

수열원 히트펌프 용 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 성능평가

강 동 규, 김 욱 진, 정 동 수^{*†}

인하대학교 기계공학과, *인하대학교 기계공학과

Performance of HFC32/HFC152a Mixture for Water-source Heat Pumps

Dong gyu Kang, Wook-Jin Kim, Dongsoo Jung^{*†}

Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received October 21, 2011; revision received February 16, 2012)

ABSTRACT: In this study, performance of HFC32/HFC152a mixture is measured in the composition range of 20 to 50% R32 with an interval of 10% for the comparison with the conventional HCFC22 in water-source heat pumps. Tests are carried out under the same capacity in a heat pump bench tester equipped with a variable speed compressor at the evaporation and condensation temperatures of 7/45°C and -7/41°C for summer and winter conditions, respectively. Test results show that the compressor power of the HFC32/HFC152a mixture is 13.7% lower than that of HCFC22 while the coefficient of performance(COP) the HFC32/HFC152a mixture is 15.8% higher than that of HCFC22. Hence, from the view point of energy efficiency, the HFC32/HFC152a mixture is excellent as compared to HCFC22. Compressor discharge temperatures of HFC32/HFC152a mixture are increased up to 15.4°C as compared to that of HCFC22. The amount of charge for HFC32/HFC152 mixture decrease up to 27% as compared to that of HCFC22. Overall, HFC32/HFC152a mixture is an excellent long term candidate to replace HCFC22 in water-source heat pumps.

Key words: 성능계수(Coefficient Of Performance), 냉매 22(R22), 혼합냉매 R32/R152a(Refrigerant mixture of R32/R152a), 냉동용량(Capacity), 열펌프(Heat pump), 공기조기(Air-conditioning), 압축기토출온도(Discharge temperature)

기 호 설 명

하첨자

COP : 성능계수
 GTD : 온도 구배 차 [°C]
 ODP : 오존층 붕괴 지수
 Q : 냉동 능력 [W]
 T : 온도 [°C]
 \dot{m} : 질량유량 [g/s]

c : 응축기
 $dis.$: 압축기 토출 부분
 e : 증발기
 w : 2차 유체

1. 서 론

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

우수한 열역학적 성질들로 인해 1930년대부터 약 50년 동안 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온

염화불화탄소(CFC) 및 수소화염화불화탄소(HCFC)가 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 1987년에 체결되었다.⁽¹⁻²⁾ 이 의정서에 따라 선진국들은 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하고 HCFC는 사용량을 동결하여 2019년 말까지 전면 폐기시키기로 합의하였다.

그 결과 CFC 및 HCFC를 사용해 오던 냉동 및 공조 산업계는 큰 영향을 받게 되었고, 미국을 비롯한 선진국들은 환경면에서 문제가 없는 대체물질들을 사용하여 CFC 및 HCFC를 성공적으로 대체하기 위해 많은 노력을 해 왔다. 특히 HCFC22의 경우가 정용 공조기 분야에서 거의 독점적으로 사용되어 왔으며 시장 규모 역시 모든 냉매 중 가장 크기 때문에 대체 냉매의 개발이 시급했으며 따라서 지난 수년간 공조산업계는 HCFC22를 대체할 수 있는 물질에 대한 연구를 진행해 왔다.⁽³⁻⁴⁾

현재 상업용 및 가정용 신규 공조기의 경우에는 R410A라 불리는 2원 혼합냉매(50%HFC32/50%HCFC125)와 R407C라 불리는 3원 혼합냉매(23%HFC32/25%HCFC125/52%HCFC134a)가 시장에 나와 판매되고 있다.⁽⁵⁾ R410A와 R407C는 오존층 붕괴 지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 0으로 오존층 붕괴를 일으키지 않는다.

이 중에서 R407C는 6°C 정도의 온도구배를 지닌 비공비 혼합매체로서 HCFC22와 비슷한 증기압을 내며 따라서 별도로 현행 장비를 크게 수정하지 않고서도 이를 적용할 수 있다는 장점을 갖고 있다. 그러나 이것은 비공비 혼합냉매이므로 시스템 누설이 있는 경우에는 분리 현상이 발생하여 냉매를 보충하는 데 문제가 있고, 또한 질량전달저항으로 인해 열전달 계수가 감소하므로 열교환기의 성능 저하가 우려된다.

반면 R410A는 GTD가 0.2°C 미만인 근공비 혼합매체로서 전통적인 냉매 충전 방법을 적용할 수 있다. 뿐만 아니라 동일 성능을 내기 위한 압축기 행정 체적이 30% 정도 줄어들어 장비의 소형화에 대한 잠재성과 시스템 효율이 향상될 가능성을 지니고 있어 매우 매력적이다.⁽⁶⁾ R410A의 등엔트로피 효율은 HCFC22에 비해 상대적으로 낮은 것으로 알려져 있지만 마찰의 감소 및 밀도의 증가로 인한 압력 손실의 감소가 등엔트로피 효율의 감소를 상쇄시킬 수 있으므로 이 냉매를 사용하는 시스템의 효율은 HCFC22보다 클 것으로 전문가들은 예상하고

있다.^(5,7) 그러나 이 냉매의 증기압은 HCFC22의 증기압보다 무려 60%나 높기 때문에 설비 제조업체들은 압축기의 재설계(소형화)와 관 벽의 두께 강화, 강인한 용접을 위한 고압 용기의 사용 등으로 인한 제조비용의 증가와 체적용량의 증대로 인한 제조비용의 감소가 어떻게 경제적으로 서로 상쇄될 수 있는가를 연구하여 이 대체냉매의 사용을 결정해야만 한다.

CFC 대체가 한참 거론되면서 지구 온난화 문제 역시 심각한 환경 문제로 부상하기 시작했다. 지구 온난화 현상은 화석 연료를 사용할 때 발생하는 이산화탄소가 주원인이며 이 온난화 현상을 완화시킬 수 있는 방안을 강구하기 위해 지난 20여 년 동안 사상 최대의 국제 환경 회의가 여러 차례 열렸고 1997년에는 일본의 교토에서 국제회의가 열려 이산화탄소 발생 규제 및 감축을 목표로 하는 교토 의정서가 제안되었다.⁽⁸⁾

냉동/공조 산업계는 오존층 붕괴를 막기 위해 새로 개발된 HFC 대체냉매들이 교토 의정서에서 온실가스로 규정됨으로써 큰 타격을 입게 되었다. 예를 들어 자동차의 경우 신냉매 HFC134a가 개발되어 사용된 지 10여 년이 된 현 시점에서 2010년 이후에는 유럽에서 HFC134a를 사용할 수 없다는 F-gas 법률이 통과되어 산업계는 또 다시 친환경 냉매를 개발해야 하는 어려움을 겪고 있다.⁽⁹⁾ 이런 환경 보호 법규들은 시간이 갈수록 강화될 것으로 보이며 이미 유럽 연합 국가들은 F-gas 법률 등에 의거하여 기존 공조기 및 히트펌프의 대체냉매로 개발된 HFC407C와 HFC410A 등에 막중한 세금을 매겨 정책적으로 탄화수소나 탄화수소와 HFC의 혼합냉매 같이 지구 온난화 지수가 낮은 친환경 냉매를 사용하게 하고 있다.⁽¹⁰⁾

특히 유럽의 강화된 환경 기준이 세계의 기준이 되고 있으므로 이런 국제적 기준을 만족시키기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 동시에 지구 온난화 지수가 500이하이며-온난화 지수가 2068인 R410A의 25% 수준-또한 에너지 효율이 높은 대체냉매를 개발해야만 한다.⁽⁹⁻¹⁰⁾

이런 국제 환경 속에서 현재 한국을 비롯한 전 세계는 환경 및 에너지 보존/수급/활용 변화에 따라 지열 및 미활용 에너지 분야에서 대규모로 사용될 수열원 공조기 및 히트펌프 개발에 박차를 가하고 있다. 우선 국제적 환경보호 및 보존 추세에 힘입어 현재 지열 히트펌프가 여러 곳에서 개발되어 다양

한 용도로 쓰이고 있다.⁽¹¹⁻¹²⁾ 지열 히트펌프는 냉방과 난방을 수행할 때 필요한 에너지의 대부분(약 75%)을 땅을 통해 흡수하므로 근본적으로 지속 가능한 에너지 변환 기구라 할 수 있다. 미국 환경청(EPA)은 지열 히트펌프가 현존하는 공간냉난방 시스템 중에서 가장 효율이 높고, 환경 친화적이며, 비용을 절감하는 시스템이라고 밝히고 있다. 지열 히트펌프는 공기열원 히트펌프에 비해 40%의 에너지 절감을 가져오며 온실가스 배출절감 효과가 매우 높아서 미국과 유럽에서는 지열 히트펌프 보급에 노력하고 있다. 지열 히트펌프의 경우 지중에 직접 증발기를 설치하는 경우는 많지 않고 대부분 지중에 흡열관을 설치하고 이 관에서 얻은 에너지를 물이나 부동액을 통해 지상에 있는 증발기의 냉매에 제공하는 2차 유체 방식을 적용하고 있어 기본적으로 수열원 히트펌프의 구조를 갖는다.⁽¹¹⁻¹²⁾

한편 미활용 에너지에는 생활 폐수, 호수나 강의 물, 바다의 물 등이 모두 포함된다.⁽¹³⁻¹⁴⁾ 예를 들어 생활 폐수열을 이용하는 히트펌프 시스템은 아파트 단지나 아파트단지가 밀집된 신도시, 산업 공단 등의 하수 종말 처리장 등에서 나오는 생활 폐수의 에너지를 이용하여 급탕수나 난방수 등을 제공하는 에너지 변환 기구이다. 환경 보호를 위해서 이런 폐수들의 온도를 낮추어야 하며 또 동시에 난방이나 급탕이 항상 필요하므로 이런 시설에 수열원 히트펌프를 설치하면 대규모의 에너지 절약과 더불어 환경 보호를 이룰 수 있다. 또한 바다나 강 등에서 에너지를 추출하는 수열원 히트펌프의 경우 거의 무공해의 에너지를 지속 가능하게 제공할 수 있으므로 전 세계의 에너지 단체들과 관련 산업계는 이와 같은 수열원 시스템의 개발에 박차를 가하고 있다. 특히 한국의 경우 물고기 양식장들이 많은데 이런 시설에 수열원 히트펌프를 적용하여 바다의 지속 가능한 에너지를 이용하고 동시에 이런 시스템을 고효율화 시키면 국내의 양식업자들에게 매우 유리하고 동시에 기술을 수출할 수 있어 이 분야의 경쟁력 제고에 큰 도움이 될 것이다.

현 시점에서는 오존층 붕괴도 일으키지 않으며 에너지를 절감해서 지구 온난화 현상도 완화시킬 수 있는 냉매들이 절실히 필요하며 이러한 대체냉매들의 한 종류로 각광을 받고 있는 것들이 바로 순수 냉매들을 혼합한 '비공비 혼합냉매'(Non-azeotropic refrigerant mixtures, NARMs)이다. 친환경적인 비공비 혼합냉매를 사용하면 열효율을 10% 정도 향상

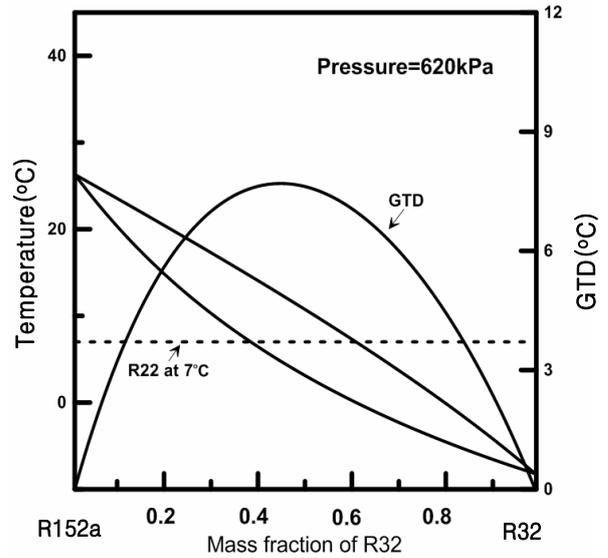


Fig. 1 Phase diagram of non-azeotropic refrigerant mixtures.

시킬 수 있고, 냉동, 공조기를 크게 변화시키지 않고도 시스템에 적용할 수도 있고 다른 물질 및 유통유와의 호환성에 문제가 생기지 않게 할 수 있다.⁽¹⁵⁾

이 같은 특성 때문에 비공비 혼합냉매들은 냉동/공조화 분야에서 에너지 효율을 현저하게 높일 수 있는 방안 중의 하나로서 부각되어 왔고 외국의 경우 여러 연구소에서 그것들의 열역학적 특성들에 대해 많은 연구를 진행해 왔다.⁽¹⁵⁻¹⁶⁾ NARMs는 등압상태에서 증발이 일어날 때 순수냉매와는 달리 증발온도가 올라가며 반대로 응축 시에는 응축온도가 감소한다. 이와 같은 현상은 '온도 구배 현상'이라고 부르며 증발이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도 차이를 '온도 구배 차'(Gliding temperature difference, GTD, Fig. 1에서 ΔT_g)라고 하는데 이 GTD는 선택된 혼합냉매와 조성에 따라 다르다. R32/R152a 비공비 혼합냉매의 온도-조성 선도인 Fig. 1은 이와 같은 비공비 혼합냉매의 특징을 잘 보여 주고 있다.

증기 압축식 사이클에 의해 작동되는 냉동/공조기들은 열원(Heat source)과 열방출구(Heat sink)로서 공기나 물 등의 '2차 열전달 매체'(Heat transfer fluid)를 필요로 한다. Carnot cycle에서 작동되는 순수냉매의 경우 반드시 열교환기의 한쪽 끝에 Pinch point가 생기게 되고 따라서 Pinch point가 생기지 않는 다른 쪽에는 냉매와 열전달 매체간의 온도차가 필요 이상으로 커지게 되므로 결국 열 교환 시에 많은 양의 엔트로피가 형성된다. 그러나 비공비 혼합매체의 경우에는 냉매의 온도 구배와 열전달 매체

의 온도 구배를 이용하여 두 개가 평행이 되게 할 수 있다(온도 구배 매칭). 따라서 비공비 혼합냉매를 사용하면 냉매와 2차 열전달 매체간의 온도차가 줄어들므로 열역학적인 비가역성이 줄어들게 되고 결국 열역학적 효율 증대가 이루어진다. 그러나 이렇게 유체들의 온도가 평행이 되도록 하려면 반드시 '대향류 열교환기'를 사용해야만 하고 동시에 온도 구배 매칭을 해야 한다. 비공비 혼합냉매의 경우 열교환 효율의 증대뿐만 아니고 압축기에서 필요로 하는 동력 역시 Carnot cycle에 비해 줄어들게 되며 따라서 냉동/공조기의 성능계수(COP)가 크게 향상되는 것으로 보고되어 있다.⁽¹⁷⁾

이에 본 연구에서는 수열원 히트펌프를 모사하는 벤치 테스터를 제작하여 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건 하에서 환경 특성이 우수한 R32/R152a 혼합냉매의 조성을 변화시켜가면서 성능을 측정함으로써 조성 변화에 따른 냉난방 특성을 비교하고 동시에 기준이 되는 R22 냉매와의 차이점도 살펴보고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험용 히트펌프 설계 및 제작

위의 연구 목표를 달성하기 위해 본 연구에서는

냉매와 물이 대향류를 이루어 흐르며 외부 조건을 균일하게 맞추어 줄 수 있는 히트펌프 벤치 테스터 장비를 설계/제작하여 기준 냉매 및 대체냉매의 냉동 용량, 성능 계수, 압축기 토출 온도 등을 측정하고 비교, 분석하였다.

Fig. 2는 대체냉매를 실험하기 위해 설계한 냉동 용량 3.5 kW(1톤)의 벤치 테스터를 개략적으로 보여 준다. 본 장치는 미국 표준 연구소(NIST)의 Mulroy et al.⁽¹⁷⁾이 사용한 것과 비슷한 구조로 만들어졌다. 본 실험에서 증발기와 응축기로 사용한 열교환기는 내관의 외경 19.01 mm, 외관의 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관 형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다.

Fig. 3은 열교환기의 연결부를 자세히 보여준다. 증발기와 응축기의 총 길이는 각각 5.92 m이며 내벽면을 기준으로 한 열교환기의 면적은 각각 0.3536 m²이다. 사용된 이중관 열교환기의 내관으로 2차 유체가 흐르도록 하였으며, 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공간으로 흐르게 하였고, 열 교환을 극대화시키기 위해 대향류가 되도록 제작하였다. 냉동 사이클의 특성상 응축기 압력은 20~25기압까지 올라갈 수 있기 때문에 이 같은 고압에서도 시스템이 견딜 수 있도록 하기 위해 모든 접합부는 은 납을 사용하여 용접하였다.

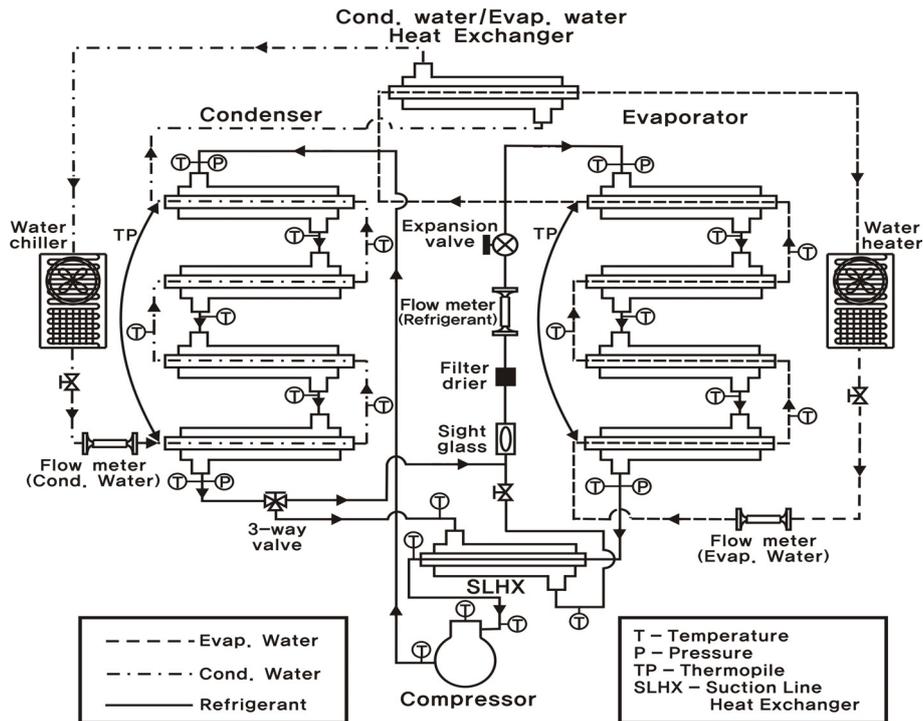


Fig. 2 Schematic of a heat pump bench tester.

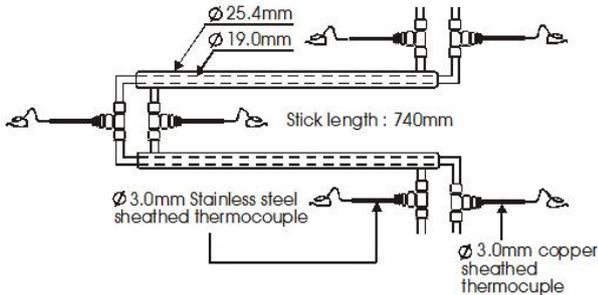


Fig. 3 Details of evaporator and condenser connection.

본 실험 장치에서는 개방형 왕복동식 압축기를 전기모터와 인버터에 연결하여 사용하였다. 본 실험의 목적은 동일한 냉동 용량 하에서 R22와 R32/R152a 혼합냉매의 성능을 비교하는 것이기 때문에 R32/R152a 혼합냉매의 경우 조성에 따라 용량이 변하므로 회전수(rpm)를 변화시켜 R22와 동일한 냉동 용량을 낼 수 있도록 하였다.

응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉 되었는지 여부를 확인하기 위해 유리로 된 가시화 장치(Slight glass)를 설치하였으며 팽창밸브 전에 필터 드라이어를 설치하여 냉매 속에 있을지도 모르는 불순물이나 수분 등을 제거하였다. 그리고 미세조절이 가능한 수동식 팽창 밸브를 사용하여 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하였다. 증발기의 2차 유체로는 에틸렌글리콜이 질량비 30% 혼합된 물-에틸렌글리콜 혼합물을 사용하였고 응축기에는 물을 사용하였다. 물의 온도를 일정하게 맞추기 위해 응축기에는 칠러를 사용하였으며 증발기에는 히터를 사용하였다.

그리고 열교환기의 물 측 입구에는 필터를 설치하여 물속에 섞여 있을지도 모르는 불순물을 제거하였다. 또한 칠러와 히터의 부하를 최소화하기 위해 응축기에서 나오는 뜨거운 물과 증발기에서 나오는 차가운 물을 서로 열 교환시켜 각각의 용량을 줄였다. 본 실험에서는 열손실을 최소화하기 위해 열교환기 외벽에 3 mm 두께의 스펀지 테이프를 두 겹으로 감고, 그 위에 25 mm 두께의 단열 폼을 덮었으며 그 뒤 열교환기 전체를 50 mm 두께의 유리섬유로 덮었다.

2.2 데이터 측정

증발기 내에서 냉매 및 물의 온도를 측정하기 위해 각각 20개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연

Table 1 Uncertainties of experimental parameters

Parameters	Uncertainty
Temp.(RTD)	0.01 °C
Temp.(Thermocouple)	0.1 °C
Pressure	3.4 kPa
Mass flow rate	0.2%
Work(Torque meter)	0.5%

결부위의 냉매 및 물이 흐르는 관속에 삽입하였고, 모든 열전대들은 사용에 앞서 정도 ± 0.01 °C의 정밀 온도계로 보정하였다. 응축기의 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해서는 T-type 열전대를 열교환기 표면에 부착하였다. 증발기 및 응축기의 용량을 결정하기 위해서는 각 열교환기로 흐르는 2차 유체 측의 온도차를 정확히 측정해야 한다. 2차 유체 측의 온도차를 정확히 측정하기 위해 역시 T-type 열전대를 정밀 온도계로 보정한 뒤 물 측 입·출구에 삽입하여 직접 온도차를 측정하였다. 또한 압축기의 안정성과 냉매의 혼합비에 따른 변화도 살펴보기 위해 압축기의 흡입 온도와 토출 온도도 측정하였다. 증발기와 응축기의 입·출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정포트를 만들었고 정도가 3.4 kPa 미만인 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매 측의 압력을 측정하였다. 한편 압축기 소요 동력은 정도가 0.5% 미만인 정밀 토크미터를 이용하여 측정하였다. 냉동기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기 측 2차 유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 점도나 밀도 등 유체의 물성 값에 영향을 받지 않고 0.2%의 고정도를 갖는 질량 유량계를 이용하여 증발기 측 2차 유체의 유량을 정확하게 측정하였다. Table 1은 본 연구에서 적용된 측정 장치의 불확실도를 나타낸다. 끝으로 온도, 압력, 유량 등의 데이터는 PC와 데이터 로깅 시스템(HP3852A)을 상호 연결하여 수집하였으며, 이렇게 수집한 데이터는 PC의 하드디스크에 저장하여 추후에 데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석하였다.

2.3 실험 조건

본 연구에서는 여름철의 냉방 조건과 겨울철의 난방 조건 하에서의 성능을 분석하기 위해 다음과 같은 두 조건에서 데이터를 취하였다.

- A : 냉방조건 : 7°C/45°C(증발기 중간지점 포화 온도/응축기 중감지점 포화 온도)
- B : 난방조건 : -7°C/41°C(증발기 중간지점 포화 온도/응축기 중감지점 포화 온도)

위의 두 조건에서 냉매의 성능을 공정하게 비교하려면 외부 조건을 동일하게 유지하여야 한다. Table 2는 외부 조건을 동일하게 유지하기 위해 적용된 2차 유체의 입구 온도와 유량 조건을 보여 준다. 외부 유체의 입구 온도와 유량을 고정하였으므로 실험 냉매들의 포화 온도는 열전달계수 등에 따라 조금씩 다르게 나타낸다. 실제로 이렇게 실험 데이터를 취해야 냉매들의 성능을 공정하게 비교하고 평가할 수 있다. 한편 모든 실험에서 증발기 출구의 과열도와 응축기 출구의 과냉도를 각각 5°C로 유지했다.

2.4 실험 냉매 조성 및 윤활유 선정

본 연구에서는 먼저 기준 냉매로서 HCFC22의 성능을 측정하고 HFC32와 HFC152a를 혼합한 네 가지 조성의 비공비 혼합냉매의 성능을 측정하였다. Table 3은 본 연구에서 실험을 수행한 냉매들의 조성 과 온도 구배(Gliding Temperature Difference, GTD)와 지구온난화지수(GWP)를 나타낸다. 실험을 수행한 혼합냉매의 물성치는 미국의 표준 연구소에서 개발한 REFPROP 9.0⁽¹⁸⁾을 이용하여 구하였다. 압축기에 들어가는 윤활유는 냉매와 혼합되어 시스

템 내부에서 순환하기 때문에 대체냉매의 성능평가 시 올바른 윤활유를 선정하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 각각의 냉매 특성에 맞추어서 HCFC22에는 미네랄 오일을 사용하였고, HFC32/HFC152a 혼합냉매에는 HFC계 냉매와 호환성이 있는 동일 점도의 POE 오일을 사용하였다.

3. 열역학 사이클 시뮬레이션

대체 냉매의 특성을 실험적으로 연구하기 전에 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 실험 결과를 예측하고 분석, 검토하는 것이 중요하다. 따라서 히트펌프에 적용할 수 있는 UA 모델의 증기 압축식 사이클 모사 프로그램⁽¹⁹⁻²⁰⁾을 이용해 실험을 수행할 냉매의 성능 계수(COP)와 토출 온도 및 소요 동력을 동일한 냉동 용량 하에서 수치적으로 예측하였다. 사이클 성능 분석에서는 냉동 용량을 두 가지 온도 조건에서 1 냉동톤(3.5 kW)으로 고정하고 압축기 효율을 80%로 하여 실제 실증 실험에서의 조건과 유사하게 설정하였다. 열역학 사이클 시뮬레이션은 실험을 수행하기 전에 실험 결과를 상대적으로 예측하기 위한 작업이므로 결과에서 절대적 수치는 큰 의미가 없고 변수에 따른 상대적 변화량과 경향성에 초점을 맞추어 분석하여야 한다.

Fig. 4~Fig. 5는 사이클 모사 프로그램을 이용해 분석한 결과를 보여 준다. 결과에서 확인할 수 있듯이 Table 3의 조성에서 HFC32/HFC152a 혼합냉매

Table 2 Test conditions in the study

Test condition	$T_{e,w}$ (°C)	$T_{c,w}$ (°C)	$\dot{m}_{e,w}$ (g/s)	$\dot{m}_{c,w}$ (g/s)
A (Summer cooling)	29	35	85	142
B (Winter heating)	10	33	85	142

Table 3 Refrigerants tested in this study

Ref. No.	Refrigerant (Mass fraction)	GTD (°C)	GWP
1	HCFC22	0	1790
2	20%HFC32/80%HFC152a	5.7	245
3	30%HFC32/70%HFC152a	7.0	308
4	40%HFC32/60%HFC152a	7.6	366
5	50%HFC32/50%HFC152a	7.6	424

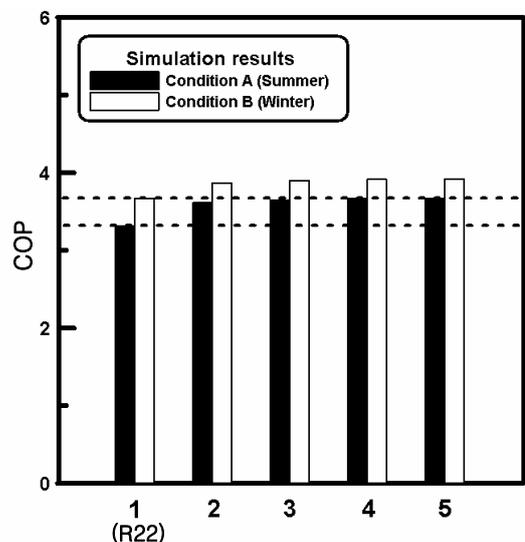


Fig. 4 Simulation results : COP of various refrigerants.

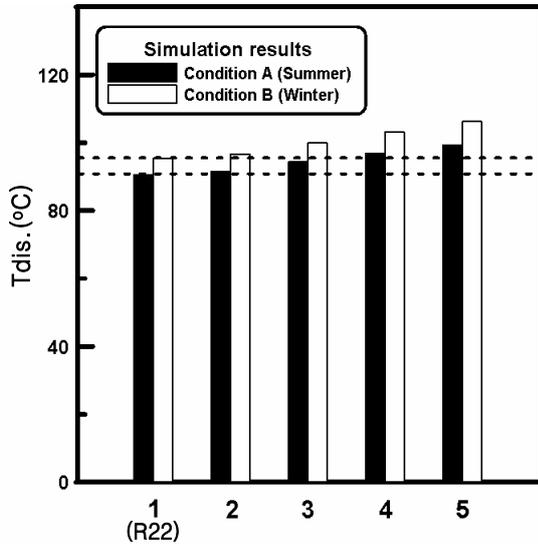


Fig. 5 Simulation results : Discharge temperature of various refrigerants.

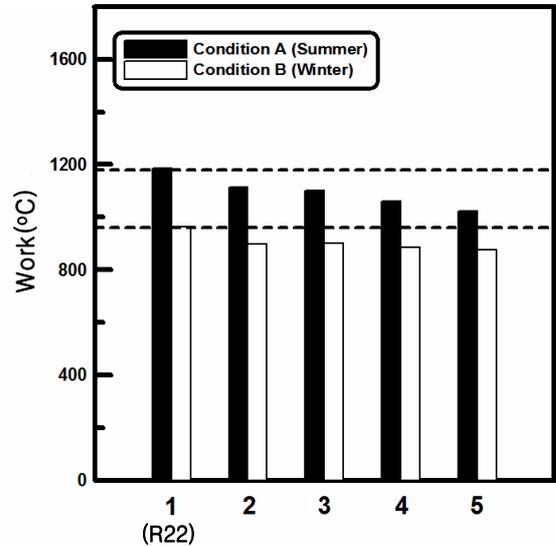


Fig. 6 Experimental results : Compressor work of various refrigerants.

의 성능계수는 HFC32의 비율이 10%씩 증가할수록 HCFC22에 비해 최대 10.9%나 높은 값을 보였다. 압축기 토출 온도 또한 HFC32의 비율이 높아질수록 증가하는 경향을 보이며 R22에 비해 최대 10.8°C 정도 높은 것으로 나타났다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 3.5 kW급 열펌프를 제작하여 여름철 냉방 조건과 겨울철 난방 조건 하에서 rpm을 변화시켜 동일한 냉동 용량을 유지한 채 환경 특성이 좋은 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 조성 변화에 따른 시스템 성능을 측정하였다. 모든 실험에서 냉매 측 및 2차 유체 측의 에너지 균형이 3~4% 이내에서 일치할 수 있도록 시스템을 보완한 상태에서 모든 데이터를 취했다. 또한 각 실험조건에 대해서 최소한 두 번씩 반복해서 동일한 실험을 수행하였으며 편차가 1% 미만일 때만 적합한 데이터로 간주하였다.

4.1 압축기 소요 동력과 성능 계수

지구 온난화를 줄이기 위해서는 에너지 변환 장치들의 에너지 효율이 향상 되어야 한다. 냉동/공조기 기에서 성능 계수(COP)는 특정 냉매를 주입한 장치에서의 에너지 효율의 척도이다. 따라서 무엇보다 대체 냉매를 선택할 때에는 기존 유체에 대한 여러 냉매들의 성능 계수를 조사하는 것이 중요하다.

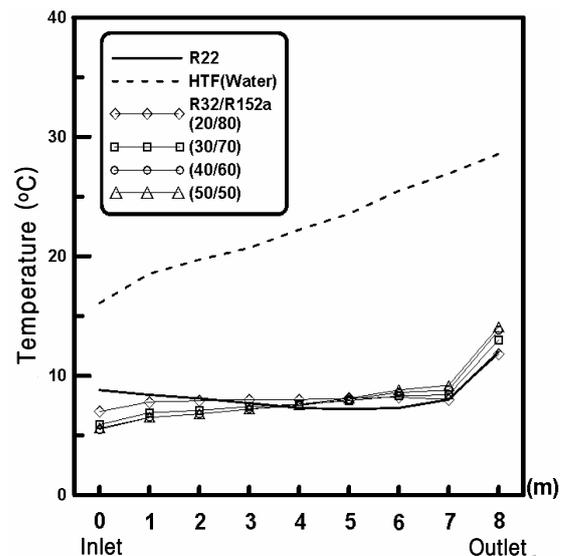


Fig. 7 Temperature distribution in the evaporator.

에너지 효율에 가장 큰 영향을 미치는 것은 압축기 소요 동력이다. Fig. 6은 HCFC22와 체적에 따라 RPM을 변화시켜가며 측정한 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 소요 동력을 보여 준다. Fig. 6을 통해 알 수 있듯이 HFC32의 조성이 10%씩 증가할수록 소요 동력은 R22와 비교해서 최대 13.7%나 적은 것으로 나타났다. 또한 HFC32의 비율이 증가할수록 소요 동력이 더 크게 감소하는 경향을 보였다. 이런 경향은 HFC32의 비율이 높아질수록 비공비 혼합냉매의 온도 구배(GTD)와 열전달 유체의 온도 구배

가 잘 매칭이 되어 성능 증대 특성이 나타났기 때문으로 판단된다. Fig. 7은 증발기에서 냉매와 열전달 유체(HTF)의 온도 분포를 보여 준다. R22의 경우 증발기를 타고 가면서 압력 강하로 인해 온도가 떨어지다가 끝 부분에 가서 과열이 되는 것으로 나타났다. 반면에 R32/R152a 냉매는 압력 강하에도 불구하고 온도가 꾸준히 상승해서 외부의 열전달 유체와 평행으로 온도 매칭이 잘 되는 것을 볼 수 있다. 물론 R32의 조성이 증가할수록 온도 구배 매칭은 더 잘 되는 것을 알 수 있다. 이런 현상으로 인해 R32의 조성이 증가할수록 압축기 소요 동력이 줄어들고 궁극적으로 이것이 성능계수의 증대로 이어진 것으로 보인다.

Fig. 8은 여름철, 겨울철 조건에서 취한 HCFC22와 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 COP를 보여 준다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 여름철과 겨울철 조건 모두에서 HFC32의 비율이 10%씩 증가할수록 COP는 증가하는 경향을 보이며 R22와 비교해서 최대 15.8%까지 높은 것으로 드러났다. HFC32의 비율이 증가할수록 COP가 증가하는 경향은 Fig. 4에 있는 열역학 사이클 모사 결과와 거의 비슷하였다. 실제 시스템에서 이 같이 COP가 향상된 것은 에너지 보존 차원에서 대단히 의미가 있는 결과이다.

4.2 압축기 토출 온도

대체냉매를 적용할 때는 시스템의 수명이나 윤활

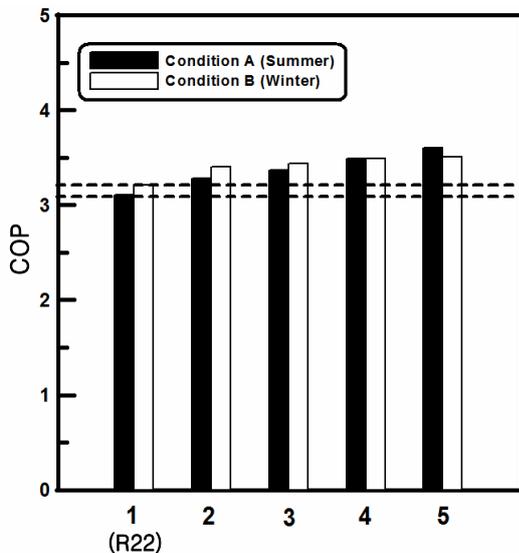


Fig. 8 Experimental results : COP of various refrigerant.

유 및 냉매의 안정성 등도 고려해야 하는데 압축기의 토출 온도를 측정/비교함으로써 간접적으로 이런 특성들을 비교할 수 있다. Fig. 9는 혼합냉매들의 압축기 토출 온도를 보여 준다. Fig. 9를 통해 알 수 있듯이 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 압축기 토출 온도는 R22에 비해 최대 15.4°C 정도 높은 것으로 나타났다. 하지만 이 정도의 변화는 시스템 성능에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 보인다. 한편 열역학 모사 결과와 마찬가지로 실험에서도 HFC32의 비율이 높아질수록 토출 온도가 증가하는 경향을 보였다.

4.3 냉매 충전량

본 연구에서는 각각의 실험조건에 대하여 응축기 끝부분의 과냉도와 증발기 끝부분의 과열도가 각각 5°C로 될 때의 충전량을 적정 충전량으로 결정하였으며 Table 4는 이 값들을 보여 준다. Table 4에서 볼 수 있듯이 여름철, 겨울철 조건에서 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 충전량은 R22와 비교하여 15.6~26.8% 정도 줄어드는 것으로 나타났다. 한편 HFC32의 비율이 커질수록 충전량은 증가했는데 이는 HFC32의 액체 밀도가 크기 때문이다.

5. 결 론

본 연구에서는 수열원 히트펌프에서 기존의 HC

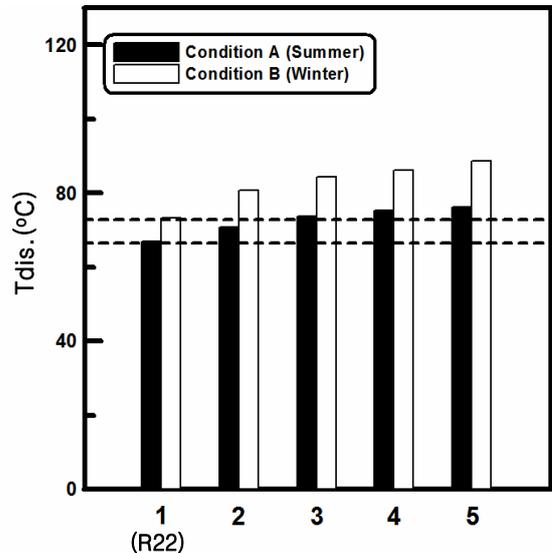


Fig. 9 Experimental results : Discharge temperatures of various refrigerants.

Table 4 Summary of test results for various refrigerants

No	Refrigerant	Condition A(Summer cooling)						Condition B(Winter heating)							
		COP	diff. (%)	Work (W)	diff. (%)	Tdis. (°C)	RPM	Charge (g)	COP	diff. (%)	Work (W)	diff. (%)	Tdis. (°C)	RPM	Charge (g)
1	R22	3.11		1187		66.9	660	1100	3.21		964		73.2	660	1250
2	20%HFC32/ 80%HFC152a	3.28	5.5	1114	-6.1	70.8	800	805	3.40	5.9	898	-6.8	80.7	840	960
3	30%HFC32/ 70%HFC152a	3.37	8.4	1101	-7.2	73.6	700	835	3.44	7.2	900	-6.6	84.3	730	995
4	40%HFC32/ 60%HFC152a	3.49	12.2	1062	-10.5	75.2	610	860	3.49	8.7	886	-8.1	86.1	640	1030
5	50%HFC32/ 50%HFC152a	3.60	15.8	1024	-13.7	76.1	530	880	3.51	9.3	876	-9.1	88.6	560	1055

FC22와 환경 특성이 좋은 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 성능을 비교/분석하기 위해 속도 조절형 왕복동식 압축기가 장착된 수냉식 히트펌프 벤치테스터를 제작하여 냉매들의 성능계수, 용량, 토출 온도 등을 측정하였다. 혼합냉매 실험에서는 R32의 조성을 10% 간격으로 20%부터 50%까지 변화시켜가며 데이터를 취하였다. 여름철과 겨울철의 냉난방 실험 조건의 동일한 용량하에서 HCFC22와 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 성능을 측정하고 특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) HFC32/HFC152a 혼합냉매의 소요 동력은 HCFC22와 비교하여 최대 13.7%의 감소를 보였고 HFC32의 비율이 높아질수록 열전달 유체와의 온도 구배 매칭이 잘 이루어지면서 소요 동력이 더욱 감소하였다.

(2) R32의 조성을 10%씩 변화시키면서 측정한 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 성능계수는 HCFC22와 비교해 최대 15.8%의 향상을 보였다. 따라서 HFC32/HFC152a 혼합냉매는 에너지 효율 측면에서 HCFC22에 비해 뛰어난 것으로 나타났다.

(3) HFC32/HFC152a 혼합냉매의 압축기 토출 온도는 HCFC22와 비교하여 최대 15.4°C 높은 것으로 나타났다.

(4) HFC32/HFC152a 혼합냉매의 냉매 충전량은 R22와 비교하여 15.6~26.8% 정도 줄어들었고 액체 밀도가 큰 HFC32의 비율이 커질수록 증가하였다.

후 기

본 연구는 2011년도 정부(국토해양부)의 재원으로

한국해양연구원의 '해양 심층부의 에너지 이용 기술 개발'(연구 책임자 김현주) 연구사업과 인하대학교의 지원을 받아 수행되었으며 관계자들에게 감사사를 드린다.

참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1987, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act, New York, United Nations.
2. United Nations Environment Programme, 2002, Production and Consumption of Ozone Depleting Substances Under the Montreal Protocol 1986~2000, Ozone Secretariat, UNEP, Nairobi, Kenya.
3. Song, Y. J., Park, B. J., Jung, D. S., and Kim, C. B., 1998, Performance evaluation of R22 alternative refrigerants, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10 No. 3, pp. 292-392.
4. Cecilia Gabriellii, Lennart Vamling, 2000, Drop-in replacement of R22 in heat pumps used for district heating-influence of equipment and property limitations, 2001, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 660-675.
5. ARI, 1992~1997, R22 and R502 Alternative Refrigerants Program, US Air-Conditioning and Refrigeration Institute.
6. Korean Intellectual Property Office, 2000, The Report for Investigation of New Technology

- Trend(HVAC&R), Mechanics/Metalics, Vol. 6, pp. 537-541.
7. Didion D. A., 1994, Private Communication, US National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
 8. Global Environmental Change Report, 1997, A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, Vol. IX, No. 24.
 9. Regulation (EC) No. 842 of the European Parliament and of the Council of 17 May, 2006, on Certain Fluorinated Greenhouse Gases, Official J. European Union, 2006.
 10. Cox, N., 2004, Energy Comparison of A Ground Source Heat Pump Using Hydrocarbon Refrigerants, Prod. of the 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Glasgow, UK.
 11. Hwang, G. and Kim, J., 2006, Applied Technologies of Geothermal Energy, Magazine of SAREK, Vol. 35, No. 11, pp. 38-45.
 12. You, H., 2005, Technology of eco-friendly geothermal system, HARF KO 2005 International Symposium, pp. 605-615.
 13. Choi, B. Y., 2005, Application of Water Heat Storage Heat Pump System Using Waste and Geothermal Heat Source, Proceeding of HARFKO 2005, International Symposium of Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, HARFKO 2005 International Symposium, pp. 445-456.
 14. Park, T., Lee, Y., 2005, Recent Trend of Unutilized Energy, Magazine of SAREK, Vol. 34, No. 10, pp. 52-53.
 15. Calm, J. M. and Domanski, P. A., 2004, R-22 replacement status, ASHRAE Journal, pp. 29-39.
 16. Jung, D., Song, Y., and Park, B., 2000, Performance of Alternative Refrigerant Mixtures, Int. J. Refrigeration, Vol. 23, No. 6, pp. 466-474.
 17. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. O., and Didion, D. A., 1988, Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 and E2, pp. 27-34.
 18. Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., 2007, NIST Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, REFPROP version 9.0.
 19. Radermacher, R. and Jung, D., 1993, Theoretical analysis of replacement refrigerants for HCF C22 for residential uses, ASHRAE Trans., Vol. 99, No. 1, pp. 333-343.
 20. Jung, D., Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerant, Int. J. Refrigeration, Vol. 14, pp. 223-232.