

LTNE 모델을 이용한 다공성 채널 입구영역에서의 열전달 특성 해석

이상태* · 김서영† · 이관수**
(2001년 11월 30일 접수, 2002년 3월 28일 심사완료)

Analysis of Heat Transfer Characteristics in the Thermally Developing Region of a Porous Channel by LTNE Model

Sang-Tae Lee, Seo Young Kim and Kwan-Soo Lee

Key Words: Forced Convection(강제대류), Porous Channel(다공성 채널), LTNE(Local Thermal Non-Equilibrium, 국소 열적 비평형), Developing Region(발달영역)

Abstract

A numerical analysis has been carried out on forced convection heat transfer in the developing region of a porous channel. The channel is filled with an isotropic porous medium. At the channel walls, a uniform heat flux is given. Comprehensive numerical solutions are acquired to the Brinkman-Forchheimer extended Darcy equation and the LTNE model which does not employ the assumption of local thermal equilibrium between solid and fluid phases. Details of thermal fields in the developing region are examined over wide ranges of the thermal parameters. The numerical solutions at the fully developed region are compared with the previous analytical solutions. The correlation for predicting local Nusselt number in a porous channel is proposed.

기호설명

a_{sf} : 단위체적당 표면적 비 [m^{-1}]
 Bi : Biot 수, $h_w a_{sf} H^2 / k_{s,c}$
 c_p : 정압비열 [$J/kg \cdot K$]
 C_E : Ergun 계수
 D_h : 채널의 수력 지름, $4H$ [m]
 Da : Darcy 수, K/H^2
 d_p : 적층구 지름 [m]
 $2H$: 채널 높이 [m]
 h_{sf} : 틈새열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

h_w : 벽면열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 열전도계수 [$W/m \cdot K$]
 k^* : 유효열전도계수 비, $k_{s,c}/k_{s,e}$
 K : 투과율 [m^2]
 L : 채널 길이 [m]
 Nu : Nusselt 수, $h_w D_h / k_{f,c}$
 Nu_{sf} : 틈새 Nusselt 수, $h_{sf} d_p / k_f$
 p : 압력 [N/m^2]
 P : 무차원 압력, $\epsilon p / \rho U_i^2$
 Pr : 프렌틀(Prandtl) 수, ν_f / α_f
 q'' : 열유속 [W/m^2]
 Re : 레이놀즈(Reynolds) 수, UH/ν_f
 Re_p : Particle 레이놀즈 수, $u_{ix} d_p / \nu_f$
 R_c : 유효 동점성력 비, ν_e / ν_f
 $R_{f,k}$: 유체의 유효계수 열전도계수 비, $k_{f,e} / k_f$
 R_H : 채널높이와 구지름 비, d_p / H
 T : 온도 [K]

* 한양대학교 대학원 기계공학부

† 회원, 책임지사, KIST 열유동제어 연구센터

E-mail : seoykim@kist.re.kr

TEL : (02)958-5683 FAX : (02)958-5689

** 회원, 한양대학교 기계공학부

- u, v : 속도 성분 [m/s]
 u_D : Darcian 속도 [m/s]
 U_i : 입구 속도 [m/s]
 U, V : 무차원 속도 성분
 \vec{V} : 무차원 속도 벡터
 x, y : 직교좌표계 [m]
 X, Y : 무차원 직교좌표계

그리스문자

- a_r : 열확산계수, $k/(\rho c_p)$ [m²/s]
 ε : 다공도(Porosity)
 v_f : 동점성계수 [m²/s]
 v_r : 유효 동점성계수 [m²/s]
 θ : 무차원 유체온도, $(T-T_i)/(q''/h k_{s,e})$
 ρ_f : 유체 질량밀도 [kg/m³]

첨자

- s : 고체(solid)
 f : 유체(fluid)
 i : 입구
 e : 유효(effective)
 l : 단상
 b : bulk
 w : 벽면(wall)

1. 서론

최근 들어 산업용 열시스템의 효율적 열교환 및 방열 성능향상을 위하여 다공성물질을 이용한 열전달 촉진기술이 큰 관심의 대상이 되고 있다. 다공성 물질은 단위부피 당 매우 큰 표면적비로 인한 열전달 면적의 확대와 불규칙한 유로구성에 의한 유동혼합 증가에 의해 열전달 향상을 기대할 수 있으며, 높은 다공도에 의해 압력손실도 감소시킬 수 있다. 이러한 특징으로 인하여 최근 열회수장치, CPU 방열기, 고효율 열교환기 등에 다공성물질을 이용하기 위한 많은 연구가 수행되고 있다.⁽¹⁻³⁾

다공성 물질을 이용한 기존 연구들은 대부분 LTE(local thermal equilibrium) 모델을 사용하여 고체와 유체 사이에 국소열평형이 성립한다는 가정하에 다공성 물질을 고체와 유체의 평균적 특성을 가지는 균일한 하나의 물질로 취급한다.⁽⁴⁾ 그러나 많은 열교환기에 사용되는 다공성 물질은

고체의 높은 열전도계수에 의해 국소열평형이 성립하지 않는다. 따라서 LTE 모델을 적용하면 실제와 많은 오차가 발생할 수 있으며 고체와 유체 사이의 전열면적 확대에 의한 효과를 보여줄 수 없다.

이러한 결점을 보완하기 위하여 고체와 유체에 대한 각각의 에너지방정식을 국소 상평균(local phase volume averaging)한 LTNE(local thermal non-equilibrium) 모델⁽⁴⁾이 도입되었다. 고체와 유체 사이의 상호 열전달을 고려하기 위해 틸새열전달계수(interstitial heat transfer coefficient)가 도입되는데 Wakao et al.,⁽⁵⁾ Achenbach,⁽⁶⁾ Dixon and Cresswell,⁽⁷⁾ Bird et al.,⁽⁸⁾ Martin⁽⁹⁾은 적층구에 대한 관계식을 유도하였고, Kuwahara et al.⁽¹⁰⁾은 사각막대에 대한 관계식을, Kim et al.⁽¹¹⁾과 Calmidi and Mahajan⁽¹¹⁾은 발포 금속에 대한 관계식을, Younis and Viskanta⁽¹²⁾는 발포 세라믹에 대한 관계식을 유도하였다.

LTNE 모델을 사용한 기존 연구 중에 Hsieh and Lu⁽¹³⁾는 다공성 소결 채널의 입구영역에서 열확산 계수에 대한 영향을 보였으며 LTE 모델이 LTNE 모델보다 Nusselt 수를 더 크게 예측하는 것을 보였다. Jiang et al.⁽¹⁴⁾은 몇 가지 물질에 대하여 적층구 지름과 유량이 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 관찰하였으며, Jiang and Ren⁽¹⁵⁾은 벽면에서 열유속 경계조건을 비교하였고 점성 확산과 열확산 계수가 미치는 영향을 설명하였다. Kim et al.⁽¹⁶⁾은 발포 알루미늄에 대한 압력강화와 열전달 특성을 실험적으로 관찰하여 열전달 상관식을 제안하였다.

최근에 이러한 LTNE 모델을 이용하여 Lee and Vafai⁽¹⁷⁾는 2차원 채널 내 완전발달 영역에서 Biot 수와 유효열전도계수의 변화에 따른 열전달 특성을 해석적으로 정리하였다. 그러나 많은 열교환기 내의 유로 길이가 발달영역을 무시할 만큼 충분히 길지 않아 완전발달영역에서의 특성 결과로만 열교환기 및 방열기를 해석하기엔 무리가 있다.⁽¹⁸⁾

따라서 본 연구는 LTNE 모델에 사용되는 기존의 틸새열전달계수를 사용한 수치계산을 수행하여 적층구에 대한 다공성 물질 채널 내 입구 영역에서 중요한 무차원 변수들이 열전달 특성과 입구영역의 길이에 미치는 영향을 종합적으로 고찰하고자 한다.

2. 해석 모델

2.1 지배방정식 및 경계조건

Fig. 1은 두 평판 사이에 등방성 다공성 물질이 가득 채워져 있는 강제대류 열전달 문제를 보여준다. 채널의 유로높이는 $2H$ 이며, 평판 외벽에 균일 열유속이 주어진다. 내부 유동은 2차원 정상상태의 비압축성 유동이며, 물성치는 온도와 관계없이 일정하다고 가정하였다. 모델 해석을 위해 정상상태의 Brinkman-Forchheimer extended Darcy 모델을 도입한 운동량방정식⁽²⁾과 LTNE 모델⁽³⁾을 사용하였다. 이를 무차원화한 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{1}$$

$$\begin{aligned} (\mathbf{V} \cdot \nabla) \vec{V} = & -\nabla P + \frac{R_v}{Re} \nabla^2 \vec{V} \\ & - \left\{ \frac{\epsilon}{Re \cdot Da} + \frac{\epsilon C_E}{\sqrt{Da}} |\vec{V}| \right\} \vec{V} \end{aligned} \tag{2}$$

$$\vec{V} \cdot \nabla \theta_f = \frac{R_{f,k}}{\epsilon Re \cdot Pr} \left[\nabla^2 \theta_f + \frac{Bi}{k^*} (\theta_s - \theta_f) \right] \tag{3}$$

$$0 = \nabla^2 \theta_s - Bi \cdot (\theta_s - \theta_f) \tag{4}$$

여기서, ϵ 는 다공도로서 단위부피 당 유체공간의 비율로 정의된다. 본 연구는 적층구에 대한 연구로서 0.38로 일정하게 놓았다. 지배방정식의 무차원화에는 다음의 무차원 변수들이 도입되었다.

$$\begin{aligned} X &\equiv \frac{x}{H}, \quad Y \equiv \frac{y}{H}, \quad U \equiv \frac{u}{U_i}, \quad V \equiv \frac{v}{U_i} \\ P &\equiv \frac{\epsilon p}{\rho U_i^2}, \quad \theta \equiv \frac{T - T_i}{q'' H / k_{s,e}}, \quad Bi \equiv \frac{h_w a_w H^2}{k_{s,e}} \\ Re &\equiv \frac{U_i H}{\nu_f}, \quad Re_p \equiv \frac{u_i d_p}{\nu_f} \\ Da &\equiv \frac{K}{H^2}, \quad Pr \equiv \frac{\nu_f}{\alpha_f} \equiv \frac{\nu_f}{k_{f,e} / (\rho C_p)_f} \\ k^* &\equiv \frac{k_{f,e}}{k_{s,e}}, \quad R_v \equiv \frac{\nu_e}{\nu_f}, \quad R_H \equiv \frac{d_p}{H} \\ R_{f,k} &\equiv \frac{k_{f,e}}{k_f} \equiv \epsilon \end{aligned} \tag{5}$$

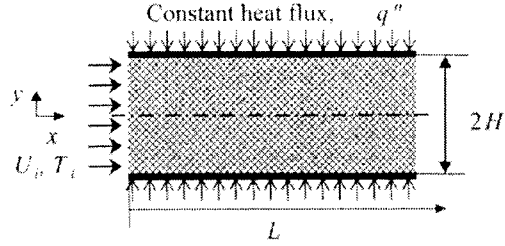


Fig. 1 Schematic diagram of a porous channel

여기서 Bi 는 Biot 수로 다공성 물질 내 고체와 유체 사이의 내부 대류 열저항에 대한 고체로의 전도 열저항의 비를 나타낸다. 본 연구에서는 Wakao et al.⁽⁵⁾가 격층구에 대하여 정리한 관계식을 적용하였으며, 낮은 유속으로 인하여 확산영향(dispersion effect)은 무시하였다.

$$Nu_{sf} = \frac{h_w d_p}{k_f} = 2 + 1.1 Pr^{1/3} Re_p^{0.6} \tag{6}$$

$$a_w = \frac{6(1-\epsilon)}{d_p} \tag{7}$$

$$Bi = Nu_{sf} \frac{6(1-\epsilon)k^*}{R_{f,k} R_H^2} \tag{8}$$

적층구에 대한 투과율 K 와 Ergun 계수 C_E 는 Vafai⁽¹⁶⁾가 정리한 관계식을 사용하였다.

$$K = \frac{\epsilon^3 d_p^2}{150(1-\epsilon)^2} \tag{9}$$

$$C_E = \frac{1.75}{\sqrt{150} \epsilon^{3/2}} \tag{10}$$

다공성 물질을 이용한 채널벽면에서의 열전달 계수와 국소 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_w = \frac{q''}{T_w - T_b} \tag{11}$$

$$Nu = \frac{h_w D_k}{k_{f,e}} = \frac{4}{k^* (\theta_w - \theta_b)} \tag{12}$$

채널 벽에서의 경계조건은 접촉조건과 Lee와 Vafai⁽¹⁷⁾에 의해 제안된 식을 사용하였다.

$$U = V = 0 \tag{13}$$

$$1 = k^* \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} + \frac{\partial \theta_s}{\partial Y}, \quad \theta_f = \theta_s = \theta_w \quad (14)$$

at $Y=1$ for $0 < X < L/H$

채널 중심에서는 대칭 경계조건을 사용하였다.

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = 0, \quad V = 0, \quad \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} = 0 \quad (15)$$

at $Y=0$ for $0 < X < L/H$

채널의 입구 경계조건은 다음 식과 같다.⁽¹¹⁾

$$U = 1, \quad V = 0 \\ \theta_f = 0, \quad \theta_s = 0 \quad \text{at } X = 0 \text{ for } 0 < Y < 1 \quad (16)$$

출구에서는 속도조건으로 노이만(Neumann) 경계조건을 주었고, 완전 발달영역에서는 X축에 대한 온도구배(temperature gradient)가 bulk 온도구배와 같음을 이용하여 출구온도 경계조건을 다음과 같이 주었다.

$$\frac{d\theta_s}{dX} = \frac{d\theta_f}{dX} = \frac{d\theta_b}{dX} \\ \text{at } X = L/H \text{ for } 0 < Y < 1 \quad (17)$$

2.2 수치해법

위 지배방정식들을 풀기 위해 유한체적법에 기초한 Patankar의 SIMPLER algorithm을 사용하였다.⁽¹⁹⁾ 식 (2)와 (3)의 대류항은 비균일 격자계에 QUICK scheme을 적용하였고,⁽²⁾ 확산항은 중앙차분법(central differencing)을 사용하였으며, 최종적으로 도출된 차분방정식을 풀기 위해 TDMA (tridiagonal matrix algorithm)를 사용하였다.⁽¹⁹⁾

X-Y축은 완전발달할 수 있는 길이 (10~500)H에 150×50개의 격자점을 사용하였으며, X축은 입구영역에 Y축은 벽면에 밀집한 비등간격 격자계를 구성하였다. 또한 U, V, θ의 최대 상대오차는 10⁻⁵, 에너지 평형은 10⁻³ 이내로 수렴판정하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에 적용한 수치해법의 타당성을 검증하기 위하여 Jang et al.⁽¹⁴⁾의 실험 결과와 비교하여

Fig. 2에 나타내었으며, 완전발달영역에서 Lee와 Vafai⁽¹⁷⁾의 해석해와 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 2는 실험결과와 비교하기 위하여 Fig. 1에서 윗면에는 균일 열유속이, 밑면에는 단열 경계조건이 주어진 경우로서 수치해법과 실험 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3은 해석해와 동일 조건 하에 수행하였으며, 완전발달영역에서 Y축 단면의 온도에서 벽면 온도를 삼한 수직단면의 온도분포를 해석해와 비교한 것이다. 그림에서 수치계산과 해석해가 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

본 연구의 핵심은 열전달 특성을 결정하는 주요 무차원 변수들인 유효열전도계수 비(k^*), Pr 및 Re가 다공성 채널 입구영역에 미치는 영향을 고찰하는 것이다. 이들 각각의 변화에 따른 영향을 관찰하기 위해 다른 무차원 변수들은 $\varepsilon=0.38$, $R_r=1$, $R_{fi}=0.278$ 로 일정하다고 가정하였으며, k^* , Pr, Re가 주어지면 Nu_{sb} , a_{sf} , Bi, K, C_E , Da 및 Re_p 등은 식 (5)~(10)에 의해 결정된다.

Fig. 4는 국소 열평형에 크게 영향을 미치는 무차원 변수들인 유효열전도계수 비(k^*)와 Biot 수(Bi)의 변화에 대하여 LTNE 모델과 LTE 모델을 비교한 결과이다. 여기서 LTE 모델은 식 (3)과 (4)를 더한 후 교체와 유체 온도를 같다($\theta_s = \theta_f = \theta_l$)고 가정하면 다음과 같이 유도된다.⁽²⁰⁾

$$\vec{V} \cdot \nabla \theta_l = \frac{R_{fk}}{\varepsilon Re \cdot Pr} \left(1 + \frac{1}{k^*} \right) \nabla^2 \theta_l \quad (18)$$

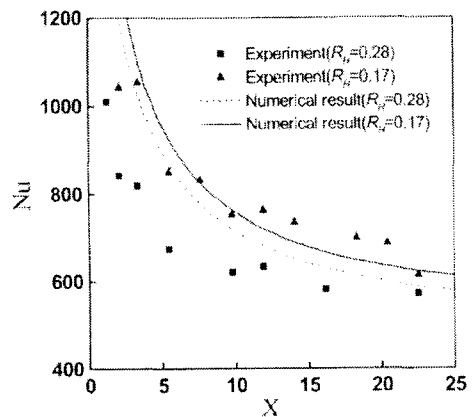


Fig. 2 Comparison of the present numerical results with the previous experimental data for a water-steel packed bed at Re=743

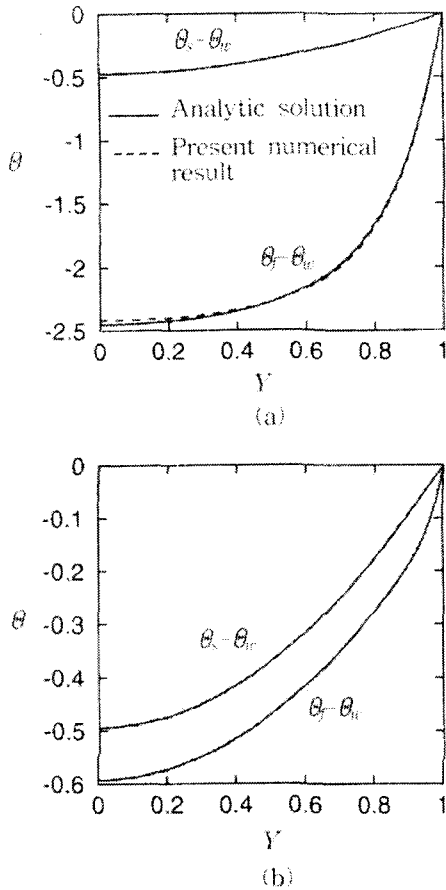


Fig. 3 Comparison of the present numerical results with the previous analytic solution. (a) $Bi=0.5$ and $k^*=0.01$, (b) $Bi=10$ and $k^*=0.01$

Fig. 4(a)에서 보는 바와 같이 k^* 가 10^{-2} 보다 작아짐에 따라 두 모델의 차가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 k^* 가 작을 경우에는 고체와 유체 사이에 국소 열평형이 성립하지 않기 때문이다. Fig. 4(b)는 Bi 의 변화에 따른 영향을 보여준다. k^* 의 영향과 마찬가지로 Bi 가 작을 경우에는 두 모델의 차가 증가하지만 Bi 가 커지면 고체와 유체 사이에 대류 열전달이 증가함에 따라 온도차가 감소하여 두 모델은 거의 같은 Nu 를 예측한다.

Fig. 5는 유효열전도계수 비(k^*)의 변화에 따른 Nu 와 벽면 온도(θ_w)변화를 나타내고 있다. Fig. 5(a)에서 k^* 가 작아짐에 따라 Nu 가 증가하는 것을 볼 수 있다. 여기서 k_e 를 일정하다고 가정하면, k^* 가 작아짐에 따라 k_e 은 더 커지므로 고체의 전도 열전달계수가 증가하여 벽면으로부터의 열유속이 채널 전체로 쉽게 전달되기 때문이다. Fig.

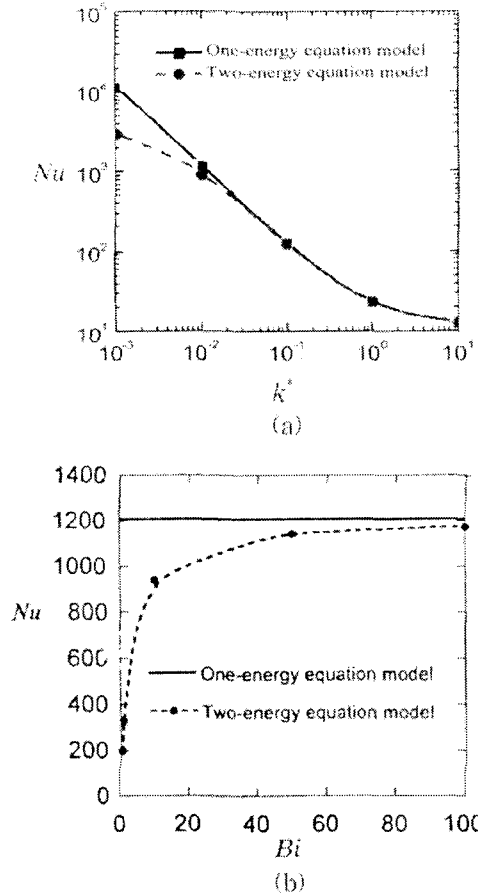
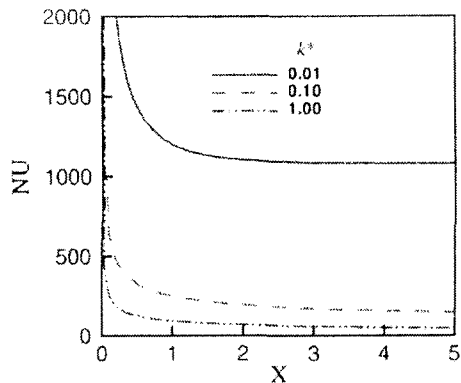


Fig. 4 Comparison of Nusselt number between LTE and LTNE models. $Re=500$ and $Pr=0.7$. (a) Effect of effective thermal conductivity ratio (b) Effect of Biot number, $k^*=0.01$

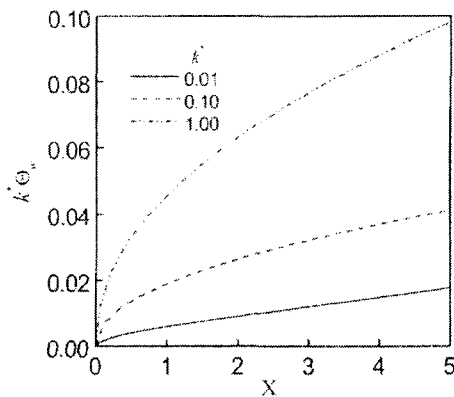
5(b)는 벽면 온도분포를 관찰한 것인데, 무차원 온도를 정의할 때 변화되는 값인 k_e 가 포함되어 있어 k^* 의 변화에 따른 온도분포를 상호비교 할 수 없다. 따라서 벽면온도에 k^* 를 곱하여 무차원 온도를 $\theta = (T - T_c) / (q'' H / k_e)$ 라 다시 정의하여 수정된 벽면 온도분포를 Fig. 5(b)에 나타내었다. 그림에서 k^* 가 작아질수록 벽면온도는 내려가는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 Pr 가 입구 영역에 미치는 영향을 보여 준다. Fig. 6(a)에서 Pr 가 증가함에 따라 Nu 은 증가하고 발달영역이 길어지는 것을 알 수 있으며, Fig. 6(b)에서 Pr 가 증가함에 따라 벽면온도는 감소하며 완전발달 영역에서는 일정한 기온기를 유지한다.

Fig. 7은 레이놀즈 수의 변화에 따른 입구영역



(a)

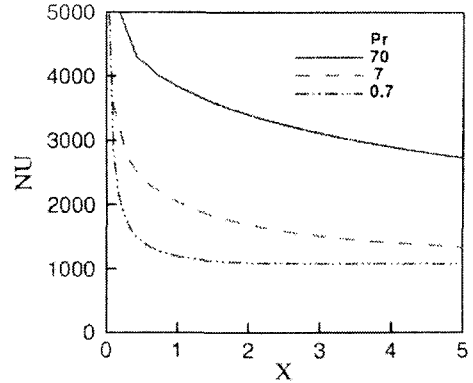


(b)

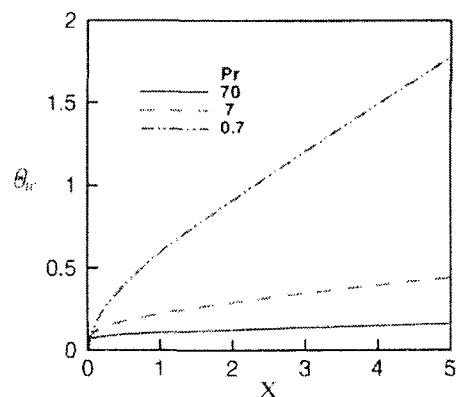
Fig. 5 Effect of effective thermal conductivity ratio. $Re=500$ and $Pr=0.7$. (a) Nusselt number distributions, (b) Wall temperature distributions

에서의 열전달 특성을 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 Re 의 변화로 인한 영향은 Pr 의 영향과 마찬가지로 Re 가 증가함에 따라 Nu 는 증가하고 벽면온도는 감소한다. 완전발달영역에서의 Nu 가 순수 유체장에서는 Re 와 Pr 에 무관하게 일정한 값을 가지는 반면 다공성 채널에서는 Fig. 6과 Fig. 7에서 보는바와 같이 Re 와 Pr 가 증가함에 따라 Nu 도 증가한다. 이는 Re 와 Pr 가 커짐에 따라 식(7)의 관계에 의해 고체와 유체사이에서의 틈새 열전달계수가 증가하기 때문이다.

Fig. 8은 열전달 특성을 결정하는 주요 변수인 Re , Pr 및 k^* 가 입구영역의 Nusselt 수에 미치는 영향을 종합적으로 나타내고 있다. 다공성 채널 내의 열적 입구영역 길이는 Re 의 0.55승, Pr 의 0.85승 및 k^* 의 0.75승에 각각 비례한다. 이는 순수 유체장에서 열적 입구영역의 길이가 Re 와 Pr



(a)



(b)

Fig. 6 Effect of Prandtl number. $Re=500$ and $k^*=0.01$. (a) Nusselt number distributions (b) Wall temperature distributions

의 각각 1승에 비례한 것에 비해 다공성 물질로 채워진 채널에서는 매우 짧아졌음을 알 수 있다. 또한 순수 유체장에서는 완전발달 영역에서의 Nu 는 Pr 과 Re 에 무관하게 일정한 값을 보이나 다공성 물질에서는 k^* 의 0.829승에 비례하며 Pr 의 0.0175승과 Re 의 0.0629승에는 반비례함을 알 수 있다. 따라서 다음과 같은 국소 Nusselt 수에 관한 상관식을 구할 수 있다.

$$Nu = \frac{Re^{0.0629} Pr^{0.0175}}{k^{*0.829}} \cdot \left[8.45 \left(\frac{X}{k^{*0.75} Re^{0.55} Pr^{0.85}} \right)^{-0.597} + 12.78 \right] \quad (19)$$

이 식은 $0.01 < k^* < 1$, $0.7 < Pr < 70$, $100 < Re < 2000$

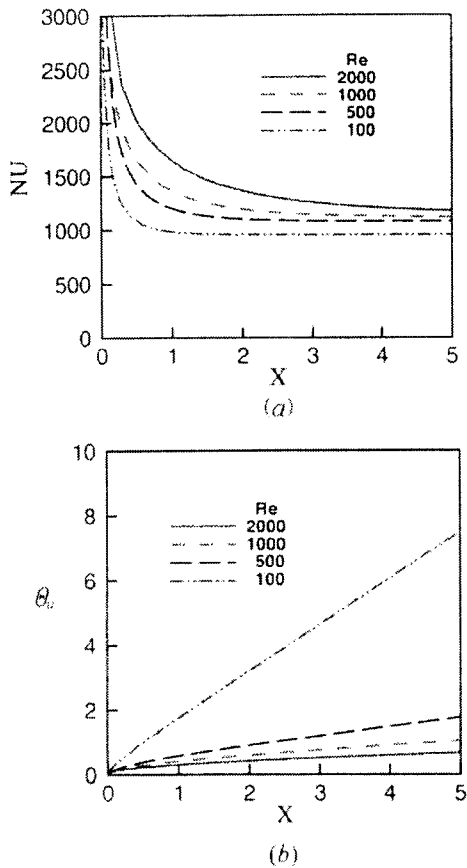


Fig. 7 Effect of Reynolds Number. Pr=0.7 and $k^*=0.01$. (a) Nusselt number distributions, (b) Wall temperature distributions

의 변수범위에서 최대 11% 오차범위를 만족한다. 따라서 유속과 유체 및 다공성 물질의 물성치만 알고 있다면 발열영역의 길이와 국소 Nusselt 수를 예측할 수 있다.

4. 결론

국소 열적 비평형 상태의 다공성 채널 입구영역에 대한 대류열전달 현상을 해석하기 위해 LTNE 모델을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 다공성 물질에 영향을 주는 지배적 인자들인 유효열전도계수 k^* , Pr 및 Re가 입구 영역에 미치는 영향을 살펴보았다.

다공성 채널 내에서 열적 입구영역의 길이는 $Re^{0.55}Pr^{0.85}k^{0.75}$ 에 비례함을 알았으며, 입구영역 및 완전발달영역에서 국소 Nu를 예측할 수 있는 상관식을 제안하였다. 또한 Bi와 k^* 가 작을 경우에

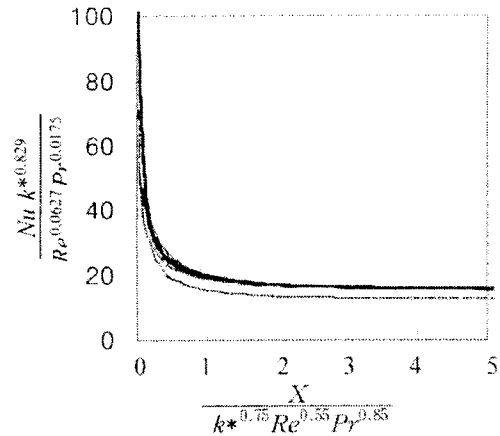


Fig. 8 Distribution of local Nusselt number

는 LTE 모델이 LTNE 모델보다 Nu를 더 크게 예측함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구 개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

참고문헌

- (1) Kim, S. Y., Paek, J. W. and Kang, B. H., 2000, "Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 122, pp. 572~578.
- (2) Kim, S. Y., Koo, J. M. and Kuznetsov, A. V., 2001, "Effect of Anisotropy in Permeability and Effective Thermal Conductivity on Thermal Performance of an Aluminum Foam Heat Sink," *Num. Heat Transfer, Part A*, Vol. 40, pp. 21~36.
- (3) Sung, H. J., Kim, S. Y. and Hyun, J. M., 1995, "Forced Convection from an Isolated Heat Source in a Channel with Porous Medium," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 16, pp. 527~535.
- (4) Kaviany, M., 1991, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, Springer, New York.

- (5) Wakao, N., Kaguci, S. and Funazkri, T., 1979, "Effect of Fluid Dispersion Coefficients on Particle-to-Fluid Heat Transfer Coefficients in Packed Beds," *Chem. Engng. Sci.*, Vol. 34, pp. 325~336.
- (6) Achenbach, E., 1995, "Heat and flow Characteristics of Packed Beds," *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 10, pp. 17~27.
- (7) Dixon, A. G. and Cresswell, D. L., 1979, "Theoretical Prediction of Effective Heat Transfer Parameters in Packed Beds," *AIChE J.*, Vol. 25, pp. 663~676.
- (8) Bird, R. B., Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N., 1960, *Transport Phenomena*, Wiley, New York.
- (9) Martin, H., 1978, "Low Peclet Number Particle-to-Fluid Heat and Mass Transfer in Packed Beds," *Chemical Engineering Science*, Vol. 33, pp. 913~919.
- (10) Kuwahara, F., Shirota, M. and Nakayama, A., 2001, "A numerical Study of Interfacial Convective Heat Transfer Coefficient in Two-Energy Equation Model for Convection in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1153~1159.
- (11) Calmide, V. V. and Mahajan, R. L., 2000, "Forced Convection in High Porosity Metal Foams," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 122, pp. 557~565.
- (12) Younis, L. B. and Viskanta, R., 1993, "Experimental Determination of the Volumetric Heat Transfer Coefficient Between Stream of Air and Ceramic Foam," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 1425~1434.
- (13) Hsieh, W. H. and Lu, S. F., 2000, "Heat-Transfer Analysis and Thermal Dispersion in Thermally-Developing Region of a Sintered Porous Metal Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3001~3011.
- (14) Jiang, P. X., Wang, Z., Ren, Z. P. and Wang, B. X., 1999, "Experimental Research of Fluid Flow and Convection Heat Transfer in Plate Channels Filled with Glass or Metallic Particles," *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 20, pp. 45~54.
- (15) Jiang, P. X. and Ren, Z. P., 2001, "Numerical Investigation of Forced Convection Heat Transfer in Porous Media Using a Thermal Non-Equilibrium Model," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 22, pp. 102~110.
- (16) Kim, S. Y., Kang, B. H. and Kim, J. H., 2001, "Forced Convection from Aluminum Foam Materials in an Asymmetrically Heated Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1451~1454.
- (17) Lee, D. Y. and Vafai, K., 1999, "Analytical Characterization and Conceptual Assessment of Solid and Fluid Temperature Differentials in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 423~435.
- (18) Vafai, K., 1984, "Convective Flow and Heat Transfer in Variable Porosity Media," *J. Fluid Mech.*, Vol. 147, pp. 233~259.
- (19) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
- (20) Kim, S. J., Kim, D. and Lee, D. Y., 2000, "On the Local Thermal Equilibrium in Micro-Channel Heat Sinks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 1735~1748.
- (21) Amiri, A., Vafai, K. and Kuzay, T. M., 1995, "Effects of Boundary Conditions on Non-Darcian Heat Transfer Through Porous Media and Experimental Comparisons," *Num. Heat Transfer, Part A*, Vol. 27, pp. 651~664.