

## 가스터빈용 열교환기의 주름진 덕트에서 종횡비 변화가 열전달 특성에 미치는 영향

김한호\* · 황상동\* · 조형희\*\* · 최재호† · 전승배†

Effects of Duct Aspect Ratio on Heat Transfer in Wavy Duct of Heat Exchanger of Gas Turbine

Han Ho Kim\*, Sang Dong Hwang\*, Hyung Hee Cho\*\*, Jae Ho Cho†, Seung Bae Jeon†

**Key Words:** Gas Turbine Recuperator(가스터빈 리큐퍼레이터), Primary Surface Heat Exchanger(전면 열교환기), Heat/Mass Transfer(열-물질전달), Corrugation Angle(꺾임각), Aspect Ratio(종횡비)

### ABSTRACT

The present study investigates convective heat/mass transfer and flow characteristics in wavy ducts of primary surface heat exchanger. Experiments using a naphthalene technique are carried out to determine the local transfer characteristics for flow in the corrugated wall duct. The aspect ratios of the rectangular duct cross-section are 7.3, 4.7 and 1.8 with a corrugation angle of 145°. The Reynolds numbers, based on the duct hydraulic diameter, are ranged from 1000 to 5000. The local heat/mass transfer measurement is conducted in the spanwise directions. The results show that Taylor-Görtler vortices exist on the pressure surface. Flow separation on the suction surface appears at a high Reynolds number resulting in a sharp decrease in the local transfer rates, but relatively high transfer rates are obtained in the reattachment region.

#### 기호설명

$D_{naph}$	=	나프탈렌 확산계수 [m <sup>2</sup> /s]
$D_h$	=	유로 수력직경 [m]
$h_m$	=	물질전달 계수 [m/s], 식 (1)
$m$	=	단위면적당 나프탈렌 질량유속
$Re$	=	Reynold 수, $D_h U / \nu$
$H$	=	덕트의 높이 [mm]
$Sh$	=	Sherwood 수, $h_m D_h / D_{naph}$
$U$	=	주유동 속도 [m/s]
$W$	=	덕트의 넓이 [mm]
$x, y$	=	폭 방향, 주유동좌표 [mm]

#### 그리스문자

$\nu$	=	공기의 동점성계수 [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	=	밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]

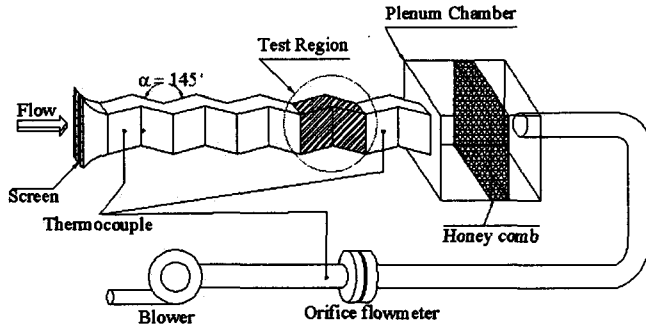
#### 하첨자

$s$	=	고체
$v$	=	증기
$w$	=	벽

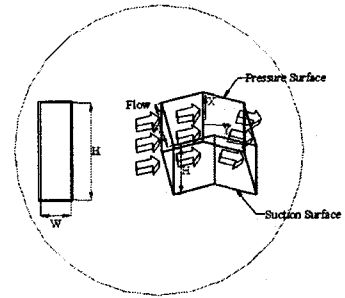
### 1. 서 론

가스터빈의 효율을 증대시키기 위해서 가장 중요한 것은, 압축기와 터빈의 효율을 증대시키는 것과, 터빈의 입구온도를 증대시키는 것이다. 따라서 터빈의 입구온도는 점점 더 증가하고 있는 추세이며, 이는 터빈의 재료적인 측면과 터빈 블레이드 냉각기술의 발달을 가져오게 되었다. 일반적으로 터빈의 출구온도는 압축기의 출구온도보다 높은 것으로 나타난다. 따라서 많은 열에너지가 회수되지 못하고 낭비되고 있다. 따라서 이러한 터빈출구에서의 회수되지 못하는 열에

\* 연세대학교 대학원  
 \*\* 연세대학교 기계공학과  
 † 삼성 테크윈(주)  
 E-mail : hhcho@yonsei.ac.kr  
 TEL. : +82-2-2123-2828  
 FAX : +82-2-312-2159



(a) Schematic diagram of wavy system



(b) Detail of the test section

Fig. 1 Experimental apparatus

너지를 최소화하여 연소기로 들어가기 전의 압축기 출구공기를 가열함으로써 열효율을 높일 수 있으며, 이러한 열에너지를 이용하기 위하여 열교환기를 이용하고 있다. 민간 및 군수 분야(항공기, 탱크, 잠수함 등)에서 이용되는 소형가스터빈의 경우 매우 열악한 환경조건으로 인해 상당한 제약을 받고 있으며, 낮은 열효율을 나타낸다. 소형 가스터빈에서 열효율을 향상시키기 위하여 폐열을 회수하여야 하고 이를 위하여 고효율의 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)가 적용되고 있다. 또한 발전용 가스터빈에서도 재열 사이클을 채택하여 엔진 효율을 향상시키기 위하여 꾸준히 노력하여 왔다. 일반적으로 밀집형 열교환기는 primary surface와 원을 구성하고 있는 secondary surface로 구성되어 있다. secondary surface는 원의 역할을 하며 전열 면적을 넓혀주는 기능을 가지는데, secondary surface의 크기나 형상을 조정함으로써 단위부피당 전열 면적을 쉽게 조절할 수 있다는 장점을 가지게 된다. 열전달을 향상시키기 위해서 여러 가지 형태의 원을 전열면에 부착시키거나 또는 전열면 자체에 요철을 주는 방법으로 사용되고 있다. 제작방법상 primary surface와 secondary surface 및 side bar는 blazing에 의하여 접합되는데 Secondary surface는 fin의 역할을 하므로 blazing에 의해 primary surface와 완전한 접합이 되지 못하면 열전달 성능이 크게 저하된다. 접합에 사용되는 blazing pillar의 무게는 전체 시스템의 무게를 증가시킨다. 또한 얇은 금속판을 blazing하여 접합하는 구조는 주기적인 thermal stress나 진동에 취약하여 crack을 유발하고, 이로 인한 열교환 시스템의 신뢰성에 많은 문제를 야기시킨다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위하여 primary surface만으로 이루어진 리큐퍼레이터(recuperator)가 개발되었다.

리큐퍼레이터의 작동유체의 유량과 수력지경(hydraulic diameter)이 매우 작아서  $Re=2000$ 이하에서 작동하게 된다. 리큐퍼레이터의 원의 형상은 여러 채널이 모여있는 형상을 하고 있으며, 열전달을 증대시키기 위해서 원의 형상이 다양한 주름 및 왜곡된 형태를 갖도록 하여 난류를 발생시킴으로써 열전달을 촉진할 수 있기 때문에, 이에 관한 연구가 선진 외국에서 활발히 진행되어 왔다. 실제 가스터빈에서 이용되는 열교환기에 대한 개발은 McDonald<sup>[1][2]</sup>가 소형 가스터빈

에서 이용되는 리큐퍼레이터(recuperator)에 대하여 발전방향에 대하여 언급하였으며, 이러한 가스터빈에서 이용되기 위한 조건으로 최소한의 크기, 제작상의 효율성, 밀집형태와 낮은 제작비용 등에 대하여 제시하였다. 덕트의 주름진 형상에 대한 연구로 Goldstein과 Sparrow<sup>[3]</sup>은 물질전달 실험방법을 이용하여 종횡비가 42.5인 주름진 채널에서  $Re=500\sim 3,100$ 인 범위에 대하여 2차유동이 열/물질전달에 미치는 영향과 평균 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였으며, 또한 O'Brien과 Sparrow<sup>[4]</sup>은 격입각(corrugation angle)이  $120^\circ$ 인 덕트에 대하여 종횡비가 10이고  $Re=1,500\sim 25,000$ 의 범위에서 액체와 기체에 대하여 열전달 실험 및 유동가시화와 덕트의 형상으로 인해 발생하는 주유동의 재순환(recirculation) 및 박리(separation)가 덕트에서 미치는 압력강하 관한 연구를 수행하였다. Sunden과 Karlsson<sup>[5]</sup>은 주름진 높이와 길이를 변수로 하여 회전식 열교환기에 이용되는 주름진 채널에서 열전달 및 압력강하 특성에 관하여 연구를 수행하였으며, 이 결과 높이와 길이가 가장 작은 경우가 가장 높은 열전달 특성과 압력강하특성을 나타냄을 보였다. Asako와 Faghi<sup>[6]</sup>은 주름진 덕트에서 발생하는 층류유동  $Re=100\sim 1,500$ 에 대하여 수치 해석적인 방법을 이용하여 열전달 및 유동현상에 대한 연구를 수행하였으며, Rokni와 Gatski<sup>[7]</sup>가 주름진 덕트에서 완전 발달한 난류(turbulent flow)유동에 대하여 발생하는 열전달에 현상에 대하여 연구를 수행하였으며, 덕트의 형상에 따라서 발생하는 2차유동과 온도분포가 열전달효과에 영향을 미치는 보였다. 또 Rakni와 Sunden<sup>[8]</sup>은 사다리꼴 형상의 주름진 덕트에 대하여 유동의 형태와 각각의 굴곡진 지점에 대한 유동특성과 온도 분포가 열전달에

Table 1 Summary of experimental investigations

Aspect Ratio(H/W)	Reynolds Number
7.3	1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 5000
4.7	1500, 2500
1.8	1500, 2500

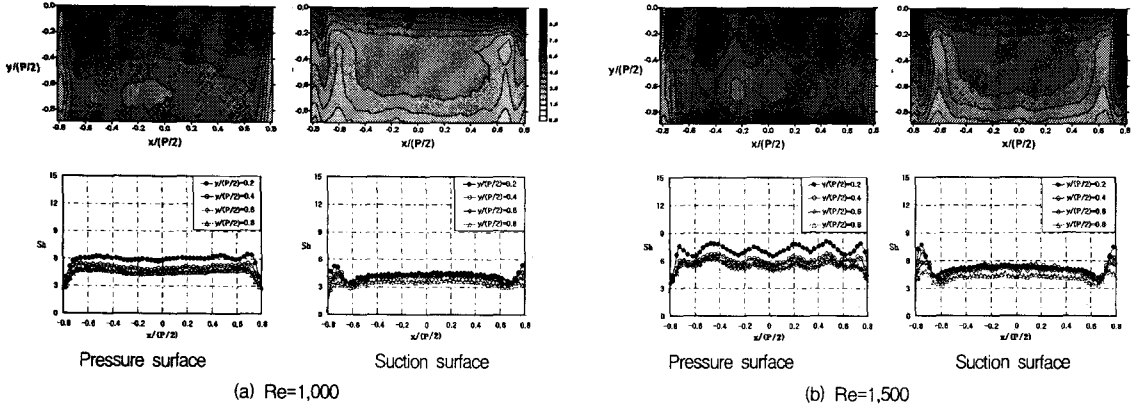


Fig. 2 Contour and local plots for Sh for HW= 7.3

미치는 영향에 관하여 연구하였으며, Utrianen와 Sunden<sup>[9]</sup>은  $Re=450\sim 2,100$ 에서 primary surface 형태의 주름진 덕트에 대하여 종횡비를 변화시키면서 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 물질전달실험방법인 나프탈렌승화법을 이용하여, 각입각  $145^\circ$  인 주름진 덕트에 대하여 Re수 및 종횡비를 변화시키면서 국소적인 열/물질 전달 특성을 고찰하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1에 제시된 바와 같이 실험 장치는 크게 송풍부, 오리피스 파이프, 플레넘, 시험부 등으로 이루어져 있다. 시험부는 각각의 실험에 따라서 7.3, 4.7, 1.8의 종횡비(aspect ratio, W/H)를 가지며, 이 때의 수력직경( $D_h$ )은 12.77, 11.96, 9.32 mm이다. 시험부 덕트는 아크릴로 제작되었으며 총 길이는 320 mm가 된다. 출구에는 플레넘을 설치하여 시험 덕트 하류에서 상류로의 유동교란이 전파되는 것을 방지하였

다. 송풍기는 실험실 내부의 공기를 흡입하게 되며 흡입된 공기는 시험부를 거쳐 오리피스 유량계에서 유량이 측정되고 송풍기를 통해 실외로 배출된다. 본 실험에서는 온도 측정을 위하여 3개의 J형 열전대(iron-constantan)를 사용하였으며, 수력직경기준  $Re=1,000\sim 5,000$ 까지 실험을 실시하였다. 본 실험에서 사용된 좌표계는 Fig. 1에서 보여주듯이 주유동 방향을 y, 횡방향을 x, 로 표시하였으며, y방향으로는 나프탈렌면의 모서리 시작되는 지점에서부터, x방향으로는 중간지점을 원점으로 하였다. Table. 1은 본 연구의 각 실험에서 덕트의 종횡비 및 유동조건을 나타낸다.

본 실험에서는 열전달 실험을 대신하는 나프탈렌승화법을 이용한 물질전달 실험을 수행하였다. 고체 나프탈렌을 녹는점( $80.2^\circ C$ ) 이상 가열하여 완전히 액화시킨 후, 표면이 매끈하게 가공된 알루미늄 주형틀을 이용하여 균일한 표면을 얻도록 주조하였다. 실험 전, 후 나프탈렌 표면 고도의 차를 측정하고 자연대류에 의한 승화량을 보정하여 국소 승화량을 얻는다. 나프탈렌의 표면고도 측정은 자동이송장치에 의하여 이용되는 선형가변차동변위기(LVDT; Linear Variable Differential Transformer)에 의하여 이루어지며, 장비의 측정

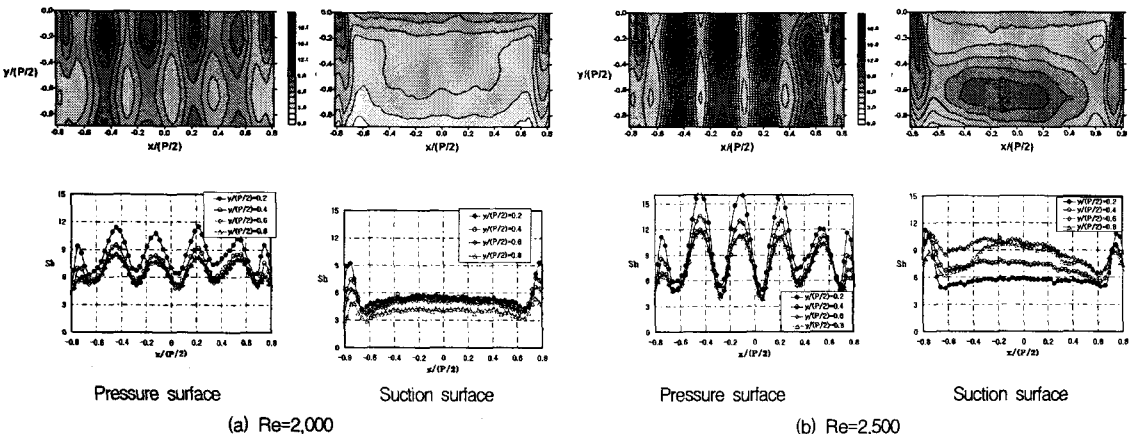


Fig. 3 Contour and local plots for Sh for HW= 7.3

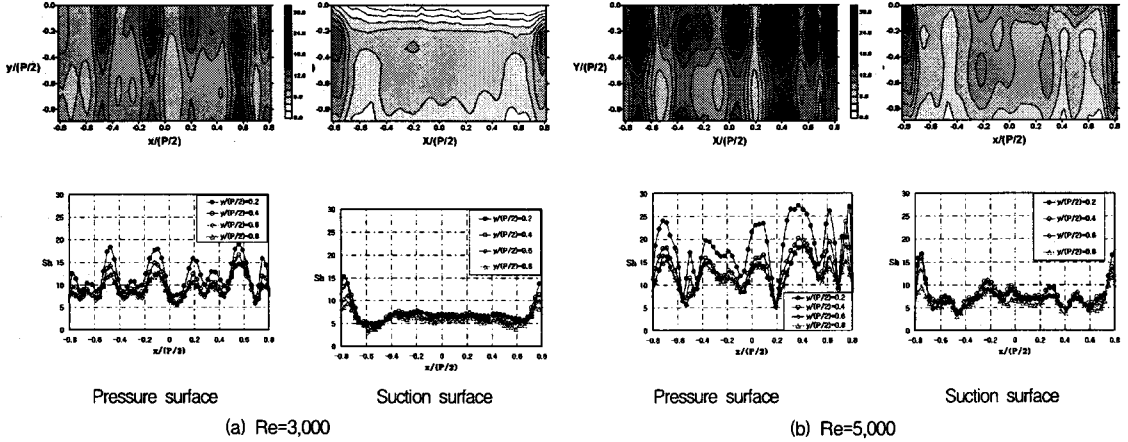


Fig. 4 Contour and local plots for Sh for H/W= 7.3

팁 직경은 1.588 mm, 정밀도는 0.025  $\mu\text{m}$ 이다.

열/물질전달의 상사성에 의하여 실험 중 나프탈렌 표면의 경계조건은 열전달 실험의 등온조건에 해당한다.

## 2.2 실험 결과 처리

국소 열/물질 전달계수는 다음과 같이 정의된다.

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

여기에서  $\dot{m}$  ( $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ )은 나프탈렌 표면의 단위면적에서 단위시간당 승화량을 나타내며  $\rho_{v,w}$ 는 나프탈렌 벽면에서의 증기밀도를 나타낸다. 본 연구에서 주유동은 나프탈렌을 포함하고 있지 않으므로  $\rho_{v,\infty}=0$ 이다. 이와 같이 나프탈렌의 승화량(dy), 실험시간(dt), 고체나프탈렌의 밀도( $\rho_s$ )로부터 열/물질전달계수를 구할 수 있다. 벽면에서의 나프탈렌

증기밀도,  $\rho_{v,w}$ 는 Ambrose 등<sup>[11]</sup>이 제안한 실험식으로 부터 얻은 나프탈렌의 포화증기압을 이상기체 방정식에 대입하여 구한다.

위의 물질전달계수( $h_m$ )는 무차원수인 Sherwood 수로 나타낼 수 있으며 다음같이 표시된다.

$$Sh = \frac{h_m D_h}{D_{naph}} \quad (2)$$

여기서  $D_{naph}$ 는 공기 중에서 나프탈렌의 확산계수이며, Goldstein과 Cho<sup>[10]</sup>가 제시한 나프탈렌의 물성에 근거하였다. 전체적인 열/물질전달의 효과를 보기 위하여 면적 평균을 다음과 같이 정의하였다.

## 3. 결과 및 고찰

Fig. 2~4까지는 종횡비가 7.3인 경우에  $\text{Re}=1,000\sim 5,000$ 가

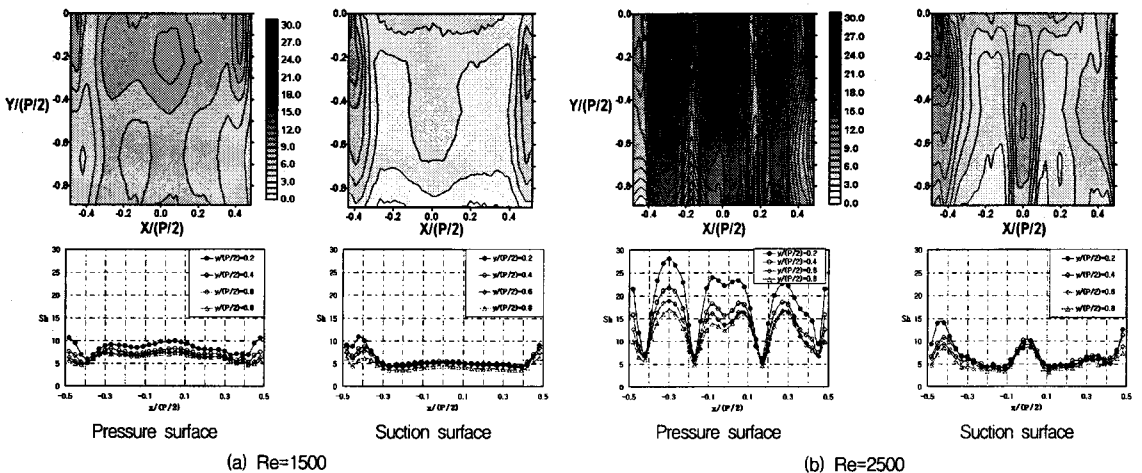


Fig. 5 Contour and local plots for Sh for H/W= 4.7

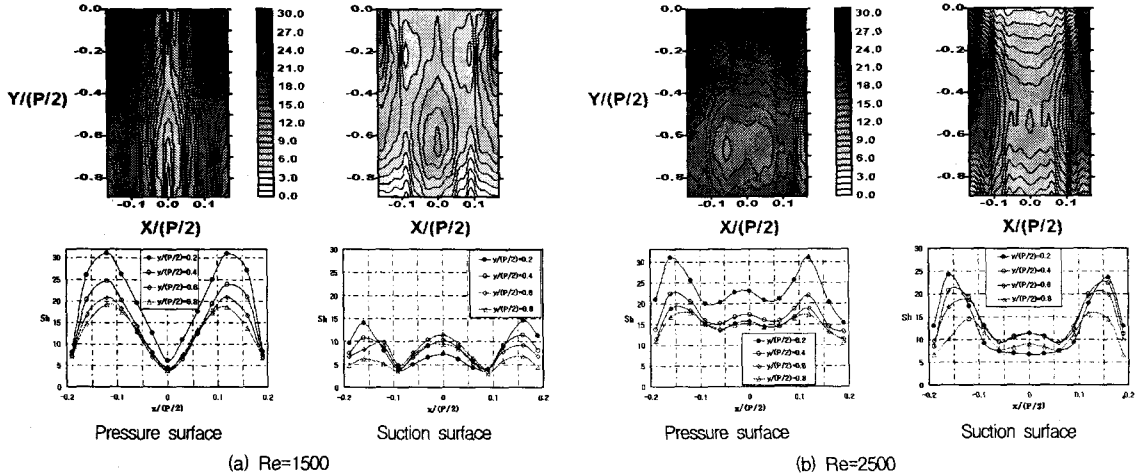


Fig. 6 Contour and local plots for Sh for H/W= 1.8

지 변화시키면서 실험한 결과이다. Fig. 2에 보는 것처럼 Reynolds 수가 낮은 경우에는 덕트의 형상에 의하여 유동이 직접 부딪치는 압력면(pressure surface)에서는 상부에서 높은 열전달 효과를 나타내고 있으며, 흡입면(suction surface)에서는 유동이 박리(separation)되지 않고 덕트형상을 타고 유동이 진행하기 때문에 유동이 바로 접하는 흡입면 상부에서 높은 열전달 현상이 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 주름진 형상으로 인한 2차유동이 모서리 부근에서 발생하여 양쪽 모서리 부근에서 비교적 높은 열전달현상을 보임을 알 수 있다. 유동의 속도가 점차 증가하는 Fig. 2의 Re=1500인 경우 압력면 상부에 덕트의 주름진 형상으로 인해 발생하는 셀이 나타나고 있음을 알 수 있으며, 이러한 셀의 영향으로 인하여 셀의 중심이 위치하는  $y/(P/2)=0.2$ 인 지점에서 높은 열전달 현상을 나타내었다. 흡입면의 경우에는 Re=1000와 마찬가지로 흡입면 상부에서 비교적 높은 값을 가지며, 형상에 의해서 발생하는 2차유동으로 인하여 모서리 부근에서 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 압력면에서 나타나는 셀은 유동의 진행방향으로 인한 원심력과 압력구배에 의해서 Taylor-Görtler vortices가 형성되는데 이것이 셀의 형상을 유발시키는 것으로 생각된다. 또한 덕트의 형상으로 인하여 모서리에서 발생하는 2차유동과 함께 열전달을 촉진시키는 역할을 하게 된다. 이러한 셀의 발생현상은 유동의 속도가 어느 정도 이상( $Re \geq 1,500$ )되면 뚜렷이 발생하는 것으로 보이며, Fig. 3에서 보는 것처럼 Re=2,500인 경우에는 각셀의 강도가 강하여 더욱 뚜렷한 열전달효과를 나타내었다. 그리고 흡입면에서는 유동의 속도가 증가함에 따라서 유동이 박리 되면서 흡입면의 하부에 재부착(reattachment)되면서 흡입면 하부가 상부에 비하여 높은 열전달효과가 발생하고 있음을 알 수 있다. 이처럼 유동의 박리 되는 곳에서는 낮은 열전달효과를 보이는 반면 재부착(reattachment)되는 지점에서는 높은 열전달효과가 나타남을 알 수 있다. Fig. 4에서 보는 것처럼  $Re \geq 3,000$  이상인 경우에는 압력면에서 셀이 발생하고 Re=5,000인 흡입면에서는 매우 불규칙한 열전달 분포를 보이고 있다. 이 것은 압력면에서 발생한 셀

이 유동이 진행함에 따라 흡입면에 영향을 미치고 있다고 생각된다.

Fig. 5에서는 H/W=4.7인 경우에 열전달 효과를 보여주고 있다. Re=1500 압력면에서는 셀의 발생을 확인 할 수 있었으며, 흡입면에서는 모서리와 주름진 형상을 갖는 덕트로 인하여 2차유동이 발생하여 모서리에서 높게 나타나고 있다. Fig. 5의 Re=2,500인 경우에는 유속의 증가로 인하여 압력면 상부에서 매우 높은 열전달 효과를 보이고 있으며, 흡입면에서는 2차유동으로 인하여 셀의 전열면 중심부에서 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6에서는 종횡비가 매우 작은 1.8인 경우이다. Re=1,500의 압력면에서  $y/(p/2)=0.6$ 인 지점에서 2차유동의 영향으로 인한 낮은 지역이 발생하고 있으며, 흡입면의 경우 상부와 하부에서 낮은 열전달영역이 발생하고, Re=2,500인 경우에는 유속의 증가에 따른 2차유동의 효과가 매우 높게 나타나면서 전반적으로 높은 열전달 효과를 보이고 있다. 흡입면에서는 전열면적의 중심부에서 낮은 효과를 보이고 있으며, 2차유동의 효과에 의하여 상대적으로 높은 열전달 효과를 보이고 있다.

#### 4. 결론

각입각 145°의 주름진 덕트에서 종횡비 변화가 존재할 때 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 종횡비가 7.3일 때 Reynolds 수가 낮은 경우 압력면에서는 일정속도( $Re=1500$ )이상에서 덕트의 형상에 의하여 높은 열전달분포를 가지는 셀이 존재하였다.
- 2) Reynolds 수 증가( $Re \geq 2500$ )됨에 따라서 흡입면에서 유동의 박리 현상과 재부착되는 현상이 발생하였다.
- 3) 종횡비가 줄어들수록(종횡비: 4.7, 1.8)주름진 덕트에서 발생하는 2차유동에 의해서 압력면과 흡입면 모두 모서리 지역에서 높은 열전달 효과를 보이고 있었으며, 흡입면의 경우 2차유동의 효과로 인하여 흡입면의 하부에 낮은 열전달 지역이 발생하는 것을 알 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) McDonald. Colin. F, 1989, Gas Turbine Recuperator Renaissance, Heat Recovery System & CHP, Vol. 10, pp. 1~30.
- (2) McDonald. Colin. F, 2000, Low-Cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 471~497.
- (3) Goldstein. Leonardo, Jr and Sparrow. E. M, 1977, Heat/Mass Transfer Characteristics for Flow in a Corrugated Wall Channel, J. Heat Transfer, Vol. 99, pp. 187~195.
- (4) O'Brien. J. E and Sparrow. E. M, 1982, Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization, J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 410~416.
- (5) Sunden. Bengt and Karlsson. Ingemar, 1991, Enhancement of Heat Transfer in Rotary Heat Exchangers by Streamwise-Corrugated Flow Channels, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 4, pp. 305~316.
- (6) Asako. Y and Faghri. M, 1987, Finite-Volume Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct, J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 627~634.
- (7) Rokni. Masoud and Gatski. Thomas. B, 2001, Predicting Turbulent Convective Heat Transfer in Fully Developed Duct Flows, Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol. 22, pp. 381~392.
- (8) Masoud. Rokni and Bengt. Sunden., 1998, 3D numerical investigation of turbulent forced convection in wavy ducts with trapezoidal cross-section, Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 8, pp. 118~141.
- (9) Utriainen. Esa and Bengt. Sunden., 2000, Numerical Analysis of a Primary Surface Trapezoidal Cross Wavy Duct, Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 6, pp. 634~648.
- (10) Goldstein. R. J and Cho. H. H, 1995, A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 10, pp. 416~434.
- (11) Ambrose, D., Lawrenson, I. J., and Sparke, C. H. S., 1975, "The Vapor Pressure of Naphthalene," J. Chem. Thermodynam., 7, pp. 1173~1176.