

엇갈린 다이아몬드형 핀핀의 형상에 따른 난류열전달 성능해석

조 안 태,¹ 김 광 용^{*2}

ANALYSIS OF TURBULENT HEAT TRANSFER FROM STAGGERED PIN-FIN ARRAYS WITH DIAMOND SHAPED ELEMENTS AT VARIOUS GEOMETRICAL CONFIGURATIONS

A.T. Cho¹ and K.Y. Kim^{*2}

A numerical study is carried out to analyze the steady three-dimensional turbulent flow and convective heat transfer in a staggered pin-fin array with diamond shaped elements at various geometrical configurations. Steady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations and energy equation are solved using a finite volume based solver. Shear stress transport (SST) model is used as turbulence closure. The computational domain is composed of one pitch of pin-fin displacement with periodic boundary conditions on the surfaces normal to the streamwise direction and the cross-streamwise direction. The numerical results for Nusselt number and friction factor are validated with experimental results. The effects of pin angle, pin height and pitch on Nusselt number, friction factor and efficiency index are investigated.

Key Words : 난류열전달(Turbulent Heat Transfer), 엇갈린 핀핀(Staggered Pin-Fin), 나비에-스톡스 방정식(Navier-Stokes Equations), 누셀트 수(Nusselt Number), 마찰계수(Friction Factor)

기호 설명

알파벳

A_d : 열전달면의 면적
 A_{in} : 채널 입구 면적
 d : 채널 높이
 D_h : 수력직경
 f : 마찰계수
 H : 핀핀의 높이
 I : 성능지수 (Efficiency Index)
 Nu : 국부 누셀트 수
 Nu_a : 평균 누셀트 수
 Nu_s : 기준 누셀트 수
 Π : 핀핀의 주기

$p, \nabla p$: 압력, 압력강하
 \hat{p} : 압력의 주기성분
 q_0 : 열유속
 Pr : 프란틀 수
 Re : 레이놀즈 수
 T : 실제온도
 \hat{T} : 온도의 주기성분
 U_b : 입구에서의 축 방향 평균속도
 U_i : 속도성분 (i=1, 2, 3)
 W : 핀핀 사이의 거리
 x_i : 좌표계
 x, y, z : 방향 좌표계

그리스문자

α : 핀핀의 각도
 γ : 주유동방향의 압력강하
 ν : 동점성 계수
 ρ : 유체의 밀도
 σ : 온도 상승률

접수일: 2008년 1월 9일, 심사완료일: 2008년 4월 14일.

1 학생회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

2 정회원, 인하대학교 기계공학부

* Corresponding author, E-mail: kykim@inha.ac.kr

1. 서론

유동장 내의 간섭물은 일반적으로 난류발생을 촉진시켜 열전달을 증가시킨다. 핀핀(pin-fin)은 가스터빈이나 전자제품의 냉각을 위해 널리 사용되는데 특히 가스터빈 블레이드 후연(trailing edge) 부분의 냉각을 위하여 내부 유로에 많이 사용되고 있다. 이는 블레이드 후연의 두께가 얇기 때문에 다른 형태의 냉각 방법을 적용시키는데 어려움이 따르기 때문이다. 일반적으로 냉각을 위한 핀핀은 원기둥 형태의 구조물이 일렬, 또는 엇갈린 구조로 일정한 거리를 주기로 배열되어 있는 형태가 대부분이며, 강제 유동이 핀이 부착된 유로 내로 유입되면서 핀에 의해 난류생성이 촉진되어 열전달을 향상시키게 된다.

그러나 핀핀과 같은 구조물의 존재는 필연적으로 압력손실을 증가시키므로 냉각성능의 평가는 열전달과 압력손실을 동시에 고려하여야 한다. 기존의 연구[1]에 따르면 열전달과 압력손실은 핀핀의 높이, 핀핀과 핀핀 사이의 거리, 핀핀의 배열 방법, 핀핀의 모양, 유로입구의 형상 등에 민감하게 반응한다. 일반적으로 핀핀의 높이와 지름의 비율이 0.5 이하인 경우에는 핀핀을 지난 후류의 재순환 영역이 충분치 않아 열전달 효과가 줄어드는 것으로 알려져 있다. 보통 효율적인 가스터빈 냉각을 위한 핀핀의 높이와 지름비는 0.5-4.0 사이에서

선택하는 것이 일반적이다. 일반적으로 짧은 핀핀은 긴 핀핀에 비하여 상당히 낮은 열전달 성능을 나타내는 것으로 알려져 있다. 또한 핀핀 사이의 유동영역이 줄어들면 유동의속도가 증가함으로 인하여 대류 열전달이 향상되나 압력손실이 상승하므로 열전달과 압력손실 사이의 적절한 절충이 필요하다.

핀핀이 부착된 유로에 대한 실험적 연구로, Metzger 등[2]은 열전달 성능은 짧은 핀핀의 경우 긴 핀핀과 비교하여 레이놀즈수에 크게 민감하다고 보고하였다. Chyu 등[3,4]은 사각형과 다이아몬드 형태의 핀핀이 원형의 핀핀보다 높은 열전달 성능을 나타내는 것을 확인하였다.

본 연구에서는 엇갈린 다이아몬드 형태의 핀핀이 부착된 유로에서의 난류열전달을 삼차원 RANS 해석을 이용하여 해석함으로써 유동구조 및 열전달 특성을 살펴보았으며, 핀핀의 각도, 핀핀의 높이 대 채널 높이의 비, 주기방향의 핀핀과 핀핀 사이의 거리 대 채널 높이의 비를 변형시켜가며 유로의 열전달 성능과 압력손실 등을 비교하였다. 또한 Nu수와 마찰계수를 함께 고려하여 성능을 평가하였다.

2. 유동해석 방법

본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 핀핀이 연속적으로 배열된 채널에서 빗금 친 영역의 한 주기만을 계산영역으로 설정하여 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 복잡한 삼차원 유동 및 대류열전달 해석을 위하여 비정렬격자계(unstructured grid)를 채택한 범용소프트웨어인 CFX-11.0[5]을 사용하였다. 핀핀이 연속적으로 배열된 채널에서 한 주기만을 계산영역으로 하여 해석하였으므로, 이 경우 지속적인 압력강화와 온도상승에 대해 주기조건을 적용하기 위해 Kim과 Kim[6]의 논문에 기술된 바와 같이 주유동 방향의 운동량 방정식과 에너지 방정식을 다음과 같이 변환하여 사용하였다.

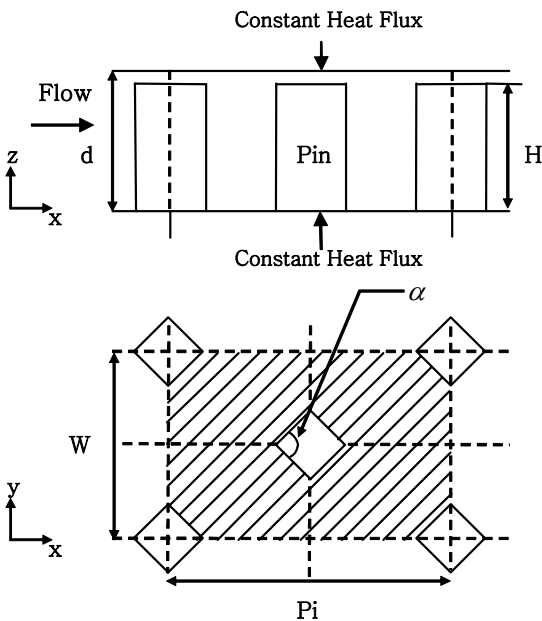


Fig. 1 Geometry of staggered pin-fin array

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{p}}{\partial x_i} + \gamma \delta_{1i} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_p U_j \hat{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial \hat{T}}{\partial x_j} \right] - \sigma U_j \delta_{1j} \tag{3}$$

여기서 δ_{ii} 는 $i=1$ 인 경우 1의 값을 나타내고 나머지 경우 0이 되는 델타함수이고, 변환된 온도 $\hat{T}(x, y, z)$ 는 유동의 주기

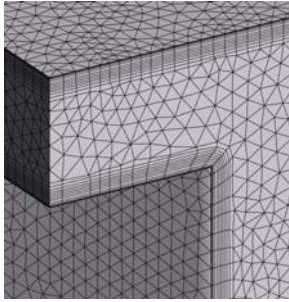
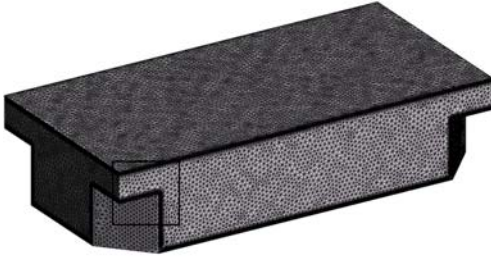


Fig. 2 Example of grid system($H/d=0.65$, $Pi/d=4.5$, $\alpha=95^\circ$)

성을 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$\hat{T}(x, y, z) = T(x, y, z) - \sigma x \quad (4)$$

σ 는 다음과 같이 벽으로 유입되는 열유속으로 인한 온도 상승률을 나타낸다.

$$\sigma = \frac{q_0 A_d}{Pi U_b A_{in}} \quad (5)$$

여기서 A_d 는 열전달면적이고 A_{in} 은 채널 입구의 유동단면적이다.

난류모델로는 SST(Shear Stress Transport) 모델[7]을 사용하였다. 기본적으로 SST모델은 Wilcox의 $k-\varepsilon$ 모델[8]과 $k-\omega$ 모델[9]의 장점을 결합한 모델로서, $k-\omega$ 모델은 벽 근처에서 사용되며 $k-\varepsilon$ 모델은 그 이외의 영역에서 사용된다. 이 모델은 표준 $k-\varepsilon$ 모델 보다 정체구역에서의 난류 증진을 효과적으로 고려할 수 있도록 고안되어 있다. 따라서, SST모델은 역압력구배로 인한 유동박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류열전달 해석에도 그 정확성이 뛰어나다고 Bardina 등[10]에 의해 보고된바 있다. 벽 근처 난류열 유속 모델링에는 Lai와 So[11]의 모델을 반영하여 CFX-11.0에서 제시하는 모델을 사용하였다. Fig. 2는 계산에 사용된 사면체 비정렬격자의 모습을 보여주

고 있다. 유동장 및 온도장의 변화가 큰 벽 근처 영역의 정확한 해석을 위해 벽 근처 격자는 육면체로 구성하였으며 격자 테스트를 거쳐 약 22만개의 격자수가 사용되었다. $Re=19,000$ 에서 경계조건으로는 주유동방향의 주기면과 측면에서 주기 조건(periodic condition)을, 그리고 채널의 윗면과 아랫면에서 일정 열유속 조건(constant heat flux)을 사용하였으며 작동유체는 상온의 공기이다. 반복수치계산은 질량보존방정식의 상대 잉여값(residual)이 10^{-6} 이하가 될 때까지 수행하였으며, P4-1.8 GHz Dual CPU가 계산에 사용되었다.

3. 형상변수 및 성능지수

형상변수는 Fig. 1에 나타난 채널 높이(d), 핀높이(H), 핀높이 각도(α), 핀높이 사이의 거리(W), 핀높이의 주기(Pi) 총 5개이다. 본 연구에서는 $W/Pi=1.0$ 을 고정시킨 상태에서, H/d , Pi/d 및 α 의 크기를 변화시키며 유로내의 열전달과 압력손실 특성을 살펴보았다. 각 변수들의 범위는 Table 1에 나타난 바와 같다.

압력손실과 열전달성능을 동시에 고려하여 성능평가를 할 수 있도록 Chyu 등[12]이 정의한 바와 같이 열전달과 압력손실을 동시에 고려한 성능지수를 다음과 정의하였다.

$$I = \frac{Nu_a}{Nu_0} / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

여기서,

$$Nu_a = \frac{\int_s Nu \, dS}{A_d} \quad (7)$$

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho U_b^2} \cdot \frac{D_h}{Pi} \quad (9)$$

$$f_0 = 0.078 Re^{-0.25} \quad (10)$$

Table 1 Ranges of variables

Variables	Lower bound	Upper bound
H/d	0.4	0.9
Pi/d	2.5	6.5
α	60°	150°

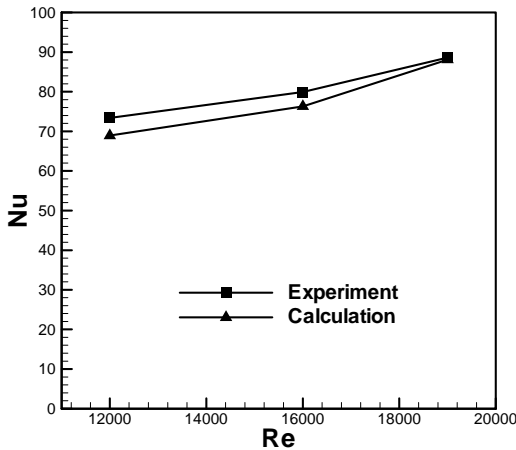


Fig. 3 Comparison between predicted and measured Nusselt numbers

Nu_s 는 매끈한 원관 내에서 완전 발달된 난류유동에 대한 Dittu-Boelter식을 나타내고, A_d 는 열전달면의 면적을 나타낸다. 식 (10)은 완전 발달된 매끈한 관에서의 마찰계수 f_0 에 대한 실험식이다.

4. 결과 및 검토

본 연구에서는 유동해석의 타당성을 검증하기 위하여 Chyu 등[12]의 엇갈린 다이아몬드형 단면의 핀핀이 부착되어 있는 실험형상과 동일한 유동해석 형상을 계산하여 실험결과와 비교하였다. 검증을 위한 유동해석형상은 $H/d=1$, $Pi/d=4.96$, $\alpha=90^\circ$ 이다.

Fig. 3은 레이놀즈수에 따른 Chyu 등[12]의 실험치와 유동해석 결과의 평균 Nu수를 비교해 놓은 그래프이다. 결과에서 볼 수 있듯이 $Re=12,000$ 과 $16,000$ 에서는 계산 결과가 실험치보다 다소 낮게 예측하고 있으나 $Re=19,000$ 에서는 유동해석의 계산치가 실험치를 잘 예측하는 것을 확인할 수 있다. 계산치와 실험치의 차이는 실제 유동에서 나타나는 유동의 비정상성을 정상유동해석에서 반영하지 못하기 때문으로 사료된다.

유로형상에 따른 난류열전달 특성을 살펴보기 위한 계산은 앞서 언급한 세 가지의 설계변수 (H/d , Pi/d , α)를 변화시켜가며 채널 입구의 수력직경 (D_h)을 기준으로 한 레이놀즈수가 19,000이고, 채널의 벽에서 일정 열유속이 유입되는 경우에 대해 수행하였다.

Fig. 4는 성능에 가장 큰 영향을 미치는 핀핀의 각도에 따른 유동특성을 분석해 보기 위하여 채널 바닥면에서의 Nu수 분포를 나타낸 그림이다. Fig. 4(a)는 $H/d=0.65$, $Pi/d=6.5$, α

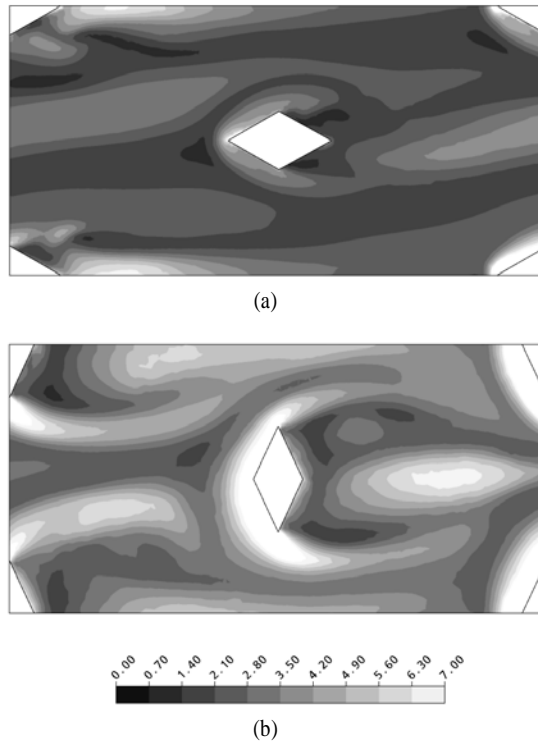


Fig. 4 Comparison of Nusselt number contours: (a) $H/d=0.65$, $Pi/d=6.5$, $\alpha=60^\circ$, (b) $H/d=0.65$, $Pi/d=6.5$, $\alpha=130^\circ$

$=60^\circ$, (b)는 $H/d=0.65$, $Pi/d=6.5$, $\alpha=130^\circ$ 의 Nu수 분포를 나타낸다. 핀핀의 각도가 증가할수록 유동의 교란이 심해져 전반적으로 열전달이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 모두 핀핀의 바로 직전 유동이 정체되는 영역에서 열전달이 가장 크게 나타나며, 핀핀의 후방 재순환 영역에서 열전달이 낮게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 핀핀의 모서리에서 박리된 유동의 재부착이 일어나는 하류 지점에서 다시 열전달이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 5는 $H/2$ 위치의 x-y단면 및 $W/2$ 위치의 x-z단면에서의 유선분포를 보여주고 있다. 핀핀의 각도를 증가시킨 경우 핀핀 후방의 재순환 와류가 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 핀핀의 후류에서 박리와 재순환 영역이 발생하는 것을 알 수 있으며 이 지역이 Fig. 4에서 열전달계수가 작게 나타난 지역과 일치함을 확인할 수 있다. 또한 x-z단면의 유선분포에서 핀핀 후류영역의 재부착점과 열전달이 재상승하는 지점이 일치하는 것을 알 수 있다.

Fig. 6,7,8은 각각의 설계변수의 변화에 따른 평균 Nu수와 마찰계수의 변화를 나타낸 그래프이다. Fig. 6는 핀핀의 각도 (α)에 따른 평균 Nu수와 마찰계수의 값을 나타내고 있다. 핀핀의 각도(α)를 증가시킬수록 채널 내 유동의 큰 교란으로

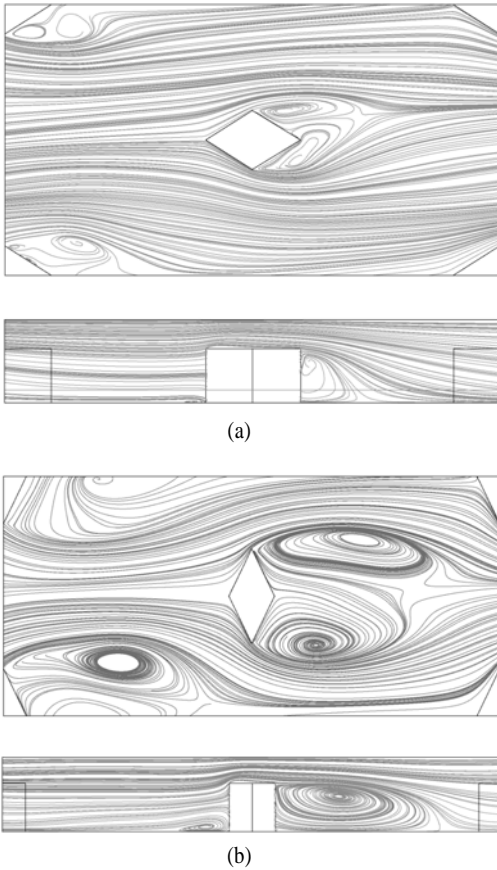


Fig. 5 Streamlines on x-y and x-z planes: (a) $H/d=0.65$, $Pi/d=6.5$, $\alpha=60^\circ$, (b) $H/d=0.65$, $Pi/d=6.5$, $\alpha=130^\circ$

Nu수가 크게 증가하며 마찰계수 또한 크게 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 7는 핀의 높이(H/d)에 따른 Nu수와 마찰계수의 변화를 나타내고 있다. 핀의 높이가 증가할수록 채널의 유로가 좁아져 마찰계수가 증가하지만 Nu수는 마찰계수의 상승폭에 비해 미약하게 상승하는 것으로 나타났다.

Fig. 8은 핀의 주기(Pi/d)에 따른 Nu수와 마찰계수의 변화를 보여주고 있다. 핀의 주기가 변함에 따라 압력손실은 상대적으로 큰 변화를 보이며 최소점이 주어진 구간에 존재함을 알 수 있다. 한편 열전달 계수는 소폭 상승하는 것으로 나타났다.

Fig. 9,10,11은 열전달과 압력손실을 동시에 고려하여 성능을 평가하기 위해 각 설계변수의 변화에 따른 성능지수를 나타낸 그래프들이다. Fig. 9는 핀의 각도(α)에 따른 성능지수의 변화를 나타낸다. 핀의 각도가 증가함에 따라 90도 근처에서 성능지수의 최소값이 존재함을 알 수 있으며, 그 이후에

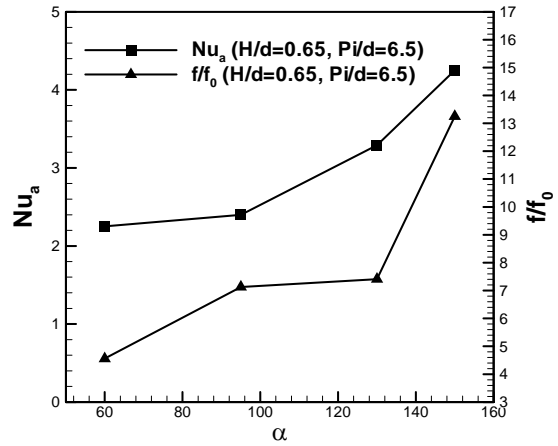


Fig. 6 Nusselt number and Friction factor variations with angle(α)

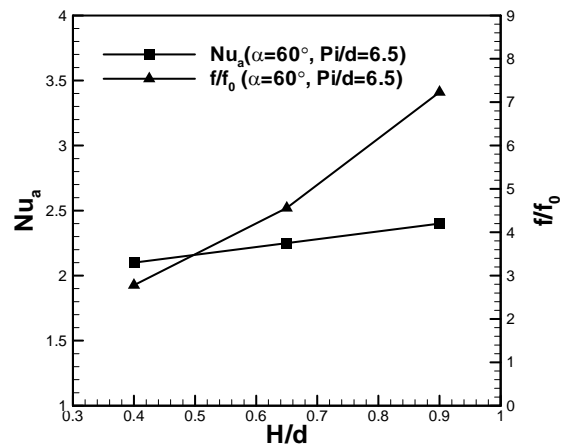


Fig. 7 Nusselt number and Friction factor variations with H/d

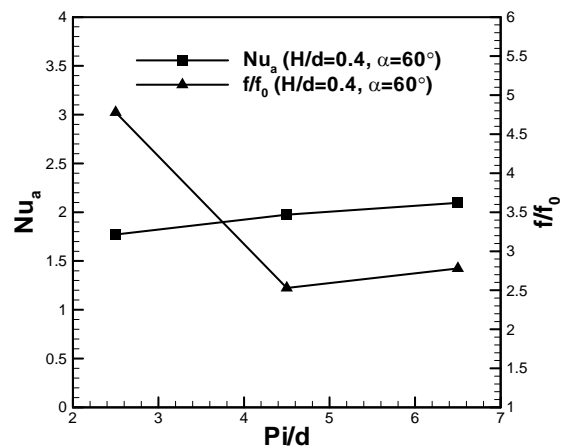


Fig. 8 Nusselt number and Friction factor variations with Pi/d

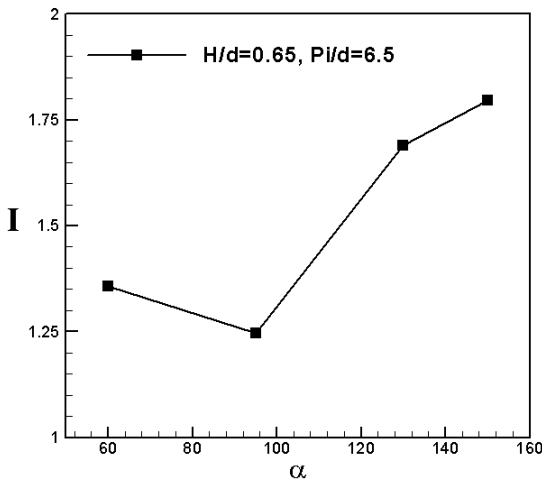


Fig. 9 Efficiency index variation with angle (α)

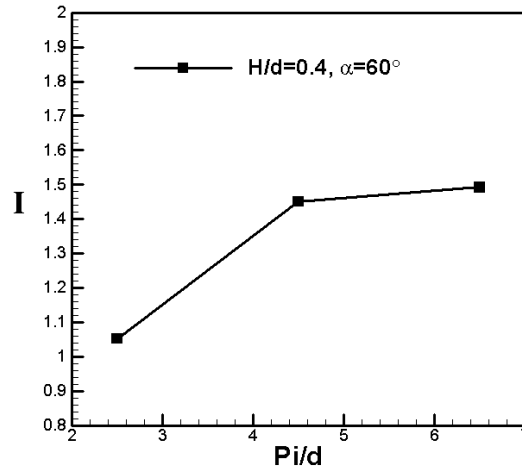


Fig. 11 Efficiency Index variation with Pi/d

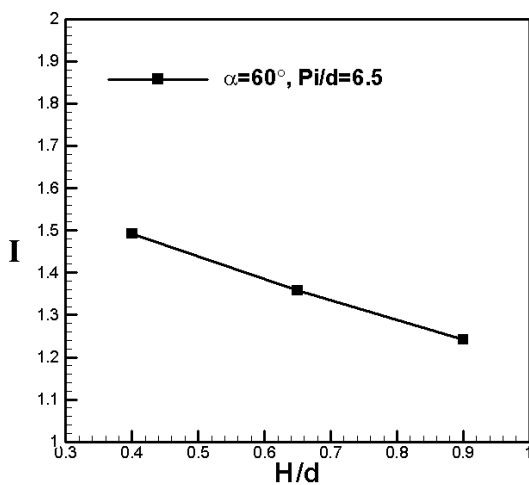


Fig. 10 Efficiency Index variation with H/d

는 압력손실의 증가보다 열전달 성능의 증가가 더 크게 나타나 각도의 증가에 따라 전체적으로 성능이 크게 향상되는 것으로 나타났다.

Fig. 10에서는 핀핀의 높이(H/d)가 증가할수록 압력손실이 커지며 상대적으로 열전달 성능향상은 미미하여 전체적으로 성능지수가 감소하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11에서는 핀핀의 주기(Pi/d)가 증가할수록 압력손실이 줄어들고 열전달은 소폭 상승하여 전체적으로 성능지수가 상승하는 것으로 나타났다. 그러나, Pi/d의 증가에 따라 성능지수의 증가율은 감소함을 알 수 있다.

전반적으로 핀핀이 부착된 유로의 성능은 다른 설계변수에 비하여 핀핀의 각도변화에 따른 민감도가 가장 큰 것을 알 수 있다. 따라서 최적의 성능을 위하여 핀핀의 각도(α)를 90°

이상으로 증가시키고 핀핀의 높이(H/d)는 크기를 가능한 한 줄이며, 핀핀의 주기(Pi/d)는 4.5이상으로 증가시킬 경우 전반적인 성능은 크게 개선될 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 엇갈린 다이아몬드 형태의 핀핀이 부착된 유로에서의 유로형상에 따른 난류열전달과 압력손실 특성을 살펴보기 위하여 세 가지의 형상변수를 변화시켜가며 유동해석을 수행하였다. 해석 결과 핀핀의 각도가 약 90도 이상으로 증가할 경우 압력손실의 증가보다 열전달 성능의 증가가 더 크게 나타나 핀핀의 열적 성능지수가 급격히 향상되는 것으로 나타났으며, 유로 높이에 대한 핀핀 높이의 비가 증가할수록 압력손실이 커지며 상대적으로 열전달 성능향상은 미미하여 전체적으로 성능지수가 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 유로 높이에 대한 핀핀 주기의 비는 증가할수록 압력손실이 줄어들고 열전달은 소폭 상승하여 전체적으로 성능지수가 상승하는 것을 알 수 있었다.

후 기

이 논문은 2006년도 과학기술부의 재원으로 한국과학재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. R01-2006-000-10039-0)

참고문헌

[1] 1987, Armstrong, J. and Winstanley, D., "A Review of Staggered Arrays Pin Fin Heat Transfer for Turbine Cooling

- Application," *ASME paper 87-GT-201*.
- [2] 1992, Metzger, D.E. Berry, R.A. and Bronson, J.P., "Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts Perpendicular Flow Entry, Fundamental and Applied Heat Transfer for Gas Turbine Engines," *ASME HTD 226*, pp.31-39.
- [3] 1992, Chyu, M.K., Natarajan, V. and Metzger, D.E., "Heat/Mass Transfer from Pin-Fin with Perpendicular Flow Entry, Fundamental and Applied Heat Transfer for Gas Turbine Engines," *ASME HTD 226*, pp.31-39.
- [4] 1998, Chyu, M.K., Hsing, Y.C., and Natarajan, V., "Convective Heat Transfer of Cubic Fin in a Narrow Channel," *J. Turbomachinery*, Vol.120, pp.362-367.
- [5] 2007, *CFX-11.0 Solver Theory*, Ansys inc.
- [6] 2002, Kim, K.Y. and Kim, S.S., "Shape optimization of rib-roughened surface to enhance turbulent heat transfer," *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.2719-2727.
- [7] 2001, Menter, F. and Esch, T., "Elements of Industrial Heat Transfer Predictions," *16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM)*, Uberlandia, Brazil.
- [8] 1993, Wilcox, D.C., *Turbulence Modeling for CFD*, DCW industries, Inc. La Cannada, CA.
- [9] 1972, Launder, B.E. and Spalding, D.B., "The Numerical Computation of Turbulent Flows," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol.3, pp.269-289.
- [10] 1997, Bardina, J.E., Huang, P.G., Coakley, T., "Turbulence modeling validation," *AIAA*, pp.97-2121.
- [11] 1990, Lai, Y.G. and So, R.M.C., "Near-Wall Modeling of Turbulent Heat Fluxes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.33, pp.1429-1440.
- [12] 2007, Chyu, M.K., Yen, C.H. and Siw, S., "Comparison of Heat transfer from Staggered Pin Fin Arrays With Circular, Cubic and Diamond Shaped Elements," *GT2007-28306*.