〈 논문 〉

고정된 터빈 블레이드의 베인에 대한 상대위치 변화가 끝단면 및 슈라우드의 열/물질전달 특성에 미치는 영향

이 동 호* · 조 형 희†

(2005 년 11 월 23 일 접수, 2006 년 3 월 7 일 심사완료)

Effect of Vane/Blade Relative Position on Heat/Mass Transfer Characteristics on the Tip and Shroud for Stationary Turbine Blade

Dong-Ho Rhee and Hyung Hee Cho

Key Words : Turbine Blade(터빈 블레이드), Tip(끝단면), Shroud(슈라우드), Relative Position (상대위치) Heat/Mass Transfer(열/물질전달), Tip Leakage Flow(팁 누설유동)

Abstract

The effect of relative position of the stationary turbine blade for the fixed vane has been investigated on blade tip and shroud heat transfer. The local mass transfer coefficients were measured on the tip and shroud for the blade fixed at six different positions within a pitch. A low speed stationary annular cascade with a single turbine stage was used. The chord length of the tested blade is 150 mm and the mean tip clearance of the blade having flat tip is 2.5% of the blade chord. A naphthalene sublimation technique was used for the detailed mass transfer measurements on the tip and the shroud. The inlet flow Reynolds number based on chord length and incoming flow velocity is fixed to 1.5×10^5. The results show that the incoming flow condition and heat transfer characteristics significantly change when the relative position of the blade changes. On the tip, the size of high heat/mass transfer region along the pressure side varies in the axial direction and the difference of heat transfer coefficient is up to 40% in the upstream region of the tip because the position of flow reattachment changes. On shroud, the effect of tip leakage vortex on the shroud as well as tip gap entering flow changes as the blade position changes. Thus, significantly different heat transfer patterns are observed with various blade positions and the periodic variation of heat transfer is expected with the blade rotation.

기호설명

C : 터빈 블레이드 코드길이
C_P : 정압계수
C_x : 블레이드 축방향 코드길이
D_{naph} : 나프탈렌 물질확산 계수
h_m : 국소 물질전달계수
l : 블레이드 높이
p : 블레이드 간격
P_0 : 유입유동 총압
P_s : 블레이드 혹은 슈라우드에서의 정압
$P_{stag.}$: 블레이드 전연에서의 정압
r : 원주방향 좌표
Re_C : 블레이드 코드 길이와 유입유동속도 기준 Reynolds 수
$Re_{C,ex}$: 블레이드 코드 길이와 출구유동속도 기준 Reynolds 수
Sc : Schmidt 수
Sh_C : 블레이드 코드 길이 기준 Sherwood 수
t : 블레이드 팁과 슈라우드 사이 간극
Tu : 유동의 난류강도

* 회원, 연세대학교 기계공학과
† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학과
E-mail : hhcho@yonsei.ac.kr
TEL : (02)2123-2828 FAX : (02)312-2159

U : 상류 베인 출구에서의 유속
U_{mean} : 상류 베인 출구에서의 평균 유속
V_0 : 상류 베인 입구에서의 유속
V_1 : 블레이드 입구에서의 유동의 절대 유속
V_2 : 블레이드 출구에서의 유동의 절대 유속
W_1 : 블레이드 입구에서의 유동의 상대 유속
W_2 : 블레이드 출구에서의 유동의 상대 유속
x, y, z, s : 좌표계(Fig. 2)

그리스 문자
α_1 : 블레이드 입구에서의 절대 유동각
α_2 : 블레이드 출구에서의 절대 유동각
β_1 : 블레이드 입구에서의 상대 유동각
β_2 : 블레이드 출구에서의 상대 유동각

1. 서 론

가스터빈엔진의 대표적인 고온 부품인 터빈 블레이드의 경우, 터빈 블레이드의 끝단(tip)과 슈라우드(shroud) 사이에 유한한 간극(tip clearance)이 존재하며, 이러한 간극 내로 고온의 연소가스가 블레이드 압력면(pressure side) 측을 통해 말단 간극 내로 유입된 후 흡입면으로 빠져나가는 누설유동(tip leakage flow)이 형성된다. 누설된 유동은 이후 누설와류(leakage vortex)를 형성하며 블레이드의 흡입면 측으로 빠져나가게 된다. 이와 같은 유동특성으로 인하여 블레이드 끝단 영역은 큰 열부하를 받게 된다.

또한, 고속 회전 등으로 인해 블레이드 끝단 영역은 극한 조건에서 작동되기 때문에, 내구성 향상을 위하여 다양한 냉각방법이 블레이드 끝단 부근 및 슈라우드에 적용되고 있다. 하지만, 보다 효과적인 냉각방법 개발 및 개선을 위해서는 블레이드와 슈라우드에서의 국소적인 열전달 특성을 정확하게 고찰하는 것이 우선되어야 한다.

터빈 블레이드 미드스팬(mid-span) 영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 과거부터 많이 이루어져 왔지만, 블레이드 끝단면(tip) 영역에서의 연구는 1990년대 후반에 들어 기본적인 열전달 특성 및 냉각에 대한 연구가 활발하게 이루어져 왔으며, 최근에는 여러 조건에 대해서 끝단면에서의 형상변화 및 냉각에 따른 열전달 특성 및 냉각성능에 대한 연구가 이루어지고 있다.[1-6]

최근에는 끝단면에 대한 연구와 더불어 슈라우드에서의 열전달 특성에 관한 연구도 몇몇 연구자에 의해 진행되어 왔다. Kwak과 Han[7]은 감온성 액정(TLCs)을 이용하여 블레이드 끝단 인접부에서 누설유동이 블레이드 및 슈라우드에서의 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다. Cho 등[8]은 나프탈렌승화법을 이용하여 선형 터빈 익렬 내 블레이드 끝단 간극변화에 따른 슈라우드 면에서의 국소 열전달 특성을 고찰 하였으며, 그 결과 매우 복잡하고 불균일한 열전달 특성을 갖는 것을 밝혀냈다.

터빈 블레이드 끝단면과 슈라우드에서의 열전달 특성에 대한 지금까지의 연구들은 주로 고정된 선형 터빈 익렬 내에서의 터빈 블레이드에 균일 유동장이 유입되는 경우에 대해 초점이 맞추어져 왔다. 하지만, 실제 블레이드는 회전을 하기 때문에 끝단면 및 슈라우드는 베인과 블레이드 간의 상호작용, 상류로부터의 주기적인 후류 효과, 회전에 따른 슈라우드와 끝단면 사이의 상대운동 효과 등 여러 인자가 복합적으로 열전달 특성에 영향을 주게 된다. 특히, 베인과 블레이드 사이의 상대위치 변화는 블레이드로 유입되는 유동장을 변화시키기 때문에 이에 따른 블레이드 끝단면 부근의 열전달 특성은 큰 영향을 받을 것으로 예상된다.

이에 본 연구에서는 Rhee와 Cho[9]의 연구 결과를 기초로 하여 상류 베인에 대한 블레이드 의 상대위치 변화에 따른 고정된 블레이드 끝단면과 슈라우드에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다.

또한, 대부분의 기존 연구들은 끝단면, 슈라우드 등 각각의 요소에 대해서 독립적인 결과를 제시하였기 때문에 블레이드 및 슈라우드에서의 열전달 특성을 정확하게 해석하는데 한계를 갖는다 본 연구에서는 환형 터빈 익렬을 이용하여, 고정된 블레이드의 끝단면 및 슈라우드 표면에서의 국소 열/물질전달계수를 측정하여 국소적인 열전달 특성을 고찰하였다. 이를 통해 보다 정확하게 열/물질전달특성을 고찰하고자 하였다.

본 연구에서는 국소 열/물질전달계수를 측정하기 위해 나프탈렌승화법을 이용하여 실험을 수행하였다. 이 실험방법은 열전달 실험방법에서 발생하는 전도 및 복사오차를 제거할 수 있으며, 벽면 경계조건은 열전달 실험조건에 있어서 등온조건에 해당한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내는 그림이다. 본 실험에는 환형 터빈 익렬이 장착된 저속 풍동이 사용되었으며, 크게 상류측 팬(fan), 1단 터빈 시험부, 하류측 흡입팬

등 세 부분으로 나누어진다. 상류 팬을 통해 유입된 유동은 정체실(plenum chamber)을 지나 환형 유로로 유입되고, 이후 시험부, 즉 베인과 블레이드를 지난 후 하류측 팬을 통해 외부로 배출된다. 정체실은 직경 1,000mm의 고무관으로 제작되었으며, 유동의 안정화를 위하여 내부에 허니콤(honeycomb)과 고운 망 (screen)을 설치하였다. 환형 유로는 외경 900mm, 내경 640mm로 유로의 높이는 130mm이다. 베인과 블레이드는 각각 16개씩 설치되어 있으며, 베인은 환형 유로 입구로부터 540mm 떨어진 곳에, 블레이드는 베인 하류 34mm 떨어진 곳에 위치하도록 제작하였다. 블레이드는 회전이 가능한 디스크에 고정되어 있으며, 본 실험에서는 디스크를 고정시킨 후 실험을 수행하였다.

환형 유로 내 베인의 상류에 두 개의 피토관(pitot tube)을 설치하여 유로 내 유속을 측정하였으며, 총 6개의 J-type 열전대를 환형 유로에 설치하여 실험 중 유입유동의 온도를 측정하였다. 환형 유로 내에서의 유속 측정 및 슈라우드 면에서의 국소 열/물질전달계수 및 정압측정을 용이하게 하기 위하여 환형 유로의 바깥쪽 면에 여러 개의 창을 가공하였다. 또한, 블레이드 표면에서의 온도 및 압력측정 결과를 획득하기 위해 20채널 슬립링(slip ring)을 디스크에 설치하였다.

2.2 상류 베인 및 터빈 블레이드

앞서 언급한 바와 같이 시험부는 1단 터빈을 모델로 하여 베인과 블레이드로 구성되며, Fig. 2에 미드스팬 기준 단면도가 제시되어 있다.

베인의 경우, 베인 후연(trailing edge)에서의 후류(wake) 효과를 최소화하기 위하여 두께 1.3 mm의 얇은 철판으로 제작하였으며, 입구각도는 0°, 출구각도는 56.4°로 블레이드 입구각도와 같도록 하였다. 터빈 블레이드는 GE 7FA 1단 터빈 블레이드의 미드스팬 형상으로 제작하였으며, 코드길이(chord length)는 150mm, 미드스팬 기준 블레이드 사이 간격은 1.01C이다. 블레이드 형상에 대한 자세한 정보는 Table 1에 제시되어 있다.

실험에 사용된 터빈 블레이드는 평면의 끝단 형상(flat tip)을 갖도록 하였으며, 끝단면은 압력면 측으로 3.8° 경사지도록 설계하였다. 이때 평균 끝단 간극은 3.8mm로 코드길이 대비 2.5%이며, 자세한 끝단 형상은 Rhee와 Cho[11]에 제시되어 있다.

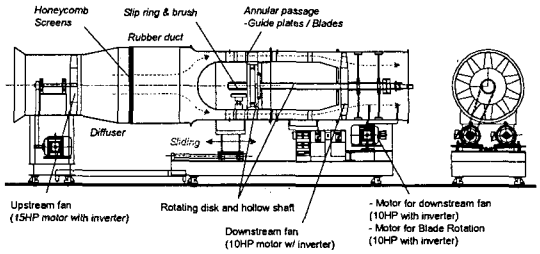


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

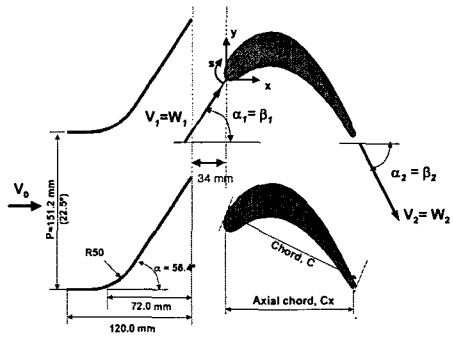


Fig. 2 Schematic view of guide vane and blade

Table 1 Blade configurations

Number of blades	16	
Chord length (C)	150 mm	
Axial chord (C_x)	131.5 mm	
Pitch to chord ratio (p/C)	Hub	0.84
	Mean	1.01 (22.5°)
	Tip	1.17
Aspect ratio (l/C)	0.87	
Vane-blade spacing	34 mm (0.23C)	
Radius at mid-span	385 mm	
hub/tip radius ratio	0.711	
Blade inlet / exit angle	β_1=56.4° / β_2=-62.6°	
Turning angle	119.0°	
Mean tip clearance (t)	3.8 mm (t/C=2.5%)	

2.3 시험 시편

본 실험에서는 나프탈렌승화법을 이용하여 블레이드 끝단 및 슈라우드에서의 국소 물질전달 계수를 측정하였다. 블레이드와 슈라우드 시편 개략도는 Fig. 3에 제시되어 있다.

끝단면은 블레이드 모서리를 따라 5mm의 테두리를 갖고 그 안쪽 영역에 나프탈렌이 코팅되도록 제작하였다. 슈라우드 시편은 나프탈렌 면이 축방향으로 1.14C_x, 원주방향으로 2피치를 포함하도록 제작하였다.

압력분포 특성을 관찰하기 위하여 나프탈렌 코팅된 블레이드 시편 좌우의 블레이드 미드스팬 표면에 정압탭(static pressure tap)을 설치하여 실험

중 미드스팬에서의 정압을 측정하였으며, 슈라우드 표면에 70개의 정압탭을 설치하여 압력분포 특성을 고찰하였다.

2.4 실험 조건

본 실험은 블레이드 입구에서의 Re 수가 Re_C=1.5×10^{5}인 경우에 대해서 실험을 수행하였다. 자세한 유동조건은 Table 2에 제시되어 있다.

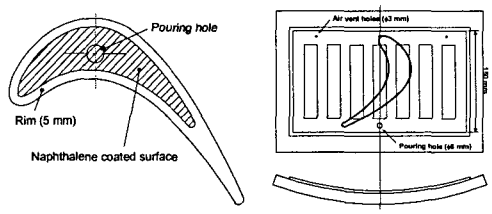
앞서 언급한 바와 같이, 블레이드의 상대위치 변화에 따른 효과를 고찰하기 위하여, 상류 베인에 대한 블레이드의 상대위치를 변화시켜가며 블레이드 끝단면과 슈라우드에서의 열/물질전달 계수를 측정하였다. 이를 위해 Fig. 4에 제시된 바와 같이, 베인 간격에 대해서 블레이드의 위치를 Position-0부터 Position-5까지 총 6곳으로 나누어지도록 설치하였다.

Position-0는 블레이드가 베인과 베인 사이의 중간영역(mid-way)에 위치하는 것을 의미하며, Position-3은 베인의 후연과 블레이드의 전연부가 동일선상에 위치하는 것을 의미한다. 이 밖에 Position-1, 2는 Position-0과 Position-3 사이, Position-4, 5는 Position-3과 Position-0' 사이의 위치를 나타낸다.

Table 2 Operating conditions

Inlet flow velocity (V_0) / mean Tu	8.3 m/s / 9%
Vane exit angle	56.4°
Mean blade inlet velocity (W_1) / Tu	15 m/s / 3.5%
Re_C	1.5×10^5

* based on inlet to exit area ratio



(a) Test blade (b) Test shroud

Fig. 3 Drawings of test blade and shroud

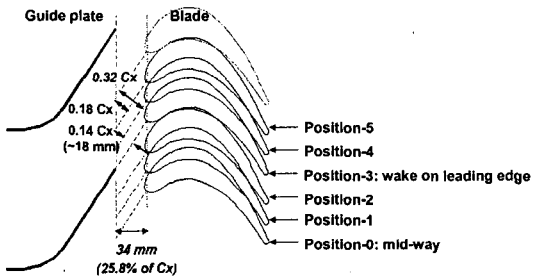


Fig. 4 Relative positions between guide plate and blade for stationary cases

3. 열/물질전달계수

3.1 물질전달계수

본 연구에서는 물질전달 실험방법 중 하나인 나프탈렌승화법을 이용하였으며, 그 결과로 물질전달계수의 무차원수인 Sherwood 수를 제시하였다.

$$Sh_C = h_m C / D_{naph} \quad (1)$$

여기서 D_{naph}는 Goldstein과 Cho[10]에 의해 제시된 값을 이용하였다. 물질전달계수는 열과 물질전달 사이의 상사성을 이용하여 열전달계수로 전환될 수 있으며, 이에 대한 비교 결과는 Rhee와 Cho[11]에 제시되어 있다.

본 연구에서의 불확실성 해석은 Kline과 McClintock[12]의 방법을 이용하여 이루어졌으며, 95%의 신뢰도에 대해서 ±7.4% 인 것으로 나타났다.

3.2 측정장치 및 방법

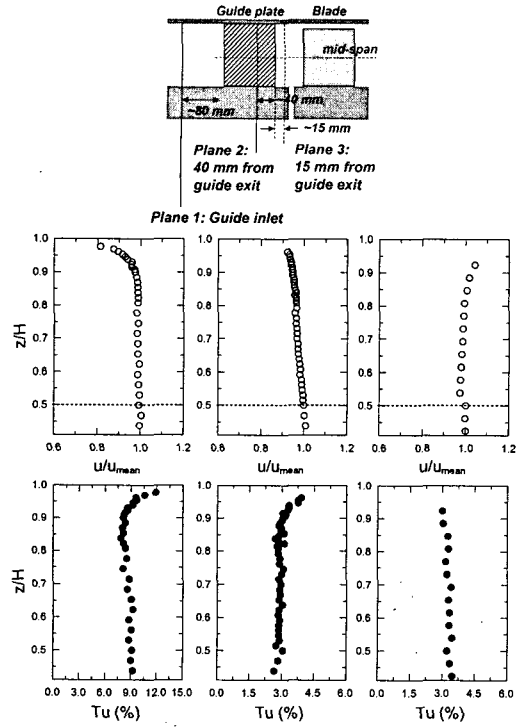
블레이드 표면, 팁, 슈라우드 표면에서의 국소 물질전달계수를 측정하기 위해서는 식 (1)에 제시된 바와 같이 나프탈렌 승화깊이를 측정해야 한다. 승화깊이는 실험 전과 후의 나프탈렌 표면고도를 측정함으로써 얻을 수 있다. 본 연구에서는 블레이드 표면 등 측정하고자 하는 면이 곡면이기 때문에 3 축의 직선이송장치에 선형가변차동변환기(LVDT; linear variable differential transformer)를 연결하고 1 축의 회전장치에 시편을 장착하여 측정하였다. LVDT 및 4 축 측정장비의 자세한 사양은 Rhee[13]에 제시되어 있다.

4. 실험결과 및 토의

4.1 입구 유동장 및 압력분포

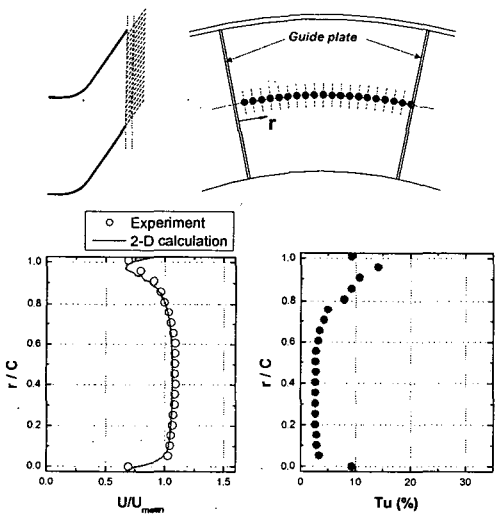
Fig. 5는 상류 베인 입구 및 출구에서의 유입유동의 속도 및 난류강도 분포를 나타내는 그림이다 본 실험에서 유동장은 열선유속계(hot wire anemometry, TSI IFA-300)를 이용하여 측정하였다. 유동측정과 관련된 자세한 사항은 Rhee와 Cho[11]에 제시되어 있다.

Fig. 5(a)에 제시된 바와 같이 상류 베인 입구에서는 완전 발달된 난류경계층이 형성된 것을 알 수 있다. 이 때 경계층의 두께는 약 15mm이고 주유동의 난류강도는 약 9%이다. 상류 베인으로 유입된 유동은 베인을 지나면서 가속되며, 이로 인해 경계층 두께는 5mm 이하로 얇아지고, 난류



(a) Plane 1 (b) Plane 2 (c) Plane 3

Fig. 5 Vertical distributions of velocity magnitude and turbulence intensity at inlet and exit planes of guide vane

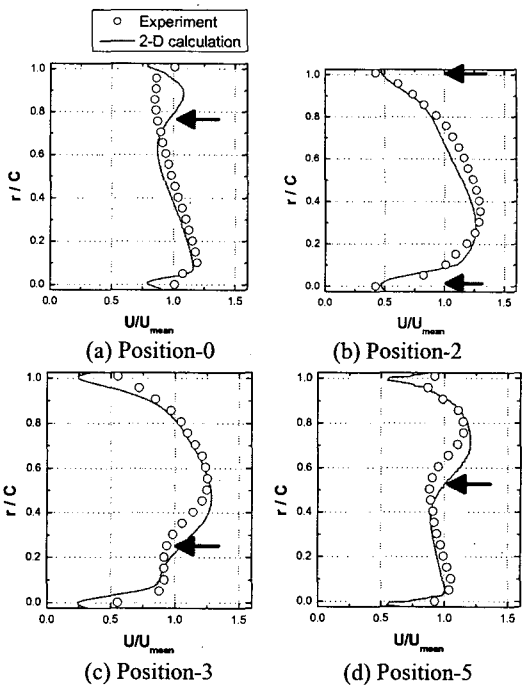


(a) Velocity magnitude (b) Turbulence intensity

Fig. 6 Velocity magnitude and turbulence intensity at mid-span position near the guide vane exit

강도는 3.5% 정도로 감소하게 된다.

Fig. 6은 블레이드가 설치되지 않은 경우, 베인 출구 인접 하류 미드스팬에서의 원주방향 속도 및 난류강도 분포를 나타내는 그림이다.



(a) Position-0 (b) Position-2

(c) Position-3 (d) Position-5

Fig. 7 Velocity magnitude distributions along the mid-span between the two adjacent guide vanes

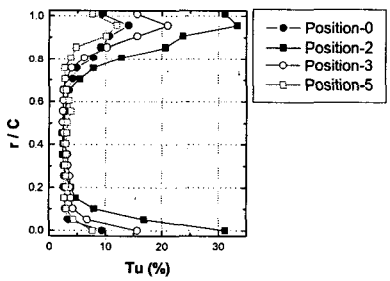


Fig. 8 Turbulence intensity along the mid-span between the two adjacent guide vanes

그림에서 볼 수 있듯이, 베인 후연 영역을 제외한 영역에서 매우 균일한 유동장이 형성되며, 베인의 두께가 매우 얇기 때문에 후연에서의 후류 효과가 약한 것을 알 수 있다.

블레이드 상대위치 변화에 따른 유동장 분포를 알기 위해서 블레이드가 Position-0, 2, 3, 5에 설치된 경우 속도분포 및 난류강도 분포를 측정하였다. Fig. 7과 Fig. 8은 베인 출구 하류 15 mm 지점 미드스팬 높이에서 베인과 베인 사이 속도 및 난류강도 분포를 원주 방향을 따라가며 나타낸 그림이다. Fig. 7에서 실선은 2차원 유동수치해석 결과를 나타내며, 화살표는 측정면에 대한 블레이드 전연의 위치를 나타낸다.

블레이드가 설치되는 경우 베인의 출구 면적이

블레이드에 의해 변화하기 때문에 터빈 블레이드의 전연 위치에 따라 유속 및 난류강도 분포가 달라지는 것을 알 수 있다. 특히, 블레이드의 전연이 위치하는 곳의 상류영역에는 블레이드의 차폐효과(blockage effect)로 인해 상대적으로 낮은 유속을 갖는 것으로 나타났다. 또한, 전체적으로 베인 후연 하류에서는 후류의 영향으로 인해 유속은 평균 유속의 50~70% 정도의 크기를 갖고 평균 난류강도인 3.5%에 비해 높은 값을 갖는다.

Position-0의 경우[Fig. 7(a)], 블레이드의 전연을 기준으로 y>0인 영역은 베인 후연부와 블레이드 전연부가 가깝기 때문에 이 영역의 유로 면적이 상대적으로 감소하게 된다. 따라서, 블레이드 유입 유동은 저항이 상대적으로 적은 곳으로 몰리는 현상이 발생하기 때문에 유로 면적이 큰 곳에서 상대적으로 유속이 높게 나타나는 반면, 블레이드의 전연부와 후연부 인접영역에서는 유속이 낮고 난류강도가 높게 나타난다.

이와 같은 현상은 Position-2인 경우[Fig. 7(b)] 더욱 명확해진다. Position-2의 경우, 베인 후연과 블레이드의 전연에 의한 유동방해 효과가 다른 경우들에 비해 매우 크기 때문에 블레이드 전연 상류에서의 유속은 평균유속의 약 50%인 것으로 나타났다. 이에 반해 Fig. 8에서 볼 수 있듯이, 난류강도는 30%까지 증가하여, 다른 영역에서의 값에 비해 최대 10배 정도 높은 것으로 나타났다.

Position-3과 Position-5의 경우도 위와 동일한 유동분포 경향을 보이지만, 다른 경우에 비해 유속 및 난류강도 분포가 균일한 것을 알 수 있다. 특히, 블레이드가 베인과 베인 사이 중간영역에 설치된 Position-0가 아닌 Position-5인 경우가 제일 균일한 유입 유동장을 갖는 것으로 나타났다. 이것은 Position-5의 경우 상류 베인과 블레이드 사이의 상호작용에 의한 유동 입사각 변화가 가장 적은 것을 의미한다.

Fig. 9는 블레이드의 상대위치가 Position-5인 경우 블레이드 미드스팬에서의 정압계수 분포를 보여주는 그림이다. 여기서, 정압계수는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = (P_s - P_0) / 0.5\rho V_0^2 \qquad (2)$$

결과에서 실선은 3차원 수치해석 결과를 나타낸다. 압력면 측은 전체적으로 균일한 분포를 보이는 반면, 흡입면 측에서는 상류쪽에서 유동 가속과 함께 정압이 급격히 감소한 뒤 하류로 진행하면서 서서히 압력을 회복하는 역압력 구배를 갖는다. 따라서, 이 구간에서 유동의 재층류화 이후

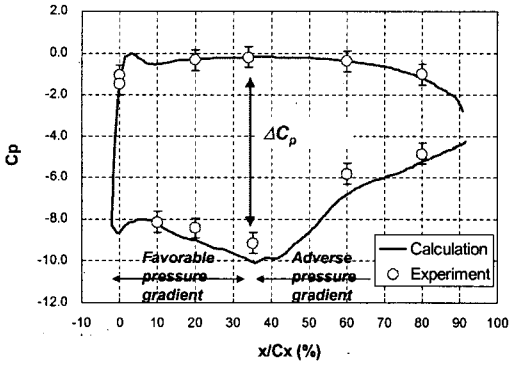


Fig. 9 Distribution of static pressure coefficients along the blade mid-span at Position-5

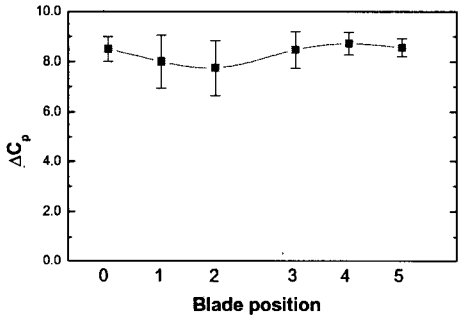


Fig. 10 ΔC_p distribution with blade relative positions

난류로의 천이현상(transition to turbulent flow)이 발생하는 것을 예측할 수 있으며, 이러한 현상은 열전달 특성에서 확인할 수 있다.

수치해석의 결과를 살펴보면 압력면 측에서의 정압계수가 전연 부근에서 극소값을 갖는 것을 알 수 있는데, 이것은 국소적으로 전연부에서 재층류화(relaminarization)된 유동이 표면에 박리기포(separation bubble)를 형성한 뒤 난류로 천이하는 유동특성을 갖기 때문인 것으로 생각된다. 이러한 특성은 열전달 계수 분포를 통해 확인할 수 있다.

본 실험에서는 블레이드 주위 유동의 반복성 및 블레이드 상대위치 변화에 따른 유동특성을 간접적으로 파악하기 위해 x/C_x=0.34에서의 정압계수의 차(ΔC_p)를 측정하였다.

Fig. 10은 블레이드 상대위치 변화에 따른 ΔC_p 분포를 나타내는 그림이다. 각각의 경우 300~400개의 측정결과를 평균하였으며, 오차막대는 측정결과에 대한 2σ의 크기를 나타낸다.

블레이드의 위치변화에 따라 최대 정압계수의 차가 정현파(sine wave)를 그리며 변화하는 것을 알 수 있으며, Position-1과 Position-2의 경우 정압의 변화폭이 매우 큰 것으로 나타났다. 반면에, 유속분포결과에서 언급했듯이, Position-5의

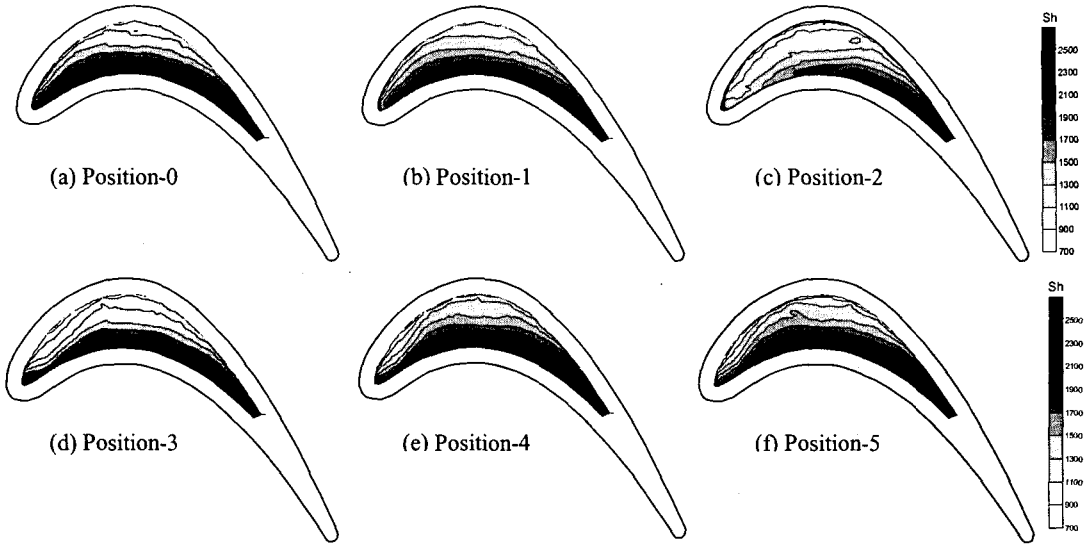


Fig. 11 Contour plots of Sh_C on the flat tip of blade for various blade positions at $Re_C=1.5\times10^5$

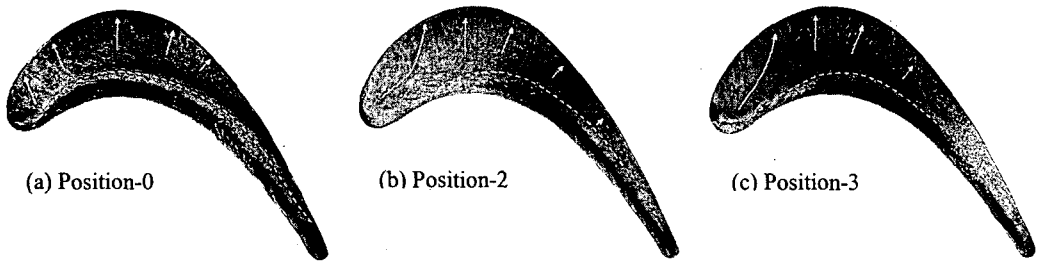


Fig. 12 Oil-lampblack flow visualization on the tip at three different blade positions

경우 매우 안정된 값을 갖는 것을 알 수 있다.

이와 같이, 베인에 대한 블레이드의 상대위치 변화에 따라 유동특성이 크게 변화하게 되며 이러한 변화는 국소 열/물질전달 특성에 매우 큰 영향을 줄 것으로 예상된다.

4.2 상대위치 변화에 따른 열/물질전달 특성

4.2.1 끝단면에서의 열전달 특성

Fig. 11은 상류 베인과 블레이드 간의 상대위치 변화에 따른 블레이드 끝단면에서의 국소 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 블레이드 끝단면의 경우, 나프탈렌을 코팅하기 위해 블레이드 모서리를 따라 알루미늄 테두리(rim)가 설치되어 있기 때문에, 테두리 부분은 측정이 불가능하여 하얀 영역으로 표시하였다.

일반적으로 블레이드 끝단면에서는 블레이드 압력면과 흡입면 사이의 압력차이로 인해 끝단면 간극을 통해 흡입면 측으로 빠져나가는 누설 유동이 형성된다. 이때 끝단면 내부로 유입되는 유동은 블레이드 압력면 모서리에서 박리된 후 끝단면에 재부착(reattachment)하게 된다.[9] 따라서, 재부착하는 영역에서는 매우 높은 열/물질 전달계수를 갖고 이후 흡입면 쪽으로 유동이 진행하면서 경계층이 발달하기 때문에 서서히 열/물질전달계수가 감소하는 분포를 갖게 된다.

Fig. 11에 제시된 모든 경우 위에서 설명한 것과 같은 열전달 특성을 갖는 것으로 나타났다. 하지만, 블레이드 유입 유동장 분포로부터 예상할 수 있듯이, 베인과 블레이드 사이의 상대위치 변화에 따라 높은 물질전달계수를 갖는 영역이 변화하는 것으로 나타났다.

블레이드 유입 유동장이 비교적 균일한 것으로 나타난 Position-0와 Position-5의 경우[Fig. 11(a), (f)] 재부착에 의한 열전달 촉진영역이 전체적으로 균일하게 형성되어있는 것을 알 수 있다. 하지만, 블레이드 전연 부근에서 유속이 매우 낮게 나타나는 Position-2의 경우, 대부분의 유동이 블레이드 하류측 간극을 통해 누설되는 경향을 갖기 때문에 끝단면에서 전연 인접영역에서는 유동의 재부착에 의한 열전달 촉진영역이 거의 관찰되지 않고, 후연 인접영역에서 매우 높은

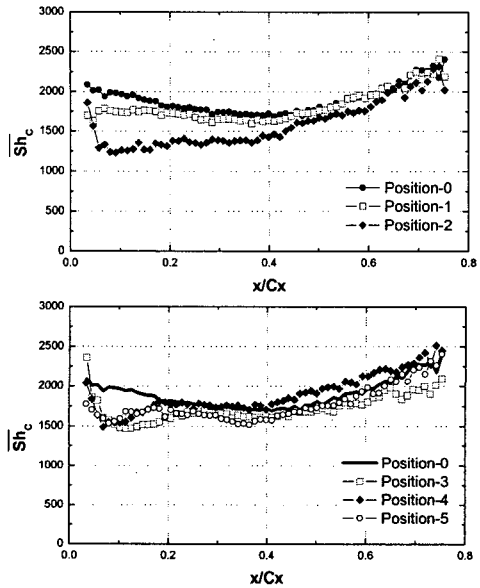


Fig. 13 Pitchwise averaged Sh_C on the flat tip of blade for various blade positions at $Re_C=1.5\times10^5$

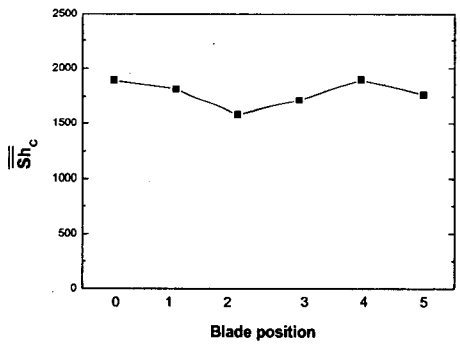


Fig. 14 Total averaged ShC on the flat tip for various blade positions at $Re_C=1.5\times10^5$

열전달 촉진영역이 형성되는 것을 알 수 있다.

이후 블레이드의 상대위치가 Position-3에서 Position-5로 변화하면서 유입유동이 균일해지기 때문에, 끝단면에서 유동의 재부착에 의한 열전달 촉진영역이 전연 인접영역까지 균일하게 분포하는 것을 알 수 있다.

이와 같이, 베인과 블레이드의 상대위치 변화에 따라 상류 유동장이 영향을 받게 되어 끝단면에서의 열전달 특성이 크게 변화하는 것을 확인할 수 있다. 특히, 끝단면에서 전연 인접영역은 최대 50% 가까이 물질전달계수의 크기가 상대위치 변화에 따라 주기적으로 변화하는 것으로 나타났으며, 이로부터 실제 블레이드가 회전하는 경우 끝단면이 주기적인 열부하를 받게 되는 것을 예상할 수 있다.

Fig. 12는 세 가지 블레이드 상대위치에 대해서 블레이드 끝단면에서의 유막가시화 (oil-lampblack visualization) 결과를 보여주는 그림이다. 그림에서 압력면 부근에 검은 영역은 재순환영역 (recirculation), 점선으로 표시된 밝은 부분은 유동의 재부착 지점을 나타낸다. 물질전달 실험결과와 마찬가지로 블레이드의 상대위치 변화에 따라 재순환 영역 및 재부착 영역의 크기가 변화하는 것을 확인할 수 있다. 참고로, 흡입면 부근에서도 정체영역과 유사한 검은 영역이 보이는데 이것은 끝단면의 탄소입자가 흡입면 쪽으로 이동하면서 모이기 때문에 나타나는 현상이다.

Fig. 13은 블레이드 끝단면에서 피치방향으로 평균된 Sh 분포를 나타내는 그림이다. 블레이드 전연면에서의 유속이 매우 낮은 Position-2의 경우, 전연 인접영역($x/C_x<0.4$)에서의 평균 열/물질전달 계수가 Position-0의 경우에 비해 30% 정도 낮은 것으로 나타났다. 하지만, 하류로 진행하면서 블레이드의 상대위치 변화에 상관없이 거의 동일한 열/물질전달계수 분포를 갖는 것으로 나타났으며, 이는 후연 인접영역에서는 유동의 재부착 현상에 의한 영향이 지배적이기 때문이다. Fig. 14는 블레이드 끝단면에서의 전체평균 Sh 분포를 나타내는 그림이다. 유동의 재부착 영역이 축소되는 Position-2의 경우가 제일 낮은 값을 갖고 이후 평균값이 점차 증가하는 것을 알 수 있다.

4.2.2 슈라우드에서의 열전달 특성

Fig. 15는 슈라우드 면에서의 국소 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 그림에서 점선으로 표시된 블레이드는 슈라우드 면에 투영된 블레이드의 위치를 나타낸다.

블레이드 압력면 주위에서는 블레이드 양쪽면의 압력차이로 인해 끝단면 간극으로 유동이 유입되기 때문에 유동의 유입효과(entrance effect)로 가속이 이루어진다. 이후 간극 내로 유입된 유동은 유동의 가속으로 인해 슈라우드 면에서 재층류화 된 후 일정 구간 발달한 뒤 다시 난류로 천이(transition to turbulent flow)되는 복잡한 유동 특성을 갖게 된다.[9]

따라서, 간극 내 슈라우드 면에서는 압력면 모서리가 위치한 영역에서 열전달이 증가하고, 이후 재층류화 영역에서 극소 값을 가진 뒤 천이영역을 거치면서 다시 극대값을 갖는 분포를 보인다. 또한 블레이드 압력면 측을 통해 끝단 간극 내로 유입된 유동은 크게 상류측 누설유동과 하류측 누설유동으로 나뉘어 블레이드 간극

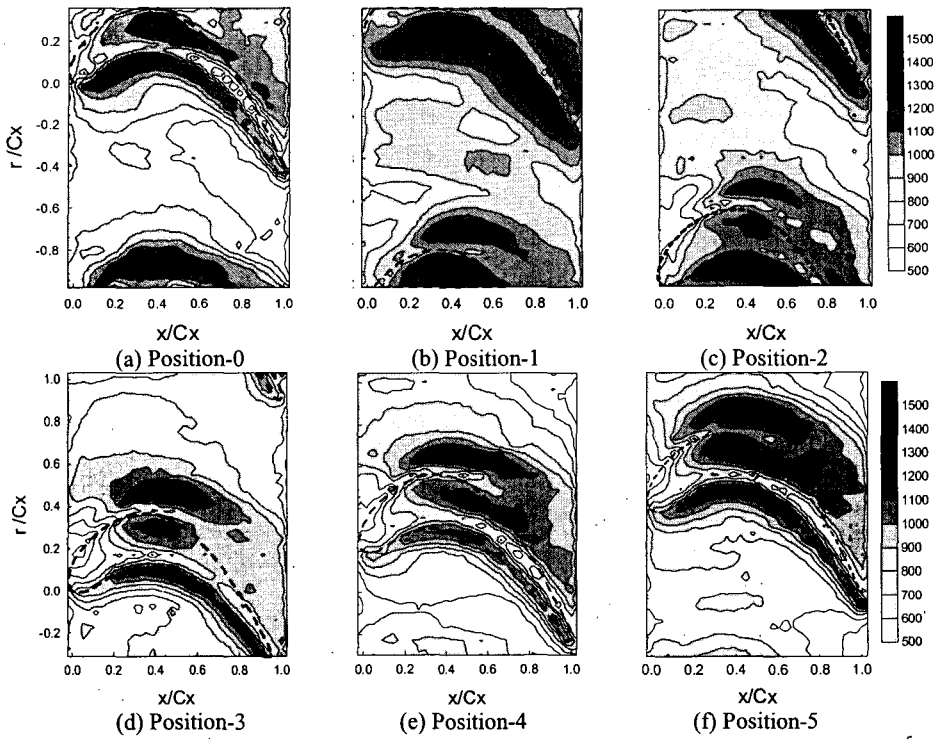


Fig. 15 Contour plots of Sh_C on the shroud surface for various blade positions at $Re_C=1.5\times10^5$

외부로 배출된다.[11] 이때 블레이드 상류간극을 통해 누설된 누설유동이 누설와류를 형성하여, 흡입면 모서리 외부에 높은 열전달 촉진영역을 형성하는 반면, 하류측 누설유동은 주로 블레이드 표면의 열전달에 영향을 미친다.[10,11]

슈라우드면에서는 전체적으로는 위에서 설명한 열전달 특성이 나타나지만, 각각의 열전달 특성을 나타내는 영역의 크기나 열/물질전달계수의 크기는 블레이드의 상대위치에 따라 변화하게 된다. 블레이드 압력면 모서리를 따라 유동의 가속으로 인해 나타나는 열전달 촉진영역의 경우, Position-1과 2에서 다른 위치에 비해 상대적으로 높은 열전달 계수를 갖는 것으로 나타났다. 이것은 유동이 하류측으로 쏠리기 때문에 간극 내로 유입되는 유동의 양이 증가하기 때문인 것으로 생각된다. 반면에 흡입면의 외부에서 나타나는 상류측 누설유동에 의해 생성되는 열전달 촉진영역에서의 열/물질전달계수는 다른 위치의 결과에 비해 상대적으로 낮은 것을 알 수 있다. 이후 Position-3, 4, 5로 이동하면서 압력면 모서리를 따라 나타나는 열/물질전달계수 분포는 균일해지는 반면, 흡입면 외부의 열전달 촉진영역은 열/물질전달계수가 증가하는 것으로 나타났다.

이처럼 슈라우드에서도 블레이드의 위치이동에 따라 간극 주위에서 열/물질전달계수가 주기적으로 변화하는 것을 관찰하였으며, 끝단면의 경우에 비해 그 정도가 크지는 않지만 주기적인 열부하를 받는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 16은 슈라우드 면에서의 피치방향 평균된 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다.

전체적으로 블레이드 끝단면에서의 평균 열/물질 전달계수에 비해 70% 정도의 평균값을 갖는 것을 알 수 있다. 또한, 블레이드 끝단면의 경우와는 다르게 슈라우드에서는 블레이드 상대위치 변화에 따른 평균값이 변화는 크지 않은 것으로 나타났다. 이것은 블레이드 상대위치 변화에 따른 압력면 주위에서의 극대값과 흡입면 외부에서의 극대값의 크기 변화가 반대로 나타나기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 17은 슈라우드에서의 전체 평균 열/물질 전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 앞서 국소 Sh 분포에서 예상할 수 있듯이, 블레이드 위치 변화에 따라 주기적인 평균값 변화가 관찰되었으며, 특히 평균값 분포는 블레이드 끝단면의 경우(Fig. 14)와 다르게 Position-1에서 최대값을 갖고, Position-4에서 최소값을 갖는 것으로 나타났다.

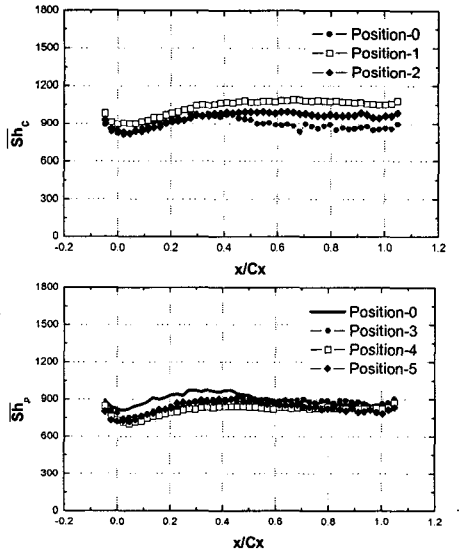


Fig. 16 Pitchwise averaged Sh_C on the shroud surface for various blade positions at $Re_C=1.5\times10^5$

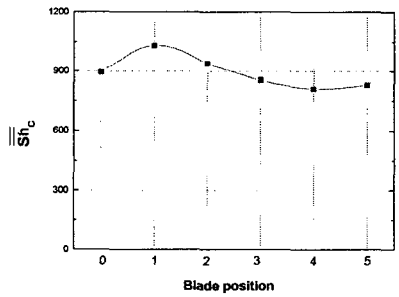


Fig. 17 Total average Sh_C on the shroud surface at $Re_C=1.5\times10^5$

5. 결 론

본 연구에서는 저속 환형 익렬 내에 고정된 터빈 블레이드에 대해서 터빈 블레이드 상대위치 변화에 따른 블레이드 끝단면 및 슈라우드에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 상류 베인과 블레이드의 상대위치 변화에 따라 블레이드로 유입되는 유동의 유속 및 난류강도 분포가 변화하며, 특히, Position-1과 Position-2의 경우, 블레이드 전연부의 유동방해 효과가 극대화되기 때문에 유입유동의 대부분이 블레이드 하류 간극쪽으로 유입되는 형태를 갖는 것으로 나타났다.

(2) 블레이드 끝단면에서는 압력면 측에서 유입되는 유동이 압력면 측 모서리에서 박리가 일어난 뒤 재부착 하면서 높은 열/물질전달계수를 갖는다. 이후 간극 내에서 경계층이 발달하면서 서서히 열전달 계수가 감소하는 형태를 갖는다.

(3) 블레이드 끝단면에서는 Position-1과 2인 경우 끝단면 전연 인접영역으로의 유입유동이 급격히 감소하기 때문에 다른 경우에 비해 최대 50% 가까이 낮은 열전달 계수를 갖는 반면 후연 인접영역에서의 열전달 계수는 블레이드의 위치에 관계 없이 거의 동일한 것으로 나타났다. 이러한 특성을 실제 회전 블레이드에서는 끝단면 전연부 인접부에서 주기적인 열부하를 받게 될 것으로 예상된다.

(4) 슈라우드에서는 유동의 가속, 재층류화, 난류로의 천이 및 누설와류에 의해 매우 복잡하고, 피치방향으로 불균일한 열/물질전달 특성을 갖는다. 상대위치 변화에 따라 압력면 모서리 인접부 및 흡입면 외부 누설유동에 의한 열/물질전달 촉진영역에서의 열/물질전달계수가 변화하는 것으로 나타났다. 따라서, 끝단면의 경우와 마찬가지로 회전에 따라 주기적인 열부하를 받을 것을 알 수 있다.

(5) 블레이드 끝단면과 슈라우드에서의 전체평균 열/물질전달계수 분포는 상대위치 변화에 따라 변화하는 분포를 갖지만, 국소값 분포에 비해 그 변화의 폭이 크지 않은 것으로 나타났다. 따라서, 보다 정확한 열/물질전달 해석을 위해서는 국소적인 열/물질전달 특성을 고려하는 것이 필수적이다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 주관 에너지기술학술진흥 사업의 지원에 의한 결과이며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Metzger, D. E., Dunn, M. G. and Hah, C., 1991, "Turbine Tip and Shroud Heat Transfer," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 502~507.

(2) Bunker, R. S., Bailey, J. C. and Ameri, A. A., 2000, "Heat Transfer and Flow on the First Stage Blade Tip of a Power Generation Gas Turbine Part 1: Experimental Results," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 263~271.

(3) Azad, Gm S., Han, Je-Chin, Teng, S. and Boyle, R. J., 2000, "Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Blade Tip," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 717~724.

(4) Azad, Gm S., Han, Je-Chin and Boyle, R. J., 2000, "Heat Transfer and Flow on the Squealer Tip of a Gas Turbine Blade," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 725~732.

(5) Saxena, V., Nasir, H. and Ekkad, S. V., 2003, "Effect of Blade Tip Geometry on Tip Flow and Heat Transfer for a Blade in a Low Speed Cascade," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 126, pp. 130~138.

(6) Jin, P. and Goldstein, R. J., 2002, "Local Mass/Heat Transfer on a Turbine Blade Tip," *9th of ISROMAC*, Paper No. HT-ABS-012.

(7) Kwak, J. S. and Han, J. C., 2003, "Heat Transfer Coefficients on the Squealer Tip and Near Squealer Tip Regions of a Gas Turbine Blade," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 125, pp. 669~677.

(8) Cho, H. H., Rhee, D. H. and Choi, J. H., 2001, "Heat/Mass Transfer Characteristics on Turbine Shroud with Blade Tip Clearance," *Annals of The New York Academy of Sciences, Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, Vol. 934, pp. 281~288.

(9) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2005, "Heat/Mass Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade (II) - Tip and Shroud," *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4, pp. 495~503.

(10) Goldstein, R. J. and Cho, H. H., 1995, "A Review of Mass Transfer Measurement Using Naphthalene Sublimation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416~434.

(11) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2005, "Heat/Mass Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade (I) – Near-tip Surface," *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4 pp. 485~494.

(12) Kline, S. J. and McClinetock, F., 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.

(13) Rhee, D. H., 2004, "Local Heat/Mass Transfer Characteristics on Turbine Rotor and Shroud in a Low Speed Annular Cascade," *Ph. D. Thesis, Yonsei University*.