

프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한
가정용 냉장고의 성능에 관한 연구

Performance Evaluation of Propane(R290)/Isobutane(R600a) Mixture
as a Substitute for CFC12 in Domestic Refrigerators

임 병 한*, 박 윤 범*, 유 환 규*, 정 동 수**, 김 종 보**
B. H. Lim, Y. B. Park, H. K. Yoo, D. S. Jung, C. B. Kim

Key words : Domestic Refrigerator(가정용 냉장고), Refrigerant Mixture(혼합냉매), COP(성적계수), Energy Efficiency(에너지 효율), Cooling Speed(냉각속도), VCR(체적용량)

Abstract

The performance of a refrigerant mixture of propane(R290)/isobutane(R600a) as a substitute for CFC12 was investigated in a domestic refrigerator with single evaporator. A thermodynamic cycle simulation indicated an increase in COP of a 1.7 to 2.4% with R-290/600a in the composition range of 0.2 to 0.6 mass fraction of R290 compared to CFC12.

For the tests, two units(299 ℓ, 465 ℓ) were used. All refrigeration components remained the same throughout the tests, except that the length of capillary tube and amount of charge were changed for the mixture. The refrigerators were fully instrumented with more than 20 thermocouples, 2 pressure transducers, and watt/watt-hour meter for each refrigerator. 'Energy consumption test' and 'no load pulldown test' were performed under the same condition.

The experimental results obtained with the same compressor indicated that R-290/600a mixture at 0.6 mass fraction of R290 showed a 3 to 5% increase in energy efficiency and a faster cooling speed compared to CFC12. The R-290/600a mixture showed a shorter compressor on-time and a lower compressor dome temperature than CFC12.

In conclusion, the proposed hydrocarbon mixture seems to be an appropriate candidate to replace CFC12 without causing more environmental problems.

기호설명

f : 열량비
h : 엔탈피 [kJ/kg]
LMTD : 대수 평균 온도차
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
P : 압력 [kPa]

Q : 열량 [W]
T : 온도 [°C]
TS : 열교환 유체의 온도 [°C]
UA : 열관류 계수×열교환 면적 [W/°C]
W : 압축기 일 [W]

그리스문자

ϵ : 열교환기 보정계수

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 인하대학교 기계공학과

ξ : 압축기 등엔트로피 효율

하 첨 자

air : 공기

amb : 주위

C : 응축기, 압축기

E : 증발기

HX : 열교환기

ref : 냉매

supc : 응축기에서의 과열영역

subc : 응축기에서의 과냉영역

supe : 증발기에서의 과열영역

tpc : 응축기에서의 이상영역

tpe : 증발기에서의 이상영역

1. 서 론

태양으로부터 방출되는 자외선을 막아 주는 성층권의 오존층(Ozone Layer)이 CFC가 대기 중에서 분해될 때 나오는 염소에 의해서 붕괴되어지고 있다는 것이 밝혀졌다.⁽¹⁾ 오존층 붕괴를 일으키는 CFC들의 생산과 무역, 사용 등을 규제하기 위한 몬트리얼 의정서(Montreal Protocol)가 1987년 세계의 주요 국가들에 의해 조인된 후, 전세계적으로 냉동 공조 및 여러 산업 분야가 큰 영향을 받고 있다.⁽²⁾ 우리 나라도 1992년 2월에 이 의정서에 조인했고, 1992년말부터는 CFC 물질에 대한 실질적인 규제가 시작되었다. CFC들은 1930년대에 개발된 이후, 우수한 열역학적, 화학적 성질 및 비가연성, 비독성때문에 거의 모든 공기조화와 냉동기의 작동유체로 사용되어졌다. 특히 CFC12는 가정용 냉장고의 작동유체로서 전세계에 거의 독점적으로 사용되어져 왔다. 그러나 최근의 연구결과에 의하면, CFC들은 성층권의 오존층을 붕괴시키며 지구 온난화 현상에도 직접, 간접적인 영향을 미치는 것으로 밝혀졌다. 따라서 오존층을 붕괴시키지 않고, 지구 온난화에도 영향을 없는 새로운 대체 냉매의 개발이 필요하게 되었다.

이러한 추세 속에서 지금까지 일본을 비롯한 여러 선진 국가들은 CFC12의 대체냉매로 HFC134a의 사용을 확정짓는 듯했다. HFC134a는 오존층

파괴지수가 0.0이고, 비가연성이며, 열역학적 그리고 화학적 안정성 등의 특성이 있지만⁽³⁾, 지구 온난화 지수는 다른 대체냉매에 비해 크기 때문에 장기적으로 역시 환경 규제의 대상이 될 것으로 보인다. 또 압축기 크기와 상관있는 냉동 체적 용량(Volumetric Capacity for refrigeration, VCR)이 CFC12에 비해 7%가 작고⁽⁴⁾, 시뮬레이션과 에너지 소비 실험 결과에서는 HFC134a의 에너지 효율이 CFC12보다 약 8~12% 낮은 것으로 밝혀졌다.⁽⁵⁾

CFC12의 대체냉매로 HFC134a와 같은 순수냉매를 사용하면 오존층 붕괴를 막을 수는 있지만, 에너지 효율의 향상은 없으므로 지구 온난화 현상은 감소시킬 수가 없다. 따라서 CFC12의 대체냉매로 혼합냉매인 비공비 혼합냉매(Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures, NARMs)가 제안되었다. 비공비 혼합냉매의 장점은 열교환기에서 냉매와 공기와의 평균온도차를 줄임으로서 열교환기의 비가연성을 줄여 전체 시스템의 성능을 개선할 수 있다는 것이다.⁽⁶⁾ 비공비 혼합냉매인 HCFC22/HCFC142b 혼합냉매의 경우에는, HCFC22의 조성비가 52%일 때 약 2~3%의 에너지 효율이 증가되었고⁽⁷⁾, 또 다른 비공비 혼합냉매인 HCFC22/HFC152a 혼합냉매의 경우에는, 시뮬레이션 결과는 HCFC22의 조성비가 0~40%일 때 약 1.5~2.5%의 COP가 증가했으며 실제 실험에서도 HCFC22의 조성비가 13%일 때의 에너지 효율은 약 4% 정도 향상되었다.⁽⁸⁾

최근에는 CFC12의 대체냉매로 오존층 붕괴와 지구 온난화를 전혀 일으키지 않는 탄화수소 계열의 냉매가 제안되었다. 탄화수소 계열의 냉매는 값이 저렴하고, 사용이 간편하며 일반적인 광유효율과 혼합이 잘된다. 최근까지 탄화수소의 사용은 가연성(flammability)때문에 유럽을 제외한 일본 및 미국등 다른 선진국들에 의해서 거의 무시되어왔다. 그러나 온난화 문제가 심각하게 거론되어짐에 따라, 온난화 지수가 낮은 탄화수소 냉매의 사용이 적극적으로 검토되고 있다. 가정용 냉장고의 경우, 탄화수소 냉매의 충전량이 일반적인 CFC의 절반 정도이므로 가연성에 의한 폭발의 위험은 거의 없는 것으로 밝혀졌다.^{(9)~(11)} 실제로 탄화수소 계열인 사이클로프로판(cyclopropane)을 적용했을 경

Table 1 NBP and T_{crit} of hydrocarbons and synthetic refrigerants

Name	Alternate name	Refrigerant number	NBP[°C]	T_{crit} [°C]
Methane		R-50	-161.49	-92.00
Ethene	Ethylene	R-1150	-103.70	9.30
Ethane		R-170	-88.63	32.20
Ethyne	Acetylene	C_2H_2	-84.00	32.15
Carbondioxide		R-744	-78.40	31.10
Propene	Propylene	R-1270	-47.70	91.80
Propane		R-290	-42.07	97.00
Chlorodifluoromethane		R-22	-40.76	96.00
Perfluoropropane		C_3F_8	-36.65	71.95
Cyclopropene		$C_3H_4(=CH-CH_2-CH=)$	-35.00	NA
Propadiene	Allene	$C_3H_4(CH_2=C=CH_2)$	-34.50	120.00
Cyclopropane		RC-270	-32.80	125.15
Dichlorodifluoromethane		R-12	-29.79	112.00
Propyne	Methylacetylene	$C_3H_4(CH_3-C\equiv CH)$	-23.22	129.24
2-Methylpropane	Isobutane	R-600a	-11.73	135.00
2-Methylpropene	Isobutylene	C_4H_8	-6.90	145.00
1-Butene		C_4H_8	-6.26	146.45
1,3-Butadiene		C_4H_6	-4.40	151.85
Butane	n-Butane	R-600	-0.50	152.00
trans-2-Butene		C_4H_8	1.50	155.45
Cyclobutene		C_4H_6	2.90	NA
cis-2-Butene		C_4H_8	3.73	162.45
Perfluorobutane		C_4F_{10}	3.96	113.25
1-Buten-3-yne		C_4H_4	5.10	NA
1-Butyne		C_4H_6	8.10	190.55
2,2-Dimethylpropane	Neopentane	C_5H_{12}	9.50	160.65
1,3-Butadiyne		C_4H_2	10.30	NA
1,2-Butadiene		C_4H_6	10.85	191.00
Cyclobutane		C_4H_8	12.50	NA
2-Butyne		C_4H_6	27.50	NA
2-Methylbutane	Isopentane	C_5H_{12}	27.85	190.28
Trifluorodichloroethane		R-123	27.87	183.79
Pentane	n-Pentane	C_5H_{12}	36.00	196.66
NA : not available				

우, 시뮬레이션 결과는 CFC12에 비해 4.4%의 COP가 증가함을 보였고, 실제 실험에서도 약 6~7%의 에너지 효율의 증가가 나타났다.⁽⁶⁾ Table 1은 탄화수소 계열 냉매들의 비등점(normal boiling point, NBP)과 임계온도를 보여준다. 여기에서 NBP는 1기압(101.325kPa)에서의 비등점이며, NBP가 높으면 포화증기압이 낮고 냉동능력이 작음을 의미한다.

본 논문에서는 CFC12와 오존층 붕괴를 일으키지 않고 더우기 지구 온난화도 거의 일으키지 않는 탄화수소 계열인 프로판(R290)/이소부탄(R600a) 혼합냉매를 적용하여, 다양한 조건하에서 냉장고 사이클 시뮬레이션을 한 뒤, 냉장실과 냉동실의 온도를 일정하게 유지한 후 전력 사용량을 측정하는 에너지 소비 실험, 그리고 냉매의 냉각속도를 측정하는 무부하 연속운전 실험을 통해 전체적인 냉장고 시스템의 성능을 비교하려고 한다.

2. 열역학적 사이클 시뮬레이션

대체냉매를 실험적으로 연구하기 전에 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 다양한 조건에 대한 영향을 분석, 검토하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 냉장고 시스템 시뮬레이션을 통해 프로판/이소부탄 혼합냉매의 각 조성비에 대한 COP, VCR, 냉매유량 그리고 각 상태에서의 물성치 등을 수치적으로 계산하고, CFC12와 대비하여 대체냉매로서의 프로판/이소부탄 혼합냉매의 적용을 검토하였다.

냉장고 시스템에서 냉매가 바뀌면 반드시 포화증기압이 변하고 압축기의 냉동능력도 변하게 된다. 작동유체로 사용되는 CFC12가 순수냉매로 대체되려면 필연적으로 압축기는 교체되어야만 한다. 따라서 압축기의 변경없이 냉매를 대체하려면 혼합냉매를 사용해야만 한다. CFC12의 대체냉매로는 비공비 혼합냉매를 사용할 수 있으며, 혼합냉매의 장점은 응축과정에서는 응축온도가 감소하고 증발과정에서는 증발온도가 증가하기 때문에 열교환기에서 열원유체(냉매)와 열흡수 유체(공기)와의 평균 온도차를 줄임으로써 열교환기의 비가역성을 줄여 전체 시스템의 성능을 개선할 수 있다는 것이다. 또 질량 조성비를 조절함으로써 압축기의 교체 없

이도 CFC12와 유사한 COP와 VCR을 갖게 할 수 있다. 혼합냉매를 냉장고의 냉매로 적용하려면, 포화증기압이 CFC12의 포화증기압보다 높은 냉매와 낮은 냉매를 혼합해야 한다. 포화증기압이 낮아지면 상대적으로 비체적이 증가하므로 압축기가 밀어내는 유량이 감소하고 반대로 포화증기압이 높아지면 유량이 증가한다. 이같은 조건을 만족시키며 환경문제를 유발하지 않는 혼합냉매가 바로 프로판/이소부탄이다.

2.1 가정용 냉장고 사이클

Fig.1과 2는 혼합냉매를 사용하는 가정용 냉장고 시스템의 간략도와 T-s 선도이다. 본 연구에서 사용된 시스템은 압축기(compressor), 응축기

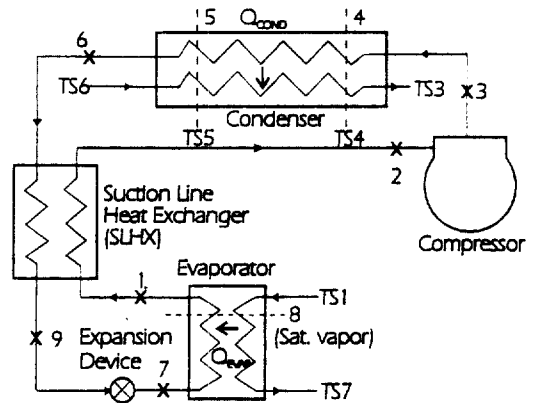


Fig.1 Schematic diagram of a domestic refrigerator

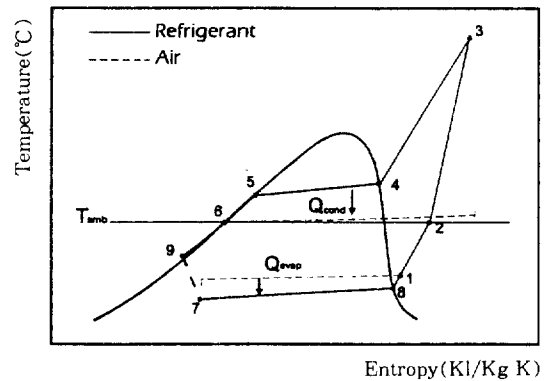


Fig.2 Temperature-Entropy diagram for a refrigerant mixture

(condenser), 증발기(evaporator), 모세관(capillary tube), suction line 열교환기(SLHX)등으로 구성된 전형적인 가정용 냉장고이다.

상태7에서 이상(two-phase)상태의 냉매가 증발기로 들어간다. 이때 이상상태의 냉매는 공기와 열교환을 하면서 증발이 일어나고, 과열증기상태로 증발기를 나간다(상태1). 증발과정동안에 압력강하가 없다면 순수냉매의 증발온도는 일정하다. 그러나 혼합냉매의 증발온도는 올라간다(Gliding temperature effect).⁽⁶⁾ 증발기를 나온 증기상태의 냉매는 SLHX에서 응축기를 나온 액체상태의 냉매와 열교환을 통해 좀더 가열이 되어 주위온도와 비슷한 온도로 압축기에 들어간다(상태2). 압축기를 나온 증기상태의 냉매는 응축기에서 액체상태의 냉매로 변화하고, 출구에서의 냉매는 과냉상태(혹은 이상상태)이다. 응축기를 나온 과냉상태의 냉매는 SLHX에서 압축기 입구의 증기냉매와의 열교환을 통해 좀더 과냉된다(상태9). 마지막으로 모

세관을 통해 팽창과정이 일어나면서 하나의 사이클이 완성된다.

2.2 열교환기의 열전달 수식화

전체 시스템의 성능을 시뮬레이션하기 위해서는 열교환기(응축기, 증발기)의 적절한 열전달 수식이 필요하다. 또 열교환기의 열전달양은 열관류계수(overall heat transfer coefficient, U)와 면적(area, A)의 곱으로 결정된다. 증발기의 열관류계수는 응축기의 열관류계수와 거의 같은 것으로 가정했다. UA값이 주어진 상태에서 결정된 열교환기의 열전달 수식은 Table 2와 같다.

Table 2에서 f_{supc} 는 증발기에서 전체 증발기영역에 대한 과열증기영역의 열량비이며, f_{subc} 와 f_{supc} 는 전체 응축기영역에 대한 과냉영역, 과열영역의 열량비이다. $LMTD_{tpc}$ 와 $LMTD_{supc}$ 는 증발기에서 이상영역과 과냉영역에서의 대수평균온도차이다. ϵ_{HX} 는 평행류(parallel flow)와 대향류(counter flow)의 열교환 효과에 대한 열교환기 보정계수(heat exchanger correction factor)이다. ϵ_{HX} 는 대향류 열교환기의 경우에는 1.0이고, 그외 다른 종류의 열교환기들은 1.0보다 작은 값을 갖는다.

Table 2 Heat transfer equations in heat exchanger⁽¹²⁾

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

2.3 사이클 시뮬레이션 방법

시스템의 이론적 해석에서 중요한 것은 정확한 열역학적 상태량의 결정이다. 따라서 본 연구에서는 CSD(Carnahan-Starling-De Santis) 상태방정식을 사용하여 각 상태에서의 필요한 상태량들을 계산하였다.^{(13), (14)} Table 3에는 시뮬레이션에 필요한 변수(variables, VA)와 시스템이 반드시 이루

Table 3 Variables and residual equations for the Newton-Raphson(NR) method⁽¹²⁾

Variables	Residuals	Description
VA(1) = \dot{m}_{ref}	RE(1) = $-Q_E + U_E A_E LMTD_E \epsilon_{HX}$	Heat transfer rate equation in evaporator
VA(2) = P_2	RE(2) = $-Q_C + U_C A_C LMTD_C \epsilon_{HX}$	Heat transfer rate equation in condenser
VA(3) = P_3	RE(3) = $-(H_1 - H_7) \times f_{supc} + (H_1 - H_8)$	Definition of f_{supc}
VA(4) = T_9	RE(4) = $-(H_6 - H_9) + (H_2 - H_1)$	Energy balance in SLHX
VA(5) = TS_3	RE(5) = $-Q_E + \dot{m}_{ref} \times (H_1 - H_7)$	Refrigerant energy balance in evaporator
VA(6) = TS_4	RE(6) = $-(H_3 - H_6) \times f_{subc} + (H_5 - H_6)$	Definition of f_{subc}
VA(7) = TS_5	RE(7) = $-(H_3 - H_6) \times f_{supc} + (H_3 - H_4)$	Definition of f_{supc}
VA(8) = TS_8	RE(8) = $-Q_C + \dot{m}_c C_{p,air} \times (TS_3 - TS_8)$	Air stream energy balance

어야만 하는 평형방정식들이 잔여값(residuals, RE)의 형태로 나타나 있다. Table 3의 모든 변수들은 서로 비선형인 관계에 있기 때문에 비선형 방정식군의 풀이방법이 필요하다. 이번 연구에서는 Jacobi & Gauss 소거법과 Newton-Raphson (NR) 방법을 사용하였다. (12)~(14)

Fig.3은 Jacobi & Gauss 소거법과 NR 방법에 대한 순서도(flow chart)이다. 각 상태를 결정하기 위해서는 상태법칙을 만족하는 최소한의 상태량이 필요하다. 각 상태가 결정되어 있으므로 각각의 상태량은 CSD 상태방정식으로 결정된다. NR방법은 Table 3에 있는 \dot{m}_{ref} , P_2 , P_3 , P_9 , TS_3 , TS_4 , TS_5 , TS_6 과 같은 미정변수의 초기 값을 가정해야한다. NR방법은 가정된 초기 값으로 부터 각 상태량, 잔여값을 결정한다. 처음의 잔여값이 0이 될 수 없으므로 잔여값이 0이 될 때까지 반복계산을 한다.

2.4 시뮬레이션 조건

각 냉매가 공정하게 비교되기 위해서는 작동유체와 상관없이 냉동부하(cooling load, Q_E)가 일정해

야 한다. 냉동부하(Q_E)는 냉동실 팬(fan)에 의해 발생하는 고정된 질량 유량(mass flow rate)과 증발기로 유·출입하는 공기의 온도차의 곱이다. 그러나 압축일(Wc)과 COP는 작동유체에 따라 달라진다. 각 냉매에 따라 압축일이 변하게 되면, 압축일과 냉동부하의 합인 응축기에서의 방출열량(Q_C)도 역시 변하게 된다. 응축기로 들어가는 공기류의 온도(TS_6)는 주위온도와 같다고 가정한다. 응축기 팬에 의해 발생하는 공기류의 질량유량이 고정되면 에너지 균형(energy balance)을 만족시키기 위해 TS_3 , TS_4 , TS_5 를 포함하는 응축기 측의 공기류 온도는 변해야만 한다. 압축기는 필요한 질량유량을 맞추기 위해 체적유량(volumetric flow rate)이 변하는 것으로 가정했다. 압축과정은 압축기 등엔트로피 효율(isentropic compressor efficiency, ξ_c)을 사용하여 비 이상적인 압축과정을 모델링했다. 또 응축기는 시뮬레이션의 간소화를 위해 강제대류 방식으로 가정하였다.

성능 시뮬레이션은 CFC12와 프로판/이소부탄 혼합냉매를 대상으로 하였다. 같은 조건에서 비교하기 위해서 조건은 전체 사이클 시뮬레이션을 통해 동일해야 하며, 그 조건은 Table 4와 같다.

2.5 성능 시뮬레이션 결과

프로판/이소부탄 혼합냉매에 대하여 포화증기압이 큰 프로판의 조성비를 0.0에서 1.0까지 0.1씩 증가시키면서 시뮬레이션을 실행하였다. 모든 조성비는 질량 조성비(mass fraction)이다. Fig.5에 나타나 있듯이, 증발기 공기류의 온도차가 6°C이기 때문에 CFC12에 대한 COP의 증가율은 그리 크지 않았다. 프로판의 조성비가 증가할수록 VCR도 역시 증가하고 압력비는 반대로 낮아진다. VCR은 증발기 냉동부하를 압축기 입구의 비체적으로 나눈 값이고, 압축기 행정체적(displacement volume)을 결정하는 중요한 인자이다. 즉 VCR이 같다는 것은 압축기의 교체없이 대체 냉매의 적용이 가능하다는 것을 의미한다.

CFC12의 COP와 VCR은 각각 1.30이고 730.1kJ/m³이다. 프로판/이소부탄 혼합냉매를 사용하는 시스템의 특성을 비교하기 위해서 Fig.4에 COP와 VCR을 나타냈다. 프로판의 조성비가 증가할수록 COP는 증가하다가 최대값을 갖고는 다시 감소한

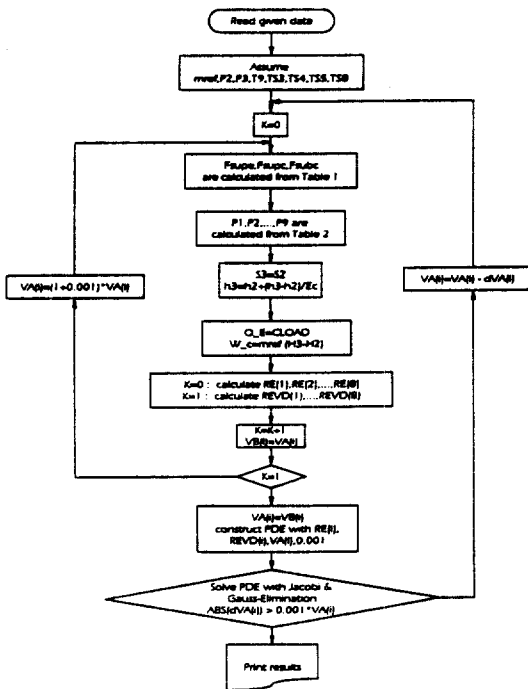


Fig.3 Flow chart of the Newton-Raphson(NR) method

Table 4 Simulation Conditions⁽¹⁵⁾

Cooling load	130.0 Watts
Air temperature entering evaporator(TS_1)	-15°C
Air temperature leaving evaporator(TS_7)	-21°C
Pressure drop in evaporator(ΔP_E)	10kPa
Pressure drop in condenser(ΔP_C)	15kPa
Compressor isentropic efficiency(ξ_C)	0.55
Heat exchanger correction factor(ϵ_{HX})	1.0
Mass flow rate of air stream in evaporator(\dot{m}_E)	0.02155kg/s(32.76CFM)
Mass flow rate of air stream in condenser(\dot{m}_C)	0.02602kg/s(39.55CFM)
Ambient temperature(T_{amb})	32.22°C(90°F)
UA in evaporator($U_E A_E$)	20W/°C
UA in condenser($U_C A_C$)	10W/°C
Degree of superheating	3°C
Degree of subcooling	3°C

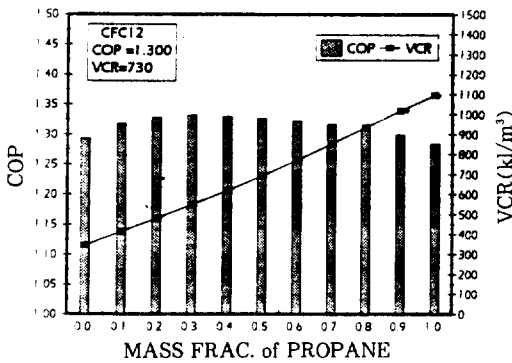


Fig.4 COP and VCR for propane/isobutane in cycle simulation

다. 프로판의 조성비가 0.2에서 0.6일 때의 COP는 CFC12보다 약 1.7~2.4% 정도 증가했다. 그리고 프로판의 조성비가 0.3일 때 최대 COP를 나타냈으며, 그 값은 CFC12에 비해 2.4% 증가한 1.33이다.

혼합냉매를 선정할 때 가장 먼저 고려해야 할 점은 기존의 압축기를 사용해도 CFC12를 사용할 때와 같은 정도의 냉동부하를 낼 수 있고 동시에 대등한 COP를 가져야 한다는 것이다. 프로판/이소부탄 혼합냉매의 경우에는 프로판의 조성비가 0.6일 때 VCR이 771.0kJ/m³로 CFC12의 VCR과

비슷하며 그때의 COP는 CFC12에 비해 약 1.7% 증가한 1.32이다. 따라서 실제실험의 질량조성비는 VCR이 CFC12의 VCR과 비슷한 60%프로판/40%이소부탄으로 결정했다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 열전대(Thermocouple)의 설치

가정용 냉장고의 성능 실험을 위해서 미국 냉장고 시험 규격인 AHAM 실험 방법을 사용했다.⁽¹⁶⁾ 465ℓ와 299ℓ의 냉장고 각 부분에 각각 22개의 T-Type(구리-콘스탄탄)의 열전대를 설치하였고, 그 위치는 Table 5에 주어진 바와 같다. 냉장고 각 부분의 온도를 측정하기 위해서 열전대를 관위에 고정시켜 놓고, 고무 테이프로 감은 뒤 케이블 타이로 조여서 열전대가 관위에 밀착되도록 하여, 정확한 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 냉동실과 냉장실 내부온도, 항온항습조의 내부온도(냉장고 주위온도)를 측정할 때는 직경과 길이가 2.5cm인 구리시편을 사용하여 그 안에 납과 열전대를 함께 용접하여 적당한 민감성을 갖도록 했다. 또 직경 3.2mm의 관에 납을 용접한 5개의 열전대를 증발기 공기류 출·입구에 설치하여 그 부분의 온도를 측정하였다.

Table 5 Thermocouple location

Components	Location
Compressor	suction, dome, discharge
Condenser	in, out, upper plate, lower plate
Evaporator	in, middle1, middle2, out
SLHX	out
Refrigerator	up, middle, down
Freezer	up, down
Air stream inlet in evaporator	3
Air stream outlet in evaporator	2
Ambient	4

3.2 압력 Transducer와 냉매 충전 port의 설치

압축기의 흡입(suction)과 토출(discharge)측의 압력을 측정하기 위해 압축기 입구와 출구의 각각의 관에 Tee를 용접하고 모세관을 연결하여 압력 Transducer(Setra 206)를 설치했다. 또 압축기 측면에 있는 Processing Port를 사용하지 않고, 압축기의 흡입관쪽에 Tee를 용접하고 밸브를 설치하여 냉매 충전 Port를 직접 제작하였다. 먼저 1ℓ 용량의 충전병에 액체 상태의 순수냉매를 넣고, 초정밀 저울(Setra digital balance)로 충전 무게를 측정하면서 기체상태의 냉매를 냉장고 시스템 내에 충전하였다.

3.3 데이터 측정 시스템

데이터 측정 시스템은 HP3852A를 사용했고, Instrument BASIC언어를 이용한 프로그램으로 컴퓨터와 직접 인터페이스 시켜 실험 중간에도 그래프와 온도, 압력, 순간 전력 등의 데이터를 화면으로 직접 볼 수 있게 하였다. 데이터는 시간의 함수로 모두 4개의 파일로 저장되어서 분석이 용이하게 하였다. 소비된 전력량을 측정하기 위해서 Watt/Watt-Hour Meter를 사용했고, 여기에서 나오는 모든 출력은 온도와 마찬가지로 HP3852A를 통해 데이터 파일로 저장되었다. Fig.5는 간략한 실험장치의 구성도이다.

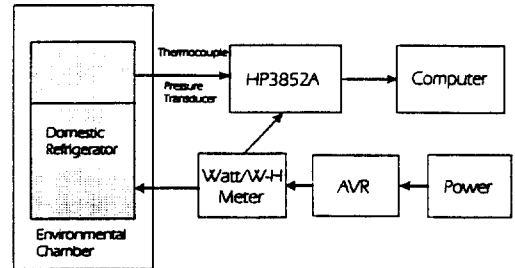


Fig.5 Data acquisition from experiment apparatus

3.4 에너지 소비 실험(Energy consumption test)

항온항습조의 온도를 29.5℃, 상대습도를 50%로 고정한 뒤, 모든 실험을 행하였다. 각 냉장고 뒷면과 항온항습조 벽간의 간격은 항상 12cm로 유지했고, 냉장고의 개스킷쪽으로 열손실이 없도록 하였다. CFC12를 적용한 기준 실험에서는 각각의 냉장고에 대해서 냉동실 평균온도를 -20℃, -18.5℃로 조절하고, 냉장실의 온도조절기를 강, 중, 약으로 조절하였다. 각 실험마다 실험시작 전에 제상 타이머의 조작으로 수동제상(manual defrost)을 시킨 후, 약 750분 동안 30초의 간격으로 데이터를 기록하도록 하였다.

프로판/이소부탄 혼합냉매의 실험에서는 질량유량을 조절하기 위해 모세관을 추가로 설치하였다. 이 때 추가된 모세관은 두 개의 밸브를 냉장고 뒷벽에 고정하고 설치하였다. 다른 길이의 모세관이 필요하면, 압축기 off-time 동안 두 개의 밸브를 잠그고, 원래의 모세관을 제거하고 적절한 길이의 모세관을 설치하였다. 교체된 모세관 내부의 공기는 응축기 측의 고압 냉매 소량을 불어줌으로서 제거하였다. 모든 실험에서 사용된 모세관의 내경은 0.75mm이다.

혼합냉매 냉장고의 초기 실험에서는 CFC12 충전량의 60%부터 충전하여 실험하였다. 충전방법은 먼저 냉장고 시스템 내부를 2~3시간 정도 진공시킨 후, 포화증기압이 낮은 이소부탄부터 시스템 내부에 기체상태로 충전하고, 그 뒤 포화증기압이 높은 프로판을 같은 방법으로 충전하였다.

3.5 무부하 연속 운전 실험(No load pulldown test)

이 실험에서는 온도 조절기를 분리하여 연속운전 상태로 만든 후 냉장고 내에 아무런 부하를 넣지 않고 시스템을 가동시킨다. 초기의 조건은 냉동실과 냉장실의 내부 평균온도를 주위온도와 비슷하게 하는 것이다. 모든 실험 장치와 실험 방법은 에너지 소비 실험 때와 동일하다. CFC12와 프로판/이소부탄 혼합냉매에 대해서 각각 냉동실과 냉장실 평균온도의 시간에 따른 변화를 관찰하여 냉동실 평균온도가 -5℃, -10℃, -15℃, -20℃에 도달하는 시간을 기록하고 비교하였다.

4. 실험 결과 및 고찰

위의 실험 장치와 실험 방법으로 CFC12를 적용한 기준 실험과 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용

한 실험을 행하였다. 각 실험에서 측정된 데이터를 갖고 에너지 소비 실험에서는 Table 6과 같은 방법으로 압축기 운전율, 압축기 on-time 평균 전력, 일간 소비 전력량등을 계산하였고, 무부하 연속 운전 실험에서는 냉동실 평균온도가 -5℃, -10℃, -15℃, -20℃에 도달하는 시간을 계산하였다. 그 후 기준 실험 결과와 프로판/이소부탄 혼합냉매의 실험결과를 비교하였다.

본 연구에서의 오차범위는 온도가 ±0.1℃, 압력은 ±2.2kPa, 그리고 압축기 on-time power는 ±0.4Watts이다.

4.1 에너지 소비 실험(Energy consumption test) 결과

Table 7~11은 CFC12와 60%프로판/40%이소부탄 혼합냉매의 에너지 소비 실험을 행한 결과를 요약한 것이다. 또 Fig.6~13은 각각 냉장고에서 일간 소비 전력량과 압축기 on-time 평균 전력, 냉동실, 냉장실의 평균온도와 압축기 운전율등에 대한 결과 그래프들이다.

각 실험결과에 대해서 에너지 사용량은 냉동실, 냉장실 평균온도가 비슷한 경우에 비교되었고, 에너지 효율의 증가율은 다음의 식으로 계산하였다.

$$\text{에너지 효율 증가율(\%)} = \frac{\text{CFC12의 E.C.} - \text{프로판/이소부탄의 E.C.}}{\text{CFC12의 E.C.}} \times 100$$

456ℓ 냉장고의 경우에는 Table 7의 결과 A와 Table 8의 결과 G와 H를 비교하여 보면, 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 경우의 에너지 효율이 각각 약 5, 3%정도 향상되었음을 알 수 있다. 299ℓ 냉장고의 경우에는 Table 9의 결과 L과 Table 10의 결과 V를 비교하면 프로판/이소부탄

Table 6 Energy consumption calculation table

(1) Compressor on-time[min]
(2) Compressor off-time[min]
(3) Compressor on-time ratio = compressor on-time ÷ (compressor on-time + compressor off-time)
(4) Compressor on-time average power[W] = 1cycle Watt-hour × 60minute ÷ compressor on-time
(5) E.C.[kWh/day] = compressor on-time ratio × compressor on-time average power × 24hour

Table 7 Results of energy consumption test-CFC12(465 ℓ)

(a) Freezer, refrigerator mean temperature, energy consumption, on, off-time, compressor on-time ratio, ambient temperature

Test case	Freezer temp.	Refriger. temp.	E.C.	Power	on-time	off-time	on-time Ratio	Amb. temp.
	℃	℃	kWh/Day	Watts	min	min	%	℃
A	-20.3	0.2	2.341	181.9	13.3	11.5	53.6	29.5
B	-20.4	1.8	2.299	183.3	12.6	11.5	52.3	29.3
C	-20.1	3.9	2.247	181.2	12.4	11.6	51.7	29.5
D	-18.8	4.4	2.114	185.5	10.4	11.7	47.5	29.3
E	-18.7	1.6	2.181	185.9	11.0	11.5	48.9	29.4
F	-18.3	0.6	2.183	184.3	11.2	11.5	49.3	29.5

(b) Suction and discharge pressure, compressor dome temperature, test condition

Test case	Suction pressure	Discharge pressure	Dome temperature	Test Condition	
	kPa	kPa	℃	Freezer	Refriger.
A	105.4	1106.3	60.5	-20.0℃	cold
B	104.9	1104.9	59.5	"	middle
C	104.3	1094.2	59.7	"	warm
D	106.6	1101.2	59.6	-18.5℃	cold
E	109.1	1101.5	59.6	"	middle
F	108.0	1111.4	59.5	"	warm

Table 8 Results of energy consumption test-R290/R600a(465 ℓ)

(a) Freezer, refrigerator mean temperature, energy consumption, on, off-time, compressor on-time ratio, ambient temperature(* : supplementary length of capillary tube)

Test case	Freezer temp.	Refriger. temp.	E.C.	Power	on-time	off-time	on-time Ratio	Amb. temp.	Charging amount	Capi. Length*
	℃	℃	kWh/Day	Watts	min	min	%	℃	g	cm
F	-18.7	0.6	2.269	191.6	11.4	11.7	49.4	29.5	100	280
G	-19.7	-0.3	2.209	191.1	10.5	11.3	48.2	29.3	85	100
H	-20.0	0.3	2.268	191.6	11.0	11.3	49.3	29.6	"	"
I	-19.3	0.3	2.143	191.0	10.0	11.4	46.7	29.3	"	"
J	-18.2	0.8	2.122	192.5	9.6	11.3	45.9	29.7	"	"

(b) Suction and discharge pressure, compressor dome temperature, test condition

Test case	Suction pressure	Discharge pressure	Dome temperature	Test Condition	
	kPa	kPa	°C	Freezer	Refriger.
F	110.3	1281.5	58.8	-18.5°C	cold
G	115.7	1170.5	58.4	-20.0°C	"
H	114.8	1162.4	59.1	"	"
I	114.4	1185.4	58.7	-18.5°C	"
J	115.2	1187.4	58.5	"	"

Table 9 Results of energy consumption test-CFC12(299 ℓ)

(a) Freezer, refrigerator mean temperature, energy consumption, on, off-time, compressor on-time ratio, ambient temperature

Test case	Freezer temp.	Refriger. temp.	E.C.	Power	on-time	off-time	on-time Ratio	Amb. temp.
	°C	°C	kWh/Day	Watts	min	min	%	°C
K	-20.0	-0.1	1.661	127.3	31.0	26.0	54.4	29.4
L	-20.0	2.9	1.596	128.8	28.7	26.9	51.6	29.2
M	-20.0	4.2	1.558	128.2	27.6	26.9	50.6	29.2
N	-18.4	0.3	1.587	132.0	27.1	27.0	50.1	29.4
O	-18.6	2.0	1.523	131.6	25.6	27.5	48.2	29.1
P	-18.7	4.6	1.471	132.0	24.0	27.7	46.4	29.0

(b) Suction, discharge pressure and compressor dome temperature

Test case	Suction pressure	Discharge pressure	Dome temperature	Test Condition	
	kPa	kPa	°C	Freezer	Refriger.
K	107.6	1022.7	65.7	-20.0°C	cold
L	106.9	1019.2	65.0	"	middle
M	106.3	1014.7	64.1	"	warm
N	109.9	1020.9	64.5	-18.5°C	cold
O	109.7	1021.8	63.6	"	middle
P	109.4	1019.1	65.6	"	warm

Table 10 Results of energy consumption test-R290/R600a(299 ℓ)

(a) Freezer, refrigerator mean temperature, energy consumption, on, off-time, compressor on-time ratio, ambient temperature(* :supplementary length of capillary tube)

Test case	Freezer temp.	Refriger. temp.	E.C.	Power	on-time	off-time	on-time Ratio	Amb. temp.	Charging amount	Capi. Length*
	℃	℃	kWh/Day	Watts	min	min	%	℃	g	cm
Q	-19.7	0.3	1.537	146.3	21.2	27.2	43.8	29.3	90	240
R	-19.5	0.4	1.547	146.0	21.5	27.2	44.2	29.4	"	"
S	-19.2	3.5	1.471	144.5	20.4	27.7	42.4	29.3	"	"
T	-19.2	0.3	1.513	144.7	21.4	27.7	43.6	28.7	"	"
U	-18.9	2.9	1.461	144.3	20.3	27.8	42.2	29.1	"	"
V	-19.6	2.9	1.521	144.2	21.4	27.3	43.9	29.5	"	"

(b) Suction and discharge pressure, compressor dome temperature, test condition

Test case	Suction pressure	Discharge pressure	Dome temperature	Test Condition	
	kPa	kPa	℃	Freezer	Refriger.
Q	135.1	1246.0	62.8	-20.0℃	cold
R	135.5	1249.1	63.4	"	"
S	132.6	1226.0	61.1	-18.5℃	warm
T	131.7	1236.7	63.4	"	cold
U	132.3	1227.4	62.7	"	middle
V	130.8	1222.7	63.6	-20.0℃	"

혼합냉매를 적용한 경우의 효율이 약 3% 정도 향상되었음을 알 수 있다. 냉동실과 냉장실 평균온도가 같은 결과는 거의 없었지만, 대체적으로 온도가 비슷한 경우를 비교해 보면 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 냉장고가 CFC12를 적용한 기준실험의 결과에 비해서 약 3~5% 정도의 에너지 효율이 향상되었음을 알 수 있다.

Table 7(a)~10(a)에서 나타난 것과 같이 압축기 on-time 평균 전력량의 경우, 465ℓ 냉장고는 약 190W로 CFC12를 적용한 기준 실험때보다 약 5% 정도 증가했고, 299ℓ 냉장고는 약 145W로 약 10% 정도 증가한 결과가 나타났다. 따라서 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 실험에서는 압축기 on-time때의 평균 전력량이 CFC12를 적용한 실험 결과에 비해 크지만 냉동능력의 증가로 인해

압축기 on-time은 짧아졌고, 결과적으로 압축기 운전율이 매우 낮아졌음을 알 수 있다. Table 7(b)~10(b)는 압축기 흡입(suction), 토출(discharge) 압력과 압축기 Dome 온도에 대한 결과이다. 각 측정치들은 압축기 on-time동안의 평균값이다. 압축기 흡입압력은 CFC12를 적용한 기준 실험에 비해 각각 약 5%, 20% 정도 증가하였고, 토출압력은 약 10%, 20% 정도 증가하였다. 또 압축기 Dome 온도는 CFC12에 비해 약 1~3℃ 정도 낮았고, 이같은 결과를 바탕으로 하여 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용하면 압축기의 수명이 길어질 수 있을 것으로 생각된다.

추가로 설치된 모세관 길이는 기존의 모세관 길이와 비교하여, 각각 35% 증가한 85cm(465ℓ 냉장고)와 100% 증가한 240cm(299ℓ 냉장고)이

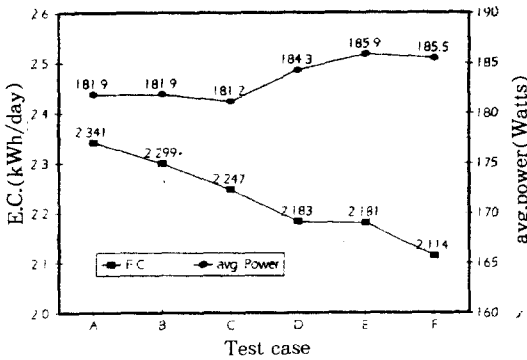


Fig.6 Energy consumption and average power for CFC12(465 l)

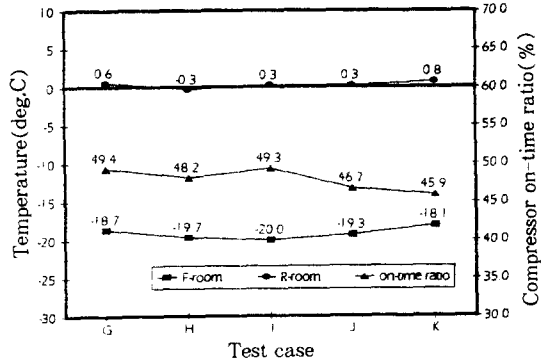


Fig.9 Freezer, refrigerator mean temperature and Compressor on-time ratio for R290/R600a(465 l)

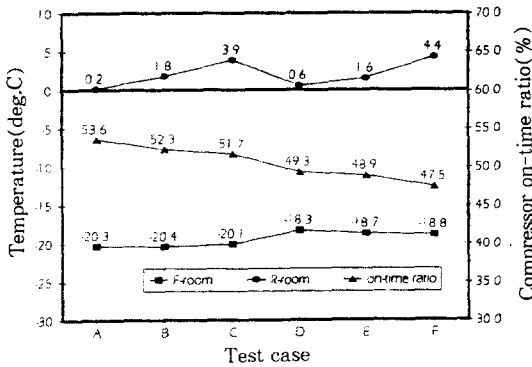


Fig.7 Freezer, refrigerator mean temperature and Compressor on-time(465 l)

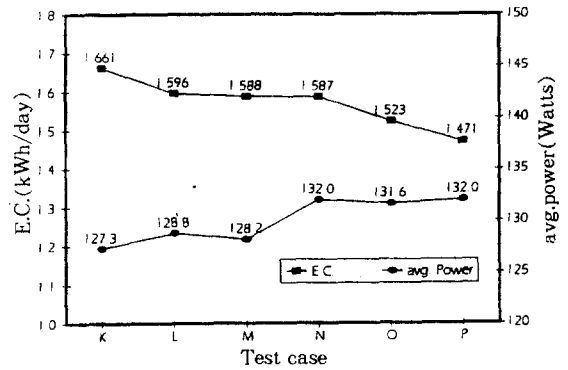


Fig.10 Energy consumption and average power for CFC12(299 l)

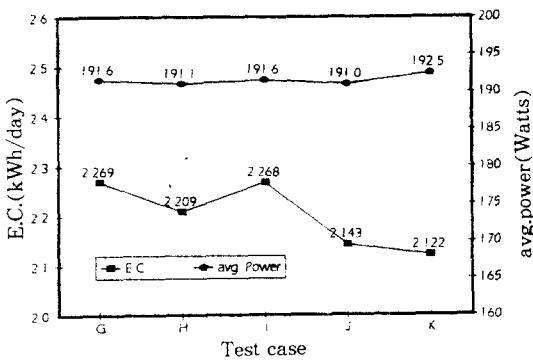


Fig.8 Energy consumption and average power for R290/R600a(465 l)

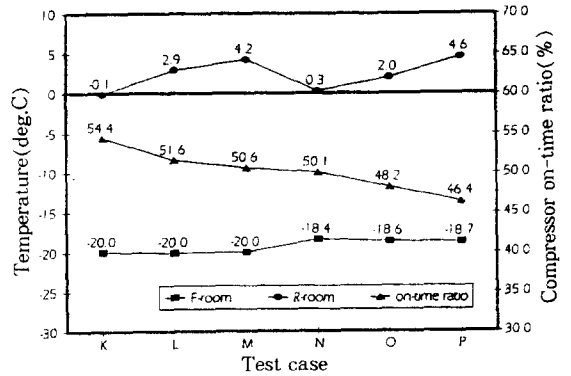


Fig.11 Freezer, Refrigerator mean temperature and Compressor on-time ratio for CFC12(299 l)

다. 모세관의 길이가 길어진 이유는 프로판/이소부탄 혼합냉매의 증발잠열(heat of evaporation)이 CFC12보다 크기 때문이다. 따라서 같은 냉동능력을 내기위한 혼합냉매의 질량유량은 감소하게 된다. 그러므로 질량유량을 줄이기 위해서 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 냉장고의 모세관 길이는 증가되어야만 한다.

프로판/이소부탄 혼합냉매의 충전량의 경우, 465ℓ 냉장고는 CFC12의 충전량의 약 44%인 85g이고, 299ℓ 냉장고는 약 58%인 90g이다. 결국 혼합냉매의 충전량은 CFC12에 비해서 각각 약 56%와 42%가 줄어들었다. 냉매의 충전량이 감소한 이유는 CFC12에 비해서 혼합냉매의 액체 밀도(liquid density)가 작기 때문이다. 충전량이 작다는 것이 압축기 off-time동안의 사이클링 손실(cycling loss)이 감소했다는 것을 의미한다. 냉장고의 사이클은 비정상상태이며, 특히 압축기 off-time때 압축기의 흡입과 토출압력이 같아져야 다시 압축기

가 작동할 수 있다. 그러므로 처음 압축기가 구동을 시작할 때는 압축기의 일은 냉동에 사용되지 않고 압력을 응축기 압력으로 다시 올리는 데 사용되며, 시스템을 원상태로 회복하는 데 사용된다. 이것을 사이클링 손실이라고 한다.⁽⁴⁾ 전체적으로 보면 충전량이 감소하고, 압축기 운전율이 감소하게 되어 압축기 on-time 때의 평균 전력량이 증가함에도 불구하고 전체 에너지 소비량은 감소하게 된다.

4.2 무부하 연속 운전 실험(No load pulldown test) 결과

Table 11은 CFC12와 60%프로판/40%이소부탄 혼합냉매의 무부하 연속 운전 실험의 결과이고, 냉동실 평균온도가 -5℃, -10℃, -15℃, -20℃에 도달할 때까지의 시간을 비교한 것이다. Fig.14~

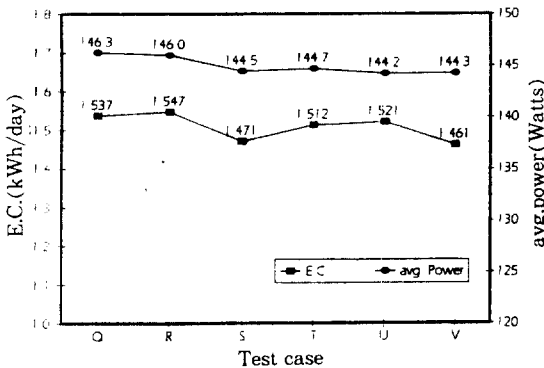


Fig.12 Energy consumption and average power for R290/R600a(299 ℓ)

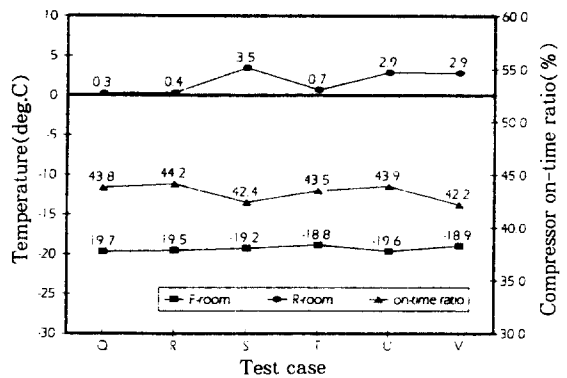


Fig.13 Freezer, refrigerator mean temperature and Compressor on-time Ratio for R290/R600a(299 ℓ)

Table 11 Results of no load pulldown test

	465 ℓ		299 ℓ	
	CFC12	Propane/Isobutane	CFC12	Propane/Isobutane
Freezer mean temp.	Time(min)		Time(min)	
-5℃	51	46.5	53.5	50.5
-10℃	66	60.5	72	67.5
-15℃	91	83	100.5	94.5
-20℃	132	122.5	138.5	130

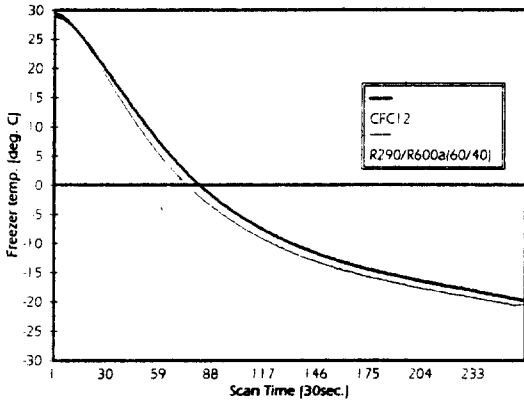


Fig. 14 Variation of freezer temperature for no load pulldown test(465 l)

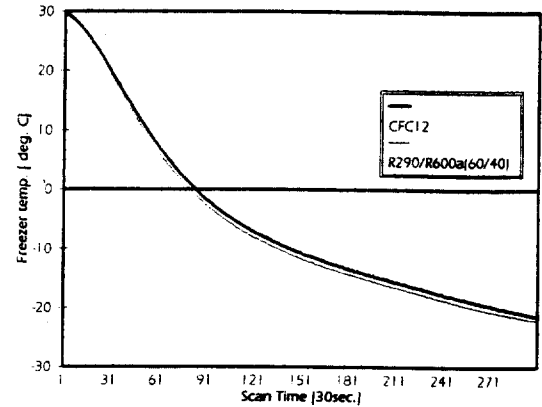


Fig. 16 Variation of freezer temperature for no load pulldown test(299 l)

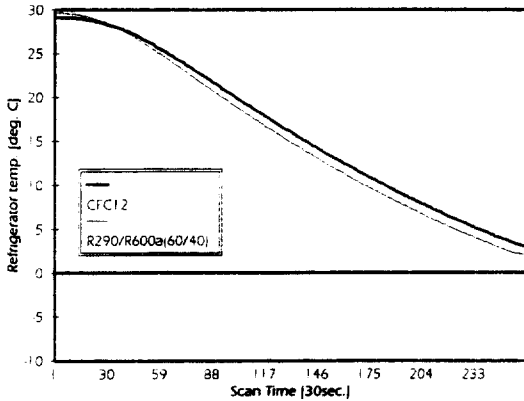


Fig. 15 Variation of refrigerator temperature for no load pulldown test(465 l)

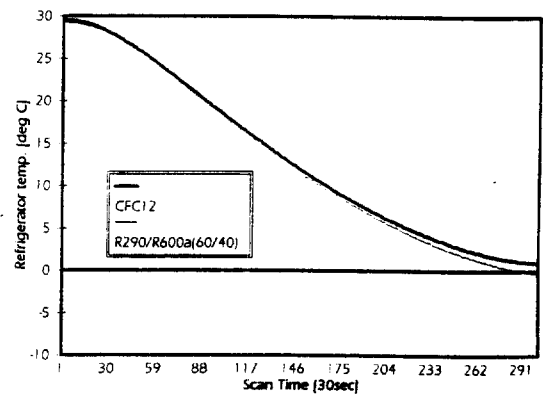


Fig. 17 Variation of refrigerator temperature for no load pulldown test(299 l)

17은 각각의 냉장고에 대해서 냉동실, 냉장실의 평균온도의 시간에 따른 변화를 그래프로 나타낸 것이다.

프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 경우, 냉동실 평균온도가 -5°C , -10°C , -15°C , -20°C 에 도달하는 시간이 CFC12를 적용한 결과보다 각각의 냉장고에 대해서 약 3~4분, 5분, 6~8분, 8~10분 정도가 빠르다. 이것은 에너지 소비 실험과 마찬가지로 같은 압축기를 사용한 결과이며, 프로판/이소부탄 혼합냉매의 냉동능력이 CFC12에 비해 크다는 것을 의미한다. 같은 압축기를 사용할 경우 압축기 on-time때의 평균 전력량이 크다는 것은 냉동 능력의 증가로 인해 냉각 속도가 빠르다는 것

을 의미한다.

5. 결 론

가정용 냉장고의 냉매로 사용되던 CFC12의 대체 냉매로 탄화수소 계열인 프로판(R290)/이소부탄(R600a) 혼합냉매를 적용하여 열역학적 사이클 시뮬레이션, 에너지 소비 실험과 무부하 연속 운전 실험을 통해 냉장고 시스템의 성능을 비교하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용하여 수행한 열역학적 사이클 시뮬레이션 결과는 프로판의 질량 조성비가 0.3일 때 CFC12에 비해

- 서 약 2.4% 정도의 COP가 증가하여 최대 증가를 나타냈고, 프로판의 질량 조성비가 0.2에서 0.6일 때 CFC12에 비해서 약 1.7~2.4%의 COP가 증가하였다.
- 2) 실제 실험은 작동 유체가 변화할 경우에 각 냉매의 성능을 비교하는 실험으로서, 냉동실과 냉장실의 평균온도를 일정하게 한 후 전력 사용량을 측정하는 에너지 소비 실험과 냉동실의 평균온도가 일정한 온도에 도달하는 시간을 비교하기 위한 무부하 연속 운전 실험이 수행되었다. CFC12와 프로판/이소부탄 혼합냉매의 성능을 공정하게 비교하기 위해서, 모세관의 길이와 혼합냉매의 충전량을 제외한 다른 부품은 모든 실험에서 동일하게 고정하였다.
 - 3) 60%프로판/40%이소부탄 혼합냉매를 두 대의 냉장고(465, 299 ℓ)에 적용하여 얻은 에너지 소비 실험 결과는 CFC12를 적용한 기준 실험 결과에 비해 프로판/이소부탄을 적용한 냉장고의 에너지 효율이 대체적으로 약 3~5% 정도 증가했음을 보여준다.
 - 4) 60%프로판/40%이소부탄 혼합냉매의 충전량은 CFC12의 충전량과 비교하면 465 ℓ와 299 ℓ의 냉장고 각각에 대해서 약 56%, 42% 정도가 감소하였으며, 이로 인해 사이클링 손실을 줄일 수가 있었다.
 - 5) 압축기의 흡입 압력은 각각의 냉장고에 대해 약 5%, 20% 정도 증가하였고, 토출 압력은 약 10%, 20% 정도 증가하였다. 또 압축기 Dome 온도는 CFC12를 적용한 실험에 비해서 약 1~3℃가 낮았다.
 - 6) 냉동실 평균온도가 일정한 온도에 도달하는 시간을 측정하기 위한 무부하 연속 운전 실험에서는 냉동실의 온도가 -5℃~-20℃에 도달하는 시간이 CFC12를 적용한 기준 실험 때보다 약 3~10분 정도 빨랐다. 이 같은 결과는 냉각 속도도 역시 CFC12에 비해서 프로판/이소부탄 혼합냉매가 좋다는 것을 의미한다.
 - 7) 프로판/이소부탄 혼합냉매는 환경적으로 안전할 뿐만 아니라 CFC12에 비해서 에너지 효율이 높다. 따라서 위의 실험 결과 및 결론

으로부터 알 수 있듯이 프로판/이소부탄 혼합냉매는 가정용 냉장고 시스템을 적게 변화시키면서도 CFC12를 'Drop-in' 대체할 수 있는 적절한 냉매로 판단된다.

후 기

본 연구는 1994년도 인하대학교 교내 연구비에 의해 지원되었고, 본 연구의 수행을 위해 협조하여 주신 (주)삼성전자의 이홍원 이사님, 황윤호 과장님, 이재승 과장님을 비롯한 냉장고 연구팀 그리고 인하대학교 대학원에 진심으로 감사사를 드린다.

참 고 문 헌

1. M. J. Molina and F. S. Rowland, 1974, "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes; chlorine atom catalyzed destruction of ozone". Nature, Vol. 249, pp810~812.
2. Montreal protocol on substances that depletes the ozone layer, 1987, Final Act, United Nations Environmental Programme.
3. Wilson and Basu, 1988, "Thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid refrigerant 134a", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part 2, pp2095~2118.
4. 정동수, 1991, "가정용 냉장고의 대체 냉매와 성능 방안", 공기조화 냉동공학 제20권 제3호, pp190~198.
5. Vineyard E. A., Sand J. R. and Miller W. A., 1989, "Refrigerator-freezer energy testing with alternative refrigerant", ASHRAE Trans., Vol. 95, Part 2, pp205~210.
6. D. A. Didion and D. B. Bivens, 1990, "Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs", Int. J. of Refrig., Vol. 13, pp163~175.
7. X. He, U. C. Spindler, D. S. Jung and R. Radermacher, 1992, "Investigation of R22/R142b mixtures as a substitute for R12 in single-evaporator domestic refrigerators", ASHRAE Trans., Vol. 98, Part 1, pp150~

- 159.
8. K. Kim, U. C. Spindler, D. Jung and R. K. Radermacher, 1993, "R22/R152a mixtures and Cyclopropane(RC270) as substitutes for R12 in single evaporator refrigerators: simulation and experiments", ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1, pp1439~1446.
 9. H. Kruse, 1993, "European research and development concerning CFC and HFC substitution", ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, pp41~54.
 10. M. S. Kim, W. J. Mulroy and D. A. Didion, 1993, "An experimental evaluation of the flammability and performance potentials of two azeotropic refrigerant mixtures", Transport Phenomena in Thermal Eng., pp446~451.
 11. R. W. James and J. F. Missenden, 1992, "The use of propane in domestic refrigerators", Int. J. of Refrig., Vol. 15, no. 2, pp95~100.
 12. D. S. Jung and R. Radermacher, 1991, "Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants", Int. J. of Refrig., Vol. 14, July, pp223~232.
 13. G. Morrison and M. O. McLinden, 1986, "Application of a hard sphere equation of state to refrigerants and refrigerant mixtures." National Bureau of Standards (NBS).
 14. J. Gallagher, M. McLinden, G. Morrison, M. Hurber, 1993, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixture Database(REFPROP) version 3.0".
 15. 임병한, 박윤범, 유환규, 정동수, 1994, "하이드로 카본 혼합냉매 적용 가정용 냉장고 성능 시뮬레이션", 공기조화냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp93~100.
 16. AHAM, 1985 AHAM standard for household refrigerators and household freezers, Chicago: American Home Appliance Manufacturers.