

R407C 및 R410B 적용 창문형 에어컨의 성능에 관한 실험적 연구

An experimental study on the performance of a window system air-conditioner using R407C and R410B

김 만 회*, 신 정 섭*, 김 권 진*
M. H. Kim, J. S. Shin, K. J. Kim

Key words : Alternative refrigerant(대체냉매), Parallel-cross flow(평행직교류), Counter-cross flow(대향직교류), Evaporator(증발기), Condenser(응축기), LLSL-HX(내부열교환기)

Abstract

This study presents test results of a residential window system air-conditioner using R22 and two potential alternative refrigerants, R407C and R410B. A series of performance tests was performed for the basic and liquid-suction heat exchange cycle in a psychrometric calorimeter test facility. For R407C, the same rotary compressor was used as in the R22 system. However, compressor for the R410B system was modified to provide the similar cooling capacity. The evaporator circuit was changed to get a counter-cross flow heat exchanger to take advantage of zeotropic mixture's temperature glide, and liquid-line suction-line heat exchange cycle was also considered to improve the performance of the system. Test results were compared to those for the basic R22 system.

1. 서 론

CFC 및 HCFC 냉매가 지구의 환경을 오염시키는 물질로 판명됨에 따라 CFC냉매는 96년 초부터 선진국의 사용이 금지되었고 HCFC도 96년 초부터 총량규제가 시작되었다. 유럽을 중심으로 한 선진국에서는 HCFC냉매의 조기삭감을 적극 검토하고 있을 뿐만 아니라 일부국가에서는 내부규정으로 2000년 초부터 신규시스템에는 HCFC냉매의 적용을 금

지하도록 하고 있다.⁽¹⁾ 따라서 냉매업계에서는 친환경 대체냉매의 개발에 주력하고 있으며 냉동공조기기 제조업체에서는 이를 적용한 응용기술개발에 박차를 가하고 있다. Domanski and Didion⁽²⁾은 R22 대체냉매를 이론적으로 평가하는 연구를 수행하였으며, 미국의 냉동공조협회(ARI)에서는 R22 대체냉매평가프로그램(AREP)을 구성하여 R22 대체냉매에 대한 열물성, 열전달, 압축기 및 시스템의 성능평가 등 관련 제반 연구를 참가사가 공동으로 수행하여 97년 1월 완료하였다.^(3,4) 이러한 대체냉매의 연구결과로 R22의 대체냉매 후보로는 유럽의

*삼정전자 기술총괄 생활시스템연구소

일부에서 검토중인 천연냉매를 제외하면 단일냉매인 R134a, 비공비혼합냉매인 R407C(R32/125/134a : 23/25/52wt %)와 유사공비 혼합냉매인 R410A(R32/125 : 50/50wt %)로 압축되었으며 이에 대한 기본 및 응용 연구가 폭넓게 진행되고 있다.^(5~13) 이 중 R134a는 대형 냉동기용으로, R407C와 R410A 냉매는 가정용 에어컨의 대체냉매로 적용이 검토되고 있으며 R410B(R32/125 : 45/55wt %)도 함께 고려되어 왔다. 그러나 특성이 유사한 두가지 냉매를 동시에 생산할 경우 압축기 및 에어컨 업체에서의 대체냉매 적용시 혼용생산에 대한 어려움과 미국의 듀폰사에서 제기한 R410A 냉매의 안전성에 문제가 없다는 UL(Underwriters laboratory)의 판정에 따라 냉매업체에서는 R410B의 생산을 중단하고 R410A로 일원화하기로 결정하였다. 吉見 學 등⁽⁵⁾은 R407C냉매를 적용할 경우 열교환기의 특성을 분석하였고 Murphy 등은⁽⁶⁾ 가정용 에어컨에 R407C 및 R410A를 적용하여 성능시험을 수행하고 시스템의 성능 및 사이클의 제반특성을 비교 분석하였다. Hwang 등은⁽⁷⁾ R407C, R410A 및 R410B에 대해 냉매부입량에 따른 시스템의 성능 특성을 고찰하였다. 松嶋 弘章 등은⁽⁸⁾ R407C냉매를 가정용에어컨에 적용하여 열교환기 배관 및 냉매량 변화에 따른 시험을 수행하여 R22의 결과와 비교하였으며, 山本 泰司 등은⁽⁹⁾ R410B 적용 냉동사이클의 특성을 체계적으로 분석하였다. Bivens and Denison⁽¹⁰⁾은 R22 대체냉매 시스템의 성능향상 가능성에 대한 연구를 R407C와 R410A에 대해 수행하였고 김⁽¹¹⁾과 Kim⁽¹²⁾은 R22 대체냉매인 R134a, R407C, R410A 및 R410B 등에 대한 시스템 및 열교환기 특성을 분석하기 위해 열펌프 시험장치 및 실제 에어컨을 이용한 실험적 연구를 수행하였다. Burns 등은⁽¹³⁾ R410A 분리형 에어컨의 제품화에 관련된 연구사례를 발표하였고 Vakil⁽⁴⁾은 단일냉매 및 혼합냉매에 대한 흡입관의 저압냉매와 응축기 출구의 고압냉매의 열교환에 의한 시스템 특성을 고찰하였다. Domanski 등⁽¹⁵⁾은 내부열교환기(LLSL-HX)를 증기압축시스템에 적용시의 이론적 특성을 해석하였다. 이러한 연구결과를 분석해 보면 대체냉매를 적용할 경우 R407C의 경우는 시스템의 성능저하 문

제가 발생하여 이의 개선이 필요하며 R410A와 R410B의 경우는 고압냉매로 시스템의 재설계에 따른 최적화가 요구되고 있다.

본 연구에서는 R22의 대체냉매로 R407C와 R410B를 선정하고 가정용 창문형 에어컨을 이용하여 사용 냉매별 냉매부입량에 따른 사이클 매칭 실험을 수행하였다. 또한 대체냉매 적용시 발생할 수 있는 시스템의 성능 저하 문제를 해결하기 위해 열교환기의 배관구조 변경 및 내부열교환사이클(Liquid-suction heat exchange cycle) 적용 시험을 수행하여 시스템의 성능 및 사이클 특성을 구하고, R22 시스템의 결과와 비교 분석하였다. 실험결과와 분석에 필요한 냉매의 열물성값은 NIST의 REFPROP을 이용하여 계산하였다.⁽¹⁶⁾

2. 실험

2.1 실험모델

본 연구에 사용된 기본모델은 공칭 냉방능력이 3550kcal/hr(4.13kW)인 가정용 창문형 에어컨으로 증기압축시스템의 기본요소인 로터리압축기, 열교환기(응축기, 증발기), 팽창장치와 어큐뮬레이터 및 열교환용 송풍기 등의 부속장치로 구성되어 있다. 기본모델의 간단한 사양을 Table 1에 나타내었으며 실험목적에 맞도록 일부 수정한 실험모델의 사이클 구성도를 Fig.1에 도시하였다.

압축기는 밀폐형 로터리 압축기로 R22와 R407C에 대해서는 기본모델의 압축기를 변경없이 사용하

Table 1 Basic specifications of the experimental model

Items	Specifications
Rated cooling capacity	4.13kW(3,550kcal/h)
Refrigerant/oil	R-22(900g)/Mineral oil(VG56)
Compressor	Rotary(1.5HP, 19.35cc)
Evaporator	2-row 14 tubes, 2 circuits(370×375×25.4mm)
Condenser	2-row 16 tubes, 1 circuit(540×400×43.3mm)
Expansion device	Capillary tube
Indoor fan	Sirocco fan
Outdoor fan	Axial flow fan

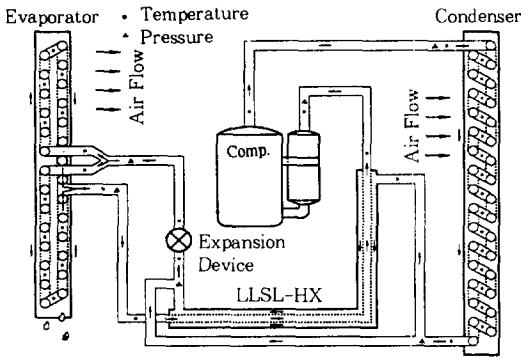


Fig.1 Schematic diagram for the test unit

였다. 고압냉매인 R410B의 경우는 냉매의 비체적이 R22에 비해 30% 정도 작고 증발잠열은 6% 정도 커서 체적 냉용량(Volumetric capacity)은 R22에 비해 30% 정도 커지게 된다. 따라서 R410B의 시스템에 R22용 압축기를 그대로 사용할 경우 기본모델과 동일한 능력에서 시스템의 특성을 비교할 수가 없으므로, 본 연구에서는 이론적인 검토를 통하여 R410B 압축기의 행정체적을 28% 작게 설계 제작하여 적용하였다. 열교환기는 기존 가정용 공조기에 많이 사용하고 있는 핀-원관 형태의 열교환기로 증발기는 2열 14단 2패스이고 응축기는 2열 16단 1패스로 구성되어 있으며, 증발기의 경우는 평행직교류와 대향직교류 형태의 두 가지의 열교환기 구조를 고려하였다. 팽창장치로는 기존의 모세관의 일부와 수동식 눈금형 니들밸브를 직렬로 연결하여 냉매의 종류 및 냉매봉입량에 따른 과열도 및 과냉도를 제어할 수 있도록 하였다. 열교환용 송풍기는 한개의 모터로 구동되며 실내 증발기의 송풍기는 시로코형이고 실외용 송풍기는 축류형이 사용되었다. 내부열교환기는 증발기출구의 저온의 가스냉매와 응축기출구의 고온의 액상냉매를 열교환시킴으로써 시스템의 성능을 향상시키고 압축기로 유입하는 냉매가 액상으로 들어가는 것을 방지하기 위해 주로 사용되고 있다. 본 연구에서는 냉매의 종류별 내부열교환기의 적용에 따른 시스템의 특성을 파악하기 위해 내부열교환기를 설치하였다. 내부열교환기는 이중관 형태로 구성하여 내관으로는 증발기 출구에서 나온 저온저압의 냉매가 흐르

며 환상공간으로는 응축기출구에서 나온 고온고압의 액상냉매가 내관의 저온냉매와 대향류로 흐르도록 제작하였다. 내부열교환기의 내관의 내표면은 평활관 형태이고 기본모델의 흡입관과 유로단면적이 같도록 내경을 결정하였으며, 외표면은 핀이 부착된 전열촉진면을 사용하여 액관(Liquid-line)의 냉매와 열교환이 향상되도록 하였다. 내부열교환기의 길이는 내부열교환기의 용량변경에 대한 실험 결과를 토대로 400mm로 결정하였고, 내부열교환기의 입출구 부위에 양방향(Bypass) 밸브를 장착하여 내부열교환기의 유무에 따른 실험이 가능하도록 하였으며 내부열교환기 전체를 단열시켜 주위와의 열교환을 최소화 하였다.

2.2 실험장치

에어컨의 성능은 열교환기의 입/출구 공기의 엔탈피와 풍량을 이용하여 능력을 평가하는 공기엔탈피법을 적용하는 열량계(Psychrometric calorimeter)를 사용하였다. 열량계는 실내측 및 실외측의 온도와 습도 분위기를 유지시키는 두개의 항온항습조로 구성되어 있으며 온도와 습도는 냉동기, 가열기와 가습장치를 이용하여 제어한다. 실내외측 모두 열교환기의 입구공기의 건구온도 및 습구온도를 제어하여 실험조건에 맞도록 설정할 수 있다. 열교환기 입구와 출구 공기의 건습구온도는 각 위치에서의 공기를 샘플링하여 측정하고 있으며, 실내측의 경우는 열교환기를 통과하는 풍량을 측정할 수 있는 장치(Cord-tester)가 별도로 설치되어 있다. 열량계에서 측정하는 건구온도 및 습구온도의 오차한계는 0.1°C(KS규격 : 건구온도 1.0°C, 습구온도 0.5°C)이며 공조기의 능력은 실내측 열교환기를 통과하는 공기의 엔탈피 차와 풍량을 이용하여 구한다. 풍량의 오차 한계는 ±1%이며 공기의 물성치에 대한 불확실성은 0.05% 미만으로 매우 작으므로 실험장치는 3% 이내의 오차내에서 신뢰성을 갖는다.

열교환기 및 사이클의 제반 특성을 분석하기 위해 증발기와 응축기의 냉매관 외벽면에 15개 및 17개의 열전대를 각각 부착하였으며, 그외 압축기 및 내부열교환기 입출구 등 사이클의 주요부분에 10개의 열전대를 부착하는 등 총 42개의 T형 열전대를 부착하였다. 압력은 증발기 입출구, 응축기 입

출구, 압축기 흡입부 및 팽창밸브 입구 등 총 6개 부위에서 측정하도록 하였다. 실험자료는 온도와 압력의 경우는 하이브리드 기록계를 사용하고 소비 전력은 적산전력계를 이용하여 기록하며 이를 다시 GPIB로 PC와 연결하여 자동으로 수집하도록 구성하였다.

2.3 실험조건 및 방법

본 연구에서는 기준냉매인 R22와 대체냉매인 R407C 및 R410B의 성능특성을 조사하기 위해 에어컨의 성능실험을 수행하였다. 실험은 Table 2에 나타낸 한국공업규격(Korea Standards)의 시험조건에 따라 고온냉방조건에 대해서만 진행하였다.

실험은 먼저 기본모델을 일부 수정(팽창장치를 2개의 모세관에서 모세관 및 니들밸브의 결합으로 변환)하여 냉매의 종류 및 봉입량에 따른 과냉도 및 과열도의 제어를 용이하게 한 후 R22에 대한 기본실험을 수행하였다. 기본실험은 팽창장치만 일부 수정한 기본모델의 사이클 매칭 실험결과(냉매 봉입량 900g에서 최고 성능을 나타냄)를 토대로 냉매봉입량을 800, 900, 1000g으로 변경하면서 수행하였다. 냉매봉입량이 1000g 보다 클 경우도 일부 실험을 진행하였으나 성능이 저하하고 R407C의 경우 증발기의 벽면온도가 규정온도 이하로 감소하여 실험은 1000g 까지만 진행하였다. 기본실험 완료 후 시스템의 냉매를 R407C로 교체한 후 동일한 방법으로 냉매봉입량에 따른 사이클 매칭 실험을 수행하였다. 증발기 구조에 따른 성능실험을 통하여 증발기를 대향직교류형으로 고정한 후 내부열

교환기를 채용한 성능실험을 R22와 R407C에 대해서 동일한 방법으로 수행하여 내부열교환기의 적용에 따른 성능 특성을 조사하였다. R410B 냉매에 대해서는 기존의 압축기를 R410B용 압축기로 교체하고 냉매봉입량을 변경하면서 내부열교환기의 적용 여부에 따른 성능 특성 실험을 진행하였다. 기본모델의 실험을 제외한 모든 실험에서 압축기의 윤활유는 점도지수 68인 합성유(Polyol Ester Oil)를 사용하였다. 또한 각 냉매에 대한 과열도 및 과냉도는 $5 \pm 1^\circ\text{C}$ 와 $10 \pm 2^\circ\text{C}$ 로 각각 제어하면서 실험을 진행하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig.2~11에 대체냉매 R407C 및 R410B를 가용 창문형 에어컨에 적용하여 시스템의 성능 실험을 수행한 결과를 R22 시스템의 결과와 비교하여 나타내었다. 대향직교류 및 평행직교류 증발기를 채용한 R22 및 R407C의 냉방능력과 에너지효율을 Fig.2에 나타내었다.

R22의 경우는 증발기의 구조를 평행직교류에서 대향직교류로 변경하여도 시스템의 성능에는 거의 영향을 주지 않았으나 R407C 시스템의 경우는 대향직교류 증발기 적용시의 성능이 평행직교류 증발기의 적용시에 비해 냉방능력 2.3%, 효율 4.1%의 향상을 나타냈다. 이는 R407C가 비공비혼합냉매이기 때문에 증발시 약 4~5°C의 온도구배(Temperature glide)가 발생하여 공기와의 열교환 형태를

Table 2 Test conditions(KS B-6369)

Temperature Conditions	Indoor(°C)		Outdoor(°C)	
	Dry bulb	Wet bulb	Dry bulb	Wet bulb
High temperature cooling test	27.0 ± 1.0	19.5 ± 0.5	35.0 ± 1.0	24.0 ± 0.5
Low temperature cooling test	21.0 ± 1.0	15.5 ± 0.5	21.0 ± 1.0	15.5 ± 0.5
Standard heating test	21.0 ± 1.0	15.5 ± 0.5	7.0 ± 1.0	6.0 ± 0.5

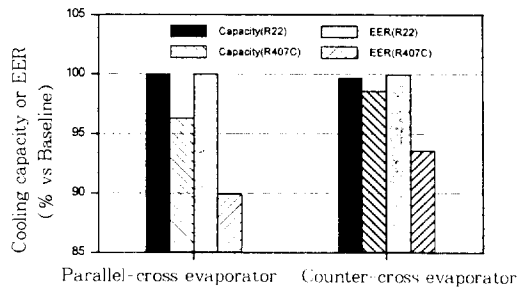


Fig.2 System performance for different evaporator types(Baseline : R22 with parallel-cross evaporator)

대향류로 할 경우 열교환 효율이 향상되어 증발기의 온도를 감소시킨 결과이다. 이는 Fig.3의 증발기 길이에 따른 냉매관벽의 온도에서도 잘 나타나 있다. R407C의 경우 증발기에서의 온도구배는 냉매의 압력강하에 의해 정압상태의 냉매의 조성변화에 의한 이론적인 온도구배에 비해 감소하며, R22에 비하여 평균 증발온도가 낮음을 볼 수 있다. 이는 R407C 시스템의 능력 증가 및 효율 저하의 한 요인이 될 수 있는데, 증발기의 표면온도가 낮으면 증발기의 입구 공기와의 온도차가 커져서 냉방능력은 증가하나 증발압력도 감소하여 압축기의 소비전력이 증가하기 때문이다. 증발기 출구부위의 온도 불균일성은 두개의 패스의 냉매관이 합쳐지는 부분으로서 각 패스에서 나오는 냉매의 온도가 다르기 때문인데 이는 열교환기를 통과하는 공기의 불균일성에 일부 기인하는 것으로 볼 수 있다. Fig.4는 응축

기에서의 냉매의 온도분포를 나타내었는데 R22의 경우는 2상영역에서의 온도차가 3°C 정도이고, R407C는 약 5°C로 나타났는데 증발기의 경우와는 반대로 냉매측의 압력강하에 의해 정압상태의 경우보다 온도구배가 더 커지게 된다.

Fig.5와 Fig.6에는 내부열교환기(LLSL-HX)의 적용 여부에 따른 시스템의 성능을 나타내었는데, 각 냉매별 냉매봉입량에 따른 냉방능력 및 효율을 내부열교환기를 적용하지 않은 R22 시스템의 결과를 기준으로 한 상대값으로 표시하였다. 검토한 세 냉매 모두 냉매봉입량 1000g에서 최고효율을 나타내었으며 냉매봉입량을 더 증가 시킬 경우 효율이 감소하고, R407C의 경우는 증발기 벽면의 온도가 6°C 보다 낮은 부분이 발생하여 냉매봉입량 실험 결과는 1000g까지만 도시하였다. 고온냉방실험시 증발기의 온도가 너무 낮으면 저온냉방실험에서는

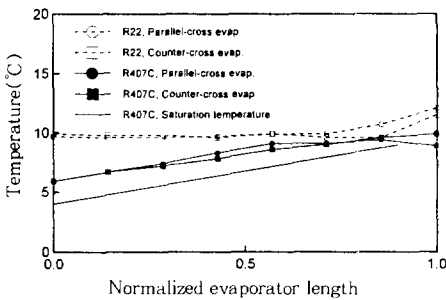


Fig.3 Evaporator wall temperature profiles for different evaporator types

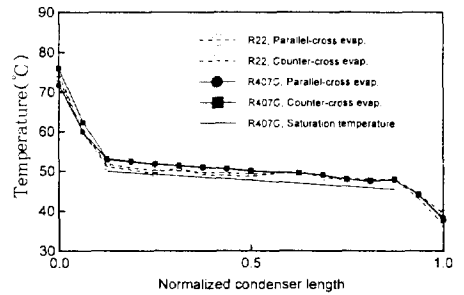


Fig.4 Condenser wall temperature profiles for different evaporator types

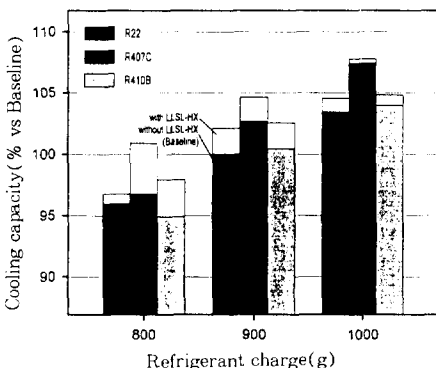


Fig.5 Cooling capacity with and without LLSL-HX

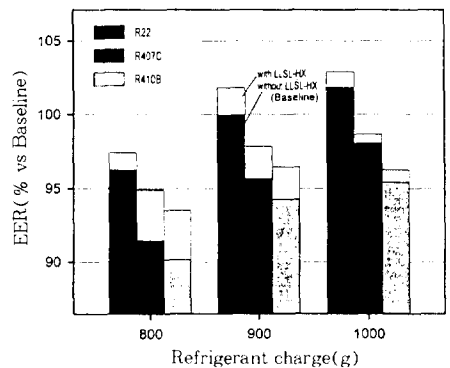


Fig.6 Energy efficiency ratio with and without LLSL-HX

증발기 표면에 착상이 일어날 수 있기 때문에 고온 냉방실험에서의 증발기의 표면온도를 일정온도 이상이 되도록 사이클 매칭을 하고 있다. R22의 경우 기본모델은 900g에서 최고효율을 나타내는데 실험 모델에서는 1000g에서 최고효율을 나타내는 이유는 압력탭, 내부열교환기의 설치등으로 사이클의 내부체적이 약간 증가하였기 때문으로 볼 수 있다. 내부열교환기를 적용하지 않은 기본사이클의 경우 R407C의 냉방능력은 R22에 비해 1~4% 크고 효율은 약 5% 감소하였는데, 이는 R407C의 경우 증발기의 평균온도가 R22에 비해 낮고 압축비가 높은 것에 기인하는 것으로 보인다.

R410B의 경우는 냉방능력은 R22와 동등수준을 나타냈으며 에너지효율은 7% 정도 감소하였는데

이는 R410B의 압축비가 R22에 비해 낮지만 압축기의 행정체적을 포함한 최적화가 되어 있지 않기 때문인 것으로 판단된다. 내부열교환기를 적용할 경우는 선정된 모든 냉매에 대해 성능이 향상됨을 알 수 있는데 이는 Domanski 등⁽¹⁴⁾의 이론 해석결과와 다른 경향을 보이고 있다. 이러한 결과는 Domanski 등이 해석시 사용한 이론사이클(Inverse Rankine cycle)은 기본사이클로 본 실험에서 사용한 시스템의 실제사이클과는 다르고 내부열교환기의 사용에 따른 시스템의 성능특성은 시스템 및 운전조건에 의존하기 때문에 생기는 결과로 볼 수 있다. 내부열교환기의 적용에 의한 성능향상은 R407C의 경우가 능력 0~5%, 효율 1~3% 증가로 가장 크게 나타났으며 R22는 능력 1~2%, 효율 2% 정도 상승하였고 R410B는 능력 및 효율이 모두 1~3% 정도 증가하는 결과를 보였다.

Fig.7과 Fig.8에는 내부열교환기를 이용하지 않는 기본시스템에 대해 냉매의 종류별 냉매용입량에 따른 압축기의 흡입압력과 토출압력을 도시하였다. 흡입압력을 보면 R407C는 R22와 동등수준인데 반해 R410B는 R22에 비해 60% 정도 큰 값을 갖는다. 토출압력의 경우는 R407C는 R22 대비 15% 정도, R410B는 57% 정도 큰 값을 나타냈는데, 이는 열역학적 물성치를 이용하여 계산한 이론치와 유사한 경향을 갖는다.⁽¹⁴⁾ 고압냉매인 R410B의 경우는 시스템을 구성하는 고압단의 부품에 대한 고압 대응 설계가 요구되고 있으나, UL의 파괴압력

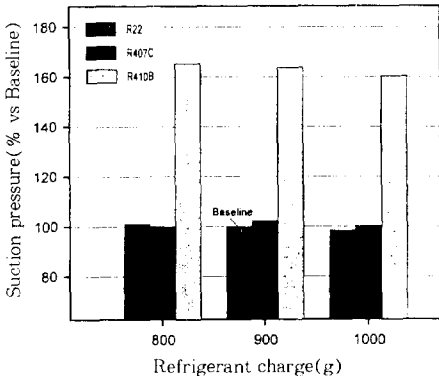


Fig.7 Suction pressure for different refrigerants

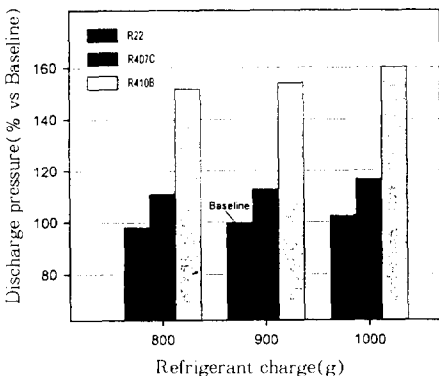


Fig.8 Discharge pressure for different refrigerants

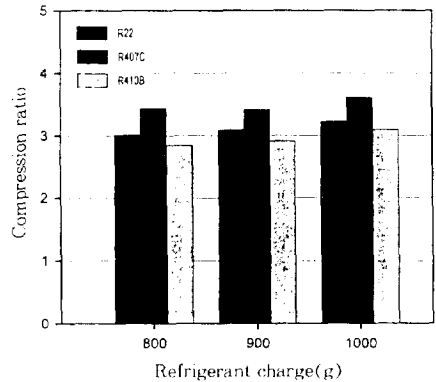


Fig.9 Compression ratio for different refrigerants

에 대한 기준이 40% 정도 완화되고 있으며 피로시험이 추가되고 있어 이에 다각적인 검토가 필요할 것으로 보인다. Fig.9에는 각 냉매별 냉매봉입량에 따른 압축비를 나타내었는데 압축비는 냉매봉입량이 증가할수록 커지는 경향을 보였는데 이는 다음과 같이 설명될 수 있다. 증기압축사이클의 경우 냉매봉입량을 증가시키면 냉매의 질량유량이 증가하여 압축기에서 토출되는 냉매량이 팽창장치를 통과하는 냉매유량보다 크게 되고 응축기 출구의 과냉도 및 토출압력이 증가하게 된다. 본 실험과 같이 팽창장치의 개도를 조정하여 과냉도를 일정온도로 제어하는 경우도 냉매량의 증가에 따라 토출압력이 증가하게 되고 팽창장치에서의 압력강하도 증가하여 흡입압력은 감소하게 된다. 압축비의 경우

R407C가 R22대비 11% 정도 높은 값을 나타냈으며, R410B는 6% 정도 작게 나타났는데, 이러한 경향은 동일한 응축 및 증발온도에 대해서 물성치를 이용하여 계산한 이론적인 결과와 경향이 일치하는 것이다.¹⁷⁾ R407C의 경우 냉매의 사용압력은 R22와 유사하나 증기압력선(Vapor pressure curve)의 기울기가 R22보다 커서 동일 응축 및 증발온도를 유지하는데 필요한 압력이 R22 보다 커지며, R410B의 경우는 사용압력이 R22 보다 대단히 크나 응축 및 증발 온도에 대응하는 압축비가 작게 나타난다. 이러한 결과는 압축기의 신뢰성 및 소비동력과 시스템의 에너지효율에 직접적으로 영향을 미치는 변수로 냉매의 특성에 따른 압축기의 최적화가 요구됨을 알 수 있다. 즉 R407C의 경우는 냉매의 특성상 효율이 떨어지므로 시스템의 효율에 가장 영향을 많이 미치는 압축기의 구성요소의 성능 향상 설계가 필요하며, R410B의 경우는 압축기의 효율을 포함한 냉매의 압력상승에 따른 시스템의 신뢰성 확보를 위한 설계변경이 요구된다.

Fig.10와 Fig.11에는 각 냉매별로 냉매봉입량 900g에 대해 내부열교환기의 적용여부에 따라 증발기 및 응축기의 길이에 따른 냉매관의 외벽 온도분포를 나타내었다. 증발기 온도분포를 보면 R22와 R410B는 서로 유사한 특성을 보이며 냉매의 평균온도가 약 9°C로 일정한 온도를 유지하고 있다. 그러나 R407C의 경우는 평행직교류에서 대향직교류로의 증발기 구조변경 시험 결과에서와 같이 4°C 정도의 온도구배를 나타냈으며, 전반적으로 내부열교환기 적용시의 증발기의 평균온도가 약간 감소하는 경향을 보였다. 응축기의 경우는 실험대상 냉매 모두가 동일수준의 응축온도를 나타냈으며 이미 기술한 바와 같이 R407C의 경우는 비공비혼합냉매의 특성으로 인한 온도구배가 나타났다. 내부열교환기를 적용할 경우는 압축기 입구의 흡입온도의 증가로 인한 압축기 토출온도의 증가로 응축기 입구부의 온도가 상승하나 그 외의 부분에서는 큰 차이를 나타내지 않고 있음을 알 수 있다.

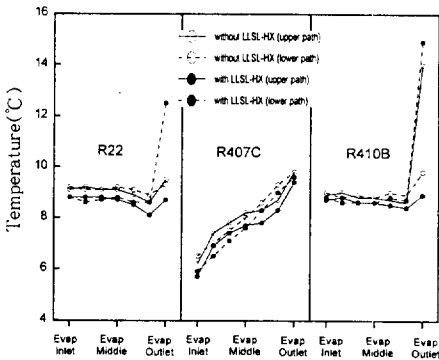


Fig.10 Evaporator wall temperature profiles with and without LLSL-HX

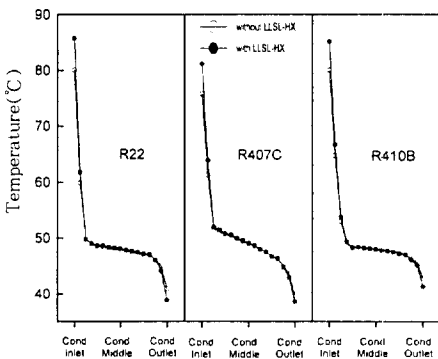


Fig.11 Condenser wall temperature profiles with and without LLSL-HX

4. 결 론

가정용 창문형 에어컨을 이용한 R407C와 R410B

대체냉매 적용 시스템의 성능개선을 위해 열교환기 배관구조 변경 및 내부열교환기 적용시험을 수행하고 냉매충입량에 따른 시스템의 성능 및 사이클 특성을 분석하였다. R407C의 경우 증발기를 평행직교류에서 대향직교류 형태로 변경함으로써 냉방능력과 효율이 각각 2.3% 및 4.1% 향상되었다. 열교환기에서의 온도구배는 냉매자체의 온도구배와 압력강하에 의한 온도변화로 단일냉매와는 그 특성이 다르며 대향류로의 설계 변경시 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다. 내부열교환기 적용에 따른 냉방능력의 향상은 R22의 경우 1~2%, R407C는 0~5%, R410B는 1~3% 정도이고, 에너지효율은 R22는 2%, R407C와 R410B는 1~3% 정도 증가하여 세 냉매 모두 내부열교환기의 적용에 따라 성능이 향상되었으며 R407C의 경우가 가장 성능 향상이 높게 나타났다. 냉매의 최적충입량은 기본모델의 900g보다 100g 증가한 1000g으로 나타났다. 내부열교환기의 적용에 따른 성능은 냉매 및 시스템의 특성에 따라 다르며 운전조건에 따라서도 그 효과가 다르므로 적정용량의 내부열교환기의 선정이 요구되고 이에 대한 적합한 운전조건의 선정에 대한 연구가 필요할 것으로 보인다.

참 고 문 헌

- Granryd, E., 1996, "Heat pumping technology", 5th International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies, Vol. I, Toronto, Canada, pp.7~15.
- Domanski, P. A. and Didion, D. A., 1993, "Theoretical evaluation of R22 and R502 alternatives", NIST Report Prepared for ARTI.
- ARI, 1995, AREP Results(Compressor Calorimeter & System Drop-In Test Results), Vol. 1~4.
- ARI, 1997, R-22 Alternative Refrigerants Evaluation Program(AREP) Technical Committee Meeting Book, Philadelphia, Pennsylvania, USA.
- 吉見 學 外, 1995, 非共沸混合冷媒を用いた空調用熱交換器の性能評価, 第29回空氣調和・冷凍連合講演會(東京)講演論文集, pp.65~68.
- Murphy, F. T. et al., 1995, "Comparison of R-407C and R-410A with R-22 in a 10.5kW (3.0TR) residential central air-conditioner", Int. CFC and Halon Conference, pp.31~40.
- Hwang, Y. et al., 1995, "An experimental evaluation of medium and high pressure HFC replacements for R-22", Int. CFC and Halon Conference, pp.41~48.
- 松嶋 弘章外, 1995, "代替冷媒 R-407C を用いた ルームエアコンの性能評価", 平成7年度日本冷凍協會學術講演會(東京)講演論文集, pp.1~4.
- 山本 泰司外, 1995, "HFC-32/125系 混合冷媒の冷凍 サイクル 特性", 平成7年度日本冷凍協會 學術講演會(東京)講演論文集, pp.17~20.
- Bivens, D. B. and Denison, G., 1996, "Energy efficiency potential of HCFC-22 alternatives", 5th International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies, Vol. II, Toronto, Canada, pp.303~309.
- 김만희, 1995, "HFC계 냉매 적용 열교환기 및 열펌프 성능 평가", 공기조화 냉동공학회 '95년 하계학술대회 논문집, pp.19~24.
- Man-Hoe Kim, 1996, "Performance evaluation of R-407C and R-410B in a residential air-conditioner", AREP Technical Committee Meeting, Atlanta, USA.
- Burns, L. D., Hoffman, L. and Schuster, D., 1996, "R-410A Experiences in Unitary Air Conditioner Systems", The International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, Kobe, Japan, pp.61~66.
- Vakil, H. B., 1983, "Thermodynamics of heat exchange in refrigeration cycles with non-azeotropic mixtures, Part II : Suction line heat exchange and evaporative cooling of capillary", Proceedings of the International

- al Congress of Refrigeration, Paris, France, Commission B1, Int. Institute of Refrigeration, pp.533~538.
15. Domanski, P. A., Didion, D. A. and Doyle, J. P., 1994, "Evaluation of suction line-liquid line heat exchange in the refrigeration cycle", Int. J. of Refrig., Vol.17, No.7, pp.487~493.
 16. Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, F. and Huber, M., 1993, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP), Version 4.0.
 17. 김만희, 박운서, 1996, "신냉매 적용 냉동공조기기 개발 동향", 공기조화 냉동공학, Vol.25, No.6, pp.489~505.