대한설비공학회 2006하계학술발표대회 논문집 pp. 1225~1231

06-R-006

R-134a와 R-152a 냉매를 이용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능에 관한 실험적 연구

김 종 수†, 이 대 웅, 유 성 연*

한라공조 기술연구소, *충남대학교 기계설계공학과

An Experimental Study on Performance of Automotive Air conditioning System by using R-134a and R-152a

Jeong-Su Kim†, Dae-Woong Lee, Seong-Yeon Yoo*

Halla Climate Control Corp., 1689-1, Shinil-Dong, Daedok Gu, Daejeon 306-230, Korea

**Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea*

ABSTRACT: Recently, as the climate of temperature change has happened worldwide. To solve this problem, Kyoto protocol was taken to regulate global warming on Feb. 2005 and each country is making efforts to prevent global warming. In the automotive industry, R-134a refrigerant is widely used most these days because it has zero ODP(Ozone Depletion Potential). But R-134a GWP(Global Warming Potential) is so high. Therefore, replacement refrigerant desperately is needed as a alternative refrigerant. So, R-152a is considered as one of the alternative refrigerants due to zero ODP and lower GWP against as required on Europe Committee. In this paper, performance of the air conditioning system between R-134a and R-152a is investigated experimentally. In the bench level, cooling capacity, condensing capacity, COP of automotive air conditioning system are evaluated by means of air velocity entering the condenser and compressor revolution speed with optimized charge refrigerant quantity. Result of this study, R-152a refrigerant shows the possibility as alternative refrigerant of current R-134a in automotive air conditioning system.

Key words: Automotive air conditioning system(자동차용 에어컨), ODP(오존파괴지수), GWP (온난화지수), COP(성능계수), Refrigerant charge quantity(냉매충진량)

기 호 설 명

P : 압력, [㎜Aq]

Q : 체적유량, [㎥/h]

T : 온도

V : 속도, [m/s]

그리스 문자

ρ : 밀도, [kg/㎥]

†Corresponding author

Tel.: +82-42-930-6704; fax: +82-42-930-6619

E-mail address: jskim2@mail.hcc.co.kr

1. 서 론

최근 자동차 산업에서 환경적인 요소가 매우 중요하게 대두되고 있으며, 이미 1987년 3월 몬트리올 의정서의 채택으로 오존층 파괴 물질인 CFC계와 HCFC계 냉매의 사용 및 생산을 규제하게 됨에 따라 자동차 에어컨 시스템에 사용되는 냉매도 기존의 R-12에서 R-134a로 이미 전환

되어 지금은 R-134a 냉매가 폭넓게 사용되고 있다. 그러나 2000년대에 들어서는 지구 온난화에 대하여 관심이 집중되고 있으며, 2008년까지 1990년대 초반 수준으로 온난화 가스 방출을 규제한다는 교토 의정서에서 최고점에 달했다. 이에 대한 일환으로 유럽의회(EU)에서는 2007년까지 냉매 누출량을 40g이하로 규제하고, 2011년부터는 지구 온난화 지수(GWP: Global Warming potential)가 150이상인 냉매의 사용을 금지하기로 하였다. 따라서 지금까지 자동차용 에어컨 시스템의 냉매로 사용되어진 R-134a를 대체할 수 있는 냉매에 대한 연구가 무엇보다 절실하게 필요하게 되었다.

Ghodbane[1]은 자동차 에어컨 시스템의 대체냉매로써 R-152a와 탄화수소 냉매를 이용하여 성능 시뮬레이션을 하였고, 대체냉매를 사용한 이차 회로 시스템에서의 성능을 비교하였다. 또한 지구 온난화의 직접적인 원인으로 냉매의 누설에 의한것과 간접적인 것으로는 에어컨의 작동과 냉매이동에 소비되는 에너지에 원인이 있다고 밝혔다.

Lee et al.[2]는 자동차 에어컨 시스템에 사용되는 R-134a냉매의 단순 대체로써 R-152a, R-152a에 CF_3I를 혼합한 두종류의 냉매에 대하여 압축기의 회전속도, 외기온도의 변화, 증발기 입구풍량을 변화하면서 실험하였다. 벤치시스템을 구성하여 각각에 대하여 최적냉매량을 선정하였고, 증발기의 성능과 성능계수에 대하여 살펴보았다.

Baker er. al[3]는 자동차용 에어컨 시스템의 대체냉매로써 R-152a를 적용하여 실차 상태에서 성능 실험을 하였는데, 기존 R-134a 에어컨 시스템 대비 팽창밸브, 건조제를 변경하였고, 냉매 누설 감지 센서(sensor) 및 안전 밸브(relief valve)을 고압측과 저압측에 설치하고, 냉매 주입량을 R-134a 냉매 주입량의 64%정도 주입하여 실험하였다. 그 결과로 R-134a 에어컨 시스템 대비 실내 온도가 2~3℃ 우수하고, 압축기의 토출과 흡입 압력이 낮으며 성능계수는 향상되는 것으로 보고하였다. 또한 화염으로부터의 안전성을 입증하기 위하여도 큰 문제가 없다고 보고하고 있다.

Hill et. al[4]은 여러대체 냉매의 Life Cycle Analysis를 여러도시의 주행패턴에 따라 분석하였으며, Direct Life time은 R-152가 우수하게 판단되어 CO_2의 배출이 적은 것으로 나타났다. 이와 같이 R-134a와 유사한 열역학적 특성을 가지고 있는 대체냉매 중의 하나가 R-152a이며, 현재 사용되고 있는 에어컨 구성품을 변경하지 않아도 되는 장점과 냉동기유와의 상용성이 우수하게 평가되고 있다.

따라서 본 연구에서는 비공비 혼합 냉매처럼 외부 영향에 조성의 변화가 없는 단일 냉매로써 R-134a와 유사한 열학적인 특성을 가진 R-152a에 대하여 화염성에 대한부분은 배제한, 자동차용 에어컨 시스템의 작동 유체로의 적합성과 타당성을 검토하여 향후 R-152a가 대체냉매로 사용될 때를 대비하여 가능성을 확인하였다.

2. 실험장치 및 방법

R-134a와 R-152a 냉매의 화학적 특성을 살펴보면, 임계점이 비슷하고, 비등점과 응고점이 유사하나, R-152a 냉매가 R-134a 냉매 보다 분자량이 작으며, 포화 밀도가 작은 것이 특징이다. 즉 분자질량에 있어 R-152a는 R-134a의 약 80% 정도이다. 따라서 에어컨 시스템에 있어서 냉매의 충전량과 냉동기유와의 혼합 등으로 인해 성능에 미치는 영향은 기존의 R-134a의 에어컨 시스템과는 다를 것이다.

따라서 먼저 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브를 폐쇄회로계로 구성한 벤치 시스템(bench system)에서 적정 냉매량 실험을 우선적으로 수행하였으며, 각각 선정된 냉매 충전량과 함께 R-134a 에어컨 시스템과 R-152a 에어컨 시스템의 성능을 비교하여 자동차용 에어컨 시스템의 대체

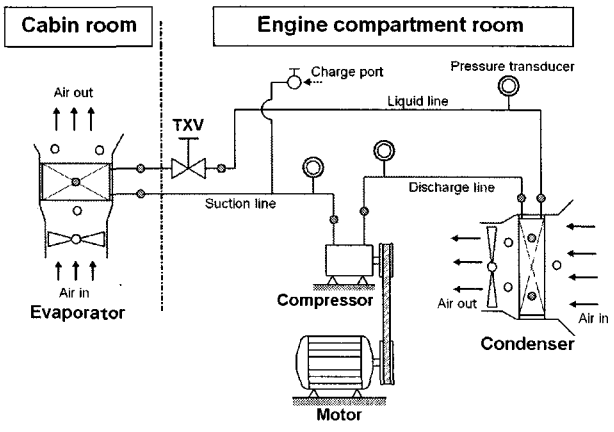


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

냉매로 R-152a의 타당성을 검증하였고, R-152a 에어컨 시스템에 대하여 팽창 밸브 설정값과 냉매 충전량을 변화하면서 성능 최적화 실험하였다.

2.1 실험 장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 실험 장치는 실제 차에 에어컨 구성품이 장착되어 작동되는 것과 동일하게 증발기와 공조장치가 장착되는 승객룸과 응축기, 압축기등이 장착되는 엔진룸으로 구성되어 있다.

승객룸의 경우 온도조절은 -20~60까지 습도는 20~80%Rh, 풍량은 85~850m^3/h까지 제어되며, 엔진룸은 온도와 습도조절이 각각 5~80℃, 10~95%Rh까지 제어되며, 풍량은 340~1000m^3/h로 제어되고, 냉각수온은 20~108℃까지, 공기 유동량은 1~27l/min까지 제어가능 하다. 엔진룸은 주위의 공기를 일정하게 유지시켜 주기 위하여, 냉동장치와 가열기가 설치되어 있으며, 응축용 항온/항속 풍동은 응축기에 일정한 온도와 속도의 공기를 유입시켜 주며, 증발용 항온/항습/항속 풍동 또한 증발기에 일정한 온도와 속도의 공기를 유입시켜 준다. 각 풍동은 PID 제어기에 의해 공기의 온도를 일정하게 유지시켜주며 공기의 유속은 송풍기의 회전속도에 의해 제어된다.

압축기의 구동은 10마력의 3상유도 가변속도 전동기를 사용하였다.

응축기 출구에는 관내를 지나는 냉매의 상태를 확인하기 위해서 관측경을 설치하였으며, 냉매의 유량을 측정하기 위하여 EMERSON사의 Micro Motion F모델의 질량유량계가 설치하였다. 유량 측정범위는 0~360kg/h 이다.

에어컨 시스템에서의 압력 측정은 압축기와 증발기 그리고 응축기 각각의 입·출구에서 측정하였으며, 압력 측정범위가 0~5MPa을 가지는 Sensotec사의 440/ A036-14-01 L4801 모델의 압전센서를 사용하였다. 각 풍동의 공기온도는 RTD 온도센서를 이용하여 측정하였으며, 실험장치의 주요부분 및 냉동시스템의 온도는 T형 열전대를 이용하여 측정하였다.

2.2 에어컨 성능 실험

에어컨 시스템의 성능 실험은 먼저 각 구성품들을 실험장치에 장착하고 적정 냉매량을 결정하기 위하여 냉매 결정량 실험을 하였다. 이후 결정된 냉매량이 충전된 R-134a와 R-152a 에어컨 시스템에 대하여 Table 1에 나타난 것과 같은 실험조건으로 성능실험을 하였다.

Table 1 Test conditions for air conditioning system in bench

Condition		Experiment
Evapo-rator	Air inlet temp.	35±2℃, 50%Rh
	Air flow volume	450 ㎥/h
Conde-nser	Air inlet temp.	37±2℃
	Air inlet velocity	1.0, 1.5, 3.0, 5.3m/s
Compr-essor speed	750 rpm, 30 min 1500 rpm, 30 min 1800 rpm 30 min 2100 rpm, 30 min	

3. 실험결과 및 고찰

3.1 적정 냉매량 결정

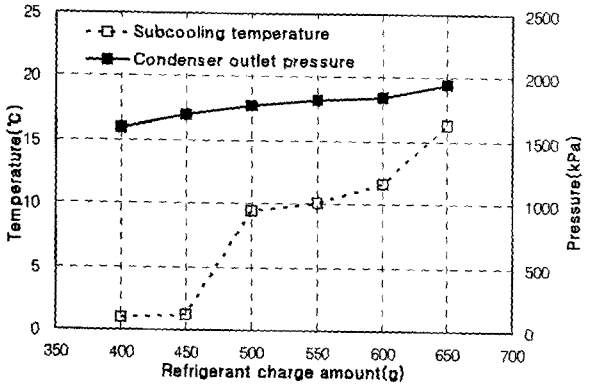
본 연구에서의 적정 냉매량은 냉매충전량의 증가와 함께 토출압력과 과냉각도가 증가하다가 일정한 구간에서 정체를 이루어지는 지점에서의 냉매량을 적정 냉매량으로 선정하였다.

Fig. 2는 R-134a와 R-152a 각각에 대하여 적정 냉매량 결정 실험 결과를 나타내고 있다. Fig. 2의 (a)을 보면 냉매 충전량의 증가에 따라 과냉각온도가 급격히 증가하다가 약 500~600 g사이에서 과냉각온도는 냉매량 증가 대비 완만한 증가로 정체를 이루는 지점이라고 볼 수 있으며, 따라서 응축기 출구에서의 압력이 급격하게 변하지 않는 550 g을 적정냉매량으로 선정하였다. Fig. 2의 (b)는 R-152a의 냉매충전량 실험결과로 450g을 적정냉매량으로 결정하였다.

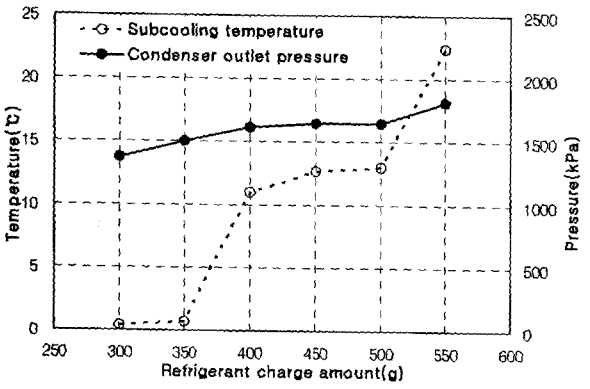
3.2 에어컨 시스템의 성능 실험

두 냉매 사이클의 0℃에서 포화 압력을 보면 R-134a는 192.2kPa이고, R-152a는 160.8kPa로 31.4kPa의 압력 차이가 있다. 또한 두 냉매 사이클의 엔탈피차를 비교해 보면 동일 압력에서 R-152a 냉매가 100kJ/kg 가량 큰 차이가 나고 있다. 이는 에어컨 시스템의 냉방성능과 소비동력, 성능계수 등에 영향을 미치고 있다.

Fig. 3는 압축기 회전속도를 변화하면서 두 시



(a) R-134a Refrigerant



(b) R-152a Refrigerant

Fig. 2 Experimental results of refrigerant charge determination in bench.

스템의 압축기 토출온도와 압력을 비교해 보았다. 두 시스템 모두 0℃에서 147kPa의 초기값을 갖는 팽창밸브를 사용하였다. 토출압력은 전반적으로 R-152a가 낮게 나타나고 있으며, 토출온도는 압축기 750rpm을 제외한 전 운전영역에서 R-152a가 1.5~5.0℃ 정도 높게 나타났다. 이는 두 냉매의 열역학적 특성은 유사하지만 시스템에 충전되는 냉매량이 R-152a가 적기 때문에 나타나는 현상이라고 보여 진다. 또한 주행 속도의 변화에 따라 압축기의 회전수는 점차 증가 되면서 토출 압력은 떨어지고, 토출 온도가 상승하여 엔탈피차가 증가하므로 압축기의 일량이 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 4는 압축기 회전속도 변화에 따른 압축기 흡입 온도와 압력의 변화를 나타내고 있다. 먼저 흡입 온도를 보면 R-152a 시스템이 R-134a 보다 3.5~4.1℃ 정도 낮게 나타나고 있으며, 흡입 압력도 전반적으로 약간 낮게 나타나고 있다.

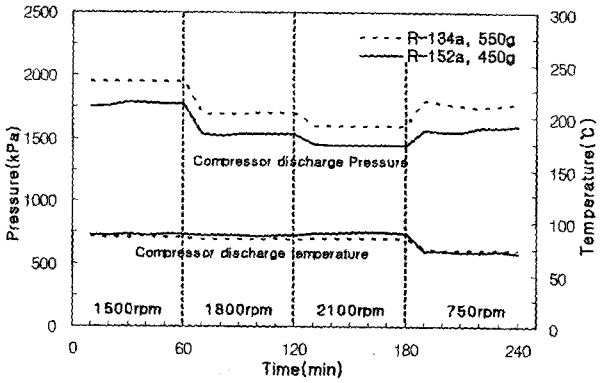


Fig. 3 Compressor discharge pressure and temperature with TXV(147kPa) in bench.

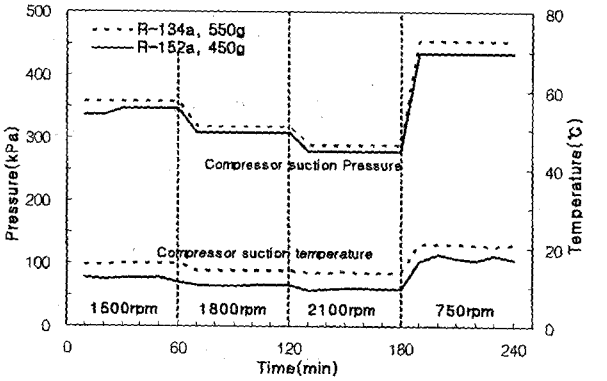


Fig. 4 Compressor suction pressure and tempature with TXV(147kPa) in bench.

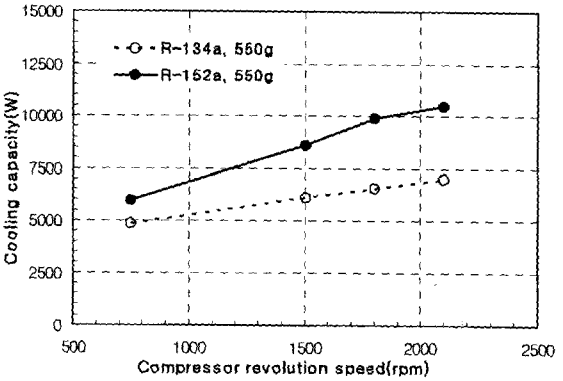


Fig. 5 Experimental results of cooling capacity with TXV(147kPa) in bench.

Fig. 5은 압축기 회전 속도 변화에 따른 냉방성능을 보여 주고 있다. R-152a가 모든 운전영역에서 R-134a 우수한 냉방 성능을 보이고 있는데, 이는 R-152a가 R-134a보다 에어컨 시스템 내에서의 질량 유량은 작지만 R-152a 냉매 특성에서 동일 압력에서 엔탈피가 크기 때문으로 보여진다.

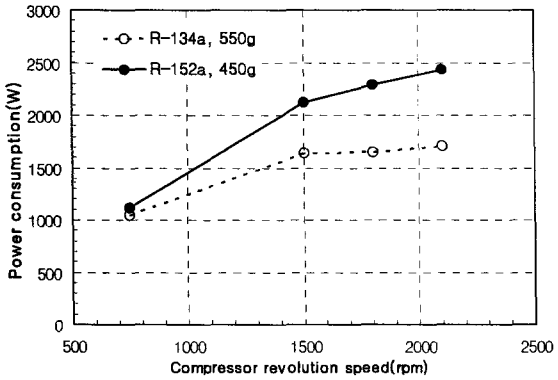


Fig. 6 Experimental results of compressor power with TXV(147kPa) in bench.

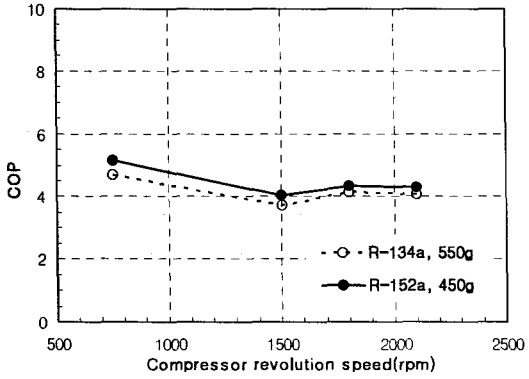


Fig. 7 Experimental results of COP with TXV(147kPa) in bench.

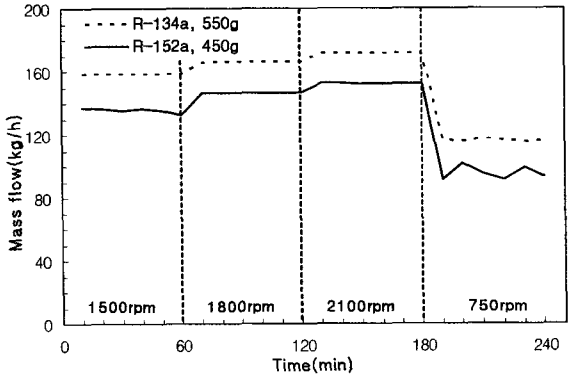


Fig. 8 Experimental results of refrigerant flow with TXV(147kPa) in bench.

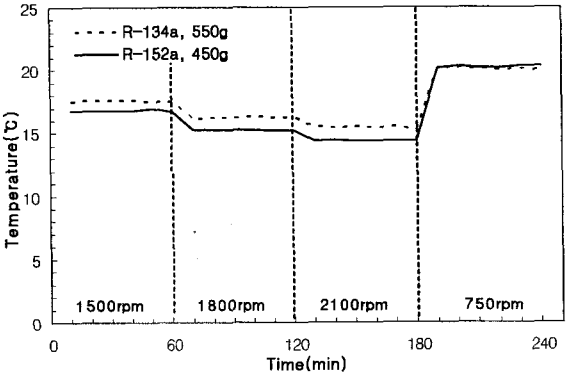


Fig. 9 Experimental results of air discharge temperature with TXV(147kPa) in bench.

Fig. 6은 압축기 회전 속도 변화에 따른 소비 동력을 비교하였다. 압축기의 소비 동력도 750rpm을 제외한 모든 운전영역에서 R-152a 시스템이 R-134a 대비 큰 소요 동력으로 나타나고 있는데, 이는 냉매의 비체적이 크기 때문에 동일 압축기 회전수에서 압축기 출구온도와 압력이 상승하기 때문으로 판단된다.

Fig. 7은 냉방 능력을 압축기 소비 동력으로 나눈 성능계수를 보여 주고 있다. 전 운전 영역에서 R-152a 시스템이 R-134a 시스템 보다 우수한 성능 계수를 나타내고 있다.

Fig. 8은 R-134a 시스템과 R-134a 시스템의 운전중 냉매 질량유량을 보여 주고 있다. R-152a 시스템의 냉매 질량유량이 R-134a 시스템 보다 대략 87%수준이다. 이는 R-152a 냉매의 단위 체적당 중량이 R-134a 냉매 보다 작기 때문이다. R-152a 냉매는 0℃의 포화증기 밀도가 R-134a 냉매의 57%이며, 포화액체 밀도는 R-134a 냉매의 74%정도이므로 작은 질량 유량으로 동등 이상의 성능을 발휘할 수 있기 때문이다.

Fig. 9는 압축기 회전수 변화에 따른 공조장치에서의 토출 공기온도를 보여주고 있다. R-152a 시스템의 토출 공기 온도는 R-134a 시스템보다 주행 모드에서는 0.5~1.0℃ 정도 낮은 토출 온도를 보이고 있으며, 압축기 회전수 750rpm에서는 비슷한 수준을 나타난다.

3.3 R-152a 에어컨 시스템의 최적화 실험

R-152a의 시스템의 성능 최적화를 위하여 냉매량을 450g으로 고정하고 팽창밸브 설정값이 0℃에서 각각 147kPa, 127kPa 및 108kPa의 압력값과 기울기가 103을 갖는 팽창변으로 변경하면서 성능에 미치는 영향을 살펴 보았다.

Fig. 10은 압축기 회전수를 변화하면서 팽창밸브 설정값 변경에 따른 압축기의 토출 온도와 압력을 보여주고 있다. 압축기 토출 압력은 팽창밸브 설정값 변화에 관계없이 비슷한 압력을 보이

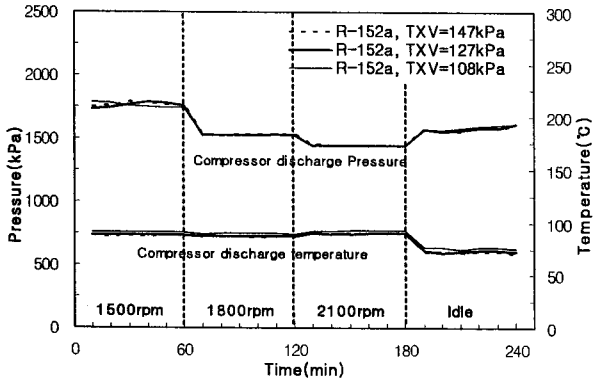


Fig. 10 Compressor discharge pressure and temperature with refrigerant 450g.

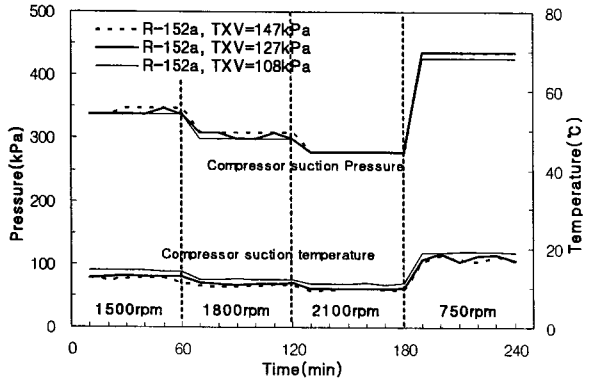


Fig. 11 Compressor suction pressure and temperature with refrigerant 450g.

고 있지만, 토출 온도는 팽창밸브 설정값이 108kPa인 경우 과열도가 증가하기 때문에 토출 온도가 대략 2~3℃ 정도 상승하고 있다.

Fig. 11은 압축기 회전수를 변화하면서 팽창밸브 설정값 변경에 따른 압축기의 흡입 온도와 압력의 변화를 나타내고 있다. 팽창밸브 설정값 변화에 따른 흡입 압력 변화는 거의 없으나, 흡입 온도는 팽창밸브 설정값이 높을수록 낮아지고 있다. 이는 팽창밸브의 설정값이 낮을수록 팽창밸브로 통과하는 유량은 줄어들지만 교축과정으로 습증기 상태로 증발기에 들어간 냉매가 출구에서 완전히 증발하기 때문에 흡입 온도는 낮아지기 때문으로 보여 진다.

Fig. 12는 R-152a 에어컨 시스템에서 압축기 회전속도를 변화하면서 팽창밸브 설정값이 냉방성능에 미치는 영향을 비교하였다. 압축기 회전수가 증가할수록 냉방성능은 증가하지만, 팽창뱅브의 설정값 변화에 따른 성능차이는 거의 없는 것으로 나타났다.

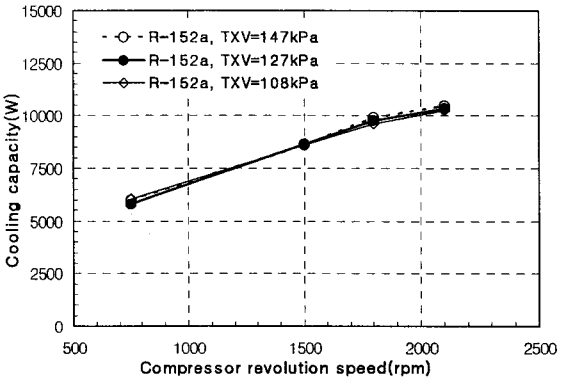


Fig. 12 Cooling capacity with refrigerant 450g.

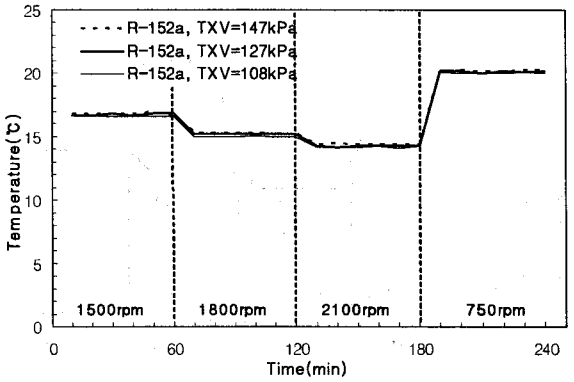


Fig. 13 Experimental results of air discharge temperature with refrigerant 450g in bench.

Fig. 13은 팽창밸브 설정값이 공조장치의 토출공기 온도에 미치는 영향을 압축기의 회전수를 변화하면서 살펴보았다. 팽창밸브 설정값 변경에 따라 토출공기 온도차가 크진 않지만 팽창밸브의 설정값이 낮을수록 토출되는 공기온도도 약간씩 낮아지는 경향을 나타내고 있다.

4. 결 론

현재 대부분의 자동차용 에어컨 시스템에 사용되고 있는 R-134a를 대체할 수 있는 냉매로써 R-152a를 검토하기 위하여, 동일한 에어컨 시스템에서 성능을 비교하였다. 실험은 동일 부품에서의 각각 적정 냉매량 충전 실험, 에어컨 시스템의 성능실험 및 R-152 에어컨 시스템에서 팽창밸브의 설정값이 성능에 미치는 영향을 실험하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R-152a의 냉매의 열역학 특성이 기존의 R-134a 냉매와 유사하므로, 기존의 에어컨 시스템 부품 변경 없이 적용이 가능하다.

(2) R-152a 냉매는 적정 냉매량 결정 실험 결과 동일 에어컨 시스템에서 냉매의 충전량이 R-134a 대비 18~20% 정도 감소하였다.

(4) 압축기의 토출 압력이 R-134a 시스템 대비 157~186kPa,g 낮게 나타났다.

(5) 압축기 회전수가 빠른 고속영역에서, R-152a 에어컨 시스템의 냉방 능력은 30%정도 증가하며, 성능계수는 10% 정도 향상 되었다.

이상으로 현재 자동차용 에어컨 시스템에 R-152a의 적용 타당성을 실험을 한 결과 향후 자동차 에어컨 시스템의 대체냉매로써 적용 가능성을 충분히 제시하였으며 환경적인 측면에서도 크게 기여할 수 있으리라 판단된다. 단, 본 연구에서는 R-152a 냉매의 화염성 위험에 대하여는 검토가 되지 않았으며, 이 부분은 향후 각 자동차 메이커 및 선진각국에서 활발히 논의되고 있으며 가까운 미래에 해결될 것으로 기대한다.

참고문헌

1. Mahmoud Ghodbane, 1999, An Investigation of R-152a and Hydrocarbon Refrigeration in Mobile Air Conditioning, SAE, 1999-01-0874.
2. J. I. Lee, I. W. Kwon and O. N. Ha, 2003, A study on the Characteristics an Azeotropic Mixture Combined with CF3I and a Refrigerant for Air-Conditioner HFC-152a and HFC-152a, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 11, No. 3, pp.140-149.
3. James A. Baker, 2003, R-152a Refrigeration System for Mobile Air Conditioning, SAE, 2003-01-0731.
4. William Hill and Stella Papasavva, 2005, Life Cycle Analysis Framework; A Comparison of HFC-134a, HFC-134a Enhanced, HFC-152a, R744, R744 Enhanced and R290 Automotive Refrigerant Systems, SAE, 2005-01-1511.
5. Lawrence P. Scherer, 2003, On-Vehicle Performance Comparison of an R-152a and R-134a Heat Pump System, SAE, 2003-01-0733.