

터빈 블레이드 표면과 선형의렬에서의 열전달 및 유동측정 연구

이대회* · 심재경** · 박성봉*** · 이재호** · 윤순현****
(1998년 5월 18일 접수)

Heat Transfer and Flow Measurements on the Turbine Blade Surface

Dae Hee Lee, Jae Kyung Sim, Sung Bong Park, Jae Ho Lee, and Soon Hyun Yoon

Key Words: Turbine Blade(터빈 블레이드) Free Stream Turbulence Intensity(자유흐름의 난류 강도), Static Pressure Coefficient(표면정압계수), Liquid Crystal(액정), Gold Film Intrex(금도금 박막), Nusselt Number (Nusselt수)

Abstract

An experimental study has been conducted to investigate the effects of the free stream turbulence intensity and Reynolds number on the heat transfer and flow characteristics in the linear turbine cascade. Profiles of the time-averaged velocity, turbulence intensity, and Reynolds stress were measured in the turbine cascade passage. The static pressure and heat transfer distributions on the blade suction and pressure surfaces were also measured. The experiments were made for the Reynolds number based on the chord length, $Re_c = 2.2 \times 10^4$ to 1.1×10^5 and the free stream turbulence intensity, $FSTI_1 = 0.6\%$ to 9.1% . The uniform heat flux boundary condition on the blade surface was created using the gold film Intrex and the surface temperature was measured by liquid crystal, while hot wire probes were used for the flow measurements. The results show that the free stream turbulence promotes the boundary layer development and delays the flow separation point on the suction surface. It was found that the boundary layer flows on the suction surface for all Reynolds numbers tested with $FSTI_1 = 0.6\%$ are laminar. It was also found that the heat transfer coefficient on the blade surface increases as the free stream turbulence intensity increases and the flow separation point moves downstream with an increasing Reynolds number. The results of skin friction coefficients are in good agreement with the heat transfer results in that for $FSTI_1 \geq 2.6\%$, the turbulent boundary layer separation occurs.

기호설명

A : 액정이 코팅된 Intrex의 표면적
 C_p : 표면정압계수 $(= (P_1 - P_\infty) / \frac{1}{2} \rho U_\infty^2)$
 C_x : X축에 평행한 현(chord)의 길이
 f : Intrex 금코팅의 균일도
 FSTI : 자유흐름의 난류강도
 h : 대류열전달 계수

I : Intrex에 공급되는 전류
 k : 공기 열전도도
 Nu : 국소 Nusselt수
 P : 한 피치(pitch)의 거리
 P_1 : 표면정압
 P_∞ : 자유흐름의 압력
 P. S. : 압력면(Pressure Surface)
 Q_{cond} : 전도에 의한 열유속 손실
 Q_{rad} : 복사에 의한 열유속 손실
 $(= \epsilon \sigma (T_w^4 - T_\infty^4))$
 Q_v : 정미 열유속
 Re_c : Reynolds 수 $(= U_\infty C_x / \nu)$

* 회원, 인제대학교 기계·자동차공학부
 ** 부산대학교 대학원
 *** 인제대학교 대학원
 **** 회원, 부산대학교 기계공학부

- s : 블레이드의 높이(span)
 S : 블레이드의 흡입면 상의 좌표
 S, S : 흡입면(Suction Surface)
 T_w : 벽면온도
 T_∞ : 자유흐름의 온도
 U_∞ : 자유흐름의 속도
 U, V : X, Y방향의 평균속도
 E : Intrex에 공급되는 전압
 u, v : X, Y 방향의 섭동속도
 u', v' : u, v 의 root-mean square
 \overline{uv} : Reynolds 전단용력
 X, Y : 축방향 및 피치방향 좌표
 X_0 : 난류격자가 설치된 지점으로부터의 거리

그리스문자

- β_1 : 유입각
 β_2 : 유출각
 ϵ : 액정의 방사율(emissivity)

1. 서론

터빈 익렬 내부의 유동은 기하학적 형상에 따라 유동이 가속되며 유선이 만곡되어 박리 및 재부착을 수반하므로 매우 복잡한 난류유동장을 형성한다. 익렬 내부의 유동 현상을 규명하는 것은 공력효율과 2차유동으로 인한 유동손실 그리고 이로 인한 대류열전달 현상을 설명하기 위해서 필수적이다. 또한 익렬의 표면 및 끝벽에서 형성되는 속도 및 압력구배는 말굽와류(horseshoe vortex), 통로와류(passage vortex), 구석와류(corner vortex)등의 3차원 와동을 형성하여 정량적인 계측을 매우 힘들게 한다. 따라서 초기의 연구자들은 주로 가시화 기법을 통하여 유동형태를 정성적으로 파악하였다. Fritsche⁽¹⁾는 유적법(oil flow visualization)을 사용하여 말굽와류의 존재를 확인하였다. 이후 Klein⁽²⁾은 익렬와동모델(cascade vortex model)을 통하여 통로와류와 말굽와류의 형성구조를 설명하였으며, Langston 등^(3,4)은 3차원 압력프로브를 이용한 측정 그리고 가시화를 통하여 익렬내부의 2차유동과 와동모델을 체계적으로 설명하였다. Moore와 Smith⁽⁵⁾는 에틸렌 분사 기법을 사용한 가시화기법을 이용하여 통로와류와 말굽와류가 끝벽으로부터 상승함을 보였다.

Siverding과 Van Bosch⁽⁶⁾는 color smoke wire기법을 이용하여 익렬내부의 유동을 가시화 하였다.

Zhang과 Han⁽⁷⁾은 자유흐름의 난류강도가 터빈 블레이드의 열전달에 미치는 영향을 연구하였으며, 이를 통하여 자유흐름의 난류강도가 흡입면의 열전달에 많은 영향을 미친다는 것을 밝혔다. 그러나 이는 익렬에 유입되는 자유흐름의 초기난류강도에 따른 열전달현상에 대한 연구에 주로 관심을 두었으며, 익렬내부의 난류특성은 제시하지 않았다.

고효율 가스터빈의 설계를 위해서는 초기유입 가스의 온도를 상승시키는 방법이 주로 사용되며 이로인하여 익렬의 냉각은 필수적이다. 따라서 익렬내부의 유동에 대한 자료는 고온의 가스로 인한 대류열전달의 특성을 규명하고 익렬의 온도 분포를 파악하는데 기초가 되는 작업이며, 또한 익렬내부의 유동 및 온도장을 모델링하는 데에도 필요하다. 그러나 익렬의 대류열전달 및 냉각에 대한 많은 선행 연구에서 보면 온도장의 분포를 설명함에 있어서 유동으로 인한 열에너지의 확산과 대류의 영향에 대한 설명이 미흡하다. 특히 익렬내부의 난류유동으로 인한 열에너지의 전달 과정에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 Reynolds 수와 자유흐름의 난류강도의 변화에 따른 익렬 통로내부에서의 난류특성을 고찰하고, 블레이드 표면에서의 압력분포와 국소 열전달계수를 측정하였다. 이를 통하여 난류성분의 확산과 대류를 파악하여 익렬내부의 유동장의 모델링에 기초자료를 제공하고, 열에너지의 전달 과정을 설명하기 위한 근거를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 풍동은 개방형 아음속 풍동으로 15kW의 가변형 D.C. 모터를 사용하여 구동한다. 풍동으로 유입된 공기가 확대부(diffuser)와 정류실(settling chamber)을 거쳐 수축부를 통과하면서 가속되고, 터빈익렬을 통과한 후 유출된다. 풍동의 몸체는 철판으로 제작되었으며, 입·출구 유로부와 터빈익렬 시험부는 무명안 아크릴로 제작하여 유동가시화와 액정의 칼라변화를 비디오 카메라로 어느 방향에서든지 찍을 수 있도록 하였다. 한편, 9:1의 수축비를 갖는 수축부는 유체의 손실을 최소한으로 줄이고 입구유로부에서의

속도분포가 일정하도록 Morel⁽⁸⁾의 3차 곡선을 이용하였다.

입구유로부의 크기는 400 x 400 mm이고, 평균 유속을 0~30 m/s까지 조절이 가능하며 2%이하의 속도분포오차를 갖는다. 정체실은 1개의 알루미늄 재질의 벌집모양의 정류실(honeycomb)과 4개의 스테인레스 스크린을 설치하여 최대유속에서 1% 이하의 난류강도를 갖는다. 더 높은 난류강도를 얻기 위하여 Baine과 Peterson⁽⁹⁾과 Roach⁽¹⁰⁾에 의해 제시된 난류격자 이론과 관계식을 이용하였다. 블레이드의 앞전(leading edge)에서 다양한 초기난류강도를 얻기 위해서 Fig. 1에서 보는 것처럼 난류격자를 만들어 입구유로부의 시작점에 두었다.

Table 1은 난류격자의 형상과 성능을 보여주고 있다. Grid1은 원형실린더로 구성되었으며 격자간격의 간격은 30 mm이고 실린더 직경은 3 mm이다. Grid2와 Grid3은 사각주로 구성되었으며, 격자간격은 각각 40 mm, 100 mm이고, 격자의 두께는 각각 5 mm, 10 mm이다. 자유흐름의 난류강도는 익렬로부터(2번과 3번 블레이드의 선단을 연결하는 선의 중심점으로부터) 난류격자 방향으로 700 mm 떨어진 지점에서 FSTI₁을 측정하였으며, 익렬에 유입되기 직전의 유동조건을 나타내기 위하여 익렬로부터 100 mm 떨어진 지점에서 FSTI₂를 측정하였다. 유동과 열전달계수 측정을 위하여 자유흐름의 난류강도(FSTI₁)를 0.6%~9.1%까지 변화시키며, Reynolds수(Re_c)는 2.2×10⁴, 5.9×10⁴, 1.1×10⁵로 변화시켰다.

Fig. 1과 Table 2는 각각 터빈익렬의 개략도와 익렬의 형상에 관한 데이터를 보여주고 있다. 실제의 터빈 블레이드는 휘어진 3차원 형상이지만 유동의 복잡성 때문에 Yamamoto⁽¹⁵⁾에 의해 제시된 블레이드 형상을 모델로, 블레이드의 종횡비(s/C_x)가 4.0이 되도록 하여 실험을 수행할 중앙단면(midspan)에서의 유동이 2차원이 되도록 하였다. 블레이드는 스티로폼 또는 아크릴로 제작하였으며, 열전달 및 유동측정을 위해 4개의 블레이드들 등 간격으로 설치하였다(Fig. 1참조). 이때 3번 블레이드의 선단을 좌표의 원점으로 2번, 1번 선단을 연결하는 선을 Y축으로 설정하고 이에 수직인 방향을 X축으로 정하였다. 한편 블레이드의 표면압력분포를 측정하기 위하여 유동방향으로 5 mm의 등간격으로 직경 1 mm의 36개의

정압공을 압력면과 흡입면에 장착하였다. 정압측정에는 디지털 마노메타(Furness, FCO12)를 사용하였다.

터빈익렬 내부의 유동은 와동, 박리, 재부착 등으로 인하여 복합난류 유동장으로 구성되므로 유동장의 측정이 간단하지 않다. 본 연구에서는 풍로내부의 유동장은 X형 열선을 사용하여 측정하였으며, 다양한 유입각에 따라 측정시 영위법(nulling method)을 사용하여 검출되는 유입각의 오차를 최소화하였다. 열선의 교정은 유입각에 대한 추종성이 뛰어난 교정도표기법(look-up table method)을 적용하였다. 블레이드의 흡입면 근처에서는 I형 열선을 사용하여 벽면에서 인접한 영역의 유동장을 측정하였으며, 열선의 교정은 3차

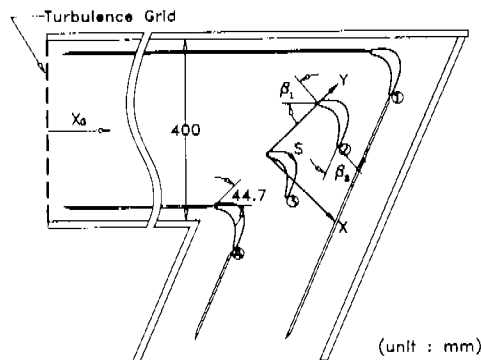


Fig. 1 Schematic diagram of the turbine cascade.

Table 1 Cascade variables.

Axial Chord(C _x)	100 mm
Pitch(p)	160 mm
Span(s)	400 mm
Pitch/Chord(p/C _x)	1.6
Aspect Ratio(s/C _x)	4
Inlet Flow Angle(β ₁)	49.8°
Outlet Flow Angle(β ₂)	-63.5°

Table 2 Performance of turbulence grids.

Case	Grid Space	Bar Thickness	FSTI ₁ (%)	FSTI ₂ (%)
Grid1	30 mm	3 mm	2.6	2.3
Grid2	40 mm	5 mm	5.8	4.1
Grid3	100 mm	10 mm	9.1	7.6

다항식을 이용하고 신호의 추출간격은 X형 열선과 동일하게 하였다.

Fig. 2는 열전달 실험모델의 개략도를 보여주는데, 스티로폼을 이용하여 블레이드 형상으로 만들었다. 이때 스티로폼을 선택한 것은 열전도율이 매우 낮아서 블레이드의 벽면에서 전도에 의한 열손실을 최소화 할 수 있기 때문이다. 분무식 접착제를 이용하여 블레이드의 양면(2번 블레이드 압축면과 3번 블레이드 흡입면)에 Gold Film Intrex(두께 0.13mm의 투명한 폴리에스터 필름에 얇은 금코팅을 함, 재질이 유연해서 블레이드의 형상을 따라 곡면에 부착할 수 있는 장점이 있다)를 부착시킨 다음, 접착력이 있는 구리포일 전극을 Intrex의 양 끝단에 부착시킨다. 구리전극에 직류전류를 공급하면 균일한 열유속 경계조건이 Intrex의 표면에 형성된다. 이때 Intrex는 블레이드의 midspan에 부착시켰으며, Intrex의 크기는 흡입면이 150 mm×35 mm, 압력면이 110 mm×35 mm이다.

본 연구에서는 디지털영상처리장치를 이용하여 액정의 칼라를 인식하여 표면온도를 측정하였다. 이때 사용한 액정(R35C1W)은 미세캡슐형태로서, 대략 1°C의 온도구간에 걸쳐서 전체 칼라스펙트럼이 나타난다. 즉, 35°C 정도에서 빨간색이 나타나기 시작하고 36°C에서 파랑색이 나타난다. 그러므로 다음과 같이 액정의 칼라교정이 행하여질 경우 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 까지의 정확도를 갖는 온도측정이 가능하다.

특정한 색깔의 정확한 측정과 시각적인 오차를

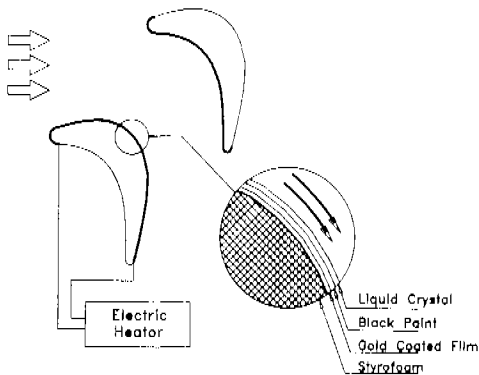


Fig. 2 Test apparatus for heat transfer measurements on the blade surface.

최소화하기 위하여 액정의 교정이 필요한데, 액

정의 교정실험에는 12×7.5×2.5 cm의 크기를 갖는 알루미늄 각주를 사용하였다. 이각주에 7개의 Chromel-Constantan 열전대 볼 전면으로부터 0.1 cm 깊이와 측면으로부터 2 cm 깊이의 위치에 등간격으로 심었다. 알루미늄 각주의 전면에는 검정페인트와 액정을 도포하였다. 그리고, 각주의 상부에는 100W 용량의 막대형 열원을 장착하여 DC 전류를 공급하여 적절한 온도를 유지할 수 있도록 하고, 하부의 약 4 cm 정도는 항온수조에 잠기게 하였다. 실험중 각주 표면으로부터의 열전달을 최소화시키기 위해서, 스티로폼 단열재로 각주를 커버시켰다. 막대형 열원에 적당한 전력을 공급하고, 항온수조의 온도를 일맞게 조절하면 각주 표면에는 거의 1차원적인 온도구배가 형성된다. 온도가 정상상태에 도달했을 때 비디오 카메라(SAMSUNG/SV-K80)와 프레임 그레버(DARIM/V-Catcher)와 PC로 구성되어 있는 디지털 칼라영상처리장치를 사용하여 화상을 처리하였다. 한편 디지털 영상처리장치를 이용하여 실험할 때 복사에 의한 열전달을 최소화하기 위하여 광섬유를 이용한 미발열체 광원을 사용하였다. 좀더 자세한 액정의 교정법에 관해서는 정영석 등⁽¹¹⁾에 나와있다.

이제 블레이드에 부착된 Intrex에 전류를 공급하고 정상상태에 도달하면, 액정의 칼라가 블레이드의 표면에 나타나게 되며, 비디오 카메라를 이용하여 액정에 의한 칼라영상을 담았다. 이때 조명은 블레이드로부터 수직하게 220 mm 되는 지점에 설치하였는데, 이것은 액정의 칼라교정의 경우와 일치하게 하였다.

3. 실험해석

본 연구에서는 Lee등⁽¹²⁾에 의하여 사용된 측정 기법을 사용하였는데, 액정의 칼라를 인식하여 표면 온도를 측정하는 방법으로 도금된 Intrex를 전기적으로 가열시킴으로써 벽면에 균일한 열유속조건을 형성할 수 있으며 열유속은 Intrex를 지나는 전류를 바꿈으로써 조절할 수 있다. 이때 일정한 열유속 조건하에서 Intrex 표면상의 특정한 칼라(동온선)는 열전달계수로 나타내어지며, 열유속이 바뀔 때 칼라의 위치도 바뀐다. 특정한

칼라 위치에서의 국소 열전달계수는 다음 식으로 계산된다.

$$h = \frac{\dot{q}_v}{T_w - T_\infty} \quad (1)$$

여기서 T_w 는 액정에 의해서 측정되는 벽면온도, T_∞ 는 자유흐름의 온도, 그리고 \dot{q}_v 는 Intrex의 정미 열유속으로 Intrex의 전체 열유속으로부터 전도와 복사에 의한 열손실을 뺀 값이다. 따라서

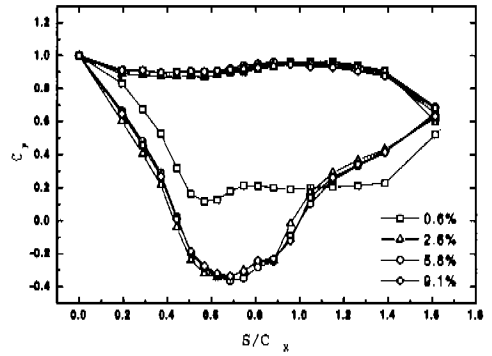
$$\dot{q}_v = \frac{fIV}{A} - \dot{q}_{rad} - \dot{q}_{cond} \quad (2)$$

여기서 f 는 Intrex에서 국소적인 전기가열과 평균가열의 비로서 Intrex의 금코팅의 균일도를 나타낸다. Lee등⁽¹²⁾에 의하면 Intrex의 크기불 작게 하고 Intrex가 감겨져 있는 roll의 중간 부분을 취할 경우 f 의 값은 0.98이상이 된다(즉 금코팅의 불균일도가 2%이하이다). \dot{q}_{rad} 는 복사 열손실로써 액정과 검정 페인트의 방사율 ϵ 는 거의 0.9에 가까우며, 복사 열손실은 무시할 수 없는 수치이다. 따라서 복사 열손실을 최소화하도록 낮은 벽면온도를 유지하는 동시에 자유흐름의 온도와는 어느 정도 차이가 나게 하여 대류 열전달계수의 불확실도를 최소화 하였다. 한편, \dot{q}_{cond} 는 벽면에서의 전도 열손실로써 블레이드 모형의 재질이 스티로폼이어서 벽면가열에 비하여 매우 작을 것으로 예상된다. 이제 다음과 같이 Nusselt 수를 정의하였다.

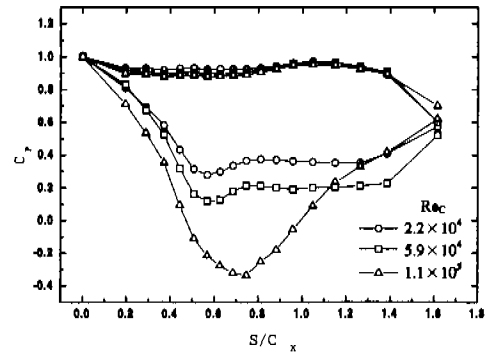
$$Nu = \frac{hC_x}{k} \quad (3)$$

여기서 h 는 대류 열전달계수, C_x 는 현의 길이 그리고 k 는 공기의 열전도도이다. Nusselt수의 불확실도 해석을 위하여 Kline과 McKlintock⁽¹³⁾의 방법을 사용하였다. 계산한 결과, Nusselt수의 불확실도는 최대 4.5%이다. 이때 도금의 균일도 f 의 불확실도가 가장 크게 나타났고, 액정과 검정페인트의 방사율이 그 다음으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

4. 결과 및 고찰



(a)



(b)

Fig. 3 Static pressure coefficients distributions on the blade surface.

Fig. 3의 (a)와 (b)는 각각 자유흐름의 난류강도와 Reynolds수의 변화에 따른 표면정압계수의 분포를 나타낸다. 블레이드의 앞전에서 유동의 정체점이 형성되므로 정압계수는 최대가 된다. 압력면에서의 정압계수는 앞전 근처에서 유동이 박리되어 큰 재순환 버블을 형성하므로 그 분포가 급격하게 변화하지 않으며, 난류강도와 Reynolds수에 의하여 큰 영향을 받지 않는다. 그러나, Fig. 3a에 의하면 흡입면에서는 곡면을 따라 유동이 가속되는 부분에서 정압계수가 급격하게 감소하여 $FSTI_1 = 0.6\%$ 의 경우 $S/C_x \approx 0.6$ 에서 역압력구배가 형성되며, 이후 유속이 감소함에 따라 압력계수는 완만하게 증가하며 $S/C_x \approx 0.7$ 에서 층류경계층 박리가 일어나는 변곡점을 관찰할 수 있다. 이러한 경향은 추후 설명할 열전달 결과와 잘 일치한다. 한편 난류격자를 설치하여 자유흐름의 난류강도를 증가시켰을 경우(즉 $FSTI_1 \geq 2.6\%$ 의

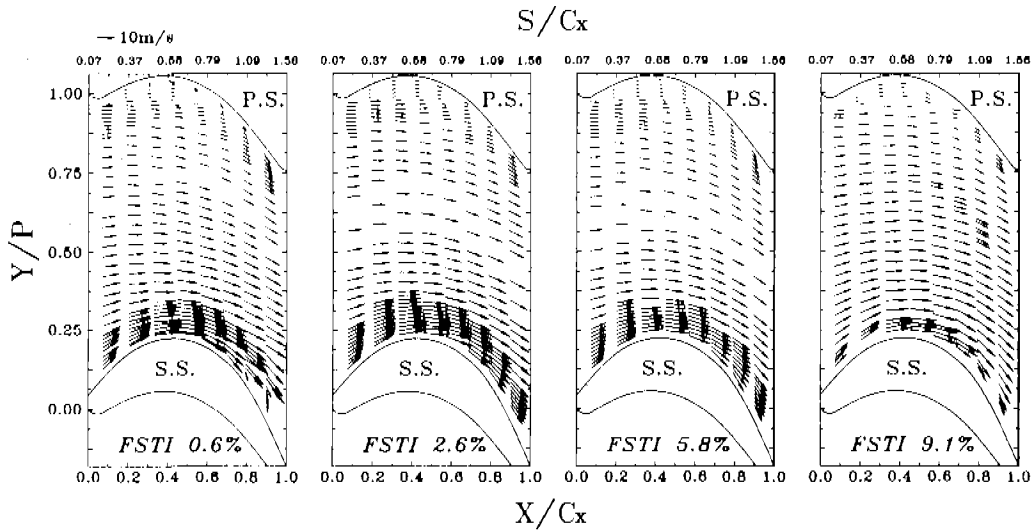


Fig. 4 Velocity vector with various $FSTI_1$ at $Re_c = 5.9 \times 10^4$.

경우)는 $FSTI_1 = 0.6\%$ 의 경우에 비하여 흡입면에서의 정압계수가 더욱 급격하게 감소하고 역압력구배의 위치가 하류쪽(즉 $S/C_x \approx 0.7$)으로 이동한다. 이후 유속의 감속과 함께 $S/C_x \approx 0.9$ (변곡점) 근처에서 박리가 일어나고 정압계수가 급격히 증가하는 것을 관찰할 수 있다. 이것은 난류격자로 인하여 증가된 자유흐름의 교란이 벽면에서 난류경계층 형성을 촉진시킴으로 인한 결과이다.

한편 Fig. 3(b)에 의하면 압력면에서는 Reynolds 수의 변화에 따른 정압계수분포의 변화가 거의 없다. 그러나, 흡입면에서 $Re_c = 2.2 \times 10^4$ 와 5.9×10^4 의 경우는 값의 차이가 있을 뿐 비슷한 경향을 보이고 있으며, $S/C_x \approx 0.6$ 근처에서 역압력구배가 형성된다. 이제 유속이 감속됨에 따라 압력계수는 완만하게 증가하게 된다. $Re_c = 1.1 \times 10^5$ 의 경우는 앞의 두 경우와 다르게 유동이 가속되는 부분에서 정압계수가 더욱 급격하게 감소하고 역압력구배의 위치가 하류쪽(즉 $S/C_x \approx 0.7$)으로 이동하는 것을 알 수 있다. 따라서 표면정압계수가 급격하게 변화하는 Reynolds 수의 임계값이 존재함을 알 수 있다. 이러한 현상은 유동중에 놓여진 원형실린더에서 표면정압계수의 분포와 유사하다. 또한 이러한 역압력구배의 위치가 Reynolds 수에 따라서 변하는 현상은 추후 설명할 열전달 결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 4는 자유흐름의 난류강도변화에 따른 익렬

통로내부의 평균유동장을 보여준다. 통로내부의 중앙부분에서는 포텐셜유동에서 제시되는 속도분포와 큰 차이를 보이지 않는다. 그러나 흡입면에서는 유동이 가속되어 역압력구배가 증가하므로 박리가 발생하였다. 박리가 발생하는 지점은 자유흐름의 난류강도가 증가함에 따라 뒷전 쪽으로 이동하였으며, 벽면경계층의 속도분포에서도 확인되었다. 이는 유동중에 놓여진 원형실린더에서 나타나는 박리점의 후퇴현상과 유사한 경향을 보인다. Fig. 4에 의하면 압력면에서는 앞전 근처에서 박리가 발생하여 큰 박리기포를 형성함을 알 수 있으며, 자유흐름의 난류강도가 압력면에서 형성되는 박리기포의 형상에는 직접적인 영향을 주지는 않는 것으로 보인다.

Fig. 5의 (a)와 (b)는 익렬통로 내부에서의 난류강도의 분포를 보여준다. 자유흐름의 난류성분이 증가하면서 벽면에서의 경계층 발달에 영향을 주는 것으로 보인다. 또한 흡입면에서의 박리지점과 박리기포의 크기를 변화시키므로 이로 인하여 전체 통로내부의 난류강도분포를 변화시킨다. 한편 익렬의 유입부에서는 벽면에서 형성된 경계층의 영향이 통로의 중심부까지 영향을 주지 못하므로 통로의 중앙부분에서 난류강도 변화가 거의 나타나지 않는다. 그러나 하류로 갈수록 벽면에서 경계층이 발달하고 유동이 박리됨으로 인하여 통로 중심부의 난류강도가 증가한다. 특히 이러한 현상은 $FSTI_1 = 9.1\%$ 의 경우에 더욱 현저하게

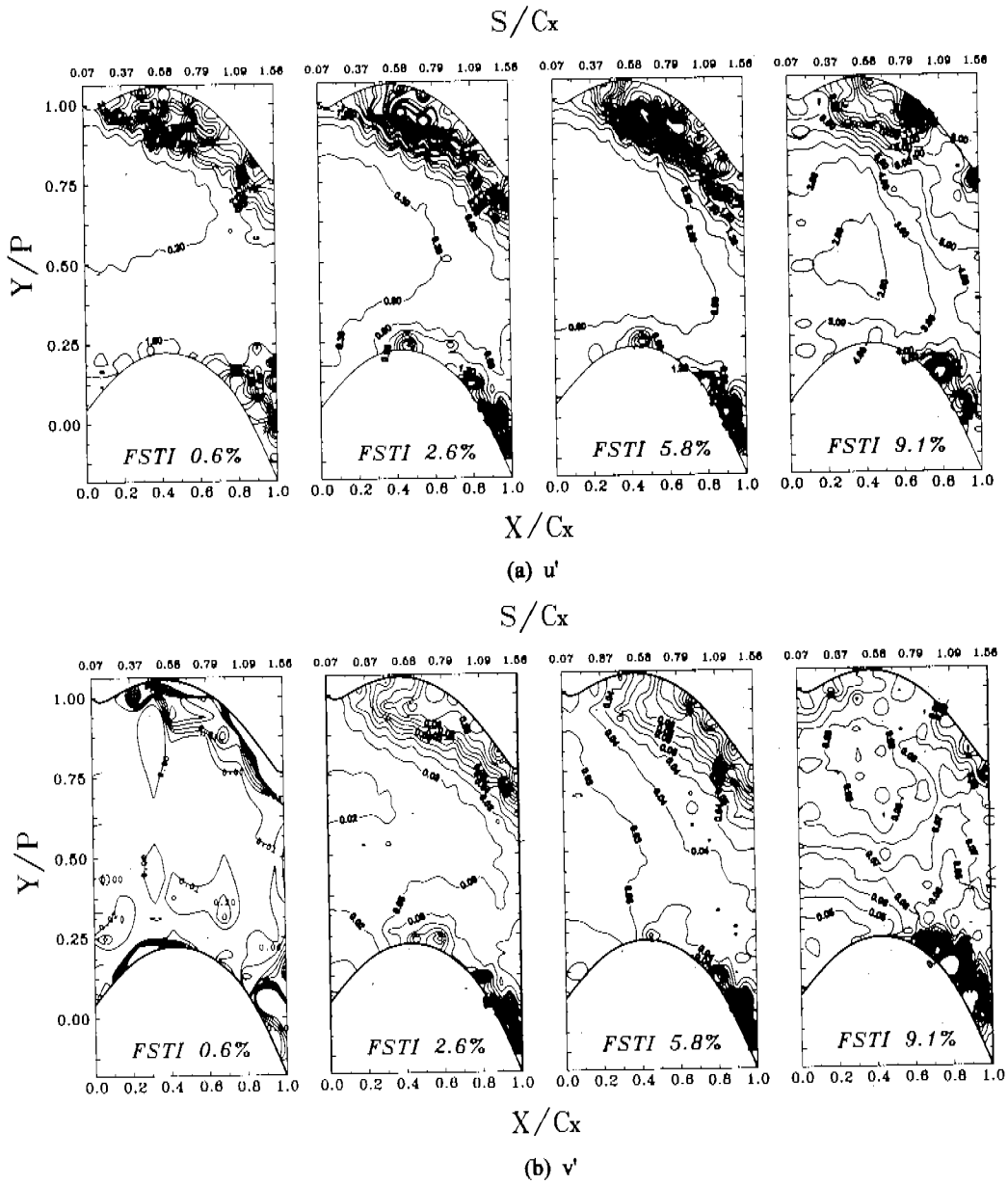


Fig. 5 Turbulence intensity distribution with various FSTI₁ at Re_C=5.9x10⁴.

나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6에서는 풍로내부에서의 \overline{uv} 의 분포를 나타내었다. 흡입면에서 역압력구배가 형성되기 시작하는 지점에서 \overline{uv} 는 급격한 변화를 보이고 있으며, 이는 박리가 발생하는 지점과도 일치한다. 따라서 그 지점에서 난류혼합이 활발하게 이루어짐을 알 수 있다. 벽면 근처에서 생성된

난류는 풍로에서의 와의 확산을 통하여 풍로의 중심부로 전달되므로 하류로 갈수록 \overline{uv} 의 구배가 급격해진다. 또한 자유흐름의 난류강도가 증가함에 따라 풍로의 중심부에서도 \overline{uv} 의 구배가 형성되었다. 이를 통하여 자유흐름의 난류강도는 벽면에서 생성된 난류의 확산을 촉진시킨다는 것을 확인할 수 있다.

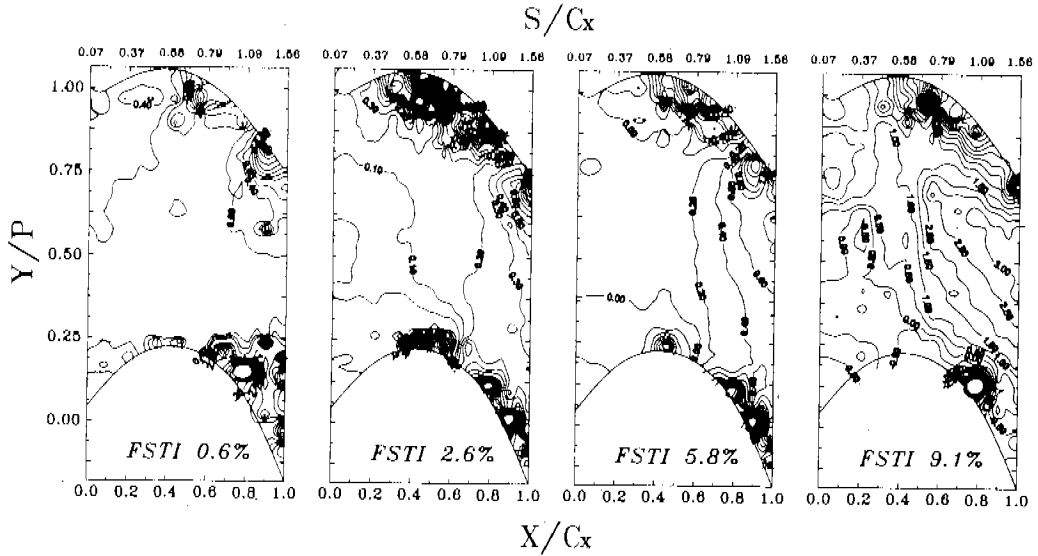


Fig. 6 Reynolds stress distributions with various $FSTI_1$ at $Re_c = 5.9 \times 10^4$.

Fig. 7은 Reynolds수가 블레이드 표면에서의 국소 열전달계수에 미치는 영향을 보여준다. 여기에서 Reynolds수가 커질수록 블레이드의 표면에서 열전달계수는 증가한다. 열전달계수는 앞전에서 형성되는 정체영역에서 최대값을 나타내고 이후 흡입면에서 $S/C_x \approx 0.2$ 까지는 경계층의 성장으로 인하여 급격하게 감소한다. 이후 벽면에서 유동이 가속되므로 열전달계수의 감소율이 낮아져 $Nu \approx 200 \sim 300$ 사이의 값을 보인다. Fig. 3의 압력분포에서 나타난 바와 같이 Reynolds수가 증가함에 따라 유동구조의 급격한 변화가 발생한다. 따라서 Reynolds수가 5.9×10^4 에서 1.1×10^5 로 증가할 때의 열전달계수의 증가량은 2.2×10^4 에서 5.9×10^4 로 증가할 때에 비하여 크게 나타난다. 1.1×10^5 에서의 열전달계수의 전체적인 값은 Zhang과 Han⁽⁷⁾의 실험 결과와 비슷하며, 국소적으로 분포가 일치하지 않는 것은 블레이드의 형상이 비슷하지만 완전히 일치하지는 않기 때문으로 판단된다. 또한 Reynolds수가 증가함에 따라서 박리점이 뒤로 이동하며 아울러 열전달계수가 급격하게 증가하는 지점도 그에 따라 이동하는 것을 볼 수 있다. 즉, $Re_c = 2.2 \times 10^4$ 의 경우에 박리점이 $S/C_x \approx 0.7$ 이나, $Re_c = 1.1 \times 10^5$ 인 경우에는 박리가 일어나는 지점이 $S/C_x \approx 0.9$ 로 후단쪽으로 이동된다.

자유흐름의 난류강도 변화에 따른 블레이드의

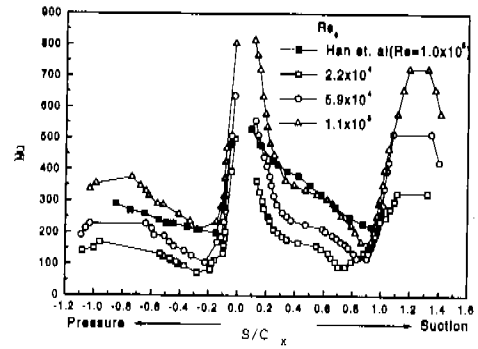


Fig. 7 Nusselt number distribution for various Re_c with $FSTI_1 = 0.6\%$.

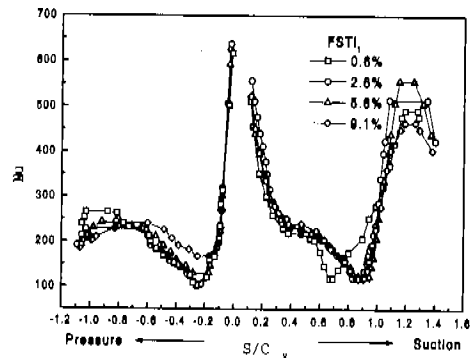


Fig. 8 Nusselt number distribution for various $FSTI_1$ at $Re_c = 5.9 \times 10^4$.

표면에서 대류열전달계수의 분포를 Fig.8에서 나타내었다. 흡입면에서 $S/C_x \approx 0.3$ 까지 급격히 Nusselt수가 감소하고 이후 완만하게 감소하다가 $FSTI_1 = 0.6\%$ 일 경우에는 $S/C_x \approx 0.7$ 에서 층류경계층 박리가 일어나고, 난류강도가 0.6%보다 높은 경우에는 난류경계층을 형성하면서 박리점이 $S/C_x \approx 0.9$ 로 후단쪽으로 이동됨을 알 수 있다. 이것은 Fig. 3a의 표면정압계수의 결과와 잘 일치한다. 유동의 박리가 발생하는 지점에서는 박리로 인한 유동혼합 증가로 인하여 열전달계수가 급격히 증가한다. 흡입면에서의 전반적인 열전달계수의 분포는 자유흐름의 난류강도에 큰 영향을 받지 않았다. 그러나 박리점 이후에서는 박리버블 내부의 난류혼합을 촉진시키므로 열전달계수를 증가시킨다. 한편 압력면에서는 앞전 근처에서 박리된 유동이 규모가 큰 재순환 버블을 형성하므로 앞전에서 급격하게 감소한 열전달계수는 $S/C_x \approx -0.25$ 에서 최소값을 보이고 점차적인 증가를 보인다. 이는 Fig. 4의 속도분포를 통하여 압력면에서의 벽면 근처의 속도가 최소값을 나타내는 지점과 일치하고있다.

5. 결론

본 연구에서는 선형터빈익면에서 Reynolds수 및 자유흐름의 난류강도에 따른 유동 및 대류열전달 현상을 실험적으로 연구하여 다음과 같은 결과물을 얻었다.

- (1) Reynolds수가 증가함에 따라 블레이드 흡입면에서의 표면정압의 분포가 크게 변화하며 $Re_c = 5.9 \times 10^4$ 과 1.1×10^5 사이에서 유동구조의 급격한 변화를 보이는 임계 Reynolds수가 존재한다.
- (2) 자유흐름의 난류강도가 $FSTI_1 = 0.6\%$ 에서 2.6%로 증가함에 따라 흡입면에서의 경계층 박리 지점이 뒷전 쪽으로 이동한다. 한편, $FSTI_1 \geq 2.6\%$ 의 경우 박리점의 변화는 나타나지 않으나 박리버블의 크기가 증가한다.
- (3) 자유흐름의 난류강도는 난류혼합을 촉진시켜 벽면에서 생성되는 난류성분율 익면공로의 중심부로 원활하게 전달한다.
- (4) Reynolds수가 증가할수록 블레이드 표면에서 대류열전달계수는 증가한다. 또한 유동의 박리지점이 뒷전 쪽으로 이동하므로 그에 따라 열

전달계수의 반동지점도 이동한다.

(5) 압력면에서는 자유흐름의 난류강도에 따라 증가된 난류혼합으로 인하여 열전달계수가 높게 나타났다. 한편, 흡입면에서 자유흐름의 난류강도 변화에 따른 경계층 천이지점의 변화를 관찰할 수는 없었다. 그러나, $FSTI_1 = 0.6\%$ 인 경우 $S/C_x \approx 0.7$ 에서 층류경계층 박리가 일어나며, $FSTI_1 \geq 2.6\%$ 일 경우에는 난류경계층을 형성하면서 박리점이 $S/C_x \approx 0.9$ 로 후단쪽으로 이동한다.

후 기

본 연구는 1996~1997년도 학술진흥재단의 자유공모과제 연구비(과제번호: 01-E0939)에 의하여 수행되었으며 재단의 연구비 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Fritsche, A., 1955, "Strömungsvorgänge in Schaufelgittern," Techn. Rundschau Sulzer, No.3
- (2) Klein, A., 1966, "Untersuchungen über den Einfluss der Zuström-grenzschicht auf die Sekundärströmung in den Beschauelungen von Axial turbinen," Forsch. Ing., Bd 32, Nr 6 ;(English translation: Investigation of the Entry Boundary Layer on the Secondary Flows in the Blading of Axial Turbines, BHRA T 1004)
- (3) Langston, L. S., Nice, M. L., and Hooper, R. M., 1977, "Three-Dimensional Flow Within a Turbine Blade Passage," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 99, No. 1, pp. 21-28
- (4) Langston, L. S., 1980, "Crossflows in a Turbine Cascade Passage," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 102, No. 4, pp. 866-874.
- (5) Moore, J., and Smith, B. L., 1983, "Flow in a Turbine Cascade. Part 2: Measurement of

- Flow Trajectories by Ethylen Detection," ASME Paper No. 83-GT-69.
- (6) Sieverding, C.H., and Van den Bosch, P., 1983, "The Use of Coloured Smoke to Visualize Secondary Flows in a Turbine-Blade Cascade," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 134, pp. 85-89.
- (7) Zhang, L., and Han, J.C., 1994, "Influence of Mainstream Turbulence on Heat Transfer Coefficients From a Gas Turbine Blade," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 896-903.
- (8) Morel, T., 1975, "Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions," *Journal of Fluids Engineering*, pp. 225-233.
- (9) Baines, W.D., and Peterson, E.G., 1951, "An Investigation of Flow Through Screens," *Transactions of ASME*, Vol. 73, pp. 467-480.
- (10) Roach, P.E., 1987, "The Generation of Nearly Isotropic Turbulence by Means of Grids," *Heat and Fluid Flow*, Vol. 8, No. 2, pp. 82-92.
- (11) 정영석, 이대회, 이준식, 1998, "표면조도불가치는 불룩한 면에 충돌하는 제트에 의한 열전달계수 측정," *대한기계학회 논문집*, 제22권, 제3호, pp. 373-385.
- (12) Lee, D.H., Chung, Y.S., and Kim, D.S., 1997, "Turbulent Flow and Heat Transfer Measurements on a Curved Surface with a Fully Developed Round Impinging Jet," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 18, pp. 160-169.
- (13) Kline, S. J., and McKlinton, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.
- (14) White, F.M. 1991, *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, pp. 430-432.
- (15) Yamamoto, A., 1987, "Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Type of Straight Turbine Cascades: Part 2 - A Rotor Case," *Journal of Turbomachinery*, Vol.109, pp.194~200.