

곡관부 하류에 핀흔이 부착된 회전 냉각유로의 최적설계

문미애* · 김광용**†

Optimization of a Rotating Two-Pass Rectangular Cooling Channel with Staggered Arrays of Pin-Fins

Mi-Ae Moon*, Kwang-Yong Kim**†

Key Words : Optimization(최적설계), Rotating Cooling Channel(회전냉각유로), The Coriolis force(코리올리력), Heat transfer(열전달)

ABSTRACT

This study investigates a design optimization of a rotating two-pass rectangular cooling channel with staggered arrays of pin-fins. The radial basis neural network method is used as an optimization technique with Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis of fluid flow and heat transfer with shear stress transport turbulent model. The ratio of the diameter to height of the pin-fins and the ratio of the streamwise spacing between the pin-fins to height of the pin-fin are selected as design variables. The optimization problem has been defined as a minimization of the objective function, which is defined as a linear combination of heat transfer related term and friction loss related term with a weighting factor. Results are presented for streamlines, velocity vector fields, and contours of Nusselt numbers, friction coefficients, and turbulent kinetic energy. These results show how fluid flow in a two-pass square cooling channel evolves a converted secondary flows due to Coriolis force, staggered arrays of pin-fins, and a 180° turn region. These results describe how the fluid flow affects surface heat transfer. The Coriolis force induces heat transfer discrepancy between leading and trailing surfaces, having higher Nusselt number on the leading surface in the second pass while having lower Nusselt number on the trailing surface. Dean vortices generated in 180° turn region augment heat transfer in the turning region and in the upstream region of the second pass. As the result of optimization, in comparison with the reference geometry, thermal performance of the optimum geometry shows the improvement by 30.5%. Through the optimization, the diameter of pin-fin increased by 14.9% and the streamwise distance between pin-fins increased by 32.1%. And, the value of objective function decreased by 18.1%.

기호설명

AR	: 냉각유로의 종횡비(W/H)	Δp	: 냉각유로 내의 압력 강하
D	: 핀흔의 지름(mm)	Pr	: 프란틀(Prandtl)수
D_h	: 수력직경(mm)	q_0	: 열유속(W/m^2)
F	: 목적함수	Re	: 레이놀즈수(Reynolds number), UD_h/ν
H	: 핀흔 높이(mm)	Ro	: 회전수(Rotation number), $\Omega D_h/U$
L	: 냉각유로 길이(mm)	S	: 핀흔 사이의 거리(mm)
Nu	: 누셀트(Nusselt)수	U	: 냉각유로 입구 속도
		W	: 냉각유로 폭(mm)
		β	: 가중계수
		Ω	: 회전속도(rad/s)

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 기계공학부

† 교신저자, E-mail : kykim@inha.ac.kr

1. 서 론

가스터빈의 효율과 출력을 향상시키기 위하여 터빈 입구 온도의 상승은 필수적이다. 그러나, 이는 터빈 블레이드의 열 부하를 가중시키고, 이로 인해 블레이드의 수명을 단축시키는 결과를 초래하게 된다. 이러한 이유로 고온으로부터 터빈 블레이드를 보호하기 위하여 다양한 연구가 수십 년간 지속되어 왔는데, 그 중 하나가 블레이드 내부유로 냉각기술이다.

터빈 블레이드 내부유로 냉각기술은 가스터빈의 압축기로부터 나오는 냉각유체를 블레이드 내부유로에 주입하여 강제대류가 일어나게 함으로써 고온의 블레이드를 냉각시키는 냉각 기법이다. 내부유로를 통한 열전달을 강화시키기 위하여 내부유로 벽면에 핀(Pin-fin), 리브(Rib), 그리고 딥플(Dimple) 등과 같은 유동간섭물이 설치된다. 이러한 유동간섭물은 난류의 발생을 촉진시켜 표면 열전달을 증가시키는 역할을 수행한다.

핀이 설치된 내부유로의 냉각성능은 블레이드의 회전, 다중 유로 내의 곡관부, 그리고 핀의 형상 및 배열 등에 따라 영향을 받는다. 내부유로 내의 유동구조는 블레이드의 회전으로 인해 발생하는 코리올리력(Coriolis force)과 곡관부에서의 원심력(Centrifugal force)의 상호작용, 그리고 열전달 촉진장치인 핀에 의한 유동 교란 등으로 인해 매우 복잡한 유동 구조를 띄게 된다. 그러므로, 내부유로의 냉각성능을 높이기 위해서는 이러한 인자가 열전달, 압력 강하 및 내부 유동에 미치는 영향을 파악하는 것이 필수적이며, 더 나아가 이를 바탕으로 내부유로와 핀의 형상을 최적화하는 설계가 필요하다.

열전달 촉진장치인 핀에 대해서는 여러 인자들 중 냉각유로 내에서의 핀의 형상과 배열 등 다양한 설계 변수에 대한 연구가 수행되었다. 우선 냉각유로가 정지한 경우에 대해 살펴보면, Metzger 등⁽¹⁾은 엇갈린 배열의 원형 핀의 핀과 핀 사이의 유동방향 거리를 달리하여 열전달 특성을 파악하였으며, Goldstein 등⁽²⁾은 나프탈렌 승화법을 사용하여 원형 핀과 단을 가진 핀의 열전달 및 압력 강하에 대하여 연구를 수행하여 단을 가진 핀이 더 높은 열전달 성능과 더 낮은 압력 강하를 나타낸다는 것을 밝혔다. 이를 바탕으로 Kim과 Moon⁽³⁾은 단을 가진 원형 핀에 대해 최적설계를 수행하여 열적성능(Thermal performance)이 약 25% 향상된 최적형상을 도출해내었다. 또한 타원형 핀에 대한 연구도 활발하게 이루어졌는데, 그 중 Li와 Kim⁽⁴⁾은 다중목적함수를 사용한 최적설계를 통해 원형 핀에 비해 최대 88%의 열전달 성능이 향상된 타원형 핀의 최적형상을 얻을 수 있었다.

위의 연구 결과를 토대로 하여 핀이 부착된 내부냉각유로가 회전하는 경우에 대한 연구도 활발히 수행되었다. Wright 등⁽⁵⁾은 핀이 부착된 내부냉각유로가 회전축과 일정한 각도를 가지로 회전할 때, 다양한 회전수(Rotation

number)가 열전달 성능에 미치는 영향에 대하여 알아보았다. 이러한 실험을 통해 회전수가 증가할수록 열전달 성능이 향상됨을 밝혔다. 이 외에도 냉각유로의 종횡비(AR, Aspect Ratio) 역시 핀이 부착된 회전하는 내부냉각유로의 열전달 성능에 영향이 미치는 것으로 나타났는데, 여러 연구자들^(5, 6, 7)에 의하면 종횡비가 작을수록 열전달 성능이 높게 나타난다고 알려졌다. Park 등⁽⁷⁾은 핀이 냉각유로에 각도를 가지고 부착된 경우, 수직하게 부착된 경우에 비해 열전달 성능이 감소하며, 후연면(Trailing surface)과 전연면(Leading surface) 사이의 누셀트수(Nusselt number)의 차이가 더욱 증가한다고 하였다.

실제 블레이드 내부냉각유로는 두 개 이상의 유로로 구성되어 있으며, 곡관부에서는 냉각유로의 180° 방향전환에 의한 영향으로 복잡한 유동구조 및 열전달 특성을 갖는다. 따라서 보다 높은 성능을 갖는 터빈 블레이드 냉각유로의 설계를 위해서는 다중 유로의 영향에 대해 이해하는 것이 필수적이다. Lin 등⁽⁸⁾은 난류모델로서 SST 모델을 사용한 수치해석을 통해 곡관부 내에서 딥와류(Dean vortex)라는 특이한 형태의 이차유동을 예측하였으며, 곡관부에 의한 원심력과 냉각유로의 회전이 열전달 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. 그들은 매끈한 냉각유로 및 리브가 부착된 냉각유로에 대하여 수치해석을 수행하여, 리브가 부착된 냉각유로가 매끈한 냉각유로보다 최소 2배 이상 높은 열전달 성능을 가진다고 하였다. 리브가 냉각유로에 부착된 각도 및 냉각유로의 회전수 등을 다양하게 변화시켜 열전달 성능을 비교한 결과, 각각의 회전수에 따라 최고의 냉각성능을 지니는 리브 각도가 변화한다는 것이 Al-Hadhrani와 Han⁽⁹⁾에 의해 밝혀졌다. Su 등⁽¹⁰⁾은 레이놀즈수(Reynolds number)가 증가할수록 누셀트수와 마찰계수(Friction factor)가 감소하며, 냉각유로의 종횡비에 따라 레이놀즈수의 영향력이 다르게 나타난다고 하였다. Kim 등⁽¹¹⁾은 곡관부의 형상이 딥와류의 강도 및 형태에 어떠한 영향을 미치는지에 대하여 다양한 종횡비를 적용하여 연구하였다. 그에 따르면 종횡비가 작을수록 냉각유체가 냉각유로 끝단에 더욱 강하게 충돌하여 딥와류가 강화되고 이에 따라 2차 유로 상류에서 더 높은 누셀트수를 지닌다고 하였다.

이와 같이 이전의 연구에서는 핀이 부착된 냉각유로의 회전 유·무, 회전하는 다중 유로 내부에 유동간섭물인 리브 설치 유·무, 다중 유로의 종횡비에 따른 열전달 성능에 대한 연구가 주로 수행되었다. 그러나 핀이 설치된 다중 유로에 대한 열전달 성능에 관한 연구는 아직 이루어지지 않았음은 물론, 다중 유로 내의 곡관부가 핀이 설치된 냉각유로에 어떠한 영향을 미치는지 등에 대한 연구는 수행되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 다중 유로 내의 곡관부가 핀이 설치된 냉각유로에 미치는 영향 및 이를 고려한 최적설계를 수행하고자 한다.

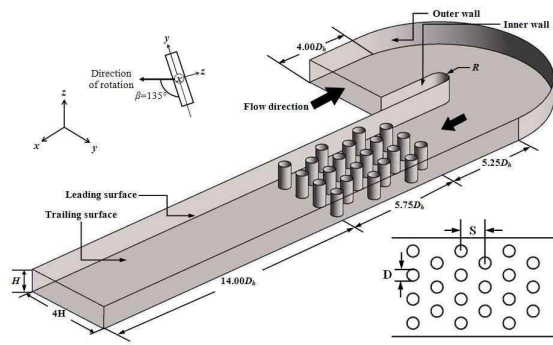


Fig. 1 Geometry of rotating two-pass rectangular channel with staggered pin-fins

본 연구에서 최적화기법으로 사용된 대리모델(Surrogate model)을 이용한 방법은 초기에 주로 사용되었던 구배법(Gradient method)에 비해 계산시간이 단축됨은 물론, 국소 최적점에 빠질 위험을 배제하여 최적화의 정확성을 향상시켰다. 대리모델을 사용한 최적설계기법은 설계자의 요구조건을 잘 반영함은 물론, 설계영역의 특성을 잘 나타낸다는 이점으로 인해 최적화기법으로서 그 효용성을 인정받아 최근 항공 분야를 비롯한 여러 분야에 널리 사용되고 있다. 대리모델을 기반으로 하는 최적설계를 통해 Kim과 Moon⁽³⁾ 그리고 Li와 Kim⁽⁴⁾은 뛰어난 성능을 지닌 최적형상을 도출함으로써 그 성능을 입증한 바 있다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 기준형상의 터빈 블레이드 냉각유로를 대상으로 냉각성능을 향상시키기 위한 최적설계를 수행하였다. 그림에 나타난 바와 같이, 핀형이 부착된 냉각유로 상류에 곡관부가 있고, 냉각유로가 y축과 일정한 거리를 두고 회전하는 경우에 대하여 연구를 수행하였다. 기준형상에 대해 RANS 해석(Reynolds-average Navier-Stokes analysis)을 이용한 수치해석을 수행하여 실험결과와 비교함으로써 수치해석의 타당성을 검증하였고, 이 해석을 바탕으로 열전달 성능 및 압력강하의 최적화를 위한 최적설계를 수행하였다. 최적설계를 위한 설계 범위를 설정한 후, 설계 범위를 대표할 수 있는 실험점을 구성하기 위하여 LHS(Latin hypercube sampling)⁽¹²⁾을 사용하였으며, 이 결과를 토대로 대리모델인 RBNN 모델(Radial basis neural network model)⁽¹³⁾을 사용하여 최적형상을 도출하였다.

2. 유동해석방법

본 연구에서는 곡관부를 지닌 회전하는 냉각유로 내부에 핀형이 부착된 경우에 대해 삼차원 유동 및 열전달을 RANS 방정식을 이용하여 해석하였으며, 해석을 위해 비정렬격자계를 채택한 상용 전산유체역학 코드인 ANSYS-CFX 11.0⁽¹⁴⁾을 사용하였다. 이 코드는 압력기반 유한체적법(Pressure-

based finite volume method)을 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebraic multigrid coupled solver를 이용하여 지배 방정식들을 수치계산한다. 냉각유로 내부 유동장의 복잡한 난류를 해석하기 위하여 SST 모델⁽¹⁵⁾을 난류모델로서 사용하였다. SST 모델은 $k-\epsilon$ 모델과 $k-\omega$ 모델의 장점만을 취한 모델로서, $k-\omega$ 모델은 벽근처 영역에서 사용되고, $k-\epsilon$ 모델은 그 이외의 영역에서 사용된다. SST 모델은 역압력구배로 인한 유동박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류열전달 해석에도 그 정확성을 인정받은 바 있다⁽¹⁶⁾.

Lin 등⁽⁸⁾은 1차 유로 내의 핀형 등과 같은 유동간섭물이 곡관부가 존재하는 U자형 유로에 존재할 경우, 유동간섭물에 의한 유동교란에 곡관부에 의한 유동교란이 중첩하는 복잡한 유동이 발생한다고 하였다. 이와 같은 현상에 의해 유동장 내의 에너지 손실이 매우 증가되는 문제가 있으나 한편으로 난류 열전달이 크게 증진되는 이점이 있다.

핀형이 부착된 회전하는 U자형 유로에 대한 열전달 분석은 블레이드 내부 열전달을 이해하는 데 반드시 필요하다. 이에 따라 본 연구에서는 핀형이 부착된 냉각유로 입구에 곡관부를 설치하여 곡관부의 존재 여부가 핀형이 부착된 회전하는 냉각유로의 열전달 성능 및 압력 강하에 어떠한 영향을 미치는지 살펴보고자 한다. 또한 곡관부의 영향을 정확히 살펴보기 위하여 Wright 등⁽⁵⁾의 핀형이 부착된 냉각유로를 기준으로 하여 연구를 수행하였다. Wright 등⁽⁵⁾의 실험에 사용된 기준형상을 살펴보면, 냉각유로 내에 총 12열의 핀형이 부착되어 있으나, 6열 이후부터는 거의 동일한 누셀트수를 나타내는 것을 확인할 수 있다. 이에 따라 계산의 경제성 등을 고려하여 6열의 핀형이 장착된 냉각유로를 기준형상으로 하였다.

Fig. 1은 본 연구의 계산영역을 나타낸다. 그림과 같이 유동은 x축 방향으로 곡관부를 통과한 후, 핀형이 부착된 영역을 지나게 된다. Wright 등⁽⁵⁾과 동일하게 냉각유로와 회전방향은 135°의 각도를 가지며, 냉각유로의 종횡비는 4.0이고, 냉각유로의 수력직경(D_h)은 20.30 mm이다. 핀의 지름(D)은 6.34 mm, 핀의 높이(H)와 핀과 핀 사이의 거리(S)는 12.68 mm 즉, $2D$ 의 값을 갖는다. 곡관부의 내경(R)은 Al-Qahtani 등⁽¹⁷⁾과 동일하게 6.34 mm로 하였다. 계산영역에 대한 좌표계는 Fig. 2에 나타난 것과 같이 $-4.0 \leq x/D_h \leq 25.0$ 이며, 곡관부 내경의 중심을 기준점(0.0)으로 설정하였다.

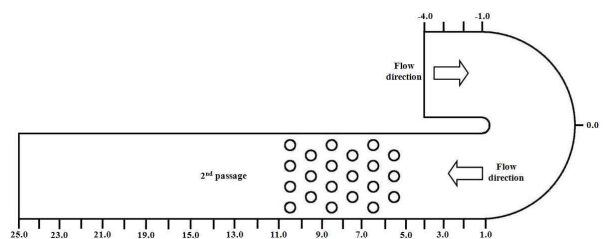


Fig. 2 The coordinate system

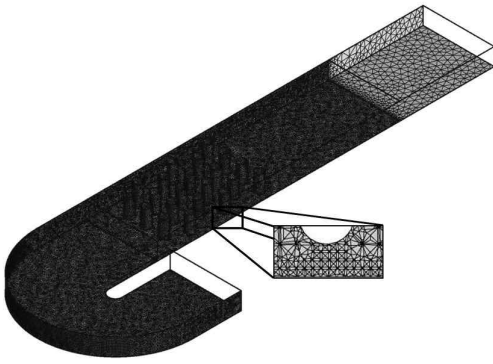


Fig. 3 An example of grid system

수치해석을 위해 사용된 격자계의 구조를 Fig. 3에 나타내었다. 사면체의 비정렬격자계로 구성하였으며, 유동장 및 온도장의 변화가 큰 벽 근처영역에서는 정확한 해석을 위해 육면체 격자로 구성하였다. 난류모델로 사용된 SST 모델 중 저레이놀즈수 모델을 적용하기 위하여 벽에서 가까운 첫번째 격자점에서의 y^+ 값을 1이하로 유지해야 하므로, 첫 번째 격자점을 벽면으로부터 $0.004H$ 이내인 지점에 위치시켰다. 또한 핀과 내벽 및 외벽 사이의 강력한 유동 간섭을 정확히 해석하기 위하여 내·외벽 근처 격자를 더욱 조밀하게 구성하였다.

계산영역에 대한 경계조건으로 입구에서는 속도를 지정하였고, 출구는 정압력조건으로 설정하였다. Moon 등⁽¹⁸⁾은 핀 환이 부착된 회전하는 곡관 상류부에 대한 열유동 해석과 최적설계를 수행한 바 있다. 본 연구에서는 이 연구에서 계산한 곡관 상류부의 출구 속도분포를 곡관부의 입구 속도경계조건으로 적용하였다. 열전달계수 계산에 사용되는 계산영역 내 유체의 평균온도(Bulk mean temperature)는 입구와 출구의 온도를 사용해 계산하였다. 열전달면인 상·하면 그리고 내·외벽에는 일정 열유속(Heat flux) 조건과 점착조건(No-slip condition)을 사용하였고, 상·하면에 부착된 핀 환의 표면에는 단열조건(Adiabatic condition)과 점착조건을 적용하였다. 채널의 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수는 10,000이며, 냉각유체의 입구 속도와 냉각유로의 회전속도의 비로 나타내어지는 회전수(Rotation number)는 0.15이다. 한번 해석에 소요되는 계산시간은 core i7 2.67GHz CPU를 사용하였을 때 15시간 정도 소요되었다.

3. 목적함수

Fig. 1에 나타난 냉각유로에서 형상변수는 핀의 높이 (H), 핀의 지름 (D), 핀과 핀 사이의 거리 (S) 등이다. 따라서 본 연구에서는 D/H 와 S/H 를 설계변수로 사용하여 최적설계를 수행하였다. 각 설계변수의 범위는 Table 1에 나타내었다. 본 연구에서는 최적화 과정에서 핀과 냉각유로 옆면 사이의 거

Table 1 Design variables and design space

Design variable	Lower bound	Upper bound
D/H	0.45	0.60
S/H	0.80	1.50

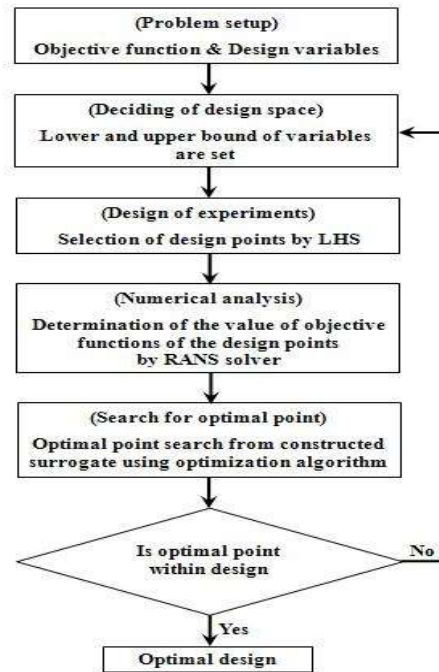


Fig. 4 Optimization procedure

리를 기준형상과 동일하게 유지하였다.

최적화 과정은 Fig. 4의 순서도에 나타내었다. 우선 목적함수와 설계변수를 선택하고 설계영역을 결정하게 된다. 이후 적절한 샘플링 및 최적화 과정을 통하여 설계점을 얻게 되는데, 이 설계점에서 유동해석을 수행하여 목적함수를 계산하게 된다. 최적설계를 위해서는 설계변수와 목적함수의 선정이 우선되어야 한다.

냉각유로의 열전달 및 마찰손실과 관련된 목적함수를 각각 F_{Nu} 와 F_f 로 정의하였다. 열전달 성능 향상을 위한 목적함수 F_{Nu} 는 아래 식과 같이 정의된다.

$$F_{Nu} = \frac{1}{Nu_a} \tag{1}$$

여기서,

$$Nu_a = \frac{\int_A \frac{Nu}{Nu_o} dA}{A}$$

$$Nu = \frac{q_0 D_h}{k_f (T_w - T)}$$

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Nu_0 는 매끈한 원관 내에서 완전 발달된 난류유동에 대한 위의 Dittus-Boelter 관계식을 이용하여 구할 수 있다. Nu 는 수력직경을 이용하여 구하며, A 는 열전달면의 면적을 나타낸다.

한편, 압력강하에 의해 유발된 마찰손실에 관한 목적함수 F_f 는 Gee와 Webb⁽¹⁹⁾에 의해 정의된 다음과 같은 표현을 사용한다.

$$F_f = \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (2)$$

여기서,

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$

$$f_0 = 2(2.236 \ln Re - 4.639)^{-2}$$

f_0 는 매끈한 관에서 완전 발달된 유동에 대한 마찰계수이며, Δp 는 핀에 의한 압력강하를, $\frac{1}{2} \rho U^2$ 은 채널입구에서의 동압을 나타낸다.

최적화의 주된 목적은 목적함수인 F_{Nu} 와 F_f 의 최소화에 있으므로, 가중합계방식을 적용하여 두 목적함수를 아래 식과 같이 가중계수 β 를 사용하여 단일목적함수 F 로 통합하였다.

$$F = F_{Nu} + \beta F_f \quad (3)$$

β 는 최적설계를 위해 열전달과 압력 강하 사이의 비중을 조절하기 위해 사용되는 가중계수로서 설계자에 의해 결정되어야 할 상수이다.

4. 최적설계

4.1 Latin Hypercube Sampling(LHS)

RBNN과 같은 대리모델을 구성하기 위해서는 설계범위 내에서 설계범위를 대표할 수 있는 실험점을 구성할 필요가 있다. 이 점들을 얻기 위해서 실험계획법(Design of experiments)을 사용하게 되는데, 본 연구에서는 실험계획법으로 LHS(Latin Hypercube sampling)을 사용하였다. 이 기법은 $m \times n$ 의 행렬을 구성하는데 여기서 m 은 각 변수에 대한 레벨의 수(샘플의

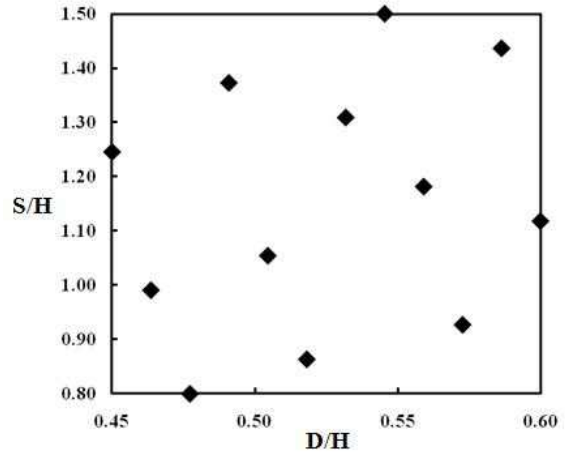


Fig. 5 Design points by LHS

수)이고, n 은 설계변수의 수이다. 1부터 m 까지의 레벨을 포함하는 행렬의 n 개 열 각각은 Latin Hypercube를 구성하기 위해 임의로 짝지어지며, 짝지어진 실험점들의 값은 서로에게 영향을 미치지 않는다. 결국 설계공간의 모든 부분을 대표하는 실험점은 이 과정을 통하여 얻어진다. LHS을 이용하여 얻어진 설계점들을 Fig. 5에 나타내었다. 실험점의 개수는 설계변수의 개수에 의존하며, 이는 설계자에 의해 결정되어야 한다.

4.2 RBNN(Radial basis neural network)

RBNN 모델의 기본개념은 경험으로부터 배우고 기존자료로부터 예측하는 인간의 지능을 모사하는 것이다. 신경회로망의 기본요소는 뉴런인데, 각 뉴런의 출력은 여기에 저장되거나 도착되는 국부적인 정보에만 의존한다. 망의 예측능력은 가중치들에 의해 반영되며, 망의 훈련은 데이터를 통한 반복에 의해 수행된다.

RBNN은 래디얼베이스 전달함수와 선형출력으로 구성되는 두 겹의 망이다. 본 연구에서는 신경회로망을 MATLAB⁽²⁰⁾의 함수 *newrb*를 사용하여 구성하였다. 여기서 전달함수는 다음과 같이 주어진다.

$$a = radbas(\|w - p\| b) \quad (4)$$

여기서 b 는 바이어스이고, w 는 뉴런가중치벡터, p 는 입력 벡터이다. 래디얼베이스 함수 *radbas*는 다음과 같다.

$$radas(n) = e^{-n^2} \quad (5)$$

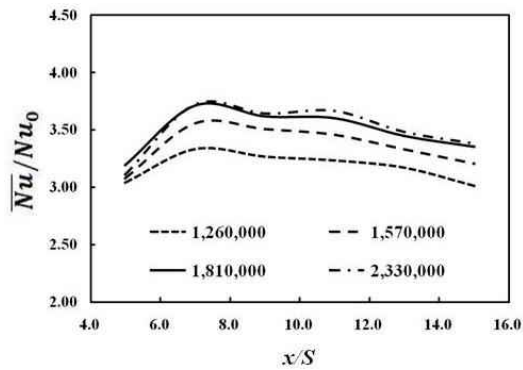
이 방법을 사용할 경우 가장 큰 장점은 함수의 선형성으로 인해 계산시간을 줄일 수 있다는 것이다. 이 함수에 대한 선형모델 f 는 N 개 기본함수들의 선형결합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \sum_{j=1}^N w_j y_j \quad (6)$$

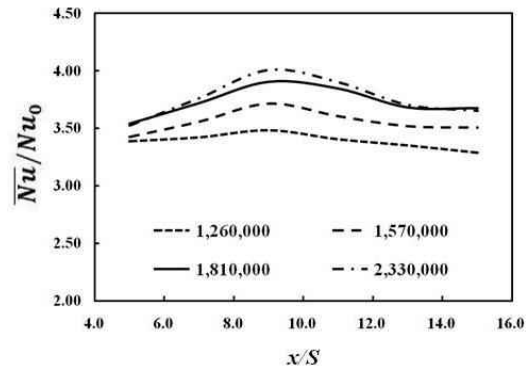
여기서 w_j 는 가중치이고, y_j 는 기본함수이다. 기본함수를 선택하는 데는 여러 가지 방법이 있는데, 만일 기본함수와 다른 변수들이 훈련과정에서 고정된 값을 가지면 모델은 선형이다. 그러나 기본함수가 훈련과정에서 변한다면 비선형 모델이 된다. 학습과정은 다차원 공간에서 훈련 데이터를 가장 잘 맞추는 곡면을 찾는 과정과 동일하고, 이 곡면은 최적화의 기반이 되는 자료곡면이 된다. SQP(Sequential quadratic programming)가 자료곡면 상에서 최적점을 찾기 위한 방법으로 사용되었다.

5. 결과 및 검토

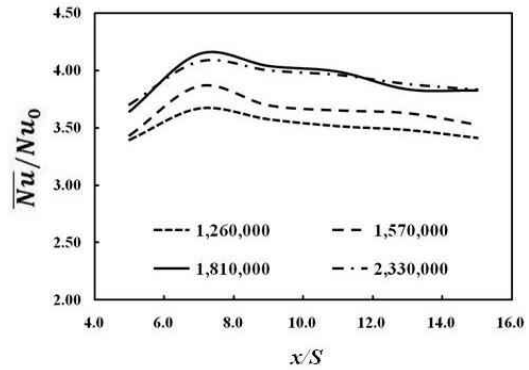
수치해석에 영향을 끼치지 않는 최적 격자수를 찾기 위하여 Fig. 1의 기준형상을 대상으로 Fig. 6과 같이 격자의존성 테스트를 수행하였다. Fig. 6의 누셀트수는 각각 명시된 두 면을 합한 면에서의 면적평균 누셀트수를 나타낸다. 격자의존성 테스트는 편환이 부착된 2차 유로와 곡관부를 모두 포함하는 형상을 기준으로 수행되었다. 126만개부터 233만개의 격자수에 대하여 열전달면인 상·하면 즉, 전연면과 후연면에 대하여 테스트를 수행한 결과 181만개의 격자를 최적격자수로 채택하였다.



(c) Trailing surface & inner wall

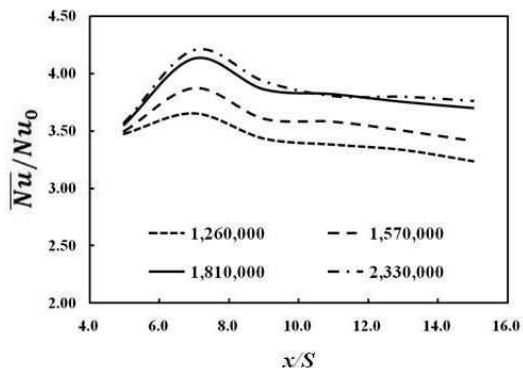


(d) Trailing surface & outer wall

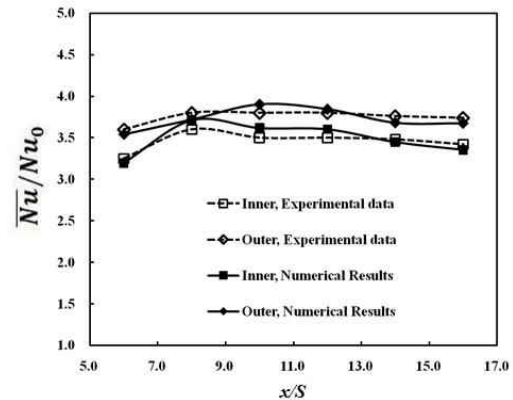


(e) Leading surface & inner wall

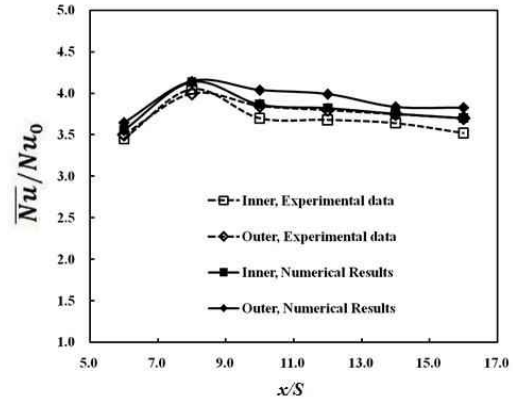
Fig. 6 Grid dependency test



(a) Leading surface & inner wall



(a) Leading surface



(b) Trailing surface

Fig. 7 Comparison between predicted and measured area averaged Nusselt number ratio

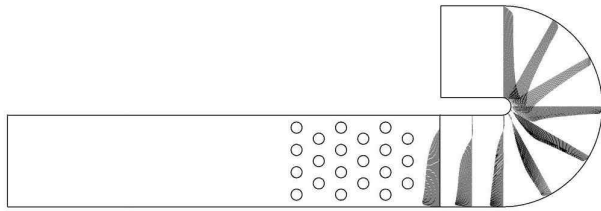


Fig. 8 The vector plot on the turning region ($h/z=0.5$)

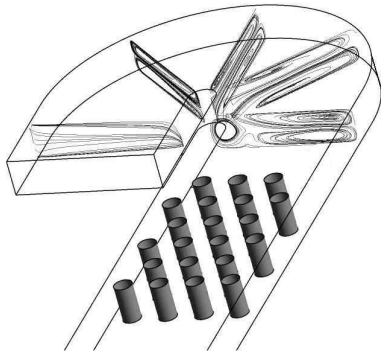
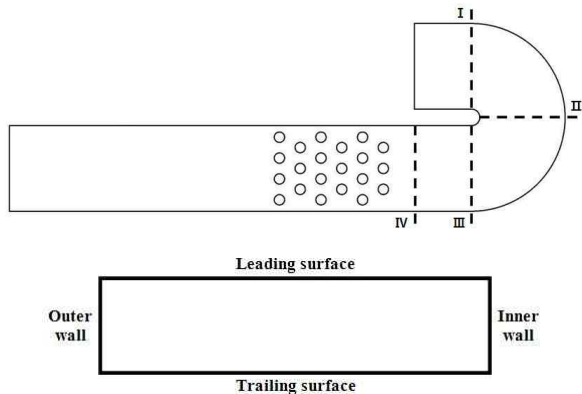
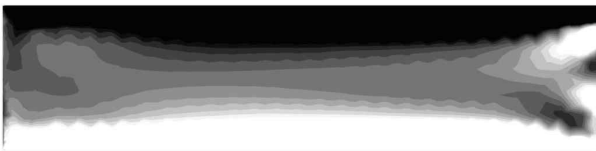


Fig. 9 The streamline on turning region



(a) Plane I



(b) Plane II



(c) Plane III



(d) Plane IV

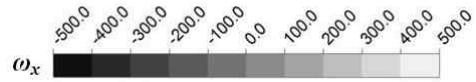


Fig. 10 Vorticity(ω_x) contour on $y-z$ plane in the turning region

최적설계를 수행하기에 앞서 난류 열전달 해석의 타당성을 검증하기 위해 Wright 등⁽⁵⁾의 실험형상에 사용된 냉각유로에 총 12열의 핀환이 부착된 형상에 대하여 수치해석을 수행하여 Fig. 7에 계산치를 실험치와 비교한 결과를 나타내었다. 이 그림은 전연면과 후연면, 내벽과 외벽에서의 면적평균 누셀트수를 비교하였다. 후연면의 후류부분에서 약간의 오차가 발생하였으나, 그 외의 영역에서는 매우 작은 오차 범위 내에서 일치하는 것을 확인할 수 있다. 그림을 통해 4번째 실험값(핀환 7번째 열)부터는 면적 평균 누셀트수가 거의 일정한 것을 알 수 있다. 이에 따라 본 연구에서는 1번째 열부터 6번째 열까지만을 계산영역으로 설정하였다.

곡관부가 존재하는 냉각유로에서의 유동 구조를 Fig. 8, 9 그리고 10에 제시하였다. 이 그림들은 각각 곡관부에서의 속도 벡터, 유선 분포 그리고 $y-z$ 평면에서의 와도(Vorticity)를 나타낸다. Fig. 8을 통해 곡관부를 지난 유동에서 $x/S=1.0$ 부근에서 곡관부의 내경 근처에서 재순환 영역이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이는 곡관부에서 작용하는 원심력으로 인해 외벽으로의 냉각유체 쏠림 현상 때문이며, $x/S=2.0$ 부터 $x/S=4.0$ 까지 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9를 통해 곡관부에서 단와류가 발생하는 것을 알 수 있으며, 이와 같은 단와류는 $x/S=1.0$ 부근에서 내벽에서의 재순환 영역과 간섭을 일으키는 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 Fig. 10을 통해서도 확인 가능하다. 평면 I, II, III, 그리고 IV를 비교하여 보면, 재순환 영역이 발생하는 평면 III과 IV의 내벽 부근에서 와도가 크게 약해진 것을 확인할 수 있다. 그 외의 영역에서는 곡관부를 통과한 냉각유체가 원심력에 의해 속도가 증가하면서 와도가 함께 증가한 것을 알 수 있으며, 이는 Fig. 8의 속도 벡터의 크기 와도 일치한다.

Fig. 11은 곡관부가 존재하는 경우 2차 유로의 상류($x/S=5.0$)에서, 곡관부가 존재하지 않는 경우 핀환이 부착된 영역의 바로 앞 부분에서의 와도와 유선분포를 나타낸다. 곡관부가 존재하는 경우 2차 유로의 상류($x/S=5.0$)에서, 곡관부가 존재하지 않는 경우 핀환이 부착된 영역의 바로 앞 부분에서 와도와 유선 분포를 나타낸다. 곡관부가 존재하는 경우에는 유동이 전연면과 후연면, 그리고 내벽에서 활발

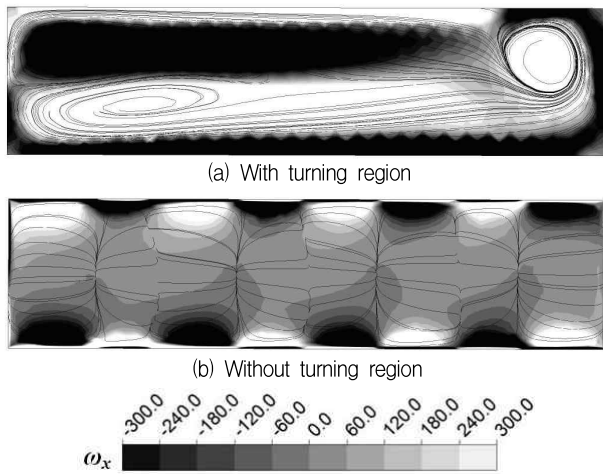


Fig. 11 Vorticity(ω_x) contours and streamlines protected on y-z plane at entrance region

Table 2 Results of optimization for $\beta=0.20$

	Design variables		F_{Nu}	F_f	F		
	D/H	S/H			RANS analysis	RBNN prediction	Error (%)
Reference	0.5000	1.0000	0.3363	3.0617	0.9486	-	-
Optimum	0.5744	1.3207	0.2765	2.5034	0.7772	0.7540	3.08

하게 움직이는 것을 확인할 수 있다. 반대로 곡관부가 존재하지 않는 경우 유동이 전연면과 후연면으로 활발하게 움직이나, 전체적으로 균일하게 분포하는 것을 알 수 있다. 냉각 유로의 회전으로 인한 코리올리력의 영향으로 전연면과 후연면으로의 유동 불균형 현상이 발생하는 것이다. 이와 함께 곡관부가 있는 냉각유로에서는 곡관부에서의 원심력으로 인해 한층 더 복잡하게 교란되는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 11(b)의 엇갈린 형태의 와도는 핀핀 전연부에서 유동이 핀핀에 충돌함에 따라 발생하는 것이다. 이와 반대로 Fig. 11(a)는 유동이 곡관부를 통과함에 따른 유동의 교란이 핀핀 전연부에 더 큰 영향을 끼쳐 Fig. 11(b)와 같은 엇갈린 형태의 와도가 발생하지 않는 것을 알 수 있다.

Table 2는 가중계수 β 가 0.20인 경우에 대해 기준형상과 최적형상의 설계변수 값과 목적함수 값들을 나타낸다. 가중계수 β 의 범위는 일반적으로 두 목적함수 값의 크기를 대략적으로 평가하여 식 (3)의 두 항의 값이 유사한 자리수를 갖도록 결정하고 정확한 가중계수의 값은 전체시스템의 에너지 균형을 고려하여 설계자가 결정하게 되는데, 여기서 선택한 가중계수 값, 0.2 는 이 범위 내에서 임의로 선정된 값이다. RBNN 대리 모델을 통해 예측한 값과 RANS 해석을 통해 계산한 값은 3.08%의 매우 작은 오차 범위 내에서 일치하여, 대리모델을 통한 예측값의 정확도가 높은 것을 알 수 있

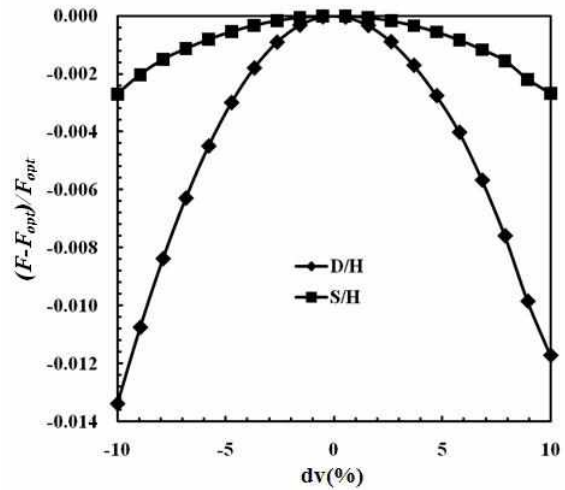
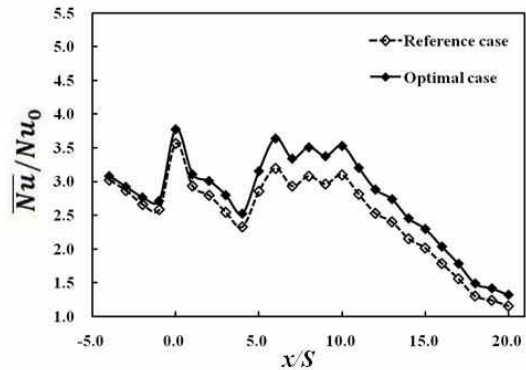
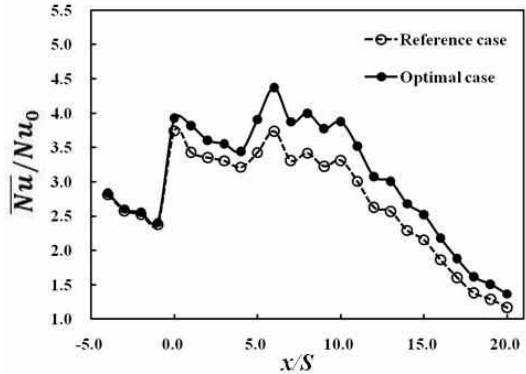


Fig. 12 Sensitivity analysis of the objective function for optimal case



(a) leading surface



(b) trailing surface

Fig. 13 Comparison of area-averaged Nusselt number ratio ($\beta=0.20$)

다. 기준형상에 비해 최적형상의 설계변수 값이 D/H 는 14.88%, S/H 는 32.07% 증가하였다. 이로 인해 열전달 관련 목적함수 F_{Nu} 는 17.78%, 마찰계수 관련 목적함수 F_f 는 18.23% 감소하였고, 목적함수 F 는 18.10% 감소하였다.

가중계수 β 가 0.20일 때, 각 설계변수에 대한 목적함수의 민감도를 분석하여 Fig. 12에 나타내었다. 설계변수의 변화를

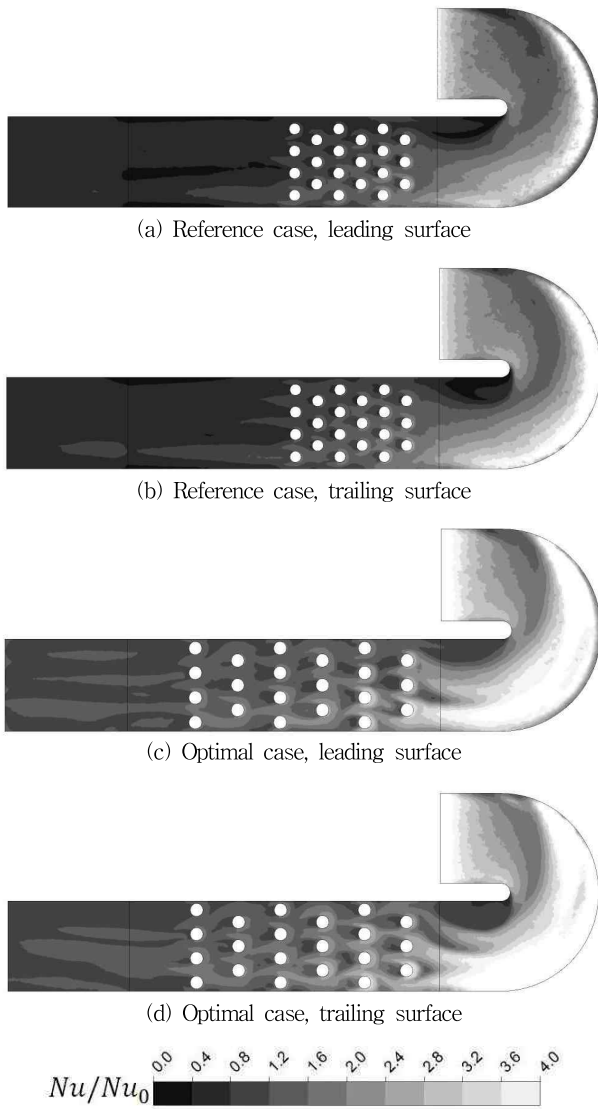


Fig. 14 Nusselt number ratio contours ($\beta=0.20$)

나타내는 $dr(\%)$ 은 최적값인 0을 기준으로 $\pm 10\%$ 범위 내에서 변화하고, 하첨자 opt 는 최적형상을 나타낸다. 목적함수 F 는 S/H 에 비해 D/H 에 더욱 민감하게 변화함을 알 수 있다.

기준형상과 최적형상의 면적 평균 누셀트수 분포 및 열전달면에서의 누셀트수를 비교하여 Fig. 13과 14에 나타내었다. 기준형상과 최적형상의 입구 경계조건을 설정할 때에, Moon 등⁽¹⁸⁾의 기준형상 및 최적형상의 출구조건을 각각의 입구 경계조건으로 설정하였다. 이에 따라 입구 부분에서 기준형상에 비해 최적형상의 누셀트수가 높게 나타난다. 곡관부 이후 영역($x/S > 2.0$ 인 영역)에는 기준형상과 최적형상의 면적평균 누셀트 값이 최대 7.21%의 차이를 보인다. 핀관이 부착된 영역($x/S > 5.0$)에서는 핀관의 영향에 따라 기준형상에 비해 최적형상의 누셀트수가 전체적으로 증가한 것을 알 수 있다. 이는 최적형상의 설계변수 값의 변화에 따른 것으로, 핀과 핀 사이의 거리와 핀의 높이의 비가 증가함에 따라

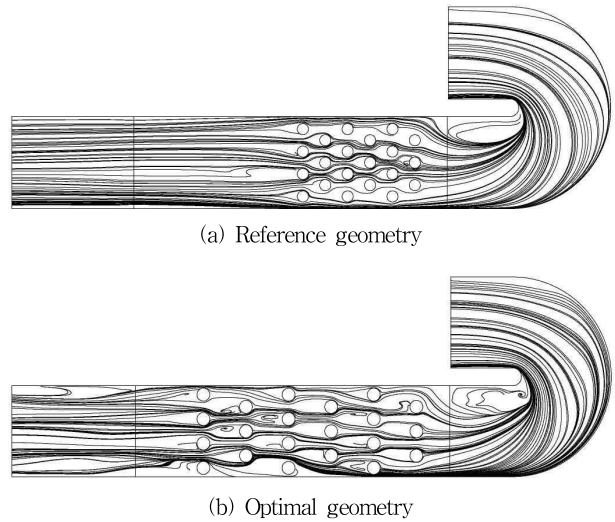


Fig. 15 Streamline on the $x-y$ plane ($h/z=0.50$, $\beta=0.20$)

핀 후류에서 발생하는 재부착점이 충분히 발달할 수 있게 됨에 따른 것으로 생각된다. 또한 핀의 지름이 증가함에 따라 핀과 내·외벽 사이의 유동 교란이 활발해지고, 이고 인해 내·외벽에서의 열전달 역시 눈에 띄게 증가한 것을 알 수 있다. Fig. 8, 9, 그리고 10에서 언급한 2차 유로의 상류 내벽 부근에서 발생하는 재순환 영역으로 인해 열전달이 다른 영역에 비해 눈에 띄게 감소한 것을 알 수 있다. 또한 곡관부에서 발생하는 원심력으로 인해 1차 유로에서 유입되는 냉각유체가 곡관부 외벽에 충돌함으로써 열전달이 급격히 상승하는 것을 확인할 수 있다. 이와 같은 곡관부의 영향으로 인해 2차 유로 상류에서의 누셀트수 분포가 불균일하게 나타나며, 이는 핀관이 부착된 영역에도 영향을 미친다. 기준형상에 비해 최적형상은 핀과 핀 사이의 거리 및 핀의 지름을 최적화함으로써 내벽과 외벽 사이의 누셀트수 분포의 균일성을 확보하였으며, 하류에서도 더 높은 열전달 성능을 보이는 것으로 확인되었다.

Fig. 15는 $x-y$ 평면에서의 유선 분포를 나타내고 있다. 1차 유로를 통해 유입된 냉각유체가 곡관부에서 발생하는 원심력에 의해 외벽에 충돌하고, 이로 인해 2차 유로 상류 내벽 부근에서는 유동의 재순환 영역이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 영향으로 첫 번째 두 번째 열에서는 핀과 외벽 사이로 더 많은 유선이 분포하는 것을 알 수 있다. 기준형상에 비해 최적형상의 핀과 핀 사이의 거리가 크게 증가함에 따라 유동이 다음 열의 핀을 지나기 전에 재부착점을 형성하는 것을 확인할 수 있다.

기준형상과 최적형상의 열적성능(Thermal performance)을 계산하여 Table 3에 나타내었다. 열적성능은 열전달 성능과 유동간섭물에 의한 압력 손실을 모두 고려한 것으로, Chang 등⁽²¹⁾은 리브에 대해 열적성능을 비교·분석함으로써 열전달 성능과 압력 손실을 모두 고려하여 좋은 결과를 얻은

Table 3 Local averaged Nusselt number and the thermal performance

	\overline{Nu}	Thermal performance
Reference shape	97.14	1.4073
Optimal shape	113.92	2.0261

바 있다. 열적성능은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = \left(\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} \right) / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (7)$$

Table 3에 나타난 바와 같이 최적형상이 기준형상보다 누셀트수는 17.27%, 열적성능은 30.54% 증가하는 결과를 낳았다. 이는 기준형상에 비해 최적형상의 설계변수가 증가함으로써 열전달 성능을 향상시키고, 핀에 의한 압력 강하를 최소화함에 따른 결과이다.

6. 결 론

본 연구에서는 핀핀이 부착된 곡관부를 갖는 회전하는 냉각유로에 대해 삼차원 RANS 해석을 바탕으로 곡관부가 핀핀이 부착된 회전하는 냉각유로에 미치는 영향에 대해 살펴보고, 대리모델인 RBNN을 사용하여 수치최적설계를 수행하였다. 곡관부를 갖지 않는 핀핀이 부착된 회전하는 냉각유로에 대한 실험치와 수치해석 결과를 비교하여 본 연구의 타당성을 입증하였으며, 이를 바탕으로 냉각유로 입구부에 곡관부를 설치하여 그 영향에 대하여 알아보았다. 아울러, 두 개의 설계변수에 대해 12개의 실험점을 얻어 이 점들에서 평가한 목적함수 값을 바탕으로 최적설계를 수행한 결과 우수한 최적형상을 얻었다. 목적함수는 열전달 관련 목적함수와 마찰계수 관련 목적함수를 선형적으로 결합한 함수로 정의하였으며, 설계변수와 목적함수 사이의 민감도를 분석한 결과 냉각성능은 핀의 지름에 상대적으로 민감하게 반응하는 것을 확인할 수 있었다. 최적형상의 경우 핀과 핀 사이의 거리가 증가함에 따라 유동 재부착점의 발생이 용이해져 재순환 영역의 면적이 감소하면서 누셀트수가 증가하는 것을 확인하였다. 또한 핀의 지름이 증가함에 따라 핀과 내·외벽 사이의 유동 간섭이 활발하게 발생하여 내·외벽 부근에서 누셀트수가 증가한 것을 확인할 수 있다. 이와 더불어 최적형상의 열적성능은 기준형상보다 30.54% 증가하는 성과를 거두었다. 본 연구를 통해 RBNN과 같은 대리모델을 사용한 형상 최적설계가 핀핀이 부착된 곡관부를 갖는 회전하는 냉각유로의 설계에 효과적으로 사용될 수 있음을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 2009년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받은 '다중현상 CFD연구센터(ERC)'의 과제로 수행된 연구임(No.20090083510).

참고문헌

- (1) Metzger D. E., Berry R. A. and Bronson J. P., 1982, "Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins," Transactions of ASME, Vol. 104, pp.700~706.
- (2) Goldstein R. J., Jabbari M. Y. and Chen S. B., 1994, "Convective Mass Transfer and Pressure Loss Characteristics of Staggered Short Pin-Fin Arrays," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, Suppl. 1, pp. 149~160.
- (3) Kim K. Y. and Moon M. A., 2009, "Optimization of a Stepped Circular Pin-Fin Array to Enhance Heat Transfer Performance," Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 63~74.
- (4) Li P. and Kim K. Y., 2008, "Multiobjective Optimization of Staggered Elliptical Pin-Fin Arrays," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 53, pp. 418~431.
- (5) Wright L. M., Lee E. and Han J. C., 2003, "Effect of Rotation on Heat Transfer in Narrow Rectangular Cooling Channels (AR=8:1 and 4:1) with Pin-Fins," Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38340.
- (6) Al-Qahtani M. S. and Basha M., 2007, "Flow and Heat Transfer Prediction in Rotating Rectangular Pin-Fin Channels (AR=10:1)," Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 21, No. 4, pp. 744~753.
- (7) Park J. S., Kim K. M., Lee D. H., Cho H. H. and Chyu M., 2009, "Heat Transfer in Rotating Channel with Inclined Pin-Fins," Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59741.
- (8) Lin Y. L., Shih T. I. P., Stephens M. A. and Chyu M. K., 2001, "A Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Smooth and Ribbed U-Duct With and Without Rotation," Journal of Heat Transfer, Vol. 123, pp. 219~232.
- (9) Al-Hadhrani L. and Han J. C., 2003, "Effect of Rotation on Heat Transfer in Two-Pass Square Channels with five different orientations of 45° angled rib turbulators," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 653~669.
- (10) Su G., Chen H. C., Han J. C. and Heidmann J. D., 2004, "Computation of Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels (Ar=1:1, 1:2,

- and 1:4) with Smooth Walls by a Reynolds Stress Turbulence Model,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 5665~5683.
- (11) Kim K. M., Kim Y. Y., Lee D. H., Rhee D. H. and Cho H. H., 2007, “Influence of Duct Aspect Ratio on Heat/Mass Transfer in Coolant Passages with Rotation,” International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 28, pp. 357~373.
- (12) JMP @ 5.1, 2004, SAS Institute, Inc..
- (13) Orr M. J. L., “Introduction to Radial Basis Neural Networks,” Center for Cognitive Science, Edinburgh University, Scotland, UK, <http://anc.ed.ac.uk/rbf>.
- (14) Ansys CFX-11.0, Ansys Inc., 2006.
- (15) Menter F. F., 1994, “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,” AIAA Journal, Vol. 32, pp. 1598~1605.
- (16) Bardina J. E., Huang P. G. and Coakley T., 1997, “Turbulence Modeling Validation,” AIAA Journal, pp. 1997~2121.
- (17) Mohammad A., Jang Y. J., Chen H. C. and Han J. C., 2002, “Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels(AR=2) by Reynolds Stress Turbulence Model,” International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.45, pp.1823~1838.
- (18) Moon M. A., Afzal H. and Kim K. Y., 2010, “Shape Optimization of a Rotating Cooling Channel with Pin-Fins,” Transactions of the KSME A, Vol. 34, No. 7, pp. 703~714.
- (19) Gee D. L. and Webb R. L., 1980, “Forced Convection Heat Transfer in Helically Rib-Roughened Tubes,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 23, pp. 1127~1136.
- (20) MATLAB®, The Language of Technical Computing, Release 14, The Math Works Inc..
- (21) Chang S. W., Liou T. M., Yeh W. H. and Hung J. H., 2006, “Heat Transfer in a Radially Rotating Square-Sectioned Duct with Two Opposite Walls Roughened by 45° Staggered Ribs,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90153.