

가스터빈 노즐 베인의 열전달 예측을 위한 벽면처리법 비교연구

박정규* · 김진욱* · 이세욱** · 강영석*** · 조이상**** · 조진수**†

* 한양대학교 기계공학과, ** 건국대학교 기계설계학과, *** 한국항공우주연구원,
**** 한성대학교 기계시스템공학과

Comparative Study of Near-Wall Treatment Methods for Prediction of Heat Transfer over Gas Turbine Nozzle Guide Vane

Jeonggyu Bak*, Jinuk Kim*, Seawook Lee**, Youngseok Gang***, Leesang Cho**** and Jinsoo Cho****†

* Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang Univ., ** Dept. of Mechanical Design and Production, Konkuk Univ.,
*** Korea Aerospace Research Institute, **** Dept. of Mechanical Systems Engineering, Hansung Univ.,

(Received January 3, 2014 ; Revised May 19, 2014 ; Accepted May 19, 2014)

Key Words: Gas Turbine Nozzle Guide Vane(가스터빈 노즐 가이드 베인), Near-Wall Treatment Method(벽면처리 방법), Transition Model(천이모델), Conjugate Heat Transfer(복합열전달)

초록: 난류모델에서 벽면처리법이 터빈 노즐 베인의 열전달 예측에 미치는 영향을 비교·분석하였다. 본 연구를 위해 NASA의 C3X 터빈 노즐 베인을 사용하였다. 벽함수 방법, 저레이놀즈수 방법, 천이모델을 사용하여 베인 표면에서의 압력 및 온도를 해석하였다. 해석 결과 터빈 노즐 베인의 중간 압력분포는 각 벽면처리법에 따른 차이 없이 실험값과 잘 일치하였다. 그러나 터빈 노즐 베인의 온도와 열전달 계수는 각 벽면처리법에 따라 큰 차이를 보였다. 전반적으로 저레이놀즈수 방법과 천이모델은 벽함수 방법에 비해 온도 및 열전달 계수 예측에 특별한 이점을 보이지 않았으며, 벽함수 방법을 적용한 레이놀즈 응력 난류모델이 터빈 노즐 베인 표면의 온도 및 열전달 계수를 비교적 잘 예측하였다.

Abstract: The comparative analysis of near-wall treatment methods that affect the prediction of heat transfer over the gas turbine nozzle guide vane were presented. To achieve this objective, wall-function and low Reynolds number methods, and the transition model were applied and simulated using NASA's C3X turbine vane. The predicted turbine vane surface pressure distribution data using the near-wall treatment methods were found to be in close agreement with experimental data. However, the predicted vane metal temperature and heat transfer coefficient displayed significant differences. Overall, the low Reynolds method and transition model did not offer specific advantages in the prediction of temperature and heat transfer than did the wall-function method. The Reynolds stress model used along with the wall-function method resulted in a relatively high accuracy of prediction of the vane metal temperature and heat transfer coefficient.

- 기호설명 -

C_μ : k-ε 난류모델 상수(0.09)
 c : 베인 축방향 시위 길이(m)
 c_p : 정압비열(J/kgK)
 H : 대류 열전달계수(W/m^2K)

k : 난류운동에너지(m^2/s^2)
 LRN : 저레이놀즈수 방법
 M : 마하수
 P_T : 전압력(Pa)
 P_S : 정압력(Pa)
 q : 열유속(W/m^2)
 Re : 레이놀즈수(베인 시위 길이 기준)
 ρ : 밀도(kg/m^3)

- T : 온도(K)
 T_f : 열전달계수 계산 시 기준 온도(811 K)
 T^+ : 무차원 벽면 온도
 WF : 벽함수 방법
 x : 베인 축방향 좌표(m)
 y^+ : 무차원 벽면 거리

하첨자

- 1 : 입구
 2 : 출구
 W : 벽면
 θ : 운동량 두께(momentum thickness)

1. 서론

가스터빈 엔진은 효율 상상을 위하여 터빈 입구 온도를 지속적으로 상승시키고 있다. 현대의 터빈 입구 온도는 터빈 노즐 베인(이하 베인)의 내열 성능을 초과하는 수준으로, 장시간의 신뢰성 있는 운전을 위해서는 냉각이 필수적으로 요구된다.⁽¹⁾

일반적으로 베인의 냉각은 압축기의 추출공기(bleed air)를 사용한다. 그러나 추출공기의 사용은 터빈 입구로 유입되는 유량을 감소시켜, 터빈 전체의 효율 저하를 가져온다. 따라서 적은 양의 추출공기를 사용하는 효율적인 냉각 설계가 필요하다.⁽¹⁾ 베인의 냉각유로 설계 시, 적절한 수준의 효율을 위해 터빈 내의 열·유동 해석과 열전달을 예측하는 과정은 필수적이다. 이를 위해 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)이 사용되고 있다.

CFD를 이용한 베인의 열전달 해석은 경계층 모사를 위해 사용되는 벽면처리법(near-wall treatment methods)이 결과값에 많은 영향을 미친다.⁽²⁾ 벽면처리 방법에는 벽함수 방법(wall-function method), 저레이놀즈수 방법(low Reynolds number method) 등이 있다. 또한 층류에서 난류로의 천이현상 모사를 위해 천이모델(transition model)도 사용되고 있다.

벽함수 방법은 저레이놀즈수 방법에 비해 성긴 격자와 소규모의 컴퓨터 자원으로 신뢰성 있는 해석 결과를 얻을 수 있다. 그러나 점성저층(viscous sub-layer)을 계산하지 않으므로, 벽면에서 점성효과가 큰 유동은 적절하게 모사되지 않는 단점이 있는 것으로 알려져 있다.⁽³⁾ 이러한 단점

의 극복을 위해 경계층을 직접 계산하는 저레이놀즈수 방법이 이용되고 있으나, 열전달 예측에 크게 영향을 미치는 천이현상은 제한적으로만 예측할 수 있다.⁽⁴⁾ 천이모델은 다른 벽면처리법에 비해 베인의 온도 및 열전달계수를 비교적 잘 예측하는 결과를 보인다.⁽⁵⁾ 그러나 초기 설계단계에서는 정확하게 알 수 없는 난류강도(turbulence intensity) 등의 입구 경계조건의 영향을 크게 받으며,⁽⁴⁾ 다른 벽면처리법에 비해 항상 나은 결과를 제공하지는 않는다.⁽⁶⁾

일반적으로 저레이놀즈수 방법이 벽함수 방법보다 정확한 방법으로 평가되고 있다. 그러나 Jiang Luo 등⁽⁷⁾은 경계조건이 불확실한 상황에서는 벽함수 방법이 저레이놀즈수 방법보다 강건한 결과를 보임을 제시하였다. 최근까지 벽면처리법이 해석결과에 미치는 영향을 평가한 연구들은 베인 표면을 단일조건으로 처리하여 수행되었거나, 특정 난류모델만을 사용하여 수행되었다.⁽⁵⁻⁷⁾

본 연구에서는 베인 내부의 열전달을 고려한 복합열전달(conjugate heat transfer) 해석 기법을 사용하여 각 벽면처리법과 난류모델의 조합이 내부냉각이 적용된 터빈 노즐 베인의 열전달 예측에 미치는 영향을 비교·분석하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 수치해석 모델

베인의 복합열전달 해석을 위한 모델로서 Hylton 등⁽⁸⁾이 열전달 실험에 사용한 NASA의 C3X 베인을 사용하였다. C3X 베인은 Fig. 1과 같이 내부 대류냉각 방식이 적용된 베인으로, 내부에 10개의 원형유로가 구성되어 있다. 실험 수행 시 데이터 취득과 주입되는 유량, 압력, 온도 등의 조절을 위해 각 유로는 독립적으로 냉각유체를 공급받는다. 따라서 수치해석 영역(computational domain) 또한 1개의 베인(solid domain)과 베인 내부의 10개의 냉각유로(coolant channel domain), 그리고 1개의 베인 외부유로(hot passage domain) 등 총 12개의 영역으로 구성되었다.

베인 외부유로의 입구는 Jiang Luo와 Razinsky⁽⁹⁾의 연구와 동일하게 베인의 앞전(leading edge)으로부터 시위(chord)의 1배의 거리에 위치시켰다. 베인의 중간(mid-span)에서 데이터를 취득하므로, 입구 길이가 비교적 짧더라도 해석 결과에 영향을 미치지 않는다. 출구는 베인의 뒷전(trailing

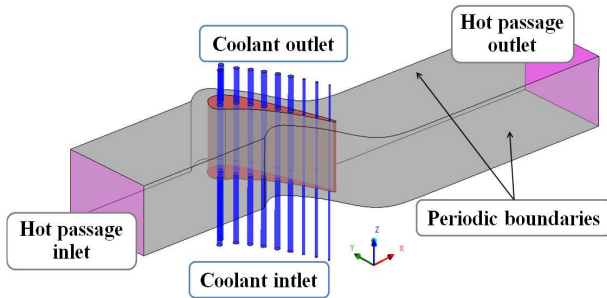


Fig. 1 Computational domain of C3X Vane

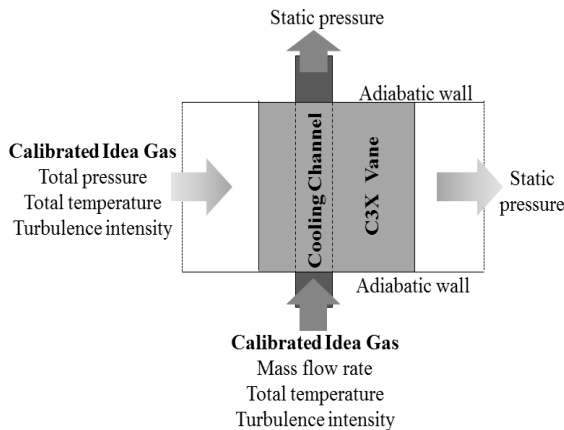


Fig. 2 Schematic view of the boundary conditions

edge)로부터 시위의 3배의 거리에 위치시켰다. 내부 냉각유로의 입구는 베인 길이(span)의 1배의 거리에 위치시켜, 베인 내부로 완전히 발달된 냉각유체가 유입되도록 하였다. 냉각유로의 출구는 베인 길이의 0.5배의 거리에 위치시켰다.

2.2 해석기 및 경계조건

본 연구에서는 해석기(solver)로 상용 CFD 프로그램인 Ansys CFX V14.5를 사용하여 RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 방정식의 해를 구하였다. 지배방정식의 이산화는 2차의 정확도를 제공하는 high-resolution scheme을 모든 항에 사용하였다. 모든 종속변수가 RMS(Root Mean Square) 기준으로 1×10^{-5} 이하가 되도록 수렴시켰다.

계산비용을 감소시키기 위해 하나의 유로에 주기조건을 적용하였다. Fig. 2에 경계조건 개요도를 나타내었다. 입구에는 전압력(total pressure)과 전온도(total temperature) 조건을 사용하였으며, 출구는 정압력(static pressure)조건을 사용하였다. 각 해석영역의 세부 경계조건은 Table 1, 2에 나타내었다. Hylton 등⁽⁸⁾이 수행한 실험 중, Jiang Luo와 Razinsky⁽⁹⁾가 C3X 베인을 이용한 복합열전달 연

Table 1 Boundary conditions : Main flow

Location	Variables
Inlet	Total Pressure = 243.5 [kPa]
	Total Temperature = 808 [K]
	Turbulence Intensity = 8.3 [%]
Outlet	Static Pressure = 180 [kPa]

Table 2 Boundary conditions : Coolant

Channel Number	Mass Flow Rate [kg/s]	Inlet Total Temperature [K]	Inlet Turbulence Intensity [%]
1	0.167×10^{-1}	349.5	5
2	0.174×10^{-1}	351.0	5
3	0.148×10^{-1}	340.5	5
4	0.165×10^{-1}	343.0	5
5	0.175×10^{-1}	333.5	5
6	0.165×10^{-1}	363.0	5
7	0.161×10^{-1}	341.5	5
8	0.550×10^{-2}	365.0	5
9	0.349×10^{-2}	389.5	5
10	0.171×10^{-2}	419.5	5

구에 적용한 Run158(4321) 조건을 경계조건으로 사용하였다.

작동유체는 이상기체를 사용하였다. 온도 변화에 따른 물성치 변화를 반영하기 위하여 정압비열은 온도에 관한 4차 다항식으로 입력하였다. 점성계수(dynamic viscosity)와 열전도율(thermal conductivity)는 각각 Sutherland's formular와 kinetic theory를 사용하여 보간되었다.⁽¹⁰⁾ C3X 베인은 ASTM 310 stainless steel로 제작되었으며, York와 Leylek⁽¹¹⁾이 복합열전달 해석에 적용한 물성을 사용하였다.

2.3 난류모델 및 벽면처리법

난류모델과 벽면처리법의 조합에 따른 차이를 비교하기 위해 와점성 모델(eddy viscosity model)과 레이놀즈응력 모델(Reynolds stress model)을 사용하였다. 와점성 모델 중에서는 Menter⁽¹²⁾의 k- ω SST 모델과 RNG k- ϵ 모델⁽¹³⁾을 사용하였으며, 레이놀즈응력 모델 중에서는 Speziale 등⁽¹⁴⁾이 제안한 모델(SSG RSM)과 ω -방정식을 기반으로

Table 3 Turbulence model and near-wall treatments

Turbulence model	Wall-function	Low Reynolds method	Transition model
RNG k- ϵ		-	-
k- ω SST	Scalable wall-function	Automatic near-wall treatment	γ - Re_{θ} model
ω -based Reynolds stress model		Automatic near-wall treatment	-
SSG Reynolds stress model		-	-

한 모델(ω -RSM)⁽¹⁵⁾을 사용하였다.

CFX는 ω -방정식을 사용하는 난류모델에 한해 저레이놀즈수 방법을 지원하고 있다. 그러나 벽함수 방법과 저레이놀즈수 방법의 사용 여부를 사용자가 선택할 수 없고, 무차원 벽면 거리(dimensionless near-wall distance, y^+) 값에 따라 CFX가 자동(automatic near-wall treatments)으로 저레이놀즈수 방법을 적용한다.⁽¹⁵⁾ 따라서 CFX에서는 해석에 사용되는 격자의 y^+ 값을 조정함으로써 저레이놀즈수 방법을 사용할 수 있다.

k- ω SST 모델과 ω -RSM 모델은 저레이놀즈수 방법과 scalable 벽함수 방법을 모두 사용하였고, RNG k- ϵ 모델과 SSG RSM은 scalable 벽함수만 사용하였다. Scalable 벽함수는 저레이놀즈수 영역에서 수치적 불안정성을 제거하기 위해 y^+ 값이 11.06이하가 되지 않도록 y^+ 값을 제한하는 방법이다.⁽¹⁵⁾

천이모델은 Menter 등⁽⁴⁾에 의해 제안된 γ - Re_{θ} 모델을 사용하였다. γ - Re_{θ} 모델은 실험에 의한 상관관계를 바탕으로 천이과정을 국부변수(local variable)로 모델링하는 방법으로, k- ω SST에만 적용하였다. 평판을 이용한 실험에서 천이는 모멘텀 레이놀즈수(Re_{θ}) 90~150 범위에서 발생하는 것으로 알려져 있다.^(16,17) 따라서 천이가 발생하는 지점의 Re_{θ} 수를 수치계산에 의해 결정하는 것이 아닌 사용자가 지정하는 γ -모델도 사용하였다. γ -모델 사용 시 천이가 발생하는 지점의 Re_{θ} 수는 Ledezma 등⁽⁶⁾의 연구와 동일하게 150으로 설정하였다. 본 연구에 사용한 난류모델과 각 모델에 적용한 벽면처리법을 Table 3에 제시하였다.

해석에 사용된 격자를 Fig. 3에 나타내었다. 격자 생성의 용이함을 위해 각 해석 영역별로 독립적으로 생성한 후, CFX의 GGI(General Grid Interface) 인터페이스를 사용하여 결합되었다. 베인과 외부유로, 베인과 내부 냉각유로 사이에 각

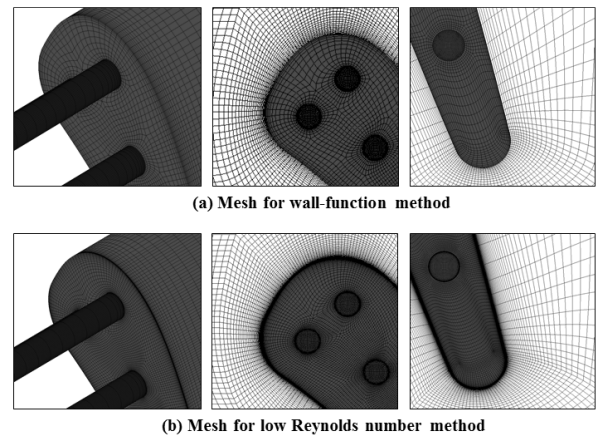


Fig. 3 Computational mesh

각 인터페이스가 사용되었다. 벽함수 방법에 사용된 격자의 수는 200만개 수준(max. $y^+ \leq 121$)이며, 저레이놀즈수 방법과 천이모델에 사용된 격자의 수는 670만개 수준(max. $y^+ \leq 0.27$)이다.

격자 의존성 시험(mesh independent test)은 주어진 y^+ 값에서 시위 방향의 노드수를 변화시켜가며 수행하였다. 격자의 수는 베인 표면의 압력 및 온도 변화가 없는 수준까지 수행되었다.

3. 해석결과 및 분석

3.1 압력분포

베인 Span의 50% 위치에서 압력분포를 Fig. 4에 나타내었다. 벽함수를 사용한 난류모델은 WF(Wall-Function)을 점미사로 표기하였으며, 저레이놀즈수 방법을 사용한 난류모델은 LRN(Low Reynolds Number)을 점미사로 표기하였다. 저레이놀즈수 방법이 지원되지 않는 모델은 별도의 표기를 하지 않았다.

압력분포는 각 난류모델과 벽면처리법간의 차이 없이 실험값과 전반적으로 잘 일치하였다. 그러나 흡입면(suction side) $0.7 \leq x/c \leq 0.9$ 구간에서 최대 10% 가량의 압력강하를 예측하고 있다.

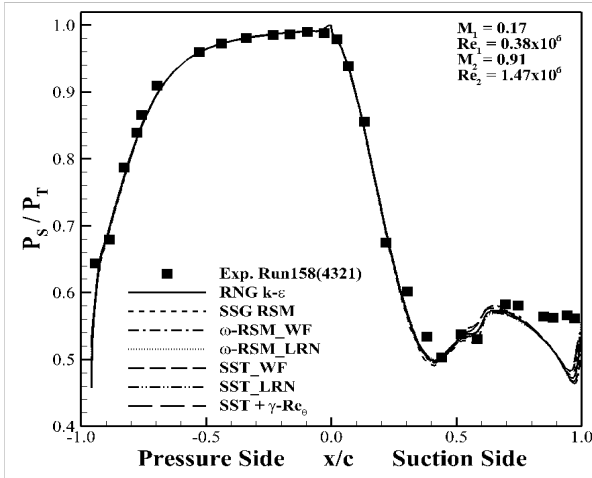


Fig. 4 Normalized vane surface static pressure distribution

이러한 오차는 C3X 베인을 사용한 다른 연구문헌^(6,9,11)에서도 관찰된다. 압력강하는 실제보다 유동이 더 가속되었음을 의미한다. 이 구간은 유동의 비정상성(unsteadiness)이 큰 구간으로 정상상태 해석 및 RANS 방정식을 이용한 모사에는 한계가 있다.

3.2 온도분포

벽함수 방법, 저레이놀즈수 방법, 천이모델에 의한 베인 표면의 온도 예측 결과를 Fig. 5와 Fig. 6에 각각 나타내었다. 압력면(pressure side)에서 각 벽함수와 저레이놀즈수 방법간의 차이는 난류 모델에 따른 구분 없이 약 3% 가량으로 유사한 온도를 예측하였다. 그러나 흡입면에서 벽함수 방법을 사용한 RNG k-ε 모델과 SST_WF 모델은 층류 구간과 층류-난류 천이구간(0 ≤ x/c ≤ 0.5)에서 약 8% 가량의 오차를 나타내었다.(Fig. 5) 이러한 오차는 천이현상을 모사하지 못해 나타난다. 벽함수 방법은 모든 경계층을 완전한 난류(fully turbulent)로 가정하여 계산한다. 따라서 층류영역과 층류-난류 천이구간에서는 실제보다 온도를 크게 예측한다. 그러나 완전한 난류영역으로 판단되는 |x|/c ≥ 0.5 구간에서는 온도가 실험값과 비교적 잘 일치하였다.

저레이놀즈수 방법을 사용한 SST_LRN 모델과 ω-RSM_LRN 모델 또한 벽함수 방법과 마찬가지로 천이구간에서 온도를 예측하지 못하였다.(Fig. 6) 그리고 베인 앞전의 정체점(stagnation point)에서 온도를 매우 크게 예측하는 “stagnation point anomaly” 현상을 보였다. 이러한 오차는 많은 연

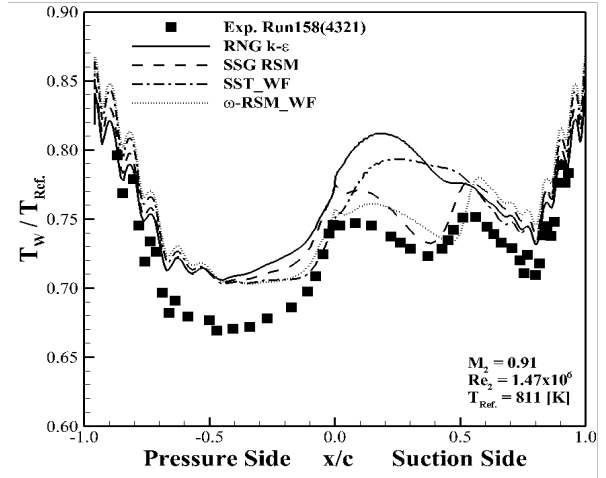


Fig. 5 Normalized metal temperature distribution using wall-function

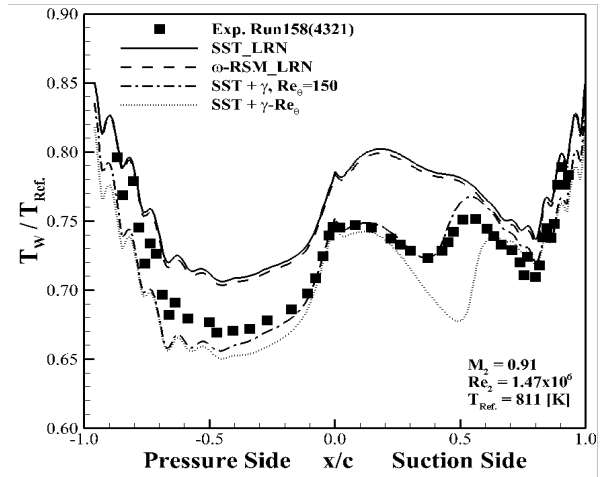


Fig. 6 Normalized metal temperature distribution using low-Reynolds number method and transition model

구자들^(2,6)에 의해 다루어진 것으로 난류 운동에너지(turbulent kinetic energy)를 매우 크게 예측하여 발생한다. 레이놀즈응력 모델 사용 시에는 이러한 현상이 다소 적게 나타나는 것으로 알려져 있다.⁽⁶⁾ 그러나 벽함수 방법과 마찬가지로 저레이놀즈수 방법 또한 완전한 난류영역에서는 온도가 실험값과 비교적 잘 일치하였다.

벽함수를 사용한 레이놀즈응력 난류모델인 SSG RSM과 ω-RSM_WF은 천이에 의한 온도변화를 모사하였다(Fig. 5). 실험값과 예측값의 최대 오차는 약 3% 가량으로 매우 잘 일치하였으며, 앞전에서 온도를 높게 예측하는 “stagnation point anomaly” 현상도 나타나지 않았다. 그러나 저레이놀즈수 방법을 사용한 SST_LRN 모델은 ω-RSM_LRN 모델과 비슷한 수준의 오차를 나타내었

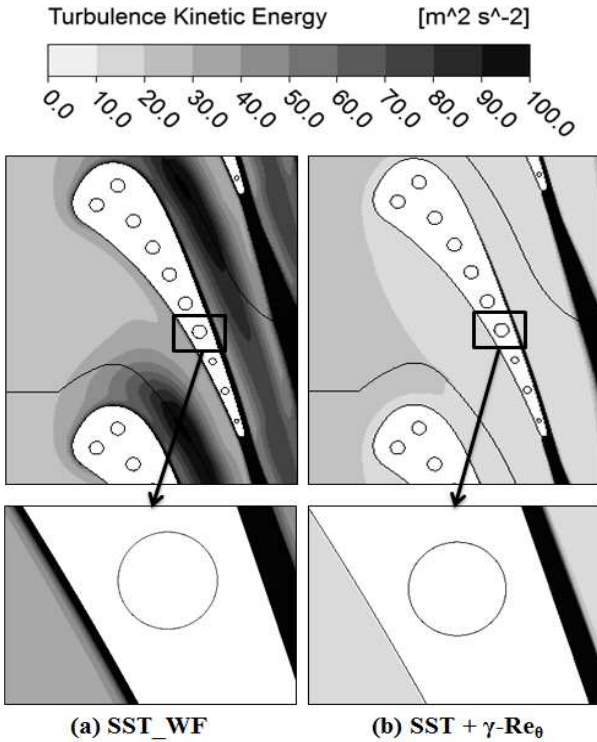


Fig. 7 Contours of turbulence kinetic energy on the mid-span plane and close-up near the 7th coolant channel

으며, 저레이놀즈수 방법과 마찬가지로 앞전에서 온도를 높게 예측하였다. 이는 SST 모델과 마찬가지로 ω -방정식을 사용하여 점성저층을 계산한 결과로 보인다.

γ - Re_0 천이모델에 의한 온도는 압력면에서 실험값 대비 약 3% 가량으로 잘 일치하지만, 실험값 보다는 낮게 예측하였다. 베인의 압력면은 오목한 형상으로 인해 순압력 구배가 지속적으로 형성된다. 따라서 난류운동에너지가 Fig. 7과 같이 낮게 예측되고, 압력면의 대부분의 구간이 층류로 계산되어 온도가 낮게 예측된 것으로 보인다. 흡입면에서 γ - Re_0 천이모델은 실험값보다 약 7% 가량 온도를 낮게 예측하였다. 그러나 천이가 발생하는 지점의 Re_0 수를 사전에 지정($Re_0=150$)한 γ -모델은 베인 전체에 걸쳐 최대 오차가 약 3% 가량으로 실험값과 매우 잘 일치하였다. 그러나 γ -모델은 천이가 발생하는 지점의 Re_0 수를 알 수 없는 설계단계에서는 제한적으로만 사용 가능한 한계가 있다.

3.3 열전달계수 분포

베인 표면의 열전달계수를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 벽함수를 사용한 레이놀즈응력 모델 (SSG RSM, ω -RSM_WF)이 실험값과 비교적 잘

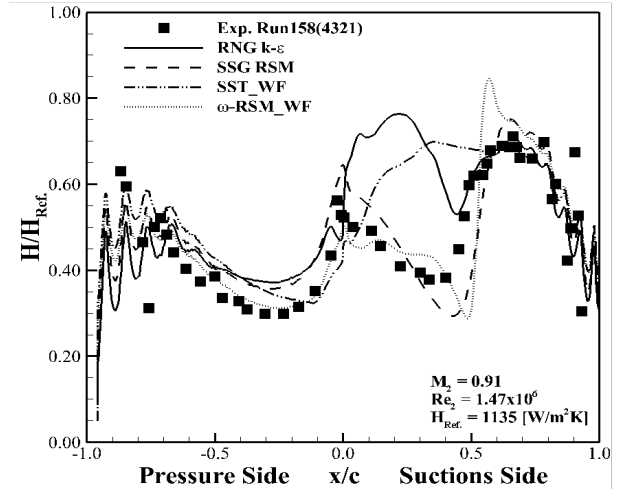


Fig. 8 Normalized heat transfer coefficient distribution using wall-function

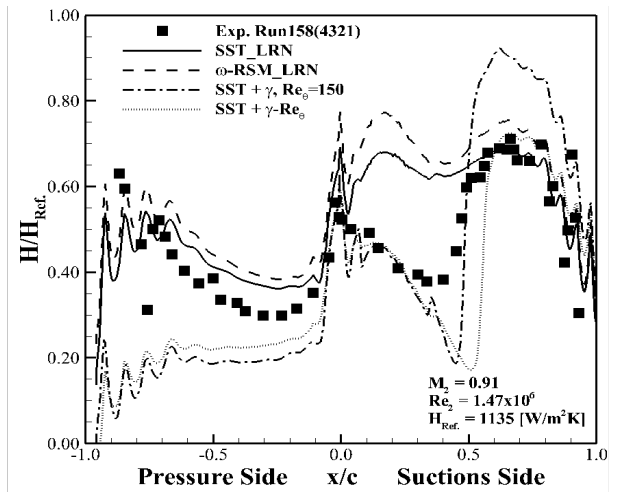


Fig. 9 Normalized heat transfer coefficient distribution using low-Reynolds number method and transition model

일치하였다. 그러나 SST 모델은 벽면처리법에 상관없이 천이구간에서 20% 이상의 큰 오차를 나타내었다. 천이모델 또한 매우 큰 오차(40%)를 나타내었다. 특히 천이모델은 압력면의 대부분의 구간에서 열전달계수를 매우 낮게 예측하였다. 이는 온도와 마찬가지로 난류운동에너지가 낮게 예측되어 발생하는 오차이다. CFX에서 열유속과 열전달계수는 식 (1)과 식 (2)와 같이 계산된다.

$$q_w = \frac{\rho c_p u^*}{T^+} (T_w - T_f) \tag{1}$$

$$H = \frac{q_w}{(T_w - T_f)} = \frac{\rho c_p u^*}{T^+} \tag{2}$$

여기서 $u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2}$ 로 표현된다. Fig. 7에 나타내었듯 베인 압력면에서 난류운동에너지, k 가 낮게 예측됨에 따라 유속이 비교적 낮게 계산되었다. 따라서 열전달계수 또한 과도하게 낮게 예측된 것으로 보인다.

4. 결 론

내부 냉각 방식이 적용된 가스터빈 노즐 베인의 열전달 예측에 벽면처리법이 미치는 영향을 분석하였다. 그 결과 베인 표면의 압력분포는 각 벽면처리법 및 난류모델간의 차이 없이 실험값과 잘 일치하였다. 그러나 베인 표면의 온도 및 열전달계수는 난류모델과 벽면처리법의 조합에 따라 큰 차이를 나타내었다.

벽함수를 사용한 SST_WF 모델과 RNG k- ϵ 모델은 층류영역과 천이영역에서는 온도와 열전달계수를 예측하지 못하였다. 그러나 완전한 난류구간에서는 비교적 온도와 열전달 계수 모두 잘 예측하였다. 저레이놀즈수 방법이 사용된 SST_LRN 모델과 ω -RSM_LRN은 베인 정체점에서 온도를 크게 예측하였으며, 천이영역에서 벽함수 방법과 마찬가지로 온도와 열전달 계수를 예측하지 못하였다. 그러나 벽함수 방법과 마찬가지로 완전한 난류구간에서는 온도와 열전달 계수 모두 비교적 잘 예측하였다. 천이모델은 천이가 발생하는 지점의 모멘텀 레이놀즈수를 지정한 경우 온도를 매우 잘 예측하였다. 그러나 열전달계수는 매우 큰 오차를 가지고 예측하였다. 벽함수를 사용한 레이놀즈응력 모델인 SSG RSM과 ω -RSM_WF은 온도와 열전달 계수 모두 실험값과 잘 일치하였다.

전반적으로 저레이놀즈수 방법과 천이모델은 벽함수 방법에 비해 베인 표면의 온도 및 열전달계수 예측에 특별한 이점을 보이지 않았다. 격자생성, 계산비용, 해석결과를 고려할 때, 내부 냉각이 적용된 터빈 베인의 열전달 예측에는 벽함수 방법을 사용한 난류모델 만으로도 적합한 결과를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 항공우주부품기술개발사업(KA00157)에 의해 지원되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(References)

- (1) Saravanamutto, H. I. H., Rogers, G. F. C. and Chohen, H., 2001, "Gas Turbine Theory," 5th edition, Prentice Hall, New Jersey, pp. 305~366.
- (2) Durbine, P. A., 2009, "Limiters and Wall Treatments in Applied Turbulence Modeling," *Fluid Dyn. Res.*, 41, 012203.
- (3) Wilcox, D. C., 2004, "Tubulence Modeling for CFD," 2nd Edition, DCW industries, pp. 103~218.
- (4) Menter, F. R., Langtry, R. B., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G. and Völker, S., 2006, "A Correlation Based Transtion Model Using Local Variable-Part1: Model Formualtion," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 128, No. 3, pp. 413~442.
- (5) Dong, P., Wang, Q., Guo, Z., Huang, H. and Feng, G., 2009, "Conjugate Calcuation of Gas Turbine Vanes Cooled with Leading Edge Films," *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 22, No. 2, pp. 145~152.
- (6) Ledezma, G. A., Laskowski, G. M. and Tolpadi, A. K., 2008, "Tubulence Model Assessment for Conjugate Heat Transfer in a High Pressure Turbine Vane Model," *ASME Paper* GT2008-50498.
- (7) Jiang, L., Razinsky, E. H. and Moon, H. K., 2013, "Three-Dimensional RANS Prediction of Gas-Side Heat Trasfer Coefficients on Turbine Blade and Endwall," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135, No. 2, 021005.
- (8) Hylton, L. D., Mihelc, M. S., Turner, E. R., Nearly, D. A. and York, R. E., 1983, "Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution Over the Surface of Turbine Vane," NASA-CR-168015.
- (9) Jiang, L. and Razinsky, E. H., 2007, "Conjugate Heat Transfer Analysis of a Cooled Turbine Vane using the V2F Turbulence Model," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 129, No. 4, pp. 773~781.
- (10) White, F. M., 1991, "Viscous Fluid Flow," McGraw-Hill, 2nd edition, New York, pp. 26~40.
- (11) York, W. D. and Leylek, J. H., 2003, "Three-dimensional Conjugate Heat Transfer Simulation of an Internally-cooled Gas Turbine Vane," *ASME*

- Paper* GT2003-38551.
- (12) Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA-Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 269~289.
- (13) Yakhot, V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B. and Speziale, C. G., 1992, "Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique," *Physics of Fluids A*, Vol. 4, No. 7, pp. 1510~1520.
- (14) Speziale, C. G., Sarkar, S. and Gatski, T. B., 1991, "Modeling the Pressure-Strain Correlation of Turbulence : an Invariant Dynamical Systems Approach," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 227, pp. 245~272.
- (15) Ansys Inc., 2012, "Ansys CFX Theory Guide V14," pp. 89~154.
- (16) Mayle, R. E., 1991, "The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, No. 4, pp. 509~536.
- (17) Mohsen, J., 2011, "Boundary Layer Transition Flow in Gas Turbines," Chalmers Univ., Goteborg, pp. 5~21.