

냉동기유 주입량과 냉매 충전량에 따른 냉동기 성능 평가

선 종 관, 채 수 남, 정 동 수*

인하대학교 대학원 기계공학과, *인하대학교 기계공학과

Effects of Refrigerant and Oil Charges on the Performance of an Refrigeration System

Jongkwan Sun, Sunam Chae, Dongsoo Jung*

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

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

(Received January 24, 2002; Revision received June 17, 2002)

ABSTRACT: In this study, effects of refrigerant and oil charges on the performance of a refrigeration system simulating an automobile air conditioner have been experimentally investigated using R134a and PAG oil. Measurements were taken in a breadboard type refrigeration test unit with a compressor used for a commercial automobile air-conditioner under a set of condition imposed upon normally to automobile air conditioners. Both the COP and capacity decreased rapidly as the oil charge increased because of the decrease in vapor pressure of the circulating refrigerant/oil mixture. The excess oil left in the evaporator also caused heat transfer degradation resulting in a decrease in capacity and in turn COP. It was found that there is an optimum refrigerant charge at which the COP becomes the maximum. Below this optimum charge, both the capacity and COP increased as the refrigerant charge increased and above the optimum charge, both of them remained almost constant. Hence, the COP seems to be the most important factor in determining the optimum refrigerant charge. When the system was undercharged, the refrigerant at the condenser exit lost subcooling and showed a sign of poor miscibility.

Key words: COP(성능계수), Capacity(냉동용량), Automobile air conditioner(자동차 공조기), R134a(냉매134a), PAG(폴리아일킬렌글리콜), Oil charge(냉동기유 주입량), Refrigerant charge(냉매 충전량)

1. 서 론

지난 몇 년 동안 냉동/공조 산업계는 CFC 전면 폐기로 인한 공백을 메우기 위해 오존분해지수가 매우 낮거나 전혀 없는 단일 성분 냉매를 개발하는 데 초점을 맞추어 연구 및 개발을 수행

해 왔다. 그 결과 열역학적/화학적 물성치가 우수하고 냉동기 내에서 다른 물질들과의 호환성이 좋은 HFC134a가 CFC12를 대체할 신냉매로 등장하게 되었다. R134a는 열역학적 특성이 CFC12와 비슷하므로 별다른 큰 문제없이 현재 새로 생산되는 자동차 공조기나 가정용 냉장고 등의 설비에 적용되고 있다.

처음에 CFC12를 HFC134a로 대체하는 데에는 여러 가지 문제가 있었다. 그중 가장 심각한 문제는 냉동기유 관련 문제로서 기존에 CFC12에

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

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

적용되던 냉동기유(광유)가 HFC134a와의 혼화성이 좋지 못해 HFC134a의 냉동기유로 사용될 수 없다는 점이였다.^(1,2) 따라서 HFC134a에 적합한 새로운 냉동기유가 필요하게 되어 그에 따른 연구가 국내외적으로 활발히 진행되었고 현재 자동차 공조기에는 거의 공통적으로 PAG(Polyalkylene Glycol)라는 합성 오일이 사용되고 있다.

증기압축식 냉동장치에서 압축기를 구동시키기 위해 필요한 냉동기유는 그 주입량에 따라 냉동기 성능에 큰 영향을 미칠 수 있다. 냉동기유가 부족할 경우 압축기 작동부위의 마모 및 저압축과 고압축 간의 냉매누설을 일으키고 수명을 단축시키며 소요동력의 증가를 초래할 수 있고,⁽³⁾ 반대로 냉동기유가 과다할 경우 냉매와의 상용성 등에 따라 시스템 전체에 큰 영향을 미칠 수 있다. 실제로 자동차 공조기에 사용되고 있는 PAG 오일은 고온 및 저온상태에서 액체 혼합물이 오일과 냉매로 층분리되는 현상이 일어나 시스템에 문제를 일으킬 우려⁽⁴⁾가 있으므로 냉동기유 주입량에 따른 시스템 성능 변화를 충분히 고려해야 할 것이다.

그러나 실제 자동차 공조기에 주입하는 냉동기유 주입량은 시스템을 오랜 시간 구동할 때 압축기의 윤활 신뢰성이 어떠한가를 기준으로 하고 있기 때문에 냉동기유 주입량에 따라 전체 시스템 성능이 어떻게 변하는지는 정확히 파악되지 않고 있는 실정이다. 따라서 이에 관한 연구가 반드시 이루어져야 할 것이다.

이밖에도 냉매 충전량이 시스템에 미치는 영향도 고려해야 한다. 자동차 공조기는 움직이는 차체의 진동 등을 흡수해야 하므로 가정용 냉장고 등과 같이 기기 내 배관을 모두 용접 처리할 수 없고 연결 부위에 유연성이 있는 합성고무 호스를 사용하는 경우가 많다. 따라서 호스를 통해 냉매가 유출되고 또한 압축기의 회전축 주위나 기타 다른 연결부위에서도 냉매가 유출될 가능성이 크다. 냉매 유출로 인한 냉매 재충진 과정에서 충전 기준과 충전량에 따라 성능의 변화가 있을 수 있고 실제로 냉매 충전량에 따라 성능이 상당한 차이를 보인다는 보고가 있다. Choi and Park⁽⁵⁾, Lee and Bang⁽⁶⁾은 가정용 에어컨의 경우 냉매 충전량이 증가할수록 성능계수와 냉동용량 모두 증가하다가 적정한 값을 넘으면 다시 감소한다고 밝혔고 각각 압축기의 냉매 입출구 온도와

냉동능력 및 성능계수를 최적 냉매 충전량의 기준으로 제시하였다.

이에 본 연구에서는 자동차 공조기를 모사하는 냉동기를 제작하여 자동차 공조기에 쓰이는 냉동기유 주입량 및 냉매 충전량에 따른 성능을 측정, 평가하고 이것들이 시스템에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

2. 실험장치

2.1 실험용 냉동기 설계 및 제작

본 연구에서는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 등을 조합하여 약 3.5kW(1냉동 톤) 냉동용량을 낼 수 있는 냉동기를 설계, 제작하였다. Fig. 1은 본 실험에 사용된 냉동기 개략도를 보여준다.

본 실험에서 증발기와 응축기로 사용한 열교환기는 내경 19.01 mm, 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관 형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다. Fig. 2는 열교환기의 연결부를 자세히 보여준다. 증발기와 응축기의 총 길이는 각각 5.92 m이며 내벽면을 기준으로 한 열교환기의 면적은 각각 0.3536 m²이다. 이중관 열교환기의 내관으로 2차 유체가 흐르도록 하였으며 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공관으로 흐르게 하였고 열교환을 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 은납을 사용하여 용접하였다.

본 실험장치의 압축기로는 실제 자동차 공조기용 압축기(HCC/FORD사의 FS10 모델)를 사용하였으며 모터와 인버터를 장착하여 실제 자동차 공조기처럼 회전수를 조절 가능하게 하였다. 압축기에 주입된 냉동기유는 PAG 오일(일본 IDEMITSU사의 FD46XG)이다. 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하기 위해 미세 조절이 가능한 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉되었는지 확인하기 위해 유리로 된 가시화 장치를 설치하였으며 팽창밸브 전에 필터 드라이어를 설치하여 냉매 속에 있을지도 모르는 불순물이나 수분 등을 제거하였다.

한편 2차 유체로는 증발기 및 응축기 모두 물을 사용하였고 물의 온도를 일정하게 맞추기 위

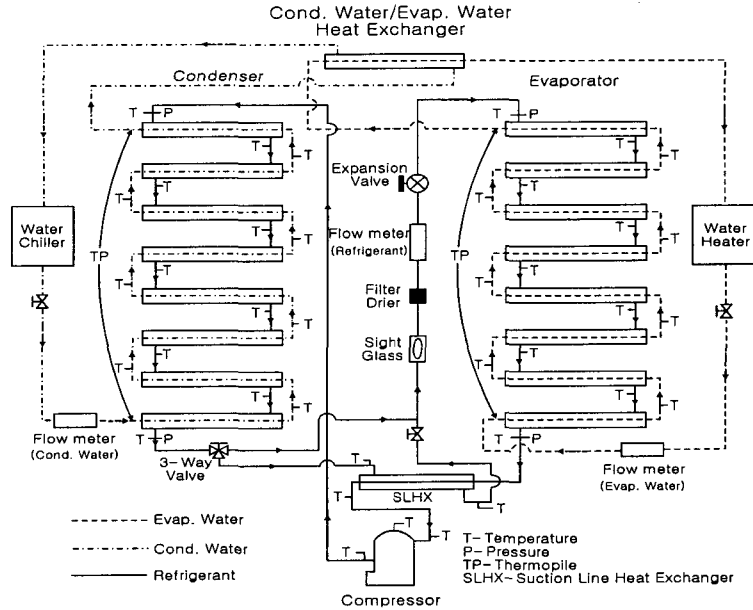


Fig. 1 Schematic diagram of a test facility.

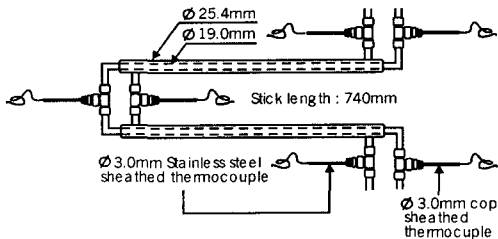


Fig. 2 Details of evaporator and condenser connection.

해 응축기에는 칠러를 사용하였으며, 증발기에는 히터를 사용하였다. 그리고 열교환기의 물측 입구에는 필터를 설치하여 물 속에 섞여 있을지도 모르는 불순물을 제거하였다. 또한 칠러와 히터의 부하를 최소화하기 위해 응축기에서 나오는 뜨거운 물과 증발기에서 나오는 차가운 물을 열교환시켜 각각의 용량을 줄였다. 본 실험에서는 열손실을 최소화하기 위해 열교환기 외벽에 3mm 두께의 스펀지 테이프를 두 겹으로 감고 그 위에 25mm 두께의 단열 폼을 덮었으며 그 뒤 열교환기 전체를 50mm 두께의 유리섬유로 덮었다.

2.2 데이터 측정

증발기 및 응축기 내에서 냉매 및 물의 온도를

측정하기 위해 각각 20개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연결부위의 냉매 및 물이 흐르는 관속에 삽입하였고 모든 열전대들은 사용에 앞서 정도 $\pm 0.01^{\circ}\text{C}$ 의 정밀 온도계로 보정하였다. 증발기 및 응축기의 용량을 결정하기 위해서는 각 열교환기로 흐르는 2차 유체측의 온도차를 정확히 측정해야 한다. 증발기측의 2차 유체 온도차를 정확히 측정하기 위해 정도 $\pm 0.01^{\circ}\text{C}$ 의 정밀 온도계 RTD(ASL사 F250)를 사용하였으며, 응축기측은 6개의 열전대를 연결하여 Thermopile을 제작하였고 이 역시 정밀 온도계로 보정한 뒤 물측 입출구에 삽입하여 직접 온도차를 측정하였다. 압축기의 흡입온도와 토출온도도 측정하여 시스템의 수명이나 냉동기유 및 냉매의 안정성 등도 살펴보았다.

한편 증발기와 응축기 입출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정 포트를 만들었고 정도가 $\pm 0.1\%$ 미만인 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매측 압력을 측정하였다. 압축기의 소요동력은 정도가 $\pm 0.2\%$ 미만인 정밀 토크 미터를 이용하여 측정하였다. 공조기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기측 2차 유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 하며 또한 냉매 측 및 2차 유체측의 에너지 균형이 맞는가를 살펴보기 위해서는 냉매측의 유량을 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에

서는 Coriolis Force 원리를 이용하여 점도나 밀도 등 유체의 물성치에 영향을 받지 않고 $\pm 0.2\%$ 의 고정도를 갖는 질량유량계를 이용하여 증발기 측 2차 유체의 유량과 시스템 내부를 순환하는 냉매의 유량을 정확하게 측정하였다.

끝으로 온도, 압력, 유량 등의 데이터는 PC와 HP3852 Data logger를 상호 연결하여 30초 간격으로 수집하였으며 이렇게 수집한 데이터는 PC의 하드디스크에 저장하여 추후에 데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석할 수 있게 했다.

2.3 실험조건

성능을 공정하게 평가하기 위해서는 동일한 실험조건 하에서 데이터를 취해야 한다. 본 연구에서는 실제의 자동차 공조기 내의 열교환기 입출구에서의 온도와 비슷한 온도를 설정하여 모든 실험을 진행하였다. 이 조건 하에서 증발기측 물의 입구온도는 26.7°C 로 고정하였고, 물의 유량을 일정하게 고정함으로써 실제 자동차 공조기에서와 같이 공기의 유량이 일정하게 유지된다고 가정하였다. 한편 응축기측 물의 입출구 온도는 35°C 와 43.2°C 로 고정하였다.

자동차 공조기에는 감온팽창밸브를 사용하여 증발기 출구의 과열도를 일정하게 유지⁽⁷⁾하며 이로써 냉매유량을 조절하지만 본 실험에서는 수동밸브로 과열도를 각각 5°C 와 10°C 로 일정하게 고정하여 실험을 수행하였다.

2.3.1 냉동기유 주입량에 따른 성능평가

본 실험에 사용된 압축기는 표준 냉동기유 주입량이 150 cc인 모델이다. 냉동기유 주입량에 따른 성능을 평가하기 위하여 본 실험에서는 주입량을 각각 100, 150, 200, 250 cc로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 또한 각 냉동기유 주입량에 대해 압축기 구동모터 인버터 주파수를 40, 50, 60, 70, 80 Hz로 10 Hz씩 증가시켜 가며 자동차 엔진 RPM 변화로 인한 성능 변화를 살펴보았다. 주파수 변화시 증발기 경우에는 입구의 물 온도와 유량을 고정하였고 응축기 경우에는 입출구 온도차를 고정하고 유량을 변화시켰는데 이것은 자동차 공조기에서 엔진 회전수 변화에 따른 실제 상황을 어느 정도 모사하기 위한 것이다.

이 시리즈 실험에서 냉매 충전량은 $1,100\text{ g}$ 으로

고정하였으며 모든 실험은 과열도를 각각 $5, 10^{\circ}\text{C}$ 로 맞추어 두 번씩 수행하였다. 처음에 냉매와 오일을 넣은 후 실험이 끝나면 오일이 빠져나가지 않도록 조심하면서 냉매를 빼고 그뒤 오일을 원하는 만큼 충전하고 같은 양의 냉매를 넣고 같은 과열도에서 실험을 수행하였다. 실험 데이터의 신뢰성을 확보하기 위하여 동일 조건에서 최소한 두 번 이상 실험을 수행하였다.

2.3.2 냉매 충전량에 따른 성능평가

냉매 충전량 변화에 따른 성능 변화를 살펴보기 위해 충전량을 800 g 부터 $1,500\text{ g}$ 까지 각각 100 g 씩 증가시켜 가면서 실험을 수행하였다. 또한 각 충전량에 대해 응축기측 물의 입구 온도를 $30, 32.5, 35^{\circ}\text{C}$ 로 변화시켜 가면서 외기 온도(물의 입구 온도)와 냉매 충전량의 관계를 살펴보았다. 이 시리즈 실험에서는 과열도를 10°C 로 맞추었으며 신뢰도를 높이기 위해 두 번씩 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 냉동기유 주입량과 냉매 충전량에 따른 성능 변화를 살펴보기 위하여 수냉식 냉동기를 제작하여 자동차 공조기 실험조건 하에서 성능을 측정했다. 실험에서는 특히 냉매 측 및 2차 유체측의 에너지 균형이 $3\sim 4\%$ 이내에서 일치할 수 있도록 시스템을 보완한 상태에서 모든 데이터를 취했다. 또한 각 실험조건에 대해 최소한 2번씩 실험을 반복해서 그 편차가 1% 미만일 때만 적합한 데이터로 간주하였다.

3.1 냉동기유 주입량에 따른 성능 변화

3.1.1 성능계수와 냉동용량 변화

Fig. 3과 Fig. 4는 과열도를 10°C 로 고정한 상태에서 여러 압축기 모터 회전속도에 대해 냉동기유 주입량 증가에 따른 성능계수와 냉동용량의 변화를 보여준다. 모든 압축기 속도에 대하여 냉동기유 주입량이 증가할수록 성능계수와 냉동용량 모두 감소하는 것으로 나타났으며 특히 주입량이 많은 때는 감소율이 상당히 큰 것으로 나타났다.

냉동기유 주입량이 증가함에 따라 냉동용량이 감소하는 일차적인 이유는 시스템 내부를 순환하는 냉동기유의 양이 증가함으로써 작동 유체 측 냉

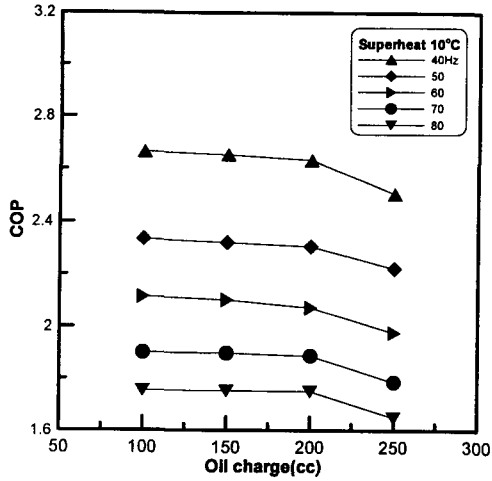


Fig. 3 Variation of COP as a function of oil charge.

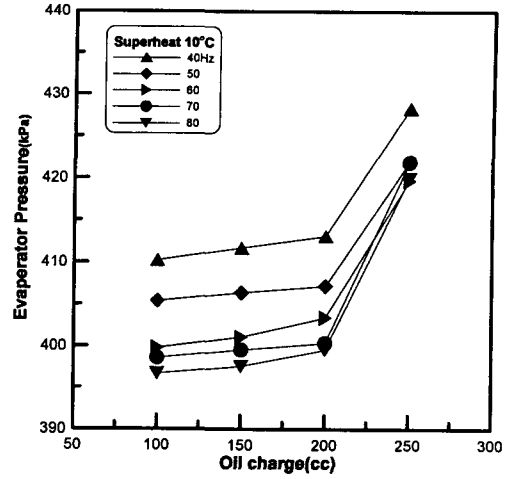


Fig. 5 Variation of evaporator pressure as a function of oil charge.

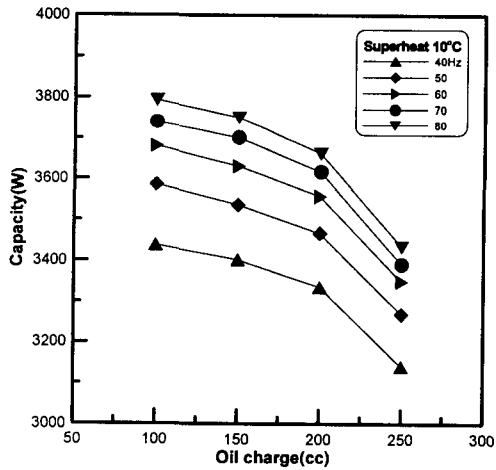


Fig. 4 Variation of cooling capacity as a function of oil charge.

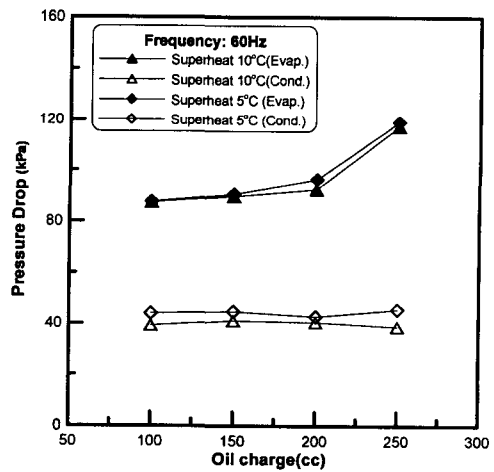


Fig. 6 Variation of pressure drop as a function of oil charge at 60 Hz.

매/냉동기유 혼합매체 자체의 증기압이 감소하기 때문으로 사료된다.

또한 냉동기유 주입량이 증가하면 압축기에서 토출된 냉매/냉동기유 혼합물 중 냉동기유가 모두 압축기로 회수되지 못하고 증발기에 쌓이게 되고 이렇게 쌓인 냉동기유가 열전달을 방해하여 이차적으로 냉동용량 감소를 일으키며 그 결과 성능계수도 감소하는 것으로 사료된다.

3.1.2 증발압력

Fig. 5는 냉동기유 주입량 증가에 따른 증발압

력 변화를 보여주는데 증발 압력은 주입량 증가에 따라 5% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 증발 압력의 증가로 인하여 증발기에서 냉매의 증발 온도는 상승하고 이로 인해 냉매와 2차 유체 사이의 평균 온도차가 감소되며 이것은 곧 냉동용량 감소로 나타났다. 구체적인 예를 들자면 냉매와 2차 유체 사이의 평균 온도차는 압축기 구동모터 주파수 60 Hz, 과열도 10°C 하에서 냉동기유 주입량 100 cc에서 최고치인 13.6°C이고 냉동기유 주입량이 250 cc로 증가하면 최저치인 12.7°C가 된다.

3.1.3 압력강하

Fig. 6은 압축기 구동모터 주파수 60 Hz에서 증발기와 응축기에서의 압력강하를 비교한 그림이다. 이 그림을 통해서 냉동기유 주입량이 증가함에 따라 응축기에서는 압력강하가 거의 일정하지만 증발기에서는 뚜렷이 커짐을 알 수 있다. 이는 회수되지 못한 냉동기유가 증발기에서 쌓여 압력강하에 영향을 미치기 때문인 것으로 사료된다.

3.1.4 냉매와 2차 유체 사이의 에너지 균형

Fig. 7은 실험을 통해서 얻은 증발기 및 응축기 용량과 단순히 단상 상태의 온도와 압력을 측정해서 계산으로 얻은 증발기 및 응축기 용량 간의 편차를 비교한 것이다. 전자는 응축기와 증발기에서 2차 유체의 열량을 실제로 측정하여 결정되며, 후자는 냉매측 유량을 측정하고 압축기 입출구 및 응축기 출구의 온도와 압력을 측정한 뒤 100% 냉매가 이 부분을 지난다는 가정 하에 이상 상태에서 냉매의 엔탈피를 계산하고 냉매 유량을 곱하여 결정된다. 이때에 팽창밸브에서는 등엔탈피 변화가 일어나는 것으로 가정하였다. 실제로 냉동기유가 냉매와 함께 순환되므로 전자보다는 후자가 항상 크게 된다.

그림에서 알 수 있듯이 냉동기유 주입량이 증가함에 따라 응축기 용량 편차는 그리 심하지 않으나 증발기 용량 편차는 상당히 큰 것으로 나타났다. 이는 위에서 말한 바와 같이 회수되지 못한 냉동기유가 주로 증발기에 남아서 냉매 순환

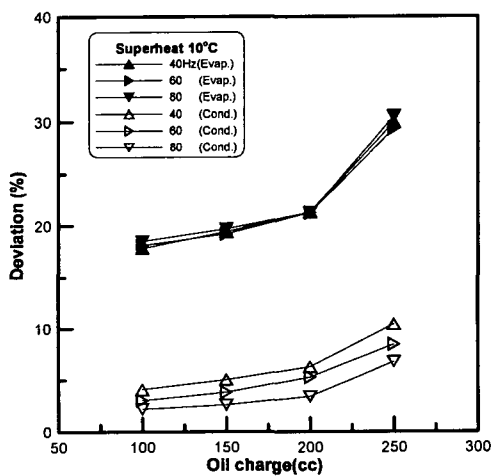


Fig. 7 Variation of energy balance deviation as a function of oil charge.

량을 감소시키고 동시에 2차 유체와의 열전달을 방해하기 때문으로 사료된다.

3.1.5 과열도에 따른 성능변화

위의 결과는 증발기 출구의 과열도를 10°C로 고정된 상태에서 얻은 것이며 과열도를 5°C로 했을 때에도 그 결과는 거의 비슷하게 나왔다. 다만 과열도가 5°C일 경우에는 10°C일 경우에 비해 증발온도와 질량유량이 다소 증가하여 냉동용량이 다소 감소하고 압축기 동력이 증가하여 전체적으로 다소 성능이 감소된다.

3.2 냉매 충전량에 따른 성능 변화

3.2.1 성능계수와 냉동용량 변화

Fig. 8은 냉매 충전량에 따른 성능계수 변화를 보여준다. 이 그림을 통해 알 수 있듯이 본 실험 장치에서는 냉매 충전량이 1,200 g일 때 성능계수가 최대치를 갖는 것으로 나타났다. 따라서 이때의 충전량을 최적 충전량이라 할 수 있고 냉매 충전량이 이 최적치보다 적거나 많으면 성능계수가 최적 충전량 대비 최대 10.7%까지 감소하게 된다.

Fig. 9를 통해 알 수 있듯이 냉매 충전량이 적은 영역에서는 냉동용량이 크게 저하되어 최적 충전량 대비 최대 12.6%까지 감소하게 된다. 따라서 실제 시스템에서 냉매가 누설될 경우 이에 따른 급격한 냉동용량 저하에 주의할 기를 요하여

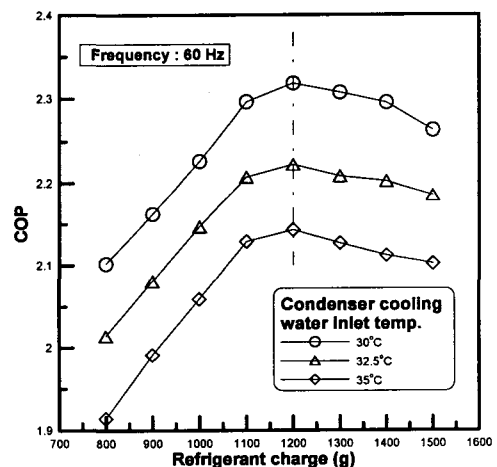


Fig. 8 Variation of COP as a function of refrigerant charge.

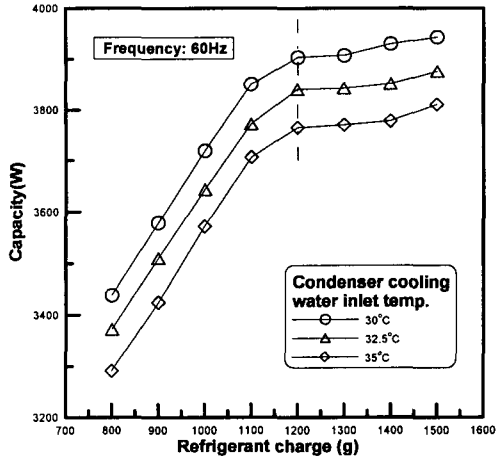


Fig. 9 Variation of cooling capacity as a function of refrigerant charge.

한다. 한편 과충진 영역에서는 냉동용량이 약간 증가하지만 동시에 압축기 동력이 많이 소모되어 COP는 감소하는 것으로 나타났다. Fig. 8과 Fig. 9를 통해 성능계수 및 냉동용량은 외기 온도(물의 입구 온도)와 상관없이 비슷한 경향을 보임을 알 수 있다. 끝으로 냉매 충전량에 따라 COP가 크게 변화하므로 COP는 최적 냉매 충전량을 찾을 때 가장 중요하게 고려해야 할 기준이 됨을 알 수 있다.

3.2.2 응축압력과 증발압력

Fig. 10을 통해 알 수 있듯이 응축압력은 냉매

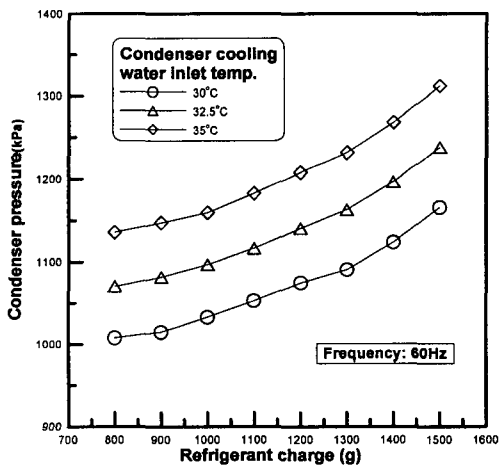


Fig. 10 Variation of condensing pressure as a function of refrigerant charge.

충진량이 증가할수록 계속 증가하는 경향을 보인다. 냉매 충전량이 증가하면 응축기 출구 부분에 액체 냉매가 과다하게 쌓여 응축압력은 상승하고 이는 곧장 압축기 소요동력 증가로 이어진다. 반면에 증발압력은 냉매 충전량 증가에 상관없이 거의 일정하다.

응축압력과 증발압력은 성능계수와 달리 적정 충전량 부근에서의 어떤 뚜렷한 경향이 없고 또 응축압력의 경우 외기 온도(물의 입구 온도)에 따른 변화가 심하므로 이런 인자들을 냉매 충전량 설정 기준으로 삼는 것은 바람직하지 못한 것으로 판단된다.

3.2.3 압력강하

Fig. 11을 통해 알 수 있듯이 증발기의 경우 저충진 영역에서는 충전량 감소에 따라 압력강하가 급격하게 증가한다. Fig. 9와 Fig. 11을 비교해 보면 냉매 충전량 1,200g을 기준으로 했을 때 냉매 충전량이 감소할수록 냉동용량은 급격히 감소하는 반면 압력강하는 급격히 증가한다. 이는 저충진 영역에서는 응축기 출구에서 과냉이 이루어지지 않아 건도가 높은 상태의 냉매가 증발기에 유입되기 때문으로 사료된다.⁽⁸⁾ 따라서 응축기 출구의 과냉도를 어느 수준 이상으로 유지해야만 냉동용량이 급속히 감소하는 것을 막을 수 있으며 이를 위해 적정한 양의 냉매를 충전해야 할 것으로 사료된다.

한편 응축기에서의 압력강하는 냉매 충전량이

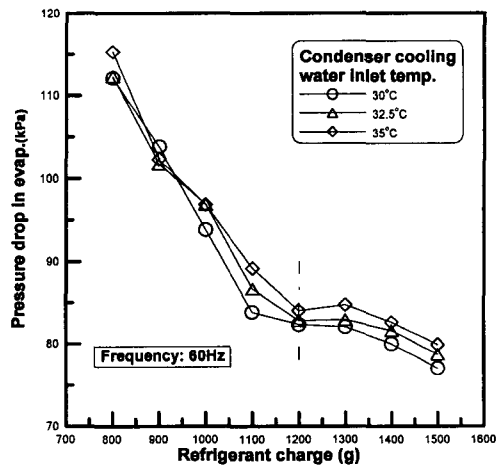


Fig. 11 Variation of evaporator pressure drop as a function of refrigerant charge.

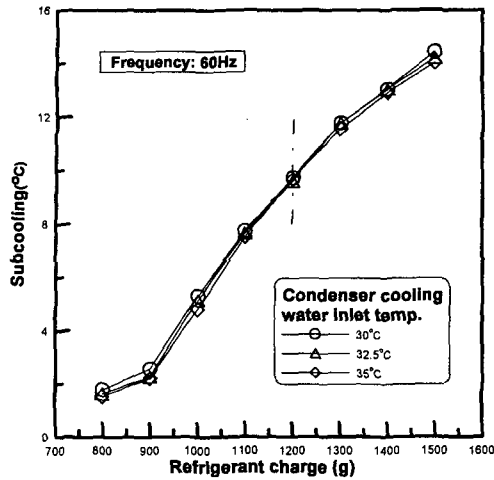


Fig. 12 Variation of condenser subcooling as a function of refrigerant charge.

감소할수록 선형적으로 증가하였는데 이는 냉매 충전량이 적으면 응축압력이 낮게 되고 따라서 냉매의 비체적이 커지기 때문으로 사료된다. 같은 이유로 외기 온도(물의 입구 온도)가 낮은 경우 응축기에서의 압력강하가 더 크게 나타났다.

3.2.4 과냉도

Fig. 12는 냉매 충전량 증가에 따라 응축기 출구의 과냉도가 일정하게 증가함을 보여준다. 본 실험에서는 충전량이 약 1,200 cc일 때 즉 과냉도가 약 9.6°C일 때 최대의 성능계수를 보였고 충전량이 그 값을 초과해야만 급격한 성능 저하를 막을 수 있음을 보였다. 실제 자동차 공조기는 대개 과냉도가 8~10°C일 때 가장 좋은 성능을 보이는데 이는 본 실험 결과와 일치하는 것이다. 냉매를 보충할 때에 최적 과냉도를 기준으로 충전한다면 최적 성능을 기대할 수 있으므로 과냉도는 보충냉매 충전시 필수적으로 고려해야 할 기준으로 사료된다.

3.2.5 R134a와 PAG의 상용성

응축기 출구에 설치된 가시창을 통해서 R134a와 PAG 오일 혼합물의 상용성을 살펴보았는데 냉매 충전량에 따라 과냉도가 달라지고 이로 인해 상용성에 큰 차이가 있음을 알 수 있다. Kim et al.⁽⁹⁾은 HFC134a/PAG 혼합물의 경우 오일 농도가 20.37% 이하이며 온도가 40~50°C일 때 액체 냉매와 오일이 잘 혼합되지 않고 액체 냉매에

미소량의 오일이 용해된 층과 오일에 미소량의 냉매가 용해된 층으로 분리되는 현상을 보고했으며 온도가 이보다 높으면 냉매와 오일이 혼합되지 않아 우유빛의 혼탁한 상태가 되고 온도가 이보다 낮으면 냉매와 오일이 잘 혼합되어 투명한 상태가 된다고 보고한 바 있다.

본 실험에서 가시창을 통해서 냉매 충전량이 증가하면 과냉도가 증가하고 그 결과 응축기 출구 온도가 약 36°C 이하가 될 때에는 - 냉매 충전량이 1,200 g 이상인 경우 - 냉매와 오일이 잘 혼합되어 혼합물이 투명했으나 그보다 충전량이 적은 경우에는 과냉도 감소로 온도가 증가하고 또 상용성이 감소하여 냉매와 오일 혼합물이 우유빛으로 혼탁해짐을 확인할 수 있었다. 또한 냉매 충전량이 감소할수록 혼탁한 현상이 두드러짐을 확인할 수 있었다. 이는 응축기 출구의 온도가 36°C 이상인 경우 응축기 내에서 HFC134a와 PAG의 상용성에 문제가 있을 수 있음을 보여주는 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 자동차 공조기용 압축기를 장착한 수냉식 냉동기를 제작하여 실험을 통해 냉동기유 주입량과 냉매 충전량에 따른 성능 변화를 살펴보았으며 실험 데이터를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉동기유 주입량이 증가함에 따라 성능계수와 냉동용량 모두 감소했다. 냉동기유의 순환량이 증가하기 때문에 냉매/냉동기유 혼합물의 증기압이 떨어지는 것이 냉동용량 및 성능계수 감소의 주 원인으로 사료되며 압축기로 회수되지 못한 냉동기유의 양이 증가하여 열전달 방해인자로 작용하는 것이 또 다른 원인으로 사료된다.

(2) 냉동기유 주입량이 증가함에 따라 증발기에서 압력강하가 상승하는 것으로 나타났는데 이는 회수되지 못한 냉동기유가 주로 증발기에 쌓이기 때문으로 사료된다. 또한 실험을 통해 얻은 증발기 및 응축기 용량과 질량 유량을 가지고 계산을 통해 얻은 증발기 및 응축기 용량 간의 편차는 주입량 증가에 따라 증발기에서 빠르게 증가했는데 이는 냉동기유가 주로 증발기에 남기 때문으로 사료된다.

(3) 본 실험에서는 냉매 충전량이 1,200 g일 때 성능계수가 최대치를 나타내었다. 따라서 본 시

시스템에 대해서는 이 양이 최적 충전량이라 할 수 있다. 본 실험을 통해 냉매 충전량이 이 적정치보다 적거나 많으면 성능계수가 최적 충전량 대비 최대 10.7%까지 감소함을 알 수 있었다. 성능계수는 냉매 충전량에 따라 크게 변화하고 또 적정치에서 최대치를 가지므로 냉동기의 최적 충전량을 찾을 때 가장 중요하게 고려해야 할 기준으로 사료된다.

(4) 증발기의 경우 저충진 영역에서 냉매 충전량 감소에 따라 압력강하가 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이는 저충진 영역에서는 응축기 출구에서 제대로 과냉이 이루어지지 않아 냉매가 건도가 높은 상태로 증발기에 유입되기 때문으로 사료되며 이런 이유로 냉동용량 또한 감소한다.

(5) 냉매 충전량이 적으면 과냉도 감소로 인하여 응축기 출구의 온도가 증가하고 그 결과 R134a 냉매와 PAG 오일의 상용성에 문제가 있을 수 있음이 확인되었다.

참고문헌

1. Devotta, S. and Gopichand, S., 1992, Comparative Assessment of HFC134a and Some Refrigerants As Alternatives to CFC12, International Journal of Refrigeration, Vol. 15, No. 2, pp. 112-118.
2. Na, B. C., An, Y. J., Han, D. C. and Chun, K. J., 1994, A Basic Study on Selection of Refrigeration Oils for R134a Refrigerant, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 6, No. 4, pp. 439-452.
3. ASHRAE, 1998, Lubricants in Refrigerant Systems, ASHRAE Handbook, Refrigeration, SI Edition, Ch. 7.
4. An, H. N., 1996, The Use of HFC134a in Car Air Conditioning Systems, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 6, pp. 518-523.
5. Choi, E. S. and Park, I. G., 1998, Effects of Charged Mass of Refrigerant on the Performance of a Home Air-conditioning, Proceedings of the SAREK '98 Winter Annual Conference (I), pp. 204-208.
6. Lee, K. J. and Bang, K. H., 2000, A Theoretical Evaluation of the Effect of Refrigeration Charge on the Performance of Vapor-Compression Air-Conditioning System, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 5, pp. 486-493.
7. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, pp. 273-279.
8. Pomme, V., 1999, Improved Automotive A/C Systems Using a New Forced Subcooling Technique, Society of Automotive Engineering, pp. 1-6.
9. Kim, C. N., Song, J. S. and Park, Y. M., 1999, Measurement of Solubility and Miscibility of R134a/PAG oil mixture, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4.