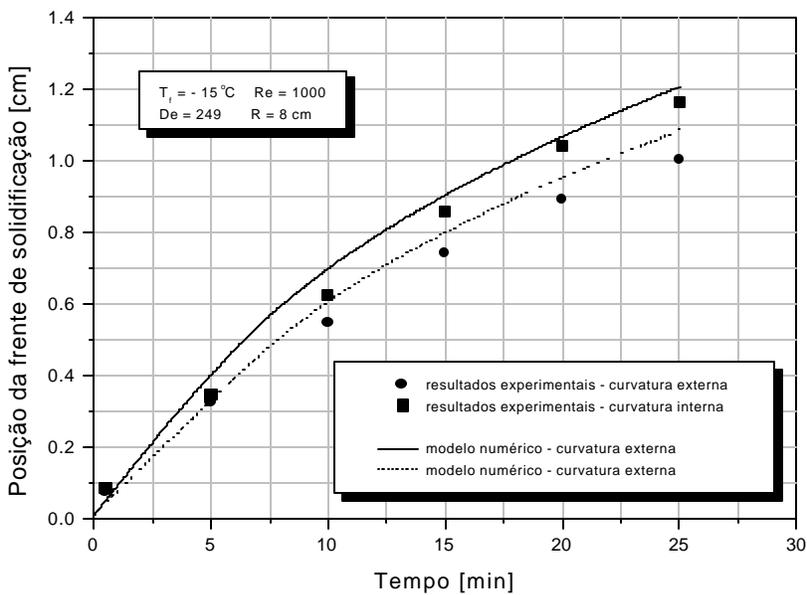


Figura 6 - Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -15\text{ °C}$, $Re = 1000$ e $De = 249$.

Analisando as figuras supracitadas pode-se observar que o modelo matemático proposto ajustou-se de maneira satisfatória aos resultados experimentais, quando levadas em consideração todas as hipóteses e simplificações adotadas, especialmente com relação à aproximação para tubo reto, na qual a curvatura do tubo foi utilizada como condição de contorno, pelo uso de correlações para o coeficiente convectivo periférico. Nota-se ainda que, em todas as figuras, os pontos experimentais situaram-se, em média, abaixo da curva numérica. Uma hipótese para justificar esta tendência, consiste nas aproximações feitas no modelo matemático, especialmente a aproximação para tubo reto com o decorrente uso das correlações, assim como a utilização de um modelo

puramente condutivo, no qual a fase líquida permanece à temperatura de mudança de fase. Como o presente modelo considera a hipótese de que a fase líquida permanece, durante todo o processo, à temperatura de mudança de fase, o fluxo de calor advindo desta, em sua totalidade, é direcionado à solidificação da água. Tal fato levaria a valores mais altos na posição da frente quando confrontados com valores experimentais.

5. CONCLUSÕES

Os experimentos mostraram que no período inicial do processo de solidificação, a camada ao redor do tubo apresentava maiores espessuras no lado da curvatura externa do que na interna. É provável, neste intervalo de tempo, a influência do escoamento secundário decorrente da curvatura do tubo, que é gerado pelas forças centrífugas. Neste caso, são gerados coeficientes de troca de calor convectivo maiores na curvatura externa, decrescendo perifericamente até a curvatura interna.

Os resultados numéricos mostraram uma concordância satisfatória, quando comparados com os experimentais, apresentando valores, em média, superiores a estes. As hipóteses simplificadoras no modelo matemático, especialmente a aproximação para tubo reto e o modelo puramente condutivo consistem nas prováveis causas dessas diferenças.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro das instituições de fomento CAPES e CNPq.

7. REFERÊNCIAS

- Benta, É.S., 2001, “Estudo numérico e experimental da solidificação da água ao redor de tubos curvos”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas.
- Berger, S. A. e Talbot, L., 1983, “Flow in Curved Pipes”, Annual Rev. of Fluid Mechanics, Vol. 15.
- Dean, W.R., 1928, “Fluid Motion in a Curved Channel”, Proc. R. Soc. Lond. [A], Vol.121.
- Dean, W.R., 1927, “Note on the Motion of a Fluid in a Curved Pipe”, Philosophical Magazine, Vol.4, No. 20.
- Ismail, K.A.R., 1998, Bancos de Gelo - Fundamentos e Modelagem, Campinas, Brasil.
- Jayanti, S., 1990, “Contribution to the Study of Non- Axisymmetric Flows”, Ph.D. Thesis, Department of Chemical Engineering and Chemical Technology, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London.
- Kalb, C. E.; Seader, J. D., 1974, “Fully Developed Viscous-Flow Heat Transfer in Curved Circular Tubes with Uniform Wall Temperature”, AIChE Journal, Vol.20, No.2.
- Kalb, C. E.; Seader, J. D., 1972, “Heat and Mass Transfer Phenomena for Viscous Flow in Curved Circular Tubes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.15.
- Landau, H. G., 1949, “Heat Conduction in a Melting Solid”, Quart. of Applied Mathematics, Vol.8.
- Micaroni Neto, F., 1996, “Estudo Paramétrico de um Armazenador Térmico do Tipo Gelo-Sobre-Serpentinas”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, Brasil.
- Patankar, S.V., Prata, V.S. e Spalding, D.B., 1974, “Prediction of Laminar Flow and Heat Transfer in Helical Coiled Pipes, Journal of Fluid Mechanics, Vol.62, Part 3.
- Shah, R. K. e Joshi, S. D., 1978, “Convective Heat Transfer in Curved Ducts”. In: Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, editado por Kakaç, S.; Shah, R.K. e Aung, W., Wiley Interscience, New York.
- Singh, M. P.; Sinha, P. C.; Aggarwal, M., 1978, “Flow in the Entrance of the Aorta”, Journal of Fluid Mechanics, Vol.87, Part 1.
- Soh, W. Y.; Berger, S. A., 1987, “Fully Developed Flow in a Curved Pipe of Arbitrary Curvature Ratio”, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol.7.

- Sparrow, E.M.; Chuck, W., 1984, "An Implicit/Explicit Numerical Solution Scheme for Phase Change Problems", Numerical Heat Transfer, Vol.7.
- Yang, G. ; Dong, Z. F., Ebdian, M.A., 1995, " Laminar Forced Convection in a Helicoidal Pipe With Finite Pitch", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.38, No.5.
- Yang, G., Ebdian, M.A., 1993, " Convective Heat Transfer in a Curved Annular-Sector Duct", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.2, No.3.
- Yang, R. ; Chang, S.F., 1993, " 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, Vol.14, No.2.
- Zapryanov, Z.; Christov, C.; Toshev, E., 1980, "Fully Developed Laminar Flow and Heat Transfer in Curved Tubes", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.23.

A NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A WATER FREEZING AROUND A COOLED CURVED PIPES –DEAN NUMBER INFLUENCE

Édna Santiago Benta

Mechanical Engineering School/DETF/UNICAMP

P.O.Box 6122 – Zip Code 13083-970 - Campinas/SP/Brazil - E-mail: edna@hotmail.com

Maria das Graças Enrique da Silva

Chemical Engineering School /DPQ/UNICAMP

P.O.Box 6066 – Zip Code 13087-970 - Campinas/SP/Brazil - E-mail: mgenrique@hotmail.com

Kamal Abdel Radi Ismail

Mechanical Engineering School/DETF/UNICAMP

P.O.Box 6122 – Zip Code 13083-970 - Campinas/SP/Brazil - E-mail: kamal@fem.unicamp.br

Luis Felipe M. de Moura

Mechanical Engineering School/DETF/UNICAMP

P.O.Box 6122 – Zip Code 13083-970 - Campinas/SP/Brazil - E-mail: felipe@fem.unicamp.br

Abstract. A numerical and experimental investigation of water solidification around cooled curves pipes with different brine inlet temperatures and Dean numbers, that quantify the curvature ratio of the pipe, was performed. The main objective of this work deals with the influence of those parameter upon the thickness of the frozen layer. The thickness of the frozen layer was assayed by photography, namely, a video camera was used in order to obtain images of the frozen layer at chosen time intervals and further digitized. A conductive numerical program has been developed using the moving boundary immobilization technique with the differential equations of the model discretized by the finite volume method. Nusselt correlations for the outer and inner tube curvature were used in this model. The numerical results showed reasonable agreement with the experimental ones.

Keywords: *water solidification, curved pipes, Dean number, peripheral Nusselt number, phase change problems.*