

혼합냉매의 이용에 대한 소고

A Review for the Use of the NARBs

원 성 필*
Sung Pil Won

1. 서 언

냉동사이클은 19C부터 이용 발전되기 시작하였으며, 현재 열역학적인 모델해석과 안전성 및 경제성 측면에서의 기술향상으로 쾌적한 환경조성에서부터 여러 첨단산업 분야에 이르기까지 긴요하게 사용되고 있다. 그러나 이러한 냉동사이클에 사용되는 작동유체는 순수냉매나 순수냉매처럼 거동하는 Azeotropic 류의 냉매이다.

냉매를 혼합하는 이유는 여러가지가 있다. 응축기압력의 감소나 압축비를 줄이기 위해서, 또는 냉매의 오일용해성을 높이거나 열용량을 증가시키기 위해, 다른 성질은 변화되지 않도록 주 냉매에 한가지 혹은 몇가지의 냉매를 소량 첨가하거나 그 조건에 맞는 Azeotropic 류의 냉매를 만드는 방법이다. 이에 반하여 혼합냉매(Non Azeotropic Refrigerant Blend, NARB)라는 것은 순수냉매나 Azeotropic 류의 냉매와는 다른 두가지 특성을 갖는다. 첫째, 상변화시 액상과 기상의 냉매 조성비가 계속 변화한다는 것과 둘째, 일정압력하의 증발, 응축과정에서 온도가 변화한다는 사실이다. 이러한 특성은 열역학적인 비가역성을 감소시켜 성능향상을 도모하거나, 순환냉매의 조성비를 변화시켜 외기조건에 따른 용량변화를 피할 수 있는 근거를 제공한다.

혼합냉매를 사용하는 기본시스템을 Fig.1에서 보이고 있으며, 혼합냉매의 성질에 따라 $P-h$ 선도와 $T-s$ 선도는 Fig. 2에서처럼 표시된다.

혼합냉매를 냉동사이클에 사용할때 잇점이 있다는 것은 이미 1세기전(1888년 Pictet 이 효시)에 언급되었고, 그동안 간헐적인 연구가 진행되어 왔으나 별다른 진전은 없었다. 그러나 최근들어 에너지의 효율적인 이용문제가 대두되면서 혼합냉매에 관심이 고조되어 여러방면에 걸쳐 많은 연구가 진행되고 있다. 혼합냉매의 특성과 열물리적 성질을 실험과 이론을 통해 규명하고 더 나아가 1987년 Montreal Protocol 에 의해 규제된 CFC나 Halon 류의 냉매에 대한 대체냉매 개발이 연구의 한 부류이며, 혼합냉매를 냉동이나 열펌프시스템에 적용할때 성능향상과 손실없는 용량조절을 위한 설계조건 규명과 설비면에서의 기술적인 요구조건을 규명하는 것이 또한 부류라 할 수 있다.

그러나 혼합냉매 자체나 이를 사용하는 시스템에 대해 여지껏 잘못 인식된 점이 있었다고 볼 수 있다. 재래의 시스템에 혼합 냉매를 단지 대체 사용하는 것으로 COP의 증가가 괄목할 만 하다고 생각하는 것이나, 혼합냉매는 그것을 사용하는 어떤 시스템에도 양호하다고 생각하는 것 등이 이에 속한다. 결국 혼합냉매의 사용은 개개의 사용목적에 따라 적당한 냉

*정회원, 울산대학교 기계공학과

매의 선택이 우선 중요하며, 시스템의 설비측면에서 보완이나 수정이 필요하다고 볼 수 있다. 따라서 본 문의 목적은 사이클 해석에 필수적인 혼합냉매의 열역학적 상태량 계산에 대해 간단히 알아보고, 이론적 결과와 실험적 결과가 다른 이유를 고찰하여 혼합냉매 사용에 대한 인식을 명확히 하기 위함이다. 논의는 두 성분 혼합냉매에 국한한다. 세 성분 이상의 혼합냉매가 두 성분 혼합냉매보다 사용의 융통성이 있긴 하지만 낮다고 규정할 수는 없기 때문이다.

2. 혼합냉매의 열역학적 상태량

혼합냉매를 사용하는 시스템의 해석에 근본적으로 중요한 것은 열역학적 상태량의 평가라 할 수 있다. 이것의 평가가 정확치 않다면 해석의 의미가 없다.

열역학적 상태량은 측정가능한 P, T, v, x (몰비) 등의 기본적인 상태량과 엔탈피, 엔트로피 등의 유도된 상태량으로 구분된다. 실험을 통한 기본적 상태량의 엄밀한 측정은 혼합냉매의 체적거동을 잘 묘사하는 상태방정식을

만드는 데 있어서 매우 중요하고 이 상태식은 엔탈피 등을 계산하는 데에 필요하므로 엄밀한 측정자료가 많이 요구된다. Table 1에 현재까지 수행된 실험자료의 목록이 주어져있다. 혼합냉매에는 순수냉매에 적용되는 모든 상태방정식을 원칙적으로 사용할 수 있으나 적당한 혼합법칙(mixing rule)이 필요하다. 이 혼합법칙은 혼합냉매의 기액평형에 관한 실험자료를 근거로 결정된다. 그리고 복잡한 것 보다는 간단한 3차의 상태방정식인 Redlich/Kwong/Soave 식이나 Peng/Robinson식 등에 적당한 혼합법칙을 적용하여 사용하는 것이 요즈음의 추세이다.

유도된 상태량 중에서 시스템 해석에 중요한 것은 엔탈피와 엔트로피이다. 열역학의 제반 관계식을 이용하여 임의의 이상기체상태를 기준상태로 삼아 적분하면 엔탈피와 엔트로피는 다음과 같이 표시된다.

$$h-h_0 = \int_{T_0}^T C_p^0 dT + \int_0^P \left(v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right) dP$$

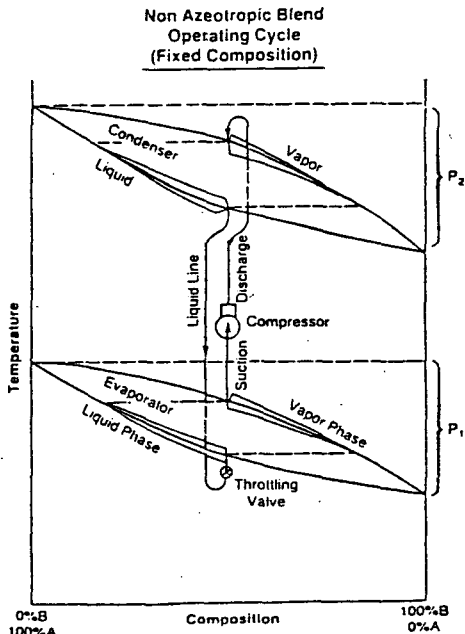


Fig.1 NARB Operating Cycle, T-x Plot

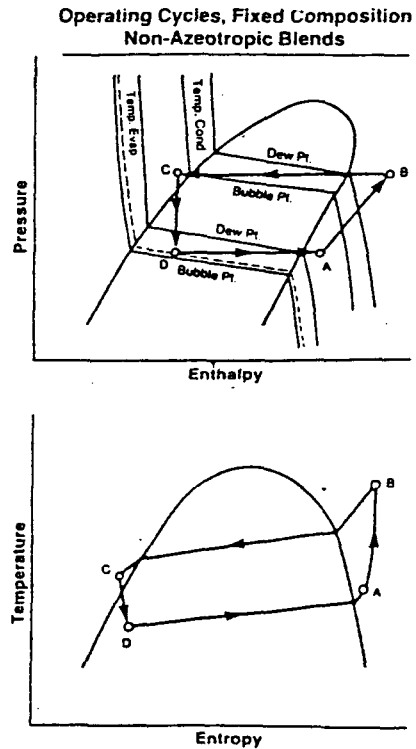


Fig.2 Operating Cycles, P-h and T-s Plots

Table1. Experimental Studies of NARBs

For Vapor-Liquid Equilibria ;

System	First Author	Year	Temperature Range (K)	Pressure Range(MPs)	Remarks
R11+R12	Nagaoka	1959	243-323	0.05-1.0	VP
	Kruse	1977	253-323	0 -1.2	VLE
R11+R13	Kriebel	1966	203-293	0.02-3.0	VLE
R11+R22	Lesavre	1982	298-373	0.3-4.4	DB
R12+R13B1	Takaishi	1986	299-384	1.2-4.2	DB
R12+R22	Nagaoka	1958	243-323	0.1-1.5	VP
	Eiseman	1957	232-244	0.101	NBP
	Kriebel	1967	213-343	0.02-3.0	VLE
	Spauschus	1962	253-343	0.15-3.1	VP
	Higashi	1986	362-382		COE, CP
R12+R113	Hackstein	1976	243-303		VP, *
R12+R114	Jakobs	1980	273-333	0.1 -1.4	DB
R12+R152(A)	Pennington	1950	273	0.03-0.4	VLE
R12+RC318	Whipple	1952	269-294	0.3	VLE
R13+R14	Proust	1979	199	0.2 -1.5	VLE
	Scott	1964	145	0 -0.1	VP
R13+R23(A)	Stein	1971	200-273	0 -2.8	VLE
	Scott	1964	178	0.05	VP
R13B1+R114	Higashi	1986	345-406		COE, CP
R13B1+R152a	Connon	1981	255-328	0.1 -3.1	VLE
R13B1+SF6	Vuong	1979	319-340		CP
R14+R23	Piacentini	1967	145-283	0.03-5.2	VLE
	Scott	1964	145	0 -0.1	VP
R22+R113	Valtz	1986	298-372	0.05-3.6	VLE
R22+R114	Kraus	1975	243-303		VP
	Hasegawa	1985	358-406	1.5 4.8	DB
	Higashi	1986	362-382		COE, CP
	Valtz	1986	298-372	0.2 4.1	VLE
R22+R115(A)	Loffler	1969	213-313	0.3 -1.5	VLE
R22+R142b	Valtz	1986	298-372	0.3 4.3	VLE
R22+RC318	Whipple	1952	256-294	0.3	VLE
R114+R152a	Yata	1986	373-410	2.3 4.3	DB
	Kabata	1986	380-403		COE, CP
R13+R14+R23	Proust	1979	300	0.3 -0.7	VLE

For PVTx Properties and Other ;

R11+R22	Kruse	1977	263-360	0.2-0.7	4, V
	Bougard	1976	302		SVC
R11+R13	Bougard	1976	302		SVC
R11+R23	Bougard	1976	302	SVC	
R12+R22	White	1959	277-375	1.1-8.7	1, L
	Takaishi	1982	293-418	0.5-9.7	7, V, L
	Neilson	1959	222		HS, HV
	Bougard	1976	301		SVC
R12+R23	Bougard	1976	301		SVC
R13+R22	Bougard	1976	301		SVC
R13+R23(A)	Bougard	1976	300		SVC
R13B1+R114	Hosotani	1985	303-443	0.5-10.0	5, V, L
R13B1+SF6	Vuong	1979	160-332		ST, RI
R14+R22	Lavrenchenko	1979	173	0.5	LLV
R14+R23	Lange	1970	203-368	0.7-8.3	8, V
R22+R23	Bougard	1976	300		SVC
R22+R114	Hasegawa	1985	283-443	0.1-9.1	5, V, L
R114+R152a	Yata	1987	303-443	0.4-9.6	6, V, L

(A) : Azeotropic Mixture

Figures : No. of Compositions Measured

V : Vapor Phase

L : Liquid Phase

SVC : Second Virial Coeff.

HS : Heat of Solution

HV : Heat of Vaporization

ST : Surface Tension

LLV : Liquid-Liquid Equilibria

*: A Literature which has not been available yet

Table 2. Estimations and/or Correlations of Thermodynamic Properties

Method	First Author	Year	Systems Concerned	Remarks
IDEAL	Jottrand	1980	R12/R13	TH
	Stoecker	1981	R12/R114	TH
	Schwind	1962	R12/R13	TH
ASOG	Bougard	1975	R11/R13, R12/R13, R12/R22 R12/R23, R13/R14 etc.	VLE
Empirical Equation of State				
(1)RK	Agrawal	1975	R12/R22	PVTx
	Agrawal	1975	R12/R13	TH
	Kraus	1979	R22/R114	TH
	Hansen	1984	R122/R114	TH
(2)SRK	Kazachki	1980	R12/R12, R12/R23	VLE
	Connon	1981	R13B1/R152a	TH
	Asselineau	1978	R11/R13, R12/R13, R12/R22 R12/R152a, R13/R23 etc.	VLE
	Takaishi	1985	R12/R13, R12/R13B1, R13/R14	VLE
	Kruse	1985	R12/R13, R12/R114, R22/R114	TH
(3)PR	Comporse	1985	R11/R12, R11/R13, R12/R13 R12/R13B1, R22/R13B1 etc.	VLE
	Lesavre	1982	R11/R22	VLE
	Ototaka	1985	R11/R12, R11/R22, R12/R113 R12/R114, R22/R114	VLE
(4)BWR	Loffler	1969	R12/R22, R12/R115	TH
	Kagawa	1983	R12/R22	PVTx
(5)LKP	Doring	1979	R12/R22, R13/R23, R21/R114 etc.	VLE
	Kuver	1983	R12/R114	VLE
(6)SBWR	Klemenko	1976	R11/R12, R11/R13, R12/R21 etc.	VLE
OTHERS	Jadot	1980		TH
	Morrison	1985	R13B1/R152a	PVTx

VLE: Vapor-Liquid Equilibria
TH: Thermodynamic Properties

PVTx: PVTx Properties

$$s - s_0 = \int_{T_0}^T \frac{C_p^0}{T} dT + R \ln \frac{P_0}{P} + \int_0^P \left(\frac{R}{P} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right) dP$$

이 양들을 계산하기 위해서는 상태방정식 ($P-v-T$)과 C_p^0 가 필요하다. C_p^0 는 이상기체 정압비열이므로 혼합법칙으로써 몰비를 적용한다. Table 2에 상태량 계산에 이용되는 상태방정식과 그것을 사용하여 구한 상태량 목록이 나타나 있다.

3. 에너지의 효율적 이용

일정압력하의 상변화시 온도와 조성비가 변화하는 혼합냉매의 특성은 에너지를 효율적으로 이용하는 데 있어서 유용하다. 두 특성은 개별적으로 혹은 조합하여 이용되는데, 혼란을 막기 위해 상변화시 온도변화가 일어나는 특성을 이용한 성능향상 측면과 조성비가 변화하는 특성을 이용한 용량조절의 측면으로 나누어 고찰하고자 한다.

3.1 성능향상의 측면

이론적으로 냉동사이클의 성능을 증가시키기 위해서는 $T-s$ 선도에서 사이클로 폐쇄된 면적(work input)을 작게하는 것이 필요하다. 이 면적을 줄이는 방법은 여러가지 있을수있다. 한 방법으로 Discharge Temperature를 적당한 냉매의 선택을 통해 줄이는 것이며 다른 방법으로 Heat Source 나 Heat Sink에 해당되는 외부 작동유체와 상변화하는 냉매 사이의 온도차를 줄이는 것으로써, 이를 위해 열교환 전열면적을 늘이거나 외부 작동유체의 유량을 증가시킨다. 등온인 Heat Source 나 Sink는 실제 거의 존재하지 않으므로 순수 냉매 사용시 온도차를 줄이기 위한 여러방법은 바람직하지 못한 영향을 끼친다. 혼합냉매는 상변화시 온도가 변화하므로 설계시의 Dilemma를 제거할 수 있다. Fig. 3은 열교환이 대항류로 이루어지는 냉동사이클의 이론적인 COP 변화를 순수냉매와 혼합냉매에 대해

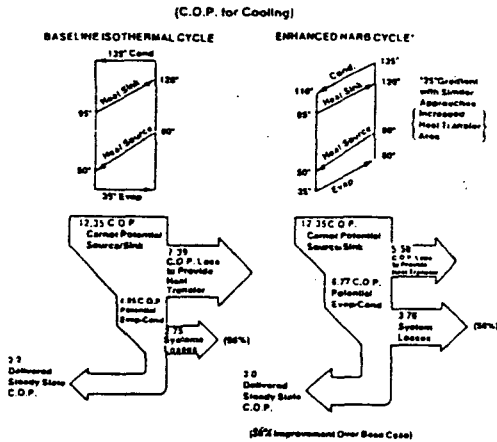


Fig. 3 Hypothetical Cycle (Air Conditioner)

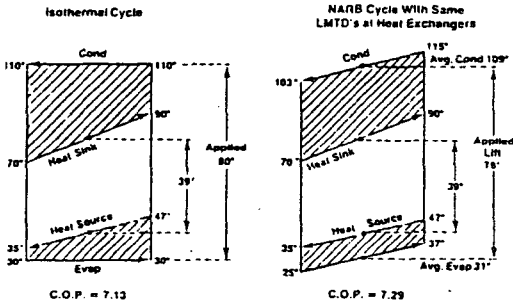


Fig. 4 NARB Cycle Compared to Isothermal

서 각각 보여주고 있다. 혼합냉매를 사용한 경우 열전달에 기인한 COP 손실을 줄일수 있으며, 전체적인 COP 증가가 36%에 달함을 알 수 있다. 이 비교는 혼합냉매 사용시 순수냉매 사용시보다 전열면적을 크게한 경우로서, 만일 흡수하거나 방출할 열량이 같을때 열교환 면적의 증가가 없다면 각 경우에 대한 로그평균온도차가 같아야 한다. 이와같은 때의 비교가 Fig. 4에 나타나 있으며, COP의 증가는 미미함을 알 수 있다. 이 사실로부터 혼합냉매 사용시 COP의 향상을 위해서는 증발기나 응축기의 전열면적을 증가시켜야 한다. 그리고 COP의 증가는 온도기울기에 달려 있다고 할 수 있으므로 온도기울기가 클수록 COP 증가에 따른 Energy Saving은 증가된다고 할 수 있다. 따라서 Heat Source나 Heat Sink의 온도기울기는 최소한 5°C 이상이 되어야 혼합냉매 사용의 잇점이 있다고 일반적

으로 받아들여진다. 한편 열교환 과정은 대항류를 통해서 일어나는 것이 COP를 증가시키는 한 방법이 되며 최대이득은 혼합냉매의 Source나 Sink의 온도기울기가 크면서 서로 평행할 때라는 사실도 예견할 수 있다. 그러나 혼합냉매의 열전달계수가 혼합전질의 순수냉매보다 작아지므로 이론적인 성능향상은 실제 감소된다. 열저항값의 대부분이 공기층에 있는 Air-To-Air 시스템보다는 대항류 열교환이 가능한 Refrigerant-To-Water 열교환기일 때 더욱 문제가 된다. 증발기에서는 휘발성이 보다 작은 성분(비등점이 높은 성분)이 액상에 많이 남아있게 되고 따라서 액상의 온도가 증가되어 기포형성을 방해하기 때문에 열전달계수가 감소되며, 응축기에서는 물질전달저항이 열저항으로 작용하기 때문으로 생각된다. 이밖에도 외부작동유체와 혼합냉매의 온도기울기가 이론적으로처럼 잘 어울리도록 쉽게 맞춰지는 것도 아니며 증발기에서의 압력강하도 문제가 된다. 압력강하가 일어나면 증발온도가 변하기 때문에 이를 최소화하는 방안도 강구되어야 한다. 또한 상변화시 위치에 따라 부분적인 조성비 차이에 기인한 Vapor Slip 현상을 방지하기 위해 잘 혼합되도록 난류성향을 증가시키는 유로가 만들어져야 한다. 이상과 같은 여러 이유로 인해 이론과 실제의 성능향상 결과는 다르게 된다.

Kruse (1977)는 R22/R114를 사용한 간단한 열펌프시스템에 대해 사이클해석을 하였다(Fig. 5). 사이클에서 응축기와 증발기를 떠나는 냉매는 포화상태이다. 해석결과 R22의 질량비가 0.7과 0.1인 경우에서 최대 COP가 나타나고, 순수 R22에 비해 3% 정도 증

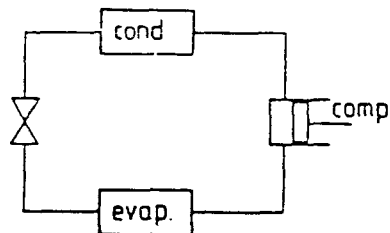


Fig. 5 Basic Refrigerating Cycle

Table 3. Measured Results for the Two-Evaporator Refrigerating System

Refrigerant	B12	R22/R114 50-Mass %	R13B1/R114 70-Mass %
No. of Revolution (1/min)	1806	1516	1088
Capacity Evap. 1 (W)	327	345	408
Capacity Evap. 2 (W)	421	419	386
Shaft Power (W)	634	563	596
COP	1.18	1.36	1.33

가하였다. 이 정도의 증가는 사실 미미한 것이나 열교환면적을 증가시킨다면 에너지 손실을 더욱 줄일 수 있을 것임을 시사하였다. 한편 이와같은 시스템을 설치하여 실험한 결과 R22의 질량비가 0.7 정도에서 최대 COP가 나타나긴 하나, 순수 R22의 경우보다 COP는 7% 정도, Heat Output은 15% 정도 감소하였다. 이상의 해석 및 실험은 재래의 시스템을 수정없이 냉매만을 바꾼 경우에 해당되며 성능향상은 나타나지 않았다.

Lorenz와 Meutzner(1975)는 하나의 압축기와 다른 온도로 작동되는 두개의 증발기를 가진 냉동기에 혼합냉매를 사용하면 보다 큰 잇점이 있다는 것을 제시하고 직접 실험한 결과, R22/R11을 사용할 때 R12을 사용한 경우보다 20% 정도 에너지 손실이 감소됨을 밝혔다. Stoecker(1981)는 두개의 증발기를 가진 냉동기의 해석모델을 만들어 혼합냉매는 이상거동을 한다고 가정하여 R12/R114에 대해 계산한 결과, R12만을 사용한 경우보다 12% 정도 COP가 증가하나 실험에서는 증가가 감지되지 않음을 보고하였다. Kuever와 Kruse(1986)는 Fig. 6과 같은 시스템에 R22/

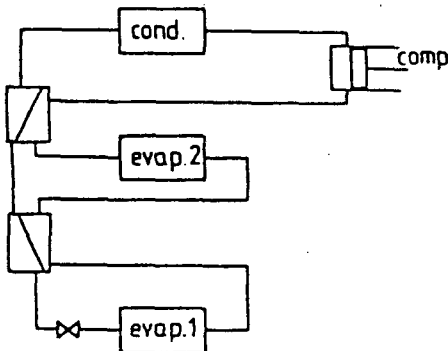


Fig. 6 Refrigerating Cycle With Two Evaporators

R114와 R13B1/R114를 사용해 RKS 상태방정식을 적용하여 사이클해석을 하였다. R22/R114를 사용할 때 R22의 질량비가 0.4에서 순수 R12에 비해 COP의 18% 증가가 나타났으며, R13B1/R114를 사용할 때는 R13B1의 질량비가 0.7에서 20%의 COP 증가가 나타났다. 이 경우에서 증발기의 전열면적은 R22/R114와 R13B1/R114를 적용할 때 각각 15%, 58%씩 증가시켰다. 해석과 같은 장치를 만들어 실험한 결과가 Table 3에 나타나 있는데 COP가 증가함을 보여주고 있다. 이 장치는 증발기의 외부작동유체로서 Glycol을 사용하였고, 응축기에서는 냉각수를 이용하였다. 이상의 결과로부터 두개의 증발기를 가진 냉동기에 있어서 혼합냉매의 사용은 성능향상을 이룬다고 평가할 수 있으며, 열교환 면적을 증가시키는 것이 COP 향상의 우선 요건임을 확인할 수 있다.

이밖에도 Cooper(1982)는 응축기를 떠나는 냉매의 일부를 빼내어 증발압력으로 팽창시킨 후 잔류냉매가 순환하여 압축기로 들어가기 전에 다시 혼합하는 방법을 사용함으로써 증발된 냉매의 압력이 높아져 압축비가 감소되며 결국 압축기 동력이 감소되어 COP가 증가됨을 시사하였다. 증발압력을 높이는 또 한 방법으로서 응축기를 떠나는 냉매와 증발기를 떠나는 냉매를 서로 열교환시켜 응축된 냉매를 과냉각상태로 만들고, 동일 온도의 증발기입구 상태로 팽창되도록 하면 증발압력이 높아진다. Aittomaeki(1980)는 이 방법으로는 COP의 증가를 이룰 수 없다고 하였으나, Hansen(1984)은 재래의 열펌프시스템에 이 방법을 적용하면 18% 정도의 COP 증가가 나타난다고 밝혔다.

이상의 몇가지 예에서도 확인할 수 있는바

와 같이 혼합냉매 사용시 성능향상을 위해서 는 개별적인 목적에 따라 시스템을 설비면에서 보완하거나 수정해야 한다.

3.2 용량조절의 측면

혼합냉매의 밀도는 그 조성비에 따라 변한다. 이러한 특성을 이용하기 위해서는 외기조건에 따라 혼합냉매중의 어떤 성분을 부가하거나 추출해야 한다.

주위온도가 낮아지면 열펌프의 용량이 증가되어야 하므로, 순환되는 냉매의 성분중 밀도가 큰 성분(low boiler 성분)이 많아져야 한다. 따라서 High Boiler 성분은 순환냉매로부터 추출되어야 한다. 이와같은 과정은 Suction Line에 위치하는 하나의 Accumulator에서 기화가 안된 냉매를 추출함으로써 이루어진다. 이때 추출된 액체에는 전 사이클과정중 High Boiler 성분이 가장 큰 농도로써 들어 있다. 만일 외기온도가 높아지면 시스템의 증발온도도 따라서 높아지며 이것은 Accumulator에 있는 High Boiler의 증발을 촉진시켜 열펌프의 용량을 감소시키게 된다. 이와같은 용량감소과정은 반응이 느리므로 외기 변화에 적절히 대응하지 못한다. 따라서 High Boiler의 강제증발 수단이 필요하다. Vakil (1981)은 Accumulator와 압축기사이의 관로중 약 20%를 Accumulator에 삽입함으로써 High Boiler의 강제증발을 도모하였다. 이 방법은 Bypass Valve에 의해 조정되며, 용량 감소가 필요할 때는 밸브가 열려 모아 놓은 냉매를 방출하고 이것은 삽입된 관로에서 증발하게 되어 순환냉매의 밀도를 낮춘다.

외기온도가 높아질때 밀도가 큰 성분을 추

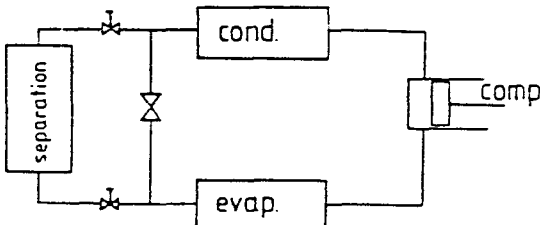


Fig.7 Refrigerating Process With Capacity Control

출해내는 것이 더욱 효과적이며 반응이 빠르다. 이를 위해서 응축기와 팽창밸브사이에 또 다른 Accumulator가 필요하다. 응축과정중의 증기에는 Low Boiler 성분이 많으며, 이 증기를 추출해 Suction Line과의 열교환이나 다른 냉각매체를 이용해 응축시킨후 Accumulator에 저장하게 된다. Schwind (1960)은 이러한 분리과정을 Fig. 7과 같은 Rectifier Column을 사용해 Liquid Line에 Low나 High Boiler를 연속적으로 공급하였으며, 두개의 다른 Rectifier를 사용했을때 Rectifying Time과 R12 농도와의 관계가 Fig. 8에 나타나 있다. 이 결과는 Rectifier를 사용해 열펌프의 용량을 연속적으로 변화시킬 수 있음은 보여주지만, Rectifier를 최적화하기 위한 Optimal Feedback Control System의 문제를 해결해야 한다. 한편 외기 온도가 떨어지면 Accumulator 안에 있는 부수적인 전열기가 작동되어 Low Boiler 성분이 증발되어 방출된다. 이 전열기는 실내의 온도조절 장치나 응축기 온도에 의해 조정된다. 일반적으로 High Boiler를 저장하는 Accumulator가 Suction Line에만 사용된다면 총 용량이 감소되므로 결국 용량이 감소하게 된다. Vakil (1983)은 위에서 언급된 두가지의 Accumulator를 동시에 사용함으로써 R23/R22/R114의 혼합냉매 사용시 용량을 28%에서 100%까지 변화시켰다.

이상과 같은 용량조절은 그 자체뿐만 아니라 조성비에 따라 증기압의 변화가 일어나므로 압축기의 손실일을 줄일 수도 있다. 그러

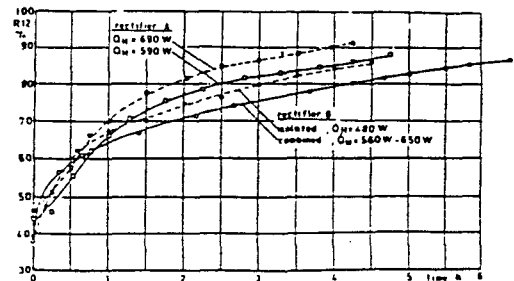


Fig.8 The R12 Concentration of the R12/R114 Mixture as a Function of Rectifying Time

나 용량조절은 외기조건에 민감하게 반응해야 하고 이를 위해 Optimal Control이 필수적이므로 이것이 향후의 주요 과제라 할수 있다.

4. 결 언

앞에서 살펴본 바와같이 혼합냉매는 성능향상이나 손실없는 용량조절의 측면에서볼때 많은 잇점이 있다고 생각된다. 이러한 잠재적인 잇점을 살리기 위해서는 적용하는 목적에 따라 시스템의 설계나 설비 또는 냉매의 선정등에 신중한 고려가 뒤따라야 한다. 혼합냉매에 관련된 여러 응용기술이 현재 유용하다고 말하는 것은 아직 이를지 모르지만, 혼합냉매사용사 관계된 기술이나 경제성문제를 포함한 여러 난관은 해결될 것이라는 전망은 할 수 있다. Lorentzen(1988) 같은 이는 암모니아에 대한 유해성이 너무 과장되어 있어 대체냉매로서 다시 사용해야 한다고 주장하고 있지만, 많은 사람들은 혼합냉매의 사용이 멀지않아 보편화될 것으로 전망하고 있다.

REFERENCES

1. ASHRAE Technical Data Bulletin, Advances in NARB for Heat Pumps, June 1985.
2. Proc. of the 1st KSME-JSME Thermal and Fluids Eng. Conf., Vol.1, Nov. 1988.
3. Report on Research and Survey of Heat Pump Technology, 일본냉동협회, Oct. 1987.
4. Kruse H., "Energy Saving by Using Suitable Refrigerants for Heat Pumps in Europe", ASHRAE Semi-annual Meeting, Chicago, 1977.
5. Lorentz A. and Meutzner K., Proc. of the XVth Int. Cong. of Refrigeration, Vol.2, pp.1005-1013, Moscow, 1975.
6. Kuever M. and Kruse H., Proc. of the XVIIth Int. Cong. of Refrigeration, Vol.2, pp.47-53, Purdue, 1986.
7. Schwind H., "Multiple Fluid Refrigeration System", U.S. Patent 2938362 C1.62-149.
8. Cooper W.D., ASHRAE Trans., Vol.88, Part 1, pp.1159-1169, 1982.
9. Vakil H.B., "Means and Method for Modulating and Controlling the Capacity of a Vapor Compression Cycle Device", U.S. Patent 4384460.
10. Lorentzen G., Int. J. of Refrigeration, Vol.11, pp.248-252, July 1988.