

< 논문 >

## 환형 캐스케이드 내 고정된 터빈 블레이드 및 슈라우드에서의 열/물질전달 특성 (I)

- 블레이드 끝단 인접 표면 -

이 동 호\* · 조 형 희†

(2004년 10월 21일 접수, 2005년 3월 8일 심사완료)

### Heat/Mass Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade (I)

- Near-tip Blade Surface -

Dong-Ho Rhee and Hyung Hee Cho

**Key Words :** Turbine Blade(터빈 블레이드), Near-tip Surface(끝단 인접 표면), Heat/Mass Transfer(열/물질전달), Tip Leakage Flow(팁 누설유동), Naphthalene Sublimation Method(나프탈렌 승화법)

#### Abstract

For the extensive investigation of local heat/mass transfer on the near-tip surface of turbine blade, experiments were conducted in a low speed stationary annular cascade. The turbine test section has a single stage composed of sixteen guide vanes and blades. The chord length and the height of the tested blade are 150 mm and about 125 mm, respectively. The blade has flat tip geometry and the mean tip clearance is about 2.5% of the blade chord. Detailed mass transfer coefficient on the blade near-tip surface was obtained using a naphthalene sublimation technique. The inlet flow Reynolds number based on chord length and incoming flow velocity is changed from  $1.0 \times 10^5$  to  $2.3 \times 10^5$ . Extremely complex heat transfer characteristics are observed on the blade surface due to complicated flow patterns, such as flow acceleration, laminarization, transition, separation bubble and tip leakage flow. Especially, the suction side surface of the blade has higher heat/mass transfer coefficients and more complex distribution than the pressure side surface, which is related to the leakage flow. For all the tested Reynolds numbers, the heat/mass transfer characteristics on the turbine blade are the similar. The overall averaged  $Sh_c$  values are proportional to  $Re_c^{0.5}$  on the stagnation region and the laminar flow region such as the pressure side surface. However, since the flow is fully turbulent in the near-tip region, the heat/mass transfer coefficients are proportional to  $Re_c^{0.8}$ .

#### 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  
 $\dot{m}$  : 단위면적 당 나프탈렌 승화량

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

$Nu_c$  : Nusselt 수  
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $p$  : 블레이드 간격  
 $P_0$  : 유입유동 총압  
 $P_s$  : 블레이드 혹은 슈라우드에서의 정압

- $P_{stag}$  : 블레이드 전연에서의 정압  
 $Re_C$  : 블레이드 코드 길이와 블레이드 입구 유동속도 기준 Reynolds 수  
 $Re_{C,ex}$  : 블레이드 코드 길이와 블레이드 출구 유동속도 기준 Reynolds 수  
 $Sc$  : Schmidt 수  
 $Sh_C$  : 블레이드 코드 길이 기준 Sherwood 수  
 $t$  : 블레이드 팁과 슈라우드 사이 간극  
 $Tu$  : 유동의 난류강도  
 $u$  : 상류 베인 출구에서의 유속  
 $u_{mean}$  : 상류 베인 출구에서의 평균 유속  
 $V_0$  : 상류 베인 입구에서의 유속  
 $W_1$  : 블레이드 입구에서의 유속  
 $W_2$  : 블레이드 출구에서의 유속  
 $x, y, z, s$  : 좌표계(Fig. 2)

#### 그리스 문자

- $\beta_1$  : 블레이드 입구에서의 상대 유동각  
 $\beta_2$  : 블레이드 출구에서의 상대 유동각  
 $\delta z$  : 나프탈렌 승화량  
 $\delta \tau$  : 실험시간  
 $\rho_s$  : 고체 나프탈렌의 밀도  
 $\rho_{v,w}$  : 나프탈렌 포화증기밀도  
 $\rho_{v,\infty}$  : 유동 내의 나프탈렌 증기밀도

## 1. 서 론

가스터빈엔진의 경우 성능향상을 위하여 지속적으로 터빈입구온도가 증가되어 왔으며, 이로 인해 연소실과 터빈과 같이 가스터빈엔진의 고온부에 걸리는 열부하 또한 계속 증가하는 추세이다.

열부하가 크게 걸리는 대표적인 요소 중 하나로 터빈 블레이드를 들 수 있다. 특히, 터빈 블레이드의 경우 회전을 하기 때문에, 끝단(tip)과 슈라우드(shroud) 사이에 유한한 간극(tip clearance)이 존재한다. 이러한 간극 내로 고온의 연소가스가 블레이드 압력면(pressure side) 측을 통해 말단 간극 내로 유입된 후 누설와류(leakage vortex)를 형성하며 블레이드의 흡입면 측으로 빠져나가게 된다. 이러한 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. 이에 본 연구에서는 블레이드 끝단 인접부를 포함한 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다.

블레이드 미드스팬(mid-span), 즉 2차원적인 유동특성을 갖는 영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 과거부터 많이 이루어져 왔으나,<sup>(1-5)</sup> 누설유동의 영향을 받는 끝단 인접영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 최근에 와서 이루어지고 있다.

Kwak과 Han<sup>(6)</sup>은 감온성 액정(TLCs)을 이용하여 블레이드 끝단과 블레이드 표면, 슈라우드에서의 국소적인 열전달 계수를 측정하여 블레이드 끝단 인접부에서 누설유동이 블레이드 및 슈라우드에서의 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다. Jin과 Goldstein<sup>(7)</sup>은 나프탈렌 승화법을 이용하여 블레이드 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다. 이 경우, 유입유동의 경계층이 두껍기 때문에 통로와류(passage vortex)의 영향이 크게 나타났으며, 상대적으로 누설유동에 의한 영향은 적게 나타났다. Kwon 등<sup>(8)</sup>은 블레이드 끝단 간극이 존재하는 경우 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다.

또한, 실제 터빈은 상황에 따라 운전조건이 변화하기 때문에, 이러한 조건변화에 따른 블레이드 표면에서의 열전달 특성을 고찰하기 위한 연구가 진행되어 왔다. Blair<sup>(5)</sup>는 Reynolds 수 및 입사각(incidence angle) 변화에 따른 블레이드 미드스팬 부근에서의 열전달 특성을 고찰하였으며, Jin과 Goldstein<sup>(7)</sup>는 주유동의 Reynolds 수를  $4.4 \times 10^5 \sim 7.2 \times 10^5$ 까지 변화시켜가며 블레이드 표면에서의 열전달 특성에 대한 Reynolds 수 변화의 효과를 고찰하였다. Giel 등<sup>(9)</sup>은 블레이드 출구에서의 Reynolds 수( $Re_{C,ex} = 3.7 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^6$ )와 입사각( $-5^\circ \sim +5^\circ$ ) 등 여러 조건변화에 따른 터빈 블레이드 표면에서의 국소적인 열전달 계수를 측정하였으며, 그 결과 운전조건 변화에 따라 블레이드 표면에서의 유동특성이 변화하여 전연면 부근에서의 열전달 특성이 변화하는 것을 밝혀냈다.

기존의 연구들은 일부를 제외하면 각각의 요소에 대해서 독립적인 결과를 제시하였기 때문에 블레이드 및 슈라우드에서의 열전달 특성을 정확하게 해석하는데 한계를 갖는다. 본 연구에서는 환형 터빈 캐스케이드를 이용하여, 고정된 블레이드의 끝단 인접영역 표면, 끝단면, 슈라우드에서의 국소 열/물질전달계수를 측정하고 국소적인 열전달 특성을 동시에 비교, 분석하였다. 1편인 본 논문에서는 이 중 끝단 인접부의 블레이드 표면에서의 국소적인 열/물질전달 특성에 대해서 분석, 고찰하였고, 2편<sup>(10)</sup>에서는 끝단면 및 슈라우드에서의

국소 열/물질전달 특성에 대해서 연구하였다. 이와 같이, 블레이드 표면에서의 특성과 함께 끝단면, 슈라우드 표면에서의 특성을 비교함으로써 보다 정확하게 열/물질전달특성을 해석할 수 있었다.

국소 열/물질전달계수를 측정하기 위해 물질전달실험방법 중의 하나인 나프탈렌 승화법을 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 캐스케이드가 장착된 저속 풍동이 사용되었으며, 크게 상류측 팬(fan), 1단(one stage) 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 1,000 mm의 고무관으로 제작되었으며, 유동의 안정화를 위하여 내부에 허니콤(honeycomb)과 고운 망(screen)을 설치하였다. 환형 유로는 외경 900 mm, 내경 640 mm로 유로의 높이는 130 mm이다. 베인과 블레이드는 각각 16개씩 설치되어 있으며, 베인은 환형 유로 입구로부터 540 mm 떨어진 곳에, 블레이드는 베인 하류 34 mm 떨어진 곳에 위치하도록 제작하였다. 블레이드는 회전이 가능한 디스크에 고정되어 있으며, 본 실험에서는 디스크를 고정시킨 후 실험을 수행하였다.

환형 유로 내 베인의 상류에 두 개의 피토탐관을 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 정압 측정을 용이하게 하기 위하여 환형 유로의 바깥쪽 면에 여러 개의 창을 가공하였다. 또한, 블레이드 표면에서의 온도 및 압력측정 결과를 획득하기 위해 Fig. 1에서와 같이 20채널 슬립링(slip ring)을 블레이드를 고정시키는 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. 베인과 블레이드의 상대위치는 베인 출구에서의 유속의 분포가 균일하도록 위치를 설정하였으며, 베인과 베인의 정 중앙 영역에서  $y < 0$ 의 방향으로 약  $3.2^\circ$  회전시킨 위치이다.

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

블레이드는 평면 끝단 형상을 갖는데, 이때 환형 유로 내에 설치되기 때문에 Fig. 3에서와 같이 압력면 측으로  $3.8^\circ$  기울어진 끝단 형상을 갖는다. 따라서, 팁 간극은 축 방향을 따라가면서 변화하게 되며, 그 분포를 Fig. 3에 제시하였다. 그림에서 볼 수 있듯이, 끝단 간극은 약 2 mm에서 6 mm까지 변화하게 되며, 압력면 측이 흡입면 측에 비해 상대적으로 큰 간극을 갖는다. 평균 간극은 약 3.8 mm로 코드길이 대비 약 2.5%이다.

### 2.3 시험 시편 및 압력측정

본 실험에서는 나프탈렌 승화법을 이용하여 블레이드 표면에서의 국소 물질전달계수를 측정하였으며, 블레이드 시편 개략도는 Fig. 4에 제시되어

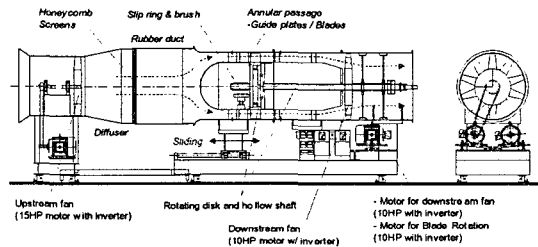


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

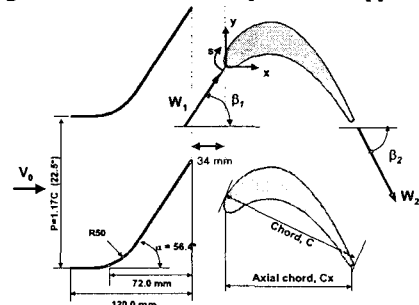


Fig. 2 Schematic view of test section at mid-span

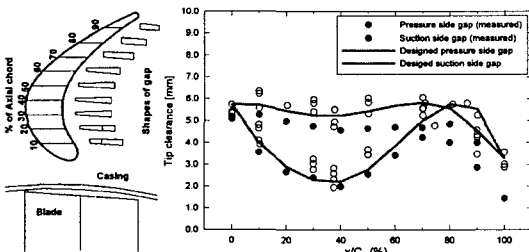
**Table 1** Blade configurations

Number of blades	16	
Chord length (C)	150 mm	
Axial chord (C <sub>x</sub> )	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	
Spacing between vane and blade	34 mm (0.227C)	
Radius at mid-span	385 mm	
hub/tip radius ratio	0.711	
Blade inlet / exit angle	β <sub>1</sub> =56.4° / β <sub>2</sub> =-62.6°	
Turning angle	119.0°	
Mean tip clearance (t)	~ 3.8 mm (t/C=2.5%)	

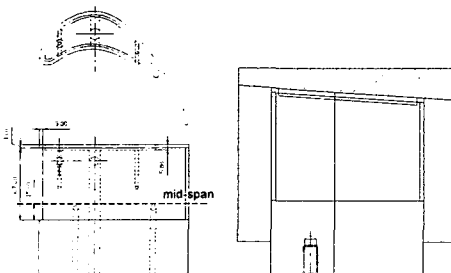
**Table 2** Operating conditions at Re<sub>C</sub>=1.5×10<sup>5</sup>

Inlet flow velocity (V <sub>0</sub> ) / mean Tu	8.3 m/s / ~ 9%
Vane exit angle	56.4°
Mean vane exit flow velocity (V <sub>1</sub> )*	15 m/s
Mean blade inlet velocity (W <sub>1</sub> ) / Tu	15 m/s / ~ 3%
Mean blade exit velocity (W <sub>2</sub> ) *	18 m/s
Re <sub>C</sub>	1.5×10 <sup>5</sup>
Re <sub>C,ex</sub>	1.8×10 <sup>5</sup>

\* based on inlet to exit area ratio



**Fig. 3** Geometry of tip clearance



**Fig. 4** Drawing of test blade and mold plates

있다. 블레이드 시편 표면은 끝단에서 미드스팬 아래쪽 15mm까지 나프탈렌이 코팅되도록 설계하였다. 블레이드 형상이 유지되도록 하기 위해서 끝단 모서리 부분에 3mm의 테두리가 있도록 하였으며, 끝단면은 5mm의 테두리를 갖고 그 안쪽

영역에 나프탈렌이 코팅되도록 설계, 제작하였다. 슈라우드는 축방향으로 1.14C<sub>x</sub>, 원주방향으로 2 피치를 포함하도록 제작하였다.

압력분포 특성을 관찰하기 위하여 나프탈렌 코팅된 블레이드 시편 좌우의 블레이드 미드스팬 표면에 정압 탭(static pressure tap)을 설치하여 실험 중 미드스팬에서의 정압을 측정하였으며, 슈라우드 표면에 70개의 정압 탭을 설치하여 압력분포 특성을 고찰하였다.

2.4 실험 조건

본 실험은 블레이드 입구에서의 Reynolds 수가 Re<sub>C</sub>=1.5×10<sup>5</sup>인 경우에 대해서 기본적인 열전달 특성에 대해서 고찰하였으며, 이때의 자세한 운전조건은 Table 2에 제시되어 있다. 또한, 운전조건 변화에 따른 영향을 고찰하기 위하여 세 가지 Reynolds 수(Re<sub>C</sub>=1.0×10<sup>5</sup>, 1.5×10<sup>5</sup>, 2.3×10<sup>5</sup>)에 대해서 실험을 수행하였다.

3. 열/물질전달계수

3.1 물질전달계수

국소 물질전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{v,w} - \rho_{v,\infty}} = \frac{\rho_s(dy/d\tau)}{\rho_{v,w}} \quad (1)$$

본 실험의 경우 유입유동은 나프탈렌을 거의 포함하고 있지 않기 때문에, ρ<sub>v,∞</sub>=0으로 하였다. 물질전달계수의 무차원수인 Sherwood 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Sh_C = h_m C / D_{naph} \quad (2)$$

여기서 D<sub>naph</sub>는 Goldstein and Cho<sup>(11)</sup>에 의해 제시된 값을 이용하였다.

물질전달계수는 열과 물질전달 사이의 유사성을 이용하여 열전달계수로 전환될 수 있으며, 본 실험의 경우 상온에서 수행되었기 때문에 본 실험 결과로부터 다음과 같은 식으로 열전달계수의 무차원수인 Nu 수를 얻을 수 있다.

$$Nu/Sh = (Pr/Sc)^{0.4}, \quad Nu = 0.624 Sh \quad (3)$$

본 실험결과를 통해 얻은 Nu 수와 열전달 실험을 통해 얻은 Nu 수에 대한 비교는 다음 장에 제시되어 있다. 본 연구에서의 불확실성 해석은 Kline과 McClintock<sup>(12)</sup>의 방법을 이용하여 이루어졌으며, 95%의 신뢰도에 대해서 약 ±7.4%인 것으로 나타났다.

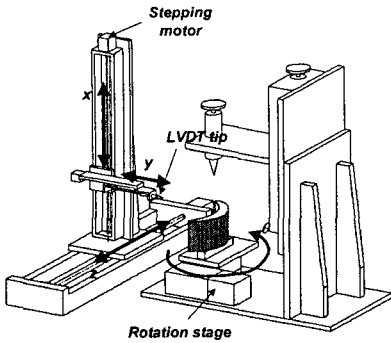


Fig. 5 Four-axis measurement system

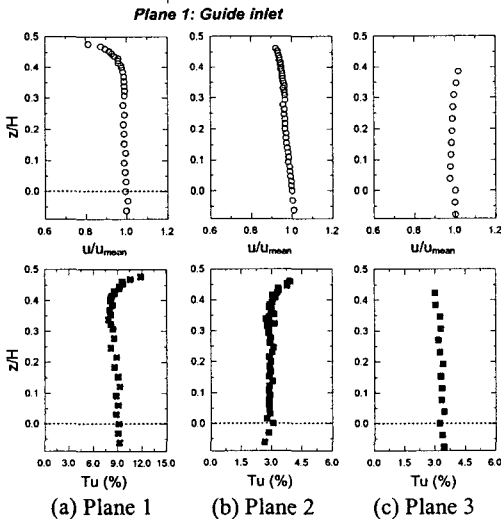
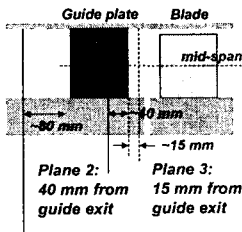


Fig. 6 Vertical distributions of velocity magnitude and turbulence intensity at inlet and exit planes of guide vane

3.2 측정장치 및 방법

블레이드 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 표면이 곡면이기 때문에 Fig. 5에 제시된 것과 같이 3축의 직선이송장치에 선형가변차동변환기(LVDT; linear variable differential transformer)를 연결하고 1축의 회전장치에 시편을 장착하여 측정하였다. LVDT

및 4축 측정장비의 자세한 사양은 Rhee<sup>(13)</sup>에 제시되어 있다.

4. 실험결과 및 토의

4.1 입구 유동장 및 압력분포

본 실험에서는 물질전달 실험에 앞서 블레이드로 유입되는 유동 정보를 파악하기 위하여 열선유속계(hot-wire anemometry)와 I형 프로브(probe)를 이용하여 베인 상류 및 블레이드 상류에서의 유동을 측정하였다. 베인의 하류에서는 측정 와이어가 베인의 출구각과 수직이 되도록 하였다.

Fig. 6은 상류 베인 입구 및 출구에서의 유입유동의 속도 및 난류강도 분포를 나타내는 그림이다. 상류 베인 입구에서는 완전 발달된 난류경계층이 형성된 것을 알 수 있다. 이 때 경계층의 두께는 약 15 mm이고 주유동의 난류강도는 약 9%이다. 유입된 유동은 상류 베인을 지나면서 가속되며, 이로 인해 경계층 두께는 5 mm 이하로 얇아지고, 난류강도는 약 3% 정도로 감소하게 된다.

Fig. 7은 베인 출구 하류 10 mm 지점 미드스팬 높이에서 베인과 베인 사이 속도 및 난류강도 분포를 원주 방향을 따라가며 나타낸 그림이다. 그림에서 실선은 2차원 유동수치해석 결과를 나타낸다. 속도분포를 보면, 베인의 후연 하류에서 낮은 속도분포를 갖고 나머지 영역에서는 고른 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 단, 블레이드의 전연(leading edge)이 위치하는 곳의 상류영역에는 포텐셜 유동의 상호작용 효과로 인해 상대적으로 낮은 유속을 갖지만, 전체적으로 유속분포의 차이는 대략 ±10% 이내에 들기 때문에 균일한 분포의 유동이 블레이드로 유입되는 것으로 가정할 수 있다.

블레이드 표면에서의 압력분포 특성을 알아보기 위하여 블레이드 미드스팬에서 정압을 측정하였고 그 결과를 Fig. 8에 제시되어 있다. 정압분포는 정압계수로 나타내었으며, 이때 정압계수의 정의는 식 (4)와 같다. 여기서, 동압은 베인 입구에서의 속도를 기준으로 하였다.

$$C_p = \frac{(P_s - P_0)}{0.5\rho V_0^2} \tag{4}$$

Fig. 8은 블레이드 미드스팬에서의 정압계수 분포를 보여주는 그림이다. 여기서 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 역

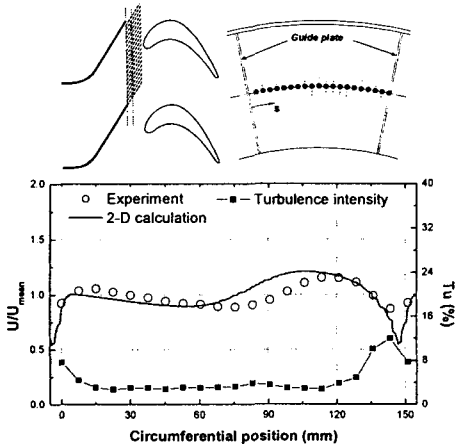


Fig. 7 Velocity distribution along the mid-span between the two adjacent guide vanes

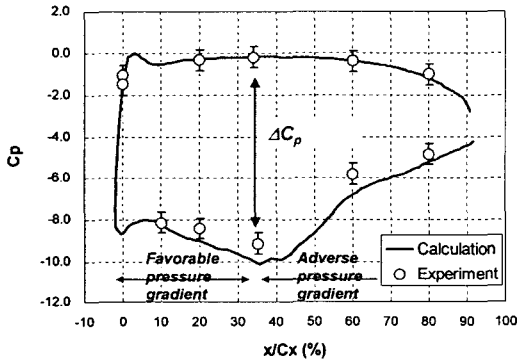


Fig. 8 Distribution of static pressure coefficients along the blade surface at the mid-span

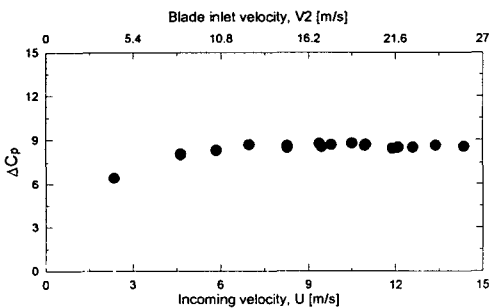


Fig. 9 ΔCp distributions with various incoming velocities

압력 구배를 갖는다. 따라서, 이 구간에서 유동의 재층류화 이후 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 국소값을 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.

유입유동 유속변화가 블레이드 주위에서의 압력 분포에 미치는 영향을 관찰하기 위하여 유입유동 유속변화에 따른 블레이드에서의 최대 압력차(ΔCp)를 측정하였으며, 그 결과는 Fig. 9에 제시되어 있다. 결과에서와 같이, 배인 입구에서의 유속이 4.5 m/s 이상인 경우, 거의 동일한 값을 가지며 이로부터 블레이드 주위에서의 압력분포는 유속변화에 영향을 받지 않는 것을 알 수 있다.

#### 4.2 블레이드 표면에서의 국소 열/물질전달 특성

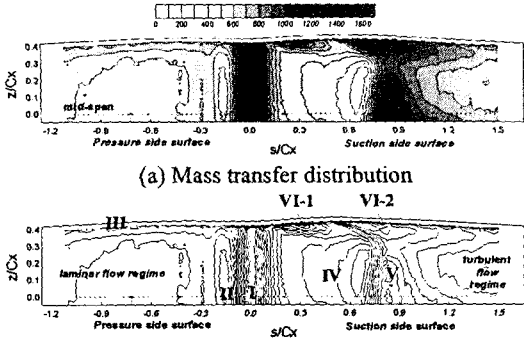
Fig. 10은 블레이드 표면에서의 국소 열/물질전달 계수 분포를 나타내는 그림이다. Fig. 10(a)에서의 외곽선은 블레이드 표면을 펼쳤을 경우의 전개도 형상을 나타내며, z/Cx=0.0은 블레이드 미드스팬을 나타낸다.

블레이드 표면에서의 열전달 특성은 아래와 같은 유동 현상으로 특징 지워지며, 이러한 영역을 Fig. 10(b)와 Fig. 11에 표시하였다.

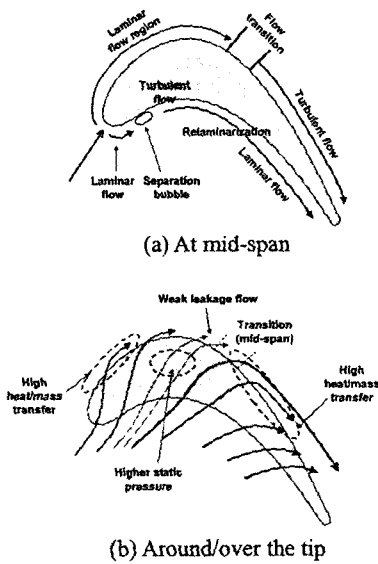
- I. 전연 부근의 정체점
- II. 압력면에서의 박리기포
- III. 압력면 끝단 부에서의 유동유입효과
- IV. 층류유동의 가속
- V. 유동의 천이
- VI. 흡입면 끝단 부에서의 누설유동

전연면에서는 유입되는 유동이 정체점을 형성하기 때문에 매우 큰 열전달계수가 관찰된다. 이후 유동이 압력면 측으로 진행하면서, 전연 부근 압력면에서는 앞서 언급한 바와 같이 박리기포가 형성되어 국소적으로 낮은 열/물질전달 영역이 형성된다. 이후 유동이 난류로 천이하면서 열/물질전달이 약간 증가하지만, 이후 다시 유동이 안정화되면서 재층류화 되기 때문에 거의 균일한 열/물질전달계수 분포를 갖는 것으로 나타났다. 팁 부근에서는 유동이 팁 간극 내로 유입되면서 가속되기 때문에 미드스팬 부근에서의 값에 비해 열/물질전달계수가 높은 것을 알 수 있다.

흡입면에서 미드스팬 부근(z/Cx ≤ 0.3)에서는 정체점에서의 층류유동이 급격히 가속되기 때문에 층류유동이 유지되며 낮은 열/물질전달계수를 갖게 된다. 하지만, 이후 압력이 회복되면서 난류로의 천이가 발생하여 s/Cx=0.8 부근에서 극대값을 갖게 된다. 그 이후로는 난류 경계층이 발달하면서 서서히 열/물질전달계수가 감소하는 분포를 갖는다.



(a) Mass transfer distribution  
VI-1 VI-2  
(b) Classification of flow regimes on the surface  
Fig. 10 Local heat/mass transfer characteristics on the blade surface at  $Re_c=1.5 \times 10^5$



(a) At mid-span  
(b) Around/over the tip  
Fig. 11 Expected flow characteristics on the blade surface and tip

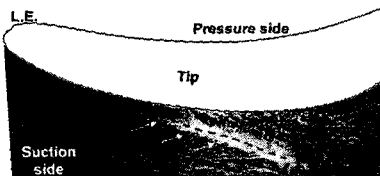


Fig. 12 Oil-lampblack flow visualization on blade suction surface

흡입면 끝단 부근에서는 누설유동에 의해 열/물질전달이 증가되는 것을 알 수 있다. 특히, 전연면 부근에서 작은 축진영역[VI-1, Fig. 10(b)]이 형성된 후  $s/C_x=0.5$  부근부터 다시 하나의 축진영역[VI-2, Fig. 10(b)]이 발생하기 시작한다. 이것은 흡입면 측으로 빠져 나오는 틱 간극 유동이 상류측과 하류측 두 갈래로 나뉘어져서 누설되기 때문인 것

로 생각된다. 이와 같이 끝단 부근에서 예상되는 유동 형태를 Fig. 11(b)에 제시하였다. 이러한 특성은 2편<sup>(10)</sup>에 제시되는 슈라우드에서의 압력분포 및 열전달 결과에서 간접적으로 확인할 수 있다. 이렇게 누설유동이 두 곳으로 분리되는 현상은 본 실험에서 사용된 블레이드의 회전각이 크기 때문에 명확하게 나타난 것으로 생각되며, 실제 끝단의 형상처럼 회전각이 좀 더 작은 경우는 이러한 경향이 악화될 것으로 생각된다.

이러한 누설유동의 거동은 유막가시화(oil-lamp-black visualization) 결과를 통해서도 간접적으로 확인할 수 있다. Fig. 12는 유막가시화 방법을 이용하여 블레이드 끝단 부근 흡입면에서의 표면유동을 가시화한 그림이다. 고온 탄소가루와 등유, 식용유를 적정비율로 혼합하여 흡입면 표면에 고르게 도포한 뒤 유동장에 노출시켰다. 결과를 보면 앞서 언급한 바와 마찬가지로 흡입면에 하나의 경계선이 형성되며, 이를 통해 틱 간극을 통해 빠져 나오는 누설 유동이 상류측과 하류측 두 곳으로 갈라져 나오는 것을 알 수 있다.

Fig. 13은  $Re_c=1.5 \times 10^5$ 일 때 높이방향에 따라 블레이드 표면에서의 국소 열/물질전달계수 분포를 나타낸 그림이다.  $z/C_x=0.0, 0.2$ 인 경우, 앞에서 언급한 것과 같이 전연 부근에서 최대값을 갖고, 압력면 측( $s/C_x < 0$ )으로 진행하면서 박리기포 전후를 제외한 영역에서 매우 균일한 값을 갖는 것을 알 수 있으며, 이를 통해 이 영역에서는 층류 유동장이 형성되는 것을 간접적으로 확인할 수 있다.

흡입면에서의 경우도 유동의 재층류화로 매우 낮은 값을 나타낸 이후  $s/C_x=0.8$  부근에서 유동의 천이로 인해 급격히 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 블레이드 끝단 인접부인  $z/C_x=0.4$ 에서의 분포를 보면, 압력면 쪽에서는 유동 유입효과로 유동이 국소적으로 가속되기 때문에 미드스팬 부근에서의 값보다 약 20~40%정도 높은 값을 갖는다. 흡입면에서는 누설유동에 의한 두 개의 극대값이 명확하게 나타나며, 특히 하류측 극대값은 전연면에서의 값의 약 70% 정도에 달하는 것으로 나타났다. 이러한 결과로 볼 때 흡입면 측 블레이드 틱 부근에서도 누설유동에 의해 상당히 큰 열부하를 받는다는 사실을 확인할 수 있다.

### 4.3 기존 연구와의 비교

실험장치 및 실험방법의 검증을 위해 본 실험에서 얻은 블레이드 미드스팬에서의 물질전달 계수를 앞서 제시된 식 (3)을 이용하여 Nu 수로 변환하여 다른 연구자들의 결과와 비교하였다. Fig. 14는 나프탈렌 승화법을 이용한 실험과 비교한

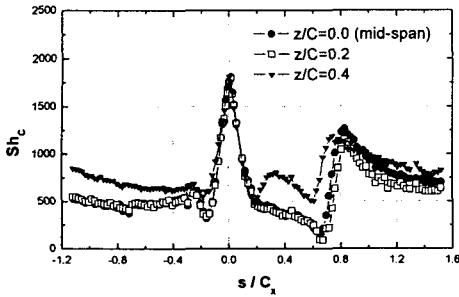


Fig. 13 Local distributions of  $Sh_C$  on blade surface at  $Re_C=1.5 \times 10^5$

그럼이고, Fig. 15는 열전달 실험을 통해 얻은 결과들과 비교한 그림이다. 열전달 실험과의 비교에는 축방향 코드길이를 기준으로 한 무차원수를 사용하였다.

물질전달실험의 경우, 실험조건 및 형상의 차이에도 불구하고 전체적으로 매우 유사한 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 단, 전연의 경우 유입유동의 난류강도에 따라 값의 차이가 나타나며, 흡입면에서 천이영역의 위치가 다른 것으로 나타났다. 이는 블레이드 간의 간격 등 형상조건의 차이에 기인한 것으로 생각된다.

열전달 실험 결과와 비교해보면, 전체적인 값의 크기는 유사하지만, 열전달 실험의 경우 전연면에서의 값이 상대적으로 낮은 것으로 나타났다. 이는 블레이드 형상 및 유입유동 조건의 차이와 함께 전도오차 등에 의한 것으로 생각된다. 또한, 열전달 실험의 경우 흡입면에서 유동 천이에 의한 영향이 매우 약하게 나타났는데, 이것은 열전달 실험의 경우 대부분 Reynolds 수가 높거나 주유동 난류강도가 크기 때문에 유동 천이가 일어나지 않거나 그 효과가 미약하기 때문인 것으로 생각된다.

4.4 Reynolds 수 변화에 따른 영향

블레이드 입구에서의 Reynolds 수 변화에 따른 터빈 블레이드 표면에서의 국소 열/물질전달 계수 분포가 Fig. 16에 제시되어 있다. 그림에서 볼 수 있듯이, 본 연구의 실험범위 내에서는 입구 유동의 Reynolds 수가 증가함에 따라 전체적으로 열/물질전달계수가 증가하지만, 박리기포, 층류화 및 천이 등 유동 특성 및 이에 따른 열전달 특성은 동일하게 유지되는 것으로 나타났다. 하지만, 다른 연구자들의 결과를 참고해보면, 블레이드 입구 유동의 Reynolds 수가  $10^6$ 크기까지 증가하거나 유동의 난류강도가 매우 큰 경우, 국부적으로 박리기포, 재층류화 현상 등은 약화되거나 소멸될 것으로 예상된다.

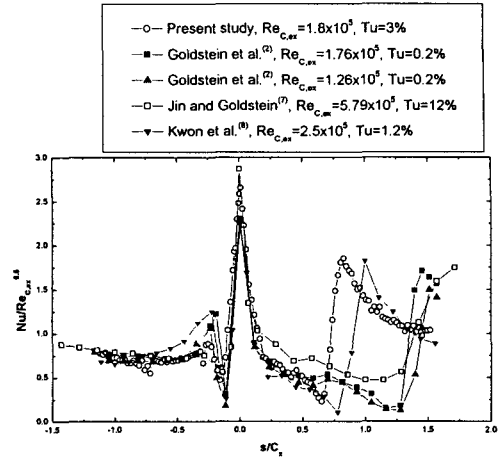


Fig. 14 Comparison of  $Nu/Re_{C,x}^{0.5}$  with other studies of mass transfer experiments

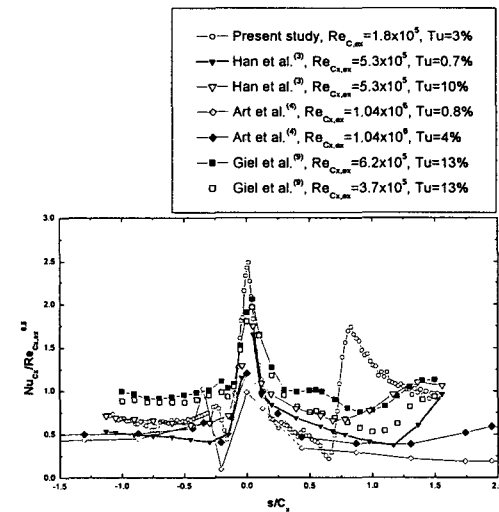


Fig. 15 Comparison of  $Nu_{C,x}/Re_{C,x}^{0.5}$  with other studies of heat transfer experiments

Fig. 17은 전연면(leading edge)에서의  $Sh_C$ 를 스펀 방향(z 방향)으로 평균한 값을 Reynolds 수 변화에 따라 나타낸 그림이다. 이 경우, 평균  $Sh_L$ 값은  $Re_C^{0.52}$ 에 비례하는 것으로 나타났으며, 이러한 특성은 층류 유동인 경우의 원형봉 정체점에서의 열전달 특성( $Nu \propto Re^{0.5}$ ) 혹은 층돌체트에서 정체점에서의 경향 [ $Nu \propto Re^{0.5} \sim Re^{0.54}$ , Lee와 Lee<sup>(14)</sup>]과 매우 유사한 것이다. Fig. 18은 블레이드 표면에서  $z/C_x=0.0$  및  $z/C_x=0.4$ 에서의  $Sh_C/Re_C^{0.5}$  분포를 나타내는 그림이다. 본 실험의 경우 미드스팬에서는 전체적으로 층류 유동장이 형성되기 때문에 열전달 계수 분포가 매우 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 하지만, 블레이드 끝단 인접부근의 경우, Fig. 18(b)에 제시된 바와 같이  $Re_C^{0.5}$ 로 무차원화 하는 경우 정



체점 인접영역을 제외하고는 Reynolds 수에 따라 크기가 약간 다르게 나타난다. 이것은 압력면 측에서는 유동의 유입으로 인한 유동가속효과가 나타나며, 흡입면 측에서는 누설와류가 발달하므로 끝단면 인접부는 난류 유동장이 형성되기 때문이다. 이는 Fig. 19에 제시한 것과 같이  $z/C_x=0.4$ 에서의 값을  $Re_c^{0.8}$ 으로 무차원화 하는 경우는 결과가 매우 잘 일치하는 것을 통해 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 저속 환형 캐스케이드 내에 고정된 터빈 블레이드에 대해서 블레이드 표면에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하고 유입유동조건 변화에 따른 영향을 관찰하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 블레이드 전연면에서는 정체점이 형성되면서 최대 열/물질전달계수를 갖고, 이후 압력면 측으로는 국소적으로 전연부 인접영역에서 유동의 가속이 발생하여 유동이 층류화된 뒤 박리기포가 형성되는 특성을 갖는다. 이후 유동의 가속으로 재층류화되어 매우 균일한 열/물질전달계수 분포를 갖는 것으로 나타났다.

(2) 블레이드 미드스팬 부근 흡입면에서는 유동의 강한 가속으로 인해 유동이 재층류화되어 매우 낮은 열/물질전달계수를 가진 뒤 이후 천이되면서 극대값을 갖는 분포를 나타내었다.

(3) 블레이드 끝단 인접영역에서는 간극 내로 유입, 유출되는 유동에 의해 열전달 특성이 결정된다. 압력면에서는 유동이 간극 내로 유입되면서 유동이 가속되어 상대적으로 높은 열전달 계수를 갖는다. 흡입면 측에서는 유동이 누설되면서 두개의 누설와류를 형성하며 블레이드 표면에 영향을 주며 이 영역에서의 열전달계수는 전연부의 최대 70%에 달하는 것으로 나타났다.

(4) 블레이드 유입유동의 유속이 증가하는 경우, 전체적으로 열전달계수는 증가하지만, 열전달 특성은 동일하게 나타났다. 블레이드 전연 영역과 압력면, 흡입면에서 층류 유동을 갖는 영역은  $Re_c^{0.5}$ 에 비례하지만, 끝단 인접영역에서는 유동의 유입, 누설와류 등으로 인해 난류 유동장이 형성되어 열/물질전달계수는  $Re_c^{0.8}$ 에 비례하는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 과학기술부 주관 국가지정연구실 (NRL) 사업의 지원에 의한 결과이며, 이에 감사드립니다.

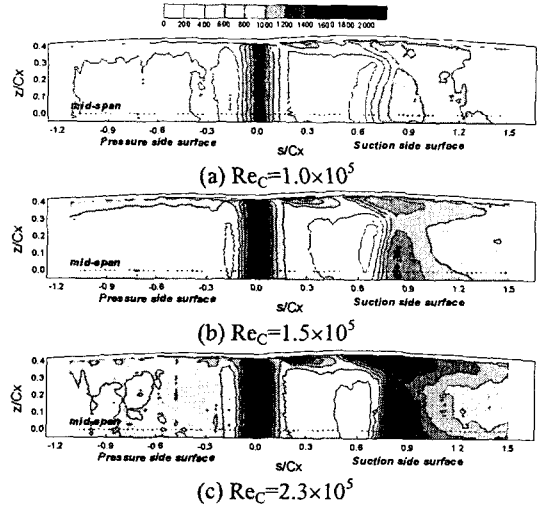


Fig. 16 Contour plots of  $Sh_c$  on blade surface at various Reynolds numbers

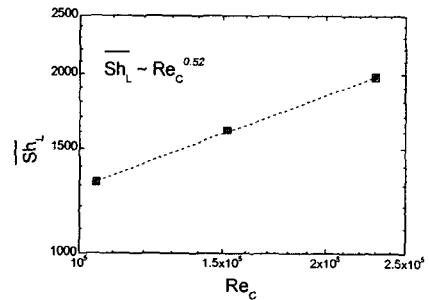


Fig. 17 Spanwise averaged  $Sh$  along the leading edge line ( $\overline{Sh}_L$ ) at various Reynolds numbers

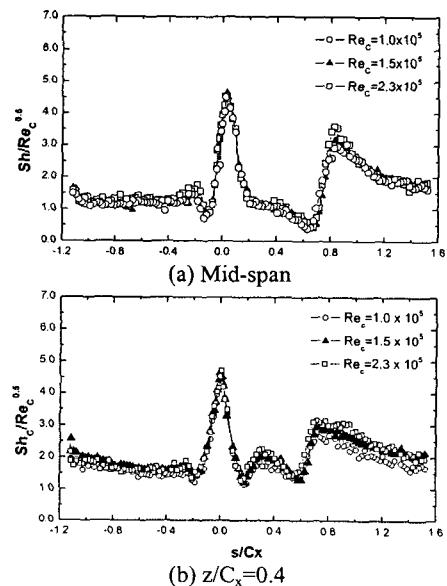


Fig. 18 Local distributions of  $Sh_c$  on the blade surface at various Reynolds numbers

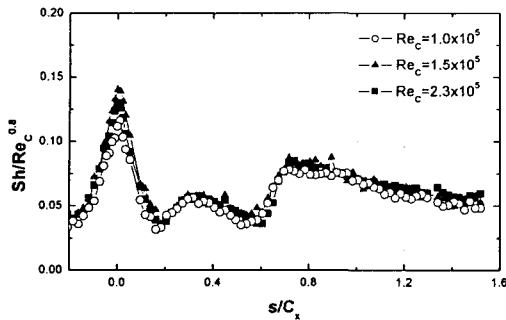


Fig. 19 Local distributions of  $Sh_C/Re_C^{0.8}$  on the suction side surface of the blade at  $z/C_x=0.4$  for various Reynolds numbers

### 참고문헌

- (1) Chen, P. H. and Goldstein, R. J., 1992, "Convective Transport Phenomena on the Suction Surface of a Turbine Blade Including the Influence of Secondary Flows Near the Endwall," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 776~787.
- (2) Goldstein, R. J., Wang, H. P. and Jabbari, M. Y., 1994, "The Influence of Secondary Flows near the Endwall and Boundary Layer Disturbance on Convective Transport from a Turbine Blade," *ASME Paper*, No. 94-GT-165.
- (3) Han, J. C., Zhang, L. and Ou, S., 1993, "Influence of Unsteady Wake on Heat Transfer Coefficient From a Gas Turbine Blade," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 904~911.
- (4) Arts, T., Duboue, J.-M. and Rollin, G., 1998, "Aerothermal Performance Measurements and Analysis of a Two-Dimensional High Turning Rotor Blade," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 494~499.
- (5) Blair, M. F., 1994, "An Experimental Study of Heat Transfer in a Large-scale Turbine Rotor Passage," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 1~13.
- (6) 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.
- (7) Jin, P. and Goldstein, R. J., "Local Mass/Heat Transfer on Turbine Blade Near-Tip Surface," *ASME Paper*, No. GT-2002-30556.
- (8) Kwon, H. G., Lee, S. W. and Park, B. K., 2002, "Measurements of Heat (Mass) Transfer Coefficient on the Surface of a Turbine Blade with a High Turning Angle Using Naphthalene Sublimation Technique," *Trans. of the KSME B*, Vol. 26, pp. 1077~1087.
- (9) Giel, P. W., Boyle, R. J. and Bunker, R., 2004, "Measurements and Predictions of Heat Transfer on Rotor Blades in a Transonic Turbine Cascade," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 126, pp. 122~129.
- (10) 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," *Tran. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4, pp. 495~503.
- (11) 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.
- (12) Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," *Mech. Eng.*, 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.
- (14) Lee, J. H. and Lee, S. J., 2000, "The Effect of Nozzle Configuration on Stagnation Region Heat Transfer Enhancement of Axisymmetric Jet Impingement," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3497~3509.