

## 실외 온도 변화에 따른 HC계 공랭식 히트펌프 시스템의 성능 특성

전 철 호, 이 호 생, 김 재 돌\*, 윤 정 인\*\*†  
부경대학교 대학원, \*동명대학교 환경설비공학과, \*\*부경대학교 기계공학부

### Performance Characteristics of Air-Cooled Heat Pump System using Hydrocarbon Refrigerants According to Variation of Outdoor Temperature

Chul-Ho Jun, Ho-Saeng Lee, Jae-Dol Kim\*, Jung-In Yoon\*\*†

Graduate School of Pukyong National University, Busan 608-737, Korea

\*Department of Environment & Equipment Engineering, Tongmyong University, Busan 608-740, Korea

\*\*School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

(Received October 26, 2005; revision received January 23, 2006)

**ABSTRACT:** The performance of an air to water vapor compression heat pump has been investigated experimentally. The main purpose of this study was to study the possibilities of using hydrocarbon refrigerants as a working fluid to replace R-22 for vapor compression heat pumps. Pure R-22 and R-290, R-600a, R-1270 were considered as working fluids. The performance of the system was characterized by compression shaft work, refrigeration capacity, pressure ratio, discharge temperature and COP. The experimental apparatus has basic parts of cycle that uses the air as a heat source. The experimental results show that refrigeration capacity of HC refrigerants is same or higher than that of R-22. On the other hand, compression shaft work of HC refrigerants is lower than that of R-22. Compression shaft work is lower than that of R-22. Come to the conclusion that, it is possible that hydrocarbon refrigerants could be drop-in alternatives for R-22.

**Key words:** Coefficient of performance(성능계수), Hydrocarbon(탄화수소), Pressure ratio(압축비), Propylene(프로필렌)

#### 기 호 설 명

#### 하첨자

COP : 성능계수  
PR : 압축비  
Q : 열량 [kW]  
T : 온도 [K]  
W : 압축기 축동력 [kW]

c : 응축기  
dis : 압축기 출구  
e : 증발기

#### 1. 서 론

† Corresponding author

Tel.: +82-2-620-1506; fax: +82-2-620-1500

E-mail address: yoonji@pknu.ac.kr

인류의 생활수준 향상으로 인하여 냉동공조 산업은 급속한 발전하였으나 기존에 사용되었던 CFC

계 및 HCFC계 냉매로 인하여 오존층 파괴와 지구 온난화라는 심각한 환경문제 및 에너지절약이라는 문제에 직면하게 되었다. 이에 인류는 이를 국제적 협조와 조정이 요구되는 문제로 인식하여 몬트리올의정서 및 기후변화협약 등의 국제적 협약을 채택하였다.<sup>(1,2)</sup> 그로 인해 기존에 사용되었던 CFC계 및 HCFC계 냉매가 HFC계 냉매 및 비공비 혼합냉매로 대체되었으나, HFC계 냉매는 오존층 파괴지수가 0이지만 지구 온난화 지수가 높은 문제점, 비공비 혼합냉매는 누설로 인한 성분비 변동 및 재충전시 초기 성분비 재현 등의 어려움으로 인하여 사용이 바람직하지 않다. 이에 새로운 대체냉매로서 환경문제뿐 아니라 안전성, 경제성 등을 고려하고 기존에 사용되고 있는 냉동공조장치와 비교하여 에너지효율이 비슷하거나 더 높은 수준을 유지하는 자연냉매의 사용이 시도되고 있으며, 이 중 HC계 냉매가 적용 가능성이 가장 높게 평가되고 있다.<sup>(3)</sup>

HC계 냉매는 값이 싸고 사용이 간편하며 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되는 등 냉매로서의 요구조건을 갖추고 있으나 가연성의 문제로 유럽을 제외하고 모든 나라에서 사용을 거의 무시하여 왔다. 그러나 James의 보고서<sup>(4)</sup>에 의하면 기존 냉동기들이 소형 밀폐시스템을 채용하고 있고 충전량이 적어 폭발 가능성이 매우 희박하고 대형 냉동공조장치에 있어서도 적절한 환기시스템 도입과 누설감지기 등의 안전장치로 이를 해결할 수 있는 것으로 보고되고 있어 HC계 냉매에 대한 많은 관심을 받고 있다.<sup>(5)</sup>

선행 연구들로서 Lorentzen<sup>(6)</sup>은 냉동 및 열펌프 사이클에서 암모니아, 프로판, 이산화탄소 등의 자연냉매는 인공적으로 만들어진 프레온계 냉매보

다 우수하다고 보고하였고, Richardson<sup>(7)</sup>은 밀폐형 증기 압축식 장치에서 탄화수소계 냉매는 기존 냉매에 비해 우수한 성능을 나타내고 있으며, 가연성의 문제 없이 안전하게 사용할 수 있다고 보고하였다. Ritter et al.<sup>(8)</sup>은 0.735 kW의 성능을 가진 상업용 냉동기는 보통 기존냉매가 0.42 kg, 탄화수소계 혼합냉매는 0.17 kg 정도 충전되었으며, 작은 충전량에도 불구하고 탄화수소계 혼합냉매의 전체 성능계수는 6.4% 정도 향상되었다고 보고하였다. 그러나 실질적인 장치설계를 위한 자연냉매의 시스템 특성에 관한 국내·외 연구는 여전히 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 HCFC계 냉매인 R-22를 기본 작동유체로 한 공랭식 히트펌프 실증장치를 제작하여 HC계 냉매인 R-290(propane), R-600a(iso-butane) 및 R-1270(propylene)로 작동유체를 변화시켜 각 냉매에 따른 히트펌프의 특성 및 성능평가를 수행하여 HC계 냉매를 이용한 히트펌프 시스템의 설계에 필요한 자료를 제공하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1과 Fig. 2는 실험장치의 실제 사진과 개략도를 나타내고 있다.

냉방모드에서 냉매는 압축기, 유분리기, 4방 밸브, 응축기, 수액기, 냉매 질량유량계, 수동식 팽창밸브, 증발기, 4방 밸브, 액분리기, 압축기의 순으로 순환된다. 또, 일정온도로 제어되는 기본조건에서 성능을 평가할 수 있게 하기 위하여 실외기는 항온항습 챔버에서의 공기를 공급받게 설치

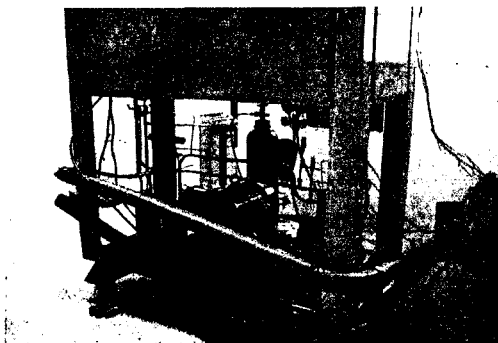


Fig. 1 Photograph of experimental apparatus.

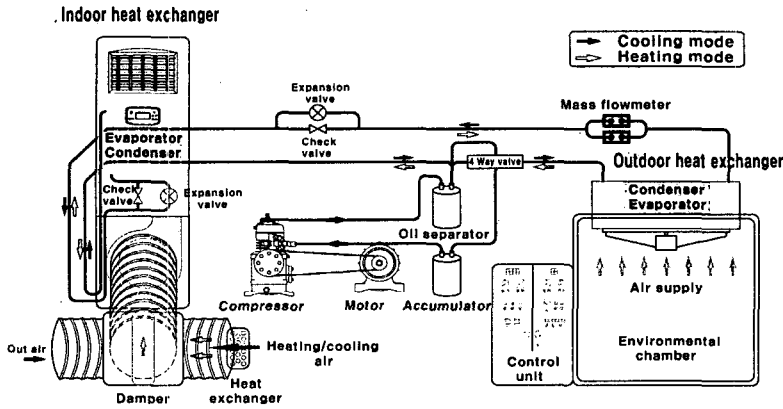


Fig. 2 Schematic flow diagram of experimental apparatus.

하였고 실내기는 입구측에 댐퍼를 설치하여 시스템을 가동하였다. 난방모드에는 컨트롤 패널에 있는 냉·난방 전환 버튼에 의해 4방 밸브가 작동하여 압축기를 제외한 각 열교환기로 이동하는 냉매 경로에 변화를 주어 신속하게 난방모드로 전환할 수 있게 하였다. 또한 최대한 전 구간을 충분히 단열하였으며 외부와의 열교환은 무시하였다.

압축기는 R-22용 2기통 개방형 압축기로 정격 운전모터를 사용하여 구동시켰으며, 파워미터를 설치하여 압축기 일량을 측정하였다. 원활한 실험을 위해 유분리기, 수동식 팽창밸브, 액분리기를 각각 설치하였다. 신속한 냉·난방모드 전환을 할 수 있게 하기 위하여 각 열교환기 출구측에 4방 밸브를 장착하였고, 냉매 질량유량계를 각각 설치하여 운전하는 동안의 냉매유량을 측정하였다. 이차유체의 풍량을 측정하기 위해 풍량계측기(오차범위 :  $\pm 0.1 \sim 0.5 \text{ m/s}$ )를 사용하여 덕트 내부 일정단면 8지점에서 풍량을 측정하였으며, 제어를 위해 슬라이더스를 사용하였다. 냉매 및 이차유체의 온도측정을 위해 정밀 수은온도계(오차범위 :  $\pm 0.2\%$ )로 보정한  $\phi 0.1 \text{ T}$ 형(Thermocouple)을 각 열교환기 입·출구측에 설치하였고,  $\phi 1.6$  피복형 T-type의 열전대를 압축기, 응축기, 증발기 입·출구측 관내에 삽입하였다. 이러한 센서들은 데이터 로거(data logger)를 통하여 PC에 전송, 처리하도록 하였다.

2.2 실험방법

HC계 냉매를 이용한 공랭식 히트펌프 시스템

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-22, R-290, R-600a, R-1270	
Cooling mode	Indoor temp. [K]	300
	Outdoor temp. [K]	304~314
Heating mode	Indoor temp. [K]	293
	Outdoor temp. [K]	275~285

의 특성 및 성능평가를 위해 기존의 HCFC계 냉매인 R-22를 작동유체로 먼저 실험을 수행한 다음, R-290, R-600a, R-1270을 작동유체로 동일조건에서 비교실험을 수행하였다. Table 1은 한국공업규격(KS C 9306)에 근거한 실내·외 공기측 온도조건을 나타낸다.

실험은 먼저 Table 1에 나타난 실내·외 공기측 온도를 항온항습 챔버와 댐퍼를 조정하여 일정하게 유지한 후 냉매를 주입한다. 본 실험 사이클의 압력과 온도를 팽창밸브와 2차유체 풍량을 제어하여 실험사이클이 기준조건에 일치하도록 설정한 후, 2시간 이상의 평형상태로 유지되는 정상상태가 되었을 때 압축기, 각 열교환기 입·출구 냉매 온도 및 압력, 냉매와 2차유체의 유량, 압축기의 전력과 전압 등의 필요한 데이터를 1시간 정도 취득하였다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 실험장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 열평형을 검토하였다. 증발기 공기유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량  $Q_e$ 와 압축일량  $W$ 의

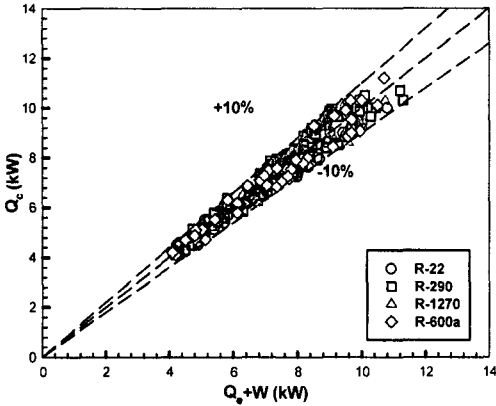


Fig. 3 Heat balance in the refrigeration and air-conditioning system.

합이고, 세로축은 응축기 공기유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량  $Q_c$ 이다. 그림에서의 오차범위는 냉매의 종류와 관계없이  $\pm 10\%$  내에서 거의 일치하였다. Fig. 4와 Fig. 5는 실외 온도 변화에 따른 각 냉매의 냉동능력의 변화를 나타낸 것이다.

냉동능력은 냉방 운전시(cooling mode)에서는 실외 온도가 증가함에 따라 감소하고 난방운전(heating mode)에서는 실외 온도가 증가할수록 선형적으로 증가하였다. 각 값들은 R-22에 비해 R-600a, R-290 순으로 비슷한 양상을 보이거나 R-1270은 평균 약 11% 정도로 가장 크게 나타났으나, 고온으로 갈수록 증가폭이 점점 감소하고 난방 운전시에서는 거의 비슷함을 알 수 있었다.

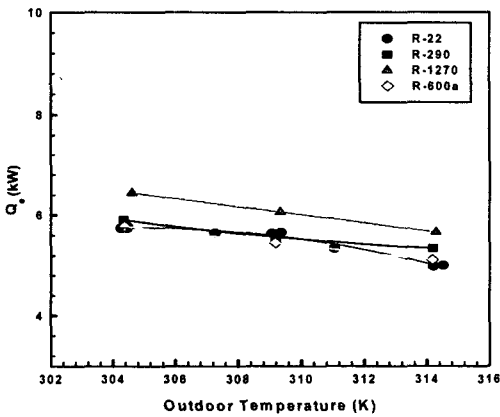


Fig. 4 The refrigeration capacity with variation of outdoor temperature at cooling mode.

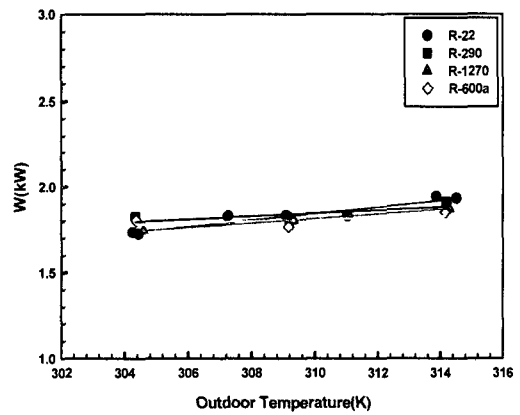


Fig. 6 Compressor work on the outdoor temperature at cooling mode.

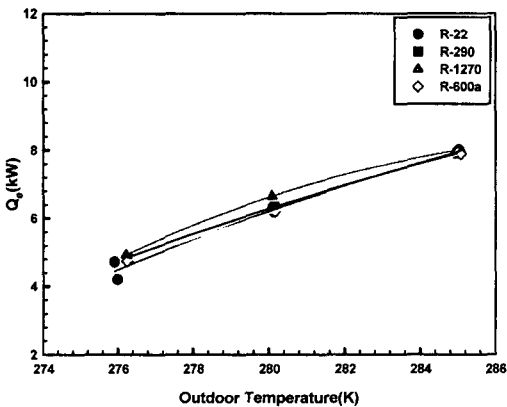


Fig. 5 The refrigeration capacity with variation of outdoor temperature at heating mode.

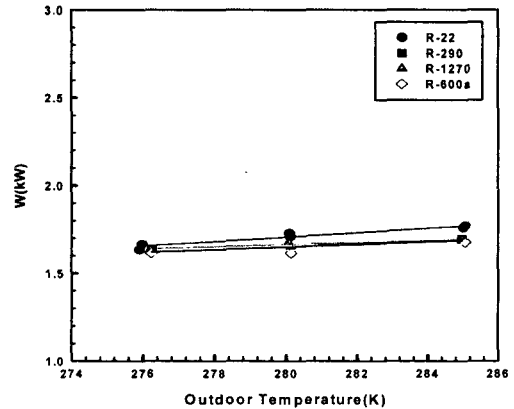


Fig. 7 Compressor work on the outdoor temperature at heating mode.

Fig. 6과 Fig. 7은 각 냉매의 실외 온도 변화에 따른 압축기 축동력을 나타낸 것이다. 압축기는 증기압축식 냉동공조장치에서 중요한 요소라고 할 수 있으므로 압축기 특성에 대한 고려는 반드시 필요하다. 그림에서와 같이 압축기 축동력은 실외 온도가 증가할수록 증가하는 경향을 보였으며 HC계 냉매가 R-22에 비해 거의 비슷한 값을 보였다. 난방 운전시 기준조건에서 평균 5~6%, 난방 운전시 3~4% 정도 낮게 나타내었다. 이는 R-22용 압축기를 사용함으로써 질량유속이나 증발 온도 및 비열비 등 열물성값의 차이로 인한 영향 때문이라 생각된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 실외 온도 변화에 따른 실험 장치의 성능계수를 나타낸 결과이다. 실외 온도

가 증가함에 따라 난방 운전시 선형적으로 감소 하였으며, R-22에 비하여 R-290, R-600a는 5~6% 정도 높고 R-1270은 15% 정도 가장 크게 나타났다.

난방 운전시 실외 온도가 증가할수록 증가하였으며, R-22에 비해 R-290, R-600a가 평균 약 5~6% 정도 높고 R-1270은, 약 8% 정도로 가장 높게 나타났다. 이러한 결과는 R-1270 냉매의 열물성값에 기인하는 결과로 판단된다. HC계 냉매는 비체적이 큰 반면 R-22보다 높은 증발잠열을 가지는 특성 때문에 적은 충전량으로도 R-22와 비슷하거나 높은 냉동능력을 보인다. 앞서 도출한 압축기 축동력면에서는 각 냉매별로 그리 큰 차이를 보이지 않았기 때문에 성능계수면에서도

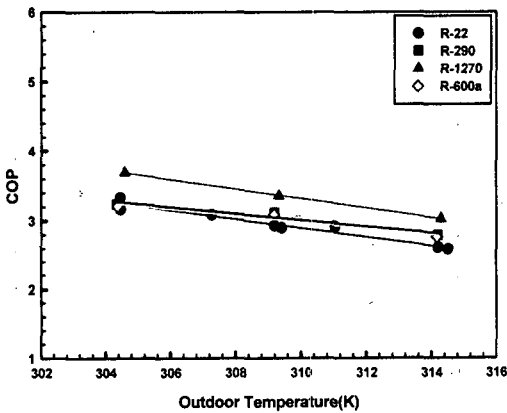


Fig. 8 The COP with variation of outdoor temperature at cooling mode.

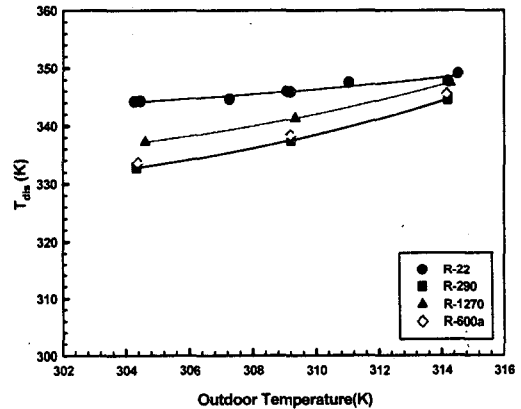


Fig. 10 The discharged temperature to outdoor temperature at cooling mode.

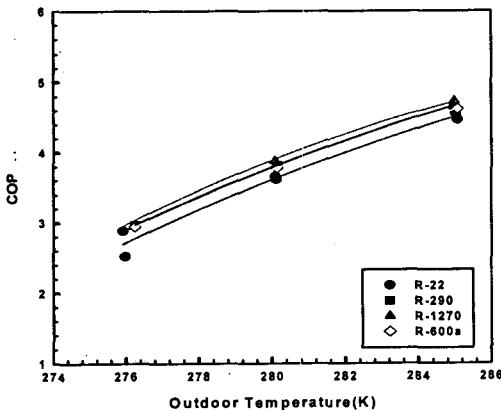


Fig. 9 The COP with variation of outdoor temperature at heating mode.

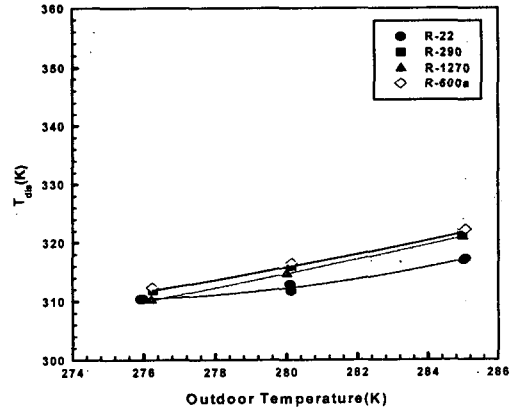


Fig. 11 The discharged temperature to outdoor temperature at heating mode.

냉동능력과 같은 경향을 나타낸다. 따라서 성능계수의 측면에서 평가하면 HC계 냉매는 R-22의 대체냉매로서 충분한 가능성이 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 실외 온도에 대한 압축기 토출가스 온도를 나타낸 것이다. 압축기 토출가스 온도는 실외 온도가 증가할수록 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 그림에서와 같이 냉방 운전시 R22에 비해 평균 R-290이 10%, R-600a가 9%, R-1270이 5% 정도로 낮게 나타났고, 이에 반해 난방 운전시에는 R-290이 평균 8%, R-600a가 9% 높고 R-1270이 5% 정도 높게 나타남을 알 수 있었다.

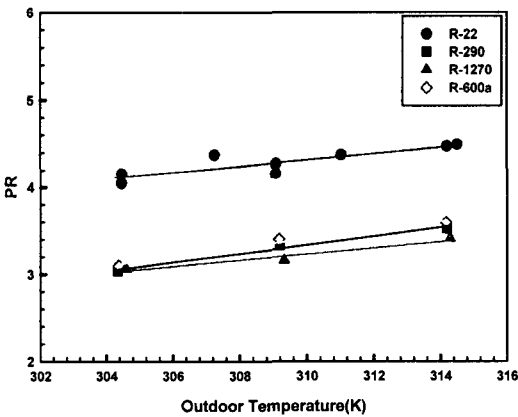


Fig. 12 The pressure ratio to outdoor temperature at cooling mode.

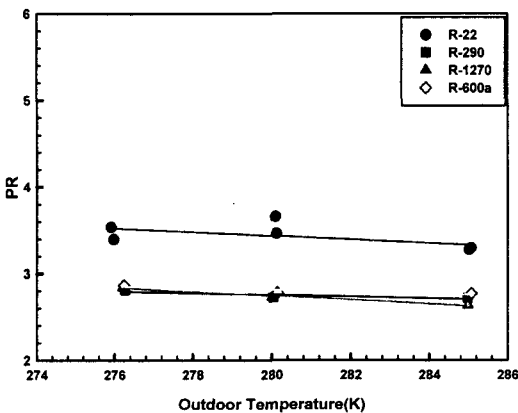


Fig. 13 The pressure ratio to outdoor temperature at heating mode.

Fig. 12와 Fig. 13은 각 냉매 압축비의 변화를 실외 온도에 따라 나타낸 결과이다. 실외 온도가 증가할수록 냉방 운전시에서는 압축비는 증가하는 경향을 보이며 난방 운전시 반대로 감소하는 경향이 나타내었다. HC계 냉매는 비슷한 값들을 가지나 R-1270이 R-22에 비해 냉방 운전시 평균 약 20% 정도 난방 운전시 약 23% 정도로 가장 낮게 나타났다.

#### 4. 결론

지구 환경 파괴로 인해 규제되고 있는 R-22와 대체냉매로 기대되는 HC계 자연냉매인 R-290, R-600a 및 R-1270을 적용하여 열펌프 시스템 성능 특성을 실험적으로 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 장치의 열평형을 검토한 결과 냉매의 종류에 관계없이 대체적으로 10% 정도 내외로 거의 일치하며 비교적 열평형의 우수함을 확인할 수 있었다.

(2) 압축기 축동력은 실외 온도가 증가할수록 점차 선형적으로 증가하였으며, HC계 냉매가 R-22보다 냉방 운전시에서 평균 5~6%, 난방 운전시에서는 평균 3~4% 정도 낮게 나타남을 알 수 있었다.

(3) 냉동능력은 실외 온도가 증가함에 따라 각 냉매별로 냉방 운전시 감소하고 난방 운전시 증가하였다. R-290과 R-600a는 R-22와 비슷한 양상을 보였으며, R-1270은 평균 약 8~10% 정도 크게 나타났다. 특히 R-1270의 경우에는 고온으로 갈수록 냉방 운전시는 증가폭이 조금 감소하는 경향을 보였으나 난방 운전시에는 선형적으로 감소하여 R-22와 비슷한 경향을 나타내었다.

(4) 성능계수는 냉동능력과 비슷한 경향을 실외 온도 변화에 따라 보이며 R-22에 비해 R-290, R-600a, R-1270이 냉방 운전에서는 각각 평균적으로 5, 4, 15% 정도, 난방 운전시는 6, 5, 8% 정도로 나타났다.

#### 후 기

이 논문은 2006년도 누리사업에 의하여 일부 지원되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes, Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone Nature, Vol.249, pp.810-814.
2. Kurylo, M. J., 1990, The chemistry of stratospheric ozone its response to natural and anthropogenic influences, Int. J. Ref., Vol. 13, pp.62-72.
3. Jang, Y. S., 1997, Performance and heat transfer characteristics of a heat pump system using hydrocarbon refrigerant mixtures, Ph. D. Thesis, Seoul National University, Seoul, Korea.
4. James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, The use of propane in domestic refrigerators, International Journal of Refrigeration, Vol.15, No. 2, pp.95-100.
5. Kruse, H., 1992, European research and development concerning CFC and HFC substitution, ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, pp.41-54.
6. Lorentzen, G., 1995, The use of natural refrigerants: A complete solution to the CFC/HFC predicament, International Journal of Refrigeration, Vol.18, No.3, pp.190-197.
7. Richardson, R. N. and Butterworth, J. S., 1995, The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system, Int J. Refrig., Vol.18, No.1, pp.58-62.
8. Ritter, T. J. and Chem, C., 1996, Experiences with hydrocarbon blends in the UK market, Refrigeration Science and Technology Proceedings, Aarhus, Denmark, pp.447-456.