2004 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 285~288
인하대학교 정석학술정보관 및 2북호관 2004. 12. 3~4

열전달 증진을 위한 딤플형상의 최적설계

최지용* • 김광용**

Design Optimization of Dimple Shape to Enhance Heat Transfer

Ji-Yong Choi* and Kwang-Yong Kim**

Key Words : Response Surface Method(반응면 기법), Turbulent Heat Transfer(난류열전달), Dimple surface(딤플 표면)

ABSTRACT

This study presents a numerical procedure to optimize the shape of dimple surface to enhance turbulent heat transfer in rectangular channel. The response surface based optimization method is used as an optimization technique with Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis of fluid flow and heat transfer with shear stress transport (SST) turbulence model. The dimple depth-to-dimple print diameter ratio, channel height-to-dimple print diameter ratio, and dimple print diameter-to-pitch ratio are chosen as design variables. The objective function is defined as a linear combination of heat transfer coefficient and friction drag coefficient with a weighting factor. Full factorial method is used to determine the training points as a mean of design of experiment.

1. 서 론

유동장내의 유동간섭물은 일반적으로 난류 발생을 촉진시켜 열전달을 증가시킨다. 이런 원리를 이용하여 열교환기, 가스 냉각식 장치, 전자부품 냉각장치 및 터빈 블래이드 등에서는 내부 열전달면에 주기적인 유동간섭물을 부착시켜 열전달 효율을 증가시킨다. 그러나 유동장내 설치된 유동간섭물은 열전달 성능의 향상과 함께 불가피하게 마찰계수의 증가를 가져오므로 설계자의 의도에 부합되는 열전달면의 형상을 설계하기 위해서는 열전달계수와 마찰계수를 동시에 고려해야한다.

열전달 성능을 향상시키기 위해 사용되는 유동간섭물에는 리브, 핀, 딤플 등이 사용되고 있다. 이러한 유동간섭물 중에서 딤플은 표면에 작은 와류 구조를 형성시킴으로써 마찰에 의한 손실을 줄여주면서 열전달 성능은 증가시켜주는 장점을 가지고 있다.

딤플이 설치된 유동장 내에서의 열전달 성능에 대한 실험적 연구로, Mahmood 와 Ligrani[1]는 딤플의 깊이와 딤플의 지름의 비(δ/D)와 딤플의 지름과 딤플과 딤플사이의 거리비(D/S)를 0.2와 0.874로 고정시키고, 채널의 높이와 딤플의 지름의 비(H/D=0.2, 0.25. 0.5, 1.0)를 변화시켜가며 열전달 성능을 비교하였다. 그들은 H/D 가 감소할수록 열전달 성능이 증가한다고 보고하였다. Burgess 와 Ligrani[2]는 H/D=1.0, D/S=0.874 로 고정시키고, δ/D를 0.1, 0.2, 0.3 으로 변화시켜가 며 딤플 깊이에 의한 열전달 성능을 비교하였으며, δ/D가 증가할수록 열전달 계수는 증가한다고 보고하였다.

Ligrani 등[3]은 난류강도(0.03~0.11)가 열전달 성능과 마찰계수에 미치는 영향을 분석하였다. 열전달 성능은 난류강도에 영향을 받지 않으나 마찰계수는 난류강도에 따라 비례적으로 증가한다고 보고하였다.

수치해석적인 연구로는 Patrick 과 Tafti[4]가 DNS(Direct Numerical Simulation)를 사용하여 엇갈리게 배열된 딤플이 부착된 유동장을 해석하였으며, Isaev 와 Leont'ev[5]는 RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes Equations)를 사용하여 딤플 표면에 생기는 와류의 구조를 해석하였다. 그러나 이러한 수치해석적 연구는 딤플이 부착된 열전달면의 유동장을 해석하였을 뿐, 딤플의 형상과 배열이 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 평가하지 못하였다. 또한 실험적 연구의 경우에도 각각의 기하학적 변수가 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 평가하였을 뿐, 모든 설계변수의 영향을 고려하여 설계변수의 최적값을 유도하지 못하였다.

본 연구에서는 Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 한쪽 면에 딤플이 부착된 삼차원 유로에서, 딤플의 깊이 대 딤플 지름의 비(δ/D), 딤플의 지름 대 딤플과 딤플사이 거리의 비(D/S) 및 유로의 높이와 딤플 지름의 비(H/D) 등 세 개의 설계변수에 대해 RANS 를 바탕으로 하는 삼차원 열유동해석과 효과적인 수치최적설계기법으로 주목받는 반응면기법(response surface method)을 결합하여, 최적설계를 수행하였다. 목적함수는 열전달계수와 마찰계수의 선형 결합으로 구성하였고, 설계자의 설계목적을 반영하기 위해 가중계수를 도입하였다.

* 인하대학교 대학원 기계공학과
** 인하대학교 기계공학부
E-mail : jondow@lycos.co.kr

2. 유동해석방법

본 연구에서는 복잡한 삼차원 유동 및 대류열전달해석을 위하여 비정렬격자계(unstructured grid)를 채택한 범용소프트웨어인 CFX-5.7을 사용하였다. 딤플이 연속적으로 배열된 채널에서 한주기만을 계산영역으로 하여 해석하였는데, 이 경우 지속적인 압력강하와 온도상승에 대해 주기조건을 적용하기 위해 Kim 과 Kim[6] 이 사용한 방법을 사용하여 주유동 방향의 운동량 방정식과 에너지 방정식을 다음과 같이 변환하였다.

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

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

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

여기서 변환된 압력 $\hat{p}(x,y,z)$ 과 변환된 온도 $\hat{T}(x,y,z)$는 유동의 주기성을 고려하여 다음과 같이 정의 된다.

$$\hat{p}(x,y,z) = p(x,y,z) + \gamma x \tag{4}$$

$$\hat{T}(x,y,z) = T(x,y,z) - \sigma x \tag{5}$$

γ 는 주 유동방향의 압력강하율을 나타내며, σ 는 다음과 같이 벽으로 유입되는 열유속으로 인한 온도상승률을 나타낸다.

$$\sigma = \frac{q_0 A_a}{\dot{m} C_p A_{in}} \tag{6}$$

레이놀즈 응력항을 계산하기 위하여 난류모델로 SST (Shear Stress Transportation) 모델[7]을 사용하였다. SST 모델은 역압력구배로 인한 유동박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류 열전달 해석에도 그 정확성이 뛰어나다고 보고된 바 있다.

격자계는 Fig. 2 에 나타낸 바와 같이, 사면체의 비정렬 격자계로 구성하였으며, 벽 근처 속도구배의 정확한 해석을 위해 벽 근처 격자는 육면체로 구성하였다. 경계조건으로는 주유동방향의 주기면에서 주기조건(periodic condition)을 사용하였고, 딤플이 위치한 면에 일정한 열유속 (constant heat flux condition) 조건을 사용하였다.

3. 최적설계기법

반응면 기법은 실험 또는 수치해석의 결과를 이용하여 목적 함수를 다항함수로 근사하는 통계적 기법으로 반응면을 구성하는 함수는 다음과 같은 다항식의 형태로 나타난다.

$$\eta = a_0 + \sum_{j=0}^{n} a_j y_j + \sum_{j=0}^{n} a_{jj} y_j^2 + \sum\sum_{i \neq j}^{n} a_{ij} y_i y_j \tag{7}$$

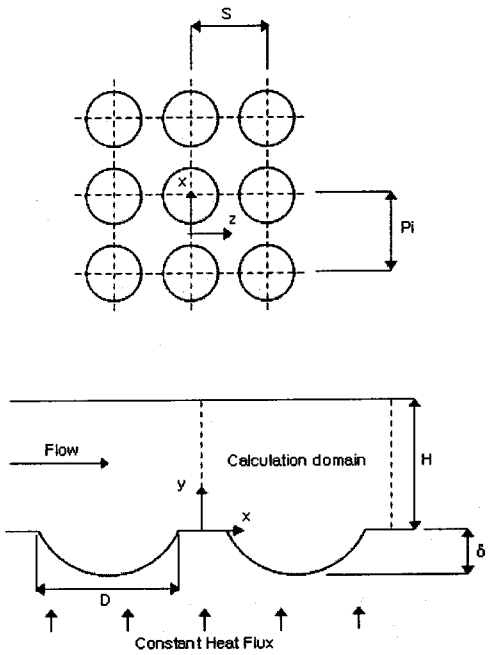

Fig. 1 Coordinate system and design variables

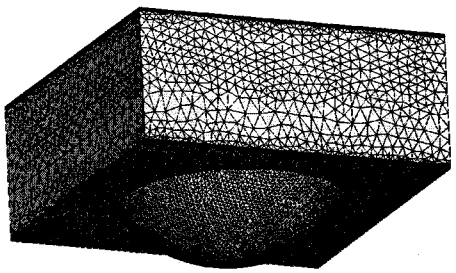

Fig. 2 Example grids (H/D=0.4, δ/D=0.7, D/S=0.42)

여기서 y_i 는 설계변수, η 는 측정된 반응값이고 n 은 설계변수의 수를 나타낸다. 위식의 계수는 실험 또는 수치해석 결과로부터 최소자승법(least square method)을 사용하여 결정된다.

채널 유동에서 형상변수는 모두 5개로 채널높이(H), 딤플의 지름(D), 딤플의 깊이(δ), 딤플간의 거리(S), 딤플의 주기(Pi)이다. 따라서 설계변수는 H/D, δ/D, D/S, D/Pi로 정의되는데 본 연구에서는 S/Pi=1 로 고정시키고 나머지 세 개의 설계변수를 사용하여 반응면을 구성하였으며, 각 설계변수의 범위는 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서는 주어진 설계공간상의 반응면을 구성하는데 필요한 실험점을 결정하기 위해 실험설계법으로 full factorial 기법을 사용하여 세 개의 설계변수에 대해 27개의 실험점을 선택하였다.

목적함수는 열전달 효과와 압력강하를 동시에 고려하기 위

Table 1 Design variables and design spaces

Design variable	Lower bound	Upper bound
H/D	0.2	1.0
δ/D	0.1	0.4
D/S	0.5	0.9

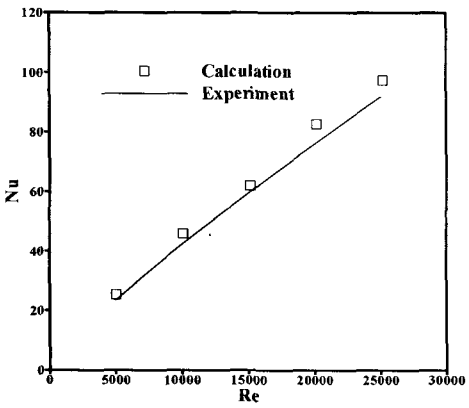

Fig 3 Comparison of predicted and measured Nusselt number distributions.

하여 가중법을 이용하여 열전달계수와 마찰계수의 조합으로 다음과 같이 정의 하였다.

$$F = F_{Nu} + \beta F_f \tag{8}$$

F_{Nu} 는 열전달 효과를 나타내며 평균 Nusselt 수의 역수로 정의 된다.

$$F_{Nu} = 1/Nu_a \qquad Nu_a = \frac{\int_A Nu/Nu_s dA}{A} \tag{9}$$

$$Nu = hD_h/k, \qquad h = Q_{net}/A\,(T_{wall} - T_{air}) \tag{10}$$

Nu_s는 매끈한 원관 내에서의 완전 발달된 난류유동에 대한 Dittus-Boelter 식을 나타낸다. F_f는 마찰 손실이 열전달면의 성능에 미치는 영향을 나타내는 항으로서 Webb 과 Eckert 는 다음과 같이 정의하였다.

$$F_f = \left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3} \tag{11}$$

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho U_b^2 Pt}, \qquad f_0 = 2\,(2.23 ln\,Re - 4.639)^{-2} \tag{12}$$

Table 2 Results of optimization for β=0.02

	Design variable			Nu_a	F_a	F
	H/D	δ/D	D/S			
Reference	0.90	0.23	0.83	3.90	5.56	0.37
optimized	0.20	0.36	0.90	8.07	5.78	0.24

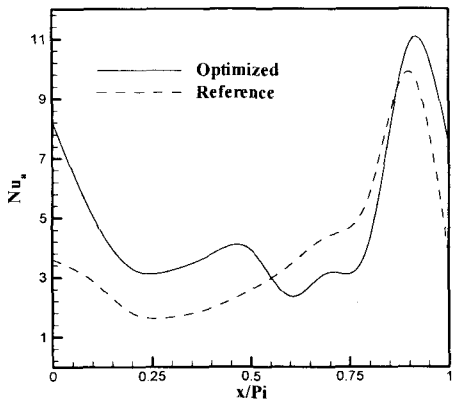

Fig. 4 Comparison of Nusselt number distributions before and after the optimization for β=0.02

f_0는 매끈한 관에서 완전 발달된 유동에 대한 마찰계수이다.

위 식의 β는 설계자의 의도에 따라 조절이 가능한 가중계수(weighting factor)이다.

4. 결과 및 검토

4.1 열전달 해석의 정확성 검증

본 연구에서는 최적설계에 앞서 난류 열전달 해석의 타당성 검증을 위해, 한쪽 면에만 주기적으로 딤플이 부착된 유동장을 해석하여 Bunker 등[8]의 실험 결과와 비교하였다. 여기서 H/D는 0.9, δ/D는 0.227이며, D/S와 D/Pt는 0.825이다. 작동유체는 상온의 공기이다.

Fig. 3 은 레이놀즈수에 따른 딤플표면에서 평균 Nusselt 수를 Bunker 등[8]의 실험치와 비교한 결과를 나타내는데 실험결과를 상당히 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

4.2 최적설계 결과

Full-factorial 기법을 사용하여 선택된 27가지 형상에 대한 유동해석을 수행하여 가중계수가 0.02 인 경우에 대하여 목적값들을 구하였다. 이를 바탕으로 회기 분석을 통해 반응면의 함수를 결정한 후 최적설계를 수행하였다. Table 2에는 기준형상과 최적설계를 통해 구한 각 설계변수의 최적 값과 각형상의 열전달 성능과 마찰손실을 나타내었다. 최적 설계 결과 마찰손실의 증가량이 적은 반면 열전달 성능은 좋아진 것으로 나타났다. 최적화된 설계변수의 값을 비교해보면, δ/D와

D/S의 값의 변화는 적은 반면 H/D의 값은 상당한 차이를 보이고 있는데, H/D의 값이 감소할수록 열전달 성능이 증가한다는 것을 확인할 수 있다. 이는 Mahmood 와 Ligrani[1]의 실험과도 일치하는 결과이다.

5. 결 론

본 연구에서는 삼차원 난류 열전달 해석과 수치최적설계기법인 반응면 기법을 결합하여 한쪽 면에 주기적으로 딤플이 부착된 사각채널에 대한 형상 최적화를 수행하였다. 설계변수로 딤플의 깊이 대 딤플 지름의 비, 딤플의 지름 대 딤플과 딤플 사이 거리의 비 및 유로의 높이와 딤플 지름의 비 등 세 가지를 사용하여 27개의 실험형상을 계산하여 최적설계를 수행하였다. 설계자의 의도를 반영하기 위해 가중계수를 도입한 목적함수를 열전달 계수와 마찰계수의 함수로 구성하였다. 실험결과와 비교해볼 때 열전달해석의 정확성은 신뢰할 수 있는 결과를 보였다. 최적설계를 수행한 결과 기준형상에 비해 35 %의 성능 향상을 보였으며, H/D 의 값이 감소할수록 열전달의 성능이 향상된다는 것을 확인할 수 있었다.

참고문헌

(1) Mahmood, G. I., and Ligrani, P.M., 2002, "Heat Transfer in a Dimpled Channel: Combined Infuences of Aspect Ratio, Temperature Ratio, Reynolds Number, and Flow Structure," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, No. 10, pp. 2011-2020.

(2) Burgess, N. K. and Ligrani, P. M., 2004, "Effects of Dimple Depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for Internal Cooling Channel," ASME Paper No. GT2004-5432.

(4) Patrick, W. V. and Tafti, D. K., 2004, "Computations of Flow Structure and Heat Transfer in a Dimpled Channel at Low to Moderate Reynolds Number," Proceeding of HT-FED04 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, USA, ASME Paper No. HT-FED04-56171

(3) Ligrani, P. M., Burgess, N. K. and Won, S. Y., 2004, "Nusselt Number and Flow Structure and Above a Shallow Dimpled Surface Within A channel Including Effects of Inlet Turbulence Intensity Level," Proceeding of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, ASME Paper No. GT2004-54231.

(5) Isaev, S. A. and Leont'ev, A. I., 2003, "Numerical Simulation df Vortex Enhancement of Heat Transfer Under Conditions of Turbulent Flow Past a Spherical Dimple on the Wall of a Narrow Channel," High Temperature Vol. 41, No. 5, pp. 665-679.

(6) Hong-Min Kim and K. Y. Kim, 2004, " Optimization of Three-Dimensional Angled Ribs with RANS Analysis of Turbulent Heat Transfer," Proceedings of ASME TURBO EXPO 2004, Vienna, Austria, GT2004-53346.

(7) Menter, F. and Esch, T., 2001, "Elements of Industrial Heat Transfer Predictions," 16th Bazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM), Uberlandia, Brazil.

(8) Bunker, R. S., Gotovskii, M., Belen'kiy, M. and Fokin, B., 2003, "Heat Transfer and Pressure Loss for Flows Inside Converging and Diverging channels with Surface Concavity Shape Effects," Proceedings of the 4th International Conference Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology, Greece, No. 2003GRC016.