

과도 액정 기법을 이용한 와동발생기 하류의 유동장 및 열전달 측정

홍철현*·양장식**·이기백†
(2003년 5월 26일 접수, 2003년 9월 1일 심사완료)

Detailed Measuremet of Flow Field and Heat Tranfer Downstream of Rectanglar Vortex Generators Using a Transient Liquid Crystal Technique

Cheol-Hyun Hong, Jang-Sik Yang and Ki-Baik Lee

Key Words: Transient Liquid Crystal Technique(과도 액정 기법), Vortex Generator(와동발생기), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수), Mesh Heater(메시 히터), Heat Exchanger(열교환기)

Abstract

The effects of the interaction between flow field and heat transfer caused by the longitudinal vortices are experimentally investigated using a five hole probe and a transient liquid crystal technique. The test facility consists of a wind tunnel with vortex generators protruding from a bottom surface and a mesh heater. In order to control the strength of the longitudinal vortices, the angle of attack of vortex generators used in the present experiment is 20°, and the spacing between the vortex generators is 25 mm. The height and cord length of the vortex generator is 20 mm and 50 mm, respectively. Three-component mean velocity measurements are made using a 5-hole probe system, and the surface temperature distribution is measured by the hue capturing method using a transient liquid crystal technique. The transient liquid crystal technique in measuring heat transfer has become one of the most effective ways in determining the full surface distributions of heat transfer coefficients. The key point of this technique is to convert the inlet flow temperature into an exponential temperature profile using the mesh heater set up in the wind tunnel. The conclusions obtained in the present experiment are as follows: The two maximum heat transfer values exist over the whole domain, and as the longitudinal vortices move to the farther downstream region, these peak values show the decreasing trends. These trends are also observed in the experimental results of other researchers to have used the uniform heat flux method.

기호설명

b : 와동발생기의 높이 [mm]
 c : 아크릴의 비열 [J/kg·K]
 h : 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 아크릴/유체 의 열전도 계수 [$W/m \cdot K$]
 l : 와동발생기의 길이 [mm]
 t : 시간 [s]

D : 카메라와 시험부 사이의 거리 [mm]
 Nu : 누셀트 수 ($\frac{hl}{k}$)
 T_g : 가열된 공기의 최종온도 [°C]
 T_f : 시간 변화에 따른 유입 유체 온도 [°C]
 T_i : 초기 유입 유체 온도 [°C]
 T_s : 시간 변화에 따른 바닥면 온도 [°C]
 T^* : 무차원 온도 ($\frac{T_s - T_i}{T_g - T_i}$)
 U_∞ : 자유유동 속도 [m/s]
 X : 주유동 방향의 좌표 [mm]
 Y : 주유동 방향에 수평(span)한 좌표 [mm]

* 부산대학교 기계설계전산화인력양성센터
** 회원, 부산대학교 기계기술연구소
† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학과, 기계기술연구소
E-mail : hopelee@pusan.ac.kr
TEL : (051)510-2300 FAX : (051)512-5236

- Z : 주유동 방향에 수직한 좌표 [mm]
 z : Z 방향과 반대 방향의 좌표 [mm]
 ρ : 아크릴의 밀도 [kg/m^3]
 α : 비디오 카메라와 조명이 이루는 각
 ω_x : 주유동방향 와도

1. 서 론

최근, 열 에너지시스템은 컴퓨터, 전자통신장비 및 전자기기 분야에서 에너지절약과 사용공간의 제한성을 해결하기 위하여 고성능화, 소형화, 경량화, 고밀도화로 진행되고 있는 추세에 있으며, 자동차 및 공기조화 산업 등으로 활용이 증대되고 있다. 특히 열교환기의 성능은 공조시스템의 성능에 상당한 영향을 미치는 인자이기 때문에 열교환기의 최적설계는 전체시스템의 효율을 증진하기 위해 매우 중요한 과제이다. 따라서 정확한 열교환기의 성능평가를 위해서는 열전달 특성을 측정하는 것이 무엇보다 중요하다.⁽¹⁾

유체유동과 열교환기의 전달면 사이의 열전달 계수를 결정짓기 위한 방법으로는 지금까지 크게 정상상태 방법과 과도상태(transient)를 이용한 비정상상태 방법으로 구분될 수 있다.⁽²⁾ 자연현상에서의 열전달은 정상상태의 경우보다는 비정상적인 과도상태의 경우가 보다 보편적인 현상이라고 할 수 있다.

일반적으로 정상상태를 이용한 열전달 분석방법은 균일 열 유속(uniform heat flux)을 이용한 방법으로 Baughn⁽³⁾에 의해 시도되었다. 측정하고자 하는 열전달면에 얇은 스테인리스 박판(stainless foil) 또는 금 박판(gold coated foil)을 부착하여 전원 공급기를 통해 일정한 전력을 공급하면 균일한 열 유속이 만들어진다. 정상상태 방법은 대형의 열교환 장치에서는 지속적인 열공급을 위해 대형의 발열장치와 연속적인 측정시간 및 기타의 부대 비용들이 요구되는 단점이 있다.

과도상태의 분석방법은 열전달 모델 표면의 열 유속을 측정하는 대신, 시간에 따른 모델의 표면 온도를 측정하여 열전달 계수를 측정하는 방법으로 선행 연구자들에 의해 시도되었다.⁽¹⁾ 과도상태를 이용한 분석방법은 정상상태의 분석방법보다 간단하고 짧은 시간에 실험을 수행할 수 있어, 측정시간과 기타의 비용을 줄일 수 있는 장점이 있다. 그러나, 비정상상태의 열전달 측정방법에서

많은 가정들이 추가적으로 필요한 경우에는 정상상태의 방법보다 부정확한 결과를 도출할 수 있는 요인이 될 수도 있다.⁽⁴⁾ 그러나 이러한 가정들에 대해 보다 정확한 측정기법으로 실험이 행해진다면, 단지 실험 방법에서 절차상 차이만 있을 뿐, 정상상태와 비정상상태의 실험에서 얻어진 결과는 일치할 것이다.

주유동 방향의 와동은 난류 경계층 내에 어떤 장애물이 있거나 곡률이 있는 덕트와 같은 채널 유동에서 주로 발생한다. 이러한 유동은 바닥면에서 열전달과 운동량전달을 향상시키며, 여러 유체기계에서도 주유동 방향의 와동이 발생하기 때문에 주유동 방향의 와동 상호간의 작용을 잘 예측함으로써 유체기계의 성능향상 뿐만 아니라 열교환기의 성능향상에도 기여할 수 있다.⁽⁵⁾ 또한 날개형 와동발생기(wing-type vortex generator)에 의해 발생하는 종방향 와동(longitudinal vortices)은 주유동 방향의 와동으로써 열교환기의 하류 부분에서의 열저항의 감소와 열전달 계수의 향상에 기여한다는 연구가 보고 되고 있다.⁽⁶⁾

종방향 와동에 대한 연구 동향을 살펴보면, Fiebig 등⁽⁷⁾은 주유동 방향에 대해 45°각을 갖는 사각형 와동발생기와 리브(rib) 형 와동발생기를 사용할 경우, 종방향 와동의 경우가 횡방향 와동에 비해 유동손실이 적고 열전달 효과가 크게 나타난다고 하였다. Reichert 등⁽⁸⁾은 S 덕트 내에서 와동발생기의 위치와 간격, 형상, 배열을 변화시켜 압력과 속도장을 측정한 결과, 와동발생기의 배열에 따라 전체 압력의 왜곡(distorsion)은 개선되었으나 전압 회복에는 크게 기여하지 못하며 유동 박리영역이 감소된다고 하였다.

Pauley 등⁽⁹⁾은 반삼각익(half delta wing) 형상의 와동발생기로부터 발생하는 종방향 와동에 대해 많은 연구를 수행하였으며, 와동발생기의 높이와 각, 와동발생기 사이의 간격 등이 종방향 와동과 경계층과의 상호작용에 지대한 영향을 미친다는 연구결과를 제시하였다.

본 연구에서 와동발생기 하류의 유동장과 열전달을 측정하기 위해, 유동장 측정의 경우, 기존에 사용하던 반삼각형 와동발생기와 달리 직사각형 와동발생기를 이용하여 바닥면으로 향하는 유동(common down flow)에 대해 와동의 구조와 성장 특성을 5공 프로브를 이용해 측정하였다.

그리고 열전달 측정의 경우, 과도상태의 열전

달 측정 방법은 열전대를 이용한 열전달 측정방법과 달리 시험부 전체의 표면에 대한 데이터를 보다 정확하게 얻을 수 있다는 장점이 있다. 또한 균일 열유속을 이용한 정상상태의 열전달 측정방법은 스테인리스 박판 또는 금 박판을 바닥면에 부착시킬 때 바닥면과 박판 사이에 공기의 존재로 인해 부분적으로 균일한 열유속을 만들 수 없기 때문에 데이터의 신뢰도에 있어서 과도상태의 방법보다 정확하지 못한 단점이 있다.

따라서 본 연구에서는 종방향 와동에 의한 바닥면의 열전달 특성을 측정하기 위해 과도상태의 액정 기법을 이용하여 열전달을 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 유동장 측정 실험장치 및 방법

유동장 실험은 아음속 개방형 풍동을 사용하였고, 풍동은 송풍부, 확대부, 축소부, 메시 히터(mesh heater)와 시험부로 구성된다. 두께 15 mm의 투명 아크릴로 제작된 직사각형 덕트의 전체 크기는 높이, 폭, 길이가 각각 120, 400, 2000 mm이다. 그리고 시험부의 크기는 Fig. 1에서와 같이 120 × 400 × 400 mm이며 축소부의 축소비는 3.5:1이다. 유입되는 공기의 속도는 인버터를 이용하여 일정하게 유지하도록 하였다. 와동발생기의 설치 위치는 풍동의 축소부 출구에서 1000 mm 떨어진 위치에 설치하였다.

Fig. 2은 본 실험에 이용된 와동발생기의 형상과 영각 그리고 크기를 나타낸 장치도이다. 주 유동방향에 대한 와동발생기의 영각은 대칭으로 설치된 와동발생기의 중심선에서 와동발생기까지의 반시계방향의 각으로 정의하였고 와동발생기 사이의 거리는 코드길이의 전면에서의 간격으로 정의하였다. 와동발생기의 영각 및 와동발생기 사이의 간격은 각각 20°, 25 mm로 고정하였다. 또한 와동발생기의 코드길이는 50 mm이며 와동발생기의 높이는 20 mm로 고정하여 실험을 수행하였다.

Fig. 3에서와 같이 와동발생기 후방 55, 110, 165, 220, 275 mm에서 5공 프로브를 이용해 유동장을 측정하였다. 각 측정단면에서 측정위치로 5공 프로브를 이송하기 위해 3축 자동이송장치를 사용하였다. 각 측정단면에서 유동장을 측정하기 위해 두께 15 mm의 아크릴에 폭이 5 mm인 홈을

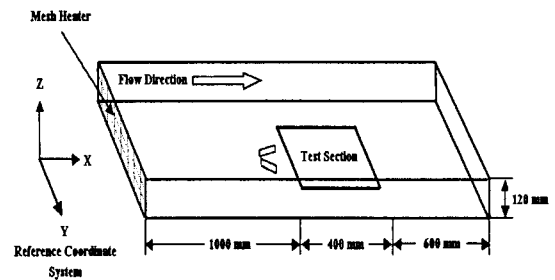


Fig. 1 Schematic diagram of the test facility

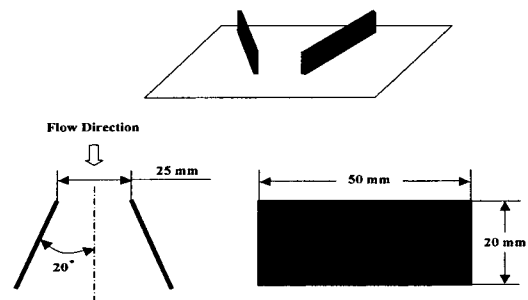


Fig. 2 Shape and dimensions of vortex generators

400 mm 길이로 가공하여 5공 프로브를 측정부에 삽입할 수 있도록 하였다. 수평방향 및 수직방향으로 자유롭게 움직일 수 있도록 슬라이딩 가이드 판을 제작하여 측정단면 상의 공기 누수를 최대한 억제하였다.

5공 프로브로부터 측정된 데이터는 각 압력공과 연결된 압력 변환기(FCO 44)로 전달되고 압력 변환기의 압력 데이터는 다 채널 A/D 변환기(PCL-812 PG)를 통해 디지털 신호로 변환되어 PC에 저장된다. 이 때 5공 프로브의 압력 데이터의 오차를 줄이기 위해 각 압력공의 압력 데이터는 500회 8번 측정하여 앙상블 평균하였다. 데이터를 저장한 후 A/D 변환부에서 3차원 자동이송 장치의 스텝핑 모터의 제어부에 디지털 신호를 입력하여 다음 측정 점으로 자동 이송할 수 있도록 하였다. 이와 같은 방법으로 전체 측정단면에 대해 압력 데이터를 구하였고, 5공 프로브의 보정 데이터를 이용하여 속도로 변환하였다. 그리고 측정단면의 바닥면 부근에서는 바닥면과 5공 프로브의 상호 간섭작용에 의해 왜곡된 속도가 나타나므로 Pauley 등⁽⁹⁾이 제시한 보정방법을 사용하여 바닥면 근처의 유동을 보정하였다.

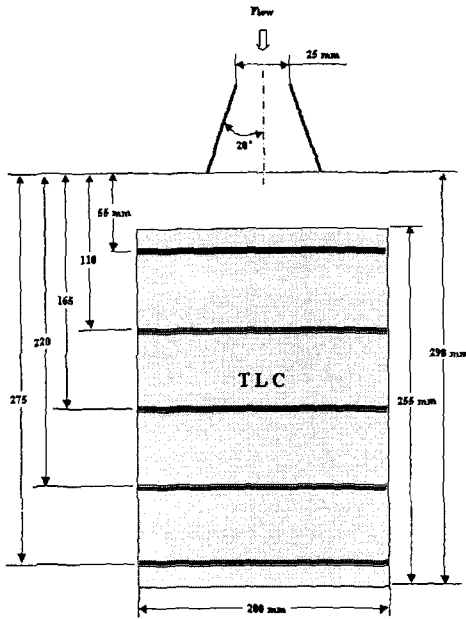


Fig. 3 Schematic diagram of the measuring planes for measuring velocity

Table 1 Test Conditions

Boundary layer thickness (δ)	24 mm
Displacement thickness (δ^*)	1.20 mm
Momentum thickness (θ)	1.18 mm
Shape factor ($H_{sf} = \delta^* / \theta$)	1.01
Reynolds number (Re_D)	2.0402×10^4
Turbulence intensity	0.8 %

측정단면에서의 압력 측정점은 Z방향과 Y방향으로 바닥면과 측벽에서 각각 2 mm, 50 mm 떨어진 위치에 선정하였고, 유동정보를 얻기 위해서 Z방향 및 Y방향으로 각각 3 mm 간격으로 측정하였다.

시험부 내로 유입되는 유동특성을 측정하기 위해 I형 경계층 프로브를 사용하여 경계층 두께, 평균 속도, 난류 강도를 측정하였다. 이들의 측정 위치는 와동발생기가 설치된 위치에서 이루어졌으며 측정은 3축 이송장치를 이용하여 아래 바닥면으로부터 1 mm 간격으로 수행하였다. 이렇게 얻어진 측정값들을 Table 1에 나타내었다.

2.2 온도장 측정 및 보정실험

2.2.1 이론적 배경

본 실험에서 행해진 비정상상태의 유입 유체 온도상승에 대한 바닥면에서의 열전달 해석을 위하여 적용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 실험이 수행되는 시간에 대한 유체 및 바닥면에서의 물성치는 일정하다.
- (2) 유입 유체의 유동은 정상상태이다.
- (3) 시험부 바닥면은 단열이다.
- (4) 유입 유체의 온도변화는 일정한 시정수(time constant, τ)를 갖는 지수형 함수이다.

유입 유체 온도의 지수형 상승에 대한 반 무한 평면에서의 바닥면에 수직인 온도 분포는 아래의 일반적인 지배방정식과 초기조건 및 경계조건 그리고 에너지 평형 방정식으로 결정될 수 있다.

$$\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

$$T_f = T_i + (T_g - T_0)(1 - e^{-t/\tau}) \quad (2)$$

$$T(z=0, t) = T_i \quad (3)$$

$$T(z=\infty, t) = T_i \quad (4)$$

$$h(T_f(t) - T(0, t)) = -k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (5)$$

여기서 $T_f = T_f(t)$ 는 메시 히터에서 가열된 유입 유체 온도이고, 식 (2)는 지수형 온도함수이다.

반 무한 평면에서 유입 유체의 온도가 T_i 에서 T_g 의 일정한 온도로 순간적으로 가열될 경우 유체 온도의 변화에 대한 바닥면($z=0$)에서의 일반적인 온도 관계식은 다음의 식 (6)과 같이 주어진다.

$$T_s = T_i + (T_g - T_i) \exp(\beta^2) \times \text{erfc}(\beta) \quad (6)$$

$$\beta = \frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho ck}} \quad (7)$$

그러나 기계적인 메커니즘에 의해 순간적으로 유입 유체의 온도가 T_i 에서 T_g 로 변화할 수가 없다. 유입 유체의 온도가 일정한 시정수를 갖고 지수적으로 증가하는 식 (2)와 같은 형태의

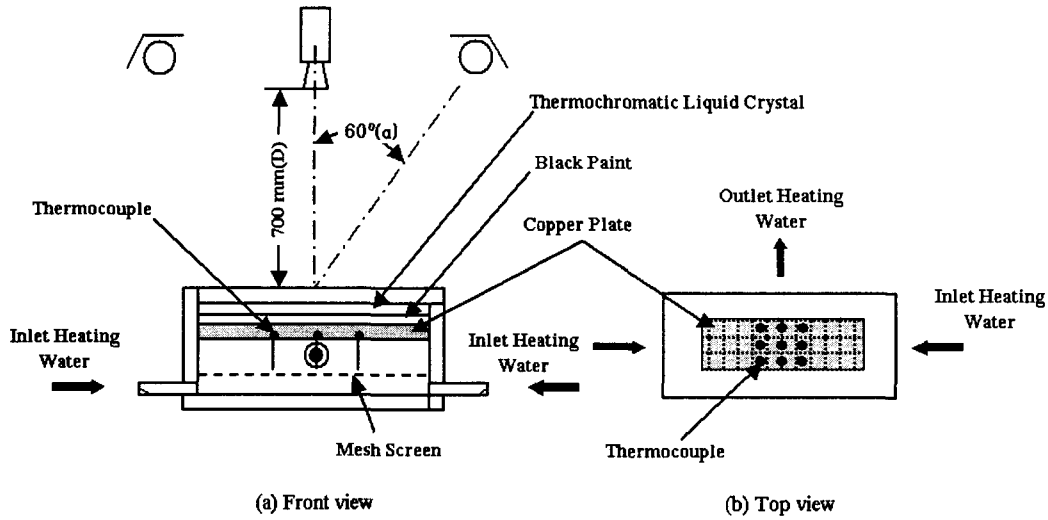


Fig. 4 Schematic diagram of calibration apparatus

함수로 주어진다면, 즉 바닥면에서의 무차원 온도 분포는 Gillespie⁽¹⁰⁾에 의해 제시된 식 (8)로 표현할 수 있기 때문에 임의의 시간에서 바닥면의 국소 열전달 계수(h)는 바닥면의 액정에서 구한 온도분포와 식 (8)을 이용하여 수치적으로 구할 수 있다.

$$\frac{T_s - T_i}{T_g - T_i} = 1 - \frac{t/\beta^2\tau}{(1+t/\beta^2\tau)} e^{\beta^2} \operatorname{erfc}(\beta) - e^{-t/\tau} \frac{1}{(1+t/\beta^2\tau)} \times \left(1 + \frac{\sqrt{\rho c k}}{h\sqrt{\tau}} \left(\frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{t}{\tau}} + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{-n^2/4} \sinh n \sqrt{\frac{t}{\tau}} \right) \right) \quad (8)$$

본 연구의 경우, 유입 유체의 온도가 완전한 계단 함수의 형태가 아닌 지수함수의 형태인 경우이므로 유입 유체의 온도 이력은 반드시 필요하며 이렇게 얻어진 온도 값을 이용하여 수치적인 계산절차를 통해 열전달 계수를 구할 수 있게 된다.

2.2.2 액정 보정

와동발생기 하류 바닥면에서의 열전달 측정예

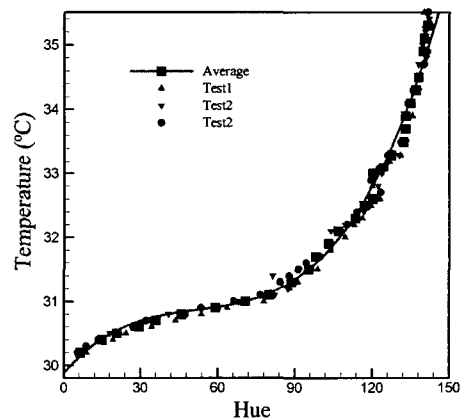


Fig. 5 Calibration curve of temperature for hue changes

앞서, 액정의 색상 값에 대한 온도 값을 구하기 위해 보정 실험을 수행하였다. 보정판의 크기는 폭 80 mm, 길이 145 mm 이며, 두께 15 mm의 아크릴로 제작하였다. Fig. 4에서 처럼, 9개의 열전대를 두께 15 mm, 폭 50 mm, 길이 115 mm의 동판에 구멍을 내어 삽입하였고, 실제 실험조건과 동일한 위치에 설치하였다. 보정장치와 비디오 카메라와의 거리(D)는 700 mm이며 광원으로 사용된 두 개의 20W의 삼파장 램프와 보정판이 이루는 각(α)은 60° 로 고정하였다. 온도와 액정의 색상변화를 동시에 측정하기 위해 비디오 카메라

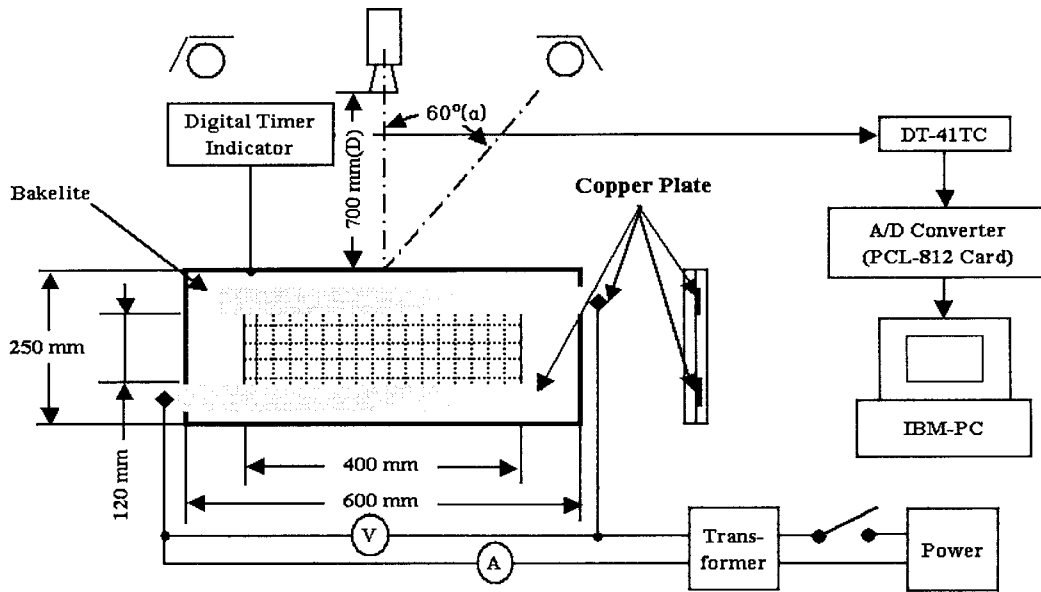


Fig. 6 Heating apparatus made of a stainless mesh

와 표준온도계(Omega, DP41-TC)를 사용하였고 이 온도계의 분해능은 0.01°C 이며 정확도는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이다.

두께 15 mm인 아크릴 판 위에 액정(Hallcrest, R30C5W)을 에어브러쉬를 이용해 균일하게 분무하고 액정 위에 동일한 방법으로 검정페인트(Hallcrest, BBG1)를 균일하게 도포하여 보정판을 제작하였다. 가열원으로는 항온조를 이용하여 가열된 물을 유입시키고 일정온도가 유지될 수 있도록 하였다. 보정실험은 각기 다른 시간에 3회 측정하였고 획득된 데이터는 먼지나 이물질 등에 의한 오차를 줄이기 위해 3×3 화소(pixel)에 대하여 미디언 필터링(median filtering)으로 처리하여 영상불 평균하였다.

Fig. 5는 영상불 평균 처리한 액정의 반응 색상(Hue) 값에 대한 온도 값의 보정 데이터를 나타내고 있으며, 이러한 보정 데이터를 이용하여 식(9)와 같은 보정 곡선식을 구하였다.

$$T = 29.8 + (4.6 \times 10^{-2}) \times \text{Hue} + (-7.8 \times 10^{-4}) \times \text{Hue}^2 + (5.0 \times 10^{-6}) \times \text{Hue}^3 \quad (9)$$

2.2.3 열전달 측정

열전달 측정을 위해 시험부로 유입되는 입구에 총 용량 60 kW의 변압기와 직경 $40 \mu\text{m}$ 의 와이어(SUS304)로 짜여진 메시 히터를 이용하여 공기를 순간적으로 가열하였고, 고온의 열로 인한 팽창과 수축에 견딜 수 있도록 Fig. 6과 같이 플랜지 부분에 내열재인 베켈라이트를 사용하여 단열을 하였다. 그리고 메시와 전류가 통전할 수 있도록 구리막대를 접촉시켰다. 또한 외측을 아크릴 플랜지로 밀착하여 누수공기를 최대한 억제할 수 있도록 설계하였다. 시험부 단면의 크기는 길이 400 mm, 너비 400 mm, 높이 120 mm이며 두께 15 mm의 아크릴판으로 구성하였다.

본 실험에서, 과도상태의 온도변화를 가지는 유입 공기의 온도를 측정하기 위하여, 풍동내 와동발생기가 부착된 위치에서 열전대(T type)를 이용하여 실시간으로 유입 공기의 온도를 측정하였다. 그리고 시험부의 바닥면에서의 온도변화를 실시간으로 측정하기 위하여 비디오 카메라를 이용하여 영상을 기록하였다. 이렇게 기록된 영상 자료는 디지털 변환기와 디코더를 이용하여 시험부 바닥면의 전영역에 걸쳐 데이터를 처리하였다. 액정의 반응시간은 약 3 ms이므로 실시간으로 측정된 액정의 색상 값을 이용하여 얻어진 바

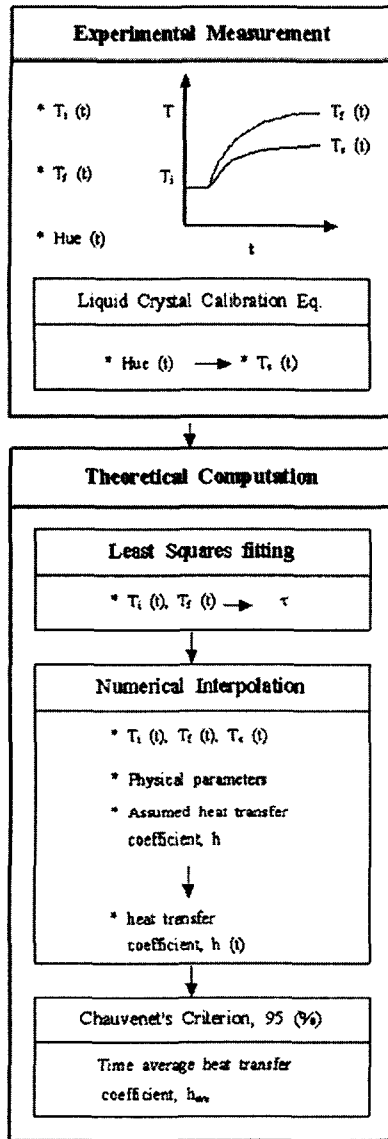


Fig. 7 Calculation procedure for obtaining local heat transfer coefficient

다면에서의 온도 값은 거의 실시간이라고 할 수 있다.⁽¹¹⁾

메시 히터에 의해 가열된 공기의 온도는 지수형 함수로 증가하면서 정상상태의 온도에 도달하게 된다. 이때 측정된 유입공기의 온도 변화와 아크릴 바닥면에서의 온도 관계식은 앞의 식 (8)로 표현될 수 있다.⁽¹²⁾

실험적으로 측정된 자료를 이용하여 열전달 계수를 구하는 절차를 Fig. 7에 나타내었다. 먼저

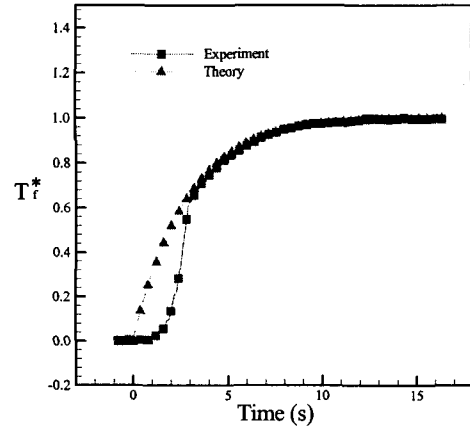


Fig. 8 Dimensionless inlet and exponential temperature profile for time variations

메시 히터를 통해 유입되는 실제실시간의 공기 온도, $T_s(t)$ 를 측정하였고, 동시에 비디오 카메라와 영상처리 장치를 이용하여 바닥면에서 액정의 색상 값을 측정하였다. 이렇게 얻어진 데이터를 바탕으로 식 (2)와 최소 자승법을 이용하여 실시간 유입 공기의 온도에 부합되는 지수형 온도 함수의 시정수(τ)를 구하였다.

Fig. 8은 실제 유입 유동의 무차원화된 온도와 이를 바탕으로 한 일정 시정수를 가지는 이론적 지수함수의 무차원화된 온도 분포를 같이 도시하였다. 초기의 짧은 시간 영역에서는 메시 히터에서 가열된 공기와 이론적 지수함수가 어느 정도의 오차를 나타내고 있지만 시간이 경과할수록 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이러한 초기의 짧은 오차는 메시 히터로 유입되는 전류 및 전압을 조절하기 위해 설치된 변압기(transformer)에 의한 시간지연과 유입유체의 유동속도에 기인한 것으로 생각된다.

그리고 앞서 행해진 액정의 보정 실험에서 구해진 보정식으로 하류 바닥면에서의 실시간 온도, $T_s(t)$ 를 구하였다. 이미 구해진 시정수를 이용하여 지수형 온도 함수를 구하고, 바닥면에서의 온도, $T_b(t)$ 와 미리 가정한 열전달 계수 (h)에서 3차 스플라인 보간법(cubic spline interpolation)을 이용하여 수치적으로 바닥면에서의 실시간 열전달 계수를 구하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유동장 측정

와동발생기 하류에서 발생하는 유동현상을 측정하기 위해 5공 프로브를 이용해 유동장을 측정하였다.

Fig. 9의 (a)는 영각이 20°, 간격이 25 mm, 그리고 와동발생기의 높이가 20 mm인 경우에 측정단면 X=55, 110, 165, 220, 275 mm에서 2차 속도벡터를 나타낸 것이다. 각 구간에 대해 주유동 방향 속도변화를 무차원화 하여 속도변화의 특성을 나타내었다.

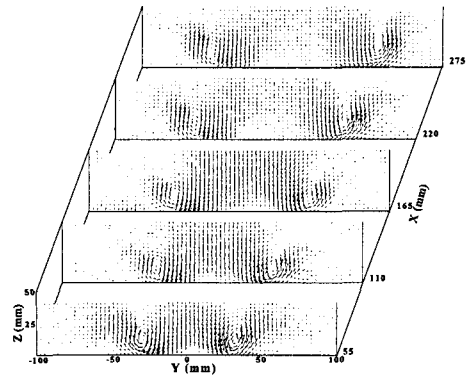
와동발생기에 의해 발생한 와동 쌍은 시계 방향과 반시계 방향으로 회전하며 측정단면의 하류로 이동할수록 와동의 속도벡터 크기가 감소하고 있음을 알 수 있고 와동과 와동사이의 간격이 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 난류확산과 각운동량 보존에 의해 하류로 이동할수록 와동의 속도벡터의 크기가 상대적으로 감소하고 또한 종방향 와동과 반대 방향 즉, 바닥면을 중심으로 종방향 와동과 대칭 위치에 존재하는 가상 와동(image vortex)에 의해 바닥면 상부의 종방향 와동(실제 와동)을 폭 방향(±Y방향)으로 이동시키는 영향 때문에 와동과 와동 사이의 거리가 증가하게 된다.

그리고 Fig. 9의 (b)는 각 측정단면에서 주유동 방향의 속도를 자유유동속도로 무차원(u/U_∞)하여 0.60~0.95까지 나타낸 주유동 방향의 등 속도 분포이다. 하류로 이동할수록 와동과 와동 사이의 간격은 증가하고 난류확산과 각운동량 보존에 의해 와동의 형상은 커지게 된다.

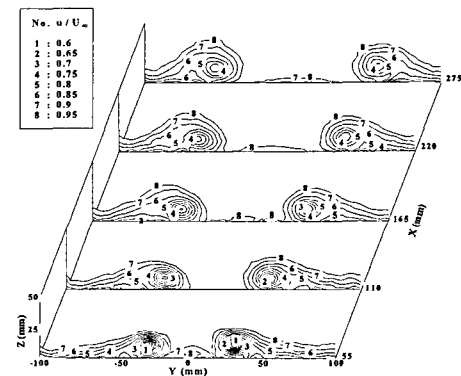
Fig. 9의 (c)는 자유유동속도에 대한 주 유동방향 와도를 등 와도성분(0.05~0.45)으로 각 측정단면에서 나타낸 것이다. 주 유동방향의 등 와도분포는 각 측정단면에서 5공 프로브로 측정된 압력 데이터와 5공 프로브의 보정 데이터를 이용해 3차원 속도성분으로 계산한 후에 식 (10)의 주유동방향의 와도의 정의식을 이용해 주 유동방향의 와도를 계산하였다.

$$\omega_x = \left(\frac{\partial w}{\partial Y} - \frac{\partial v}{\partial Z} \right) \quad (10)$$

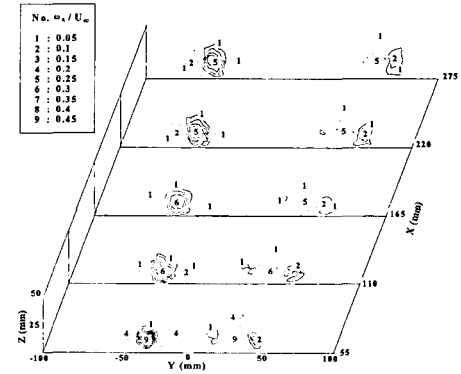
식 (10)을 이용한 주 유동방향의 와도 값은 각 측정단면의 경계에서는 2차 정확도를 갖는 중앙



(a) Secondary velocity vectors



(b) Streamwise velocity contours
($u/U_\infty=0.60 \sim 0.95$)



(c) Streamwise vorticity contours
($w_x/U_\infty=\pm 0.05 \sim 0.45$ [1/cm]
solid : clockwise, dotted : anticlockwise)

Fig. 9 Secondary flow vectors and contours of streamwise vorticity

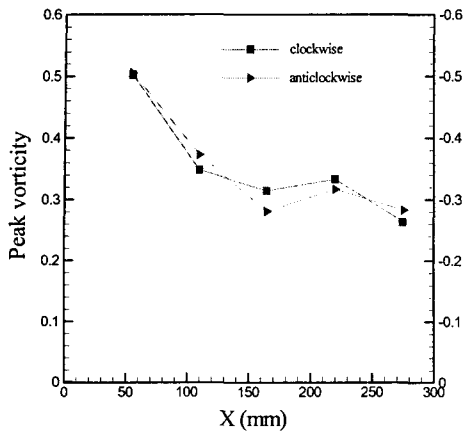


Fig. 10 Peak vorticities on the measuring planes (X=55, 110, 165, 220, 275 mm, [w_{max}/U_{∞}])

차분식을 이용하였고, 각 측정단면의 경계 내부 영역에서는 4차 정확도를 갖는 중앙차분식을 사용하여 구하였다.

주 유동방향의 등 와도 성분에서 알 수 있듯이 하류로 이동할수록 와동과 와동 사이의 상호작용은 아주 약하게 작용한다. 그리고 와동과 바닥면 사이에 반대 부호의 2차 와동(secondary vortex)이 존재하였고, 이 2차 와동은 주와동에 의해 소산되어 와동의 상승영역으로 이동함을 알 수 있다. 그러나 2차 와동이 주와동으로 권입(rolling up)되는 현상은 관찰할 수 없었다. 또한 그림에서 알 수 있듯이 하류로 이동할수록 높이(Z) 방향으로 더욱더 확대된 타원형 형상을 유지하였다.

Fig. 10은 와동발생기 하류의 길이 변화에 대해 각 측정단면인 X=55, 110, 165, 220, 275 mm 지점에서 자유유동속도에 대한 주유동 방향의 최대 와도의 비($\frac{\omega_{max}}{U_{\infty}}$)로 나타낸 그림이다. 그림에서

알 수 있듯이 하류로 갈수록 와도의 비가 급속히 감소하는데 이러한 결과는 Han⁽¹²⁾의 연구결과와 유사한 경향을 보였고, 와동발생기의 날개를 하나만 설치하여 실험한 Westphal 등⁽¹³⁾의 연구결과에서도 이와 유사한 결과를 나타내고 있다.

Fig. 11은 유동장 내에서 와동의 이동경로를 액정을 이용해 가시화하였다. 유막법(oil film method)을 이용하여 한계유선(limiting streamline)을 가시화하는 방법에 비해 액정을 이용할 경우 와동의 상승영역과 하강영역에서 뚜렷한 색상 차

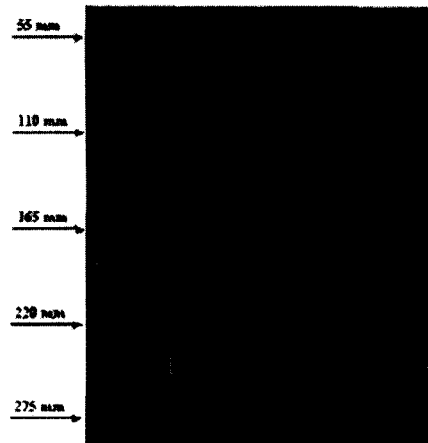


Fig. 11 Limiting streamline on the bottom surface by thermochromic liquid crystal

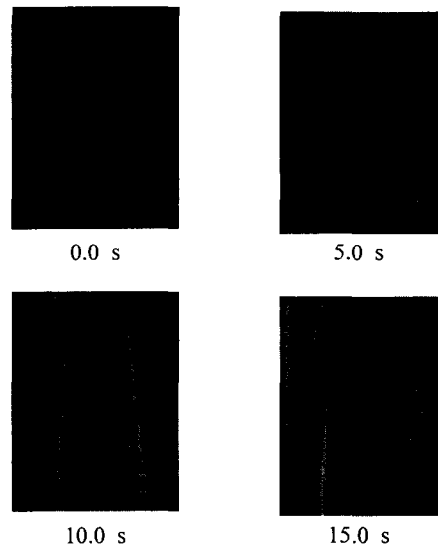


Fig. 12 Real RGB color at each time

이가 나타나므로 액정을 사용하여 와동의 궤적을 가시화하였다. 그림에서 와동발생기에 의해 생성된 와동쌍의 궤적은 두 와동 사이의 중심축(Y=0)을 기준으로 와동의 이동경로를 따라 하류까지 대칭적으로 나타나고 있다. 안쪽에 대칭적으로 청색 영역이 나타나고 있는데, 이 영역은 시계방향(반시계방향)의 와동의 하강 유동영역으로 와동코어 영역을 통과할 때 발생하는 현상이다. 그리고 좁은 폭의 외측에 검은 부분의 영역이 나타나는데, 이 영역은 주와동에 의한 상승영역과 2차 와

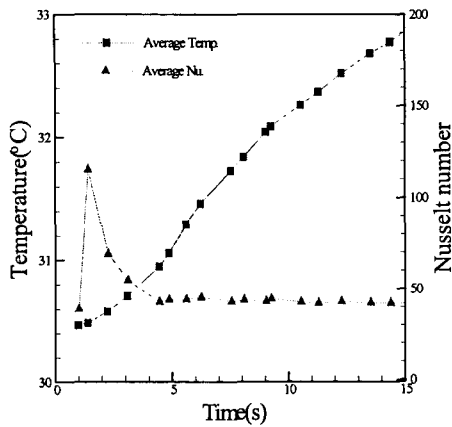


Fig. 13 Averaged temperature and Nusselt number profiles at each time

동에 의한 박리에 의해 발생하는 현상이다.

3.2 열전달 측정

과도 액정 기법을 이용한 와동발생기 하류 바닥면에서의 열전달 분포를 측정하는 실험에서 얻은 결과는 다음과 같다.

Fig. 12는 와동발생기 하류 바닥면에서의 각 시간에 따른 실제 액정의 색상 분포를 나타내고 있다. 전체 바닥면의 액정의 색상 값이 과도 상태 온도 변화를 가지는 유입 공기의 영향으로 시간에 따라 액정의 색상이 검정, 빨강, 녹색, 파랑색으로 변하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 각 시간에 대한 바닥면에서의 평균 온도 분포와 평균 열전달 분포를 나타낸 것이다. 평균 온도 분포는 Fig. 12의 실시간 영상에서 알 수 있듯이 유입 유체 온도의 변화에 영향을 받아 시간 변화에 따라 지속적으로 증가하면서 변한다. 반면에 Fig. 7에 의한 과도 방법을 적용하여 구한 바닥면의 평균 열전달 분포는 Fig. 8의 지수형 온도 변화와 메시 히터에서 가열되어진 유입 공기 온도의 온도 이격과 일치하는 시간 이후에서는 거의 일정한 열전달 계수를 나타내었다.

Fig. 14는 와동발생기 하류 바닥면에서의 주유동 방향에 대한 각 시간대별 평균 열전달 분포를 누셀트수(Nusselt number), Nu 로 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이, 하류 100 mm까지는 급격히 누셀트 값이 감소하고, 하류 100에서 250mm 사이에서 극대 누셀트 값을 가진 이후 하

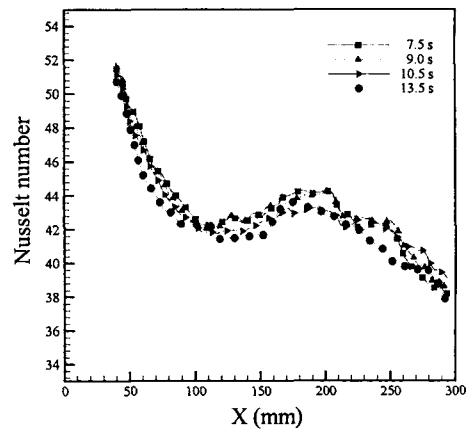


Fig. 14 Streamwise distributions of averaged Nusselt number on the measuring planes at each time

류로 갈수록 누셀트 값이 감소하고 있다. 이러한 현상은 Fig. 10의 최대와도 값의 변화와 거의 일치하는 것으로 나타났다. 이것으로 바닥면의 열전달에 영향을 미치는 변수로써 종방향의 주와동의 세기가 가장 지배적임을 알 수 있다.

Fig. 15는 와동발생기 하류 바닥면에서의 열전달 분포를 전 시간 영역에서 신뢰도 95%의 수준으로 평균해서 얻어진 결과이며, 이를 누셀트 수로 표현하였다. (a), (b)는 바닥면의 열전달 정도를 누셀트 수의 등고선 형태로 각각 3차원과 2차원의 형태로 나타내었고, 특히 (b)에서 Fig. 9의 (c)의 와도성분을 중첩하여 도시하였다. 그림에서 보여주듯이 와도성분과 바닥면에서의 열전달 현상의 경향이 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 16은 Fig. 15의 데이터를 이용하여 유동방향에 대한 바닥면의 각 단면 ($X=55, 110, 165, 220, 275$ mm)에서 열전달 분포를 누셀트 수로 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 와동발생기에 의해 발생된 종방향 와동에 의해 각각의 단면에서 두 개의 최대 누셀트 값이 나타났다. 또한 하류로 갈수록 최대 누셀트 값은 감소하고 있으며, 최대 누셀트 값 사이의 간격은 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 바닥면에서의 최대 누셀트 값의 위치는 앞에서의 Fig. 9의 (b)에서 보여지는 와동의 코어위치와 거의 일치하며 와동 사이의 하강유동이 바닥면에 영향을 미치는 영역에서는 대체로 높은 누셀트 값을 나타내고 있다.

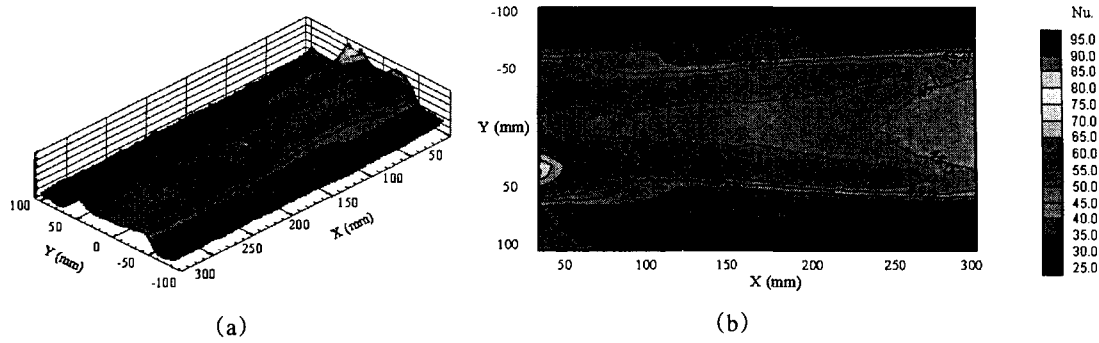


Fig. 15 Contours of local averaged Nusselt number distributions on the heat transfer surface

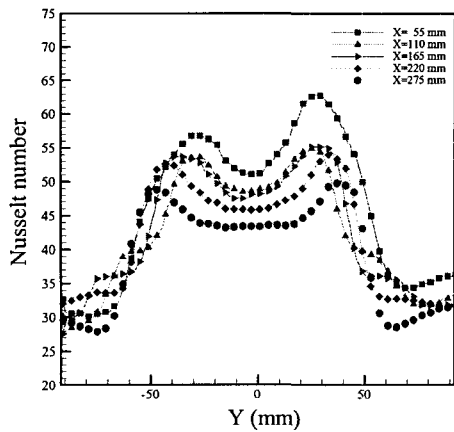


Fig. 16 Nusselt number profiles along a spanwise direction on the measuring planes

Table 2 Values contributed to the uncertainty in Nu .

Measurement	Typical value	Standard error	Eq. (10)
t (sec)	15	0.1	0.66 %
l (mm)	5	0.05	1 %
$\sqrt{\rho c k}$ ($W \cdot \text{sec}^{0.5} / K \cdot m^2$)	569	29	5.09 %
$T_f - T_i$ ($^{\circ}C$)	29.4	0.2	0.68 %
$T_s - T_i$ ($^{\circ}C$)	4.8	0.083	1.73 %

이러한 특성으로 와동의 하강영역 ($Y=0$)을 기준으로 하류로 이동할수록 폭방향으로 간격이 넓은 열전달분포로 나타났다. 이것으로 바닥면의 열전

달은 앞에서 언급한 종방향 주와동의 세기와 와동 코어의 위치에 가장 지배적인 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

본 연구의 경우 균일 열유속과 달리 공기가 가열된 상태에서 유입되기 때문에 무차원 온도분포가 높은 경우가 열전달이 가장 잘 된다는 것을 의미한다.

이러한 경향은 기존의 연구결과^(14,15)에서도 나타났으며, 본 연구의 결과와도 잘 일치하였다.

본 실험에서의 과도 액정 기법에 의해 측정된 하류 바닥면에서의 대류 열전달 계수에 대한 불확실성은 아래의 식 (11)에 의해서 구했다.⁽¹⁶⁾

$$\begin{aligned}
 e^2_{Nu} = & \left(\frac{\partial Nu}{\partial t} e_t \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \sqrt{\rho c k}} e_{\sqrt{\rho c k}} \right)^2 \\
 & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial (T_f - T_i)} e_{(T_f - T_i)} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial l} e_l \right)^2 \\
 & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial (T_s - T_i)} e_{(T_s - T_i)} \right)^2 \quad (11)
 \end{aligned}$$

여기서 e 는 표준오차이며 측정된 값들의 일반적인 값들과 Nu 의 불확실성에 기인하는 각각의 표준오차를 Table 2에 나타내었다. 이러한 조건들에 의해서 얻어진 총 불확실성은 5.55 %이다.

5. 결론

와동 발생기가 부착된 하류에서의 유동장과 하류 바닥면에서의 열전달을 측정하기 위해 5공 프로브와 과도상태의 액정을 이용하여 유도장 및 열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었

다.

(1) 하류 바닥면에서의 국소 열전달 분포는 와동의 강도변화와 잘 일치하며, 와동의 강도가 바닥면의 열전달 증대에 지배적인 영향을 미친다.

(2) 풍동실험에서 과도상태의 유입 유체 온도를 얻기 위하여 메시 스크린(mesh screen)을 이용한 가열 장치를 개발하였고, 과도상태의 유입 유체 온도 이력곡선에 대한 일정한 시정수를 가지는 단순화된 지수형 함수식을 유도하였다.

(3) 유도된 지수형 함수식을 이용함으로써 기존의 균일 열유속을 이용한 정상상태 방법보다 간단하면서도 신뢰도를 가지는 실험적 결과를 보다 짧은 시간에 얻을 수 있었다.

(4) 와동발생기 하류 바닥면에서의 열전달 분포는 기존의 정상상태 실험에서와 유사한 경향을 보였고, 이로부터 본 연구에 이용된 과도상태의 열전달 측정법의 타당성을 입증할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Park, B. K., Hong, T. and Park, S. H., 1999, "Performance Evaluation Technique of a Heat Exchanger Using a Transient Response Analysis," *The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 11, No. 1, pp. 81~90.
- (2) Park, B. K., Hong T., and Park, S. H., 1999, "Measurement of Surface Heat Transfer Using Exponential Temperature Variations," *Journal of KSME(B)*, Vol. 23, No. 9, pp. 1121~1128.
- (3) Baugh, J. W., 1995, "Liquid Crystal Methods for Studying Turbulent Heat Transfer," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 16, No. 5, pp. 364~375.
- (4) Sim, S. Y., Yang, W. J., 1987, "New Performance-evaluation Analyses on Heat Transfer Surfaces by Single-blow Technique," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, No. 8, pp. 1587-1594.
- (5) Yang, J. S., Lee, K. B., 2000, "A Numerical Simulation of Longitudinal Vortex in Turbulent Boundary Layers," *Journal of KSME(B)*, Vol. 24, No. 6, pp. 802~813.
- (6) Tiggelbeck, S., Mitra, N. K. and Fiebig, M., 1994, "Comparison of Wing-type Vortex Generators for Heat Transfer Enhancement in Channel Flow," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, No.4, pp.880~885.
- (7) Fiebig, M., 1997, "Vortices and Heat Transfer," *Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik*, Vol. 77, No. 1, pp. 3~18.
- (8) Reichert, B. A. and Wendt, B. J., 1993, "An Experimental Investigation off S-Duct Flow Control Using Arrays of Low Profile Vortex Generations," AIAA Paper 93-0019.
- (9) Pauley, W. R. and Eaton, J. K., 1988, "The Fluid Dynamics and Heat Transfer Effects of Streamwise Vortices Embedded in a Turbulent Boundary Layer," Report MD-51, Department of Mechanical Engineering, Stanford University.
- (10) Gillespie, D. R. H., 1996, "Intricate Internal Cooling Systems for Gas Turbine Blading," Doctor of Philosophy Thesis, University of Oxford.
- (11) Ireland, P. T. , Neely, A. J., Gillespie, D. R. H. and Robertson, A. J. , 1999, "Turbulent Heat Transfer Measurements Using Liquid Crystals," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 355~367.
- (12) Han, D. J., 1999, An experimental Study on the Interaction and Flow Characteristics of Longitudinal Vortex Pairs, Master of Science Thesis, Pusan National University
- (13) Weshphal, R. V., Pauley, W. R. and Eaton, J. K., 1987, "Interaction Between a Vortex and a Turbulent Boundary Layer-Part I: Mean Flow Evolution and Turbulence Properties," NASA TM88361.
- (14) Hong, C. H., Yang, J. S., and Lee, K. B., 2000, "An Experimental Study on the Effects of the Boundary Layer and Heat Transfer by Vortex Interactions (I)," *Journal of KSME(B)*, Vol. 24, No. 2, pp. 288~297.
- (15) Kwon, S. I., Yang, J. S. and Lee, B. K., 2002, "The Experimental Study of the Interaction Between the Flow and Temperature Field and a Boundary Layer Due to a Variety of the Height of a Vortex Generator," *Journal of KSME(B)*, Vol. 26, No. 1, pp. 82~93.
- (16) Moffat, R. J., 1982, "Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 104, June, pp. 250~260.