공 학 석 사 학 위 논 문

모세관을 삽입한 룸에어컨용 액·가스 열교환 겸용 배관에 관한 실험적 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2003년 2월

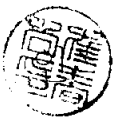
부경대학교 대학원

냉동공조공학과

송 성 호

송성호의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 12월

주 심 공학박사 최 광 환 

위 원 공학박사 김 은 필 인

위 원 공학박사 윤 정 인

목 차

Abstract iii

Nomenclature iv

제 1 장 서 론 1

1.1 연구배경 및 목적 1

1.2 에어컨의 종류 3

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 삽입 액 · 가스 열교환 겸용 배관 이론 해석 16

제 3 장 실험장치 및 방법 18

3.1 실험장치의 구성 18
3.2 실험방법 28

제 4 장 실험결과 및 고찰 29

4.1 온도 변화 29
4.2 압력 변화 34
4.3 냉방능력 변화 39
4.4 압축기 소요동력 변화 41
4.5 성능계수 변화 43
4.6 모세관 소음 비교 45

제 5 장 결 론 46

참고문헌 47

감사의 글 49

Experimental Study on Liquid · Gas Heat Transfer Type Pipe Inserted Capillary Tube for Room Air-Conditioner

Sung-Ho Song

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

Abstract

This study shows the experimental characteristics of the double pipe inserted liquid pipe with small diameter in the gas pipe with large diameter for circulating of a liquid of high temperature, pressure and a gas of low temperature, pressure at the same time. So the functions of pipe and pipe's expansion and heat transfer are presented simultaneously. In the result, the temperature of gas refrigerant at the inlet of compressor increased about 5℃ by the heat transfer with liquid refrigerant in case of the double pipe. And liquid · gas refrigerant which the temperature at the inlet of evaporator decreased about 2.6℃ comparing with the existing type flows into an evaporator. COP of the double pipe increased about 7~8% comparing with that of the conventional pipe. And the noise of the double pipe at capillary tube is less than that of the conventional type about 2dB. Consequently, it is convinced the superiority of the double pipe in the heat loss and soundproofing aspect.

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, 저소음에 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 표시토록 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

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

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 설치여건에 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 일체와 되어 하나의 유니트로 구성되고, 증발기가 실내기로 유니트화된 룸 에어컨들에 있어서는 각 유니트를 연결하는 저온 저압의 액가스 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 소음 감소의 효과도 기대할 수 있는 2중관을 개발하고자 수행되었다. 그리고 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 2중관 구조에서 역류로 순환할 때, 온도차에 의한 열교환의 효과를 기존의 액 가스배관 및 가스배관을 별도 설치시와 비교하여 모세관 삽입 액·가스 열교환 겸용 배관이 어느 정도 장치의 성능특성에 영향을 미치는 가, 모세관 삽입관이 기존관에 비해서 어느정도 소음 감소효과가 있는 가에 대한 실험을 수행하여 새로운 룸 에어컨용 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.

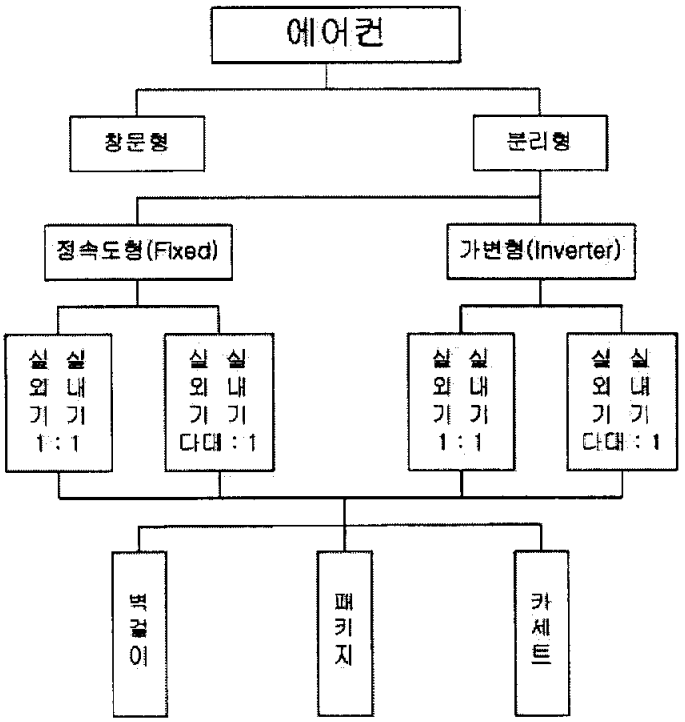


Fig 1.1 Classification of air-conditioner

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.

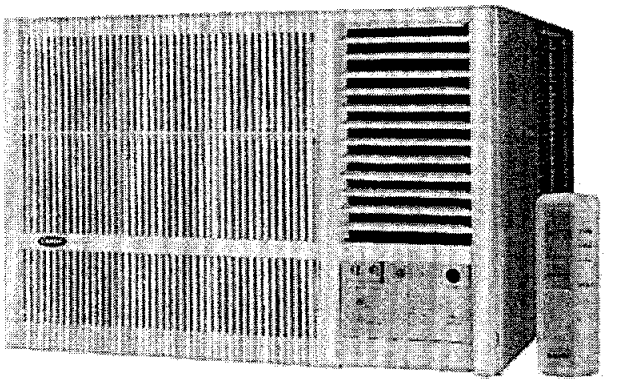


Fig 1.2 Photograph of window type air-conditioner

1.2.2 벽걸이형 에어컨

벽걸이형 에어컨은 Fig. 1.3과 같이 압축기와 응축기, 모세관 및 휀이 하나의 유니트에 일체화된 실외기(a)와 증발기와 휀이 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.

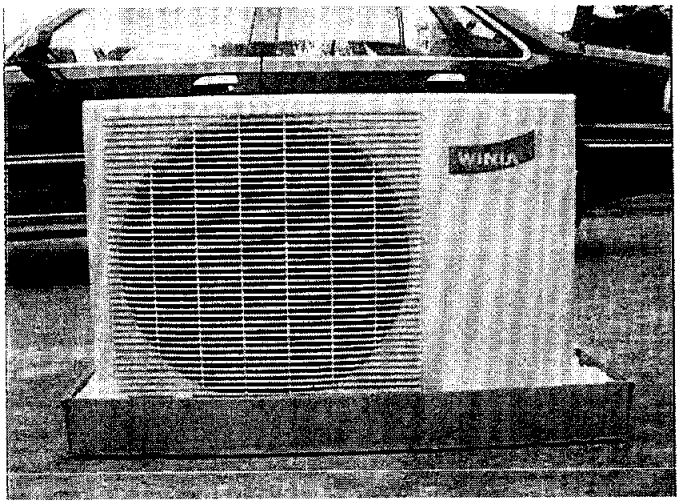
실외기는 벽걸이형과 설치 방법이 동일하고, 실내기는 벽에 고정하여 설치하는 것이 아니고, 세워서 설치하는 방법으로 벽걸이형 보다 설치가 용이한 장점이 있다.

1.2.4 카세트형 에어컨

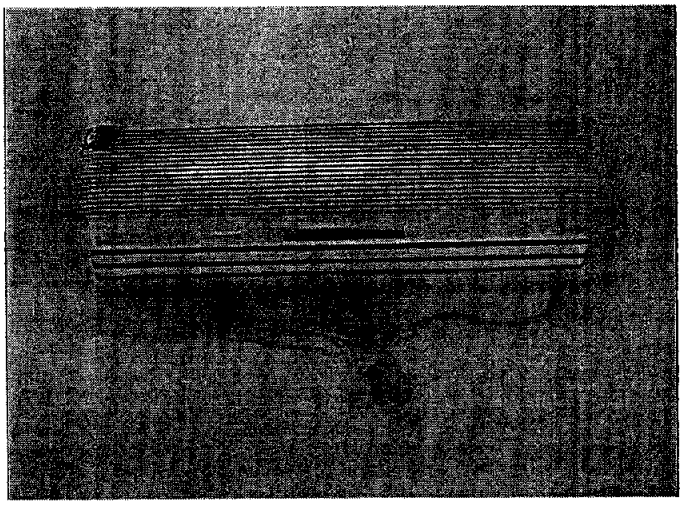
넓은 공간을 보다 효율적으로 냉방 또는 난방을 하기 위한 천장형 에어컨을 말하며, 카세트형의 모양을 갖추고 있어 명명된 것이다. 공간 활용도를 최대화 할 수 있고 개별 또는 중앙 냉난방의 통제 시스템이 가능하다는 것이 장점이다. Fig. 1.5는 카세트형 에어컨의 사진을 나타낸다.

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.

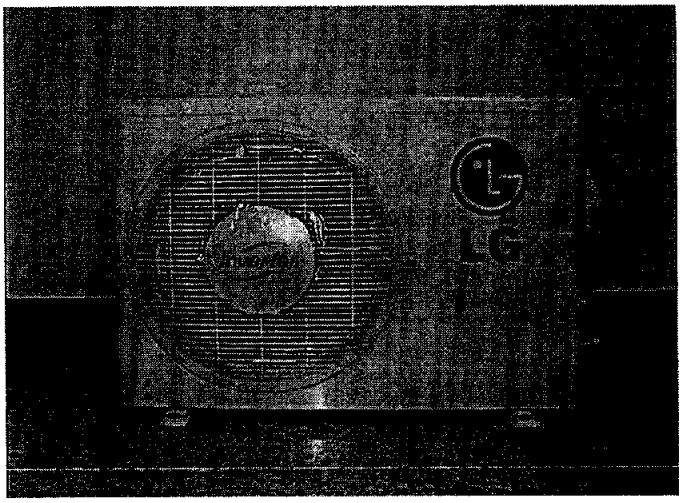


(a) Outdoor unit

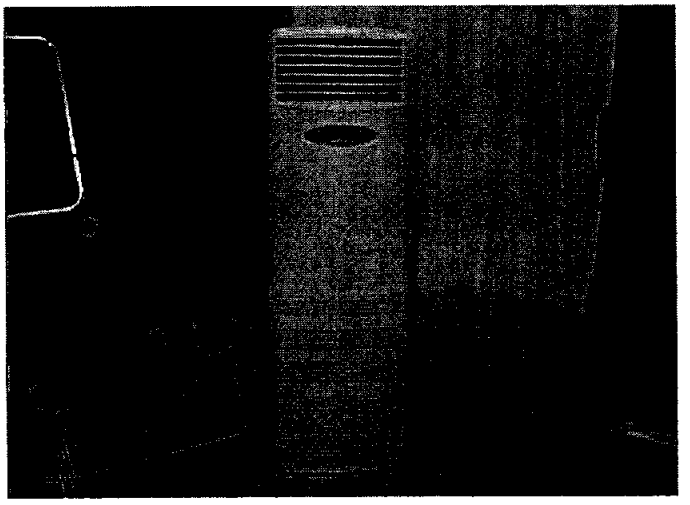


(b) Indoor unit

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

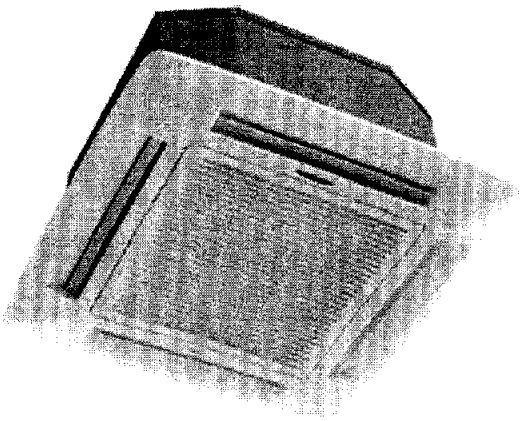


Fig. 1.5 Photograph of cassette type air-conditioner

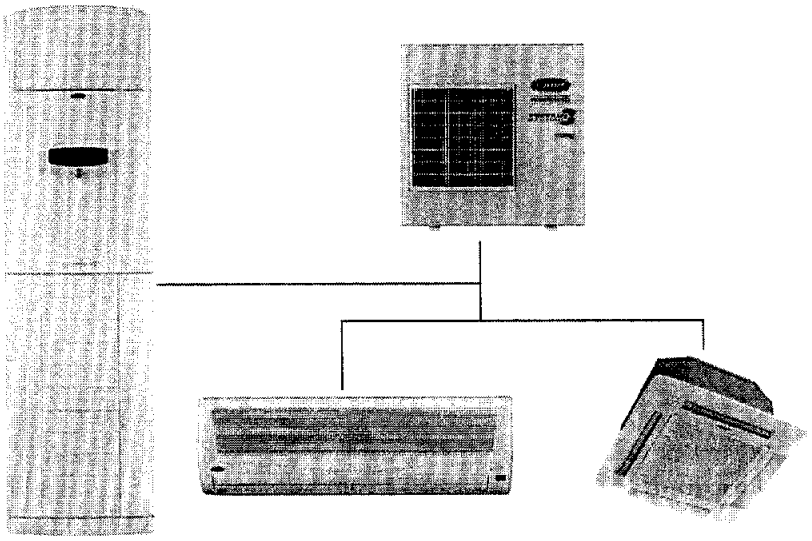


Fig. 1.6 Photograph of multi-type air-conditioner system

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 주요 설계의 모방, 도면의 수입 및 핵심부품의 모방제작이 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 1970년대 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 줄

어들었다. 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 수출 창구를 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 룸 에어컨 및 패키지 에어컨의 통계자료에서 1999년 룸 에어컨의 생산량은 4,065,695대에서 2000년에 6,395,426대로 57.3%정도 증가하였으나 2001년의 생산량은 6,036,427대로 5.6% 감소하였다. 생산금액은 1999년 1조 1,781억원, 2000년에 1조 6,780억원, 2001년에 2조 427억원으로 각각 42.4%, 21.7%정도 증가하였다.

패키지 에어컨은 1999년에 444,367에서 2000년에는 812,365대로 전년대비 약 82.8%로 증가하였으며, 2001년에는 681,124 대로 약 16.2% 정도 감소하였다. 생산금액은 1999년 5,913억원에서 2000년 8,134억원으로 37.5%로 증가하였고, 2001년에는 7,812억원으로 4%정도 감소 하였다.

Fig 1.7, Fig 1.8은 1992년부터 2001년까지 룸 에어컨과 패키지 에어컨의 년간 생산량을 나타낸 그래프이다.

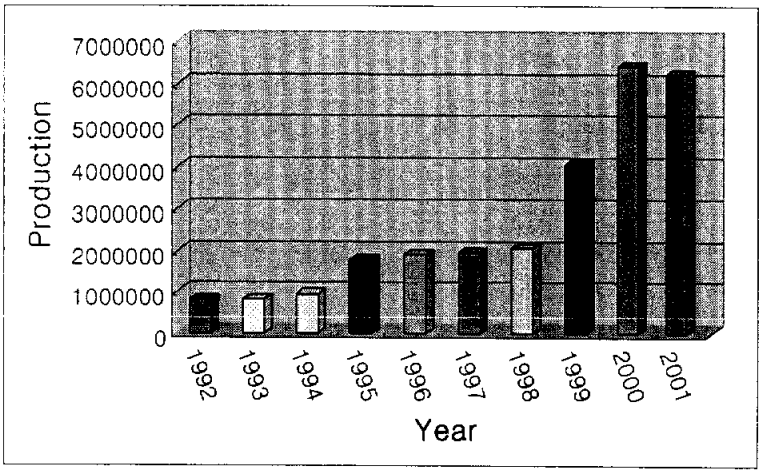


Fig 1.7 Schematic diagram of Production volume of room air conditioner in domestic

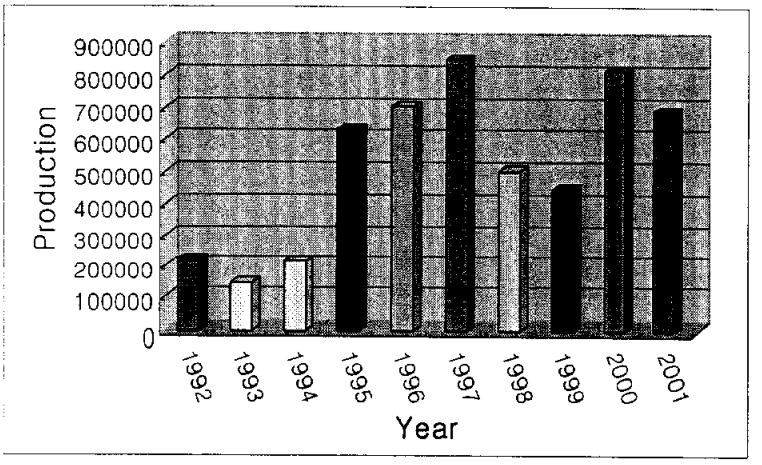


Fig 1.8 Schematic diagram of Production volume of package air conditioner in domestic

제 2 장 실험 이론

2.1 냉매 배관[15]

2.1.1 기존배관

Fig. 2.1은 룸 에어컨의 냉매 배관을 나타낸 것으로 이들 배관은 실외기와 실내기를 연결하여 실외기 내 응축기로부터 응축된 고온 고압의 액냉매가 모세관에서 팽창되어 순환되는 액가스관과 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.

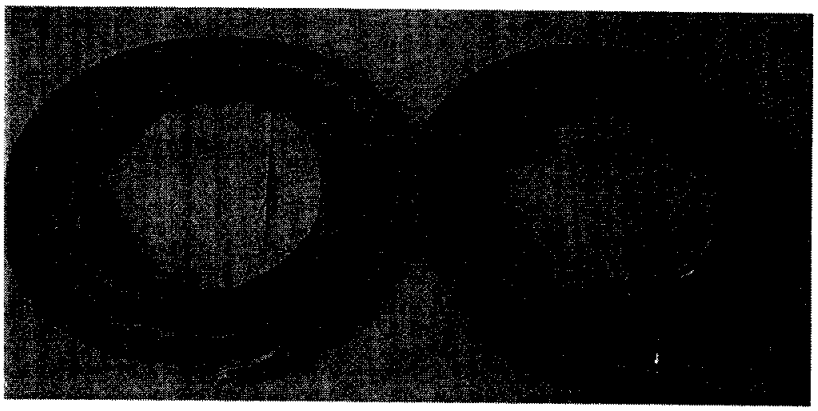


Fig. 2.1 Photograph of liquid and gas pipe on wall and room type air-conditioner

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 적정한 액관과 가스관이 결정된다.

액 · 가스 열교환 겸용 배관은 Fig. 2.2와 같이 상기의 냉매 비체적에 따른 관경 차이를 이용하여 상대적으로 관경이 큰 저온 저압의 가스관 내에 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 겸용할 수 있으며, 기존의 실외기인 응축기 출구에 설치되는 팽창장치인 모세관을 증발기 측에 위치시켜 관내에 삽입하는 구조이다. Fig. 2.3은 룸에어컨에 있어서 소음을 고려하여 기존의 액가스관과 가스관이 분리되어 모세관이 실외기 측에 설치되는 경우(a)와 액관 및 모세관이 가스관 내에 삽입되어 2중관 구조로 제작된 액 · 가스 열교환 겸용 2중 배관(b)으로 모세관을 관내에 삽입하여 설치한 경우를 나타낸다.

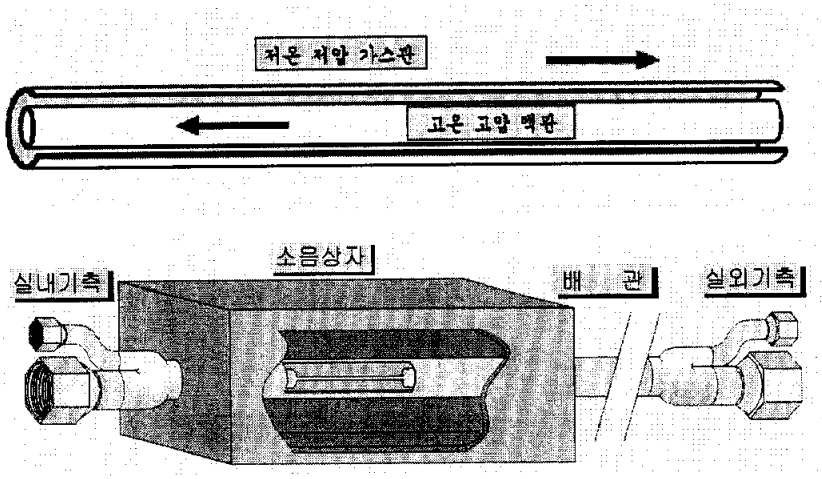
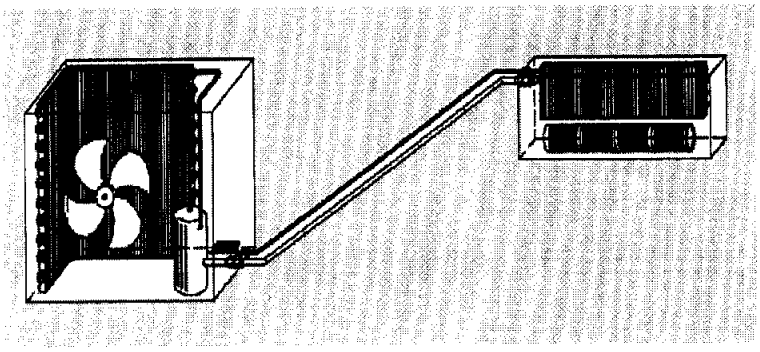
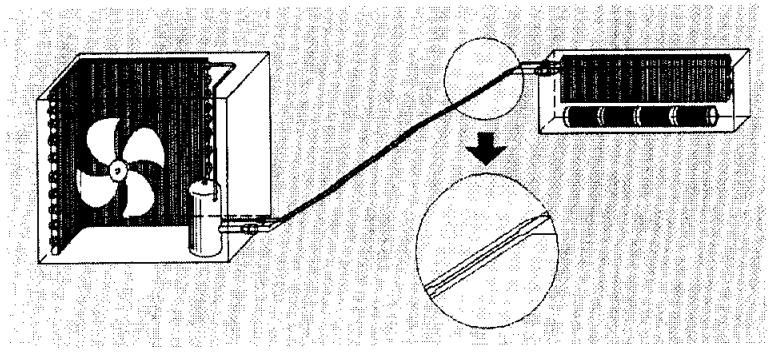


Fig. 2.2 Schematic diagram of double pipe and soundproof chamber



(a) Conventional pipe equipment



(b) New pipe equipment

Fig. 2.3 Schematic diagram of pipe equipment in room air-conditioner

2.2 모세관 삽입 액가스 열교환 겸용 배관 이론 해석[10]

Fig. 2.4는 모세관 삽입 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.

$$r_c = (h_1 - h_3) = A \tag{1}$$

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

여기서, h_1, h_3은 증발기 입·출구의 엔탈피를 나타내며, G는 장치 내로 순환하는 냉매순환량을 나타낸다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관을 설치할 경우에 있어서 냉동효과(r_n) 및 냉방능력(Q_{en})은 다음과 같다.

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

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

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.

$$S = (h_3 - h_{4=5}) = a \tag{5}$$

$$S_n = (h_1' - h_1) = b \tag{6}$$

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.

$$COP_c = \frac{Q_{ec}}{AW_c} \tag{7}$$

$$COP_n = \frac{Q_{en}}{AW_n} \tag{8}$$

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.

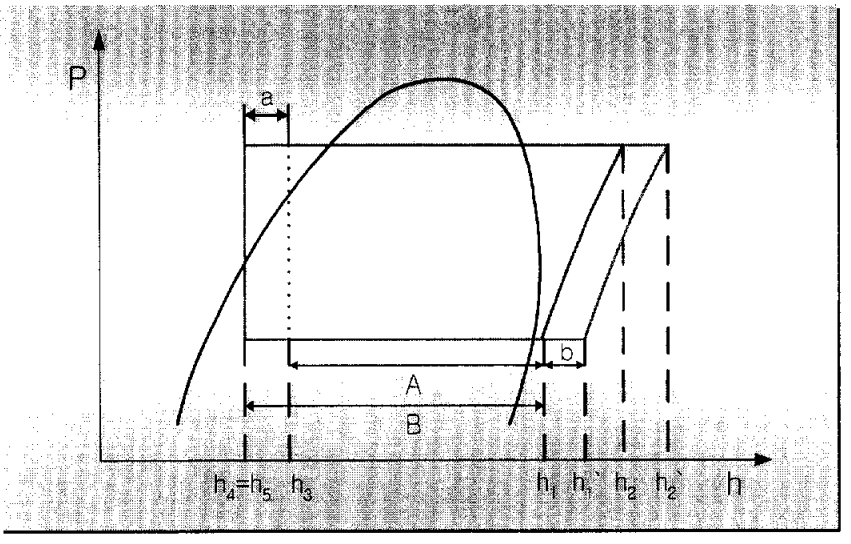


Fig. 2.4 Schematic diagram of pressure - enthalpy

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 열부하를 조절하기 위한 물 순환부분으로 구성되어 있다. 증발기와 응축기의 열부하는 실험의 편의 및 열량계산의 정확도를 높이기 위해 물로서 조절할 수 있도록 하였으며, 증발기와 응축기는 특수유리로 제작된 수조 내에 설치하였다.

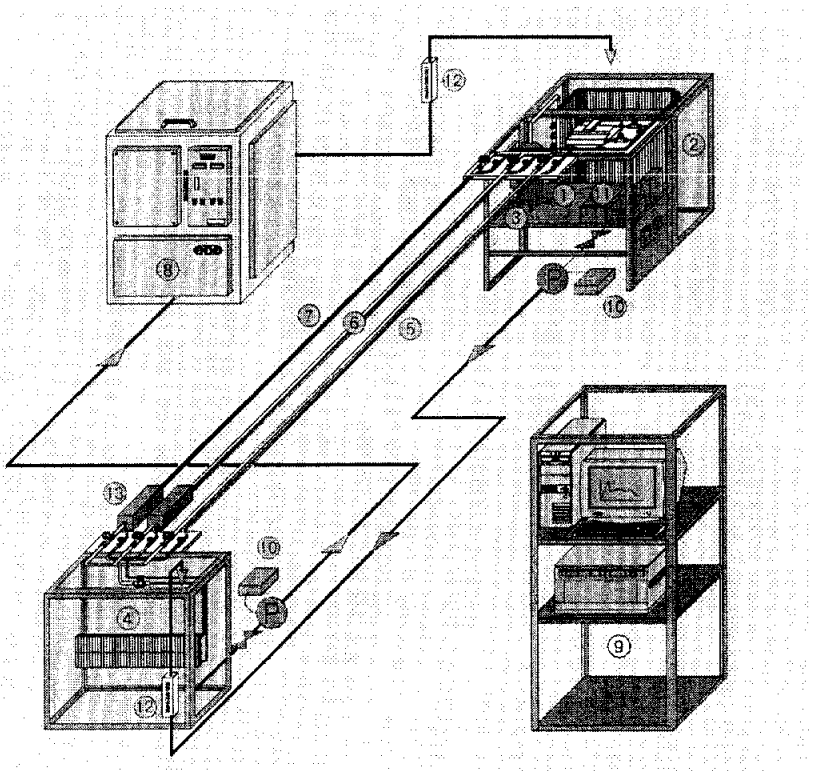
두 수조를 연결하는 배관, 즉 압축기와 증발기를 연결하는 가스 배관과 응축기와 모세관을 연결하는 액 배관은 기존 룸 에어컨을 설치시 이루어지는 액 및 가스 배관 각각의 경우와 액·가스 열교환 겸용 배관을 설치하였다.

증발기가 설치된 수조와 응축기가 설치된 수조 내로 순환하는 열원수 및 냉각수는 각각의 수조 입구측에 항온조를 설치하여 일정한 온도로 조절된 열원수와 냉각수가 순환할 수 있도록 하였다. 또한, 열원수와 냉각수의 수량은 물펌프로 순환시킬 수 있도록 하였으며, 물펌프는 인버터에 의해 일정하게 작동시킬 수 있도록 하였고, 증발기 수조 및 응축기 수조 입구측에 수유량계를 설치하여 일정 수량을 측정할 수 있도록 하였다. 그리고 각 배관 및 각 수조의 입·출구에는 열전대를 설치하여 입·출구의 온도를 측정할 수 있도록 하였으며, 각 배관의 입·출구에는 압력계를 설치하여 배관 내 액 및 가스 냉매의 압력을 측정할 수 있도록 하였다. 본 연구에 사용된 압축기, 응축기, 증발기는 2800kcal/h 용량의 실제 룸 에어컨을 사용하였다.

냉매 배관은 Fig. 3.2와 같이 전체 길이는 5m로 동일하게 하였으며, 기존 냉매 배관에 사용되는 액관의 관경은 6.35mm, 가스관의 관경은 9.52mm를 사용하였다. 액·가스 열교환 겸용 배관은 액관의 관경은 6.35mm, 가스관은 12.7mm로 하여 실험하였다. Fig. 3.3은 실험장치의 전체 사진을 나타낸다.

그리고 각 배관의 모세관 부분에 방음 챔버를 제작하여 냉매액 팽창시 모세관 소음을 비교 측정하였다. 소음측정은 RION사의 SOUND LEVEL METER (모델명 : NL-10A)를 사용하여 측정하였다. Fig. 3.4는 소음측정 실험을 나타낸다.

Fig 3.5~3.14에 실험에 사용된 주요 장치와 계측 장비를 나타낸다.



1. Compressor
2. Condenser
3. Capillary tube
4. Evaporator
5. Conventional pipe
6. Conventional pipe
7. Double pipe
8. Thermostatic oven
9. Temperature meter
10. Invertor
11. Refrigerant flow meter
12. Water flow meter
13. soundproof chamber

Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

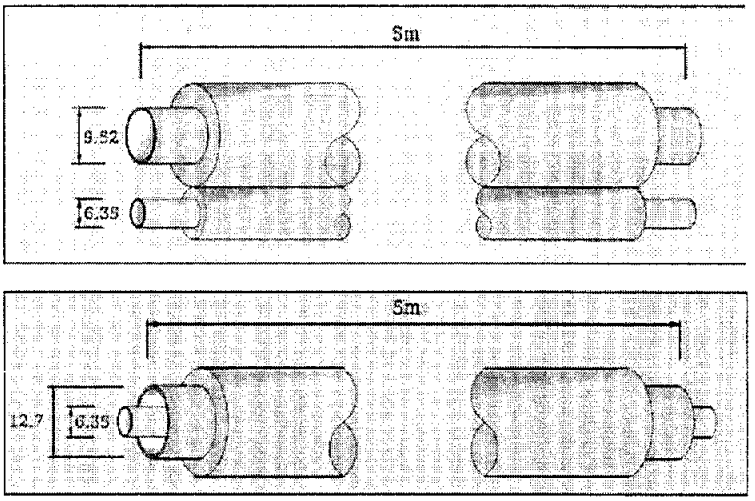


Fig. 3.2 Detail diagram of liquid and gas pipe

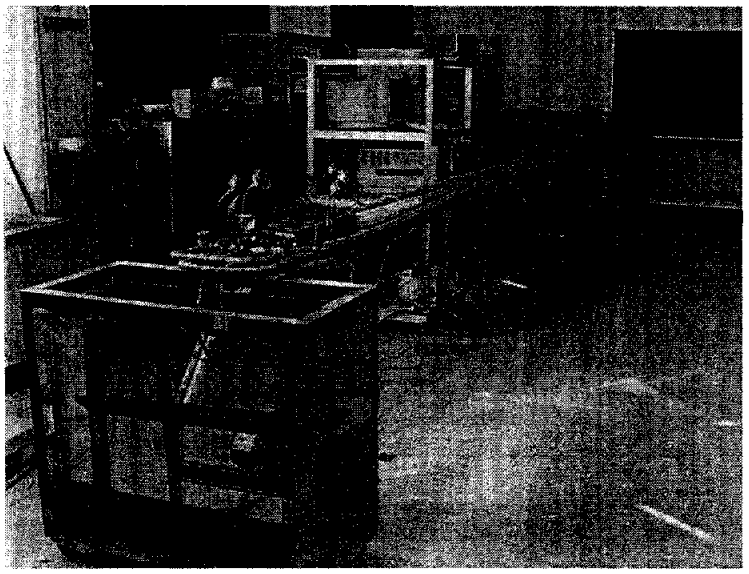


Fig. 3.3 Photograph of overall experimental apparatus

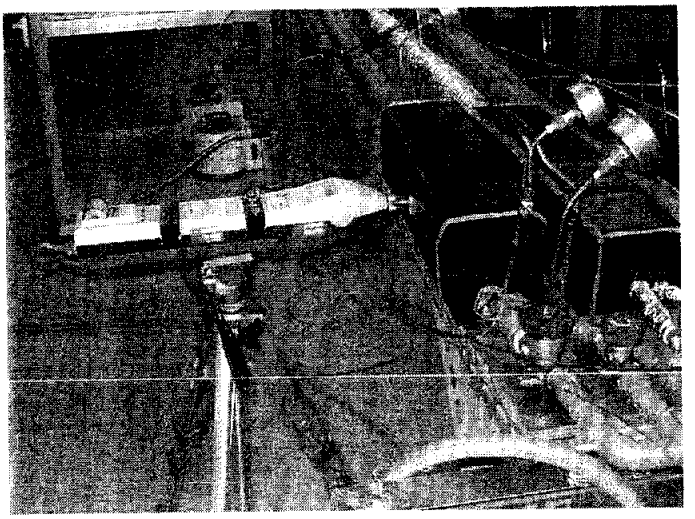


Fig. 3.4 Photograph of noise measuring apparatus

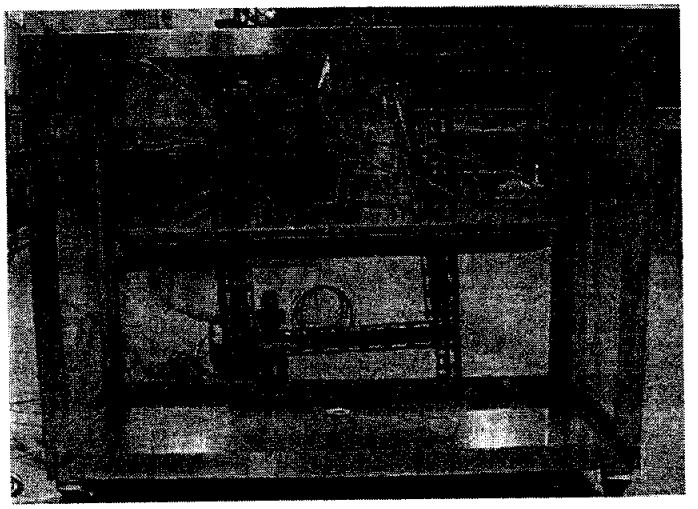


Fig. 3.5 Photograph of evaporator unit

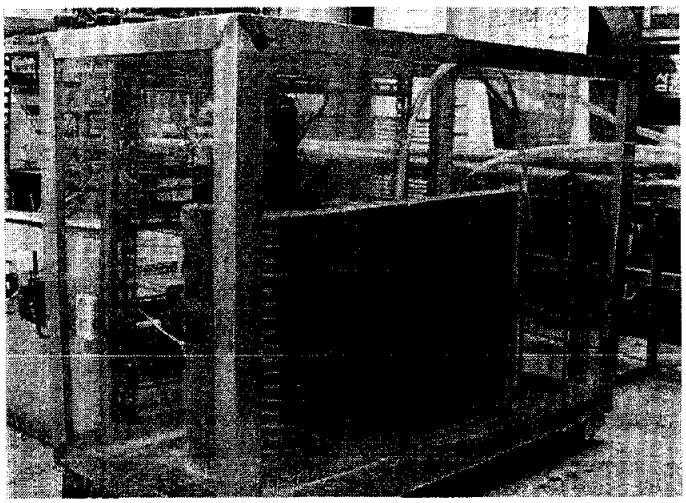


Fig. 3.6 Photograph of condenser unit

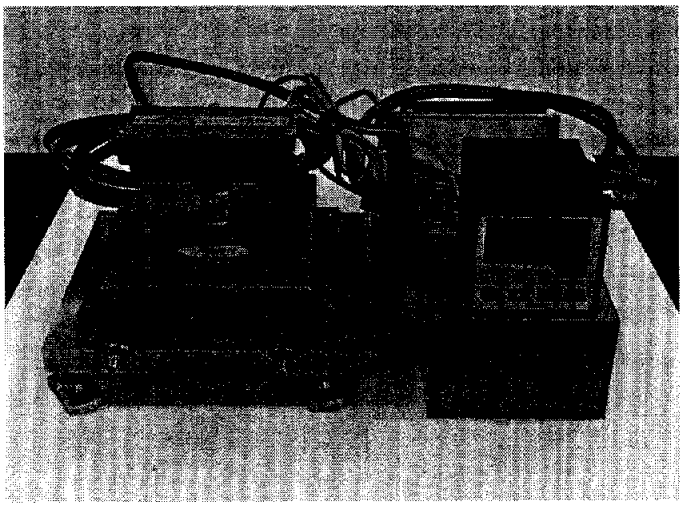


Fig. 3.7 Photograph of refrigerant flow meter

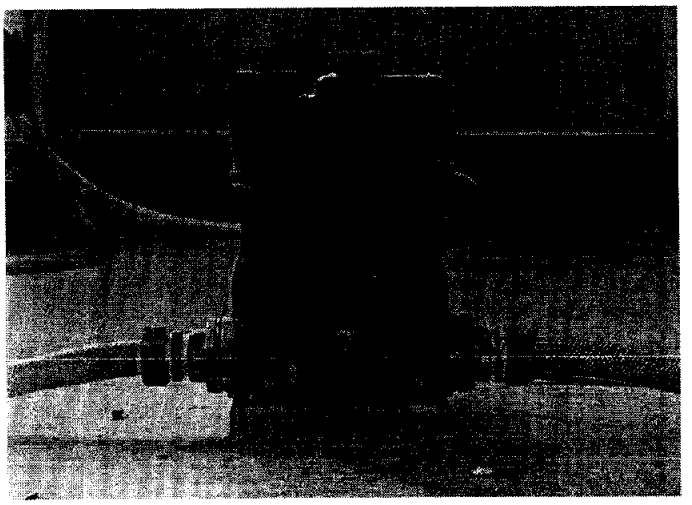


Fig. 3.8 Photograph of water pump

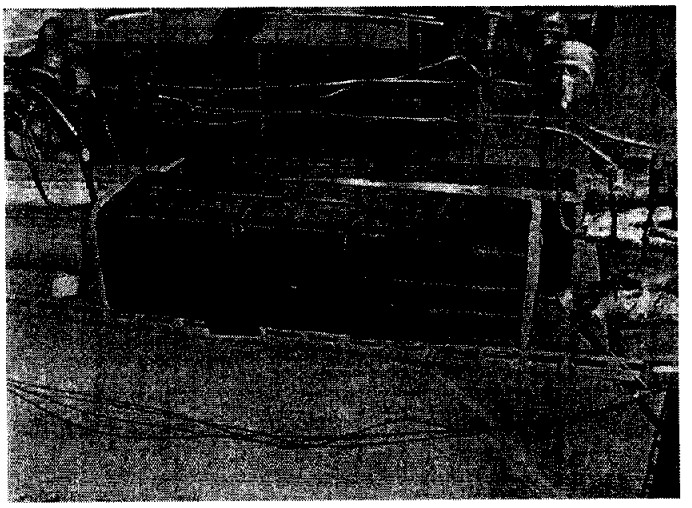


Fig. 3.9 Photograph of soundproof chamber

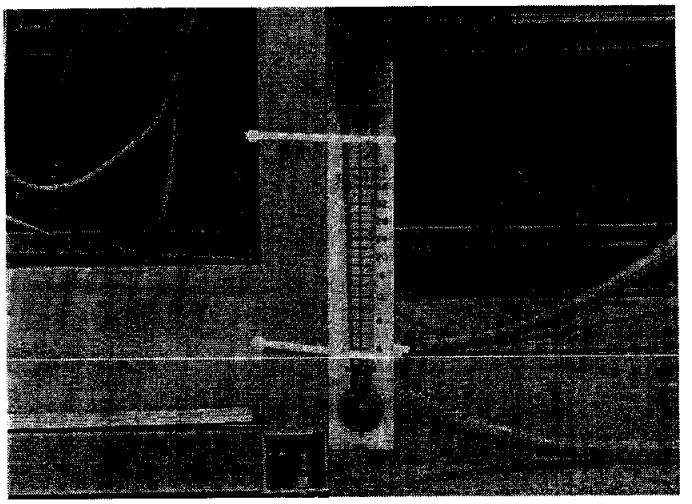


Fig. 3.10 Photograph of water flow meter

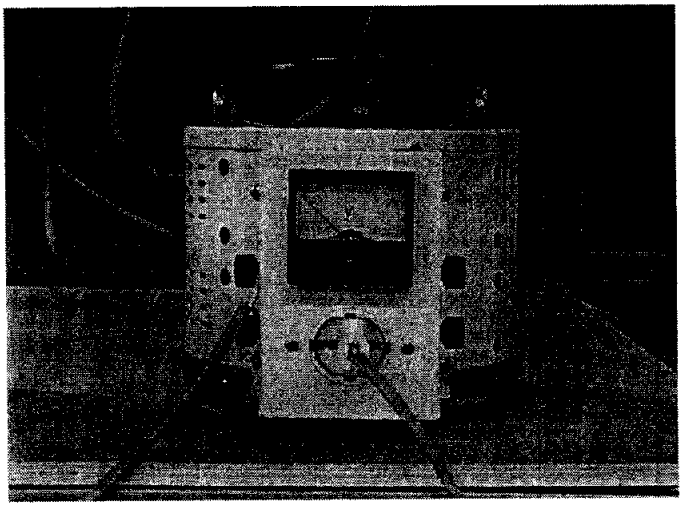


Fig. 3.11 Photograph of invertor

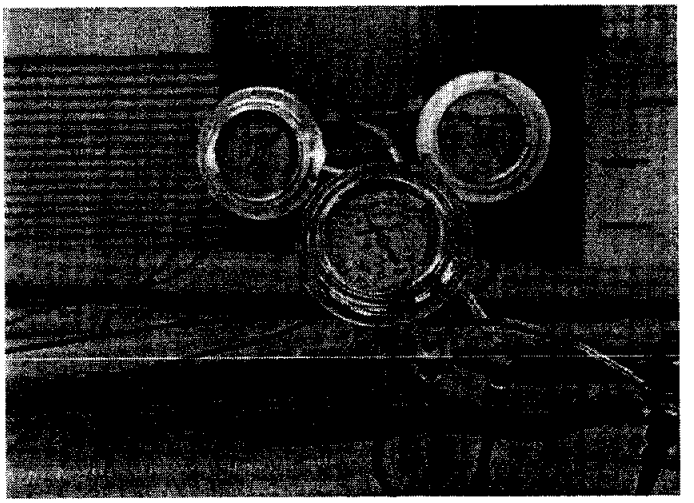


Fig. 3.12 Photograph of pressure gauge

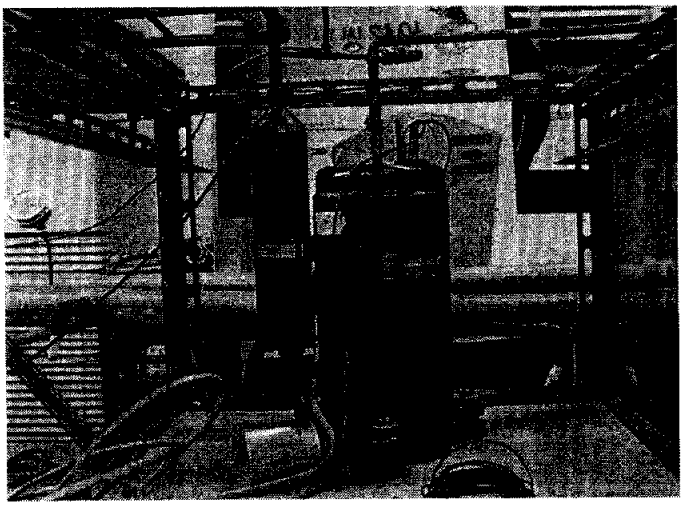


Fig. 3.13 Photograph of compressor

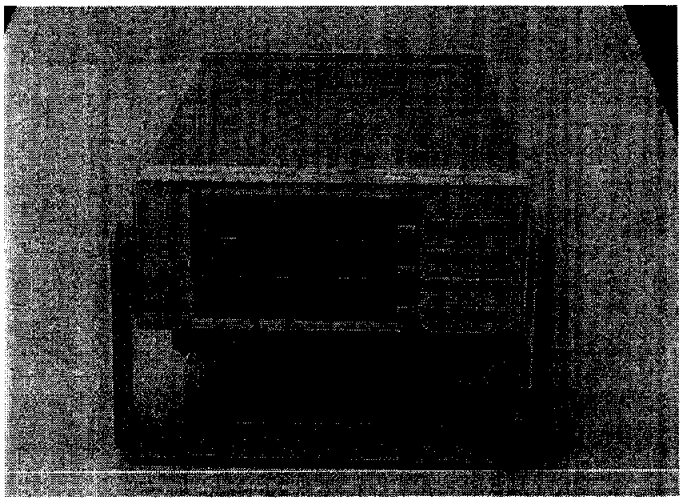


Fig. 3.14 Photograph of power meter

3.2 실험 방법

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

실험은 냉매 유량조건을 2가지로 나누어 실시하였으며, 각각의 배관을 대상으로 3시간 동안 운전하여 데이터를 획득하였다. 각 배관은 5m의 길이로 관 입구측과 출구측에는 온도 및 압력계를 설치하여 각 운전시 온도와 압력을 측정하였으며, 측정된 데이터는 PC로 전송하여 처리하였다. 그리고, 각 수조의 입구측에 유량계를 설치하여 열원수와 냉각수의 순환 유량을 측정하였으며, 수조 입·출구측에도 열전대를 설치하여 입·출구온도차를 측정하여 냉방능력과 응축능력을 계산할 수 있도록 하였다. 또한, 파워메터를 설치하여 각 운전조건에 따라 압축기가 소비하는 동력을 측정하였다.

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

소음 측정은 두 종류의 배관을 총 30분 동안 운전하여 각각 1분 간격의 소음을 평균한 값이 입력되도록 장치를 세팅하여 측정하였다.

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 온도변화

Fig. 4.1과 4.2는 각각 냉매 유량 36kg/h 순환시 압축기 입구측 및 응축기 출구측에 , 증발기 입구와 출구측에 있어서 기존의 별도 설치시 액관과 가스관 내에서의 냉매 온도와 동일한 액관에 가스관의 관경을 달리한 경우의 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 액관 및 가스관 내 시간에 따른 냉매의 온도변화를 나타낸 것이다. 기존 배관의 가스관의 경우 증발기 출구에서 나온 냉매 가스는 5m의 관내를 흘러 압축기 입구에 이르는 동안 압력강하에 의해 온도가 2.2℃ 정도 하강하였다. 이에 반하여 액·가스 겸용배관에 있어서는 4.8℃ 정도 상승하여 과열됨을 알 수 있었다. 그리고 액관의 경우 응축기 출구에서의 냉매액 온도는 기존의 관과 액·가스 겸용배관이 거의 차이가 없었으나 증발기 입구에서의 온도는 액·가스 겸용배관이 2.6℃정도 낮게 측정이 되었다. 이는 저온의 가스냉매와 고온의 액냉매가 역류함에 따라 서로 열교환에 의한 것으로 장치 전체의 성능향상에 기여할 것으로 판단된다.

Fig. 4.3과 4.4는 냉매 유량이 43.2kg/h 일 경우로 기존의 가스관에서 1.3℃정도의 온도 하강이 있었으며 이중관의 경우 5.1℃정도 액관과의 열교환에 의한 온도 상승이 측정되었다. 액관의 경우 증발기 입구온도는 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존관에 비해 2.3℃정도 낮았다.

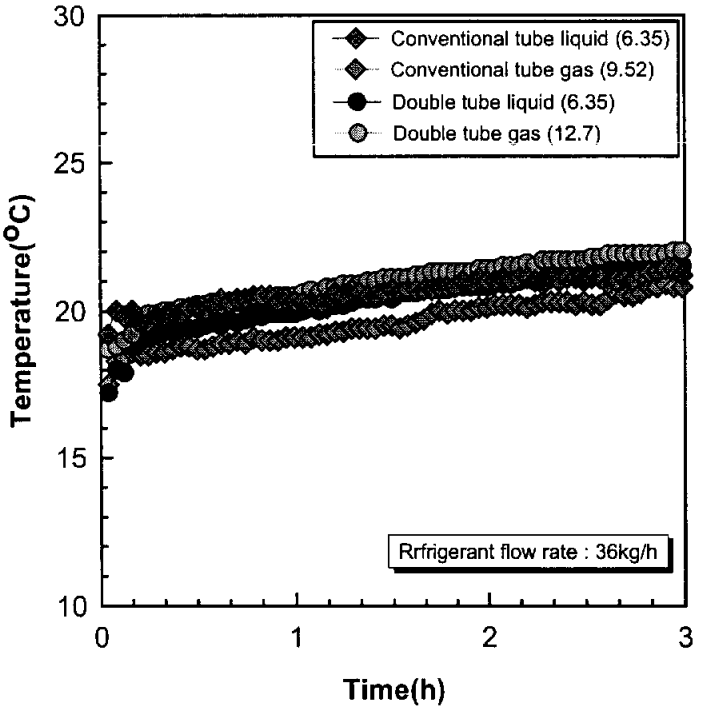


Fig. 4.1 Temperature distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet (refrigerant flow rate 36kg/h)

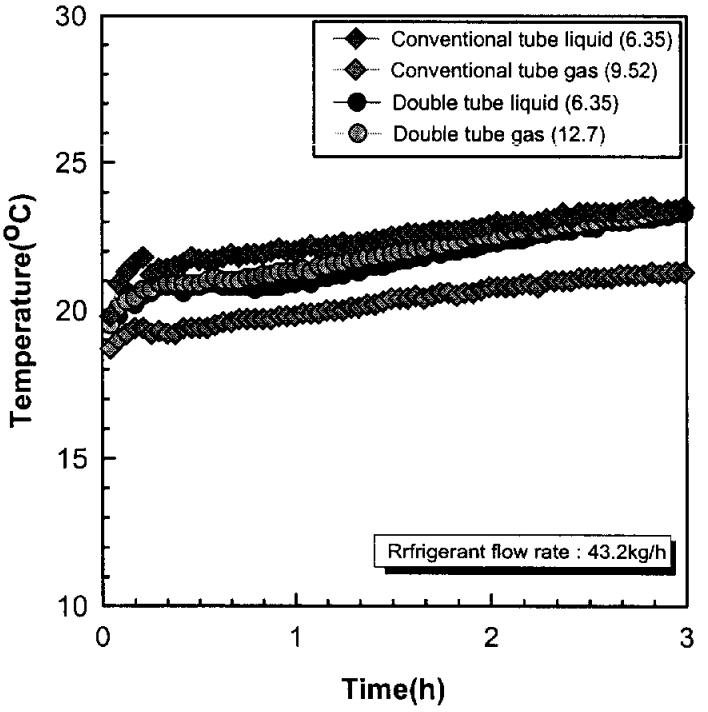


Fig. 4.2 Temperature distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

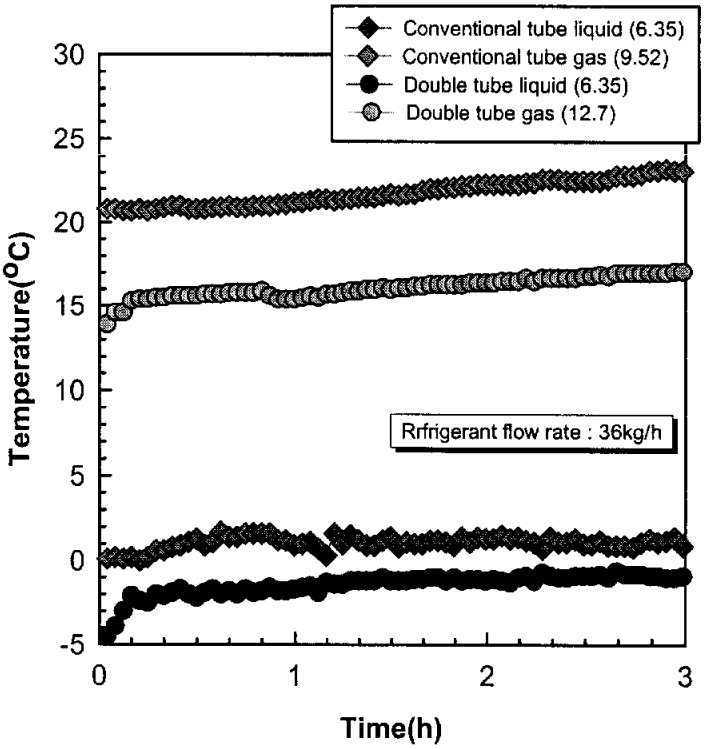


Fig. 4.3 Temperature distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet (refrigerant flow rate 36kg/h)

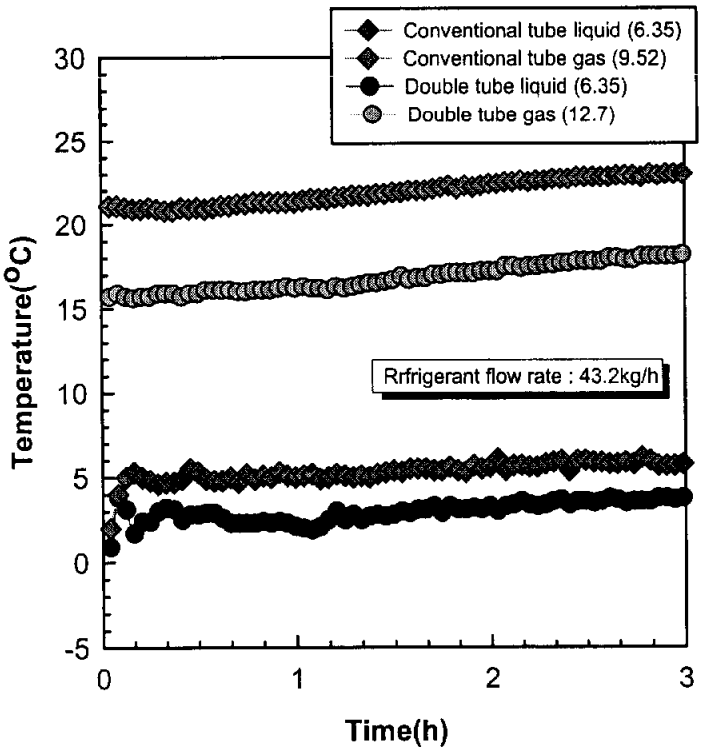


Fig. 4.4 Temperature distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

4.2 압력변화

Fig 4.5, 4.6은 냉매유량이 36kg/h, 43.2kg/h 일 때 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기 입구측 가스관과 응축기 출구측 액관 내의 냉매 압력을 각각 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 기존관과 액·가스 열교환 겸용 배관의 압력차이는 거의 없으나, 액·가스 열교환 겸용 배관이 액관에서나 가스관에서 미소하게 압력이 높게 나타났다.

Fig 4.7, 4.8은 각각 냉매유량이 36, 43.2kg/h 일 때 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 증발기 입구와 출구에서의 압력을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 증발기 입구에서나 출구에서 모두 기존 배관에서의 압력이 조금 높게 측정되었다.

한편 가스관에서의 압력강하를 비교 해본 결과 기존관의 경우 약 1.5~1.7 kg_f/cm^2정도의 손실이 있었으나 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 거의 압력 차가 없는 것으로 나타났다. 이는 액·가스 열교환 겸용 배관의 가스관 내의 가스 냉매가 고온인 액관의 액냉매와 열교환을 해서 온도가 상승함에 따른 압력 상승효과가 관내 마찰에 의한 압력강하를 어느 정도 상쇄한 것으로 보인다.

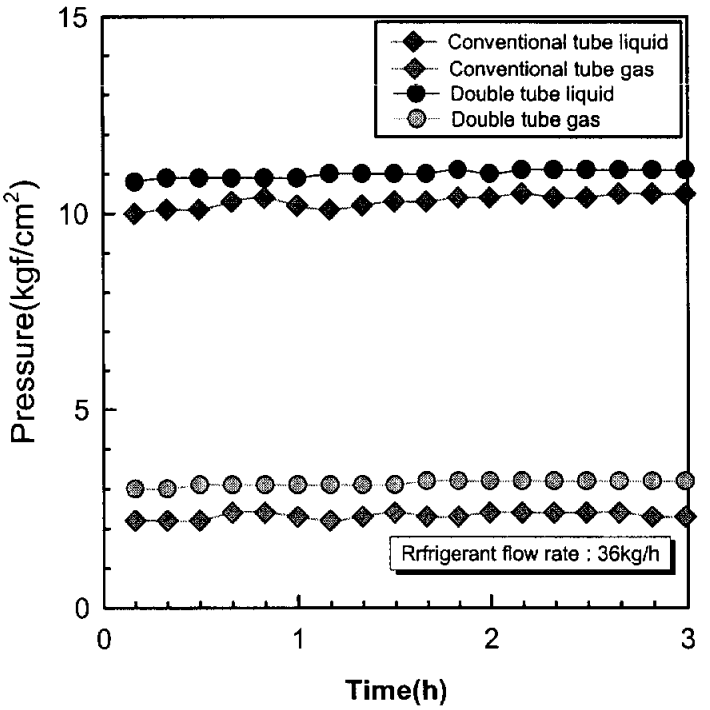


Fig. 4.5 Pressure distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet (refrigerant flow rate 36kg/h)

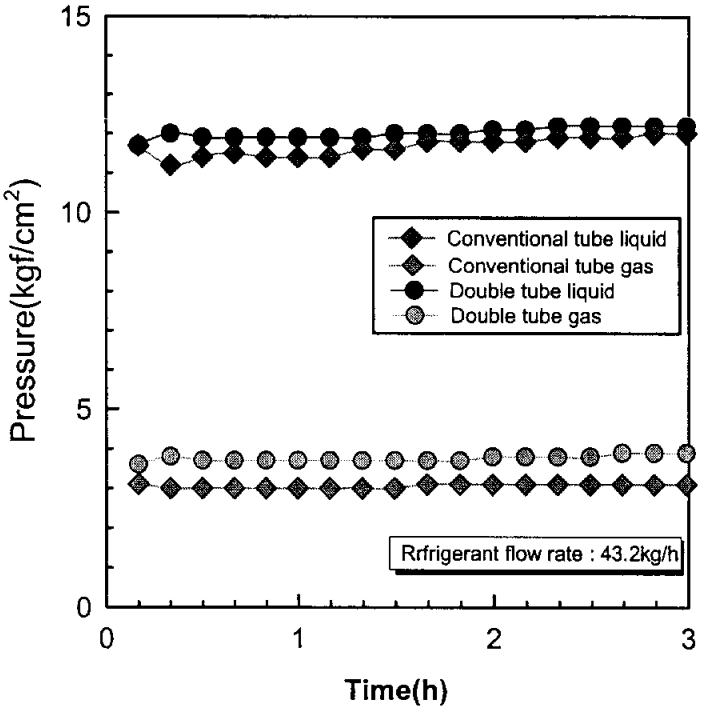


Fig. 4.6 Pressure distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

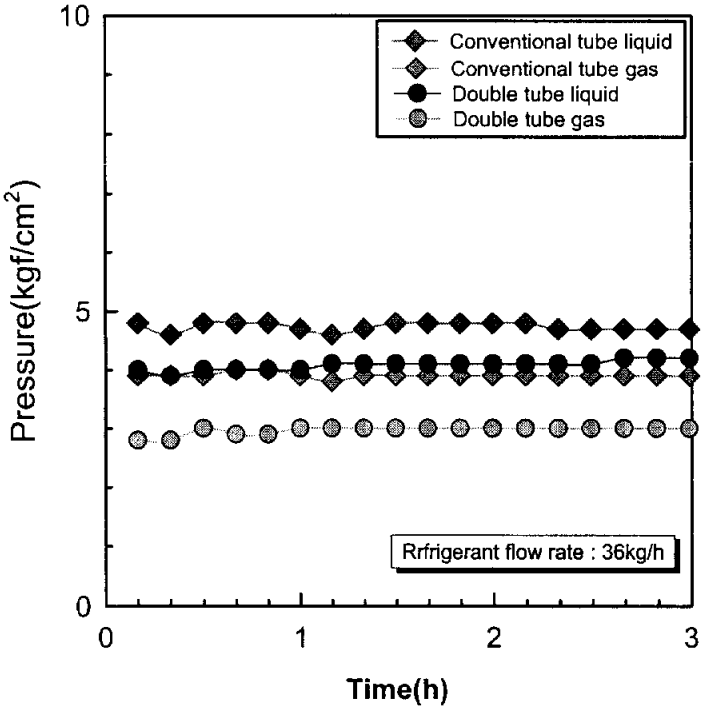


Fig. 4.7 Pressure distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet (refrigerant flow rate 36kg/h)

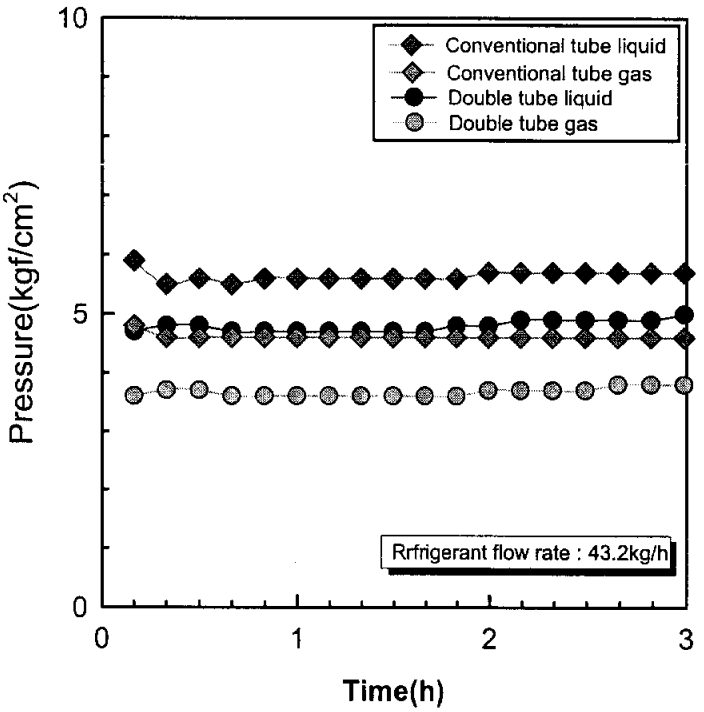


Fig. 4.8 Pressure distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

4.3 냉방능력변화

Fig. 4.9, 4.10은 냉매 유량 36kg/h, 43.2kg/h 일 때 기존의 배관과 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 시간에 따른 냉방능력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 평균 94~108kcal/h 정도 냉방능력이 높게 측정되었다. 이와 같은 결과는 액·가스 열교환 겸용 배관에서 고온의 액관과 저온의 가스관과의 열교환에 의해 증발기 입구에서의 과냉과 압축기 입구에서의 과열이 발생함에 의한 것으로 판단된다. 냉매 유량이 증가 할수록 냉방능력이 상승함을 알 수 있었다.

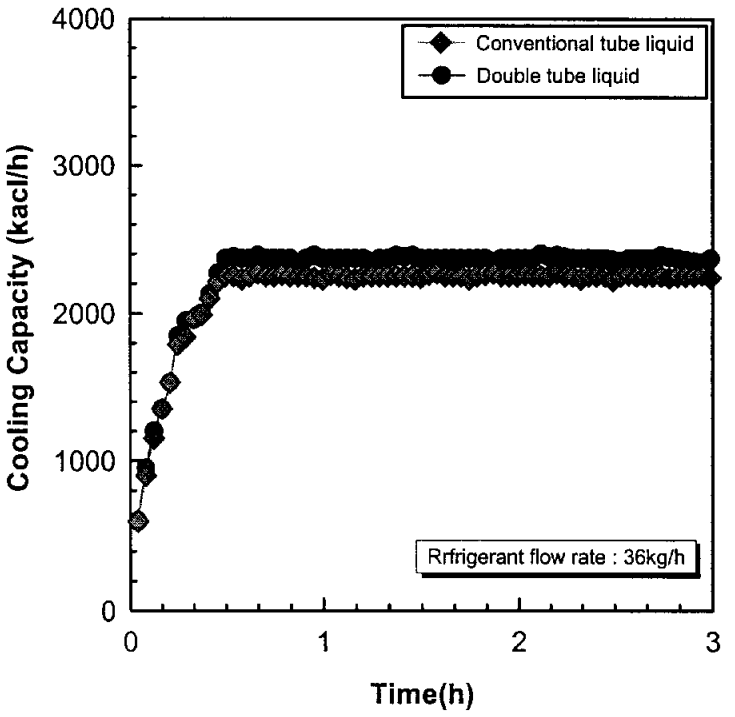


Fig. 4.9 Comparison of cooling capacity (refrigerant flow rate 36kg/h)

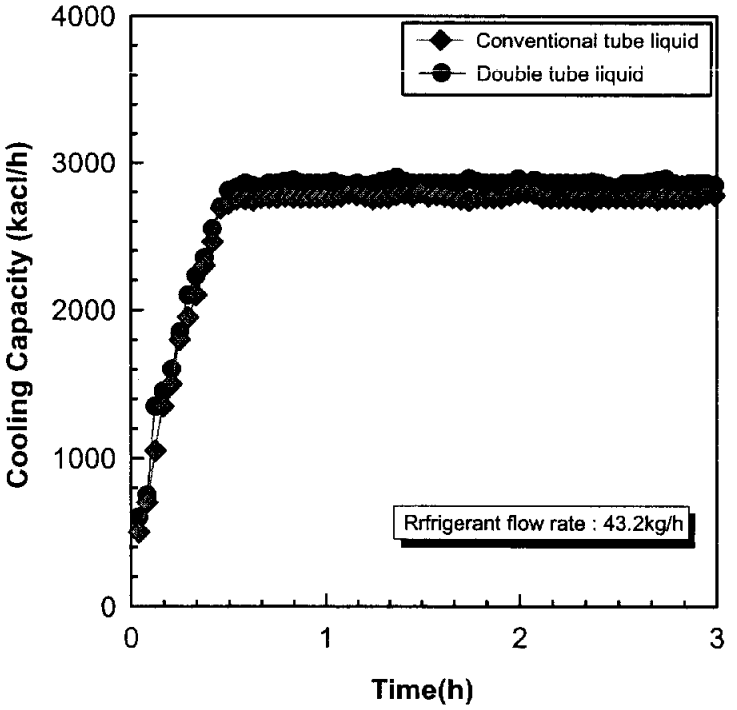


Fig. 4.10 Comparison of cooling capacity (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

4.4 압축기 소요동력변화

Fig 4.11, 4.12는 냉매유량이 각각 36kg/h과 43.2kg/h일 때 압축기가 소비한 동력을 파워메터로 측정한 실질 소비동력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 두 조건에서 모두 기존의 배관이 액·가스 열교환 겸용 배관보다 소비동력이 미소하게 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그리고 냉매량이 증가하면 소요동력도 소량 상승함이 나타난다.

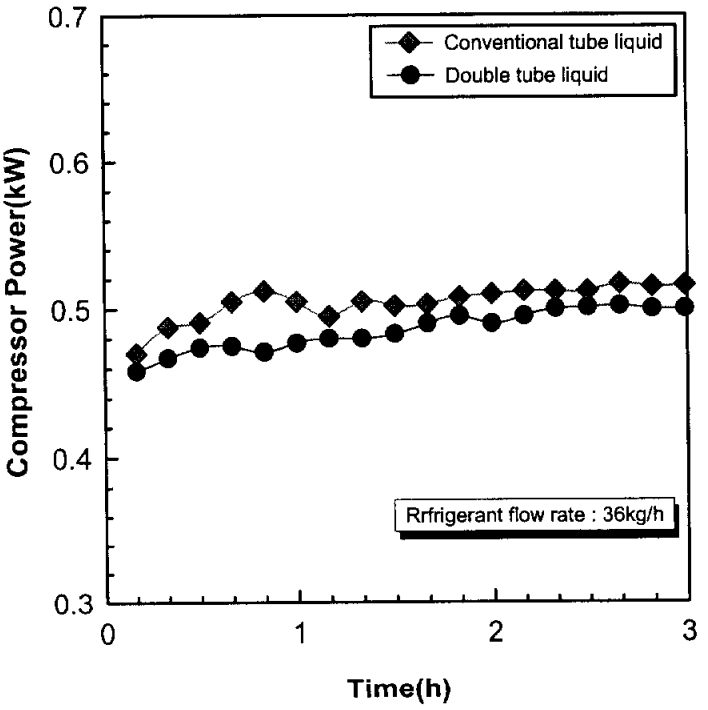


Fig. 4.11 Comparison of compressor power (refrigerant flow rate 36kg/h)

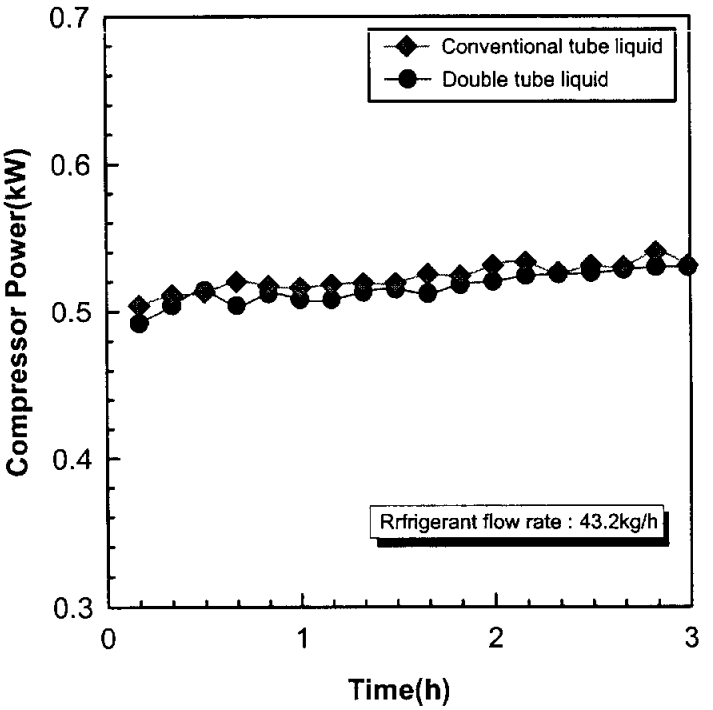


Fig. 4.12 Comparison of compressor power (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

4.5 성능계수변화

Fig 4.13, 4.14는 상기의 각 운전조건에 따른 시스템의 성능계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존의 배관보다 7~8%정도 COP가 높게 계산되었다. 이와 같은 결과는 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 액관과 가스관의 열교환에 의한 과냉각도의 증가로 냉방능력이 커진 반면 압축기의 소요 동력은 두 종류의 관이 별다른 차이가 없음에 기인하는 결과라고 판단이 된다.

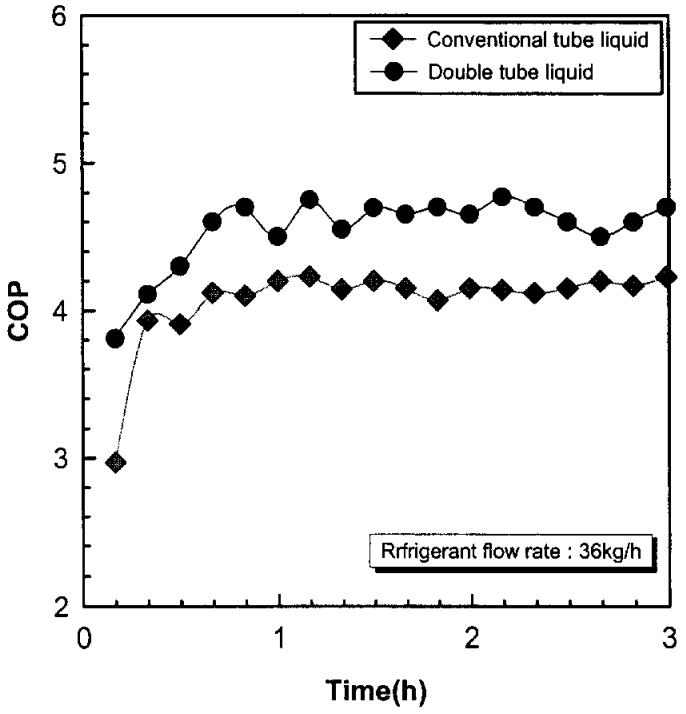


Fig. 4.13 Comparison of COP
(refrigerant flow rate 36kg/h)

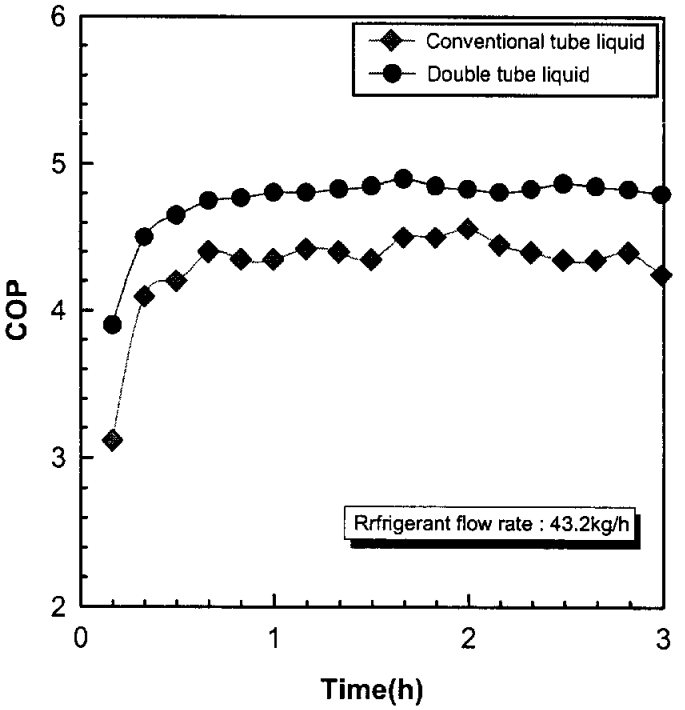


Fig. 4.14 Comparison of COP
(refrigerant flow rate 43.2kg/h)

4.6 모세관소음 비교

Fig. 4.15는 냉매유량을 43.2kg/h로 조절하여 장치를 가동했을 때 각 배관의 모세관 부분에서의 소음을 비교 측정 한 것이다. 결과와 같이 액·가스 열교환 겸용 배관의 모세관에서의 액냉매 팽창소음이 기존의 분리된 배관에 비해 약 2dB정도 낮게 측정되었다. 본 연구의 특성상 외부 암소음을 완벽하게 차단할 수 있는 방음실에서 실험을 수행하지 못했던 것과 관을 제작하는 과정에서의 기술적인 문제를 감안하면 실험방법과 장치의 보완을 통해 액·가스 열교환 겸용관의 모세관 소음을 더욱 감소시킬 수 있을 것이라 판단이 된다.

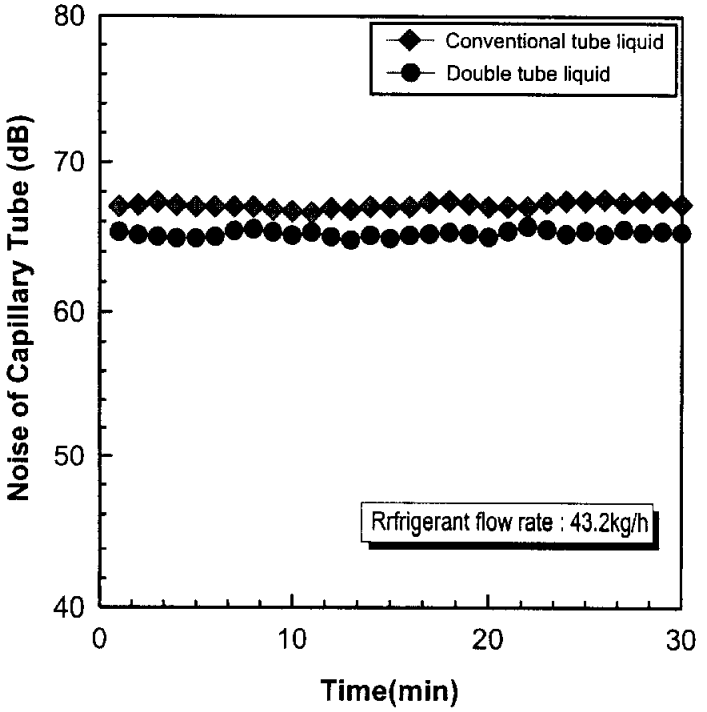


Fig. 4.15 Comparison of of noise of capillary tube (refrigerant flow rate 43.2kg/h)

제5장 결 론

룸 에어컨용 모세관 삽입형 액·가스 열교환 겸용 배관의 특성을 파악하기 위하여 기존 방법으로 배관을 설치한 경우와 비교 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 액·가스 열교환 겸용 배관에서 증발기 유니트측과 응축기 유니트측의 냉매온도를 측정해본 결과 가스관의 경우 약 5℃정도, 액관의 경우 약 2.6℃정도 차이가 나타났다. 따라서 액·가스 열교환 겸용 배관은 배관 내에서 상당한 열교환이 이루어지는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 냉방능력은 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존의 방식보다 미소하게 높게 나타났으며, 냉매유량이 증가하면 냉방능력도 다소 증가함을 알 수 있었다.

(3) 장치의 성능계수는 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존의 배관에 비해 7~8%정도 높게 나타났다.

(4) 모세관의 소음은 액·가스 열교환 겸용 배관이 약 2dB정도 적게 측정이 되었으며 실험장치와 방법의 보완으로 소음을 더욱 줄일 수 있을 것으로 판단이 된다.

(5) 상기의 결과들은 기존의 룸에어컨 배관 방식보다 고성능화를 달성할 수 있는 모세관 삽입형 액·가스 열교환 겸용 배관 개발에 대한 정량적, 정성적인 기초 자료를 제공할 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. 강원일, 2001, 에어컨 변천사, 한국설비기술협회, Vol.18 No.4 pp. 34~43
2. Frank M. White, 1995, Fluid Mechanics, McGraw Hill 3th Edition, pp. 361-410.
3. ASHRAE, 1990, Refrigeration Systems and Applications, pp.3.1-3.25.
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, 黑河通匡, 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. 日本冷凍協會, 1993, 冷凍空調便覽, 2券, pp. 63-68.
10. 윤정인, 김재돌, 1997, 냉동설비공학, 태훈출판사, pp. 53~222.
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, 한국냉동공조공업협회
15. 허일영, 2002, 패키지 에어컨용 액 · 가스 열교환 겸용 배관에 관한 실험적 연구, 부경대학교 공학석사 학위논문, pp. 20~26

감사의 글

이제 논문도 완성되었고 이 연구실을 떠날 날이 얼마 남지 않았습니다. 2년을 훌쩍 넘어버린 세월과 처음 연구실에 발을 디딜 때의 기대와 다짐을 돌아보면 무언가 부족하고 아쉬운 점이 있지만, 제가 사회생활을 하는데 큰 힘이 될 경험들을 쌓을 수 있었고 좋은 사람들을 만나 함께 생활했던 추억들은 평생 잊지 못할 것입니다.

졸업을 앞에 둔 지금, 생각해보면 고마운 분들이 너무나도 많습니다. 먼저 부족한 저에게 공부할 수 있는 안락한 공간을 주셨고 아낌없는 지도와 애정어린 관심을 보여주신 윤정인 교수님께 감사의 말씀을 올립니다. 학문적인 가르침은 물론이거니와 교수님의 온화한 인품을 깊이 새기고 살아가면서 사람들을 대하는 본보기로 삼겠습니다.

그리고 본 논문을 심사하시고 지도와 편달을 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 최광환 교수님, 김은필 교수님, 정석권 교수님께도 감사드립니다. 또한 본 논문이 완성될 수 있도록 실험실과 장치를 선뜻 내주신 동명대학 김재돌 교수님과 연구에 큰 도움이 된 자료를 제공해 주신 허일영 선배님께도 감사의 말씀 전합니다.

싫은 소리 한번 하지 않고 실험실을 잘 이끌어 주신 춘근이형, 컴퓨터가 이상이 생기면 제일 먼저 생각날 것 같은 승문이형, 앞으로 실험실을 책임질 차세대 리더 호생, 큰 꿈을 안고 더 큰 세상으로 나갈 동휘, 나를 실험실로 인도해 놓고 먼저 도망가 버린 용식, 실험실의 살림꾼 기석, 항상 바쁜 프로그래머 병진, 실험장치를 함께 만들어준 차선생 동안, 만능 기술자 경현, 허둥대지만 밉지 않은 근태, 막내 동훈, 그리고 유학생 Tong, Sarker... 모두 고맙습니다.

오늘이 있기까지 저를 항상 믿어주시고 못난 자식의 뒷바라지를 위해 당신의 모든 것을 희생하신 어머니, 충실하고 믿음직한 가장인 형님, 그리고 형수님, 누나, 매형... 우리 가족 모두에게 평상시에는 부끄러워서 전하지 못했던 제 마음속 깊은 감사와 사랑을 이 기회를 빌어 표현합니다. 또한 힘들 땐 언제나 곁에서 묵묵히 소주잔을 함께 기울여준 친구 상진, 권선, 창배, 그리고 친구 같은 동생 원호에게도 감사의 말 전하고 싶습니다.

마지막으로, 항상 저를 걱정하셨고 질책도 많이 하셨던, 그래서 지금 당신이 계시지 않다는 것이 더 없는 슬픔으로 다가오는 아버지 영전에 이 논문을 바칩니다.