

대체냉매 R430A를 적용한 정수기 냉동시스템의 성능 평가

박 기 정, 이 요 한, 정 동 수^{*†}, 김 경 기^{**}

인하대학교 대학원 기계공학과, ^{*}인하대학교 기계공학과, ^{**}웅진코웨이(주)

Performance of R430A on Refrigeration System of Domestic Water Purifiers

Ki-Jung Park, Yohan Lee, Dongsoo Jung^{*†}, Kyoung-kee Kim^{**}

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

^{*}Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

^{**}Woongjin Coway, Ltd., Woongjin R&D center, Bongcheon7-dong, Gwanak-Gu, Seoul, 151-919, Korea

(Received October 6, 2008; revision received January 6, 2009)

ABSTRACT: In this study, thermodynamic performance of R430A is examined both numerically and experimentally in an effort to replace HFC134a used in the refrigeration system of domestic water purifiers. Even though HFC134a is used predominantly in such a system these days, it needs to be phased out in the near future in Europe and most of the developed countries due to its high global warming potential. To solve this problem, cycle simulation and experimental measurements are carried out with a new refrigerant mixture of 76%R152a/24% R600a using actual domestic water purifiers. This mixture is numbered and listed as R430A by ASHRAE recently. Test results show that the system performance with R430A is greatly influenced by the amount of charge due to the small internal volume of the refrigeration system of the domestic water purifiers. With the optimum amount of charge of 21 to 22 grams, about 50% of HFC134a, the energy consumption of R430A is 13.4% lower than that of HFC 134a. The compressor dome and discharge temperatures and condenser center temperature of R430A are very similar to those of HFC134a at the optimum charge. Overall, R430A, a new long term environmentally safe refrigerant, is a good alternative for HFC134a requiring little change in the refrigeration system of the domestic water purifiers.

Key words: Alternative refrigerant(대체냉매), Water Purifiers(정수기), R430A(냉매 430A), HFC134a(냉매 134a), Ozone depletion(오존층 붕괴), Global warming(지구 온난화)

———— 기 호 설 명 ————		
COP	: 성능 계수	\dot{m} : 유량 [g/s]
EC	: 에너지 소비량 [W · h]	T : 온도 [°C]
		VC : 체적 용량 [kJ/m ³]

하첨자

[†] Corresponding author

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

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

dis : 압축기 토출 부분

r : 냉매

1. 서 론

지난 반세기동안 염화불화탄소(CFC) 및 수소 염화불화탄소(HCFC)는 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성으로 인해 가정용 및 산업용 냉동/공조 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 1970년대 중반에 CFC들이 대기권에서 분해되지 않고 성층권의 오존층을 파괴한다는 사실이 알려지면서 선진국들은 몬트리올 의정서에 의거하여 1996년 1월 1일부터 CFC 사용량을 동결하게 되었고 2009년 말까지는 CFC를, 2029년 말까지는 HCFC를 전폐시키기로 합의하였다.⁽¹⁾

냉동/공조 산업에서 CFC에 대한 사용이 규제됨에 따라 오존파괴지수(ODP)가 0인 대체냉매를 찾기 위한 연구와 개발 활동이 활발하게 수행되었다. 이러한 노력의 결과로 HFC134a가 기존의 사용되어 오던 CFC12의 대체냉매로 개발되어 지난 십 년간 가정용 냉장고와 정수기 등에 적용되었다. HFC134a는 CFC12와 비슷한 증기압과 열적 성능을 가지고 있으므로 CFC12를 성공적으로 대체할 수 있었다. 그러나 최근 지구온난화 문제가 현재 인류가 직면한 가장 중요한 환경적 이슈로 떠오르면서 1997년 교토의정서에서는 HFC를 포함한 온실가스를 규제할 것을 제안했다.⁽²⁾ HFC134a의 지구온난화 지수(GWP)는 1300 정도로 상당히 높기 때문에 지구온난화에 크게 영향을 미치는 것으로 알려져 있고 교토의정서는 이 냉매를 지구온난화를 일으키는 온실가스 중 하나로 포함시켰다. 따라서 현재 전 세계는 HFC134a를 대체할 수 있는, 환경적으로 안전하고 에너지 효율이 우수한 대체냉매를 시급히 개발해야 할 상황이다. 이 같은 추세를 반영하며 유럽 연합은 환경보호를 위해 2011년부터 새로 제조되는 차량의 자동차 에어컨에 HFC134a의 사용을 금지하고 있으며 좀 더 구체적으로는 지구온난화지수가 150이상인 냉매의 사용을 명확하게 금지하고 있다.⁽³⁾

최근 들어 환경 파괴와 에너지 소비량 증가에 따른 에너지 부족 등으로 전 세계 냉동/공조 산업계는 가정용 냉장고와 정수기 등에 사용하고 있는 HFC134a 냉매를 지구온난화지수가 150이하인 친환경 냉매로 대체하려 하고 있다. 축적된 연구와 개발에 힘입어 현재 많은 나라에서는 탄화수소 냉매를 이와 같은 밀폐형 시스템의 대체냉매로 채택하고 있다. 전통적으로 탄화수소 냉매는

안전에 대한 문제로 인해 일반적인 냉동/공조 설비에 적용되지 않았다. 그러나 최근 환경 보호에 대한 국제적인 요구로 인해 탄화수소 냉매는 냉동/공조기에서 순수 작동유체나 혹은 두 가지 이상의 순수냉매가 혼합된 혼합 냉매의 형태로 여러 시스템에 적용되어 왔다.⁽⁴⁻⁵⁾ 이 중에서 가장 대표적인 것으로 R600a(isobutane)를 들 수 있는데 R600a는 지난 이십여 년 동안 유럽, 일본, 중국, 한국 등에서 냉장고에 효과적으로 적용되어오고 있다.⁽⁶⁾ 탄화수소 냉매는 오존분포 지수가 없고, 지구온난화 지수가 낮으며, 가격이 저렴하고, 기존의 냉동 장치에 쓰이는 물질과 호환성이 좋고, 기존의 미네랄 오일을 그대로 사용할 수 있다는 장점이 있기 때문에 기존의 냉매를 대체할 수 있는 가능성이 큰 냉매로 주목받고 있다.

냉동/공조기의 대체냉매를 선정할 때에는 제조 비용을 최소화하기 위해 가능한 한 기존의 장비를 변화시키지 않고 대체냉매를 효과적으로 적용할 수 있는 'Drop in' 대체 기술을 적용하는 것이 바람직하다. 그러나 여러 연구자들은 압축기를 재설계하지 않고서는 기존의 냉매를 다른 순수 냉매로 대체하는 것이 쉽지 않음을 보고하였다.⁽⁷⁻⁸⁾ 냉동/공조 시스템의 주요 요소를 변화시키지 않고 냉매를 효과적으로 대체하는 방법 중의 하나는 기존의 냉매와 비슷한 용량을 가지며 열역학적 특성이 유사한 혼합 냉매를 사용하는 것이다. 현재 냉동/공조기에서 폭넓게 사용되고 있는 R407C와 R404A가 이러한 혼합 냉매의 좋은 예인데 이 혼합냉매들은 기존의 시스템과 비슷한 크기의 압축기를 사용하여 R22와 R502를 대체하였다. 혼합 냉매를 적용할 때에는 가능한 한 온도구배가 없거나 작은 공비나 근공비 혼합 냉매를 사용하는 것이 시스템 내의 누출로 인한 조성 분리 현상을 최소화 할 수 있어 시스템 안정성 확보에 효과적이다.

대체냉매의 최적 충전량을 결정하는 것은 대체 냉매를 찾아내는 것만큼이나 중요하다. 기존의 연구자들은 냉매의 충전량이 최적화 되지 않을 경우 냉동시스템의 냉방 능력이 감소되며 냉동시스템의 신뢰도가 저하된다고 밝혔다. Houcek and Thedford⁽⁹⁾는 시스템의 용량과 성능계수(COP)를 최적화하는 충전량이 있고 최적 충전량을 벗어난 경우에는 성능이 점차 감소한다고 보고했다. Frazad and O'Neal⁽¹⁰⁾은 모세관 팽창장치를 가진 공기조

화기의 냉매 충전량을 변화시키면서 실험을 수행하여 냉매 충전량의 영향을 규명하였다. 또 Choi and Kim⁽¹¹⁾은 냉매의 충전량 변화에 따른 냉매의 유량 변화가 시스템의 성능에 큰 영향을 준다고 밝혔다.

본 연구에서는 현재 가정용 정수기 냉동시스템에 사용되고 있는 HFC134a를 대체하기 위해 새로운 혼합 냉매인 R430A를 선정하여 Pull-down 테스트를 수행해 냉매 대체 가능성을 확인해 보고자 한다. R430A는 질량비(mass fraction)로 76%의 R152a와 24%의 R600a로 구성된 근공비 혼합 냉매로 온도 구배가 0.1℃보다 작아서 조성 분리가 거의 없다. 최근에 R430A는 미국공조 냉동학회에서 공식적으로 냉매 번호를 부여받아 냉동/공조 산업계에 제공되고 있다.⁽¹²⁾ 또한 R430A는 오존 파괴지수가 없고, 지구온난화지수도 상대적으로 적은 107의 값을 가져 현재 가정용 정수기에 사용되고 있는 HFC134a를 대체할 수 있는 친환경 냉매이다. 따라서 본 연구에서는 먼저 기존의 정수기 냉동시스템에서 HFC134a를 충전한 경우의 Pull-down 테스트를 수행하여 성능을 측정하려 한다. 그 뒤 기존의 정수기에 R430A를 충전하여 냉매 충전량을 변화시켜가며 Pull-down 테스트를 수행하여 HFC134a의 결과와 비교하여 대체냉매로서의 가능성을 평가하려 한다.

2. 열역학적 사이클 시뮬레이션 분석

먼저 가정용 정수기 냉동시스템에 HFC134a와 R430A를 충전하여 Pull-down 테스트를 수행하기 전에 컴퓨터 사이클 모사 프로그램을 이용하여 실험 결과를 미리 예측하고 분석할 필요가 있다. Fig. 1은 정수기 내부의 개략도를 보여 준다. 냉수가 담기는 냉수 탱크는 정수기의 윗부분에 설치되어 있고 냉동시스템의 증발기 역할을 하는 증발 코일이 냉수 탱크 안에 들어있어 냉동기가 작동하기 시작하면 증발 코일이 물과 직접 접촉하여 냉수를 냉각시켜 주고 마지막에는 냉각 코일 주변에 얼음이 생기게 한다. 밀폐형 압축기는 냉각 작용을 하고 모세관은 팽창기구로서 이용된다. 응축기는 정수기의 뒷부분에 설치되어 자연 대류를 통해 열을 외부로 방출한다.

Fig. 2는 정수기의 기본적인 냉동 사이클을 보여 준다. 시스템 내의 냉매는 냉수 탱크에서 물과

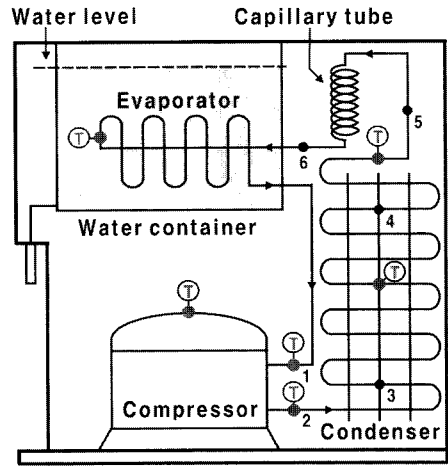


Fig. 1 Refrigeration system for domestic water purifier.

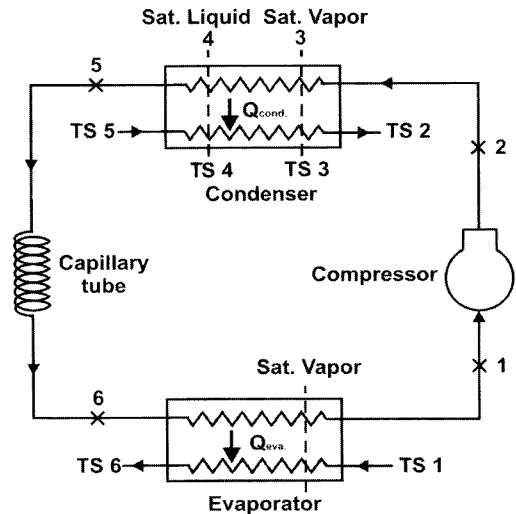


Fig. 2 Schematic of a single evaporator refrigerator for water purifiers.

의 직접 열교환을 통해 증발하고 과열증기상태로 증발기를 나간다(상태 1). 증발이 일어나는 동안에 순수 냉매의 증발 온도는 일정하지만 혼합 냉매의 증발 온도는 올라가게 된다(온도 구배 현상). 증발기를 나온 증기상태의 냉매는 압축기에 의해 고온 고압의 과열 증기로 압축된다(상태 2). 압축기를 나온 증기상태의 냉매는 응축기에서 액체상태의 냉매로 변화하고 응축기 출구에서의 냉매는 과냉 상태이거나 2상 상태가 된다(상태 5). 마지막으로 응축기를 나온 냉매는 모세관을 통해

팽창 과정을 거쳐 하나의 사이클을 완성한다(상태 6).

본 연구에서는 HFC134a와 R430A에 대한 열역학적 해석을 위해 냉동기의 열역학적 시뮬레이션 프로그램 모델로 Jung and Rademacher⁽¹³⁾가 제시한 UA-모델을 사용하였다. HFC134a를 작동유체로 사용하고 있는 정수기의 증발기와 응축기의 포화 온도는 일반적으로 각각 -5°C 와 50°C 정도이다. 열교환기의 성능은 열교환기의 총괄열전달계수(U)와 열교환기의 면적(A)을 곱한 UA 값으로 나타낸다. 이 값은 HFC134a를 적용할 때 정수기 냉동 사이클의 온도가 증발기와 응축기에서 각각 -5°C 와 50°C 가 되는 값으로 정하였고 R430A에서도 동일한 UA 값을 사용하여 계산하였다. 또한 압축기는 등엔트로피 과정으로 가정하였다. 마지막으로 시뮬레이션에 필요한 변수와 시스템이 만족시켜야만 하는 평형 방정식을 연결하는 비선형 방정식 군을 풀기 위해 Jung and Rademacher⁽¹³⁾가 이용한 Newton-Rahpson 방법을 이용하였다. Newton-Rahpson 방법은 나머지 식들이 0이 되게 하는 수치를 찾기 위한 초기 추정 값을 필요로 한다. 모델링에 관한 더 자세한 정보는 Jung and Rademacher⁽¹³⁾의 논문을 참조하기 바란다.

사이클 모사에 필요한 모든 열역학적 물성치는 미국 표준연구소에서 개발된 물성치 계산 프로그램인 REFPROP 8.0⁽¹⁴⁾에 의해 계산되었다. Table 1은 이러한 컴퓨터 사이클 모사 프로그램의 결과를 정리한 것이다. 사이클 모사 프로그램 결과를 살펴보면 R430A를 적용하는 경우 COP와 체적용량이 HFC134a에 비해 크게 증가하며 압축기 토출온도는 HFC134a와 유사한 값을 가짐을 알 수 있다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에서는 HFC134a와 R430A를 충전한 가정용 정수기의 Pull-down 테스트를 수행하기 위해 외기온도를 일정하게 유지시킬 수 있는 향온

챔버를 제작하였다. 향온 챔버는 상단에 백열등 2개를 설치하여 온도 조절에 필요한 열량을 공급하였고, 챔버 하단에 동일한 유속을 일정하게 낼 수 있는 팬 2개를 설치하여 향온 챔버 내부에 온도가 균일하게 유지되도록 하였다. Fig. 3은 정수기 Pull-down 테스트를 수행할 수 있는 향온 챔버의 개략도를 보여 준다. Fig. 3에서 위의 그림은 향온 챔버를 위에서 내려다본 것이다. 실험에서는 챔버 내부의 온도가 균일하게 유지되는 것을 확인하기 위해 내부를 9부분으로 나누어 내부의 온도를 측정하였다. Pull-down 테스트를 수행할 때 정수기가 가정에서 실제로 설치되는 환경과 유사하게 만들기 위해 정수기의 방열판이 챔버 벽 쪽으로 향하도록 설치하였다. 또, 가능한 챔버 내부의 펜에서 불어오는 공기의 유동에 의해 방열판이 영향을 받지 않도록 하였다. 챔버 내부의 벽면에 정수기를 가까이 설치하게 되면 방열판에서 방열되는 열량이 냉동시스템에 영향을 줄 수 있으므로 정수기를 벽면에서 5cm정도 떨어뜨려 설치하였다.

본 연구에서 사용한 정수기 시스템은 웅진코웨이(주)에서 공급받은 CP-07BLO 모델로 압축기 용량이 44 kcal/hr인 것을 사용하였다.

Pull-down 테스트는 두 대의 정수기를 이용해 수행하였다. 정수기 두 대 중 한 대는 테스트마다 동일한 결과를 내는지 살펴보아 실험에 문제가 있는지 여부를 알아보기 위한 기준으로 사용되었고 나머지 한 대는 실제 테스트 결과를 얻기 위해 사용하였다.

Pull-down 테스트는 외기온도 35°C , 냉수 탱크 안의 물의 온도를 30°C 로 맞춘 뒤 시작하였다. 향온 챔버 내부 온도와 냉수 탱크의 물의 온도가 설정조건에 맞추어졌을 때 정수기의 압축기에 동력을 공급하는 전원을 연결하여 실험을 수행하였다. 냉수 탱크의 초기 물의 온도가 30°C 에서부터 떨어지기 시작하여 약 5°C 가 되었을 때 정수기 냉동시스템은 자동으로 종료되도록 하였고, 만일 물의 온도가 5°C 에 도달하지 못하였을 경우

Table 1 Simulation results

Refrigerant	COP	Diff. in COP (%)	VC (kJ/m^3)	Diff. in VC (%)	T_{dis} ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{m}_r (g/s)	Work (W)
HFC134a	1.836		1348		93.2	26.2	1906.4
R430A	2.187	19.1	1527	13.3	95.4	15.0	1600.1

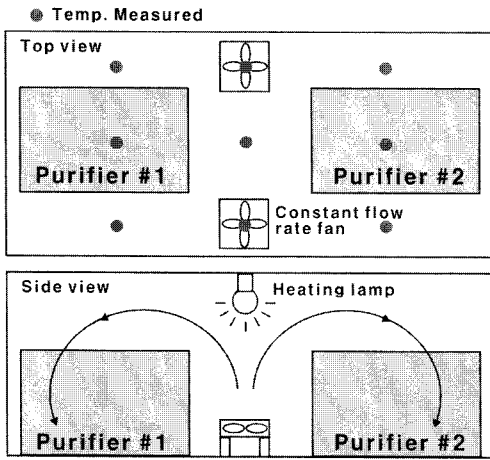


Fig. 3 Schematic of the inside of the constant temperature chamber.

에는 Pull-down 테스트 시간이 150분이 지나면 정수기 냉동시스템이 자동으로 종료되도록 제어하였다. 모든 실험에서 냉수 탱크 내의 물의 양은 8.2리터로 동일하게 유지하였다. Fig. 1의 개략도에 있듯이 정수기 냉동 사이클의 6부분에서 온도를 측정하였다.

- (1) 냉수 탱크안의 증발기(Water container)
- (2) 압축기 입구(Comp. in(Suction))
- (3) 압축기 출구(Comp. out(Discharge))
- (4) 응축기 출구(Condenser out)
- (5) 응축기 중앙(Condenser center)
- (6) 압축기 헤드(Comp. head)

Pull-down 테스트가 진행되는 동안 정수기 냉동시스템의 각 부분의 온도를 정확하게 측정하기 위해 정밀도가 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 인 T-type 열전대를 이용하였다. 또한 Pull-down 테스트가 진행되는 동안 냉동시스템의 압축기에 들어가는 소요 동력은 정밀도가 $\pm 0.2\%$ 미만인 적산전력계(Watt meter)를 이용하여 측정하였다.

Pull-down 테스트가 진행되는 동안 6개 부분에서 열전대를 통하여 측정된 온도 데이터와 적산전력계를 통해 측정된 압축기 소요 동력은 데이터 로거(Data logger, HP34970)에서 수집되어 컴퓨터의 하드디스크에 저장되었다. 모든 데이터는 10초 간격으로 측정하였다. 컴퓨터에 전송되어 저장된 데이터는 Pull-down 테스트가 종료된 후에

데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석하였다.

테스트를 수행하기에 앞서 각 냉매의 최적 충전량이 알려지지 않았기 때문에 HFC134a와 R430A의 액체 밀도를 비교하여 대략적인 충전량을 결정하였다. 물성치 계산 프로그램인 REFPROP 8.0⁽¹⁴⁾을 이용하여 50°C 의 응축기 온도에서 구한 HFC134a와 R430A의 액체 밀도는 각각 1102 kg/m^3 와 699 kg/m^3 이다. 이 밀도를 이용하여 R430A의 초기 충전량은 26g으로 정하여졌다. 실제 실험에서는 이렇게 정해진 충전량을 토대로 해서 냉매의 충전량의 변화에 따른 정수기 냉동시스템의 성능을 살펴보고 최적의 냉매 충전량을 제시하였다. 이를 위해 HFC134a의 밀도비를 이용하여 구한 각 냉매의 충전량을 1g 단위로 변화시켜 가며 Pull-down 테스트를 수행하였다.

정수기 냉동시스템의 압축기에 들어가는 윤활유는 냉매와 혼합되어 시스템 내부에서 순환하기 때문에 대체냉매의 성능 평가 시 올바른 윤활유를 선정하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 가능한 한 기존의 압축기나 윤활유를 바꾸지 않아도 되는 'Drop-in' 냉매를 선정하는 데 초점을 맞추었으므로 기존에 HFC134a 시스템에 사용되어 온 에스테르계 오일을 그대로 사용했다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 가정용 정수기 냉동시스템에서 친환경 대체냉매인 R430A와 기존에 쓰이던 HFC134a의 냉동 성능을 측정하고 비교 분석하였다. Table 2는 HFC134a와 R430A에 대한 Pull-down 테스트 결과를 요약하여 보여 준다. R430A를 정수기 냉동 사이클에 적용하기 위해서는 먼저 적정량의 충전량을 결정해야 한다. 앞에서 설명한 바와 같이 액체 밀도를 이용하여 결정한 R430A의 충전량은 26g이다. 그러나 Pull-down 테스트를 26g에서 23g까지 진행한 결과 과충전이 되어 시스템이 불안정하게 종료되는 것을 확인하였다. 따라서 R430A의 경우 충전량을 22g부터 1g씩 줄여가면서 실험을 수행하였다.

Fig. 4는 Pull-down 테스트가 진행되는 동안에 냉수탱크 안의 물의 온도가 시간에 따라 변화하는 추이를 보여 준다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 Pull-down 테스트 결과는 냉매충전량에 따라 매

우 크게 영향을 받았다. 이러한 결과는 정수기 냉동시스템 내의 초기 체적이 매우 작고 충전량의 절대량 또한 매우 적기 때문에 1g의 충전량 변화에도 테스트 결과가 매우 민감하게 변하는 것을 보여 준다. 냉매의 충전량이 19g과 20g일 때에는 충전량이 부족해 증발기에서 요구되는 냉동 효과를 내지 못하였고, 21g과 22g일 때에는 HFC134a의 결과와 유사한 냉동 효과를 냈다. 또한 Table 2의 결과에서 알 수 있듯이 R430A의 최적 충전량은 21g에서 22g정도로 나타났다. 냉매의 충전량이 21g일 경우 온도를 끌어내리는 시간이 HFC134a에 비해 약 5분 정도 더 걸리지만 에너지 소비량(EC)은 13.4% 정도 줄어드는 것을 알 수 있다. 테스트에 앞서 수행한 정수기 냉동 사이클 전산 해석에서 R430A의 성능계수(COP)는 HFC134a에 비해 19.1% 정도 높은 것으로 나

타났다. 그러나 실제 Pull-down 테스트에서는 그보다 낮은 13.4%의 향상을 보였다. 이러한 차이는 모세관의 길이가 R430A에 최적화되어 있지 않고 윤활유도 R430A에 가장 적합한 것이 아니기 때문에 발생하는 것으로 사료된다.

Fig. 5와 Fig. 6은 압축기의 입구와 출구의 온도를 보여 준다. Fig. 5에서 확인할 수 있듯이 냉매 충전량이 19g과 20g일 경우 시스템에 충전된 냉매량이 부족하다는 것을 증발기측 과열도를 통해 알 수 있다. 냉매 충전량이 적정량보다 부족하게 되면 증발기에서 요구되는 냉매 유량이 감소하게 된다. 이 경우 증발기 하류 부분에서 냉매가 과열 증기로 변하게 되며 따라서 압축기에서 요구되는 흡입 냉매의 비체적이 커져 실제로 압축기에 들어가는 냉매의 질량유량이 감소하게 된다. 따라서 압축기의 체적효율이 감소하게 되어

Table 2 Summary of test results

Refrigerant	Charge (g)	Starting temp. (°C)	Ending temp. (°C)	Operating time (min.)	Energy consumption (W · h)	Diff. in EC (%)	T _{dis} (°C)
HFC134a	42	30.23	5.61	109.7	228.2		93.5
R430A	19	30.19	10.37	149.5	222.6	-2.4	86.7
	20	30.21	8.58	149.5	238.8	4.7	89.3
	21	30.19	5.61	114.7	197.5	-13.4	93.5
	22	30.25	5.63	101.0	203.0	-11.0	95.3

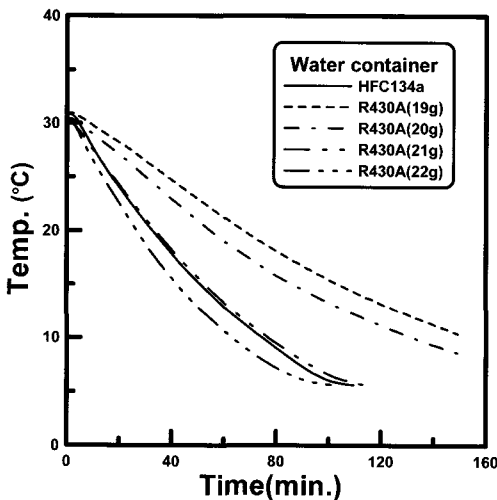


Fig. 4 Water temperature during pull-down tests.

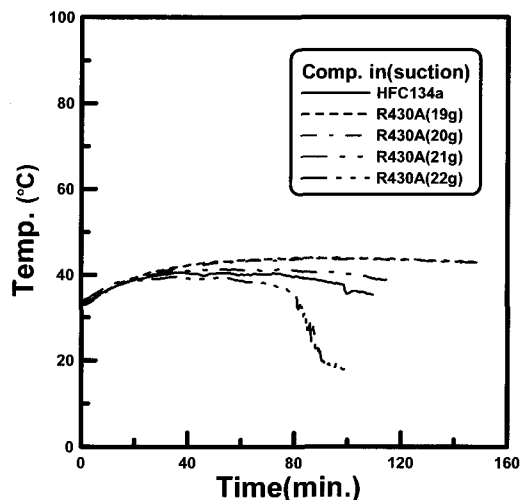


Fig. 5 Evaporator exit temperature during pull-down tests.

궁극적으로는 압축기의 냉매 토출량이 감소하게 된다. 즉 압축기에서 동일한 냉매량을 응축기에 보내기 위해서는 압축기에서 요구되는 소요 동력이 증가하게 된다. 반대로 냉매 충전량이 적정량보다 많게 되면 증발기의 냉매의 유량이 증가하게 되어 냉동 능력이 상승하게 되지만 증발기 하류부분에서 과열도가 감소하게 된다. 그러나 기존의 HFC134a에 대한 과열도는 약 30℃ 정도이기 때문에 과열도가 감소하여도 10℃ 정도로 시스템에는 전혀 문제가 없다. 오히려 10℃ 정도의 적절

한 과열도는 압축기의 체적효율을 증가시켜 소요 동력을 감소시키는 효과를 가져오는 것으로 나타났다.

Fig. 6과 Table 2에서 확인할 수 있듯이 R430A의 충전량이 21 g일 경우 압축기의 평균 토출온도는 HFC134a를 사용한 경우와 거의 같아서 시스템의 안정성 면에서도 압축기 토출온도만을 비교했을 때 R430A는 HFC134a를 대체하는 데 큰 문제가 없을 것으로 생각된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 응축기 출구와 응축기

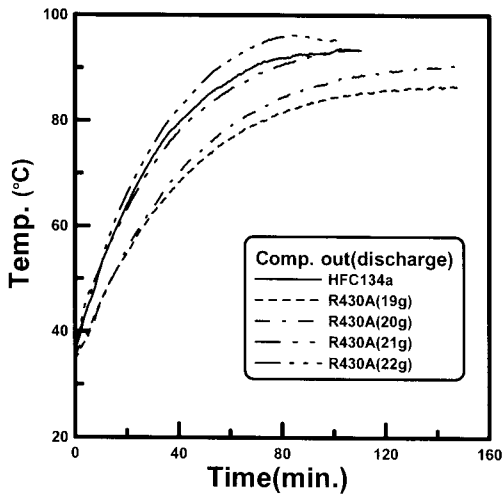


Fig. 6 Compressor discharge temperature during pull-down tests.

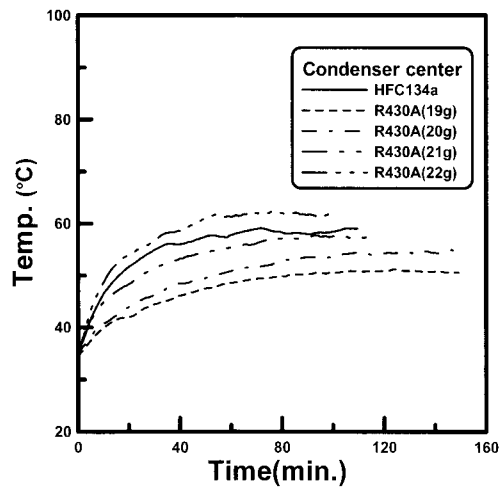


Fig. 8 Condenser center temperature during pull-down tests.

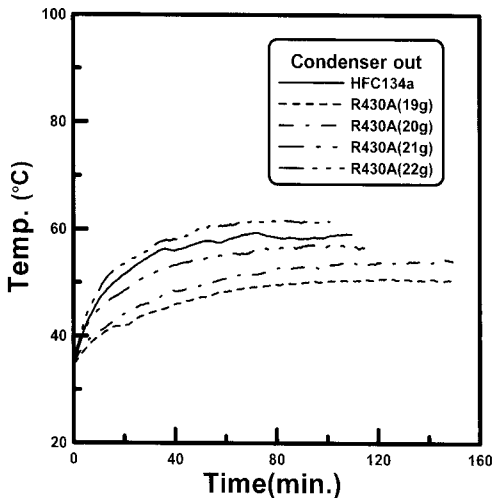


Fig. 7 Condenser exit temperature during pull-down tests.

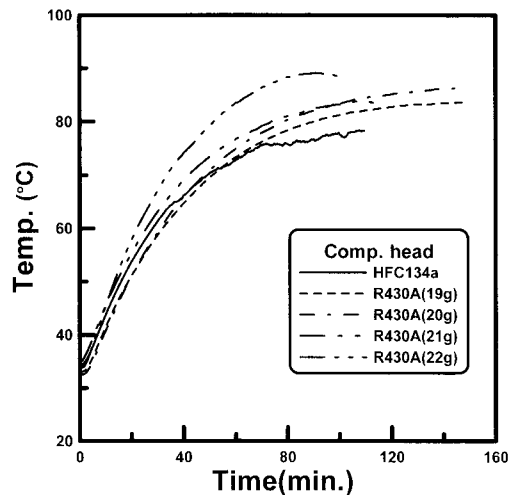


Fig. 9 Compressor dome temperature during pull-down tests.

중양 부분의 온도 변화를 보여 준다. 냉매의 충전량이 증가할수록 압축기 토출온도가 증가하여 응축기 출구와 응축기 정 중양 부분의 온도도 증가하는 경향을 보였다.

Fig. 9는 압축기 헤드의 온도 변화를 보여 준다. 압축기 헤드의 온도 변화는 압축기에서 발생하는 열량을 개략적으로 보여 주며 냉매의 충전량이 증가함에 따라 온도도 높게 나타났다. 또한 테스트가 진행될수록 HFC134a에 비해 많은 열이 압축기에서 발생하는 것으로 나타났다. 압축기 헤드의 온도는 Fig. 6에서 보여준 압축기 토출온도의 변화와 유사한 경향을 나타냈다.

5. 결 론

본 연구에서는 가정용 정수기 냉동시스템에 사용되고 있는 HFC134a 냉매를 대체하기 위해, 76%의 R152a와 24%의 R600a로 구성된 R430A를 대체냉매로 선정된 뒤 Pull-down 테스트를 수행하여 냉동 성능을 측정하였다. 이를 위해 정수기 두대를 동시에 테스트할 수 있는 항온 챔버를 설계/제작하였으며, 가정용 정수기에 대한 실험 조건 하에서 R430A의 충전량의 변화에 따른 정수기 냉동시스템의 성능을 측정하였다. 각 냉매의 Pull-down 테스트 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Pull-down 테스트 결과 R430A를 충전한 정수기 냉동시스템의 성능은 충전량에 따라 크게 영향을 받았다. 냉동시스템의 체적이 매우 작고 냉매의 초기 충전량 또한 매우 적기 때문에 1g의 충전량 변화에도 테스트 결과는 매우 민감하게 변화하였다.

(2) 본 연구에서 사용한 정수기 시스템에서는 R430A의 최적 충전량이 21g으로 결정되었다. 냉매의 충전량이 21g이 되면 온도를 끌어내리는 시간이 HFC134a에 비해 약 5분 정도 더 걸리지만 에너지 소비량은 13.4% 정도 줄어들었다.

(3) R430A의 충전량이 21g일 경우 압축기의 평균 토출온도는 HFC134a와 거의 같아서 HFC134a를 대체하는 데 크게 무리가 없을 것으로 생각된다.

(4) 본 연구에서는 기존의 압축기와 윤활유를 바꾸지 않는 'Drop-in' 대체를 목적으로 하였기 때문에 기존의 정수기를 크게 변화시키지 않고 테스트를 수행하였다. 따라서 상업용으로 제품을 출시하

려면 최적화 작업을 위해 충전량, 모세관, 윤활유 등에 대한 연구를 더 수행하여야 한다.

(5) 본 연구에서 사용된 R430A는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 지구온난화 지수가 HFC134a보다 현저히 낮아 친환경적이며 정수기 냉동시스템에서 HFC134a보다 우수한 성능을 내므로 장기적으로 HFC134a를 대체하기에 적합할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 응진코웨이(주)의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1987, Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Final Act.
2. Global Environmental Change Report, 1997, A brief analysis of the Kyoto protocol, Vol. IX, No. 24, December.
3. Official Journal of the European Union, 2006, Directive 2006/40/EC of the European parliament and of the council, 14.6.2006.
4. Kruse, H., 1996, The state of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, Proceedings of the International Conferences on Ozone Protection Technologies, Washington, DC., USA, pp.179-188.
5. Jung, D., Kim, C., Song, K., and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, No. 7, pp.517-527.
6. Int. Energy Agency's Heat Pump Center, 2002, Hydrocarbons as refrigerants in residential heat pumps and air-conditioners, Informative fact sheet.
7. Jetter, J. J., Smith, N. D., Ratanaphruks, K. N., Tufts, M. W., and Delafield, F. R., 1996, Evaluation of alternatives for HFC-134a refrigerant in motor vehicle air conditioning, Proceedings of the International Conference

- on Ozone Protection Technologies, Washington, DC., USA, pp. 845-854.
8. Jetter, J. J. and Delafield, F. R., 1997, Alternatives for CFC12 refrigerant in automotive air conditioning, Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies, Baltimore, USA, pp. 366-374.
 9. Houcek, J. and Thedford, M., 1984, A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging, Proceedings of the First Annual Symposium on Efficient Utilization of Energy in Residential and Commercial Buildings, Texas A and M Univ., TX.
 10. Frazad, M. and O'Neal, D. L., 1991, System performance characteristics of air conditioner over a range of charging conditions, International Journal of Refrigeration, Vol. 14, No. 6, pp. 321-328.
 11. Choi, E. and Kim, J., 2002, The effects of the refrigerant charge on the performance of an air conditioner with capillary tube expansions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 359-364.
 12. ANSI/ASHRAE Addenda a, b, c, d, e, f, g, and h to ANSI/ASHRAE Standard 34-2007, Designation and safety classification of refrigerants, ASHRAE June 2007.
 13. Jung, D. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerant, International Journal of Refrigeration, Vol. 13, No. 4, pp. 223-232.
 14. Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., NIST Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, REFPROP version 8.0, 2007.