

원관내 부채꼴 환 주위에서의 열전달 최적화

유재욱* · 김성진** · 현재민***

Heat Transfer Optimization in a Tube with Circular-Sectored Fins

Jae-Wook Yoo, Sung Jin Kim, and Jae Min Hyun

Key Words : Internally Finned Tube(내부 환-관), Porous Medium Approach(다공성 매질 접근법)
Heat Transfer Enhancement(열전달 촉진), Thermal Optimization(열적 최적화)

Abstract

The present work investigates the heat transfer characteristics for laminar fully developed forced convection in an internally finned tube with axially uniform heat flux and peripherally uniform temperature through analytical models of convection in a porous medium. Using the Brinkman-extended Darcy flow model and the two equation model for heat transfer, analytical solutions for fluid flow and heat transfer are obtained and compared with the exact solution for fluid flow and the numerical solutions for conjugate heat transfer to validate the porous medium approach. Using the analytical solutions, parameters of engineering importance are identified and their effects on fluid flow and heat transfer are studied. Also, the expression for total thermal resistance is derived from the analytical solutions and minimized in order to optimize the thermal performance of the internally finned tubes.

기호설명

a	단위부피당 접수면적
C	유효열전도도비, $\alpha_f/(1-\epsilon)k_s$
Da	Darcy number, 식(9)
h_i	내부 열전달 계수
h_i^*	수정 내부 열전달 계수, $h_i r^2$
K	투과율, 식(6)
k	열전도도
Nu_o	전체 열전달계수
U	무차원 속도
R	관의 반경
α	원호의 각도
β	환의 각도
ϵ	공극율, $\alpha/(\alpha+\beta)$
λ	무차원 내부 열전달계수, 식(8)
η	무차원 길이, r/R
θ	무차원 온도
<>	volume averaging

하첨자

f	유체
l	국부(local)
o	전체(overall)
s	고체

1. 서론

관내 삼입물 또는 관내 환에 의한 열전달 촉진 기술은 냉공조장치, 항공기 등에 사용하는 밀집형 열교환기 분야에 적용되어 왔다^{(1), (2)}. 관내 환은 열전달 면적의 증가에 의해 열전달 성능을 향상시킨다. 그러나, 환에 의해 관 내부의 유동 특성이 변화하며 마찰저항을 유발하게 되므로, 동일한 유량 조건에서 환의 개수가 많아지고 환의 높이가 높아질수록 유동의 저항은 커지고 보다 높은 pumping power가 요구된다. 그러므로, 관내 환을 적용한 열교환기를 설계하기 위해서는 열전달 성능과 유동저항을 평가하고, 이를 최적화하여야 한다.

관내 환 주위에서의 완전발달 층류유동에 대한 연구는 해석적, 수치적 또는 실험적 방법에 의해 이루어져왔다. Shah 와 London⁽³⁾은 circular sector 에서 축 방향으로의 열유속이 일정하고 단면에서 온

* 한국과학기술원 기계공학과 대학원

** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

*** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

도가 일정한 경계조건을 사용하여 완전 발달 유동 및 온도분포를 해석적으로 제시하였다. Soliman 과 Feingold⁽⁴⁾는 관내 환에서 위와 같은 경계 조건에 대해 환의 두께를 고려하여 유동 및 온도분포에 대한 해석해를 구하였으며, Masliyah 와 Nandakumar⁽⁵⁾는 환의 길이가 $0.1R \sim 0.8R$ 인 경우 환 온도가 관벽의 온도와 일정하다는 가정을 사용하여 온도분포에 대한 수치적인 결과를 제시하였다. Hu 와 Chang⁽⁶⁾은 관벽에서 열유속이 일정한 경우, 환의 길이가 $0.2R \sim 1.0R$ 에서의 Nusselt 수를 해석적인 방법으로 구하였다. 이에 따르면 환 길이가 관의 반경과 같을 경우, 환 개수가 11 개일 때 Nusselt 수의 최대값이 존재한다. 이 밖에 내부 환-관에서의 층류에 대한 다수의 실험 및 수치적 연구들이 있으며⁽⁷⁻⁹⁾ 난류영역에 대해서도 수치적 또는 실험적인 연구가 이루어져 왔다⁽¹⁰⁻¹²⁾.

최근 Fabbri⁽¹³⁾는 환의 형상을 다항함수로 표현하여 유동의 저항과 환의 무게를 고려한 최적의 Nusselt 수를 갖는 환의 형상을 제시하였다. 하지만 환-관의 열적 성능에 영향을 미치는 인자는 관의 반경, 길이 및 재질, 냉각 유체의 물성, 환의 길이, 두께 및 개수 등 매우 다양하므로, 인자들에 대한 영향을 평가하기 위해서 많은 회수의 반복 계산이 필요하였다. 그러므로, 수치적 또는 실험적 방법 대신 해석적인 방법을 사용하여 내부 환-관의 열적 성능을 정확히 예측할 수 있다면 최적화가 훨씬 용이해질 것이다.

다공성 매질 접근법은 복잡한 형상의 구조를 일종의 다공성 매질로 가정하여 해석하는 방법으로 일반적으로 사용하는 Navier-Stokes equation 과 에너지 방정식 대신 다공성 매질에 적용하는 modified-Darcy law 와 volume-averaged energy equation 을 적용한다. 이런 방법은 Tien 과 Kuo⁽¹⁴⁾, Kim 과 Kim^{(15),(16)} 등이 마이크로채널에서의 열전달 현상을 규명하기 위해 사용하였다. 위의 방법을 적용함으로써 번거로운 수치계산 없이 마이크로채널의 형상 및 물성 변화의 영향을 평가할 수 있었다.

본 논문에서는 내부 환-관의 기준 모델인 부채꼴형 환이 장치된 관에서의 열전달 현상을 다공성 매질 접근법에 의해 해석하고자 한다. 다공성 매질 접근법을 적용하여 속도분포와 온도분포에 대한 해석해를 구하였으며 속도분포는 기존의 해석해와 온도분포는 수치계산한 결과와 비교함으로써 다공성 매질 접근법의 타당성을 검증하였다. 그리고 열적 성능에 미치는 인자들에 의한 영향을 규명하고, 유동특성과 열전달특성을 모두 고려하여 열전달 성능을 최적화하는, 환의 개수와 유로와 환의 각도비를 제시하고자 한다.

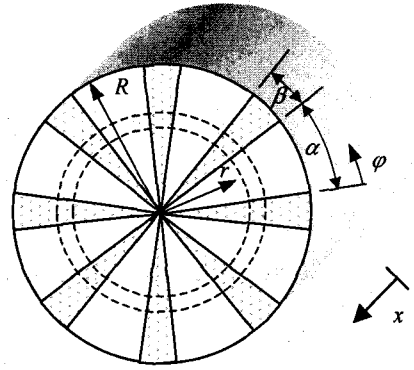


Fig. 1 Schematic view of a tube with circular-sectored fins.

2. 문제의 정의

다음 Fig. 1 은 해석 대상인 부채꼴형 환-관을 나타낸 것이다. 관 내부의 환은 x 방향으로 곧게 뻗어있으며 관 전체에 균등하게 분포되어 있다. 관 벽면에는 x 방향으로 균일한 열유속이 가해지고 있으며 관내의 온도분포는 완전 발달하였다. 또한 완전발달 층류유동과 모든 물성치가 일정하다는 가정을 사용하였다.

Fig. 1 의 ϕ 방향의 고리로 표현된 대표적 내에서 volume-averaging 을 하여 내부 환-관을 일종의 다공성 매질로 모사하였다. 내부 환-관의 경우 부채꼴형 환과 유로의 크기가 전체 관에 비해 상대적으로 작으며, 유동은 x 방향, 열전달은 주로 x 와 r 방향으로 이루어지므로 ϕ 방향으로 volume-averaging 을 적용하는 것은 타당하다.

2. 지배방정식 및 해석해

식(1)은 다공성 매질 내 강제 대류 열전달에 대한 운동량 방정식이고, 식(2)와(3)은 각각 다공성 매질내의 유체영역과 고체영역에 대한 에너지 방정식이다. 경계조건은 식(4)와(5)이다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_f \frac{\partial \langle u \rangle_f}{\partial r} \right) - \frac{\epsilon \mu_f}{K} \langle u \rangle_f = \frac{d \langle p \rangle_f}{dx} \quad (1)$$

$$\epsilon \rho_f c_f \langle u \rangle_f \frac{d \langle T \rangle_f}{dx} = h_1 a (\langle T \rangle_s - \langle T \rangle_f) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial \langle T \rangle_f}{\partial r} \right) \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r (1 - \epsilon) k_s \frac{\partial \langle T \rangle_s}{\partial r} \right) = h_1 a (\langle T \rangle_s - \langle T \rangle_f) \quad (3)$$

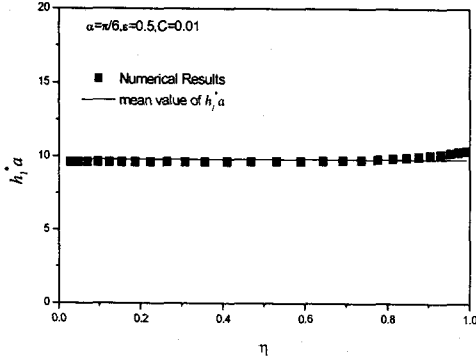


Fig. 2 Profile of modified heat transfer coefficients.

$$\langle u \rangle_f = 0, \quad \langle T \rangle_f = \langle T \rangle_s = T_w, \quad \text{at } r=R \quad (4)$$

$$\frac{\partial \langle u \rangle_f}{\partial r} = \frac{\partial \langle T \rangle_f}{\partial r} = \frac{\partial \langle T \rangle_s}{\partial r} = 0, \quad \text{at } r=0 \quad (5)$$

식(1)의 왼쪽 첫번째 항은 관벽으로부터 받는 점성에 의한 전단력을, 두번째 항은 다공성 매질에서 고체에 의한 마찰저항을 나타내는 것이다. 이 식을 사용함으로써 거시적인 유동저항과 미시적인 마찰저항을 모두 나타낼 수 있으므로 Darcy law에서는 만족하지 않는 벽면에서의 no-slip 조건을 고려할 수 있다.

한편 내부 흰-관에서는 유체영역의 열전도성에 비해 고체영역의 열전도성이 매우 크므로 대표체적 내 유체와 고체의 온도차이가 상당히 클 수 있다. 그러므로 고체와 유체 영역에 대해 각각 volume-averaging을 적용한 에너지 방정식을 사용하는 two-equation model을 적용하였다. 식(2)에서 왼쪽 항은 x 방향으로의 대류에 의한 열전달을 나타내는 것이고, 오른쪽의 첫번째 항은 흰을 통해 이루어지는 유체로의 열전달, 두번째 항은 r 방향으로의 전도에 의한 열전달을 나타내는 것이다. 마찬가지로 식(3)에서 왼쪽 항은 고체 영역내 r 방향으로의 전도에 의한 열전달을, 오른쪽 항은 흰을 통해 이루어지는 유체로의 열전달을 나타내는 것이다. 경계조건은 관 벽면에서의 no-slip 조건, 균일 온도조건[식(4)]과 관 축에서의 대칭조건[식(5)]을 사용하였다.

속도분포를 구하기 위해서는 투과성 K 을 구하여야 한다. 일반적으로 실험에 의해 결정되는 계수이나, 본 연구에서는 각도 α 로 만나는 두 반무한 평판사이의 Poiseuille 유동을 가정하여 식(6)과 같이 구하였다.

$$K = \frac{\sigma^2 \alpha^2}{12} \quad (6)$$

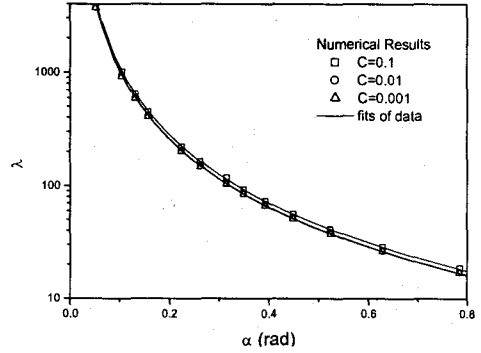


Fig. 3 Fitting of dimensionless heat transfer coefficients.

에너지방정식에서도 $\langle T \rangle_f$ 와 $\langle T \rangle_s$ 를 구하기 위해서는 내부 열전달 계수 h_i 를 구하여야 한다. 이 값은 시스템의 기하학적 형상 및 냉각유체의 물성치, 유동의 특성, 그리고 경계조건에 의해 변화한다. 투과성과 마찬가지로 실험에 의해 결정되나, 본 연구에서는 수치 계산을 통하여 구하였다. 수치 계산은 부채꼴 형의 유체 및 고체 영역에 대해 흰을 통한 열전도 및 대류 열전달을 모두 고려하여 수행하였으며, 그 결과로부터 식(7)으로 정의된 수정 열전달 계수를 구하였다.

$$h_i^* a = \frac{2k_f}{(\alpha + \beta) \langle T \rangle_s - \langle T \rangle_f} \frac{\partial T / \partial \phi|_{fm}}{\quad} \quad (7)$$

흰의 형상과 물성이 결정되었을 때, 즉 α 와 β 가 고정되었을 때 흰과 유체와의 경계면에서의 수정 열전달 계수는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 r 방향에 대해 거의 변화하지 않으므로, 일정하다고 가정하였다. 이와 같은 계산 결과로부터 섹터의 각도 α 와 유효열전도도비 C 에 대한 무차원 열전달 계수의 상관식[식(8)]을 구하였다. Fig. 3은 흰-유체간의 무차원 열전달 계수에 대한 상관식과 수치해석 결과를 보인 것으로 최대 오차는 2.2%이다.

$$\lambda \equiv h_i^* a \left(\frac{1}{(1-\varepsilon)k_s} + \frac{1}{\varepsilon k_f} \right) = \frac{10.219}{\alpha^2} (1+C) \quad (8)$$

앞서 구한 투과성과 열전달계수로부터 속도 및 온도분포를 해석적으로 구할 수 있다. 먼저 식(1)-(5)를 식(9)의 변수들을 사용하여 무차원화 한 후 식(6), (8)을 대입하면 식(10)-(14)를 얻을 수 있다.

$$U = \frac{\langle u \rangle_f}{u_m}, \quad \eta = \frac{r}{R}, \quad Da = \frac{K}{\sigma^2},$$

$$\theta_f = \frac{\langle T \rangle_f - T_w}{q_w R}, \quad \theta_s = \frac{\langle T \rangle_s - T_w}{q_w R} \quad (9)$$

$$\frac{\quad}{(1-\varepsilon)k_s}, \quad \frac{\quad}{(1-\varepsilon)k_s}$$

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\eta \frac{\partial U}{\partial \eta} \right) - \frac{1}{Da} \frac{U}{\eta^2} = P \quad (10)$$

$$\frac{d^2 \theta_f}{d\eta^2} + \frac{1}{\eta} \frac{d\theta_f}{d\eta} + \frac{1}{\eta^2} \frac{h_i^* a R^2}{\epsilon k_s} (\theta_s - \theta_f) = \frac{2(1-\epsilon)k_s U}{\epsilon k_f} \quad (11)$$

$$\frac{d^2 \theta_s}{d\eta^2} + \frac{1}{\eta} \frac{d\theta_s}{d\eta} = \frac{1}{\eta^2} \frac{h_i^* a R^2}{(1-\epsilon)k_s} (\theta_s - \theta_f) \quad (12)$$

$$U = \theta_f = \theta_s = 0, \quad \text{at } \eta = 1 \quad (13)$$

$$\frac{dU}{d\eta} = \frac{d\theta_f}{d\eta} = \frac{d\theta_s}{d\eta} = 0, \quad \text{at } \eta = 0 \quad (14)$$

식(10)으로부터 구한 속도분포는 다음 식(15)이다.

$$U = 2 \left(\frac{1+2\sqrt{Da}}{1-2\sqrt{Da}} \right) \left(\eta^2 - \eta \frac{1}{\sqrt{Da}} \right) \quad (15)$$

또한 식 (11)과 (12)로부터 식(16)와 (17)을 유도할 수 있다.

$$\frac{d^2}{d\eta^2} \left(\theta_s + \frac{\epsilon k_f}{(1-\epsilon)k_s} \theta_f \right) + \frac{1}{\eta} \frac{d}{d\eta} \left(\theta_s + \frac{\epsilon k_f}{(1-\epsilon)k_s} \theta_f \right) = 2U \quad (16)$$

$$\frac{d^2}{d\eta^2} (\theta_s - \theta_f) + \frac{1}{\eta} \frac{d}{d\eta} (\theta_s - \theta_f) - h_i a R^2 \left(\frac{1}{(1-\epsilon)k_s} + \frac{1}{\epsilon k_f} \right) (\theta_s - \theta_f) = -\frac{2(1-\epsilon)k_s U}{\epsilon k_f} \quad (17)$$

식(16)과 (17)을 경계조건(13), (14)과 함께 풀어 구한 고체 및 유체의 무차원 온도분포는 식(18)과 식(19)이다.

$$\theta_s = 4 \left(\frac{1+2\sqrt{Da}}{1-2\sqrt{Da}} \right) \left(\frac{\eta^{\sqrt{\lambda}} - \eta^4}{16-\lambda} + \frac{\eta^4 - 1}{16} - \frac{\eta^{\sqrt{\lambda}} - \eta^{2+\frac{1}{\sqrt{Da}}}}{(2+\frac{1}{\sqrt{Da}})^2 - \lambda} - \frac{\eta^{2+\frac{1}{\sqrt{Da}}} - 1}{(2+\frac{1}{\sqrt{Da}})^2} \right) \quad (18)$$

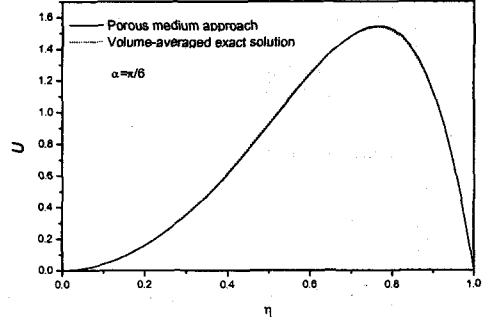


Fig. 4 Comparison of the velocity profile with the exact solution.

$$\theta_f = \frac{4}{(1+C)} \left(\frac{1+2\sqrt{Da}}{1-2\sqrt{Da}} \right) \left(\frac{\eta^4 - 1}{16} - \frac{\eta^{2+\frac{1}{\sqrt{Da}}} - 1}{(2+\frac{1}{\sqrt{Da}})^2} - \frac{1}{C} \left(\frac{\eta^{\sqrt{\lambda}} - \eta^4}{16-\lambda} - \frac{\eta^{\sqrt{\lambda}} - \eta^{2+\frac{1}{\sqrt{Da}}}}{(2+\frac{1}{\sqrt{Da}})^2 - \lambda} \right) \right) \quad (19)$$

3. 고찰

다공성 매질 접근법에 의한 해석해의 타당성을 검증하기 위해 속도분포를 Shah와 London⁽³⁾이 제시한 엄밀해[식(20)]와 비교하였다.

$$U = 2 \frac{\eta^2 (\alpha - \tan \alpha) + \frac{32\alpha^3}{\pi^4} \sum_{n=1,3,\dots} \eta^{\frac{n\pi}{\alpha}} \frac{1}{n^2 (n + \frac{2\alpha}{\pi})(n - \frac{2\alpha}{\pi})}}{(\alpha - \tan \alpha) + \frac{128\alpha^4}{\pi^5} \sum_{n=1,3,\dots} \frac{1}{n^2 (n + \frac{2\alpha}{\pi})^2 (n - \frac{2\alpha}{\pi})}} \quad (20)$$

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 다공성 매질 접근법으로 구한 속도는 엄밀해와 오차범위 1.1%내에서 잘 맞는다. Fig. 5는 다공성 매질 접근법으로 구한 완전발달 온도분포를 수치계산 결과와 비교한 것으로 오차범위 2.5%내에서 맞고 있다. 이로써 다공성 매질 접근법으로부터 구한 해석해가 내부 환관내의 열 및 유체 이동현상을 정확하게 예측할 수 있음이 검증되었다.

식(15)에 의하면 속도분포 U 는 Da 즉 α 만의 함수로 나타나며, 식(18), (19)의 무차원화된 온도분포 θ_f 와 θ_s 는 α 와 C 의 함수로 나타난다. 그러므로 부채꼴형 환관의 유동 및 열전달 특성에 영향을 미치는 인자는 α 와 C 이다. Fig. 6과 Fig. 7은 각각

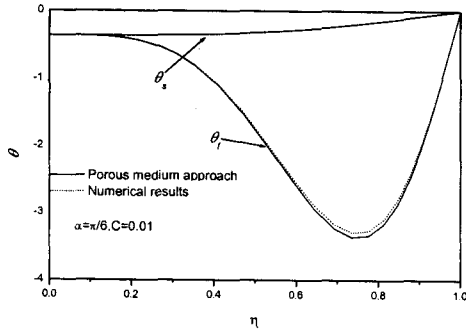


Fig. 5 Comparison of temperature profiles with numerical solutions.

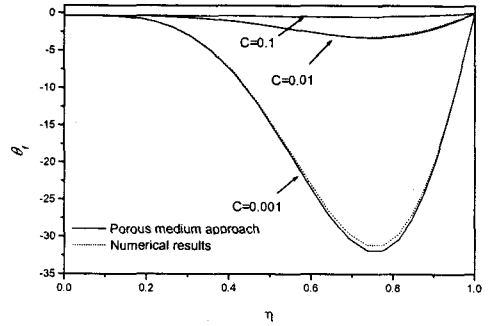


Fig. 8 Effects of C on temperature profiles of fluid.

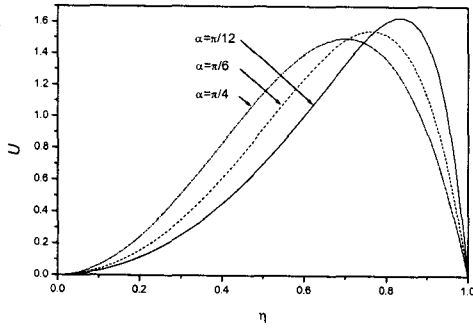


Fig. 6 Effects of α on velocity profiles.

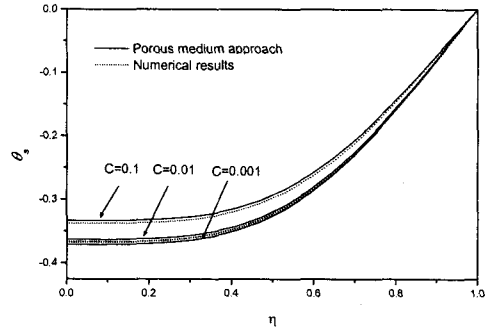


Fig. 9 Effects of C on temperature profiles of solid.

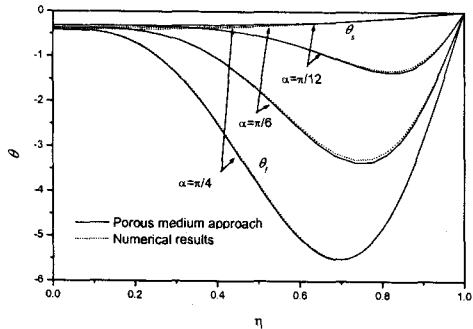


Fig. 7 Effects of α on temperature profiles.

α 의 속도분포 및 온도분포에 대한 영향을 보여준다. α 가 감소할수록, 즉 Da 가 감소할수록 관벽의 경계효과가 내부로 전달되지 못하므로 속도 분포는 관벽 근처에서 급격하게 감소하는 경향을 보인다. 그리고 α 가 감소할수록 열전달 계수 및 단위 체적당 환과 유체간의 접촉면적이 증가하므로, 환과 유체간의 온도차가 감소하게 된다. 또한 유속의 최대점이 관벽쪽으로 이동하므로 유체온도의 최저점이 관벽쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 한편 유체의 온도는 α 에 대해 크게 변화하지만 환의 온도는 거의 무관하다.

Fig. 8 과 9는 C 의 변화에 대한 유체와 환의

온도분포를 나타낸 것이다. C 가 증가하면 환과 유체간의 온도차가 감소한다. 이는 C 가 유체의 열전도도와 환의 열전도도의 비이므로 C 가 증가하면서 환 또는 관벽에서 유체로의 열전달이 활발해지므로 온도차가 감소하게 된다. 또한 환의 온도는 유체영역의 온도에 비교하여 관벽 온도와 거의 같으며 C 의 변화에 따른 영향을 크게 받지 않는다. 이러한 결과를 볼 때 Hu와 Chang⁽⁶⁾이 가정한 일정 열유속 조건보다 Masliyah와 Nandakumar⁽⁵⁾가 제시한 일정 온도 조건이 더 타당함을 알 수 있다.

내부 환-관에서는 전체적인 열전달의 지표로서 총체적 Nu_o 를 사용한다. 유체의 속도 및 온도분포에 대한 해석해로부터 Nu_o 를 결정할 수 있는데 그 관계식은 식(21)과 같다.

$$Nu_o = \frac{2h_0R}{k_f} = \frac{q_w}{T_w - T_{f,m}} \frac{2h_0R}{k_f} = \frac{1}{-C \int_0^1 U \theta_f \eta d\eta} \quad (21)$$

이때 Nu_o 의 극한값들을 살펴봄으로써 극한에서의 내부 환-관의 열전달 특성을 살펴보도록 하겠다. α , 즉 Da 가 무한대로 커지게 되면 식(21)으로부터 Nu_o 를 다음 식(22)와 같이 얻을 수 있다.

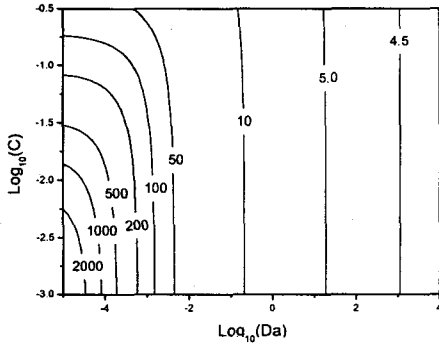


Fig.10 Contour map of the overall Nusselt number.

$$\lim_{Da \rightarrow \infty} Nu_o = 4.364 \quad (22)$$

이는 관벽에서 일정 열유속 조건이며 유동과 온도 분포가 완전발달한 경우, 환이 없는 원관의 Nu_o 값과 같다. 다른 한편 Da 가 0으로 접근하게 되면, Nu_o 은 다음 식(23)과 같다.

$$\lim_{Da \rightarrow 0} Nu_o = \frac{16(1+C)}{C} \quad (23)$$

이는 관벽이 유동에 영향을 미치지 못하는 경우의 Nu_o 와 같으며 이때 유체의 속도분포는 r^2 에 비례한다. 이처럼 Nu_o 의 극한값이 물리적으로 예측되는 Nu_o 와 잘 맞는다는 것은 다공성 매질 접근법이 넓은 범위의 변수 영역에서 내부 환-관의 열전달성능을 잘 예측할 수 있음을 보여준다.

Da 와 C 의 영향을 좀더 명확하게 밝히기 위해 Da 와 C 에 대한 Nu_o 의 등가선을 Fig. 10 에 나타내었다. Da 와 C 가 감소할수록 열전달 계수는 증가하며 환을 통한 열저항은 감소하므로 Nu_o 는 증가한다. 그리고 C 가 일정하고 Da 가 감소하거나 Da 가 일정하고 C 가 감소하는 경우 Nu_o 는 점근적인 값으로 접근한다. 이는 전자의 경우 환의 효율이 감소하기 때문이며 후자는 환을 통한 열전도에 대한 열저항 대 대류에 대한 열저항의 비가 감소하기 때문이다. 위의 결과로부터 내부 환-관에서 열전달성능이 거의 향상되지 않는 Da 와 C 의 한계값이 존재함을 알 수 있다.

4. 열전달 최적화

관내 환에서의 열적 성능을 최적화하기 위해서는 전체 열저항을 최소화하여야 한다. 전체 열저항은 단위 열유속에 대한 두 지점의 온도차로서,

일정 열유속 조건에서 열저항을 최소화하기 위해서는 유체의 출구에서의 관벽 온도와 유체의 입구에서의 온도사이의 차이를 최소화하여야 한다⁽¹⁵⁾. 내부 환-관에서의 전체 열저항은 유체의 유동에 의한 열저항과 환을 통한 전도 및 대류에 의한 열저항의 합으로서 다음 식(24)와 같이 표현할 수 있다.

$$R_{total} = R_{flow} + R_{fin} \quad (24)$$

유체의 유동에 의한 열저항은 입구와 출구사이 유체의 온도상승에 비례하며 에너지평형으로부터 다음 식(25)와 같이 정리할 수 있다.

$$R_{flow} = \frac{1}{\rho c_f Q} = \frac{\mu L}{\rho c_f \Delta P} \frac{2(2 + \frac{1}{\sqrt{Da}})^2}{\epsilon \pi R^4} \quad (25)$$

환을 통한 전도 및 대류에 의한 열저항은 유체의 평균온도의 정의로부터 다음 식(26)과 같이 표현할 수 있다.

$$R_{fin} = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{T_w - T_{f,mean}}{2\pi L q_w R^2} = \frac{-\int_0^1 U \theta_f \eta d\eta}{(1-\epsilon)k_s L} \quad (26)$$

식(25)와 (26)에서 볼 수 있듯이 전체 열저항에 영향을 미치는 인자는 관과 유체의 물성, 관의 길이 및 반경, 환의 형상과 개수 등 다양하다. 내부 환-관이 사용되는 다양한 조건에 따라 전체 열저항의 값이 달라지므로 본 연구에서는 공학적 문제에서 접할 수 있는 상황, 즉 환 및 관과 유체의 물성, pumping power, 관의 길이 및 반경이 제한된 경우 환의 형상과 개수를 최적화하는 예를 보이겠다.

열저항의 계산에 사용한 조건은 다음과 같다. 유체는 물, 환과 관의 재질은 알루미늄, 관의 길이 2m, 반경은 0.1m, 압력강하는 1kPa 이다. Fig.11 은 유동에 의한 열저항을 공극율과 환 개수의 변화에 대해 나타낸 것이다. 공극율이 작아지거나 환의 개수가 커질수록 관을 지나는 유량이 감소하므로 열저항은 커진다. Fig.12 는 환을 통한 열저항을 나타낸 것으로서 공극율이 일정한 경우, 환의 개수가 많아질수록 열전달 계수가 증가하여 열저항은 감소한다. 그러나 환의 개수가 일정한 경우에는 복잡한 경향을 보인다. 이는 공극율의 변화에 따라 환-유체 간의 열전달 계수와 관벽 또는 환과 유체간의 접촉면적이 상반되는 경향을 보이기 때문이다. 즉 공극율이 증가하면 열전달 계수는 감

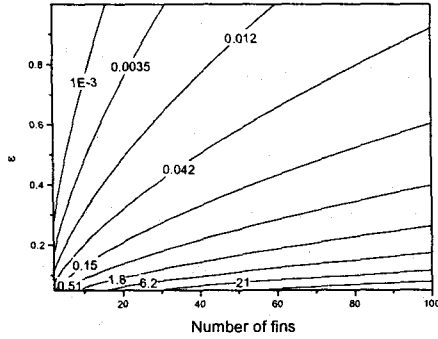


Fig.11 Contour map of the thermal resistance (°C/W) of flow.

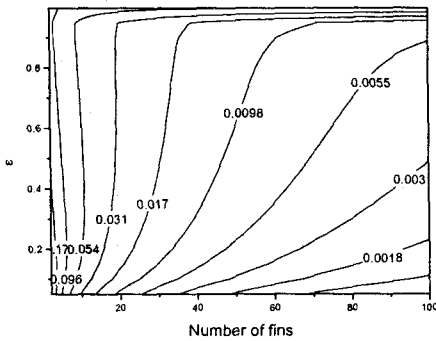


Fig.12 Contour map of the thermal resistance(°C/W) through fins.

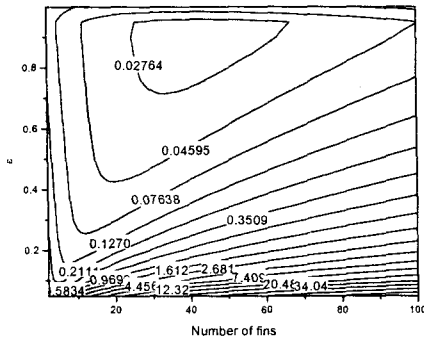


Fig.13 Contour map of the total thermal resistance (°C/W).

소하나 열전달 면적은 증가하고, 공극율이 감소하면 열전달 계수는 증가하나 열전달 면적은 감소하게 된다. 그리고 공극률이 1에 접근할 경우 환의 두께는 매우 얇아져서, 관벽에서 유입된 열량이 환을 통해 전달되지 못하므로 열저항이 급격하게 커지는 경향을 보인다.

Fig.13는 전체 열저항의 변화를 보인 것이다. 유동에 의한 열저항과 환을 통한 열저항이 환의 개수와 공극률에 대해 다른 경향을 보이므로 전체

열저항이 최소가 되는 조건이 존재한다. 앞서 제시한 문제에서는 환의 개수가 41개, 공극율이 0.9일 때 전체 열저항이 최소가 되며 그 값은 0.0229 °C/W이다. 위의 결과로부터 열저항이 최소가 되는 환의 개수와 부채꼴형 환 대 유로의 각도비가 있음을 알 수 있다. 즉 환의 개수를 늘릴수록 환을 통한 열저항은 감소하나 유동에 의한 열저항은 증가하므로 환의 개수가 최적값 이상이 되면 오히려 열저항이 증가하게 된다. 또한 유동저항을 줄이기 위해 얇은 환을 사용할 경우에도, 환의 두께가 최적값 이하가 되면 유입된 열이 환을 통해 전달되지 못하므로 열저항이 커지게 된다.

5. 결론

본 연구에서는 다공성 매질 접근법을 이용하여 내부 환-관 내 유체의 속도분포와 환 및 그 사이에 흐르는 유체의 온도분포에 대한 해석해를 얻었으며, 이를 기존의 속도해 및 수치 계산한 온도분포와 비교하여 다공성 매질 접근법으로 얻은 해석해를 검증하였다. 검증된 해석해로부터, 열 및 유체 이동 현상에 있어 중요한 변수는 Darcy 수와 유체와 환간의 유효열전도도비 C 임을 밝혔다. 그리고 Da 가 감소함에 따라 관 벽면근처에서 속도분포가 급격히 감소하는 경향이 나타났으며 C 가 증가하거나 Da 가 감소하면 유체의 온도는 환의 온도에 접근해 가는 경향을 볼 수 있었다. 또한 Da 나 C 중 어느 하나가 감소하면 Nu_w 는 점근적인 값으로 증가해 가는 경향을 볼 수 있었다.

한편 부채꼴형 환이 장치된 관의 열전달 성능을 평가하기 위해 전체 열저항을 유동에 의한 열저항과 환을 통한 열저항으로 표현하였다. 그리고 다공성 매질 접근법으로 얻은 해석해를 사용하여 환의 개수 및 부채꼴형 환 대 유로의 각도비에 대한 열저항의 최소값이 있음을 보였다. 즉 환의 개수를 늘릴 경우 환의 개수가 최적값 이상이 되면 열저항이 증가하며, 얇은 환을 사용할 경우에는 환의 두께가 최적값 이하가 되면 열저항이 증가하였다.

본 연구를 통해 다공성 매질 접근법이 관내 환 주위의 열 및 유체 이동현상을 정확히 해석할 수 있음을 보였고, 이를 적용하여 부채꼴형 환이 장치된 관에서 열전달 성능을 최적화하였다. 다공성 매질 접근법은 내부 환-관뿐 아니라 복잡한 형상을 가지는 열교환기 및 히트싱크 등에서 유동 및 열전달 해석과 최적화 설계에 적용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 국가지정연구실사업(열전달제어기술 연구실)으로 지원되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bergles, A. E., 1997, "Heat Transfer Enhancement-The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 119, pp. 8-19.
- (2) Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley and Sons, INC., New York.
- (3) Shah, R. K., and London, A. L., 1978, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Academic Press, London
- (4) Soliman, H. M., and Feingold, A., 1977, "Analysis of Fully Developed Laminar Flow in Longitudinal Internally Finned Tubes," The Chemical Engineering Journal, Vol. 14, pp. 119-128.
- (5) Masliyah J. M., and Nandakumar, K., 1976, "Heat Transfer in Internally Finned Tubes," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 257-261.
- (6) Hu, M. H., and Chang, Y. P., 1973, "Optimization of Finned tubes for Heat Transfer in Laminar Flow," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 95, pp. 332-338.
- (7) Trupp, A. C., and Lau, A. C. Y., 1984, "Fully Developed Laminar Heat Transfer in Circular Sector Ducts With Isothermal Walls," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 467-469.
- (8) Rustum, I. M., and Soliman, H. M., 1988, "Numerical Analysis of Laminar Forced Convection in the Entrance Region of Tubes With Longitudinal Internal Fins," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 110, pp. 310-313.
- (9) Rustum, I. M., and Soliman, H. M., 1988, "Experimental Investigation of Laminar Mixed Convection in Tubes With Longitudinal Internal Fins," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 110, pp. 366-372.
- (10) Patankar, S. V., Ivanovic, M., and Sparrow, E. M., 1979, "Analysis of Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes and Annuli," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 29-37
- (11) Cavanos, T. C., 1980, "Heat Transfer Performance of Internally Finned Tubes in Turbulent Flow." Heat Transfer Engineering, Vol. 4, No. 1, pp. 32-37.
- (12) Webb, R. L., and Scott, M. J., 1980, "A Parametric Analysis of the Performance of Internally Finned tubes for Heat Exchanger Application," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 102, pp. 38-43.
- (13) Fabbri, G., 1998, "Heat Transfer Optimization in Internally Finned Tubes Under Laminar Flow Conditions," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, No. 10, pp. 1243-1253.
- (14) Tien, C. L. and Kuo, S. M., 1987, "Analysis of Forced Convection in Microstructures for Electronic System Cooling," Proc. Int. Symp. Cooling Technology for Electronic Equipment, Honolulu, Hawaii, pp. 217-226.
- (15) Kim, S. J., and Kim, D., 1999, "Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 639-645.
- (16) Kim, S. J., and Kim, D., 2000, "On the Local Thermal Equilibrium in Microchannel Heat Sinks," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 1735-1748.