

저온용 R502 대체 냉매의 이론 및 실험적 평가

Theoretical and Experimental Evaluation of R502 Alternatives in Low Temperature Applications

권 승 립,* 박 윤 범,** 정 동 수,** 김 종 보,** 강 득 주***

S. L. Kwon, Y. B. Park, D. S. Jung, C. B. Kim, D. J. Kang

Key words : Transport refrigeration(수송 냉동), Low temperature refrigeration(저온 냉동), R502 Alternative(R502 대체 냉매), Refrigerant mixture(혼합냉매)

Abstract

R502 has been extensively used as a working fluid in transport refrigerating vehicles and low temperature refrigerating machines but is to be phased out by the end of 1995 due to ozone layer depletion problem. In this study, both theoretical cycle analysis and experiments were carried out to examine the best substitutes for R502. Theoretical results indicate that the alternatives available in the market today may replace R502 without significant changes in the system without suction line heat exchanger(SLHX). When the system contains a SLHX, however, COPs of the alternatives increase up to approximately 15~20% than those without the SLHX. But simultaneously, the discharge temperatures of the compressor also increase significantly with the SLHX. Actual test results obtained from the experiment with a transport vehicle's refrigerator indicate the similar trend as those of the theoretical results. Especially, HFCs and their mixtures show lower discharge temperature than those of R502, which is one of the desirable features. Further research is needed to study the effect of the SLHX on the performance of the real machine as well as on the oil return for reliability of the system.

1. 서 론

R502는 저온 냉동 설비의 작동 유체로 널리 사용되어 온 냉매로서, 48.8%(질량비)의 HCFC22와 51.2%의 CFC115를 혼합하여 만든 CFC계 공비 혼합냉매(azeotrope)이다. 1962년도에 R502가 개발되기 전에는 저온 냉동 설비의 작동 유체로

서 HCFC22가 사용되었다. 그러나 HCFC22의 경우에는 증기의 비열이 작아 압축기 토출 온도가 너무 높게 되어 압축기가 자주 망가지게 되었고, 또한 냉동 오일의 압축기 귀환에도 문제가 생기게 되었다. 이런 문제를 해결하기 위해서, HCFC22와 비슷한 증기압을 갖고 있는 CFC115를 혼합한 R502가 개발되었다. R502의 비열(몰 기준)은 HCFC22보다 21% 정도 크며(각각 105.94, 87.26 kJ/kmol K), 이로 인해 압축기에서 토출된 증기의 온도가 현저히 감소하게 되었고 기존의 R22

* 미국, Thermo King Corp

** 정회원, 인하대학교

*** (주) 제이오

가 갖고 있던 여러 가지 문제점들도 해결되었다.

일반적으로 염화불화탄소들(CFCs)이 혼합되어 공비 혼합 매체를 형성하게 되며, 공비 혼합물의 증기압은 그것을 구성하는 순수냉매들의 증기압보다 더 높게 된다. 증기압이 높다는 것은 같은 온도에서 증발이 일어날 때 냉동 능력이 크다는 것을 의미한다.⁽¹⁾ 따라서 HCFC22와 CFC115로 구성된 R502는 기존의 HCFC22보다 더 큰 냉동 능력을 갖게 되므로 특히 저온에서의 냉동에 유리하다. 이러한 바람직한 특성들로 인해 R502는 지난 30년간 수송용 냉동탑차, 슈퍼마켓의 저온 냉동기, 저온 냉각기(chiller), 과학 기구의 냉각기, 다단 압축을 이용한 초저온 냉각장치 등 다양한 분야에서 사용되어 왔다.

최근 들어 문화 및 소득 수준이 향상되면서, 한국에서도 저온 냉동의 필요성이 급속도로 증가하고 있다. 그러나 기존의 CFC들(R12, R113, R114, R115)이 오존층 파괴와 지구 온난화의 주요 원인 중의 하나로 밝혀짐에 따라 현재는 이들의 사용이 국제적으로 엄격하게 규제되고 있다.^{(2),(3)} 그 결과

R115를 포함하고 있는 R502의 경우에 유럽에서는 1994년 말에, 미국에서는 1995년 말에 완전히 생산 금지되도록 확정되었다.⁽³⁾ 한국은 몬트리얼 의정서의 '제5조 제1항 국가'(개발 도상국)로 분류되었으므로, 1996년 이후에도 10년 정도의 CFC 사용에 대한 유예 기간을 갖게 될 것으로 예상된다. 하지만, 현재 R502는 선진국에서만 제조되며, 선진국은 1996년 1월부터 CFC를 생산할 수 없으므로, 결국 한국도 빠른 시일 내에 R502를 대체해야만 하는 입장에 놓여있다. 따라서 기존에 사용되던 R502의 대체를 위한 종합적인 연구 및 개발이 필요하며, 이를 위해서는 새로운 냉매의 선정 및 물성치 파악, 열역학적 사이클 특성 연구, 압축기, 열교환기 등 에어컨이나 냉동기의 구성 장치 내에서의 대체 냉매의 거동에 대한 연구가 필요 하리라 생각된다.

외국의 경우에는 기존의 냉매 제조 회사들이 현존하는 화합물 중에서 저온 냉동에 쓸수 있다고 생각되는 여러 가지 냉매들을 많이 조사하여 검토하여 보았다. 새로 제작되는 냉동기기에 장기적으로

Table 1 Physical properties of alternative refrigerants(Pure fluids)

Refrigerants	Chemical Formula	Molecular Weight (kg/kmol)	Normal Boiling Point (°C)	Critical Properties			Ozone Depletion Potential (ODP)	Global Warming Potential (GWP)	Flammability	Atmospheric Lifetime (Year)	
				Temp (°C)	Pressure (kPa)	Specific volume (L/kg)					
HCFC	R-22	CHF ₂ Cl	86.48	-40.76	96.0	4974	1.95	0.055	0.34	N	15
	R-123	CF ₃ CHCl ₂	152.93	27.87	183.8	3674	1.82	0.02	0.02	N	2
	R-124	CF ₃ CHFCI	136.47	-13.19	122.5	3660	1.81	0.022	0.10	N	7
	R-141b	CCl ₂ FCH ₃	116.95	32.00	204.2	4250	2.17	0.11	0.15	Y	12
	R-142b	CClF ₂ CH ₃	100.5	-9.80	137.1	4120	2.297	0.065	0.36	Y	19
HCC	R-23	CHF ₃	70.02	-82.10	25.6	4833	1.942	0	6	N	310
	R-32	CF ₂ H ₂	52.02	-51.80	78.4	5803	2.37	0	0.13	Y	6
	R-125	CF ₃ CHF ₂	120.03	-48.57	66.3	3631	1.750	0	0.84	N	41
	R-143a	CH ₃ CF ₃	84	-47.61	73.1	3832	2.307	0	1.1	Y	63
	R-134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.16	101.1	4067	1.94	0	0.26	N	16
	R-152a	CHF ₂ CH ₃	66.05	-25.00	113.5	4492	2.741	0	0.029	Y	2
Others	HC290	CH ₃ CH ₂ H ₃	44.10	-42.07	96.8	4254	4.545	0	Low	Y	Low
	R-717	NH ₃	17.03	-33.30	133.0	11417	4.245	0	Low	Y	Low
	FC218	CF ₃ CF ₂ CF ₃	188.02	-36.6	71.7	2689	1.638	0	>10	N	500
	R-1270	C ₃ H ₆	42.09	-47.70	91.8	4618	4.495	0	Low	Y	Low

용용될 수 있는 냉매들 중-HFC 화합물 및 그들의 혼합냉매들-단일 화합물로는 R32, R125, R134a, R143a 등을 들 수 있다.(Table 1 참조) 그러나 이들 단일 HFC 화합물들은 여러 가지 성능 면에서 기존의 R502보다 떨어지므로, 이들과 HCFC를 혼합한 HFC 및 HCFC계열의 혼합냉매들이 강력한 R502 대체 냉매로 각광을 받고 있다.(Table 2 참조)⁽⁴⁾

이러한 혼합냉매들은 크게 과도기에 임시로 쓰이든지 혹은 큰 변화 없이 기존의 냉동기에 사용될 수 있는 단기적 목적의 혼합냉매들(HCFC 계열)과 새로 제작되는 냉동기에 장기적으로 용용될 수 있는 혼합냉매들(HFC계통)로 구분될 수 있다. 과도기적 냉매로는 먼저 HCFC22를 포함하고 있는 혼합냉매들'을 들 수 있다. 이들의 특징은 기존의 윤활유가 그대로 사용될 수 있다는 점과 현재 가동되고 있는 냉동기의 큰 변화 없이 그대로 용용될 수 있다는 점이다(HCFC22의 경우에는 부대 장치가 필요함). 현재는 미국 냉동공조학회(ASHRAE)에서 고유의 냉매 번호를 지정 받은 R402A, R402B, R403B, R408A 등의 HCFC 계열 혼합냉매들이 시중에 유통되고 있다. 한편, 장기적으로

쓰일 수 있는 HFC계통의 혼합냉매들로는 R404A, R407A, R407B, R507 등이 여러 냉매 제조 회사에 의해 공급되고 있다.

본 연구에서는 현재 전 세계의 유수한 냉동 공조기 제조 회사들에 의해 R502 대체 냉매로 거론되고 있는 혼합냉매들을 선별한 뒤, 자체 내에서 개발된 R502 사용 냉동기 컴퓨터 모델을 사용하여 그들의 성능 계수 등을 예측 및 비교해 보고, 실제 수송용 냉동기에서 이들의 성능을 실험적으로 비교 검토하려 한다. 이같이 이론과 실체가 겸비된 연구를 통하여 궁극적으로는 R502를 대체할 수 있는 혼합냉매 시스템의 성능 데이터를 제공하려 한다.

2. 이론적 연구

2.1 혼합냉매의 필요성

본 연구에서는 먼저 어떤 혼합냉매들이 R502를 대체하면서 에너지 절감을 가져올 수 있는가를 검토하려 한다. 이 목적을 이루기 위해서는 컴퓨터를 이용하여 저온 냉동기를 해석하는 작업이 필요하다. Fig.1이 보여주듯이, 냉동기의 기본적인 구성

Table 2 Physical properties of R502 alternative refrigerants(Mixtures)

Refrigerants	Vendor's Name	Chemical composition(weight%)									Blend Molecular Weight (kg/kmol)	Normal Boiling Point (°C)	Ozone Depletion Potential	Global Warming Potential	Flam mability	Temp. Glide (°C)		
		R-22	R-32	R-125	R-134a	R-143a	R-152a	R-218	R-290	R-1270								
HCFC	R-402A	HP80	38		60					2		101.55	-49.0	0.02	0.63	N	2.0	
	R-402B	HP81	60		38					2		94.71	-47.4	0.03	0.49	N	2.3	
	R-403A	69S	75						20	5		91.06	-48.0	0.037	1.19	N	2.4	
	R-403B	69L	56							39	5	102.06	-49.5	0.027	4.09	N	1.2	
	R-408A	FX10	47		7		46					87	-43.5	0.026	0.75	N	0.5	
	R-411A	G2018a	87.5					11				1.5	82.38	-38.6	NA	NA	N	NA
	R-411B	G2018b	94					3				3	83.09	-41.6	0.0517	NA	N	NA
HFC	R-404A	HP62 FX70			44	4	52					97.6	-48.0	0	0.94	N	0.7	
	R-407A	KLEA60		20	40	40						90.11	-46.4	0	0.49	N	6.6	
	R-407B	KLEA61		10	70	20						102.9	-45.5	0	0.70	N	4.4	
	R-507	AZ50			50		50					98.86	-46.7	0	0.96	N	0.0	
	NA	FX40		10	45		45					90.7	-48.2	0	0.89	N	0.6	

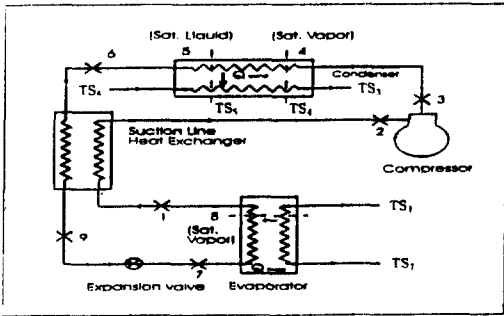


Fig.1 Basic components of refrigerating machine

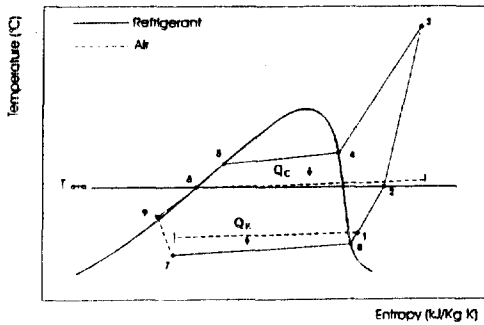


Fig.2 Refrigerating cycle on T-s diagram

요소들로는 압축기, 증발기, 응축기, 팽창 밸브, 흡입관 열교환기(Suction Line heat Exchanger, SLHX)등이 있다. Fig.2는 냉동기 구성 요소들의 입, 출구에서의 냉매의 열역학적 상태들을 T-S 선도 안에서 보여주고 있다.

냉동 시스템의 여러 부품들 중 핵심 부품은 압축기로서, 냉매가 바뀌에 따라 가장 먼저 고려되어야 할 부품 또한 압축기이다. 냉매가 바뀌게 되면 증기압이 변하게 되고 따라서 압축기의 냉동 능력도 변하게 된다. 위에서 언급되었듯이, 기존의 냉매가 대체될 때 그 냉매와 비슷한 증기압을 갖고 있으면서 환경적 성질 또한 우수한 순수냉매는 거의 존재하지 않는 것으로 밝혀졌다.⁽⁵⁾ 따라서, 다른 순수냉매로 기존의 냉매를 대체하게 되면, 압축기가 필연적으로 바뀌어야만 한다. 그러나 생산 업체 쪽에서 보면, 이같은 과정은 많은 시간과 노력을 필요로 하는 작업이므로 가능하면 압축기의 변경

없이 대체 냉매를 적용하는 것이 유리하다. 이같은 욕구를 충족시키기 위한 방법이 바로 혼합냉매의 사용인 것이다. 예를 들어 R502를 기준으로 해서 그것보다 증기압이 더 높은 냉매와 낮은 냉매를 선택해서 적당한 비율로 섞으면 원하는 증기압의 혼합 매체를 만들 수 있고, 따라서 압축기의 변동 없이 냉매를 대체할 수 있게 된다.⁽⁶⁾

R502의 증기압은 HCFC22와 CFC115보다 높으며, HFC125나 HFC143a와 비슷하다. R115나 R13B1은 CFC규제에 걸려 있고, 증기압이 높은 냉매들로서 HFC들은 HFC32와 HFC23뿐인데, HFC23의 증기압은 R502보다 훨씬 높아서 R502 대체물로는 사용될 수 없다. 여러 전문가들은 HFC32 역시 R502보다 증기압이 높기 때문에 순수냉매로 사용될 가능성은 없다고 보고 있다.⁽⁷⁾ 한편 HFC134a의 증기압은 너무 낮아서 단독으로는 R502를 대체할 수 없다.^{(6),(7)} 그렇다면 R502와 비슷한 증기압을 갖는 냉매를 만들기 위해서 HFC32, HFC125, HFC143a, HFC134a등이 적당한 비율로 혼합되어야만 한다.⁽⁴⁾ 그런데 이들 가운데서도 HFC125, HFC143a, HFC134a는 지구 온난화 지수가 높아서 장기적으로는 사용 대상에서 제외될 전망이 크다.⁽⁸⁾ 하지만 현 시점에서는 그들 외에는 다른 작동 유체가 없으므로 사용이 권장되고 있다.

혼합냉매들의 특징은 다음과 같다; 열효율의 개선(10~20%), 낮은 오존층 붕괴 지수, 낮은 지구 온난화 지수, 냉동기를 크게 변화시키지 않고도 이들을 적용할 수 있음, 이미 생산되고 있는 다른 물질들(특히 기름들)과의 호환성이 있음. 위에 열거된 특성들 때문에 비공비 혼합냉매(non-azeotropic refrigerant mixtures, NARMs)들은 공기조화 및 냉동 분야에서 에너지 효율을 현저하게 높일 수 있는 방안 중의 하나로서 부각되어 왔고, 외국의 경우 여러 연구소에서 그들의 열역학적 특성들에 대해 많은 연구가 진행되어 왔다.^{(9)~(13)}

NARMs는 등압상태에서 증발이 일어날 때 순수 냉매와는 달리 증발 온도가 올라가며 반대로 응축 시에는 응축 온도가 감소하게 된다. 이와 같은 현상을 '온도구배 현상(gliding temperature phenomenon)'이라고 부른다. 그리고 증발이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도차이를 온도구배차(glid-

ing temperature difference, GTD)라고 하며, 이 GTD는 선택된 혼합냉매와 조성에 따라 다르게 된다.^{(14), (15)}

2.2 컴퓨터 모델링

냉동기내에서의 냉매의 흐름을 살펴보면, Fig.1에 있는 대로, 먼저 상태 7의 냉매가 이상 상태로 증발기에 들어간다. 이때 이상 상태의 냉매는 2차 유체와 열교환을 하면서 증발을 하고, 대개는 과열 증기 상태로 증발기를 나간다(상태1). 증발 과정 안에 압력강하가 없다면 순수냉매의 증발 온도는 일정하다. 그러나 혼합냉매의 경우에는 증발 온도가 올라간다. 증발기를 나온 증기상태의 냉매는 SLHX에서 응축기를 나온 액체 상태의 냉매와 열교환을 통해 좀더 가열이 되어 주위 온도와 비슷한 온도로 압축기에 들어간다(상태2). 수냉식 대향류 응축기의 출구에서는 대개 냉매가 과냉되어 나온다(상태 6). 응축기를 나온 과냉상태의 냉매는 SLHX에서 압축기 입구의 과열 증기와 열교환을 하며 좀더 과냉된다(상태 9). 액체 상태의 냉매는 마지막으로 모세관을 통해 팽창하며, 하나의 사이클을 완료한다.

본 연구에서 사용된 'R502 사용 냉동기 컴퓨터 모델'은 기본적으로 UA-모델이며, 이 프로그램 안에서 열교환기의 성능은 전관 열관류 계수와 열교환 면적의 곱(UA)으로 나타내 진다. 이전에 행해졌던 연구들은 순수냉매와 혼합냉매를 비교할 때 동일한 냉동 능력 하에서 평가가 이루어져야 함을 보여 주었고, 이것은 냉매에 관계없이, 증발기에서 냉각되는 공기류의 질량 유량과 입출구 온도가 같음을 의미한다.⁽¹⁶⁾

이미 주어진 UA값에 의해 결정된 열교환기들에 관한 열전달 수식 및 에너지 균형은 Table 3에 주어져 있다. Table 3에서 F_{supc} 는 총 증발기 열량에 대한 증발기 측 과열 증기 영역의 열량비이고, f_{subc} 와 f_{supc} 는 총 응축기 열량에 대한 응축기 측 과냉 영역 및 과열 증기 영역의 열량비이다. $LMTD_{tpc}$ 와 $LMTD_{supc}$ 는 증발기 측의 이상 영역과 과열 영역에서의 대수평균 온도차이다. $LMTD_{supc}$, $LMTD_{tpc}$, $LMTD_{subc}$ 응축기측의 과열영역, 이상영역, 과냉영역의 대수평균 온도차이다. ϵ_{HX} 는 열교환기 보정계수로서 본 연구에서는 대향류 열교환기를 사용하는

것으로 가정했으므로 1.0이다.

위에서 언급된 것처럼, 어떤 압력 하에서 증발이 일어나게 될 때 혼합냉매의 증발 온도는 상승한다. 그런데 그때의 온도구배는 대부분의 비공비 혼합냉매의 경우에 건도에 따라 선형적으로 변하지 않는다. 그러나 본 연구에서는 컴퓨터 모델을 단순화하기 위해 혼합냉매의 온도구배가 선형적인 것으로 가정하였다. 본 프로그램에서는 각 열교환기의 압력강하가 사용자에 의해 정의되는 것으로 가정되었고, 열교환기 내의 과냉 영역, 이상 영역, 과열 영

Table 3 Heat transfer equations in heat exchangers

$f_{supc} = (TS_1 - TS_8) / (TS_1 - TS_7)$ $f_{supc} = (TS_3 - TS_4) / (TS_3 - TS_6)$ $f_{subc} = (TS_5 - TS_6) / (TS_3 - TS_6)$
$LMTD_E = (1 - f_{supc})LMTD_{tpc} + f_{supc}LMTD_{supc}$ $LMTD_C = f_{subc}LMTD_{subc} + f_{supc}LMTD_{supc} + (1 - f_{subc} - f_{supc})LMTD_{tpc}$
$Q_E = U_E A_E LMTD_E \epsilon_{HX}$ $Q_C = U_C A_C LMTD_C \epsilon_{HX}$

Table 4 Variables and residual equations

Variables	Residuals	Description
VA(1) = m_{ref}	RE(1) = $-Q_E + U_E A_E LMTD_E \epsilon_{HX}$	Heat transfer equation in evaporator
VA(2) = p_2	RE(2) = $-Q_C + U_C A_C LMTD_C \epsilon_{HX}$	Heat transfer equation in condenser
VA(3) = P_3	RE(3) = $-(H_1 - H_2) \times f_{supc} - (H_1 - H_3)$	definition of f_{supc}
VA(4) = T_3	RE(4) = $-(H_6 - H_5) + (H_2 - H_1)$	Energy balance in SLHX
VA(5) = TS_3	RE(5) = $-Q_E - m_{ref} \times (H_1 - H_2)$	Refrigerant energy balance in evaporator
VA(6) = TS_4	RE(6) = $-(H_3 - H_6) \times f_{subc} + (H_3 - H_6)$	definition of f_{subc}
VA(7) = TS_5	RE(7) = $-(H_3 - H_6) \times f_{subc} - (H_3 - H_4)$	definition of f_{subc}
VA(8) = TS_8	RE(8) = $-Q_C - \dot{m}_C C_{p,ref} \times (TS_3 - TS_6)$	Energy balance of HTF

역 등에서의 압력강하는 각 부분의 열전달 양에 비례하는 것으로 가정되었다. 단 SLHX에서의 압력강하는 없다고 가정하였다.

Table 4에는 시뮬레이션에 필요한 변수(VA)들과 시스템이 반드시 만족시켜야만 하는 평형 방정식들이 잔여 값들(residuals)의 형태로 나타나 있다. Table 4의 모든 변수들은 서로 비선형적으로 연관되어 있기 때문에, 이들을 풀기 위해서는 비선형 방정식군의 풀이 방법이 필요하다. 이를 위해 Newton-Raphson(NR) 방법을 사용하였다.⁽¹⁶⁾ NR방법을 사용하려면 먼저 Table 4에 있는 m_{ref} , P_2 , P_3 , T_3 , TS_3 , TS_4 , TS_5 , TS_6 과 같은 미정변수의 초기값이 가정되어야 한다. 그래야만 초기 가정치로부터 각 상태량 및 잔여값을 결정할 수 있기 때문이다. 잔여값이 처음부터 0.0이 될 수는 없으므로 잔여값이 0.0이 될 때까지 반복 계산을 하게 된다. 잔여값이 0.0이 된다는 것은 모든 에너지 및 질량 균형을 만족시켰음을 의미하며, 이로써 프로그램의 실행은 끝이 나고 결과를 출력하게 된다.

입력 자료로는 증발기 입, 출구 2차유체(50%물/50%에틸렌글리콜)의 온도와 질량유량, 열교환기 면적, 열전달 상수, 응축기 입구 온도 등이 있다. Table 5는 본 프로그램의 실행을 위한 입력치 및 조건들을 보여준다. 위와 같은 상수들은 실질적인 장치를 기준으로 해서 평가된 자료들이다. 압축기 흡입부 가스의 부가적인 과열도와 증발기, 응축기 출구에서의 압력 강하, 과열, 과냉과 같은 다른 변수들도 실제에 가까운 값으로 정했다. 또한 압축기의 행정체적은 증발기로부터 들어오는 체적유량에 상관없이 전량을 펌핑할 수 있을 정도로 크기를 갖는 것으로 가정하였다. 다시 말해, 이 가정은 냉매에 관계없이 냉동 능력이 동일하다고 놓았으므로, 이를 위한 압축기 크기 또는 압축기의 회전 속도가 냉매에 따라 변하게 됨을 의미한다.

이외에도 압축기의 등엔트로피 효율은 0.65, 증발기와 응축기에서 전관열관류 계수는 $1.5\text{kW/m}^2\text{K}$, 각각의 면적은 0.40m^2 으로 정했다. 냉동 부하는 작동유체와 관계없이 3.5kW 로 일정하게 하였다. 이 냉동용량(Q_e)은 증발기에서 2차유체가 잃은 열량으로서, 2차 유체의 유량, 비열 그리고 증발기 입, 출구 온도차의 곱으로 구해진다.

2.3 연구된 혼합냉매

본 연구에서 검토된 R502 대체 냉매로는 현행 장치의 변화를 최소화시킬 수 있으며, 가능한 한 R502와 유사한 냉동 능력을 낼 수 있는 냉매로 제한되었다. 또한, 혼합냉매를 구성하는 순수냉매를 선택하는데 있어서는, 염소를 포함하지 않은 냉매에 우선권이 주어졌다. 이론적 연구에서 고려된 냉매들은 다음과 같고, 이들의 특성은 Table 2에 주어져 있다: R502, R402A, R402B, R404A, R407A, R407B, R408A, R507.

냉동 시스템의 이론적 해석에서 가장 중요한 것 중 하나는 정확한 열역학적 상태량의 결정이다. 따라서 본 연구에서는 미국 표준 연구소(NIST)에서 개발한 Carnahan-Starling-Desantis(CSD) 상태방정식을 사용하여 각 상태에서 필요한 상태량 등을 계산하였다.^{(14), (15)}

2.4 이론적 연구의 결과

지금까지 사용된 대부분의 R502 냉동기들은 Fig.1에 있는 SLHX를 사용하지 않는다. 그러나 최근의 연구 결과들은 Suction Line 열교환기의 사용이 냉동기의 전체적인 효율을 높일 수 있음을 보여주었다.⁽⁶⁾ 그러므로 본 연구에서는 Suction Line 열교환기의 효율(Effectiveness)이 0.0인 경우(즉 Suction Line 열교환기가 없는 경우)와 0.9인 경우를 모두 고려하였다. 증발기내에서의 증발 온도가 -30 , -20 , -10°C 가 되도록 증발기 출 입구에서 2차 유체의 온도를 조절하였다. 이를 위해 Table 5에서처럼 증발기 입출구 온도를 조절하였다. 또한 응축기에서의 응축 온도는 약 40°C 가 되도록 2차 유체의 온도를 조절했다.

Fig.3~6은 본 연구에서 고려된 R502 및 대체 냉매들의 성적 계수(COP), 체적 용량(VCR), 압력비(PR), 압출기 토출 온도(T_{dis})를 보여준다. 이들 그림에 있는 결과들은 응축기 축의 냉매 온도가 40°C , 증발기 축의 냉매 온도가 -20°C 일 때 얻어진 것들이다. SLHX가 사용되지 않았을 때 냉매들의 COP를 살펴보면, R402B, R408A, R402B, R407A는 R502에 비해 4~6% 정도의 COP증가를 보여주며, R404A, R407B, 그리고 R507은 약 6~9% 정도의 COP 감소를 보여준다.

Table 5 Simulation conditions and input data

HTF TEMPERATURE ENTERING EVAPORATOR (TS _i)	-22°C
HTF TEMPERATURE LEAVING EVAPORATOR (TS _e)	-27°C
PRESSURE DROP IN EVAPORATOR (ΔP _E)	15kPa
PRESSURE DROP IN CONDENSER (ΔP _C)	30kPa
COMPRESSOR EFFICIENCY (ξ _c)	0.65
HEAT EXCHANGER CORRECTION FACTOR (ε _{HX})	1.0
MASS-FLOW RATE OF HTF STREAMS IN EVAPORATOR (ṁ _E)	0.226kg/s
MASS-FLOW RATE OF HTF STREAMS IN CONDENSER (ṁ _C)	0.340kg/s
HTF TEMPERATURE ENTERING CONDENSER (TS _e)	30°C
UA IN EVAPORATOR (U _E A _E)	0.6kW/K
UA IN CONDENSER (U _C A _C)	0.6kW/K
DEGREE OF SUPERHEATING	4°C
DEGREE OF SUBCOOLING	4°C

(*) To simulate the cycle at three evaporating temperatures, -30, 0, -20.0, -10.0°C, the secondary heat transfer fluid(HTF) temperatures at evaporator are changed as follows :

- at -30°C : TS_i = -32°C, TS_e = -37°C
- at -20°C : TS_i = -22°C, TS_e = -27°C
- at -10°C : TS_i = -12°C, TS_e = -17°C

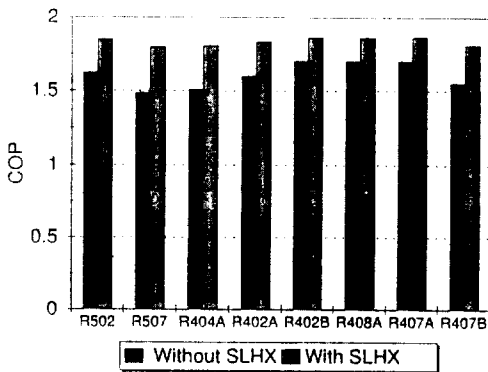


Fig.3 COP for R502 and alternatives with and without SLHX (Evaporating temp. -20°C, Condensing temp. 40°C)

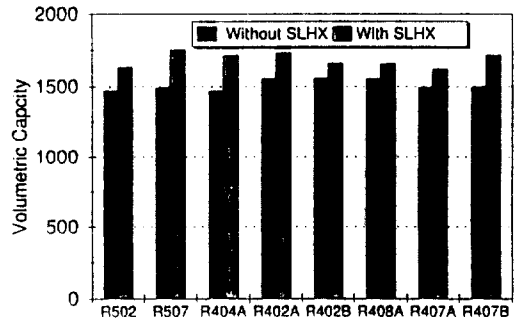


Fig.4 Capacity for R502 and alternatives with and without SLHX (Evaporating temp. -20°C, Condensing temp. 40°C)

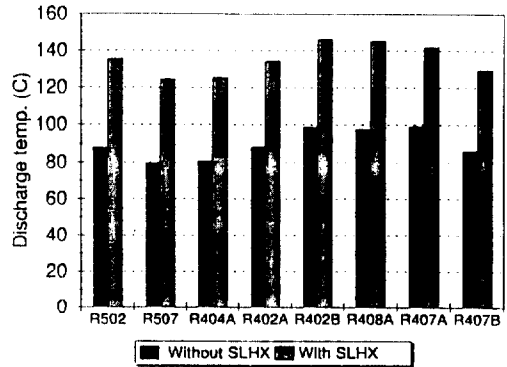


Fig.5 Discharge temperature for R502 and alternatives with and without SLHX (Evaporating temp. -20°C, Condensing temp. 40°C)

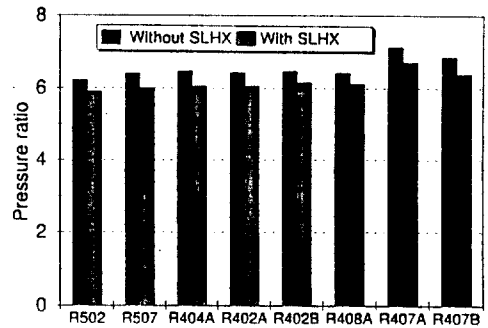


Fig.6 Pressure ratio for R502 and alternatives with and without SLHX (Evaporating temp. -20°C, Condensing temp. 40°C)

한편 R402A의 COP는 R502와 비슷하다. R408A는 냉동 능력 면에서도 약 5.8% 정도의 증가를 보여주며, R507은 2.3% 정도 냉동 능력의 감소를 보여준다.

R502와 비교했을 때, 대체 냉매들의 증발 및 응축 압력은 모두 $\pm 15\%$ 내에 모두 들었으며, 이 정도의 압력 변화는 시스템 내에서의 어떤 이상 현상을 유발하지는 않을 것으로 사료되었다. 또한 대체 냉매들의 압력비도 R502와 거의 비슷했다. 끝으로 R507, R404A, R407B의 압축기 토출 온도는 R502에 비해 6~9°C 정도 낮았으며, R402B, R408A, R407A의 토출 온도는 10~12°C 정도 높았다. 그러나 이 정도의 토출 온도 차이 역시 냉동 오일의 귀환과 같은 시스템의 성능에 큰 영향을 미칠 것 같지 않았다. 결론적으로 볼 때, 현재 시중에 나와 있는 대부분의 대체 냉매들은 시스템의 큰 변화 없이 R502를 대체할 수 있을 것으로 판단된다. 다른 증발 온도에서의 성능들도 거의 비슷하므로, 그 결과들은 더 이상 여기에서 의논되지 않을 것이다.

다음에는 흡입관 열교환기(suction line heat exchanger, SLHX)가 사용된 경우를 살펴보겠다.

SLHX는 압축기로 이어지는 증기 흡입관과 응축기 끝의 액체관이 대향류로 열을 교환하는 매우 간단한 장치이다. Fig.3~6에 잘 나타나 있듯이, SLHX를 사용하게 되면 모든 냉매들의 COP가 무려 15~20% 정도 증가하며, 압축비는 약 6~7% 정도 감소한다. 한편 증발기의 압력은 SLHX가 없을 때나 거의 비슷하지만, 응축기의 압력은 COP의 증대로 인해 응축기에서 방출될 열량이 감소하므로 줄어들게 된다. 그러나 압축기의 토출 온도는 30~35°C 정도 증가하게 되므로 SLHX의 설치는 R502 시스템의 내구성에 좋지 못할 영향을 끼칠 것으로 보인다. 그러나 HFC계통의 새로운 대체 냉매들은 'Ester'계통의 새로운 윤활유여야만 하며, 따라서 SLHX를 설치함으로써 생길지도 모를 기름 순환의 문제도 잘 연구하게 되면 해결될 수 있을 것으로 보인다. 다른 증발 온도에서의 성능들도 거의 비슷하다.

3. 실험 결과와 고찰

실험을 위해 쓰인 수송용 냉동 시스템은 Fig.7에 자세히 묘사되어 있다. 모든 실험은 미국 냉동 공조 협회의 표준 하에서 이루어졌다.⁽¹⁷⁾ 먼저 R502를 사용하여 기준 실험이 행해졌고, 그 뒤에 대체 냉매들이 사용되었다. 평가를 위한 설정온도로는 대기온도와 증발기에 들어가는 회수 공기(return air)의 온도가 있으며, 실험을 시작할 때 이들을 정해 놓고 모든 실험을 진행했다. 실험에 사용된 압축기는 Thermo King사에서 제조된 왕복동식 4 실린더 개방형이며, 행정체적은 492cm³(30in³)이다.

모든 실험은 완전히 자동화된 칼로리미터(calorimeter) 안에서 'Calibrated Box Method'에 의해 이루어지며, 그 과정은 다음과 같다. 첫째로, 측정 조건으로 주변 온도(ambient temperature)와 박스 온도(회수 공기의 온도나 냉동 온도)를 설정하면, 실험 장치 내에 설치된 컴퓨터 제어 시스템이 설정된 조건에 의하여 냉동기에서 변화되는 온도, 압력들이 자동적으로 컴퓨터에 입력하여 장치에 장착된 팬, 댐퍼, 전기 히터 등을 조정하게 된다. 시간이 지나면서 처음에 설정된 조건에 맞도록 냉동기가 적정화되면서 냉동기의 냉동 용량과 균형을

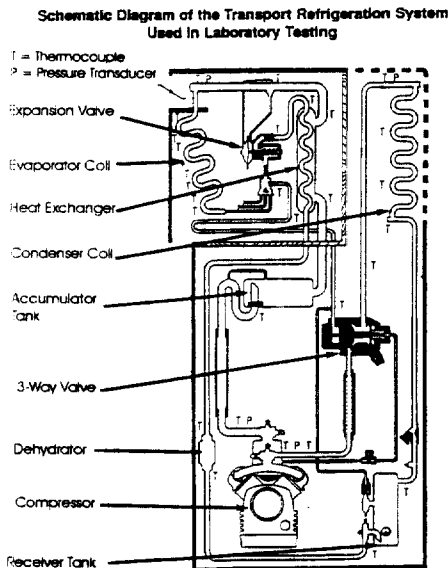


Fig.7 Actual refrigerator used in transport vehicles

이루게 된다. 여기에다 단열된 박스의 벽을 통해 손실되는 열을 가산하여, 최종적으로 실제 냉동기의 용량을 얻게 되는데, 이 모든 과정이 완전 자동으로 이루어진다. 측정치의 정확성은 온도 : $\pm 0.3^\circ\text{C}$, 압력 : $\pm 0.025 \sim 0.05\%$ 이다.

자동화된 칼로리미터 실험은 각 냉매에 대해 다음의 Table 6에 있는 조건하에서 이루어졌다. 실험 결과가 반복되는가를 살펴보기 위해 여러 차례 반복 실험을 행했고, 본 논문에서는 정확성과 반복성이 입증된 실험치들만이 제시되고 논의될 것이다. 현재 수송용 냉동기에는 SLHX가 사용되지 않고 있다. 따라서 본 논문에서 제시될 실험 결과들은 모두 SLHX가 설치되지 않은 냉동기에서 취해진 것임에 유의하기 바란다.

3.1 과도기적 성격의 HCFC 혼합냉매들

기준 냉매인 R502 및 'R502 대체 HCFC 혼합냉매들'의 실험 결과들을 상호 비교하여 종합한 결과가 Table 7에 제시되어 있다. Table 7, 8의 윤활유(lubricant)항에서, 'AB'는 Alkylbenzene oil을, 'POE'는 Polyolester oil을 의미하며, 이들의 선택은 냉매의 특성에 달려 있다. Table 7, 8에서 압축기 토출 온도와 토출 압력의 증감은 각각 $^\circ\text{C}$ 와 kPa로 표시되어 있고, 성적 계수를 나타내는 에너지율(energy rate)과 냉동 능력은 R502를 기준(100%)으로 해서 증감(%)이 비교되었다.

먼저 압축기 실험 결과를 살펴보면, 모든 HCFC 혼합냉매들의 압축기 토출 압력이 R502 토출 압력보다 보다 높으며(50~300kPa 정도), 에너지

소비량도 R502보다 많다는 것(약 10% 정도)을 알 수 있다. R402A와 R403B의 토출 온도는 R502보다 낮다. 이같은 실험 결과는 위에서 논의된 시뮬레이션 결과와 거의 비슷하며, 이는 본 연구에서 개발된 컴퓨터 시뮬레이션이 타당함을 시사한다. 위의 결과들을 놓고 볼 때, HCFC 혼합냉매들이 슈퍼마켓의 냉동기같이 외부 조건에 의한 응축기 압력 변동이 많지 않은 경우에 응용되는데는 큰 문제가 없을 것으로 생각된다. 그러나 수송용 냉동 차량과 같은 응축기 온도가 많이 변하는 시스템에서는(특히 미국과 같이 사막 지대가 있는 곳에서는), 응축기의 고압으로 인해 이들을 적용하여 내구성을 보장한다는 것이 용이하지 않을 것으로 판단된다.

3.2 장기적 성격의 HFC 혼합냉매들

Table 8에는 기준 냉매인 R502 및 'R502 대체 HFC 혼합냉매들'의 실험 결과들이 상호 비교되어 종합적으로 요약되어 있다. 실험 결과에서 특히 주목할 사항은 대부분의 HFC 혼합냉매들의 압축기 토출 압력이 HCFC 혼합냉매들과 마찬가지로 R502보다 높지만, 반면에 R407a를 제외한 대부분의 HFC 혼합냉매들의 토출 온도는 R502의 토출 온도보다 낮던지 또는 비슷하다는 사실이다. 이 사실은 이들이 냉동기에 응용될 때 윤활유나 기타 다른 물질에 온도에 의한 영향을 미치지 않는 것임을 보여준다. 물론 이런 실험 결과들은 위의 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 비슷하며, 다시 한번 시뮬레이션이 타당성 있게 모사 되었음을 보여 준다.

Table 6 Ambient and return air temperatures for the calorimeter tests

Ambient temperature	Return air temperature or Refrigerating temperature
100°F(37.8°C)	-20°F(-27.8°C)
120°F(48.9°C)	-4°F(-20.0°C)
86°F(30.0°C)	0°F(-17.8°C)
	32°F(0.0°C)
	35°F(1.7°C)

(※) Tests performed at 86°F/-4°F and 86°F/32°F are standard test conditions in Europe and Asia.

4. 결 론

1) 현재 R502의 대체 냉매로 선택된 물질들은 모두 혼합 물질이다. 이들의 오존층 파괴 지수와 지구 온난화 지수는 매우 낮으므로, 이들은 환경 오염 문제 해결과 에너지 이용이라는 측면에서 볼 때 매우 효과적일 것으로 기대된다.

2) SLHX를 사용하지 않았을 경우에, 현재 시중에 나와 있는 대부분의 R502 대체용 혼합냉매들은 시스템의 큰 변화 없이 R502를 대체할 수 있을 것으로 판단된다. 그러나 SLHX를 사용하는 경우에는 15~20% 정도의 COP증가가 가능하지만,

Table 7 Summary of test data for transitional(HCFC) alternative refrigerants

Box Temp/ Amb. Temp	REFRIGERANT	R-502	R-502	R-402A	R-402A	R-402B	R-403A	R-403B	R-408A
	LUBRICANT	AB	POE	AB	POE	POE	AB	AB	AB
-28.9°C/ 37.8°C	Discharge Temp.(°C)	0	-10.3	-10.6	4.4	3.9	3.1	-10.0	8.2
	Discharge Press.(kPa)	0	53.8	427.8	285.7	296.7	222.9	300.8	71.8
	Energy Rate(%)	0	5.94	6.75	11.88	5.74	10.37	10.78	2.36
	Capacity(%)	0	3.6	1.31	10.73	4.08	11.45	4.12	-5.09
-17.8°C/ 37.8°C	Discharge Temp.	0	-10.2	-10.6	3.4	1.7	12.2	-7.2	5.7
	Discharge Press.	0	51.8	469.2	342.2	338.1	258.1	336.7	122.1
	Energy Rate	0	7.52	7.05	20.48	5.71	11.24	11.43	5.34
	Capacity	0	4.54	2.08	11.57	16.25	17.91	11.11	8.0
1.7°C/ 37.8°C	Discharge Temp.	0	-7.8	-7.2	4.1	5	15	-2.2	7.5
	Discharge Press.	0	26.2	407.1	331.2	434.7	165.6	262.2	105.6
	Energy Rate	0	4.75	3.63	10.71	6.22	5.09	5.61	3.16
	Capacity	0	-4.77	-8.34	0.63	6.66	-2.25	-10.41	0.47
21.1°C/ 37.8°C	Discharge Temp.	0	-7.8	-0.9	3.3	9.8	14.2	0	6.2
	Discharge Press.	0	2.1	369.2	312.6	463.0	172.5	227.7	124.2
	Energy Rate	0	31.5	3.57	11.06	8.0	4.77	4.34	3.32
	Capacity	0	-7.56	-9.76	0.41	6.04	-1.92	-12.21	-2.21
21.1°C/ 49°C	Discharge Temp.	0	-7.1	-4.7	6.0	5.8	7.8	2.8	9.7
	Discharge Press.	0	24.8	262.9	262.9	286.4	275.3	241.5	147.0
	Energy Rate	0	4.22	1.01	8.95	7.69	9.46	1.86	1.55
	Capacity	0	-5.76	-9.27	4.05	5.91	18.83	-12.97	-0.98
-20°C/ 30°C	Discharge Temp.	0	-10.3	-7.2	2.3	3.5	11.7	-8.3	6.0
	Discharge Press.	0	38	386.4	250.5	282.9	142.8	282.9	38.6
	Energy Rate	0	6.53	5.39	10.5	8.99	9.93	8.04	1.23
	Capacity	0	5.43	11.99	15.45	16.3	19.89	11.4	-0.87
0°C/ 30°C	Discharge Temp.	0	-7.9	4.7	3.5	5.6	13.1	-2.8	5.0
	Discharge Press.	0	19.3	316.7	248.4	255.3	175.3	282.9	65.6
	Energy Rate	0	54.6	6.48	12.01	10.46	4.93	5.45	3.3
	Capacity	0	-1.72	-1.63	6.65	8.73	9.42	-6.48	3.43

(*) Discharge Temp., Discharge Press., Energy Rate, Capacity are an increase or a decrease in discharge temperature and pressure in °C and kPa and energy used and capacity in % as compared to R502 respectively.

Table 8 Summary of test data for long term(HFC) alternative refrigerants

Box Temp/ Amb. Temp	REFRIGERANT	R-502	R-404A	R-407A	R-407B	R-507	FX40
	LUBRICANT	AB	POE	POE	POE	POE	POE
-28.9°C/ 37.8°C	Discharge Temp.(°C)	0	-8.9	7.2	-11.7	-9.4	2.2
	Discharge Press.(kPa)	0	158.7	41.4	241.5	248.4	427.8
	Energy Rate(%)	0	-1.55	-6.22	0.82	-0.73	0.82
	Capacity(%)	0	-4.03	-20.94	-7.79	-7.3	5.97
-17.8°C/ 37.8°C	Discharge Temp.	0	-10.0	10.0	-11.7	-11.7	-0.6
	Discharge Press.	0	165.6	48.3	234.6	282.9	462.3
	Energy Rate	0	-0.87	-3.55	-1.13	0.17	2.51
	Capacity	0	-2.15	-8.23	-6.29	-1.54	8.81
1.7°C/ 37.8°C	Discharge Temp.	0	-7.2	5.0	-7.8	-8.3	2.2
	Discharge Press.	0	186.3	89.7	200.1	241.5	379.5
	Energy Rate	0	-0.32	-1.20	-0.40	-0.72	-0.64
	Capacity	0	-0.905	1.85	-14.43	-11.34	-9.96
21.1°C/ 37.8°C	Discharge Temp.	0	-7.2	3.9	-7.8	-7.2	2.2
	Discharge Press.	0	131.1	82.8	186.3	200.1	372.6
	Energy Rate	0	-10.47	-1.35	-0.16	-2.14	-0.71
	Capacity	0	-11.19	-0.71	-14.43	-12.01	-12.76
21.1°C/ 49°C	Discharge Temp.	0	-7.8	4.4	-8.3	-7.8	3.3
	Discharge Press.	0	179.4	144.9	262.2	296.7	441.6
	Energy Rate	0	-3.09	-2.06	-1.98	-3.40	-1.74
	Capacity	0	-14.33	-0.90	-16.46	-14.48	-18.90
-20°C/ 30°C	Discharge Temp.	0	-8.3	4.4	-12.2	-11.1	-0.6
	Discharge Press.	0	89.7	27.6	200.1	227.7	365.7
	Energy Rate	0	-0.36	-2.06	2.23	0.45	3.93
	Capacity	0	-6.26	-7.94	0.62	-1.53	9.71
0°C/ 30°C	Discharge Temp.	0	-7.2	3.9	-9.4	-8.3	0.6
	Discharge Press.	0	165.6	89.7	234.6	269.1	393.3
	Energy Rate	0	-1.37	-0.81	2.26	-0.56	1.93
	Capacity	0	-6.83	2.61	-3.18	-5.40	-1.02

(*) Discharge Temp., Discharge Press., Energy Rate, Capacity are an increase or a decrease in discharge temperature and pressure in °C and kPa and energy used and capacity in % as compared to R502 respectively.

토출 온도의 증가가 수반되므로, 좀더 구체적인 냉동 오일의 순환 및 귀환 등에 관한 연구가 진행되어야만 할 것으로 사료된다.

3) HCFC 화합물이나 그 혼합냉매들은 앞으로 장기적으로 사용될 수 있는 냉매들이 완전히 개발될 때까지 과도기적으로 쓸 수 있는 냉매들이며, 현재 사용되고 있는 냉공조기에 쉽게 적용될 수 있다는 장점을 갖고 있다. 실험 결과, 이들의 토출 온도 및 압력은 R502보다 높음이 발견되었다. 이같은 결과는 이론적으로 해석된 결과와 비슷하며, 이들의 성공적 적용을 위해서는 여러 가지 내구 실험 등이 행해져야만 함을 알 수 있었다.

4) HFC 계통 혼합냉매의 가장 큰 특징은 대부분 R502에 비해 토출 온도가 낮다는 점이다. 따라서 이 경우에는 SLHX를 설치해서 에너지 효율을 더 증대시킬 수 있을 것으로 사료되며, 이를 위한 실험적 연구가 진행되어야 한다고 생각된다.

감사의 글

본 연구는 1995년도 인하대학교 교내 연구비 지원에 의해 이루어졌고, (주)제이오에서 여러모로 도와주셨기에 관계자들에게 감사의 말씀을 드린다.

참고 문헌

1. W. F. Stoecker and J. W. Jones, 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2d Edition, pp. 205~220.
2. M. J. Molina and F. S. Rowland, 1974, Stratospheric Sink for Chlorofluoromethane : Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone, Nature, Vol. 249, pp. 810~812.
3. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act, United Nations Environment Programme, 1987.
4. US Air-conditioning and Refrigeration Institute, 1992~1994, R22 and R502 Alternative Refrigerants Evaluation Program
5. M. O. McLinden, 1988, Thermodynamic Evaluation of Refrigerants in the Vapor Compression Cycle Using Reduced Properties, Int. J. Refrigeration, Vol. 111. May.
6. Private communication with D. Didion at US National Institute of Standards and Technology, 1995, January
7. Private communication with D. Wilson at US Allied Signal Inc., Fluorine Products Division, 1994, October
8. Private communication with J. Hoffman at US Environmental Protection Agency, 1994, October
9. S. Hilgendorf, D. Jung, R. Radermacher, 1990, Computer Aided Design of Refrigerator Cycles, Int. J. of Applied Eng. Education, Vol. 6, No. 6, pp. 675~686
10. W. Mulroy, M. Kauffeld, M. McLinden, and D. A. Didion, 1988, Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixture in a Breadboard Air Conditioner, DOE/ORNL Heat Pump Conf., pp. 55~61. 10.
11. R. Radermacher, 1986, Advanced Versions of Heat Pumps with Zeotropic Refrigerant Mixtures, ASHRAE Trans., Vol. 92, Pt.2, No. 2977
12. A. Lorenz and K. Meutzner, 1975, On Application of Nonazeotropic Two Component Refrigerants in Domestic Refrigerators and Home Freezers, XIV Int. Congress of Refrigeration, Moscow
13. R. J. Rose, D. Jung, R. Radermacher, 1992, Testing of Domestic Two-Refrigerators with Zeotropic Refrigerant Mixture, ASHRAE Trans., Vol. 98, Part 2
14. J. Gallagher, M. McLinden, G. Morrison, M. Huger, 1993, Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures Database(REFPROP), US National Institute of Standards and Technology
15. G. Morrison, M. O. McLinden, 1986, Application of a Hard Sphere Equation of State to Refrigerants and Refrigerant Mixtures, NBS.
16. D. S. Jung and R. Radermacher, 1991, Per-

formance Simulation of Single-Evaporator Domestic Refrigerators Charged with Pure and Mixed Refrigerant, Int. J. Refrigera-

tion, Vol 14
17. US Air-conditioning and Refrigeration Institute, Standard 1110-92