



## OCORRÊNCIA DE FLUXO DE CALOR REVERSO NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA EM TUBOS CONCÊNTRICOS ALETADOS

Cláudia Regina de Andrade

Edson Luiz Zapparoli

ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica /IEME - Departamento de Energia

Pça Marechal Eduardo Gomes, 50 - Vila das Acácias - São José dos Campos - SP - Brasil

CEP: 12228-900 E-mail: claudia@mec.ita.cta.br/ zapparoli@mec.ita.cta.br

**Resumo.** Neste trabalho estuda-se a ocorrência de fluxo de calor reverso no escoamento entre tubos concêntricos com aletas radiais acopladas na superfície externa do tubo interno. O sistema de equações governantes (conservação de massa, quantidade de movimento, energia e modelo de turbulência) é discretizado aplicando-se a técnica de elementos finitos com uma formulação segregada. Utiliza-se uma abordagem de transferência de calor conjugada onde a condução no sólido e a convecção no fluido são analisadas de maneira acoplada em um domínio único. São estudadas diversas configurações geométricas variando-se a razão espaçamento/altura das aletas e a relação entre a condutividade térmica do sólido-fluido. Com esta abordagem verifica-se a ocorrência de fluxo de calor na direção reversa (do fluido para o sólido) na base da aleta. Nesta região a transferência de calor é pobre e o fluido recirculante fica praticamente estagnado (zona morta). Os resultados também mostram que a magnitude do fluxo reverso cresce com o aumento do Número de Reynolds e apresenta-se mais intenso no escoamento de água do que no de ar.

**Palavras-chave:** Fluxo de calor reverso, Problema conjugado, Aletas, Elementos Finitos.

### 1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente, o estudo de problemas de transferência de calor envolvendo condução e convecção é feito analisando esses dois modos de transferência de calor de forma desacoplada. A condução no domínio sólido é calculada admitindo-se que o acoplamento na interface pode ser representado através de um coeficiente de convecção suposto conhecido e uniforme. Em contrapartida, o problema de convecção é analisado supondo-se condições de contorno de temperatura ou fluxo de calor constantes na fronteira sólido/fluido e fornecendo os resultados para o coeficiente de convecção. No entanto, em alguns problemas de interface essas hipóteses não representam adequadamente os mecanismos de transferência de calor envolvidos. Para simular de forma mais realística esses fenômenos, os problemas de condução e convecção devem ser estudados de maneira simultânea em um único domínio. Essa formulação acoplada é

referenciada na literatura como problema conjugado (Perelman, 1961, Davis e Gill, 1970, Vinnycky *et al.*, 1998).

Grande parte dos trabalhos na área de transferência de calor conjugada analisaram geometrias simples como o escoamento interno entre placas planas paralelas ou em tubos circulares (Davis e Gill, 1970; Bilir, 1995; Mori *et al.*, 1974, 1976). Esses autores estudaram o efeito da condução axial na parede sólida para o caso de baixo número de Péclet (escoamento laminar) e mostraram que a condução no sólido afeta as trocas de calor com o fluido, principalmente quando a espessura da parede do tubo (placa) não pode ser desprezada em comparação com raio do tubo (largura do duto).

Mais recentemente, Vynnycky *et al.* (1998) estudaram o problema de condução-convecção conjugadas no caso de escoamento laminar externo sobre uma placa retangular de comprimento finito. Esses autores compararam os resultados da condução na parede sólida: bidimensional e unidimensional.

Com o desenvolvimento dos recursos computacionais, tornou-se possível estender a abordagem conjugada para geometrias mais complexas. Existem trabalhos envolvendo transferência de calor acoplada aplicados no estudo do resfriamento de equipamentos eletrônicos. Isto ocorre porque os componentes vêm se tornando cada vez menores e mais potentes, gerando mais calor por unidade de área. Além disso, como esses componentes são encapsulados com materiais de baixa condutividade térmica (plástico, por exemplo), necessita-se de um sistema de resfriamento que mantenha as condições de temperatura abaixo de um valor crítico. Weisberg e Bau, 1992 estudaram o escoamento laminar em microcanais utilizados como trocadores de calor, assumindo perfis de velocidade e temperatura desenvolvidos. Os autores mostraram que o fluxo de calor na parede dos canais varia acentuadamente de modo que a hipótese de fluxo de calor constante na interface sólido-fluido torna-se inaplicável neste problema.

O estudo da transferência de calor conjugada condução-convecção também se aplica no projeto de trocadores de calor (Carlson *et al.*, 1997) utilizados nas indústrias (automotiva, eletrônica e de processo) para remover/fornecer calor de/para um fluido de trabalho.

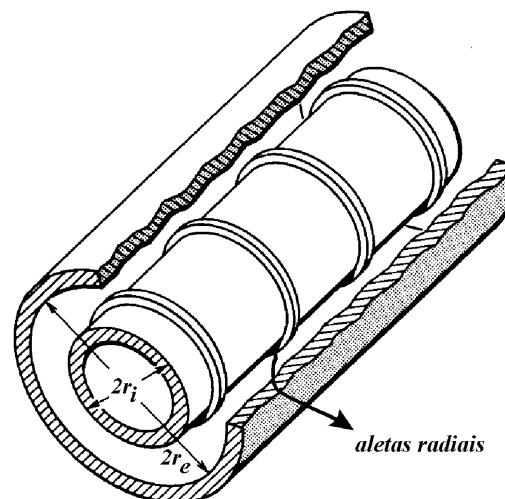


Figura 1 - Tubos concêntricos com aletas radiais.

Neste trabalho estudam-se os mecanismos de transferência de calor conjugada no escoamento interno entre tubos concêntricos, como esquematizado na Fig. 1, onde as aletas no tubo interno têm o objetivo de intensificar a transferência de calor através do aumento da área de troca e do coeficiente de convecção. Estes dispositivos têm aplicação em trocadores de calor compactos, como os utilizados na indústria aeroespacial (Obermeier e Henne, 1993).

Com o intuito de verificar a ocorrência do chamado “fluxo de calor reverso”, como uma combinação dos mecanismos de transferência de calor por convecção no fluido e condução no sólido, utilizou-se uma abordagem conjugada. Convencionou-se representar o fluxo de calor positivo quando a componente normal do fluxo de calor tem o sentido do sólido para o fluido. Assim, o termo fluxo reverso é referenciado na literatura (Bilir, 1992; Fiebig et al., 1995a, 1995b; Amin e Khan, 1996) quando ele ocorre no sentido reverso (do fluido para o sólido), portanto, com sinal negativo. Apesar de globalmente o fluido estar sob condições de aquecimento, verificou-se em algumas situações a ocorrência de fluxo reverso.

## 2. EQUAÇÕES BÁSICAS

Adota-se uma formulação matemática bidimensional para estudar o escoamento turbulento do fluido e a condução no sólido. O problema térmico foi estudado através de uma única equação para representar as trocas de calor nos domínios sólido e fluido. As propriedades do sólido e do fluido foram consideradas constantes.

Deste modo, a representação matemática do problema é feita por meio das equações médias para escoamento turbulento (continuidade, quantidade de movimento, energia e modelo de turbulência), válidas para um escoamento bidimensional em coordenadas cilíndricas, expressas por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( r \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] - 2 \mu_{ef} \frac{v}{r^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial r} \right) \quad (3)$$

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( K_{ef} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r K_{ef} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (5)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

onde  $G_k$  representa o termo de dissipação viscosa,

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (7)$$

com as constantes  $C_\mu = 0,09$  ;  $C_1 = 1,45$ ;  $C_2 = 1,9$  ;  $\sigma_t = 1,0$  e  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ .

No sistema de Equações (1)-(6)  $\rho$  é a densidade do fluido,  $u$  e  $v$  são as componentes axial e radial da velocidade,  $T$  é a temperatura,  $k$  é a energia cinética da turbulência e  $\varepsilon$  indica a taxa de sua dissipação.  $K_{ef}$  é condutividade térmica efetiva,  $C_p$  é o calor específico a pressão constante e  $\mu_{ef}$  é a viscosidade dinâmica efetiva. Os termos de viscosidade e condutividade efetivas são definidas como a soma da parcela laminar com a turbulenta, indicadas por:

$$K_{ef} = K + K_t \quad \text{e} \quad \mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (8)$$

onde as parcelas turbulentas são calculadas de acordo com o modelo  $k$ - $\varepsilon$  de Launder e Spalding (1974).

As condições de contorno são  $u$  e  $v$  iguais a zero junto às fronteiras sólidas (parede do tubo e superfícies das aletas). Na parte central da face aquecida do tubo interno tem-se uma condição de temperatura constante ( $T_w$ ) ou fluxo de calor especificado ( $q_w$ ) enquanto as regiões de entrada e saída estão isoladas. As condições de entrada são perfis de velocidade ( $u_e$ ), temperatura ( $T_e$ ),  $K$  e  $\varepsilon$  uniformes. Na saída do tubo impõe-se um valor para a pressão ( $P=0$ ) e condições livres (derivada nula na direção normal à superfície) para as demais variáveis. Nas proximidades das fronteiras sólidas, o programa utiliza a Lei de Parede Logarítmica (Launder e Spalding; 1974) para estabelecer os valores de  $K$  e  $\varepsilon$ . Uma representação esquemática do aparato é indicada na Fig. 2, onde  $s$  indica a altura das aletas fixadas ao longo da porção aquecida do tubo e  $p$  o espaçamento entre elas. Os raios do tubo externo e interno são indicados por  $r_e$  e  $r_i$ , respectivamente.

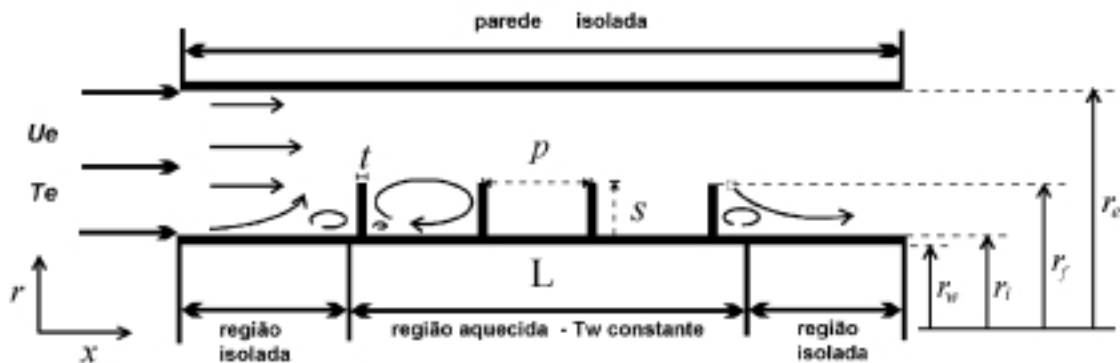


Figura 2 - Representação esquemática do problema.

A configuração geométrica analisada segue o aparato experimental especificado em Obermeier e Henne (1993) e os parâmetros adimensionais são definidos por:

$$Pr = \mu C_p / K \quad e \quad Re = \rho u_e D_h / \mu, \quad (10)$$

onde  $D_h$  representa o diâmetro hidráulico indicado por:

$$D_h = 2 \cdot (r_e - r_i) \quad (11)$$

### 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Foram realizadas diversas simulações numéricas para estudar o escoamento turbulento entre tubos concêntricos aletados indicado na Fig. 1. As equações de quantidade de movimento e energia são discretizadas usando o método de elementos finitos de Galerkin para todos os termos das equações com exceção dos termos para o transporte convectivo, que são tratados diretamente por um esquema "streamline upwind" ao invés de se modificar a função-peso como no método dos resíduos ponderados descrito em Rice e Schnipke (1985). O acoplamento pressão-velocidade é feito através de uma solução iterativa e seqüencial das equações algébricas, correspondentes às equações de quantidade de movimento para cada uma das componentes da velocidade, e uma aproximação algébrica consistente para a equação de Poisson da pressão. Esta última é obtida substituindo os resultados da discretização das equações de  $u$  e  $v$  na equação da continuidade e usando uma formulação de igual ordem para os campos de pressão e velocidade, conforme detalhado em Rice e Schnipke (1986). Os sistemas de equações algébricas foram resolvidos por métodos iterativos como o TDMA (*Tri-diagonal Matrix Algorithm*) para o campo de velocidade e o PCG (*Preconditioned Conjugate Gradient Algorithm*) no caso da pressão. Na discretização do domínio foram utilizados elementos quadriláteros (com quatro nós), de modo que na simulação com quatro aletas a malha computacional é constituída por 30.000 elementos. Um trecho de malha entre duas aletas consecutivas é indicado na Fig.3.

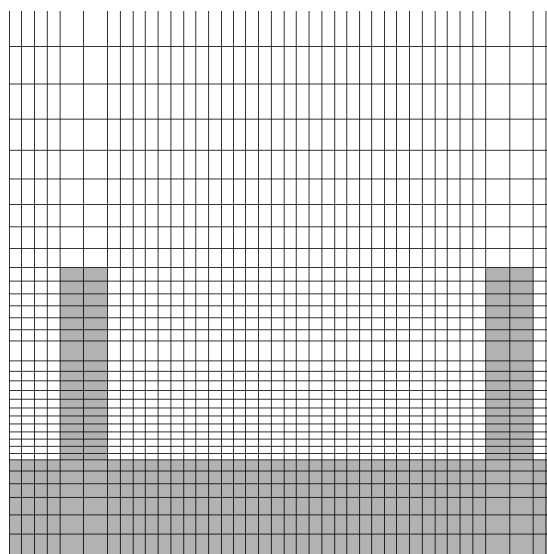


Figura 3 – Trecho de malha entre duas aletas consecutivas, mostrando os elementos.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para validação dos resultados numéricos e avaliar a adequação do modelo de turbulência, foi realizada uma comparação com os dados experimentais de Obermeier e Henne (1993) para o coeficiente de atrito e número de Nusselt.

A componente do fluxo de calor normal à interface foi calculada por:

$$q_w = -K_s \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (12)$$

onde  $\vec{n}$  é um vetor unitário normal à interface sólido-fluido e direcionado para fora do domínio sólido;  $K_s$  é a condutividade térmica do material sólido.

Assim, o termo fluxo reverso indica que o fluxo de calor ocorre no sentido do fluido para o sólido, portanto, com sinal negativo. Apesar de globalmente o fluido estar sob condições de aquecimento, verifica-se em algumas regiões a ocorrência de fluxo reverso local.

A ocorrência de fluxo de calor reverso foi analisada em função dos seguintes parâmetros: número de Prandtl ( $Pr$ ) e número de Reynolds ( $Re$ ); razão de condutividade térmica sólido/fluido ( $K_s/K_f$ ); altura e espaçamento das aletas (4, 14 e 56 aletas de alturas  $4 \cdot 10^{-3}$  m e  $8 \cdot 10^{-3}$  m); e condições de contorno de temperatura ( $T_w$ ) e fluxo de calor prescritos ( $q_w$ ).

Na Fig. 4 são apresentadas as linhas de corrente próxima à base de uma aleta (para o caso de 4 aletas acopladas ao tubo interno da Fig. 2). Nesta região verifica-se a ocorrência de regiões de recirculação no escoamento do fluido. É uma zona de escoamento secundário e fraco. Isto prejudica a eficiência do trocador de calor porque nesta porção do tubo a transferência de calor é baixa, e é conhecida como *zona morta* (Fiebig et al, 1995).

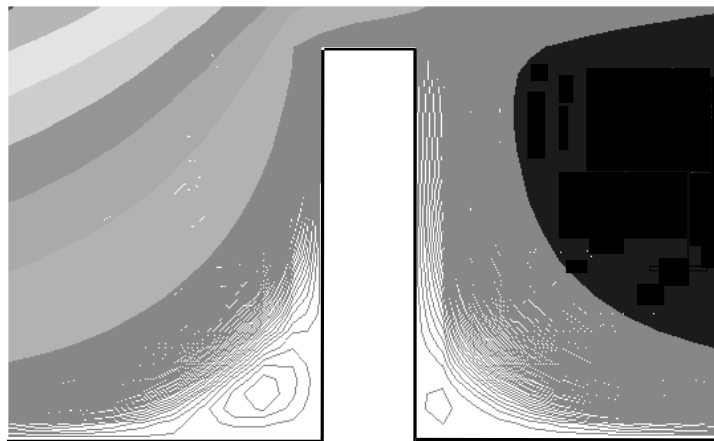


Figura 3 - Linhas de corrente mostrando a recirculação secundária na base da aleta.

A Fig. 5 mostra o fluxo de calor ao longo da interface sólido-fluido nas simulações com 4 e 56 aletas (para  $Re = 2,6 \cdot 10^4$  e  $K_s/K_f = 500$ ). Verifica-se a ocorrência de fluxo de calor local reverso na configuração com 4 aletas, nos cantos direito e esquerdo na região da base das aletas, justamente nas regiões onde se formam bolhas de recirculação no escoamento.

O fluxo de calor reverso ocorre devido ao acoplamento de dois fenômenos: primeiro, a colocação de aletas provoca uma depressão de temperatura junto à sua base; segundo, pelo fato de que o fluido recirculante entra em contato com regiões de maiores temperaturas na superfície externa do tubo. Isso resulta que junto à base da aleta o fluido, em algumas

configurações, possui uma temperatura maior que a superfície do sólido revertendo a troca de calor. Este fenômeno se acentua quanto maior a distância entre as aletas.

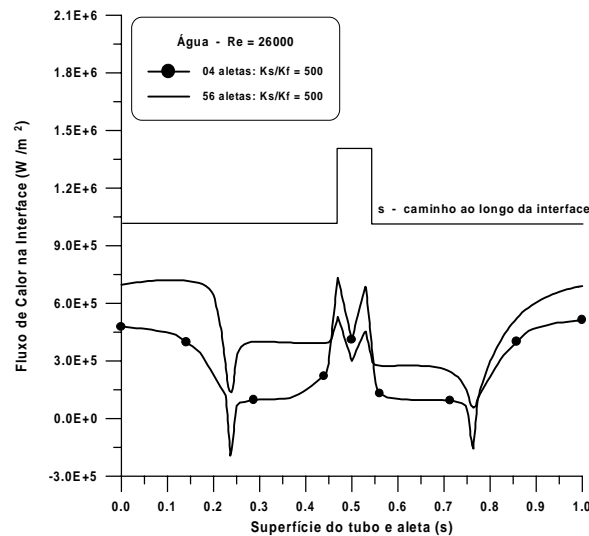


Figura 5 - Fluxo de calor local na interface sólido-fluido ( $q_w$  constante).

Para avaliar o efeito da condução bidimensional (parede do tubo) na magnitude do fluxo calor reverso foram realizadas simulações usando parede *com* e *sem* espessura, conforme indicado na Tabela 1, para o caso de 4 aletas ( $Re = 2,6 \cdot 10^4$  e  $Pr = 3,0$ ), em função do tipo de condição de contorno (C.C.) aplicada.

Tabela 1 - Ocorrência de fluxo de calor reverso em função do tipo de C.C.

Parede	C.C. de fluxo prescrito	C.C. de temperatura prescrita
<i>Sem espessura</i>	80% do valor aplicado na parede	50% da média de $q_w$ na interface
<i>Com espessura</i>	32% do valor aplicado na parede	28% da média de $q_w$ na interface

Na simulação de parede sem espessura, o fluxo de calor é aplicado diretamente na interface sólido-fluido e na base da aleta, provocando um aquecimento ainda maior do fluido recirculante que fica em contato com a suposta parede do tubo. No entanto, quando se inclui a espessura da parede existe a resistência térmica do material sólido (antes de se atingir a fronteira com o fluido) e condução axial para a base da aleta, para o mesmo fluxo de calor aplicado na simulação sem parede.

Os resultados mostram que desprezar os efeitos da condução axial e radial na parede do tubo interno significa superestimar os valores máximos do fluxo reverso em mais de 100 %, no caso da condição de contorno de  $q_w$  prescrito.

O fluxo de calor reverso é mais intenso no caso de condição de contorno de fluxo de calor prescrito do que para temperatura especificada. Isto pode ser explicado pelo fato de que para C.C. de  $q_w$  o valor do fluxo de calor é o mesmo em toda a porção aquecida do tubo. No caso de C.C. de  $T_w$  a magnitude do fluxo de calor é máxima junto à base da aleta e possui valores decrescentes na região intermediária entre as aletas.

Também foram realizadas simulações numéricas para se analisar a influência do número de Reynolds e da altura das aletas na ocorrência de fluxo reverso. Os resultados para a simulação com 4 aletas são apresentados na Fig. 6.

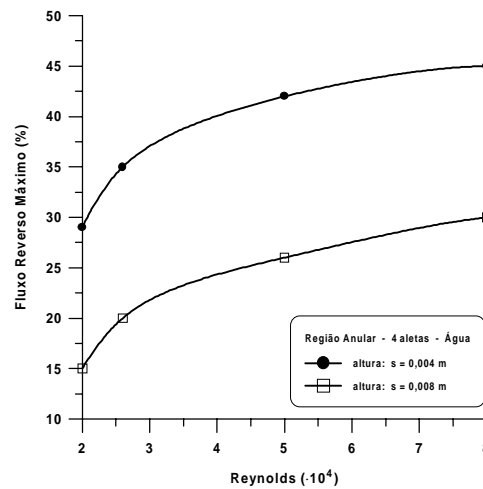


Figura 6 - Fluxo de calor reverso em função de  $Re$  (% em relação à C.C. de  $q_w$ ).

Observa-se que os valores máximos do fluxo reverso local (% em relação ao valor de  $q_w$  aplicado como condição de contorno) crescem com o aumento de  $Re$ , para aletas curtas ( $s = 4 \cdot 10^{-3}$  m) e longas ( $s = 8 \cdot 10^{-3}$  m). Este fato também foi verificado no trabalho de Fiebig *et al.* (1995), embora os autores tenham estudado apenas o escoamento em regime laminar.

Os resultados também indicam que em aletas mais longas a magnitude do fluxo reverso é menor. A depressão na base da aleta neste caso também é menor resultando em menores diferenças de temperatura entre as aletas e o fluido, em comparação com as aletas mais curtas e altura  $s = 4 \cdot 10^{-3}$  m).

Na Fig. 7 são apresentados os resultados obtidos na simulação para  $Pr=0,7$  e  $Pr= 3,0$  (com 4 aletas e  $Re = 2,6 \cdot 10^4$ ), em função da relação entre as condutividades térmicas do sólido/fluido. A magnitude do fluxo de calor reverso local é maior na água do que no ar mas em ambos os casos, a intensidade do valor máximo decai com o aumento da razão  $K_s/K_f$ .

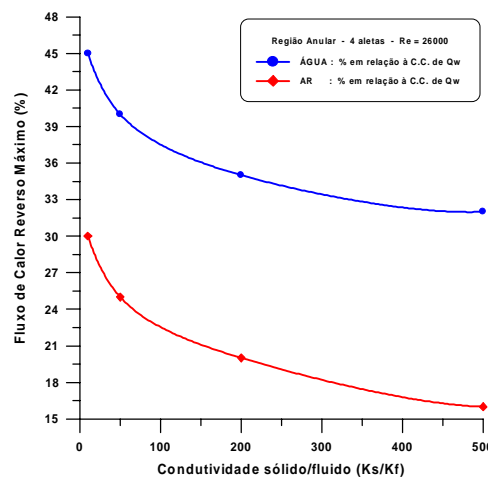


Figura 6 - Fluxo reverso em função da razão  $k_s/k_f$  (% em relação à C.C. de  $q_w$ ).



À medida que a condutividade térmica do sólido aumenta, a depressão de temperatura na base das aletas diminui, o que provoca uma menor intensidade do fluxo reverso local.

Analisou-se também a ocorrência do fluxo de calor reverso em função do espaçamento entre as aletas. Os resultados são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Ocorrência de fluxo de calor reverso em função do número de aletas.

	$n=4$	$n=14$	$n=56$
$ks/kf = 500$	base das aletas	não ocorre	não ocorre

O aumento da condutividade térmica do sólido e a redução no espaçamento entre as aletas diminuem a probabilidade de ocorrência de fluxo reverso, tanto que nas simulações com 14 e 56 aletas com  $ks/kf = 500$ , o fluxo reverso não foi observado.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, a adoção de uma abordagem conjugada permitiu capturar aspectos importantes da transferência de calor no escoamento entre tubos concêntricos, como a ocorrência de fluxo de calor local reverso próximo à base da aleta. Verificou-se ainda que a magnitude do fluxo reverso aumenta com o número de  $Re$  e com o maior espaçamento entre as aletas, apresentando-se mais intenso no caso do escoamento de água do que no ar. Concluiu-se também que à medida que a razão entre as condutividades térmicas do sólido/fluido aumenta ocorre uma redução nos valores do fluxo reverso local para as configurações geométricas estudadas.

## 6. REFERÊNCIAS

- Amin, M. R., e Khan, J., 1996, "Effects of Multiple Obstructions on Conjugate Forced Convection Heat Transfer in Tubes", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 29, pp. 265-279.
- Bilir, S., 1995, "Laminar Flow Heat Transfer in Pipes Including Two-Dimensional Wall and Fluid Axial Conduction", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38 (9), pp. 1619-1625.
- Carlson, K.D.; Lin, W.L. e Chen, C.J., 1997, "Pressure Boundary Conditions of Incompressible Flows with Conjugate Heat Transfer on Nonstaggered Grids - Part II: Applications", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 32 (5), pp. 481-501.
- Davis, E. J. e Gill, W. N., 1970, "The Effects of Axial Conduction In The Wall On Heat Transfer With Laminar Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 13, pp. 459-470.
- Fiebig, M.; Grosse-Gorgemann, A. Chen Y. e Mitra, N. K., 1995a, "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube - Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 28, pp. 133-146.
- Fiebig, M.; Grosse-Gorgemann, A. Chen Y. e Mitra, N.K., 1995b, "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube - Part B: Heat Transfer Augmentation and Avoidance of Heat Transfer Reversal by Longitudinal Vortex Generators", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 28, pp. 147-155.
- Lauder, B.E. e Spalding, D.B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, Vol. 3, pp. 269-289.

- Mori, S., Sakaribara, M. e Tanimoto, A., 1974, "Steady Heat Transfer to Laminar Flow in Circular Tube with Conduction in the Tube Wall", Heat Transfer - Japanese Research, Vol. 3(2), pp. 37-46.
- Mori, S., Shinke, T. e Sakaribara, M., 1976, "Steady Heat Transfer to Laminar Flow Between Parallel Plates with Conduction in Wall", Heat Transfer - Japanese Research, Vol. 5(4), pp. 17-25.
- Obermeier, E. e Henne, R. A., 1993, "Performance Analysis of Augmented Heat Transfer Surfaces - Theoretical and Experimental Results for Tubes with Circunferencial Fins in Longitudinal Flow", Proceedings of the First International Conference on Aerospace Heat Exchanger Technology, pp. 329-345, Palo Alto, USA.
- Perelman, T. L., 1961, "On Conjugate Problems of Heat Transfer, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 3, pp. 293-303.
- Rice, J.G. e Schnipke, R.J., 1985, "A Monotone Streamline Upwind Finite Element Method for Convection-Dominated Flows". Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, Vol. 48, pp. 313-327.
- Rice, J.G. e Schnipke, R.J., 1986, "An Equal-Order Velocity-Pressure Formulation That Does Not Exhibit Spurious Pressure Modes". Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, Vol.58, pp. 135-149.
- Vinnycky, M., Kimura, S. Kanev, K. e Pop, I., 1998, "Forced Convection Heat Transfer from a Flat Plate: The Conjugate Problem", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 45-59.
- Weisberg, A. e Bau, H.H., 1992, "Analysis of Microchannels for Integrated Cooling", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 35, pp. 2465-2474.

## **OCCURRENCE OF REVERSE HEAT FLUX IN CONJUGATED HEAT TRANSFER IN FINNED CONCENTRIC TUBES**

**Abstract.** *The occurrence of reverse heat flux in the flow between finned concentric tubes is studied. This phenomenon must be analyzed with a conjugated heat transfer approach, where the conduction in the solid and the convection in the fluid are simultaneously calculated using a unique domain. The mass, momentum, energy and turbulence model equations are discretised by the finite element technique and solved with a segregated formulation. Several configurations are studied varying height/pitch of the fins and solid-fluid thermal conductivity ratio. The results showed the occurrence of reverse heat flux (from fluid to solid) at the fin root. The heat transfer in this region is weak and the recirculating flow has low velocities values (dead zone). The reverse heat flux magnitude increases with Reynolds number and it is higher in the water flow than the air one.*

**Keywords:** *Reverse Heat Flux, Conjugated Heat Transfer, Fins, Finite Element.*