

혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능해석 (I)

Performance Analysis of a Heat Pump Using Refrigerant Mixtures (I)

원 성 필*, 김 민 수**, 김 동 섭**, 노 승 탁***
S. P. Won, M. S. Kim, T. S. Kim, S. T. Ro

ABSTRACT

A theoretical cycle analysis has been performed for a basic heat pump, charged with non-azeotropic refrigerant mixtures, R22/R114 and R13B1/R152a. At first, a procedure is introduced to calculate thermodynamic properties simply and correctly, and the advantages of using refrigerant mixtures are discussed through the cycle analysis. It is shown that by using refrigerant mixtures in the heat pump, several improvements can be made. In comparison with conventional pure refrigerants, the application of refrigerant mixtures results in high reliabilities caused by the extension of the application limit, energetic improvements, and a continuous capacity control. From generalizing various results, the optimum compositions in refrigerant mixtures are also determined. The 30%/70% and 40%/60% compositions are selected for R22/R114 and R13B1/R152a, respectively.

기 호 설 명

a : 상태방정식에 관련된 계수
 b : 상태방정식에 관련된 계수
 c_p^o : 이상기체 정압비열
 D : 압축기의 총 배제체적
 f : 퓨가시티 (fugacity)
 h : 엔탈피

k_{ij} : 상호작용계수
 m : 상태방정식에 관련된 계수
 \dot{m} : 질량유량
 n : 상태방정식에 관련된 계수
 P : 압력
 \dot{Q} : 전달열량
 R : 기체상수
 s : 엔트로피

* 정회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

*** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

- T : 온도
- v : 비체적
- \dot{W} : 압축기 소요동력
- x : 몰비
- 〈회랍문자〉
- α : 상태방정식에 관련된 함수
- ω : 이심인자(acentric factor)
- ρ : 밀도
- η_{vol} : 압축기의 체적효율
- 〈하첨자〉
- c : 응축기
- $crit$: 임계점
- e : 증발기
- f : 포화액
- g : 포화증기
- i : i 성분
- j : j 성분
- o : 기준점

1. 서 론

열펌프의 기본원리는 19C초 Carnot에 의해 처음으로 제안되었으며 실제의 열펌프는 1927년 영국의 Haldane에 의해 제작되었다. 열펌프는 저급의 에너지원을 사용하여 열이 필요한 곳으로 고급화된 에너지를 이동시키는 장치이다. 따라서 에너지의 효율적인 이용의 관점에서 볼 때 매우 바람직하며, 이런 이유로 해서 여러 방면에 걸쳐 많은 연구가 이루어지고 있다.

열펌프의 요구조건으로는 첫째, 재래의 난방 장치에 비해 성능이 떨어지지 않아야 하고, 둘째, 가능한한 운전비가 작아야 하며, 셋째, 용량조절이 가능해야 한다. 그러나 작동매체로 주로 사용되는 R12나 R22 혹은 azeotrope인 R502 등은 이러한 요구조건을 충분히 만족시키지 못하며, 그렇다고 해서 열펌프에만 사용될 수 있는 냉매의 개발이나 압축기의 개발 등은 시장성으로 미루어 볼 때 사실상 불가능하다.

그러므로 요구조건들을 적당히 만족시키기 위해 혼합냉매를 열펌프에 사용하고자 하는 시

도가 최근들어 이루어지고 있다. 혼합냉매는 순수냉매나 azeotrope류의 냉매와는 달리 일정 압력하의 상변화 과정에서 온도와 액상과 기상의 냉매조성비가 계속 변화된다. 이런 특성을 잘 이용하면 열교환이 수반되는 응축기 또는 증발기에서 외부 열원과의 유한 온도차를 줄여 비가역성을 감소시키고, 따라서 열펌프 시스템의 전반적인 성능을 향상시킬 수 있으며, 조성비 변화에 따른 용량조절을 꾀할 수 있다.

혼합냉매에 관련된 연구는 일본, 미국 및 유럽 등지에서 많이 이루어지고 있으며 크게 두 부류로 나눌 수가 있다. 혼합냉매의 특성과 열·물리적 성질을 실험과 이론을 통해 규명하고 더 나아가 1987년 몬트리올 의정서(Montreal Protocol)에 의해 규제된 CFC(Chloro-Fluoro-Carbon)나 할론(Halon)류의 냉매에 대한 대체냉매 개발이 연구의 한 부류이며¹⁻¹⁰⁾, 혼합냉매를 냉동기나 열펌프에 사용할 때 성능향상과 손실없는 용량조절을 위한 조건의 규명과 설비면에서의 기술적인 요구조건을 밝혀 에너지의 효율적인 사용방안을 제시하는 것이 또 한 부류라 할 수 있다.¹¹⁻¹⁹⁾ 두번째 부류에 속하는 연구는 실험적인 연구가 대부분이며 이제 시작단계라 할 수 있다.

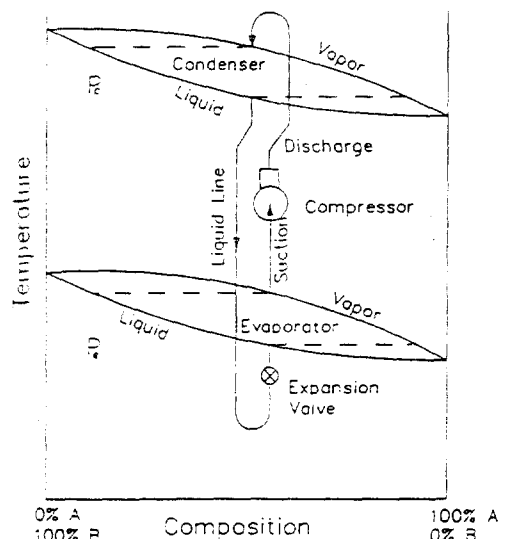


Fig.1 Temperature-Composition Plot of Operating System Charged with a Non-Azeotropic Refrigerant Mixture

본 연구에서는 Fig.1 과 같은 기본적인 열펌프에 대해서 사이클해석을 수행하여 열펌프의 성능향상을 검토하고자 한다. 이를 위해서는 정확한 열역학적 성질을 알아야 하므로, 우선 열역학적 성질을 계산하는 간단하면서도 정확성 있는 일련의 방법을 제시하고, 이를 토대로 사이클해석을 수행하여 혼합냉매의 사용시의 여러 이점들을 밝히고자 한다. 해석에 선정된 혼합냉매는 R22/R114와 R13B1/R152a 이다. 이들 혼합냉매는 상변화시의 온도차나 열용량 또는 작동압력 등을 고려할 때 R12나 R22 등을 대체할 적합한 냉매라 생각된다.

2. 열역학적 성질의 계산

열역학적 성질에는 측정가능한 온도, 압력, 비체적, 몰비 등의 기본적인 성질과 엔탈피, 엔트로피 등의 유도된 성질로 구분할 수 있다. 기본적 성질의 엄밀한 측정자료는 순수물질의 P-v-T 거동을 잘 묘사하는 상태방정식을 결정하는 데 있어서 매우 중요하고, 이 상태식은 엔탈피 등을 계산하는 데 필요하므로 정확한 측정자료가 많이 요구된다. 혼합물의 성질도 순수물질에 적용되는 상태방정식을 사용하여 기술할 수 있으나, 조성 매질간의 특성을 나타내기 위해 적당한 혼합법칙이 필요하다. 이 혼합법칙은 혼합물의 기액평형(vapor-liquid equilibria)에 관한 실험자료를 근거로 결정된다. 그리고 복잡한 상태식 보다는 간단한 3차의 상태방정식인 Redlich/Kwong/Soave (약어 RKS)식이나 Peng/Robinson (약어 P R)식 등에 적당한 혼합법칙을 사용하여 혼합냉매의 열역학적 성질을 계산하는 것이 요즈음의 추세이다.^{2-10, 16, 18)}

본 연구의 열역학적 성질의 계산에 사용되는 상태방정식은 기본적으로 PR식⁹⁾이며 보다 정확성을 기하기 위해 관계되는 $\alpha(T)$ 만은 Soave식⁸⁾을 사용한다.

$$P = \frac{RT}{(v-b)} - \frac{a(T)}{v(v+b)+b(v-b)} \dots\dots(1)$$

$$a(T) = a_c \alpha(T) \dots\dots(2)$$

$$b = \frac{0.0778RT_{crit}}{P_{crit}} \dots\dots(3)$$

$$a_c = \frac{0.45724R^2 T_{crit}^2}{P_{crit}} \dots\dots(4)$$

$$\alpha(T) = 1 + \left(1 - \frac{T}{T_{crit}}\right) \left(m + n \frac{T_{crit}}{T}\right) \dots\dots(5)$$

위 식을 Peng/Robinson/Soave (약어 PRS) 식이라 부르기로 한다.

식 (5)의 $\alpha(T)$ 에 관계되는 매개상수 m, n 은 순수냉매의 증기압에 대한 실험자료를 이용하여 액상과 기상의 퓨가시티(fugacity)가 같다는 조건으로부터 계산되며, 선정된 냉매의 m, n 값(RKS식의 m, n 값 포함)과 원래의 PR 식에 관계되는 이심인자(acentric factor) ω 를 기존자료²³⁾를 이용해 직접 구한 결과를 Table 1에 나타내었다. 이 값들을 사용해서 포화상태의 압력 P_{vap} , 액상과 기상의 비체적 v_f, v_g 를 각각 구해 서로 비교한 결과가 Table 2에 나타나 있으며, 본 연구에서 사용한 PRS 식이 전반적으로 작은 오차를 보이고 있으므로 이와 같이 PR식과 RKS식을 조합하여 사용한 타당성이 인정된다. 그러나 포화액 비체적의 오차는 PRS식이라도 다소 크다.

PRS 식을 혼합냉매에 적용하기 위해서는 적당한 혼합법칙이 필요한 데, 다음과 같은 경험적인 식을 사용한다.²²⁾

$$a = \sum \sum x_i x_j a_{ij} \dots\dots(6)$$

$$b = \sum x_i b_i \dots\dots(7)$$

$$a_{ij} = (1 - k_{ij}) (a_i a_j)^{0.5} \dots\dots(8)$$

여기서 x_i, a_i, b_i 는 순수냉매 i 성분의 몰비, a, b 값을 각각 나타내며, a_{ij} 는 상호작용에 관계된 값이다. 식 (8)의 상호작용계수(interaction parameter) k_{ij} 는 실험상수로 취급하여 혼합냉매의 기액평형 실험자료를 이용하여 구한다. 문헌 [1]과 [9]에 있는 자료를 근거로 증기압에 대한 실험과 계산 사이의 상대오차 절대평균값이 최소가 되도록 구한 k_{ij} 값은 R 22/R114의 경우 0.0369이고, R13B1/R152a의 경우는 0.081이다. Fig.2와 Fig.3은 이상의 k_{ij} 값을 사용해서 구한 혼합냉매의 P-x 선도를 각각 나타내고 있는데, 그림에서 각 점은 실험값으로서 이론적인 값과 잘 일치함을 볼 수 있으며, 이론과 실험 사이의 평균오차는 R22/R114가 1.681%, R13B1/R152a가 0.993% 정도이다.

Table 1. Pure Component Parameters for Selected Pure Refrigerants

refrig	parameters	RKS			PRS		Temp. Range (°C)
	ω	m	n	m	n		
R22	0.219	0.64148	0.21514	0.47369	0.23071	-50 ~ 80	
R114	0.250	0.64834	0.25169	0.48913	0.25827	-50 ~ 95	
R13B1	0.173	0.60432	0.18074	0.43831	0.19935	-60 ~ 60	
R152a	0.265	0.84701	0.12451	0.65160	0.15495	-50 ~ 80	

Table 2. Absolute Averages of Relative Deviations of Estimated Values to ASHRAE Data [23] about Vapor Pressure, Saturated Liquid Volume, and Saturated Vapor Volume, for Selected Pure Refrigerants

refrig	Vapor Pressure ΔP_{vap}			Sat. Lig. Volume Δv_f			Sat. Vap. Volume Δv_g		
	PR	RKS	PRS	PR	RKS	PRS	PR	RKS	PRS
R22	0.34	0.09	0.08	2.27	13.26	2.27	1.11	1.99	0.98
R114	1.53	0.27	0.30	6.18	6.12	6.18	1.59	0.69	0.57
R13B1	0.22	0.10	0.04	4.08	9.09	4.06	0.89	0.14	0.96
R152a	1.47	0.73	0.86	8.45	22.65	8.43	1.99	1.81	1.19

$$\Delta X = \frac{1}{N} \sum_i \left| \frac{X_i - X_{ref,i}}{X_{ref,i}} \right| \times 100$$

$X_{ref,i}$ = ASHRAE Data

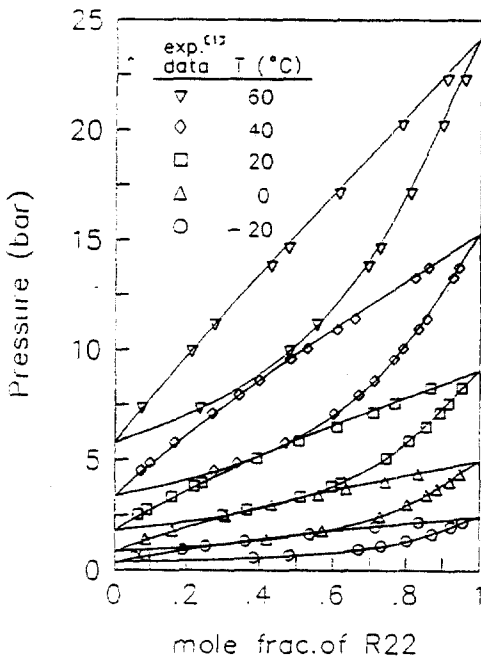


Fig. 2 Vapor-Liquid Equilibria of R22/R114 Mixture

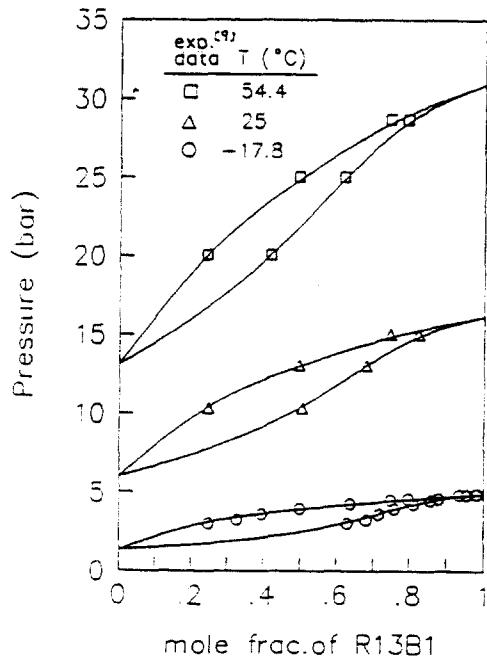


Fig. 3 Vapor-Liquid Equilibria of R13B1/R152a Mixture

한편 혼합냉매의 엔탈피와 엔트로피는 PRS 상태 방정식과 혼합법칙 그리고 열역학적인 제반 관계식을 사용하면 다음과 같이 표시된다.

$$h = h_{om} + RT(Z-1) + \frac{1}{2^{3/2}b} \left(a(T) - T \frac{da(T)}{dT} \right) \ln \frac{v-0.414b}{v+2.414b} + \int_{T_0}^T c_{pm}^o dT \quad (9)$$

$$s = s_{om} + R \ln \frac{v-b}{RT} - \frac{1}{2^{3/2}b} \frac{da(T)}{dT} \ln \frac{v-0.414b}{v+2.414b} + \int_{T_0}^T \frac{c_{pm}^o}{T} dT \quad (10)$$

$$\frac{da(T)}{dT} = \frac{1}{2} \sum \sum x_i x_j (1 - k_{ij}) \left(\frac{a_i a_j}{\alpha_i \alpha_j} \right)^{0.5} \times \left(\alpha_i \frac{d\alpha_i}{dT} + \alpha_j \frac{d\alpha_j}{dT} \right) \quad (11)$$

$$\frac{d\alpha_i}{dT} = -m_i \frac{1}{T_{crit,i}} - n_i \frac{T_{crit,i}}{T^2} \quad (12)$$

$$h_{om} = \sum x_i h_{o,i} \quad (13)$$

$$s_{om} = \sum x_i s_{o,i} - R \sum x_i \ln x_i \quad (14)$$

$$c_{pm}^o = \sum x_i c_{p,i}^o(T) \quad (15)$$

여기서 $h_{o,i}$ 와 $s_{o,i}$ 는 i 성분 순수냉매의 기준값을 각각 나타내며, $c_{p,i}^o$ 는 i 성분 냉매의 이상기체 비열로 문헌 [23]에 있는 관계식을 사용한다.

3. 열펌프의 사이클해석

본 장에서는 앞에서 검증된 방법으로 사이클상의 각 상태점에 대한 열역학적 성질을 먼저 계산하고 관계되는 성능변수인 질량유량, 소요동력, 응축용량, 성능계수 등을 차례로 구하여 사이클해석을 수행한다. 조성비의 변화가 열펌프의 성능에 어떠한 영향을 끼치는지를 알아보고 혼합냉매 사용시의 이점을 시스템의 적용범위 확대 측면, 성능향상의 측면 및 용량조절의 측면으로 나누어 검토하여 에너지의 효율적인 이용 방안을 모색하고자 한다.

3.1 사이클의 모델링

Fig. 1에서 나타내고 있는 열펌프의 $P-h$ 선

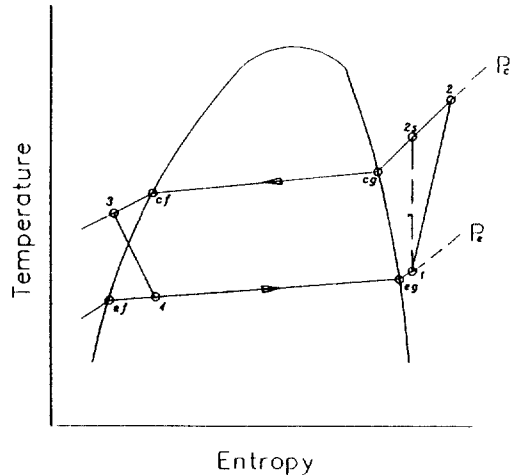
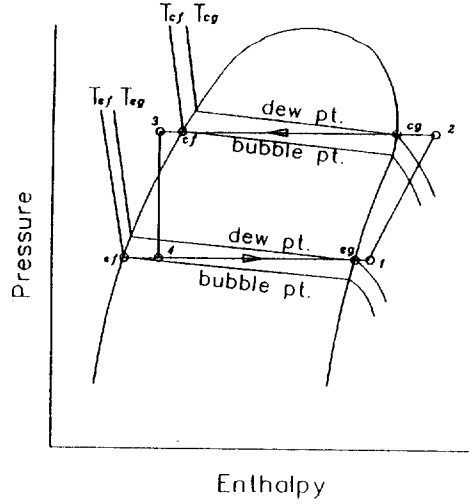


Fig. 4 Operating Cycles, Pressure-Enthalpy and Temperature-Entropy Plots

도와 $T-s$ 선도를 Fig. 4에서 보여주고 있다. 그림상에 나타나 있는 cf, cg 점은 응축압력 P_2 하에서의 포화액, 포화기체 상태를 각각 나타내며, ef, eg 점은 증발압력 P_1 하에서의 포화액, 포화기체 상태를 각각 나타내고, $2s$ 점은 등엔트로피 과정에 의한 압축기 출구 상태를 나타낸다.

그리고 전반적인 사이클 해석에 도입된 기본가정은 다음과 같다.

첫째, 압축기 배제체적(total displacement of compressor) D 는 $7.22 \text{ m}^3/\text{hr}$ 로 일정하다 둘째, 압축기의 체적효율 η_{vol} 은 다음의 관

계식과 같이 압축비만의 함수이다.

$$\eta_{vol} = 0.00156 \left(\frac{P_c}{P_e} \right)^2 - 0.07188 \frac{P_c}{P_e} + 1.00156$$

$$\frac{P_c}{P_e} \leq 14 \dots\dots\dots (16)$$

여기서, 체적효율은 간극효율만을 뜻하는 것이 아니고, 유동까지 고려한 배제 체적에 대한 실제유입 체적을 뜻한다.

세째, 압축기의 기계적 효율과 전기적 효율은 고려하지 않는다.

첫번째 가정은 기준이 되는 열펌프의 압축기를 선정 한 것으로서 Copeland 사의 모델명 KAK-0100 반밀폐형 압축기의 배제체적을 기준으로 한 것이며, 두번째 가정은 전형적인 냉매 압축기의 압축비와 체적효율과의 관계를 최소화방법으로 구한 것이다.²⁰⁾

한편 열펌프의 성능을 나타내는 변수로서는 질량유량 \dot{m} , 압축기소요동력 \dot{W} , 응축용량 \dot{Q}_c , 성능계수 COP_h 등을 이들을 구하기 위한 일련의 계산식은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \rho_1 \eta_{vol} D \dots\dots\dots (17)$$

$$\dot{W} = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (18)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \dots\dots\dots (19)$$

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \dots\dots\dots (20)$$

사이클해석은 먼저 사이클상의 각 점에 대한 열역학적인 성질을 구하고 이를 사용하여 전술된 여러 성능변수 값을 계산함으로써 이루어진다. 따라서 주어진 조건하에서 열역학적 성질에서부터 성능변수 값을 단계적으로 계산할 수 있는 시뮬레이션 프로그램이 필요하다. 본 연구에서도 이와 같은 목적의 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며, 조성비, 응축압력, 증발압력 등을 변화시켜가며 사이클해석을 수행한다.

3.2 성능 고찰

3.2.1 적용 범위의 확대

열펌프가 재래의 난방시스템에 비해 신뢰도가 떨어진다면 사용할 수 없다. 응축온도가 높

아지거나 증발온도가 낮아짐에 따라 응축압력 P_c 와 증발압력 P_e 사이의 압력차와 압축비가 커진다. 압력차의 증가는 곧 압축기의 마찰손실과 압축기 출구의 냉매온도를 증가시키게 되고 결국 압축기의 성능을 급격하게 감소시키고 윤활유의 질을 떨어뜨린다. 보통의 냉매 압축기의 허용압력차는 18bar 정도이고 압축기 출구 냉매온도의 허용치는 160°C 정도이다. 순수 R22를 열펌프에 사용했을 때 추운 날씨의 경우라면 작동조건은 이러한 한계값에 도달될 수 있다.

본 절의 계산결과는 다음과 같은 일정조건하에서 R114와 R152a의 질량분율과 T_{ef} 를 변화시켜 가면서 수행한 것이다.

- $T_{cg} = 55^\circ\text{C}$
- 과냉과 과열은 5°C 를 기준
- 압축기의 등엔트로피 효율은 0.7

입력변수로 T_{cg} 와 T_{ef} 를 취해 계산 비교한 것은 혼합냉매 사용의 이점을 최대한 도모한다는 취지하에 선택된 것이다.

Fig.5와 Fig.6은 T_{cg} 값에 대응하는 응축압력과 각각의 T_{ef} 값에 대응하는 증발압력의 질량분율에 따른 변화를 두가지 혼합냉매에 대해서 각각 보여주고 있다. R22에 R114를, R13B1에 R152a를 첨가할수록 응축압력과 증발압력은 떨어지며, 특히 응축압력의 변화가 매우 큼을 알 수 있다.

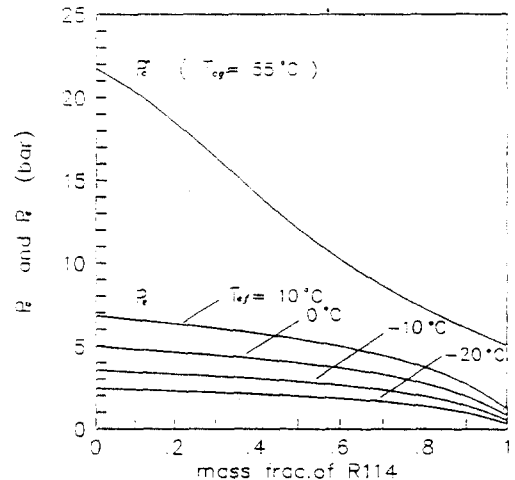


Fig.5 Condensing and Evaporating Pressures to the Mass Fraction of a Component R114 in R22/R114 Mixture

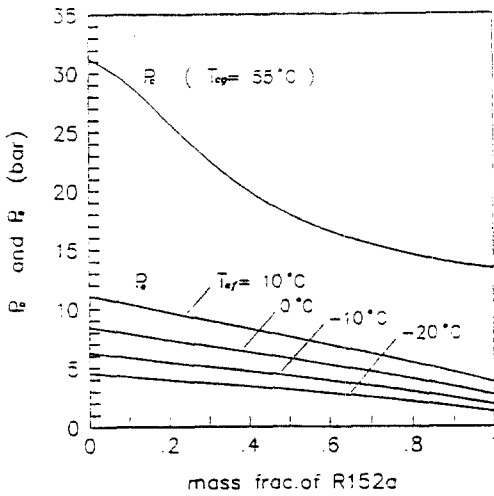


Fig. 6 Condensing and Evaporating Pressures to the Mass Fraction of a Component R152a in R13B1/R152a Mixture

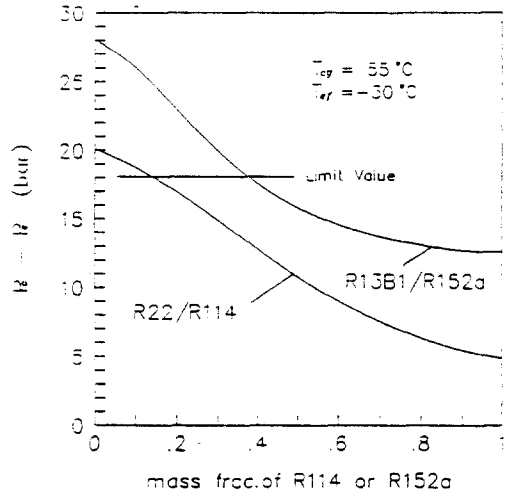


Fig. 7 Pressure Differences to the Mass Fraction of the R114 or R152a Component in R22/R114 and R13B1/R152a Mixtures

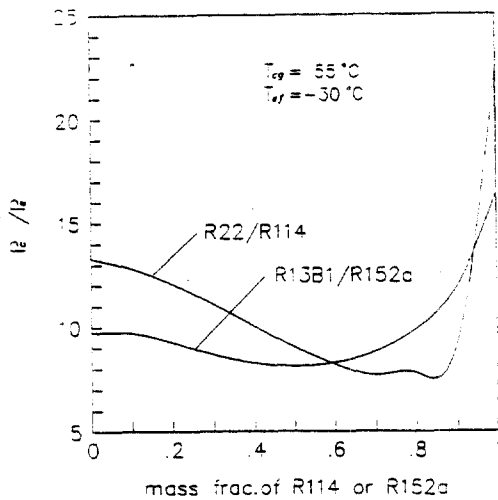


Fig. 8 Compression Ratios to the Mass Fraction of the R114 or R152a Component in R22/R114 and R13B1/R152a Mixtures

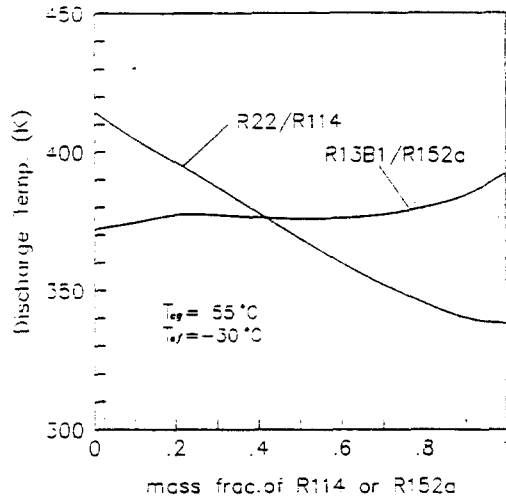


Fig. 9 Discharge Temperatures to the Mass Fraction of the R114 or R152a Component in R22/R114 and R13B1/R152a Mixtures

Fig. 7~9은 주어진 T_{cg} 에 대해서 T_{ef} 가 -30°C 인 경우, 압력차, 압축비, 압축기 출구온도의 변화를 대표적으로 각각 보여주고 있다. 압력차의 한계값이 18bar 라면 R22/R114의 경우 R114의 질량분율이 대략 0.15이상이면 허용한도에 들게 되고, R13B1/R152a는 R152a의 질량분율이 0.35이상일 때 허용한도에 들게 됨을 Fig. 7을 통해 알 수 있다.

Fig. 8의 압축비의 변화에서 최소값이 존재함을 볼 수 있는데 R22/R114는 질량분율 0.7에서, R13B1/R152a는 질량분율 0.5에서 최소압축비를 보이고 있다. R22/R114의 압축비 곡선이 질량분율 0.8 이상에서 다시 최소값을 나타내나 이것은 실제의 변화양상이 아니고 3차의 스플라인으로 커브피팅을 한 결과이다. 한편 압축기 출구온도의 변화인 Fig. 9를 보

면 R22/R114의 경우 R114의 질량분율이 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하며, R13B1/R152a의 경우 다소 증가하는 경향을 보여 주고 있으나, 그 온도차이는 크지 않으며 가장 큰 순수 R152a의 경우라도 순수 R22에 비해 20°C정도 작다.

이상의 결과를 종합해 볼 때 열펌프에 R12나 R22를 사용하는 것보다, 혼합냉매 R22/R114나 R13B1/R152a를 사용할 경우 압축기의 전반적인 성능향상과 함께 적용범위의 확

대를 도모할 수 있다.

3.2.2 성능계수의 향상

압축기의 소요동력이 작아질수록 운전비용은 작아지며 바람직한 것이 된다. 그러나 소요동력이 작아져서 성능계수가 상대적으로 증가한다해도 난방능력 혹은 응축용량이 기준값에 미달된다면 부적당한 것이 된다. 본 절의 계산결과는 3.2절과 같은 일정조건하에서 R114와 R152a의 질량분율과 T_{ef} 를 변화시켜 가며 수행 한다.

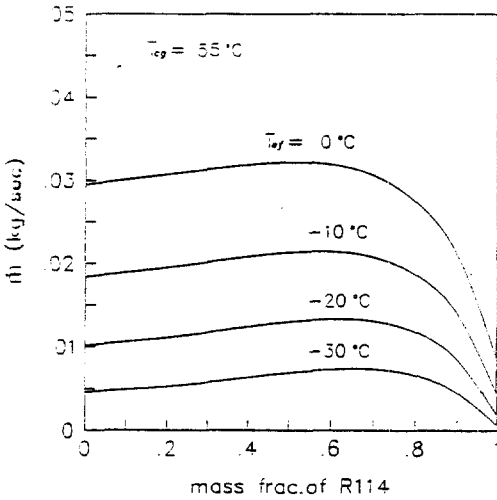


Fig.10 Mass Flow Rates to Mass Fraction of a Component R114, under Given T_{cg} and T_{ef} in R22/R114 Mixture

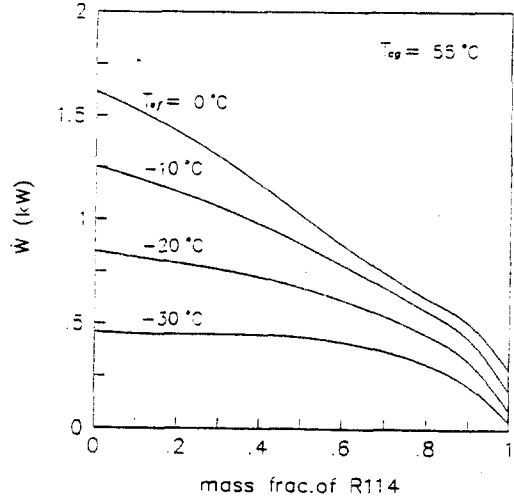


Fig.11 Compressor Powers to the Mass Fraction of a Component R114, under Given T_{cg} and T_{ef} in R22/R114 Mixture

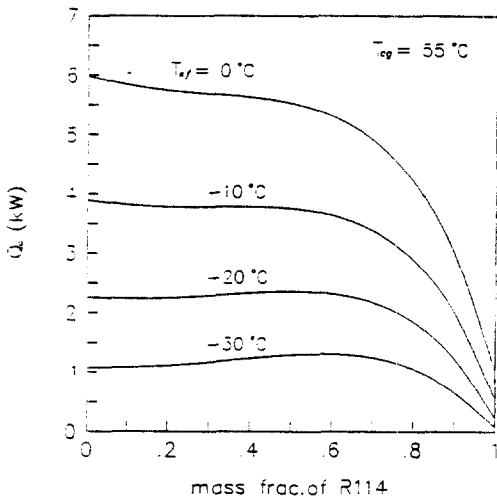


Fig.12 Condensing Capacities to the Mass Fraction of a Component R114, under Given T_{cg} and T_{ef} in R22/R114 Mixture

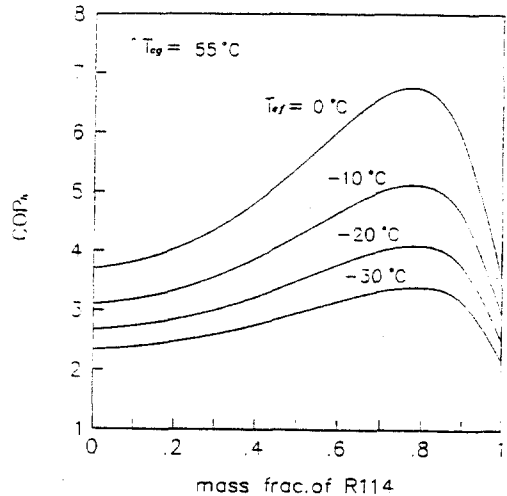


Fig.13 Coefficients of Performance to the Mass Fraction of a Component R114, under Given T_{cg} and T_{ef} in R22/R114 Mixture

Fig. 10~13은 혼합냉매 R22/R114를 사용한 경우, 질량유량, 소요동력, 응축용량 및 성능계수의 질량비에 따른 변화를 각각 보여주고 있다.

먼저 Fig. 10의 질량유량의 변화를 살펴보자. 전반적인 경향은 R114의 질량분율이 증가함에 따라 증가하다가 최대값을 나타낸 후 급격하게 감소한다. 동일조건하에서 압축기 입구의 냉매밀도는 R22가 R114보다 3 배정도 크므로 R114의 질량분율이 커질수록 압축기 입구의 냉매밀도는 작아지며 이것은 질량유량의 감소쪽으로 작용하게 된다. 그러나 질량유량을 계산하는 데 중요한 변수인 압축기의 체적효율은 압축비의 함수이고 이 압축비의 변화경향은 Fig. 8에서 보는 바와 같이 R114 질량분율의 증가에 따라 0.7 부근에서 최소값을 보인 후 급격히 증가되므로, 체적효율은 증가하다 급격히 감소하는 정반대의 양상을 띠게 된다. 결국 체적효율의 영향과 압축기 입구 냉매밀도의 영향이 상충하게 되고, 체적효율의 변화율이 다소 큰 결과 Fig. 10에서와 같은 질량유량의 변화양상이 나타나게 된다.

Fig. 11의 압축기 소요동력의 변화경향은 R114의 질량분율에 따라 단조 감소하며, 온도 T_{ef} 가 증가함에 따라 감소율은 커진다. 이는 냉매 R114의 특성에 기인한다. R114의 $P-h$ 선도를 보면 등엔트로피선은 온도나 압력이 증가할수록 왼쪽으로 휘게 되며 따라서 동일조건하에서 압축기 입출구의 엔탈피차는 순수 R22에 비해 보통 반정도 밖에 되지 않는다. 결국 R114 질량분율의 증가에 따라 질량유량의 증가는 Fig. 10에서 보는 바와 같이 최대 10% 내외인데 반하여 압축기 입출구의 엔탈피차는 훨씬 그 감소율이 크므로 압축기 소요동력은 작아진다고 생각할 수 있다. Fig. 12의 응축용량의 변화는 질량유량의 변화에 따라 질량분율이 0.7정도까지는 거의 일정하다고 할 수 있으며 0.8 이상에서 급격히 감소한다. 이 경향은 Kruse의 실험결과¹³⁾와 일치한다. 응축용량과 소요동력의 변화경향으로 미루어 질량분율에 따라 성능계수의 최대값이 존재함을 유추할 수 있는데, Fig. 13에서 이런 양상의

성능계수 변화를 볼 수 있다. 성능계수는 R114의 질량분율이 증가함에 따라 증가하다가 최대값을 기록한 후 급격하게 작아진다. 최대값을 나타내는 질량분율은 T_{ef} 에 따라 다소 차이가 있으나 대략 0.8 정도이며, 주어진 조건에서 순수 R22의 성능계수값에 대한 최대 성능계수값의 비율은 T_{ef} 의 증가에 따라 커지는데, 대략 145~180% 정도이다.

이상의 결과를 종합해 볼 때 R22/R114의 최적혼합비로서 30%/70%를 선택할 수 있다. 성능계수는 R114의 질량분율 0.8에서 최대가 되나, 응축용량의 감소가 크므로 응축용량의 감소도 별로 없고 성능계수도 거의 최대값에 육박하므로 R114의 질량분율 0.7이 최적혼합비로서 보다 바람직하다고 생각된다.

Fig. 14에서 Fig. 17까지는 혼합냉매로서 R13B1/R152a를 사용한 경우, 질량유량, 소요동력, 응축용량, 성능계수 등의 R152a 질량분율에 따른 변화를 각각 나타내고 있으며, 질량유량의 변화를 제외한 대체적인 경향은 R22/R114의 경우와 같다. 그림중의 \circ 표시는 순수 R22를 동일한 조건(증발온도, 응축온도, 과냉, 과열, 압축기 효율 등)하에서 작동시킬 때 얻게 되는 값을 나타낸다.

질량유량의 변화인 Fig. 14를 보면 R152a의 첨가비율이 커짐에 따라 단조 감소한다. 압축기 입구의 냉매밀도는 R13B1이 R152a에 비해 10배정도 크다. 따라서 R152a가 첨가될수록 압축기 입구의 냉매밀도는 현격하게 작아진다. 체적효율은 R152a의 질량분율 0.5까지는 다소 증가하다 감소하는 양상을 Fig. 8을 통해 알 수 있는 데, 이 정도의 변화는 냉매밀도의 감소에 기인한 영향을 감당하지 못하므로 질량유량의 변화가 R22/R114의 경우와는 달리 R152a의 질량분율이 증가함에 따라 단조 감소한다. Fig. 15에서 나타내고 있는 압축기 소요동력의 변화도 단조 감소하는데 이는 질량유량의 감소율이 압축기 입출구 엔탈피차의 증가율보다 훨씬 크기 때문이다. 응축용량의 변화를 나타낸 Fig. 16을 보면 R152a의 질량분율 증가에 따라 약간 증가하며, 질량분율 0.6 이상에서 크게 감소한다. 응축기 입출구

의 엔탈피차와 질량유량 변화의 상충결과이다. 이러한 응축용량과 소요동력의 변화형태는 성능계수 최대값의 존재를 확인시켜 주며, Fig. 17에서 보는 바와 같이 T_{ef} 에 관계없이 대략 R152a의 질량분율 0.6에서 최대값을 나타내고 있다. 주어진 온도하에서 순수 R22의 성능계수 값에 대한 R13B1/R152a의 최대 성

능계수 값의 비율은 125~140% 정도이다.

이상의 결과로부터 R152a의 질량분율 0.6에서 응축용량은 R22에 비해서 크고 소요동력은 T_{ef} 에 따라 R22의 경우보다 오히려 큰 경우도 있지만 성능계수가 최대이므로, 이 질량분율은 R13B1/R152a 혼합냉매의 최적혼합비로 간주할 수 있다.

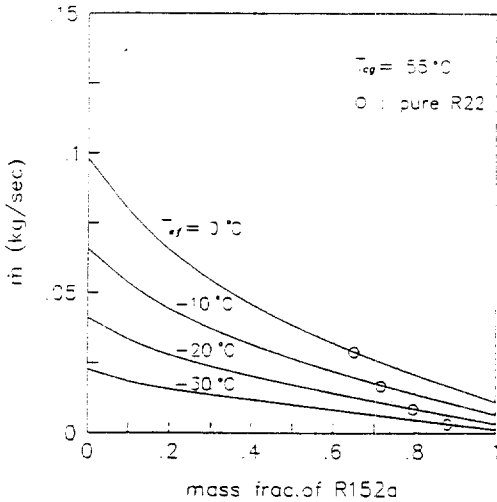


Fig. 14 Mass Flow Rates to the Mass Fraction of a Component R152a, under Given T_{cg} and T_{ef} in R13B1/R152a Mixture

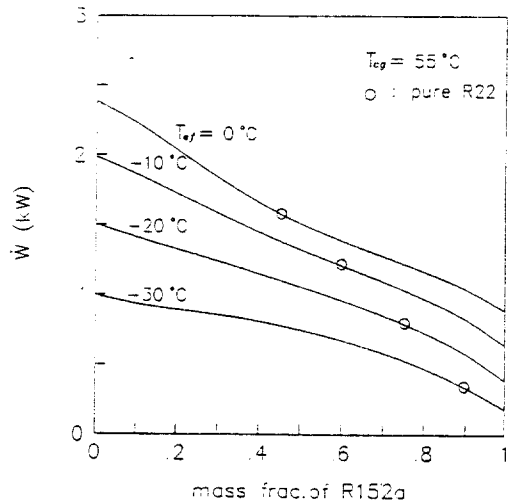


Fig. 15 Compressor Powers to the Mass Fraction of a Component R152a, under Given T_{cg} and T_{ef} in R13B1/R152a Mixture

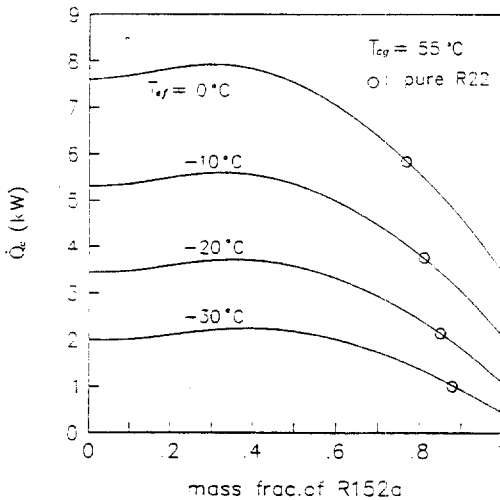


Fig. 16 Condensing Capacities to the Mass Fraction of a Component R152a, under Given T_{cg} and T_{ef} in R13B1/R152a Mixture

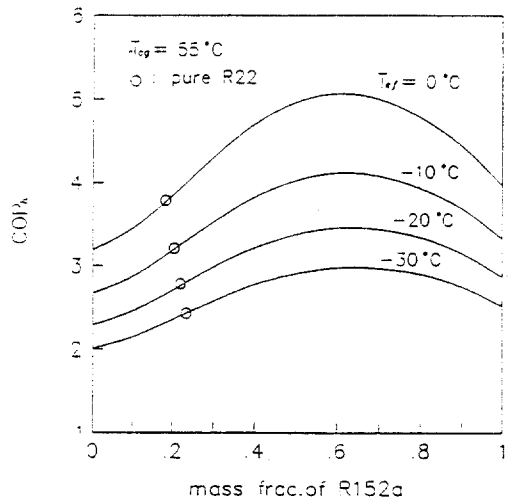


Fig. 17 Coefficients of Performance to the Mass Fraction of a Component R152a, under Given T_{cg} and T_{ef} in R13B1/R152a Mixture

Table 3. Variations of \dot{Q}_c and COP_h According to the Change of Composition, under the Condition of the Same Average Condensing Temperature, 55 °C and the Same Average Evaporating Temperature, -10 °C

R22/R114			R13B1/R152a		
Mass Frac. of R114	Cond. Capa. \dot{Q}_c (kW)	COP_h	Mass Frac. of R152a	Cond. Capa. \dot{Q}_c (kW)	COP_h
0.0	3.89	3.101	—	—	—
0.2	3.20	3.09	0.2	4.47	2.872
0.5	2.04	3.093	0.5	3.34	3.148
0.8	0.93	3.011	0.8	2.50	3.266

혼합냉매 R22/R114와 R13B1/R152a를 사용할 때 전술한 바와 같은 결과는 순수 R22의 응축 및 증발온도를 T_{cr} , T_{ef} 로 각각 두고 계산한 것이므로 혼합냉매의 평균 응축온도는 순수냉매의 응축온도 보다 작으며, 평균 증발온도는 순수냉매의 증발온도보다 크다. 결국 열원에 해당되는 외부 작동유체와의 열교환을 고려할 때, 순수냉매의 경우가 보다 큰 온도차하에서 열교환을 하게 됨을 의미한다. 만일 혼합냉매의 평균 응축온도와 평균 증발온도가 순수냉매의 응축 및 증발온도와 55 °C, -10 °C로 각각 같을 때의 결과 비교가 Table 3에 나타나 있다. 이 비교는 혼합냉매 사용시 온도차의 감소에 기인한 이점이 없는 경우로서, R22/R114는 응축용량이나 성능계수가 R22에 비해 모두 작아짐을 알 수 있고 R13B1/R152a의 경우는 질량분율에 따라 미미한 증가를 보이기도 한다. 결국 외부 작동유체의 온도변화의 차이를 가능한 한 작게 하는 것이 성능향상에 가장 중요함을 알 수 있으며, 온도차를 줄이는 것은 곧 전열면적의 증가를 의미하므로 혼합냉매 사용시 우선적인 요건이 바로 전열면적의 증가이다. 그러나 앞의 최적혼합비 결정의 결과들은 혼합냉매의 온도차에 기인한 이점을 최대한 살린다는 취지 아래 입력 변수로서 T_{cr} , T_{ef} 를 선택해 비교한 것이므로 최적혼합비 결정의 결과로서 의미가 있다.

혼합냉매를 열펌프에 사용할 때 성능향상을 이룰 수 있음을 최적혼합비 결정의 결과로부터 확인할 수 있었다. 그러나 혼합냉매를 실제 사용할 때 성능을 이론적인 것만큼 향상시

킬 수 있는 것은 아니다. 혼합냉매의 열전달 계수가 혼합전의 순수냉매보다 작아지며, 외부 작동유체와 혼합냉매의 온도기울기도 이론적으로처럼 잘 어울리도록 쉽게 맞춰지는 것도 아니며, 상변화시 위치에 따라 부분적인 조성이 차이에 기인한 증기슬립(vapor slip) 현상 등이 성능의 하락을 다소 유발하게 된다.

3.2.3 난방 용량의 조절

외기온도 변화에 따라서 순환되는 혼합냉매 중의 일정 성분을 추출하였거나 부가함으로써 용량조절을 꾀할 수 있다. 용량조절의 측면을 이론적으로 해석하기 위해서는 일반적으로 열펌프 구성요소 각각을 시뮬레이션 함으로서 이루어질 수 있는 것이므로 사이클해석 만으로는 어렵다. 그러나 외기온도가 변화되면 그 변화에 따라서 응축압력과 증발압력도 변화되어 일정하게 유지될 것이므로 용량변화의 경향을 사이클해석 결과로부터 간접적으로 유추할 수 있다.

만일 외기온도의 변화에 따라 새롭게 설정된 평균응축온도와 평균증발온도가 각각 55 °C, -10 °C라면 질량분율에 따른 응축용량 및 성능계수의 변화를 이미 언급된 Table 3에서 볼 수 있다. R22/R114의 경우 R114의 질량분율의 증가에 따라 응축용량의 감소가 이루어지고 성능계수는 별 차이가 없으며, R13B1/R152a의 경우는 R152a의 질량분율이 커짐에 따라 응축용량은 감소되지만 성능계수는 오히려 증가된다. 결국 조성비를 변화시킴으로서 손실없는 용량조절이 가능함을 나타낸다.

4. 결 론

혼합냉매를 매체로 사용하는 열펌프의 성능을 해석하기 위하여 혼합냉매의 열역학적 성질을 계산하고 이를 토대로 사이클해석을 수행하였으며, 이미 언급된 결과 및 검토로부터 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

첫째, 혼합냉매의 열역학적 성질을 구하기 위해서 간단한 3차의 상태방정식인 PR식과 RKS식을 조합하여 사용했는데, 증기압이나 비체적 등이 계산된 기존의 결과와 비교할 때 꽤 높은 정확도를 나타내었다.

둘째, 사이클해석 결과, R22/R114나 R13B1/R152a의 혼합냉매 사용시 압축기에서의 압력차나 출구 온도 등을 낮출 수 있어 시스템의 전반적인 적용범위가 확대되며, 성분 R114와 R152a의 질량분율이 증가됨에 따라 소요 동력의 상대적 감소에 기인하여 성능계수가 증가되는 데, 여러 조건을 감안하여 R22/R114는 30%/70%가 R13B1/R152a는 40%/60%가 최적혼합비로 선택되었다. 한편 용량조절의 가능성도 확인되었다.

결국 혼합냉매의 사용을 보편화하고 보다 효율적인 이용을 위해서는 적용되는 경우에 따라 시스템의 설비나 혼합냉매의 선정 또는 조성비 등에 신중한 고려가 뒤따라야 하며, 이에 대한 연구가 앞으로 필요하다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 이에 대하여 감사하는 바이다.

참 고 문 헌

- Kruse, H., Gerdsmeyer, K.D., Kiiver, M., and Arnemann, M., "Measurement and Calculation of Thermodynamic Data for the Binary Refrigerant Mixture R22/R114", *Int. J. of Refrig.*, Vol.12, pp. 62-70, 1989.
- Redlich, O. and Kwong, J.N.S., "On the Thermodynamics of Solutions. V", *Chem. Rev.*, Vol.44, pp.233-244, 1949.
- Soave, G., "Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.27, pp.1197-1203, 1972.
- Chaudron, J., Asselineau, L., and Renon, H., "A New Modification of the Redlich-Kwong Equation of State Based on the Analysis of a Large Set of Pure Component Data", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.28, pp.839-846, 1973.
- Peng, D.Y. and Robinson, D.B., "A New Two-Constant Equation of State", *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, Vol.15, No.1, pp. 59-64, 1976.
- Vidal, J., "Mixing Rules and Excess Properties in Cubic Equations of State", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.33, pp.787-791, 1978.
- Asselineau, L., Bogdanic, G., and Vidal, J., "Calculation of Thermodynamic Properties and Vapor-Liquid Equilibria of Refrigerants", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.33, pp.1269-1276, 1978.
- Soave, G., "Rigorous and Simplified Procedures for Determining the Pure-Component Parameters in the Redlich-Kwong-Soave Equation of State", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.35, pp.1725-1729, 1980.
- Connon, H.A. and Drew, D.W., "Estimation and Application of Thermodynamic Properties for a Non-Azeotropic Refrigerant mixture", *Int. J. of Refrig.*, Vol.6, No.4, pp.203-208, 1983.
- Schulz, U.W., "Thermodynamic Properties of Multicomponent Refrigerants", *Proceedings of XVIIth Int. Congr. of Refrig.*, E2, pp.78-88, Purdue, 1986.
- Schwind, H.O.H., "Multiple Fluid Refrigerating System", *U.S. Patent 2938362*, 1960.

12. Jakobs, R. and Kruse, H., "The Use of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures in Heat Pumps for Energy Saving", *Int. J. of Refrig.*, Vol.2, No.1, pp.29-32, 1979.
13. Kruse, H., "The Advantages of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application", *Int. J. of Refrig.*, Vol.4, No.3, pp.119-125, 1981.
14. Vakil, H.B., "Means and Method for Independently Controlling Vapor Compression Cycle Device Evaporator Superheat and Thermal Transfer Capacity", *U.S. Patent 4290272*, 1981.
15. Cooper, W.D., "The Use of Mixed Refrigerants in Air-to-Air Heat Pumps", *ASHRAE Trans.*, HO-82-11, No.2, pp. 1159-1169, 1982.
16. Connon, H.A., "A Generalized Computer Program for Analysis of Mixture Refrigeration Cycles", *Int. J. of Refrig.*, Vol.7, No.3, pp.167-172, 1984.
17. Domanski, P.A. and Didion, D., "Simulation of a Heat Pump Operating with a Nonazerotropic Mixture", *ASHRAE Tech. Data Bull.*, *Advances in Nonazeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pumps*, pp.81-95, 1985.
18. Küver, M. and Kruse, H., "The Application of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures in Two Temperature Refrigerators", *Proceedings of XVIIth Int. Congr. of Refrig.*, E2, pp.47-53, Purdue, 1986.
19. 노승탁, "냉동기와 열펌프의 설계를 위한 순수 및 혼합매체의 열역학적 성질", 서울대 공대 생산기술연구소 보고서, 1989.
20. Dossat, R.J., *Principles of Refrigeration*, 2nd ed., Wiley, 1981.
21. Reid, R.C., Prausnitz, J.M., and Sherwood, T.K., *The Properties of Gases and Liquids*, 3rd ed., McGraw-Hill, 1977.
22. Smith, J.M. and Van Ness, H.C., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, 1987.
23. Stewart, R.B. et al., *ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants*, 1986.