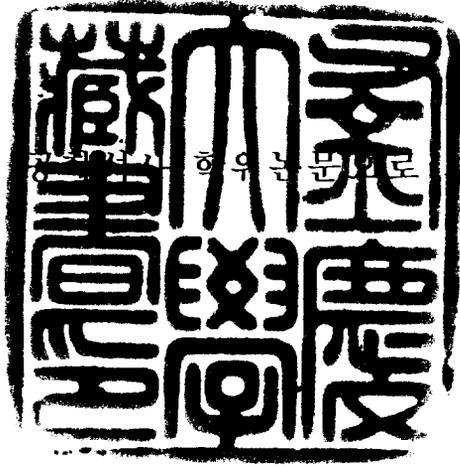


공학석사 학위논문

패키지 에어컨용 액·가스 열교환 겸용
배관에 관한 실험적 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함



2002년 2월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

허 일 영

허일영의 공학석사 학위논문을 인준함

2001년 12월

주	심	공학박사	최 광 환	
위	원	공학박사	정 석 권	
위	원	공학박사	윤 정 인	

목 차

Abstract	iii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 목적 및 배경	1
1.2 국내·외 에어컨 실태 파악	3
제 2 장 에어컨 구성	13
2.1 냉동사이클	13
2.2 에어컨의 종류 및 구성기기	13
2.3 냉매 배관	20
2.4 액·가스 열교환 겸용 배관 이론적 해석	27
제 3 장 실험장치 및 방법	30
3.1 실험장치	30
3.2 실험방법	36
제 4 장 실험결과 및 고찰	37
4.1 온도변화	37
4.2 압력변화	43
4.3 온도차변화	48
4.4 응축능력변화	52

4.5 냉방능력변화	55
4.6 소요동력변화	58
4.7 성능계수변화	61
제 5 장 결 론	64
참고문헌	66
감사의 글	68

Experimental Study on Liquid Gas Heat Transfer Type Pipe Used Package Air-Conditioner

Ill-Yeong Heo

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

Abstract

An refrigerant pipe is separated by gas pipe and liquid pipe according to the condition of refrigerant in the pipe and is decided the proper pipe diagram and length according to the classification, condition, using temperature and pressure of refrigerant, capacity of system and installation area.

The length of pipe can be changed by installation condition. Especially, the length of pipe is changed widely in case of compressor and condenser become the same unit, generally is being lengthened because of installing at the roof and ground of building.

If the length of refrigerant pipe is large, the pressure drop increase by friction loss, fresh gas is generated in the gas pipe, refrigerant supper heat vapor is increased in the gas pipe. So, apparatus capacity does not

match with design capacity because the pressure and temperature of refrigerant in the evaporator and condenser and the COP of the system decrease due to increase in the power of compressor.

In this study, the ability for the function of double pipe inserted liquid pipe with small diameter in the gas pipe with large diameter for the circulating of liquid of high temperature and high pressure and low temperature and low pressure at the same time is presented. And in this double pipe, liquid pipe of high temperature and pressure is used to connect condenser and expansion valve and gas pipe of low temperature is used to connect evaporator and compressor. Also, when liquid refrigerant of high temperature and gas refrigerant of low temperature is circulated by reversed flow in the double pipe, the contribution of liquid · gas heat exchange pipe is studied by comparison of the effect of heat transfer by temperature difference when liquid pipe and gas pipe is installed separately.

제 1 장 서 론

1.1 연구의 목적 및 배경

냉매를 수송하기 위한 배관은 냉동·공조시스템의 주요 4요소인 압축기(compressor), 응축기(condenser), 증발기(evaporator), 팽창밸브(expansion valve) 및 각종 부속기기 등을 서로 연결하여 사이클이 이루어지게 하는 중요한 부분이다.

냉동·공조장치에서 배관의 좋고 나쁨은 냉동기의 성능이나 기능, 운전의 안전성 및 경제성 등에 큰 영향을 미치게 되므로 가장 합리적으로 설계되어야 한다. 그러나 최근에는 건물의 고층화 및 밀집화로 실외기의 설치공간 확보가 어려워 건물의 옥상이나 지상 등 설치여건에 따라 일반적으로 길어지고 있다.

냉매 배관은 어느 배관이나 짧으면 짧을수록 유리하지만 설치장소 등에 따라 다양하게 변화될 수 있다. 냉매의 배관이 길어지면 관내 순환 냉매의 마찰손실에 의한 압력손실이 증가하고, 액관에서는 플래쉬 가스의 발생, 가스관에서는 냉매의 과열이 더욱 증대된다. 이와 같은 원인으로 열교환기인 증발기나 응축기 내의 압력과 온도가 변화되어 장치의 능력이 설계용량에 미치지 못하거나 시스템이 불안정하게 운전되어 압축기의 동력이 증가하고 최종적으로 시스템의 성능계수(COP)의 감소를 초래하게 된다.^(1~3)

냉동·공조장치에서 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.

냉매 배관들에 있어서 냉동·공조장치의 주요 기기들을 기준으로 분류하면, 압축기와 응축기를 연결하는 고온 고압의 가스 배관, 응축기와 팽창밸브를 연결하는 고온 고압의 액 배관, 팽창밸브와 증발기를 연결하는 저온 저압의 기체와 액체가 공존하는 기·액 배관 및 증발기와 압축기를 연결하는 저온 저압의 가스 배관으로 분류된다. 이 때, 각 배관들은 내부로 순환되는 냉매의 상태에 따라 각각 온도와 압력범위가 달라지며, 배관의 직경도 각기 다르다. 또한, 각종 냉동·공조장치들은 장치의 용도나 기능에 따라 현장에서 실제적으로 설치될 때, 각 주요 기기들의 설치위치나 조건에 따라 상기 각 배관의 길이도 달라지게 된다.^(4~6)

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 대부분 압축기와 응축기, 증발기와 팽창밸브가 일체화된 유니트에 있어서는 각 유니트를 연결하는 고온 고압의 액 배관과 저온 저압의 가스 배관의 길이는 상대적으로 길어지고, 이들 배관은 장치의 성능에도 큰 영향을 미치게 된다.

따라서, 본 연구는 상기와 같이 냉동·공조장치의 주요 구성 기기를 연결하는 배관에 있어 응축기와 팽창밸브를 연결하는 고온 고압의 액 배관과 증발기와 압축기를 연결하는 저온 저압의 가스 배관을 대상으로 고온 고압의 액과 저온 저압의 가스가 동시에 순환할 수 있도록 배관의 직경이 큰 가스 배관 내에 상대적으로 직경이 작은 액 배관을 삽입하여 2중관 구조로 하여 배관의 기능을 수행할 수 있는 구조로 하였다. 그리고 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 2중관 구조에서 역류로 순환할

때, 온도차에 의한 열교환의 효과를 기존의 액 배관 및 가스배관 별도 설치시와 비교하여 액·가스 열교환 겸용 배관이 어느 정도 장치의 성능 특성에 영향을 미치는가에 대한 기초 자료를 제시하여 새로운 냉매배관 개발에 대한 자료를 제시하고자 하였다.

1.2 국내·외 에어컨 실태 파악

1.2.1 국외 에어컨 수요⁽⁷⁾

세계의 에어컨 수요는 룸 에어컨(RAC)과 패키지 에어컨(PAC)을 종합하여 21세기를 시작하는 올해에는 전년도 대비 약간 증가할 것으로 추정되지만, 2002~2004년에는 약 104%의 증가세를 나타낼 것으로 예측된다.

(사)일본냉동공조공업협회 및 무역위원회는 최근 세계의 에어컨 수요에 관한 조사와 분석 작업을 통하여 1996~2004년까지의 추정치를 정리하였다. 이에 따르면 2001년에는 약 4,000만대 수준을 돌파하여 2004년에는 4,500만대를 초과할 것으로 추정하고 있다.

조사 대상은 주택과 빌딩 등에 사용되는 에어컨을 대상으로 합산한 것이며, 이 가운데에서 창문형과 가정용 분리형을 포함한 룸 에어컨과 룸 에어컨 이외의 패키지 에어컨으로 구분하여 조사하였다.

조사는 1999년까지의 데이터를 수집·분석하여 지역별 생산량, 수출입 수요량을 추정하였으며, 2000~2004년의 수요량은 그 후의 추이를 연장하여 작성하였다.

2004년까지의 수요를 예측하면, 1999년 세계 에어컨의 수요는 총 38,308천대에 달하며, 전년 대비 약 8.9% 증가한 것으로 추정되었다. 2000년도에는 전년도 대비 3.7% 증가한 39,714천대이며, 2001년에는

전년도 대비 약 0.8% 증가한 40,040천대가 될 것으로 추정하고 있다. 그리고 2002년, 2003년, 2004년에 대해서는 각각 41,730, 43,557, 45,401천대로 추정하였다.

일본의 수요는 1997년 이후 감소하는 경향이 지속되어 1999년에는 전년 대비 2.1% 감소한 7,121천대이며, 2000년에는 전년도 대비 9.4% 증가한 7,791천대로 회복하였지만, 2001년에는 4.4% 감소한 7,451천대가 될 것으로 추정하고 있다. 그리고 2002년, 2003년, 2004년에 대해서는 각각 7,532, 7,615, 7,569천대로 추정하고 있다.

세계 수요에 대한 일본의 구성비는 1999년 18.6%, 2000년 19.6%, 2001년 18.6%로 나타났다.

Table 1은 1996년부터 2004년까지 세계 전체 에어컨의 수요와 추정치를 나타낸다.

종류별로는 룸 에어컨의 경우 1999년 세계 수요는 전년도 대비 9.9% 증가한 29,017천대인 것으로 추정되었다. 그리고 2000년에는 3.2%증가한 29,942천대, 2001년에는 1.3%증가한 30,317천대가 될 것으로 추정하고 있다. 2002년, 2003년, 2004년에 대해서는 각각 31,787, 33,383, 34,976천대로 추정하고 있다.

일본의 수요는 1999년이 전년대비 1.6% 감소한 6,492천대, 2000년에는 회복하여 9.1% 증가한 7,084천대인 것으로 추정된다. 2001년에는 5.0%한 6,730천대가 될 것으로 추정하였다. 2002년, 2003년 2004년에 대해서는 각각 6,797, 6,865, 6,796천대로 추정하였다.

세계수요에 대한 일본의 구성비는 1999년 22.4%, 2000년 23.7%, 2001년 22.2%로 나타났다.

패키지 에어컨 에어컨의 경우 1999년 세계수요는 전년보다 5.9%증가한 9,291천대인 것으로 추정하였다. 2000년 다시 5.2%증가하여 9,772

천대가 되지만 2001년에는 거의 보합세를 유지하는 9,723천대가 될 것으로 추정하였다. 2002년 2003년, 2004년에 대해서는 각각 9,943, 10,174, 10,425천대로 추정하였다.

이 중에서 일본의 수요는 1999년이 629천대, 2000년 707천대, 2001년은 721천대로 추정하였다. 2002년 2003년, 2004년에 대해서는 각각 735, 750, 773천대로 추정하였다.

세계 수요에 대한 일본의 구성비는 1999년 6.8%, 2000년 7.2%, 2001년 7.4%로 나타났다,

1999년까지의 생산량과 일본의 수출량을 조사 분석하였는데, 그 결과에 따르면 1999년의 세계 룸 에어컨의 생산량은 30,234천대로 전년보다 16.0%증가하였다. 일본은 전년 대비 1.5%감소한 6,436천대로 나타났다. 세계 생산에 대한 일본의 구성비는 1996년 28.5%, 1997년 26.6%, 1998년 25.0%, 1999년 21.2%로 해마다 감소하는 경향을 보였다.

1999년 패키지 에어컨의 세계 생산은 전년보다 8.6%증가하여 9,628천대로 나타났고, 일본의 생산은 전년보다 9.6% 감소한 821천대로 나타났다. 세계 생산에 대한 일본의 구성비는 1996년의 12.1%에서 1997년은 11.7%, 1998년은 10.2%, 1999년은 8.5%로 해마다 감소하였다.

그리고, 1999년 일본의 수출을 살펴보면, 룸 에어컨은 15.7% 증가한 611천대, 패키지 에어컨은 16.8% 감소한 228천대로 나타났다. 일본의 수출은 일본 이외의 세계 수요에 대해 룸 에어컨에서 2.7%, 패키지 에어컨에서 2.6%를 기록한 것으로 보고하고 있다.

Table 2는 1996년부터 2004년까지 세계 에어컨 수요의 추정치 중 룸 에어컨의 수요 추정치를 나타내며, Table 3은 패키지 에어컨의 수요 추정치를 각각 나타낸다.

Table 1 Presumption of demand air-conditioner in world
(1996~2004)(Unit : Thousand)

구 분	1996 (실적)	1997 (실적)	1998 (실적)	1999 (실적)	2000 (전망)	2001 (예측)	2002 (예측)	2003 (예측)	2004 (예측)
세계 합계	33,981	32,077	35,188	38,308	39,714	40,040	41,730	43,557	45,401
일 본	8,827	7,668	7,270	7,121	7,791	7,451	7,532	7,615	7,569
아 시 아	10,224	10,306	11,392	11,872	13,658	14,719	15,937	17,270	18,731
중 동	1,413	1,464	1,720	1,763	1,836	1,892	1,950	2,010	2,073
유 럽	1,433	1,405	1,731	2,472	2,552	2,721	2,898	3,088	3,294
북 미	10,315	9,292	10,437	12,408	10,207	10,207	10,269	10,332	10,395
중 남 미	1,070	1,108	1,588	1,665	1,922	1,922	1,978	2,035	2,093
아프리카	420	498	511	520	562	562	582	603	623
대 양 주	279	336	539	487	566	566	584	604	623

Table 2 Presumption of demand room air-conditioner in world
(1996~2004)(Unit : Thousand)

구 분	1996 (실적)	1997 (실적)	1998 (실적)	1999 (실적)	2000 (전망)	2001 (예측)	2002 (예측)	2003 (예측)	2004 (예측)
세계합계	25,444	23,593	26,410	29,017	29,942	30,317	31,787	33,383	34,976
일 본	8,002	6,904	6,599	6,492	7,084	6,730	6,797	6,865	6,796
아 시 아	8,852	8,655	10,101	10,488	11,939	12,912	14,035	15,266	16,617
중 동	1,206	1,245	1,378	1,413	1,472	1,517	1,564	1,613	1,664
유 럽	1,205	1,169	1,442	2,134	2,172	2,314	2,462	2,622	2,794
북 미	4,613	3,904	4,501	6,079	4,577	4,078	4,079	4,080	4,081
중 남 미	947	979	1,449	1,523	1,729	1,764	1,815	1,867	1,920
아프리카	388	457	469	476	496	515	833	553	572
대 양 주	231	280	471	412	473	487	502	517	532

Table 3 Presumption of demand package air-conditioner in world
(1996~2004)(Unit : Thousand)

구 분	1996 (실적)	1997 (실적)	1998 (실적)	1999 (실적)	2000 (전망)	2001 (예측)	2002 (예측)	2003 (예측)	2004 (예측)
세계합계	8,537	8,484	8,778	9,291	9,772	9,723	9,943	10,174	10,425
일 본	825	764	671	629	707	721	735	750	773
아 시 아	1,372	1,651	1,291	1,384	1,719	1,807	1,902	2,004	2,114
중 동	207	219	342	350	364	375	386	397	409
유 럽	228	236	289	338	380	407	436	466	500
북 미	5,702	5,388	5,936	6,329	6,329	6,129	6,190	6,252	6,314
중 남 미	123	129	139	142	152	158	163	168	173
아프리카	32	41	42	44	46	47	49	50	51
대 양 주	48	56	68	75	75	79	82	87	91

1.2.2 국내 에어컨 수요⁽⁸⁾

냉동·공조산업은 국민소득의 증가로 주거 및 근로환경의 쾌적화를 추구하게 되고, 산업은 날로 정밀화, 고도화되고 생산량이 증가함에 따라 향후 급속한 성장을 지속할 것으로 예상된다. 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 13,500억원 정도가 될 전망이다, 기술수준에서는 현재 주요 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 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 유닛가 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.

공기조화 관련기기 중 1999년에서 2000년까지 룸 에어컨 및 패키지 에어컨의 통계자료에서 1999년 룸 에어컨의 생산량은 4,065,695에서,

6,395,426대로 57.3%정도 증가하였으며, 생산금액은 1조 1,781억 46백만원에서 1조 6,780억 80백만원으로 42.4%정도 증가하였다. 그리고 국내 출하량은 328,870대에서 558,328대로 전년대비 약 70% 증가하였으며, 출하금액도 1,406억 54백만원 정도에서 2,398억 79백만원으로 전년 대비 71%증가하였다.

Table 1.4는 1992~2000년까지 국내 룸 에어컨의 생산량을 나타내며, Table 1.5는 룸 에어컨의 생산금액을, Table 1.6은 국내 룸 에어컨의 출하수량을 나타내고, Table 1.7은 국내 룸 에어컨의 출하 금액을 나타낸다.

1999년에서 2000년까지 패키지 에어컨의 생산량은 444,367에서 2000년 812,365대로 전년대비 약 82.8%로 증가하였으며, 생산금액은 5,913억 99백만원에서 8,134억 14백만원으로 37.5%로 증가하였다. 그리고 국내 출하수량은 374,217대에서 602,495대로 61%로 증가하였으며, 출하금액은 5,222억 12백만원에서 6,965억 89백만원으로 전년대비 약 33.4%증가하였다.

Table 1.8은 1992년부터 2000년까지 패키지 에어컨의 생산량을, Table 1.9는 생산금액을 나타낸다. 그리고 Table 1.10은 2000년까지의 국내 패키지 에어컨의 출하수량을 나타내며, Table 1.11은 출하금액을 각각 나타낸다.

Table 1.4 Production volume of room air conditioner in domestic.
(Unit : Number)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
818,700	825,000	959,721	1,771,271	1,910,291	1,945,209	2,066,497	4,065,695	6,395,426

Table 1.5 Production an amount of money of room air conditioner
in domestic.

(Unit : Million)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
332,412	388,958	318,329	548,779	616,079	694,236	867,992	1,178,146	1,678,080

Table 1.6 Shipment number of room air conditioner in domestic.

(Unit : Number)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
272,883	287,000	240,261	379,145	670,150	761,385	427,727	328,870	558,328

Table 1.7 Shipment an amount of money of room air conditioner
in domestic.

(Unit : Million)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
130,972	158,551	146,106	165,705	269,721	303,477	154,547	140,654	239,879

Table 1.8 Production volume of package air conditioner in domestic.

(Unit : Number)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
221,200	146,627	216,923	631,038	701,841	847,878	501,871	444,367	812,365

Table 1.9 Production an amount of money of package air conditioner in domestic.

(Unit : Million)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
270,306	201,973	298,803	562,290	857,271	1,051,770	502,534	591,399	813,414

Table 1.10 Shipment number of package air conditioner in domestic.

(Unit : Number)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
161,400	133,693	216,116	488,312	659,898	798,262	432,553	374,217	602,495

Table 1.11 Shipment an amount of money of package air conditioner in domestic.

(Unit : Million)

1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
242,100	110,638	302,563	491,082	893,689	1,009,3055	480,360	522,212	696,589

제 2 장 에어컨의 구성

2.1 냉동사이클

일반적인 개별식 공조시스템인 룸 에어컨이나 패키지 에어컨은 증기 압축식 냉동사이클로 이루어져 있다. 증기압축식 냉동사이클은 Fig. 2.1 과 같이 압축기, 응축기, 팽창밸브 및 증발기의 주요 구성기기들로 이루어진다. 이들 각 기기들은 그림에서와 같이 압축기와 응축기를 연결하는 고온 고압의 가스 배관(A), 응축기와 팽창밸브를 연결하는 고온 고압의 액 배관(B), 팽창밸브와 증발기를 연결하는 저온 저압의 기체와 액체가 공존하여 흐르는 기·액 배관(C) 및 증발기와 압축기를 연결하는 저온 저압의 가스 배관(D)으로 구성된다. 그리고 각 배관들은 내부로 순환되는 냉매의 상태에 따라 각기 온도와 압력의 범위가 다르며, 배관의 직경도 각기 다르다. 또한, 룸 에어컨과 패키지 에어컨은 장치의 용도나 기능에 따라 현장에서 실제적으로 설치될 때, 각 주요 기기들의 설치위치나 조건에 따라 상기의 (A), (B), (C), (D)배관의 길이와 관경은 달라지고, 각기 별도로 설치되며, 배관들의 길이가 길어질수록 장치의 성능저하에 큰 영향을 미치게 된다.^(9~10)

2.2 에어컨의 종류 및 구성기기

Fig. 2.2와 같이 에어컨은 크게 2가지 형태로 나눌 수 있다. 하나는 창문에 직접 부착하는 창문형 에어컨과 다른 하나는 실내기와 실외기가 분리되어 있는 분리형 에어컨으로 나눌 수 있다. 분리형 에어컨은 다시

벽걸이형과 패키지형 그리고 카세트형으로 구분된다.

최근에는 인버터를 탑재한 에어컨이 각 사에서 소개되고 있으며, 차세대 에어컨으로 자리 잡게 될 것으로 전망된다.

본 연구에서는 분리형 에어컨에 있어서 벽걸이형과 패키지형에 대하여 그 종류 및 구성기기들에 대하여 설명하고자 한다.

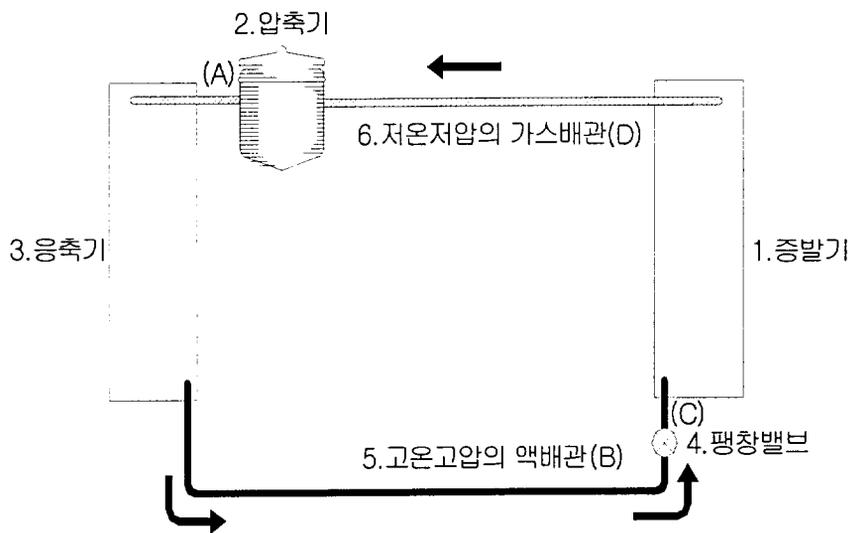


Fig. 2.1 Schematic diagram of air-conditioning system.

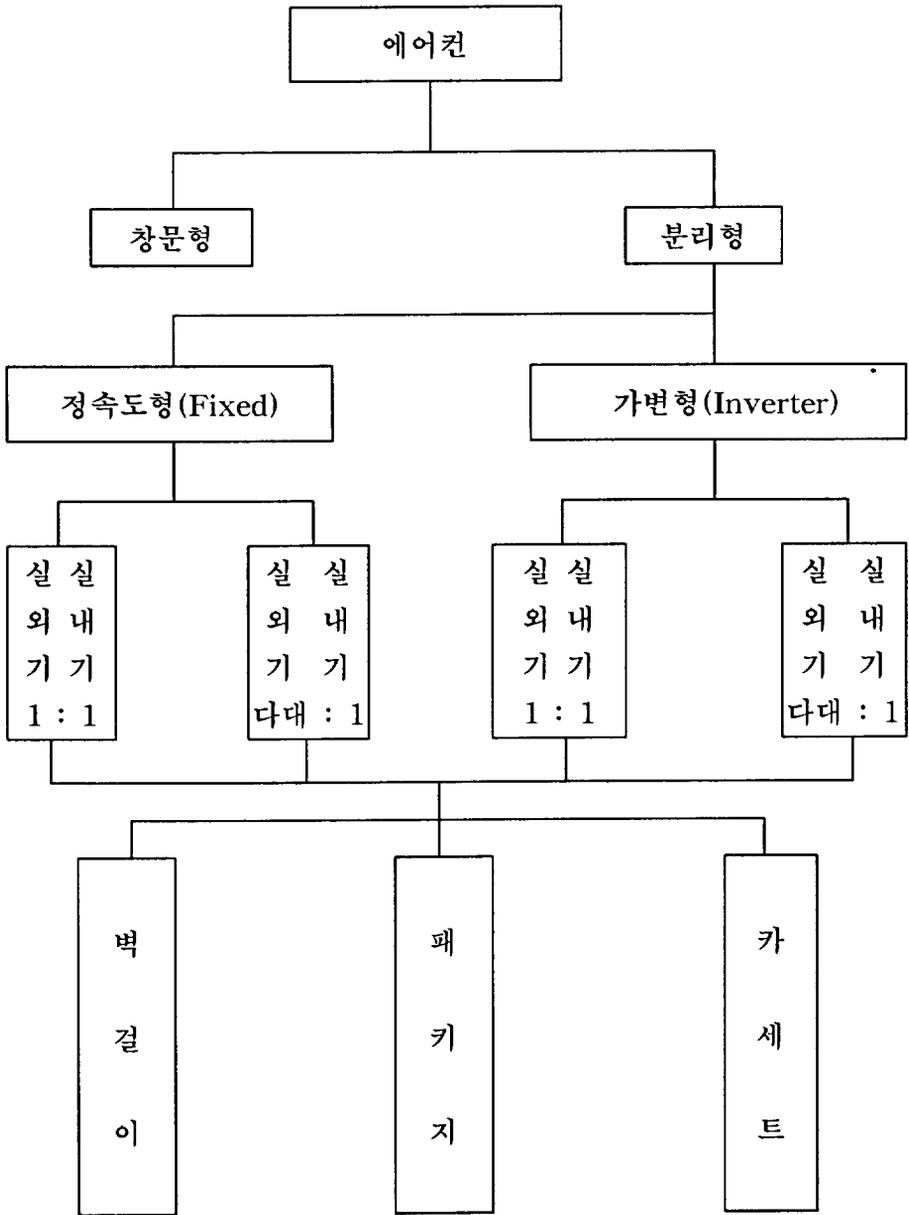


Fig. 2.2 Classification of air-conditioner

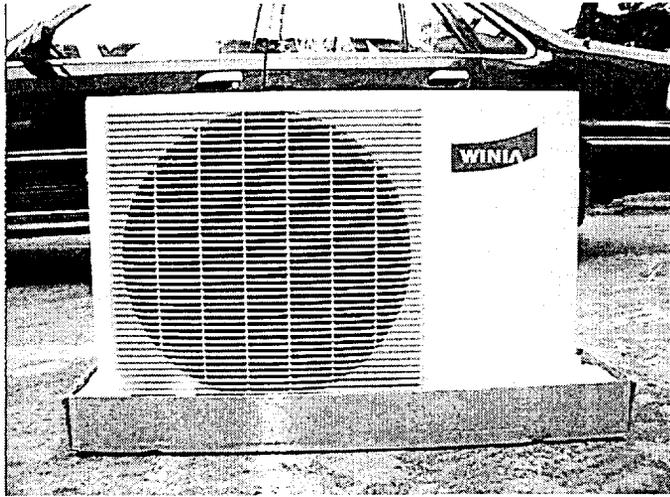
2.2.1 벽걸이 에어컨

벽걸이형 에어컨은 Fig. 2.3과 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.

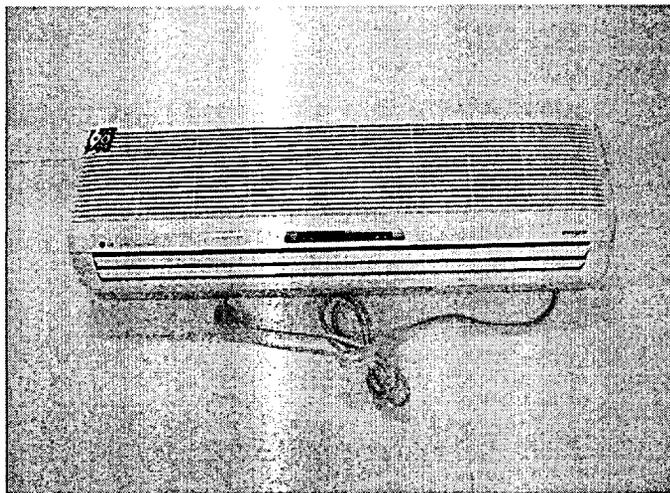
2.2.2 패키지 에어컨

Fig. 2.4와 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.



(a) Outdoor unit

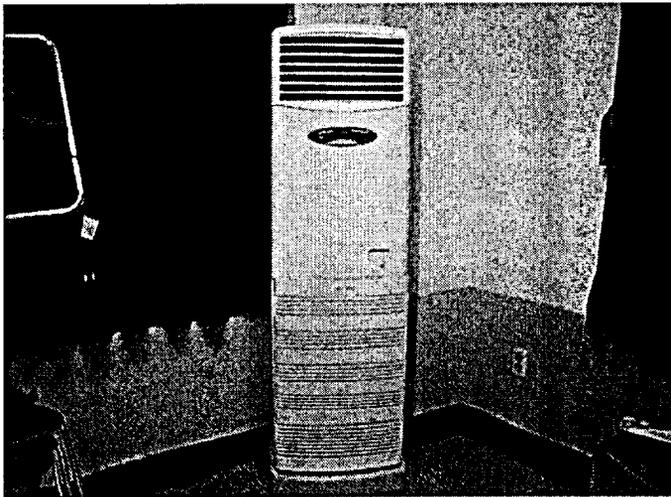


(b) Indoor unit

Fig. 2.3 Photograph of wall type air-conditioner system.



(a) Outdoor unit



(b) Indoor unit

Fig. 2.4 Photograph of package air-conditioner system.

2.3 냉매 배관

2.3.1 기존 배관

Fig. 2.5는 벽걸이형 에어컨의 냉매 배관을 나타낸 것으로 이들 배관은 실외기와 실내기를 연결하여 실외기 내 응축기로부터 응축된 고온 고압의 액 냉매가 모세관에서 팽창되어 순환하는 액관과 실내기인 증발기로부터 증발한 저온 저압의 가스 냉매가 순환하는 가스관으로 구분된다. 이들 배관은 현장 설치시 제조회사로부터 실내외기 유니트와 함께 별도로 하나의 박스에 드레인관 및 전선 등과 같이 단열 포장되어 공급된다.

Fig. 2.6은 패키지형 에어컨의 냉매 배관을 나타낸 것으로 실외기 내 응축기로부터 응축된 고온 고압의 액 냉매가 순환할 수 있는 액관과 실내기인 증발기로부터 증발된 저온 저압의 가스 냉매가 순환할 수 있는 가스관으로 구분된다.

현장 설치시에는 제조회사로부터 실내외기 유니트와 별도로 드레인관, 단열재 및 전선 등과 함께 하나의 박스에 포장되어 공급된다.

Fig. 2.7은 실제 현장에서 벽걸이형 및 패키지 에어컨의 실외기가 건물의 옥상이나 지상에 설치되었을 경우 실내기와 실외기를 연결하는 액관 및 가스관이 설치된 모습을 나타낸다.

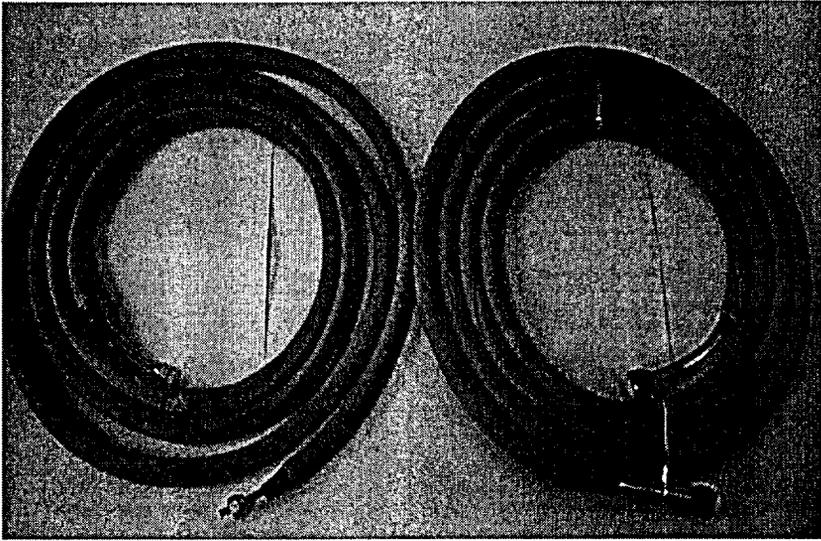


Fig. 2.5 Photograph of liquid and gas pipe of wall type air-conditioner.

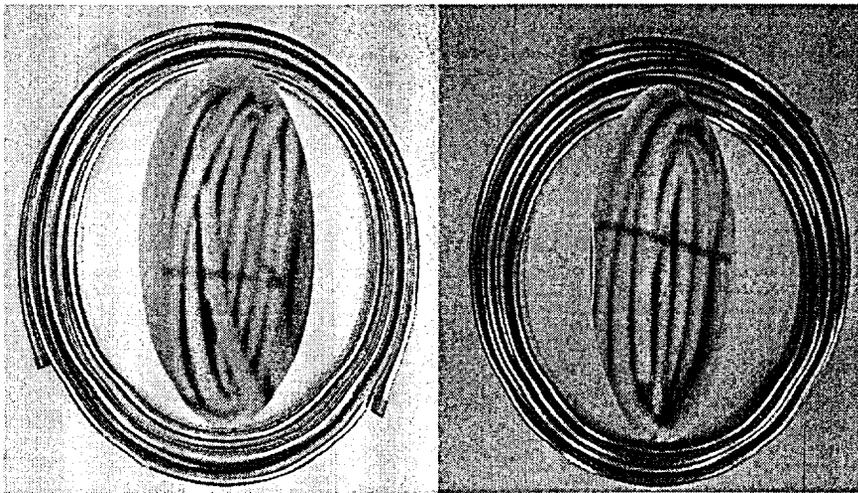


Fig. 2.6 Photograph of liquid and gas pipe of package air-conditioner.

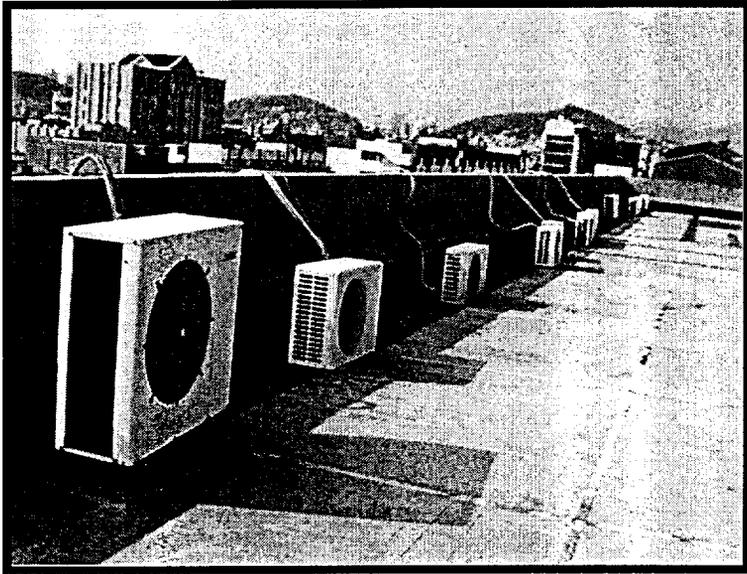


Fig. 2.7 Photograph of equipment air-conditioning system piping.

2.3.2 액·가스 열교환 겸용 배관

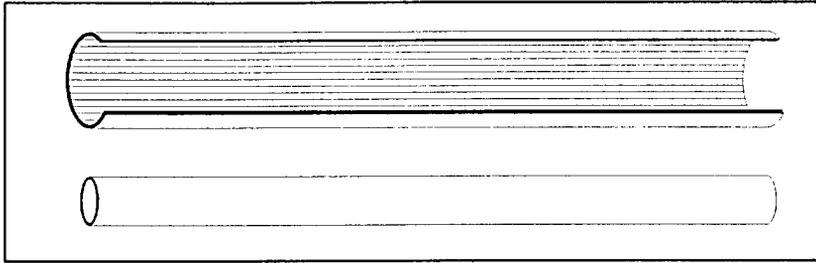
냉동장치에서 냉매 배관은 장치의 용량과 길이에 따라 관경이 달라지며, 또한 동일한 용량과 길이에 있어서도 배관 내로 순환하는 냉매의 상태에 따라 그 관경이 달라진다.

상기의 패키지형 에어컨 배관에 있어서도 일반적으로 고온 고압의 액관과 저온 저압의 가스관은 설치위치에 따라 그 길이도 달라지고, 또한 관경도 관내 냉매의 상태에 따라 다르다. 동일한 용량과 길이에 있어서 관경의 차이는 고온 고압의 액관이 저온 저압의 가스관에 비해 작다. 이는 관내로 순환하는 냉매의 비체적에 기인하며, 일반적으로 장치의 용량이나 설치 위치에 따라 액관과 가스관의 길이와 적정 관경이 결정된다.

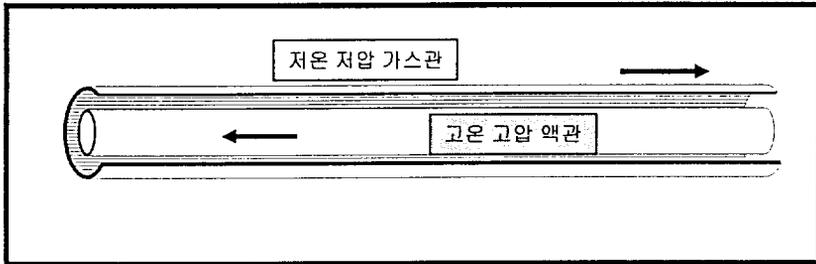
액·가스 열교환 겸용 배관은 Fig. 2.8과 같이 상기의 냉매 비체적에 따른 관경 차이를 이용하여 그림과 같이 상대적으로 관경이 큰 저온 저압의 가스관 내에 고온 고압의 액관을 2중관 구조로 삽입하여 배관의 기능을 수행할 수 있는 구조로 된다. 또한, 저온 저압의 가스관과 고온 고압의 액관이 서로 역류로 순환하게 되므로 온도차에 의한 열교환기의 기능도 겸용할 수 있는 구조이다.

Fig. 2.9는 실내의 실내기와 실외의 실외기를 서로 연결할 때, 연결부의 상세도를 나타내며, Fig. 2.10은 연결부가 결합된 패키지 에어컨용 액·가스 열교환 겸용 배관의 세부 상세도를 나타낸다.

Fig. 2.11은 패키지 에어컨에 있어서 기존의 액관과 가스관이 분리되어 설치되는 경우(a)와 액관이 가스관 내에 삽입되어 2중관 구조로 제작된 액·가스 열교환 겸용 배관(b)으로 설치한 경우를 나타낸다.



(a) Conventional type gas and liquid pipe



(b) New type gas and liquid double pipe

Fig. 2.8 Schematic diagram of liquid and gas pipe

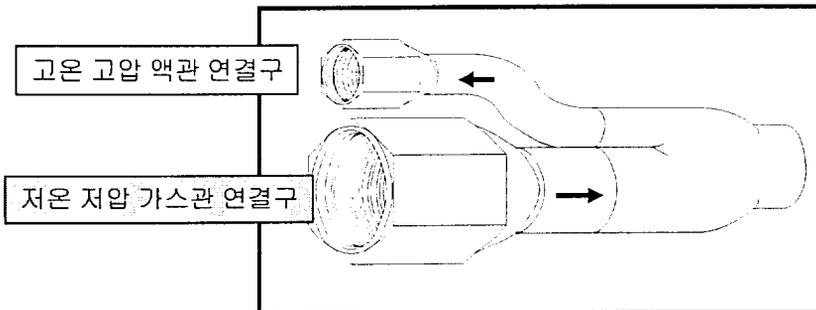


Fig. 2.9 Schematic diagram of combined liquid and gas pipe connector

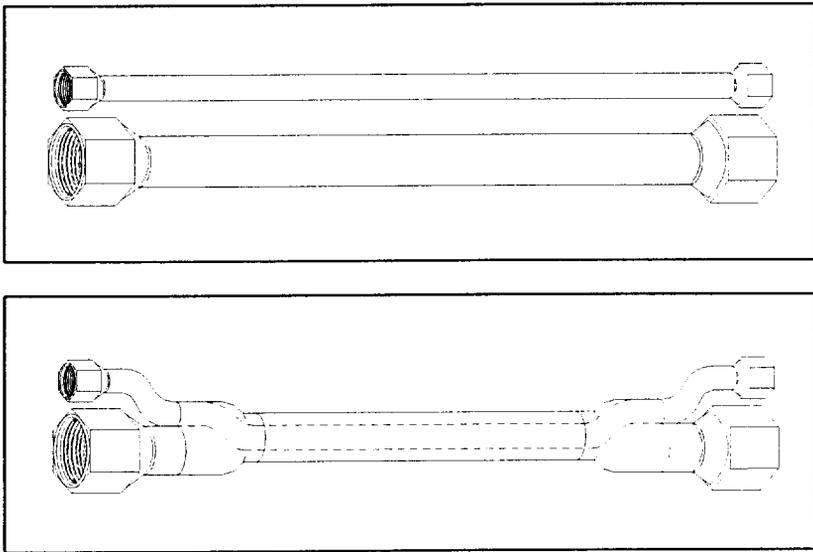
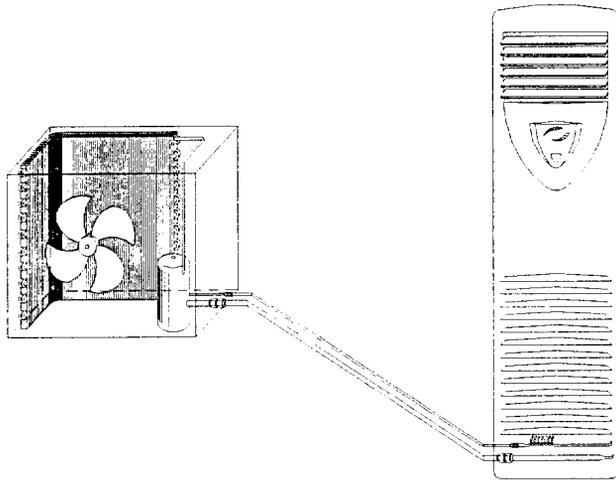
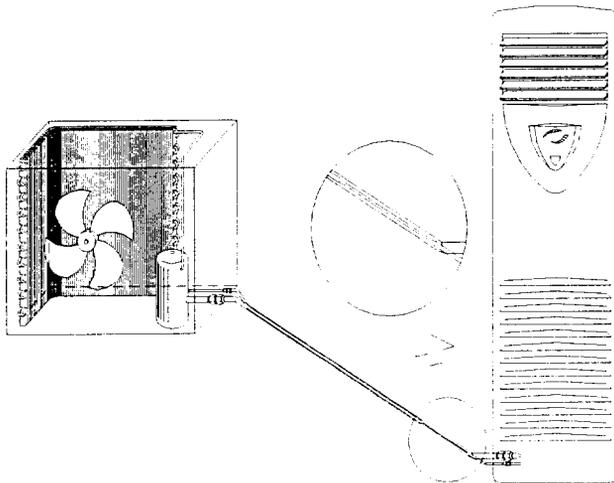


Fig. 2.10 Schematic diagram of combined liquid and gas pipe in package air-conditioner



(a) Conventional pipe equipment type



(b) New equipment type of liquid and gas pipe

Fig. 2.11 Schematic diagram of equipment in combined liquid and gas pipe in package air-conditioner

2.4 액·가스 열교환 검용 배관 이론 해석

Fig. 2.12는 액·가스 열교환 검용 배관을 사용할 경우 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 열교환을 함으로서 냉동사이클의 특성 변화를 p-h선도상에 나타낸 것이다.

그림에서 기존 배관으로 설치할 경우 냉동효과(r_c) 및 냉방능력(Q_{ec})은 다음 식과 같다.^(11~12)

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

여기서, h_1 , h_3 은 증발기 입·출구의 엔탈피를 나타낸다.

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

여기서, G 는 장치 내로 순환하는 냉매 순환량을 나타낸다. 그리고 액·가스 열교환 검용 배관을 설치할 경우에 있어서 냉동효과(r_n) 및 냉방능력(Q_{en})은 다음과 같다.

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

여기서, h_4 는 액·가스에 의해 과냉각된 액 냉매의 팽창밸브 입구 엔탈피를 나타낸다.

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

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 b 는 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, $AW_c = (h_2 - h_1)$ 와 $AW_n = (h_2' - h_1')$ 는 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기의 소요동력을 각각 나타낸다.

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

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 아크릴로 제작된 수조 내에 설치하였다.

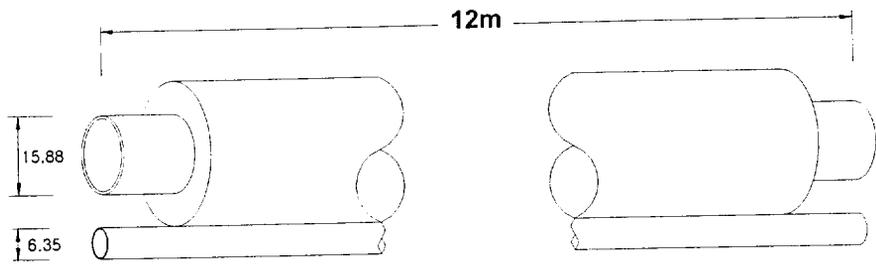
두 수조를 연결하는 배관, 즉 압축기와 증발기를 연결하는 가스 배관과 응축기와 모세관을 연결하는 액 배관은 기존 패키지 에어컨을 설치시 이루어지는 액 및 가스 배관 각각의 경우와 액·가스 열교환 겸용 배관 2종류를 총 3가지 형태의 배관을 설치하였다.

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 6,100kcal/h용량의 실제

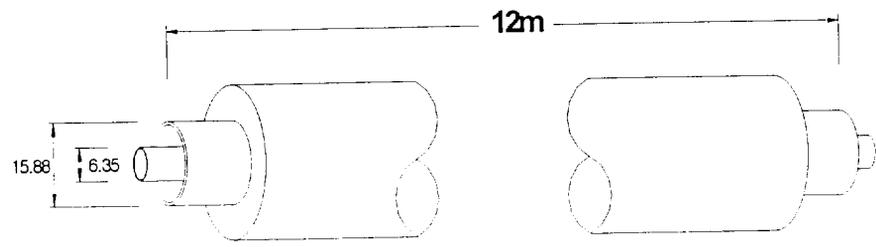
패키지형 에어컨을 사용하였다.

냉매 배관은 Fig. 3.2와 같이 전체 길이는 12m로 동일하게 하였으며, 기존 냉매 배관에 사용되는 액관의 관경은 6.35mm, 가스관의 관경은 15.88mm를 사용하였다.

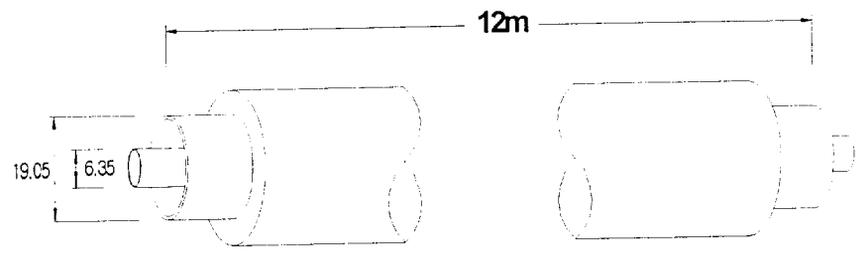
액·가스 열교환 겸용 배관은 2가지 형태로 제작하여 사용하였으며, 전체 배관의 길이는 10m로 액관의 관경은 2가지 형태 모두 6.35mm로 하였고, 가스관을 각각 15.88mm, 19.05mm로 달리하여 실험하였다. Fig. 7은 실험장치의 실제 사진을 나타낸다.



(a) Conventional pipe

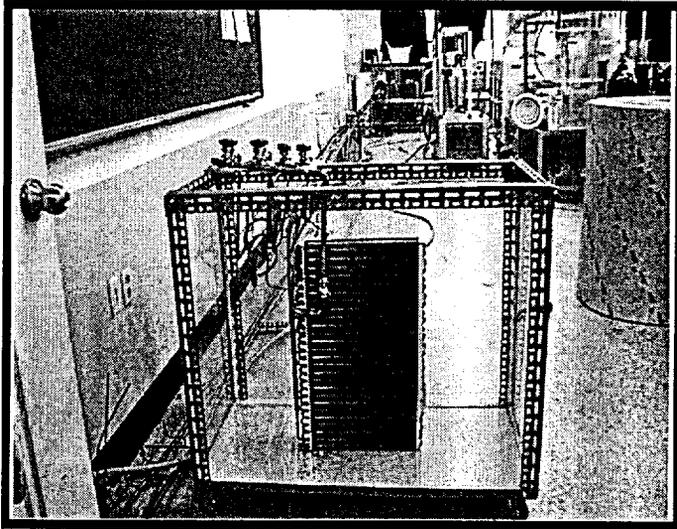


(b) Double pipe(gas pipe : 15.88mm)

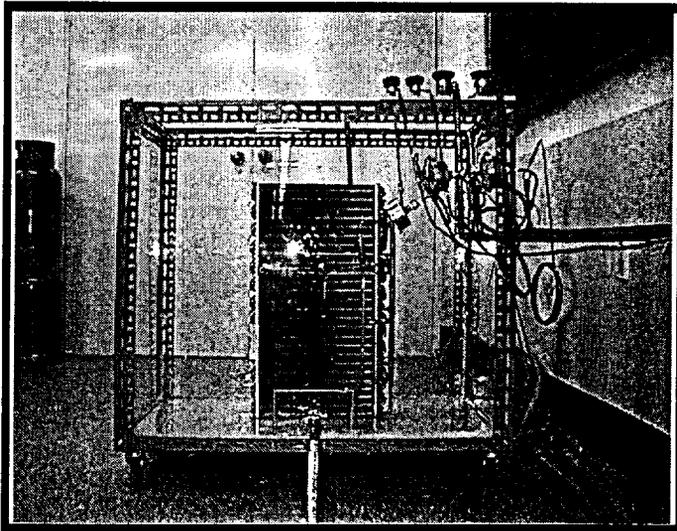


(c) Double pipe(gas pipe : 19.05mm)

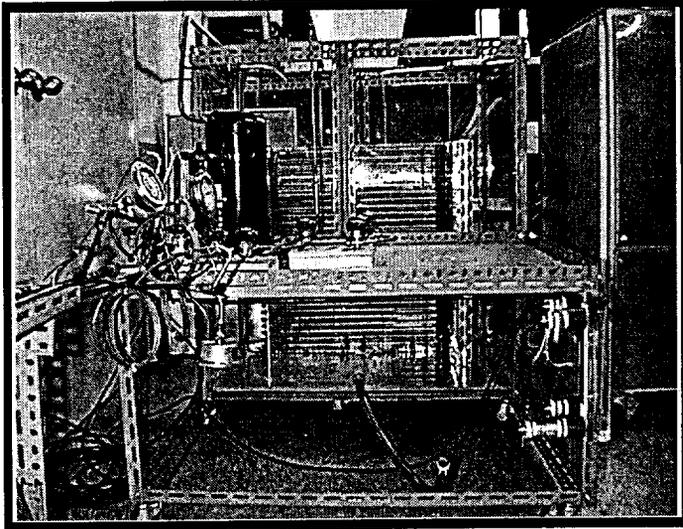
Fig. 3.2 Detail diagram of liquid and gas pipe.



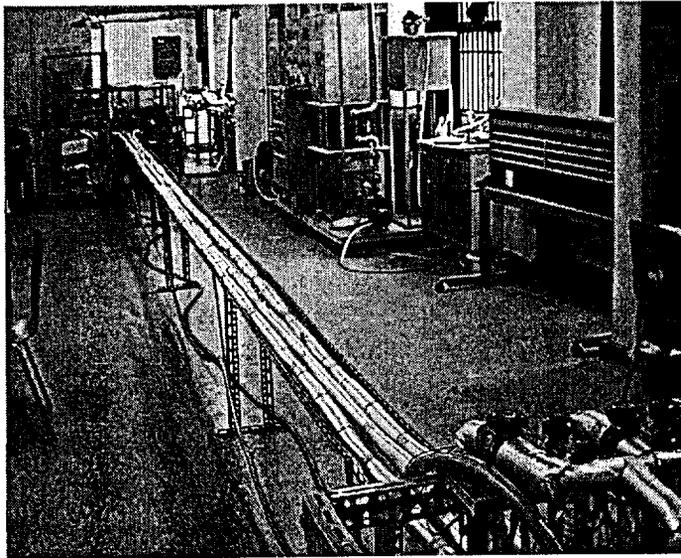
(a) Overall experimental apparatus.



(b) Evaporator unit



(c) Condenser and compressor unit



(d) Pipe unit

Fig. 3.3 Photograph of overall experimental apparatus.

3.2 실험방법

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, 먼저 기존 배관을 대상으로 4시간 동안 운전하여 데이터를 획득하였다. 각 배관은 10m의 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, 파워미터를 설치하여 각 운전조건에 따라 압축기가 소비하는 동력을 측정하였다.

응축기 출구측에는 냉매 유량계를 설치하여 순환 냉매량을 측정하였으며, 각 배관으로의 냉매 유입은 증발기측 및 응축기측 각 배관에 냉매 유량계를 설치하여 교체 운전이 가능하도록 하였다.

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 온도변화

Fig. 4.1은 냉매 유량 108kg/h 순환시 압축기 입구측 및 응축기 출구측에 있어서 기존의 별도 설치시 액관과 가스관 내에서의 냉매 온도와 2가지 형태 즉, 동일하 액관에 가스관의 관경을 달리한 경우의 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 액관 및 가스관 내 시간에 따른 냉매의 온도변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 기존의 액·가스관 별도 설치시 압축기 입구측 가스관 냉매온도는 23.5℃정도로 유지되고, 응축기 출구측 액관의 액 냉매온도는 약 29.5℃정도로 일정하게 유지되고 있다. 그러나 2종류의 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 그림에서와 같이 압축기 입구측 가스관의 냉매온도는 평균 28.5℃정도, 응축기 출구측 액관의 냉매온도는 평균 29.5℃정도로 나타나고 있다. 즉, 기존 배관의 경우와 비교하여 가스관의 냉매온도는 약 5.5℃, 액관의 냉매온도는 거의 차이가 없는 것으로 나타내고 있다.

이와 같은 결과는 액관의 액 냉매와 가스관의 가스냉매의 열교환에 의한 것으로 가스관에 있어 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존 배관에 비해 큰 온도차를 나타내는 것은 증발기 출구에서부터 압축기 입구에 이르기까지 2중관 구조의 길이 10m의 배관 내에서 열교환이 이루어지는 출구이기 때문이다. 그러나 액관의 경우 열교환이 크게 발생되지 않는 것은 열교환이 시작되는 입구점이 되기 때문으로 액 냉매의 열교환 정도는 모세관 입구측의 결과에서 확인될 것으로 생각된다.

Fig. 4.2는 동일한 조건에서 냉매 유량을 126kg/h로 증가시켰을 때

의 결과를 나타낸다. 그림에서와 같이 전체적인 경향은 Fig. 4.1과 동일한 경향을 나타내며, 기존 배관의 경우 가스관의 가스 냉매온도는 평균 22.5℃ 정도로 1℃정도 낮아지며, 액 냉매온도는 약 30℃ 정도로 0.5℃ 정도 높아지고 있다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 가스 냉매의 평균온도는 29℃ 정도이며, 액 냉매의 온도는 약 30.5℃ 정도로 약간 높아지는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 4.3는 냉매 유량 108kg/h에 있어서 모세관 입구측과 증발기 출구측에 있어서 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 액 냉매 및 가스 냉매의 온도를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 증발기 출구측 가스 냉매의 온도는 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관 모두 미소한 차이를 나타내고 있다. 기존 배관에 있어 가스 냉매의 평균 온도는 약 22.5℃ 정도로 압축기 입구측에 비해 1℃정도 낮게 나타나며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 약 23.5℃ 정도로 이는 압축기 입구측에 비해 약 5℃정도 낮게 나타나고 있다.

팽창밸브 입구측 액관의 액 냉매온도를 보면 기존 배관의 경우에는 평균 29.5℃정도이며, 이는 앞의 응축기 출구측과 동일한 온도변화를 나타낸다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 액관의 액 냉매 온도는 가스관의 관경이 15.88mm의 경우 약 26℃, 19.05mm의 경우 약 26.5℃ 정도로 나타나고 있다. 이는 응축기 출구측에 비해 약 3.5℃, 3℃정도 낮아지고 있다.

Fig. 4.4는 냉매유량 126kg/h에 있어서의 팽창밸브 입구측 액 냉매 온도 및 증발기 출구측 가스 냉매의 온도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 증발기 출구측 가스관의 가스 냉매 온도는 약 22℃와 22.5℃ 정도로 거의 동일한 온도를 나타내고, 냉매유량 108kg/h일 때 보다 약 0.5~1℃정도 낮게 나타나고 있

다. 그리고 모세관 입구 액관의 액 냉매 온도는 기존 배관의 경우 평균 30℃정도를 나타내며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 가스관의 관경이 15.88mm의 경우 약 26℃, 19.05mm의 경우 약 26.5℃정도로 나타나고 있다. 이는 유량 108kg/h일 때와 비교하여 기존 배관의 경우에는 0.5℃높게, 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 거의 동일하게 나타났다.

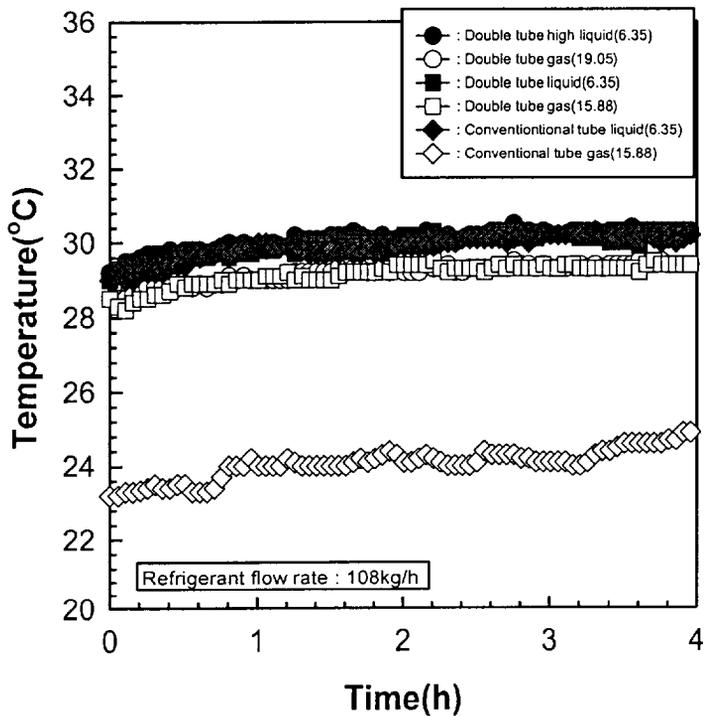


Fig. 4.1 Temperature distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet(refrigerant flow rate 108kg/h)

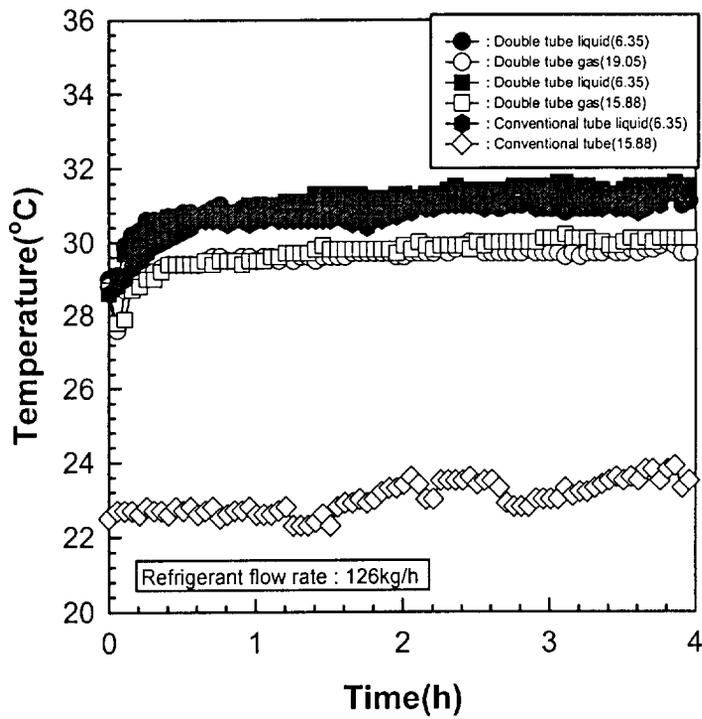


Fig. 4.2 Temperature distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet(refrigerant flow rate 126kg/h)

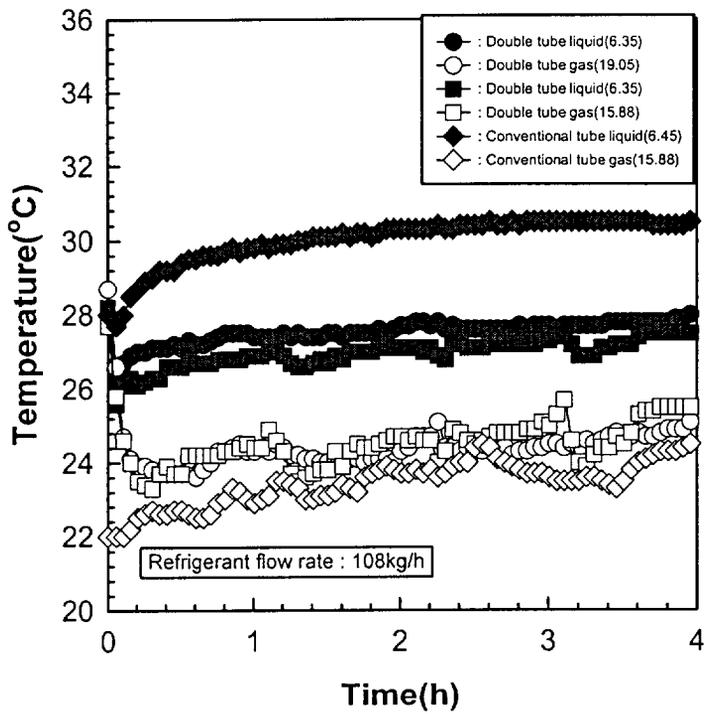


Fig. 4.3 Temperature distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet(refrigerant flow rate 108kg/h)

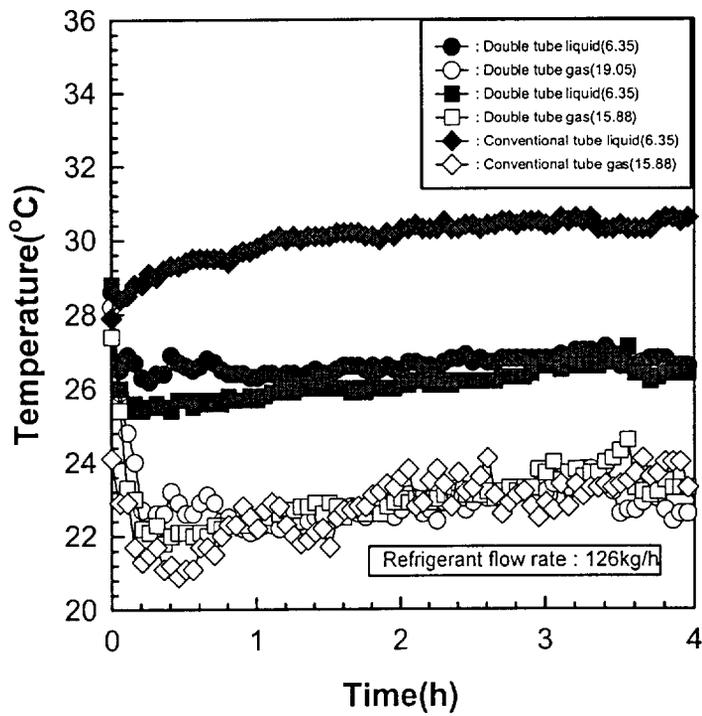


Fig. 4.4 Temperature distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet(refrigerant flow rate 126kg/h)

4.2 압력변화

Fig. 4.5, 4.6은 냉매유량 108kg/h 및 126kg/h에 있어서 기존 배관 및 2가지 종류의 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기 입구측 가스관 및 응축기 출구측 액관 내 냉매의 압력을 각각 나타낸 결과이다.

그림에서와 같이 기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관 모두 액관 및 가스관 내의 압력차는 전체적 크게 발생되지 않고 있다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관이 미소하게 가스관 내 및 액관 내에서의 압력이 낮게 나타났다. 이와 같은 결과는 열교환에 의한 냉매의 상태변화 및 냉매의 흐름 저항에 기인하는 것으로 판단된다.

Fig. 4.7, 4.8은 냉매유량 108kg/h 및 126kg/h에 있어서 기존 배관 및 2가지 종류의 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 증발기 출구측 및 모세관 입구측에 있어서 가스관 및 액관 내 냉매의 압력을 각각 나타낸 결과이다.

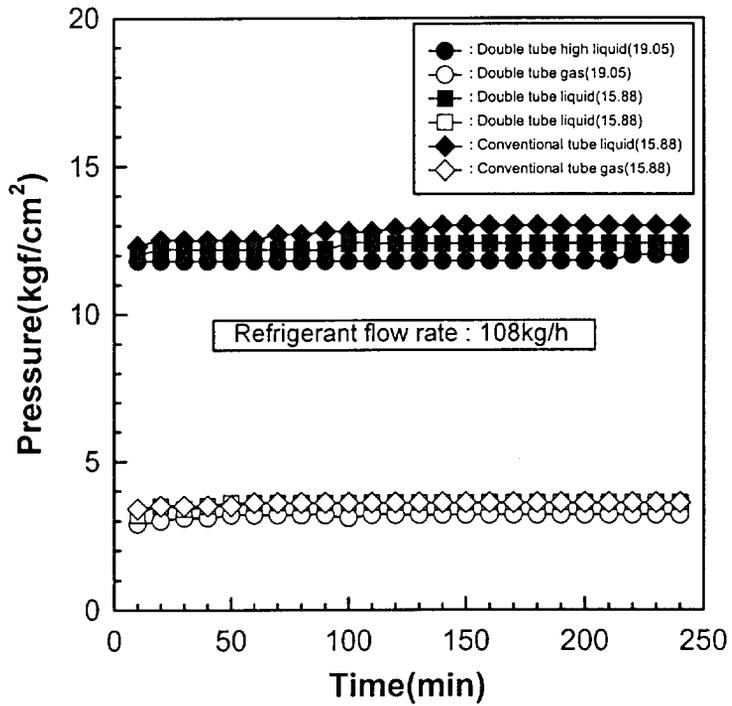


Fig. 4.5 Pressure distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet(refrigerant flow rate 108kg/h)

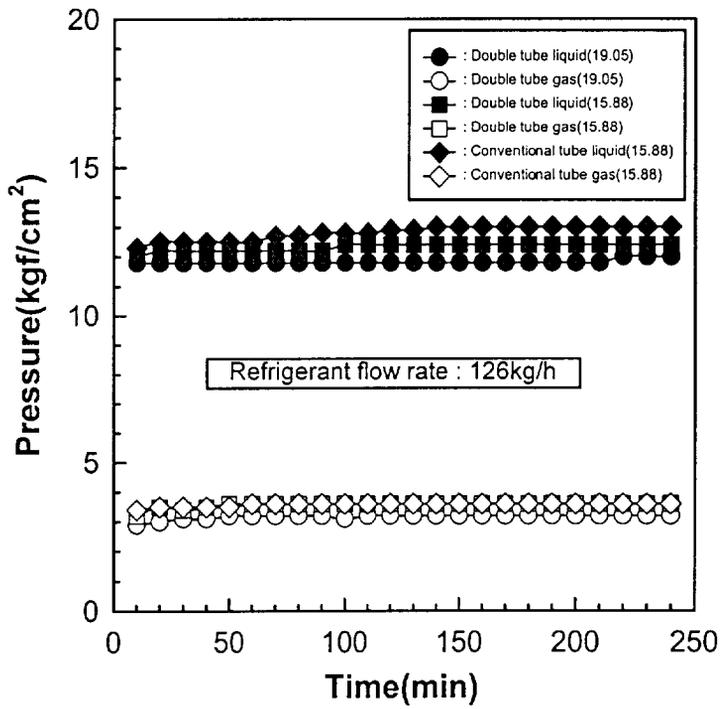


Fig. 4.6 Pressure distribution of liquid and gas pipe on compressor inlet(refrigerant flow rate 126kg/h)

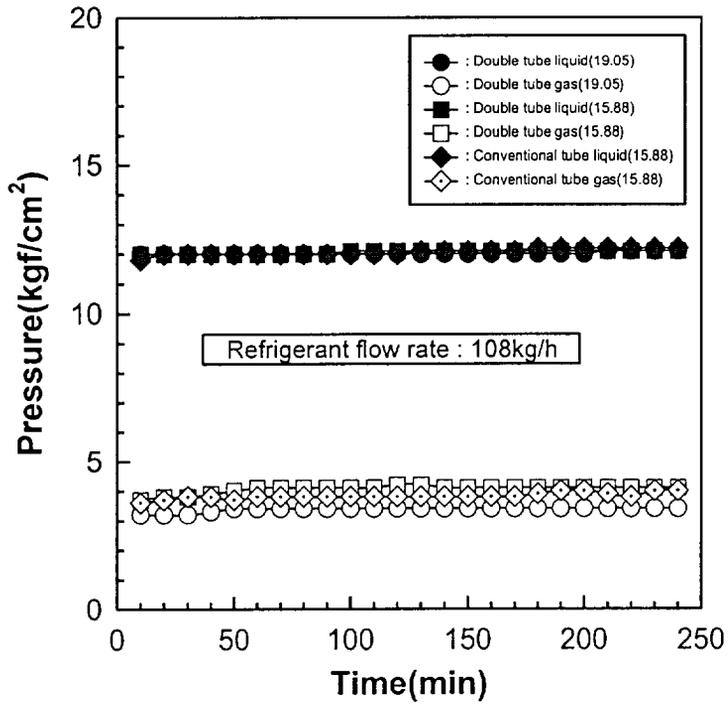


Fig. 4.7 Pressure distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet(refrigerant flow rate 108kg/h)

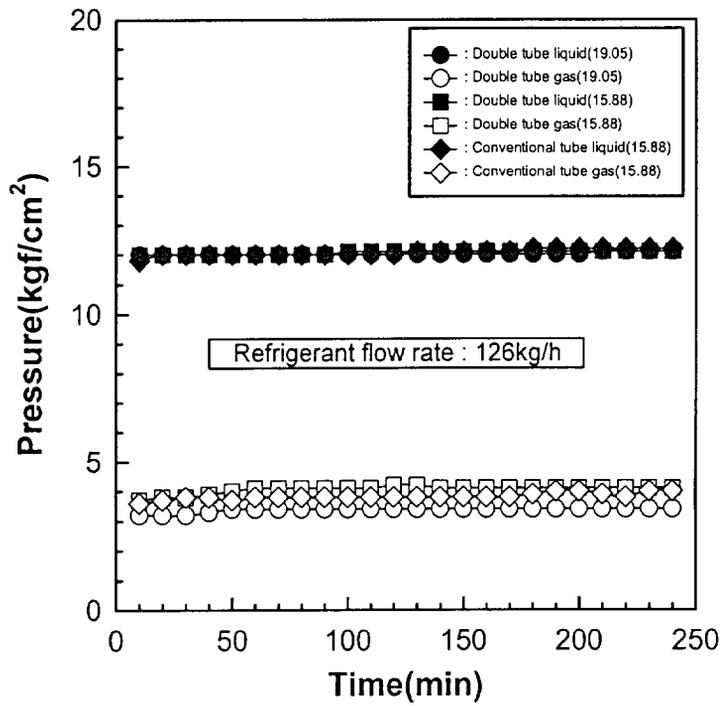


Fig. 4.8 Pressure distribution of liquid and gas pipe on capillary tube inlet(refrigerant flow rate 126kg/h)

4.3 온도차변화

Fig. 4.9는 냉매유량 108kg/h에 있어서 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 압축기 입구 및 응축기 출구와 증발기 출구 및 모세관 입구에 있어서 각 배관 냉매의 온도차를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기본 배관의 경우에는 액관 및 가스관의 길이 12m에 있어서 온도차는 평균 약 0.6℃정도의 온도차가 발생되었다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 가스관의 관경이 19.05mm의 경우, 액 냉매는 약 2.7℃, 가스 냉매의 경우에는 5.0℃정도의 온도차가 발생되었다. 즉, 응축기 출구 액 냉매는 약 2.7℃정도 과냉각 되며, 증발기 출구 가스 냉매는 약 5.0℃정도 과열이 되는 것으로 나타났다.

가스관의 관경이 15.88mm의 경우에는 액관 내 액 냉매는 약 2.9℃정도의 과냉각이 발생되었고, 가스 냉매는 약 4.9℃정도 과열이 발생되었다. 따라서, 상기의 결과를 종합하면, 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관은 약 2.1~2.3℃정도 액의 과냉각이 발생되고, 약 4.4~4.3℃정도 가스 냉매의 과열이 발생하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.10은 냉매유량 126kg/h에 있어서 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 압축기 입구 및 응축기 출구와 증발기 출구 및 모세관 입구에 있어서 각 배관 냉매의 온도차를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기본 배관에 있어서 액관 및 가스관 내의 액 및 가스 냉매의 온도는 약 0.5℃ 정도 차이가 발생되고 있다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에 있어 가스관의 관경이 19.05mm인 경우에는 액관 및 가스관 내의 액 냉매 및 냉매 가스의 온도차는 각각 약 4.5℃와 6.7℃정도의 온도차가 발생되었다. 그리고 가스관의 관경이 15.88mm인 경우에 있어서는 액 냉매는 각각 5.6℃와 7℃정도의 온도차가 발생되었다. 즉, 가스관의

관경이 19.05mm인 경우 액 냉매는 약 4.5℃정도의 과냉각이 발생되었고, 증발기 출구의 가스 냉매는 6.7℃정도 가열이 되어 압축기에 흡입된다. 그리고 가스관의 관경이 15.88mm인 경우에 있어는 약 5.6℃정도의 과냉각이, 약 7℃정도의 과열이 발생하는 것으로 나타났다.

이와 같은 결과는 냉매 순환량이 108kg/h의 경우와 비교하여 기존 배관에서는 거의 차이가 없지만 가스관의 관경이 19.05mm인 경우에는 액 냉매는 약 1.8℃, 가스 냉매는 1.7℃정도 더 과냉 및 가열이 발생되었다. 그리고 가스관의 관경이 15.88mm인 경우에는 액 냉매는 약 2.7℃, 가스 냉매는 2.1℃정도 더 과냉 및 가열이 발생되어 냉매 순환량이 증가할 수록 더 많은 과열과 과냉이 발생하는 것으로 나타났다. 또한, 가스관의 관경이 19.05mm와 15.88mm의 경우를 비교하면, 냉매순환량이 증가할 수록 가스관의 관경이 상대적으로 작은 15.88mm의 경우가 더 많은 과냉각과 과열이 발생하는 것으로 나타났다.

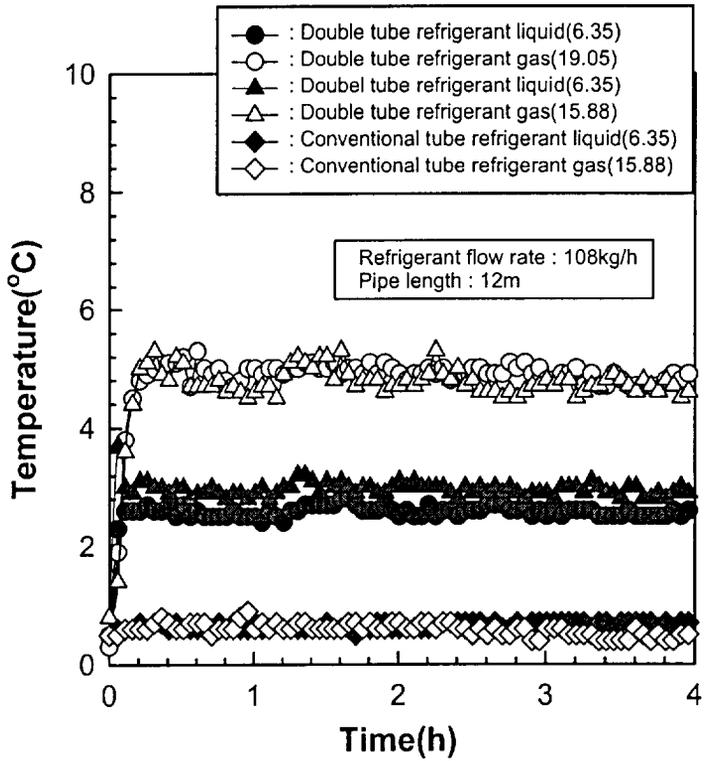


Fig. 4.9 Temperature difference distribution of liquid and gas pipe on condenser outlet and compressor inlet (refrigerant flow rate 108kg/h)

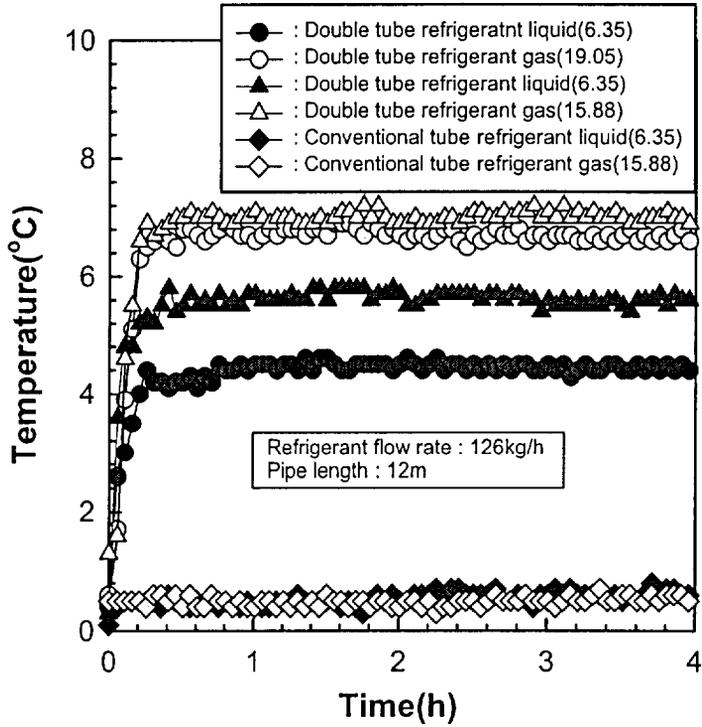


Fig. 4.10 Temperature difference distribution of liquid and gas pipe on condenser outlet and compressor inlet (refrigerant flow rate 126kg/h)

4.4 응축능력변화

Fig. 11은 냉매유량 108kg/h일 경우, 각 배관에 있어서 응축기의 응축능력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 액·가스 열교환 겸용 배관에서 가스관의 관경이 19.05mm인 경우가 미소하게 응축능력이 많은 것으로 나타났으며, 기존 배관이 가장 적은 것으로 나타났지만 그 차이는 미소하였다. 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 가스관의 관경 19.05mm인 경우가 응축능력이 미소하게 높은 것은 Fig. 9의 결과에서 가스관에서의 열교환이 미소하게 높게 나타난 결과로 판단된다.

Fig. 12는 냉매유량 126kg/h일 경우에 있어서 각 배관에 따른 응축능력을 나타낸 결과이다. 이 경우에 있어서는 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 가스관의 관경이 15.88mm인 경우가 미소하게 응축능력이 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 냉매유량이 증가할 때, Fig. 10에서의 결과에 기인하여 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 가스관의 관경이 15.88mm가 더 큰 열교환으로 압축기 흡입가스의 온도가 미소하게 높은 결과에 기인하는 것으로 판단된다.

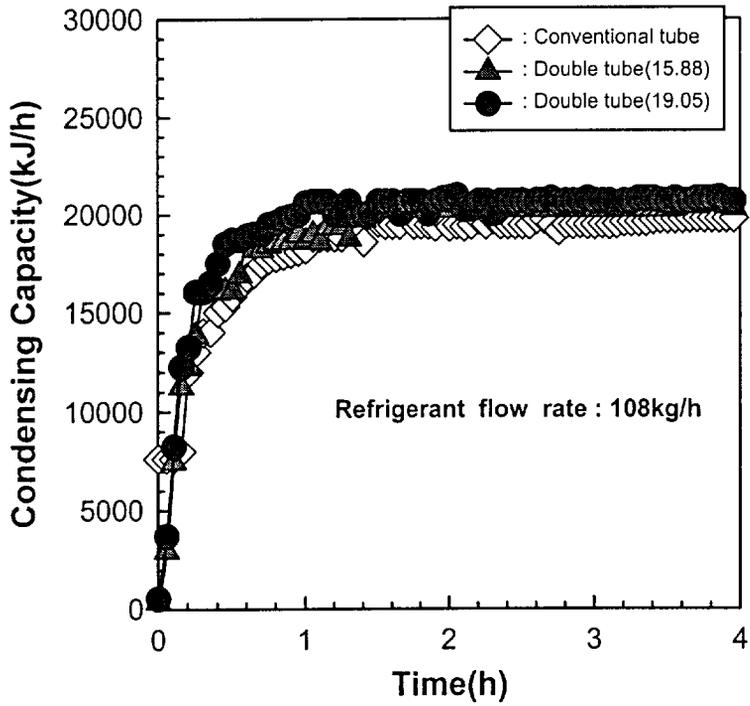


Fig. 4.11 Comparison of condensing capacity(refrigerant flow rate 108kg/h)

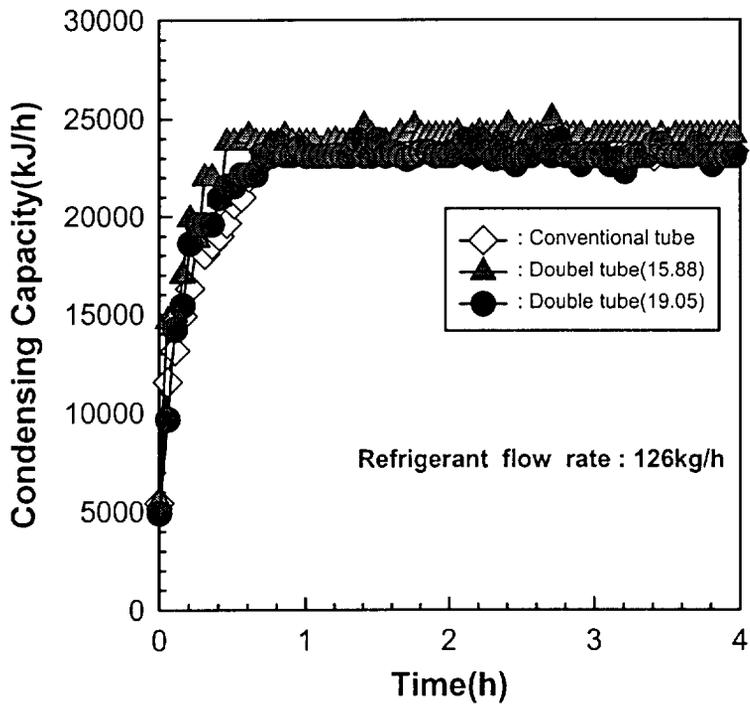


Fig. 4.12 Comparison of condensing capacity(refrigerant flow rate 126kg/h)

4.5 냉방능력변화

Fig. 4.13, 4.14는 냉매유량 108kg/h, 126kg/h 일 때, 각 배관에 따른 냉방능력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기본 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 미소하게 냉방능력이 높게 나타나고 있다. 이와 같은 결과는 액관의 과냉각에 의한 결과로 판단된다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 냉매유량이 증가할수록 가스관의 관경이 작은 15.88mm가 19.05mm보다 미소하게 높게 나타나는 결과를 얻을 수 있었다.

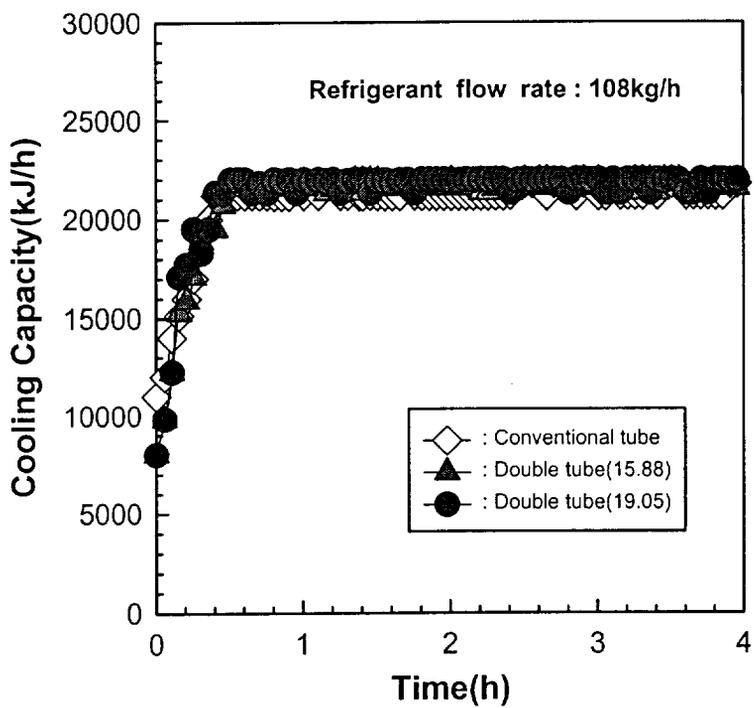


Fig. 4.13 Comparison of cooling capacity(refrigerant flow rate 108kg/h)

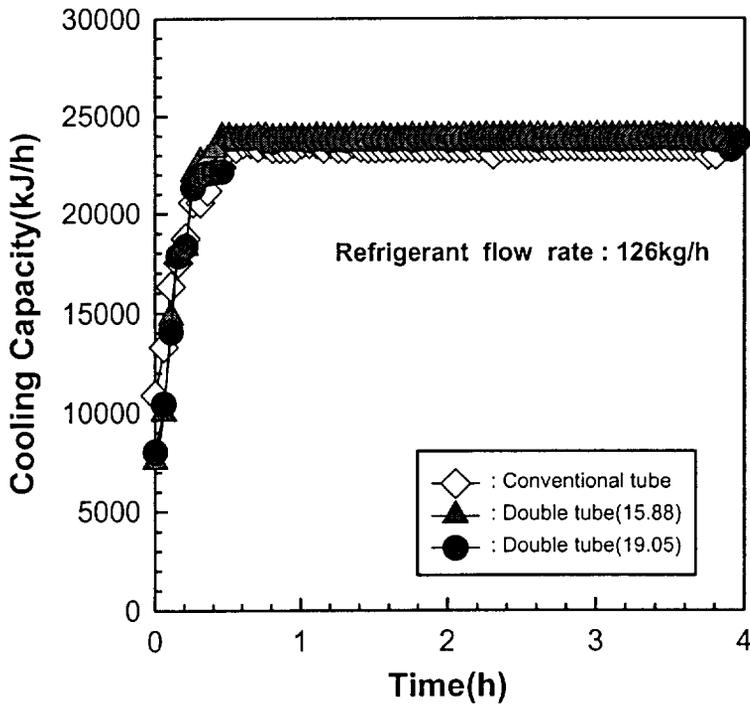


Fig. 4.14 Comparison of cooling capacity(refrigerant flow rate 126kg/h)

4.6 소요동력변화

Fig. 15와 16은 상기와 같은 동일한 조건에서 압축기가 소비한 동력을 파워미터로 측정한 실질 소비동력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 냉매 순환량이 상대적으로 적은 108kg/h의 경우에 있어서 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 가스관의 관경이 상대적으로 큰 19.05mm의 경우가 소요동력이 가장 크게 나타나고 있다. 그리고 기존 배관의 경우가 그 다음이며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 가스관의 관경이 15.88인 경우가 가장 적은 값을 나타내었다. 그러나 각 배관에 있어서 소비동력의 차이는 미소하게 나타났다.

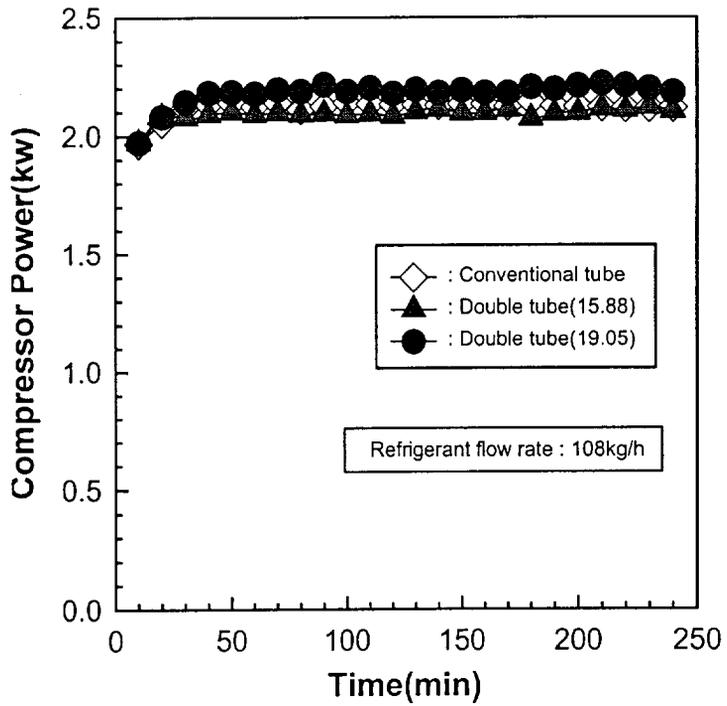


Fig. 4.15 Comparison of compressor power(refrigerant flow rate 108kg/h)

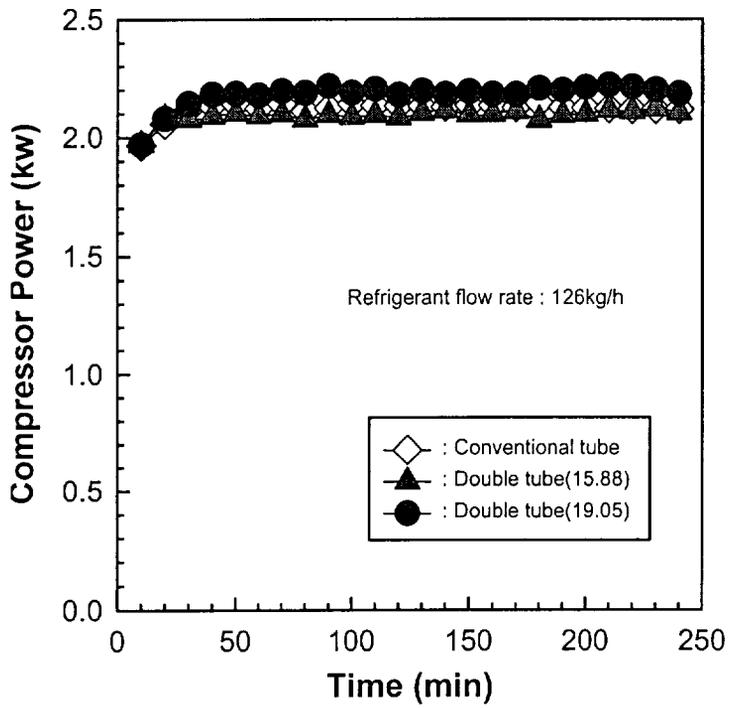


Fig. 4.16 Comparison of compressor power(refrigerant flow rate 126kg/h)

4.7 성능계수변화

Fig. 17, 18은 상기의 각 운전조건에 따른 시스템의 성능계수를 나타낸 결과이다. 성능계수는 장치의 냉방능력과 소비동력을 기준으로 다음 식으로 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_e}{AW}$$

여기서, Q_e 는 장치의 냉방능력을, 그리고 AW 는 압축기의 소비동력을 나타낸다.

Fig. 17의 냉매유량이 108kg/h인 경우에 있어서는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 4.5~8.1%정도 성능계수가 높게 나타났다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 상대적으로 가스관의 관경이 큰 19.05mm인 경우가 15.88mm에 비해 약 3.4%정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 액관과 가스관의 열교환에 의한 과냉각도의 증가로 냉방능력이 증대하여 기존배관에 비해 상대적으로 성능계수가 다소 증가하는 결과를 나타내는 것으로 판단된다.

Fig. 18은 냉매유량이 126kg/h인 경우에 있어 각 배관으로 운전한 경우 장치의 성능계수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 전체적으로 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 높게 나타나고 있다. 이 경우에는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 약 3.8%~7.7%정도 높게 나타났다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 냉매유량 108kg/h에 비해 가스관의 관경이 작은

18.55mm관이 19.05mm관에 비해 약 3.8%정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 Fig. 13, 14의 냉방능력의 결과에서 냉매유량이 증가할수록 가스관의 관경이 작은 경우가 더 큰 냉방능력을 나타내는 것에 기인하는 결과로 판단된다.

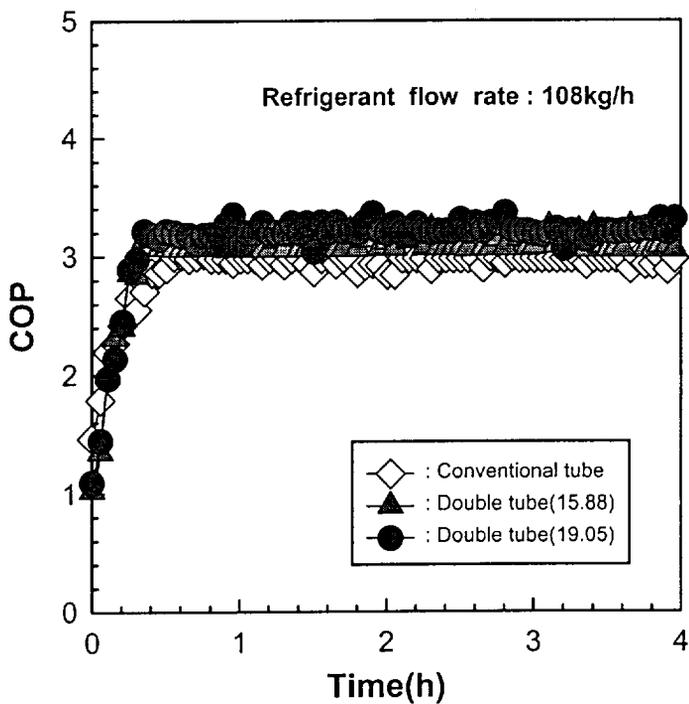


Fig. 4.17 Comparison of coefficient of performance(refrigerant flow rate 108kg/h)

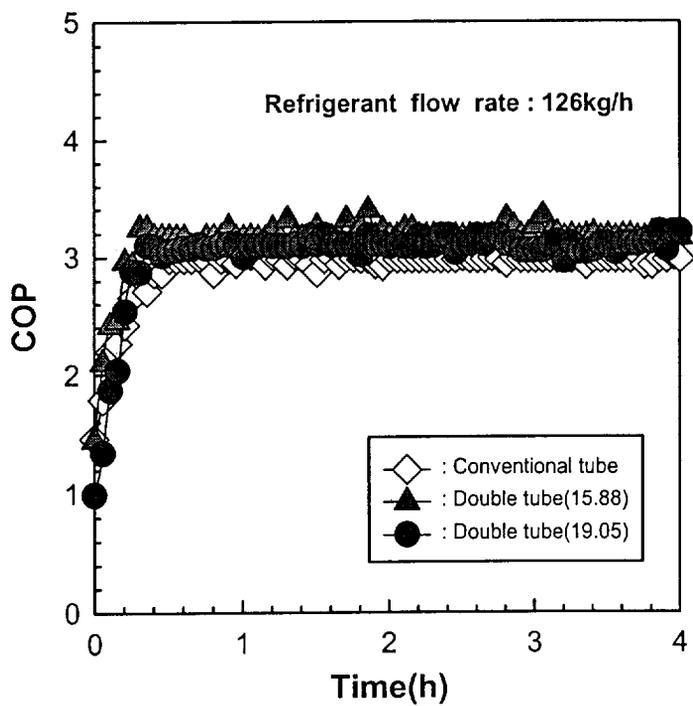


Fig. 4.18 Comparison of coefficient of performance(refrigerant flow rate 126kg/h)

제 5 장 결 론

패키지 에어컨용 액·가스 열교환 겸용 배관의 특성을 평가하기 위해 기존 방식으로 배관을 설치한 경우와 기존 배관을 2중관 구조로 한 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 액관과 가스관의 관경이 기존 배관과 동일한 경우와 가스관을 기존 배관 보다 한 단계 큰 것으로 하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 압축기 입구측에서의 저압 가스 냉매와 모세관 입구측 고온의 액 냉매의 온도는 기존 배관 방식의 경우에는 큰 온도차가 발생되었다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 고온의 냉매 액과 저온의 가스 냉매의 열교환에 의해 모세관 입구측에서의 액 냉매의 온도차는 냉매유량이 108kg/h인 경우에는 기존 배관에 비해 약 2.1~2.3℃정도 액의 과냉각이 발생되고, 압축기 입구측에서 가스 냉매는 약 4.4~4.3℃정도 과열이 발생하는 것으로 나타났다. 그리고 냉매유량 126kg/h인 경우에는 기존 배관에 비해 액 냉매는 4~5.1℃과냉각이 발생되고, 가스관은 6.2~6.5℃정도 더 과열이 발생되었다. 따라서, 상대적으로 액·가스 열교환 겸용 배관은 배관 내에서 상당한 열교환이 이루어지는 것을 확인할 수 있었다.

2. 기존 배관 및 2가지 종류의 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기 입구측 가스관 내 냉매의 압력변화는 배관의 종류에 따라서는 크게 발생되지 않았으며, 응축기 출구측 액 냉매의 압력은 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 미소한 차이로 높게 나타났다. 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 가스관의 관경이 작은 경우가 액관 내에서의 압력이 다소 높게 나타났다. 그리고 증발기 출구측 및 모세관 입구측에 있어

서 가스관과 액관 내 냉매의 압력은 액관 내의 압력은 변화가 없었으며, 가스관 내의 압력은 미소한 차이를 나타내었다. 이 경우에는 액·가스 열교환 겸용 배관이 기존 배관에 비해 다소 낮게 나타났으며, 가스관의 관경이 큰 경우가 더 낮게 나타났다.

3. 장치의 냉방능력은 냉매유량에 관계 없이 기본 배관방식에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 미소하게 냉방능력이 높게 나타났으며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 냉매유량이 증가할수록 가스관의 관경이 작은 경우가 미소하게 높게 나타났다.

4. 소요동력은 냉매 순환량이 상대적으로 적은 경우에는 가스관의 관경이 상대적으로 큰 경우가 소요동력이 가장 크게 나타나고 있다. 그리고 기존 배관의 경우가 그 다음으로 그리고 가스관의 관경이 작은 경우가 가장 작은 값을 나타내었다. 그러나 각 배관에 있어서 소비동력의 차이는 미소하게 나타났다.

5. 장치의 성능계수는 냉매유량이 108kg/h인 경우에는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 4.5~8.1%정도 성능계수가 높게 나타났으며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 상대적으로 가스관의 관경이 큰 경우가 작은 관에 비해 약 3.4%정도 높게 나타났다. 그러나 냉매유량이 126kg/h인 경우에 있어서는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 약 3.8%~7.7%정도 높게 나타났으며, 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 가스관의 관경이 작은 경우가 큰 관에 비해 약 3.8%정도 높게 나타났다.

참고 문헌

1. 설원실, 방덕제, 신진규, 김재돌, 윤정인, 1997, “냉매배관길이가 냉동장치의 성능에 미치는 영향”, 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, pp. 68~73.
2. 이종필, 최인수, 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1997, “실외기 설치위치가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향”, 공기조화 냉동공학회 논문집, pp. 313~318.
3. 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回空気調和・冷凍聯合講演論文集, pp. 173~176.
4. Hiwekk S., 1983, “Heat Pump Systems”, Wiley Interscience.
5. Frank M. White, 1995, “Fluid Mechanics”, McGraw Hill 3th Edition, pp. 361~410.
6. 방덕제, 이재승, 김태진, 김재돌, 윤정인, 1996, “HCFC 22 냉동공조장치의 배관결정”, 공기조화 냉동공학회 '96 하계학술발표회 논문집, pp. 282~286.
7. 이재성, 2001, “세계 에어컨 수요”, 한국냉동공조공업협회, 통권 70호, pp. 56~58.
8. 한국냉동공조공업협회, 2001, “2001 냉동·공조·공조기기 통계자료”.
9. 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1996, “냉동공조시스템의 액·가스관 선정에 관한 연구”, 공기조화 냉동공학회 부산·경남지부/대한기계학회 부산지부 공동학술대회 논문집, pp. 110~114.

10. ASHRAE, 1990, “ASHRAE HANDBOOK-Refrigeration Systems and Applications”, pp. 3.1~3.25.
11. 日本冷凍協會, 1993, “冷凍空調便覽”, 2券, pp. 63~68.
12. 윤정인, 김재돌, 1997, “냉동설비공학”. 태훈출판사, pp. 53~222.

감사의 글

공학에 대한 이해를 넓혀주시고 본 논문이 결실을 맺기까지 시종일관 지도편달을 아끼지 않으신 윤정인 지도교수님의 은혜에 깊은 감사를 드립니다.

또한 바쁘신 중에도 본 논문을 지도 심사해 주시고, 많은 조언을 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드리며, 이 결실이 맺기까지 물심양면으로 도와주신 동명대학의 김재돌 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

본 논문의 완결에 많은 도움을 준 부경대학교 에너지시스템 연구실의 문춘근, 이호생에게도 감사를 드리며, 많은 조언과 격려를 해주신 (주)경동도시가스 설원실 박사님, (주)에이알 한인근 사장님, 동명정보대학 최인수 선생님께도 감사의 말씀을 드립니다. 그리고 학업을 위해 많은 격려와 배려를 베풀어 주신 만도공조주식회사 김일균 부장이사님께도 깊은 감사를 드립니다.

끝으로 오늘의 제가 있기까지 물심양면으로 보살펴주신 아버님과 결실을 맺기까지 내조를 아끼지 않은 아내에게 감사를 드리며, 본 결실을 보지 못하고 눈을 감으신 어머니 영전에 이 결실을 바칩니다.