

# **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM TUBO DE CALOR AXIALMENTE ROTATIVO COM ESTRUTURA POROSA PARA BOMBEAMENTO CAPILAR DO CONDENSADO**

**Luís E. Saraiva** – saraiva@upf.tche.br

Universidade de Passo Fundo, Faculdade de Engenharia e Arquitetura  
Campus Bairro São José - 99001-970 – Passo Fundo – RS

**Kamal A.R. Ismail** – kamal@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, DETF  
Cidade Universitária Zeferino Vaz - 13083-970 - Campinas - SP

***Resumo.** Um tubo de calor axialmente rotativo, internamente cilíndrico e provido de estrutura porosa para bombeamento capilar do condensado é estudado numericamente. As equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento são resolvidas simultaneamente para o líquido e o vapor através do método SIMPLE. Perfis de pressão, velocidades axial, radial e tangencial são apresentados e analisados em termos dos parâmetros transferência de calor e velocidade angular.*

***Palavras-chave:** Tubos de calor rotativos, Escoamento com rotação, Transferência de calor com mudança de fase.*

## **1. INTRODUÇÃO**

Tubos de calor são dispositivos construídos para a transmissão de altas taxas de calor, através pequenas áreas transversais e de distâncias consideráveis, com gradientes de temperatura muito pequenos e sem a necessidade do emprego de trabalho externo, mediante o transporte do calor latente de vaporização de uma dada substância de trabalho. Tubos de calor rotativos são dotados de rotação em torno de um eixo, tendo sido usados em aplicações como arrefecimento de motores elétricos, de ferramentas de usinagem, de mancais e outros dispositivos mecânicos rotativos. A maior parte das investigações acerca de tubos de calor rotativos, centra-se em tubos internamente cônicos ou cilíndricos com raio variável, cujo escoamento da fase líquida se deve à existência de uma componente axial da força centrífuga. Muito menos ênfase tem sido dada a tubos de calor rotativos com bombeamento capilar da fase líquida, devido à existência de um meio poroso. Nesta linha de investigação, o trabalho pioneiro é o de (Miranda, 1989), cujos principais resultados são apresentados em (Ismail & Miranda, 1996). No presente trabalho são apresentados resultados parciais de uma investigação que tem por objetivo dar continuidade aos dois últimos trabalhos citados, direcionada ao estabelecimento de limites de funcionamento de tubos de calor rotativos com meio poroso.

O esquema do tubo de calor rotativo, estudado no presente trabalho, é apresentado na Fig. 1. Na figura, o símbolo  $\dot{q}$  denota o fluxo de calor aplicado ao evaporador,  $-\dot{q}$  o fluxo de calor removido no condensador,  $\dot{m}_v$  o fluxo mássico de vapor e  $\dot{m}_l$  o fluxo mássico de líquido no interior do meio poroso. O sistema de eixos coordenados empregado no presente trabalho também é mostrado na Fig.1. As direções radial, axial e tangencial são representadas pelas letras  $r$ ,  $z$  e  $\theta$ , respectivamente. É empregado um sistema inercial de eixos coordenados, ou seja, um sistema que se move juntamente com o tubo, com rotação em torno do eixo axial.

## 2. FORMULAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Para a formulação das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, foi assumido que todos os gradientes com respeito à direção tangencial são desprezíveis, (o que equivale a dizer que o escoamento é bidimensional com simetria axial), que o escoamento é permanente, incompressível, com dissipação viscosa desprezível e propriedades físicas constantes.

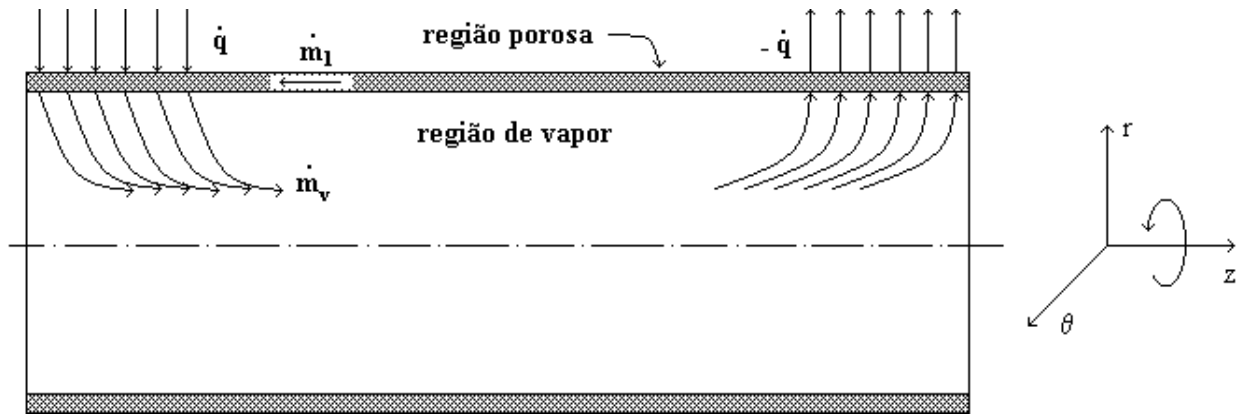


Figura 1 - Tubo de calor rotativo.

### 2.1 Conservação da massa

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho_{v,l} r v_{v,l}) + \frac{\partial (\rho_{v,l} w_{v,l})}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

### 2.2 Conservação da quantidade de movimento na direção radial

$$\rho_{v,l} \left( v_{v,l} \frac{\partial v_{v,l}}{\partial r} - \frac{u_{v,l}^2}{r} + w_{v,l} \frac{\partial v_{v,l}}{\partial z} \right) = -\varepsilon_{v,l} \frac{\partial p_{v,l}}{\partial r} + \mu_{v,l} \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_{v,l}) \right) + \frac{\partial^2 v_{v,l}}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu_{v,l} \varepsilon_{v,l}}{K_{v,l}} v_{v,l} + 2\rho_{v,l} \Omega u_{v,l} + \rho_{v,l} \Omega^2 r. \quad (2)$$

### 2.3 Conservação da quantidade de movimento na direção tangencial

$$\rho_{v,l} \left( v_{v,l} \frac{\partial u_{v,l}}{\partial r} - \frac{v_{v,l} u_{v,l}}{r} + w_{v,l} \frac{\partial u_{v,l}}{\partial z} \right) = \mu_{v,l} \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_{v,l}) \right) + \frac{\partial^2 u_{v,l}}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu_{v,l} \varepsilon_{v,l}}{K_{v,l}} u_{v,l} - 2\rho_{v,l} \Omega v_{v,l}. \quad (3)$$

## 2.4 Conservação da quantidade de movimento na direção axial

$$\rho_{v,l} \left( v_{v,l} \frac{\partial w_{v,l}}{\partial r} + w_{v,l} \frac{\partial w_{v,l}}{\partial z} \right) = -\varepsilon_{v,l} \frac{\partial p_{v,l}}{\partial z} + \mu_{v,l} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial w_{v,l}}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w_{v,l}}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu_{v,l} \varepsilon_{v,l}}{K_{v,l}} w_{v,l} + \rho_{v,l} g \sin \beta. \quad (4)$$

## 2.5 Conservação da energia

$$\rho_{v,l} \left( v_{v,l} \frac{\partial T_{v,l}}{\partial r} + w_{v,l} \frac{\partial T_{v,l}}{\partial z} \right) = \frac{k_{ef}}{\varepsilon_{v,l} c_p} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_{v,l}}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_{v,l}}{\partial z^2} \right). \quad (5)$$

Nas equações acima, os subscritos v e l designam, respectivamente, as regiões de vapor e de líquido; u, v e w representam, respectivamente, as componentes tangencial, radial e axial do fluido, p a pressão, T a temperatura,  $\mu$  a viscosidade absoluta,  $\rho$  a massa específica,  $c_p$  o calor específico,  $k_{ef}$  a condutibilidade térmica efetiva,  $\varepsilon$  a porosidade do meio, K a permeabilidade do mesmo,  $\beta$  o ângulo formado pelo eixo axial do tubo com a horizontal e  $\Omega$  a velocidade angular do tubo. Estas equações de conservação, escritas para o meio poroso conforme o modelo desenvolvido em (Vafai & Tien, 1981), são válidas também para a região de vapor, fazendo-se  $\varepsilon_v = 1$  e  $K_v \rightarrow \infty$ . A condutibilidade térmica efetiva ( $k_{ef}$ ) do meio poroso corresponde a uma média ponderada entre as condutibilidades do líquido e do material da estrutura porosa, dependendo da configuração geométrica da estrutura porosa empregada; na região de vapor corresponde à própria condutibilidade térmica deste.

Para acoplar as equações da conservação da quantidade de movimento com a equação da conservação da energia, a pressão e a temperatura devem ser relacionadas de alguma forma, o que pode ser feito pelo emprego de uma equação de estado válida para as condições presentes. Admitindo-se condições de saturação ao longo de toda a interface, poder-se-ia utilizar a equação de Clausius-Clapeyron para gases perfeitos, se tal modelo pudesse ser admitido. No presente trabalho, porém, optou-se pela utilização de uma regressão linear com dados fornecidos pelas tabelas termodinâmicas, para a região de saturação.

## 2.6 Condições de contorno

Nas extremidades do tubo prevalecem as condições de não-deslizamento para as equações da conservação da quantidade de movimento e a condição adiabática para a equação da conservação da energia. Portanto, em  $z = 0$  e em  $z = L$ ,

$$u_{v,l} = v_{v,l} = w_{v,l} = \frac{\partial T_{v,l}}{\partial z} = 0. \quad (6)$$

No eixo de simetria do tubo são nulas as velocidades tangencial e radial, bem como os gradientes radiais da velocidade axial do vapor e da temperatura. Em  $r = 0$ , portanto:

$$u_v = v_v = \frac{\partial w_v}{\partial r} = \frac{\partial T_v}{\partial r} = 0. \quad (7)$$

A fim de promover o acoplamento entre as regiões porosa e de vapor e simular a mudança de fase ocorrida no meio poroso, um balanço de energia é feito ao longo da interface. Como resultado desse balanço, velocidades de “injeção” (se positivas) ou de “sucção” (se negativas) são obtidas. A velocidade radial do líquido, na interface líquido-vapor ( $r = R_v$ ) é, então, dada pela expressão:

$$v_l(z) = \frac{q(z) + k_v \left. \frac{\partial T_v}{\partial r} \right|_{r=R_v}}{\rho_l \lambda}, \quad (8)$$

sendo  $q(z)$  a densidade de fluxo de calor local na interface e  $\lambda$  o calor latente de vaporização.

A conservação da massa na interface é considerada mediante um balanço de massa. Como a porosidade ( $\epsilon$ ) pode ser definida como a área de escoamento por unidade de área total, em  $r = R_v$ ,

$$v_v(z) = \frac{\rho_l v_l(z)}{\rho_v} \epsilon. \quad (9)$$

Ao longo da interface líquido-vapor ( $r = R_v$ ), as velocidades tangencial e axial do vapor devem ser nulas,

$$u_{v,l} = w_{v,l} = 0, \quad (10)$$

devido à condição de não-deslizamento.

Como a mudança de fase ocorre sem que haja variação da temperatura, uma condição de igualdade de temperaturas, em ambos os lados da interface, é imposta. Em  $r = R_v$ , portanto,

$$T_l = T_v, \quad (11)$$

sendo a temperatura do vapor igual à temperatura de saturação correspondente à pressão do vapor na interface.

Na superfície externa do tubo ( $r = R_0$ ), as condições de contorno dependem da posição axial e do mecanismo de transferência presente. Neste trabalho consideramos uma condição de contorno de segundo tipo (fluxo de calor constante). Assim, no evaporador,

$$k_{ef} \frac{\partial T_l}{\partial r} = q_e; \quad (12)$$

e no condensador,

$$k_{ef} \frac{\partial T_1}{\partial r} = -q_e. \quad (13)$$

Ainda, na superfície externa ( $r = R_0$ ), impera a condição de não-deslizamento,

$$u_1 = v_1 = w_1 = 0. \quad (14)$$

### 3. DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES E GERAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL

As equações diferenciais de conservação foram discretizadas conforme o Método dos Volumes de Controle Finitos e as equações algébricas resultantes foram resolvidas com o uso do algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations), ambos, método e algoritmo, bem estabelecidos na literatura (Patankar, 1980) e (Maliska, 1995). No presente trabalho foi utilizada uma malha de 70 volumes na direção axial por 12 volumes na direção radial para a região de vapor e uma malha idêntica para a região porosa, perfazendo um total de 1680 volumes de controle. Por razões de continuidade de fluxos, os volumes de controle em ambas as regiões têm o mesmo comprimento axial, embora apresentando uma espessura diferente na direção radial. Os testes realizados demonstram ser esta a malha de mínimas dimensões que garantem a invariabilidade dos perfis de velocidade com o tamanho da malha.

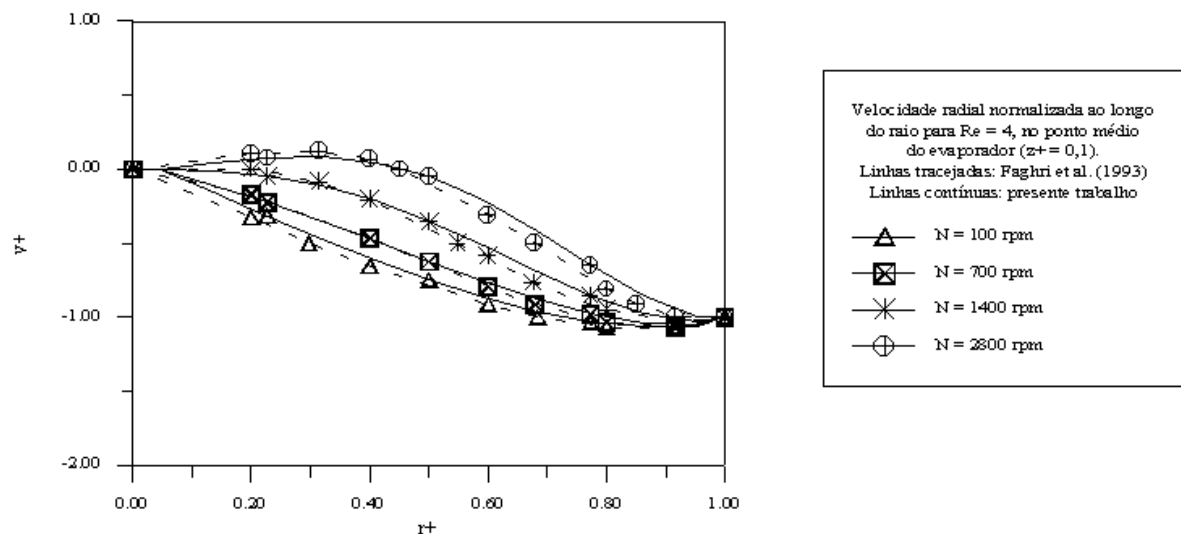


Figura 2 - Comparação de resultados.

#### 3.1 Validação do programa

A fim de validar o programa, comparações foram feitas com a literatura disponível. Na Fig. 2 são comparados os resultados do presente trabalho com os resultados numéricos obtidos por (Faghri et al., 1993). Naquele trabalho foram estudados os perfis de velocidade do vapor no interior de um tubo com rotação em torno de seu próprio eixo, sendo que o escoamento do líquido é desconsiderado e o problema da mudança de fase líquido-vapor é modelado simplificadaamente como a imposição de perfis uniformes de velocidades de sopramento no evaporador e de sucção no condensador.

### 4. OBTENÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Foram obtidos perfis de velocidade, pressão e temperatura, para as regiões porosas e de vapor, ao longo dos eixos axial e radial de um tubo de calor com as seguintes características: comprimento total: 1,0 m; comprimento do evaporador: 0,5 m; comprimento do condensador: 0,5 m; raio externo do tubo de calor: 0,02 m; raio interno do tubo de calor (região de vapor): 0,0127m; espessura da região porosa: 0,0073 m; inclinação do tubo: 0 rd; porosidade da região porosa: 0,446; permeabilidade da região porosa:  $3,58 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ ; material da região porosa: sinterizado de bronze modelado como esferas empacotadas; fluido de trabalho: água. As características do tubo de calor são idênticas às encontradas em (Ismail & Miranda, 1996), uma vez que o presente trabalho pretende dar continuidade àquele.

Em razão da temperatura, em toda a extensão da região de vapor dos tubos de calor, apresentar variações muito pequenas em torno de um valor principal (no presente trabalho em valores não maiores que da ordem de décimos de grau centígrado), é comum a adoção deste valor principal como sendo a temperatura de operação. Simulações foram realizadas para a temperatura de operação de 100 °C, e as combinações possíveis de densidades de fluxo de calor de 5.000, 10.000 e 15.000 W/m<sup>2</sup> e velocidades angulares de 60, 600, 1800 e 3600 rpm.

Alguns dos resultados obtidos são apresentados abaixo. Nas figuras são apresentados perfis de velocidade característicos das condições de operação do tubo, sendo também mostrados alguns dos efeitos da variação das velocidades de rotação e densidades de fluxo de calor.

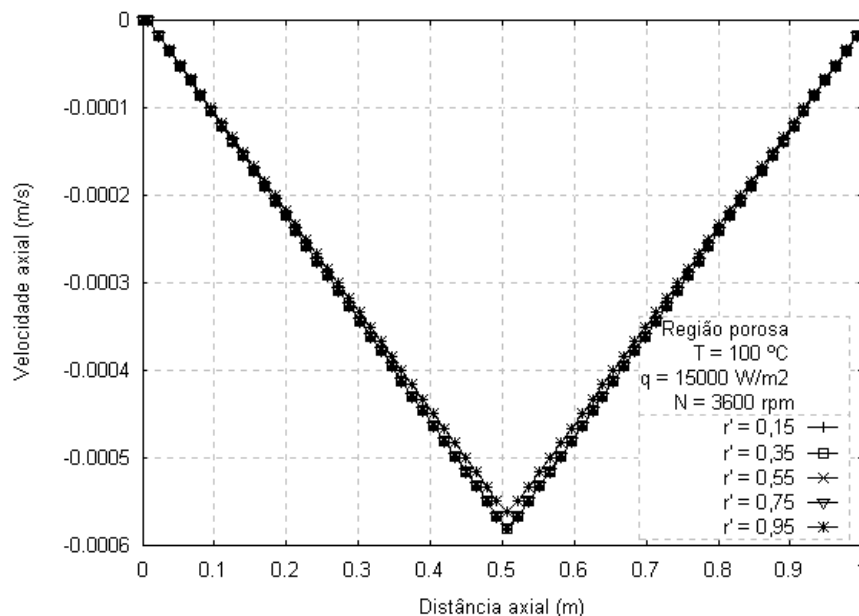


Figura 3 Distribuição axial da velocidade axial na região porosa, para várias posições radiais.

Na Fig. 3 a distribuição axial da velocidade axial na região porosa, para diversas posições radiais normalizadas é apresentada. As posições radiais são normalizadas de modo que a posição da interface líquido-vapor corresponda a  $r' = 0$  e a posição relativa ao raio externo do tubo corresponda a  $r' = 1$ . Em toda a extensão da região, as velocidades são negativas, devido ao retorno do líquido do condensador para o evaporador. Em razão da conservação da massa, na medida que, no condensador, vai sendo incorporada massa, a velocidade aumenta; pela mesma razão, a velocidade diminui continuamente no evaporador devido à perda de massa.

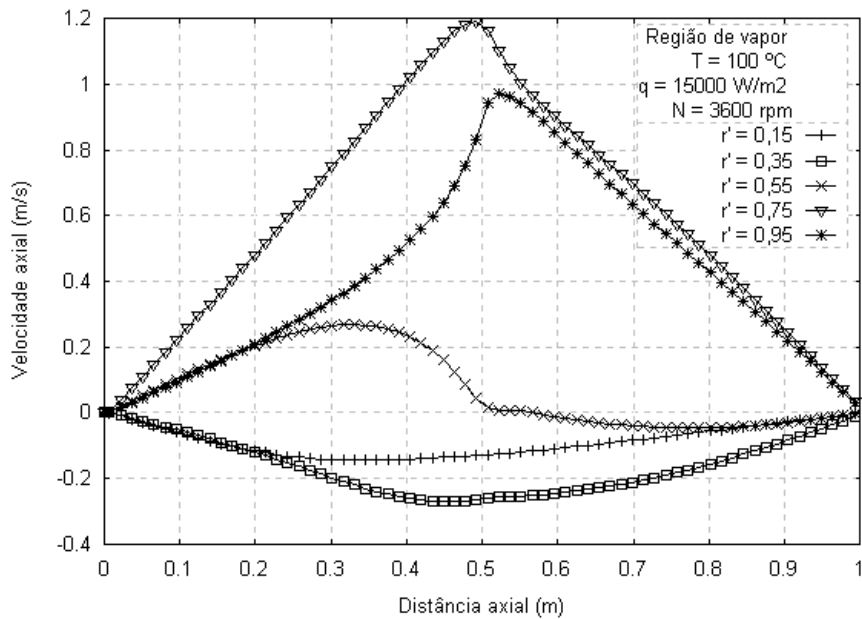


Figura 4 - Distribuição axial da velocidade axial na região de vapor, para várias posições radiais.

Na Fig. 4, o mesmo gráfico é apresentado para a região de vapor. A normalização da posição radial é feita de forma que  $r' = 0$  corresponda ao centro do tubo e  $r' = 1$ , à interface líquido-vapor. Próximo ao centro do tubo, há o aparecimento de um fluxo reverso de vapor (velocidades axiais negativas) devido à rotação.

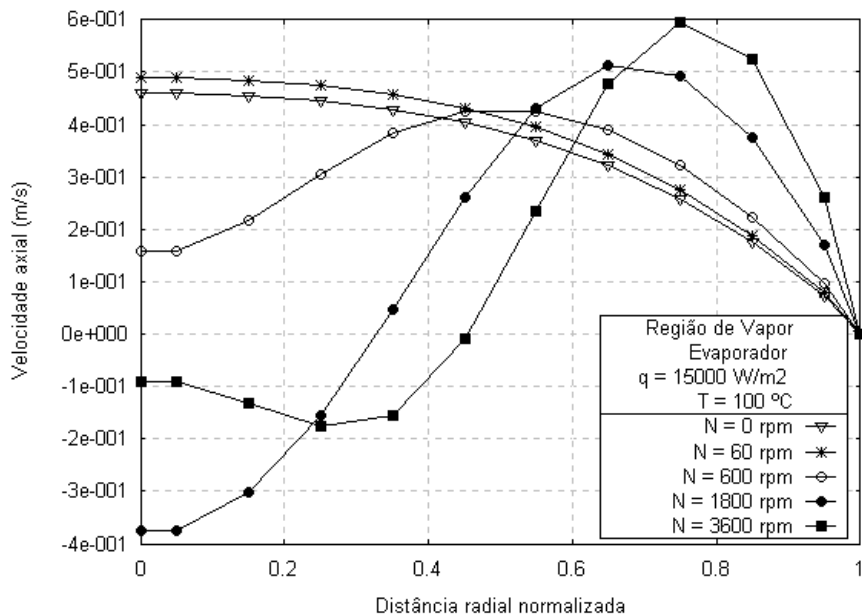


Figura 5 - Distribuição radial da velocidade axial de vapor no ponto médio do evaporador, para várias velocidades angulares.

Tal fenômeno é evidenciado na Fig. 5, onde a distribuição radial da velocidade axial do vapor no ponto médio do evaporador é mostrada para diferentes velocidades de rotação. À medida que a rotação aumenta, aumenta a massa de vapor em fluxo reverso, o que é compensado pelo aumento da velocidade do vapor próximo à região porosa. Também deve-

se notar que a massa de vapor com velocidades positivas é “achatada” contra a região porosa, com o aumento da força centrífuga devido ao aumento da rotação. Um comportamento semelhante ao acima descrito foi, também, registrado em (Miranda, 1989) e (Faghri et al., 1993).

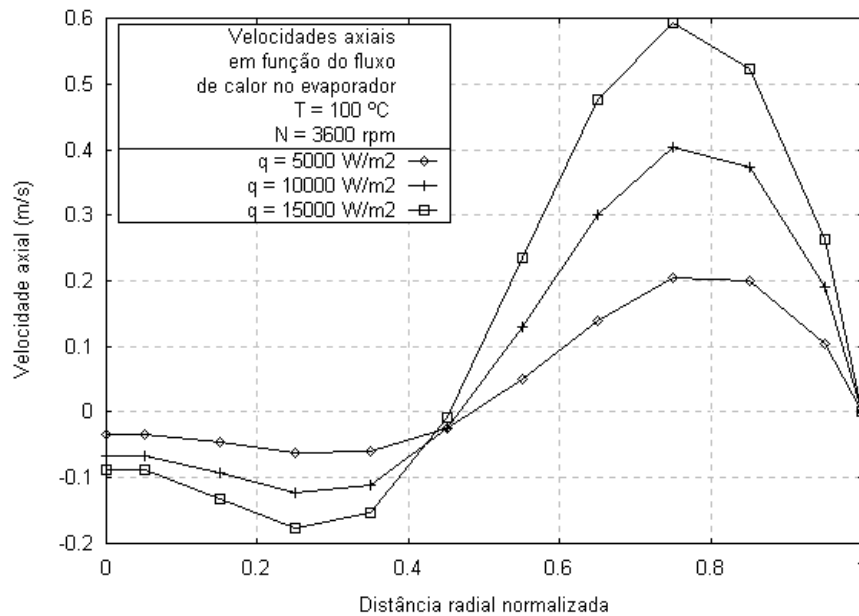


Figura 6 – Influência do fluxo de calor sobre a velocidade axial do vapor.

Na Fig. 6 a influência do fluxo de calor aplicado no evaporador sobre o perfil de velocidades axiais é mostrada. Com o aumento do fluxo de calor, uma quantidade maior de vapor é produzida, o que implica no aumento das velocidades do mesmo.

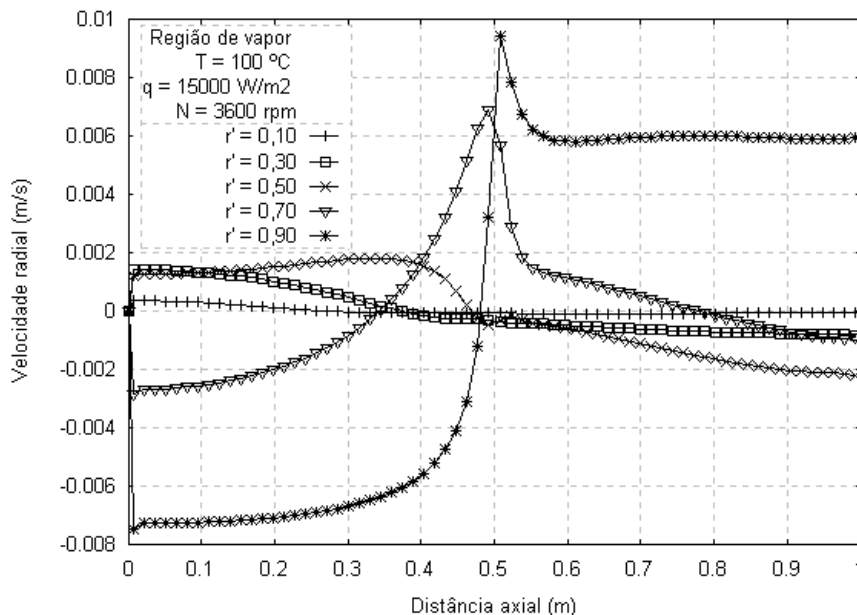


Figura 7 - Distribuição axial da velocidade radial na região de vapor, para várias posições radiais.



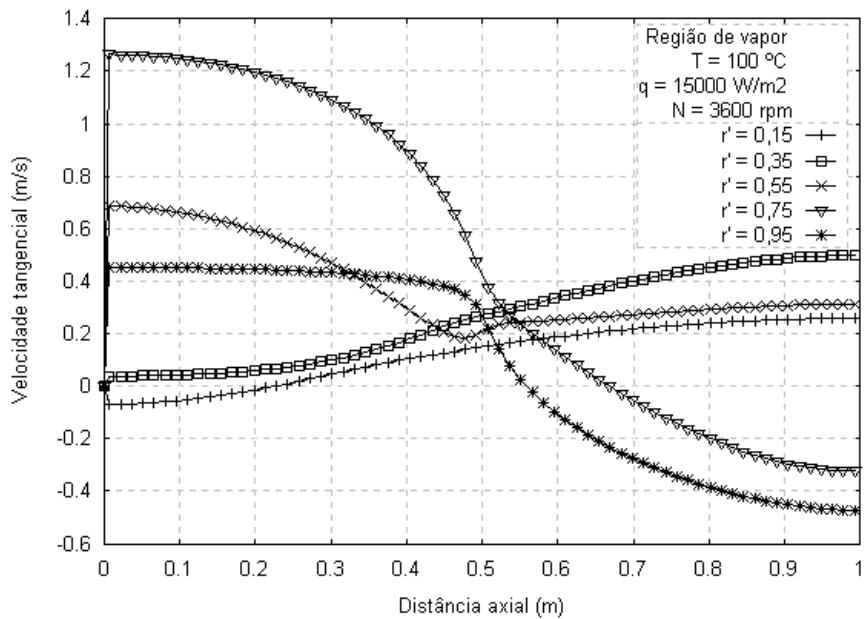


Figura 8 - Distribuição axial da velocidade tangencial na região de vapor, para várias posições radiais.

Nas figuras 7 e 8, a complexidade da distribuição axial das velocidades radial e tangencial, respectivamente, em diferentes posições radiais na região de vapor, pode ser vista.

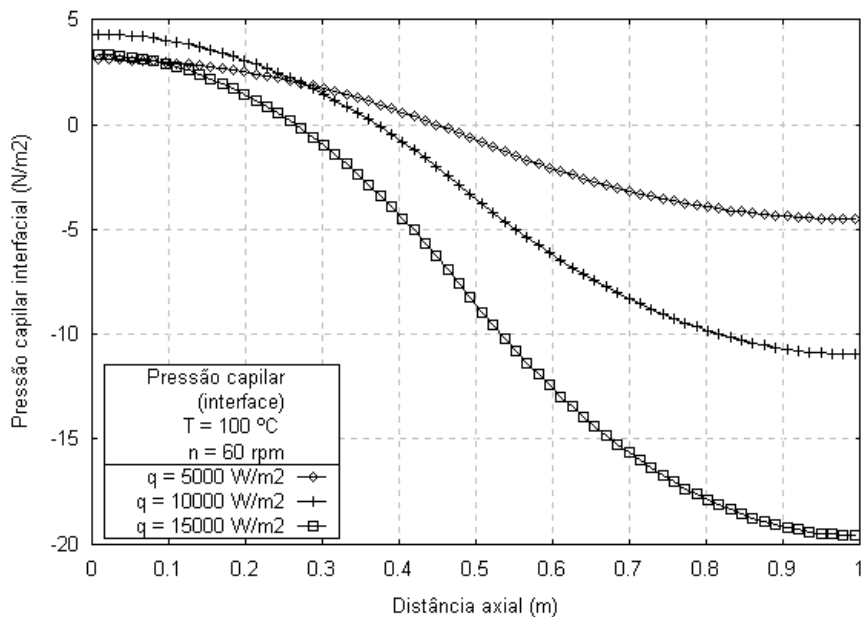


Figura 9 – Influência do fluxo de calor na pressão capilar na interface líquido-vapor.

Nas figuras 9 e 10 são apresentadas as influências do fluxo de calor e da velocidade de rotação, respectivamente, sobre a pressão capilar na interface líquido-vapor. A pressão capilar, definida como a diferença entre a pressão local de vapor e do líquido, é um parâmetro importante na medida que seu valor não deve ultrapassar a máxima pressão capilar admissível nas condições de operação do tubo, sob pena de colapso do mesmo.

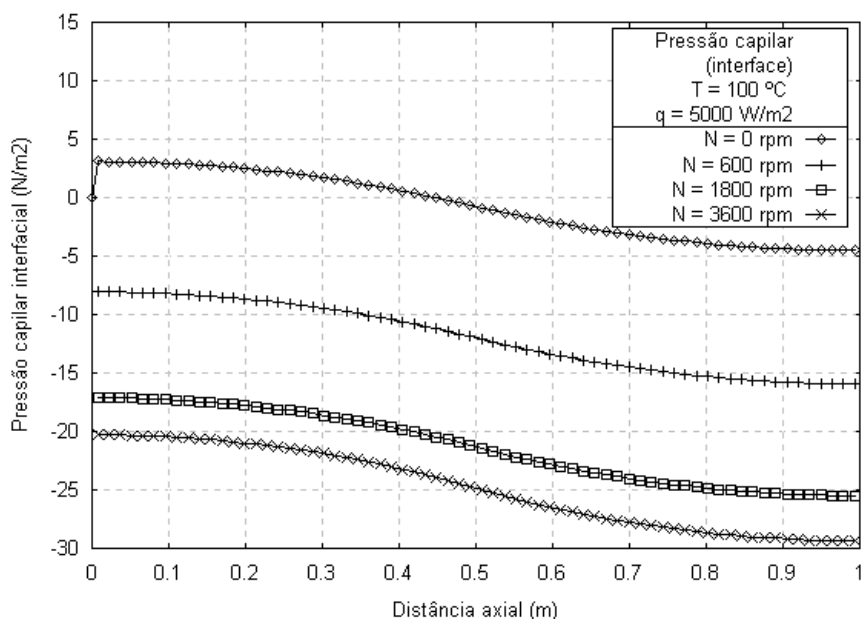


Figura 10 – Influência da velocidade de rotação na pressão capilar na interface líquido-vapor.

Um estudo mais detalhado sobre a influência do fluxo de calor, velocidade de rotação, temperatura de operação e carga de fluido será apresentado em um futuro trabalho, centrado nas condições críticas de operação do tubo de calor.

## 5. REFERÊNCIAS

- Faghri, A., Gogineni, S. & Thomas, S., 1993, Vapor flow analysis of an axially rotating heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.36, n.9, pp. 2293-2303.
- Ismail, K. A. R. & Miranda, R. F., 1996, Two-dimensional axisymmetrical model for a rotating porous wicked heat pipe, *Applied Thermal Engineering*, vol.17, n.2, pp. 135-155.
- Maliska, C. R., 1995, *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- Miranda, R. F., 1989, Desenvolvimento de um modelo matemático para a análise local do desempenho de tubos de calor, com rotação em seu eixo axial, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas.
- Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* (Series in computational methods in mechanics and thermal sciences), Hemisphere Publishing Corporation.
- Vafai, K., Tien, C. L., 1981, Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 24, pp. 195-203.

### A NUMERICAL STUDY ON A CYLINDRICAL NON-TAPERED AXIALLY ROTATING HEAT PIPE

**Abstract.** *A non-tapered (internally cylindrical) axially rotating heat pipe is numerically studied. The governing equations for vapor and liquid flow through porous medium are simultaneously solved by the SIMPLE method. Temperature, pressure, axial, radial and tangential velocities profiles are presented in terms of parameters like heat transfer rate and rotational speed.*

**Key words:** Rotating heat pipes, Rotating flow, Phase change heat transfer.