

신냉매용 자동차 공조 시스템에서 블록식 팽창밸브의 설계

김 경 훈^{*1)} · 박 상 훈²⁾ · 강 우²⁾

경희대학교 기계·산업시스템공학부^{*1)} · 자동차부품연구원²⁾

A Design of the Block Type Expansion Valve in Automotive Air Conditioning System using HFC-134a

K. H. Kim^{*1)} · S. H. Park²⁾ · W. Kang²⁾

¹⁾College of Advanced Technology Kyung Hee University, Gyeonggi-do 449-701, Korea

²⁾KATECH(Korea Automotive Technology Institute), Chungcheongnam-do 330-912, Korea

(Received 18 February 2003 / Accepted 18 June 2003)

ABSTRACT : This study was performed to design the optimal block type expansion valve through analyzing the characteristics of the block type expansion valve in automotive air conditioning system using HFC-134a. Because an alternative refrigerant (HFC-134a) is being used instead of CFC-12 for automotive air conditioning system, newly designed air conditioning components are necessary due to changes in characteristics. The performance tests were accomplished through the test bench, that is manufactured based on the study. And then it was carried out to measure the variation of temperature and pressure at each part of the air conditioning system according to the compressor speed.

Key words : HFC-134a(신냉매), Air conditioning system(공조시스템), Expansion valve(팽창밸브), Block type expansion valve(블록식 팽창밸브)

1. 서론

자동차의 공조시스템은 차실내의 냉난방 및 습도를 임의로 조절하여, 가장 쾌적한 상태로 차실내를 유지하는 장치로서 소형화, 경량화, 고효율화 및 전자화로 발전을 계속하는 추세이며 대기 오염 상태가 심각해짐에 따라 실내 공기의 청정에 대한 관심도 급격히 부상되고 있다.^{1,2)}

자동차 공조시스템에 사용되는 냉매로서는 열역학적, 화학적으로 우수한 성질과 높은 안정성을 가진 CFC계가 사용되어 왔다. 그러나 CFC계에 의한 지구 오존층 파괴에 대한 전 세계적인 관심의 증대에 따라 오존층의 CFC계에 의한 파괴를 방지하고,

오존층의 보존을 위하여 마침내 1989년 몬트리얼 국제환경보호 조약이 체결되어 CFC계 상용에 대한 전 세계적인 규제가 시작되어 이에 대한 대체물질의 개발 사용이 시급하게 되었다.

따라서 CFC-12를 대체하기 위한 물질개발 노력은 1980년대 중반 이후 산업계와 학계에서 활발하게 추진 진행되어서 CFC-12의 대체물로 CFC-12와 물성이 가장 비슷한 HFC-134a가 개발되었다. 그런데, 만약 자동차용 공조시스템의 냉매가 신냉매인 HFC-134a로 바뀐다면 공조시스템을 구성하고 있는 주요 부품인 응축기, 압축기, 증발기, 팽창밸브 등도 신냉매용으로 바뀌어야 하므로 이들 제품의 국산화를 위해서는 국내에서도 이에 따른 적극적인 기술개발이 필요한 때이다.³⁻⁶⁾

본 연구는 신냉매용으로 대처해야 할 많은 부품

*To whom correspondence should be addressed.
kimkh@khu.ac.kr

중에서도 팽창밸브에 초점을 맞춘다. 더욱이 요즈음은 응용의 범주가 넓은 블록식 팽창밸브가 개발되어 장착되고 있는 추세이다.^{7,8)} 따라서 본 연구의 목적은 신냉매용 자동차 공조시스템에 장착되는 블록식 팽창밸브의 최적설계에 대한 기초기술의 확립과 이를 토대로 한 국내의 자동차용 공조시스템의 부품 설계기술을 제고하는데 있다.

2. 실험

본 연구의 목적인 팽창밸브의 최적 설계를 위해서는 공조시스템 전체에 대한 성능평가와 팽창밸브 주위에서의 열유동해석이 이루어져야 한다. 따라서 이에 따른 실험을 각각 수행하여 설계에 반영하였다.

2.1 공조시스템 성능시험장치 및 시험방법

팽창밸브의 설계와 시험을 위하여 테스트 벤치를 설계·제작하여 1500cc~2000cc급 승용차에 장착되는 HFC-134a용 압축기, 증발기 및 응축기를 설치하고 이들을 연결하였다. 본 실험에 사용된 자동차용 공조 시스템의 테스트 벤치에 대한 구성도는 Fig. 1 과 같으며, 여기에서 사용되어진 부품들은 Table 1 에 구체적으로 제시하였다.

시험방법은 공조시스템에 팽창밸브를 장착한 다음, 진공펌프로 공조시스템 내부를 진공시키면서 HFC-134a용으로 개발된 윤활유인 PAG유를 150cc 주입한 후, 공조시스템 내부를 충분히 진공으로 만든 다음, HFC-134a 냉매를 650g 주입하였다. 그 다음에 압축기의 회전수를 1600~3200rpm까지 400씩

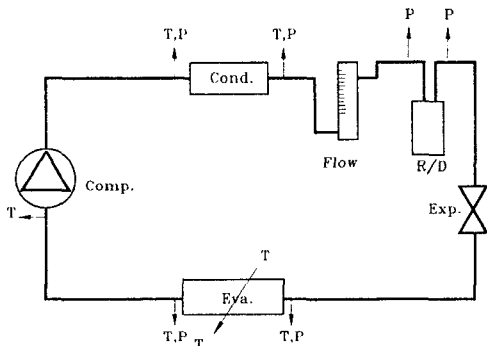


Fig. 1 Schematic diagram of test bench and data acquisition

증가시키면서 변화시켜 시스템의 특성을 파악하였다. 그리고 증발기에 유입되는 공기의 온도는 23℃, 상대습도는 50%를 유지하였다.

본 시험에서 측정된 변수로는 냉매의 온도, 압력, 유량 및 압축기의 회전수 등이다. 각종 데이터의 측정위치는 Fig. 1의 T, P점과 같으며 Table. 2 에는 데이터를 얻는데 사용된 장비들에 대한 사양을 정리하였다.

2.2 오리피스 실험

한편 팽창밸브내의 오리피스는 급격 축소단면을 가지고 있으며, 유체가 섹 볼륨(sac volume)에서 오리피스의 축소부로 들어갈 때에는 오리피스 입구형상에 따라 내부유동특성이 달라지고, 이 내부유동특성에 따라 발달되는 기액이상유동 현상도 달라져서 궁극적으로는 팽창밸브 전·후에서의 압력강하에 큰 영향을 미친다. 오리피스 출구에서 유출되는 유체가 분사될 때 영향을 주는 노즐내부에서 발생할 수 있는 요소로서는 오리피스 내부의 난류, 캐비테이션, 속도 형상 등이 제시되고 있다.⁹⁾

Table 1 Specification of the test bench

Item	Specification
Compressor	Wobble Type : FX-15
Motor	3φ, 3400rpm : 7.5kW
Power supplier	0~20 V, 0~30 V
Inverter	MCK-075 A, 7.5 kW, 10~60Hz
Condenser	Parallel flow type : J-1 M/C
Evaporator	Drawn cup type : AXZ-10

Table 2 Specification of the data sampling and acquisition system

Item	Specification
Pressure transducer	setra # series 208 input : 8DC, output : 1~6DC range high side : 0~3500kPa low side : 0~700kPa
Thermocouple	φ35, K-Type
Tachometer	Yokokawa #3632 range : 0~20,000 rpm
Flowmeter	Flowcell range : 0~200 l /hr (water)
A/D board	Keithley DAS1602 100k sample/sec, 8 Ch
Multiplexer	Keithley EXP-GP, 8 Ch

본 실험에서는 팽창밸브내 오리피스 내외의 유동특성을 파악하고자, 오리피스 입구쪽에서는 캐비테이션이 없는 단상유동을 가정하였고, 확대상사시킨 상태와 실제의 상태로 각각 실험을 수행하였으며 실험에 사용된 기기들의 사양은 Table. 3과 같다.¹⁰⁾ 또한 팽창밸브의 성능을 검사하기 위하여 공압실험을 수행하였으며 Zero setting M/C, Leak tester M/C 등으로 팽창밸브의 몸체 및 기타 이음부위에서 가스의 누설이 있는지를 검사하였다.

3. 팽창밸브의 설계

3.1 블록식 팽창밸브의 구조와 작동

팽창밸브는 액체냉매의 유량을 조절하면서 고온 고압의 액체냉매를 저온저압의 액체냉매로 만들어 증발기로 보내주는 역할을 한다.

팽창밸브는 크게 두 개의 형태로 나눌 수 있는데, 밸브본체 안에 이퀄라이저(equalizer) 통로가 위치하여 출구 밸브 캐비티로부터 다이어프램의 밑부분까지를 연결시켜 주는 내균식 팽창밸브와 이러한 이퀄라이저 통로가 증발기의 출구에 위치하여 증발기 출구의 압력을 감지하는 외균식 팽창밸브로 나눌 수 있다. 전자는 2kPa 보다 작은 압력강하가 있는 증발기에서 사용되고, 후자는 6.8kPa 이상의 고압력강하가 있는 증발기를 채택하는 공조 시스템에서 사용된다.

블록식 팽창밸브의 구조는 앞서 서술한 외균식 팽창밸브와는 기능면에서는 같으나 모양이나 작동방식에 있어서 다소 차이가 난다. 우선, 그 모양을 살펴보면 외균식 팽창밸브의 감온통 부분이

없어진 형상을 하고 있으며, 증발기 출구의 압력을 감지하는 이퀄라이저 포트가 없고, 그 대신에 증발기 출구 포트가 팽창밸브의 몸체를 지나가도록 고안되어져서 직접 그 압력을 상부 다이어프램으로 전달시킬 수 있는 구조로 되어있다. 다시 말해서 팽창밸브의 오리피스를 거친 냉매가 증발기로 유입된 후에 다시 팽창밸브의 몸체를 통과하여 압축기로 흘러 들어가도록 되어 있는 것이다. 그 대표적인 구조는 Fig. 2와 같다.

블록식 팽창밸브의 작동은 다이어프램을 중심으로 한 힘들의 상관관계에 의해 이루어지며, 그 힘들은 다이어프램 상부에서 작용하는 힘(F_{DU})과 다이어프램 하부에서 작용하는 힘으로 구분 지을 수 있고, 다이어프램 하부에서 작용하는 힘은 다시 증발기 출구압력에 의한 힘(F_{EO})과 오리피스 아래에서 불을 받치고 있는 스프링에 의한 힘(F_{SP})으로 나눌 수 있다. 이들 힘은 평형상태에서 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$F_{DU} = F_{EO} + F_{SP}$$

이러한 평형관계식에서 증발기 출구압력에 의한 힘이 증가하면

$$F_{DU} < F_{EO} + F_{SP}$$

와 같이 된다. 즉, 다이어프램 하부에서 작용하는 힘의 합이 다이어프램 상부에서 작용하는 힘보다 커져서 다이어프램이 위 쪽으로 움직이게 되고, 이는 다시 다이어프램과 연결된 작동봉을 통해서 오리피스

Table 3 Specification of orifice experiment

Item	Specification
Pump	Max. pressure 6000kPa
Pressure regulator	Max. water pressure 3000kPa
Pressure gage	High side : 0~2500kPa Low side : 0~500kPa
Flow meter	Primary exp: Flowcell, 0.45~2.4m ³ /h Main exp : Flowcell, 160~800l/h
Pressure transducer	Setra, 0~1400kPa
T.X.V.	Product of acryl resin×5 Product of acryl resin×1

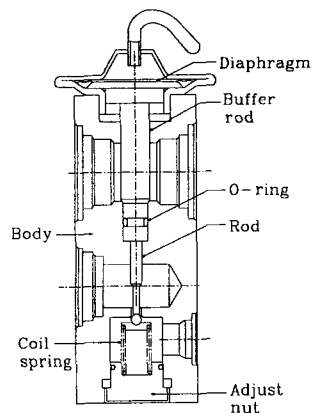


Fig. 2 Block type expansion valve

스와 볼 사이의 간격을 감소시키는 방향으로 작동하게 된다. 감소된 오리피스와 볼 사이의 간격을 통해 팽창밸브를 거쳐 증발기 입구로 유입되는 냉매의 압력은 감소되며, 이는 결국 증발기 출구 압력의 감소를 초래하여 다음과 같은 관계식으로 변화된다.

$$F_{DU} > F_{EO} + F_{SP}$$

이러한 힘의 관계는 다시 다이어그램을 아래 쪽으로 움직이게 하여 증발기 출구 압력을 증가시키는 방향으로 작동하게 된다. 따라서 이와 같은 작동 과정은 팽창밸브에 작용하는 힘이 평형상태를 유지할 때까지 반복해서 이루어지게 되는 것이다.

3.2 블록식 팽창밸브의 설계

블록식 팽창밸브는 팽창밸브의 오리피스를 거친 냉매가 증발기로 유입된 후에 다시 팽창밸브의 몸체를 통과하여 압축기로 흘러 들어가도록 되어 있다. 국내 일부 1500cc급 자동차에서 사용되고 있는 일본 H사 제품을 모델로 한 것이다. H사 블록식 팽창밸브와 같은 구조인 봉입방식 시작품은 H사 블록식 팽창밸브의 단점으로 여겨지는 감온부의 증발기 출구 온도에 있어서의 감응을 보다 효과적으로 수행하기 위하여 설계·제작되었다.

팽창밸브를 설계함에 있어서 고려한 설계 항목으로는 과열도에 따른 감온부 설계, 오리피스의 설계, 그리고 스프링의 설계이며, 이러한 설계 항목으로부터의 구체적인 분석과 설계를 통하여 제작하게 되었고, 시작품은 기존 일본 H사 제품에 대체시켜 고안한 스프링방식 팽창밸브를 제작하였다.

3.2.1 과열도에 따른 감온부의 설계

과열도의 설정은 증발기 출구온도와 압력 및 증발기 유출 공기온도, 압축기 토출온도 그리고 오리피스 개도와 밀접한 관계를 가지고 있다. 과열도를 높게 설정하였을 경우에는 증발기를 통해 나오는 유출 공기온도가 낮아지고 압축기로 액냉매가 들어갈 우려가 없어지는 장점이 있는 반면에, 압축기의 토출온도가 높아져서 응축기로 유입되는 냉매를 응축시키는데 있어서 압축기의 토출온도가 낮음에 비해 응축량이 줄어드는 단점을

갖는다. 그리고 과열도를 높게 설정하면 할수록 감온부의 온도변화폭에 대한 압력 변화폭이 작아지고, 동일한 감온부 온도에서 감온부에서 작용하는 압력 또한 작아진다. 이처럼 과열도 선정에 따라 증발기 유출 공기온도, 압축기 토출온도, 응축기에서의 응축량 등 공조 시스템에 미치는 영향이 많기 때문에 먼저 일본 H사 블록식 팽창밸브의 실험 결과를 토대로 과열도를 선정하였다.

3.2.2 오리피스 설계

팽창밸브의 오리피스에 대한 설계는 오리피스의 입출구 형상과 오리피스의 개폐와 관련된 오리피스 하부 볼의 형상에 의해 결정된다. 오리피스 입출구 형상에 대해서 살펴보면, 오리피스의 입출구의 형상에 따라서 오리피스를 통과하는 유체가 받는 저항이 달라진다. 오리피스 입구의 경우에 있어서는 입구가 둥글게 만들어진(well rounded type) 때가 가장 손실계수가 작고, 오리피스 출구의 경우에 있어서는 그 형상의 차이에 따른 손실계수의 차이가 없는 것으로 나타났다.¹¹⁾¹³⁾ 실제 일본 H사 블록식 팽창밸브의 오리피스 입구 모양은 모서리가 테이퍼 형상을 가지고 있다. 또한 오리피스 하부 볼의 모양은 구형일 경우가 원추형일 경우에 비해 오리피스 개도 변화에 대한 유량변화가 큰 것으로 조사되었다. 실제 H사 블록식 팽창밸브의 경우에는 볼의 형태가 구형을 하고 있다.

3.2.3 스프링 설계

오리피스 하부 볼을 받치고 있는 스프링에 대한 설계는 H사 블록식 팽창밸브에 대한 스프링 테스트 결과를 기준으로 하였다. 실험 결과는 2.8kg/m로 나타났으며, 이상과 같은 설계 항목에 대한 고찰로부터 시작품을 설계·제작하였다.

3.3 스프링 방식 블록식 팽창밸브

이 방식은 기존의 온도감응식 팽창밸브가 가지고 있는 문제점을 보완하고 시스템에 장착한 후에도 시스템을 해체하지 않고서도 냉매의 유량 조절폭을 조절할 수 있도록 설계·고안되었으며, 이러한 고안은 기존의 자동 팽창밸브에서 많이 사용되어져 왔던 스프링방식을 블록식 팽창밸브에 도입함으로써

써 온도감응식 팽창밸브의 단점을 보완하고, 다이어프램의 재질 및 까다로운 선정을 보다 용이하게 할 수 있다.

온도감응식 블록식 팽창밸브의 단점은 1) 과도한 압축기 회전수의 변화시에 시스템내에서 압력파를 발생시킬 우려가 있으며, 일단 압력파가 한번 발생하면 좀처럼 안정되기 어렵고 자동차에서와 같이 압축기 회전수의 변화가 심한 상태에서는 엔진과 맞물려 돌아가는 압축기의 불안정으로 인하여 소음과 함께 장시간 사용할 시에는 엔진에 무리를 주게 될 것이다. 2) 공조시스템의 가동시에는 압축기쪽으로 액체 냉매가 들어갈 우려가 있다. 이것은 여름철 높은 주위온도로부터 팽창밸브 감온부의 온도가 높은 상태이고, 이러한 상태는 감온부의 압력상승으로 연결되며, 감온부의 압력상승은 팽창밸브의 개도를 증가시켜서 초기 공조시스템의 가동시에 증가된 오리피스 개도를 통해 충분히 팽창되지 못한 냉매가 증발기를 거쳐 압축기로 유입될 가능성이 있다. 3) 감온부의 급격한 온도변화시에도 압력파를 발생시킬 우려가 있다.

따라서, 이상과 같은 온도감응식 팽창밸브가 가질 수 있는 결점들을 스프링 방식으로 바꿀 경우에 생기는 이점은 다음과 같이 열거할 수 있다. 1) 과도한 압축기 회전수의 변화시에도 압력파 발생이 생기지 않는다. 2) 공조시스템의 가동시에 액체 냉매가 압축기로 유입될 가능성이 없고, 초기 헌팅현상이 현저하게 감소한다. 3) 스프링의 강도설정에 따라 유량폭을 조절할 수 있고, 시스템에 장착한 후에도 유량변화폭에 대한 조절을 용이하게 수행할 수 있다. 4) 온도감응식 팽창밸브와 같은 까다로운 봉입

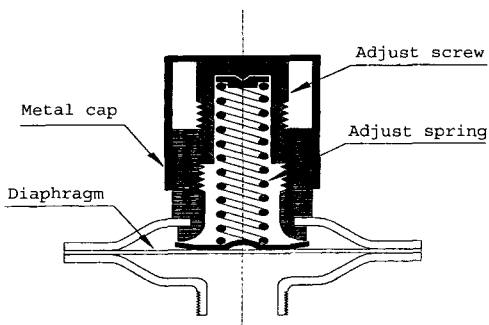


Fig. 3 The modified profile of block type expansion valve

공정이 없고, 조립식으로 되어 있어서 가공공정이 훨씬 단순해진다.¹⁴⁾ 이러한 이점을 가질 수 있는 스프링방식 팽창밸브를 설계·제작하였으며, Fig. 3에 감온부에 대체되는 스프링방식의 형상을 나타내었다.

4. 성능시험 결과 및 고찰

기존의 일본의 H사 회사의 제품과 미국 P사의 제품 및 새로이 제작한 봉입식작품 그리고 새로이 고안된 스프링방식 블록식 팽창밸브와의 증발기 유출 공기온도, 증발기 입출구의 온도 및 응축기 입구의 온도에 대한 비교를 각각 Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6에 나타내었다.

Fig. 4에서 보는 바와 같이 H사나 P사제품에 비해 시작품들(봉입방식 및 스프링 방식)의 증발기 유출 공기온도가 상당히 낮게 나타난 것을 알 수 있으며, 그 온도차이는 기본 제품들에 비해 약 4°C~5°C 정도 낮게 분포되고 있다. 그런데 온도 변화의 형태가 H사 제품과 스프링 방식은 거의 유사함을 볼 수 있으나 P사 제품과 봉입방식은 결과가 다소 다른 양상을 나타냄을 알 수 있다.

증발기 입출구 온도변화의 차이를 나타내고 있는 Fig. 5에서도 알 수 있듯이 증발기 유출 공기온도와 연관지어 고찰해 보면, 증발기 입출구의 평균온도가 낮아질수록 증발기 유출 공기온도는 더욱 더 낮아진

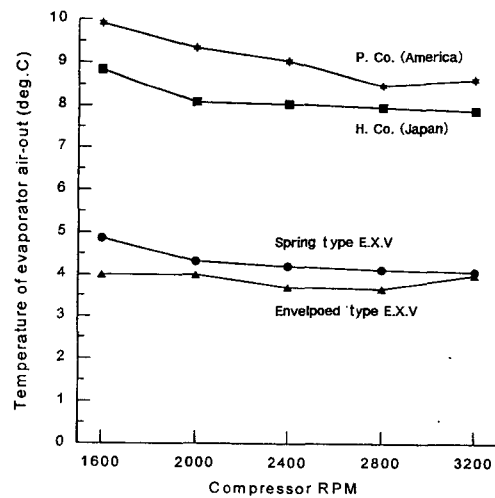


Fig. 4 Comparisons of evaporator air-out temperature

다는 것을 알 수 있다. 증발기 출구 온도에 대한 압력과의 관계로부터 평균과열도를 구해 보면, H사의 경우는 11.74°C, P사는 4.46°C, 스프링 방식은 12.35°C, 그리고 봉입방식은 17.63°C로 나타난다.

P사의 경우에는 증발기 출구온도가 입구온도보다 낮게 나타났는데, 이것은 팽창밸브의 오리피스를 통과한 냉매가 충분히 팽창되지 못한 상태로 증발기에 유입되었기 때문인 것으로 생각되며, 증발기 출구온도가 출구온도보다 높은 경우에 있어서는 증발기 입출구 온도차이가 크면 클수록 팽창밸브의 오리피스 개도는 작아지고 증발기 출구 과열도는 증가한다는 사실을 알 수 있다.

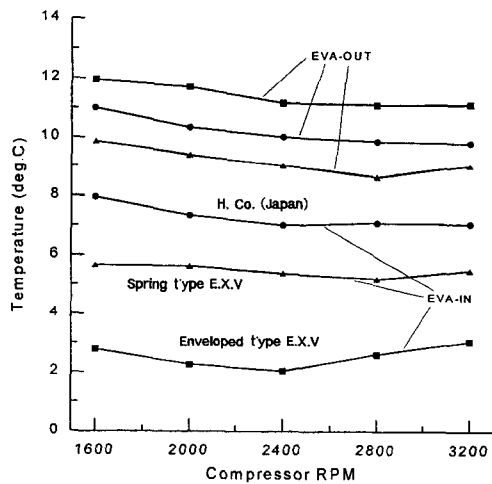


Fig. 5 Comparisons of evaporator in-out temperature

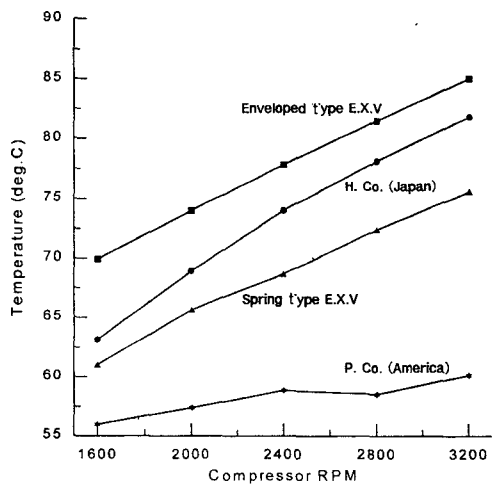


Fig. 6 Comparisons of condenser inlet temperature

증발기 입출구 온도의 변화는 증발기 출구에서의 과열도의 상승과 더불어 입구온도가 출구온도보다 큰 상태에서 작은 상태로 진행되며, 증발기 유출 공기온도는 하강하게 된다. 그러나 증발기 유출공기의 온도를 내리기 위하여 증발기 출구 과열도를 무작정 크게 하는 것은 압축기 토출온도의 과도한 상승을 유발시키므로 바람직하지 않으며, 과열도가 커질수록 증발기 입출구 온도의 차이는 커지고 증발기 유출 공기의 온도도 내려가지만, 어느 과열도 이상이 되면 증발기 유출공기의 온도 하강폭은 매우 미소하게 진행된다. 따라서 팽창밸브를 통한 증발기 출구 과열도의 선정은 시스템 각 부품의 성능과 매우 밀접한 관계가 있고, 최적 과열도를 선정하기 위해서는 증발기 및 응축기의 성능, 그리고 압축기의 허용 토출온도 등에 대한 구체적인 정보가 요구되며, 사용하고자 하는 공조 시스템에 따라 조정되어야 할 것이다.

증발기를 거친 냉매가 저온 저압의 과열증기 상태로 압축기에 유입되어서 고온 고압의 기체상태로 응축기에 도달한다는 것은 이미 숙지된 사실이다. Fig. 6은 압축기의 회전수 변화에 따른 응축기로 유입되는 다시 말해서 압축기에서 토출된 냉매의 온도를 나타내는 시험결과를 보여주고 있다. 결과로부터 알 수 있듯이 압축기 회전수가 증가할수록 토출온도의 상승폭은 H사의 경우가 가장 크고, 그 다음으로 봉입방식과 스프링방식이며 P사의 경우는 최대 회전수인 3200rpm 에서도 60°C를 넘지 않는 결과를 보여 주고 있다.

실제 자동차 공조시스템의 작동에 있어서는 압축기의 토출온도가 낮은 것일수록 좋지만 압축기 토출온도를 낮게 하려고 하다보면 팽창밸브를 통한 증발기 출구의 과열도를 낮게 하여야 하므로 실험 결과를 토대로 고려해 볼 때 증발기 출구의 과열도가 낮을 경우에는 압축기로 액냉매가 들어갈 우려가 있고, 증발기 유출공기의 온도는 상승하게 되어 실질적으로 자동차 실내의 온도를 하강시키는 데 걸리는 소요시간이 더 길어질 것이며, 압축기가 고장날 우려가 높을 것이다. 이러한 사실은 증발기를 통해 유출되는 공기의 온도를 하강시키는 것과 압

축기의 토출온도가 상승하는 것은 서로 연관성을 가지고 있으며, 그 관계는 반비례한다는 것을 알 수 있다.

이상의 성능시험을 종합해 볼 때, P사의 경우가 압축기의 토출온도는 가장 낮으나 증발기를 통해 유출되는 공기의 온도는 훨씬 낮게 나타났으며, 압축기의 토출온도 또한 H사의 경우보다도 낮게 분포되고 있어서 압축기의 노출온도 측면과 증발기의 유출 공기온도의 측면 모두에서 뛰어난 결과를 보여주었다. 공조 시스템에 있어서 팽창밸브의 역할이 시스템 부하에 따라 균일한 냉매의 유량조절이라는 측면에서 본다면, 온도감응식의 경우가 주위 온도변화에는 민감하게 작동하지만 시스템의 부하변동에 따라 시스템에 미치는 안전성에 있어서는 다소 문제점이 있는 반면에, 이번에 새로이 고안된 스프링 방식의 경우는 시스템 초기의 헤팅현상이 빠른 시간안에 해소되며 시스템의 부하변동에 대해서도 상당히 안정적인 것으로 드러나 자동차에서처럼 부하변동이 심각한 상태에서 사용하기에 매우 적합하다고 보여진다.

5. 결론

자동차 공조시스템에 사용되는 냉매를 신냉매인 HFC-134a로 교체함으로써 공조시스템을 구성하는 주요 부품중의 하나인 팽창밸브를 국산화하기 위한 연구로 스프링 방식 블록식 팽창밸브를 새로이 설계·개발하여 공조시스템 전체에 대한 성능평가를 실시한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 스프링방식 블록식 팽창밸브의 성능시험결과 증발기 유출공기의 온도 측면에 기존제품에 비해 약 4℃ ~ 5℃정도 낮은 값을, 압축기 토출온도 측면에서 최대 회전수인 3200rpm에서 약 75℃로 H사 제품에 비해 약 10℃정도 낮게 나타났다.

2) 스프링방식 시작품의 증발기 출구 과열도는 약 12℃로써 일본 H사 제품과 비슷한 값으로 나타났으나, 증발기 출구 유출 공기의 온도는 낮고, 높은 압축기 회전수에서도 압축기의 토출온도가 낮아 가장 이상적인 팽창밸브로 사료된다.

3) 유량조절의 측면에 있어서도 기존 봉입방식의

경우에는 과열도의 선정을 통해서 증발기 출구 온도에 따라 유량을 조절하지만, 스프링방식의 경우에는 스프링의 강도설정을 통해서 증발기 출구 압력에 따라 유량을 조절하도록 되어 있고, 유량 조절 폭을 스프링 강도에 따라 설정할 수 있는 간단한 구조를 가진다.

4) 스프링방식은 과도한 압축기 회전수의 변화에도 헤팅현상을 발생시키지 않는 장점이 있는 것으로 나타났다

References

- 1) Y. Yamanaka, H. Matsuo, K. Tuzuki, T. Tsuboko, "Development of Sub-Cool System", SAE 970110, pp.37-41, 1997.
- 2) R. S. Basu, D. P. Wilson, "Thermo-physical Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane(R-134a)", Int. J. Thermophys. Vol.10, No.3, pp.591-603, 1989.
- 3) A. Kamei, C. Piao, H. Sato, K. Watanabe, "Thermodynamic Charts, Table and Equations for Refrigerant HFC-134a", ASHRAE Transactions, Vol.97, Part 2, pp.268-284, 1991.
- 4) R. EI-Bourini, K. Hayashi, T. Adashi, "Performance Evaluation of an Automotive Air Conditioner with Expansion Valve Control Using CFC-12 & HFC-134a Refrigerants," SAE 910218, 1991.
- 5) R. EI-Bourini, T. Adachi, K. Tajima, "Automotive Air Conditioning System Performance with HFC-134a Refrigerant," SAE 900214, 1991.
- 6) M. Mitsui, "Improvement of Refrigerant Flow Control Method in Automotive Air Conditioners," SAE 870029, 1987.
- 7) Y. G. Song, "The State of the Automotive Air-Conditioning Systems Using HFC-134a", Journal of KSAE, Vol.16, No.2, pp.22-32, 1994.
- 8) K. Gano, L. A. Guntly, N. F. Costello, "Study on Automotive Air Conditioner System to Cope with CFCs Regulations," J of Mitsubishi Heavy Co., Vol.28, No.2(1991-3), pp.95-101, 1991.

- 9) A. G. Gelalles, G. T Marsh., "Effect of Orifice Length-Diameter Ratio on the Coefficient of Discharge of Fuel-Injection Nozzles", N.A.C.A. No. 369, 1989.
- 10) S. H. Lee, K. H. Kim, Y. G. Song, W. Kang, "A Design of the Block Type Expansion Valve in Automotive Air Conditioning System", Proceeding of ILASS-Korea 2nd Asian Conference, pp.172-178, 1997.
- 11) Y. H. Song, K. H. Kim, Y. G. Song, "Optimum Design Scheme of Receiver Dryer in an Automotive Air-Conditioning System using HFC-134a Refrigerant," Transactions of KSAE, Vol.4, No.6, pp.187-195, 1996.
- 12) Fluent 5 User's Guide, Fluent Incorporated, 1998.
- 13) S. H. Lee, K. H. Kim, S. H. Park, W. Kang, "A Design of the Block Type Expansion Valve in Automotive Air Conditioning System using HFC-134a" 1998 KSAE Spring Conference Proceeding, pp.901- 907, 1998.
- 14) Y. H. Song, K. H. Kim, S. H. Park, H. W. Rho, W. Kang, "Development of Expansion Valve and Receiver Dryer in a Automotive Air-Conditioning System using HFC-134a Refrigerant," KATECH-NR 0691-97, 1997.