



## ANÁLISE DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DO RESFRIAMENTO DE PLACA POROSA POR INJEÇÃO DE AR

### **Geraldo Augusto Campolina França**

Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - CEP 31270-010 Belo Horizonte, MG, Brasil  
E-mail: franca@vesper.demec.ufmg.br

### **Rita Célia Maciel Mendonça Neves**

Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - CEP 31270-010 Belo Horizonte, MG, Brasil

### **André Lallemand**

Institut National des Sciences Appliquées de Lyon - INSA/UCBL, Centre de Thermique de Lyon - CETHIL -20  
Avenue Albert Einstein - 69621 Villeurbanne Cedex (France) Lyon, França  
E-mail: alal@cethyl.insa-lyon.fr

**Resumo.** Neste trabalho, é feito o estudo da eficiência de resfriamento de uma placa plana porosa por injeção de ar. A placa tem porosidade igual a 0,3 e dimensões 0,6m x 0,3m x 0,003m. O fluido do escoamento principal sobre a placa plana é ar quente. O número de Reynolds na borda da parede porosa é sempre igual ou superior a  $2,5 \times 10^5$ . Os resultados da simulação numérica foram obtidos utilizando-se os modelos de equilíbrio térmico e de não equilíbrio térmico entre o sólido e o fluido no interior da parede porosa. Mostra-se que a condição de equilíbrio térmico pode ser utilizada, sem gerar erros consideráveis, quando os valores do coeficiente de transferência de calor no meio poroso são superiores a valores mínimos predeterminados para cada taxa de injeção. Mostra-se, também, que a radiação térmica pode reduzir em até 20% a eficiência do resfriamento em relação ao processo sem radiação térmica. Além disso, os resultados teóricos obtidos com a modelagem numérica adotada neste trabalho mostraram que a espessura da parede porosa não modifica a eficiência do resfriamento por injeção.

**Palavras chaves:** Transpiração, Parede porosa, Resfriamento, Injeção

## 1. INTRODUÇÃO

É muito freqüente, em processos industriais, se encontrar paredes metálicas expostas a fontes de calor intensas podendo atingir temperaturas além do limite admissível dos materiais que as constituem. A pesquisa de processos de resfriamento, que além de adequados sejam

econômicos e eficientes, torna-se importante para a solução deste tipo de problema. O resfriamento por injeção é um dos mais eficientes processos utilizados no resfriamento de paredes aquecidas. Este processo consiste na injeção de um fluido frio (gás ou líquido), geralmente à temperatura ambiente, através da parede aquecida. Apesar de apresentar como inconveniente a diminuição da resistência física do material, que neste caso deve ser poroso, o processo de resfriamento por injeção é bastante utilizado, pois, reduz os gradientes térmicos na parede, apresenta baixo consumo de fluido refrigerante e pode ser associado com o resfriamento evaporativo utilizando-se um líquido como fluido de injeção.

Os principais parâmetros associados aos estudos do resfriamento por injeção (Fig. 1) são a taxa de injeção (razão entre as densidades de fluxo do fluido injetado e do fluido do escoamento principal), o número de Reynolds do escoamento principal e a natureza do fluido injetado (Rodet et al.,1997), (França,1996), (Moffat e Kays, 1984). Os estudos realizados por Moffat e Kays (1984), Andoh et al. (1994) e França et al. (1998) mostram que o fluido injetado, ao atravessar a parede porosa, retira parte do calor transmitido da sua face quente para a sua face fria e, ao sair sobre a face quente, o fluido modifica o perfil de velocidades e de temperaturas do escoamento principal na região próxima à parede, reduzindo assim a transferência de calor por convecção para a parede. Estes são os dois principais mecanismos responsáveis pela diminuição da temperatura da parede.

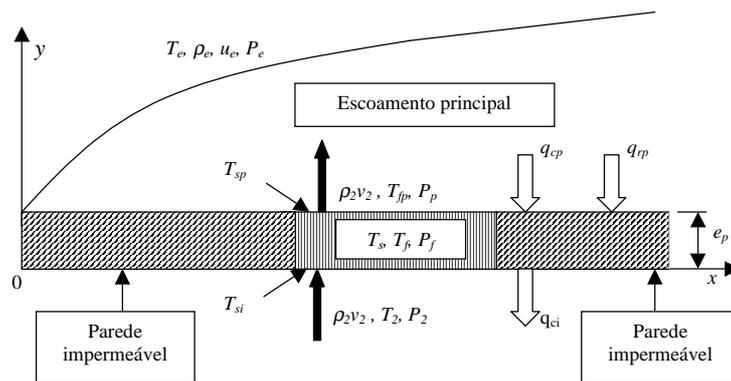


Figura 1- Esquema do processo de resfriamento por injeção.

Em seus estudos teóricos e experimentais sobre resfriamento de uma parede porosa, com escoamento de ar, turbulento, à temperatura máxima de 300°C e injeção de ar à temperatura ambiente, França (1996) concluiu que taxas de injeção iguais ou superiores a 0,01 são suficientes para descolar a camada limite de ar quente escoando sobre a placa plana porosa, anulando praticamente a transferência de calor por convecção. Os resultados de França confirmam, assim, os resultados obtidos por Georgiou e Louis em 1984. Estes estudos mostram, também, que, para estas taxas de injeção, a espessura da parede porosa não tem influência na eficiência do resfriamento, quando se considera transferência de calor por convecção apenas. Além disso, os estudos realizados por França (1996) sugerem que os efeitos da radiação térmica podem reduzir significativamente a eficiência de resfriamento por injeção numa parede porosa e mostram que a aplicação da condição de equilíbrio térmico entre o sólido e o fluido pode conduzir a erros significativos entre os resultados da simulação numérica e os resultados experimentais.

O objetivo deste trabalho é analisar a eficiência do processo de resfriamento de uma parede porosa, por injeção de ar, levando em consideração os seguintes aspectos:

- condição de equilíbrio térmico e de não equilíbrio térmico entre o sólido e o fluido no interior do meio poroso;
- calor transferido à parede por convecção e por radiação;
- espessura da parede porosa.

## 2. Descrição do problema

A Figura 1 mostra o esquema de um processo de resfriamento por injeção, onde a placa é aquecida por convecção e por radiação. O aquecimento por convecção é promovido pelo fluido quente escoando sobre a placa e o aquecimento por radiação é feito pelas paredes do canal onde se encontra instalada a placa ou pelo ambiente que a envolve. O escoamento sobre a placa plana - *escoamento principal* - é do tipo camada limite, turbulento, em regime permanente, subsônico, e não isotérmico enquanto o escoamento através do meio poroso - *escoamento secundário* - é laminar e unidimensional. O comprimento da placa porosa é 0,6m e o seu posicionamento e a velocidade do ar no escoamento principal foram fixados de modo a se obter número de Reynolds da ordem de  $2,5 \times 10^5$  na sua borda de ataque.

O problema a ser estudado envolve a modelagem de dois escoamentos acoplados: o escoamento sobre a placa plana e escoamento através do meio poroso. O calor transferido por convecção à parede porosa pode ser obtido resolvendo-se as equações de balanço de massa, de quantidade de movimento e de balanço de energia para o escoamento turbulento à partir do conhecimento prévio dos perfis iniciais de velocidade e de temperatura do escoamento potencial ( $u_e$ ,  $T_e$ ), da sua intensidade de turbulência ( $I_e$ ) e da taxa de injeção ( $F$ ) do escoamento secundário. Os perfis de velocidade e de temperatura ao longo da placa poderão então ser obtidos com a aplicação de um modelo de turbulência adequado. No caso de escoamentos turbulentos com injeção, os modelos K- $\epsilon$  à baixo número de Reynolds são suficientemente eficientes (França, 1996). Por outro lado, várias pesquisas experimentais levaram a determinação de correlações empíricas que permitem a obtenção do calor transferido para a placa por convecção, tanto em escoamento turbulento sem injeção, quanto em escoamento turbulento com injeção (kikkawa et all, 1993). Estas correlações são escritas em função da taxa de injeção ( $F$ ) e dos números de Reynolds ( $Re_x$ ) e de Stanton ( $St$ ) do escoamento. Para escoamentos sobre placa plana, subsônico com número de Mach menor que 0.3, o número de Stanton pode ser definido por:

$$St = \frac{q_p}{\rho_e u_e c_p (T_e - T_p)} \quad (1)$$

O calor transferido por convecção somado ao calor transferido por radiação definem a condição de fluxo de calor prescrito na parte superior da placa.

## 3. Modelagem matemática

Considerando que o meio poroso seja constituído por uma fase fluida e uma fase sólida com propriedades constantes ao longo de coordenada  $y$  e normal à superfície da placa, as equações adimensionais de balanço de energia para o meio poroso, podem ser descritas por (Beveridge e Haughey, 1972):

$$\frac{\partial^2 \theta_s}{\partial Y^2} - A_p B_p (\theta_s - \theta_f) = 0 \quad \text{para a fase sólida} \quad (2)$$

$$\frac{1}{Pe_p} \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} - \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} - \frac{B_p}{Pe_p} (\theta_f - \theta_s) = 0 \quad \text{para a fase fluida} \quad (3)$$

em que

$$Y = \frac{y}{e_p}, A_p = \frac{\lambda_{ef}}{\lambda_{es}}, B_p = \frac{\alpha_e e_p^2}{\lambda_{ef}}, Pe_p = \frac{\rho v_2 c_p}{\lambda_{ef}} e_p, \theta_s = \frac{T_s - T_{si}}{T_{sp} - T_{si}} \quad \text{e} \quad \theta_f = \frac{T_f - T_{si}}{T_{sp} - T_{si}} \quad (4)$$

Na equação (4),  $c_p$  é o calor específico do fluido,  $\rho v_2$  é a vazão mássica por unidade de área do fluido na entrada da placa porosa,  $Pe_p$  é o número de Peclet,  $\alpha_e$  é o coeficiente convectivo entre o sólido e o fluido,  $\lambda_{ef}$  é a condutividade térmica equivalente do fluido,  $\lambda_{es}$  é a condutividade térmica equivalente do sólido,  $T_f$  é a temperatura do fluido,  $T_s$  é a temperatura do sólido,  $T_{sp}$  é a temperatura do sólido na face superior da placa porosa,  $T_{si}$  é a temperatura do sólido na face inferior da placa porosa.

As condições de contorno associadas às equações (1) e (2) estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Condições de contorno para as equações de balanço de energia para o meio poroso.

Material sólido		Fluido	
$Y = 0$	$\theta_s = 0$	$Y = 0^-$	$\theta_f = \theta_{fi} - \frac{1}{Pe_p} \left. \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} \right _{Y=0}$
$Y = 1$	$\theta_s = 1$	$Y = 1^+$	$\left. \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} \right _{Y=1^+} = 0$

O coeficiente convectivo,  $\alpha_e$ , pode ser calculado pela seguinte correlação (Kar, 1980):

$$\begin{aligned} \overline{Nu Pr}^{1/3} &= a Re_{dp}^n \\ \overline{Nu} &= \frac{\alpha_e d_p}{s \lambda_{ef}} \\ Re_{dp} &= \frac{\rho v d_p}{\mu} \end{aligned} \quad (5)$$

Em que  $\overline{Nu}$  é o número de Nusselt médio,  $Pr$  é o número de Prandtl,  $Re_{dp}$  é o número de Reynolds baseado no diâmetro de partícula do meio poroso,  $d_p$  é o diâmetro médio dos poros da placa porosa,  $s$  é a superfície de troca térmica sólido-fluido por unidade de volume,  $\lambda_{es}$  é a condutividade térmica equivalente do sólido;  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido;  $a$  e  $n$  constante. Para aço inox-316, Kar (1980), propôs  $a$  igual a  $0.56 \times 10^{-2}$  e  $n$  igual a 1.06.

A condutividade térmica equivalente do fluido e do sólido podem ser calculadas da seguinte forma:

$$\lambda_{ef} = \varphi\lambda_f \text{ e } \lambda_{es} = (1 - \varphi)\lambda_s \quad (6)$$

em que  $\varphi$  é a porosidade do placa e  $\lambda_f$  e  $\lambda_s$  são respectivamente a condutividade térmica do fluido e a condutividade térmica do sólido.

Quando  $\theta_s = \theta_f$  as equações (2) e (3) se reduzem a:

$$\rho v_2 c_p \frac{\partial \theta}{\partial y} = \lambda_e \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \quad (7)$$

em que  $\lambda_e$  é a condutividade térmica equivalente do meio poroso, dada por  $\lambda_e = (1 - \varphi)\lambda_s + \varphi\lambda_f$ .

As condições de contorno associadas com a Equação 7 estão apresentadas na Tabela 2:

Tabela 2. Condições de contorno para a equação de balanço de energia na placa porosa considerando equilíbrio térmico.

Equilíbrio térmico no meio poroso	
$Y = 0$	$\theta = 1$
$Y = 1$	$\theta = 0$

O acoplamento entre o escoamento principal e o escoamento através do meio poroso é feito através de correlações do número de Stanton dadas por (Mickley et al, 1954) e (Moffat e Kays, 1968):

$$\frac{St}{St_0} \Big|_{Re_x} = \frac{\ln(1 + B)}{B} \quad (8)$$

em que  $B = \frac{F}{St_0}$  e  $St_0$  é o número de Stanton para escoamento sem injeção dado por:

$$St_0 = 0,0295 Re_x^{-0,2} Pr^{-0,4} \quad (9)$$

com  $Re_x = \frac{u_e x}{\nu_e}$  e  $\nu_e$  viscosidade cinemática do fluido no escoamento potencial.

Os estudos de (Koh e Del Casal, 1965), (Koh e Colony, 1974), (Kar, 1980):mostram que o meio poroso comporta-se como um trocador de calor e sugerem, em seus cálculos teóricos, que as propriedades termodinâmicas do fluido sejam avaliadas à temperatura média logarítmica dada por

$$T_m = \frac{T_{fp} - T_{fi}}{\ln \frac{T_{fp}}{T_{fi}}} \quad (10)$$

A eficiência do processo de resfriamento,  $\eta_r$ , definida por

$$\eta_r = \frac{T_e - T_{sp}}{T_e - T_2} \quad (11)$$

é avaliada para três condições de fluxo de calor na parede

1. *Fluxo de calor transferido apenas por convecção* – Neste caso, todo o calor é transferido à parede por convecção pelo fluido quente e o balanço de energia dimensional na parede resulta em:

$$q_p = \lambda_{es} \left. \frac{\partial T_s}{\partial y} \right|_p = \rho v_2 c_p (T_{fp} - T_2) = q_{cp}(x) \quad (12)$$

2. *Fluxo de calor transferido à parede por convecção mais radiação constante* – Considera-se que a parede porosa recebe, além do calor por convecção, uma parcela de calor por radiação constante,  $q_{rc}$ , de uma placa de área infinita à temperatura  $T_e$ . Assim, o fluxo de calor na parede é dado por:

$$q_p = \lambda_{es} \left. \frac{\partial T_s}{\partial y} \right|_p = \rho v_2 c_p (T_{fp} - T_2) = q_{cp}(x) + q_{rc} \quad (13)$$

em que (fluxo de calor por radiação por unidade de área) é :

$$q_{rc} = \frac{\sigma (T_e^4 - T_{sp}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (14)$$

em que  $\sigma$  é constante de Stefan-Boltzmann igual a  $5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ ,  $\varepsilon_1$  e  $\varepsilon_2$  são, respectivamente, as emissividades da placa porosa e da placa plana, consideradas, neste trabalho, iguais a 0.5 e 0.85.

3. *Fluxo de calor transferido à parede por convecção mais radiação variando ao longo de x* – Considera-se, neste caso, que, além do calor transferido por convecção, a parede recebe uma parcela de calor por radiação,  $q_r(x)$ , que varia ao longo de x, conforme mostrado na Figura 2. Esta distribuição gaussiana de  $q_r(x)$  corresponde ao calor transmitido, por radiação, pelas paredes laterais de um canal de seção retangular sobre o seu piso. Desta forma, o fluxo total de calor para a parede é dado por

$$q_p = \lambda_{es} \left. \frac{\partial T_s}{\partial y} \right|_p = \rho v_2 c_p (T_{fp} - T_2) = q_{cp}(x) + q_r(x) \quad (15)$$

$q_r(x)$  é representado pela seguinte função analítica:

$$q_r(x) = \frac{q_{rc}}{1.57005} \left[ \left( \operatorname{erf} \left( \frac{1.485 - x}{\left(\frac{1}{8}\right)^{0.5}} \right) + \operatorname{erf} \left( \frac{-0.865 + x}{\left(\frac{1}{8}\right)^{0.5}} \right) \right) \right] \quad (16)$$

em que  $q_{rc}$  definido pela Equação (14).

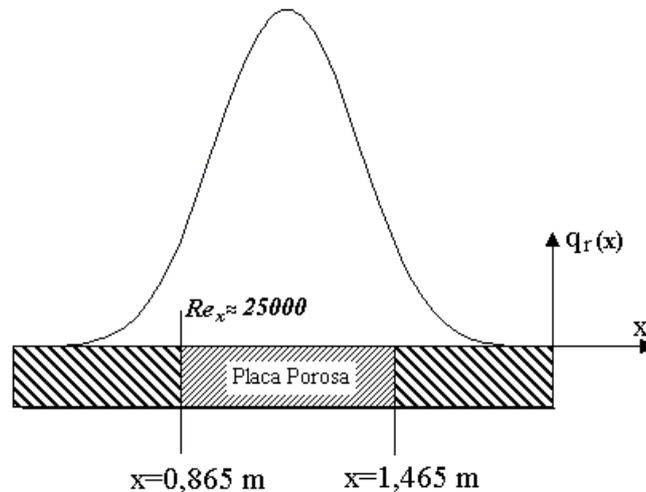


Figura 2 - Calor transferido à placa plana por radiação variando ao longo de  $x$ .

#### 4. Análise dos resultados

Os resultados das simulações numéricas mostraram que as diferenças entre os valores das eficiências calculadas com e sem a condição de equilíbrio térmico não ultrapassam 10%, mesmo considerando-se a incidência de radiação térmica na parede. Os resultados teóricos permitiram, também, definir valores mínimos para o coeficiente convectivo  $\alpha_e$  que tornam praticamente idênticas as eficiências do resfriamento com e sem equilíbrio térmico para várias taxas de injeção. Estes valores podem ser obtidos da Figura 3 para os meios porosos com condutividade térmica equivalente  $\lambda_{es}$  igual ou superior a  $0,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ .

Estes limites foram compilados de várias simulações de resfriamento de uma placa porosa aquecida por convecção, fixando-se a temperatura da face quente da placa em 373K e em 323K. Nestas simulações a temperatura do ar no escoamento principal foi mantida em 523 K e a condutividade térmica equivalente da parede porosa,  $\lambda_{es}$ , era igual ou superior a  $0,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Para uma dada taxa de injeção, o valor absoluto da diferença entre as eficiências calculadas com os modelos de equilíbrio e de não equilíbrio térmico não excede 0,05% para valores de  $\alpha_e$  superiores aos estabelecidos na Figura 3. Uma regressão logarítmica da curva da Figura 3, para  $\lambda_{es} \geq 0,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  e  $0,003 \leq F \leq 0,025$ , fornece a seguinte relação:

$$\alpha_{e\text{mínimo}} = 3.10^6 \ln F + 1.10^7 \quad (17)$$

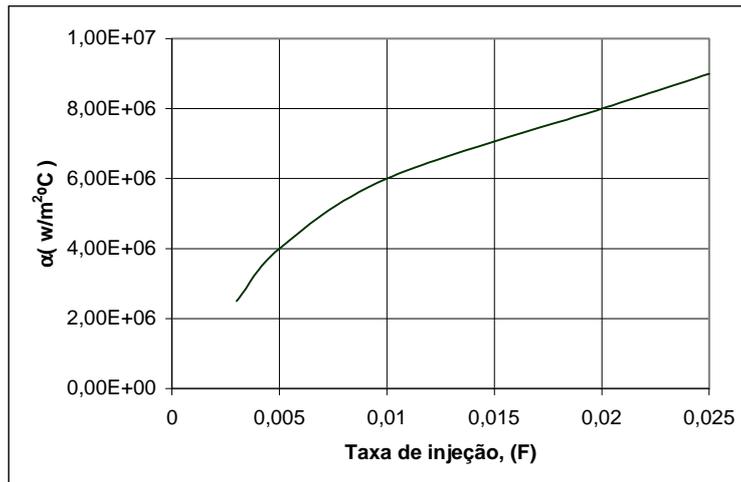


Figura 3 - Limites inferiores de  $\alpha_e$  para a aplicação de equilíbrio térmico para  $\lambda_{es}$  igual ou superior a  $0,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ .

A análise do modelo matemático utilizado neste trabalho mostra que a espessura da parede porosa não influi na eficiência de resfriamento. A influência da variação da espessura da parede se restringe à deformação do perfil de temperatura no interior da parede porosa como mostrado nas curvas da Figura 4. Para a obtenção destas curvas, foram considerados calor por radiação constante igual a  $1445 \text{ W/m}^2$ , calor por convecção calculado para número de  $Re_x = 250000$ ,  $F=0.01$  e  $T_e=373\text{K}$ .

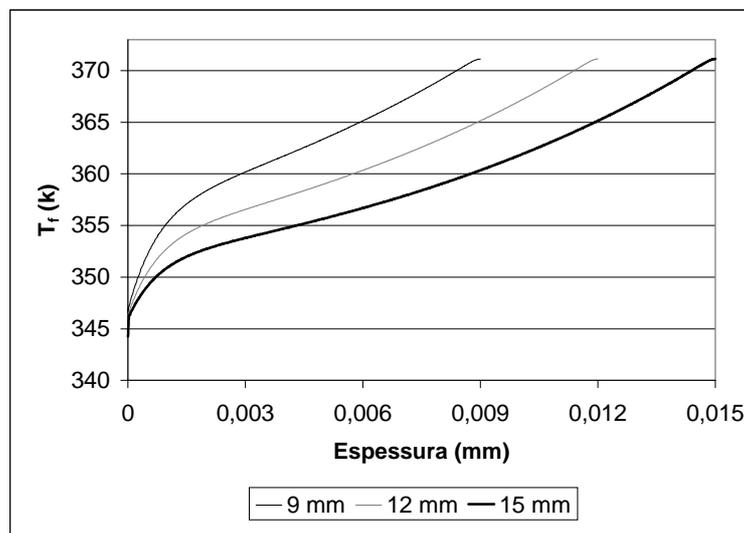


Figura 4 – Perfis de temperatura na parede porosa para várias espessuras, com  $F=0.01$ .

A maioria dos estudos encontrados na literatura sobre eficiência de resfriamento por injeção não consideram a radiação térmica incidente na parede porosa. Nas figuras 5 e 6 faz-se uma comparação entre a eficiência de resfriamento, com e sem radiação térmica, para condições variadas de taxa de injeção e de posição na placa porosa. Os valores das eficiências de resfriamento representadas nas Figuras 5 e 6 foram obtidos utilizando-se o modelo de não equilíbrio térmico em uma placa de aço inox-316 com porosidade de 30% e espessura de 3

mm. Pode-se notar que a presença da radiação térmica reduz em até 20% a eficiência do resfriamento para taxas de injeção de 0.005 a 0.015 e em até 10% para taxas de injeção superiores a 0.015.

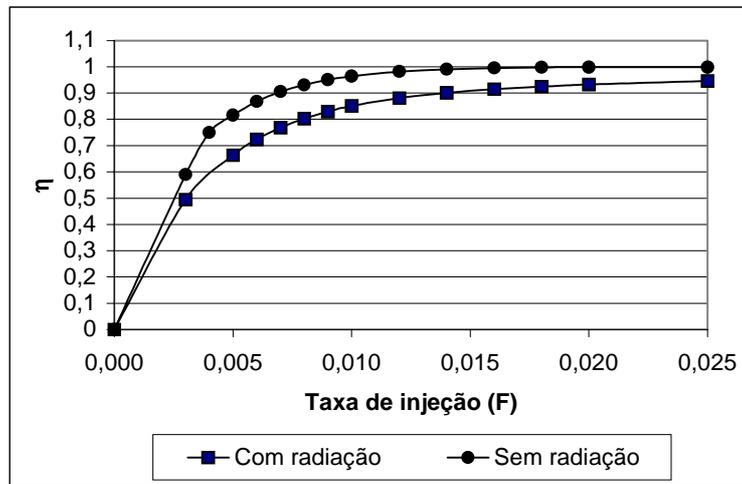


Figura 5 – Comparação entre a eficiência do resfriamento por injeção, com e sem radiação térmica, sem equilíbrio térmico, para  $Re \approx 250000$ .

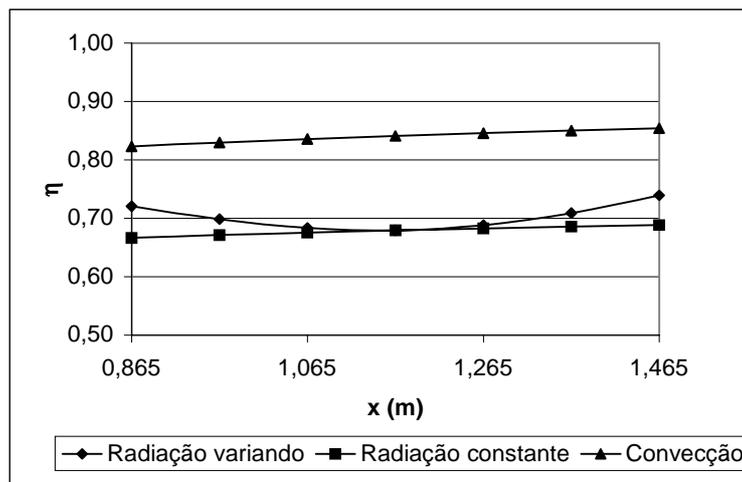


Figura 6 – Comparação entre a eficiência de resfriamento por injeção, ao longo da placa porosa, com e sem radiação térmica e para  $F=0,005$  ( $Re_{x=0,865} \approx 250000$ ).

A Figura 6 mostra uma diferença máxima de cerca de 10% entre as eficiências do resfriamento com radiação térmica constante ou variável, nas posições inicial e final da placa porosa. A diferença entre estas eficiências tende a zero na região central da placa. Por outro lado, a presença de radiação térmica variável ao longo da placa, como no caso da placa porosa instalada no piso de um canal, reduz em cerca de 24% a eficiência térmica obtida com a consideração de convecção térmica apenas.

## 5. Conclusões

A análise dos resultados obtidos neste trabalho conduziram às seguintes conclusões, consideradas as mais importantes:

1. As eficiências do resfriamento por injeção calculadas com os modelos de equilíbrio e de não equilíbrio térmico, não superam 10%, mesmo quando a radiação térmica é considerada nos cálculos.
2. Uma procura sistematizada de valores do coeficiente conectivo,  $\alpha_e$ , permitiu definir limites inferiores deste coeficiente, em função da taxa de injeção, acima dos quais os erros relativos entre as eficiências calculadas com os modelos de equilíbrio e de não equilíbrio térmico não ultrapassam um valor pré estabelecido neste trabalho de 0.05%.
3. A eficiência de resfriamento por injeção, com a consideração de radiação térmica incidente na parede porosa, atinge valores da ordem de 20% inferiores aqueles obtidos sem a consideração de radiação térmica.
4. Os modelos numéricos utilizados neste trabalho não permitiram detectar a influência da espessura da parede porosa na eficiência do processo de resfriamento por injeção.

## 6. REFERÊNCIAS

- Andoh, H. Y., Lips, B. et Lallemand, 1994, A. Couplage transferts de masse et de chaleur dans une paroi poreuse. Application à la détermination des coefficients d'échange interne, Entropie, N° 182, p.21-33.
- Beveridge, G.S.G. e Haughey, D. P., 1972, Axial heat transfer in packed beds. Gas flow through beds between 20 and 650° C. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 953-968r.
- França, G. A. C., 1996, Contribution à l'étude des écoulements pariétaux avec effusion. Application au refroidissement de parois. Tese de doutorado, I. N. S. A, Lyon.
- França, G. A. C., Neves, R. C. M. M., 1998, Rodet, J.C, Lallemand, A. Resfriamento por transpiração: influência da espessura e comprimento da parede porosa e da radiação térmica incidente, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Bauru, S.P.
- Kar, K.K., 1980, Heat and mass transfer characteristics of the transpiration cooling. Ph D. Thesis: Case Western Reserve University, pp. 337.
- Koh, J. C. Y., e Del Casal, E., 1965, Heat end mass flow through porous matrices for transpiration cooling. Proc. of 1965 Heat Transfer and Fluid Mechanic Inst., Junho 21-23, Los Angeles, U.S.A, pp. 263-281.
- Koh, J. C. Y., e Colony, R., 1974, Analysis of cooling effectiveness for porous material in a coolant passage. Transaction of ASME, Journal of Heat Transfer, vol. 16, pp. 2013-2021.
- Kikkawa, S., Senda, M., Sakagushi, K., Shibutani, H., 1993, Transpiration cooling using air a coolant, Script Technique, Inc., ISSN0096-0802/92/0004-0424\$7.50/0, pp. 424-434.
- Mickley, H. S., Ross, R. C., Squyers, A. L. e Stewart, W. E., 1954, Heat, mass, and momentum transfer for flow over a flat plate with blowing or suction. Washington, NACA, 29p, Thecnical Note 3208.
- Moffat, R.J. e Kays, W. M., 1968, The turbulent boundary layer on a porous plate experimental heat transfer with uniform blowing and suction. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 11, nº 10, pp. 1547-1566.
- Moffat, R.J. e Kays, W. M., 1984, A review of turbulent boundary layer heat transfer research at Stanford, 1958-1983, Advances in Heat Transfer, vol. 16, pp. 241-345.
- Rodet, J.C., França, G.A. C., Pagnier, P., Morel, R., Lallemand, A., 1997, Étude en soufflerie thermique du refroidissement de paroi poreuses par effusion de gaz, Revue Générale de Thermique, Vol.37, pp. 123-136.

ANALYSIS OF THERMAL EFFICIENCY OF POROUS PLATE COOLING WITH AIR BLOWING

**Abstract.** *In this work, it is made the study of the efficiency of porous flat plate cooling by injection of air. The plate has porosity equal to 0,3 and dimensions 0.6m x0.3mx0.003m. The fluid of the main flow over the flat plate is hot air. The Reynolds number in the border of attack of the porous wall is always equal or greater than  $2,5 \times 10^5$ . The simulation results were obtained using both the models of thermal equilibrium and thermal non-equilibrium between the solid and the fluid inside the porous wall. The numerical results have shown that thermal equilibrium condition may be used, without considerable error generation, when the values of the heat transfer coefficient in the porous media are greater than minimum values previously established for each injection tax. The results have also shown that thermal radiation effects can decrease the efficiency of the cooling process in up to 20% in relation to the process in absence of thermal radiation. Furthermore, the theoretical results that were obtained with the mathematical model adopted in this work have shown that the thickness of the porous plate doesn't modify the efficiency of the cooling process.*

**Key words:** *Transpiration, Porous wall, Cooling, Injection*