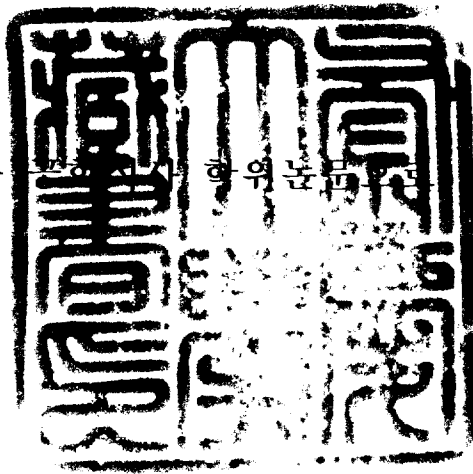


공 학 석 사 학 위 논 문

1·2단 팽창장치 내장 분리형 에어컨 배관
특성에 관한 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공 학 석 사 학 위 논문으로 제출함



2005년 8월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 동 훈

이동훈의 공학석사 학위논문을 인준함

2005년 6월

주 심 공학박사 김 영 수



위 원 공학박사 정 석 권



위 원 공학박사 김 은 필



목 차

Abstract	iii
Nomenclature	iv
 제 1 장 서 론	 1
1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 에어컨의 종류	4
1.2.1 창문형 에어컨	5
1.2.2 벽걸이형 에어컨	5
1.2.3 패키지형 에어컨	6
1.2.4 카세트형 에어컨	6
1.2.5 멀티형 에어컨	6
1.3 국내 에어컨 실태파악	10
 제 2 장 실험 이론	 13
2.1 냉매배관	13
2.1.1 기존 배관	13
2.1.2 액·가스 열교환 겸용 배관	14
2.2 모세관 삼입 액·가스 열교환 겸용 배관 이론 해석	16
 제 3 장 실험장치 및 방법	 19

3.1 실험장치의 구성	19
3.2 실험방법	27
 제 4 장 실험결과 및 고찰	 28
4.1 온도 변화	28
4.2 압력 변화	37
4.3 냉매순환량 비교	43
4.4 냉방능력 변화	45
4.5 압축기 소요동력 변화	48
4.6 성능계수 변화	50
 제 5 장 결 론	 52
 참고문헌	 53
 감사의 글	 55

An experiment on characteristics of refrigerant tube for the
separated type air-conditioner including one and two phase
expansion device

Dong-Hoon Lee

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

Abstract

The main purpose of this study is a comparison among three type tubes as conventional tube separated liquid and gas tube, double expansion tube and double tube compacted by one body. In case of the double pipes, liquid pipe with small diameter is embedded in the gas pipe with large diameter. The conventional tube has much more loadings than double-type pipes due to the capillary tube positioned at the condenser outlet, on the other hand, the loadings can be minimized in the double-type pipes due to the capillary tube positioned at the evaporator inlet. As a result of the test, the double tube shows the highest refrigeration capacity and the highest compressor work is shown on the conventional tube. Also, COP(Coefficient of performance) is 17~18% higher, in the double-type pipes, than the conventional tube. Especially, COP of the double expansion tube is 8~11% higher than the conventional tube.

Nomenclature

AW	: Power input to the compressor[kW]
COP	: Coefficient of performance
G	: Water flow rate[kg/h]
h	: Enthalpy[kJ/kg]
Q	: Heat transfer rate[kW]
r	: Refrigerating effect[kJ/kg]
S_c	: Subcooling
S_h	: Superheating

Subscripts

c	: Conventional equipment
n	: New equipment

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

에어컨은 개별식 공조기의 주역으로 가정, 사무실, 산업용에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있다. 과거 에어컨은 단순히 냉방만을 요구되었으나 최근에는 고효율 대한 정부차원의 규제와 소비자의 욕망을 충족시키기 위해 끊임없이 기술개발이 이루어지고 있다.

에너지절약의 한 방책으로 1993년부터 시행되고 있는 에너지소비효율(EER) 등급표시제도는 대상제품의 에너지소비효율 또는 사용량에 따라 1~5등급으로 구분하여 표시 토록 함으로써 소비자들이 효율이 높은 에너지절약형 제품을 손쉽게 판단하여 구입할 수 있도록 하고 제조(수입)업자들이 생산(수입)단계에서부터 원천적으로 에너지절약형 제품을 생산·판매하도록 하는 에너지절약을 위한 제도이다. 에어컨에 있어서는 1996년과 2001년 두차례에 걸쳐 EER등급이 상향조정되었으며 결과적으로 에너지소비효율등급표시제 실시 이전인 1992년에 비해 2001년의 EER 향상도는 30~50%에 달한다. 하지만 현재 에어컨의 보급률이 30% 정도에 불과하여 여전히 수요가 높을 것이므로 앞으로도 여름철 피크전력 상승에 가장 큰 영향을 미치는 에어컨에 대한 등급 상향조절은 자명한 것으로 보인다. 따라서 에어컨의 소비전력을 줄이고 냉방능력을 향상시키는 고효율화는 중단될 수 없는 과제이다.⁽¹⁾

냉매를 수송하기 위한 배관은 냉동·공조시스템의 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브 및 각종 부속 기기 등을 서로 연결하여 사이클이 이루어

지게 하는 중요한 부분으로 배관의 좋고 나쁨은 냉동기의 성능이나 기능, 운전의 안전성 및 경제성 등에 큰 영향을 미치게 되므로 가장 합리적으로 설계되어야 한다.^(2~4) 그러나 최근에는 건물의 고층화 및 밀집화로 실외기의 설치공간 확보가 어려워 건물의 옥상이나 지상 등 설치 여건에 좌우되어 일반적으로 길어지고 있다.

냉매배관이 길어지면 마찰손실에 의한 압력손실이 증가하고, 액관에서는 플래쉬 가스의 발생, 가스관에서는 냉매의 과열이 더욱 증대된다. 이와 같은 원인으로 열교환기인 증발기나 응축기의 압력과 온도가 변화되어 장치의 능력이 설계용량에 미치지 못하거나 시스템이 불안정하게 운전되어 압축기의 동력이 증가되고 최종적으로 시스템의 성능계수(COP)의 감소를 초래하게 된다.^(5~8)

냉매배관은 관내 냉매의 상태에 따라 크게 가스관과 액관으로 분류할 수 있으며, 이들 배관들은 냉매의 종류 및 상태, 사용온도나 압력, 시스템의 능력 및 설치장소 등에 따라 적정 관경과 길이가 결정된다. 특히, 현재 가정용 및 산업용 에어컨들과 같이 압축기와 응축기, 증발기와 팽창밸브가 각각 실외기와 실내기로 하나의 유니트로 구성되어 있는 장치들은 상기의 배관들 가운데 압축기와 응축기를 연결하는 고온 고압의 가스 배관과 팽창밸브와 증발기를 연결하는 저온 저압의 액·가스 배관의 길이는 다른 배관들에 비해 무시해도 좋을 정도로 짧다. 그러나 팽창장치인 모세관은 실내 소음 발생의 원인이 되어 압축기, 응축기와 함께 실외기에 일체화 되어 하나의 유니트로 구성되고, 증발기가 실내기로 유니트화된 룸 에어컨들에 있어서는 각 유니트를 연결하는 저온 저압의 액·가스 배관과 저온 저압의 가스 배관의 길이는 상대적으로 길어지고, 이들 배관은 장치의 성능에도 큰 영향을 미치게 된다.^(9~10)

따라서, 본 연구는 가정용 룸 에어컨을 대상으로 팽창장치인 모세관을 증발기인 실내기측에 상대적으로 직경이 크고, 증발기와 압축기를 연결

하는 저온 저압의 가스 배관에 내에 삽입함으로서 배관의 기능과 열교환 기능을 동시에 수행할 수 있고 모세관 중에 발생하는 플래쉬 가스를 증발기 이전에서 제거 할수 있는 분기관을 삽입한 이중관을 개발하고자 수행되었다. 그리고 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 2중 구조에서 역류로 순환 할 때와 2중 구조의 배관에서 발생하는 플래쉬 가스를 제거하며 2단 팽창관과 비교하여 2단 팽창관이 어느 정도 장치의 성능에 영향을 미치는가에 대한 실험을 수행하여 새로운 룸에컨용 냉매배관 개발에 대한 자료를 제시하고자 한다.

1.2 에어컨의 종류⁽¹¹⁾

에어컨은 Fig. 1.1과 같이 실외기 유무에 따라 크게 2가지 형태로 나눌 수 있다. 하나는 창문에 직접 부착하고 실내기와 실외기가 하나의 패키지로 제작된 창문형 에어컨과 다른 하나는 실내기와 실외기가 분리되어 따로 설치되는 분리형 에어컨이 그것이다. 분리형은 다시 벽걸이형과 패키지형, 그리고 카세트형으로 구분된다. 최근에는 인버터를 탑재한 에어컨이 각 제조사에서 출시되고 있으며 차세대 에어컨으로 자리 잡게 될 것으로 보인다.

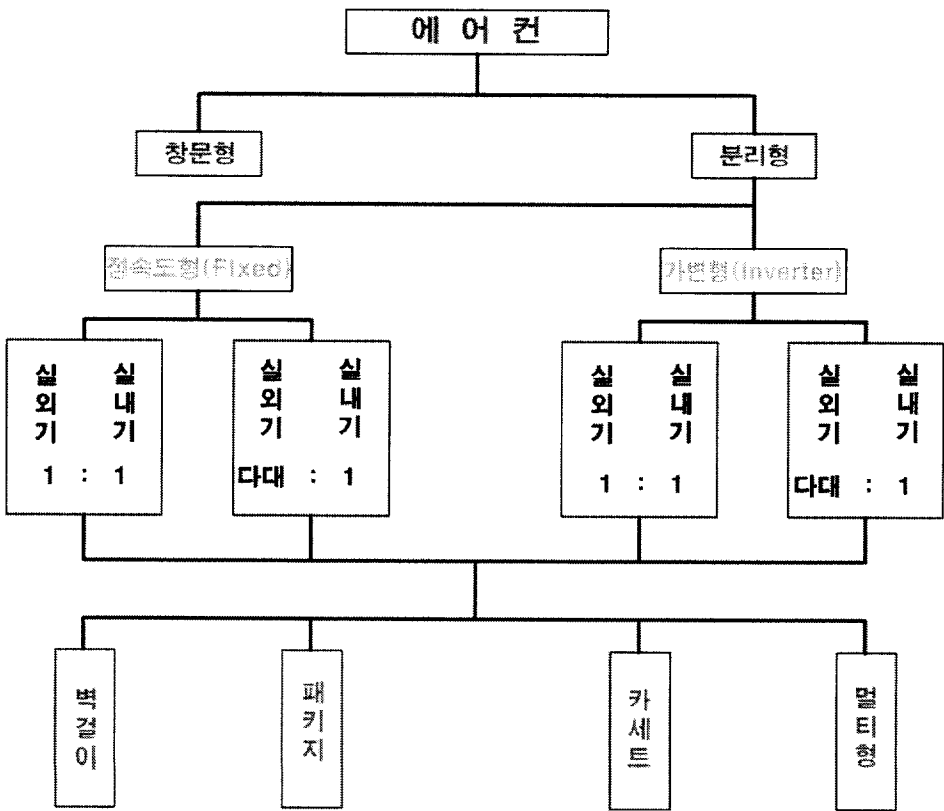


Fig. 1.1 Classification of air-conditioner

1.2.1 창문형 에어컨

창문형 에어컨은 실내기와 실외기가 한 몸체로 되어 있는 형태이고 Fig. 1.2 와 같다. 유리창을 조금 열거나 뜯어내고, 창틀에 걸치는 가장 기초적인 냉방기로 대개 냉방기로만 쓰고 간혹 전기 히팅코일을 넣어 난방기로도 쓰는 경우가 있으며 겨울이 혹독하게 춥지 않은 지방에서는 히트 펌프식으로 난방을 하기도 한다.

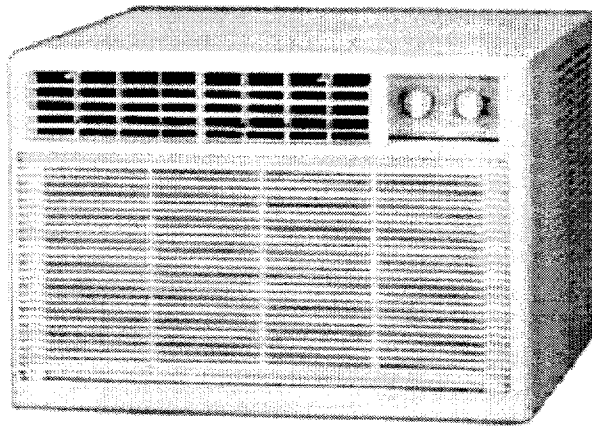


Fig. 1.2 Photograph of window type air-conditioner

1.2.2 벽걸이형 에어컨

벽걸이형 에어컨은 Fig. 1.3과 같이 압축기와 응축기, 모세관 및 팬이 하나의 유니트에 일체화된 실외기(a)와 증발기와 팬이 하나의 유니트에 일체화된 실내기(b)로 이루어지며, 실내기는 실외기와의 배관 접속이 쉬운 곳에 설치해야 하며, 실내 벽에 걸어 설치할 수 있는 구조로 되어 있다.

1.2.3 패키지형 에어컨

Fig. 1.4와 같이 패키지 에어컨은 벽걸이형과 동일하게 실외기(a)는 압축기와 응축기 및 팬이 하나의 유니트로 이루어지고, 실내기(b)는 증발기와 모세관 및 팬이 하나의 유니트로 구성된다.

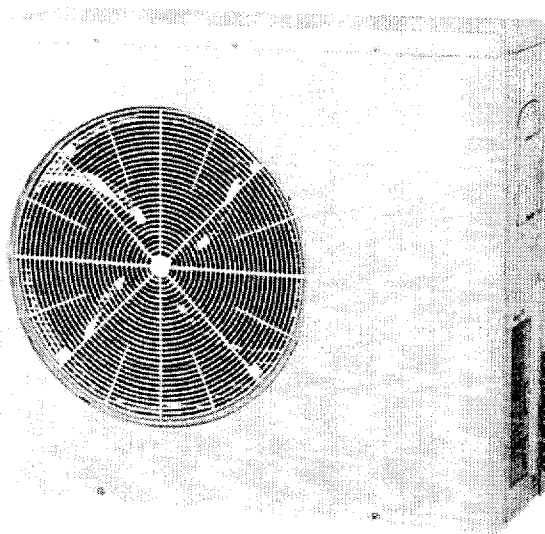
실외기는 벽걸이형과 설치 방법이 동일하고, 실내기는 벽에 고정하여 설치하는 것이 아니고, 세워서 설치하는 방법으로 벽걸이형 보다 설치가 용이한 장점이 있다.

1.2.4 카세트형 에어컨

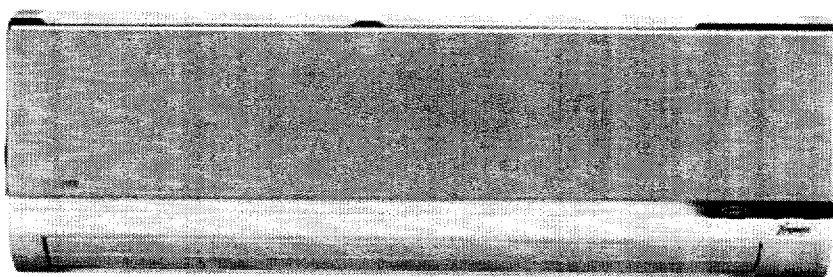
넓은 공간을 보다 효율적으로 냉방 또는 난방을 하기 위한 천장형 에어컨을 말하며, 카세트형의 모양을 갖추고 있어 명명된 것이다. 공간 활용도를 최대화 할 수 있고 개별 또는 중앙 냉난방의 통제 시스템이 가능하다는 것이 장점이다. Fig. 1.5는 카세트형 에어컨의 사진을 나타낸다.

1.2.5 멀티형 에어컨

실외기 한 대에 실내기 1대의 실내기가 연결되어 있는 일반적인 Single형 에어컨과는 달리 하나의 실외기에 다수의 분리된 실내기가 부착되어 각기 다른 공간에서 그 공간의 특성에 맞는 공조를 할 수 있게 한 공조장치이다. 여러 대의 에어컨을 설치하여야 하는 가정 및 사무실의 경우에도 실외기를 한 대만 설치하면 되므로 설치면적의 문제를 해결할 수 있는 방식이다. Fig. 1.6은 멀티 에어컨 구성의 예를 나타낸다.

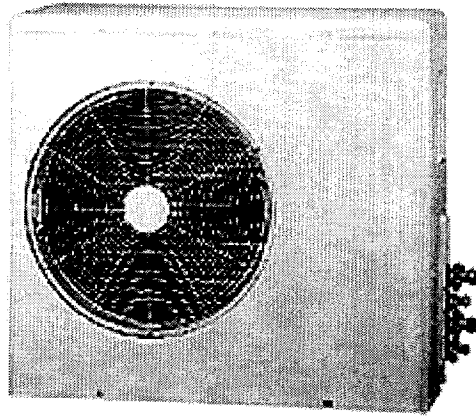


(a) Outdoor unit

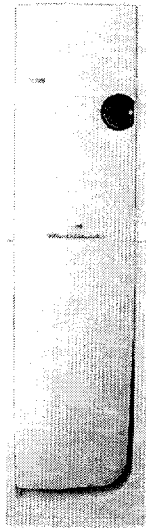


(b) Indoor unit

Fig. 1.3 Photograph of wall type air-conditioner system



(a) Outdoor unit



(b) Indoor unit

Fig. 1.4 Photograph of package air-conditioner system

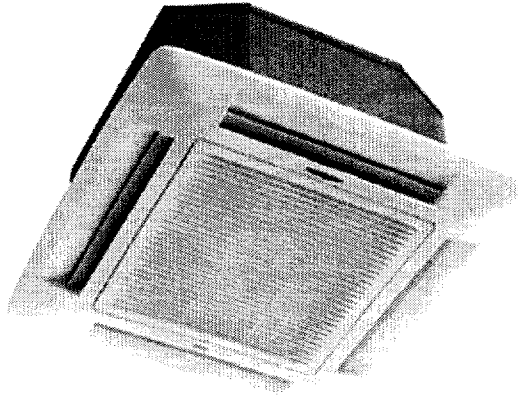


Fig. 1.5 Photograph of cassette type air-conditioner

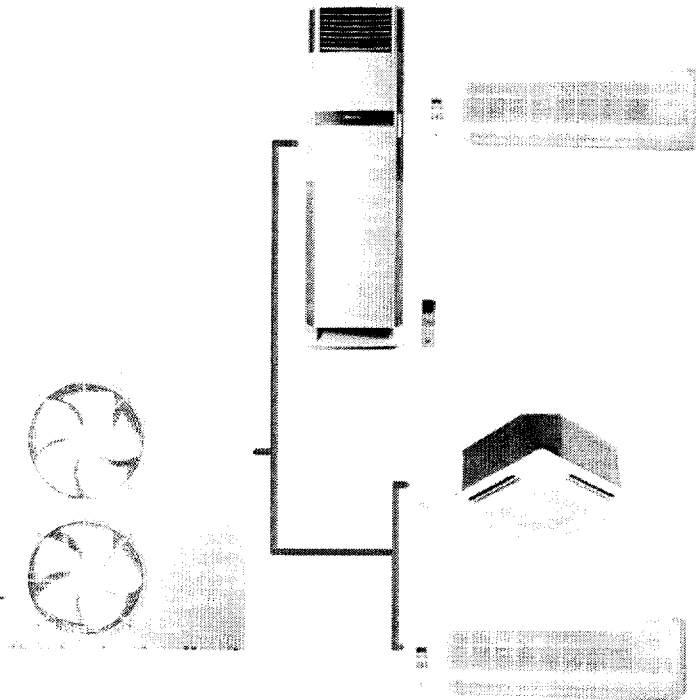


Fig. 1.6 Photograph of multi-type air-conditioner system

1.3 국내 에어컨 실태 파악^(12~14)

국내 냉동·공조산업은 60년대 냉장고 등 가전제품의 생산을 시작으로 70년대 말에는 1,500억원 생산에서 년 2조원을 넘는 규모로 비약적인 성장을 이룩하여 국내 5대 산업중의 하나가 되고 있다. 2000년대 국내 공조·냉동산업은 국내 산업생산에서 약 2%, 국제 냉동·공조산업에서의 생산위치가 8%, 수출이 약 1조 3500억원 정도가 될 전망이며, 기술수준에서는 현재 설계의 모방, 도면의 수입 및 핵심부품의 모방 제작이 75%에서 설계 능력은 독자설계가 가능하게 되고, 핵심기술은 약 95%수준에 이를 것으로 전망된다. 그러나 급변하는 세계의 무역환경 여건 및 지구환경 보전문제와 연계되어 여러 가지 산업환경 및 수요자의 여건변화가 예상된다.

국내 에어컨의 경우에는 70년대 초 생산이 시작된 이래 개별식 공조기의 주역으로서 가정, 사무실, 점포 등의 냉난방에서 산업용 공조기에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있다.

이러한 에어컨은 수요자의 다양한 기호에 맞도록 상치형, 천장걸이형, 창문형, 벽걸이형, 천장카세트형, 천장매립형, Roof top형 등 여러 가지 형태의 실내 유니트가 제공되고 있으며, 최근까지 운전조작의 마이콤화, 에너지 절감과 쾌적성 향상을 위한 고성능화, 설치공간의 경제성을 고려한 소형, 경량화를 위한 지속적인 연구개발이 이루어져 왔고, 최근에는 지구 온난화에 대한 HCFC계 냉매를 대신한 HFC계열의 냉매를 적용한 대체냉매 에어컨이 개발되고 있다.

룸, 패키지 에어컨의 국내 수요는 지난 7년 동안 50만대에서 170만대로 크게 변동하였다. 97년에 수요가 140만대로 정점에 도착하였을 때 아시아의 경제위기가 일어났다. 그리고 98년에 시장의 크기가 소위 IMF

때문에 초 긴축 재정정책으로 시장이 정상의 반의 수준인 70만대로 줄어들었다. 99년에 시장은 거의 비슷한 결과를 보였고, 2000년부터 대규모의 회복이 시작되었다. 한국에서는 시장의 총 공급능력이 시장크기보다 4배 이상 크기 때문에 한국 업체들은 수출에 집중하고 있다.

룸 에어컨의 몫(주로 작은 벽걸이 분리형과 윈도우형)과 패키지 에어컨의 몫(주로 4~7kw급의 거실에 세워놓는 슬림형의 분리 에어컨)은 일반적으로 약 50%이다. 겨울에는 매우 춥고 온돌이라는 훌륭한 한국형 난방시스템이 있기 때문에 히트펌프형은 별로 전파되어 있지 않다.

국내의 에어컨 시장은 여름 날씨와 경제상황에 크게 영향을 받고 있어서 예견하기가 어려운 실정이다. 그러므로 국내 업체들은 안정적인 수출창구를 찾고 있다. 한국 업체의 총 생산량은 연간 5~6백만대로 알려져 있으며 수출에 대한 그들의 기대는 변하지 않는 것으로 나타나고 있다.

공기조화 관련기기 중 최근 몇 년간 룸에어컨 및 패키지 에어컨의 통계자료에서 99년 룸에컨 생산량은 4,065,695대에서 2001년의 생산량은 6,036,427대로 48%증가 하였으나, 2003년의 생산량은 5,788,630대로 5%감소하였다.

생산금액은 99년 1조 1,781억원 2001년에 2조 427억원 2003년 1조 5317억원으로 각각 73.3%, 30% 정도 증가하였다.

패키지 에어컨은 99년에 444,367에서 2001년에는 681,124대로 대비 53.2% 증가하였으며, 2003년에는 939,198대로 37%증가하였다.

생산금액은 99년에 5913억원에서 2001년에는 7,812억원으로 32.1%로 증가하였고, 2003년에는 7,368억원으로 5.7%감소 하였다.

Fig. 1.7, Fig. 1.8은 92년부터 2001년까지 룸에컨과 패키지 에어컨의 연간 생산량을 나타낸 그래프 이다.

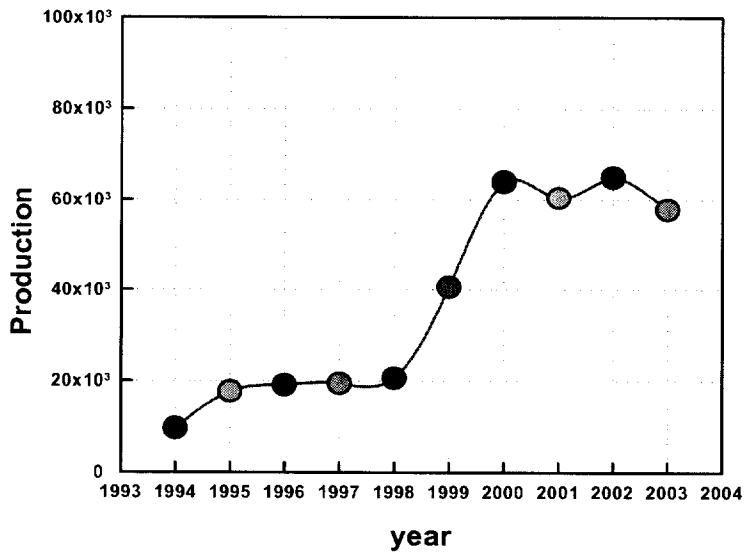


Fig. 1.7 Schematic diagram of Production volume of room air conditioner in domestic

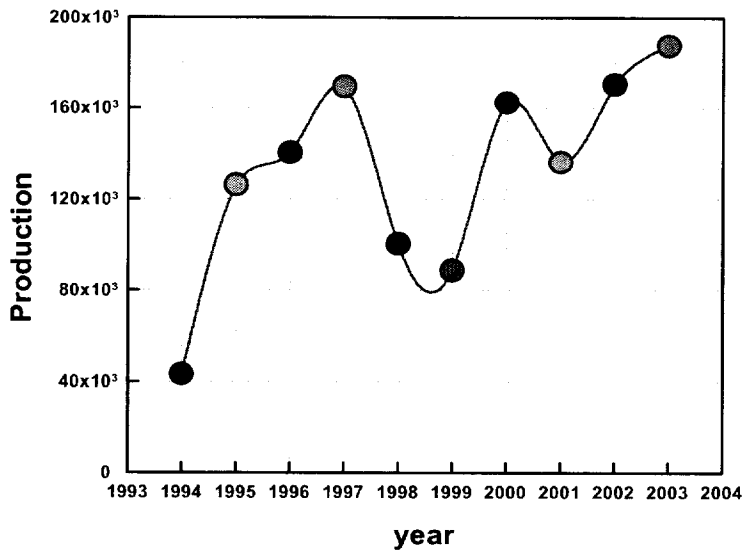


Fig. 1.8 Schematic diagram of Production volume of package air conditioner in domestic

제 2 장 실험 이론

2.1 냉매 배관⁽¹⁵⁾

2.1.1 기존 배관

Fig. 2.1은 룸 에어컨의 냉매 배관을 나타낸 것으로 이들 배관은 실외기와 실내기를 연결하여 실외기 내 응축기로부터 응축된 고온 고압의 액냉매가 모세관에서 팽창되어 순환되는 액가스와 실내기인 증발기로부터 증발한 저온 저압의 가스를 압축기로 흡입할 수 있는 가스관으로 구분된다. 이들 배관은 현장 설치시 제조회사로부터 실내외기 유니트와 함께 별도로 하나의 상자에 드레인관 및 전선 등과 같이 단열 포장되어 공급된다.

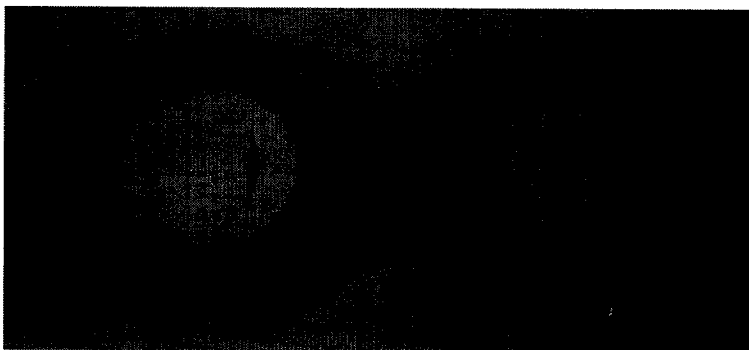


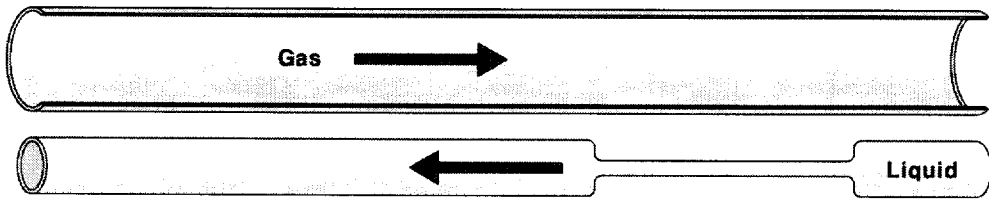
Fig. 2.1 Photograph of liquid and gas pipe on wall and room type air-conditioner

2.1.2 액 · 가스 열교환 겸용 배관

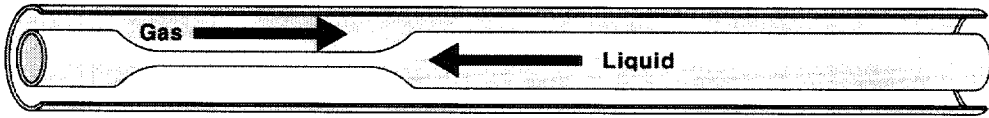
동일한 용량과 길이에 있어서 냉매 배관의 관경은 고온 고압의 액관이 저온 저압의 가스관에 비해 작다. 이는 관내로 순환하는 냉매의 비체적에 기인하는 것으로 일반적으로 장치의 용량이나 설치 위치에 따른 배관 길이에 따라 적절한 액관과 가스관이 결정된다.

액 · 가스 열교환 겸용 배관은 Fig. 2.2와 같이 (a)는 기존 현재 사용되고 있는 배관으로 가스관과 액관이 개별적으로 존재하는 형식이며, (b)는 상기의 냉매 비체적에 따른 관경 차이를 이용하여 상대적으로 관경이 큰 저온 저압의 가스관내에 고온 고압의 액관을 삽입하는 이중관 구조로 제작하여 배관의 기능을 수행할 수 있게 하였다. 또한, 저온 저압의 가스관과 고온 고압의 액관이 서로 역류로 순환하게 되어 온도차에 의한 열교환기의 기능도 겸용 할 수 있으며, 기존의 실외기인 응축기 출구에 설치되는 팽창장치인 모세관을 증발기 측에 위치시켜 관내에 삽입하는 구조이다. (c)는 (b)와 같은 형식의 배관이며 모세관 중간에 분배기를 설치하여 모세관내 발생하는 플래쉬 가스를 증발기전에서 분리하여 가스관으로 흐를수 있도록 하였으며, 이후 다시 한번 팽창할수 있도록 제작하였다.

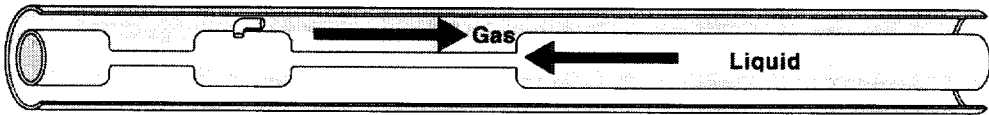
Fig. 2.3의 (a)는 룸에컨에 있어 소음의 문제로 실외기측에 모세관이 위치한 경우를 나타낸 것 이다. 이 반면에 (b), (c) 그림은 이중구조의 배관에 있어 모세관을 실내기 측에 두어 배관에서 생기는 손실을 최소화 할 수 있도록 하였다.



(a) Conventional tube

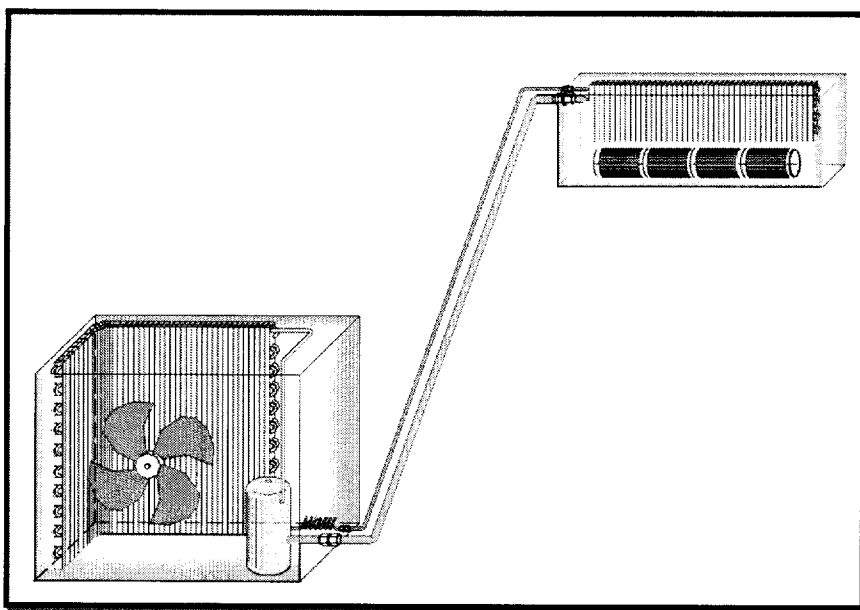


(b) Double tube

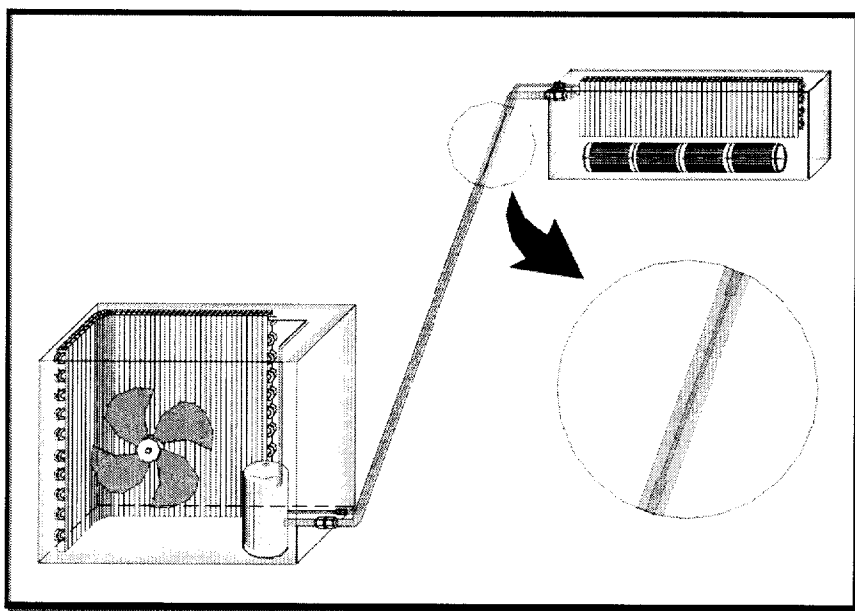


(c) Embedded two phase expansion device tube

Fig. 2.2 The schematic diagram of each tube



(a) Conventional pipe equipment



(b) New pipe equipment

Fig. 2.3 The schematic diagram of pipe equipment in the room air-conditioner

2.2 모세관 삼입 액 · 가스 열교환 겸용 배관 이론 해석⁽¹⁰⁾

Fig. 2.4는 모세관 삼입 액 · 가스 열교환 겸용 배관을 사용할 경우 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 열교환을 함으로서 냉동사이클의 특성 변화를 p-h선도 상에 나타낸 것이다. 그림에서 기존배관으로 설치할 경우 냉동효과(r_c) 및 냉방능력(Q_{ec})은 다음 식과 같다.

$$r_c = (h_1 - h_3) = A \quad (1)$$

$$Q_{ec} = G(h_1 - h_3) \quad (2)$$

여기서, h_1 , h_3 은 증발기 입 · 출구의 엔탈피를 나타내며, G 는 장치 내로 순환하는 냉매순환량을 나타낸다. 그리고 액 · 가스 열교환 겸용 배관을 설치할 경우에 있어서 냉동효과(r_n) 및 냉방능력(Q_{en})은 다음과 같다.

$$r_n = (h_1 - h_{4=5}) = B \quad (3)$$

$$Q_{en} = G(h_1 - h_{4=5}) \quad (4)$$

여기서, $h_{4=5}$ 는 액 · 가스에 의해 과냉각된 액 냉매의 팽창밸브 입구 엔탈피를 나타낸다.

상기와 같이 기존 배관과 액 · 가스 열교환 겸용 배관에 의한 사이클상의 차이는 액 · 가스 열교환 겸용 배관에 있어 열교환에 의한 고온 고압액 냉매의 과냉각도(S_c) 및 저온 저압 가스냉매의 과열도(S_h)는 각각 다음과 같다.

$$S_c = (h_3 - h_{4=5}) = a \quad (5)$$

$$S_h = (h_1' - h_1) = b \quad (6)$$

여기서, a 및 b는 과냉각도 및 과열도의 증가를 각각 나타낸다.

기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 장치의 성능계수 (COP)는 각각 다음과 같다.

$$COP_c = \frac{Q_{ec}}{AW_c} \quad (7)$$

$$COP_n = \frac{Q_{en}}{AW_n} \quad (8)$$

여기서, $AW_c = h_2 - h_1$ 과 $AW_n = h'_2 - h'_1$ 은 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기의 소요동력을 각각 나타낸다.

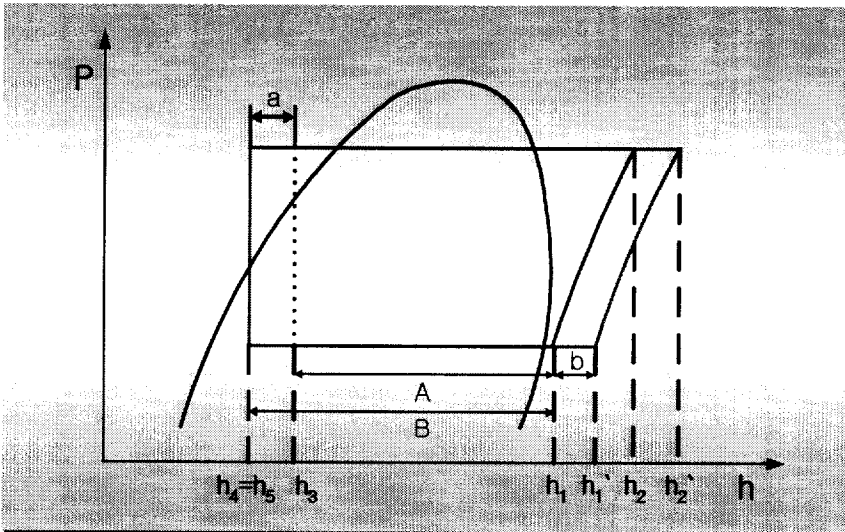


Fig. 2.4 The schematic diagram of pressure - enthalpy

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치의 구성

Fig. 3.1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 크게 압축기, 응축기, 증발기 및 배관부분으로 구성되는 장치부분과 증발기와 응축기의 열 부하를 조절하기 위한 공기 순환부분으로 구성되어 있다. 응축기의 열 부하는 장치를 챔버 안에 설치 하여 부하를 조절하였다. 증발기의 열부하는 외기와 챔버 안의 공기를 혼합하는 혼합상자를 이용하여 각 조건에 맞는 공기를 유입하도록 하였다.

두 부분을 연결하는 배관, 즉 압축기와 증발기를 연결하는 가스 배관과 응축기와 모세관을 연결하는 액 배관은 기존 룸 에어컨을 설치시 이루어지는 액 및 가스 배관 각각의 경우와 액·가스 열교환 겸용 배관을 설치하였다.

증발기와 응축기의 부하는 응축기를 챔버 안에 설치 하여 각조건에 맞는 공기를 투입할수 있도록 하였으며, 증발기는 응축기가 설치된 챔버 안의 공기를 외기 온도와 혼합 할 수 있는 공기혼합 상자를 이용하여 부하를 주었다. 또한, 증발기 및 응축기 입출구에는 온도 센서를 설치 하여 각각의 온도를 측정하였으며, 풍향계를 설치하여 증발기와 응축기의 풍량을 측정할 수 있도록 하였다.

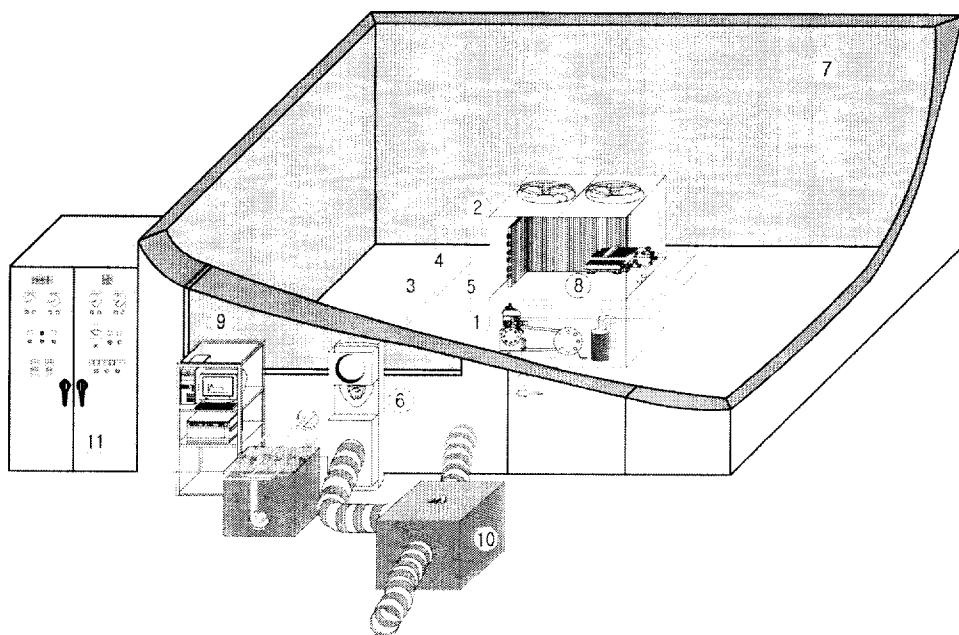
본 연구에 사용된 압축기, 응축기, 증발기는 약 3RT 용량의 실제 룸 에어컨을 사용하였다.

냉매는 압축기, 유분리기, 응축기, 수액기, 냉매 질량유량계, 3가지 중

류의 배관, 증발기, 액분리기, 압축기의 순으로 순환된다. 또, 일정 온도로 제어되는 기본 조건에서 성능을 평가할 수 있게 하기 위하여 실외기는 항온항습 챔버 안에 설치하였고 실내기는 입구 측에 댐퍼를 설치하여 시스템을 가동하였다.

압축기는 R-22용 2기통 개방형 압축기(BOCK)로 정격 운전 모터를 사용하여 구동시켰으며, 파워미터를 설치하여 압축기 일량을 측정하였다. 원활한 실험을 위해 유 분리기, 수동식 팽창밸브, 액 분리기를 각각 설치하였다. 냉매질량유량계(OBAL)를 각각 설치하여 운전하는 동안의 냉매 유량을 측정하였다. 냉매 및 이차유체의 온도 측정을 위해 정밀 수은 온도계(오차 범위 : $\pm 0.2\%$)로 보정한 $\varnothing 0.1$ T형(Thermocouple)을 각 열교환기 입·출구 측에 설치하였고, $\varnothing 0.3$ Sheath형 T-type를 압축기, 응축기, 증발기 입·출구 측 관내에 삽입하였다. 이러한 센서들은 데이터 로거(Yokogawa사, MX100)를 통하여 PC에 전송, 처리하도록 하였다.

냉매 배관은 Fig. 3.2와 같이 전체 길이는 5m로 동일하게 하였으며, 기존 냉매 배관에 사용되는 액관의 관경은 9.52mm, 가스관의 관경은 15.88mm를 사용하였다. 액·가스 열교환 겸용 배관 및 기액 분배기 삽입 배관은 액관의 관경은 9.52mm, 가스관은 19.05mm로 하여 실험하였다. Fig. 3.3은 실험장치의 전체 사진을 나타낸다.



- | | | |
|----------------|---|---------------------------|
| 1. Compressor | 2. Condenser | 3. Conventional tube |
| 4. Double tube | 5. Embedded two phase expansion device tube | |
| 6. Evaporator | 7. Chamber | 8. Refrigerant flow meter |
| 9. Data logger | 10. Air mixing box | 11. Control box |

Fig. 3.1 The schematic diagram of experimental apparatus

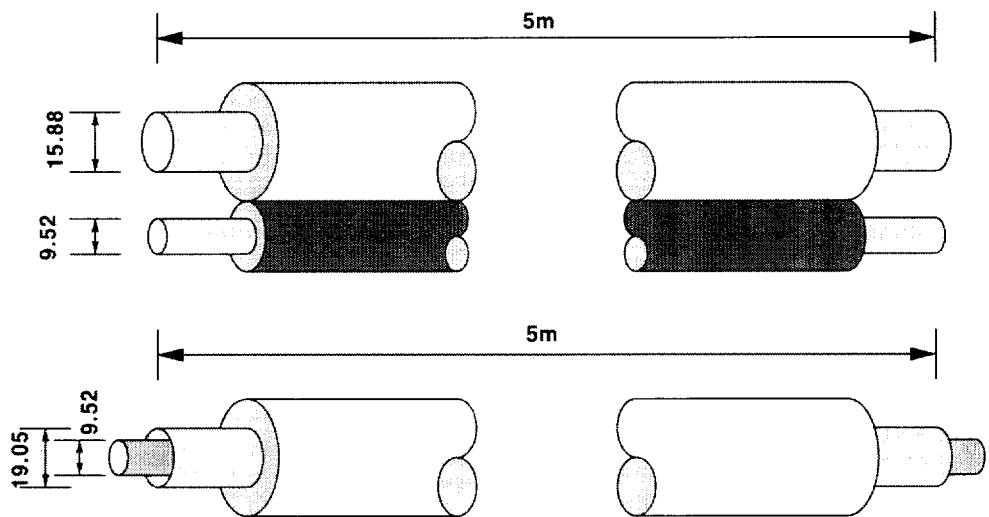


Fig. 3.2 Detail diagram of liquid and gas pipe

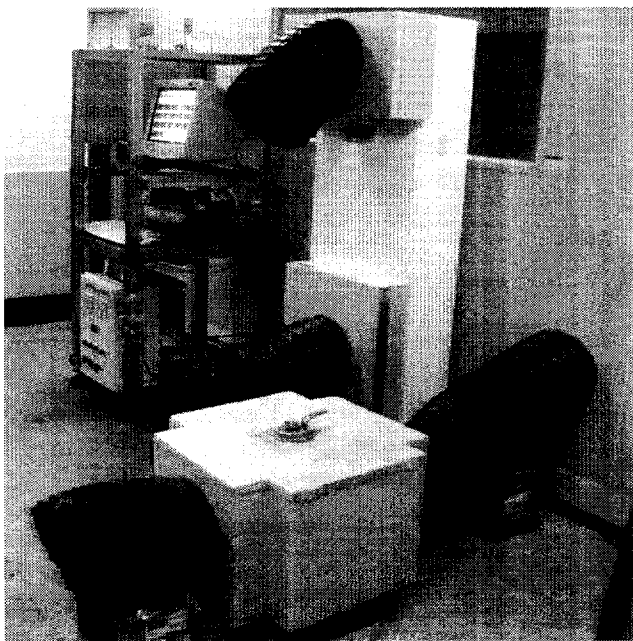


Fig. 3.3 The photograph of overall experimental apparatus

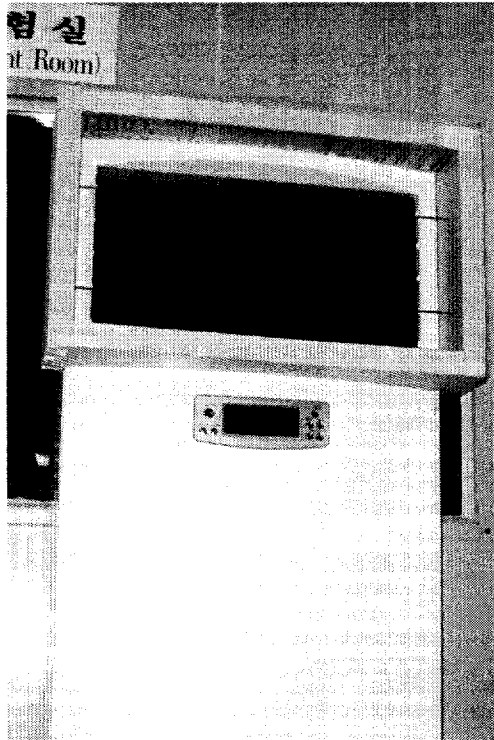


Fig. 3.4 The photograph of evaporator unit

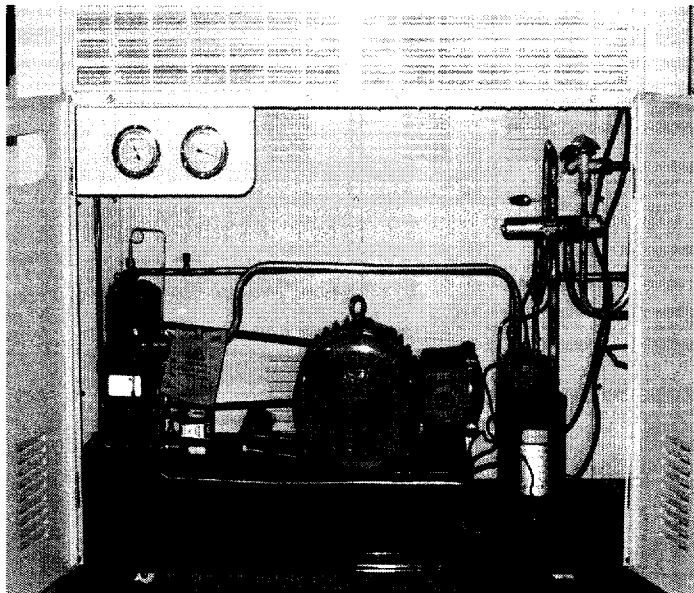


Fig. 3.5 The photograph of condenser unit

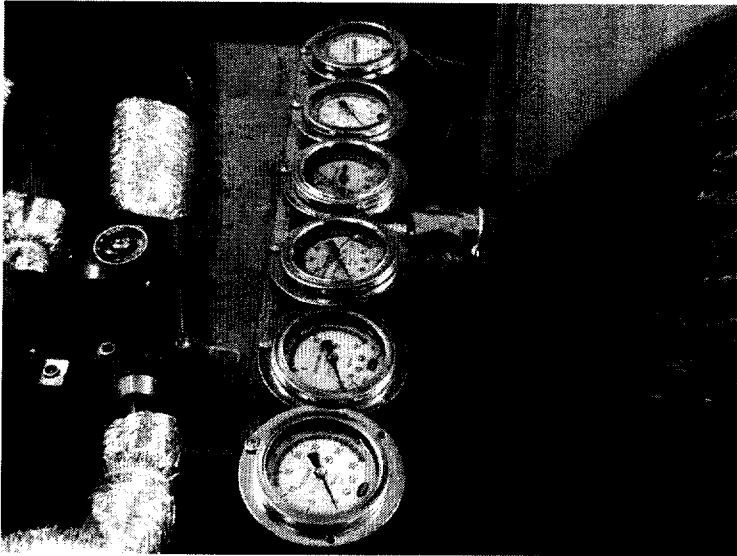


Fig. 3.6 The photograph of pressure gauge

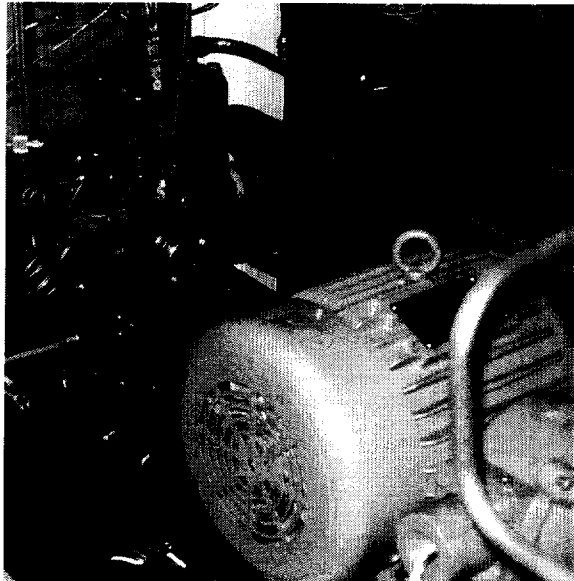


Fig. 3.7 The photograph of compressor

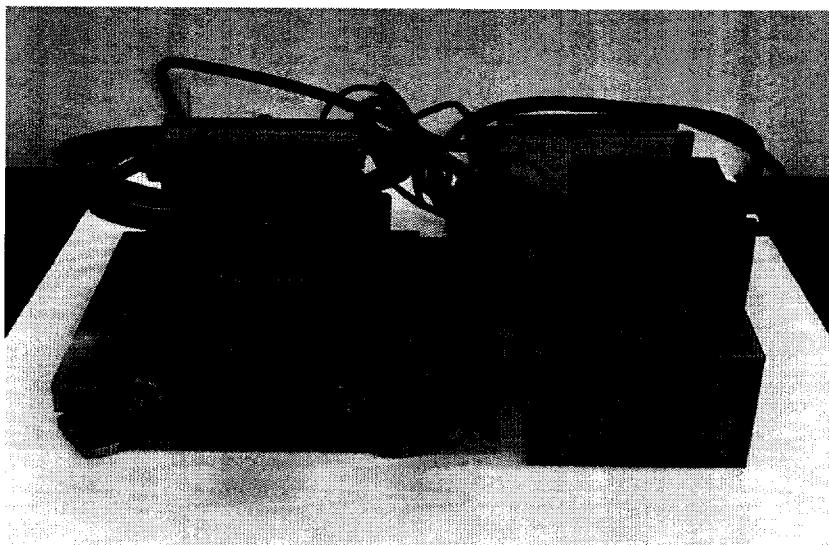


Fig. 3.8 The photograph of refrigerant flow meter

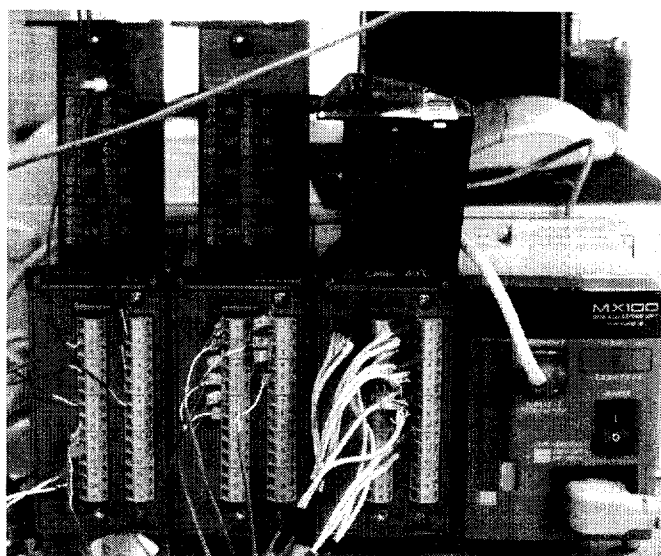


Fig. 3.9 The photograph of Data logger

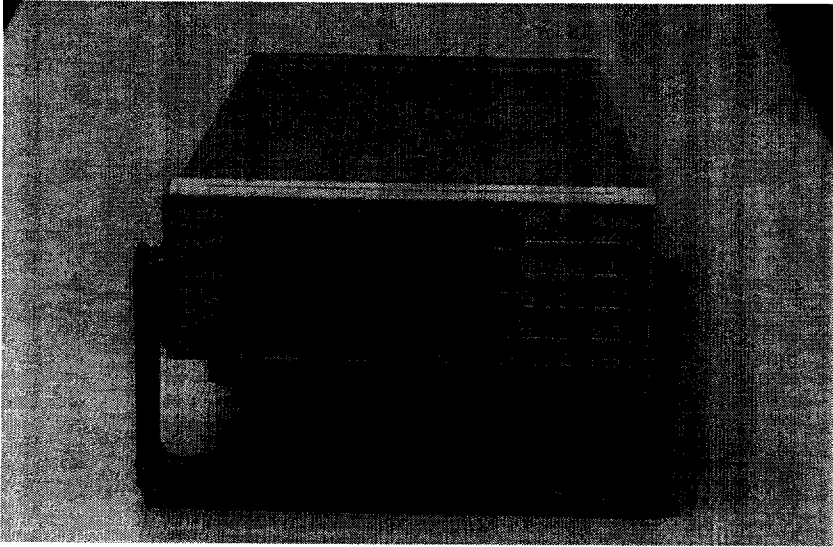


Fig. 3.10 The photograph of power meter

3.2 실험 방법

실험은 먼저 증발기 및 응축기에 일정한 조건의 부하를 공급하고, 장치를 운전하여 장치가 안정한 상태가 된 후 데이터를 획득하였다.

실험은 실내 부하 온도와 실외 부하 온도로 나누어 실시하였으며, 각각의 배관을 대상으로 일정 시간 동안 운전하여 안정화 상태의 데이터를 획득하였다. 각 배관은 5m의 길이로 관 입구측과 출구측에는 온도 및 압력계를 설치하여 각 운전시 온도와 압력을 측정하였으며, 측정된 데이터는 PC로 전송하여 처리하였다. 그리고, 증발기와 응축기 입출구 측에 습도 및 풍속계를 설치 하여 공기의 온도 및 풍량을 측정하였다.

또한, 파워미터를 설치하여 각 운전조건에 따라 압축기가 소비하는 동력을 측정하였다.

응축기 출구측에는 냉매 유량계를 설치하여 순환 냉매량을 측정하였으며, 기준조건을 중심으로 각 배관으로의 교체 운전이 가능하도록 하였다.

Table 3.1 Experimental conditions

Working fluid	R-22
Indoor temperature [°C]	22 ~ 32
Outdoor temperature [°C]	30 ~ 40

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 온도변화

Fig. 4.1과 4.2는 실내 부하 27°C 및 실외 부하 35°C 를 기준으로 하여 실외 부하 및 실내 부하를 변동시켰을 때 기존관과 이중관 및 이단 팽창관의 모세관 입출구의 냉매의 온도 변화를 나타낸 것이다.

기존 배관의 경우는 모세관 입출구 냉매 온도에 있어 다른 배관에 비하여 온도가 높게 측정되었다. 이는 이중배관의 형식을 가지고 있는 이중관과 이단 팽창관과 달리 액관과 가스관의 열교환이 전혀 없는 상태에서 냉매가 흘러 다른 이중관에 비하여 모세관 입구측의 온도가 높게 측정되었다.

그리고 이단 팽창관의 경우 출구 온도가 다른 관에 비하여 낮은 경향을 보였다. 이는 1단 팽창후에 분기관을 거쳐 2단 팽창관으로 가는 사이에 냉매에 포함되어 있던 가스 즉 프래쉬 가스가 가스관으로 빠져나가서 냉매량이 줄어 일어난 현상으로 보인다.

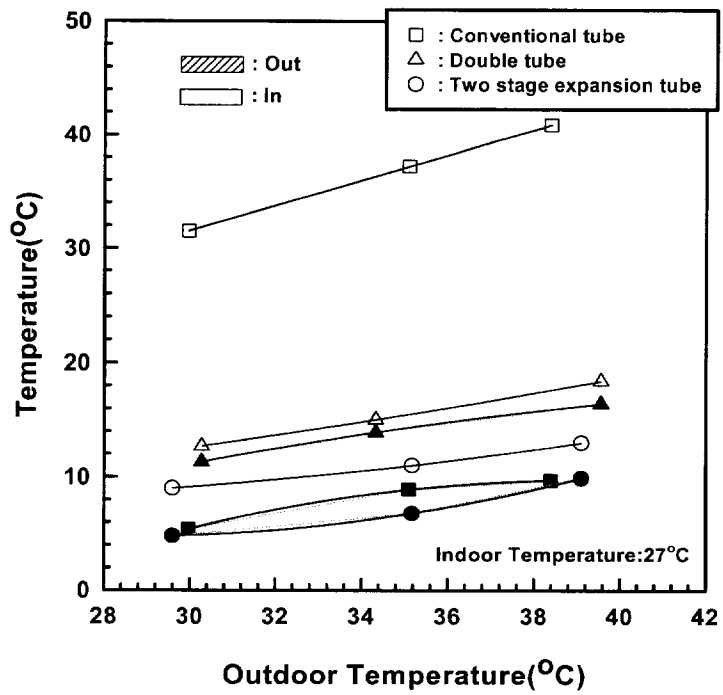


Fig. 4.1 The temperature at capillary inlet and outlet
(Indoor temperature : 27°C)

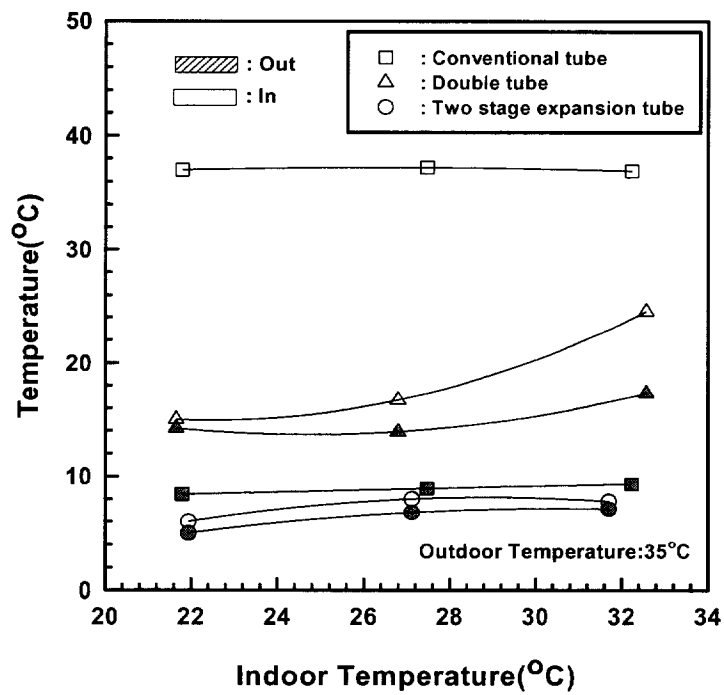


Fig. 4.2 The temperature at capillary inlet and outlet
(Outdoor temperature : 35°C)

Fig. 4.3와 Fig. 4.4는 실내 및 실외 부하에 따른 응축기의 입출구 냉매 온도를 나타낸 그림이다. Fig. 4.3에서와 같이 실내 부하를 27℃로 하고 외기 부하를 증가시켰을 경우 다소 상승하는 경향을 보였으며, 반대로 감소시켰을 경우는 평균적인 온도가 감소 하는 경향을 보였다.

그리고 이단 팽창관의 경우는 기존관과 이중관과 입출구 온도 차보다 작게 나타났다. 이는 플래쉬 가스를 제거를 목적으로 만든 분기관에서 가스만을 추출 하지 못하고 액과 가스가 혼합된 냉매가 압축기 입구측을 유입되면서, 압축기출구 온도가 낮아져, 응축기에서 응축을 기존관이나 이중관에 비하여 온도차이가 작게 나타났다.

Fig. 4.4의 그림에는 실외 부하를 35℃로 고정을 하고 실내 부하 변동에 따른 응축기 입 출구의 냉매 온도 변화를 나타낸 그림이다. 실외 부하 변동 시와 마찬가지로 실내 온도가 상승함에 따라 냉매 온도가 약간 증가 하는 추세를 보이고 있으며, 이단 팽창관의 경우 기존관이나 이중관에 비하여 온도 변화가 심하였다. 실외 부하 변동과 마찬가지로 냉매의 상태 변화에 따라 온도변화가 심하게 나타났다.

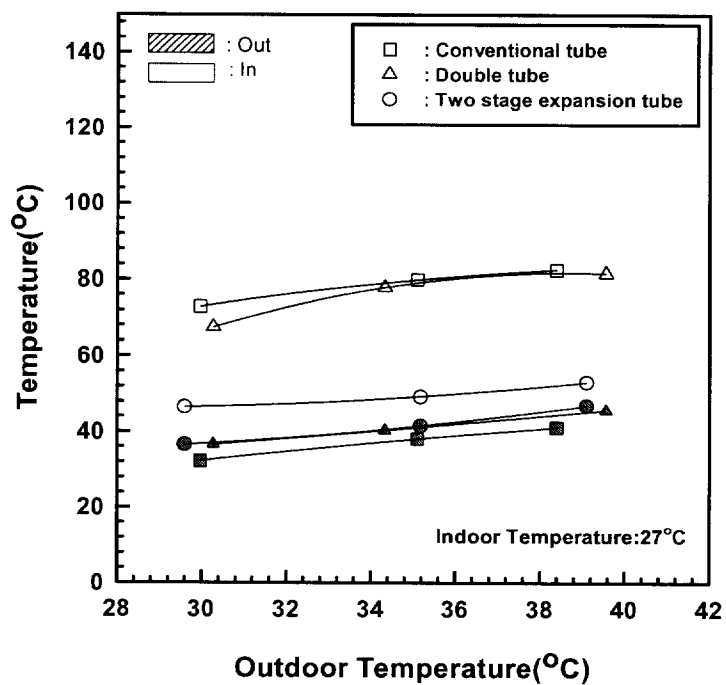


Fig. 4.3 The temperature at condenser inlet and outlet
(Indoor temperature : 27°C)

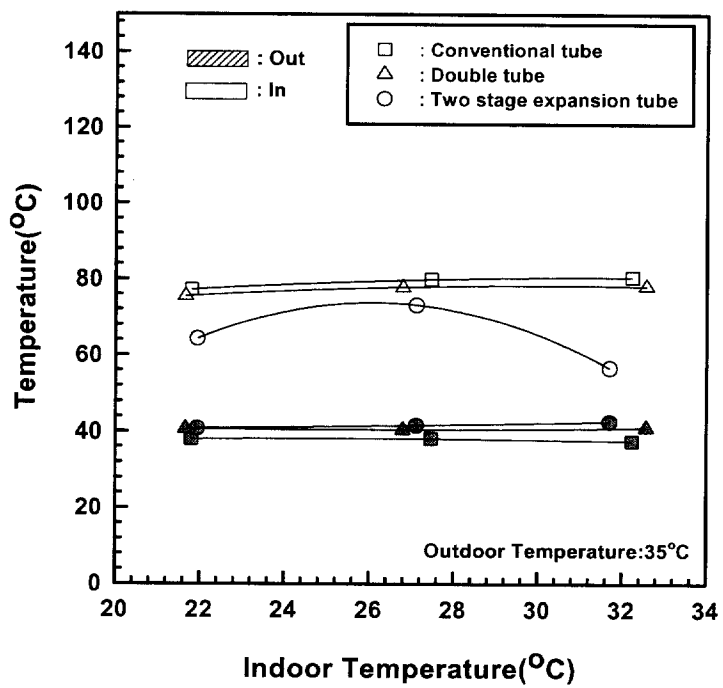


Fig. 4.4 The temperature at condenser inlet and outlet
(Outdoor temperature : 35°C)

Fig. 4.5와 Fig. 4.6는 실내 및 실외 부하에 따른 증발기의 입출구의 냉매 온도를 나타낸 그림이다.

Fig. 4.5는 실내 부하 27℃로 고정을 하고 실외 부하를 변동 하였을 경우 아래와 같은 결과를 얻었다. 그림에서와 같이 전체 적인 그래프의 경향은 비슷하게 나타났다. 기준관의 경우 다른 이중관이나 이단 팽창관의 경우보다 출구 온도가 높게 측정되었다. 이는 기준관에 있어 증발기 내부에서 증발이 완료 되어 가열구간이 발생하여 출구 온도가 상승하는 경향을 보였다.

Fig. 4.6은 실외 부하를 35℃로 고정하고 실내 부하에 따른 증발기 입출구의 냉매 온도를 나타낸 그림이다. 기준관의 경우 다른 관의 증발기 출구 온도보다 높게 나타났다. 이는 증발기 내에서 포화 증발 하여 과열이구간이 발생하여 나타난 현상이다. 이중배관형식의 경우는 실내 부하에 따라 차이가 있었으나 전체 적인 입출구 온도 차이를 유지 하였다.

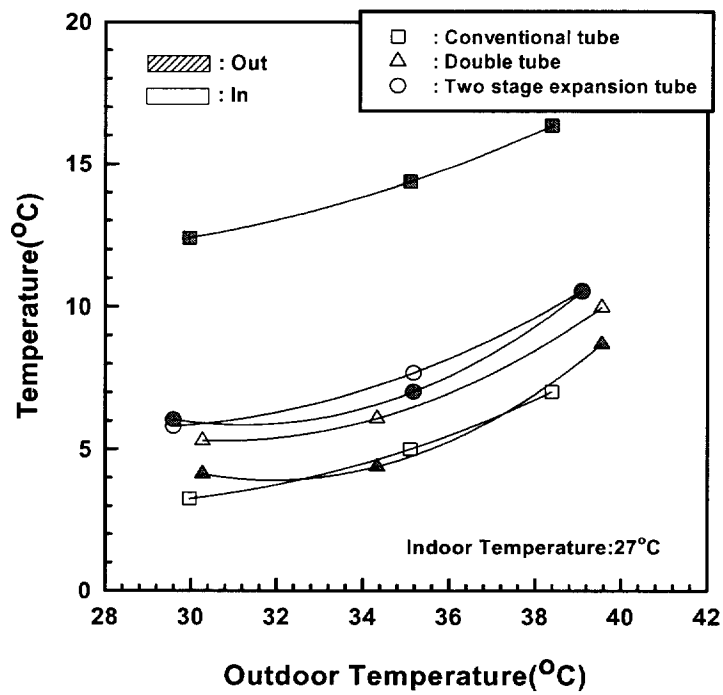


Fig. 4.5 The temperature at evaporator inlet and outlet
(Indoor temperature : 27°C)

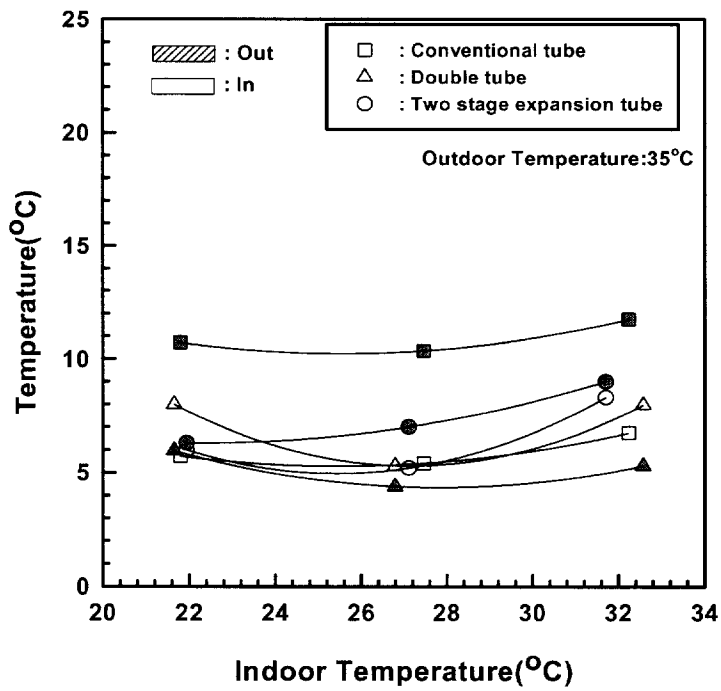


Fig. 4.6 The temperature at evaporator inlet and outlet
(Outdoor temperature : 35°C)

4.2 압력 변화

Fig. 4.7과 4.8은 실내 부하 27℃ 및 실외 부하 35℃를 기준으로 하여 실외 부하 및 실내 부하를 변동시켰을 때 기존관과 이중관 및 이단 팽창관의 모세관 입출구의 냉매의 압력 변화를 나타낸 것이다.

기존관에 비하여 이중관 형식의 배관의 모세관 입구의 압력이 3~6kgf/cm² 정도 낮게 측정되었다. 이는 배관의 액관과 가스관의 열교환으로 모세관 입구측 압력이 낮게 측정되었다.

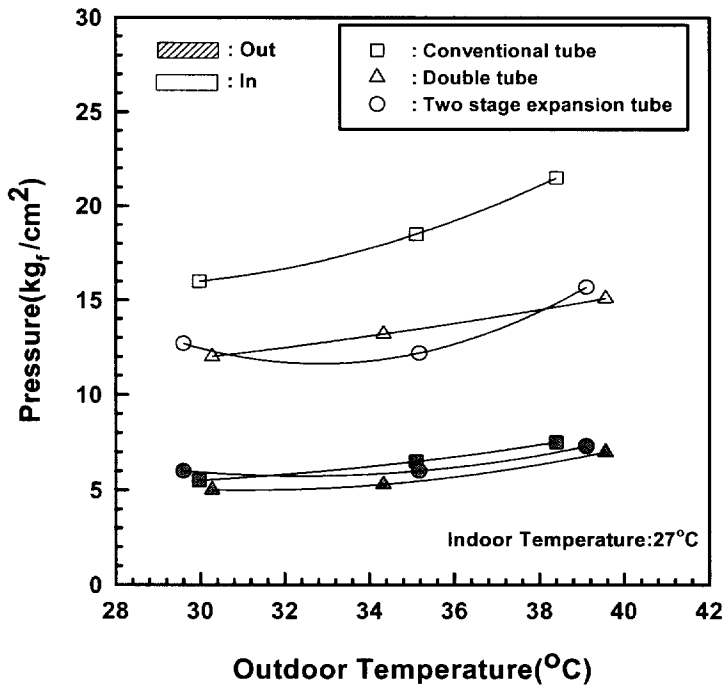


Fig. 4.7 The pressure at capillary inlet and outlet
(Indoor temperature : 27℃)

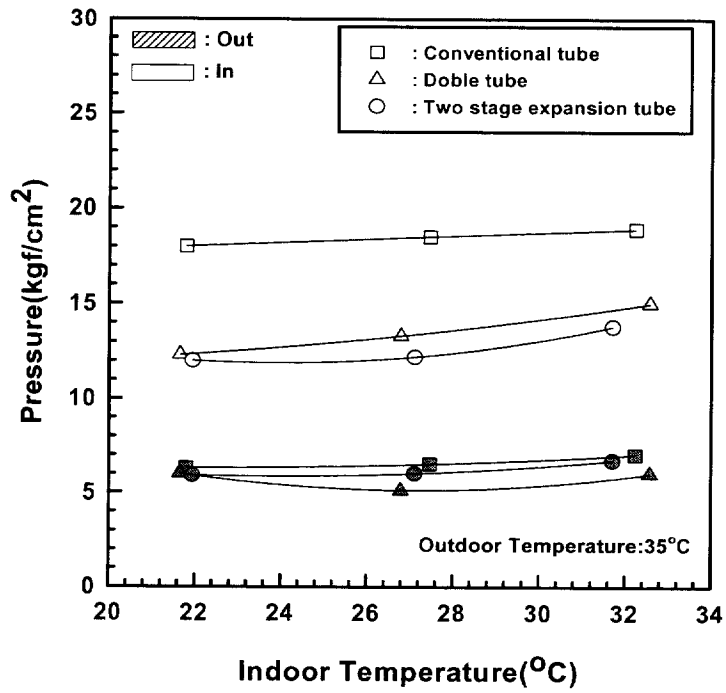


Fig. 4.8 The pressure at capillary inlet and outlet
(Outdoor temperature : 35°C)

Fig. 4.9와 Fig. 4.10은 실내 및 실외 부하를 27℃와 35℃로 고정을 하고 실외 및 실내 부하를 변동 하였을 경우 응축기 입출구의 냉매의 압력변화를 나타낸 그림이다. 각각의 배관의 입출구의 압력차이는 약 0.9 ~ 1.1kg/cm²으로 균일한 차이를 보였다.

기존관의 경우 이중구조의 배관 보다 높은 압력에서 응축을 하는 결과를 보였다. 이는 압축기의 토출 압력이 상승함에 따라 응축기 입구측의 압력이 상승하는 현상을 보였으며, 외기 부하가 상승함에 따라 압력도 상승하는 결과를 얻었다.

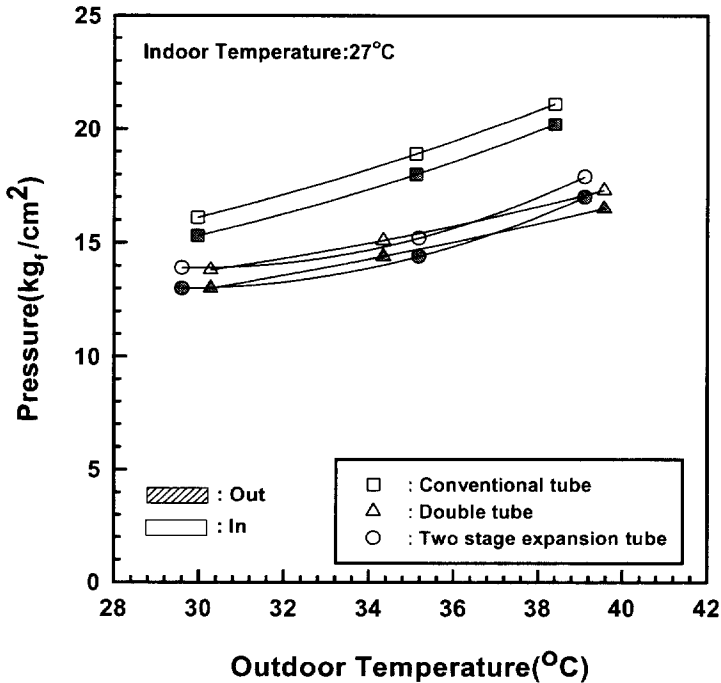


Fig. 4.9 The pressure at condenser inlet and outlet
(Indoor temperature : 27℃)

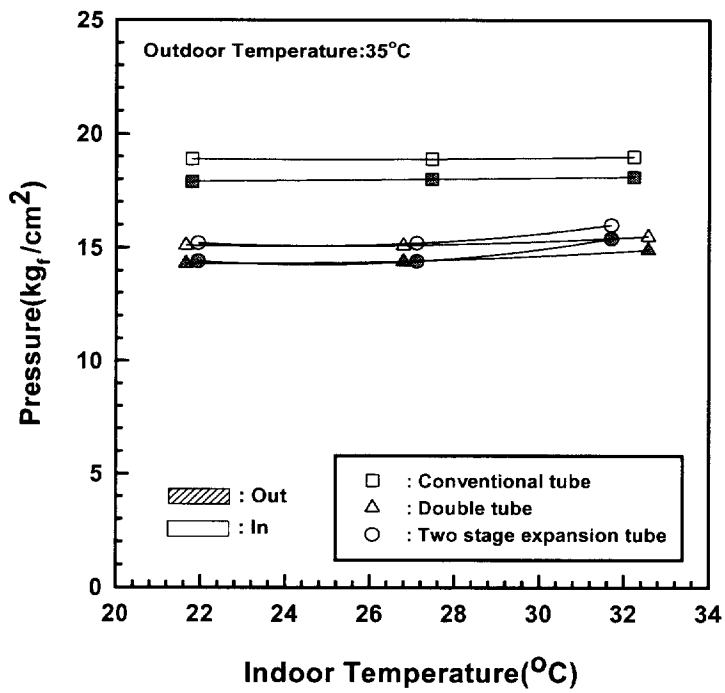


Fig. 4.10 The pressure at condenser inlet and outlet
(Outdoor temperature : 35°C)

Fig. 4.11과 Fig. 4.12은 실내 및 실외 부하를 27℃와 35℃로 고정을 하고 실외 및 실내 부하를 변동 하였을 경우 증발기 입출구의 냉매의 압력변화를 나타낸 그림이다. 증발기 내부에서 압력 강하가 일어나 입구와 출구의 압력 차이가 생기는 것을 알수 있다. 그리고 압력강하 이후 가열도의 증가로 출구의 온도는 상승하는 경향을 보였다.

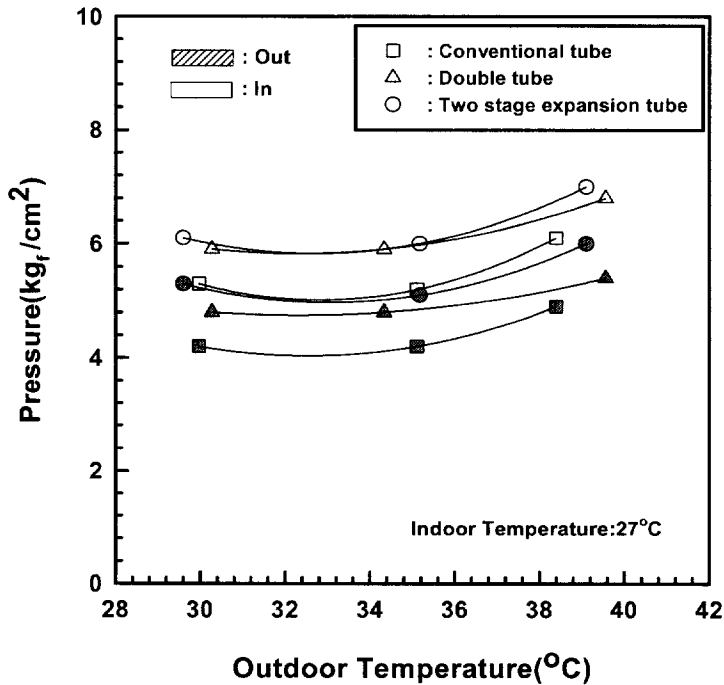


Fig. 4.11 The pressure at evaporator inlet and outlet
(Indoor temperature : 27℃)

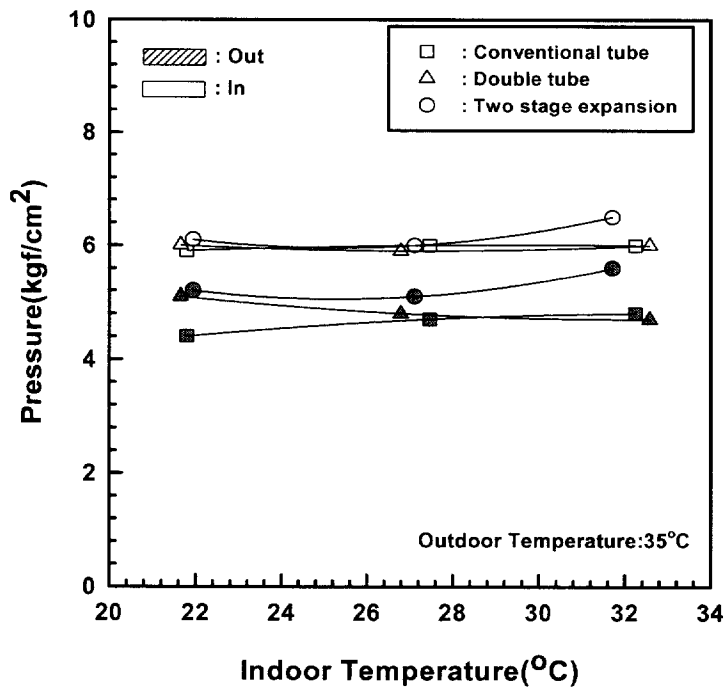


Fig. 4.12 The pressure at evaporator inlet and outlet
(Outdoor temperature : 35°C)

4.3 냉매 순환량 변화

Fig. 4.13과 Fig. 4.14는 각 조건별 냉매량을 나타낸 그림이다. 기존관에 비하여 분기관의 냉매량이 많은 경향을 보였다. 냉매량은 각 부위별 냉매 온도에 많은 영향을 미치는 것으로 보였다. 기존관의 경우 냉매량이 작아 사이클이 전체적으로 상승하는 경향을 보였으며, 이중관형식의 배관들은 기준조건을 기준으로 실내 및 실외 부하가 증가 하거나 감소하여도 다소 증가 하는 경향을 보였다.

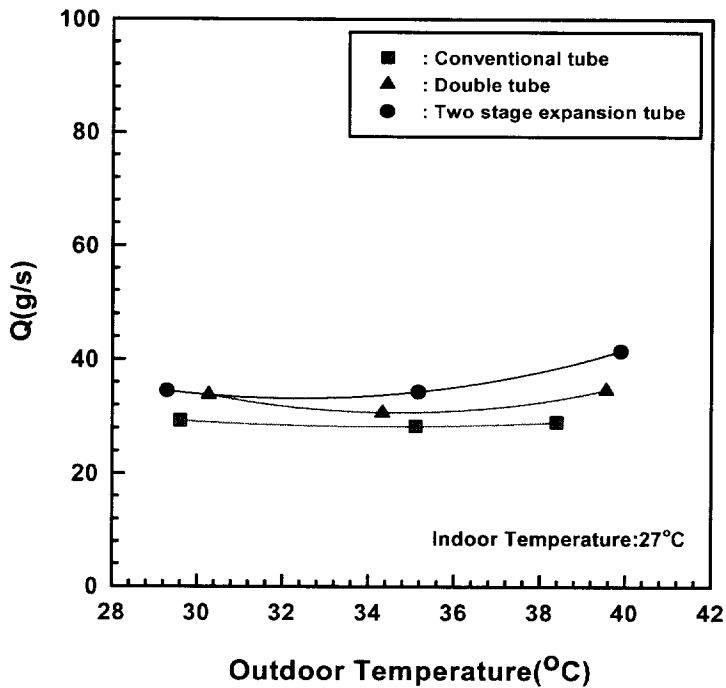


Fig. 4.13 Comparison of flow rate
(Outdoor temperature 27°C)

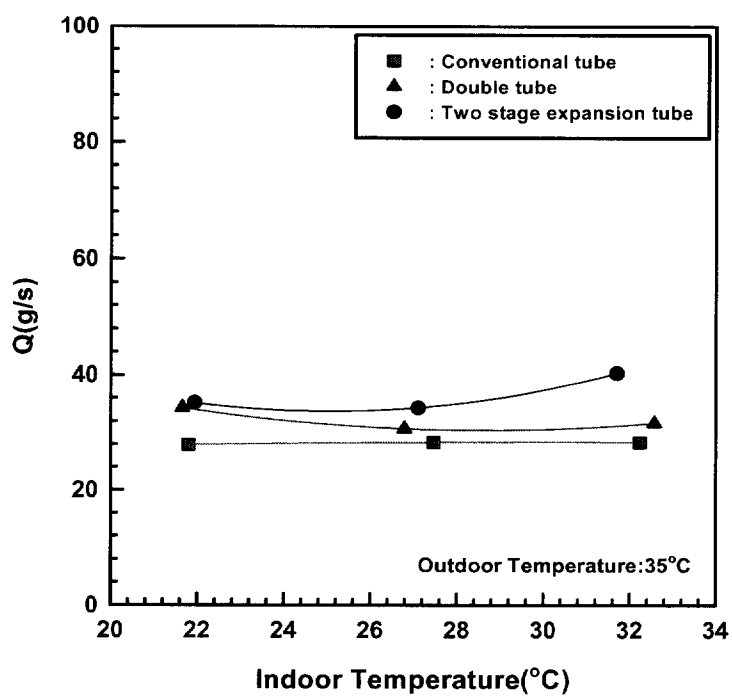


Fig. 4.14 Comparison of flow rate
(Outdoor temperature 35°C)

4.4 냉동능력변화

Fig. 4.15와 Fig. 4.16은 실내부하 및 실외 부하에 따른 냉동능력을 나타내었다. 실외 부하가 증가함에 따라 냉동능력은 다소 감소하였다. 그리고 이중형식의 배관보다 기존관이 더 많은 감소를 나타내었다. 외기 부하가 증가함에 따라 기존관의 경우 증발기가 완전 증발 하여 가열 구간이 길어져 냉동능력 저하 되었다. 이중관이 기존관에 비하여 10%정도 냉동능력이 좋게 나왔으며 기존관에 비하여 이단 팽창관은 0.5%정도 낮은 결과가 나왔다.

그리고 실내 온도의 변화를 주었을 경우 실내 공기의 입구 온도가 상승함에 따라 냉동능력도 상승하는 경향을 보였다. 이중관의 경우 기존관에 비하여 약 5%정도 높게 나왔으며, 이중관의 경우는 기존관에 비하여 1%정도 낮게 측정 되었다.

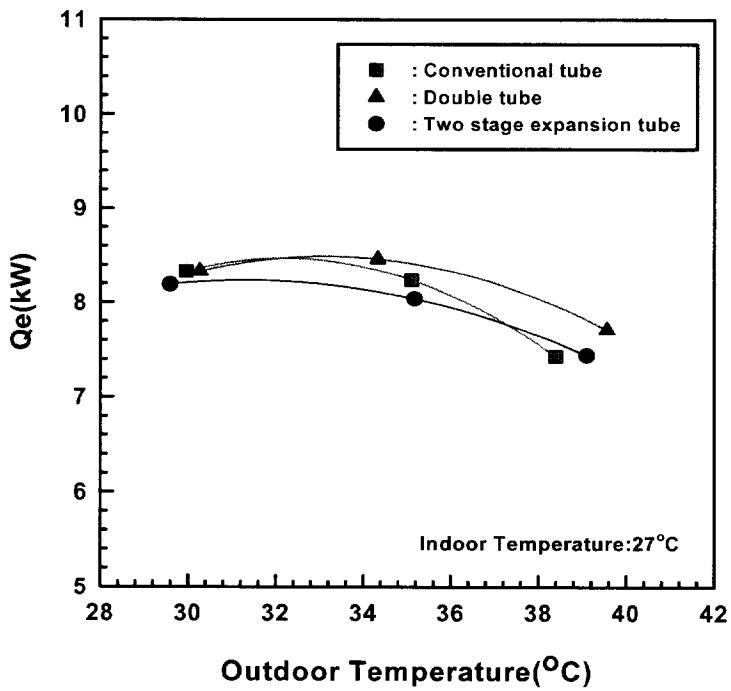


Fig. 4.15 Comparison of cooling capacity
(Indoor temperature 27°C)

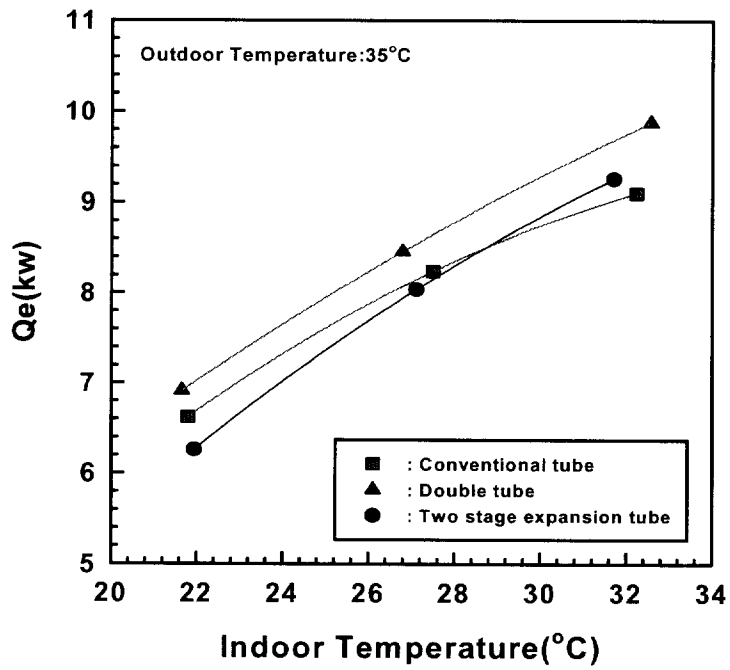


Fig. 4.16 Comparison of cooling capacity
(Outdoor temperature 35°C)

4.5 압축기 소요 동력 변화

Fig. 4.17 과 Fig. 4.18의 경우는 실내 및 실외 온도 변화에 따른 압축기 소요 동력을 나타낸 그림이다. 그림에서와 같이 소요동력은 기준관, 이단팽창관, 이중관 순으로 나타났다. 이는 기준관의 경우 증발기 출구 온도가 상승하여 비체적의 증가로 인한 결과로 사료 된다.

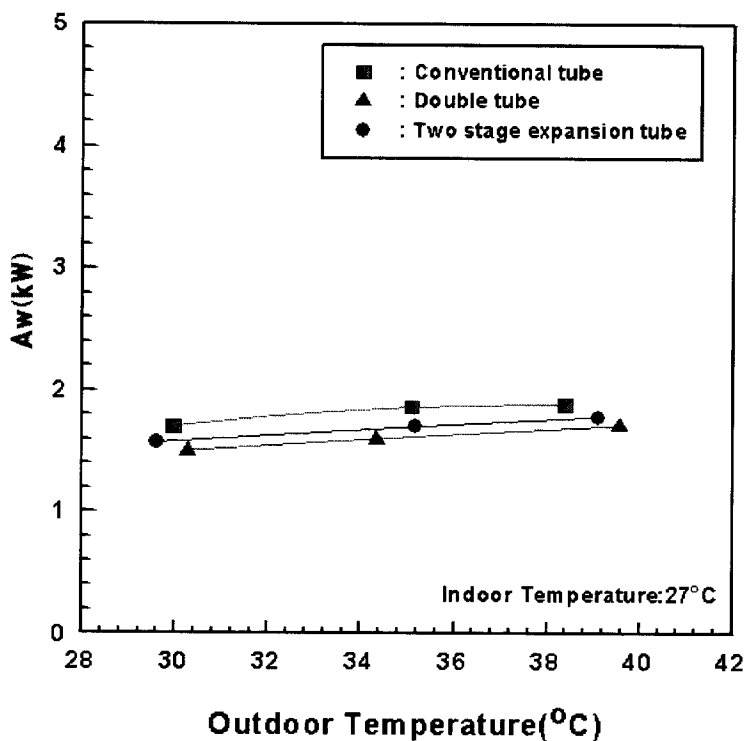


Fig. 4.17 Comparison of compressor work
(Indoor temperature 27°C)

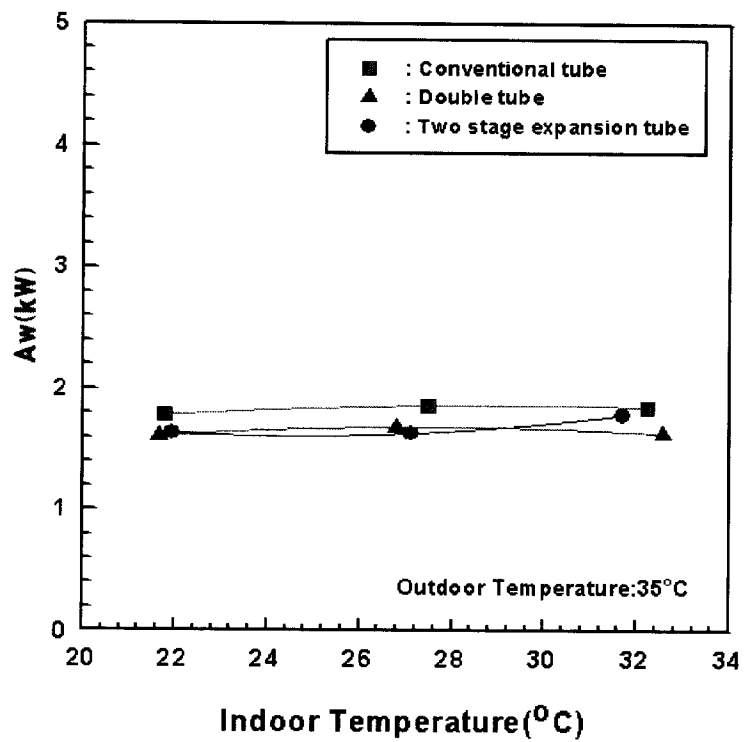


Fig. 4.18 Comparison of compressor work
(Outdoor temperature 27°C)

4.6 성능계수 변화

Fig. 4.19와 Fig. 4.20은 실내 부하 및 실외 부하에 따른 COP를 나타낸 그림이다. 실외 부하가 증가함에 따라 COP도 전체 적으로 감소하는 경향을 보였다. 기존관에 비하여 이중관은 약18% 높게 나타났으며, 이중관은 기존관에 비하여 약11% 높게 나타났다. 이에 반해 실내 부하 변동에 따른 그림을 보면, 실내 부하 온도가 증가 함에 따라 COP도 상승하는 경향을 보였다. 기존관에 비하여 이중관은 약17% 높게 나타났으며, 이단 팽창관은 기존관에 비하여 약 8% 높게 나왔다. 이는 증발 능력은 이단팽창관 보다 기존관이 좋게 나왔지만, 소요 동력이 기존관이 가장 높게 나온 결과이다.

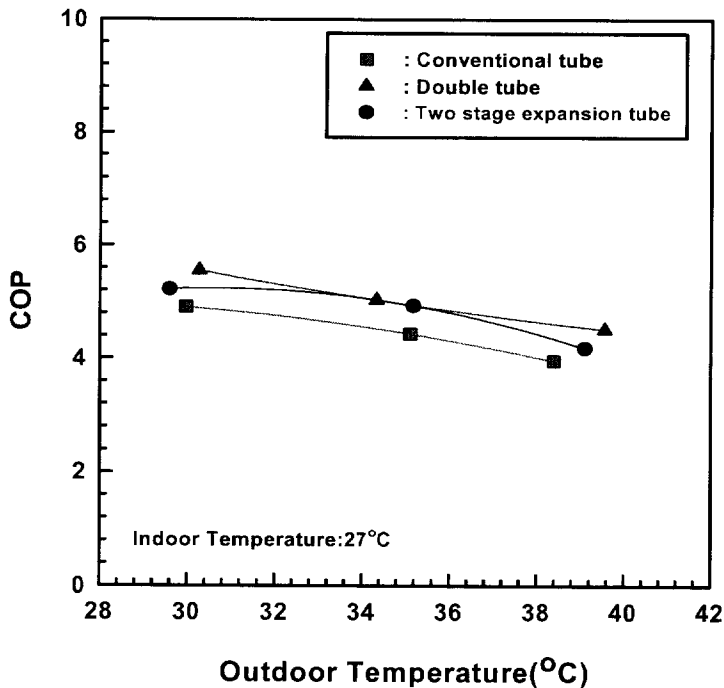


Fig. 4.19 Comparison of COP
(Indoor temperature 27°C)

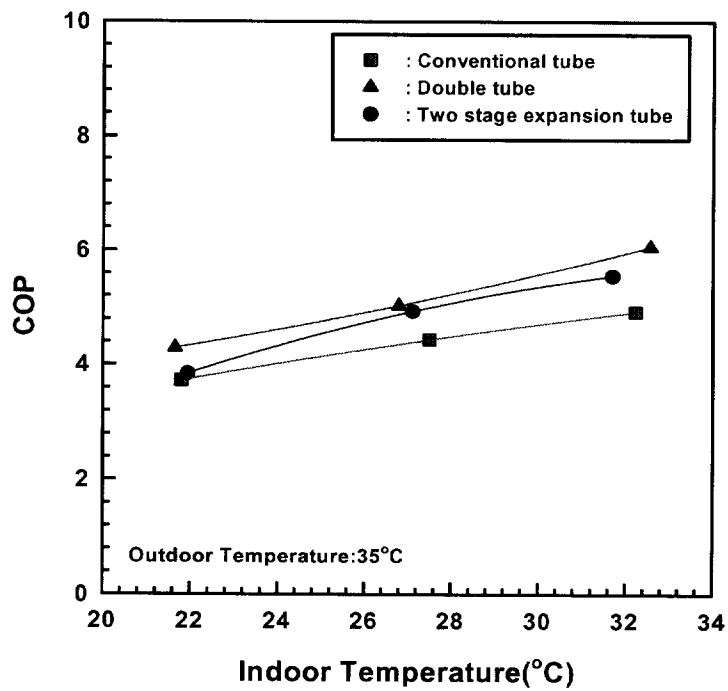


Fig. 4.20 Comparison of COP
(Outdoor temperature 35°C)

제 5 장 결 론

룸 에어컨용 모세관 삽입형 배관 및 이단 팽창장치 내장분리형 배관의 특성을 파악하기 위하여 기존 방법으로 배관을 설치한 경우와 비교 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 이중구조 배관 및 이단 팽창장치 내장 분리형 배관에서 상당한 열교환이 이루어지는 것을 확인 할 수 있었다.

(2) 냉방능력의 경우 이중 배관이 가장 좋게 나타났으며, 다음이 기존관 이단 팽창관의 순으로 그 능력이 나타났다.

(3) 장치 성능 계수는 이중구조 배관이 기존 배관에 비하여 약 17~18% 높게 나왔으며, 이단 팽창관의 경우는 기존배관에 비하여 약 8~11% 높게 나왔다.

(4) 플래쉬 가스 제거를 위한 팽창장치 내장형 배관의 경우는 시스템이 상태에 따라 액이 함께 넘어 가는 것을 알 수 있었다.

위의 결과들은 기존의 룸 에어컨 배관 방식보다 고성능화를 달성할수 있는 이중구조의 배관 개발에 대한 정량적, 정성적인 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. 강원일, 2001, 에어컨 변천사, 한국설비기술협회, Vol. 18 No. 4 pp. 3 4~43
2. ASHRAE, 1990, Refrigeration Systems and Applications, pp.3. 1~3.25.
3. Frank M. White, 1995, Fluid Mechanics, McGraw Hill 3th Edition, pp. 361-410.
4. 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1996, HCFC 22 냉동공조장치의 배관결정, 공기조화 냉동공학회 96하계학술발표회 논문집, pp. 282~286.
5. 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1996, 냉동공조시스템의 액·가스관 선정에 관한 연구, 공기조화 냉동공학회 부산·경남지부/대한기계학회 부산지부 1996년도 공동학술대회논문집, pp. 110~114.
6. 池元眞佐美, 山本泰司, 黒河通匡, 名迫賢二, 片岡久典, 1996, HFC冷媒・冷凍サイクルシミュレーション, 第30回空氣調和・冷凍聯合講演論文集, pp. 173~176.
7. 설원실, 방덕제, 신진규, 김재돌, 윤정인, 1997, 냉매배관길이가 냉동장치의 성능에 미치는 영향, 한국박용기관학회 1997년도 추계학술대회논문집, pp. 68~73.
8. 이종필, 최인수, 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1997, 실외기 설치위치가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향, 공기조화 냉동공학회 97동계학술발표회 논문집, pp. 313~318.
9. 윤정인, 김재돌, 1997, 냉동설비공학, 태훈출판사, pp. 53~222.
10. 日本冷凍協會, 1993, 冷凍空調便覽, 2巻, pp. 63~68.

11. 황성배, 에어컨의 종류 및 선정 방법, 한국설비기술협회, Vol. 18
No. 4 pp64~70
12. 한국냉동공조공업협회, 2002, 냉동·공조·공조기기 통계자료
13. 이재성, 2001, 세계 에어컨 수요, 한국냉동공조공업협회, 통권 70호,
pp. 56~58
14. 박문수, 2002, 국내 냉동공조기술의 현황과 과제, 한국냉동공조공업
협회
15. 허일영, 2002, 패키지 에어컨용 액·가스 열교환 점용 배관에 관한
실험적 연구, 부경대학교 공학석사 학위논문, pp. 20~26

감사의 글

걱정반 기대반으로 시작했던 대학원 생활이 이 논문 하나로 마무리 되니 시원 섭섭한 맘이 그지 없습니다. 처음 대학원에 들어와 선배들이 감사의 글을 적는걸 보고 부러워 하던게 엇그제 인데 지금 제가 감사의 글을 적고 있습니다. 이곳에서 있었던 일들은 머릿속 아니 가슴속에 남겨 사회생활 뿐만 아니라 인생의 밑거름이 되도록 하겠습니다.

지금에 와서 돌아 보면 지금에 저를 여기까지 이끌어 주신 분들이 너무 많습니다. 먼저 본 논문의 결실을 맺기 까지 아낌없는 지도와 편달을 해주신 윤정인 교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

그리고 본 논문을 심사해주시고 유익한 조언을 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

또한 대학원을 진학하도록 많은 조언과 실험을 할 수 있도록 해주신 동명대학 김재돌 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

지금에 실험을 만들어 주신 설원실, 한인근, 최신수 선배님에게도 감사드립니다.

항상 웃으면서 부족한 점을 채워 주신 춘근이형, 컴퓨터 모르면 가장 먼저 생각 나는 승문이 형, 실험실 기동인 호생이 형, 항상 옳은 말만 해준 병진이 형, 졸업동기이자 가장 많이 싸운 근태 쌤, 항상 게으르다고 구박만 한 친구 철호, 잘 듣지 못하지만 착한 광배, 생활 하는 동안 가장 대화가 없었던 Tong, 이제 실험실 생활을 시작한 병주, 지금은 졸업했지만 많은 도움을 주신 성호 형, 동휘 형, 기석 형, 경현이 형, 그리고 나만 따라오라고 했던 동안 형, 모두 감사 드립니다.

그리고 항상 손자 잘되기만을 기도하시다가 하늘나라로 가신 할아버

지, 세상에 모든 걱정을 다하시느 할머니, 그리고 항상 묵묵히 저 뒷바라지 해주신 어머니, 아버지, 오빠 노릇 못해 미안한 여동생 정말 고맙습니다.

마지막으로 항상 옆에서 아무말없이 자리를 지켜준 진이에게 고마움을 전합니다.