곡관부 열전달 성능 강화를 위한 에어포일형 가이드 베인의 형상 최적설계

문 미 애, 김 광 용*

인하대학교 기계공학부

SHAPE OPTIMIZATION OF THE AIRFOIL-GUIDE VANES IN THE TURNING REGION FOR A ROTATING TWO-PASS CHANNEL

M.A. Moon and K.Y. Kim*

Dept. of Mechanical Engineering, Inha Univ.

This paper presents the numerical simulation results of heat transfer and friction loss for a rotating two-pass duct with the airfoil-guide vanes in the turning region. The Kriging model is used as an optimization technique with Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis of flow field and heat transfer with shear stress transport turbulent model. To improve the heat transfer performance, angle and location of the airfoil-guide vanes have been 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 weight factor. The airfoil-guide vanes in the turning region keep the high level of heat transfer while the friction loss has a low value. By comparing the presence or absence of airfoil-guide vanes, it is shown that the airfoil-guide vanes exhibited the best heat transfer performance to improve the blade cooling except the first passage.

Key Words : Optimization(최적설계), Blade Tip Cooling Technique(블레이드 팁 냉각 기술), The Coriolis force(코리올리력)

기 호 설 명

A : 열전달 면적(m^2)
 AR : 냉각유로의 종횡비, W/H
 D_h : 수력직경(mm)
 F : 목적함수
 f : 마찰계수
 H : 냉각유로의 높이(mm)
 k_f : 열전도율(W/mK)
 L : 냉각유로 길이(mm)
 L_1, L_2 : 에어포일형 가이드 베인 곡률 반경 중심점과

곡관부 내벽 곡률 반경 중심점 사이의 거리(mm)

Nu : 누셀트(Nusselt)수
 Δp : 냉각유로 내의 압력 강하
 Pr : 프란틀(Prandtl)수
 q_0 : 열유속(W/m 2)
 Re : 레이놀즈(Reynolds)수, $U_m D_h / \nu$
 Ro : 회전수, $\Omega D_h / U_m$
 R : 에어포일형 가이드 베인 사이의 반경 방향 거리(mm)
 r : 냉각유로 곡관부의 지름 (mm)
 U_m : 냉각유로 입구 속도(m/s)
 W : 냉각유로의 폭(mm)
 α : 에어포일형 가이드 베인의 설치 각도($^\circ$)
 β : 가중계수
 γ : 에어포일형 가이드 베인의 각도($^\circ$)
 ρ : 냉각유체의 밀도(kg/m 3)
 Ω : 회전속도(rad/s)

Received: September 2, 2011, Revised: May 18, 2012,

Accepted: May 18, 2012.

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

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2012.17.2.001>

© KSCFE 2012

1. 서 론

가스터빈 엔진의 효율 향상을 위하여 터빈 입구온도의 상승은 불가피하므로, 가스터빈 내 블레이드(blade)와 베인(vane)에 사용되는 금속재료의 허용 한계온도의 제약으로 인해 다양한 방법의 냉각 기술의 도입이 필요하다. 이러한 냉각기술로는 블레이드 표면에 냉각유체로 얇은 막을 형성하여 블레이드와 고온의 작동기체 사이의 접촉을 막는 막냉각(film cooling) 기술과 고속의 냉각유체를 블레이드 내부에 분사함으로써 대류냉각 효과를 극대화하는 충돌제트냉각(impingement jet cooling)을 활용하거나 냉각유로 내부에 유동간섭물을 부착하여 대류냉각 효과를 높이는 블레이드 내부냉각 기술이 있다.

이 중 내부냉각 기술은 가스터빈 엔진의 압축기로부터 추출한 냉각유체를 내부냉각유로에 주입하여 강제대류를 유도하는 것으로서, 많은 연구자들에 의해 오랜 시간 연구되어 왔다. 내부냉각유로의 경우 다수의 직선부와 곡관부로 구성된 복잡한 형태를 띄게 되며, 곡관부에서 발생하는 원심력과 블레이드 회전에 의한 코리올리력(Coriolis force)의 상호작용으로 인해 복잡한 내부유동구조를 갖게 된다. 곡관부에 유입된 냉각유체의 곡관부 외벽과의 충돌, 곡관부 내의 원심력, 그리고 유동 박리 등으로 인해 곡관부에서는 열전달 성능이 증가함과 동시에 압력 강하가 크게 발생한다. 이와 동시에 블레이드 회전에 따른 유동 쏠림 현상으로 인해 전연면(leading surface)과 후연면(trailing surface) 사이의 열전달 불균형이 발생하게 된다. 또한 곡관부 내에서의 유동 박리로 인해 곡관부 외벽에서의 열전달 불균형이 초래되며, 이는 블레이드 팁(tip) 부분의 냉각성능 감소로 이어진다. 따라서 곡관부에서의 고른 열전달 향상을 도모하고, 냉각유로의 압력 강하 최소화화를 위하여 곡관부 내에 가이드 베인(guide vane)을 설치하는 것이 매우 효과적인 방법으로 알려져 있다.

내부냉각유로의 회전이 열전달 성능에 미치는 영향에 대한 연구는 최근까지 활발히 수행되었다. Murata와 Mochizuki[1]는 냉각유로가 회전하는 경우, 회전하지 않는 경우보다 약 15%의 누셀트수(Nusselt number) 증가가 유발되며, 유로단면의 종횡비(aspect ratio)가 클수록 압력 강하의 증가폭이 작고, 코리올리력의 영향을 크게 받는다고 보고하였다. Su 등[2]은 회전하는 매끈한 곡관 유로에서 레이놀즈수가 증가할수록 누셀트수가 감소하며, 곡관유로에서는 원심력으로 인한 와류와 코리올리력에 의한 이차유동의 상호작용으로 누셀트수가 급격히 증가한다고 보고하였다. Al-Qahtani 등[3]은 냉각유체와 열전달면의 온도차에 의해 유발된 원심부력(centrifugal buoyancy force)으로 인해 후연면으로의 유동 쏠림 현상으로 인해 누셀트수가 증가한다고 보고하였다. Kim 등[4]은 다양한 종횡비를

가지는 냉각유로에 대하여 실험을 수행하여, 종횡비가 클수록 2차 유로에서의 유동의 재부착점(reattachment point)이 하류에 발생함에 따라 최대 열전달 성능을 갖는 지점이 2차 유로의 하류로 함께 이동함과 동시에 최대값 역시 감소한다고 하였다. Fu 등[5]은 다양한 종횡비와 레이놀즈수(Reynolds number) 그리고 회전수(Rotation number)에 대하여 실험을 수행한 결과, 레이놀즈수가 증가할수록 즉, 회전수가 감소할수록 회전에 의한 전연면과 후연면 사이의 열전달 불균형이 감소하는 것을 확인하였다. 또한 냉각유로의 종횡비가 작을수록 블레이드 회전에 의한 코리올리력의 영향을 받기 보다는 곡관부에서 발생하는 원심력의 영향을 크게 받는 것으로 나타났다. Liou 등[6]은 부력효과와 회전수의 상호작용으로 인해 회전수가 증가할수록 누셀트수가 감소한다고 하였다. 또한 종횡비에 따라 누셀트수가 더 이상 증가하지 않는 임계회전수(critical rotation number)가 존재함을 밝혔다.

내부유로의 곡관부 내에 가이드 베인을 설치하여 곡관부에서의 열전달 성능을 향상시키는 연구 역시 활발히 수행되었다. Chen 등[7]은 리브가 부착된 이중냉각유로의 곡관부 내에 가이드 베인과 리브를 부착한 경우에 대하여 실험을 수행하여, 가이드 베인이 곡관부 내의 압력 강하를 감소시킨다는 것을 밝혔다. Luo와 Razinsky[8]은 두께가 매우 얇은 가이드 베인을 곡관부에 설치한 이중냉각유로에 대하여 다양한 난류모델을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 이들은 곡관부에서 주로 나타나는 딥 와류(Dean type vortex)가 가이드 베인에 의해 교란됨으로써 곡관부 내부의 유동장상을 변화시켜 압력 강하를 감소시켰음을 밝혔다. Zehnder 등[9]은 이중냉각유로의 곡관부 하류에 여러 종류의 가이드 베인을 부착하여 각각의 열전달 성능 및 압력 강하를 살펴보았으며, 이를 토대로 가이드 베인의 형태 및 개수 그리고 부착 위치 등을 최적화할 필요성이 있다고 주장하였다.

본 연구에서는 가이드 베인의 형상 최적화를 위하여 대리모델(surrogate model)을 기반으로 하는 수치최적화기법을 사용하였다. 대리모델의 사용은 계산수행 시간을 단축시킬 뿐 아니라, 국부 최적점에 빠질 위험을 배제하여 최적화의 정확성을 향상시킨다. 또한 실험계획법을 이용하여 설계공간 내에서 설계공간을 대표할 수 있는 실험점들을 설정하여 전체 설계 공간의 특성을 모두 반영하여 최적설계를 수행할 수 있다는 장점이 있다. Kim과 Moon[10] 그리고 Kim 등[11]은 냉각유로 내에 부착된 유동간섭물에 대하여 대리모델을 이용한 최적설계를 수행하여 냉각성능을 향상시켰으로써 최적화기법의 성능을 입증한 바 있다.

내부냉각유로에 대한 기존 연구 결과를 바탕으로 곡관부를 포함하는 내부유로에서 열전달 성능을 극대화하고 압력강하를 최소화하기 위해 본 연구에서는 삼차원 Reynolds-averaged

(a) Channel without airfoil-guide vane

(b) Design variables for guide vane

(c) Coordinate system

Fig. 1 Computational domain and geometric parameters

Navier-Stokes(RANS) 해석을 바탕으로 회전하는 곡관부에 부착된 에어포일(airfoil)형 가이드 베인의 형상을 최적화하기 위한 연구를 수행하였다. 아울러, 곡관부 내에 에어포일형 가이드 베인의 부착 여부에 따른 열전달 성능 및 압력 강하를 비교·분석하였다.

2. 유동해석방법

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 곡관부 내에 에어포일형 가이드 베인이 부착된 냉각유로의 유동장 및 열전달에 대해

Fig. 2 Examples of grid system

RANS 해석을 수행하였다. 수치해석을 위해 사용된 상용 전산유체역학 코드인 ANSYS-CFX 11.0은 비정렬격자계를 채택하였으며, 지배미분방정식들을 압력기반 유한체적법(pressure-based finite volume method)을 사용하여 이산화하여 algebraic multigrid coupled solver를 사용하여 수치계산을 수행하였다. 이와 같은 수치해석기법은 Kim과 Moon[10] 그리고 Kim 등 [11]에 의해 유동간섭물이 있는 내부 냉각유로 해석에 성공적으로 적용된 바 있다.

난류모델로는 SST(shear stress transport) 모델을 사용하였는데, SST 모델은 $k-\epsilon$ 모델과 $k-\omega$ 모델의 장점만을 취한 모델로서, $k-\omega$ 모델은 벽면 근처에서 사용되고, $k-\epsilon$ 모델은 그 이외의 영역에서 사용된다. SST 모델은 역압력구배로 인한 유동 박리의 예측에 상당히 효과적이고, 난류열전달 해석에도 그 정확성을 인정받은 바 있다. 또한 Zehnder 등[9]에 의해 곡관부에 가이드 베인이 설치된 냉각유로의 열전달 계수 및 압력 강하를 잘 예측한다고 보고되었다.

본 연구에서는 대상으로 내부냉각유로는 Fig. 1(a)와 같이 y축을 기준으로 회전속도(Ω) 550rpm로 회전하며, 회전속과의 거리(L)는 $18H$ 로, 114.3 mm의 값을 가진다. 또한 회전속도의 부호를 조정함으로써, 내부냉각유로의 회전 방향을 반시계방향으로 설정하였다. 내부냉각유로의 종횡비($AR=W/H$)는 2.0으로 냉각유로의 높이(H)는 12.70 mm이며, 냉각유로의 수력직경(D_h)는 16.93 mm이다. 직선유로의 내/외벽 길이(L)은 114.3 mm이며, 내벽의 두께 및 곡관부에서의 내벽의 곡률반경(r)은 12.70 mm를 가진다. 에어포일형 가이드 베인이 부착된 위치는 1차 유로 곡관부 시작점을 기준으로 각각 α_1 과 α_2 의 각도를 가지며, 각각의 에어포일형 가이드 베인은 $\gamma = 70^\circ$ 의 동일한 각도를 가진다. 첫 번째 에어포일형 가이드 베인의 내벽과 외벽 반경, R_1 과 R_2 는 $0.125H$ 의 차이를 나타내며 그 중심점이 각각 다르게 위치한 것을 확인할 수 있다. 두 번째 에어포일형 가이드 베인의 내벽과 외벽 반경은 각각 R_3 와 R_4 이며, 첫 번째 에어포일형 가이드 베인과 마찬가지로 그 중심점이 각기 다르게 위치하였으나, R_3 와 R_4 값은 동일하다. Fig. 1(b)

에서 이 곡률 중심점들의 상대적 위치와 관련된 거리, L_1 과 L_2 는 각각 1.27 mm 와 2.54 mm 이다. Fig. 1(c)는 냉각유로의 내벽을 따른 좌표계를 나타낸다.

본 연구에서 에어포일형 가이드 베인이 부착된 냉각유로의 수치해석을 위해 사용된 격자계는 Fig. 2를 통해 나타낸 바와 같이 비정렬 육면체 격자계로 구성하였다. 내부냉각유로의 곡관부 및 에어포일형 가이드 베인 근처 영역에서는 O형 격자계를 사용하여 수치해석의 정확도를 높였다. 벽 근처 영역에서는 저레이놀즈수 난류모델을 적용하기 위하여 벽에서 가까운 첫 번째 격자점에서의 y^+ 값을 2.0 이하로 유지해야 하므로 첫 번째 격자점을 벽면으로부터 $0.07H$ 이내인 지점에 위치시켰다.

계산영역에 대한 경계조건으로 입구에는 균일속도를 지정하였고, 출구는 정압력 조건으로 설정하였다. 열전달면인 상하 벽면 그리고 내외 벽면에는 일정 열유속 조건과 접촉조건(no-slip condition)을 사용하였다. 채널의 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수는 10,000이며, 냉각유로에 유입되는 냉각유체의 입구 속도와 냉각유로의 회전속도의 비로 나타내어지는 회전수(Ro , $\Omega D_h/U_m$)는 0.105이다. 한번 해석에 소요되는 계산시간은 Intel Quad Core 2.4 GHz CPU를 기준으로 6~7시간 정이며, 약 1,000번의 반복계산을 수행하였다.

3. 목적함수 및 설계변수

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.

$$F_{Nu} = 1/Nu_a \quad (1)$$

여기서,

$$Nu_a = \frac{\int_A Nu/Nu_0 dA}{A}$$

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

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

Nu_0 는 매끈한 원관 내에서 완전 발달된 난류유동에 대한 누셀트수로서 위와 같은 Dittus-Boelter 관계식을 이용하여 구할 수 있으며, Pr 은 프란틀(Prandtl)수를 나타낸다. Nu 는 수력직경을 이용하여 구하며, A 는 열전달면 면적, q_0 는 열유속, k_f 는 열전도율을 나타낸다. 열전달계수 계산에 사용되는 계산영역 내 유체의 평균온도(bulk mean temperature), T 는 입구와

출구에서의 평균온도를 사용해 보간법으로 계산하였다.

한편, 압력 강하에 의해 유발된 마찰손실에 관한 목적함수 F_f 는 Gee와 Webb[12]에 의해 정의된 다음과 같은 표현을 사용한다.

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

여기서,

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

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

f_0 는 매끈한 관에서 완전발달된 유동에 대한 마찰계수, Δp 는 냉각유로 내의 압력 강하, ρ 는 냉각유체의 밀도, U_m 은 냉각유로 입구에서의 냉각유체 속도, $1/2 \rho U_{in}^2$ 은 채널입구에서의 동압을 나타낸다.

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

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

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

Fig. 1(b)에 나타낸 바와 같이 에어포일형 가이드 베인의 형상변수는 에어포일형 가이드 베인의 설치 각도(α_1 , α_2), 에어포일형 가이드 베인의 각도(β) 그리고 반경(R_1 , R_2 , R_3 그리고 R_4)등이다. 본 연구에서 곡률 반경 R_2 와 R_1 의 차이는 일정($0.125H$)하게 유지하였고, 에어포일형 가이드 베인의 각도(β)는 70° 로 고정하였으며, 에어포일형 가이드 베인의 설치 각도(α_1 , α_2)와 반경 R_1 과 R_3 를 설계변수로 설정하여 최적설계를 수행하였다. 최적설계를 위한 각 설계변수의 범위는 Table 1에 나타내었으며, 이 범위는 각 설계변수에 대한 목적함수들의 민감도 및 기하학적 조건 등을 고려하여 결정하였다. 대리모델을 구성하기 위해 설계 영역 내에서 총 30개의

Table 1 Design variables and design space

	Lower bound	Upper bound
R_1	1.40H	1.75H
R_3	1.05H	1.25H
α_1	10.0°	25.0°
α_2	100.0°	120.0°

실험점을 설정하여 Table 2와 같이 각점에서의 목적함수 값을 구하였다.

4. 최적설계

본 연구의 최적설계 과정에서는 우선 최적화 대상을 선정 한 후, 설계자의 의도에 따라 목적함수 및 설계변수를 정의하 고 설계영역을 결정하게 된다. 이 후 적절한 샘플링 과정을 통하여 실험점을 얻게 되는데, 이 실험점에서 유동해석을 수 행하여 목적함수를 계산하게 된다. 이 결과를 바탕으로 대리 모델을 구축하고 이 대리모델을 이용해 최적설계를 수행한다.

4.1. Latin Hypercube Sampling(LHS)

대리모델을 구성하기 위해서는 설계공간 내에서 설계공간 을 대표할 수 있는 실험점들을 설정할 필요가 있다. 이 점들 을 얻기 위해서 실험계획법(design of experiments)을 사용하게 되는데, 본 연구에서는 실험계획법으로 LHS(Latin hypercube sampling) 기법을 사용하였다. 이 기법은 $m \times n$ 의 행렬을 구 성하는데 여기서 m 은 각 변수에 대한 레벨의 수(샘플의 수) 이고, n 은 설계변수의 수이다. 1부터 m 까지의 레벨을 포함 하는 행렬의 n 개 열 각각은 Latin hypercube를 구성하기 위해

Table 2 Objective function values at experimental points

case	R_t/H	R_s/H	α_1	α_2	F_{Nu}	F_f
1	1.5448	1.1741	11.03	117.24	1.0448	4.2910
2	1.6776	1.1466	18.79	110.34	1.0356	2.9170
3	1.6534	1.0500	15.17	108.28	1.0378	4.0604
4	1.6293	1.1328	22.93	113.79	1.0984	3.9484
5	1.7379	1.0776	18.28	104.83	1.1006	4.1526
6	1.6172	1.0569	14.66	115.86	1.0540	3.5952
7	1.5207	1.2293	22.41	111.03	1.0404	3.1644
8	1.4362	1.0914	21.90	116.55	1.0763	3.2268
9	1.6052	1.2362	17.24	109.66	1.0300	3.7844
10	1.7259	1.0845	12.59	117.93	1.1455	2.7966
11	1.6414	1.1052	11.55	100.00	1.0595	3.1793
12	1.5328	1.1534	17.76	113.10	1.0579	3.0208
13	1.5086	1.0707	19.83	105.52	1.1420	3.4880
14	1.5690	1.0638	13.10	101.38	1.0216	4.0193
15	1.4121	1.1121	24.48	108.97	1.0159	3.9138
16	1.7500	1.1190	16.21	120.00	1.0139	3.9094
17	1.4724	1.2500	15.69	114.48	1.0362	4.3575
18	1.4845	1.1879	20.86	103.45	1.0253	4.0703
19	1.4966	1.2224	12.07	100.69	0.8463	3.2348
20	1.4241	1.1397	10.00	115.17	1.2259	3.7107
21	1.6897	1.1810	10.52	112.41	1.1069	4.3286
22	1.7138	1.1948	13.62	107.59	1.0964	4.2963
23	1.5569	1.1259	19.31	119.31	0.8837	3.8789
24	1.4483	1.2017	16.72	104.14	0.8409	3.8359
25	1.4000	1.2086	14.14	111.72	1.1160	4.1191
26	1.4603	1.1672	21.38	118.62	1.1141	3.9016
27	1.5931	1.2431	20.34	102.07	1.0968	3.8568
28	1.6655	1.0983	23.45	106.21	1.0983	3.7677
29	1.5810	1.1603	23.97	102.76	1.0930	4.1519
30	1.7017	1.2155	25.00	106.90	1.0939	3.8909

Fig. 3 Grid dependency test for the reference channel

임의로 짝지어지며, 짝지어진 실험점들의 값은 서로에게 영향을 미치지 않는다.

4.2 Kriging 모델

크리깅 메타모델(Kriging metamodel) [13]은 최적화를 위한 대리모델의 일종으로 본 연구에서는 이 모델을 최적화를 위한 최적설계기법으로 채택하였다. Gauss 상관함수를 사용한 선형 다항식 함수가 이 모델의 구축을 위해 사용되었다. 크리깅의 가정은 다음과 같이 전역모델(global model) $f(x)$ 와 이탈(departured) $Z(x)$ 의 합으로 나타난다.

$$F(x) = f(x) + Z(x) \quad (4)$$

여기서 $F(x)$ 는 미지의 함수이고, $f(x)$ 는 x 의 알려진 함수, 그리고 $Z(x)$ 는 평균은 영(zero)이지만 영이 아닌 공분산(convariance)를 갖는 확률적인 과정의 실현이다. $f(x)$ 는 전역적인 설계공간을 나타내고, $Z(x)$ 는 국부적인 분산을 나타낸다. $Z(x)$ 는 다음과 같다.

$$cov(z(x_i), z(x_j)) = \sigma^2 \exp\left(-\sum_{k=1}^N \theta_k (x_i^k - x_j^k)^2\right) \quad (5)$$

여기서 N 은 설계변수의 개수, x_i 와 σ 는 모집단의 표준편차, θ_k 는 크리깅 모델을 적용하기 위한 미지의 관계변수이다.

5. 결과 및 토론

수치해석의 결과에 영향을 끼치지 않는 최소 격자수를 찾기 위하여 계산영역 내에서 임의로 선정된 기준형상

Fig. 4 Comparison pressure coefficient between experimental data and numerical result for smooth channel[19]

($R_1/H=1.5449$, $R_2/H=1.1742$, $\alpha_1=11.03$, $\alpha_2=117.24$)의 가이드 베인이 부착된 냉각유로에 대하여 Fig. 3과 같이 격자의존성 테스트를 수행하였다. 열전달면의 유동방향 평균 누셀트수를 대상으로 격자의존성 테스트를 수행한 결과 1,124,000개의 격자수가 최적 격자수로 채택되었다. 에어포일형 가이드 베인의 형태에 따라 격자계를 구성하는 격자수가 다소 변화하나, 최적 격자계와 동일한 형태를 유지하여 격자계로 인한 수치해석적 오차를 최소화하였다.

최적설계를 수행하기에 앞서 수치해석의 타당성을 검증하기 위하여 Rao 등 [14]이 실험한 가이드 베인과 유동간섭물이 부착되지 않은 매끈한 이중 냉각유로에 대하여 계산치와 실험치를 Fig. 4에 나타난 바와 같이 비교하였으며, 계산치가 실험치와 전반적으로 잘 일치하는 경향을 보여주고 있다. 본 연구에서 사용한 에어포일형 가이드 베인이 부착되지 않은 매끈한 이중냉각유로와 Rao 등 [14]의 냉각유로의 세부적인 수치에는 차이가 있으나 전체적인 형상은 동일하며, 수치해석을 위해 사용된 격자계 역시 본 연구에 사용된 매끈한 냉각유로와 동일한 형태를 갖는다.

Table 3는 가중계수(β)가 각각 0.10 (최적형상 A)과 0.65 (최적형상 B)인 경우의 최적 가이드 베인이 부착된 냉각유로와 가이드 베인이 부착되지 않은 매끈한 냉각유로의 목적함수 값 및 설계변수 값들을 나타낸다. 가중계수 β 의 범위는 일반적으로 두 목적함수 값의 크기를 대략적으로 평가하여 전체 시스템의 에너지 균형을 고려하여 설계자가 결정하게

Fig. 5 Distributions of streamwise averaged Nusselt number

된다. 여기서 선택한 가중계수 값, 0.10 그리고 0.65는 각각 열전달 성능향상 및 압력강하 저감의 극대화를 목적으로 임의로 설정된 값이다.

KRG 대리모델을 통해 예측한 값과 RANS 해석을 통해 계산한 값은 두 최적형상에 대해 각각 6.29%와 3.09%의 오차 범위 내에서 일치하고 있으며, 이를 통해 대리모델을 통한 예측값의 정확도가 높은 것을 확인할 수 있다. 가이드 베인이 부착되지 않은 매끈한 냉각유로와 최적형상의 열전달 관련 목적함수(F_{Nu})의 값을 비교하면, 가중계수(β)가 0.10과 0.65일 때 각각 26.6%와 28.3% 감소하는 결과를 보여준다. 압력 강하 관련 목적함수(F_f)의 값을 비교해 보면, 매끈한 냉각유로에 비하여 가중계수(β)가 0.10일 때는 14.3%, 0.65일 때는 31.1% 감소한 것을 확인할 수 있다.

냉각유로의 열전달면에서의 누셀트수를 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 그림을 통해 곡관부 상류, 즉 1차 유로 내에서의 열전달은 가이드 베인의 부착 여부에 영향을 받으나, 가이드 베인의 형상에는 영향을 받지 않는 것을 알 수 있다. Fig. 5를 통해 최적형상들은 경우 $L/H = 9.0$ 부근에서 최대값을 가지나, 가이드 베인이 부착되지 않은 냉각유로의 경우 $L/H = 11.0$ 부근에서 최대값을 가진다. 이는 냉각유체가 곡관부 진입 시 유동이 가이드 베인에 충돌함으로써 유동 교란이 활발해지고, 이로 인해 가이드 베인 상류에서 열전달이 크게 증가함에 따른 것으로 사료된다. 각각 가이드 베인이 없는 유로와 최적형상 B에 대한 유로면에서의 누셀트수 분포를 보여주는

Table 3 Optimal design suggested by KRG model and corresponding RANS results

	Design variables				F_{Nu}	F_f	F	
	R_1/H	R_2/H	α_1	α_2			RANS analysis	KRG prediction
Smooth channel	-	-	-	-	0.9976	2.9643	-	-
Optimum channel-A ($\beta=0.10$)	1.6658	1.1438	13.04	102.40	0.7324	2.5410	0.9865	1.0527
Optimum channel-B ($\beta=0.65$)	1.5985	1.1424	18.72	111.34	0.7152	2.0421	2.0426	2.1077

Fig. 6 Smooth channel

Figs. 6과 7을 통해 최적형상 B의 냉각유로 내 열전달면에서의 누셀트수가 가이드 베인이 부착되지 않은 매끈한 냉각유로보다 높은 값을 갖는 것을 확인할 수 있다. 또한 코리올리력으로 인해 가이드 베인이 부착되지 않은 냉각유로에서 1차 유로에서는 후연면, 2차 유로에서는 전연면의 열전달 성능이 높게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이와 달리 최적형상 B의 냉각유로에서는 1차 유로에서는 후연면의 열전달 성능이 높게 나타나는 반면, 2차 유로에서는 전연면과 후연면의 누셀트수가 유사한 분포를 나타내는 것을 알 수 있다. 이는 가이드 베인으로 인한 유동 교란으로 인해 전연면과 후연면 간의 열전달 불균일이 해소되었음을 물론, 전연면과 후연면의 열전달 성능이 고루 향상되었음을 뜻한다. 최적형상 B의 냉각유로의 경우 곡관부 외벽 즉, 블레이드 팁에 해당하는 부분과

Fig. 7 Optimum channel-B ($\beta=0.65$)

가이드 베인 부근에서 누셀트수가 높게 나타난 것을 알 수 있다. 곡관부로 유입되는 유동이 곡관부의 외벽 및 가이드 베인 내벽에 충돌함으로써 열전달이 상승되고, 충돌한 유동이 곡관부 외벽에 다시 재부착됨으로써 2차 유로 외벽에서의 열전달 성능이 향상된 것으로 생각된다.

Fig. 8은 $z/H=0.50$ 에 위치한 x-y평면에서의 유선분포를 나타낸다. 매끈한 냉각유로의 경우 곡관부에 진입한 유동이 곡관부 외벽으로 치우치는 것을 확인할 수 있는데, 최적형상 B가 부착된 냉각유로의 경우 첫 번째 에어포일형 가이드 베인에 의해 유동 치우침이 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 이로 인한 열전달 성능 상승은 Figs. 6(c)와 7(c)를 통해 알 수 있다. 또한 두 번째 가이드 베인에 의해 $L/H = 10.0$ 부근에서 발생하는 내벽에서의 유동 박리를 억제하고 2차 유로 상류에서

Fig. 8 Streamline on the x - y plane ($z/H=0.50$)

Fig. 9 Streamline for smooth channel

박리로 인해 발생하는 재순환 영역의 크기를 크게 감소시키는 것을 확인할 수 있다. Figs. 6 그리고 7을 살펴보면, 2차 유로 상류 내벽에서의 열전달 성능이 확연한 차이를 보이는데, 이는 유동 박리 영역의 감소에 기인한다.

매끈한 냉각유로와 최적형상 B가 부착된 냉각유로의 단면 내 유선분포를 Figs. 9 와 10에 나타내었다. $L/H = 9.0$ 에서의 유선분포를 살펴보면, 곡관부 가이드 베인의 존재 유무에 따라 1차 유로의 유동이 영향을 받는 것을 확인할 수 있다. 매끈한 냉각유로의 경우, $L/H = 10.0$ 에서 Iacovides 등[15]에 의해 보고된 딥 와류가 나타나는 것을 확인할 수 있으나, 최적

Fig. 10 Streamline for optimum channel-B ($\beta=0.65$)

형상 B의 냉각유로에서는 에어포일형 가이드 베인의 부착으로 인해 딥 와류가 사라지는 것을 확인할 수 있다. $L/H \geq 11.0$ 인 영역을 살펴보면, 매끈한 냉각유로의 경우 내벽에서의 와류 발생이 활발하게 이루어지는 것을 확인할 수 있는데 이는 2차 유로 상류에서의 유동 재순환에 따른 것이다. 이와는 달리 최적형상 B의 냉각유로에서는 내벽에서의 와류가 활발히 발생하기는 하나, 그 크기가 상대적으로 작은 것을 알 수 있다. Fig. 8에서와 같이, 2차 유로에서의 재순환 영역이 매끈한 냉각유로에 비해 최적형상 B가 부착된 냉각유로에서 하류 쪽으로 확장된 것을 Fig. 10을 통해서도 확인할 수 있다.

Fig. 11은 곡관부 내·외벽면을 따른 압력계수(f)의 분포를 나타낸다. 곡관부에서 급격한 변화를 보이는 매끈한 냉각유로와는 달리, 최적형상 B의 냉각유로에서는 그 값의 변화폭이 작으며, 곡관부 하류 즉 2차 유로 상류에서도 작은 값을 갖는 것을 알 수 있다. 이는 곡관부에 부착된 에어포일형 가이드 베인으로 인해 곡관부 내에서의 유동 박리가 감소함에 따른 것이다. $L/H = 11.0$ 부근에서의 압력계수를 비교하면, 최적형상 B의 냉각유로가 조금 더 낮은 압력계수 값을 갖는데, 그 이유는 곡관부를 통과한 유동이 2차 유로 상류 외벽에 충돌하게 되는데, 최적형상 B의 냉각유로에서는 가이드 베인의 간섭으로 인해 이러한 현상이 발생하지 않기 때문이다.

6. 결 론

본 연구에서는 곡관부에 에어포일형 가이드 베인이 부착된 다중냉각유로에 대해 삼차원 RANS 해석을 바탕으로 에어포

Fig. 11 Pressure coefficient (f) in the turning region

일형 가이드 베인이 열전달 성능과 압력 강하에 미치는 영향을 분석하였다. 이를 바탕으로 대리모델인 KRG모델을 사용해 열전달 성능 강화 및 압력 강하 감소를 위한 수치최적설계를 수행하였다. 곡관부에 에어포일형 가이드 베인이 부착된 경우, 곡관부 내의 딥 와류를 소멸시키는 물론 곡관부 하류에서의 와류 발생을 촉진시켜 열전달 상승 및 압력 강하 감소를 유발하는 것을 확인할 수 있었다. 이와 더불어 최적설계를 위해 에어포일형 가이드 베인의 두 가지 곡률 반경과 두 가지 가이드 베인의 설치 각도 등 네 가지 설계변수를 선택하였다. 목적함수는 열전달 관련 목적함수와 압력 강하 관련 목적함수를 가중계수를 이용하여 선형적으로 결합한 함수로 정의하였다. 가중계수에 상관없이 최적형상의 가이드 베인이 부착된 냉각유로의 열전달 성능이 25.0% 이상 증가하였으며, 가중계수가 0.65로 큰 값을 가질 때, 압력강하 관련 목적함수는 31.1% 감소하였다. RANS 해석을 통해 얻은 최적형상의 목적함수 값은 대리모델을 통해 예측한 최적형상의 목적함수값과 비교하여 두 가지 가중계수에 대해 각각 6.3%와 3.1%의 오차를 보이며 뛰어난 예측성능을 보여주었다.

후 기

이 논문은 2009년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구

재단의 지원을 받은 ‘다중현상 CFD 연구센터(ERC)’의 과제로 수행된 연구임(No.20090083510).

참고문헌

- [1] 2000, Akira Murata and Sadanari Mochizuki, "Large Eddy Simulation with a Dynamic Subgrid-Scale Model of Turbulent Heat Transfer in an Orthogonally Rotating Rectangular Duct with Transverse Rib Turbulators," *International of Heat and Mass Transfer*, Vol.47, pp.1243-1259.
- [2] 2007, Guoguang Su, Hamn-Ching Chen, Je-Chin Han and James D. Heidmann, "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.
- [3] 2002, Mohammad Al-Qahtani, Yong-Jun Janh, Hamn-Ching and Je-Chin Han, "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.
- [4] 2007, Kyung Min Kim, Yun Young Kim, Dong Hyun Lee, Dong Ho Rhee, and Hyung Hee Cho, "Influence of Duct Aspect Ratio on Heat/Mass Transfer in Coolant Passages with Rotation," *Internal Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.28, pp.357-373.
- [5] 2005, Wen-Lung Fu, Lesley M. Wright and Je-Chin Han, "Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR=1:2 and AR=1:4) with 45-deg Angled Rib Turbulators," *Transactions of the ASME*, Vol.127, pp.165-174.
- [6] 2009, Liou T.-M., Chang S.W., Chen J.S., Yang T.L. and Lan Yi-An., "Influence of Channel Aspect Ratio on Heat Transfer in Rotating Rectangular Ducts with Skewed Ribs at High Rotation Numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42, pp.5309-5322.
- [7] 2010, Wei Chen, Jing Ren and Hongde Jiang, "Effect of Turning Vane Configurations on Heat Transfer and Pressure Drop in a Ribbed Internal Cooling System," *Turbo Expo*, GT2010-22273.
- [8] Jiang Luo and Eli H. Razinsky, 2009, "Analysis of Turbulent Flow in 180° Turning Ducts With and Without Guide Vanes," *Journal of Turbomachinery*, Vol.131, 021011.
- [9] 2009, Frank Zehnder, Marco Schuler, Bernhard Weigand,

- Jens von Wolfersdorf and Sven Olaf Neumann, "The Effect of Turning Vanes on Pressure Loss and Heat Transfer of a Ribbed Rectangular Two-Pass Internal Cooling Channel," *Turbo Expo*, GT2009-59482.
- [10] 2009, Kwang-Yong Kim and Mi-Ae Moon, "Optimization of a Stepped Circular Pin-Fin Array to Enhance Heat Transfer Performance," *Heat Mass Transfer*, Vol.46, pp.63-74.
- [11] 2011, Hyun-Min Kim, Mi-Ae Moon and Kwang-Yong Kim, "Multi-Objective Optimization of a Cooling Channel with Staggered Elliptic Dimples," *Energy*, Vol.36, pp.3419-3428.
- [12] 1980, Gee D.L. and Webb R.L., "Forced Convection Heat Transfer in Helically Rib-Roughened Tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.23, pp.1127-1136.
- [13] 1989, Sacks J., Welch W.J., Mitchell T.J. and Wynn H. P., "Design and Analysis of Computer Experiments," *Static Science*, Vol.4, pp.409-435.
- [14] 2004, Ratna Rao D.V., Chakka Sarat Babu and Prabhu S. V., "Effect of Turn Region Treatments on the Pressure Loss Distribution in a smooth Square Channel with Sharp 180° Bend," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol.10, pp.459-468.
- [15] 1999, Iacovides H., Jackson D.C., Kelemenis G., Launder B.E. and Yuan Y.M., "Experiments on Local Heat Transfer in a Rotating Square-Ended U-bend," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.20, pp.302-310.