

## 어긋나기배열 직교류 열교환기의 열전달특성에 관한 연구

유재환<sup>1</sup> · 윤준규<sup>†</sup>

(원고접수일 : 2012년 9월 7일, 원고수정일 : 2012년 10월 30일, 심사완료일 : 2012년 11월 20일)

### A Study on Heat Transfer Characteristics for Cross Flow Heat Exchanger of Staggered Arrangement

Jae-Hwan Yoo<sup>1</sup> · Jun-Kyu Yoon<sup>†</sup>

**요약** : 열교환기는 다수의 원관으로 구성하고 있기 때문에 원관 주위에서 국소열전달과 압력강하의 해석, 크기의 성능과 추산, 경제성으로 설계 시 중요한 역할을 한다. 본 연구에서는 어긋나기배열 직교류 열교환기에서 물의 온도 및 공기량 변화에 따른 대류열전달계수, 대수평균온도차, 압력손실 등을 고찰하기 위하여 실험 및 해석을 수행하였다. 본 열교환기는 관군이 5행 7열 어긋나기배열로서 구성하였으며, 실험 및 해석 조건은 물의 온도는 40°C~65°C 범위이고, 공기량은 5.0~12.3m<sup>3</sup>/s 범위이다. 그 결과로서 물의 온도 및 유량을 증가함에 따라 공기밀도가 감소하여 유속도 낮아지는 특성을 보여 레이놀즈수가 감소하고, 공기량 증대로 평균열전달계수가 증가하여 전열성능은 향상됨을 알 수 있었고, 압력손실도 증가하였다. 그리고 해석결과로서는 열전달율의 경우는 약 8~12%, 압력강하는 약 0.01~7.5% 오차를 나타내어 본 연구의 적합성을 평가할 수 있었다.

**주제어** : 어긋나기배열, 직교류 열교환기, Nusselt수, 열전달계수, 압력강하

**Abstract**: Because heat exchanger consists of many circular tubes, the analysis of local heat transfer and pressure drop at the surrounding of circular tubes, performance and calculation of size, economics play important roles in design. In this study, This study conducted experiment and analysis in order to observe convective heat transfer coefficient LMTD (logarithm mean temperature difference) and pressure losses according to water temperature and air flow rate using a cross flow heat exchanger of staggered arrangement. This heat exchanger was composed of staggered arrangement for five rows and seven columns of tube banks, and the condition of experiment and analysis are 40~65°C of water temperature and 5.0~12.3m<sup>3</sup>/s of air flow rate. As a result of it, since air density decreases as water temperature and flow rate increases, Reynolds number decreases with characteristics of low flow velocity but mean heat transfer coefficient increases with air flow rate increase, heat transfer performance has been improved and pressure losses decreased. And since heat transfer rate shows about 8~12% and pressure drop around 0.01~7.5% error as the analysis result, the feasibility of this study could be evaluated.

**Key words**: Staggered arrangement, Cross flow heat exchanger, Nusselt number, Heat transfer coefficient, Pressure drop

#### 1. 서 론

C : 실험상수

D : 관의 직경 [mm]

F : 감소상수

f : 마찰인자

$h_m$  : 평균열전달계수 [W/m<sup>2</sup>·K]

<sup>†</sup> 교신저자(가천대학교 기계·자동차공학과, E-mail: jkymoon@gachon.ac.kr, Tel: 031-750-5651)

<sup>1</sup> 가천대학교 대학원 기계공학과, E-mail: mryoujh@naver.com, Tel: 010-2933-2287

$L$	: 관 길이 [m]
$m$	: 실험상수
$N$	: 전체 관의 수
$n$	: 실험상수
$N_L$	: 관 열의 수
$Nu$	: 평균Nusselt수
$\dot{Q}$	: 열전달률 [W]
$Pr$	: Prandtl수
$Pr_w$	: 벽온도에서 Prandtl수
$Re_{D,max}$	: Reynolds수
$S_D$	: 대각선피치 [mm]
$S_T$	: 횡피치 [mm]
$S_L$	: 종피치 [mm]
$T_i$	: 유체의 입구온도 [ $^{\circ}C$ ]
$T_o$	: 유체의 출구온도 [ $^{\circ}C$ ]
$T_w$	: 벽온도 [ $^{\circ}C$ ]
$u_{max}$	: 최대흐름속도 [m/s]
$u_{\infty}$	: 자유흐름속도 [m/s]
$\Delta P$	: 압력강하 [ $N/m^2$ ]
$\Delta T_m$	: 대수평균온도차 [ $^{\circ}C$ ]
$\rho$	: 유체의 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\kappa$	: 유체의 열전도계수 [ $W/m\cdot K$ ]
$\nu$	: 유체의 동점성계수 [ $m^2/s$ ]
$\Phi$	: 보정계수

## 1. 서 론

열교환기는 상이한 온도에 있는 다른 두 유체사이의 열전달이 가능한 장치로서 화학공정, 가열과 공기정화, 폐열회수 등의 목적으로 다양하게 널리 사용되고 있으며, 전체 산업용 열교환기 시장의 약 70% 이상을 차지하고 있다. 이러한 열교환기는 일반적으로 다수의 원관으로 구성하고 있기 때문에 원관 주위에서 국소열전달현상과 압력강하의 해석, 크기와 성능의 추산, 경제성이 최종설계에 중요한 역할을 한다. 따라서 열전달계수와 대수평균온도차 등의 계산으로 열교환기의 전열성능을 평가할 수 있다. 직교류 열교환기에 대한 열전달특성을 고찰한 연구동향으로서 Zukauskas[1]는 직교류에서 관군의 열전달 및 압력강하 특성 등을 수치해석 및

실험으로 고찰하여 상관식을 제안하였으며, Yoo 등[2]은 정렬배열 직교류 열교환기에서 간격비, 원관의 위치, 레이놀즈수를 변수로 하여 국소열전달 특성을 고찰하였고, Kostic와 Oka[3]는 직교류 유동장에서 2개 원관이 유동방향에 대하여 일렬로 배열되어 있을 때 레이놀즈수  $1.2 \times 10^4 \sim 4 \times 10^4$ 의 범위와 간격비 1.6~9의 범위에서 원관 주위의 압력계수와 Nusselt수를 구하였고, Buyruk[4]은 레이놀즈수가 400이하의 낮은 범위에서 원관의 배열형태, 간격비, 유동조건에 따른 열전달특성을 수치적으로 예측하였다. 또한 열교환기의 압력손실에 대한 연구로서는 Smith와 Troupe[5]는 산업용 금속평판에 대하여 연속유동 및 루프유동 형태에 대한 실험적인 상관식을 제안하였으며, Cooper[6]은 열교환기에서 기하학적 특성 및 유동유체에 따라 마찰계수를 적용하여 압력손실의 상관식을 제안하였다. 그 외에도 직교류 열교환기에서 관과 관 사이의 간격, 배열 등에 따른 열전달성능을 향상시키기 위해 여러 가지 변수를 적용한 각종 실험방법 및 해석을 통하여 열교환기의 최적설계를 위한 연구가 지속적으로 진행되고 있다.[7-10]

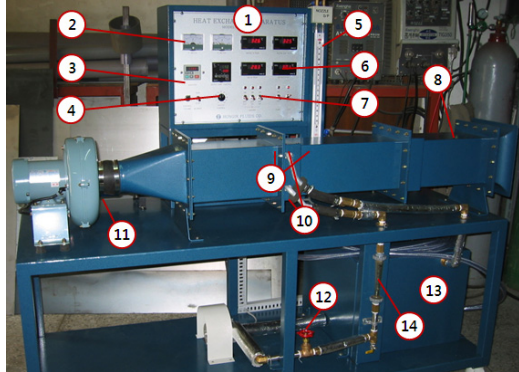
본 연구에서는 직교류 열교환기의 어긋나기 관군배열에 대해 물의 온도 및 공기량 변화 등에 따른 대류열전달 상관식을 적용하여 대류열전달계수, 대수평균온도차, 압력손실 등을 구해 열전달특성을 고찰하여 열교환기 설계 시 기초자료로 활용하고자 한다.

## 2. 실험 및 해석방법

### 2.1 실험장치 및 실험방법

일반적으로 열교환기의 성능은 유체의 입출구온도, 유체의 유동속도, 열교환기의 크기 및 배열형식 등에 좌우된다. 따라서 열교환기 설계 시 이들 인자를 분석하여 최적조건을 규명하여야 성능과 효율을 높일 수 있다. Figure 1은 본 열교환기 실험장치(HH15A, 홍익유체)의 개략도를 나타낸 것으로 고온유체의 입출구의 온도, 체적유량, 저온유체의 입출구온도 등을 계측하여 열전달계수, 열전달율, 압력강하 등을 산출하여 분석할 수 있도록 제작되어 있다. Table 1은 실험장치의 구성품에 대한 사

양을 나타내었고, **Figure 2**는 어긋나기배열의 직교류 열교환기의 모델링을 나타낸 것으로 횡피치  $S_T = 27.7\text{mm}$ , 종피치  $S_L = 17.7\text{mm}$ , 대각선피치  $S_D = 22.5\text{mm}$ 이고, 동관의 크기는 높이  $170\text{mm}$ , 가로  $203.06\text{mm}$ , 세로  $93.5\text{mm}$ 으로 KS규격에 맞는 외경 및 내경은 각각  $12.7\text{mm}$ ,  $11.6\text{mm}$ 로 5행 7열로 제작한 총 35개의 관군이다.



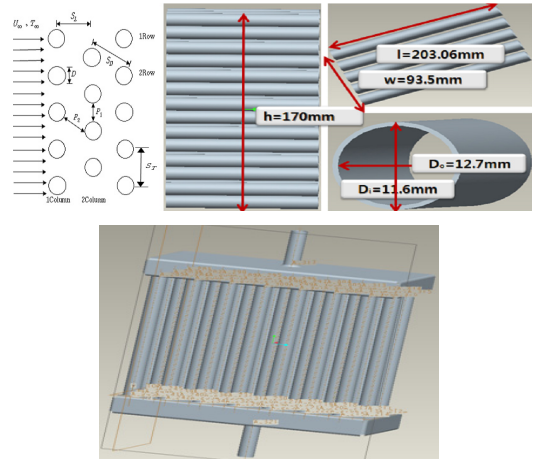
- ① Control panel
- ② Current & volt meter
- ③ Air flow con. inverter
- ④ Temperature controller
- ⑤ Manometer
- ⑥ Temperature digit
- ⑦ Heater switch
- ⑧ Wind tunnel
- ⑨ Temperature sensor
- ⑩ Heat exchanger
- ⑪ Blower
- ⑫ Water flow con. valve
- ⑬ Water tank
- ⑭ Water flow meter

**Figure 1:** Schematic setup of heat exchanger (HH15A) experimental apparatus

**Table 1:** Specification of experimental apparatus

Components	Type	Specification
Wind Tunnel	Suction type	0~4 m/s
	Size & mesh	170×170 mm, #24 (75×8 mm)
	Blower control	Volume control (8m <sup>3</sup> /min×30 mmAq)
Flow Measuring system	Nozzle	φ60, C <sub>0</sub> = 1.115
	Manometer	U tube (0~200 mmAq)
Water supply system	Tank size	500×400×500mm
	Heater	2 kW×3 (5~70 °C)
	Flow meter range	1.5~15 l/min
Control panel	Temperature	Pt 100Ω
	Indicator	Digital type
Heat Exchanger	Cross flow	Staggered arrangement

이 직교류 열교환기는 두 유체(물 및 공기)가 서로 접촉하지 않으며 관 내부 및 외부를 지나면서 열에너지를 교환하여 양쪽 유체 모두 입구에서 출구까지 온도변화를 일으킨다.



**Figure 2:** Modeling of cross flow heat exchanger

실험방법은 실험실 상온에서 저수조에 물을 채우고 물의 유량은 8~12kg/min 범위에서 온도조절 장치로 물의 온도를 40°C에서 65°C까지 5°C씩 올리고, 공기유량은 물의 각 온도 및 유량조건에서 마노미터 차압을 10~60mmAq(5.0~12.3m<sup>3</sup>/s)범위에서 10mmAq씩 올리면서 물의 입출구온도 및 공기의 입출구온도를 각각 측정하였다.

2.2. 해석방법

열교환기의 열전달 특성해석을 위해 먼저 Pro-E를 통하여 모델링을 하였고, 이를 Ansys 프로그램으로 불러와 격자형성, 경계조건부여 후 Fluid domain으로 설정하여 CFX해석을 위해  $\kappa-\epsilon$ 모델을 적용하였다. 어긋나기형 배열이 우회하는 유동에 의하여 보다 많은 관의 표면이 난류후류에 접하게 되기 때문이다. Realizalbe  $\kappa-\epsilon$  난류모델은 Shih 등[11]에 의해 제안된 난류모델로, 새로운 와점도 방정식과 평균제곱 와도변동의 역학식에 기초를 둔 새로운 소산율 모델방정식을 적용시킨 모델이다.

여기서 Realizalbe의 의미는 난류유동의 물리학

적 거동과 일치하는 평균응력에 대한 특정한 수학적 제한을 만족한다는 뜻이다.

이러한 해석모델링과 열교환기 실험장치의 제작과 실험을 통하여 해석모델을 비교 및 검증하였다. 열교환기 설계는 일반적인 설계와 마찬가지로 냉각유체인 냉각수와 피냉각유체인 공기 사이에 있어서 고온과 저온의 두 유체가 열교환을 하는 형태로 다음과 같은 식을 활용한다.

관군의 해석을 위해서는 우선 레이놀즈수를 구해야 한다. 레이놀즈수란 관군에서 생기는 최대속도에 의한 무차원수로 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$Re_{D,max} = \frac{u_{max} D}{\nu} \quad (1)$$

또한 관군의 관의 배열에 의한 종류를 결정하기 위해 다음과 같은 대각선피치  $S_D$ 를 구할 수 있다.

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (2)$$

$S_D$ 를 통하여 관의 배열에 의한 종류와 최대흐름 속도  $u_{max}$ 를 구할 수 있게 되는데 다음과 같은 상관식을 통하여 형식에 따라  $u_{max}$ 를 구할 수 있다.

정렬배열 :

$$S_D < \frac{S_T + D}{2}, u_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} u_{\infty} \quad (3)$$

어긋나기배열 :

$$S_D > \frac{S_T + D}{2}, u_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} u_{\infty} \quad (4)$$

여기서  $S_D$ 의 계산결과에 의하면  $(S_D + D)/2$ 보다 크므로 어긋나기배열로  $u_{max}$ 를 구할 수 있다. 관의 평균열전달계수  $h_m$ 을 구하기 위해서는 평균 Nusselt수  $Nu$ 를 구하여야 하는데 이는 Zhukauskas[1]가 제안한 경험식으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Nu = FC Re_{D,max}^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{1/4} \quad (5)$$

여기서  $F, C, m, n$ 은 실험상수이다.

그리고 관길이 1m당 대류열전달률  $\dot{Q}$ 를 구하기 위해서는 평균열전달계수  $h_m$ 과 대수평균온도차  $\Delta T_m$ 을 구하여야 한다. 관군에 대한  $h_m$ 은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$h_m = \frac{Nu \cdot \kappa}{D} \quad (6)$$

또한 대수평균온도차  $\Delta T_m$ 계산은 다음과 같다.

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln[(T_w - T_i)/(T_w - T_o)]} \quad (7)$$

따라서 관 길이 1m당 대류열전달률  $\dot{Q}$ 은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\frac{\dot{Q}}{L} = Nh_m \pi D \Delta T_m \quad (8)$$

일반적으로 유체가 관군 입구에서 출구를 지나 유동할 때 관군에 의해 압력이 감소한다. 유체가 관군을 원활히 유동하기 위해서는 외부 힘을 사용하는데, 본 실험장치에서 사용한 송풍기의 소요동력을 고려하기 위해서는 압력손실을 알아야 한다. 따라서 압력강하는 다음과 같은 상관식으로 산출할 수 있다.[1]

$$\Delta P = N_L \phi \frac{\rho u_{max}^2}{2} f \quad (9)$$

여기서  $\phi$ 와  $f$ 는 보정계수와 마찰계수이다.

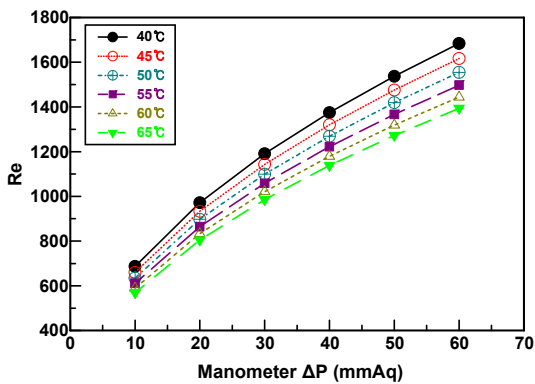
### 3. 결과 및 고찰

직교류 열교환기의 실험장치를 이용하여 실제 실험결과와 Ansys CFX 해석결과를 비교하여 평가하였다.

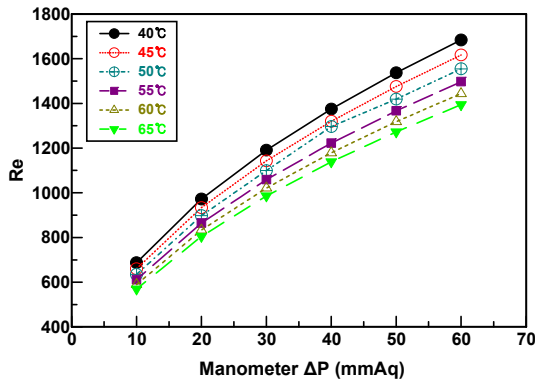
#### 3.1 실험을 통한 열전달특성

Figure 3은 열교환기입구 물의 온도 및 유량 변화에 따른 공기유량(마노미터 차압)의 변화조건에서 얻어진 유속에 의한 레이놀즈수의 특성을 나타낸 것이다. 그 결과로서 동일한 공기량조건에서 물

의 온도를 증가하면 공기밀도가 감소하여 유속도 낮아지는 특성을 보여 레이놀즈수가 감소한다. 또한 공기량을 증가하면 상대적으로 유속이 빨라져 레이놀즈수가 증가하는데, 낮은 온도 경우의 순으로 증가하는 특성을 나타내는 것은 밀도의 영향임을 알 수 있다. 여기서 **Figure 3(a)**와 **Figure 3(b)**를 통하여 레이놀즈수의 특성을 비교하면 거의 비슷하여 물의 유량증가에 큰 영향을 미치지 않으므로 본 연구에서는 물의 유량을 8kg/min을 기준으로 열전달특성을 고찰하였다.



(a) water flow rate 8kg/min

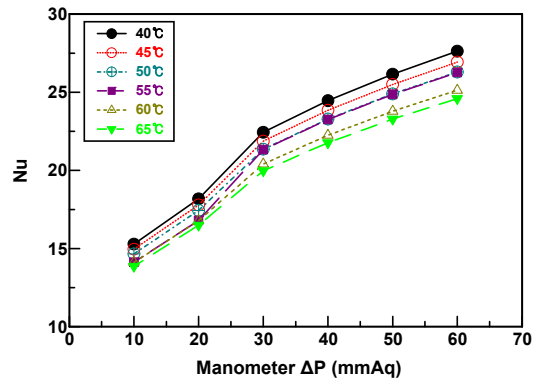


(b) water flow rate 12kg/min

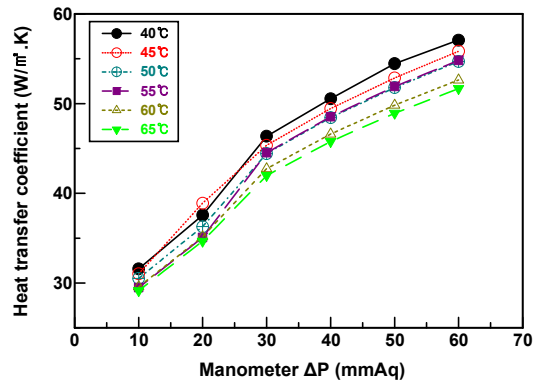
**Figure 3:** Reynolds number variation according to air flow rate at water temperature change.

**Figure 4**는 열교환기입구 물의 온도에 따른 공기량의 변화조건에서 얻어진 유속에 의한 평균 Nusselt수의 특성을 나타낸 것이다. Nusselt수는 유

체와 고체표면 사이에서 열을 주고받은 무차원 열전달계수로서 대류열전달의 특성을 파악하는데 중요한 척도로 활용한다. 그 결과로서는 Zhukauskas가 제안한 경험식 (5)을 적용한 것으로 공기량을 증가하면 평균Nusselt수는 증가하는 특성을 나타내는데, 이는 공기유속이 빨라져 레이놀즈수가 증가하는 특성과 비례하는 밀접한 관계임을 알 수 있었다. 특히 20~30mmAq 범위에서 급격히 증가하는 이유는 레이놀즈수 증가에 따른 실험상수 C, m, n의 적용 값[12]이 다소 다르기 때문이라 사료된다. 결론적으로 동일한 공기량 경우에서 열교환기 입구의 물의 온도가 낮을수록 더 높은 열전달특성을 나타내고 있다.



**Figure 4:** Nusselt number variation according to air flow rate at water temperature change



**Figure 5:** Heat transfer coefficient variation according to air flow rate at water temperature change

Figure 5와 Figure 6은 식 (6)과 식 (8)로부터 얻어진 관군의 평균열전달계수와 단위 길이당 관군의 대류열전달율의 특성을 나타낸 것이다

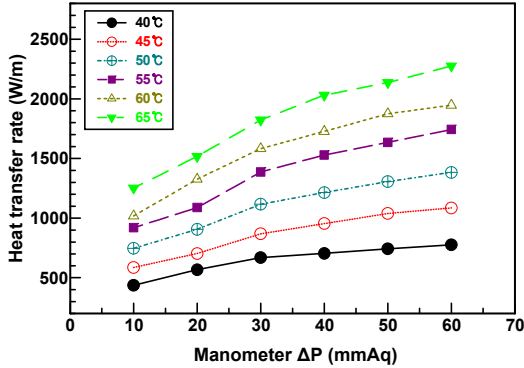


Figure 6: Heat transfer rate variation according to air flow rate at water temperature change

그 결과로 공기량 증가로 평균 Nusselt수가 증가되어 역시 평균열전달계수가 증가됨으로 전열성능은 향상됨을 알 수 있다.

Figure 7은 열교환기입구 물의 온도에 따른 공기량의 변화조건에서 얻어진 덕트 입출구의 압력강하의 특성을 나타낸 것이다. 그 결과로서 공기의 유동속도 증가 및 물의 온도상승에 따라 유동마찰손실 및 운동량손실이 커짐으로 압력손실도 증가함을 알 수 있다.

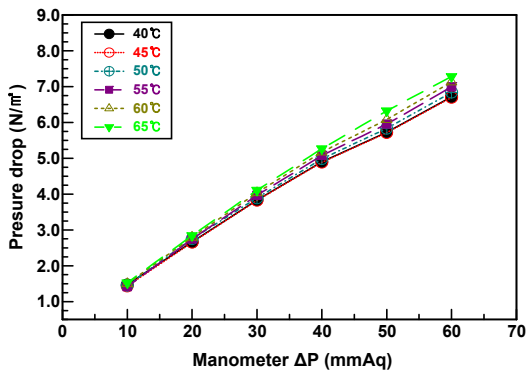


Figure 7: Pressure drop variation according to air flow rate at water temperature change

3.2 해석을 통한 열전달특성

실험조건인 물의 온도 65°C 및 질량유량

8kg/min, 공기유량 10mmAq에서 얻어진 실험결과와 비교하기 위하여 Ansys CFX 해석에서는 실험값에서 얻어진 평균공기유속 0.912m/s, 덕트 입구 온도 29.5°C, 열교환기 벽 쪽의 경계조건으로 관군의 평균온도인 65°C를 기준으로 했을 때 기본설계를 포함하여 다음과 같은 네 가지 유형으로 확대하여 해석하였다. 첫째는 관의 배치를 좀 더 조밀하게 하기 위해서 기본설계에서 2열과 4열의 위치를 5mm만큼 위쪽으로 이동하였으며, 둘째는 관의 길이와 덕트의 세로길이를 10mm씩 증가하였으며, 셋째는 기본설계로 한 관의 외경 12.7mm를 15.88mm로 증가하였고, 넷째는 관의 배치, 길이 및 크기를 종합하여 해석을 하여 각각 비교하였다.

Figure 8과 Figure 9는 공기유량에 따른 레이놀즈수와 Nusselt수의 특성을 나타낸 것이다.

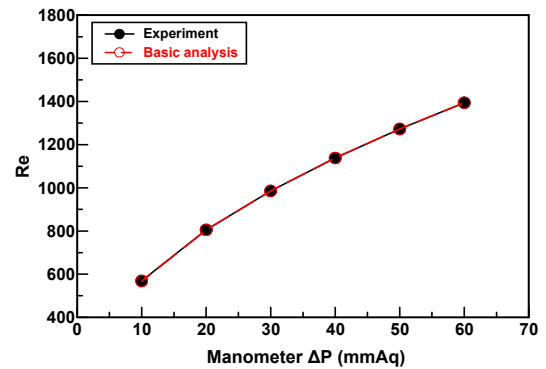


Figure 8: Reynolds number comparison according to air flow rate

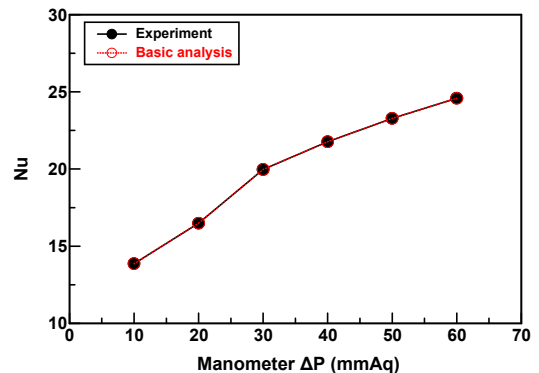


Figure 9: Nusselt number comparison according to air flow rate

그 결과로 해석 시 공기유속과 덕트 입구온도를 동일하게 적용하여 산출하기 때문에 거의 일치함을 알 수 있다.

Figure 10과 Figure 11은 공기량에 따른 단위 길이당 관군의 대류열전달율의 특성과 덕트 입출구의 압력강하의 특성을 나타낸 것이다. 그 결과로 공기량증가로 대류열전달율과 압력강하는 증가하는 열전달특성은 유사하지만 해석값에 비해 실험값이 열전달율의 경우는 약 8~12%, 압력강하는 약 0.01~7.5% 오차가 발생함을 알 수 있었다.

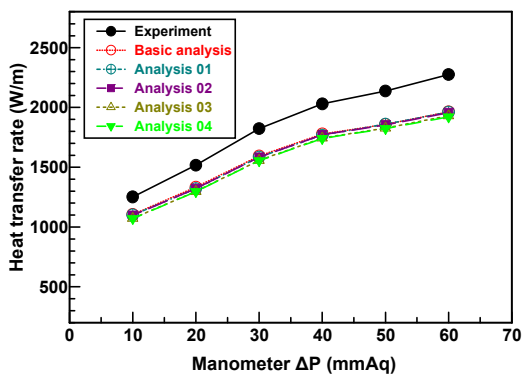


Figure 10: Heat transfer rate comparison according to air flow rate

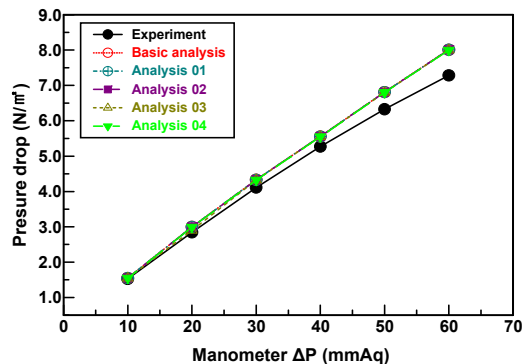


Figure 11: Pressure drop comparison according to air flow rate

이는 덕트 출구온도가 실제 측정된 값과 해석한 값이 다르므로 인해 대수평균온도차가 약 3℃ 정도로 실험값이 높게 나타나는 결과로 사료된다. 그리

고 압력강하의 오차는 덕트 출구온도에 따른 공기 밀도의 차이와 Zhukauskas의 경험식 및 도표[12]로부터 얻어지는 관군배치의 영향을 나타내는 보정 계수  $\Phi$ 와 마찰인자  $f$  등의 차이에 의해 발생함을 알 수 있다. 따라서 관내부의 거칠기 및 이음쇠의 용접부에 발생하는 유체 마찰손실의 영향도 지배할 수 있으므로 관제작시 내부의 정밀도를 잘 고려할 필요가 있다고 사료된다. 또한 직교류 열교환기에서 기본설계를 근거로 관의 길이, 관의 배치 및 크기 등을 변경하여 해석한 4가지 조건을 비교한 결과로서는 약 1~3%정도의 오차를 나타내어 모델 해석시 큰 차이가 없음을 확인하였다.

#### 4. 결론

본 연구는 5행 7열로 구성된 어긋나기배열 직교류 열교환기에서 물의 온도 및 공기량 변화를 통해 계측한 실험결과와 Ansys CFX 해석결과를 비교하여 고찰한 열전달특성은 다음과 같다.

- (1) 물의 온도 및 유량을 증가함에 따라 공기밀도가 감소하여 유속도 낮아지는 특성을 보여 레이놀즈수는 감소한다.
- (2) 공기량증가로 평균 Nusselt수가 증가됨으로써 평균열전달계수도 증가되어 전열성능은 향상됨을 알 수 있다.
- (3) 공기량증가에 따라 유속증가 및 물의 온도상승으로 인하여 유동마찰손실 및 운동량손실이 커짐으로 압력손실도 증가한다.
- (4) 동일한 물의 유량 및 온도조건에서 실험 및 해석을 통한 결과로서 열전달율의 경우는 약 8~12%, 압력강하는 약 0.01~7.5% 오차를 나타내어 이론해석의 적합성을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

이 논문은 2012년도 가천대학교 교내연구비 지원에 의한 결과임.(GCU-2012-R151)

#### 참고문헌

- [1] A. Zhukauskas, Heat Transfer of Cylinder Flow, Hemisphere Publishing Co., 1985.

- [2] S.-Y. Yoo, H.-K. Kwon, K.-I. Jang, and J.-T. Park, "A study on local heat transfer characteristics for cross flow heat exchanger of in-line arrangement", Fall Proceeding of the Korean Society of Mechanical Engineering, pp. 2023-2028, 2006(in Korean).
- [3] Z. G. Kostic and N. S. Oka, "Fluid flow and heat transfer with two cylinders in cross flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 279-299, 1972.
- [4] E. Buyruk, "Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, in-line and staggered tube banks in cross flow of air", International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 29, no. 3. pp. 355-366, 2002.
- [5] V. C. Smith and R. A. Troupe, "Pressure drop studies in a plate heat exchanger", American Institute of Chemical Engineers Journal, vol. 11, pp. 487-491, 1965.
- [6] A. Cooper, "Recover more heat with plate heat exchangers", International Journal of the Chemical Engineer, vol. 285, pp. 280~285. 1974.
- [7] M. F. Edwards, A. A. Chagal Vaie and P. L. Parrott, "Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using Newtonian and non-Newtonian liquids", International Journal of the Chemical Engineer, vol. 285, pp. 286-288. 1974.
- [8] B. Debusschere, "Measurement of friction, heat transfer and mass transfer in a severely outgassing tube banks", International Journal of Heat and Fluid Flow, pp. 3015-3024, 1998.
- [9] S. Aiba, H. Tsuchida and T. Ota, "Heat transfer around tubes in in-line tube banks", Bulletin of JSME, vol. 25, no. 204, pp. 919-926, 1982.
- [10] Y.-H. Jeon, N.-J. Kim and C.-B. Kim, "A study on the performance of a cross flow heat exchanger by tube array change", Journal of the Korean Society for Energy Engineering, vol. 15, no. 1, pp. 28-34, 2006(in Korean).
- [11] T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir and J. Zhu. A, "A new  $\kappa-\epsilon$  eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows model development and validation", International Journal of Computer Fluids, vol. 24, no.3, pp. 227-238, 1995.
- [12] C.-H. Jeon, G.-H. Jang, H.-G. No, and K.-B. Lim, Heat Transfer, Bosunggak Pub., pp. 223-230, 2008(in Korean).