

타원관 열교환기의 열전달 특성

윤 점 열[†], 이 옥 용

LG전자 홈어플라이언스 연구소

Heat Transfer Characteristics of Oval-Tube Heat Exchanger

Jeom-Yul Yun[†], Wook-Yong Lee

Home Appliance Research Lab., LG Electronics Co., Seoul, 153-023, Korea

(Received September 16, 1999; revision received November 3, 1999)

ABSTRACT: This study experimentally investigates an air-side performance of oval tube heat exchanger against round tube heat exchanger using scaled-up model experiment for home air conditioners. A plain fin and round tube heat exchanger with 21 FPI(fins per inch) was used as a reference heat exchanger, and these were applied equally to 4 oval tube heat exchangers. Oval tube samples were designed with the same perimeter as 7.5mm diameter round tube, and their aspect ratios were 1:2, 1:3, respectively. In this study, the heat transfer and pressure drop characteristics of oval tube heat exchangers against round tube heat exchanger were also compared to one another, and an optimal samples for home air conditioners was recommended. And, general performance characteristics for an optimum oval tube samples chosen in this work was compared with round tube heat exchanger.

Key words: Oval-tube(타원관), Aspect ratio(세장비), Scaled-up model(확대모형)

기호설명	
<p>A : 열전달 면적 [m^2]</p> <p>C_p : 정압비열 [$kJ/kg^\circ C$]</p> <p>D_h : 수력직경, $D_h = 4 \frac{V_c}{A_s}$</p> <p>f : 마찰계수, 무차원</p> <p>h : 열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]</p> <p>j : j factor, 무차원</p> <p>JF : JF factor, 무차원</p> <p>P : 마찰력, $P = q \Delta P$ [W]</p> <p>ΔP : 압력강하 [Pa]</p> <p>Pr : 프란틀수, $Pr = \frac{\alpha}{\nu}$</p>	<p>Q : 열전달량 [kcal/h]</p> <p>q : 유량, $q = A V$ [m^3/sec]</p> <p>Re : 레이놀즈수, $Re = \frac{VD_h}{\nu}$</p> <p>ΔT_{am} : 산술평균온도차</p> <p>V : 전면속도 [m/s]</p> <p>V_c : 공기축 체적 [m^3]</p> <p>ρ : 공기밀도 [kg/m^3]</p> <p>μ : 점성계수 [$kg \cdot s/m^2$]</p> <p style="text-align: right;">하첨자</p> <p>sr : 열전달면적 기준</p> <p>fr : 전면면적 기준</p> <p>R : 기준 열교환기</p>

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-2-818-3537; fax: +82-2-856-0313
 E-mail address: jyyun@lge.co.kr

1. 서론

공조기용 원관 열교환기의 공기측 열전달 성능향상은 개선의 자유도가 높은 원 표면의 단축면형상, 원간격 등 주로 원형상과 관련된 인자의 변화를 통하여 이루어져 왔다. 그러나 원관에 대한 원형상의 개선은 열교환기 전체의 공기측 성능향상의 측면에서 볼 때 제한적일 수 밖에 없기 때문에 관측의 성능개선을 동시에 고려해야 한다. 타원관 열교환기는 Fig. 1에서 보여주듯이 타원형상의 동(copper) 또는 알루미늄 관에 원형의 곡관이나 헤더를 사용하여 냉매회로를 구성하고, 슬릿 또는 루버가 가공된 일체형 원을 확관 또는 브레이징 방식으로 결합한 열교환기이다. 이는 주로 자동차용 radiator와 작동압이 낮은 증발기에 선택적으로 사용되어 왔으며, 관의 재질도 자동차 적용시의 중량문제로 인하여 알루미늄을 사용한 것이 일반적이었다. 최근 유럽의 자동차용 열교환기 제조업체들을 중심으로 상대적으로 작동압이 높은 응축기로 개발하여 사용중에 있으며, 점차 그 사용을 가정용 에어컨으로 확대해 가고 있는 추세이다. 이 열교환기의 가장 큰 장점은 공기유로의 유선화로 가용 열전달 면적이 증가하고, 이로 인해 후류영역이 최소화됨으로써 공기측 압력손실이 줄어들기 때문에 저소음형 공조기의 개발이 가능하다. 실제로 압력손실이 1:2의 세장비(aspect ratio)를 갖는 타원관 열교환기의 경우 기존 원관의 2/3 수준에 불과하기 때문

에 열교환기로 인한 유로저항을 최소화할 수 있다. 타원관 열교환기는 관의 곡률을 어느 정도 보유하고 있고, 기존의 원-관 열교환기와 같이 일체형 원을 사용하기 때문에 물빠짐성이 양호하다. 이와같은 성능상의 장점에도 불구하고 결정적인 문제점은 고압냉매의 사용에 따른 내압성이며, 압력이 가해질 때 원관으로의 복원력이 작용하기 때문에 단축방향으로 힘이 집중되어 관의 변형과 이로 인한 원의 뒤틀림 현상이 일어날 수 있다. 이를 해결하기 위해서는 최적의 관두께 및 원형상 연구가 필수적이다.

원관과 타원관에 대한 최초의 열전달 특성비교는 Brauer⁽¹⁾에 의하여 이루어졌으며, 타원관이 15% 정도의 열전달 향상, 25% 정도의 압력손실 감소를 가져온다고 하였다. 이후로 타원관에 대한 기본적인 열전달 특성 연구가 활발하게 이루어져 왔으며, 加茂信行⁽²⁾은 세장비가 서로 다른 5 종류의 타원관과 원관에 대한 풍동실험을 실시하여 Wilson plot 법에 의한 열전달 및 압력강하 관계식을 도출하였고 이들에 대한 성능비교 자료를 제시하였다. 그는 이들 각각에 대한 가시화를 통하여 후류의 영향을 관찰하였으며, 세장비가 3배일 경우가 후류의 영향이 가장 작음을 발견하였다. 鎌谷克己 등⁽³⁾은 針狀모양의 원을 원관과 타원관에 각각 감은 전열관에 대하여 열전달 실험을 실시하여 실험식을 도출하였고, 타원관이 동일한 소요동력하에서 대략 15% 정도의 열전달 상승효과를 가져온다고 보고하였다. Le Guayer⁽⁴⁾은 세장비가 2인 기존 2 모델의 타원관 radiator와 새로이 개발된 세장비 4인 타원관용 radiator에 대한 열전달 성능을 비교한 결과, 8% 이상의 향상을 가져온 것으로 보고하였다. Vestergarrd 등⁽⁵⁾은 편평 타원관을 자동차 에어컨의 응축기로 사용하기 위한 연구를 수행하였으며, 그 결과를 PF형(parallel flow type) 응축기와 비교하였다. 편평 타원관은 기존의 원형관에 비해 1.5m/s의 낮은 속도에서 14% 정도의 성능향상을 보였으며, PF형 응축기에 대해서는 2m/s 이하에서는 더 좋은 특성을 보이지만 그 이상에서는 더 낮은 열전달 특성을 갖는 것으로 나타났다. 실제로 1m/s에서 비교할 때 대략 20% 정도의 성능향상을 가져온 것으로 평가되었으며, 실제 가정용 에어컨이 2m/s 이하에서 운전되므로 편평 타원관 응축기가 PF형 응축기 보다 더 고성능이라 할 수 있다.

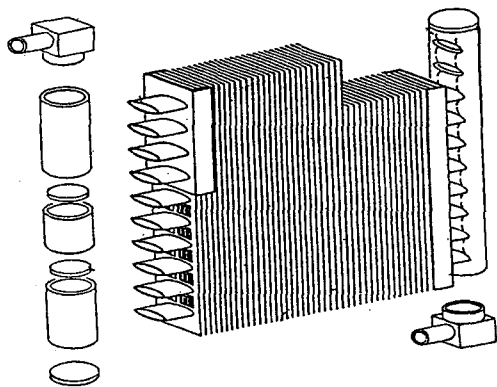


Fig. 1 An example of oval tube heat exchanger.

타원관 열교환기를 가정용 에어컨에 적용하기 위해서는 자동차용 에어컨에 비해 상대적으로 냉매의 작동압이 높기 때문에 우선 관형상에 대한 최적화를 고려하여야 한다. 본 연구에서는 이를 위하여 타원관 열교환기의 세장비가 1:2와 1:3인 확대모형을 이용하여 공기측 열전달 특성 실험을 실시하여 관형상에 대한 최적화된 시료를 도출하고자 한다. 확대모형 실험은 이미 정도(accuracy)가 검증된 기존의 실험장치⁽⁶⁾를 이용하여 실시되었기 때문에 여기서는 실험결과만을 제시하기로 한다. 실험결과 각각의 타원관 열교환기에 대한 열전달 및 압력강하 특성결과들이 기존 열교환기와 함께 제시되었으며, 실제 적용의 편의와 최적치의 선정을 위하여 열전달과 압력강하 효과가 동시에 고려된 *JF* factor라는 평가특성치⁽⁷⁾를 이용한 분석이 수행되었다. 그리고 분석결과 최적으로 나타난 시료를 이용하여 기존의 원형관과 동일성능, 동일 소요 동력하에서의 면적, 체적 및 가격에 대한 비교 결과를 제시하였다.

2. 실험

2.1 실험방법

열교환기 환 주위 공기의 유동과 온도장이 상사하려면 운동량 및 에너지 방정식의 무차원화 과정에서 파생된 *Re* 수와 *Pr* 수 등의 무차원 변수가 같아야 한다. 특히 온도장의 상사는 상기의 무차원수 외에 환표면 온도 분포가 추가로 같아야 하기 때문에 환 내부의 열전도 방정식으로 부

터 환두께와 열전도계수의 상사를 요구한다. 실제 환과 동일한 재질을 사용한다면 열전도계수가 동일하기 때문에 환 두께만 확대비 만큼 증가시키면 원하는 온도장의 상사는 쉽게 이루어질 수 있으며, 그 결과는 실제값으로 환산이 가능하게 된다. 본 연구에서는 시료의 제작, 측정 정도 등의 모든 여건을 고려하여 3배의 확대비를 적용하였다. 결과적으로 확대모델이 상사하기 위해서는 무차원수인 *Re* 수가 동일해야 하므로, 본 연구에서와 같이 확대비를 3배로 할 경우 수력저항이 3배로 늘어나게 되며, 그에 따른 공기 유속은 1/3로 줄여서 실험해야 한다. 그리고 구하고자 하는 열전달계수와 압력강하는 각각 실제모형의 1/3, 1/9로 계측된다. 본 연구에서 사용한 확대모형에 대한 상사관계를 Table 1에 상세히 설명하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도이다.⁽⁶⁾ 개방형의 소형 풍동인 이 장치는 시험부로 유입되는 공기의 유동을 균일하게 만들어 주는 균일 유동부(flow straightener), 균일 유동 및 난류 강도의 감소를 위한 축소부, 확대 환과 전열관을 모사하여 각종 열전달특성을 파악하는 주 실험부, 공기유량의 제어 및 측정을 하는 출구부로 구성되어 있다. 출구관은 가변 저항기를 이용하여 실제 제품에서의 유속이 대략 0.7~3.0 m/s에 해당되도록 주 실험부의 평균 유속을 0.2~1.0 m/s로 조절하는데 사용하였다. 주 실험부 전후단에는 6개의 정압공을 설치하여 평균 정압을 측정하였으며, 미소 차압계를 이용하여 실험환의 압력강하를 측정하였다. 동시에 이 위치에 T형 열전대를 부착하여 공기의 평균 온도를 구하였

Table 1 Comparison of physical parameters in this study

Physical parameters	Scaled-up model	Prototype model
Scale factor	3	1
Fin length (mm)	3	1
Fin thermal conductivity (W/m C)	1	1
Fin thickness (mm)	3	1
Fin surface temperature (K)	T(x,y)	T(x,y)
Air velocity (m/s)	1/3	1
Heat transfer rate (W)	3	1
Heat transfer coefficient (W/m ² C)	1/3	1
Pressure drop (Pa)	1/9	1
Re, Pr number	1	1
j, f factor	1	1

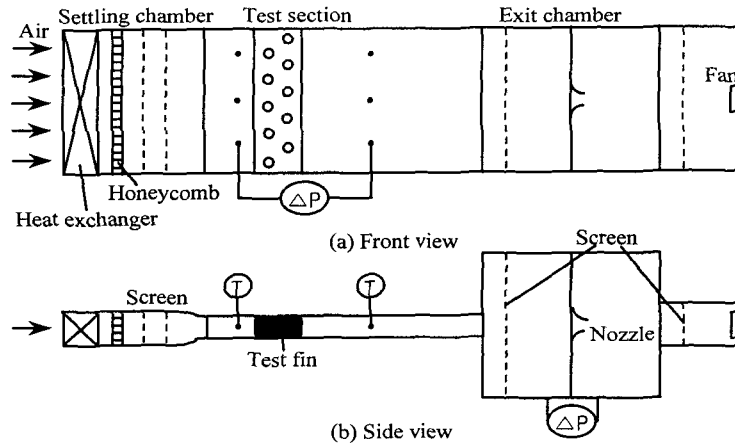


Fig. 2 Schematic diagram of test apparatus for scale experiment.

다. 후단의 공(孔)은 흰 폭의 3배 정도 뒤에 설치하여 흰 후면 후류의 영향을 받지 않도록 하였다. 실제 제품과 동일한 입구 공기온도 조건의 제어를 위하여 항온수조를 갖춘 공냉 열교환기를 입구부에 설치하였으며, 열손실을 최소로 하기 위하여 장치 외부를 30mm 두께 이상의 스티로폼(styrofoam)으로 단열시켰다. 시험부는 관을 형상화한 링과 흰 시료를 교대로 부착하며, 링 내부에 니크롬선을 감아 전력량을 계측하여 열전달량을 계산하였다. 관 온도는 링 내부의 적정 위치에 부착한 T형 열전대를 이용하여 측정하였다.

실험은 흰을 최대 풍량으로 고정시킨 다음 전력을 공급함으로써 시작된다. 매 측정점마다 관 벽 온도가 정상상태가 될 때까지 전력량이 미세 조절되며 이 때의 관 표면온도는 가능한 한 입구 공기와의 차이가 20℃ 이상이 되도록 하였다. 평균 정상상태 도달시간은 30분 정도였으며, 재현(再現)을 위하여 유속의 증감에 따른 반복실험을 실시하였다. 매 측정점마다 계측된 온도 및 전력량에 의하여 열전달 계수(h)가 구해지며, 동시에 미소 차압계를 이용하여 압력강하(Δp) 값이 측정되었다.

측정결과로부터 열전달계수는 다음과 같이 계산하였다.

$$h = \frac{Q}{A_s \Delta T_{am}} \quad (1)$$

여기서 Q , ΔT_{am} 은 각각 사용전력량과 산술

평균 온도차이다.

Colburn j factor는 다음과 같이 계산된다.

$$j = \frac{h Pr^{2/3}}{\rho C_p V} \quad (2)$$

여기서 ρ , C_p 는 각각 막온도에서의 밀도와 정압비열이다.

마찰계수 f 는

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho V^2} \quad (3)$$

이며, 여기서 ΔP 는 측정된 압력강하, ρ 는 막온도에서의 공기밀도이다.

2.2 평가특성치

열교환기를 공정하게 평가하기 위해서는 일반적으로 열전달의 향상뿐만 아니라 압력손실의 저감도 동시에 고려해야 한다. 따라서 이들의 효과를 적절하게 분석하기 위해서는 열전달 및 압력강하의 효과가 동시에 고려된 평가특성치를 선정하여야 한다. 망대(larger-the-better)특성인 열전달계수와 망소(smaller-the-better)특성인 압력강하를 동시에 평가하기가 매우 어렵기 때문에 두 효과를 만족하는 평가특성치가 필요하다.^(7, 8)

일반적으로 기준이 되는 열전달 표면에 대한

새로운 열전달 표면의 성능평가기준을 정의하는데 있어서, 보다 큰 j factor는 보다 큰 f factor를 수반하기 때문에 두 열전달 표면에 의한 직접적인 비교는 최적의 열교환기를 선정하는 적절한 방법이 아니다. 따라서 적절한 비교를 위하여 여러 가지 우성인자(goodness factor) 비교법들을 도입하여 적용하고 있으며, 그 중에서도 단위 열전달 면적당 마찰력(P/A)에 대한 단위 열전달 면적 및 온도차당 열전달 능력(h 로 표시)의 비로 표시할 수 있는 비교를 도입하여 적용하였다. 여기서 h 는 열전달계수, P/A 는 압력강하를 대표하는 변수이며, 다음과 같이 j , f factor 및 Re/D_h 의 함수로 표시할 수 있다.

$$h = \left(\frac{\rho C_p}{Pr} \right)^{1/3} j V = \left(\frac{\mu C_p}{Pr} \right)^{1/3} j \left(\frac{Re}{D_h} \right) \quad (4)$$

$$\frac{P}{A} = \left(\frac{\rho}{2} \right) f V^3 = \left(\frac{\mu^3}{2\rho^2} \right) f \left(\frac{Re}{D_h} \right)^3 \quad (5)$$

식(4)와 (5)를 기준 열교환기에 대하여 정리하면 공기를 열전달 매체로 사용하기 때문에 물성항들은 소거된다.

$$\frac{P/A}{(P/A)_R} = \frac{f \left(\frac{Re}{D_h} \right)^3}{f_R \left(\frac{Re}{D_h} \right)_R^3},$$

$$\frac{h}{h_R} = \frac{j \left(\frac{Re}{D_h} \right)}{j_R \left(\frac{Re}{D_h} \right)_R} \quad (6)$$

결과적으로 식(6)의 $\left(\frac{Re}{D_h} \right) / \left(\frac{Re}{D_h} \right)_R$ 를 치환하여 열전달계수와 압력강하를 동시에 고려한 기준 열교환기에 대한 새로운 열교환기의 성능평가기준을 도출할 수 있다.

$$\frac{h/h_R}{\left(\frac{P/A}{(P/A)_R} \right)^{1/3}} = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{1/3}} \quad (7)$$

따라서 본 연구에서는 j , f factor를 동시에 고려

한 식(7)의 우측 항을 JF factor로 정의하고, 이를 이용하여 실험결과를 분석하였다.

$$JF = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{1/3}} \quad (8)$$

이와 같이 j 와 f 를 분리하여 망대와 망소특성을 동시에 평가함으로써 혼란을 야기할 수 있는 기존의 방식을 배제하고, 값이 클수록 성능이 우수한 것으로 판정할 수 있는 JF factor라는 무차원화된 평가특성치를 이용하였다. 이는 관내측의 성능평가기준에 대한 정의⁽⁹⁾로부터 관외측에 적용이 가능하도록 본 연구에서 파생한 것이다. 기준 열교환기에 대한 j , f factor는 원형관의 실험결과를 이용하였다. 여기서 하첨자 R 은 비교기준이 되는 열교환기를 의미하며, 본 연구에서는 Fig. 3의 원형관 열교환기를 의미한다.

2.3 실험시료

본 연구에서 사용한 기준 열교환기는 Fig. 3에 제시한 바와 같이, 가정용 공조기에서 가장 많이 사용되고 있는 2열의 엇갈림(staggered) 배열을 갖는 $\phi 7$ 관경의 열교환기이다. 이는 관경 7.5mm, step pitch 21mm, row pitch 12.7mm의 차원을 가지고 있다. 분석 대상으로 사용된 타원형관 열교환기 시료의 기하학적 형상은 Fig. 4에 나타내었다. 각 타원형관 열교환기 시료는 Table 2에 상세히 설명한 바와 같이, 세장비가 1:2와 1:3인 시료 4개이며, 기존의 원형관 열교환기와 동일한 perimeter를 갖는 것으로 하였다. 그리고 공기측 열전달 성능을 효과적으로 비교하기 위하여 원형관 열교환기와 열전달 면적이 동일(oval1, oval2)한 경우와 관의 단 및 열간격이 같은 동일 전면면적(oval3, oval4)의 경우로 나누어 구성하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 타원관 열교환기에 대한 가정용 공조기 적용가능성을 고찰하기 위하여 4개의 타원관 시료에 대한 확대모형 실험을 실시하여 이들에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 평가하였다. 또한 이들 가운데 최적의 모델이 어떤 것인가

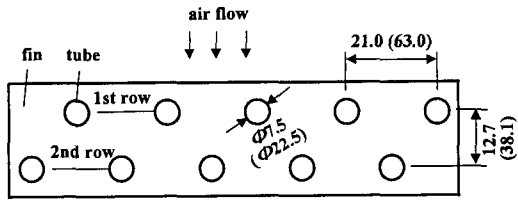


Fig. 3 Geometry of reference round tube sample, all dimensions in mm.

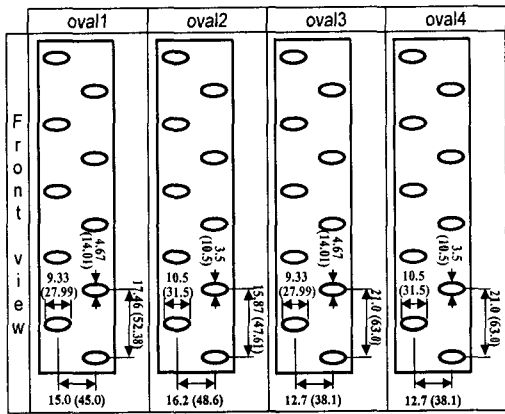


Fig. 4 Geometries of oval-tube samples, all dimensions in mm.

지를 선정하기 위하여 열전달과 압력강하 특성을 동시에 고려할 수 있는 평가특성치를 이용하여 분석을 실시하였다. 분석 결과 최적으로 선정된 모형에 대하여 기존의 원형관에 대비한 제반 성능특성 결과를 제시하였다. 그리고 본 연구에서 실시한 확대모형실험은 응축수 상사관계의 난제 등을 고려하여 현열특성 실험만 실시하였음을 밝혀둔다.

3.1 공기축 열전달 계수

공기축 열전달계수에 대한 비교 평가는 기준

면적의 정의에 따라 달라질 수 있다. 기준 면적을 일반적으로 사용하고 있는 열전달 면적으로 하였을 경우는 기존 열교환기와 새로이 개발된 열교환기 상호간의 열전달 성능 비교를 목적으로 하였을 경우에 사용하며, 열교환기의 전면면적을 기준으로 할 경우는 이들 열교환기 상호간의 compact율과 cost 등을 비교 분석하는 목적에 사용된다. 따라서 본 연구에서는 일반성능 특성을 효과적으로 비교 분석하기 위하여 열전달 면적(heat transfer surface area)과 전면면적(frontal area)의 두 경우에 대한 실험결과를 제시하였다.

3.1.1 열전달면적 기준

Fig. 5에 열전달 면적을 기준으로 하였을 경우의 공기속도 변화에 따른 열전달 계수 결과를 제시하였다. 여기서 공기속도와 열전달계수는 확대 모형에 대한 결과이며, 실물에서의 공기속도와 열전달계수는 Table 1의 상사관계에서도 제시하였지만, 모두 3배를 함으로써 얻어진다. 가정용 에어컨에서 가장 많이 사용하는 대역인 1.0 m/s (실물속도)를 기준으로 비교하여 볼 때, 열전달 계수는 각각 기준 열교환기 대비 oval1은 거의 유사하며, oval2, oval3는 8.9%, oval4는 24.4% 작다. oval2, oval3는 1.0 m/s를 기준으로 열전달계수의 크기가 서로 달라진다. 속도가 증가할수록 기존 열교환기와 편차가 전반적으로 줄어들고 있으며, 1.5 m/s에서는 oval1이 오히려 기존 열교환기보다 1.2% 정도 증가한다. 그러나 다른 시료들은 기존 열교환기 대비 oval2는 2.2%, oval3는 6.3%, oval4는 21.4%의 편차를 보여 속도가 증가할수록 타원관의 열전달 성능은 상대적으로 상승함을 알 수 있다. 동일한 세장비의 열교환기를 비교하여 볼 때, 기준 열교환기 대비 동일 열전달 면적의 경우가 동일 전면 면적의 경우 보다 더 큰 값을 보이는 데, 이는 열교환기 단 및 열간격의 축소에 따른 유효율 증가와 국소 속도의

Table 2 Definition and description of oval-tube samples

	oval1	oval2	oval3	oval4
relationship with reference fin	same heat transfer surface area		same frontal area	
aspect ratio	1:2	1:3	1:2	1:3

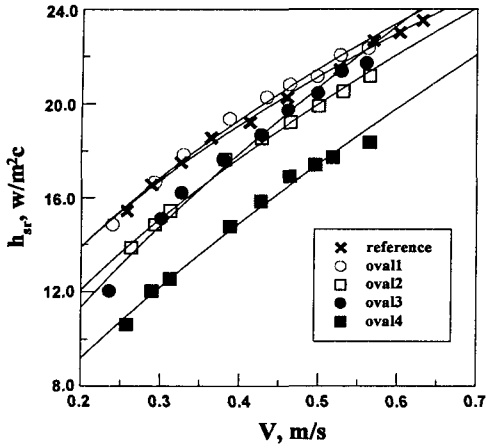


Fig. 5 Heat transfer coefficient based on heat transfer surface area.

증가에 따른 열전달 상승에 기인하는 것으로 예측된다. 동일 전면 면적의 경우, 세장비가 작은 1:2 시료가 1:3 시료보다 더 큰 값을 보이는 데, 이는 공기유동방향으로의 공기유량의 통과길이 축소에 따른 국소 속도 증가로 인하여 열전달이 상승하는 데도 기인하지만, 가정용의 경우와 같이 속도가 전반적으로 낮은 영역에서 운전되는 열교환기에서는 후류에서의 사영역(dead zone)의 감소 효과가 그다지 큰 영향을 미치지 않기 때문인 것으로도 여겨진다. 자동차용과 같이 고속으로 운전하는 경우는 세장비가 감소할수록 후류 사영역의 축소에 인하여 열전달 성능이 보다 증가한다는 사실이 이미 기존의 연구⁽⁴⁾에서 밝혀진 바 있지만, 본 연구의 결과로 판단하여 볼 때 속도가 낮은 영역에서는 후류 사영역의 축소 효과가 열전달 성능에 큰 영향을 미치지 않은 것으로 사료된다.

3.1.2 전면면적 기준

Fig. 6에 전면 면적을 기준으로 하였을 경우의 공기속도 변화에 따른 열전달계수 결과를 제시하였다. 전면 면적 기준의 열전달계수는 다음과 같이 구하였다.

$$h_{fr} = \alpha h_{sr} \quad (10)$$

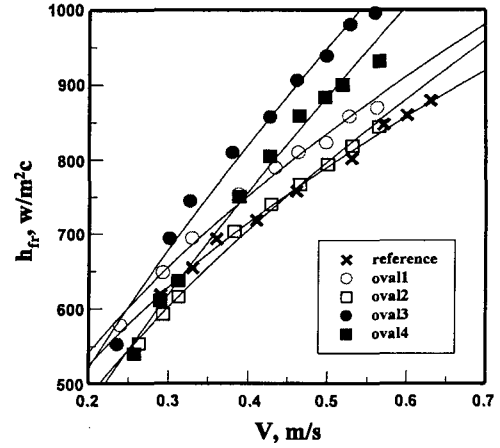


Fig. 6 Heat transfer coefficient based on frontal area.

여기서 α 는 면적비(area ratio)로 $\alpha = \frac{A_{sr}}{A_{fr}}$ 로 표시된다. 또한 각 시료에 대한 면적비의 계산결과는 기준 열교환기인 원형관에 대해서 37.1을 비롯하여, oval1 38.6, oval2 39.6, oval3 45.6 그리고 oval4는 50.4의 값을 갖는 것으로 나타났다. 열전달 면적기준의 열전달계수 값은 시료간에 편차가 비교적 적지만, 면적비를 이용한 전면면적 기준의 열전달계수는 상당히 큰 차이를 보이고 있다. 전반적으로 1.0-1.5 m/s의 속도 범위에서는 oval2를 제외하고 모두 기준 열교환기 보다는 높은 열전달계수 값을 가지며, 1.5 m/s 이상에서는 전 모델이 열전달계수가 높다. 즉, 1.0 m/s에서는 기준 열교환기 대비 oval2가 2.2% 정도 낮지만, oval4, oval1, oval3는 각각 1.9%, 4.9%, 11.1% 정도 높다. 반면, 1.5 m/s에서는 기준 열교환기 대비 oval2, oval1, oval4, oval3의 열전달계수가 각각 1.3%, 6.3%, 12.7%, 20.3% 정도 높은 것으로 나타났다. 따라서 속도가 증가할수록 그 편차가 증가한다. 전면면적을 기준으로 할 경우 전 유속 범위에서 oval3는 탁월한 열전달 성능을 보이고 있어, 환표면에 슬릿이나 루버등을 가공하여 단속면의 효과를 가미한다면, 기존 설계 tool의 변경을 피하지 않고도 기준 열교환기에 비해 엄청난 열전달 상승효과를 기대할 수 있을 것으로 판단된다. 결과적으로 전면면적을 기준으로 한 열전달계수는 기준 열교환기와 동일한 열 및 단 간

격을 가지는 경우가 세장비에 관계없이 월등히 높은 열전달계수를 보인다.

3.2 압력강하

타원형 관의 가장 큰 장점으로 알려진 공기측의 압력강하는 Fig. 7에 나타난 바와 같이 기준 열교환기인 원형관에 비해 전 모델 공히 압력손실이 훨씬 적다. 일반 운전범위인 1.0 m/s에서 살펴 본다면, 기준 열교환기와 동일한 전면면적인 oval3, oval4는 각각 14.7%, 18.3% 정도 낮은 값을 보이며, 열 및 단 간격을 변경하여 기준 열교환기와 동일한 열전달 면적을 유지한 oval1, oval2의 경우는 각각 23.6%, 35.6% 까지 낮아진다. 공기속도가 증가할수록 압력강하의 효과는 현저하여 공기속도 1.5m/s에서는 oval3, oval4, oval1는 각각 25.0%, 29.6%, 34.0% 까지 낮으며, 더욱이 oval2의 경우는 42.0% 정도 낮아서 기준 원형관 열교환기의 거의 절반 수준에 불과할 정도로 현저히 낮다. 결과적으로 모든 타원형관 시료들이 원형관에 비해 현저히 적은 값을 보이기 때문에 요즘 issue화 되고 있는 시스템의 저소음화에 가장 적절히 대응할 수 있는 열교환기중의 하나로 자리 매김할 수 있을 것으로 사료된다. 그리고 타원형관의 경우 공기속도의 증가에 따라 압력강하가 거의 선형적으로 변화하는 경향을 보인다. 이는 공기속도를 계속 증가시켜도 압력강하가 큰 편차를 가지고 변화하지 않기 때문에 속도 증가에 따른 열전달 향상의 효과가 더 커질 수 있다는 것을 의미하는 것으로 풀이된다. 결과적으로 압력강하가 원형관에 비해 현저히 낮기

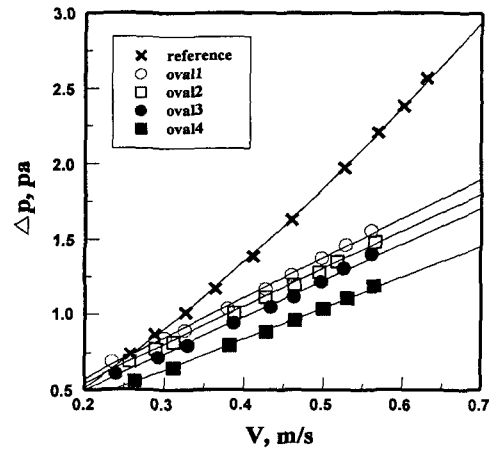


Fig. 7 Air-side pressure drop.

때문에 압력강하 수준을 원형관으로 맞추고, FPI의 증가 또는 원형상의 최적화 등을 통하여 열전달계수를 대폭 증가시킴으로써 열교환기의 compact화에 크게 기여할 수 있으며, 설사 열전달 성능을 현재 수준으로 유지한다 하더라도 압력강하가 현저히 낮기 때문에 시스템의 소음수준을 기대이상으로 낮출 수 있을 것으로 기대된다.

3.3 JF factor

Fig. 8은 열교환기 각 시료의 j, f factor를 이용하여 본 연구에서 열교환기의 평가특성치로 정한 JF factor를 이용하여 각 타원형관 열교환기의 성능을 상대적으로 비교한 결과이다. 이는 원형관을 기준 열교환기($JF=1$)로 하여 계산한 것이

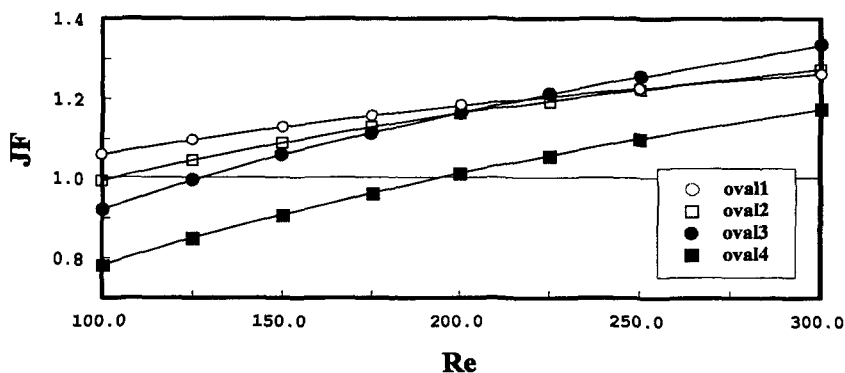


Fig. 8 Re number vs. JF factor.

며, 기준 열교환기에 대비한 각 시료의 향상도를 나타낸 것이다. Oval1, oval2는 전 Reynolds 수 범위에 걸쳐 기준 열교환기보다 월등한 성능 향상도를 보이고 있으며, oval3는 Reynolds 수 125 ($V=0.9$ m/s)이상의 범위, oval4는 Reynolds 수가 대략 200 ($V=1.5$ m/s)이상인 범위에서 기준 열교환기에 비해 성능이 우수하다. 그러나 이러한 결과는 단속 환 형상의 적용, FPI의 증가 등에 의해서 다른 양상을 보일 수 있으며, 현재의 시료의 경우만 해당됨을 알려준다.

3.4 원형관 열교환기와의 일반성능 특성 비교

이상의 결과들을 종합하여 볼 때, 원형관과 열 및 단 간격이 동일한 경우와 원형관에 대한 열전달 면적이 동일한 경우 모두 세장비가 1:2인 타원관이 1:3인 타원관보다 가정용 공조기의 운전 범위에서는 성능이 보다 우수하며, 열전달과 압력강하를 모두 고려한 종합적인 성능을 비교해 보면, 세장비에 관계없이 동일한 열전달 표면적의 경우가 동일 전면면적의 경우보다 성능이 훨씬 뛰어남을 알 수 있다. Fig. 9는 4개의 시료중 가장 우수한 성능을 갖는 것으로 입증된 원형관과 동일한 열전달 표면적의 1:2 세장비를 갖는 타원관을 원형관과 동일성능, 동일 소요 동력하에서의 면적, 체적 및 가격에 대한 비교 결과를 제시한 것이다. 타원관 열교환기는 원형관에 비해 전면면적을 35% 정도 줄일 수 있으며, 체적을 25% 정도 감소시킬 수 있어서 최소한 25% 정도의 시스템 compact화가 가능하다. 그 결과, 재료비도 대략 22% 정도까지 절감이 가능하다.

결과적으로 본 연구는 타원관 열교환기에 있어서 관 배열(tube arrangement), 환 수(FPI) 등이 최적화되지 않은 상태의 시료들을 이용하여 평가되었기 때문에, 현재의 시스템에 맞는 환 수가 결정되고, 관 배열이 어느 것이 최적인가를 추가로 확인해 볼 필요가 있으며, 이것이 이루어진다면 보다 새로운 성능 분석 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구는 기존의 $\phi 7$ 관경의 열교환기와 동일한 perimeter를 갖는 4 종류의 타원형관 열교환

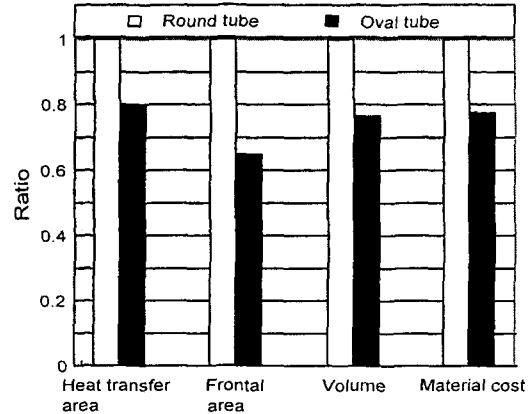


Fig. 9 General characteristics comparison of oval tube heat exchanger against round tube heat exchanger.

기 시료를 이용하여 타원형관 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 고찰하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 원형관과 전면면적이 동일한 경우와 열전달 면적이 동일한 경우 모두 가정용 공조기의 운전 범위에서는 세장비가 1:2인 타원관이 1:3인 타원관보다 성능이 보다 우수하며, 열전달과 압력강하를 모두 고려한 종합적인 성능은 세장비에 관계없이 동일 열전달 표면적의 경우가 동일 전면면적의 경우보다 훨씬 뛰어났다.

(2) 압력강하는 타원형관이 원형관에 비해 현저히 낮다. 공기속도가 1.0 m/s에서 전모델 공히 원형관에 비해 14.7-35.6% 까지 낮으며, 1.5 m/s에서는 원형관에 비해 25.0-42.0% 까지 낮은 값을 보인다. 따라서 타원관 열교환기는 저소음화에 크게 기여할 수 있을 것으로 평가된다.

(3) 타원형관의 성능 특성을 JF factor를 통하여 비교한 결과, oval4를 제외하고는 가정용의 운전 범위에서 원형관에 비해 훨씬 우수한 성능을 보이는 것으로 나타났으며, 이 factor가 기준 열교환기 대비 성능향상도 측정에 적절히 활용될 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

1. Brauer H., 1964, Compact heat exchanger.

- Chem. Progress Eng., Vol. 45, pp. 451-460.
2. Kamo, 1978, Performance study of oval type heat transfer tube(I), Trans. of the Society of Heating, Air-conditioning and sanitary Engineers of Japan, No. 6, pp. 27-35.
 3. Uemura et. al., 1984, Performance of heat transfer tube with spine fin, Proceedings of JAR Annual Conference, pp. 29-32.
 4. Le Gauyer P., 1993, Compact aluminum radiator range mechanically assembled and brazed, SAE Paper 931100, pp. 243-248.
 5. Vestergaard B., Smith U., Kauffeld M., 1995, Status on flat oval tube condenser(FOTC), SAE Paper 950111, pp. 51-55.
 6. J. Y. Yun and K. S. Lee, 1999, Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 42(13), pp. 2375-2385.
 7. J. Y. Yun, K. S. Lee, H. Y. Kim and H. C. Kang, 1997, Effect of design factors on the performance of heat exchanger with a slit fin, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, 9(2), pp. 210-220.
 8. Webb R. L., 1981a, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 24, pp. 715-726.
 9. Webb R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons, Inc. pp. 56-73.