

## 환형관이 부착된 두 개의 원형관 배열에 대한 강제대류 열전달

### Forced Convection Heat Transfer for Two Circular Tube Arrays with Annular Fins

김승일<sup>1</sup>, 박상희<sup>2\*</sup>

Seung-il Kim<sup>1</sup>, Sang-Hee Park<sup>2\*</sup>

#### 〈Abstract〉

This study was carried out numerically to investigate the air flow and thermal performance around single and parallel fin-tube heat exchangers and the cooling performance of the fluid inside the heat exchangers. In this study, the air velocity(1~7m/s), the pitch of fin(4, 6.1, 8, 11.3, 18.3, 44mm) and the diameter of fin(31, 33, 35, 37, 39mm) were varied. The flow rate of the water at the fin-tube heat exchanger inlet is 89cc/min and the water temperature is 353K. The air temperature at the upstream region of the heat exchanger is 300K. flow rate of the water at the fin-tube heat exchanger inlet is 80cc/min and the water temperature is 353K. It was found that the air pressure drop around single and parallel fin-tube heat exchangers was highly dependent on the air velocity and the fin pitch, but was independent of the fin diameter. Also, it was shown that pressure drop increased more the parallel arrangements than in single heat exchanger. The temperature difference of water at the inlet and outlet of the heat exchanger depended on the air velocity, the fin pitch and the fin diameter, and it was found that the parallel arrangement method further reduced the temperature of water. It was shown that the Nusselt number increased as the Reynolds number and the fin pitch increased, and decreased as the fin diameter increased.

*Keywords : Annular fin, Circular tube, Forced convection, CFD, Heat exchanger*

---

1, 주저자, 금오공과대학교 기계공학과 대학원

2\* 교신저자, 금오공과대학교 기계공학과, 교수

E-mail: parksh@kumoh.ac.kr

1, Dept. of mechanical engineering, Kumoh National Institute of Technology

2\* Dept. of mechanical engineering, Kumoh National Institute of Technology, Professor

### 1. 서론

최근, 컴퓨터 사용자들은 정보량의 급격한 증가로 인해 대용량의 자료를 처리하거나 저장할 수 있는 메인 프레임 컴퓨터를 요구하고 있다. 이 컴퓨터는 사용자의 요구를 충족하기 위해 CPU의 고성능화와 메모리의 대용량화가 실현되어야 한다.

이러한 CPU와 메모리의 집적회로 수가 증가되는 고성능화와 대용량화는 컴퓨터가 가동 할 때 CPU와 메모리에서 비가역 현상에 의해 많은 열이 발생하게 된다. 이러한 전자디바이스에서 많은 열이 발생하게 되면 이들 부품의 수명에 큰 영향을 미치게 된다.

따라서 메인 프레임 컴퓨터는 CPU 온도를 허용작동온도 이하로 유지시켜 컴퓨터의 신뢰성을 향상시키고 소비자의 요구에 맞는 방열성능이 우수한 새로운 냉각방식인 액체냉각시스템에 대한 연구가 절실히 필요한 실정이다.

Fig. 1은 액체냉각시스템의 개략도를 나타내며, 크게 열원(CPU)에 부착된 냉각재킷, 물 저장용기, 응축기, 펌프 등으로 구성된다. 이 시스템에서 작동유체인 액체는 열원에서 발생한 열이 냉각재킷의 물에 전달되어 높은 온도로 가열된다. 이 가열된 액체는 펌프에 의해 응축기를 통과하면서 냉각되고 다시 냉각재킷으로 들어가서 가열되는 과정을 반복하여 사이클을 이루게 된다.

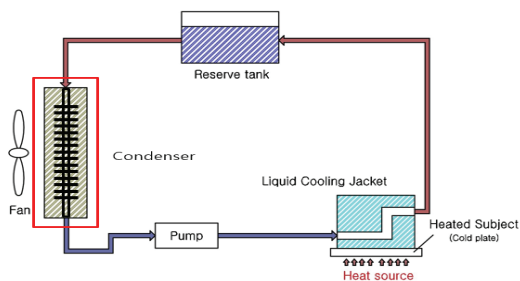


Fig. 1 Schematic diagram of liquid cooling system

본 연구는 액체냉각시스템에 사용되는 부품 중 응축기에 초점을 두고 연구를 수행하였다. 응축기는 CPU에 부착된 냉각재킷에서 유출된 고온의 액체가 가진 열을 대기로 제거하여 액체의 온도를 낮추는 역할을 한다. 응축기에서 유출되는 액체의 온도가 낮을수록 CPU에서 열을 더 많이 제거할 수 있게 된다.

응축기는 산업계에 사용되는 열교환기의 일종이며 그 종류는 다양하게 있다. 본 연구에서는 공조기 및 난방기에서 많이 사용하는 구조가 간단하고 소형화가 가능하며 내압성이 크고 가격이 저렴한 환-관 열교환기를 응축기로 사용하였다.

환-관 열교환기는 다수의 환에 의해 열전달 표면적이 크게 증가하여 대류열저항을 감소시켜 관 내부에 흐르는 동작유체가 가진 열을 대기로 쉽게 방출할 수 있는 장점을 가진다.

환-관 열교환기의 선행 연구는 다음과 같다. Kay와 London은 환형환-원형관의 배열에 따른 압력강하 및 열전달 성능을 실험적으로 연구하였다[1]. Beecher과 Fagan은 환-튜브 열교환기의 관 직경과 환 간격을 변화시켜 실험적 연구를 수행하였다[2]. Stasiulevicius 등은 단일 환형환-관에 대한 이론적 연구를 수행하여 열전달 관계식을 제시하였다[3]. Lee와 Yun은 환-튜브 열교환기의 성능에 영향을 주는 표면 조건을 변화시켜 열전달계수와 압력강하를 실험적으로 연구하였다[4]. Kang 등은 단일 환형환-관 열교환기의 유동 및 열전달 특성에 대해 이론 및 실험적 연구를 수행하였다[5]. Mon과 Gross는 환형환-관 열교환기에서 환 간격 효과에 대하여 수치적 연구를 수행하였다[6]. Kang과 Kang은 환형환 직경과 피치가 다른 7종류의 단일 환-관 열교환기의 강제대류 특성을 연구하여 열전달 상관식을 제시하였다[7]. Sahin 등은 덕트 내에 설치된 원형관에 관형 환을 부착한 열교환기 모델에서 유동속도와 관 직경에 따른 원형관 주

위의 유동구조를 실험적으로 연구하였다[8]. Chen과 Hsu는 환형환-관 열교환기에서 유동속도와 환간격에 따른 열전달 특성을 연구하였다[9]. Lee 등은 환형환-원형관의 열교환기 성능을 증가시키기 위하여 새로 고안된 V형 환형환-원형관 열교환기의 열전달 및 압력강하에 대해 실험적으로 연구하였다[10].

기존의 선행연구들의 경우 대부분 단일 환-관 열교환기 또는 직렬 배열된 열교환기 주위의 유동 및 열전달 특성을 수치해석 또는 실험적으로 연구를 수행하였다. 그러나 관 내부와 외부에 서로 다른 유체가 유동하는 경우와 열교환기의 병렬 배열에 대한 유동과 열전달 특성에 대한 연구는 아직 수행되지 않았다.

따라서 본 연구에서는 관 내부에 고온의 물이, 관 외부에 저온의 공기가 흐를 때 환형환이 부착된 단일 열교환기와 병렬 배열된 열교환기 주위의 유동 및 열전달 특성과 내부 유체의 냉각성능을 비교 분석하여 컴퓨터의 냉각 시스템의 하나인 응축기 설계에 대한 기초자료를 구축하는 것이다. 본 연구에서는 응축기 열교환기의 열성능을 파악하기 위해 원형관에 부착된 환형환의 환 간격, 환 직경 그리고 열교환기 상류의 공기 속도를 변화시켜서 수치해석으로 연구를 수행하였다.

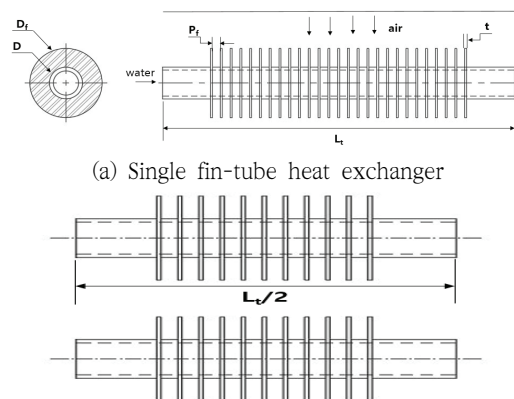
## 2. 해석 모델 및 방법

Fig. 2는 원형관에 환형환이 부착된 환-관 열교환기에 대한 수치해석의 모델을 나타낸다. Fig. 2(a)는 단일 환-관 열교환기이고, Fig. 2(b)는 2개의 단일 환-관 열교환기가 병렬로 연결된 형태이다.

Fig. 2(a)의 환-관 열교환기에서 원형관의 내경(D)은 13mm이고 열교환기의 길이(L)는 180mm

이다. 환형환의 두께(t)는 1mm이다. 또한, 환-관 열교환기에서 환형환 간격(P<sub>f</sub>)은 4, 6, 8, 11, 18, 44mm이고, 환형환 외경(D<sub>f</sub>)은 31, 33, 35, 37, 39, 41mm이다. 원형관과 환형환의 재질은 구리이다.

Fig. 2(b)에서 병렬로 연결된 2개의 열교환기의 각각의 길이는 Fig. 2(a)의 단일 환-관 열교환기의 L/2이고 2개의 환-관 열교환기의 간격은 13mm이다. 병렬로 연결된 환-관 열교환기는 각각 같은 유량이 분배되며, Fig. 2(a)의 단일 열교환기와 열전달 표면적은 동일하게 설정하였다.



(a) Single fin-tube heat exchanger  
(b) Fin-tube heat exchangers arranged in parallel  
**Fig. 2 Numerical analysis model of the annular fin-tube heat exchanger**

본 연구의 수치해석은 열유동 상용코드인 ANSYS FLUENT 17.2를 사용하였다. 해석 모델은 3차원 형상으로 환-관 열교환기에서 원형관 내부에는 물이 유동하고 원형관 외부에는 공기가 원형관에 직교 유동하도록 하였다.

환-관 열교환기에서 유체의 이동과 에너지 전달의 해석에 필요한 지배방정식은 연속방정식, 운동량 방정식 그리고 에너지방정식을 이용하였으며 유한체적법(FVM)으로 이산화하였다. 지배방정식의 해석은 압력과 속도의 연계를 위해 SIMPLE 알고리즘

을 사용하였다. 격자는 유동장 전체를 Triangles로 설정하였고, 유동해석의 정확성을 위해 격자의존성 테스트 후 180만개로 결정하였다.

해석 모델의 경계조건으로 환-관 열교환기입구의 물 온도는 353K(80°C)이고 유량은 80cc/min이다. 환-관 열교환기 상류의 공기 온도는 300K(27°C)로, 공기 속도는 1~7m/s로 1m/s씩 증가시켰으며, 이 속도에 대응하는 각각의 레이놀즈수 Re는 964, 1958, 2962, 3974, 4992, 6013, 7036에 해당한다.

### 3. 해석 결과 및 고찰

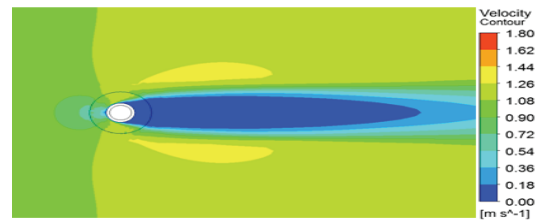
#### 3.1 환-관 열교환기 주위의 공기의 속도 분포

Fig. 3은 환 간격  $P_f=4\text{mm}$ 이고 환 외경  $D_f=37\text{mm}$ 인 환-관 열교환기에서 공기의 상류속도가 1m/s일 때 단일 및 병렬로 배열된 환-관 열교환기 주위의 속도분포를 나타낸다.

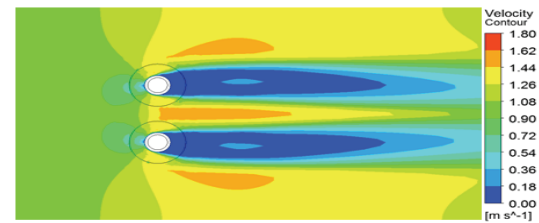
Fig. 3(a)와 같이 단일 환-관 열교환기의 상류와 하류 영역에서 공기의 속도분포 형태는 상하로 대칭적으로 나타남을 보였다. 열교환기의 전방 영역은 유속이 0.5m/s 이하로 크게 감소하였다. 후방 영역에서 속도 크기는 환형환 중심 부근에서 유속이 0.18m/s 이하로 가장 느리고 환형환의 틈 방향으로 갈수록 유속이 점점 증가하여 상류의 접근속도와 거의 비슷하게 나타남을 보였다. 또한, 열교환기 후방에서는 환 사이의 공기의 가속에 의해 공기속도가 1.2m/s 이상으로 증가함을 보였다.

Fig. 3(b)와 같이 병렬로 배열된 환-관 열교환기에서 상부 및 하부 열교환기를 통과한 공기의

속도분포 형태는 2개의 열교환기 사이의 중심축을 기준으로 대칭적으로 나타남을 보였다. 상부(또는 하부) 열교환기에서 나타난 속도분포는 Fig. 3(a)와 같은 상하 대칭적인 속도분포로 나타나지 않음을 보였다.



(a) Single fin-tube heat exchanger



(b) Fin-tube heat exchangers arranged in parallel

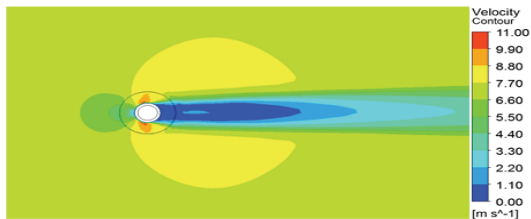
Fig. 3 Velocity distribution around the fin-tube heat exchanger at  $V=1\text{m/s}$ ,  $P_f=4\text{mm}$  and  $D_f=37\text{mm}$

병렬로 배열된 열교환기에서의 속도분포 패턴은 2개의 열교환기 사이와 열교환기 상부 및 하부 영역에서 공기의 가속의 영향에 의해 공기 속도가 1.4m/s 이상으로 증가함을 보였다. 동일한 접근속도에서 원형관을 지나는 공기 유속은 단일 열교환기보다 병렬로 배열된 열교환기가 더 크게 나타남을 보였다.

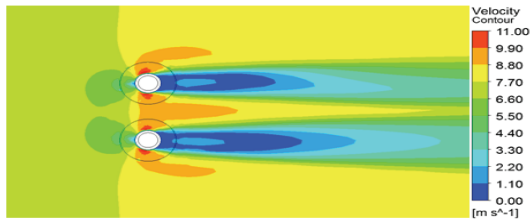
환 간격  $P_f=4\text{mm}$ 이고 환 외경  $D_f=37\text{mm}$ 인 환-관 열교환기에서 공기의 상류속도가 7m/s일 때 단일 및 병렬로 배열된 환-관 열교환기 주위의 속도분포를 Fig. 4에 나타내었다.

Fig. 4(a)와 같이 단일 환-관 열교환기 주위의 공기 흐름은 상하로 대칭적으로 나타남을 보였다.

열교환기의 전방 영역은 유속이 약 3m/s 이하로 크게 감소하였다. 후방 영역에서 속도는 흰 중심 부근에서 유속이 1.1m/s 이하로 가장 느리다가 환형관의 팁 방향으로 갈수록 흰 사이의 공기 가속에 의해 유속이 8m/s 이상으로 빨라짐을 보였다. 이러한 가속유동이 미치는 범위는 더욱더 크게 확장됨을 보였다.



(a) Single fin-tube heat exchanger



(b) Fin-tube heat exchangers arranged in parallel

**Fig. 4 Velocity distribution around the fin-tube heat exchanger at  $V=1\text{m/s}$ ,  $P_f=4\text{mm}$  and  $D_f=37\text{mm}$**

Fig. 4(b)의 병렬 배열의 흰-관 열교환기 주위의 공기의 속도분포 형태는 열교환기 사이의 중심 축을 기준으로 비대칭적임을 보였다. 즉 상부 열교환기에서 나타난 속도분포보다 하부 열교환기에서 나타난 속도분포의 크기가 더 크게 증가함을 보였다.

Fig. 3(b)와 같이  $V=1\text{m/s}$ 에서는 흰과 흰 간격 내부에서 공기 가속이 상류의 접근속도보다 0.26m/s 정도 증가하였으나  $V=7\text{m/s}$ (Fig. 4(b))의 경우에는 흰 간격에서 발생하는 가속유동이 접근속도보다 최대 2.9m/s 정도로 크게 증가함을 보였다. 또한,

$V=7\text{m/s}$  경우에도 흰-관 열교환기 주위의 공기 유속은 단일 열교환기보다 병렬로 배열된 열교환기가 훨씬 더 크게 증가함을 보였다.

### 3.2 흰-관 열교환기에 의한 공기의 압력강하

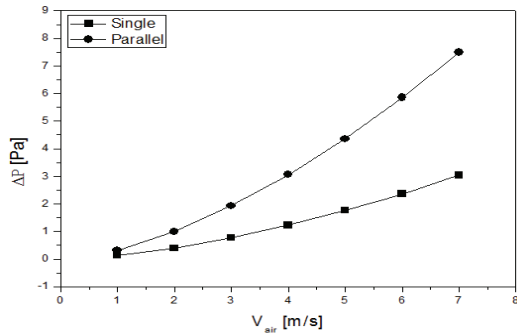
Fig. 5(a)~(c)는 공기가 흰-관 열교환기를 직교 유동할 때 공기속도, 흰 피치, 흰 직경의 변화에 따른 압력강하를 나타낸다. Fig. 5(a)는  $P_f=4\text{mm}$ 와  $D_f=37\text{mm}$ , Fig. 5(b)는  $V=7\text{m/s}$ 와  $D_f=37\text{mm}$ , Fig. 5(c)는  $V=7\text{m/s}$ 와  $P_f=4\text{mm}$  일 때의 조건이다.

Fig. 5(a)와 같이 단일 열교환기와 병렬 배열 열교환기에서 공기의 압력강하는 유속이 증가할수록 급격하게 증가함을 보였다. 또한, 단일 열교환기보다 병렬배열 열교환기의 경우가 압력강하는 더 높게 나타났으며, 유속이 증가할수록 압력강하의 차이도 점점 더 크게 증가하였다. 즉  $V=1\text{m/s}$ 의 경우에는 0.5Pa,  $V=7\text{m/s}$ 에서는 4.5Pa 정도이다.

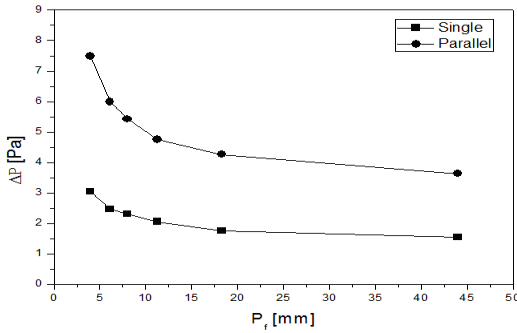
Fig. 5(b)에서 흰 간격이 증가할수록 압력강하는 급격하게 감소함을 보였다. 이것은 흰 간격이 증가하면 공기의 유동저항이 감소하기 때문이다. 또한, 병렬배열 열교환기보다 단일 열교환기가 압력강하는 더 낮게 나타났다. 즉  $P_f=4\text{mm}$ 의 경우 4.5Pa,  $P_f=44\text{mm}$ 에서는 2.5Pa 정도 더 낮게 나타났다.

Fig. 5(c)에서 흰 직경이 10mm 증가할 때 단일 열교환기의 압력강하는 1Pa 이하로, 병렬배열에서는 2.2Pa 정도로 큰 차이가 없었다.

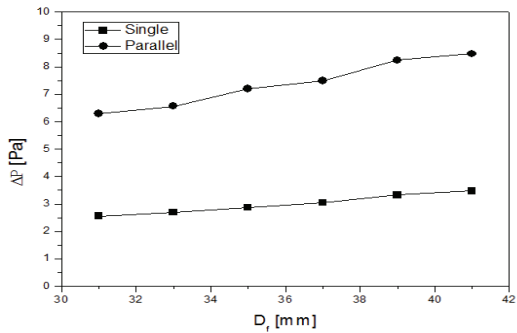
따라서 단일 열교환기와 병렬 배열 열교환기에서의 압력강하는 공기 속도와 흰 피치에 크게 의존함을 보였으나 흰 직경은 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.



(a)  $P_i=4\text{mm}$ ,  $D_i=37\text{mm}$



(b)  $V=7\text{m/s}$ ,  $D_i=37\text{mm}$



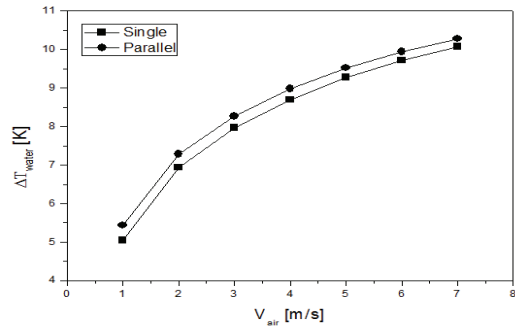
(c)  $V=7\text{m/s}$ ,  $P_i=4\text{mm}$

Fig. 5 Air pressure drop by fin-tube exchanger

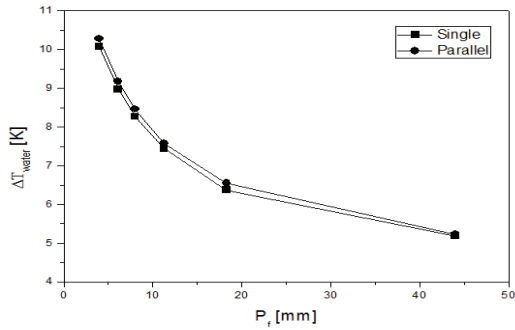
### 3.3 열교환기에서 입출구의 물의 온도변화

Fig. 6(a)~(c)는 공기속도, 흰 피치 그리고 흰 직경의 변화에 따른 흰-관 열교환기의 입출구에서의 물의 온도차  $DT_{water}$ 를 나타낸다. 여기서  $DT_{water}=T_{out}-T_{in}$ 이다. 열교환기 입구의 물온도는

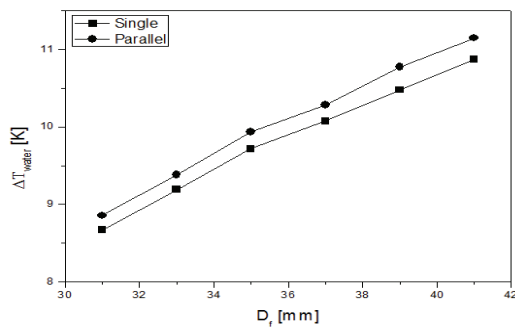
$80^\circ\text{C}$ 이다. Fig. 6(a)는  $P_i=4\text{mm}$ ,  $D_i=37\text{mm}$ , Fig. 6(b)는  $V=7\text{m/s}$ ,  $D_i=37\text{mm}$ , Fig. 6(c)는  $V=7\text{m/s}$ ,  $P_i=4\text{mm}$ 일 때이다.



(a)  $P_i=4\text{mm}$ ,  $D_i=37\text{mm}$



(b)  $V=7\text{m/s}$ ,  $D_i=37\text{mm}$



(c)  $V=7\text{m/s}$ ,  $P_i=4\text{mm}$

Fig. 6 Water temperature difference at the inlet and outlet of the heat exchanger

Fig. 6(a)와 같이 단일 열교환기와 병렬 배열 열교환기에서  $DT_{water}$ 는 공기 속도가 증가할수록



급격하게 증가함을 보였다. 이것은 환-관 열교환기로부터 공기측으로 열 방출이 증가하여 열교환기 출구에서 물 온도가 감소하였다는 의미이다. 또한, 단일 열교환기보다 병렬배열 열교환기의 경우가  $V=1\text{m/s}$ 에서는  $DT_{\text{water}}=0.5^\circ\text{C}$ ,  $V=7\text{m/s}$ 는  $0.3^\circ\text{C}$  정도 약간 높게 나타났다.

Fig. 6(b)에서 환 피치가 증가할수록  $DT_{\text{water}}$ 는 급격하게 감소함을 보였고 병렬배열 열교환기가 단일 열교환기보다  $DT_{\text{water}}$ 는 거의 같게 나타남을 보였다.

Fig. 6(c)에서 환 직경이 증가할수록  $DT_{\text{water}}$ 는 선형적으로 증가함을 보였고 병렬배열 및 단일 열교환기에서의  $DT_{\text{water}}$ 의 차이는 공기 속도에 관계 없이  $0.5^\circ\text{C}$  이내로 일정하게 유지됨을 보였다.

따라서 열교환기의 입출구에서의 물 온도차  $DT_{\text{water}}$ 는 공기속도, 환 피치, 환 직경에는 크게 의존함을 보였다. 열교환기의 배열방식에서는 병렬 배열 열교환기가 더 높게 나타났다.

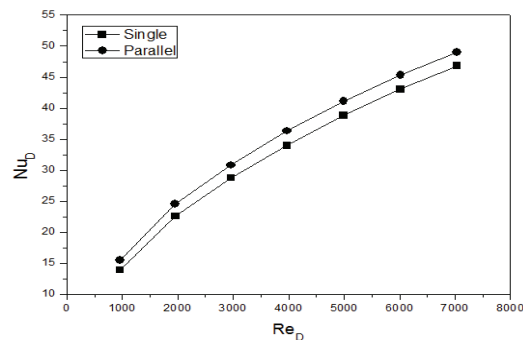
### 3.4 환-관 열교환기로부터 공기로의 열전달

Fig. 7(a)~(c)는 레이놀즈수  $Re_D$ , 무차원 환 피치비  $P_f/D$ , 무차원 환직경비  $D_f/D$ 에 따른 누셀트 수  $Nu_D$ 의 변화를 나타낸다. 누셀트수는  $Nu_D = hD/k$ 이며  $h$ 는 대류열전달계수,  $D$ 는 원형관의 직경,  $k$ 는 공기의 열전도계수이다, 또한, 레이놀즈수는  $Re_D = VD/n$ 이며,  $V$ 는 접근속도,  $n$ 는 공기의 동점성계수이다.

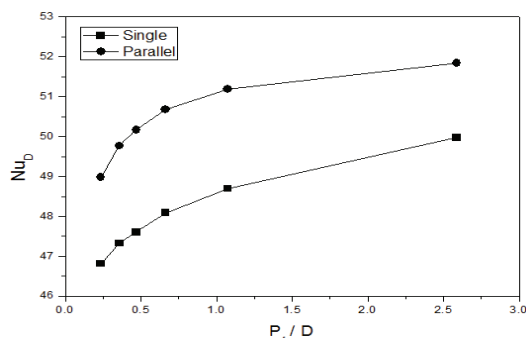
Fig. 7(a)는  $P_f=4\text{mm}$ 와  $D_f=37\text{mm}$ , Fig. 7(b)는  $V=7\text{m/s}$ 와  $D_f=37\text{mm}$  그리고 Fig. 7(c)는  $V=7\text{m/s}$ 와  $P_f=4\text{mm}$ 일 때의 조건이다.

Fig. 7(a)는  $P_f=4\text{mm}$ 와  $D_f=37\text{mm}$ 일 때 단일 열교환기와 병렬 배열 열교환기에서  $Re_D$ 의 증가에 따른  $Nu_D$ 의 변화를 나타낸다.  $Nu_D$ 는 열교환기 형식에 관계없이  $Re_D$ 가 증가함에 따라 증가하였다.

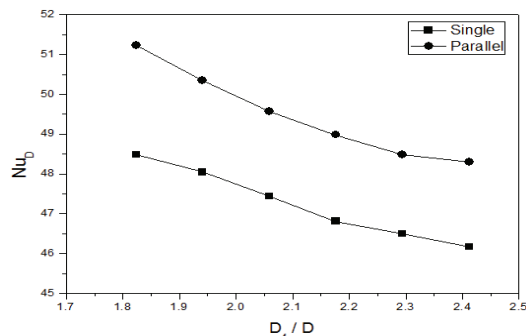
또한, 병렬배열 열교환기가 단일 열교환기보다 누셀트수가 더 높게 나타남을 보였다. 이것은 병렬배열 열교환기가 단일 열교환기보다 열교환기의 냉각효과에 더 우수하다는 것을 알 수 있다.



(a)  $P_f=4\text{mm}$ ,  $D_f=37\text{mm}$



(b)  $V=7\text{m/s}$ ,  $D_f=37\text{mm}$



(c)  $V=7\text{m/s}$ ,  $P_f=4\text{mm}$

Fig. 7 Variation of the Nusselt number plotted against the Reynolds number,  $P_f/D$  and  $D_f/D$  at a single heat exchanger and the heat exchangers arranged in parallel

Fig. 7(b)는  $V=7\text{m/s}$ 와  $D_f=37\text{mm}$ 일 때  $P_f/D$ 에 따른  $Nu_D$ 를 나타내며,  $P_f/D$ 의 비가 증가할수록  $Nu_D$ 가 증가함을 보였다. 또한, 단일 열교환기보다 병렬배열 열교환기가  $Nu_D$ 가 더 높게 나타났다.

Fig. 7(c)는  $V=7\text{m/s}$ 와  $P_f=4\text{mm}$ 조건에서  $D_f/D$ 에 따른  $Nu_D$ 의 변화를 나타낸다. 환형관의 직경이 증가할수록 누셀트수는 감소하였다. 이것은 흰 직경이 증가할수록 열전달 효과가 감소한다는 것을 의미한다.

Fig. 8은  $P_f=4\text{mm}$ 와  $D_f=37\text{mm}$ 로 일정할 때 공기 속도에 따른 흰-관 열교환기로부터 공기로 방출되는 총열전달량을 나타낸다.

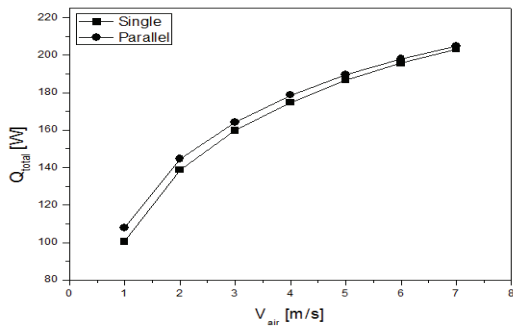


Fig. 8 Variation of the total heat transfer plotted against the air velocity at a single heat exchanger and the heat exchangers arranged in parallel

총열전달량  $Q_{total}$ 은 흰으로 부터의 열전달량과 흰이 부착되지 않은 부분의 열전달량의 총합이다. 총열전달량은 유속의 증가에 따라 급격하게 증가함을 나타내었다. 이러한 경향은 Fig. 7(a)의 누셀트수의 결과와 같은 양상을 나타내고 있다.

또한, 단일 열교환기보다 병렬배열 열교환기가 총열전달량이 더 많이 증가함을 나타내었다. 이것은 열교환기를 병렬로 배열하면서 만들어진 열교환기 사이의 공간에서 공기의 유속이 증가하게 되고 원형관 후류에서 발생한 난류의 운동에너지가

증가하여 열전달을 촉진시키기 때문이다.

#### 4. 결론

본 연구는 단일 흰-관 열교환기와 병렬 배열된 흰-관 열교환기에서 열교환기 배열 방식에 따른 방열 효과를 조사하기 위해 수치해석을 수행하였다. 이 연구를 수행하기 위해 공기 속도, 흰 피치 그리고 흰 직경을 변화시켜서 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 흰 피치가  $P_f=4\text{mm}$ 와 흰 직경  $D_f=37\text{mm}$ 로 일정할 때 공기 속도에 따른 단일 열교환기와 병렬배열 열교환기 주위의 속도분포를 나타내었다. 유속이 증가할수록 열교환기에 부착된 흰과 흰 사이에서의 유동의 가속 효과가 크게 나타남을 알 수 있었다.
- (2) 공기 속도, 흰 피치, 흰 직경을 변화시킬 때 단일 열교환기와 병렬 배열 열교환기에서 발생한 공기의 압력강하는 공기 속도와 흰 피치에 크게 의존함을 보였으나 흰 직경은 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다. 또한, 이러한 압력강하는 병렬 배열 열교환기가 더 크게 증가함을 보였다.
- (3) 열교환기의 입출구에서의 물 온도차는 공기 속도, 흰 피치, 흰 직경에는 크게 의존함을 알 수 있었다. 또한, 열교환기의 배열방식에서도 병렬 배열 방식이 냉각수의 온도를 더 많이 감소시킬 수 있었다.
- (4) 누셀트수는 레이놀즈수와 흰 피치가 증가할수록 증가하였고, 흰 직경이 증가할수록 감소함을 보였다. 또한, 병렬배열 열교환기가 단일배열보다 누셀트수가 더 높으므로 방열 효과가 더 우수하다는 것을 알 수 있었다.
- (5) 열교환기로부터 공기로의 총열전달량은 유



속이 증가할수록 급격하게 증가함을 보였으며, 단일 열교환기보다 병렬 배열 방식이 방열 효과가 더 우수하다는 것을 알 수 있었다.

## 후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비로 지원되었음(2018-104-018).

## 참고문헌

- [1] W. M. Kays and A. L. London, "Compact Heat Exchanger", McGraw-Hill, U.S.A., pp.220-224. (1964).
- [2] D. T. Beecher and T. J. Fagan, "Effects of fin pattern on the air side heat transfer coefficient in plate finned tube heat exchangers" Presented at the American Society of Heating, (1987).
- [3] J. Stasiulevicius, A. Skrinška, A. Zukauskas and G. F. Hewitt, "Heat Transfer of Finned Tube Bundles in Crossflow", Hemisphere Publishing Co., New York, U.S.A., pp.50-74.(1988).
- [4] K. S. Lee and J. Y. Yun, "Heat Transfer Characteristics of Fin and Tube Heat Exchangers with Various Interrupted Surfaces for Air Conditioning Application" KSME International Journal, Vol. 20, No. 12, pp.3938-3948, (1996).
- [5] H. C. Kang, M. H. Kim and D. Y. Cho, "Heat Transfer Coefficient of a Single Circular Fin-Tube Heat Exchanger", Proc. of Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 1, pp. 460-465. (2001).
- [6] M. S., Mon and U., Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers", Int. J. Heat and Mass Transfer 47, 1953-1964, (2004).
- [7] H. C. Kang and M. C. Kang, "Forced convection correlation for single circular fin-tube heat exchanger", Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 16, No. 6, pp. 584-589. (2004).
- [8] B. Sahin, A. Akkoca, N. A. and H. Akilli, "Investigations of flow characteristics in a plate fin and tube heat exchanger model composed of single cylinder" Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 27, pp.522-530, (2006)
- [9] H. T. Chen and W. L. Hsu, "Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection", Int. J. Heat and Mass Transfer 51, pp.1920-1932, (2008).
- [10] J. H. Lee, M. G. Lim and H. C. Kang, "Forced convection characteristics of V shape circular fin-tube heat exchanger", Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 21, No. 12, pp.649-655. (2009).

(접수: 2020.11.22. 수정: 2020.12.07. 게재확정: 2020.12.11.)