

## 자동차용 에어컨 응축기의 설계기술 개발

### Development of design technique for automotive condenser

조 영 두\*, 한 창 섭\*, 유 성 연\*\*  
 Y. D. Cho, C. S. Han, S. Y. Yoo

**Key words :** Multi-channel flat tube(다채널 납작관), Micro fin(미세 핀), Parallel flow condenser (평행 유동 응축기)

#### Abstract

The present work presents condensation heat transfer and pressure drop data for the flow of R-12 in flat extruded aluminum tubes with small hydraulic diameters. The tube outside dimensions are 18mm(width)×1.7mm(height). Three types of internal geometry with the same outside dimensions are tested : sample 1 (7 tube holes), sample 2 (13 tube holes) and sample 3 (7 tube holes, micro-fin). The overall heat transfer coefficient is obtained for air-to-refrigerant heat transfer, and the Wilson plot method is used to determine the heat transfer coefficient for refrigerant flow. The sample 2 and sample 3 show significantly higher performance than sample 1. The heat transfer rates for the sample 2 and sample 3 are 9% and 12% higher, respectively, than sample 1. The friction factors for the sample 2 and sample 3 are 11.9% and 2.4% higher, respectively, than sample 1.

#### 기 호 설 명

$A_a$ : 핀효율이 고려된 공기측 전열면적( $m^2$ )	$k_l$ : 액상에서의 냉매 열전도계수( $W/m \cdot ^\circ C$ )
$A_r$ : 냉매측 전열면적( $m^2$ )	$L$ : 유로 길이(m)
$D_h$ : 수력직경(mm)	$Pr_l$ : 액상에서의 Prandtl수
$f$ : 2상영역에서의 마찰계수	$Re_l$ : 액상에서의 Reynolds수
$f_i$ : 액상영역에서의 마찰계수	$Re_{D_h}$ : 수력직경을 특성 길이로 한 Reynolds 수
$G$ : 질량유속( $kg/m^2 \cdot s$ )	$Re_{eq}$ : 등가 Reynolds수
$h_a$ : 공기측 열전달계수( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	$U$ : 총괄 열전달계수( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$h_r$ : 냉매측 열전달계수( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	$\Delta p$ : 열교환기 입출구 압력강하( $kgf/cm^2$ )
	$\mu_l$ : 액상에서의 점도( $kg/m \cdot s$ )

#### 1. 서 론

##### 1.1 연구배경

자동차 에어컨에 사용하는 냉매가 환경에 유해하

\* 만도기계 공조연구소

\*\* 충남대학교 공과대학 기계설계학과

다는 이유로 국제협약에 의거하여 기존의 CFC-12에서 HFC-134a로 교체됨에 따라 에어컨을 구성하고 있던 요소 기기 중 응축기는 냉매의 특성에 맞게 기존의 직류형(serial flow)인 serpentine형태에서 헤더(header)를 갖는 병류형(parallel flow)인 PFC(parallel flow condenser)로 바뀌었다. PFC에 사용하고 있는 관은 다채널 납작관(multi-channel flat tube)으로서 관내에 멤브레인(membranes)으로 유로를 구분하였으며, 이에 대한 설계기술을 확보하기 위해 선진국에서도 활발한 연구가 진행되고 있다. 또한, 열교환기의 소형, 경량화를 위해서는 기존 응축기의 유로를 더욱 작게 한 다채널 납작관의 기술개발이 필요하다. 미세유로를 지나는 유체의 열유동 특성에 관한 연구는 단위 면적당 발열량이 높은 고밀도의 전자칩 냉각과 관련하여 주로 수행되었으며 에어컨 응축기에 적용하는 연구가 진행중이다. 선진 각국에서도 이에 대한 연구를 한창 진행중이며 우리나라와 같이 자동차 수출에 주력하고 있는 나라에서는 더욱 시급하고 중요한 과제이다. 본 연구의 목적은 현재 응축기에 사용하고 있는 다채널 납작관보다 열전달 성능이 우수하고 대체냉매에 적합한 미세유로를 갖는 다채널 납작관을 개발하는 것이며, 이를 자동차용 에어컨의 응축기는 물론 기타 공조 기기의 새로운 형태의 열교환기로 응용하는데 필요한 응축기 설계기술을 확보하는 것이다.

1.2 기존연구

납작관을 여러 개의 미세유로로 나눈 관에서는 납작관 내부의 멤브레인이 핀과 같은 역할을 하기 때문에 열효율이 증대되는 장점이 있으나 상대적으로 마찰손실이 증가하여 압력강하가 커지는 단점이 있다.

Petukhov<sup>(1)</sup>는 관내를 흐르는 단상(single phase)의 난류유동에서 Reynolds수에 따른 열전달계수와 마찰계수의 변화에 대해 상관식을 이론적으로 구하였다. 그는 Nusselt수와 Reynolds수의 계산에 수력직경(hydraulic diameter)을 특성 길이(characteristic length)로 사용하였으며, 본 연구에서도 수력직경의 증가에 따른 영향을 통해 성능을 비교하였다.

Yang과 Webb은 매끈한 다채널 납작관과 마이크로핀이 달린 다채널 납작관에 대해서 냉매 R-12을 사용하여 응축과정에서의 열전달계수<sup>(2)</sup>와 마찰계수<sup>(3)</sup>를

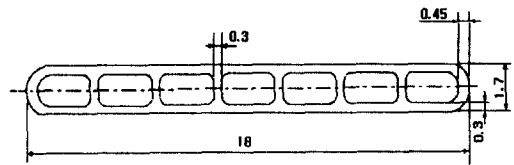
측정하여 Petukhov와 Blasius식과 각각 비교하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 다채널 납작관의 설계 및 제작

실험에 사용된 튜브를 Fig.1에 나타내었으며 Sample 1은 7개, Sample 2는 13개의 유로를 구성하고 있으며, Sample 3은 7개의 유로를 구성하고 있으며 냉매측의 상하면에 6개의 미세핀(micro fin)을 가공한 튜브다. 각 튜브의 사양을 Table 1에 나타내었다.

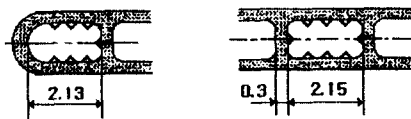
튜브 샘플은 모델 열교환기에 장착하기 위해 튜브



(a) Sample 1



(b) Sample 2



(c) Sample 3

Fig.1 Test tube geometry

Table 1 Dimensions of the tubes tested

Item	Sample 1	Sample 2	Sample 3
Tube width(mm)	18	18	18
Tube height(mm)	1.7	1.7	1.7
Flow path(ea)	7	13	7
Wall thickness(mm)	0.3	0.3	0.3
Fin width(mm)	-	-	0.3
Fin height(mm)	-	-	0.2
Hydraulic diameter(mm)	1.526	1.122	1.167

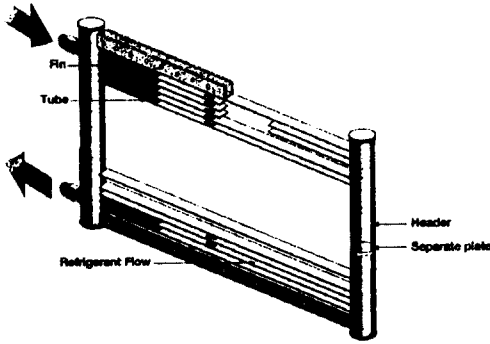


Fig.2 PFC heat exchanger

폭과 높이를 동일하게 설계하였다.

실험에 사용한 모델 열교환기는 PFC열교환기로서 좌우 양단에 헤더를 구비하고 있으며 헤더에 삽입되는 납작관과 납작관 사이에는 주름진 루버핀이 삽입되어 있는 형태다. Pass의 구성은 45개의 납작관을 18-11-10-6으로 하여 4pass의 평행한 유로를 구성하였다. 이 열교환기는 가로 0.361m, 높이 0.407m, 폭 0.022m이며 유효전면면적은 0.128m<sup>2</sup>다. 일반적인 PFC열교환기의 구성은 Fig.2와 같다.

2.2 실험장치

본 실험에서는 풍동을 이용한 공기 냉각식 실험장치를 구성하여 사용하였으며 이 장치에서 취득된 측정값과 자동차 에어컨 성능시험용 열량계(calorimeter)로 측정된 값에 대해 비교, 검증은 수행하였다. 그 결과 동일 질량유량일 때 풍동에서 측정된 방열량이 평균 6%정도 낮게 나왔으며, 냉매측 압력강하는 차압계가 설치된 풍동에서 측정된 값을 이용하였다.

Fig.3은 공기 냉각식 실험장치의 개략도다. 장치는 냉동사이클, 풍동, 제어 및 측정장치로 구성되어 있다. 여기서 풍동영역은 실험부분만을 표시하였다. 이 시스템은 풍동 시험부를 지나는 공기가 응축기의 흡수 열량을 방출하도록 설계되어 있다. 이 시스템은 제한된 범위에서만 작동조건을 제어할 수 있고 열량측정의 정확도가 약간 떨어지는 단점이 있으나 자동차 에어컨의 실제 작동조건과 유사하기 때문에 실제 제품의 설계에 있어서 직접 적용이 가능하다는 이점이 있다.

본 실험에 사용된 풍동은 흡입형 풍동으로 축소부, 안정부, 시험부, 확대부, 팬으로 구성되어 있다. 최대

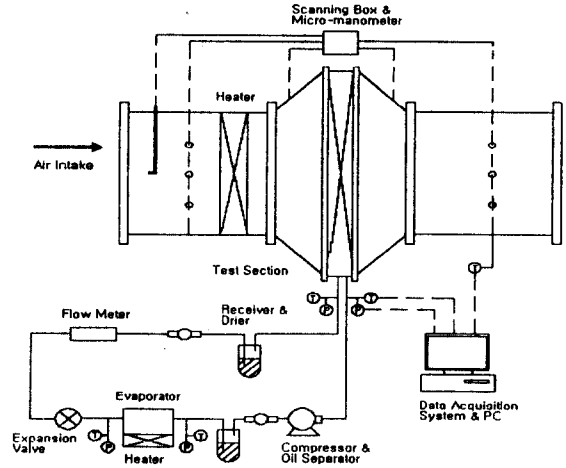


Fig.3 Schematic diagram of wind tunnel

풍속은 30m/s이고, 속도는 인버터에 의해 조절된다. 외부에서 유입된 공기는 정류망을 거쳐 열교환기 전면부에 균일한 유속으로 공급된다. 응축기 앞부분에 가열히터(heater)가 설치되어 있는데 이 히터는 응축기로 유입되는 공기의 온도를 일정하게 유지하기 위한 것이다.

히터의 온도조절을 위해 백금온도 센서(Pt 100Ω)로 공기의 온도를 감지하도록 하였으며 제어에 있어서는 PID제어방식을 채택하였다.

모든 구동장치와 측정장치는 제어 및 계측을 위해서 주 제어장치(main control unit)에 연결되어 있다. 주제어장치는 압축기 제어, 응축기 제어, 증발기 제어, 유량계 등 크게 네 부분으로 구성되어 있다. 압축기 제어부에서는 3상 유도 전동기와 인버터를 사용하여 압축기의 회전수를 제어하고, 공급되는 전압과 전류가 표시된다. 응축기 제어부에서는 응축기로는 공기의 온도를 히터를 사용하여 제어하며, 응축기 전후의 냉매와 공기의 압력 및 온도가 표시된다. 증발기 제어 부분에서는 증발기를 통과하는 공기의 온도를 히터로 제어하며, 팽창밸브로 들어가는 냉매와 증발기를 지난 후의 냉매의 온도와 압력이 표시된다. 마지막으로 냉매 유량계에서 나오는 신호를 받아 냉매의 질량유량을 나타내는 부분이 있다.

각 계측기의 제원 및 오차는 Table 2와 같다. 응축기 전후의 공기 온도차는 T type 열전대로 측정하고, 압력강하는 micro-manometer로 측정하며, 공

Table 2 Specification of measuring devices

	Manufacturer	Model	Range	Error
T-type thermocouple	Omega	FF-T-30	-10~200℃	±0.1℃
Pressure gauge	Druck	PTX1000	0~2,027kPa	±0.1%
Differential pressure gauge	Druck	PDCR2110	0~202.7kPa	±0.1%
Mass flow meter	Smith	S25LF	0~370kg/h	±0.12%
Micro manometer	Solomat	ZEPHYR	0~±1kPa	±1%/10Pa

기의 유속은 Pitot관으로 측정하였다. 처음에는 용축기 전후의 온도분포를 열전대를 움직여 가면서 측정하여 공기측의 열취득을 계산하려고 시도하였으나 용축기의 과열부와 포화부의 온도 편차가 심하여 이 방법은 실패하였다. 대안으로 풍동 토출구에 별도의 수축부(contraction)를 만들어 용축기 가동전과 가동후의 체적온도(bulk temperature)를 측정하여 용축기 전후의 평균온도를 구하였다. 용축기를 통과하는 냉매의 유량은 작동온도와 압력에 영향을 받지 않는 질량유량계(mass flow meter)로 측정하고, 절대압력과 압력강하는 압력변환계(pressure transducer)를 사용하여 측정하였으며, 냉동 사이클 각 지점의 온도는 RTD센서를 사용하여 측정하였다. 본 실험에 쓰인 질량유량계는 회전하는 물체에 상대적으로 작용하는 코리올리(Coriolis)의 힘에 의해 발생하는 튜브의 진동과 굽힘 모멘트에 의한 변형량을 질량유량으로 변화시켜 유량을 측정하는 유량계다.

자동차 에어컨 성능시험용 열량계는 KS-R1053 및 KS-R1103에 정해진 조건을 만족하며 냉방능력, 냉매압력 및 온도 등의 성능평가를 위한 장치이며 냉매측과 공기측의 열평형 오차가 5%이내에 들어오면 데이터를 취득하도록 자동 조절된다.

### 2.3 실험방법

풍동을 가동시켜 시험부에서 일정한 속도(3m/s)를 얻고, 용축기 앞부분에 설치되어 있는 전열기를 가동시켜 공기의 온도를 35℃로 조절한다. 이때 냉동 사이클은 운전하지 않는다. 유입되는 공기의 온도가 일정해지면 열전대를 이용하여 토출구 공기의 온도를 측정한다. 압축기를 가동하여 원하는 압력조건을 Setting한 후 압축기 출구와 용축기 입구사이의 항온조에서 입구 과열도 조건을 맞춰주며 출구의 과냉

Table 3 Test condition

Refrigerant side			Air side	
$P_{cond}$	Super-heating	Sub-cooling	Inlet temperature	Air velocity
10~14 kgf/cm <sup>2</sup>	25℃	5℃	35℃	3m/s

도는 팽창장치의 개도를 조절하여 맞춘다. 냉동사이클이 정상상태에 이르면 제어장치에 표시된 모든 상태의 값과 풍동 토출구의 공기의 온도를 측정한다. 또한, 공기측 열손실을 고려하기 위해 대기온도를 측정한다. 압축기 속도를 바꾸고 나서 약 1시간 정도 정속 운전을 한 후 냉동사이클이 안정되었을 때 데이터를 취득하며 실험조건은 Table 3과 같다.

### 3. 이론해석

본 실험은 일정한 과열도 및 과냉각도를 유지한 조건에서 실험한 결과를 포화액상의 Re수를 기준으로 하여 실험결과를 정리하며, 이 결과를 바탕으로 설계요소 변경에 따른 튜브의 상대적인 우열을 비교할 수 있다.

#### 3.1 열전달계수의 계산

열전달계수를 계산하기 위해서 직교류 열교환기의 총합 열저항을 분리하는 것이 필요하다. 총합열저항은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_a A_a} + \frac{1}{h_r A_r} + R_w \quad (1)$$

이때,  $R_w$  값은 튜브 벽면의 전도저항과 핀과 튜브

의 접촉저항으로 표시되며 튜브의 벽면이 얇고, PFC 열교환기는 브레이징(Brazing) 공정을 거쳐 제조되어 열저항은 미소하므로 무시한다.

식 (1)에서의 UA값은 열평형 식( $UA=Q/\Delta T_{LMTD}$ )에서 구할 수 있으며, 이때의 대수평균 온도차  $\Delta T_{LMTD}$ 는 다음과 같다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (2)$$

여기서,  $\Delta T_1$  = 냉매측 평균 포화온도 - 공기측 출구 혼합평균 온도  
 $\Delta T_2$  = 냉매측 평균 포화온도 - 공기측 입구 온도

외기의 유입공기 조건이 일정하고, 열교환기에서 단상영역이 차지하는 비가 2상영역에 비해 현저히 작으므로 2상 영역의 냉매측 열전달계수를 대표값으로 하여 식 (3)과 같이 단순화 한 후, Wilson Plot<sup>(5)</sup> 방법을 이용하여 냉매측의 열전달 계수를 구할 수 있다.

$$h_r = C_1 Re_i^{0.8} \quad (3)$$

여기서,  $Re_i = \frac{GD_h}{\mu_i}$

열교환기 내에서 냉매의 상태가 구간별로 다르나 단상영역과 2상영역의 냉매측의 열전달 계수는  $Re_i^{0.8}$ 에 비례함을 알 수 있다.<sup>(4)</sup>

식 (3)을 식 (1)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{A_r}{UA} = \frac{1}{C_1} \frac{1}{Re_i^{0.8}} + \frac{1}{h_a} \frac{A_r}{A_a} \quad (4)$$

여기서, y축을  $A_r/UA$ , x축을  $1/Re_i^{0.8}$ 로 하는 직선을 그릴 수 있으며 이 직선의 기울기와 y절편을 이용하여 냉매측과 공기측의 열전달계수를 구할 수 있다.

### 3.2 마찰계수 계산

실험에서 측정된 압력강하량을 이용하여 식 (5)으로 마찰계수를 구하였다. 이때, 실험에서 측정된 압력강하량을 단상영역과 2상영역으로 구분하는 것이 불가능하므로 과냉영역의 물성치를 기준으로 마찰계수를 구하였다.

$$f = \frac{\Delta p}{G^2/2\rho_1} \frac{D_h}{4L} = \frac{\Delta p}{Re_{D_h}^2 \mu_1^2/2\rho_1} \frac{D_h^3}{4L} \quad (5)$$

### 3.3 다체널 납작관에서의 열유동특성 고찰

다중유로를 갖는 납작관 내에서의 열유동특성을 고찰하기 위해 기존 연구자의 연구결과를 토대로 수력직경에 따른 성능 향상 요인을 살펴보았다.

Fig.4는 Akers등<sup>(4)</sup>의 실험식을 납작관에서 건도와 수력직경에 따른 응축 열전달계수의 변화로 나타낸 것이며 여기서 질량유속은  $400\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 일정한 경우이다. 건도가 증가하면 응축열전달계수는 동일 질량유속에서 증가하며, 그 이유는 건도가 증가하면 밀도가 작아져 단위 질량유속의 속도가 빨라지기 때문이다. 동일건도에서는 질량유속이 클수록 응축열전달계수가 커진다.

수력직경의 영향은 수력직경이 작을수록 응축열전달계수가 증가하며, 수력직경 2mm 이하에서 증가폭이 두드러진다. 본 연구에서 사용한 시료들이 1.6mm 이하임을 고려해 볼 때, 이 범위에서 수력직경의 증감이 열전달 성능에 미치는 영향은 크다고 할 수 있다.

Yang과 Webb<sup>(2)</sup>의 결과를 살펴보면 열전달계수의 비교 결과, 질량유속  $400\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 에서는 미세핀을 가공한 납작관이 미세핀이 없는 납작관보다 59% 정도 높으며, 질량유속  $1,400\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 의 높은 질량유속에서는 증가폭이 11%로 질량유속이 높아짐에 따

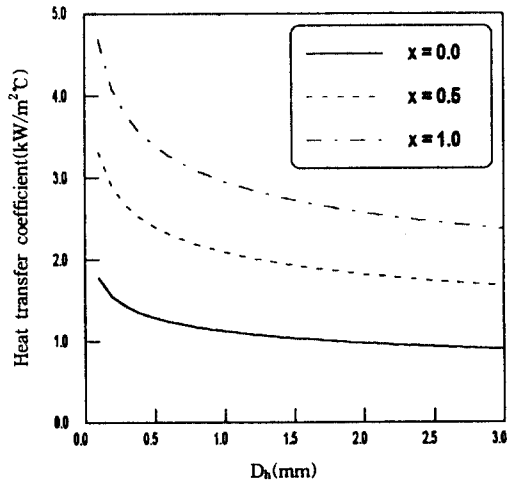


Fig.4 Heat transfer coefficient with hydraulic diameter

라 전반적으로 증가폭이 줄어들음을 알 수 있었다. 본 연구에서 검토한 PFC열교환기의 질량유속 범위가  $1,000\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$  이하인 것을 고려해 볼 때 미세핀을 가공한 다채널 납작관의 열전달계수가 10% 이상의 증가를 예측할 수 있다. 또한, Yang과 Webb은 열전달 성능 향상 요인으로 열전달 면적 증가 외에 핀에 의한 표면장력의 효과를 주장하였으며, 이는 핀 표면을 중심으로 작용하는 표면장력으로 인해 응축액막이 얇아져 열전달이 촉진되기 때문이다.

3.4 다채널 납작관에서의 압력강하 특성 고찰

다채널 납작관 내에서의 냉매 압력강하 특성을 살펴보면 다음과 같다.

Fig.5는 매끈한 단일관에서와 다른 수력직경에 따른 마찰계수의 변화를 Akers의 식<sup>(4)</sup>을 사용해서 나타낸 것이며 마찰계수도 열전달계수와 같은 경향을 나타내고 있으며 이는 운동량전달과 열전달의 유사성으로 설명할 수 있다.

Yang과 Webb<sup>(3)</sup>은 매끈한 다채널 납작관과 마이크로 핀이 달린 다채널 납작관에서 2상유동에 대한 마찰계수를 측정하였으며, 비교 결과 매끈한 다채널 납작관은 매끈한 단일관에 비해서 마찰계수가 평균 14% 높고 마이크로 핀이 달린 다채널 납작관은 36% 정도 높게 나타났으며 이 때 표면장력이 압력강하에 미치는 영향은 미소하다고 하였다. 두 경

우 모두 Reynolds수에 대한 의존도는 매우 낮았다 ( $f \propto Re_{eq}^{-0.1}$ ). 2상유동에 대한 마찰계수를 각각 단상유동에 대한 마찰계수로 나누어 하나의 직선으로 나타냈으며 다음과 같이 식으로 표시하였다.

$$\frac{f}{f_1} = 0.435 Re_{eq}^{0.12} \tag{6}$$

4. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 제작된 3가지 납작관으로 모델 열교환기를 제작하여 성능 실험장치로 방열량과 압력강하량을 측정하였다.

Fig.6은 응축 압력변화에 따른 방열량을 나타낸 그래프이다. 방열량은 Sample 1에 비해 Sample 2, Sample 3이 각각 평균 약 9%, 12% 높게 나타났다. Sample 2의 방열량 증가 원인으로서는 공기측 조건은 일정한 상태이므로 Sample 1에 비해 수력직경이 감소하여 냉매측 열전달계수가 증가한 것이 그 원인이라 할 수 있으며, Sample 3가 Sample 2에 비해 수력직경이 크지만 방열량이 더 큰 이유는 수력직경 감소로 인한 열전달 계수 증가량에 추가로 유로 내부에 가공된 핀이 성능향상 요인으로 작용한 것을 알 수 있다.

Fig.7은 각 실험조건(응축압력 10~14 $\text{kg/cm}^2$ )에서의 UA값을 나타낸 것이다 실험조건에서 응축

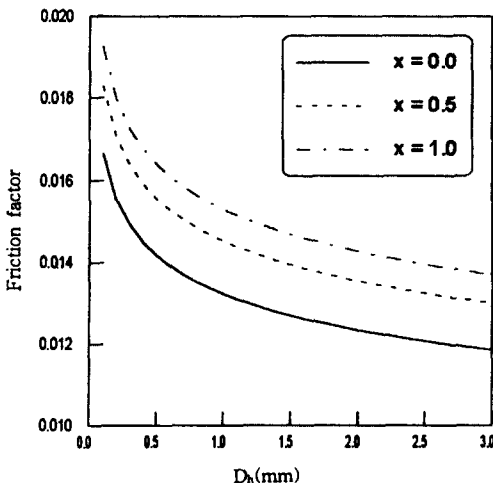


Fig.5 Friction factor with hydraulic diameter

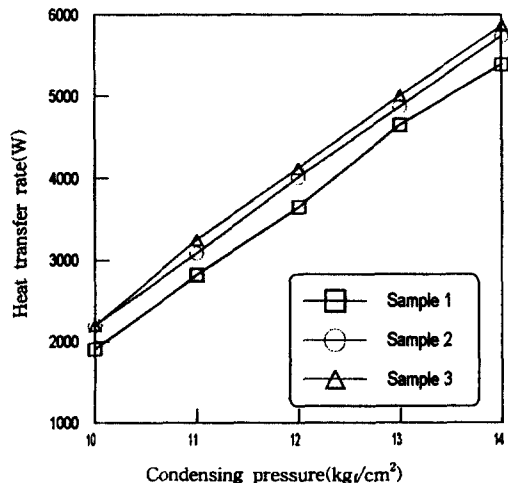


Fig.6 Comparison of heat transfer for condensing pressure

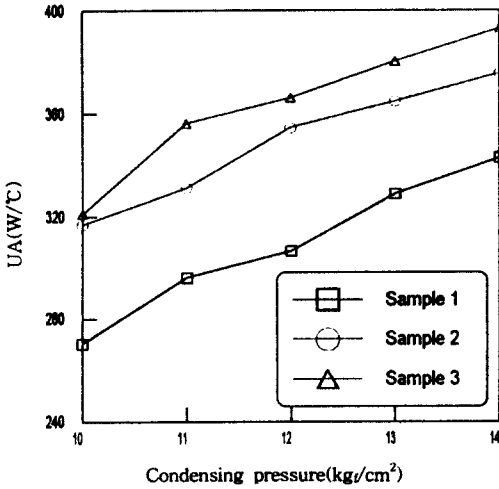


Fig.7 Comparison of UA value for condensing pressure

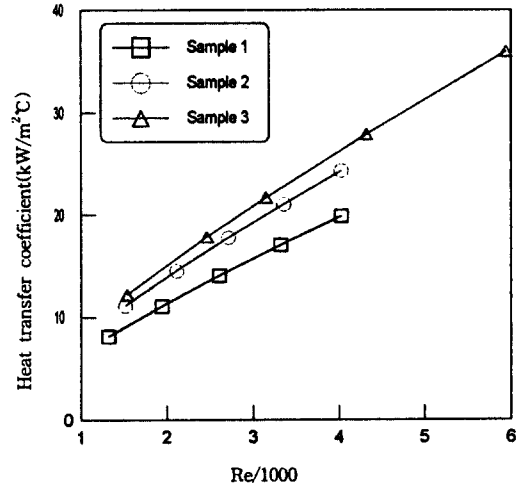


Fig.8 Comparison of heat transfer coefficient at condensation

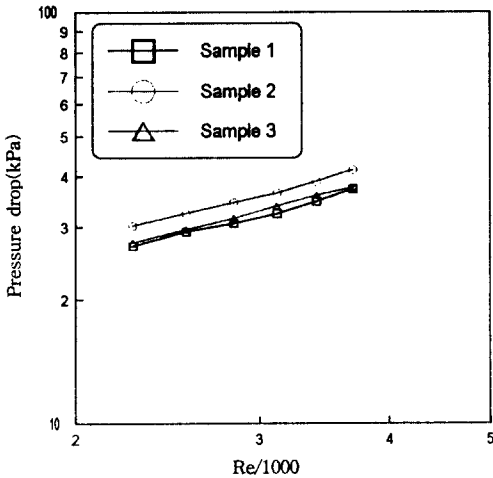


Fig.9 Comparison of pressure drop for Reynolds number

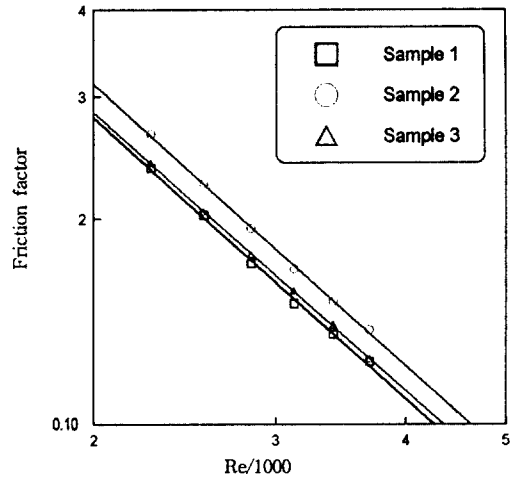


Fig.10 Comparison of friction factor at condensation

기 입출구의 과열도와 과냉도를 일정하게 하였으므로 앞에서의 응축기 방열량과 경향이 일치함을 알 수 있다.

Fig.8은 Reynolds수 변화에 따른 냉매측 열전달 계수를 나타낸 것이다. Wilson Plot기법을 이용하여 냉매측의 열전달계수값을 계산하였으며 식 (3)에서의 계수값  $C_1$ 은 Table 4와 같다. 냉매측 열전달 계수의 증가의 원인으로는 Fig.6에서와 같은 이유로 설명할 수 있다.

Fig.9는 Reynolds수 변화에 따른 압력강하 특성을 살펴본 그래프다. Sample 1(7 holes)에 비해 Sample 2, 3 모두 압력강하량이 높은 것으로 나타났다. 이것은 수력직경이 작아질수록 마찰계수는 증가하는 경향을 따른 것이며 본 실험에서도 수력직경이 가장 작은 Sample 2가 Sample 3보다 높게 나타난 것을 알 수 있다.

Fig.10은 압력강하량을 식 (5)을 이용하여 Reynolds수 변화에 따른 마찰계수의 변화를 나타낸 것

Table 4 Coefficient  $C_1$

	Sample 1	Sample 2	Sample 3
$C_1$	25.99	31.81	34.49

이다. Sample 1에 비해 Sample 2의 마찰계수는 11.9%, Sample 3은 2.4% 높은 것으로 나타났다.

결과를 바탕으로 수력직경에 따른 마찰계수의 변화에 대해 살펴볼 때 Sample 2, Sample 3의 수력 직경은 Sample 1보다 각각 27%, 24%가 작아져서 Sample 3는 Sample 2에 비해 수력직경이 3%정도 크지만 마찰계수는 약 9.4%정도 작은 것을 알 수 있다. 본 실험은 튜브를 열교환기로 구성하여 시험한 것이기 때문에 납작관과 헤더간의 유로 특성에 따른 오차를 고려하더라도 납작관 내부에 가공된 핀이 유동을 원활히 하는 요인으로 작용함을 알 수 있다.

Yang과 Webb<sup>(3)</sup>은 증기 전단력이 평면 튜브에서 마찰압력강하에 영향을 주는 유일한 힘이라고 단정함으로써 표면장력은 미세핀이 가공된 납작관에서 압력강하에 영향을 주는 중요한 역할을 하지 않으며 핀이 응축수의 배수에 도움을 준다는 것을 주장한 바 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 3개의 서로 다른 다채널 납작관을 PFC 열교환기에 적용하여 열전달 특성과 압력강하 특성 실험을 수행하고, 계산을 통하여 열전달계수와 마찰계수값을 구하였다. 그 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 동일조건에서 방열량은 Sample 1에 비해 Sample 2, Sample 3이 각각 약 9%, 12% 높게 나타났다.
- (2) 마찰계수는 Sample 1에 비해 Sample 2가 11.9%, Sample 3이 2.4% 높다.
- (3) 납작관 내부에 핀이 가공된 다채널 납작관의

경우 핀의 효과는 수력직경 감소의 영향 외에 핀에 의한 열전달촉진 효과가 있었으며, 압력강하특성에 있어서는 핀이 관의 저항으로 작용하기보다는 유동을 원활하게 해주는 인자로 작용하므로 유로수를 늘려서 열전달을 촉진시키는 것보다는 유로수를 고정하고 내부에 핀을 가공하는 것이 더 효과적임을 알 수 있다.

## 참 고 문 헌

1. Petukhov, B.S., 1970, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 9, pp. 503~564.
2. Yang, C.Y. and Webb, R.L., 1996, "Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 791~800.
3. Yang, C.Y. and Webb, R.L., 1996, "Friction Pressure Drop of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 801~809.
4. Akers, W.W., Deans, H.A. and Crosser, O. K., 1959, "Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes", *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.
5. Stoecker, W.F., and Jones, J.W., 1982, "Refrigeration & Air Conditioning", McGraw-Hill, pp. 233~258.
6. 배태식, 한창섭, 1996, "차량용 응축기의 롬에어컨에 대한 적용 가능성 연구", *공기조화냉동공학회 하계학술발표대회 논문집*, No. 96S038, pp. 402~407.