

## 에어컨용 냉매 HFC-152a와 HFC-152a에 CF<sub>3</sub>I를 혼합한 공비혼합냉매 특성에 관한 연구

이 종 인<sup>†</sup>, 하 옥 남<sup>\*</sup>, 홍 경 한<sup>\*\*</sup>, 권 일 옥<sup>\*\*</sup>, 박 찬 수<sup>\*\*</sup>, 윤 갑 식<sup>\*\*</sup>  
조선이공대학 자동차과, <sup>\*</sup>조선대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>조선대학교 대학원

### A Study on the Refrigerant Characteristics of the HFC-152a, and Azeotrope Mixed with CF<sub>3</sub>I in Air Conditioners

Jong-In Lee<sup>†</sup>, Ok-Nam Ha<sup>\*</sup>, Kyoung-Han<sup>\*\*</sup>, Il-Wook Kwon<sup>\*\*</sup>, Chan-Soo Park<sup>\*\*</sup>, Gab-Sig Youn<sup>\*\*</sup>

*Department of Automobile, Chosun College of Science and Technology, Kwangju 501-759, Korea*

*<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea*

*<sup>\*\*</sup>Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea*

*(Received September 12, 2001; revision received March 19, 2002)*

**ABSTRACT:** In these days, environmental concerns have been increased throughout the industry and community worldwide. To prevent the ozone depletion, ozone depletion potential of a refrigerant must be zero. Simultaneously, a refrigerant with low GWP (global warming potential) is very demanding to induce green house effect. Chlorine-free HFC-134a is a refrigerant widely used for automotive air-conditioning system because its destruction potential is ecologically zero. Although HFC-134a has no ozone depletion potential, its global warming potential is so high that it is not considered as a perfect alternative refrigerant that is acceptable for long-term use. In this paper, experimental measurement has been carried out to analyze the performance characteristics of automotive air-conditioning system using HFC-152a, which has low GWP and zero ODP. Also mixed refrigerant that is composed of HFC-152a and CF<sub>3</sub>I was applied to investigate an alternative possibility for the automotive air-conditioning system. As a result of this study, we could draw following conclusions; With respect to the variation of the rotational speed of compressor, outside air temperature and flow rate, the heat amount of evaporator and compressor and performance coefficient was varied.

**Key words:** Coefficient of performance(성능계수), GWP(온난화지수), ODP(오존파괴지수), Automobile air-conditioners(자동차 에어컨)

#### 1. 서 론

경제성장으로 인하여 자동차의 보급은 날로 증가하고 있으며, 자동차는 이제 단순한 운송수단으

로서가 아니라 생활의 필수품으로 사용되고 있으며 쾌적한 운전을 위한 자동차 에어컨디셔너 시스템은 기본적으로 장착되며 고급화되어 가고있다. 초기의 자동차 에어컨디셔너 냉매는 CFC-12가 사용되었다. 하지만 이 물질은 대기권에서 분해되지 않는 물질로 오랜 기간에 걸쳐 오존파괴 화학반응을 통하여 오존층을 파괴한다는 사실이 밝혀지면서 심각한 환경문제로 대두되고 있다.

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-62-230-8242; fax: +82-62-230-8331

E-mail address: jilee@mail.chosun-c.ac.kr

따라서 지구환경보호를 위해 국제적 차원의 대책이 마련되고 있으며 CFC의 생산, 무역 및 사용을 규제하는 몬트리올 의정서가 1987년에 조인됨으로써 CFC를 사용하는 업체는 새로운 문제에 직면하게 되었다. 그후 이에 대한 규제대상은 5종에서 15종으로 확대되었으며, 1992년 2차 개정서(코펜하겐)에서는 이를 더욱 확대하였고, 규제일정도 선진국은 1996년 전폐, 개도국은 2010년 전폐로 확정됨에 따라 오존층을 파괴하는 염소 대신 수소가 결합되어 생태학적으로 오존파괴지수(ODP)가 0이며, CFC-12 냉매와 유사한 열역학적 특성을 구비하고 있는 HFC-134a가 자동차 대체냉매로 상용화되었다. 그러나 HFC-134a의 ODP는 0이지만, 지구온난화지수(GWP)는 CFC-11 냉매를 기준으로 할 때 0.26으로서 높고 대기권에서 태양광선에 의해 분해되어 산과 독성물질을 생성하는 문제점 등이 있다.<sup>(1)</sup> 또한 CFC-12에 비해 응축기압력이 높아 동력사용량이 증가되므로 자동차의 전체적인 열효율감소를 초래하고 다른 HFC에 비하여 지구온난화지수가 높으므로 지구온난화를 막기 위한 대체냉매의 개발이 필요하다.

따라서 자동차 에어컨디셔너 시스템에 사용되는 HFC-134a를 대체하기 위한 많은 연구들이 이루어지고 있으며 국내에서도 프로판과 이소부탄을 혼합한 OS-12a를 생산 및 판매하고 있으나, 가연성 냉매이기 때문에 아직은 자동차 에어컨디셔너 시스템 적용 여부는 검토 중에 있다. 미국과 일본에서는 ODP가 0인 FIC(fluoro iodo carbon) 계열의 냉매를 개발하여 생산하고 있으며, 국내에서도 HFC-134a를 대체하기 위한 CF<sub>3</sub>I의 혼합냉매에 대한 연구가 일부 이루어지고 있다.<sup>(2,3,4)</sup>

본 논문에 있어서도 현재 자동차 에어컨디셔너 시스템 냉매로 사용하고 있는 HFC-134a를 대체하기 위한 실험으로 가연성이 있는 부분을 제외한 환경친화적인 측면에 있어서 가장 좋은 물질이라 할 수 있는 HFC-152a와 ODP가 0이고 GWP가 아주 낮은 물질이며, 혼합냉매성분으로서 CFC-12와 HFC-134a를 대체할 수 있는 물질인 CF<sub>3</sub>I를 사용하여 HFC-152a와 HFC-152a에 CF<sub>3</sub>I(70%HFC-152a/30%CF<sub>3</sub>I)를 혼합한 냉매의 기본 특성과 최적작동조건 및 에어컨디셔너 성능특성을 분석하고, 자동차 에어컨디셔너의 냉매로서 가

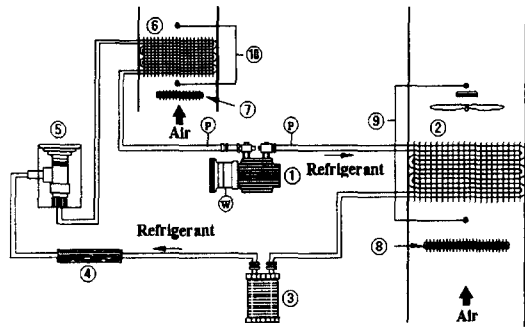
능성 여부를 파악하여 앞으로 자동차 공기조화 시스템 냉매로서의 적용 가능성에 대해서 살펴보고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험에 사용한 자동차 에어컨디셔너 시스템은 소형 승용자동차의 공기조화 시스템을 실험에 필요한 부분을 최소한으로 개조하여 실제차량과 가장 유사한 작동조건과 성능특성을 파악할 수 있도록 하였다. 증발기입구 공기유량조절은 DC12V, 220W 송풍기에 1.78 Ω, 1.11 Ω, 0.33 Ω의 가변저항을 단계적으로 연결시켜 4단계로 조절할 수 있도록 하였다. 응축기 입구 공기유량은 0.5 Ω의 저항을 연결시켜서 2단계로 제어할 수 있도록 하였으며, 증발기 입구와 응축기 입구의 외부공기온도와 공기유량을 정확하게 조절하고 측정할 수 있도록 증발기측과 응축기측 흡입구에 140 mm×145 mm, 680 mm×380 mm의 투명 아크릴로 제작한 4각 덕트를 설치하였으며, 증발기와 응축기의 입구에 각각 2kW와 4kW의 핀 코일과 온도조절기를 설치하여 온도를 조절할 수 있도록 제작하였다. 압축기는 회전속도를 정확하게 변화시켜 자동차의 주행조건에 따른 압축기의 회전속도를 저속, 중속 및 고속주행의 3단계로 변환될 수 있도록 하였으며, 이에 상응하는 회전속도를 정확하게 제어할 수 있도록 5PS 3상 구동동력모터를 장착하였다. 모터의 회전속도는 인버터를 설치하여 주파수 조절에 의해 압축기의 회전속도를 조절할 수 있도록 하였다. 에어컨디셔너 시스템에 포함된 수분을 완전히 제거하기 위하여 리시버 드라이어를 설치하였다.

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 증발기와 응축기의 입·출구 공기온도를 측정하기 위하여 4개의 T-type 열전대를 설치하였으며, 냉매압력은 고압부와 저압부에 각각 0~3,400 kPa의 압력계를 설치하여 측정할 수 있도록 하였으며, 실제차량에 장착되어 사용되고 있는 트리플 압력 스위치를 사용하여 측정된 압력값을 서로 비교할 수 있도록 하였다. 응축기에서 열교환하여 나오는 고온과 증발기의 저온의 공기가 실험장치에 영향을 주지 않도록



- ① Compressor    ② Condenser    ③ Receive-drier
- ④ Flow meter   ⑤ Expansion device
- ⑥ Evaporator   ⑦ Fin coil for evaporator
- ⑧ Fin coil for condenser
- ⑨ Thermocouples for cooling air at condenser inlet and outlet
- ⑩ Thermocouples for cooling air at evaporator inlet and outlet
- Ⓟ Pressure gauge for refrigerant at compressor inlet and outlet
- Ⓜ Power meter for compression power

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

덕트를 설치하여 밖으로 완전히 배출되도록 하였고, 시스템에 사용한 파이프는 주위의 열원에 영향을 받지 않도록 단열시켰다. 압축기의 소비전력을 측정하기 위해 디지털 전력계(WT-1030)를 사용하여 측정할 수 있도록 하였으며, 실내공기 온도와 습도는 디지털 전·습구온도계를 사용하였고, data acquisition system(DA-100)을 통하여 측정된 자료는 컴퓨터를 이용하여 분석할 수 있도록 하였다.

2.2 실험방법

에어컨디셔너 시스템 성능에 영향을 주는 주요 변수 중의 하나는 시스템에 들어 있는 냉매충전량이다. 실험에 사용한 실제차량의 냉매충전량은 R-134a의 경우  $730 \pm 20$  g이지만, 실험장치를 실험환경에 맞게 냉매 파이프를 변경하여 대체하고자 하는 두 냉매 모두 다 정확하게 어느 정도인지 파악되지 않으므로 충전량실험을 통하여 적정량을 결정한다.

충전량실험은 먼저 시스템 내부에 들어 있는 공기 및 수분을 완전 배출시키기 위해 진공펌프를 사용하여  $10^{-7}$  torr까지 진공시킨 후 HFC-

152a를 저압측에 600, 650, 700, 750, 800, 850 g으로 변화시켜 가면서 리시버드라이어 액면경에 나타나는 기포발생 여부와 과냉도변화를 보면서 측정한 결과 과냉도가 5℃ 정도되는 800 g을 적정 충전량으로 결정하였으며, 이때 냉매충전량은 외기온도영향에 따라 충전량이 변화되므로 외기온도를 25℃로 유지시키면서 충전시켰다.

혼합냉매 또한, HFC-152a와 동일한 조건으로 충전량실험을 한 결과 최적충전량은 750 g이었다. 외기온도와 압축기의 회전속도변화에 대한 압력비와 성능특성 파악하기 위해 증발기와 응축기측 입구공기온도를 동시에 25℃, 30℃, 35℃, 40℃, 45℃로 단계적으로 상승시켜 가면서 실험을 수행하였다. 이때 최적의 외기온도는 허용오차  $\pm 0.5$ ℃ 범위 내에서 온도를 제어하며 실험을 수행하였다.

자동차의 실제주행에 있어서 에어컨디셔너는 외기온도가 일반적으로 25℃에서부터 45℃ 범위까지 운전되며, 일반 에어컨디셔너와는 달리 압축기의 회전속도가 엔진회전속도에 비례하게 되므로 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm의 3단계로 증가시키면서 측정하였다.

응축기 입구공기는  $0.414 \text{ m}^3/\text{s}$ 으로 항상 일정하게 유지하였으며, 증발기 팬의 회전속도를 단계적으로 증가시켜 증발기 입구공기는 1단( $0.046 \text{ m}^3/\text{s}$ ), 2단( $0.059 \text{ m}^3/\text{s}$ ), 3단( $0.10 \text{ m}^3/\text{s}$ ), 4단( $0.141 \text{ m}^3/\text{s}$ )으로 설정하여 측정하였다.

습도는 각각의 증발기와 응축기는 4각 덕트 입구에서 외기온도에 따라 가열 가습하여 상대습도  $50 \pm 5\%$  범위 내에서 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 외기온도조건과 압축기 회전속도에 따른 증발기 압력

Fig. 2, 3, 4는 HFC-152a의 압축기의 회전속도가 각각 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량에 따른 증발기 압력을 나타낸다.

외기온도가 증가함에 따라 증발기 압력은 상승하였고, 또한 증발기로 통과하는 공기유량이 증가함에 따라 증발기 압력도 상승하였다.

압축기의 회전속도가 증가하면 압축기에서의 흡입력이 증가하기 때문에 압력은 감소하게 된다. Fig. 2는 압축기의 회전속도가 1,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 압력을

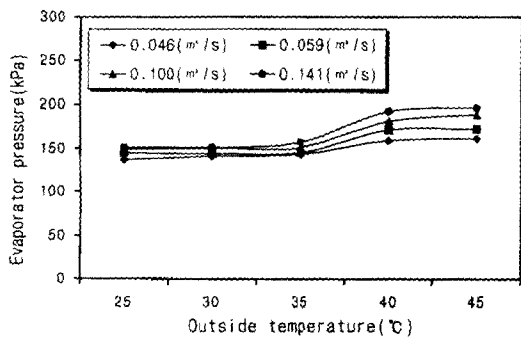


Fig. 2 Evaporator pressure as a function of outside temperature for HFC-152a at 1,000 rpm.

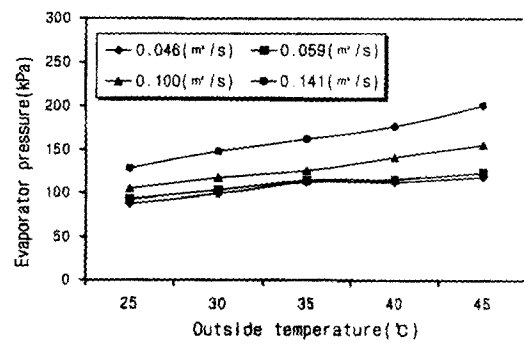


Fig. 5 Evaporator pressure as a function of outside temperature for HFC-152a refrigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 1,000 rpm.

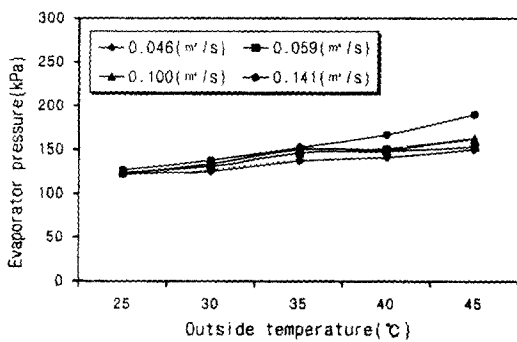


Fig. 3 Evaporator pressure as a function of outside temperature for HFC-152a at 1,500 rpm.

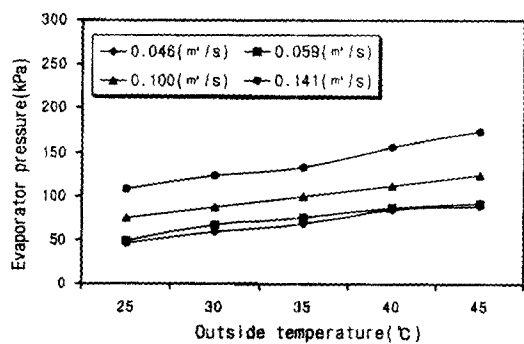


Fig. 6 Evaporator pressure as a function of outside temperature for HFC-152a refrigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 1,500 rpm.

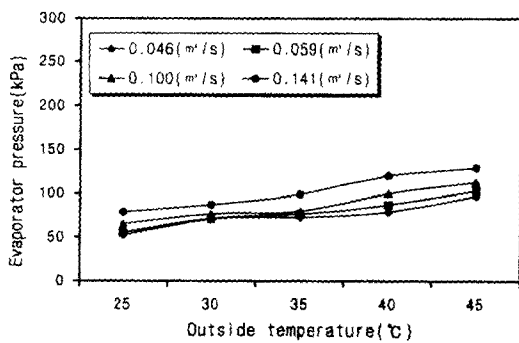


Fig. 4 Evaporator pressure as a function of outside temperature for HFC-152a at 2,000 rpm.

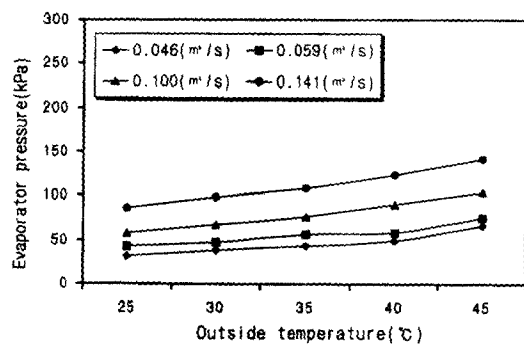


Fig. 7 Evaporator pressure as a function of outside temperature for HFC-152a refrigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 2,000 rpm.

나타낸다. 외기온도가 증가하고 증발기 입구로 통과하는 공기유량이 증가됨에 따라 증발기 압력은 상승하였으나, 외기온도 35°C 이하에서는 유량의

변화에 따른 압력상승률은 크지 않았으며, 외기온도 35°C 이상의 높은 온도에서는 공기유량이 증가할수록 압력상승률이 커짐을 볼 수 있는데,

이는 압축기의 회전속도가 느려 외기온도에 따른 압축기의 흡입력이 떨어지는 것으로 판단되고 외기온도가 높아질수록 증발기 부하가 증가되기 때문으로 사료된다.

Fig. 3은 압축기의 회전속도가 1,500 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 압력을 나타낸다. 외기온도가 증가함에 따라 증발기 압력은 상승하였으며, 공기유량이 증가함에 따라 압력상승률은 더 컸으며, 회전속도가 증가함에 따라 증발기 내의 압력은 감소하였다. 외기온도 45℃에서는 공기유량의 증가에 따른 증발기 압력차이가 크게 나타났다.

Fig. 4는 압축기의 회전속도가 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 압력을 나타내는데, 외기온도가 증가함에 따라 압력증가률은 상승하였으나, 증발기 압력은 낮게 나타났다. 이는 증발기 능력에 비해 압축기의 회전속도가 높아 흡입력이 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5, 6, 7은 혼합냉매의 압축기의 회전속도가 각각 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 압력을 나타낸다. 외기온도가 증가함에 따라 증발기 압력은 상승하였으며, 공기유량이 증가할수록 증발기 압력은 상승하였다. HFC-152a의 경우보다 공기유량에 의한 압력상승률은 혼합냉매를 사용한 경우가 더 컸다.

Fig. 5는 압축기의 회전속도가 1,000 rpm일 때 외기온도 변화에 따른 증발기 압력을 나타낸다. 증발기 입구로 통과하는 공기유량을 증가시켰을 때 증발기 압력은 상승하였으나, 외기온도가 높을수록 압력상승률은 증가하였다.

공기유량 0.046 m<sup>3</sup>/s, 0.059 m<sup>3</sup>/s에서는 차이를 보이지 않았으나, 공기유량을 0.100 m<sup>3</sup>/s, 0.141 m<sup>3</sup>/s로 하였을 때 압력차이가 크게 나타났다. 이는 공기유량이 증가할수록 증발기에서 냉각부하량이 증가되어 압력이 상승하기 때문이다.

Fig. 6은 압축기의 회전속도가 1,500 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 대한 증발기 압력을 나타낸다. 외기온도가 증가할수록 증발기 압력은 상승하였으며, 유량이 증가함에 따른 압력상승률은 1,000 rpm의 경우보다 증가하였으나, 증발기 압력은 낮았다.

Fig. 7은 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 압력을 나타낸다. 외기온도가 증가함에 따

라 증발기 압력은 증가하였으며, 공기유량이 증가할수록 증발기의 압력은 상승되었으나, 압축기의 회전속도 증가에 따라 증발기 압력은 감소하였다. HFC-152a에 비하여 혼합냉매를 사용한 경우가 증발기 압력상승률은 컸으나 압력은 낮았다.

### 3.2 외기온도조건과 압축기 회전속도에 따른 증발기 열량

Fig. 8, 9, 10은 HFC-152a의 압축기의 회전속도가 각각 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량에 따른 증발기 열량을 나타낸다.

외기온도가 증가함에 따라 증발기 열량은 상승하였고, 또한 증발기로 통과하는 공기유량이 증가함에 따라 증발기 열량도 상승하였다. 이는 외부부하의 증가에 따라 냉매순환량이 증가하여 증발기에서 활발한 열교환으로 증발기 열량은 상승함을 나타낸다.

Fig. 8은 압축기의 회전속도가 1,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 열량을 나타낸다. 외기온도가 증가됨에 따라 증발기 열량은 상승하였으며, 공기유량을 0.046 m<sup>3</sup>/s와 0.059 m<sup>3</sup>/s로 증가하였을 때 열량상승률은 거의 일정함을 나타내었고, 공기유량을 0.100 m<sup>3</sup>/s, 0.141 m<sup>3</sup>/s로 증가시켰을 때 상승률은 증가하였으며, 증발기 열량차이는 크게 나타났다. 이는 증발기로 통과하는 공기유량이 적을 때는 활발한 열교환이 이루어지지 않아 열량은 감소하며, 유량을 증가시켰을 때 냉매와의 열교환이 잘 이루어져 증발기 열량은 증가한다.

Fig. 9와 10은 압축기의 회전속도가 각각 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 열량을 나타낸다. 압축기의 회전속도 1,000 rpm과 같이 외기온도를 증가시킬 때와 공기유량을 증가함에 따라 증발기 열량은 상승하였고, 압축기의 회전속도를 증가시켜도 증발기 열량은 거의 변화지 않았는데, 이는 본 실험장치에서 외부부하에 따라 냉매량을 자동조절하는 온도식 팽창밸브를 사용하였기 때문으로 생각한다.

Fig. 11, 12, 13은 혼합냉매의 압축기의 회전속도가 각각 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량에 따른 증발기 열량을 나타낸다.

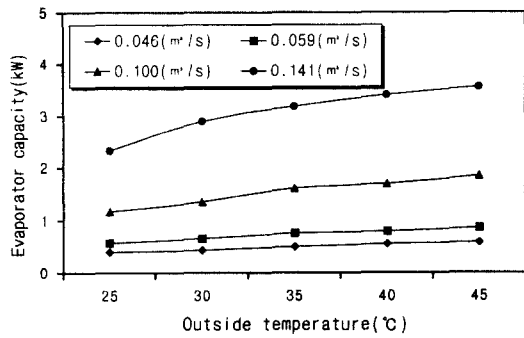


Fig. 8 Evaporator capacity as a function of outside temperature for HFC-152a at 1,000 rpm.

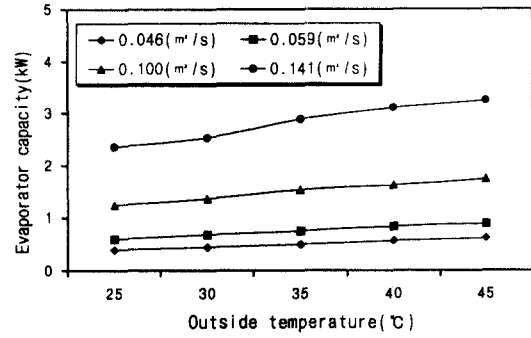


Fig. 11 Evaporator capacity as a function of outside temperature for HFC-152a re-frigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 1,000 rpm.

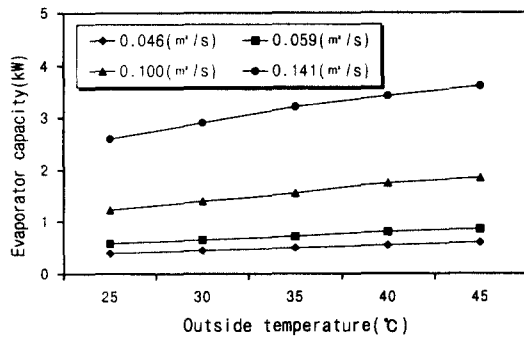


Fig. 9 Evaporator capacity as a function of outside temperature for HFC-152a at 1,500 rpm.

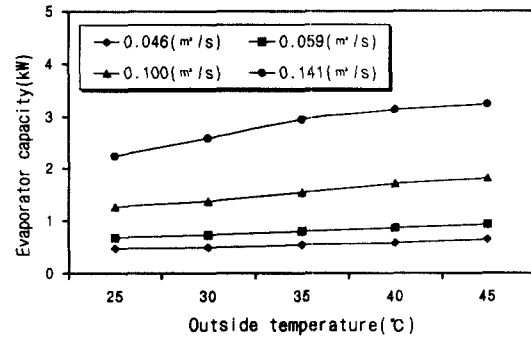


Fig. 12 Evaporator capacity as a function of outside temperature for HFC-152a re-frigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 1,500 rpm.

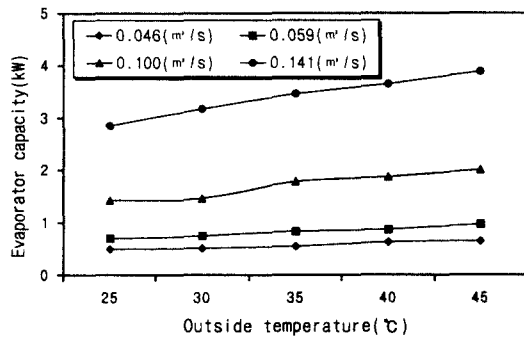


Fig. 10 Evaporator capacity as a function of outside temperature for HFC-152a at 2,000 rpm.

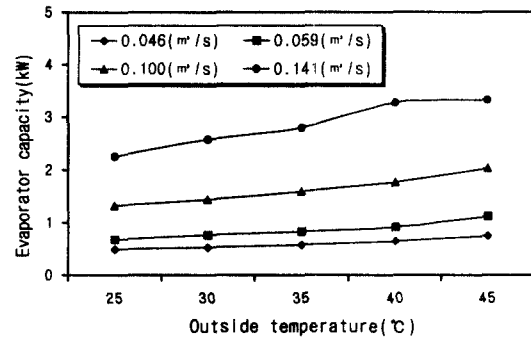


Fig. 13 Evaporator capacity as a function of outside temperature for HFC-152a re-frigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 2,000 rpm.

다. 혼합냉매 증발기 열량도 HFC-152a와 같이 외기온도와 증발기로 통과하는 공기유량이 증가함에 따라 증발기 열량은 상승하였으나, HFC-

152a보다 증발기 열량은 감소하였다. 이는 혼합냉매성분으로 서로 다른 상변화과정이 일어나 증발기 열량은 감소하는 것으로 여겨진다.

Fig. 11은 압축기의 회전속도가 1,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 열량을 나타낸다. 외기온도가 증가함에 따라 증발기 열량은 증가하였고, 공기유량이 증가됨에 따라 증발기 열량은 상승하였다. 공기유량을 0.046 m<sup>3</sup>/s와 0.059 m<sup>3</sup>/s로 증가하였을 때 증발기 열량상승률은 일정함을 나타내었고, 공기유량을 0.100 m<sup>3</sup>/s, 0.141 m<sup>3</sup>/s로 증가시켰을 때 상승률은 증가하였으며, 증발기 열량차이는 크게 나타났다.

Fig. 12는 압축기의 회전속도가 1,500 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 열량을 나타낸다. 외기온도와 공기유량을 증가시켰을 때 증발기 열량은 압축기의 회전속도 1,000 rpm과 같은 결과로 나타나며, 압축기의 회전속도를 증가함으로써 전체적인 증발기 열량은 상승하였다.

Fig. 13은 압축기의 회전속도가 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 증발기 열량을 나타내는데, 공기유량을 0.046 m<sup>3</sup>/s, 0.059 m<sup>3</sup>/s로 하였을 때 외기온도 45°C에서는 증발기 열량상승률이 커짐을 볼 수 있는데, 이는 혼합냉매의 특성으로 여겨진다.

**3.3 외기온도조건과 압축기 회전속도에 따른 성능계수**

Fig. 14, 15, 16은 HFC-152a의 압축기의 회전속도가 각각 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량에 따른 성능계수를 나타낸다. 외기온도와 공기유량이 증가됨에 따라 COP는 상승하였고, 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 COP는 감소함을 나타낸다. 이는 외기온도가 증가함에 따라 증발기 열량이 증가하여 COP는 상승하고, 압축기의 회전속도가 증가하면 압축기의 일량이 증가하므로 COP는 감소하게 된다.

Fig. 14는 압축기의 회전속도가 1,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 성능계수를 나타낸다. 외기온도 25°C에서 COP는 높게 나타났다. 이는 압축기의 회전속도가 낮고 외기온도가 낮아 증발기에서 활발한 열교환이 되지 않아 압축기에서 포화증기가 아닌 습포화증기 상태의 냉매를 흡입하여 압축기의 일량이 감소하여 소비전력은 감소되며, COP는 증가하게 된다. 또한, 외기온도를 증가함에 따라 압축기의 일량이 상승되므로 COP는 감소하였다.

Fig. 15와 16은 압축기의 회전속도가 각각 1,500

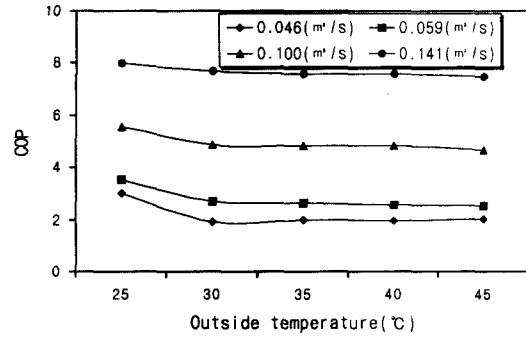


Fig. 14 COP as a function of outside temperature for HFC-152a at 1,000 rpm.

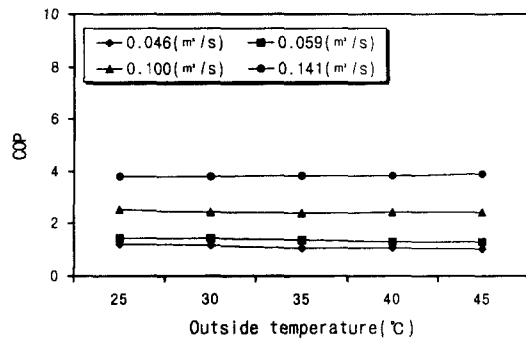


Fig. 15 COP as a function of outside temperature for HFC-152a at 1,500 rpm.

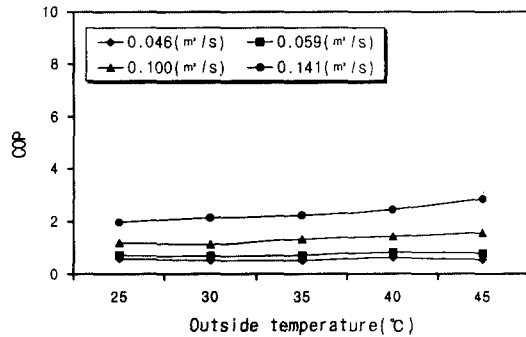


Fig. 16 COP as a function of outside temperature for HFC-152a at 2,000 rpm.

rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 성능계수를 나타낸다.

외기온도와 증발기로 통과하는 공기유량이 증가됨에 따라 COP는 상승하였으며, 압축기의 회전속도를 증가시켰을 때 COP는 감소하였다.

Fig. 17, 18, 19는 혼합냉매의 압축기의 회전속도

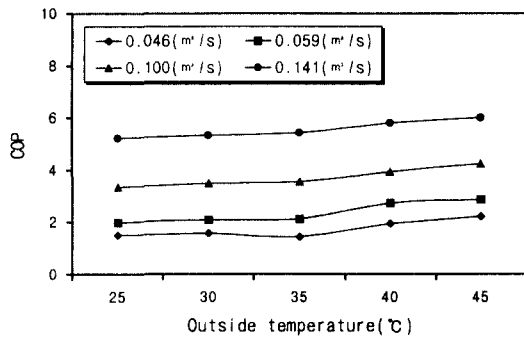


Fig. 17 COP as a function of outside temperature for HFC-152a refrigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 1,000 rpm.

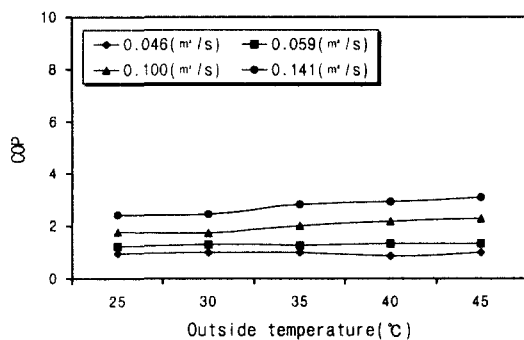


Fig. 18 COP as a function of outside temperature for HFC-152a refrigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 1,500 rpm.

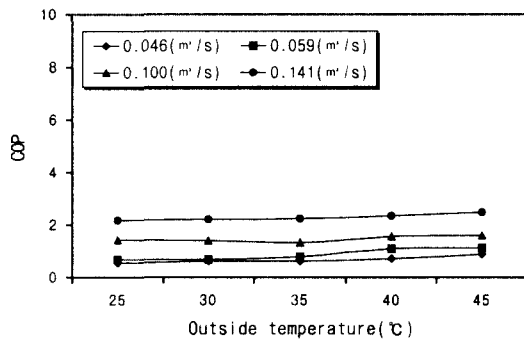


Fig. 19 COP as a function of outside temperature for HFC-152a refrigerant mixed with CF<sub>3</sub>I at 2,000 rpm.

가 각각 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량에 따른 성능계수를 나타낸다. 혼합냉매의 성능계수는 HFC-152a에서와 같이 외

기온도와 증발기로 통과하는 공기유량을 증가함에 따라 COP는 상승하였고, 압축기의 회전속도가 증가됨에 따라 COP는 감소하였다.

Fig. 17은 압축기의 회전속도가 1,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 성능계수를 나타낸다. 외기온도와 공기유량을 증가함에 따라 상승률은 적었지만, COP 차이는 컸다.

Fig. 18과 19는 압축기의 회전속도가 각각 1,500 rpm, 2,000 rpm일 때 외기온도와 공기유량 변화에 따른 성능계수를 나타낸다. 외기온도와 공기유량이 증가됨에 따라 COP는 증가하였고, 압축기의 회전속도가 증가하면 전체적인 COP는 감소하였다.

#### 4. 결 론

자동차용 에어컨디셔너 시스템에 현재 사용중인 HFC-134a를 대체하기 위해 단일냉매인 HFC-152a와 여기에 CF<sub>3</sub>I를 혼합한 혼합냉매를 사용하여 대체냉매의 성능특성실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축기의 회전속도, 외기온도, 공기유량의 변화에 따라 증발기 열량, 응축기 열량 및 성능계수가 변화되며, 이로 인해서 에어컨디셔너 시스템에 커다란 영향을 준다는 것을 알았다.

(2) 증발기 압력은 압축기의 회전속도 저속에서 고속으로 회전이 빨라질수록 감소하였으며, HFC-152a가 혼합냉매보다 24% 높았다.

(3) 외기온도 35°C에서 증발기 열량은 HFC-152a가 컸고, 소비전력은 감소하였다. 외기온도 40°C에서 증발기 열량과 소비전력은 HFC-152a가 증가하였다.

(4) HFC-152a의 성능계수는 압축기의 회전속도 1,000 rpm, 1,500 rpm에서는 혼합냉매보다 높게 나타났으나, 2,000 rpm에서는 거의 비슷하게 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 2001년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었음.

#### 참고문헌

1. Soloman, S. and Wuebbles, D., 1994, ODPs,



- GWPs, and Future Chlorine/Bromine Loading, Scientific Assessment of Ozone Depletion, pp. 131-136.
2. Jung, D. S., 1996, Development Trend of New alternative refrigerant, The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 25, No. 6, pp. 479-488.
  3. Lee, H. C., Park, B. J., Jung, D. S., Oh, S. J. and Jung, E. K., 1999, Performance of alternative refrigerant mixtures containing CF<sub>3</sub>I for CFC12 in automobile air conditioners, The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Proceedings of the SAREK '99 Summer Annual Conference (I), pp. 219-224.
  4. Han, J. S., Youn, J. G. and Won, S. P., 1999, A study on performance characteristic of a new alternative refrigerant replacing HFC-134a, The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Proceedings of the SAREK '99 Summer Annual Conference (I), pp. 219-224.
  5. Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987, United Nations Environmental Programme (UNEP), New York, p. 15.
  6. McLinden, M., Klein, S., Lemmin, E. and Peskin, A., 1998, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures (REFPROP) Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, U.S.A.
  7. Knobler, C. M., 1987, Volumetric Properties of Gaseous Mixtures, in Specialist Periodical Reports, Chemical Thermodynamic, Vol. 2, pp. 199-205.
  8. Ebenr, T. and Halozan, H., 1994, Testing the Available Alternative—An Examination of R-134a, R-152a and R-290, IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No. 1, Sittard, The Netherlands.
  9. Tanikawa, S., Kabata, Y., Sato, H. and Watanabe, K., 1990, J. Chem. Eng. Data, 35 (4), p. 381.
  10. McLinden, M. O., 1990, Int. J. Refrig., 13 (3), p. 149.
  11. McLinden, M. O., Gallagher, J. S., Weber, L. A., Morrison, G., Ward, D., Goodwin, A. R. H., Moldover, M. R., Schmidt, J. W., Chae, H. B., Bruno, T. J., Ely, J. F. and Huber, M. L., 1989, ASHRAE Trans., 95 (2), p. 263.
  12. Thinh, T. P., Duran, J. L., Ramalho, R. S. and Kaliagujne, S., 1971, Hydrocarbon Processing, 50 (1), p. 98.