

<기술논문>

자동차 냉방시스템에서 건조기 일체형 응축기 개발

김 경 훈^{*1)} · 장 주 섭²⁾ · 박 종 일³⁾

경희대학교 기계공학과^{*1)} · 경원전문대학 자동차과²⁾ · 동의대학교 건축설비공학과³⁾

Development on the Sub-Cooled Hybrid Condenser in Automotive Air-Conditioning System

K. H. Kim^{*1)} · J. S. Jang²⁾ · J. I. Park³⁾

^{*1)}College of Advanced Technology, Kyung Hee University, Gyeonggi-do 449-701, Korea
²⁾Department of Automotive Engineering, Kyung won College, Gyeonggi-do 461-702, Korea
³⁾College of Engineering, Dong Eui University, Busan 614-714, Korea

(Received 23 January 2003 / Accepted 1 July 2003)

Abstract : An experimental study was performed to understand the heat transfer and fluid dynamic characteristics of Sub-Cooled Hybrid Condenser (SCHC), which conventional condenser and receiver dryer are integrated into. SCHC also employs a sub-cooled refrigerant passages at the end of the condenser in order to supply perfect liquid refrigerant to the expansion unit. Throughout the present study, it was found that the developed SCHC increases in the degree of sub-cooling by 10~100% compared to conventional condenser. The excessive sub-cooling has improved the cooling performance by 10%, and that leads reduction in evaporator outlet air temperature by 1.5°C. Also found through the study is that the refrigerant pressure drop across SCHC is fairly increased due to insertion of the desiccant cartridge in the receiver tank which is composed of zeolite, filter and supporter plate.

Key words : Sub-cooled hybrid condenser(건조기 일체형 과냉각 응축기), Heat rejection rate(방열량), Degree of sub-cooling(과냉각도), Pressure drop(압력강하), Cooling performance (냉방성능)

1. 서론

자동차의 주 에너지원인 석유자원의 고갈이 세계 경제의 향방을 좌우하는 주요 인자로 대두된 현대에 있어서 에너지 절감방안의 하나로 고려되고 있는 것이 자동차의 무게와 크기를 줄이는 것이다. 세계 선진 자동차 조립업체들은 저마다 앞을 다투어 자동차 부품의 무게와 크기를 줄이는 방법과 결과에 대하여 많은 연구비를 투자하며 관심을 보이고 있다.

자동차용 냉방시스템을 개발하고 생산하는 산업계에서도 마찬가지로 성능저감을 초래하지 않으면서 가능하면 작고 가벼운 부품을 값싸게 만들고자 하는 노력이 계속 진행되고 있는 실정이다.

자동차용 냉방시스템 산업계의 경우, 성능향상은 물론 환경오염을 최대한 줄이기 위한 방안으로 냉매사용량을 저감하기 위하여 벌써 수년 전부터 응축기와 건조기를 일체화하려는 시도가 계속 진행되어왔다.¹⁾ 그러나, 이러한 시도는 설계적 관점, 생산 기술적 차원 및 소재 수급 측면 등에서 이러한 노력이 제대로 결실을 맺지 못한 채, 본래 목적했던 것의 아류만을 만들어내는 결과를 종종 보아왔다. 건

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

조기 일체형 과냉각 응축기는 기존에 따로 분리되어 있던 응축기와 건조기(Receiver Dryer; R/D)를 일체화시키고 냉매의 과냉각을 위한 과냉각 영역을 추가로 구성한 것이다. 이러한 건조기 일체형 응축기의 개발을 통하여 앞에서 기술한 무게, 크기, 생산단가 등의 절감은 물론 성능 면에서도 크게 향상시키므로 향후 자동차용 냉방시스템 산업의 발전방향을 가늠하는 초석이 되었다 해도 과언이 아닐 것이다. 본 논문에서는 이러한 건조기 일체형 과냉각 응축기를 설계 및 제작하고 실험을 통해 단품자체 및 실제 자동차용 냉방시스템에서 어떤 특성을 보이는지에 대해 연구하였다.

2. 시작품 설계 및 제작

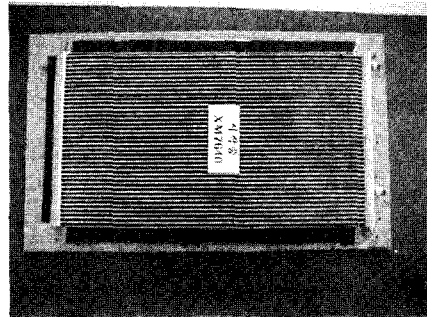
설계 기본사양을 중심으로 작성된 건조기 일체형 응축기의 설계사양을 Table 1에 나타내었다.

Table 1에서 보듯이 응축기와 건조기가 한 몸체로 되어 있는 일체형 응축기라고 하더라도 기존 응축기(건조기 제외)보다 성능이 대등 혹은 우수한 사양을 가질 수 있도록 설계하였다. 다만 통기저항 측면에서 기존 응축기가 채용한 21mm 폭의 튜브(tube) 대신 16mm 폭의 튜브(tube)를 사용함으로써, 수치해석 결과에 의하여 상대적으로 조밀한 핀 피치(fin pitch)를 갖는 일체형 응축기 경우에 대한 통기저항을 약 20 Pa 여유있게 설정하였다. 통로저항의 경우에는 기존 응축기의 약 60% 정도의 통로저항을 갖는 일체형 응축기를 설계코자 목표사양을 설정하였으며, 이는 기존 응축기의 경우에서 살펴볼 때에는 건조기를 제외한 통로저항인 반면, 일체형 응축기의 경우에는 건조기를 포함한 통로저항 값으로서 달성정도에 많은 관심을 기울였던 항목이다.

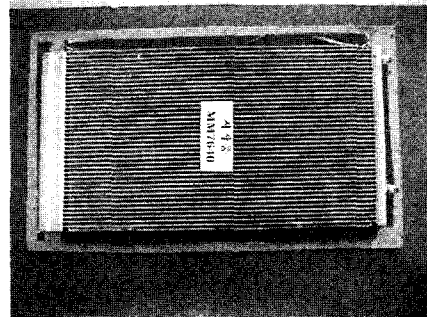
본 연구에서는 앞에서 기술한 사양에 의거 방열 성능이 기존의 응축기에 비해 동등 이상인 일체형 응축기를 설계하기 위하여 일체형 응축기에 대한

기하학적 설계인자들을 자체 개발한 수치해석 프로그램²⁾으로 도출하였으며, 응축기와 한 몸체를 이루고 있는 건조기와 헤더(header)를 연결하는 부위에 대한 수치해석은 상용 코드(Fluent V5.0)³⁾를 이용하여 수행함으로써 헤더(header)와 건조기 사이의 적절한 입구 및 출구 위치를 선정할 수 있었다.

일체형 응축기의 재료비를 최소화하기 위하여 추진된 설계방향은 건조제와 응축기가 하나로 조립되어 로(爐, furnace)에서 브래징(brazing)될 수 있도록 하는 것이다. 그러나 대부분의 경우 건조제로 사용되는 제올라이트(zeolite)의 허용 최고온도가 200℃ ~ 300℃ 사이이므로 약 600℃의 주위온도에서는 건조제가 삽입된 상태로 브래징(brazing)공정을 거칠 수가 없다. 이러한 제올라이트(zeolite)에 대한 제한적 조건이 그동안 진정한 의미의 일체형 응축기 개발을 늦추어왔다. 그러나 이번 연구를 통하여 600℃ 이상의 온도에서도 제올라이트(zeolite)의 고유특성이 변하지 않으며 600℃에서 3시간 정도 견딜 수 있는 제올라이트(zeolite)를 발굴하고 이를 사용하였다.⁴⁾



(a) XM7640



(b) MM7640

Fig. 1 Test samples

Table 1 Design Specifications of the sub-cooled hybrid condenser

항 목	단위	설계 사양	기존 응축기	응축기 시험조건
방열량	kw	15.119	11.820	5 m/sec, 35℃
통기저항	Pa	69.0	49.0	4 m/sec, 35℃
통로저항	kPa	130.0	213.0	226 kg/hr, 35℃

이와 같은 과정을 거쳐 제작된 시험샘플을 Fig. 1에 나타내었으며, (a)는 일반형 응축기이고, (b)는 건조기 일체형 과냉각 응축기를 각각 나타낸다. 여기서 모델명에 숫자 7640은 샘플의 크기를 나타내며 가로 760mm이고 세로 400mm를 의미한다.

3. 시험장치 및 방법

3.1 시험장치

본 연구에서 사용된 열량계(calorimeter)는 Fig. 2와 같이 단품성능은 물론 냉방시스템의 성능을 측정할 수 있는 시험장치로써, 응축기 성능측정을 위한 응축기 룸(condenser room), 압축기 성능을 위한 압축기 챔버(compressor chamber) 및 증발기의 성능을 측정하기 위한 증발기 룸(evaporator room)과 더불어 각각의 시험환경을 제어하기 위한 여러 가지 설비 그리고 시험조건 및 시험 데이터들을 수집하기 위한 제어판 및 중앙연산장치들로 구성되어 있다.

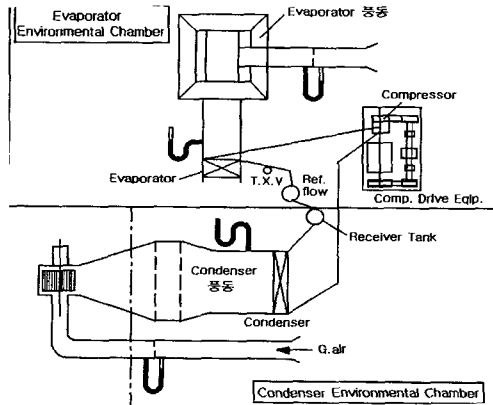


Fig. 2 Schematic diagram of calorimeter

3.2 시험방법 및 시험조건

응축기의 단품성능을 측정하기 위한 시험조건은 Table 2와 같다.

이와 같은 조건으로 운전이 안정화된 후, 냉매측 방열성능 및 압력손실은 응축기 혹은 증발기 입출구의 온도, 압력 및 유량을 측정하고 냉매의 상태방정식^{5,6)}을 사용하여 각각의 상태에 대한 비엔탈피 차를 계산한다. 이 비엔탈피 차에 냉매의 질량유량

Table 2 Assembly condition of test sample

항 목		시험조건
응 축 기	입구 평균 냉매 압력	1.5 MPa
	입구 냉매 과열도	25℃
	출구 과냉각도	5℃
	전면 공기온도	35℃
	전면 공기속도	1~5 m/sec
증 발 기	입구 공기온도	43℃
	입구 공기상대습도	40%
	통과 공기유량	580 CMM

Table 3 Calorimeter test condition of the sub-cooled hybrid condenser system

항 목		시험조건
응 축 기	전면공기온도	35℃
	전면 공기속도	3 m/sec
증 발 기	입구 공기온도	25℃
	입구 공기상대습도	40%
	통과 공기유량	450~480 CMM
송풍기	인가 전압	12.5V
압축기	회전수	2000rpm

을 곱하여 응축기의 방열량(heat rejection rate)을 구하였다. 그리고 공기측 방열성능 및 압력손실도 냉매측과 동일한 방법으로 도출하였으며, 열평형치(heat balance)를 맞추기 위하여 공기측 및 냉매측 방열량이 상대오차가 3%이내 범위에 들어오도록 하였다.

한편, 응축기의 시스템 성능을 측정하기 위한 시험조건은 Table 3과 같다.

이와 같은 조건에서 냉매충진량을 변화시키면서 시스템 시험을 수행하였으며, 시험방법은 단품시험과 동일하고 시험시작 후 약 30분 정도가 경과하여 시스템이 정상상태에 도달한 후, 데이터를 취득하였다.

모든 시험조건 및 방법들은 중앙연산처리장치에서 입력한 후 제어판을 거쳐 각각의 계측기 및 구동장치에 전달되어 시험이 시작되며, 시험데이터들은 제어판을 거쳐 중앙연산장치에서 자동으로 모든 조건을 판정한 후 자동적으로 취득되도록 하는 데이터 자동 취출 시스템(automatic data acquisition system)을 사용하였다.

4. 시험결과 및 고찰

4.1 단품성능시험

Fig. 3는 응축기를 통과하는 공기의 속도에 따른 응축기의 방열량을 나타낸 그림이다. 일반적으로 공기속도가 증가할수록 방열량이 포물선형으로 증가한다는 것을 알 수 있으며, 일체형이 기존형보다 최대 약 4%정도 방열량이 적게 나타나고 있는데, 이는 일체형의 경우에 건조기로 인한 추가적 압력손

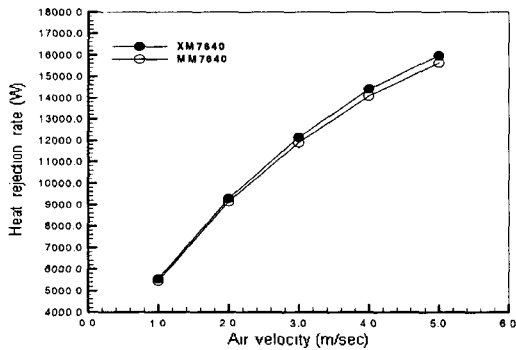


Fig. 3 Heat rejection rate

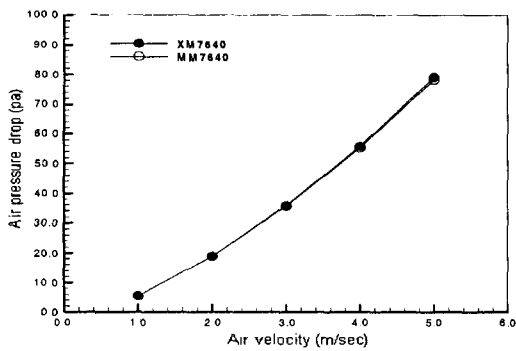


Fig. 4 Air flow pressure drop

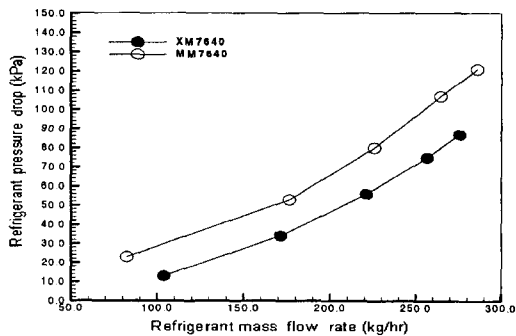


Fig. 5 Refrigerant flow pressure drop

실로 응축기 출구압력 및 온도가 상대적으로 낮아짐에 따라 출구의 과냉각 온도(5°C)를 맞추기 위한 냉매의 질량유량이 감소하였기 때문이다. 다시 말하면 일체형 응축기의 경우가 기존형보다 과냉각이 빨리 그리고 많이 일어나기 때문에 응축기 출구에서의 과냉각도를 일정하게 유지하고 응축기의 방열량을 시험하는 단품성능 시험의 경우에는 일체형 응축기의 방열량이 기존형보다 적게 나타나는 것은 당연한 결과이다. 이 현상을 좀더 분명하게 설명하면서 비교하기 위해서는 기존형 응축기의 출구를 건조기(receive dryer; R/D) 후류측에 설정하고 시험하거나 아니면 기존형 응축기의 과냉각도 조건을 일체형보다 높게 설정하여 시험하여야 할 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 시험결과 설계 목표 방열량을 약간 웃도는 약 15.8kw의 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 4는 응축기를 통과하는 공기의 속도에 따른 일체형 응축기와 기존형 응축기에 대한 응축기 전 후면의 통기저항을 나타낸 그림이다. 일반적인 압력강하와 유사하게 응축기를 통과하는 공기속도의 제곱에 비례함을 알 수 있으며, 시제품 시험결과 개발 초에 목표로 했던 69 Pa(7.0mmAq) 보다 20% 이상 낮은 52 Pa (5.3 mmAq)의 통기저항을 유지할 수 있었다.

Fig. 5는 냉매의 질량 유량에 따른 응축기의 통로저항을 각각 나타낸 그림으로 냉매유속의 제곱에 비례하여 증가함을 볼 수 있다. 냉매유속의 증가에 따른 통로저항의 증가율이 일체형의 경우가 기존형에 비해 최대 50%까지 크게 나타나고 있는데, 이는 건조기 내에 설치된 건조제 카트리지의 압력저항에 따른 손실 때문이다. 그러나 당초 목표했던 226 kg/hr의 냉매 유량에서 130 kPa의 통로저항 값보다는 낮은 86 kPa을 보이고 있다.

4.2 시스템 성능시험

시제품을 대상으로 열량계에서 시스템을 구성하여 시스템 성능시험을 실시하였다. 성능시험에 사용된 증발기 및 냉각팬(blower)은 SM525V에 장착되는 증발기 및 냉각팬(blower)을 사용하였다.

시스템 시험에 있어서 우선 되어야 할 것은 시스

템에 가장 적절한 냉매량이 어느 정도가 적합한 지를 결정하는 것이다. 적정 냉매충진량을 결정하는 방법은 각 시스템 제작업체마다 조금씩 다르며 판단 기준도 달라서 여기서 일일이 이를 비교할 수는 없겠으나, 크게 두 가지의 방법이 사용되고 있다.

그 하나는 응축기 출구에서의 과냉각도가 5°C인 점에서의 냉매충진량을 적정 냉매충진량으로 결정하는 방법과, 다른 하나는 압축기 입구의 절대압력에 대한 출구 절대압력의 비율이 일정구간 상승하다가 감소하거나 일정하게 되는 구간이 형성되는

데, 이 구간내에서 최소 압축비를 갖는 곳에서의 냉매충진량을 적정 냉매충진량으로 결정하는 방법이다. 본 연구에서는 후자의 방법을 선택하였다.⁷⁾

Fig. 6는 압축기의 압축비(토출압력/흡입압력)를 각각 나타낸 그림으로써 기존형 응축기의 경우는 대략 1,050g(950~1,150g)정도가 적당하다는 것을 알 수 있다. 그러나 이 충전량 구간에서 일체형 응축기의 압축비는 기존형과 다르게 압축비가 일정하게 되는 구간을 보이지 않고 있다. 따라서 향후 기존형 응축기와의 병행된 시험 없이 일체형 응축기만의 적정 냉매충진량을 구하기 위한 시험을 위한 방법으로 압축기의 압축비를 근거로 하는 방법은 좋은 시험방법이 아닌 것으로 판단된다.

Fig. 7은 냉매충진량에 따른 응축기의 방열성능을 나타낸 그림이다. 일반적으로 냉매충진량이 증가할수록 응축기의 방열량도 증가하나 과소 냉매충진량 부근에서는 냉매충진량의 변화율과 같은 비율로 응축기 방열량이 증가하다가 적정냉매량 부근부터 방열량 증가가 둔화되어 과대 냉매충진량 이후 구간에서는 오히려 응축기의 방열량이 감소함을 볼 수 있다. 그런데 일체형의 경우에는 지속적으로 증가하고 있다. 일체형이 일반형에 비해 저충진량에서는 성능이 다소 떨어지나 적정 충전량 이후에는 오히려 성능이 우수하게 된다는 것을 알 수 있다.

시스템 시험에서 또 하나의 중요한 수치는 증발기에서의 냉방성능일 것이다. 응축기에서 같은 방열량을 얻는다 해도 증발기에서의 냉방성능이 결국 시스템의 성능을 좌우하기 때문이다. 이를 더 자세히 알아보기 위하여 시험 데이터를 중심으로 분석하여 Fig. 8과 같이 나타내었다. 일반적으로 증발기의 성능도 응축기와 같은 경향을 나타내고 있으나 적정 냉매량을 전후하여 일체형 응축기가 기존형 응축기 보다 최고 10% 이상 높은 냉방성능을 보여주고 있음을 알 수 있다. 이는 일체형 응축기의 과냉각 영역에서 과냉각된 냉매에 의한 영향인 것으로 판단된다.

Fig. 9는 냉매충진량에 따른 각각의 모델들에 대한 응축기의 과냉각도를 나타낸 그림이다. 일체형 응축기가 기존의 일반형 응축기보다 냉매 충전량 1,100g에서 7°C 이상 크게 나타나고 있음을 보여주

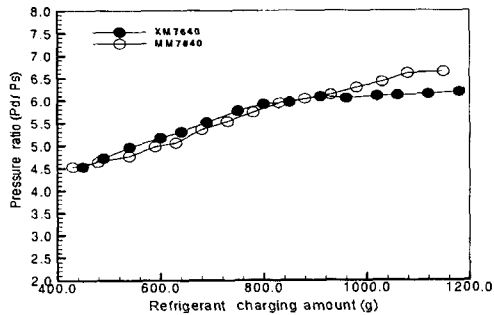


Fig. 6 Compression ratio

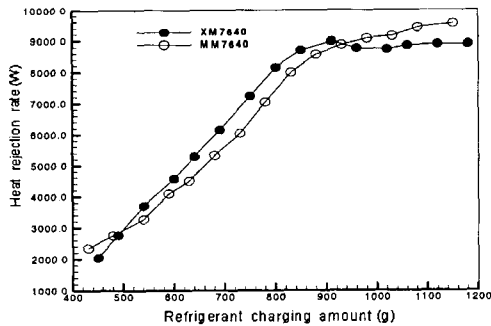


Fig. 7 Heat rejection rate of the system test

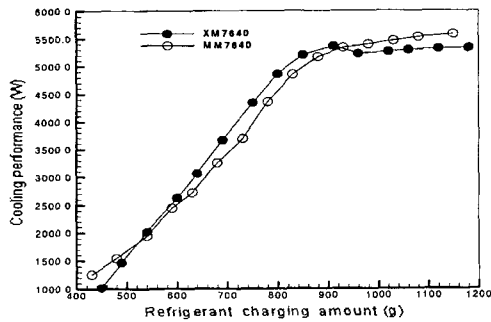


Fig. 8 Cooling performance

자동차 냉방시스템에서 건조기 일체형 응축기 개발

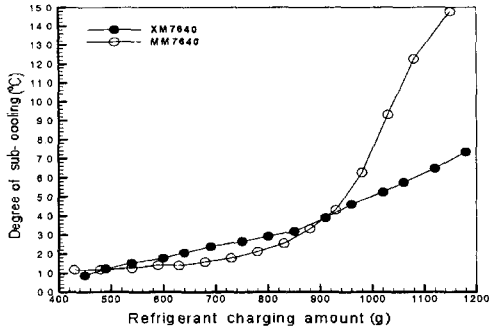


Fig. 9 Degree of sub-cooling of the condenser

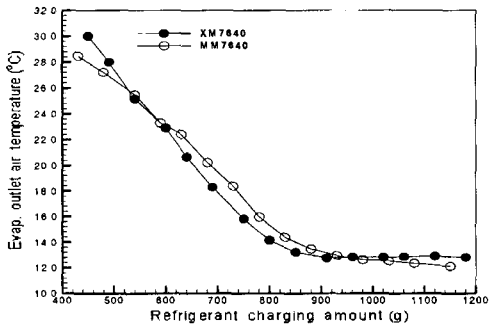


Fig. 10 Air temperature of evaporator outlet

고 있다. 이는 응축기 헤더에 일체로 붙어 있는 건조기에 저장된 액체냉매가 응축기의 영역(과냉각 영역)을 다시 지나면서 냉매가 부가적으로 냉각되기 때문이다. 이는 본 연구에서 이루고자 하였던 목표로서 본 연구에서 개발한 제품이 과냉각 차원에서 상당히 우수하다는 것을 명백히 보여주고 있는 것으로 확인할 수 있다. 적정 냉매량보다 20% 이하의 충전 냉매량 영역에서는 기존형 응축기와 일체형 응축기가 차이가 거의 없는데, 이는 건조기에서 액체 냉매가 충분히 저장되지 않아 기존형 응축기와 마찬가지로 액체 및 기체상태로 응축기를 통과하기 때문이다. 기존형과 일체형 모두의 경우에 응축기 출구에서의 과냉각 현상이 발생하는 냉매 충전량은 적정 충전량의 약 85%에서부터 시작되나 일단 냉매가 과냉각되기 시작하면 일체형이 기존형보다 과냉각도가 커지고, 따라서 증발기에서의 냉방성능이 향상됨을 알 수 있다.

한편, 제시된 측정치들을 기초로 하여 냉매 충전량에 따른 성적계수(COP)의 변화를 추적해 본 결과, 910 kg/hr에서 2.8로 가장 크고 1,160 kg/hr에서 2.7로

제시되고 있다.⁸⁾ 따라서 일반적인 적정냉매 구간에서는 압축기 토출압력과 소비동력이 크므로 일체형 응축기 시스템이 일반형 응축기 시스템에 비하여 성적계수 면에서는 다소 불리한 면이 있을 수 있다는 것을 알았다. 그러나 자동차의 경우에서도 지구오존층의 CFC계에 의한 파괴를 방지하고, 오존층의 보호를 위해서 체결된 몬트리올 국제환경보호조약의 수행을 이루기 위한 일환으로써 냉매가 CFC-12에서 HFC-134a로 바뀌면서 냉방시스템에서의 구성변화, 특히 압축기를 비롯한 구성요소들(응축기, 증발기, 팽창밸브 및 건조기 등)의 특성변화가 뚜렷해짐을 고려한다면^{9,10)} 성적계수만을 가지고 냉방성능의 평가를 좌우할 수는 없다.

Fig. 10은 냉매충진량에 따른 증발기를 통과한 공기의 평균온도를 나타낸 그림으로써 실차상태에서의 실제 냉방능력을 평가할 수 있는 중요한 지표가 된다. 기존형 응축기에 비해 본 연구에서 개발한 건조기 일체형 과냉각 응축기가 적정 냉매충진량 이후에서 1.5°C 이상 낮게 나타나고 있으며, 이는 응축기에서 냉매가 과냉각되어 증발기의 냉방능력이 향상되었기 때문이다. 실차에서 차실내 평균온도가 어느 정도 유지되는 지에 대해서는 향후 실차 풍동시험에서 입증할 수 있을 것이다.

5. 결론

기존형 응축기에 건조기(R/D)를 내장한 일체형 응축기를 설계한 후 개발하여 제작한 시제품들로 단품시험 및 시스템 시험을 거친 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 일체형 응축기 시제품에 대한 시험을 수행한 결과 방열량은 당초 목표했던 15kw (5m/sec에서)보다 많은 16.8 kw 이상을 나타내었으며, 통기저항도 당초 목표했던 69 Pa 이하 (4 m/sec에서)를 만족하는 52 Pa을 나타냈다. 냉매의 통로저항 면에서도 개발 목표였던 130 kPa (226 kg/hr에서)를 훨씬 밑도는 86 kPa을 나타내었다.

2) 일반적으로 일체형 응축기를 장착한 시스템이 기존형 응축기를 장착한 시스템에 비하여 적정냉매 구간을 전후하여 월등한 과냉각도 및 시스템 냉방능력을 나타내므로 냉방효과 면에서는 일체형 응축

기를 장착한 시스템이 우월하다는 것을 알 수 있었다. 따라서 일반 차량에 적용되었을 경우, 시간의 경과로 인한 냉매의 일정량이 유출되었을 때에나 냉매충진량이 적정량을 어느 정도 초과하거나 미달하였을 때에 일체형 응축기 시스템이 기존형 응축기 시스템에 비하여 더 오래도록 요구하는 냉방성능을 유지할 수 있다.

Reference

- 1) Y. Yamanaka, H. Matsuo, K. Tuzuki, T. Tsuboko, "Development of Sub-Cool System," SAE 970110, pp.37-41, 1997.
- 2) S. Y. Yang, Y. K. Song, S. G. Jeung, J. K. Won, "Analytical and Experimental Study of The Automotive Air Conditioning Condenser," Journal of KSAE, Vol.29, No.2, pp.22-32, 1998.
- 3) Fluent 5 User's Guide, Fluent Incorporated, 1998.
- 4) R. L. Webb, S. H. Jung, "Air-side Performance of Enhanced brized Aluminum Heat Exchangers," ASHRAE Trans., Vol.98., Pt.2, pp. 391-410, 1992.
- 5) 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.
- 6) A. Kamei, C. Piao, H. Sato, K. Watanable, "Thermodynamic Charts, Table and Equations for Refrigerant HFC-134a," ASHRAE Transactions, Vol.97, Part2, pp.268-284, 1991.
- 7) L. L. Yan, A. Haji-Sheikh, D. Y. lou, "Performance of Automotive Condensers Using CFC-12 and HFC-134a," ASME/JSME Thermal Engineering Proceeding, Vol.4, pp. 375-382, 1994.
- 8) K. C. Lee, "A Study on the Inergral Condenser Receiver Dryer in Automotive Air-Conditioning System," M. S. Thesis, Kyunghee University, 2001.
- 9) Y. H. Song, K. H. Kim, Y. G. Song, "Optimum Design Scheme of Receiver Dryer in an Automotive Air-Condition System using HFC-134a Refrigerant," Transactions of KSAE, Vol.4, No.6, pp.187-195, 1996.
- 10) K. H. Kim, S. H. Park, W. Kang, "A Design of the Block Type Expansion Valve in Automotive Air-Conditioning System using HFC-134a," Transactions of KSAE, Vol.11 No.2, pp.225 -234, 2003.