



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

냉장고용 롤-플레이트형 흰-관
응축기의 열전달 성능에 관한 연구



2009년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

안 성 준

공학석사 학위논문

냉장고용 롤-플레이트형 흰-관
응축기의 열전달 성능에 관한 연구

지도교수 김 종 수

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2009년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

안 성 준

안성준의 공학석사 학위논문을
인준함

2008년 12월



주	심	공학박사	김 영 수	(인)
위	원	공학박사	김 종 수	(인)
위	원	공학박사	김 은 필	(인)

목차

Abstract		I
Nomenclature		III
제 1 장 서론		1
1.1 연구의 배경 및 목적		1
1.2 종래 연구		4
제 2 장 환-관 열교환기		9
2.1 환-관 열교환기의 구성		9
2.2 총괄열전달계수		10
2.3 관 내부 열전달계수		13
2.4 전열면 조밀도에 따른 열교환기 분류		16
제 3 장 수치해석 이론 및 방법		19
제 4 장 실험장치 및 방법		21
4.1 롤-플레이트형 환-관 응축기		21
4.2 전열면적 및 면적밀도 비교		27
4.3 실험장치 구성		32
4.4 실험방법		35
제 5 장 실험결과 및 고찰		39
5.1 수치해석을 통한 공기 유동 분석 결과		39
5.2 응축기 실험결과		44
제 6 장 결론		52
참고문헌		54
감사의 글		59

A study of heat transfer performance of roll-plate type fin-tube condenser for the refrigerator

Sung-Jun Ahn

Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering,
Graduate School
Pukyong National University

Abstract

As the world is faced with a high oil prices, demands for energy saving are increasing all over the world. The refrigeration and air-conditioning system also need to be efficiency to reduce their operating, production cost. Particularly, a study on condenser for refrigerators has focused on new model which will cost less and will be more efficient. Some widely used condenser for domestic refrigerators are wire-and-tube type condenser, hot-wall type condenser, and spiral type condenser. Some companies which use the spiral type condenser at the moment try to develop a new type condenser which will cost less and will be as efficient as the spiral type. The new type condenser consists

of a steel tube, steel plates and louver fins attached to the tube. The tube and the plate are bent into a single-passage serpentine shape.

This research focused on the proposal of roll-plate type and experimental study of the heat transfer rate of roll-plate type fin-tube condenser. The experiments were carried out under the following condition; air velocity = 0.15~0.45 m/s, working fluid = brine, and supply hot brine temperature = 50~70°C. The pressure drop and heat transfer coefficient were experimentally evaluated at various air velocity.



Nomenclature

Symbols

A	Area	$[m^2]$
c_p	Specific heat	$[kJ/kg \cdot K]$
D_h	Hydraulic diameter	$[m]$
f	friction factor	$[-]$
h	Heat transfer coefficient	$[W/m^2 \cdot K]$
j	Colburn's j factor	$[-]$
L	Length of heat exchanger	$[m]$
P	Pressure	$[kPa]$
Pr	Prandtl number	$[-]$
Q	Heat transfer rate	$[W]$
Re	Reynolds number	$[-]$
T	Temperature	$[^{\circ}C]$
U	Overall heat transfer coefficient	$[W/m^2 \cdot K]$
V	Velocity	$[m/s]$

Greek symbols

β	Heat transfer area density	$[m^2/m^3]$
ν	Kinematic viscosity	$[m^2/s]$
ρ	Density	$[kg/m^3]$
ψ	Diameter	$[mm]$

Subscripts

a	Air
a.i	Air inlet
a.o	Air outlet
air	Air side
c	Cross section or minimum free area
h	Hydraulic diameter
s	Surface of condenser



제 1 장 서론

1.1 연구목적 및 배경

일(work)과 열(heat)의 상호작용으로 구성되는 오늘날의 전열 시스템은 발전, 화학공정, 제조업 등의 산업분야로부터 가정용 냉장고 및 열펌프(heat pump), 에어컨 등에 이르기까지 다양한 분야에 적용되고 있다. 전열 시스템은 일반적으로 압축기, 펌프, 터빈, 화학반응기(chemical reactor) 그리고 열교환기로 구성된다. 이들 구성요소 중 열교환기는 작동유체와 주위(surroundings)의 열전달이 이루어지므로, 전열 시스템의 효율을 결정하는 주요 기기이다.

한편 세계적인 주요 관심분야로 에너지와 환경, 정보통신, 그리고 생명공학이 대두되는 가운데, 특히 에너지소비는 국가 산업이 발전함에 따라 필연적으로 증가하게 된다. 국제에너지기구(IEA)의 ‘한국의 에너지 전망’이라는 보고서(2002.09)에 의하면, 우리나라는 세계 2위의 석탄 및 액화천연가스 수입국이며, 석유는 세계 4번째 수입국으로서 이와 같은 의존도는 계속 될 것 이라고 보고하고 있다. 이 같은 상황에도 불구하고 사회가 발전할수록 사람들은 점점 더 편한하고 쾌적한 생활을 추구함에 따라 전열 시스템의 보급률과 수요는 해마다 증가 추세에 있으며, 에너지 절약 문제는 더욱 중요하게 대두되어왔다. 이러한 문제들을 해결하기 위하여 냉동·공조기기의 소형화, 고효율화, 경량화, 그리고 저가격화가 요구되고 있다. 특히 열교환기는 냉동·공조시스템의 비용과 크기에 대하여 아주 높은 비율을 차지하고 있으며, 냉동의 충전량과도 깊은 관계

가 있다. 최근 수년 사이에 열교환기는 비약적으로 개량되었고, 관 외 부 환의 전열촉진 및 관내면의 형상 개선에 의해서 열통과율이 크게 향상되었으며, 열교환기의 크기가 기존의 반 이하로 축소되었다.^{(1)~(2)}

열교환기의 고성능화는 열원 및 주위와의 온도차 증가, 전열면적과 총괄열전달 계수의 증대를 통해 전열 시스템의 에너지 소비 효율 개선과 자원절약 및 설치 공간 제한 극복을 위한 소형화를 목표로 지속적인 연구와 개발이 이루어져 왔으나, 아직도 그 성능과 효율의 개선 여지가 많다.

가정용 냉장고의 경우, 기존의 소형 일반 냉장고의 형태에서 양문형 냉장고로 바뀌어가고 있고, 보다 대형화 되고 있는 추세이다. 이로 인한 냉장고의 용량의 증가로 일반적인 가정용 냉장고에서 사용되던 응축기의 형태인 wire-tube형 응축기나 hot-wall형 응축기로는 압축기의 용량을 담당할 수가 없게 되었다. 이로 인하여 현재 spiral 형 응축기를 사용하고 있지만 성능 및 경쟁력 면에서 개선의 여지가 있으며, 실제적 방열량만을 고려하여 제작 되어있는 실정이다.^{(3)~(4)}

기존의 가정용 냉장고의 경우 뒷면의 냉장고 벽부분에 긴 관형태의 응축기를 장착하여 자연대류를 통한 응축이 이루어지는 방식이 사용되어왔다. 하지만 현재 주로 생산되는 냉장고에는 각종 부가 기능 장착 및 용량의 증가로 냉장고의 하부 또는 상부에 기계실을 따로 두어 그 내에 압축기와 열 교환기 그리고 팬(fan)을 두는 형태로 바뀌었다. 반면, 냉장고의 기계실은 협소한 형태로 일반적인 형태의 응축기를 사용할 수 없으며, 에너지 소비 측면에서 에어컨과 같이 큰 동력을 사용하는 팬을 사용할 수 없을 뿐만 아니라 효율 향상만을 위해서 열교환기의 환과 전열면

의 형상을 개선 할 경우 가격 경쟁력을 갖추 수 없는 문제점이 생기므로 보다 효율적인 응축기의 개발이 필요한 실정이다.

최근 국내의 냉장고 산업에서 적용하고 있는 spiral형 응축기는 관에 나선형의 회를 부착한 형상이다. 이 응축기는 관과 회를 용접으로 부착한 것으로 접촉부에 간격이 생기는 문제가 있으며, 가공비가 높고, 원자재가 불필요하게 많이 들어가는 문제점을 가지고 있다.

따라서 본 연구에서는 가정용 냉장고의 고효율화 및 경량화 그리고 가격 경쟁력을 갖춘 응축기의 개발을 위하여 다음과 같은 새로운 응축기를 제시하고자한다. 새로운 형태의 fin&tube형 응축기는 철(steel)재질의 관(tube)에 같은 재질의 판(plate)이 부착되어 있으며 판은 루버회이 부착되어 있는 형태이다. 그리고 서로 부착된 관과 판은 한 방향으로 감겨있다. 판의 내부에는 냉매가 흐르며, 외부로는 팬(fan)을 이용하여 공기를 강제 유동시켜 유체가 함유하고 있는 열을 냉각시키는 구조로 되어 있는 공랭식 응축기(air condenser)이다.

위를 바탕으로 본 연구에서는 새로운 형태의 응축기의 성능을 검토, 분석하여 가정용 냉장고의 응축기 모델로의 상용화 가능성을 제시하였다.

1.2 종래 연구

일반적으로 가정용 냉장고에 가장 널리 이용되는 열교환기는 환-관(fin-tube)형 응축기이며, 전열촉진 방법으로는 냉매 측, 공기 측 그리고 접촉 열 저항으로 나누어 살펴볼 수 있다.⁽⁵⁾

우선 냉매 측, 즉 관 내부의 열전달을 촉진시키기 위하여 1970년대 당시에 내면이 평활한 관이 일반적으로 이용되어져 왔지만, 1980년경에 들어서에는 내면에 나선형의 그루브(groove)를 형성시킨 미세환관(micro-fin tube)등이 개발 되었다. 환 높이, 환 개수, 나선각 등 미세환관의 성능에 영향을 미치는 인자에 따라 그 특성의 차이는 생기겠지만, 대략 2배까지 냉매 측 열전달율은 향상 되었다. 즉 미세환관을 이용함으로써 전열면적을 증가시키고 유동의 난류촉진을 통한 열전달계수의 증가를 가져왔다. 초기 인발 가공을 통하여 생산됨으로써 일정한 방향의 나선형 그루브를 형성하는 방법이 이용되었으나, 그 후 용접관의 등장으로 열전달 촉진을 위하여 W자 및 cross-hatching 형태의 다양한 내면 형상이 개발되어 왔다. 그러나 환-관 형 열교환기에 있어서 전체 열저항에서 냉매 측 열저항이 차지하는 비중이 10~30 % 정도이므로 냉매 측 열전달계수가 대폭 향상이 된다고 하더라도 전체 열교환기의 성능을 향상시키는 것에는 한계가 있다.

반면, 환-관 형 열교환기에서는 일반적으로 공기 측 열저항의 비중이 50~80 %로 가장 크며, 따라서 공기 측 열전달계수를 향상시킴으로써 가장 효과적으로 열교환기 성능을 개선할 수 있다. 1980년대에는 환을 절개한 설계 기법의 도입으로 평판(plate) 환에 비해 열전달계수를 증가

시키는 효과를 가져왔다. 더욱이 1980년대 후반부터는 종래의 관경 9.5 mm의 전열관 외경을 7.0 mm로 세관화 함으로써 약 1.5배의 전열축진을 달성하였다. 이것은 세관화와 관 피치(pitch)의 최적화에 의해서 흰 효율이 향상되었고, 열전달에 유효한 흰 면적이 증가되었기 때문이며, 전열관의 공기저항을 감소시켰기 때문이다. 1990년대부터는 컴퓨터의 급속한 보급과 해석기술의 진보를 배경으로 흰의 슬릿(slit) 형태의 최적 배치에 관한 연구가 활발하게 이루어졌으며 새로운 고성능의 흰 형상이 제안되었다. 그러나 슬릿이나 루버(louver)의 미세화에 의한 전열축진은 먼지나 오물 등에 의한 흰의 막힘으로 인하여 물방울의 비산이나 안개발생 등의 실용상의 문제 및 통풍저항의 증가에 의한 소음문제와 상반되는 관계에 있기 때문에 유동해석을 통한 최적 흰 형상을 결정하더라도 실용화에 도달하기까지에는 해결해야 될 많은 과제가 남겨져 있다. 최근에는 소음과 수분 비산 등의 문제를 고려하여 슬릿 밀도를 낮추고 흰 매수를 증가시켜서 성능을 향상시키는 방법도 모색되고 있다.^{(5)~(6)}

마지막으로, 대부분의 흰-관형 열교환기에 대한 연구에서 관 외벽과 흰 사이의 접촉에 의한 열저항을 무시하는 경우가 많다. 그러나 접촉 열저항이 냉매 측 및 전도 열 저항을 제외한 나머지 열저항의 30 % 까지 될 수 있다는 Eckels⁽⁷⁾ 등의 열구결과를 미루어 볼 때, 기계적으로 확관된 흰-관형 열교환기에서 접촉 열저항을 무시할 수 없을 것으로 판단된다.

현재까지 흰-관형 열교환기의 성능향상을 위해 여러 가지 방법들이 고안되어왔고 여러 연구자들에 의해 개선되고 있다. 특히, 소형 고밀도 열교환기에 루버흰을 사용한 것은 1950년대부터 이나 유동현상과 전열특성

을 이해하기 위한 본격적인 연구가 진행된 것은 최근 30년간이다. Kays와 London⁽⁸⁾이 1955년 처음으로 14종의 모델을 사용하여 전열특성과 압력강하에 관한 자료를 발표하였다. 그러나 연구에 사용된 흰 형상들은 피치 및 각도 면에서 현재 산업분야에서는 사용 되지 않는 것들이어서 직접적인 설계 자료로서 활용할 수는 없으나 기초이론 및 실험방법을 잘 정립하였기 때문에 아직도 널리 인용되고 있다. 그 후 1965년 Beauvais⁽⁹⁾는 자동차용 방열기로 사용되는 제품을 이용하여 연기 가시화 (smoke visualization)방법을 통해 공기의 유동흐름을 밝혀 흰이 공기 유동 방향에 미치는 영향을 정성적으로 분석하였고 이를 통해 난류강도를 촉진시켜 전열특성을 향상시키는 표면 거칠기 역할 뿐만 아니라 공기의 유동방향을 바꾸어 좁으로서 공기와 전열면과의 접촉면적을 증가시켜 열전달을 향상 시킨다는 사실을 밝혔다.

Wong과 Smith⁽¹⁰⁾는 열전달과 압력 강하량을 측정하였고 또한 1:1 scale 모델과의 비교를 통해 상사모델의 타당성을 밝혔다. 즉 상사 모델을 이용하여 실험을 수행하더라도 실제품을 사용해서 얻을 수 있는 결과와 거의 일치함을 밝혀 향후 열교환기 성능분석에 상사모델을 사용할 수 있는 확실한 근거를 제시하였다.

Davenport⁽¹¹⁾는 32종의 모델에 대한 열전달과 유동마찰에 대한 데이터를 제시하였는데 배열 내의 유동 및 그에 따른 전열 특성은 평판 흰의 경우와는 달리 루버 피치를 특성 길이로 하는 Re수의 함수임을 밝혔다. Tanaka 등⁽¹²⁾은 1984년 알루미늄 분말을 사용하여 수조를 이용한 유동 가시화를 하였는데 모델의 상하 경계면과 중간 방향전환 부근에서 후류와 와류를 관찰하였다. 이와 유사한 방법으로 1986년 Yoshiaki 등⁽¹³⁾은

상사모델에 수소 기포법을 이용하여 후방 루버군의 뒤쪽에서 후류를 관찰하였다.

루버 흰 배열의 열전달 특성을 규명하기 위한 색다른 시도가 Lee⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾에 의해서 수행되었는데 그는 나프탈렌을 입힌 1방향 흰을 사용하여 물질 전달량을 측정하였고 물질-열전달 유사성(analogy)이론을 적용하여 평균 열전달계수를 구하였다.

Howard⁽¹⁶⁾는 염료주입법(dye injection technique)을 이용하여 유동 가시화를 실시하였으며 처음으로 유동효율(flow efficiency)을 정의하여 유동형태가 효율적인지 아니면 비효율적인지를 평가, 분석하였다.

Webb⁽¹⁷⁾는 염료주입법을 이용하여 $Re=400\sim4000$ 범위에서 유동가시화를 하여 무차원 기하학적 변수와 Re수의 함수로서 유동효율 및 임계 Re수를 예측할 수 있는 상관관계식을 유도하였다.

Heikal 등⁽¹⁸⁾은 열선 유속계를 사용하여 유속과 난류강도를 측정하였는데 흰의 끝단에서 발생하는 와류로 인해 Re수가 600이상이 되면 난류강도가 크게 증가함을 밝혔다.

수치해석 연구로는 Baldwin⁽¹⁹⁾에 의한 연구를 들 수 있는데 그들은 좌표변환 없이 직교좌표계의 격자를 그대로 사용할 수 있도록 흰의 형상을 계단 모양으로 근사 화시켜 2차원 층류유동 조건하에서 주 유동방향의 유효 점성계수(effective viscosity)가 층류 점성계수보다 100배 크다는 가정을 사용하여 유동장을 해석하였다.

국내의 연구로는 이진호 등⁽²⁰⁾ 이 자동차 방열기의 방열량 측정실험을 통해 평판핀과 루버흰에 대한 열전달을 즉, 효율에 대한 연구를 수행하였으며 이기백 등⁽²¹⁾은 이상화된 1방향 배열을 모델로 하여 LDV 및 레

이저 홀로그래픽 간섭계를 사용하여 유동장 및 온도장을 측정하였고 수력직경을 특성 길이로 Re수를 기준으로 하여 층류, 전이, 난류 유동영역을 분류하였다.

강창수 등⁽²²⁾은 열교환기내의 유동 및 전열 특성을 각, 횡폭, 폭, Re수를 변수로 수치해석하고, 동일한 경우에 대하여 염료 주입법에 의한 가시화 실험을 수행하였다.

이관수 등⁽²³⁾은 다양한 형태의 단속표면을 갖는 공조기용 환-관 열교환기의 열전달 특성에 관하여 열전달 계수 및 압력강하 특성을 실험적으로 연구하였다.



제 2 장 환-관 열교환기(fin-tube heat exchanger)

2.1 환-관 열교환기 구성

환-관 열교환기는 보일러, 공조기기와 같은 각종 산업용 기기에서 널리 사용되는 열교환기의 한 형태이다. 이러한 열교환기는 주로 관 내부에 고압의 액체 또는 기체가 흐르며 관 외부에는 기체로 냉각 또는 가열을 한다. 관 내부와 외부 간에 열전달이 이루어질 때 관 외부에는 열저항이 매우 크므로 환의 설치가 불가피하다. 종래에는 환을 설치함으로써 표면적을 증대시키는 것을 주목적으로 하였으나 최근에는 환의 형상을 변화시켜 열전달의 촉진, 기체 측의 압력손실의 감소, 재료절감 및 공정의 간소화 등을 꾀하고 있다. 환-관 열교환기는 관에 환을 부착한 것으로 부착 방식에 따라 용접을 하거나 관에 환을 끼워 넣은 후 확관을 한 것이 있다. 이는 환과 관사이의 접촉 열저항을 감소하기 위한 것이다.

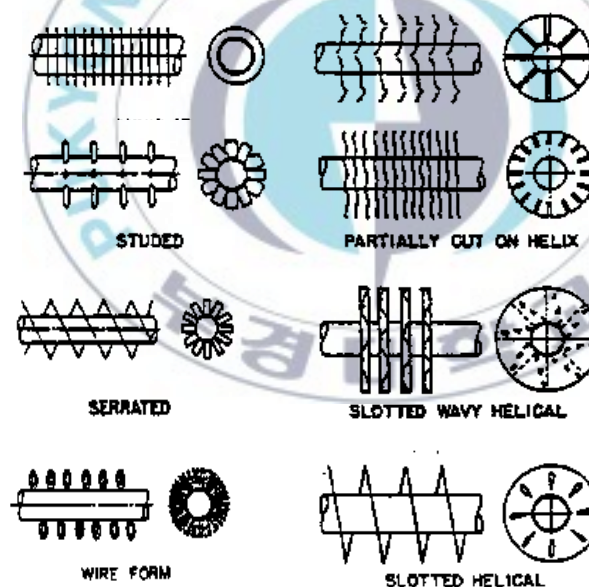


Fig. 1 일반적인 관 외측의 환 형상

2.2 총괄열전달계수

열교환기의 해석에 있어서 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)를 결정하는 것을 열적 해석에 있어서 중요하다. 열저항은 다음과 같이 정의된다.

$$R_{t.conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (2.1)$$

위 식에서 $R_{t.conv}$ 는 두 유체 사이의 전체 열저항으로 정의된다. 총괄열전달계수는 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{[(1/h_l) + (L_A/k_A) + (L_B/K_B) + (L_C/k_C) + (1/h_4)]} \quad (2.2)$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_A} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{h_4}} \quad (2.3)$$

위 식은 각각 다중평면벽과 다중원통형벽을 갖는 두 유체 사이의 전도저항과 대류저항이 고려된 것이다. 위 식은 깨끗하고 흰이 없는 표면에 적용 가능하다.

열교환기 표면 위에 이물질 또는 스케일(scale)의 형성이 열전달을 크게 감소시킬 수 있다. 이 효과를 불결계수(fouling factor), R_f 라고 하는 부가적 열저항의 개념으로 해석한다. 이 불결계수는 작동유체, 유체속도 및 운전조건, 열교환기의 사용기간 등에 따라 달라진다.

흰-관 열교환기에서 흰은 한쪽 또는 양 유체에 노출되어 관 표면에 부착되며, 표면적을 증가시킴으로써 대류열전달에 대한 열저항을 감소시킨다. 불결계수와 흰(확장된 표면)효과를 포함하면 총괄열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R'_{f.c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R'_{f.h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (2.4)$$

$$R_w = \frac{1}{kA} \quad (2.5)$$

$$R_w = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (2.6)$$

위 식에서 첨자 c와 h는 각각 찬 유체 및 더운 유체를 뜻한다. 전도저항 R_w 는 평판벽에 대하여는 식(2.5)로 원통형벽에 대해서는 식(2.6)으로 구한다.

위의 식(2.4)에서 η_o 는 흰이 부착된 표면의 총괄표면효율(overall surface efficiency) 또는 온도유효도(temperature effectiveness)라 한다. 이것은 차가운 표면 또는 더운 표면에 대하여 열전달률이 다음과 같도록 정의된다.

$$q = \eta_o h A (T_b - T_\infty) \quad (2.7)$$

여기서 T_b 는 기부표면온도이고 A 는 총표면적이다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (2.8)$$

여기서 A_f 는 전체 흰 표면적이고 η_f 는 흰 효율이다. 길이가 L 인 직선 흰(straight fin) 또는 핀흰(pin fin)의 흰 끝이 단열되었다고 가정하면 흰 효율은 다음과 같다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2.9)$$

여기서 $m = (2h/kt)^{1/2}$ 이고 t 는 튜브 두께이다. 높은 열전도율의 얇은 벽인 경우 벽체전도항은 무시될 수 있다. 두 대류열전달계수 중의 하나는 종종 다른 것보다 대단히 작으므로 작은 열전달계수가 총괄열전달계수를 좌우한다. 대표적인 총괄열전달계수의 값은 Table 2.1에 요약하였다. 튜브가 없는 관형(tubular)열교환기에 대하여 총괄열전달계수는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R'_{f,c}}{A_f} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R'_{f,h}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.10)$$

여기서 하첨자 i 와 o 는 유체에 노출된 안쪽과 바깥쪽을 나타낸다.

Table 1 Representative values of the overall heat transfer coefficients in heat exchanger

Type of heat exchanger	U, W/m ² · °C
Water-to-water	850 - 1700
Water-to-oil	110 - 350
Stream condenser	1000 - 6000
Ammonia condenser(water cooled)	800 - 1400
Alcohol condenser(water cooled)	250 - 700
Gas-to-gas	10 - 40

2.3 관 내부 열전달계수

2.3.1 층류유동-완전발달영역

원형관 내의 흐름에서 무차원 열전달계수는 다음과 같은 인자의 함수로 표현된다.

$$Nu_D = f(x^*, Re_D, Pr) \quad (2.11)$$

여기서 x^* 는 입구에서의 무차원 길이이며 관련 무차원수 Nu_D 수(Nusselt number), Re_D 수(reynolds number) 및 Pr 수(Prandtl number)이다.

Nu 수는 대류열전달계수를 나타내는 무차원수이며, Re 수는 유체의 흐름의 상태를 나타내는 유동에 관련된 무차원수이며 Pr 수는 유체의 열유동 물성치에 관련된 무차원수이다. 완전히 발달된 영역(fully developed region)에서는 속도 및 무차원 온도분포는 흐름방향으로 변화하지 않는다. 일정열속(constant heat flux) 조건에서, 즉 관벽에서 단위 면적당 일정한 열량이 유·출입되는 경우, 무차원 열전달계수는 Nu_D 는 다음과 같다.

$$N_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (2.12)$$

일정 표면온도, 즉 관의 표면온도가 일정한 경우, 층류-완전발달된 조건에서 Nu_D 수는 다음과 같다.

$$Nu_D = 3.66 \quad (2.13)$$

관내의 유동인 층류이고 완전히 발달된 조건에서 Nusselt수는 Re_D 수, Pr수 그리고 흐름방향의 길이에 무관한 상수이다. 따라서 대류열전달계수도 일정하다. 대류열전달계수를 계산하는데 있어 모든 물성치는 유체의 평균온도에서 구한다.

2.3.2 층류유동-입구영역

입구영역에서 Nusselt 수는 $x=0$ 에서 무한대이고 x 가 증가함에 따라 완전히 발달된 영역의 값으로 접근한다. 이에 관련한 무차원수는 Graetz 수이다. 입구 영역내의 임의의 위치에서 Nu_D 는 Pr수가 증가함에 따라 감소하고 $Pr=\infty$ 이면 열적 입구조건에 접근한다. 일정표면온도 조건에 대하여 Kays는 다음과 같은 상관식을 제시하였다.

$$Nu_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_DPr}{1 + 0.04[(D/L)Re_DPr]^{2/3}} \quad (2.14)$$

이 결과는 열적 입구길이를 가정하였으므로, 일반적으로 이용할 수가 없다. 복합 입구길이에 대한 Sieder와 Tate에 의한 상관식은 다음 형식과 같다.

$$Nu_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.15)$$

$0.48 < Pr < 16,700 \quad 0.0044 < \mu/\mu_s$

2.3.3 난류유동

난류유동조건에 대한 대류열전달계수는 실험상관식으로 다음과 같다. 매끈한 원형 관(smooth circular tube)내의 유체역학적 및 열적으로 완전

히 발달된 난류유동(fully developed turbulent flow)에 대한 국소 Nusselt수의 식은 Colburn이 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2.16)$$

Dittus-Boelter은 위 결과와는 약간의 차이가 있으나 공학적으로 널리 사용되며 다음과 같다.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.17)$$

여기서 유체가 가열되는 경우 $n=0.4$ 이며 냉각되는 경우에는 $n=0.3$ 이다. 물성치가 온도에 따라 변화가 큰 경우에는 다음과 같은 Sieder와 Tate의 식이 사용된다.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.18)$$

여기에서 μ_s 를 제외한 모든 물성치들은 평균유체온도에서 구한다. 위의 상관식들은 일정 표면온도와 열유속 조건 모두에 대하여 적용 가능하다. 위의 식보다 보다 정밀한 식은 Petukhov에 의해 제시된 것으로 다음과 같다.

$$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.19)$$

2.3.4 열전달 촉진

관 내부의 유동에서 열전달을 촉진시키는 여러 가지 유용한 방법이 개발되었다. 열전달 촉진에의 기본 개념은 대류열전달계수나 대류표면면적을 증대시키는 것이다. 관 내부에 거친 표면을 가공하거나 코일-스프링을 삽입하여 난류를 촉진시켜 열전달계수를 증가시킨다. 코일을 삽입하면 관의 내벽에 나선형의 거칠기 효과를 줄 수 있다. 꼬인 테이프를 삽입하여 와류(swirl)를 유발하여 혼합을 증가시키기도 한다. 또는 관의 안쪽 표면에 흰을 부착함으로써 열전달 면적을 증가시킬 수 있으며 이를 나선형으로 설치하면 대류열전달계수를 동시에 증가시킬 수 있다. 열전달을 촉진시키는 과정에서 거의 필수적으로 유체유동의 압력손실이 증가되며 이는 팬이나 펌프의 소요동력을 증가시키는 원인이 된다.

2.4 전열면 조밀도에 따른 열교환기의 분류

단위 체적당의 전열 면적이 큰 열교환기를 콤팩트 열교환기(compact heat exchanger)라고 한다. 이러한 열교환기는 흰이 달린 관들 또는 평관들의 밀집된 배열의 형태를 가지며, 사용하는 한 유체가 기체이므로 작은 대류 열전달 계수를 가지는 특성이 있는 곳에 사용된다. 그러나 이 열교환기는 특정한 구조 형식이 존재하지 않고, 개략적인 기준으로 적어도 단위 체적 당 700m^2 이상의 전열 면적을 가진 열교환기를 콤팩트 열교환기라 한다. 또한, 단위 면적당 약 $3,000\text{m}^2$ 이상의 전열 면적을 가진 열교환기를 층류 열교환기, 단위 면적당 약 $10,000\text{m}^2$ 이상의 전열 면적을 가진 열교환기를 마이크로 열교환기(micro heat exchanger)라 한다. 여기서, 단위 체적당의 전열 면적(A/V)을 전열면 밀도 β (area density)라고 한다.

열교환기의 표면 전열면 밀도의 스펙트럼을 나타내었다. 그림 하부에는 열전달 표면 전열면 밀도(m^2/m^3) β 와 수력 직경(hydraulic diameter)

D_h 를 나타내고 있다.

Fig. 2에서 특수한 전열 표면을 가진 셸&튜브 열교환기, 플레이트 열교환기, 플레이트-핀 열교환기, 재생기(regenerator) 그리고 튜브-핀 열교환기 등의 전열면 밀도 β 는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{Shell and Tube heat Exchanger : } \beta_1 = \frac{A_h + A_c}{V_{total}}$$

Plate heat exchangers :

$$\text{Plate-fin heat exchangers : } \beta_2 = \frac{A_h}{V_h} \text{ or } \frac{A_c}{V_c}$$

Regenerators :

$$\text{Tube-fin heat exchangers : } \beta_3 = \frac{A_h}{V_{total}} \text{ or } \frac{A_c}{V_{total}}$$

여기서, A는 전열 면적이고, V는 열교환기 체적 그리고 첨자 h, c는 고온과 저온 유체를 나타낸다. 이와 같은 열교환기의 각각의 전열면 밀도 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ 들은 수력 직경(D_h)을 이용하면 $\beta = 3,333/D_h$ 와 같이 하나의 표현으로 나타낼 수 있다. 이와 같은 정의를 이용하면 셸&튜브 열교환기는 관 직경이 5mm로서 콤팩트 열교환기에 가깝게 된다. 또한, 인간의 폐는 0.19mm의 세관으로 이루어져 있어 전열면 밀도가 약 $17,500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 에 상당하는 가장 콤팩트한 열 물질 전달기라 할 수 있다.

따라서 콤팩트 열교환기는 소형·경량화가 필요한 항공기용 열교환기로서 최초에 실용되어, 그 후 자동차·공조 장치 등의 열교환기나 가스터빈·플랜트의 재생기 등 소형·고성능을 필요로 하는 분야에 많이 사용되고 있다.

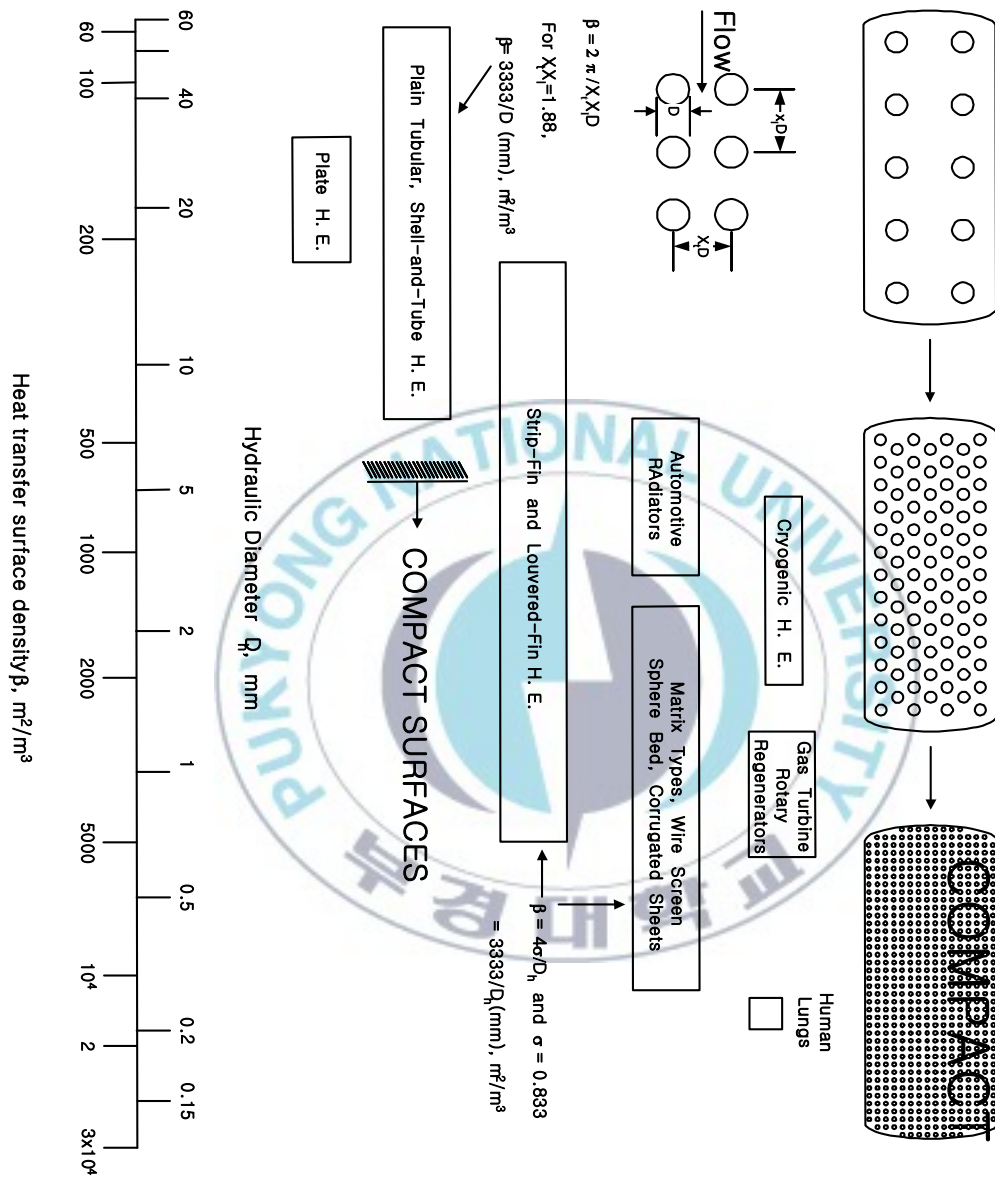


Fig. 2 Heat transfer surface density spectrum of exchanger surfaces

제 3 장 수치해석 이론 및 방법

수치 시뮬레이션을 위한 계산을 간략화하기 위해 계산 영역으로는 응축기 윗쪽의 한 단면을 사용하였고, 또한 3차원화 해석을 위해 axi-symmetric조건을 사용하였다. 해석에 사용된 열교환기의 단면을 Fig. 3에 나타내었다. Table 2는 해석영역의 각 치수를 보여준다. Fig. 에서 AB구간은 입구(inlet)이고 BC구간은 axi-symmetric조건을 해석을 위한 축(axis), 그리고 CD구간은 출구(outlet)영역을 나타낸다. 또한, AE와 ED구간은 단열경계조건을 적용하였다. 계산 영역 내부에는 관과 핀이 위치하고 있다. 관의 내부직경은 2.8mm이다.

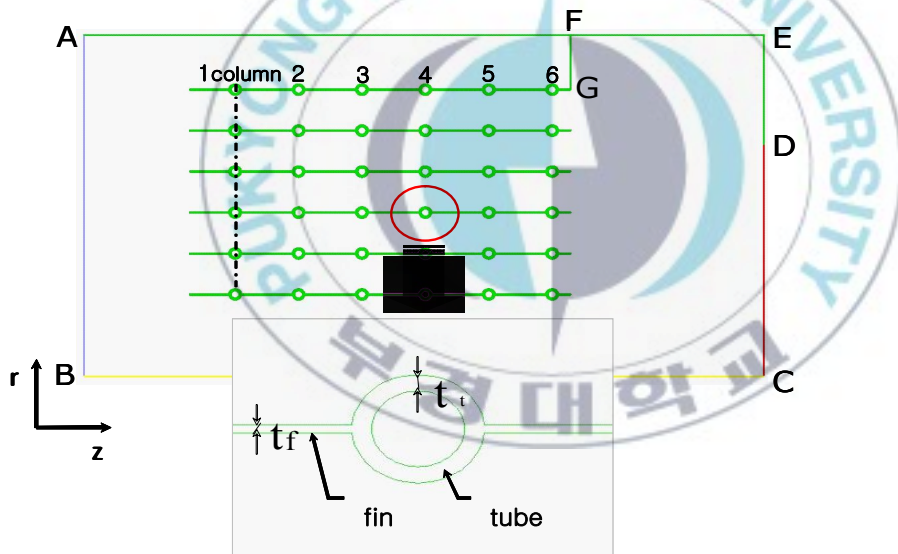


Fig. 3 Computational domain

Table 2 Geometrical data used for the simulation

Section	Length	Section	Length
AB	125mm	EF	64mm
BC	225mm	FG	20mm
CD	85mm	t_f	0.3mm
DE	40mm	t_t	0.6mm

수치 시뮬레이션을 하기 위한 CFD 코드로는 FLUENT를 사용하였다. 연속방정식과 운동량방정식의 이산화방법으로 유한 체적법이 사용되었으며, 대류-확산항의 해법으로 2차 상류차분도식(quadratic upwind differencing scheme), SIMPLEC 알고리즘을 사용하였고, 난류모델로서 표준 k- ϵ 모델을 사용하였다. 압력 차이에 의한 유동상태를 시뮬레이션하기 위해 입·출구에서는 압력경계조건을 사용하였다. 그리고 온도에 대한 입구 경계 조건으로는 공기의 온도인 30℃를 사용하였다. 응축기 내를 흐르는 공기의 속도, 압력, 온도의 계산은 관과 판의 온도와 연관되므로, 이를 위해 판의 내부에 아래의 대류 경계 조건식(4.1)이 적용되었다. 식에서 T_i 는 i 번째 판의 열(column)내의 냉매온도이다.

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_i) \quad (4.1)$$

Table 3 Temperature of tube

Column	Temp.	Column	Temp.
1	331K	4	322K
2	328K	5	319K
3	325K	6	316K

계산에서 사용된 관내의 냉매온도 T_i 는 Table 3과 같다. 관의 각 열의 온도는 실험값으로부터 선형적인 온도 분포를 근거로 하여 계산에 적용되었다.

제 4 장 실험 장치 및 방법

4.1 롤(roll)-플레이트형 환-관 응축기

본 연구의 롤(roll)의 형태로 제작된 환-관 응축기는 기존의 spiral형 응축기에 비하여 다음과 같은 특징을 가지고 있다. 우선, 롤의 형태로 되어 있어 동일체적의 응축기에 비하여 공기 측의 전열면적을 크게 확보할 수 있다. 또한, 판(plate)에 루버핀(louver-fin)을 부착함으로써 전열면적을 증가와 동시에 환을 통과하는 공기의 난류화가 촉진되어 열 교환 성능을 향상시킬 수 있다. 그리고 기존의 관과 환이 용접된 접촉부에 간격이 생기는 문제가 적으며, 가공비가 용이하며, 원자재를 절감할 수 있다. 뿐만 아니라 냉장고의 협소한 기계실에 적용이 가능하도록 유연성이 우수하며, 설치공간에 대한 제약이 적다는 이점이 있다.

이러한 특징들을 가지고 있는 롤-플레이트형 환-관 응축기의 열교환 성능 및 그 적용성을 검토하기 위하여 응축기를 제작하였다.

롤-플레이트형 환-관 응축기는 철(steel)재질의 관(tube)에 같은 재질의 판(plate)이 부착되어 있으며 판은 루버핀이 부착되어 있는 형태이다. 그리고 서로 부착된 관과 판은 한 방향으로 감겨있다. 관의 내부에는 냉매가 흐르며, 외부로는 팬(fan)을 이용하여 공기를 강제 유동시켜 유체가 함유하고 있는 열을 냉각시키는 구조로 되어 있는 공랭식 응축기(air condenser)이다.

먼저 관의 위와 아래를 동일한 크기의 판을 이중으로 seam 용접을 사용하여 부착하였다. 판의 크기는 $156 \times 2470 \times 0.3 \text{ mm}^3$ 이며, 관의 길이는

16.3 m이다. 관은 서펜타인(serpentine) 구조를 가지도록 벤딩되어 부착되었다.

루버휀은 관과 관의 사이의 관을 레이저로 절단하여 제작하였으며, 휀의 폭과 높이는 각각 10 ~ 13 mm, 5 mm, 그리고 루버휀의 각도는 60, 80°로 하였다.

롤-플레이트형 휀-관 응축기의 상세도는 Fig. 4 ~ 5와 같으며 실제 형상은 Photo 1과 같다. 열교환기 크기는 $156 \times 196.5 \times 207.6 \text{ mm}^3$ 이며, 중량은 2.97kg 이다. 제원은 Table 4에 정리하였다.



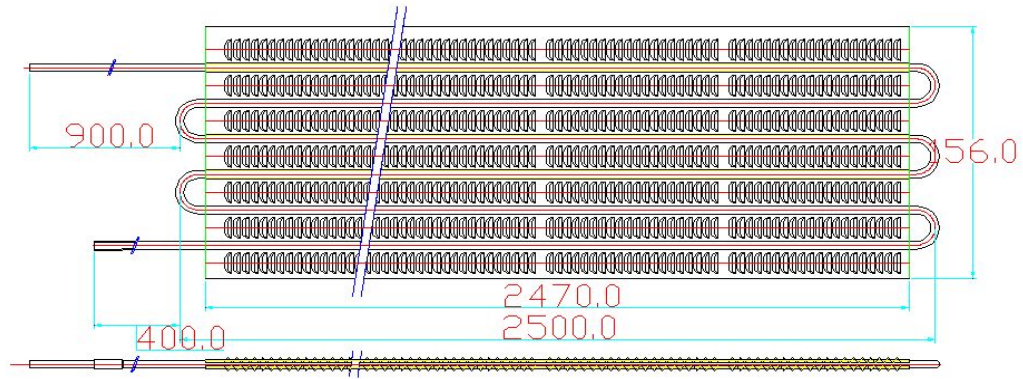
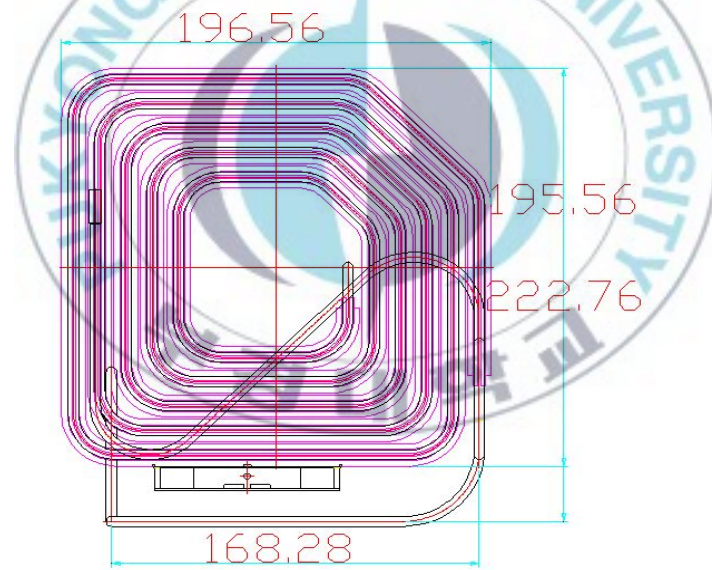
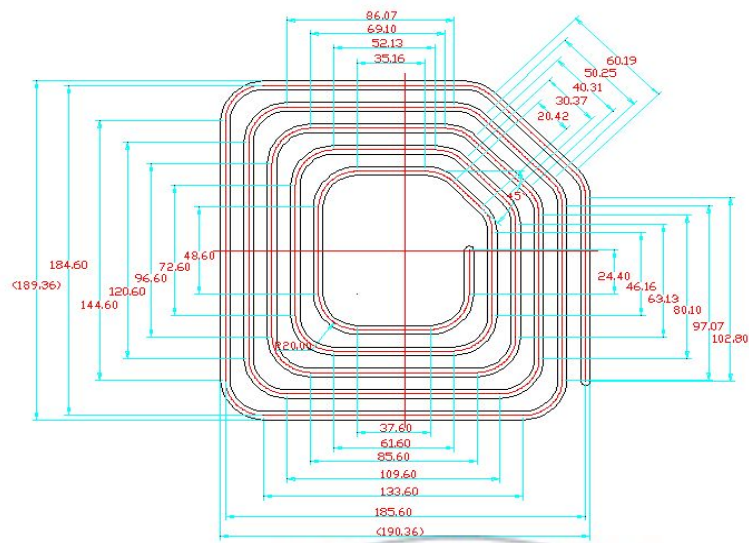


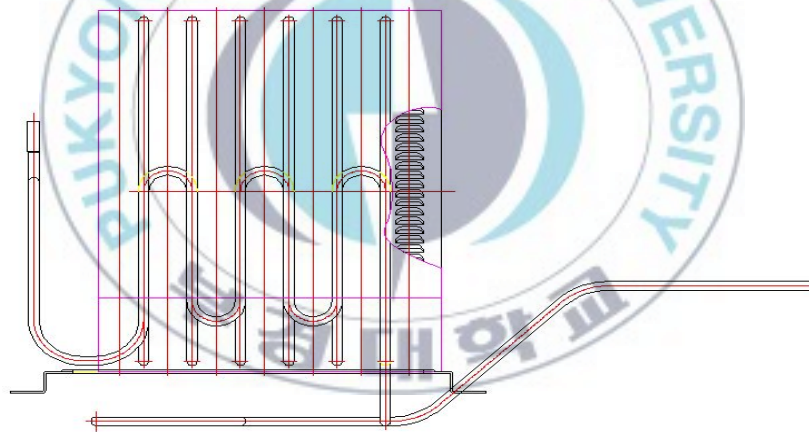
Fig. 4 Schematic diagram of the roll-plate type fin-tube condenser(unroll)



(a) Side view



(b) Side view



(c)Front view

Fig. 5 Schematic diagram of the roll-plate type fin-tube condenser

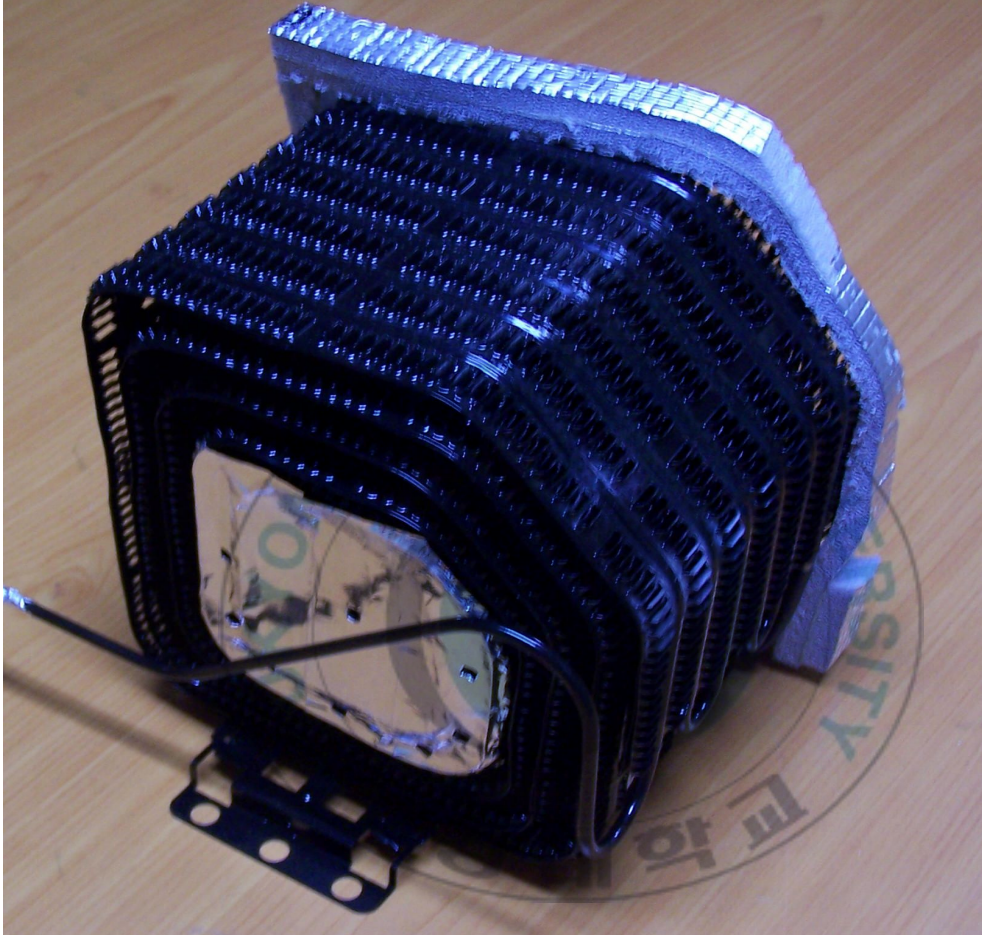


Photo 1 Photo of the roll-plate type fin-tube condenser (duplex fin)

Table 4 Dimension of the roll-plate type fin-tube condenser

Tube diameter (O.D) [mm]	4.76
Tube thickness [mm]	0.5
Tube length [m]	16.3
Fin thickness [mm]	0.3
Fin length [mm]	13
Fin height [mm]	5
Weight [kg]	2.97

4.2 전열면적 및 면적밀도 비교

실험에 들어가기에 앞서, 앞에서 설명한 물-플레이트형 환-관 응축기와 아래의 Photo 2와 같이 기존의 냉장고에 사용되던 spiral형 응축기, 선행 연구에서 연구되었던 롤형 응축기(Photo 3, 4)의 전열면적, 면적밀도 등을 비교하여 Table 5에 요약 정리하였다. 물-플레이트형 환-관 응축기(duplex fin)의 전열면적밀도(β)의 값이 각각 $250\text{m}^2/\text{m}^3$ 로서 선행 연구였던 롤형 응축기의 β 값 180, 185 m^2/m^3 보다 각각 26 %, 28% 향상되었다. 또한 기존 냉장고에 사용되던 spiral 형 열교환기 보다 12% 향상되었다.





Photo 2 Photo of the spiral type condenser [삼성 전자]

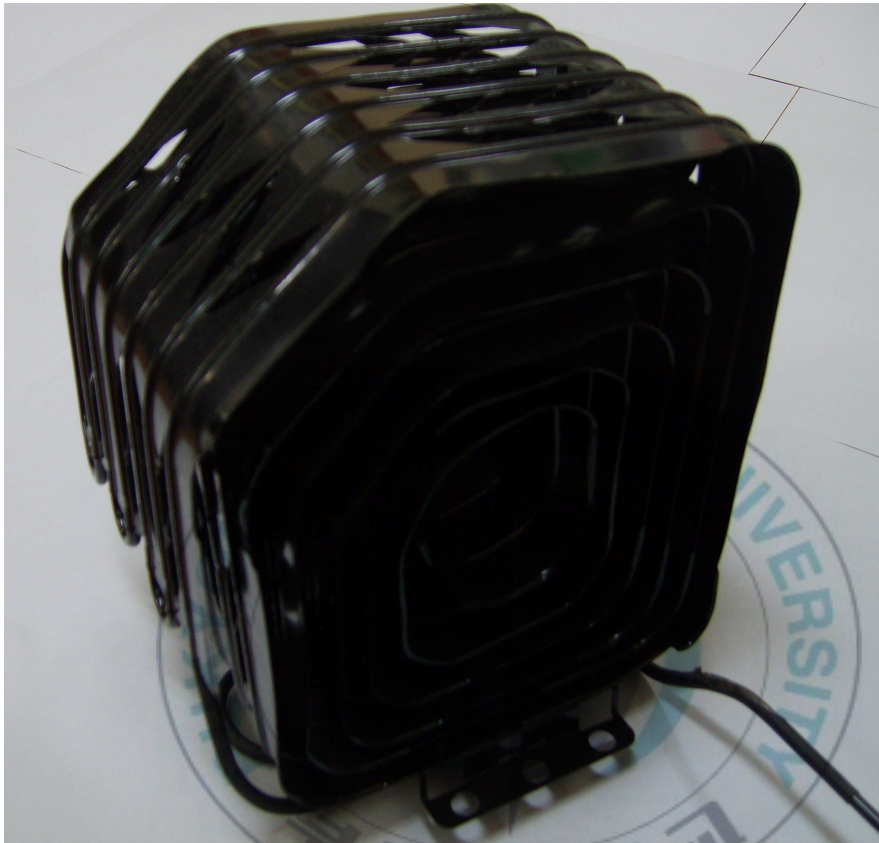


Photo 3 Photo of the roll-plate type fin-tube condenser
(plate fin)



Photo 4 Photo of the roll-plate type fin-tube condenser
(single louver fin)

Table 5 Comparison between spiral type, roll-plate type fin-tube
with heat transfer surface area

Type	Condenser size (W×D×H)	Condenser volume [m ³]	heat transfer surface area [m ²]	heat transfer surface area per same volume	heat transfer surface density [m ² /m ³]
spiral type	185×192×200	7.1×10^{-3}	1.575	1.00	221
roll-plate type (plate fin)	182×150×182	4.96×10^{-3}	0.894	0.81	180
roll-plate type (single louver fin)	182×150×182	4.96×10^{-3}	0.922	0.84	185
roll-plate type (double louver fin)	156×196×207	6.32×10^{-3}	1.577	1.13	250

4.3 실험 장치의 구성

본 실험에 사용된 물-플레이트형 환-관 응축기의 열전달 성능을 분석하기 위해 단품 테스트를 수행하였으며, 실제 냉장고에 적용하여 신뢰성 테스트를 수행하였다. 본 실험에 사용된 장치의 개략도는 Fig. 6에 나타내었다.

실험 장치는 크게 온수 순환장치와 풍동 장치(wind-tunnel setup)로 구성된다. 온수 순환 장치는 항온조에서 일정 온도의 온수가 공급되면 전자 질량 유량계(Oval사, Mass Flow meter)를 통과한다. 그리고 니들-밸브에서 일정 유량으로 조절된 후 응축기로 유입되고, 응축기를 거친 온수는 다시 항온조로 재순환하게 된다. 외기 온도는 히트펌프(heat pump)로 일정하게 유지하였다.

풍동 장치는 팬과 실제 냉장고의 기계실로 구성된다. 공기는 냉장고 기계실 후면 및 하면 커버를 통하여 유입된다. 기계실 내부는 압축기 및 배관 드레인 커버 등 실제 냉장고와 동일하게 구성하였다. 응축기의 전후에서 온도 및 압력을 측정할 수 있도록 구성하였다. 풍량은 인버터에 의한 팬 회전수로 조절하였다. 실험장치 개략도와 실제 사진은 Fig. 6와 Photo 5 와 같다.

Constant Temperature/Humidity Room

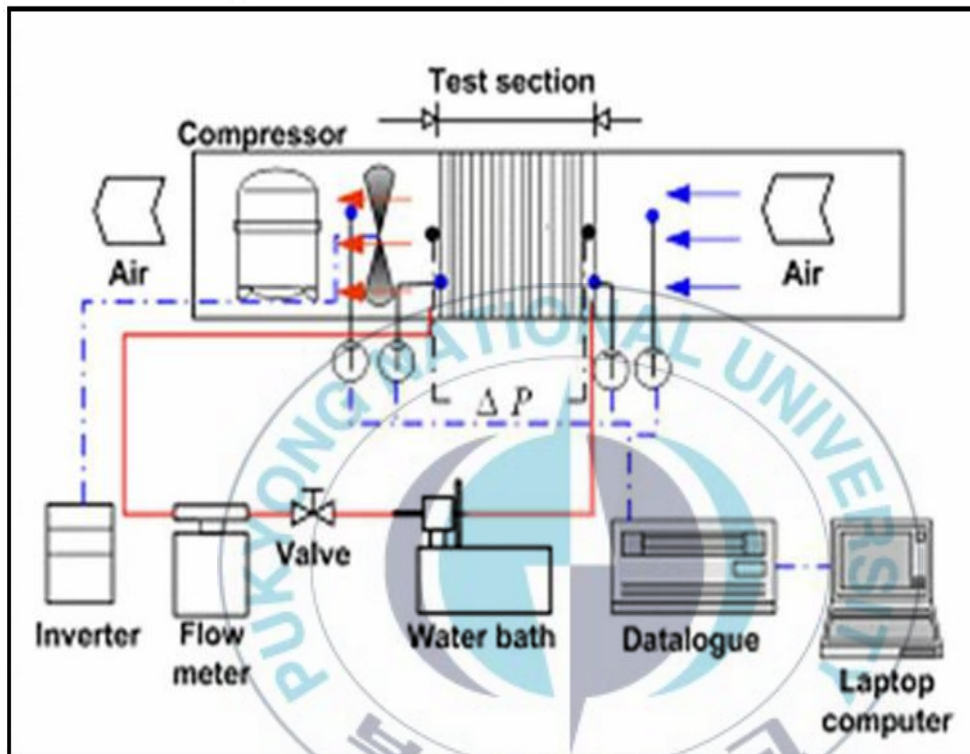


Fig. 6 Schematic diagram of the experimental apparatus



Photo 5 Photo of the experimental apparatus

4.4 실험 방법

1) 온도측정

물-플레이트형 환-관 응축기의 입·출구에 T-type 열전대를 삽입하여 온수 온도를 측정하였으며, 입·출구 표면에 T-type 열전대를 설치하여 표면 온도를 측정하였다. 그리고 응축기의 환의 표면에 T-type 열전대를 설치하여 환의 온도 변화를 측정하였다. 외기 온도는 히트펌프를 이용하여 일정하게 유지시켰으며, 이를 확인하기 위하여 룸(room)의 6개 지점에 T-type 열전대를 설치하여 측정하였다. 그리고 풍동 내부의 공기 온도를 측정하기 위하여 풍동의 입·출구에 T-type 열전대를 설치하여 온도를 측정하였다. 측정된 데이터는 데이터 로그(DR-230, Yokogawa Co.)에 연결하여, RS-232C 통신을 통해 PC로 측정값을 받아들이도록 하였다. 온수 온도 및 입·출구 온도가 일정하게 유지되는 정상 상태에서 측정하였으며, 그 평균치를 실험정리에 사용하였다.

2) 압력측정

응축기의 온수 측 압력강하를 측정하기 위하여 응축기의 입·출구에 차압계(DRUCK사 PMP4170)를 설치하여 그 차압을 구하였다.

3) 풍속측정

풍동 장치는 실제 냉장고와 동일한 조건을 구성하기 위하여 냉장고의 기계실을 직접 사용하였다. 응축기의 입·출구의 풍속을 공기 열유속 측정 시스템(KANOMAX Anemometer, Model 6113)으로 측정하였다.

4) 실험 조건

실험은 응축기 단품 테스트를 하였으며, 실험조건은 Table 6과 같다. 실험에서는 입구 공기의 풍속은 0.15 ~ 0.45 m/s 내에서 0.1 m/s 단위로 변화시켜가면서 측정하였다. 입구공기의 온도는 단판 실험에서는 (± 0.5) $^{\circ}\text{C}$ 가 되도록 유지하였다. 온수 온도는 50~70(± 0.5) $^{\circ}\text{C}$ 로 10 $^{\circ}\text{C}$ 단위로 변화시켜 실험을 진행하였다.

Table 6 Test condition

	Condenser
Air velocity [m/s]	0.15 ~ 0.45
Inlet air temperature [$^{\circ}\text{C}$]	30 (± 0.5)
Inlet brine temperature [$^{\circ}\text{C}$]	50, 60, 70 (± 0.5)
Inlet brine mass velocity [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$]	150, 200, 250, 300

5) 데이터 정리

시험부의 공기측과 브라인측의 전열량은 다음과 같이 식 (3-1) 과 식 (3-2)로 나타내어지며 이 식을 통하여 열전달량을 계산하였다.

$$Q_{air} = G \cdot C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (3-1)$$

$$Q_{water} = G \cdot C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (3-2)$$

열전달 성능을 해석하기 위한 총괄열전달 계수는 다음 식 (3-3)로 나타내어진다.

$$U = \frac{Q}{A \times \Delta T_{lm}} \quad (3-3)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3-4)$$

응축기 관의 내부 유동이 완전 발달된 층류 유동인 경우, 균일 열유속 조건에 한하여 식 (3-5)을 사용할 수 있으며, 식 (3-5)과 (3-3)에서 공기측 열전달 계수 h_{air} 를 구할 수 있다.

$$Nu = \frac{h_w D_h}{k} = 4.36 \quad (3-5)$$

응축기의 실험에서 풍동 내부의 입구 측에서 공급되는 풍량의 변화에 대한 공기측 Reynolds 수는 식(3-6)과 같이 정의된다. 여기서 열교환기의 수력직경(D_h)은 공기가 유동하는 최소자유유동면적($A_c = A_{\min}$, minimum free flow area)을 기준으로 식(3-7)에 의해 구할 수 있다.

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (3-6)$$

$$D_h = \frac{4A_c L}{A} \quad (3-7)$$

V 는 실험속, A 는 공기측의 전체 전열면적, L 은 열교환기의 유동방향 길이를 나타낸다.



제 5 장 실험 결과 및 고찰

5.1 수치해석을 통한 공기 유동 분석 결과

응축기의 실험에 앞서 형상에 의한 공기 유동 분포를 알아보기 위한 수치해석을 하였다.

Fig. 7 에서 보는바와 같이 응축기의 형상이 물의 형태로 되어 있어 물의 중앙부를 통하여 공기가 전열면을 통과하지 않고 by-pass 되는 것으로 나타났다. 이에 본 연구에서는 by-pass 되는 공기를 전열 면적이 큰 외곽부로 유동변화를 시킬 분배판을 응축기의 중앙 및 안쪽 열에 설치하여 Fig. 8, 9 와 같은 결과를 얻었다. 분배판이 없는 경우 Fig. 7 에 나타난 것과 같이 Air flow maldistribution의 현상이 나타나 열전달 효율이 나쁘게 나타날 것으로 생각된다. Fig. 8, 9 는 분배판을 각각 중앙부와 안쪽 물에 설치한 것으로 공기의 유동이 분배판이 없는 것보다 훨씬 위치한 각 물의 전열면으로 분배가 되고 있음을 보였다. 하지만 분배판을 과도하게 설치할 경우 안쪽 물의 열전달에 악영향을 끼치므로 Fig. 8 와 같이 25mm를 막았을 때가 가장 좋은 결과를 얻었다.

Fig. 10 은 공기 유동 분배판의 유·무에 따른 외곽부의 공기 유속을 나타내었다. 분배판을 설치할 경우 보다 많은 공기 유동이 외곽으로 흐름을 나타내었다.

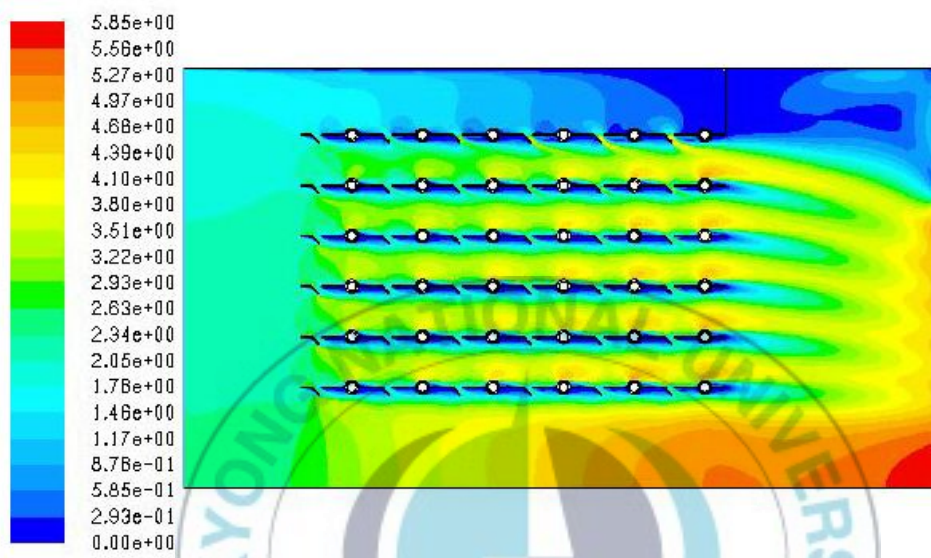


Fig. 7 Air velocity contour without distributor

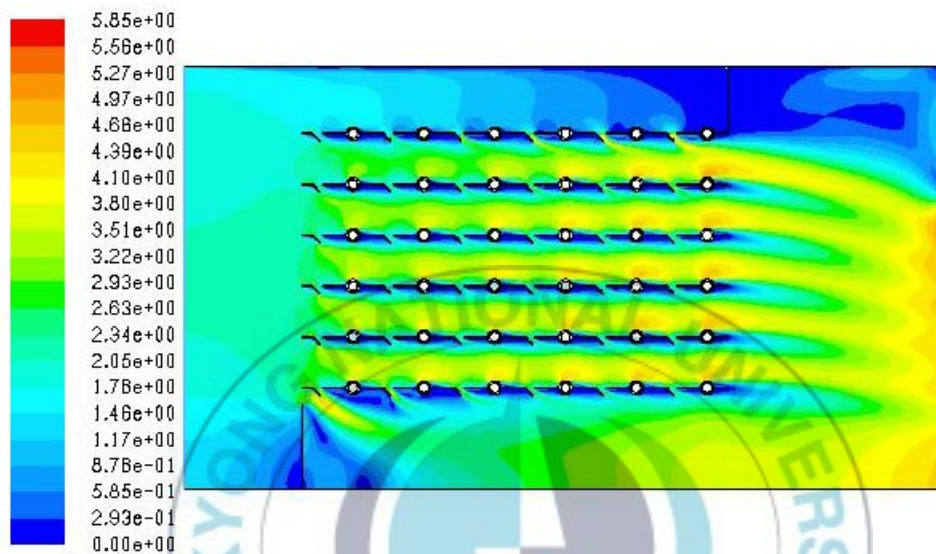


Fig. 8 Air velocity contour with distributor (distributor 25mm)

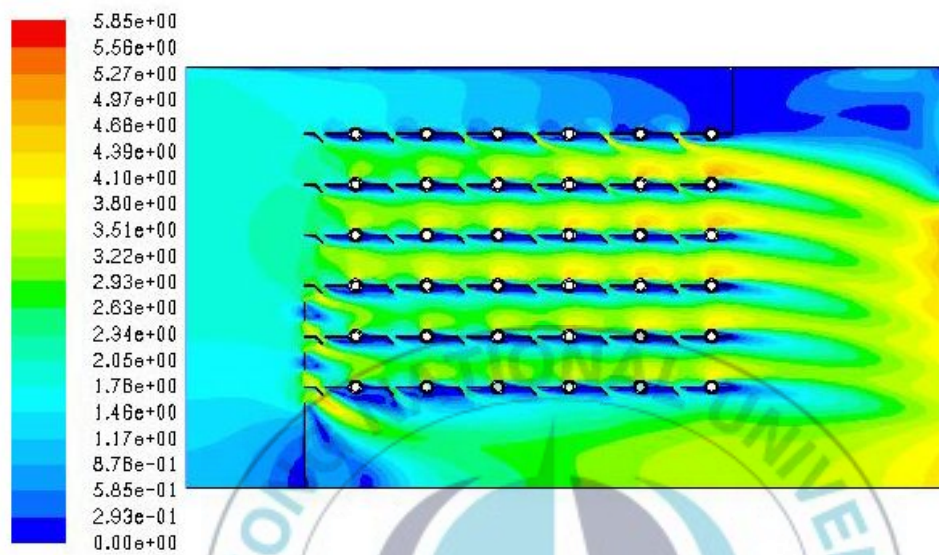
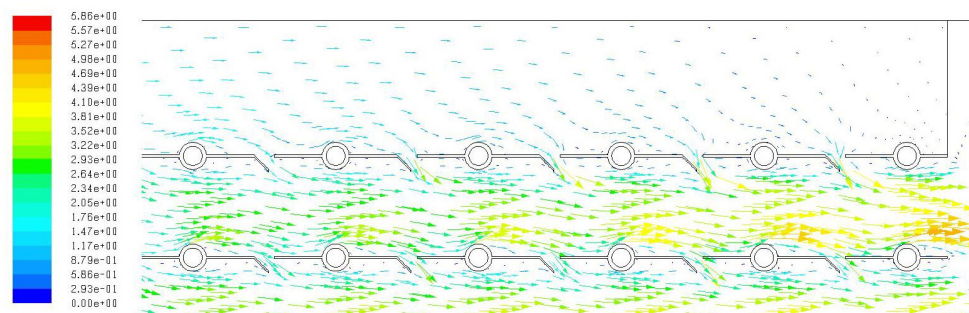
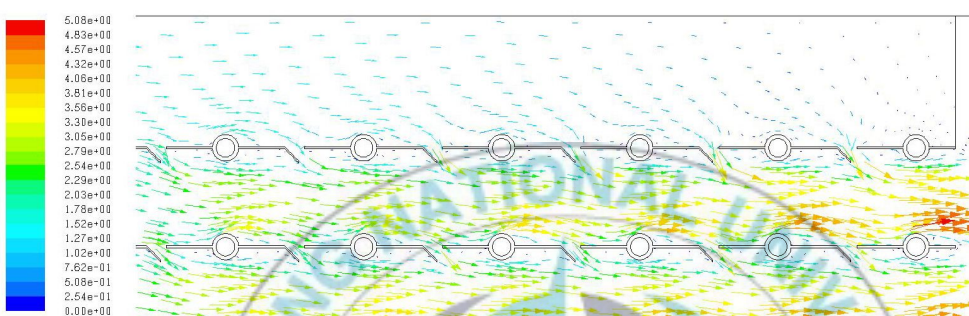


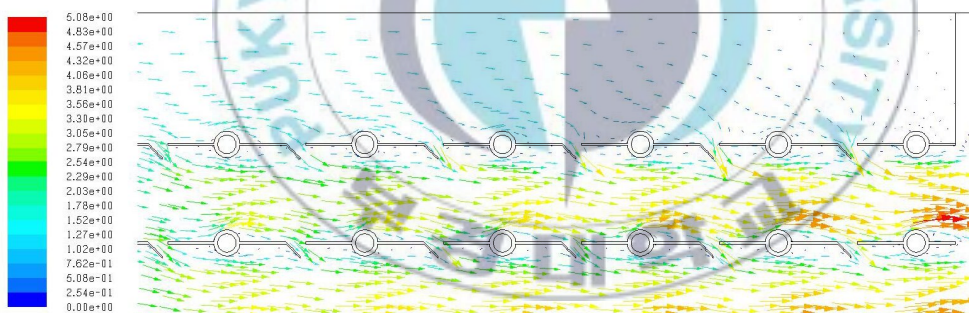
Fig. 9 Air velocity contour with distributor
(distributor 25mm + 2 roll)



(a) Air velocity vector without distributor



(b) Air velocity vector with distributor 25mm



(c) Air velocity vector with distributor 25mm + 2 roll

Fig. 10 Air velocity magnitude distributions of condenser

5.2 응축기 실험 결과

응축기 실험은 온수의 온도와 전면 공기 유속, 관내 질량 유속 및 환의 폭과 각도를 변경하여 실험하였다.

물측과 공기측의 heat balance는 Fig. 11 에 나타난 바와 같이 $\pm 10\%$ 이내에서 잘 일치하고 있음을 보여 주고 있다.

Fig. 12 는 관내 질량 유속과 전면 공기 유속 변화 그리고 온수 온도의 변화에 따른 열전달량을 보여 주고 있다. 전면 풍속과 관내 질량 유속이 증가할수록 열전달량이 증가함을 보여주었다.

Fig. 13 은 관내 질량 유속을 $150 \sim 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 변화 시켰을 때의 열전달량을 나타낸 그래프이다. 열전달량은 공기 유속이 0.15 m/s 에서 0.35 m/s 까지는 점층적인 상승을 보였으며, $0.35 \sim 0.45 \text{ m/s}$ 에서는 소폭 상승하는 경향을 보였다. 또한 관내 질량 유속이 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 열전달량이 낮은 질량 유속의 경우에 비하여 상대적으로 많이 상승하였는데 이는 관내 유동의 발달로 인한 것으로 생각된다. Fig. 14 는 관내 질량 유속과 전면 공기 유속 변화에 따른 총괄 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 관의 단면적 기준 질량 유속이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하였으며, 마찬가지로 응축기의 전면 공기 유속이 증가할수록 총괄 열전달계수도 증가하였다. 관내 질량 유속 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 전면 공기 유속 0.45 m/s 일 때 총괄 열전달계수는 $19.56 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 최대값을 보였다. 이는 공기 유동 발달에 따른 것으로 외부 열전달계수의 향상으로 인하여 나타난 것으로 보이며, 추가적으로 관내 유체의 유동 발달로 인하여 내부 열전달계수가 향상되어 나타난 현상으로 사료된다.

Fig. 15 는 응축기의 플레이트에 부착된 흰의 폭 및 각도를 변화시켰을 때의 열전달량 변화를 나타낸 그래프이다. 흰의 폭을 10mm에서 13mm로 증가시켰을 때 열전달량이 증가하는 경향을 보였으며, 흰의 각도의 경우 60°의 경우가 80°의 경우보다 큰 값을 보였다. 하지만 흰의 각도의 경우 열전달량이 큰 차이를 보이지 않으므로 응축기를 금형 제작의 용이함을 고려하여 흰의 각도를 80°로 하는 것도 무방할 것으로 사료된다.

Fig. 16 은 Air flow distribution 에 관한 것으로 응축기 Distributor의 유·무에 의한 열전달량의 변화를 그래프로 나타내었다. 응축기의 중앙부로 by-pass 되는 공기의 유동을 분배하여 공기 유동을 균일하게 하였을 때 열전달량은 상승하였으며, 전면 공기 유속이 증가하면 할수록 그 차이가 증가하였고, 이는 열전달량이 공기 유동에 의하여 크게 좌우됨을 보여주고 있다.



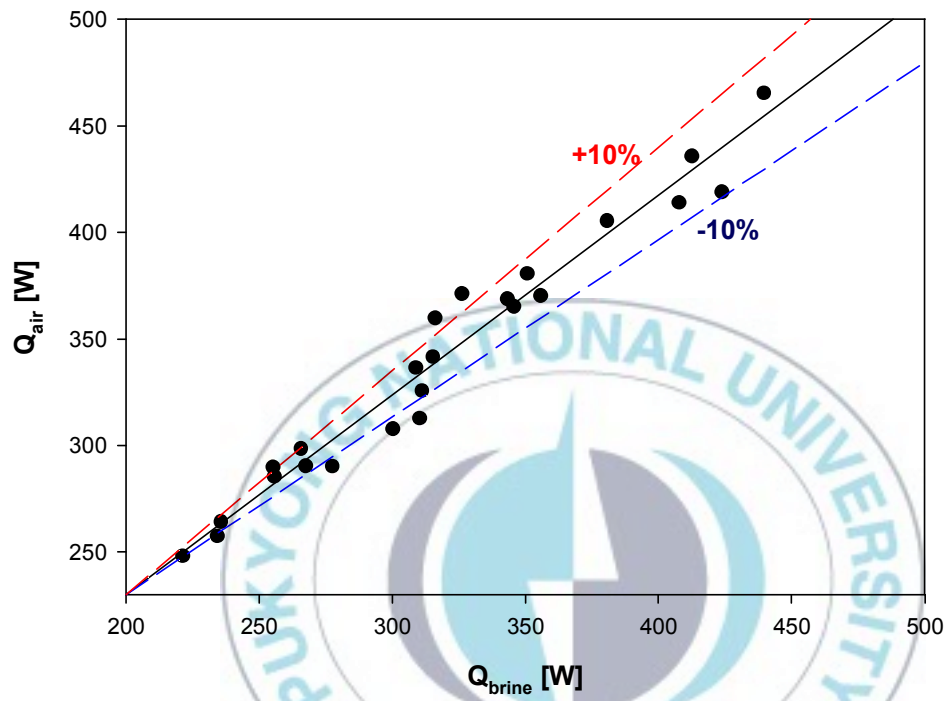
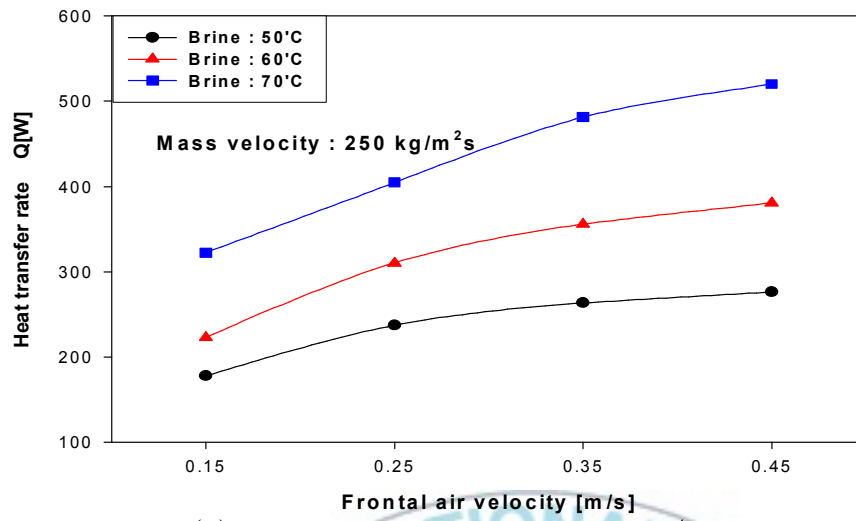
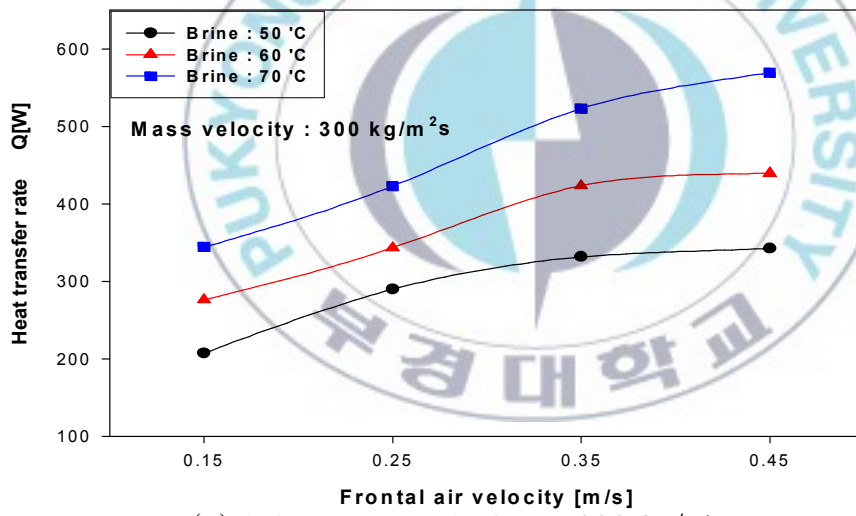


Fig. 11 Heat Balance between Q_{brine} and Q_{air}



(a) brine mass velocity = 250 kg/m²s



(b) brine mass velocity = 300 kg/m²s

Fig. 12 The effect of heat transfer rate on brine temperature and frontal air velocity

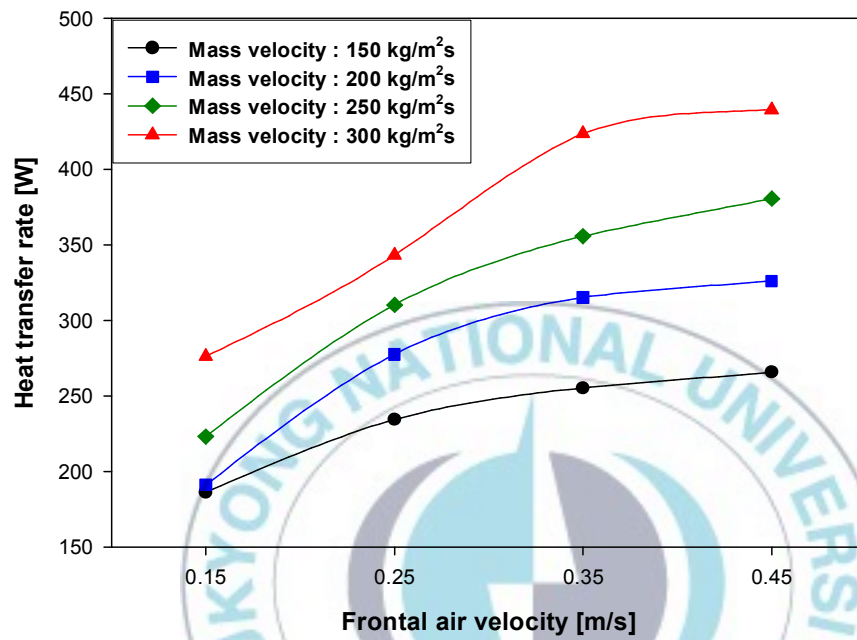


Fig. 13 The effect of heat transfer rate on mass velocity and frontal air velocity

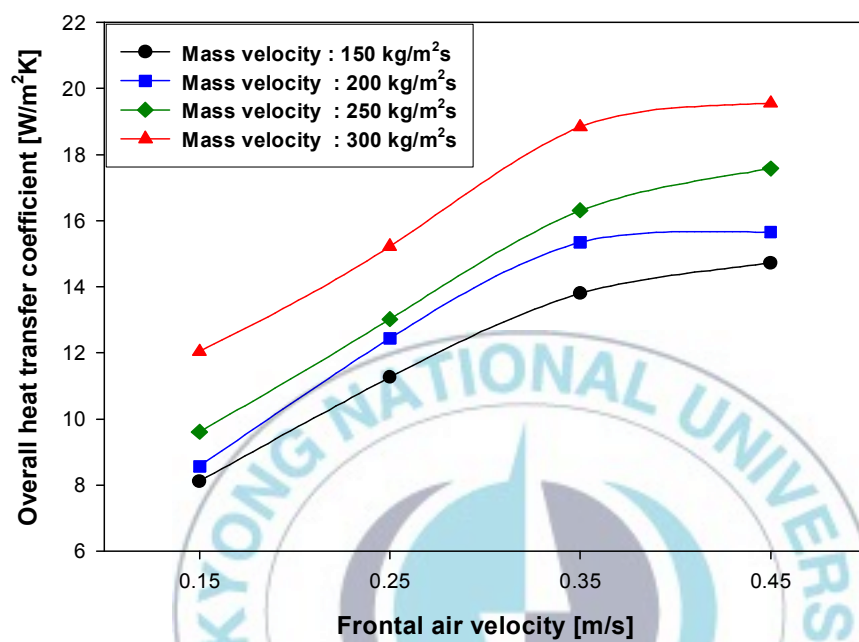


Fig. 14 The effect of overall heat transfer coefficient on mass velocity and frontal air velocity

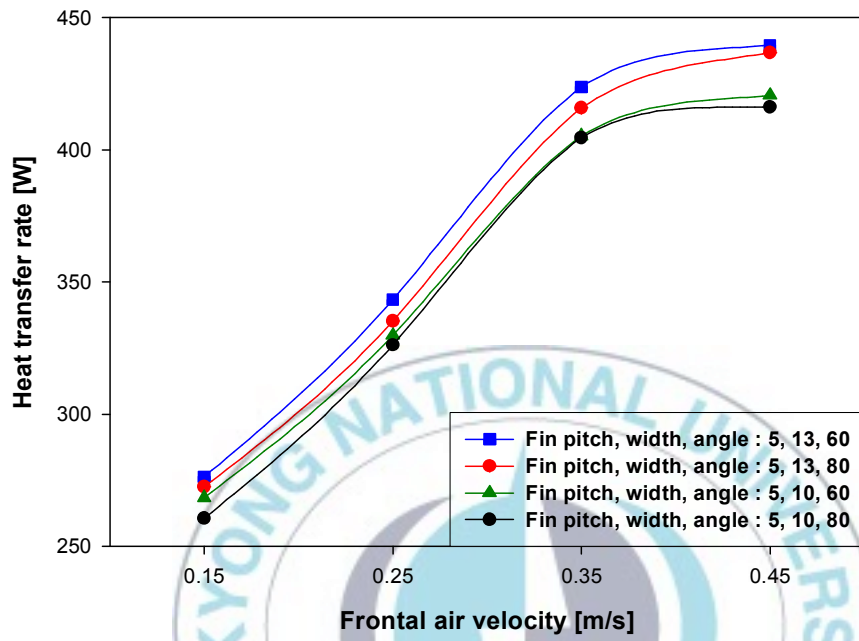


Fig. 15 The effect of heat transfer rate on fin width, angle and frontal air velocity

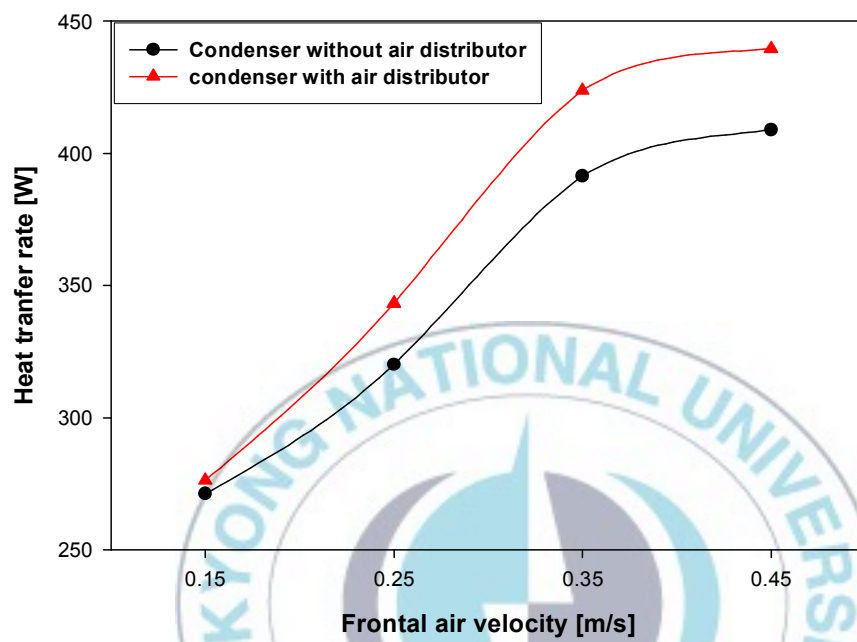


Fig. 16 The effect of heat transfer rate on air flow maldistribution

제 6 장 결 론

새로운 형상의 롤(roll)-플레이트형 환-관 응축기를 제안, 제작하여 열전달 특성 및 적용성에 대한 실험결과, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1. 냉장고용의 고성능이며, 생산성이 우수한 roll-plate type fin-tube condenser를 개발하였다.

2. 질량 유속 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 전면 풍속 0.45 m/s 일 때, 열 전달량은 439 W , 총괄 열전달계수 $19.56 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 최대값을 보였다. 관내 질량 유속이 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 열전달량은 낮은 질량 유속의 경우에 비하여 상대적으로 많이 상승하였는데 이는 관내 유체 유동의 발달로 인한 것으로 생각된다.

3. 응축기에서는 전면 풍속이 증가할수록 열전달량은 증가하였으며, 또한 관의 단면적 기준 질량 유속이 증가할수록 열전달량은 증가하였다.

4. 환의 형상에 따른 열 전달량을 측정한 결과 공기 측에 이중 루버환을 설치하여, 전열면에 불연속 표면(interrupted face)을 형성시킨 것이 평판 환에 비해 18 % 크게 나타났다. 이는 열 경계층이 두꺼워지는 것을 방지, 대류 열전달계수가 증가한 것 때문으로 보인다.

5. 공기 유속이 0.15 m/s 에서 0.35 m/s 까지는 점층적인 상승을 보였으며, 0.35 ~ 0.45 m/s에서는 소폭 상승하는 경향을 보였다. 공기 유속이 증가함에 따라 열전달량의 상승을 보인 것은 층류에서 난류로의 천이와 같은 공기 유동발달을 통한 외부 열전달계수의 상승으로 인한 것으로 사료된다.

6. 원의 형상의 경우 pitch 5mm, width 13mm, angle 60° 일 때 최대의 열전달량을 보였으나, angle의 경우 80° 일 때와 큰 차이를 보이지 않아 원의 각도는 생산성 향상 측면에서 고려해 볼 때 80°의 각을 가지는 것이 나을 것으로 보인다.

7. 공기 유동 균일을 위한 Distributor 적용 시 열전달량은 최대 8.2 % 상승하였다.



참 고 문 헌

1. Chaobin DANG, Hirofumi DAIGUJI, Eiji HIHARA, Masahide TOKUNAGA, "Finned Small Diameter Tube Heat Exchanger", Trans. of the JSRAE, Vol.18, No.2, pp.143 ~ 151, 2001.
2. Fukui S, Sakamoto M, "Some Experiment Results on Heat Transfer Characteristic of Air cooled Heat Exchangers for Air Conditioning Devices", Bulletin of JSME, Vol. 11, No. 44, pp. 303 ~ 311, 1968.
3. P.K. Bansal, T.C. Chin, "Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser", International Journal of Refrigeration 26, pp. 601-613, 2003.
4. P.K. Bansal, T.C. Chin, "Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators", Applied Thermal Engineering 22, pp. 1601-1617, 2002.
5. B. Youn, "Flow and heat transfer characteristics of cross-flow fin-tube heat exchanger", Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 232 ~ 242, 1998.
6. Ju-Won Kim, "Study on Heat Transfer and Pressure Drop of Helically Coiled Evaporator with Small Diameter Tubes", Pukyong National University Doctoral Dissertation, 2002.

7. Eckels, P. W, "Contact conductance of mechanically expanded plate finned tube heat exchangers", ASME Paper, No. 77-HT-24, 1977.
8. Kay, W. M. and London, A. L., "Compact heat Exchanger", 3rd ed., Mc-Graw-Hill, 1984.
9. Beauvais, F. N., "An Aerodynamic Look at Automotive Radiator", SAE Paper No. 650470, 1965.
10. Wong, L. T. and Smith, M. c., "Air Flow Phenomena in the Louvered-Fin Heat Exchanger", SAE Paper No. 730237, 1973.
11. Davenport, C. J., "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristic of Louvered Fin", Heat Transfer-Seattle 1983 AIChE Symp. Ser., No. 225, Vol. 79, pp. 19 ~ 27, 1983.
12. Tanaka, T., Itoh, M., Kudoh, M. and Tomita, A., "Improvement of Compact heat Exchangers with Inclined Louvered Fins", Bulletin of JSME, Vol. 27, No. 224, pp. 219 ~ 226, 1984.
13. Yoshiaki, A., Yoshinori, W. and Akira Y., "Study on Improvement of Performance of Heat Exchangers for Air Conditioners", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, pp. 252 ~ 256, 1986.
14. Lee, Y. N., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Array of Aligned at Angles to the Flow in a Rectangular Duct", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 10, pp. 1553 ~ 1563, 1986.

15. Lee, Y. N., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Assembly of Partially Segmented Plates", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 44 ~ 55, 1989.
16. Howard, P., "An Analytical Model for Heat Transfer and Friction Characteristics of a Multi-Louvered Fin Heat Exchanger", Master Paper, The Pennsylvania State University, 1987.
17. Webb, R. L., "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", SAE Paper No.900732, 1990.
18. Heikal, M. R., Antoniou, a. A. and Cowell, t. A., "Measurement of Local Velocity and Turbulent Levels in Arrays of Louvered Plate Fins" Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Jerusalem, Vol. 4, 1990.
19. Baldwin, s. J., White, P., Al-Daini, A. J. and Davenport, C. J., "Investigation of the Gas Side Flow Field in Multi-louvered Ducts with Flow Reversal" Proc 5th Int. Conf., Numerical methods in Laminar and Turbulent Flow, Vol. 5, Part 1, Montreal, Canada, 1987.
20. 이진호, 최인규, "자동차용 라디에이터의 방열량에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제1권, 제2호, pp. 95 ~ 103, 1977.
21. 이기백, 권순석, 김경근, "열 유체기기의 성능향상과 설계기초 연구", KOSEF 87-0213-06, 한국과학재단, 1990.
22. 강창수, 최태민, "루버 회를 지나는 공기의 유동특성에 대한 기초적 연구", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제15호, pp. 1276 ~ 1293,

1994.

23. J. Y. Yun, K. S. Lee, "heat Transfer Characteristics of Fin and Tube Heat Exchangers with Various Interrupted Surface for Air Conditioning Application", KSME International Journal, Vol. 20, No. 12, pp. 3938 ~ 3948, 1996.



감사의 글

‘벌써 졸업을 하게 되었나’ 라는 생각이 떠오릅니다. 뒤돌아보면 정말 짧게만 느껴지는 지난 2년의 시간이 아쉽게만 느껴지지만 이 시간을 통하여 새로운 시작으로의 도약을 꿈꾸게 되어 그 동안 저와 함께 해주신 분들에게 감사의 글로 제 마음을 대신하려 합니다.

부족하지만 저를 믿고 기다려주신 부모님께 가장 먼저 고개 숙여 감사의 인사를 드립니다. 그리고 멀리서 저를 지지해주고, 많은 조언을 해주신 누나, 매형에게 감사드립니다.

또한, 저에게 한결같은 마음으로 지도와 격려, 사랑을 아끼지 않으셨던 김종수 교수님께 감사드립니다. 그리고 평소 학문적인 조언과 격려를 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 김영수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

지금은 졸업을 하고 각자의 분야에서 열심히 일하고 있지만 실험실 생활을 시작하고, 배우는데 있어 큰 힘이 되어 주셨던 선배님들. 저와 이름이 똑같은 안성준 선배님, 산타와 같은 이욱현 선배님, 카리스마 넘치는 김주원 선배님, 용빈이 형, 수정이 누나, 태훈이 형, 재홍이 형, 상조 형, 실험실 시작을 도와준 성호 형과 동환이 형, 항상 밝은 승훈이 형, 해맑은 석진 형, 진지함의 대명사 민재 형, 항상 열심이었던 우석이 형 등 모든 선배님께 감사드립니다.

그리고 저의 옆에서 묵묵히 같이 실험하고 2년간의 시간을 보내며 같이 웃고 울었던 나의 소중한 동기 창희에게 ‘정말 고마웠다’고 말하고 싶습니다.

다른 실험실이지만 항상 웃는 얼굴로 저를 대해 준 영권이 형, 관수 형, 준성이 형, 호생이 형, 규진이 형, 병주, 승택, 호성이 형, 승현이 형, 준희 형 정말 소중한 사람들로 기억하겠습니다. 공기조화실험실의 재호, 정완, 효주, 현직, 재원, 종호 형 고마워요. 앞으로도 잘할 거라고 믿어요.

항상 바쁘다는 핑계로 자주 못 만나도 늘 이해해준 저의 소중한 친구들 철환, 상준, 홍우, 호준, 동욱, 종필, 설민, 우석, 정국, 권아, 웅선, 재호, 정곤, 충수, 영주, 보현 나의 모든 친구들에게도 감사하다고 말하고 싶습니다.

그리고 지난 2년뿐만이 아니라 5년간 비록 멀리 있지만 항상 옆에 있는 것처럼 함께하며 용기를 준 우리 장미. 항상 고마워.

마지막으로 당신의 아들이 최고라고 용기를 주시고 자랑스러워 해주시는 부모님께 깊은 감사를 올리며, 앞으로 그 은혜 조금씩 갚아나가겠습니다.

그 동안 모드에게 받았던 사랑에 깊이 감사드리고, 지난 2년간의 시간을 제가 가진 최고의 추억으로 간직하겠습니다. 감사합니다.

2008년 12월 겨울
안 성 준 드림