

주유동의 맥동과 엇갈린 2열 분사홀로부터의 막냉각 : 분사비의 영향

손동기* · 이준식**
(1997년 3월 26일 접수)

Bulk Flow Pulsations and Film Cooling from Two Rows of Staggered Holes : Effect of Blowing Ratios

Dong Kee Sohn and Joon Sik Lee

Key Words : Film Cooling Effectiveness(막냉각 효율), Flow Pulsation(맥동 유동), Phase Average(위상 평균)

Abstract

Periodic pulsations in the static pressure near turbine surfaces as blade rows move relative to each other is one of the important sources of turbine unsteadiness. The present experiment aims to investigate the effect of the static pressure pulsations on the interaction of film coolant flows from two rows of staggered holes with mainstream and its effect on film cooling heat transfer. Potential flow pulsations are generated by the rotating shutter mechanism installed downstream of the test section. The free-stream Strouhal number based on the boundary layer thickness is in the range of 0.033 - 0.33, and the amplitude of about 10-20%. Measured are time-averaged and phase-averaged velocity variations, pressure variations and temperature distributions of the flow field. Experimental conditions are identified by boundary layer measurements. Injectant behavior is characterized by the measurements of unsteady pressure in the plenum chamber and free-stream static pressure. The film cooling effectiveness is evaluated from the insulated wall temperature measurement. It has been found that bulk flow pulsation provides very large diffusion of the injectants and the effectiveness is significantly reduced by the flow pulsations.

기 호 설 명

D : 분사구멍 직경

f : 맥동 주파수

H : 형상비 (δ^*/θ)

l : 분사구멍 길이

m : 평균 분사비 ($= U_c/U_\infty$)

P_0 : 정체실 정압

P_∞ : 주유동 정압

\tilde{P} : 위상평균 압력

Re_x' : 주유동 Reynolds수 ($= Ux'/U_c$)

s : 분사구멍간격

St_c : 제트기준 Strouhal 수 ($= 2\pi fl/U_c$)

St_s : 분사구멍간격 기준 Strouhal 수 ($= 2\pi fs/U_s$)

St_∞ : 주유동 Strouhal 수 ($= 2\pi fd/U_\infty$)

T : 온도

T_{aw} : 단열벽면온도

T_w : 벽면온도

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 기계공학과

T_c	: 막냉각제트 온도
T_∞	: 평균 주유동 평균 온도
t	: 시간
U_c	: 막냉각 제트 속도
U_∞	: 주유동 평균 속도
\tilde{U}	: 위상평균 속도
x, y, z	: 유동방향, 수직방향, 폭방향 좌표
x'	: 경계층 원점으로부터의 거리

그리스문자

δ	: 경계층 두께
δ^*	: 배제 두께
η	: 막냉각 효율
η_m	: 폭방향평균 막냉각효율
Θ	: 무차원 온도
θ	: 운동량 두께
ν	: 동점성계수
ρ	: 밀도
τ	: 맥동주기

1. 서 론

최근의 고효율 가스터빈에서는 터빈 블레이드 냉각방법으로 막냉각(film cooling)을 채택하여 연소 가스의 터빈 입구온도를 올림으로써 효율을 증가시키고 있다. 막냉각에 관한 연구는 1960년대부터 시작하여 지금까지 많은 성과를 이루어 내었다. 최근에는 본질적으로 유동 및 열전달 현상이 비정상상태에서 일어나는 가스터빈에서의 상황을 모사하기 위한 노력들도 많이 이루어지고 있다. 가스터빈에서의 비정상성은 크게 네가지 정도로 나누어 볼 수 있다. 동익과 정익, 또는 정익과 동익 사이에서 앞단의 날개에 의해 발생된 후류에 의한 비정상성, 초음속에 의해 발생하는 충격파의 영향, 주유동 자체의 정압의 변동에 의한 맥동현상, 연소실에서 발생하는 비정상 고난류유동구조가 그것들이다. 이전의 연구들에 의하면 후류에 의한 비정상성은 막냉각 효율에 거의 영향을 주지 못한다고 알려져 있다. 초음속에서 발생하는 충격파의 영향은 매우 크며 이에 대한 연구는 많이 진행되고 있다. 주유동의 맥동현상은 상류, 또는 하류쪽에 위치한 날개열이 지나감에 따라 유로의 면적이 변화하는데 따른 정압의 변동에 의하여 발생하게 된다. 그런데 주유

동의 맥동현상이 막냉각에 미치는 연구는 맥동현상의 정량화와 그 영향의 독립적 규명이 어려워서 지금까지 수행된 연구가 많지 않다. 맥동현상이 일반적인 평판 경계층에 미치는 영향에 대해서는 비교적 많은 연구가 이루어져 왔으나 그 영향이 크지 않다고 알려져 있다. 그러나 막냉각면과 관련해서는 막냉각 제트의 분사가 주유동과 제트 공급원의 압력차에 지배를 받으므로 주유동 정압의 맥동은 제트의 분사에 큰 영향을 미칠 것으로 보인다. 연소실에서 발생하는 정압의 맥동현상은 그 주기가 주유동의 맥동현상보다 크며 영향은 작다고 알려져 있다.

유동의 비정상성의 영향에 대하여 고찰한 연구들은 다음과 같다. Mehendale,⁽¹⁾ Ou 등,⁽²⁾ Ekkad 등,⁽³⁾ 은 회전 봉 후류발생장치류 선형익렬 상류에 설치하여 통과후류의 영향이 냉각에 미치는 영향에 대하여 실험하였다. Kuk 등⁽⁴⁾은 평판에 분사되는 단일 막냉각제트에 대하여 통과후류의 영향을 고찰하였다. 평판에 분사되는 막냉각의 경우 후류의 비정상성이 막냉각 효율에는 거의 영향을 미치지 못하며 실제 익형의 경우에도 흡입면에서는 평판의 경우와 크게 다르지 않은 결과를 보이지만 압력면에서는 곡률효과와 통과후류의 효과가 크게 나타나면서 폭방향으로 냉각제트가 이동하여 막냉각효율이 크게 감소하는 것을 보였다. Rigby 등,⁽⁵⁾ Abhari와 Epstein,⁽⁶⁾ Abhari⁽⁷⁾은 실험용 터빈에서 후류와 충격파의 복합적인 영향을 알아보는 실험을 수행하여 시간에 대한 열전달의 변화를 알아내었으며 주유동의 정압의 변화에 따라 막냉각 제트의 유량이 크게 변하고 있다는 사실을 밝혔다. Ligrani 등^(8~10)은 제트분사구멍의 길이를 특성길이라고 하는 Strouhal 수를 다음의 식과 같이 정의하여 주유동의 맥동주기가 냉각제트의 거동에 미치는 영향에 대하여 연구하였다.

$$St_c = \frac{2\pi fl}{U_\infty} \quad (1)$$

제트유동형태를 맥동주기와 제트의 속도, 제트분사구멍의 길이를 기준으로 정상상태와 준정상상태, 비정상상태 등으로 나누고 여기에 대하여 경계층 유동, 온도장, 막냉각효율 등을 측정하였다.

본 연구에서는 시험체적 끝에 설치한 회전날개를 이용하여 맥동유동장을 생성시키고 이러한 환경하에서 주유동에 2열 경사분사되는 막냉각 제트의 거

동을 고찰하고 벽면에서의 막냉각효율을 구하였다. 2열 분사의 경우에는 상류열과 하류열의 간격을 특성길이로 하는 또 하나의 Strouhal수가 정의되며 이는 각열에서 나오는 제트들의 상호작용을 설명하는 기준이 될 수 있다.

$$St_s = \frac{2\pi fs}{U_\infty} \quad (2)$$

먼저 맥동유동장 생성장치를 제작하고 맥동유동장에서 주유동속도의 진폭, 파형, 위상차, 위상평균압력차 등의 성질을 고찰하였다. 막냉각 제트의 거동을 알아보기 위하여 시간평균된 온도장과 위상

평균된 온도장을 측정하였다. 위상평균된 주유동의 온도장으로부터 맥동 주기에 따라서 상류에서 분사된 제트가 하류에서 분사된 제트와 이루는 상호작용을 정성적으로 이해할 수 있다. 이와 함께 시간평균된 온도장을 분석함으로써 결과적으로 나타나는 막냉각효율의 변화를 설명할 수 있다.

2. 실험장치 및 자료처리

전체적인 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 사용한 풍동은 개방형 풍동으로 단면수축비는 6.7:1이다. 시험체적은 단면의 폭이 225 mm,

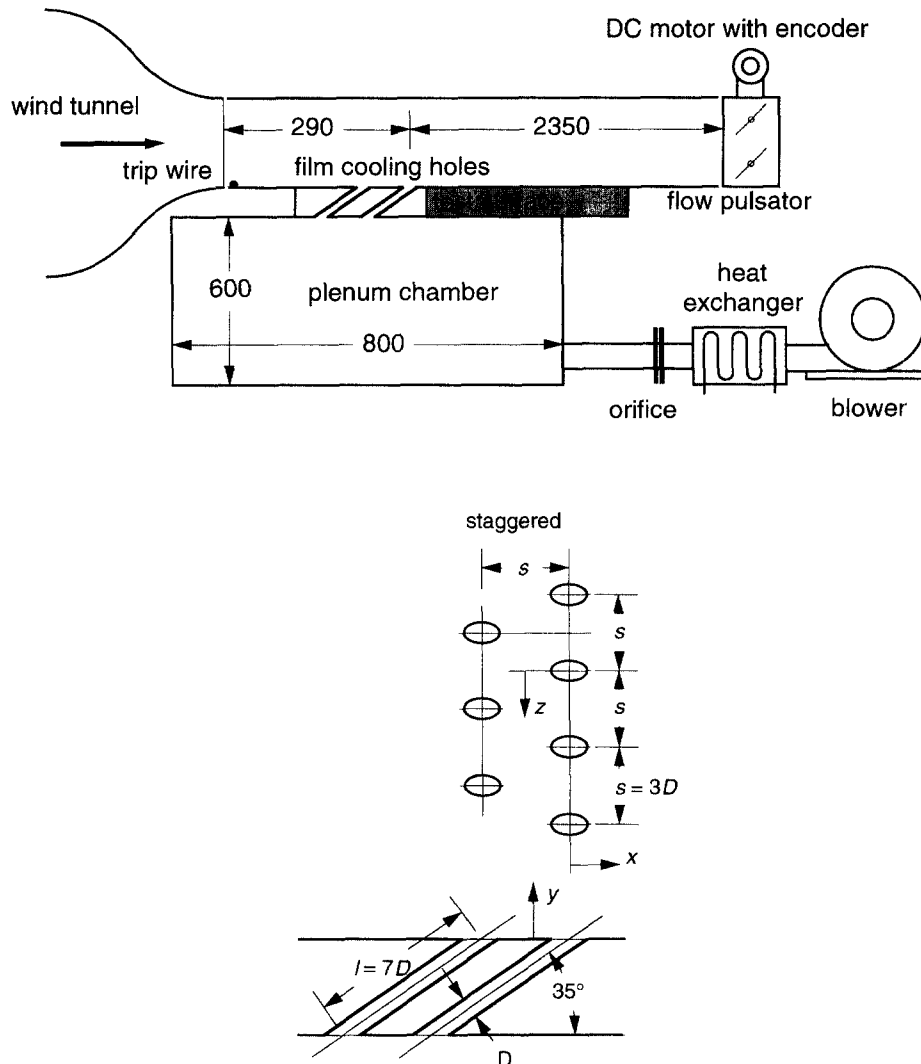


Fig. 1 Experimental set-up and configuration of film cooling holes.

높이가 135 mm이다. 풍동의 유속은 35m/s까지 연속적으로 변화가 가능하며 기본 난류강도는 0.2%, 평균속도의 공간 균일도는 0.1% 이내이다. 시험체적은 아크릴로 제작하였으며 전체길이는 2.65m이다. 시험체적 입구에 트립와이어를 부착하여 완전 발달된 난류경계층 유동이 되도록 하였으며, 경계층의 두께(δ)와 분사구멍의 직경(D)비를 1정도로 맞추었다. 이 때 분사구멍의 직경, D 는 15mm이다. 주유동의 맥동의 유무나 그 주파수에 관계없이 $x/D = -4$ 에서 측정된 경계층의 두께는 13mm로 항상 일정하게 나타났다. 그리고 이 결과로부터 계산한 운동량 두께, θ 와 배제두께, δ^* 는 각각 1.24 mm와 1.63 mm이며 이로부터 구한 형상비 $H(\delta^*/\theta)$ 는 1.31이다. 이 값은 일반적인 완전발달된 난류유동장에서 역승법칙으로부터 계산되는 형상비 1.29와 비슷하다. 일반적으로 배제두께와 분사구멍의 직경의 비, δ^*/D 는 실제 터빈에 있어서 날개 선단을 제외하면 대체로 0.1부근의 값을 가지며 본 연구에서도 이 값이 0.11로서 실험조건이 실제터빈 조건에 해당한다. 하류측 분사구멍의 중심을 원점으로 했을 때 맥동발생용 회전서터는 2.35 m($x/D = 157$)에 위치하며 원점과 시험체적의 입구에 부착된 트립와이어의 거리는 0.3 m($x/D = 20$)이다. 구멍의 좌우 간격과 열과 열사이의 간격은 실제 터빈 블레이드의 냉각에서 주로 채택하고 있는 $3D$ 로 하였다. 분사구멍의 지름과 길이비(l/D)는 7이다.

Table 1 Experimental parameters and flow conditions at $x/D = -4$.

U_∞	10m/s
δ_{99}	13mm
δ^*	1.6mm
θ	1.2mm
Re_x	290,000
H	1.31
Re_δ	9,300
Re_θ	800
ρ_c/ρ_∞	0.98
$\rho_c U_c/\rho_\infty U_\infty$	0.5, 1.0, 1.5
s/D	3.0
l/D	7.0

분사구멍은 유동방향으로 35 기울어지게 뚫려 있으며 폭방향의 경사는 없다. 분사구멍은 상류측 열에는 3개, 하류측 열에는 4개를 설치하였다. 35° 경사에 엇갈린 배치의 제트분사는 실제 터빈에서 많이 적용되는 형태이다. 실험조건을 정리하여 Table 1에 나타내었다.

분사제트는 송풍기에 의하여 공급된다. 송풍기에서 발생하는 유동의 맥동은 정체실과 열교환기에서 대부분 흡수된다. 분사제트의 유량은 정체실 앞에 설치한 오리피스를 써서 측정하였다. 오리피스의 교정오차는 0.75%이며 실제 측정시의 오차는 최대 2.5%이다. 정체실과 송풍기는 주름판을 써서 연결하여 송풍기에서 발생하는 진동이 전달되지 않도록 하였다. 분사제트의 온도는 열교환기와 항온조를 써서 40°C 까지 가열하였으며 변동은 0.1°C 이하로 유지하였다. 주유동의 온도는 실내온도조절기와 풍동에 설치된 열교환기를 써서 20°C에서 변동은 0.2°C 이하로 유지하였다. 정체실은 높이 0.6 m, 넓이 0.8 m의 크기를 가지며 폭은 시험체적의 폭과 동일한 225 mm이다. 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 맥동량이 유속의 맥동량에 비하여 작으며 수반되는 소음이 줄어든다.⁽¹¹⁾ 본 연구에서는 회전하는 날개를 가진 서터를 시험부 끝에 부착하여 맥동하는 유동장을 발생 시켜서 큰 정압의 맥동을 얻었다. 날개는 두께를 사용하였으며 DC모터로 타이밍 벨트에 의하여 구동된다. 최대개방면적과 최소개방면적의 비는 0.3으로 면적에서 35%의 맥동이 있다. DC모터에 부착한 인코더에서는 원점신호를 포함하는 각도신호가 나오며 이는 위상평균 계산시에 정확한 위상을 알아내는 데 이용된다.

비정상 속도는 열선유속계를 사용하여 측정하였으며 비정상 압력을 측정하기 위하여 피에조 저항(piezo resistive) 형의 압력센서를 사용하였다. 이 압력 센서는 비정상 환경에서 1 kHz까지 측정할 수 있다. 온도장은 CCA(Constant Current Anemometer) 회로에 1 μ m냉선을 써서 측정하였다. 이 때 냉선의 응답속도는 1 kHz정도이다. 냉선은 백금저항온도계를 써서 교정하였으며 백금저항온도계의 오차는 0.1%이다. 신호는 시간평균 결과의 경우에는 멀티미터를 써서 읽고, 위상평균 결과는

A/D컨버터를 써서 얻었다. 위상평균은 모터의 인코더에서 나오는 각도 신호에 따라 평균되고 이를 500회 이상의 주기에 대하여 다시 평균을 취하였다. 인코더에서는 1회전에 288개의 펄스가 출력된다. 1회전에는 2개의 맥동주기가 포함되며, 이로부터 한 주기를 72구간으로 나누어 위상평균을 계산한다. 한 주기 내에는 500개 이상의 데이터가 들어갈 수 있도록 샘플링 주기를 결정하였다. 실험적으로 얻은 온도는 다음의 식과 같이 무차원화된 온도로 표시된다.

$$\Theta = \frac{T - T_\infty}{T_c - T_\infty} \quad (3)$$

막냉각효율을 얻기 위하여 단일벽면을 제작하고 여기에 T형 열전대를 설치하였다. 열전대는 유동 방향으로 7개소에 폭방향으로 10개를 부착하였다. 그 외 유동방향으로 4개소에 열전대를 폭방향으로 10개씩 추가로 설치하여 유동의 대칭성등을 확인하였다. 단일벽면은 열전대 부착을 용이하게 하기 위하여 단일제 상부에 렉산(lexan)판을 부착하였다. 이와같은 구조에서 렉산판 상하의 온도 차이는 주유동과 세트의 온도차이의 0.5%이하이다. 벽면온도는 멀티플렉서에서 열전대를 선택하고 멀티미터에서 전압을 측정하여 얻는다. 기준온도로는 0°C 표준냉점점을 사용하였다. 멀티미터는 100 nV까지 측정이 가능하며 이에 따라 온도는 0.01°C까지 나타낼 수 있다. 여기에 사용한 모든 장치는 GPIB를 써서 컴퓨터로 제어된다. 막냉각효율은 단일벽면온도를 써서 다음의 식과 같이 나타낼 수 있다.

Table 2 Strouhal numbers corresponding to pulsation frequencies.

f	m	St_c	St_s	St_∞
4	0.5	0.53	0.11	0.033
	1.0	0.26		
	1.5	0.17		
20	0.5	2.64	0.57	0.163
	1.0	1.32		
	1.5	0.88		
40	0.5	5.28	1.13	0.326
	1.0	2.64		
	1.5	1.76		

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_c - T_\infty} \quad (4)$$

단일벽면온도를 구하는데는 여러가지 방법이 있지만 본 실험에서는 벽면을 단일시키고 제트만을 가열하여 분사할 때 측정된 벽면온도를 단일벽면온도로 사용한다. 이때 완벽한 단일벽면이 되지 않는 데서 오는 오차를 Mick과 Mayle⁽¹²⁾가 기술한 바와 같은 방법으로 계산해 보면 3.5%로 나타났으며 이에 따른 전도 및 복사에 대한 보상은 하지 않았다.

실험은 3가지 평균분사비와 4가지 맥동주기에 대하여 수행하였다. 실험한 모든 경우에 대한 Strouhal수를 Table 2에 정리하였다. 실제 터빈에서의 냉각제트기준의 Strouhal수는 0.2-6.0 정도이다.⁽⁶⁾

3. 결과 및 검토

먼저 주유동의 맥동진폭과 위상차에 대한 맥동특성을 알아보았다. Fig. 2에는 주유동 속도와 압력의 맥동진폭의 변화를 나타내었다. 맥동 주파수가 커짐에 따라서 30 Hz에 이르기까지 점차로 맥동진폭이 줄어들다가 30 Hz이후에서는 맥동진폭이 증가하는 것을 볼 수 있다. 실험조건이 되는 4 Hz, 20 Hz, 40 Hz에서 각각 22%, 15%, 12%로 변화하고 있다. Fig. 3에 속도와 압력의 맥동파형이 맥동주파수가 마뎀에 따라서 변화하는 것을 나타내었다. 기본이 되는 맥동주파수에 해당하는 파가 존재하며 여기에 주파수는 같지만 위상이 다른 압력파가 존재하고 있는 것을 볼 수 있다. 이 압력파는 맥동발생장치에서 나온 압력파가 진동결절에서 반사되어 형성된 압력파로 보여진다. 이러한 반사파로 인하여 주 압력파와 반사파의 위상 차이가

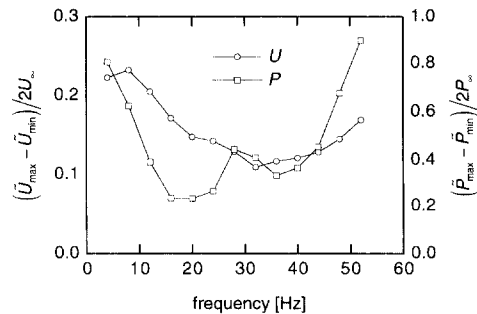
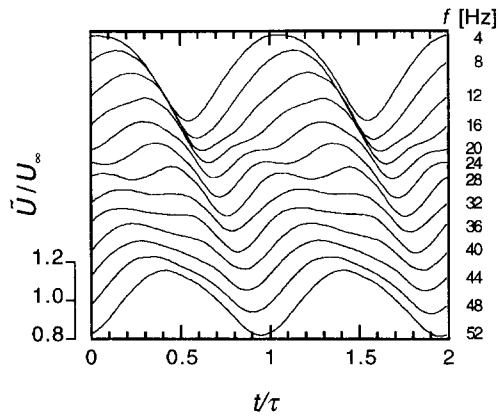
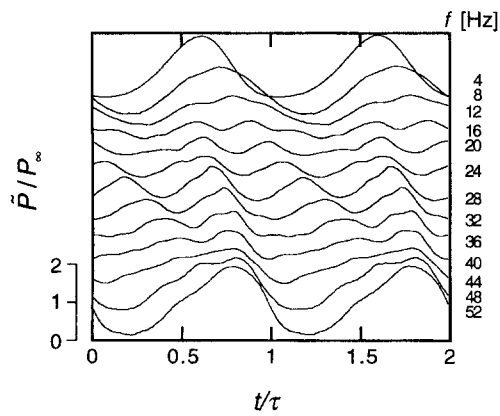


Fig. 2 Amplitude of free-stream velocity and pressure pulsations at $x/D = -4$.



(a) Velocity wave forms



(b) Pressure wave forms

Fig. 3 Variations of velocity and pressure wave forms at various pulsation frequencies.

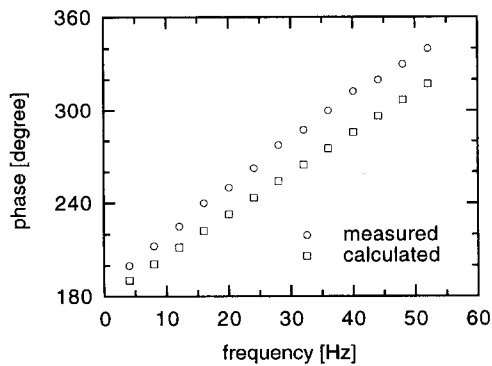


Fig. 4 Phase leg between free-stream velocity and pulsator opening at $x/D = -4$.

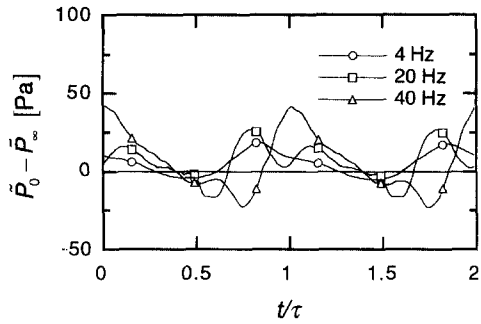
약 1/2 가 되는 30 Hz 부근에서 맥동진폭이 가장 작게 나타나게 된다. 맥동진폭과 주파수의 관계는 실험장치의 형상에 따라서 달라지게 되므로 다른 실

험결과와 비교하는 것은 의미가 없다. Abhari와 Epstein⁽⁶⁾의 연구 결과에서 보면 정압의 맥동진폭은 실험용 터빈의 흡입면에서 최대 35%에 이르고 있다. 막냉각 유량의 변동에 관한 연구는 많지 않으며 Turner⁽¹³⁾가 계산한 바에 따르면 주유동 정압의 변동이 최대 4%일 때 막냉각 유량의 변동이 2% 발생하고 있다. 이러한 연구 결과에서 볼 때, 본 연구에서 맥동조건으로서의 최대 20%의 주유동의 속도맥동진폭과 최대 80%의 정압맥동진폭이 어느 정도 실제 터빈에서의 상황을 반영한다고 볼 수 있다.

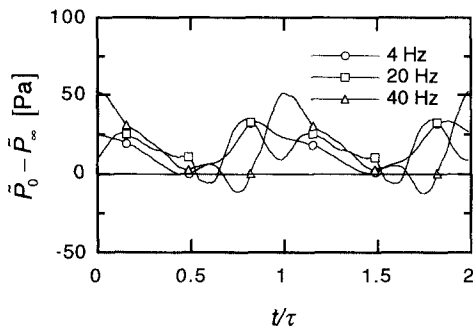
압력파는 음속으로 전파되며 시험부 끝에 맥동발생용 회전서터를 부착시켜 속도나 압력을 측정하는 지점과 맥동발생 서터는 161D 만큼 떨어져 있다. 이에 따라서 회전서터의 위치를 기준으로 위상을 살펴보면 압력파가 서터에서부터 측정부까지 전달 되는데 소요되는 시간 만큼의 위상차이가 발생하게 된다. 회전서터가 최소 개방면적을 나타낼 때를 기준으로하여 주유동 속도가 최소로 되는 위상과의 차이를 Fig. 4에 보였다. 압력파는 음속으로 전파되며 주유동의 속도는 압력으로부터 얻어질 수 있다. 주유동의 속도와 압력의 관계는 비정상항을 포함하는 1차원 Euler식을 써서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5)$$

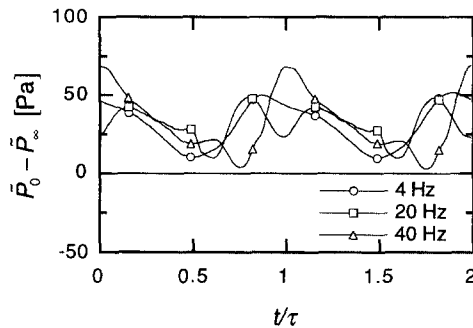
여기서 정상상태를 가정하고 비정상항을 무시하면 일반적인 Bernoulli식이 된다. 정상상태에서는 속도와 압력은 0.5 만큼의 위상차이가 생기게 되며 이로부터 계산된 속도의 위상과 회전서터 위치의 위상차이를 Fig. 4에서 사각형으로 나타내었다. 측정지점에서 비정상 효과를 고려하지 않을 경우 주유동 속도가 최소가 되고, 정압이 최대가 되는 위상에 해당한다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 실험에서 구한 위상차와 계산으로부터 얻은 위상차의 차이는 20 Hz 정도까지는 계속 증가하다가 그 이후 일정하게 유지되고 있다. 이와 같은 차이는 정상상태를 가정하여 비정상항을 무시한 데서 발생된 것으로 맥동주파수가 단일주파수인 경우에는 그 차이가 맥동주파수가 증가함에 따라서 선형적으로 증가하게 되지만 실험에서는 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 기본 맥동주파수에 반사파가 포함된 복잡한 양상을 띄므로 해서 실험과 계산의 차이는 증가하다가 일정하



(a) $m=0.5$



(b) $m=1.0$



(c) $m=1.5$

Fig. 5 Profile of pressure difference between plenum chamber and free-stream.

게 유지되고 있는 형태를 보이고 있다.

주유동의 정압과 정체실의 압력의 차이에 의하여 제트의 유량이 결정되므로 압력측정을 통하여 정성적인 제트의 유량변화를 파악할 수 있다. 주유동의 정압과 정체실의 정압의 차이를 Fig. 5에 나타내었다. 분사구멍의 정체실 쪽 입구와 주유동 쪽의 출구에서의 시간에 따른 압력변화를 1 kHz의 응답특성을 가지는 피에조 저항형의 압력센서를 이용하여 측정하였다. 이 그림에서 표시한 심볼들은 단지 각

주파수에 대한 압력차를 구별하기 위하여 대표적으로 몇개 나타낸 것으로서 측정된 시간을 나타낸 것이 아니다. 평균분사비 0.5와 1.0의 경우에 일부에서 주유동의 정압이 정체실의 정압보다 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 경우에는 제트가 주유동에 분사되는 것이 아니라 주유동이 정체실로 흡입되는 현상이 발생하게 된다. 이러한 현상은 Abhari와 Epstein⁽⁶⁾이 예측한 바도 있으며 본 연구에서 실험적으로 확인할 수 있었다. 그림에서 보아서 알 수 있듯이 압력차이의 맥동파형과 위상은 평균분사비에 관계없이 비슷한 경향을 나타내고 있다. 맥동진폭의 경우에는 평균분사비 0.5의 경우에만 맥동주파수가 증가하면서 진폭도 증가하는 현상을 보였으며 그 외에서는 대체로 일정하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 평균분사율이 작은 경우에는 압력차의 맥동진폭이 평균값보다 커서 정체실의 압력이 주유동의 정압보다 작은 경우가 나타나게 되며, 평균분사율이 큰 경우에는 정체실과 주유동의 압력차이가 평균적으로 증가하여 분사율의 맥동진폭보다 항상 크게 유지되어 역류가 사라지게 된다. 맥동주파수가 높아지면 정체실과 주유동의 압력차이의 파형은 주유동의 정압이 나타내는 파형과 매우 유사하게 나타나며 맥동진폭도 함께 커지고 있다. 이러한 경향은 주유동의 속도 맥동 진폭이 주파수가 커짐에 따라서 감소하는 것과는 상반된 경향을 보이는 것이다. 주파수가 작을 때는 정체실 압력의 맥동진폭이 주유동 정압의 맥동진폭과 비슷하며 그 위상도 주유동 정압의 맥동 위상과 유사하여 압력차이가 작게 나타난다. 주파수가 커짐에 따라서 정체실 압력의 맥동진폭이 점차 감소하며 주유동의 정압의 진폭은 어느 정도 감소한 후 다시 증가하는 형태를 보인다. 이에 따라서 주유동과 정체실의 압력차이의 맥동진폭이 증가하게 된다. Fig. 3과 Fig.5를 비교해 보면 막냉각 제트의 유량이 최대가 되는 위상과 주유동 속도가 최대가 되는 위상에 차이가 있다. 이러한 현상은 압력차가 분사구멍을 통과하는데 필요한 시간때문에 나타나는 것이다. 이에 따라서 분사비의 변화는 막냉각제트 유량의 변화와 주유동 속도의 변화가 겹쳐져 매우 복잡하게 나타나며 정체실의 크기, 분사구멍의 길이 등과 연관을 지어 여기에 대한 체계적인 연구가 필요하다.

제트를 가열하고 분사하여 온도장을 측정하였다. 이 때 온도장은 분사된 제트의 농도장이라고 생각

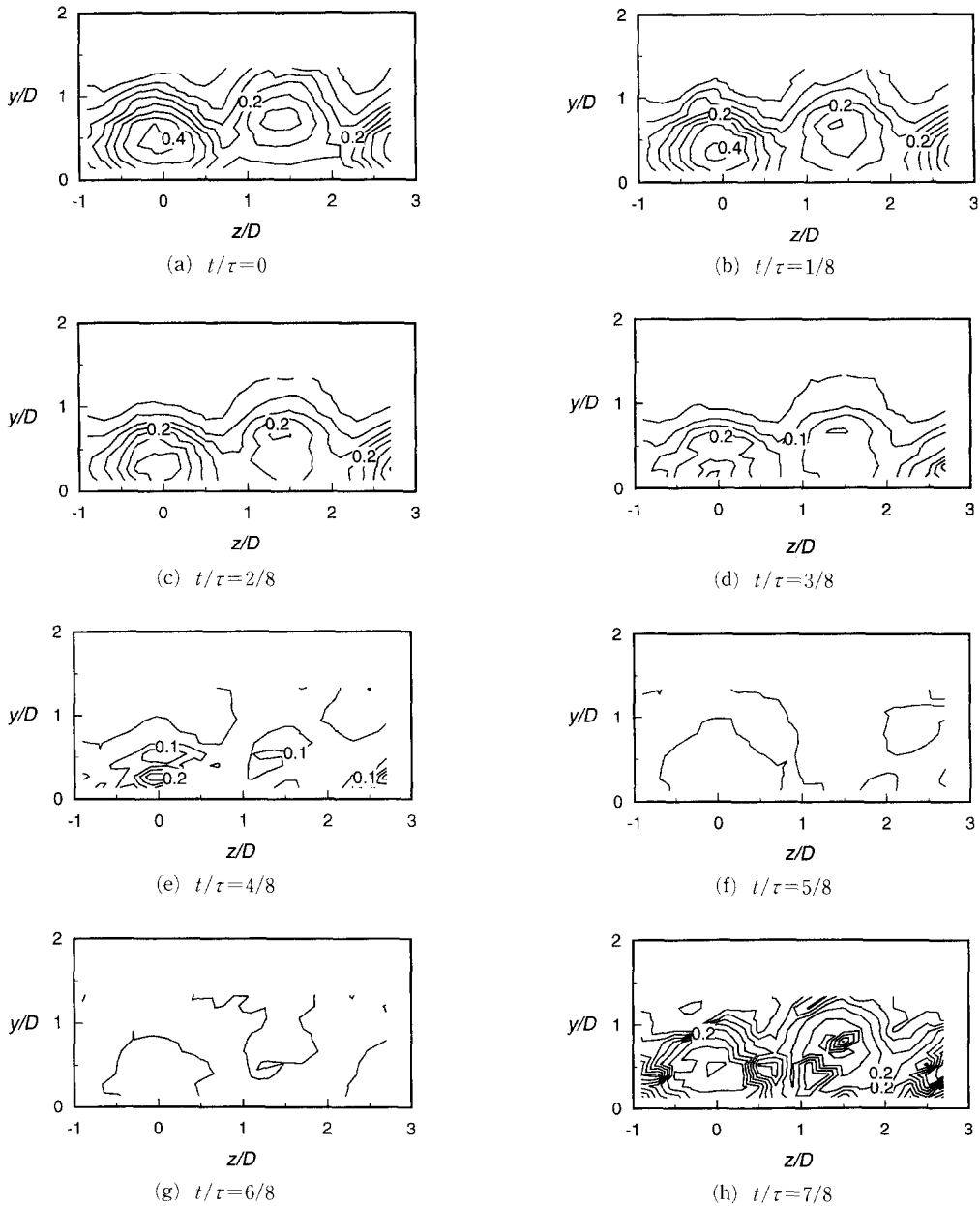


Fig. 6 Phase-averaged temperature distribution at $x/D=5$, $m=0.5$ and $f=4\text{Hz}$.

할 수 있으며 주유동의 온도와 막냉각 제트의 온도를 써서 무차원화를 하면 무차원 온도가 1이면 순수한 제트를 의미하고 무차원온도가 0이면 순수한 주유동을 의미한다. 온도장 측정 결과는 맥동에 의한 상류분사열과 하류분사열의 상호작용을 뚜렷하게 나타낼 수 있으며 이를 통하여 제트가 주유동에 섞여 들어가는 과정을 이해할 수 있게 된다. 온도

장 측정 결과를 Fig.6~8에 도시하였다. 온도장은 위상평균을 취한후 한주기에서 8개의 위상에 대하여 나타내었다. Fig. 6에 평균분사비가 0.5일 때, 맥동주파수가 4 Hz인 경우의 결과를 나타내었다. 맥동주파수가 4 Hz이면 구멍간격 기준 Strouhal수는 0.11로서 매우 작으며 이에 따라서 상류열과 하류열의 제트의 위상이 큰 차이를 보이지 않게 된다.

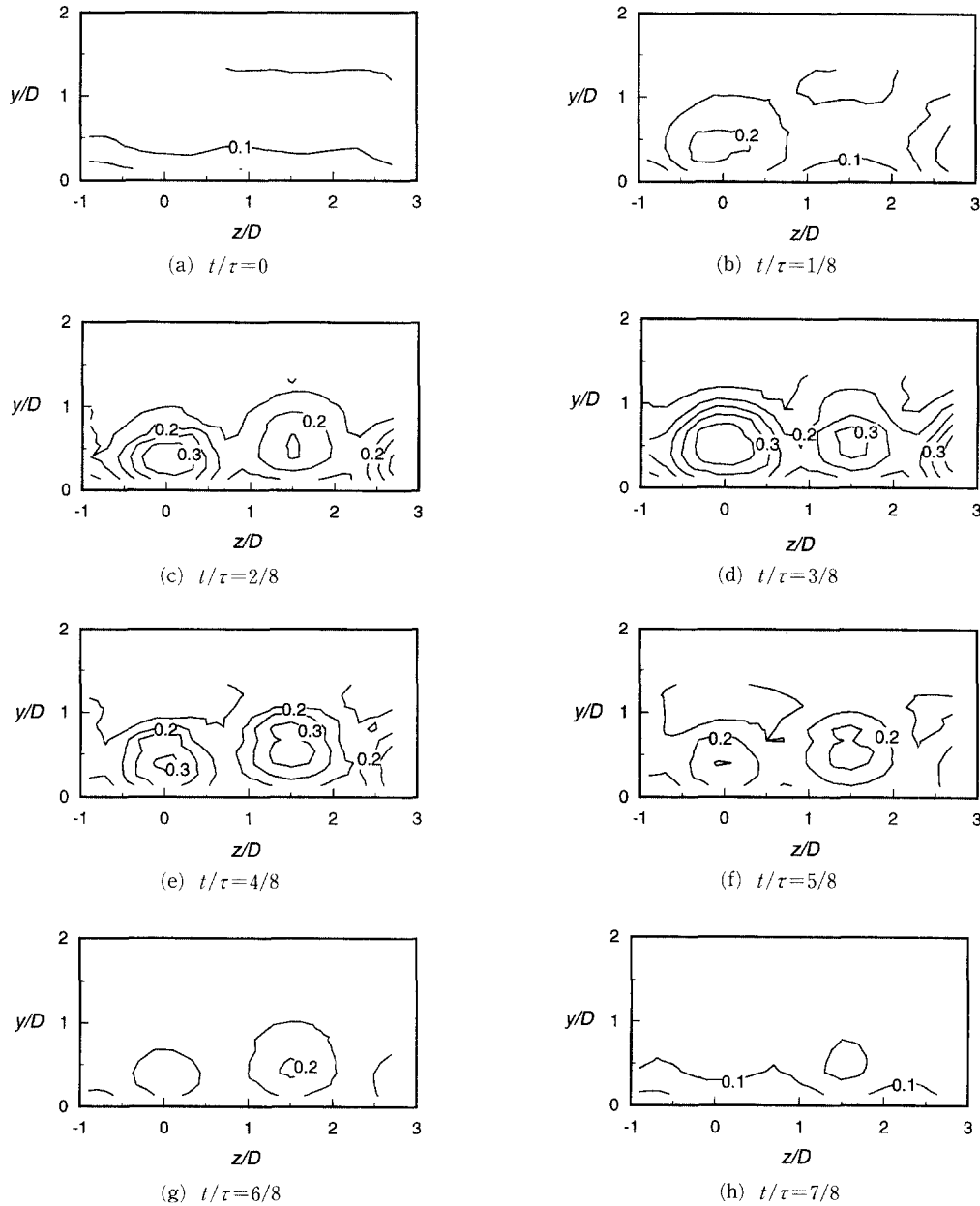


Fig. 7 Phase-averaged temperature distribution at $x/D=5$, $m=0.5$ and $f=20\text{Hz}$.

따라서 상류측 제트와 하류측 제트의 유량이 주유동 정압이 증가할 때 같이 감소하고 감소할 때 같이 증가하는 형태를 보여준다. $5/8\tau$ 에서 $6/8\tau$ 에 이르기까지는 주유동의 정압이 정체실의 정압보다 커서 정체실로의 흡입이 발생함에 따라 제트가 거의 존재하지 않고 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7에는 평균분사비 0.5, 맥동주파수 20 Hz에

서의 결과를 나타내었는데 20 Hz의 경우에는 하류에서 분사된 제트의 유량이 $3/8\tau$ 에서 최대에 도달하며 상류에서 분사된 제트의 유량은 $4/8\tau$ 에서 최대에 도달하는 것을 볼 수 있다. 이 경우 구멍간격 기준 Strouhal수는 0.57이다. 제트가 주유동속에서 하류로 이동하는 속도를 주유동 속도와 같다고 하면 상류제트와 하류제트의 유량이 측정지점에

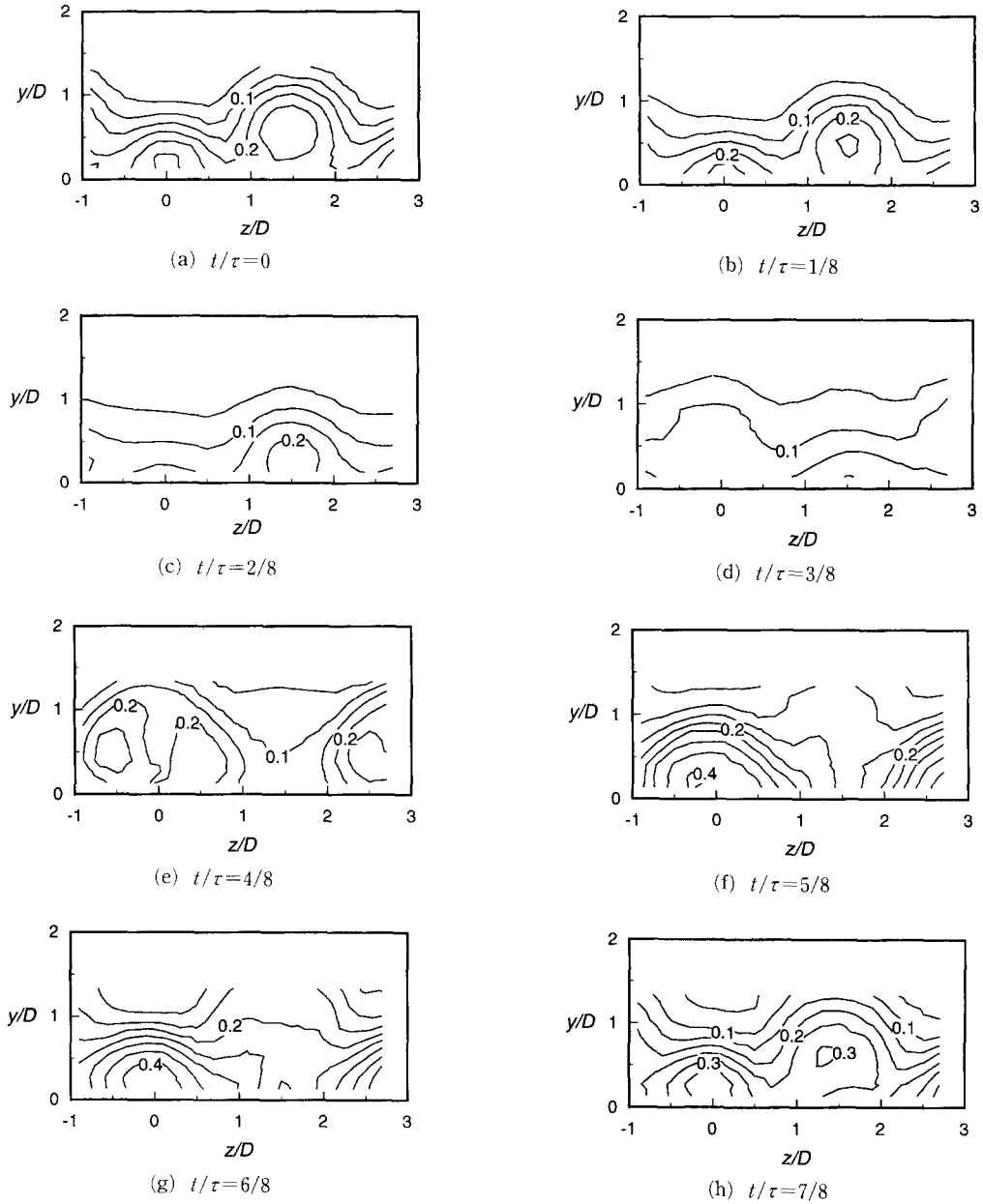


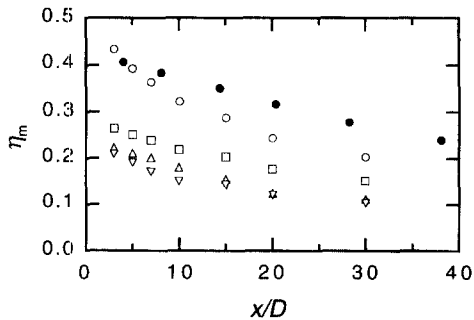
Fig. 8 Phase-averaged temperature distribution at $x/D=5$, $m=0.5$ and $f=40\text{Hz}$.

서 최대값에 도달하는 위상의 차이는 약 0.18τ 가 되지만 실제 실험결과는 이와는 다르게 약 0.12τ 정도로 나타났다. 제트의 대부분은 주유동보다 속도가 작은 경계층에 잠겨져 있는 상태에서 이동하게 되며 이에 따라서 제트가 유동장에서 이동하는 속도는 주유동 속도보다 작은 경계층 내에서의 속도와 제트 자체의 속도에 따라서 결정된다.

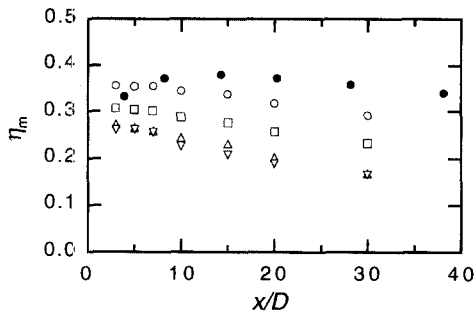
Fig. 8에는 평균분사비 0.5, 맥동주파수 40 Hz에서의 결과를 보이고 있다. 주파수가 커짐에 따라서 제트의 유량이 최대값에 도달하는 위상도 변화하여 하류측 제트의 유량은 $6/8\tau$ 에서, 상류측 제트의 유량은 $0/8\tau$ 에서 각각 최대값을 보이고 있다. 이 경우 Strouhal수는 1.13으로 20 Hz의 경우에 비하여 2배이며 최대값 도달 위상차이도 20 Hz의 경우

0.12 τ 에서 2배로 커져서 0.25 τ 로 나타났다. 평균 분사비 1.0과 1.5에서의 결과도 이와 같은 위상차이를 보이며 유량의 최대값이 나타나는 위상에서만 차이를 보이게 된다. 그러나 이러한 차이는 매우 작으며 따라서 경계층 속에서 제트의 이동 속도는 주유동의 영향이 지배적이며 제트 자체의 속도는 빠른 확산과 상대적으로 작은 운동량으로 인하여 큰 영향을 미치지 못하고 있는 것을 알 수 있다.

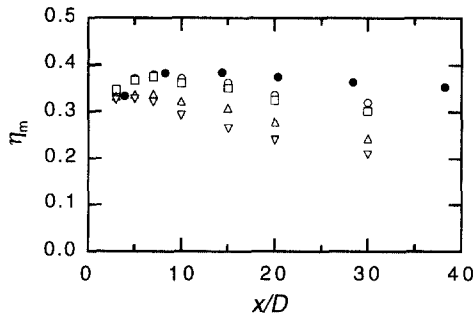
막냉각효율은 막냉각 구멍이 2차원 홈의 형태가



(a) $m=0.5$



(b) $m=1.0$



(c) $m=1.5$

Fig. 9 Spanwise-averaged effectiveness distribution. \circ , 0Hz; \square , 4Hz; \triangle , 20Hz; ∇ , 40Hz; \bullet , Goldstein et al. (1985).

아니라 구획이 지어진 구멍에서 나오므로 하류방향으로의 변화 뿐 아니라 폭방향으로의 변화가 있다. 이에 따라 막냉각효율은 폭방향으로 평균된 결과에 대하여 나타내었다. 폭방향 평균 막냉각 효율의 하류 방향 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 2개의 분사 구멍 사이에 다른 열에서 분사되는 제트가 존재하게 되며 폭방향의 균일도가 아주 좋다. Goldstein 등⁽¹⁴⁾의 맥동이 없는 실험에서 분사비 0.5, 0.98, 1.5의 경우와 본 연구에서 맥동이 없는 경우의 결과를 비교해 보면 대체로 비슷한 경향을 보이지만 다소 차이를 보이고 있다. Goldstein 등의 실험조건은 경계층배제두께와 막냉각 구멍의 직경비가 0.24로 본 실험의 조건인 0.11과 차이가 있다. Leiss⁽¹⁵⁾의 연구결과에 의하면 배제두께와 구멍직경의 비가 0.1에서 0.2로 변할 때 막냉각 효율에서 약 20%의 감소가 발생한다고 보고되어 있다. 이것은 경계층의 두께가 두꺼워 지면서 속도가 작은 영역이 커짐에 따라 분사비가 증가하는 효과를 가져오기 때문이다. 실제로 본 실험의 결과는 Goldstein 등의 결과와 비교할 때 같은 분사비에서는 차이를 보이지만 Goldstein 등의 결과에서 20%정도 작은 분사비의 경우와 비교할 때 잘 일치되는 것을 볼 수 있었다. 1열분사에서는 분사비가 0.5부근에서 최대 막냉각 효율을 보이며⁽¹⁶⁾ 이로부터 분사비가 증가하면서 막냉각 효율이 감소하는 경향을 보이지만 2열 엇갈린 분사의 경우에는 분사비 1.5에 이르기까지 계속 증가하는 경향을 보이게 된다. 이에 따라서 Goldstein 등의 연구 결과보다 다소 작은 막냉각효율을 나타내게 된다. 이와같은 배열은 1열분사에 비하여 막냉각면을 균일하게 덮게 되면서 보텍스 운동에 의한 주유동으로부터의 인입이 크게 줄어들게 되어 매우 큰 막냉각효율을 보이고 있다. 폭방향으로 평균된 막냉각효율은 모든 분사비에 대하여 맥동에 의하여 큰 영향을 받고 있다. 분사비가 작을 때는 물론이고 분사비가 큰 1.5인 경우에도 맥동의 효과가 크게 나타났다. 맥동이 없을 경우에는 냉각 유동이 막냉각면을 균일하게 덮게 되면서 보텍스 운동에 의한 주유동의 벽면으로의 인입이 매우 작지만 맥동이 생기면서 위상평균 결과에서 볼 수 있듯이 냉각 유동이 없어지는 경우가 생기면서 막냉각 효율이 급격히 감소 하게 된다. 전체적으로 맥동주파수가 커지면서 막냉각효율은 감소하였다. 분사비 1.0인 경우에 맥동의 영향이 가장 크게 나타나서 최고 35%까지 감소 하는 것을 볼 수 있다.

주파수가 작은 경우에는 상류열과 하류열의 제트가 위상차이가 없이 맥동함에 따라서 막냉각면을 균일하게 덮었다가 냉각제트가 줄어드는 현상을 반복하게 된다. 이에 따라서 주유동의 인입이 크게 나타나지는 않는다. 그러나 주파수가 커져서 20 Hz나 40 Hz에 이르면 상류제트와 하류제트의 위상차이가 발생하여 하류제트와 상류제트가 주어진 단면에서 동시에 존재하지 않는 경우가 나타나게 된다. 이에 따라서 엇갈린 배열에서 크게 나타나지 않는 주유동의 벽면으로의 인입이 나타나게 되어 막냉각효율이 급격히 감소하게 된다. 20 Hz와 40 Hz를 비교해 보면 분사비 0.5와 1.0에서는 큰 차이를 보이지 않고 있으며 1.5에서만 주파수가 커지면서 막냉각효율이 감소하고 있다. 20 Hz와 40 Hz의 경우에 상류제트와 하류제트의 위상차이는 비슷하게 나타나며 그 진폭에서만 차이를 보인다. 이러한 결과는 맥동진폭이 막냉각효율에는 그 영향을 미치지 않는다는 것을 기인한다. 주유동의 맥동이 막냉각효율에 영향을 미치는 구조는 2가지로 구분해 볼 수 있다. 맥동에 의하여 분사제트가 벽면에서 박리가 일어나는 것이 첫번째이고, 두번째는 상류열과 하류열의 제트가 맥동에 의하여 위상차이가 발생하는 것이다. 이러한 구조에서 주유동이 제트의 와동운동에 의하여 벽면으로 인입이 많아지며 이에 따라서 막냉각효율이 감소하게 된다.

4. 결 론

실험을 통하여 주유동의 맥동이 2열 단순경사분사되는 막냉각에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 또한 막냉각 유동의 분포를 측정하여 막냉각효율과 벽면 열전달계수의 변화 특성에 대하여 설명할 수 있었다. 실험에서 4가지 맥동주파수(0 Hz, 4 Hz, 20 Hz, 40 Hz)와 3가지 분사비(0.5, 1.0, 1.5)에 대하여 고려했었다. 실험 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 맥동주파수가 커지면서 막냉각 유동의 확산이 증가한다. 이에 따라서 막냉각 유동이 더 넓게 퍼지게 되고 막냉각 유동의 중심부의 온도가 감소한다.

(2) 위상평균 결과로부터 막냉각 유동의 분사열들 사이의 피치와 맥동의 위상과의 관계를 관찰할 수 있었다.

(3) 2열 엇갈린배열의 경우에 맥동에 의한 영향

이 매우 크게 나타났으며 막냉각 효율은 주파수가 커짐에 따라서 감소하여 최대 35%의 감소를 보였다.

참고문헌

- (1) Mehendale, A. B., Han, J. C., Oh, S. and Lee, C. P., 1994, "Unsteady Wake Over a Linear Turbine Blade Cascade With Air and CO₂ Film Injection: Part 2-Effect on Film Effectiveness and Heat Transfer Distributions," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 730~737.
- (2) Ou, S., Han, J. C., Mehendale, A. B. and Lee, C. P., 1994, "Unsteady Wake Over a Linear Turbine Blade Cascade With Air and CO₂ Film Injection: Part 1-Effect on Heat Transfer Coefficients," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 721~729.
- (3) Ekkad, S. V., Zapata, D. and Han, J. C., 1995, "Film effectiveness over a Flat-Surface with Air and CO₂ Injection through Compound Angle Holes using a Transient Liquid Crystal Image Method," *ASME Paper 95-GT-11* ASME Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Houston, Texas.
- (4) Kuk, K., Lee, J. S., Ro, S. T. and Lee, W. I., 1996, "Effect of Periodic Passing Wake on Film Coolant Flow over a Flat Plate," *Proc. 6th Int. Sym. on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, U.S.A., Vol. 2, pp. 573~379.
- (5) Rigby, M. J., Johnson, A. B. and Oldfield, M. L. G., 1990, "Gas Turbine Rotor Blade Film Cooling With and Without Simulated NGV Shock Waves and Wakes," *ASME Paper 90-GT78*, ASME Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Brussels, Belgium.
- (6) Abhari, R. S. and Epstein, A.H., 1994, "An Experimental Study of Film Cooling in a Rotating Transonic Turbine," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 63~70.
- (7) Abhari, R. S., 1996, "Impact of Rotor-Stator Interaction on Turbine Blade Film Cooling," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 118, pp.

- 123~133.
- (8) Ligrani, P. M., Cuthrell, J. M. and Gong, R., 1996, "Bulk Flow Pulsations and Film Cooling, Flow Structure Just Downstream of the Holes," to appear *ASME J. Turbomachinery*.
- (9) Ligrani, P. M., Gong, R., Cuthrell, J. M. and Lee, J. S., 1996, "Bulk Flow Pulsations and Film Cooling: Part 1, Injectant Behavior," *Int. J. Heat and Mass*, Vol. 39, No. 11, pp. 2271~2282.
- (10) Ligrani, P. M., Gong, R., Cuthrell, J. M. and Lee, J. S., 1996, "Bulk Flow Pulsations and Film Cooling: Part 2, Flow Structure and Film Effectiveness," *Int. J. Heat and Mass*, Vol. 39, No. 11, pp. 2283~2292.
- (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) Marziale, M. L. and Mayle, R. E., 1984, "Effect of an Oscillating Flow Direction on Leading Edge Heat Transfer," *ASME J. Eng. for Gas Turbine and Power*, Vol. 106, pp. 222~228.
- (13) Hodson, H. P., 1985, "Measurements of Wake-Generated Unsteadiness in the Rotor Passages of Axial Flow Turbines," *ASME J. Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 467-476.
- (14) Goldstein, R. J., Eckert, E. R. G., Chiang, H. D. and Elovic, E., 1985, "Effect of Surface Roughness on Film Cooling Performance," *ASME J. Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 111~116.
- (15) Leiss, C., 1975, "Experimental Investigation of Film Cooling With Ejection From a Row of Holes for the Application to Gas Turbine Blades," *ASME J. Eng. for Power*, Vol. 97, pp. 21~27.
- (16) Pedersen, D. R., Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. J., 1977, "Film Cooling with Large Density Differences Between the Mainstream and Secondary Fluid Measured by the Heat-Mass Transfer Analogy," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 620~627.