

액정법을 이용한 환-관 열교환기 환의 열적 특성에 관한 연구

강 희 찬[†], 김 무 환^{*}, 김 명 수^{**}

[†] 군산대학교 기계공학부, ^{*}포항공과대학교 기계공학과, ^{**}군산대학교 전자정보공학부

A Study on the Thermal Characteristics of Finned-tube Heat Exchanger by Using the Liquid Crystal Technique

Hie Chan Kang[†], Moo Hwan Kim^{*}, Myung Soo Kim^{**}

[†] School of Mechanical Engineering, Kunsan National University, Kunsan 573-701, Korea

^{*} Department of Mechanical Engineering, POSTECH, Pohang 790-784, Korea

^{**} School of Electronic & Information Engineering, Kunsan National University, Kunsan 573-701, Korea

(Received August 19, 1999; revision received January 10, 2000)

ABSTRACT: This study was discussed about the thermal characteristics of finned tube heat exchanger having two row used in the air-conditioning application. Pressure drop and heat transfer coefficient were measured and investigated for the 3 times models of plain fin. Also the temperature distribution and heat conduction in the fin was measured by using the liquid crystal method. The surface temperature of rear row was nearly constant, and heat conduction in the fin was stronger near the front row than the rear row.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Heat transfer(열전달), Fin efficiency(핀효율), Liquid crystal(액정)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [$J/kg^\circ C$]
 D : 전열관의 직경 [m]
 f : 마찰계수
 h : 열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]
 j : Colburn j factor

n : 확대비
 P_f : 환 피치 [m]
 P_t : 관 피치 [m]
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 q : 단위 환당 가열량 [W]
 q_{loss} : 열손실량 [W]
 Re : Reynolds 수, $\frac{U_{max} D}{\nu}$
 T : 온도 [$^\circ C$]
 ΔT_{LM} : 대수평균온도차 [$^\circ C$]
 U : 유속 [m/s]
 V_c : 환 내부 공기의 체적 [m^3]

[†] Corresponding author
Tel.: +82-654-469-4722; fax: +82-654-469-4727
E-mail address: hckang@ks.kunsan.ac.kr

그리스 문자

- a : 열확산계수 [m^2/s]
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- c : 집측면
 ex : 출구
 f : 환
 fr : 전면
 in : 입구
 t : 전열관
 tot : 환과 전열관 전체
 w : 벽

1. 서론

증발기와 응축기는 에어컨의 소형화, 고효율화 및 저소음화의 모든 요소에 직접적으로 영향을 주므로 대체냉매 용 공조기의 성능향상과 설계에 중요한 요소이다. 공조용 열교환기의 공기측의 열저항이 총열저항 중 70-90%를 차지한다. 따라서 공조기의 성능을 개선하기 위해서는 공기측의 전열성능을 향상시키는 것이 필요하다.

열교환기의 성능향상의 주요 목표인 압력강하의 감소와 열전달의 촉진을 위하여 많은 연구와 개발이 진행되었다. 이중 하나가 환의 표면에 난류증가장치(turbulence promoter)를 설치하는 것이다. 평판 환의 모양을 파형환(wavy fin)이나 루우버환(louver fin)을 설치함으로써 난류를 유발시키고 환과 접하여 흐르는 유동의 길이를 길게 하여 전열을 촉진시키는 방법이 보고되었다.⁽¹⁻³⁾ 최근 환-튜브 열교환기에서 열전달계수를 향상시키는 방안은 단속적인 표면(interrupted surface)을 제공하는 방법이다.^(1, 4, 5) 이는 유체의 흐름방향으로 여러 개의 스트립(strip)을 설치하여 각 스트립의 선단마다 높은 열전달계수를 얻어 전체적으로 평균열전달계수를 증가시키는 것이다. 이러한 열교환기의 스트립 등의 설계를 위하여 국부적인 유동장 및 온도장에 대한 실험결과는 중요한 자료로 활용될 수 있다. Goldstein

and Sparrow⁽³⁾는 나프탈레인 승화법을 이용하여 파형면을 갖는 열교환기에서 국부적인 물질 또는 열전달 특성에 대하여 실험을 수행하였다. 따라서 이들의 실험은 환효율이 100%에 상당하는 조건에 대한 것이다. 그러나 실제의 열교환기의 환은 유한한 열전도도를 갖으므로 주어진 형상과 열전도도에 따른 온도분포와 열전달 특성을 갖는다. 그 동안 실제의 경우에 적용한 열교환기의 환 온도분포의 실험 결과는 찾기가 어렵다.

표면온도의 측정과 온도가시화 방법으로 액정(liquid crystal)은 평면 분사유동⁽⁶⁾ 등과 같이 노출된 표면의 외부유동(external flow)에 성공적으로 사용되어 왔다. 액정을 이용하여 가시화된 색상을 온도로 보정하기 위하여 초기에 Bunker 등⁽⁷⁾은 단색을 이용하였다. 최근 Camci et al.⁽⁸⁾은 여러 색을 동시에 온도로 보정하는 방법을 제안하였다.

본 연구에서는 열교환기의 환의 해석을 위하여 개발된 기존의 확대모형을 통한 실험방법^(9, 10)에 액정법(liquid crystal method)을 적용하여 환의 온도분포를 측정하고 이로부터 환-관 열교환기의 전열특성을 이해하는데 목적을 두었다.

2. 실험장치 및 실험 방법

2.1 상사관계

본 연구에서는 환의 제작가능성, 제작비, 측정의 가능성 등을 검토하여 형상 확대비는 3배로 하였다. 상사관계에서 재질, 무차원화 된 형상, Reynolds수와 Prandtl수가 같으면 환과 유체에서 유동장 및 온도장은 상사함을 알 수 있다. 일정 확대비를 갖는 원형과 모형사이의 상사관계는 Table 1과 같다. 자세한 내용은 참고문헌^(9, 10)에 기술되어 있다.

2.2 실험장치

3배 확대모형에 대한 상사실험을 위해서는 원형의 1/3의 풍속이 요구되어 본 연구 목적에 적합하도록 제작된 소형풍동을 사용하였다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험용 풍동의 개요도이다. 풍동은 흡입 개방형으로써 공기유입을 위한 철펠, 입구공기의 온도조절을 위한 입구 열교환기,

Table 1 Comparison of parameters between prototype and scale-up model heat exchangers tested in the present work

Parameter	Prototype HEX	Model type HEX
fin material	aluminum	aluminum
scale factor	1	3(n)
thermal conductivity(W/m°C)	222	222
fin thickness(mm)	0.1	0.3(n)
pressure drop*	1	0.111(1/n ²)
heat transfer coefficient*	1	3(1/n)
Re, Pr, f, j	1	1

* means the ratio of values of model type to those of prototype.

유질의 향상과 균일 유속을 유지하기 위한 정체실과 축소부, 주실험부 및 유량측정을 위한 출구부로 구성되어 있다. 이는 풍동에 대한 설계자료⁽¹¹⁾를 기초로 제작하였다.

휨은 직류모터로 구동되도록 하였다. 주실험부에서의 풍속은 휨에 전압조절형 제어기를 이용하여 0.5-2.5 m/s사이에서 가변하였다. 이는 실제 공조기의 조건에 대하여 3배 확대모형에 상사하는 범위의 유속이다. 모형휨의 열전달 실험시 입구공기의 온도를 균일하게 하고 시간에 따른 변화를 최소화하기 위하여 소형풍동의 입구에 열교환기를 설치하였다. 입구 열교환기의 관 내부에는 항온수조(Polyscience, 9501)로부터 물을 순환

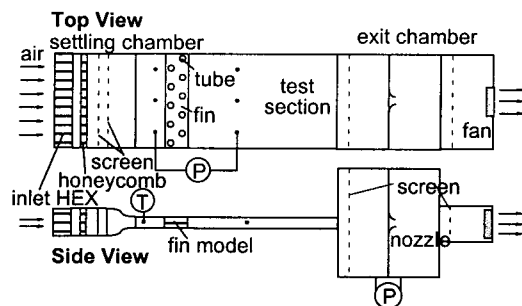


Fig. 1 Wind tunnel for 2 row-finned tube heat exchanger.

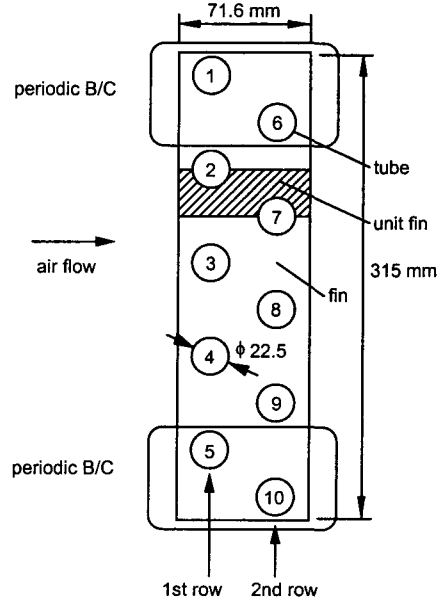


Fig. 2 Dimension and boundary condition along the width direction of enlarged model fin.

하였고, 순환수의 온도로 유입공기의 온도를 조절하였다. 유입공기의 유질을 향상시키기 위하여 정체실은 2개의 메시 100번 스크린과 직경 4 mm, 길이 40 mm의 스트로로 만든 하니컴, 면적 축소비가 3:1 인 수축부로 구성하였다. 주실험부의 규격은 높이 28.9 mm, 폭 316 mm, 길이 520 mm 이다. 주실험부의 유동단면은 본 실험에 사용되는 3배 확대모형 휨을 9장 설치할 수 있도록 하였고 길이는 모형휨 후류에서 발생하는 와류가 충분히 소멸할 수 있도록 길게 하였다. 주실험부의 외벽은 두께 40 mm의 스티로폼으로 단열시켰다. 유량을 측정하기 위하여 출구부에 오리피스노즐 유량계(orifice nozzle flowmeter)를 설치하였다. 오리피스노즐 유량계는 내경이 32.0 mm로서 British Standard의 규격에 따라 제작되었다. 오리피스노즐 유량계의 전·후방에 스크린을 두어 유동의 출구부의 입·출구 유동의 교란을 방지하였다. 오리피스노즐 유량계는 출구에서 피토판으로 속도분포를 측정한 결과로 교정하였고 유량의 측정오차는 0.5% 이내 이었다.

본 실험에서는 국내에서 사용되고 있는 공조기의 Ø7 mm의 전열관을 사용하는 응축기와 증발기를 대상으로 하였다. Fig. 2는 실제 열교환기를 본 실험에 적용한 3배 확대모형의 외관규격을 나

Table 2 Experimental conditions in the present test

Parameter	Test condition
types of fin	plane fin
scale factor	3 times of prototype
number of raw	2 row
number of test fin	9 ea.
number of test tube	10 ea.
test fluid	air
frontal velocity	0.2-0.7 m/s

Table 3 Dimensions of model fin in the present model test

Parameter	Dimensions
tube diameter(D)	22.5 mm
fin thickness(t)	0.30 mm
tube pitch(P_t)	63.0 mm
fin pitch(P_f)	3.63 mm
bare tube area(A_t)*	231 mm ²
fin surface area(A_f)*	4010 mm ²
total surface area(A_{tot})*	4240 mm ²
air volume between fins(V_c)*	6680 mm ³
area ratio(A_f/A_{tot})	17.0

* The dimension along the span-wise direction is for the hatched area of Fig. 2.

타낸 것이다. 환은 공기 흐름방향으로 76.2 mm, 너비 방향으로 315.0 mm, 두께 0.3 mm인 알루미늄 판으로 제작하였다. 환에 Fig. 2와 같이 직경 22.5 mm인 전열관을 2열 엇갈림 배열로 구성하였다. 실험조건과 열교환기의 규격은 각각 Table 2와 Table 3에 나타나 있다. 본 연구의 열전달과 압력강하 실험에서 사용된 모형환은 9장이 한 조로 구성되어 있다. 환 사이의 간격은 3.6 mm이고 모형환의 양면은 두께 40 mm의 스티로폼으로 단열하였다. 액정이 도포된 면은 사진 촬영시에만 개방하였다.

모형환의 전열관을 모사하기 위한 가열장치는 Fig. 3과 같이 설치하여 니크롬선에 의한 가열방식을 이용하였다. 직경 14.5 mm, 유효길이 29.6 mm인 아크릴 봉의 외부에 석면테이프를 감고 그 위에 직경 0.18 mm의 니크롬선을 0.5 mm 간

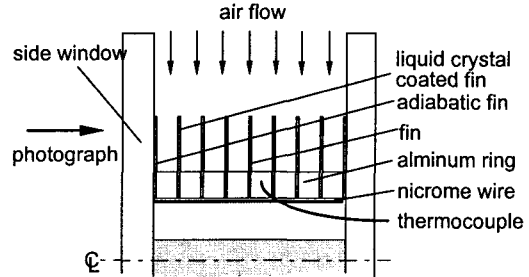


Fig. 3 Schematic diagram of installed heat exchanger.

격으로 균일하게 감았다. 그 위에 평판환 9개와 내경 15 mm, 외경 22.5 mm, 두께 3.3 mm의 알루미늄 링 8개를 교대로 끼워 넣은 후 양단을 볼트 체결하였다. 전열관의 온도를 측정하기 위하여 환 피치방향으로 중간에 위치한 10개의 알루미늄 링에 각각 직경 0.25 mm의 T형 열전대를 용접하여 설치하였다. 각 열전대가 용접된 알루미늄 링은 10°C-60°C 구간에 대하여 항온조에서 보정하였다. 이 열전대의 온도보정에서 ASTM 규격에 맞게 보정된 수은-봉상온도계를 사용하였다. 각 열전대의 보정곡선의 표준편차는 0.1°C 이내 이었다.

평판환 중 제일 가장자리의 환(Fig. 3 참조)은 액정(Hallcrest, R30CW5)을 도포하였다. 이는 액정의 가시화 온도 범위가 30°C에서 35°C인 것이다. 알루미늄 환 원판을 알코올과 물로 세척한 후 공기 붓(air brush)으로 검은 도료를 칠한 후 건조시키고 액체화된 액정을 동일한 방법으로 칠하였다. 액정이 칠하여진 환의 외부 쪽은 알루미늄 환과 같은 규격의 투명 폴리카보네이트(poly-carbonate) 판으로 환피치 간격 만큼 이격하여 공기의 유로를 확보하면서 가시화가 가능하도록 하였다. 단열을 위하여 폴리카보네이트판의 외부는 10 mm의 공기층을 형성하도록 이격하여 두께 10 mm의 아크릴 투시창으로 차폐하였다.

2.3 측정방법

실험의 순서 및 방법은 다음과 같다. 조립된 확대모형 환을 주실험부에 설치하고 모든 계측기를 동작시킨 후 정상상태에 이르면 영점조정을 한다. 항온조와 입구열교환기를 작동시켜 원하는

일정온도에 이르게 한다. 확대모형에 대한 전면 풍속에 맞도록 쉘의 회전수를 조절하고 관에 설치된 니크롬선에 전기를 인가하여 서서히 확대모형 쉘의 온도를 상승시킨다. 실제 열교환기에서 모든 전열관에 대한 경계조건은 일정온도조건이므로 이에 상응하도록 다음과 같이 6개의 전압조절기(slidacs)로 가열량을 조절하여 일정온도조건을 모사할 수 있도록 하였다. 최종온도는 10개 전열관사이의 최대 온도편차가 0.3°C 이내로 조정되고 모든 측정요소의 온도가 0.2°C 이내로 온도변화 없이 10분 이상 지속될 때 측정을 시작하였다. 입구 공기온도에 대하여 전열관의 온도는 약 $20\text{--}30^{\circ}\text{C}$ 의 온도차를 두었다. 이러한 실험을 전면풍속 $0.2\text{--}0.8\text{ m/s}$ 의 범위에서 반복하여 실험하였다.

주실험부에 흐르는 공기유량의 계측은 오리피스노즐 유량계의 전후에 각각 4개씩 설치된 8개의 정압공으로부터의 차압의 평균값을 최대측정범위가 200 Pa 인 미세압력변환기(Furness, FCO10)로 측정하여 유량을 구하였다. 확대모형 열교환기에서의 압력강하의 측정은 확대모형 쉘의 20 mm 상류벽면과 300 mm 후류벽면에 각각 6개의 정압공을 설치하고 이를 평균한 압력차를 최대용량이 25 Pa 인 미세차압유량계로 측정하였다. 본 연구에서 사용한 두 차압계의 측정신뢰도는 0.25% 이며 매 실험마다 영점조정을 하였다.

입구공기의 온도는 확대모형 쉘의 전방에 설치된 6개의 직경 0.25 mm 의 T형 열전대로 측정하고 평균값을 구하였다. 본 열교환기의 가장자리에 위치한 전열관(Fig. 2의 1, 5, 6, 10 번)에 주기적인 경계조건을 주기 위하여 내부에 위치한 전열관(Fig. 2의 2-3, 7-8 번)의 온도와 같도록 조절하였다. 입력 전력량은 정밀전력계(Voltech, PM300A)로 1열과 2열에 대하여 동시에 측정하였다. 모든 측정결과는 데이터처리장치(Graphtec, MH 9100)로 측정하고 출력하였다.

측정한 결과로부터 열전달계수 h 는 아래의 식으로 계산하였다.

$$h = \frac{q}{A_s \Delta T_{LM}} \quad (1)$$

여기서 q 와 ΔT_{LM} 은 각각 단위 횡단 가열량과 대수평균온도차 이다. 단위 횡단 가열량 q 는 단

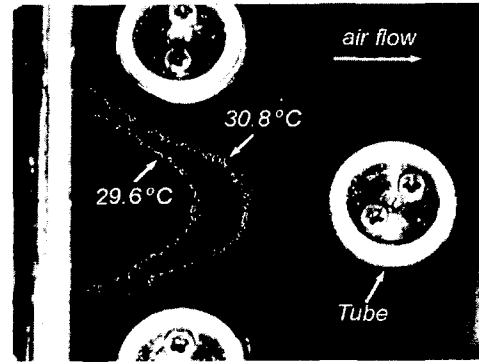


Fig. 4 Example of liquid crystal image.

위 횡단 전열량을 나타낸다. 출구공기의 온도는 확대모형 쉘에 대한 에너지보존식으로부터 다음과 같이 구하였다.

$$T_{ex} = \frac{q - q_{loss}}{\rho A_c V C_p} + T_{in} \quad (2)$$

여기서 열손실량 q_{loss} 는 주실험부를 둘러싼 스티로폼 단열재에서의 열손실은 전도열전달에 의한다고 가정하고 측정된 주실험부 내부와 외부의 온도차로 계산하였다. 실제의 계산에서 열손실량은 전체 가열량의 1% 정도 이었다. 공기의 모든 물성치는 입출구의 평균온도인 막온도에서 구하였다.

본 연구에서는 액정으로 나타나는 색상에 대한 온도의 보정은 실험장치에 설치된 상태에서 하였다. 광원과 camera의 위치를 고정시키고 입구의 공기온도를 입구열교환기의 온도를 조절하면서 액정의 색상 변화를 촬영하였다. 액정의 온도는 열교환기 모형에 설치된 열전대의 온도로 하였다. 이 과정에서 보정의 신뢰성을 높이기 위하여 입구공기의 온도와 전열관의 온도가 거의 같도록 유지하였다. 반복실험에서 액정의 온도측정 오차는 0.15°C 이내 이었다. 실제의 실험은 보정작업과 동일하고 입구공기와 전열관 사이에 온도차를 주는 것만 다르다. 본 실험에서는 매 측정마다 2개의 등온선을 찾는 방법을 사용하였다. 촬영된 칼라 사진으로부터 480×640 개의 색상정보를 받은 후 이를 영상처리 하였다. 색상의 분해도는 256 이며 RGB의 값을 모두 이용하였다. 보정 작업에서 찾은 온도-색상 간의 자료에 대하여 동일

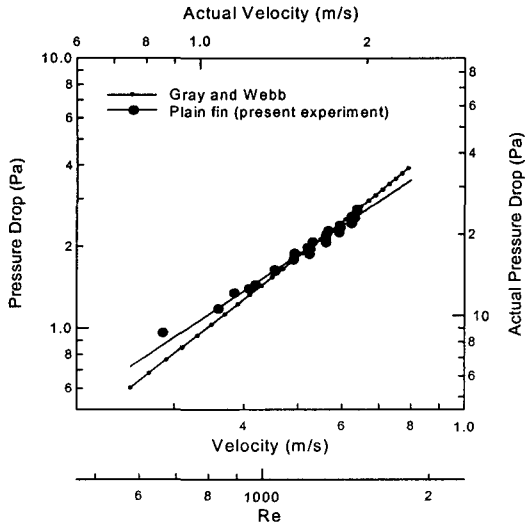


Fig. 5 Pressure drop of plain fin.

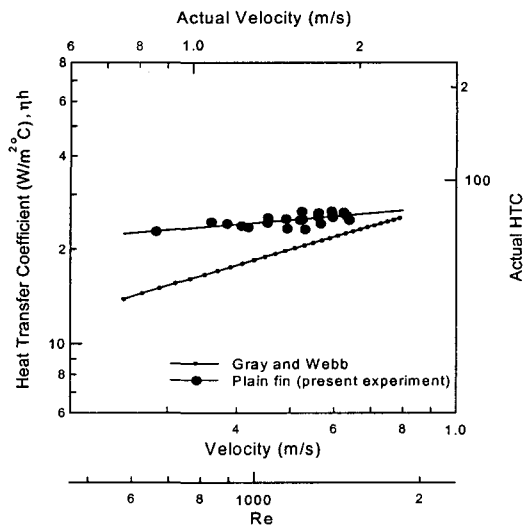


Fig. 6 Heat transfer coefficient of plain fin.

한 RGB의 값을 찾는 방법을 사용하였다. 동일한 색으로 인식하는 RGB 값의 범위는 4/256 로써 이는 보정시 촬영한 사진으로부터 결정하였다. 측정의 한 예가 Fig. 4와 같다. 등온선을 찾는 작업을 6회 반복한 후 이 등온선을 중첩하여 전면적에 대한 온도분포를 구하였다. 환의 온도분포의 측정결과로부터 환내의 전도방정식을 유한차분법으로 풀어 환 내부에서의 열전달 방향과 크기를 계산하였다.

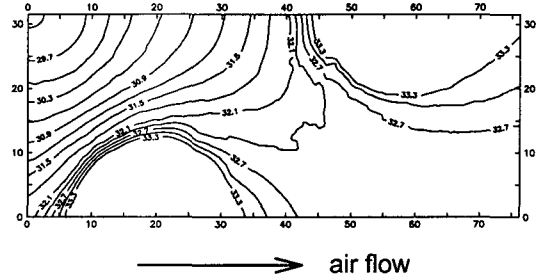


Fig. 7 Temperature distributions of plain fin ($T_w = 33.7^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = 18.6^{\circ}\text{C}$, $U_{fr} = 0.64$ m/s).

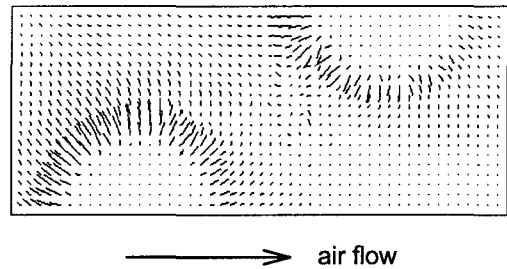


Fig. 8 Heat conduction in the plain fin (the same condition of Fig. 7).

3. 실험결과 및 검토

3.1 압력강하 및 열전달계수

Fig. 5와 Fig. 6은 3배 확대 평판환의 속도에 따른 압력강하와 열전달계수를 나타낸 것이다. 압력강하의 경우 기존의 실험관계식 중 가장 널리 알려진 Gray와 Webb⁽¹²⁾의 실험관계식과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. Gray와 Webb의 실험관계식은 본 실험영역보다 속도가 훨씬 큰 경우에 제안된 식으로 공기의 유속이 낮은 영역보다 유속이 높은 영역에서 오차가 적은 것을 알 수 있다.

본 실험의 열전달계수는 공기의 속도가 저속인 경우보다 고속인 경우에 Gray와 Webb의 실험관계식에 좀 더 근사함을 보이고 있다. 이는 압력강하의 결과와 마찬가지로 본 연구의 공기의 유속범위가 Gray와 Webb이 제안한 실험관계식의 영역보다 훨씬 작기 때문으로 생각된다. 이러한 경향은 Wang 등⁽¹³⁾의 실험에서도 유사한 결과를 보이고 있어 Gray와 Webb 실험관계식의 수정이

필요한 것으로 생각된다. 본 연구의 열전달계수는 환효율이 고려된 열전달계수(ηh)이다.

3.2 환 온도분포 및 열전도

Fig. 7은 액정법(liquid crystal method)을 이용하여 3배 확대 평판환의 표면온도장을 입구공기의 온도가 18.6°C 이고 전열관의 온도가 33.7°C 이며 전면에서의 공기의 속도가 0.64 m/s인 경우에 측정한 것이다. 본 실험에서 환의 두께가 매우 얇으므로 환 표면의 온도는 거의 환의 온도와 같다고 생각하여도 무방하다. 그림에서와 같이 공기의 흐름을 따라 1열 전열관에서 2열 전열관으로 감에 따라 온도가 증가함을 알 수 있다. 특히 2열 주위의 환 온도는 2열 전열관의 온도와 거의 같음을 보이고 있다. 이는 1열 전열관 주위의 환으로부터 공기로 상당히 열전달이 이루어져서 2열 전열관 부근에서는 열전달 효과가 거의 없음을 의미한다. 환 내의 온도구배는 원관의 주위에서 매우 큼을 알 수 있다. 또한 1열의 전열관 주위에서는 환 내의 온도구배가 존재한다. 전열관의 후방에서는 와류의 영향으로 전열관의 전방보다 전열효과가 감소되는 영역이 존재하는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 Fig. 7의 온도분포로부터 계산된 환 내에서 열전도의 크기와 방향을 나타낸다. 그림에서 열전도는 제 1열 전열관 주위에서 왕성하게 일어나며 제 2열 주위에서는 환 내부의 열전도가 거의 없음을 알 수 있다. 본 결과로부터 환의 표면온도분포는 고효율 환 특히 스트립환(strip fin)의 요소 설계에 중요한 자료로 사용될 수 있을 것이다.

4. 맺 음 말

본 연구에서는 2열 환-튜브형 열교환기의 평판 환 확대모형에 대하여 공조기의 실제 운전조건 하에서 공기측의 압력강하와 현열 열전달 특성에 대하여 국내 가정용 공조기의 운전범위에서 실험적 연구를 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실제형상의 환과 같은 기하학적 형태를 갖는 환-튜브 열교환기의 공기측 유동 및 평균전열 특성과 동시에 환의 국부전열 특성을 관찰할 수 있는 실험장치와 실험기법을 개발하였다.

(2) 평판환인 경우 압력강하는 Gray와 Webb의

관계식과 근사하나 열전달계수는 그들의 관계식보다 큰 값을 보였다.

(3) 열교환기의 실제 시료에 대한 환 표면 온도분포와 열전도 특성을 실험적으로 정량화하였다.

(4) 공조기용 2열 환에서는 실운전 조건에서 후열부(제 2열부)에서의 온도가 거의 일정하며 환 내부 전도량은 매우 적음을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Baggio, P. and Fornasicri, E., 1994, Air-side heat transfer and flow friction: theoretical aspects, in recent development in finned tube heat exchangers, Edited by Ch. Marvillet, DTI, Energy Technology, Denmark, pp. 91-159.
2. Beecher, D.T. and Fagan, T.J., 1987, Effect of fin pattern on the air-side heat transfer coefficient in plate finned-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 93, Part 2, pp. 1961-1984.
3. Goldstein, L. Jr. and Sparrow, E.M., 1976, Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration, J. of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 23-34.
4. Ito, M., Kimura, H., and Senshu, T., 1977, Development of high efficiency air-cooled heat exchanger, Hitachi Review, Vol. 26, pp. 323-327.
5. Hatada, T., Ueda, U., Oouchi, T., and Shimizu, T., 1989, Improved heat transfer performance of air coolers by strip fins controlling air flow distribution, ASHRAE Trans., Vol. 95, Part 1, pp. 166-170.
6. Kim, K.S., 1993, An experimental study on the flow and heat transfer characteristics of an impinging jet, KSME J., Vol. 7, pp. 258-193.
7. Bunker, R.S., Metzger, D.E., and Witting, S., 1990, Local heat transfer in turbine disk-cavities, Part 1: rotor and stator cooling with hub injection of coolant,

- Proceedings, ASME Gas turbine and Aeroengine Congress, 90-GT-25.
8. Camci, C., Kim, K., and Hippensteele, S. A., 1992, A new hue capturing technique for the quantitative interpretation of liquid crystal images used in convective heat transfer studies, ASME J. Turbomachinery, Vol. 114, pp. 765-775.
 9. Hie Chan Kang and Moo Hwan Kim, 1997, A Large scale model test to investigate the pressure drop and heat transfer characteristics in the air side of two-row heat exchanger, Transactions of the KSME, Vol. 21, No. 1, pp. 113-124
 10. Hie Chan Kang and Moo Hwan Kim, 1996, Thermohydraulic characteristics of multi-row plane finned-tube heat exchanger for air-conditioner, Proceeding of SAREK Summer Annual Conference, pp. 315-321.
 11. Rae Jr., W.H., and Pope, A., 1964, Low speed wind tunnel testing, John Wiley & Sons, 2nd Ed.
 12. Gray, D.L. and Webb, R.L., 1980, Heat transfer and friction correlations for plate finned tube heat exchangers having plane fins, Proceedings, ASME, pp. 2745-2750.
 13. Wang, C.C., Chen, P.Y., and Jang, J.Y., 1996, Heat Transfer and Friction Characteristics of Convex-Louver Fin-and-Tube Heat Exchanger, Experimental Heat Transfer, Vol. 9, pp. 61-78.