

주유동 맥동과 경계층 와류의 상호작용이 벽면 열전달에 미치는 영향

강새벌* · 맹두진** · 이준식†

(2000년 8월 24일 접수, 2001년 1월 2일 심사완료)

Heat Transfer Characteristics of the Interaction Between Bulk Flow Pulsation and a Vortex Embedded in a Turbulent Boundary Layer

Sae Byul Kang, Doo Jin Maeng and Joon Sik Lee

Key Words : Vortex(와류), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Flow Pulsation(맥동), Phase Average(위상 평균)

Abstract

Presented are heat data which describe the effect of interaction between bulk flow pulsations and a vortex embedded in a turbulent boundary layer. The pulsation frequencies are 3 Hz, 15 Hz and 30 Hz. A half delta wing with the same height as the boundary layer thickness is used to generate the vortex flow. The convection heat transfer coefficients on a constant heat-flux surface are measured by embedded 77 T-type thermocouples. Spanwise profiles of convection heat transfer coefficients show that upwash region of vortex flow is influenced by bulk flow pulsations. The local heat transfer coefficient increases approximately by 7 percent. The increase in the local change of convection heat transfer coefficient is attributed to the spanwise oscillatory motion of vortex flow especially at the low Strouhal number and to the periodic change of vortex size.

기호설명

A : 발열 면적
 V : 진위차
 f : 맥동주파수
 H : 형상비
 h : 열전달계수
 l : 전류
 q : 열유속
 Q : 발열량
 Re : Reynolds 수, LU/ν
 St : Strouhal 수, $2\pi fL/U$
 T : 온도
 t : 시간

U : 속도
 \bar{U} : 시간평균된 속도
 \tilde{U} : 위상평균된 속도
 x : 유동방향 좌표
 y : 높이방향 좌표
 z : 폭방향 좌표

그리스문자

δ : 경계층 두께
 δ^* : 배제 두께
 ν : 동점성계수
 Θ : 무차원 온도, $(T_w - T)/(T_w - T_\infty)$
 θ : 운동량 두께
 τ : 맥동주기

* 서울대학교 대학원

** 삼성종합기술원

† 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : jslee@gong.snu.ac.kr

TEL : (02)880-7117 FAX : (02)883-0179

하첨자

∞ : 주유동

- w : 벽면
- c : conduction
- r : radiation
- δ : 경계층 두께 기준
- 0 : 단순 평판 기준
- v : 와류 유동
- p : 맥동 유동

1. 서론

실제 공학적인 현상에서 와류와 경계층이 상호 작용하는 예는 많이 있다. 예를 들어 벽에 부착된 둔탁한 물체 앞에서 발생하는 말굽 와류, 그리고 비행기 날개와 디퓨저에서의 실속 방지 또는 열전달 촉진 등을 목적으로 인위적으로 만들어 주는 와류 발생 장치에서 생성되는 와류 등이 있다. 이러한 와류 중 말굽 와류는 실제 비행기 날개와 몸체의 접합부, 가스터빈에서 터빈 날개와 끝벽면의 접합부 등에서 발생하게 된다. 특히 터빈 날개 앞에서 발생한 말굽 와류는 날개의 압력면과 흡입면 쪽으로 성장해 가며 압력면 쪽으로 갈라진 와류는 상대적으로 복잡하고 큰 유로와류(passage vortex)를 형성하게 된다. 이와 함께 터빈 유로에는 벽와류(wall vortex), 틈새와류(tip leakage vortex) 그리고 모서리와류(corner vortex) 등 여러가지 와류가 존재한다.⁽¹⁻³⁾ 이러한 와류의 크기는 대부분 경계층 두께와 같으며 경계층 유동장을 크게 교란시키고 벽면 또는 유동장의 열전달 특성을 변화시킨다. 가스터빈 연소기에서 생성된 고온 고압의 연소 가스가 가스터빈의 노즐 가이드 베인과 컷 번째 로터에 열적 부하를 가장 크게 주기 때문에 이 부분에서 열전달 문제가 특히 중요하다. 이러한 와류가 실제 가스터빈에 미치는 열전달 효과는 흡입면과 끝벽면에서 크게 나타나고 있다.⁽⁴⁾ Chung 과 Simon⁽⁵⁾은 가스터빈 블레이드의 압력면에서 발생한 와류가 흡입면 쪽으로 흘러가는 것을 막기 위해 끝 벽면에 펜스를 설치하였고 이러한 펜스를 설치했을 때 유로와류 강도가 감소함을 확인하였다.

Shabaka 등⁽⁶⁾은 난류 경계층에 와류가 존재할 때 유동장의 특성을 조사하였는데 평균 속도와 레이놀즈 응력은 경계층 유동과 와류에 의한 2 차유동의 중첩된 모양인 것을 보여 주었다. 와류에 의한 2 차유동 중 벽면에 수직한 속도 성분으로 인해 벽면 마찰계수가 크게 변하는데 벽으로 향하는 하향류(downwash)가 있는 영역에서는 증가하고, 벽

에서 멀어지는 상향류(upwash)가 있는 영역에서는 감소하는 경향을 보이고 있다.

Wroblewski 와 Eibeck⁽⁷⁾은 경계층에 와류가 존재할 때 난류 열유속을 측정하였다. Shabaka 등⁽⁶⁾의 연구에서 나타난 상향류 부근에서의 주와도와 반대 부호의 와도를 확인하였고, 와류의 하향류에서는 열경계층이 유동 경계층보다 더 크게 확산하는 것을 확인하였다. 이는 열유속 확산이 운동량 확산보다 더 크기 때문이라고 설명하고 있다.

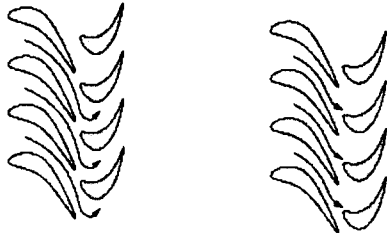
Eibeck 과 Eaton⁽⁸⁾은 와류가 경계층에 존재하는 유동에서 벽면 열전달에 대한 연구를 수행하였다. 그들은 와류에 의해 열경계층이 얇아지는 하향류 부근에서 열전달계수가 최대 25% 증가하는 것과 열경계층이 두꺼워지는 상향류 부근에서 최대 15% 정도 감소하는 것을 보여주었다.

주유동에 역압력 구배가 존재할 때 와류의 거동에 대한 연구를 Westphal 등⁽⁹⁾이 수행하였다. 이들은 유동장에 역압력 구배가 있으면 압력구배가 없을 때보다 와류가 빨리 성장하고 폭 방향으로 크게 확산되는 것을 확인하였다.

위의 연구들은 와류가 정상상태에 있을 때에 열 및 유체역학적 특성을 고찰한 것이다. Westphal 과 Mehta⁽¹⁰⁾는 난류 경계층에서 와류 발생장치를 폭 방향으로 진동시켰을 때 유동장의 특성을 조사하였다. 이들은 이러한 진동이 와류 발생 장치에서 가까운 영역에서는 와도와 레이놀즈 응력에 영향을 미치지만 하류로 내려갈수록 이러한 영향이 크게 미치지 않는다고 하였다.

위와 같은 연구에서는 주유동이 정상 상태일 때 와류의 거동을 조사한 것이다. 하지만 실제 가스터빈에서는 정익과 동익 사이의 상호작용, 초음속 가동시 발생하는 충격파, 앞 단에서 발생한 후류 그리고 연소실에서의 비정상 연소 등에 의해 비정상 상태에 있게 된다. 이들 중 정익과 동익의 상호작용에 의한 비정상성을 고찰해보면 다음과 같다. 가스 터빈의 동익이 회전하면서 정익과 동익의 상호 위치에 따른 유로의 입구나 출구의 면적이 변해 유동장의 정압이 변화하게 된다. Fig. 1의 개략적인 그림을 보면 회전하는 동익이 정익의 출구 면적을 주기적으로 변화시키는 현상을 볼 수 있다. 이러한 변화가 정익 내부의 정압 변화를 일으키고 결과적으로 주유동의 속도를 변화시키게 된다

지금까지 살펴본 것처럼 실제 가스터빈의 유동 형태는 단순한 경계층 유동이 아니라 여러 가지 와류가 경계층에 묻혀 있는 형태이고 이러한 유동이 주기적인 또는 비주기적인 비정상상태에 있게 된다. 본 연구에서는 실제 가스터빈에서 열전달을



(a) Maximum opening phase (b) Minimum opening phase

Fig. 1 Flow pulsation generation mechanism in gas turbine cascade flow

크게 변화시키는 와류가 주기적인 주유동의 맥동에 의해 어떤 영향을 받는지 고찰하였다. 이러한 영향을 조사하기 위해 경계층에 와류가 존재하는 주유동을 3, 15, 30 Hz의 주파수로 맥동시켰을 때 벽면 열전달계수를 측정하고, 이 결과를 맥동이 없을 때의 열전달계수와 비교하였다. 또 유동의 시간평균된 온도장과 위상평균된 온도장을 각각 측정하여 벽면 열전달계수의 분포를 설명하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험에 사용한 풍동은 단면 수축비가 6.7:1 인 개방형 풍동으로서 실험 조건에서 주유동의 난류 강도는 약 0.3%이며 평균속도에 대한 공간상의 균일도는 약 0.2% 정도이다. 실험 장치의 전체적인 개략도는 Fig. 2에 나타내었다. 실험에 사용한 사각 덕트는 아크릴과 렉산판으로 제작하였으며 그 크기는 225×135×2650 mm이다. 주유동은 맥동이 있을 때와 없을 때 모두 6 m/s로 고정하였으며 사각 덕트 입구에서는 트립 와이어를 사용하여 난류 경계층을 형성시켰다. 트립 와이어에서 하류 방향으로 720 mm 떨어진 곳에 삼각 날개(delta wing)모양의 와류 발생장치를 설치하였다. 삼각 날개의 형상은 Fig. 2에 나타내었다. 삼각 날개의 높이는 이 위치에서 경계층 두께와 거의 같으며 알루미늄 판으로 제작하였다. 삼각날개의 와류 발생 장치 위치에서의 기본적인 유동 조건을 Table 1에 나타내었다. 벽면 열전달 계수 및 유동의 온도장, 유동장 측정시 항온조를 이용하여 주유동 온도를 ± 0.1°C 이내로 유지하였다.

맥동 유동은 일반적으로 풍동의 입구 면적을 변화시키거나 출구 면적을 변화시켜 유동장의 정압을 맥동시켜서 얻어지게 된다. 두 경우 모두 생성되는 유동의 성질에는 큰 차이를 보이지 않으나 풍동 입구의 면적을 변화시키는 경우에는 정압의

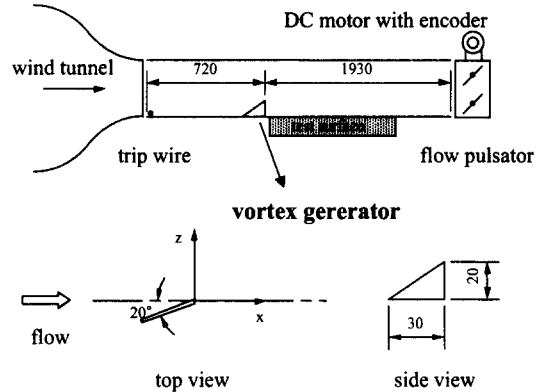


Fig. 2 Experimental setup and shape of vortex generator

맥동량이 유속의 맥동량에 비하여 작으며 수반되는 소음이 줄어든다.⁽¹¹⁾ 본 실험에서는 덕트 출구에 차폐막을 회전시켜 주유동의 맥동을 얻었고, 맥동 발생 장치는 DC 모터에 의해 구동되며 여기에 부착된 인코더 신호를 A/D 컨버터로 획득하여 차폐막의 회전수 및 위상 평균 계산시 정확한 위상을 구하였다. 차폐막의 최소 개방 면적과 덕트 면적의 비는 0.86이다. 맥동이 있을 때 Strouhal 수를 다음과 같이 정의하고 각 주파수에 대해 Table 1에 나타내었다.

$$St_\delta = \frac{2\pi f \delta}{U_\infty} \quad (1)$$

본 실험에서 정상상태의 3차원 속도장은 5공피토 튜브(DC-125-24-F22-CD, United Sensor)로 측정하였고, 각각의 압력은 솔레노이드형 스키니 밸브와 압력계를 거쳐 전기신호로 바뀌어 출력되며 이 신호는 디지털 멀티미터로 받은 뒤 PC에 저장하였다. 5개의 압력으로 미리 교정한 값을 사용하여 주유동의 속도성분, 요각, 피치각 그리고 롤각을 계산하였다. 이 때 압력계는 용량이 10 torr인 MKS 제품을 사용하였다. 비정상 속도의 측정은 열선 유속계 CTA(Constant Temperature Anemometer, DANTEC)회로와 5 μm 텅스텐 열선을 사용하였고, 유동의 온도장은 CCA(Constant Current Anemometer, DANTEC)회로와 1 μm 백금 냉선을 사용하여 측정하였다. 필터를 사용하면 신호의 출력에서 위상 지연이 발생하므로 동적특성을 고려하여 모든 실험에서 필터는 사용하지 않았다. 냉선과 열선을 사용하기 전에 교정을 하였고 실험이 끝난 뒤에도 교정한 값을 확인하였다. 이때 열선과 냉선에서 나오는 신호는 선형기를 거쳐 DC 모터에서 나오

Table 1 Range of experimental parameters and flow conditions at vortex generator

U_∞	6 m/s	
δ_{99}	21 mm	
δ^*	2.77 mm	
θ	2.12 mm	
Re_x	2.9×10^5	
H	1.31	
St_δ	3 Hz	0.07
	15 Hz	0.33
	30 Hz	0.66
Amp	3 Hz	48.9 %
	15 Hz	51.2 %
	30 Hz	38.2 %

는 인코더 신호와 함께 16 bit A/D 컨버터를 사용하여 얻었고, 이 신호를 한 주기에 대해 72 등분하여 각 간격에서 위상평균하였다. 무차원화된 온도는 다음과 같이 정의하였다.

$$\Theta = \frac{T_{w0} - T}{T_{w0} - T_\infty} \quad (2)$$

여기서 T_{w0} 는 일정 열유속이 가해진 평판의 벽면 온도이다. 무차원 온도는 0에서 1 사이의 값을 가지게 되는데, 이 값이 1이면 주유동의 온도와 0이면 벽면의 온도와 같다는 것을 의미한다. 무차원 온도는 와류에 의해 교란된 주유동의 온도장 분포를 나타낼 때 사용하였다. 벽면 열전달 계수를 측정하기 위해 텍산판에 T형 열전대 77개를 부착하였다. 열전대는 와류 발생 장치로부터 140, 290, 590 mm 떨어진 위치에 설치하였다. 실험판은 50 mm 두께의 스티로폼으로 단열시키고 일정 열유속을 주기 위해 30 μ m 두께의 금 박막을 DC 전원을 사용해 가열하였다. 열전대에서 나오는 전기적인 신호는 두 대의 멀티플렉서를 통해 100 nV까지 측정 가능한 멀티미터로 입력되고, 열전대의 기준 온도는 0°C 표준 냉점점 온도 대신 멀티플렉서 접점의 온도를 사용하였다. 이때 백금 저항 온도계로 측정된 온도와는 약 0.3°C 정도 오차를 보인다. 열전대는 변하는 온도에 대한 시간 지연이 존재하기 때문에 맥동이 존재할 때 측정값은 평판의 평균온도를 나타내게 된다. 시험판에 들어가는 열전달량을 측정하기 위해 DC 전압과 DC 전류를 측정하였다. 열전달 계수를 측정하기 위해 유동 방향과 폭방향의 전도열전달 손실을 무시하면 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$q_e = q_w + q_c + q_r \quad (3)$$

여기서 $q_e = I \times V / A$ 이며 전기적으로 생성된 열 유속이다. 여기서 100 μ m 두께의 PET 막에 의한 온도차를 계산해 보면 주어진 조건에서 대략 0.3°C 정도의 차이가 있었다. 완전 단열이 아니기 때문에 생긴 전도에 의한 열손실과 복사에 의한 열손실에 대한 보상은 하지 않았으며 열전달 계수는 다음과 같이 계산하였다.

$$h = \frac{q_w}{(T_w - T_\infty)} \quad (4)$$

이때 열전달계수에 대한 오차해석을 Kline 과 McClintock⁽¹²⁾의 단일실험 오차해석방법에 따라 수행하면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta h}{h} = \left\{ \left(\frac{\Delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I} \right)^2 + \left(\frac{\Delta(T_w - T_\infty)}{T_w - T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\Delta A}{A} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (5)$$

바이어스 오차(bias error)에 대해 구해보면 약 2.1% 정도이다.

3. 실험 결과 및 토의

3.1 평판 유동

평판에서의 완전 발달된 난류 경계층을 형성하기 위해 덕트 입구에 직경 2 mm의 원봉을 설치하였다. 벽면으로 접근할 때 난류강도가 최대 11%까지 증가하였다가 다시 주유동의 난류강도 수준으로 감소하는 것을 확인할 수 있다. 여기서 경계층의 형상계수 $H(=\delta^*/\theta)$ 는 1.31이며 이로써 기본적인 난류 경계층 유동과 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 여기서 난류 원점을 기준으로 한 Reynolds 수는 약 2.9×10^5 이다.

주기적으로 맥동하는 실험에 대하여 그 결과를 나타내기 위하여 위상평균을 수행하게 된다. 본 연구에서 실험으로 구하는 유동의 물리적 변수는 온도, 속도, 압력 등이다. 실험을 수행하기 전에 우선 위상평균한 값이 수렴하는 주기의 개수를 확인하였다. 작은 수의 주기를 평균했을 때에는 평균값이 수렴하지 않고 대략 100회 이상의 주기를 평균하면 평균값이 수렴하게 되었다. 그래서 위상평균은 모터의 인코더에서 나오는 각도 신호에 따라 150회 이상의 주기에 대하여 다시 평균을 취하였다. 인코더에서는 1회전에 288개의 펄스가 출력된다. 이로부터 한 주기를 72구간으로 나누어 위상평균을 계산하였다. 한개의 구간 내에는 7개

이상의 데이터가 들어갈 수 있도록 샘플링 주기를 결정하였다.

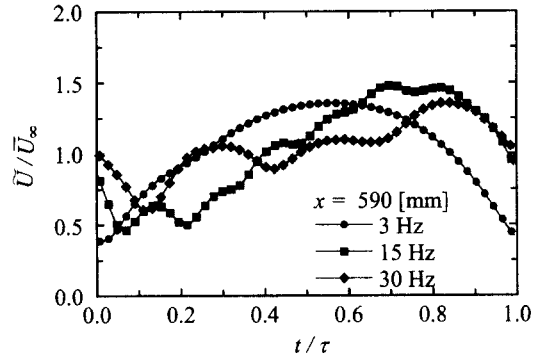
맥동이 있을 때 주유동의 특성을 고찰해 보면 다음과 같다. Al-Asmi와 Castro⁽¹¹⁾의 연구에서는 풍동의 공진 주파수 또는 그 정수배 주파수에서는 순수한 정현파에 가까운 유동 형태를 가진다고 하였지만, Fig. 3(a)에서 보는 것과 같이 본 실험에서는 정현파가 나오지 않고 여러 주파수가 동시에 포함되어 있는 것을 알 수 있다. 그리고 이러한 주파수를 분석해보면 맥동 주파수의 정수배인 것을 확인할 수 있었다. 이것은 풍동 안의 여러 부분 특히 풍동안에 설치된 격자와 허니콤 그리고 풍동의 수축 확산부등에서 반사되는 파에 의한 것이라 추측된다. 주유동의 맥동 진폭은 각 주파수에 대해 거의 일정하며 크기는 다음과 같이 정의하였고 그 크기는 Table 1에 나타내었다.

$$Amp = \frac{(U_{max} - U_{min})}{2U_{mean}} \quad (6)$$

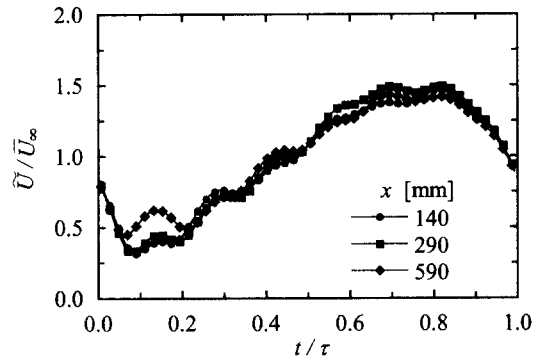
이러한 맥동이 있을 때 각 측정 위치에서의 차이를 보면 Fig. 3(b)에서 보는 것과 같이 거의 일정하다. 15 Hz에 대해서만 나타내었는데 맥동 발생 장치에 의한 정압의 변화가 음속의 속도로 전파되기 때문에 각 위치에서 위상의 지연에 의한 차이는 거의 없고 그 진폭 또한 일정하였다. 와류가 없는 평판에서 주유동의 맥동이 있을 때 열전달계수의 변화량은 5% 이내이며 이러한 결과는 Miller⁽¹³⁾의 연구와 같다.

3.2 경계층 와류

와류 발생 장치에 의해 생긴 와류의 형태를 보면 와류의 크기가 경계층의 크기와 비슷하고 경계층을 크게 교란시키고 있다. Fig. 4는 경계층 와류의 2차유동의 속도 성분과 주유동의 속도 분포를 그린 것이다. 이러한 와류를 크게 3영역으로 나누어 보면 와류에 의해 생긴 2차유동이 벽을 향하고 있는 하향류 영역(downwash region), 2차유동이 벽에서 멀어지는 상향류 영역(upwash region) 그리고 벽 근처에서 포박향으로 큰 운동량을 가진 평행류 영역으로 나누어 볼 수 있다. 이러한 곳에서 각각 특징을 살펴보면 우선 하향류가 존재하는 영역에서는 주유동의 큰 운동량을 가진 유동을 벽으로 유도하여 운동량 경계층이 상당히 얇아지고 운동량이 상대적으로 큰 유동을 경계층 안쪽으로 향하게 하여 경계층의 속도분포도 크게 증가하고 있다. 이와는 반대로 상향류가 존재하는 영역은 단순평판경계층일 때보다 경계층이 크게 두꺼워지고



(a) Phase averaged velocity at $x = 590$ mm



(b) Phase averaged velocity at 15 Hz

Fig. 3 Phase averaged free-stream velocity

유동방향의 속도도 크게 감소하고 있다. 또 평행류 영역은 2차유동의 속도가 크기 때문에 하향류 영역과 마찬가지로 열전달계수가 증가하게 된다. 우선 주유동의 맥동이 없을 때 경계층 와류에 의한 벽면 열전달계수의 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 이전 연구자들의 결과와 같이 열경계층이 얇아지는 하향류 근처에서 열전달계수가 최대 15% 정도 증가하고 열경계층이 두꺼워지는 상향류 근처에서 6% 정도 감소하는 경향을 보이고 있다. 이때 하류로 내려가면서 와류가 온도장에 미치는 영향이 커지면서 +z 방향으로 밀려가는 것을 확인할 수 있다. 상류에서는 열경계층이 운동량 경계층보다 아주 작게 된다. 이때에는 와류가 벽 근처까지 영향을 미치지 못하므로 열경계층을 교란시키지 못한다. 하지만 하류로 갈수록 열경계층은 증가하게 되고 와류가 열경계층과 거의 같은 크기를 가지며 열경계층을 충분히 교란시키게 된다. 이렇게 교란된 열경계층은 큰 열전달계수의 변화로 나타나고 있다. Fig. 6은 주유동 방향으로 내려가면서 맥동이 없는 유동의 시간 평균된 온도장을 나타낸 그림이다. 이 그림으로부터 와류의 전체적

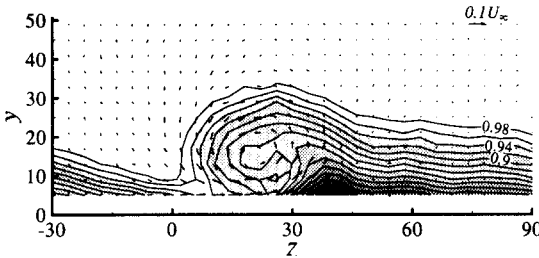


Fig. 4 Contour plot of axial velocity and secondary flow at $x = 400$ mm

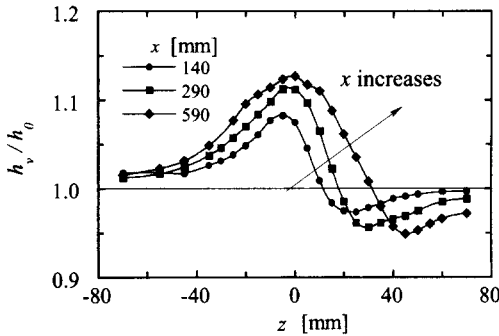


Fig. 5 Heat transfer coefficient distributions in the spanwise direction

인 거동을 볼 수 있고 주유동 방향과 약 5° 각도를 가지면서 하류로 내려가고 있다. 하류로 내려갈수록 와류가 열경계층을 더욱 크게 교란시키고 있기 때문에 벽면 열전달계수의 변화가 점점 더 커지게 된다. 전체적으로 벽을 향하는 하향류가 존재하는 영역에서는 주유동의 큰 운동량을 가진 유동이 벽면으로 향하게 되어 벽면의 열전달을 촉진시키고 있다. 이에 반해 벽에서 멀어지는 유동이 있는 상향류 영역에서는 열 경계층을 증가시켜 열전달을 감소시키고 있다. 또한 이러한 2 차유동이 작은 영역에서는 열전달계수가 평판일 때와 거의 같다.

3.3 맥동 유동과 경계층 와류의 상호작용

경계층내에 와류가 존재하는 경우에 대해 주유동이 3, 15, 30 Hz의 주파수로 맥동할 때 각 위치에서의 열전달계수 분포를 맥동이 없을 때와 비교하였다. Fig. 7, 8, 9를 보면 상류에서 열전달계수의 변화가 작지만 하류로 내려갈수록 상향류 영역에서 열전달계수의 비가 증가하고 있다. 상류에서 열전달계수의 변화가 없는 이유는 열 경계층이 크게 발달하지 않아 맥동이 있을 때와 없을 때에 와류가 열경계층에 큰 영향을 미치지 못하기 때문이다. 하류로 갈수록 와류가 열전달에 미치는 영향이 커지게 되어 와류의 주기적인 변화가 열전달계수를 변화시키고 있다. 시간평균된 온도장과 위상

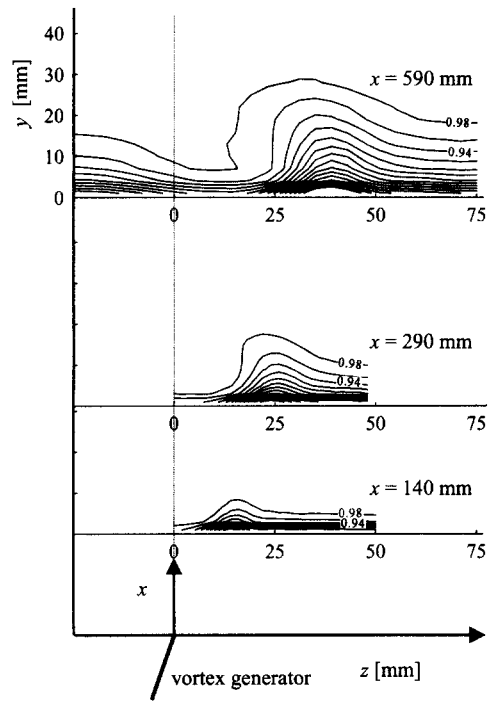


Fig. 6 Contour plot of time averaged non-dimensional temperature at 0 Hz

평균된 온도장을 살펴보면 이러한 주기적인 변화를 확인할 수 있다.

$x = 290, 590$ mm에서의 시간평균된 온도장을 Fig. 10, 11에 나타내었다. 3 Hz, 15 Hz와 30 Hz의 온도장 분포가 0 Hz일 때보다 +z 방향으로 더 밀려가 있는 것을 볼 수 있다. 또한 15 Hz에서는 0 Hz 또는 3 Hz일 때보다 온도장의 확산이 더 크게 나타나고, 3 Hz일 때에는 상향류 부근에서 맥동이 없을 때보다 폭방향으로 온도장의 구배가 완만해지는 것을 볼 수 있다. 이로 인해 맥동이 있을 때 폭방향의 열전달 분포를 보면 3 Hz일 때에는 15 Hz일 때보다 열전달계수의 증가는 작지만 폭방향으로 온도장의 확산이 크기 때문에 상향류의 넓은 영역에 영향을 미치는 것을 볼 수 있다.

Fig. 12에 맥동이 있는 유동의 온도장을 위상평균하여 한 주기를 6개의 위상으로 나타내었다. 맥동의 영향이 가장 크게 나타나고 있는 $x = 590$ mm에서의 위상평균된 온도장을 살펴보았다.

3 Hz 경우를 보면 주유동의 이 작은 초기, 즉 $t = 1/6\tau$ 까지는 와류가 확산하는 시간이 길게 되어 온도장이 크게 확산되고, 주유동의 이 큰 $t = 2/6\tau$ 에서 $5/6\tau$ 까지는 와류가 확산하는 시간이 짧게 되어 온도장이 수축하고 있는 것을 볼 수 있다. Westphal⁽⁹⁾의 연구 결과로도 이런 경향을 해석할

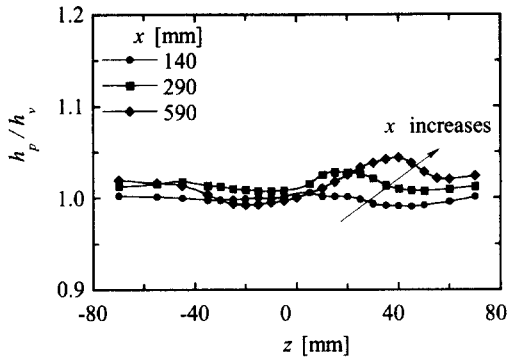


Fig. 7 Heat transfer coefficient ratio at $St = 0.07$ ($f = 3$ Hz)

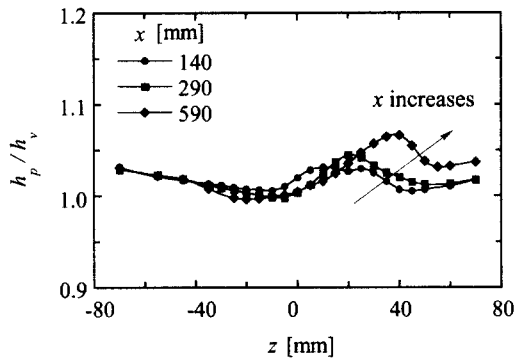


Fig. 8 Heat transfer coefficient ratio at $St = 0.33$ ($f = 15$ Hz)

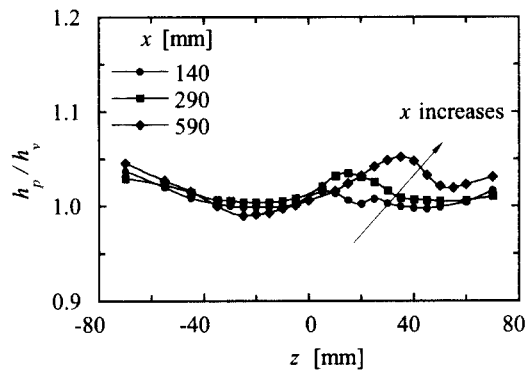


Fig. 9 Heat transfer coefficient ratio at $St = 0.66$ ($f = 30$ Hz)

수 있다. 역압력 구배가 존재하는 곳에서는 와류가 성장을 빨리 하게 되는데 대략 $t = 5/6\tau$ 에서 $2/6\tau$ 까지 역압력 구배가 존재하게 되어 약간의 위상차를 가지고 와류가 확산되고 있음을 볼 수 있다. 앞에서 언급했던 것처럼 전체적으로 한 주기에 대해서 폭방향의 진동이 있다.

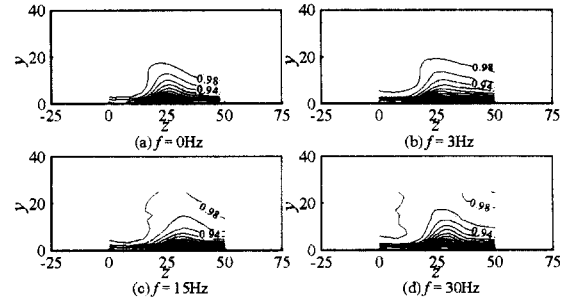


Fig. 10 Time averaged non-dimensional temperature distributions at $x = 290$ mm

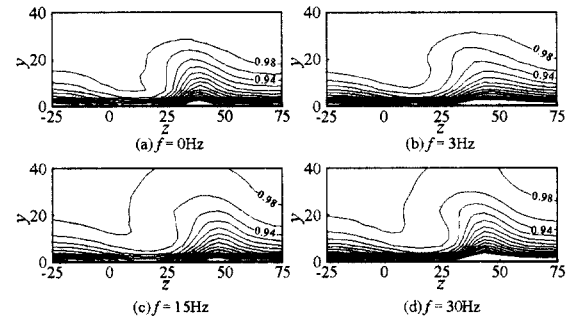


Fig. 11 Time averaged non-dimensional temperature distributions at $x = 590$ mm

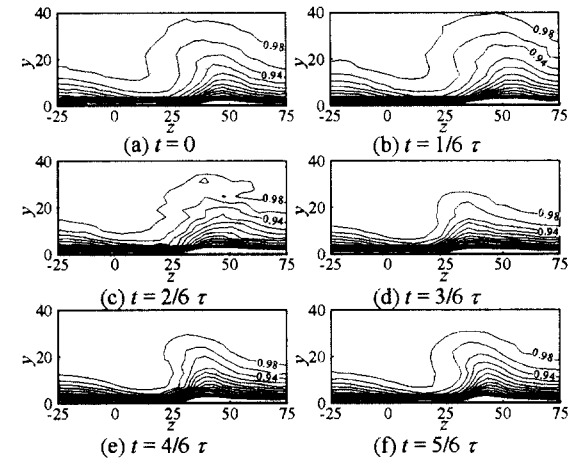


Fig. 12 Phase averaged non-dimensional temperature distributions at 3 Hz, $x = 590$ mm

와류가 폭 방향으로 진동할 때 열전달계수가 증가하는 원인으로서는 우선 열전달계수를 증가시키는 평행류가 상향류 영역을 주기적으로 침투하게 되어 상향류 영역을 더 교란시키고 하향류에 의해 벽으로 접근한 찬 유체를 상향류 영역쪽으로 보내게 되어 열전달계수가 증가하게 된 것이다. 하지만 상향류 영역과 평행류 영역은 처음부터 열전달

계수가 큰 영역이었기 때문에 더 이상의 열전달계수 증가가 나타나지 않았다.

4. 결 론

본 실험에서는 주유동을 3, 15, 30 Hz의 주파수로 맥동시켰을 때 경계층 와류가 벽면 열전달에 미치는 영향에 대해 조사하였다. 이때 벽면 열전달계수와 유동의 온도장을 측정함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 주유동의 맥동이 있을 때 벽면 열전달계수는 상향류 부근에서 약간 증가하는 경향을 보이고 있으나 나머지 영역에서는 맥동의 영향이 거의 없다.

(2) 하류로 내려갈수록 열경계층의 두께가 증가해 와류가 벽면 열전달에 미치는 영향이 커지게 된다. 즉, 와류의 높이에 비해 열경계층이 작으면 벽면 열전달계수의 변화가 작고, 와류의 높이와 열경계층이 비슷한 크기를 가지면 와류에 의한 열전달계수의 변화가 크다.

(3) 주유동의 맥동으로 인해 큰 운동량을 가진 하향류가 상향류 영역으로 유입되어 열경계층을 교란시키고 열전달계수를 증가시킨다.

(4) 주유동의 맥동이 3 Hz 일 때에는 와류가 폭 방향으로 진동하고 있는 경향을 보이고 있으며, 이런 결과로 벽면 열전달계수가 폭방향으로 넓게 영향을 받는다.

참고문헌

(1) Goldstein, R. J., Wang, H. P. and Jabbari, M. J., 1994, "The Influence of Secondary Flows near the Endwall and Boundary Layer Disturbance on Convective Transport from a Turbine Blade," *ASME paper* 94-GT-165.
 (2) Langston, L. S. and Boyle, M. T., 1982, "A New

Surface Streamline Flow Visualization Technique," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 125, pp. 53 ~ 57.
 (3) Sieverding, C. H., 1985, "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 248 ~ 257.
 (4) Graziani, R. A., et al., "An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 257 ~ 267.
 (5) Chung, J. T. and Simon, T. W., 1993, "Effectiveness of the Gas Turbine Endwall Fences in Secondary Flow Control at Elevated Freestream Turbulence Levels," *ASME paper* 93-GT-51.
 (6) Shabaka, I. M. M. A., Mehta, R. D. and Bradshaw, P., 1985, "Longitudinal Vortices Imbedded in Turbulent Boundary Layer. Part 1. Single Vortex," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 155, pp. 37 ~ 57.
 (7) Wroblewski, D. E. and Eibeck, P. A., 1991, "Measurements of Turbulent Heat Transport in a Boundary Layer with an Embedded Streamwise Vortex," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 7, pp. 1617 ~ 1631.
 (8) Eibeck, P. A. and Eaton, J. K., 1987, "Heat Transfer Effects of a Longitudinal Vortex Embedded in a Turbulent Boundary Layer," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 16 ~ 24.
 (9) Westphal, R. V., Eaton, J. K. and Pauley, W. R., 1987, "Interaction Between a Vortex and a Turbulent Boundary Layer in a Steamwise Pressure Gradient," *Turbulent Shear Flow* 5, pp. 266 ~ 277.
 (10) Westphal, R. V. and Mehta, R. D., 1989, "Interaction of an Oscillation Vortex with a Turbulent Boundary Layer," *Experiments in Fluids* 7, pp. 405 ~ 411.
 (11) Al-Asmi, K. and Castro, I. P., 1993, "Production of Oscillatory Flow in Wind Tunnels," *Experiments in Fluids*, Vol. 15, pp. 33 ~ 41.
 (12) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75 jan., pp. 3 ~ 8.
 (13) Miller, J. A., 1969, "Heat Transfer in the Oscillating Turbulent Boundary Layer," *ASME Journal of Engineering for Power*, Oct., pp. 239 ~ 244.