

자동차 에어컨 컴퓨터 시뮬레이션

Computer Simulation of Automobile Air-Conditioners

김 학 준*, 정 동 수**, 김 종 보**, 김 기 효***, 강 정 길***
 H. J. Kim, D. S. Jung, C. B. Kim, K. H. Kim, J. K. Kang

Key words : Automobile air-conditioner(자동차 에어컨), Optimum design(최적 설계), Cooling-dehumidifying coil analysis(냉각/제습 코일 해석), Alternative refrigerant(대체 냉매), Computer simulation(컴퓨터 모사)

Abstract

The refrigeration cycle of automobile air-conditioners is simulated in an effort to provide a computational tool for optimum thermodynamic design. In the simulation, thermodynamic and heat transfer analysis was performed for the four major components : evaporator, condenser, compressor, and expansion valve. Effectiveness-NTU method was used for modeling both evaporator and condenser. The evaporator was divided into many subgrids and simultaneous cooling and dehumidifying analysis was performed for each grid to predict the performance accurately. Balance equations were used to model the compressor instead of using the compressor map. The performance of each component was checked against the measured data with CFC-12. Then, all the components were combined to yield the total system performance. Predicted cycle points were compared against the measured data with HFC-134a and the deviation was found to be less than 5% for all data. Finally, the system model was used to predict the performance of CFC-12 and HFC-134a for comparison. The results were very reasonable as compared to the trend deduced from the measured data.

기 호 설 명

A_1 : 루버의 표면적 (m^2)
 A_a : 공기측 표면적 (m^2)
 A_{S1} : 루버가 없는 입·출구 영역에서의 핀의 면적 (m^2)

A_{S2} : 내부 공기의 흐름 방향이 바뀌는 부분의 면적 (m^2)
 \dot{C}_a : 요소 면적에 대한 공기 열용량을 ($W/^\circ C$)
 \dot{C}_{max} : 최대 열용량을 ($W/^\circ C$)
 \dot{C}_{min} : 최소 열용량을 ($W/^\circ C$)
 $c_{p,w}$: 습기공기 비열 ($J/kg.^\circ C$)
 h_1 : 루버에 있어서의 열전달 계수 ($W/m^2.^\circ C$)
 h_a : 공기측 열전달 계수 ($W/m^2.^\circ C$)
 h_{aw} : 젖은 면상의 공기측 열전달 계수 ($W/m^2.^\circ C$)

* 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과

*** (주)한라 공조 기술연구소

- h_m : 질량 전달 계수($kg/m^2 \cdot sec$)
- h_{s1} : 루버가 없는 입·출구 영역에서의 열전달 계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- h_{s2} : 내부 공기의 흐름 방향이 바뀌는 부분의 열전달 계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- i : 엔탈피(J/kg)
- i_{fg} : 응축 표면 온도에서, 응축된 물의 증발 잠열(J/kg)
- k_w : 튜브의 열전도도($W/m \cdot ^\circ C$)
- Le : 루이스 수, $h_{aw}/h_m \cdot c_{p,w}$ (무차원 수)
- \dot{m} : 질량 유량(kg/sec)
- t_{th} : 튜브의 벽두께(m)
- U_{ar} : 마른 부분에서의 공기측과 냉매측간의 총괄 전열 계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- U_{ir} : 젖은 부분에서의 젖은 표면과 냉매측간의 총괄 전열 계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- η : 표면 효율

하 첨 자

- a : 공기측
- aw : 젖은 면상의 공기
- c : 응축
- e : 요소 면적으로 들어오는 상태를 나타냄
- i : 공기의 응축 표면 상태를 나타냄
- o : 요소 면적에 나가는 상태를 나타냄
- r : 냉매

1. 서 론

지금은 그 어느 때보다도 환경 보호와 에너지 절약 기술에 대한 연구가 전세계적으로 폭넓게 진행되고 있다. 국내외 자동차 시장도 고연비와 저매연의 고급 자동차를 요구하고 있으며, 따라서 자동차 제조업체들은 에너지 효율이 높고 환경 공해를 일으키지 않는 자동차를 생산하기 위하여 부단한 노력을 기울이고 있다. 최근에는 자동차 에어컨의 정숙성 및 쾌적성이 가정용과 비교하여 큰 차이가 없을 정도로 기술이 향상되었고, 에어컨 자체가 차량의 표준 장착품으로 인식되고 있으므로 차량의 상품성에 미치는 영향을 대단히 크다 할 수 있다. 그러나 자동차에 에어컨이 장착되면서 자동차의 전체

중량이 증가하게 되었으며, 이로 인해 연비도 영향을 받게 되었다. 따라서 자동차 에어컨의 경량화와 고효율화는 환경 보호라는 측면에서 자동차 업체가 해결해야 할 중요한 과제 중 하나인 것이다.

1987년, 오존층 붕괴를 막기 위한 몬트리얼 의정서가 선진국에 의해 채택되었고, 그 후 몇 년간 기존의 CFC냉매들을 대체하기 위한 연구가 진행되어 왔다. 그 결과, 현재는 대체 냉매 연구의 초점이 오존 파괴 지수가 0.0인 냉매를 혼합한 혼합 냉매와 새로운 HFC계열의 순수냉매의 개발 및 응용에 맞춰지고 있다. 동시에, 이들을 사용하는데 따른 문제점들을 해결하기 위한 각종 연구개발이 이루어지고 있고, 개발된 냉매 중 일부는 실제로 제품에 응용되고 있다. 특히 HFC-134a는 자동차용 에어컨이나 가정용 냉장고 등에 쓰여 왔던 CFC-12의 대체 냉매로서 각광을 받아 왔다. CFC-12와 비교해 볼 때, HFC-134a의 열역학적 특성과 물성치들은 매우 비슷하나, 에너지 효율은 다소 낮으며, 지구 온난화 지수가 다른 HFC계통의 신냉매들보다 높다는 불리한 특성을 가지고 있는 것으로 평가되었다⁽¹⁾.

이렇게 에너지 사용과 환경 문제가 복합적으로 얽혀 있는 상황하에서, 여러 가지 요구를 동시에 충족시켜 줄 수 있는 차세대 공조 장치의 개발이 자동차 산업계의 시급한 과제로 떠오르고 있다. 자동차 공조기와 같은 에너지 변환기들의 성능을 향상시키기 위해서는 시스템을 구성하는 여러단품들의 개별적인 성능을 향상시키는 방법(Component approach)이 고려될 수도 있다. 그러나 이러한 문제를 보다 유효하게 해결하기 위해서는 시스템 전체를 다루는 방법(System approach)이 필요하며, 이를 위해서는 공조기 전체에 대한 컴퓨터 해석 프로그램이 개발되어야 한다. 따라서 본 연구는 각 단품과 냉매가 전체 시스템의 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 살펴보기 위해 자동차 에어컨 컴퓨터 해석 프로그램을 개발하는 것을 주목적으로 하여 수행되었다.

2. 자동차 공조기 해석

Fig.1(a)가 보여주듯이, 자동차 공조기는 압축

기, 응축기, 증발기 그리고 팽창장치 등 4개의 기본 부품 외에 응축기 팬, 증발기 팬, 리시버 드라이어, 배관 등으로 구성되어 있다. Fig.1(b)는 자동차 공조기 성능에 가장 큰 영향을 미치는 위의 4가지 기본 부품을 중심으로 공조기내 냉매의 상태를 압력-엔탈피 선도에 나타낸 것이다. 여기서 1'-2'는 압축 과정, 2-5는 응축 과정, 5-6은 팽창 과정 그리고 6-1은 증발 과정을 나타낸다.

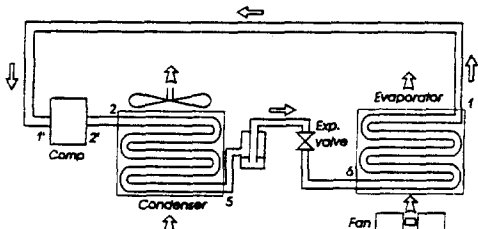
본 연구에서는 위의 4과정을 중심으로 시스템 전체를 모델링하여 자동차 공조기의 성능을 모사하려 한다. 이를 위해 먼저 공조기를 구성하고 있는 열교환기, 압축기, 그리고 팽창장치에 대한 열역학 및 열전달 해석을 수행한 후 이 단품들을 종합한 전체 사이클의 시뮬레이션을 수행할 것이다. 또한 실제 차량의 에어컨에서 얻은 단품 및 전체 시스템에 대한 결과와 예측치들을 비교검토할 것이고, 마지막으로 HFC-134a 및 CFC-12를 사용하며 여러 변수들을 바꾸게 될 때 전체 에어컨 성능이 어

떻게 변하는가를 살펴볼 것이다.

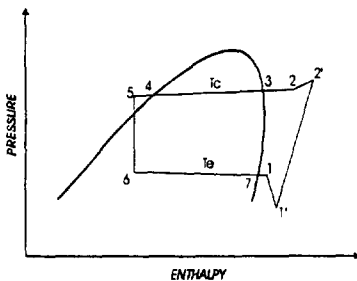
2.1 증발기 해석

열교환기(증발기, 응축기) 해석 방법에는 ϵ -NTU 방법, LMTD 방법, 그리고 지배 방정식을 차분화하여 해석하는 차분법 등이 있다. ϵ -NTU 방법은 열교환기의 형태와 크기, 그리고 질량 유량 등이 주어져 있는 경우에 NTU 및 ϵ 를 결정하여 열량 및 출구 온도를 계산하는 방법이다. 한편 LMTD 방법을 열교환기내 유체의 입·출구 온도, 전열 면적, 총괄 전열 계수를 사용하여 열량을 산출하는 방식이나, 유체의 입·출구 온도를 미리 알고 있어야 한다는 단점을 갖고 있다. 또한, 최근에는 고속 컴퓨터의 도움으로 차분법에 의한 설계도 수행되고 있지만, 수많은 인자들의 최적 값을 결정하는 경우에는 컴퓨터의 계산 속도를 고려하지 않을 수 없어 사용이 극히 제한적이다. 이상과 같은 열교환기의 해석 방법은 여러 가지가 있으며 해석을 하려는 대상에 따라 방법 또한 달라질 수 있다. 본 연구에서는 열교환기의 형태, 크기, 질량 유량 및 입구 조건만을 알고서 열량과 출구 상태 등을 신속하게 결정해야 하므로, 앞의 3가지 방법 중에서 ϵ -NTU 방법이 가장 적합한 방법으로 판단되어 이 방법을 사용하였다.

자동차 에어컨에 사용되는 증발기에서는 공기가 유로 면상을 지나면서 공기 중의 수증기가 냉각을 통해 응축되는 특이한 현상이 생긴다. 이렇게 냉각과 제습이 동시에 생기는 증발기의 해석에 관한 연구는 1934년 Colburn과 Hougen⁽²⁾에 의해서 제안되었고, 그 이후 꾸준한 개발이 이루어졌다. 1936년에 Goodman⁽³⁾은 엔탈피와 절대 습도의 관계를 이용하여 정확도면에서 좀 떨어지는 공기의 Process line을 결정하였다. Fig.2가 보여주듯이, Process line이란 공기 선도상에서 공기가 지나가는 자취를 이은 선이다. 1978년에 Elmahdy와 Biggs⁽⁴⁾는 복잡한 차분 모델에 제시하였고, 1986년에는 Domanski⁽⁵⁾가 열적 해석을 하였으나 이들의 해석은 복잡하면서도 부가적인 계산을 많이 요구하였다. 1990년에는 Oskarsson^{(6),(7)}에 의해 이론적 해석이 진행되었다. 이들의 해석에서는 공통적으로 Le 수가 1로 가정되었는데, 실제 응용에서의 Le



(a) Components



(b) p-h diagram showing thermodynamic cycle points

Fig.1 Automobile air conditioner

수가 1보다 작은 0.845 정도라는 것을 감안한다면, 이런 가정 하의 해석은 잠열을 계산하는데 있어 질량 전달이 경시된다는 점과 현열과 잠열이 합해진 전체 용량만을 구한다는 문제점을 안고 있다.

이런 문제점들을 해결하기 위해 1991년에는 Jeter와 Hill⁽⁸⁾이 제습 코일의 해석에 관한 미분 방정식들을 정립한 결과를 발표했다. 이전 연구와는 다르게, 이들 연구의 특징은 열교환기 해석 자체가 복잡하지 않으면서도 냉매 온도의 변화를 고려할 수 있다는 점과 공기 물성치의 변환 과정선(Process line)을 결정하는데 있어서도 온도와 절대 습도의 관계를 이용하여 이전에 수행된 연구들보다 정확도를 더 높였고, 열 및 물질 전달 현상을 동시에 해석하여 기존의 냉각/제습 코일 해석의 단점들을 제거하였다는 점이다. 이에 본 연구에서는 이미 그

우수성이 입증된 Jeter와 Hill⁽⁸⁾의 방정식들을 사용하여 증발기 해석을 행하였다.

증발기에서 공기 내의 증기가 응축되는 현상을 해석하기 위해서는 Fig.3과 같이 공기측의 면적을 미세하게 나누어 각 요소에 대한 해석을 하고, 각 요소의 출구 상태가 다음 요소의 입구 조건이 되도록 모델화 할 필요가 있다. 이를 위해 본 증발기 해석에서는 공기측 면적을 냉매 유동 방향으로 10등분, 공기 유동 방향으로 30등분으로 나누었다. 그리고 습공기는 수증기와 건공기가 혼합된 이상적인 가스 혼합체이며, 공기와 냉매는 서로 교환하는(cross-flow)형태로 흐르되 서로 섞이지 않는 것으로 가정하였다. 증발기의 냉매측은 Fig.2와 같이 점선을 기준으로 하여 이상(two-phase) 및 과열(superheat) 영역으로 나누어진다. 증발기의 공기측은 응축이 생기지 않는 '마른 부분'과 응축이 생기는 '젖은 부분'으로 나누어진다. 본 해석에서는 먼저 젖은 부분에 대해 Jeter와 Hill의 해석에서 밝혀진 식들을 그대로 도입하려 하며, 젖은 부분에 대한 식을 이용하여 마른 부분에 대한 식을 얻으려 한다. 참고로 젖은 부분 및 마른 부분에 대해 다음에 제시될 방정식들은 모두 요소 면적에 대한 것이다.

2.1.1 젖은 부분 해석

습공기의 변환 과정선(Process line)을 결정하는 방법에는 엔탈피와 절대 습도의 관계나 온도와 절대 습도의 관계를 이용하는 두 가지 방법이 있으나 후자가 우수한 방법⁽⁸⁾로 밝혀졌으므로 본 연구에서는 절대 습도를 식 (1)과 같이 온도의 함수로 표현하였다. 여기서 하첨자 a 와 i 는 각각 공기와 응축면을 나타낸다.

$$w_a = a_a + b_a T_a$$

$$w_i = a_i + b_i T_i \tag{1}$$

식 (1)에서 b_a 는 습공기 변환 과정선(Process line)의 기울기로서, 이 값을 제대로 결정해야만 실제와 유사한 공기의 유로를 정할 수 있으므로 가장 중요한 변수가 된다. Jeter와 Hill은 b_a 를 식 (2)와 같이 결정하였으며, 이 표현이 적절하다는 것을 실험치와의 비교를 통해 증명하였다.

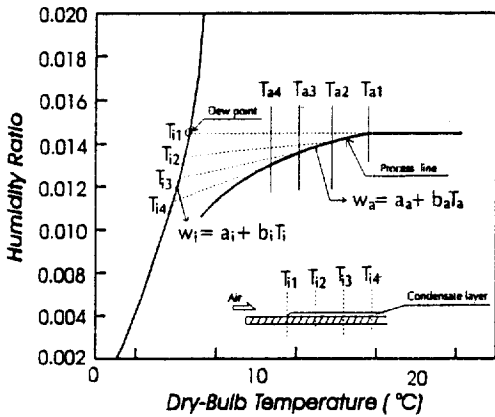


Fig.2 Linearization of air process path and saturation line in psychrometric chart

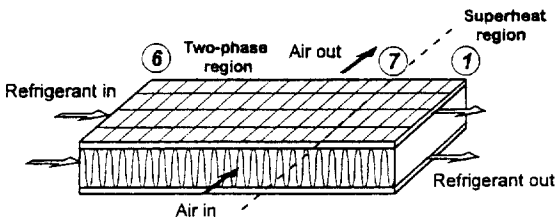


Fig.3 Schematic diagram of a evaporator with air and refrigerant flows

$$b_a = Le^{-2/3} \frac{(w_a - w_i)}{(T_a - T_i)} \quad (2)$$

본 논문에서는 절대 습도와 온도의 관계를 식 (1)로 정립한 뒤, 이를 요소 면적에 적용하여 a_a , b_a , a_i , b_i 값을 구하였다. 각 요소 면적에서 습공기의 변환 과정선은 선형적으로 변하는 것으로 가정하였으며, a_a 는 요소 면적으로 들어오는 공기의 건구 온도와 절대 습도를 통해서 계산하였다. 공기가 유로를 따라 흐를 때 수분이 처음으로 응축되는 부분에서의 증발기 표면 온도 T_i 는 이슬점 온도이고, 그 이후의 요소 면적에서의 표면 온도는 식 (3)을 사용하여 계산하였다.

$$T_i = \frac{h_m i_{fg}(a_a - a_i) + T_{a,e}(h_{aw} + h_m i_{fg} b_a) + U_{ir} T_r}{h_{aw} + h_m i_{fg} b_i + U_{ir}} \quad (3)$$

이렇게 T_i 와 w_i 를 알 수 있으므로 식 (1)에 있는 a_i , b_i 가 계산될 수 있고, 매 요소 면적마다 a_a , b_a , a_i , b_i 값들이 재 계산될 수 있다.

정상 상태에서 Fig.4의 각 요소 면적에 대한 공기측 출구 온도는 식 (4)와 같다.

$$T_{a,o} = T_{a,e} \exp\left(-\frac{U_{ir} C_1 A_{m,n}}{C_a}\right) - \left(\frac{C_o}{C_1} - \frac{1 - C_2}{C_1} T_r\right) \left(1 - \exp\left(-\frac{U_{ir} C_1 A_{m,n}}{C_a}\right)\right) \quad (4)$$

여기서 상수들은 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{C}_a = \dot{m}_a (c_{p,w} + i_{fg} b_a) \quad (5)$$

$$C_o = \frac{[h_m i_{fg}(a_a - a_i)]}{C_3} \quad (6)$$

$$C_1 = \frac{(h_{aw} + h_m i_{fg} b_a)}{C_3} \quad (7)$$

$$C_2 = \frac{U_{ir}}{C_3} \quad (8)$$

$$C_3 = h_{aw} + h_m i_{fg} b_i + U_{ir} \quad (9)$$

한편 공기는 절대 습도는 식 (10)과 같다.

$$w_{a,o} = a_a + b_a T_{a,o} \quad (10)$$

식 (3)~(10)까지의 변수들 중에서 a_a , b_a , a_i , b_i 를 제외한 나머지 변수들은 모두 습공기와 증기의 열역학적 물성치만 알면 계산할 수 있으며, 본 연구에서는 습공기와 증기의 물성치를 계산하기 위해 미국 냉동 공조 학회(ASHRAE)의 자료를 사용하였다⁽⁹⁾. 마지막으로 각 요소 면적에서의 열량은 식 (11)을 이용하여 계산하였다.

$$q_{m,n} = \dot{m}_a (c_{p,w} + i_{fg} b_a) (T_{a,e} - T_{a,o}) \quad (11)$$

이상과 같이 각 변수가 결정되면 공기측 출구 온도가 결정되고 이 온도를 다음 요소 면적의 공기측 입구 온도로 대입하는 과정을 통하여 증발기를 전체적으로 해석하였다.

2.1.2 마른 부분 해석

젖은 부분에서는 공기측 출구 온도 및 열량에 대한 식이 매우 복잡한데 비해, 마른 부분에서는 이 식들이 매우 간단하게 표현된다. 마른 부분에서는 공기측 절대 습도가 변하지 않기 때문에 식 (1)에 있는 b_a 와 b_i 가 0이 되고, 이로 인해 식 (4)~(11)에 있는 a_a 와 a_i 가 처음에 증발기로 들어오는 공기의 절대 습도인 $w_{a,i}$ 와 같게 된다. 따라서 요소 면적에서의 공기측 출구 온도 및 열량은 각각 식 (12)와 (13)으로 표현된다.

$$T_{a,o} = T_r + (T_{a,e} - T_r) \exp\left(-\frac{U_{ar} A_{m,n}}{\dot{m}_a c_{p,w}}\right) \quad (12)$$

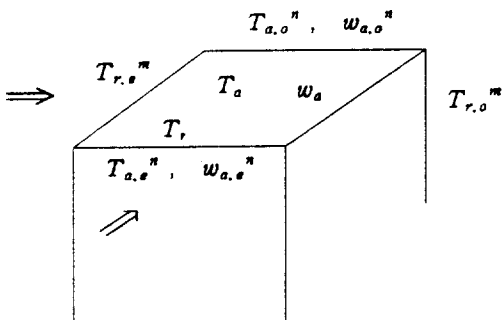


Fig.4 Evaporator finite volume geometry

$$\dot{q}_{m,n} = \dot{m}_a c_{pw} (T_{a,e} - T_r) \left[1 - \exp\left(-\frac{U_{ar} A_{m,n}}{\dot{m}_a c_{pw}}\right) \right] \quad (13)$$

2.1.3 UA 결정

식 (4)~(13)을 풀기 위해서는 UA에 관한 식이 필요하며, 본 연구에서는 일반적으로 열교환기 해석시 가장 많이 쓰이는 식 (14)를 사용하여 UA를 구하였다⁽¹⁰⁾.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_a A_a} + \frac{1}{h_r A_r} + \frac{t_{in}}{k_w A_w} \quad (14)$$

물론, 식 (14)는 후에 설명될 응축기 해석 부분에서도 동일하게 적용되었다.

2.1.4 증발기의 공기측 열전달 계수

자동차 에어컨용 증발기의 형상이 매우 복잡하므로 이론적으로 증발기의 공기측 열전달 계수를 예측하는 것은 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 실제 자동차 에어컨 증발기를 사용하여 공기측 열전달 계수를 측정된 Chang의 실험 논문 자료를 참조하여 증발기의 공기측 열전달 계수를 정했다⁽¹¹⁾. 공기측 열전달 면이 마른 상태일 때의 자료를 근거로 하여, 마른 상태에 공기측 열전달 계수를 커브 피팅한 식은 식 (15)와 같다.

$$h_a = -4.3089 + 29.2613v_r - 1.75359v_r^2 \quad (15)$$

여기서 v_r 은 증발기측 전면에서 불어오는 공기의 속도(m/sec)이다.

증발기의 마른 부분과 젖은 부분에서의 공기측 열전달 계수는 서로 다르다. Chang의 실험 논문을 참조해 보면, 보통 표면이 젖은 상태일 때의 공기측 열전달 계수가 마른 상태일 때의 열전달 계수에 비해 1.5에서 1.7배 가량 큰 것으로 나타나 있다. 이에 본 연구에서는 두 계수간의 비를 1.5로 정했다.

2.1.5 냉매측 열전달 계수

자동차 공조기용 증발기나 응축기는 기존의 냉동공조용 열교환기와는 달리 고밀도 열교환기로서 냉매가 흐르는 양상이 기존의 열교환기와는 매우 다르고 냉매의 유로가 매우 특이하며 모델에 따라 다르기 때문에, 실제로 냉매측 열전달 계수를 측정한다는 것은 매우 어렵다. 비록 열교환기 제조 회사

에서 자신들 고유의 모델에 대해서 냉매측 열전달 계수를 측정했다 하더라도, 보안상 이들을 발표하지 않는 것이 통례이다. 따라서 문헌에서 자동차 에어컨용 열교환기에 대해 실험으로 측정된 냉매측 열전달 계수를 찾기가 어려우며, 실험치들이 없으므로 예측하기도 매우 어렵다. 일반적으로 냉매측 열전달 계수가 총합 열전달 계수에 미치는 영향이 공기측 열전달 계수가 미치는 영향에 비해 매우 작기 때문에, 증발 및 응축 시의 평균적인 수치들을 사용해도 총합 열전달 계수에는 그리 큰 영향을 미치지 못할 것으로 예상된다. 이에 본 연구에서는 증발기의 냉매측 열전달 계수로는 1000W/m².°C, 응축기의 냉매측 열전달 계수로는 2000W/m².°C을 사용했다.

2.2 응축기 해석

Fig.5에 있는 것같이 응축기의 냉매측은 과냉 부분, 이상 부분, 그리고 과열을 없애 주는 부분의 세 영역으로 나뉘어지며, 공기와 냉매는 서로 교차되는(cross-flow) 형태로 흐르며 서로 섞이지 않는 것으로 가정하였다. 응축기는 증발기와 달리 습이 발생하지 않는다. 이는 응축기로 들어오고 나가는 공기의 양이 서로 같고 또한 절대 습도가 변하지 않는다는 것을 의미하므로, 응축기는 증발기보다 해석이 더 용이하다. 공기 중의 수증기가 응축을 일으키지 않으므로, 각 영역의 면적을 요소 면적으로 분할하여 계산을 하나 혹은 각 영역의 면적을 전체로 취해서 계산을 하나 별 차이가 없기 때문에 본 연구에서는 각 영역의 면적을 전체로 취해서 계산하였다. 해석 방법으로는 ϵ -NTU에 관련

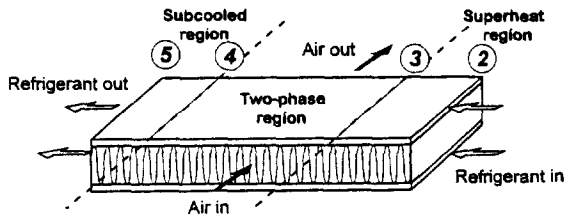


Fig.5 Schematic diagram of a condenser with air and refrigerant flows

된 식들을 조합하여 계산하는 방법을 택하였다⁽¹⁰⁾.

먼저 각 영역의 냉매측과 공기측 열용량을 구한 뒤 C_{min} , C_{max} , C_r 을 구하고 이미 알고 있는 응축기 입구의 공기 온도, 냉매 온도를 식 (16)에 적용하여 ϵ 을 구했다.

$$\epsilon = \frac{\text{각 영역에서의 냉매측 열량}}{C_{max}(\text{응축기로 들어오는 공기 온도} - \text{응축기로 들어오는 냉매 온도})} \quad (16)$$

이렇게 ϵ 을 구한 뒤, 교차류(cross flow) 열교환기에 대한 ϵ -NTU 관계식인 식 (17)을 사용하여 NTU를 구했다⁽¹⁰⁾.

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} (\exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1) \right] \quad (17)$$

식 (17)은 비선형 방정식이므로 ϵ 을 안다 해도 직접 NTU를 계산할 수 없다. 따라서 반복적으로 비선형 방정식의 해를 구할 수 있는 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 방법을 적용하여 NTU를 계산하였다. 이렇게 NTU가 결정되면, 식 (18)을 통해서 각 영역의 면적을 다시 계산하고, 주어진 면적과 계산된 면적이 같게 나올 때까지 면적에 간격 반분법(Interval halving method)을 적용하여 반복 계산하였다⁽¹²⁾.

$$A = \frac{C_{min} NTU}{U} \quad (18)$$

이상과 같은 방법을 각 영역에 적용하여 각 영역의 면적, 공기측의 전체 열량, 그리고 응축기 출구의 공기 온도 등을 구하였다.

2.2.1 응축기의 공기측 열전달 계수

증발기와는 달리, 응축기에서는 마른 부분에 대한 공기측 열전달 계수만 예측하면 된다. 응축기측은 실제 단품의 단면 절단을 통하여 형상 기하면을 알 수 있었기에, Sahnoun과 Webb의 논문을 참조하여 루버(Louver)핀을 갖고 있는 열교환기의 공기측 열전달 계수를 예측할 수 있었다⁽¹³⁾. 응축기의 공기측 열전달 계수는 식 (19)와 같이 주어진다.

$$\eta h_a A_a = \eta_{f,1} h_{a1} A_{l1} + \eta_{f,S1} h_{a1} A_{S1} + \eta_{f,S2} h_{a2} A_{S2} + h_c A_c \quad (19)$$

식 (19)에서 하침자 1, S1, S2와 e 는 각각 루버 영역, 핀의 선두와 후미 영역, 핀의 가운데 영역, 끝 부분의 영역을 나타낸다.

2.3 압축기 해석

압축기는 자동차 에어컨의 핵심 부품이기 때문에, 시스템의 성능 예측시 압축기의 모델링은 매우 중요하다. 압축기를 모델링 하는데는 대개 두 가지 방법이 있다. 첫번째 방법은 압축기 제조사에서 제공하는 성능 곡선에 의한 방법(Map-Based Model)으로, 이 방법은 실제로 측정된 자료에 기반을 두고 압축기를 해석하기 때문에 압축기 단품의 정확한 성능을 예측할 수 있다. 그러나 실험되지 않은 다른 냉매를 적용하는 경우에는 시스템의 성능을 제대로 예측할 수 없다는 단점을 지니고 있다. 두번째 방법은 손실 및 성능에 대한 압축기 특성을 열역학적 균형 방정식을 사용하여 상세하게 모델링하는 방법(Loss and Efficiency Based Model)으로, 정확성은 첫번째 방법보다 떨어지지만, 다양한 냉매 및 운전 조건 등에 적용될 수 있다는 장점을 갖고 있다⁽¹⁴⁾.

본 연구에서는 두개의 냉매를 사용하여야 하고 다양한 변동 조건에 대해서도 적용이 되는 압축기 해석 프로그램이 요구되므로 두번째 방법을 채택하여 압축기를 해석했다. 다음은 압축기 해석시 필요한 균형 방정식들이다.

2.3.1 압축기 토출 엔탈피

$$h_{2'} = h_{1'} + \frac{(h_2 - h_{1'})_s}{CEFF} \quad (20)$$

여기에서 CEFF는 압축기의 등엔트로피 효율을 나타낸다.

2.3.2 냉매량⁽¹⁴⁾

$$\text{냉매량} = \frac{\text{행 정체적} \times \text{RPM} \times \eta_v}{v_{suc} \times 60} \quad (21)$$

$$\eta_v = C_L \times (1.0 - C_r \times (P_r^{\frac{1}{n}} - 1.0)) \quad (22)$$

$$P_r = \frac{P_{dis}}{P_{suc}} \quad (23)$$

$$n = \frac{1}{\left(\frac{C_p}{C_v} - 1.0\right) \left[1 - \frac{C_p}{P_{EFF} \times C_v}\right]} \quad (24)$$

식 (21)~(24)에서 P_{EFF}, C_e와 C_L은 각각 폴리트로픽 효율, 간극 체적비와 누설 수정 계수로서 본 연구에서는 이들의 값을 0.71, 0.03, 0.94로 정하였다⁽¹⁴⁾. 그리고 n과 η_s는 각각 폴리트로픽 지수와 체적 효율을 나타낸다.

2.3.3 압축기 일

$$M_{EFF} W = \dot{m}_{ref}(h_2' - h_1') \quad (25)$$

여기에서 M_{EFF}는 기계적 효율을 나타낸다.

압축기의 등엔트로피 효율과 기계적 효율은 증발 온도 및 응축 온도 그리고 RPM의 함수이다. 본 연구에서 사용된 압축기의 성능 시험 자료를 보면, 동일한 RPM일 때 증발 온도와 응축 온도가 이들에 미치는 영향은 매우 작으므로(5%이내) 등엔트로피 효율과 기계적 효율을 간단하게 RPM의 함수만으로 표현하여도 무방할 것으로 판단되었다. 따라서 측정된 압축기 자료들을 통해서 식 (26), (27)과 같은 함수를 얻었고, 이를 프로그램에 적용하였다.

$$CEFF = 1.1761 - 0.00032 \times RPM + 6.42E - 8 \times RPM^2 - 5.219E - 12 \times RPM^3 \quad (26)$$

$$M_{EFF} = 0.6501 + 2.7E - 5 \times RPM - 4.9 \times E - 10 \times RPM^2 \quad (27)$$

2.4 팽창장치 해석

팽창장치의 경우에는, 증발기 내의 온도 및 압력이 증발기의 크기 및 공기측 변수들에 의해 결정되고 증발기 끝의 과열도는 사용자에 의해 지정되므로 별도의 다른 해석이 필요치 않으며, 단지 일반적인 팽창장치(Throttling device)에 대한 에너지 방정식만이 필요하다.

$$h_5 = h_6 \quad (28)$$

여기에서 상태 5, 6은 각각 팽창장치의 입·출구

를 나타낸다.(Fig.1 참조)

2.5 연결 배관 해석

끝으로 증발기 출구와 압축기 입구, 압축기 출구와 응축기 입구에 이르는 배관에서의 압력손실(Fig.1에서 1-1', 2'-2)이 시스템의 성능에 미치는 영향이 크므로, 식 (29)을 사용하여 이 부분에서의 압력 손실을 고려하였다.

$$\nabla P = a \times \frac{f V^2 L}{2000 v D} \quad \left(V = \frac{4 v \dot{m}}{\pi D^2}\right) \quad (29)$$

식 (29)에서 D, L, v, f는 각각 관의 직경, 관의 길이, 압축기 입구에서의 냉매의 비체적, 마찰 계수이며, a는 실험치에서 유도된 보정계수이다.

3. 전체 시스템 조합

Fig.1에 있는 부품들에 대한 단품 모델링이 끝났으므로, 이에 이들을 종합한 전체 시스템 시뮬레이션을 행해야 한다. 전체 시스템에 대한 해석 방법으로는 대개 변수들을 가정한 뒤 연속적으로 이들을 반복시켜 해를 구하는 방법(Successive iteration method)과 역시 변수들을 초기에 가정한 뒤 조직적으로 해에 접근하도록 만드는 뉴턴-랩슨 방법(Newton-Raphson method)이 있으나, 자동차 에어컨 같이 복잡한 경우에는 후자가 더 유효한 것으로 알려져 있다⁽¹⁵⁾. 따라서 본 연구에서는 가우스 소거(Jacobi & Gauss Elimination) 방식을 적용하는 뉴턴-랩슨 방법을 채택하여 단품들을 조합했고, 전체 시스템 프로그램을 완성했다^{(15), (16)}.

4. 결과 및 검토

4.1 증발기와 응축기 단품 해석 결과

먼저 CFC-12를 사용하여 측정된 자료와 본 연구에서 개발된 단품 프로그램의 예측치를 비교하려 한다. 여러 모델에 대한 비교를 했고 그 결과들은 실험치와 비슷하기에, 본 논문에서는 가장 많이 사용하는 증발기와 응축기에 대한 결과만을 제시하려 한다. 단품의 성능 비교를 위해 사용된 모델명은 회사의 기밀상 model #1 증발기와 model #1 응

측기로 호칭하려 한다. Table 1은 증발기의 경우에 실험치와 계산치를 비교한 결과를 보여준다. 증발기 전체 용량은 공기측과 냉매측이 각각 3,614, 3,721kcal/hr로서 오차는 3% 이내였다. 공기측의 출구 온도는 실험치에 비해 약 1.0°C 정도의 오차를 보이는데, 이는 증발기 해석 부분에서도 언급하였듯이, 습공기의 변화 과정선(Process line)의 기울기를 정확히 예측하기가 어렵기 때문에 발생한 것이다. 따라서 이 정도의 오차를 갖는 본 증발기 해석은 우수한 것으로 사료된다. Table 2는 응축기의

Table 1 Comparison between simulation and experimental results for evaporator

a) Given data for calculation

	Condition
Supply air dry bulb temperature(°C)	26.95
Supply air wet bulb temperature(°C)	19.20
Supply air mass flow rate(kg/s)	0.1168
Refrigerant	CFC-12
Refrigerant mass flow rate(kg/hr)	148.19
Inlet pressure of refrigerant in eva.(kg/cm ² g)	2.45
Inlet temperature of refrigerant in eva.(°C)	3.70
Outlet pressure of refrigerant in eva.(kg/cm ² g)	2.11
Outlet temperature of refrigerant in eva.(°C)	6.40
Superheat(°C)	6.8
Inlet enthalpy of refrigerant in eva.(kcal/kg)	20.77

b) Simulation and experimental results

	Experiment	Simulation
Return air dry bulb temperature(°C)	5.75	4.70
Return air wet bulb temperature(°C)	4.73	4.50
Return air mass flow rate(kg/s)	0.1168	0.1161
Enthalpy difference of air(kcal/kg)	8.83	8.79
Enthalpy difference of refrigerant(kcal/kg)	25.02	25.11
Air side evaporator capacity(kcal/hr)	3716.0	3614.0
Refrigerant side evaporator capacity(kcal/hr)	3708.1	3721.0
Sensible capacity(kcal/hr)	2129	2241
Latent heat ratio(%)	42.7	38.0

(1 kcal/kg = 4.1868kJ/kg, 1kcal/hr = 1.163 × 10⁻³ kW, 1kg/cm² = 98.0665kPa)

경우를 보여주며 증발기와는 달리 공기측의 절대 습도 변화량이 0이므로 해석이 용이하였고 따라서 공기의 출구 온도가 0.15°C 정도밖에 차이가 나지 않으며, 다른 수치들도 매우 유사하게 나왔다. 이상과 같은 비교를 통해서 열교환기 단품에 대한 시뮬레이션 프로그램의 정확도가 매우 높다는 것을 알 수 있었다.

4.2 전체 시스템 조합 결과

여러 모델에 대해 단품의 성능 예측 프로그램이 매우 정확함을 확인한 뒤, 프로그램의 실질적 타당성을 검토하기 위해 여러 대의 증발기와 응축기를

Table 2 Comparison between simulation and experimental results for condenser

a) Given data for calculation

	Condition
Supply air dry bulb temperature(°C)	34.99
Supply air wet bulb temperature(°C)	17.80
Supply air mass flow rate(kg/s)	1.1168
Refrigerant	CFC-12
Refrigerant mass flow rate(kg/hr)	296.65
Inlet pressure of refrigerant in cond.(kg/cm ² g)	14.19
Inlet temperature of refrigerant in cond.(°C)	83.9
Outlet pressure of refrigerant in cond.(kg/cm ² g)	12.76
Outlet temperature of refrigerant in cond.(°C)	50.2
Subcooling(°C)	4.5

b) Simulation and experimental results

	Experiment	Simulation
Return air dry bulb temperature(°C)	45.45	45.30
Return air wet bulb temperature(°C)	21.18	21.05
Return air mass flow rate(kg/s)	1.1178	1.1168
Enthalpy difference of air(kcal/kg)	2.55	2.50
Enthalpy difference of refrigerant(kcal/kg)	35.51	34.12
Air side condenser capacity(kcal/hr)	10227.4	10064.0
Refrigerant side condenser capacity(kcal/hr)	10238.6	10122.4

(1 kcal/kg = 4.1868kJ/kg, 1kcal/hr = 1.163 × 10⁻³ kW, 1kg/cm² = 98.0665kPa)

조합하고 HFC-134a를 냉매로 하여 얻어진 실험치와 본 프로그램의 예측치를 비교했다. 역시 지면의 한정상 한 종류의 증발기와 응축기를 선택하여 비교한 결과만을 제시하려 하며, 다른 여러 가지 조합에 대한 결과도 이와 비슷함을 미리 밝혀 두려 한다.

Fig.6~8은 RPM별로 model #1 증발기와 model #1 응축기를 조합하여 실험한 결과들과 본 연구에서 개발된 시스템 성능 예측 프로그램의 결과들을 p-h 선도 위에 비교한 것이다. RPM이 증가할수록 압축기 토출 온도는 상승하고 흡입 압력

은 내려간다는 것을 볼 수 있으며, 전체적으로 볼 때 예측된 사이클의 형태와 위치가 실험치와 비교하여 4~5% 이내로 틀을 알 수 있다. 위의 결과들에 근거하여 시스템 성능 예측 프로그램이 신뢰할 만한 것으로 평가되었고, 따라서 같은 조건에서 다른 변수들을 변화시켜 가면서 각 변수가 시스템에 어떤 영향을 미치는가를 살펴보기(Parametric study)에 문제가 없을 것으로 사료되었다.

Fig.9는 증발기의 공기측 출구 온도를 비교한 것인데, 예측치가 실험치에 비해 0.9~1.1°C 정도 낮음을 알 수 있다. 사실, 증발기에서 공기 출구 온

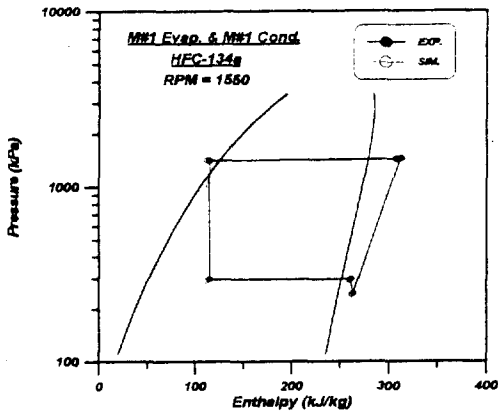


Fig.6 Comparison between simulation and experimental results on p-h diagram

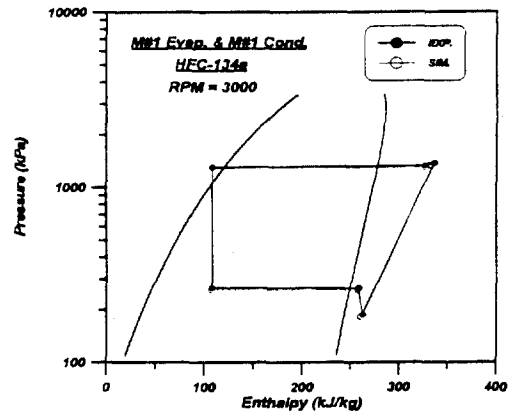


Fig.8 Comparison between simulation and experimental results on p-h diagram

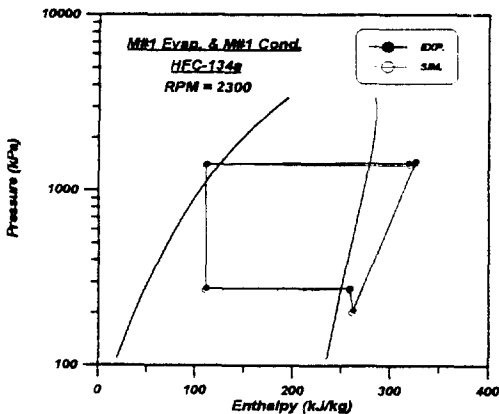


Fig.7 Comparison between simulation and experimental results on p-h diagram

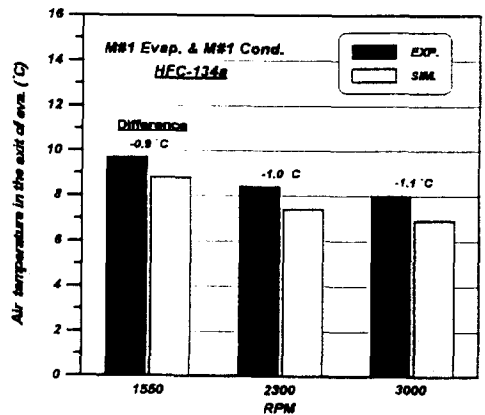


Fig.9 Air temperature at the exit of evaporator

도를 정확하게 예측한다는 것은 매우 힘든 일인데, 그 이유는 앞서 설명한 대로 증발기에서는 제습이 발생하고 공기가 어떤 과정을 따라 변하는지도 정확하게 예측할 수 없을 뿐더러 여러 가지 다른 변수들이 동시에 작용하기 때문이다. 따라서 증발기에서 공기측 출구 온도가 1.0°C 정도의 오차로 예측된다는 것은 시스템 성능 예측 프로그램이 매우 정확함을 보여주는 것이다. Fig.10 및 11은 증발기 용량이나 토오크의 경우에도 예측치가 실험치에 매우 근접함을 보여준다.

4.3 CFC-12 및 HFC-134a 시스템의 성능 비교

이번 연구에서 개발된 프로그램의 유용성을 검증

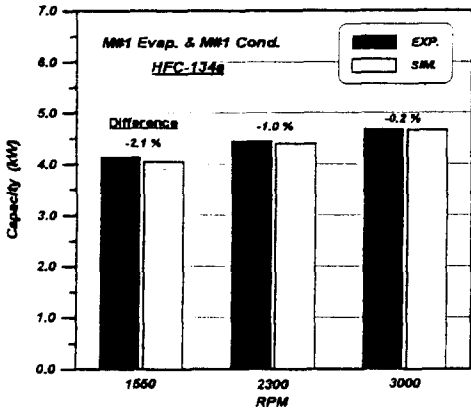


Fig.10 Evaporator capacity

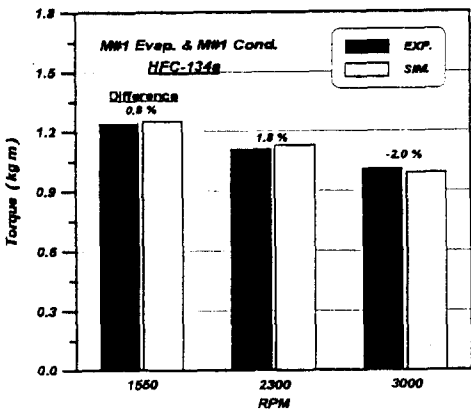


Fig.11 Compressor power

해 보기 위해, 같은 시스템에서 냉매를 CFC-12에서 HFC-134a로 바꾼 경우를 살펴보았다. 이를 위해 시스템의 성능에 영향을 미치는 단품 인자 4가지를 선정하여, 이들을 기준치에서 각각 ±10%씩 변화시켜 가며 시스템의 성능이 어떻게 변하는가를 살펴보았다. Table 3은 표준 테스트 조건이고, Table 4는 테스트 상에서 변화될 4가지 인자들을 요약한 것이다.

Fig.12는 기준 모델 HFC-134a를 적용한 경우에 얻어진 증발 압력과 CFC-12 사용시 증발 압력 간의 차이를 비교한 것이다. 먼저 HFC-134a의 증발 압력은 CFC-12에 비하여 전체적으로 2.5~10.0% 정도 낮다. 증발기 압력은 증발기 면적, 증발기 공기 풍량을 각각 10% 줄인 경우(A와 C)와 응축기 면적, 응축기 공기 풍량을 10% 늘인 경우에(B와 D) 가장 크게 영향을 받았다. CFC-12의 증발 압력은 증발기 면적이나 공기 풍량이 10% 줄었을 때가 10% 늘었을 때보다 낮았으며, 응축

Table 3 Reference operating conditions

	Condition
Type of evaporator	model #1
Type of condenser	model #1
Air temp. at the inlet of evap.(°C)	26.2
Air mass flow rate at inlet of evap.(m³/h)	419
Air temp. at the inlet of cond(°C)	35.8
Air mass flow rate at the inlet of cond.(m³/h)	1997
Superheat(°C)	11.1
Subcooling(°C)	8.5
RPM	2300
Pressur drop of refrigerant in evap.(kPa)	0
Pressur drop of refrigerant in cond.(kPa)	0

Table 4 Four parameters influencing the system performanc

Standard model : model #1 evap. & model #1 cond.
A : Change in evaporator area
B : Change in condenser area
C : Change in evaporator air mass flow rate
D : Change in condenser air mass flow rate

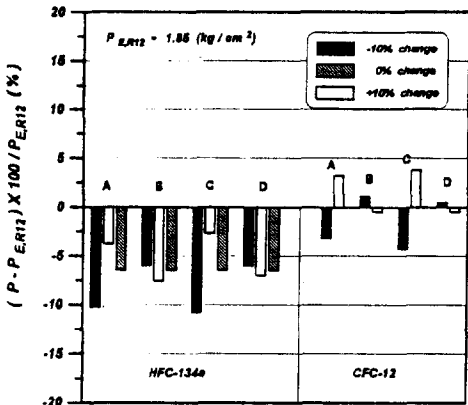


Fig.12 Comparison of evaporator pressure for CFC-12 and HFC-134a systems(Refer to Table 4 for cases A, B, C, D)

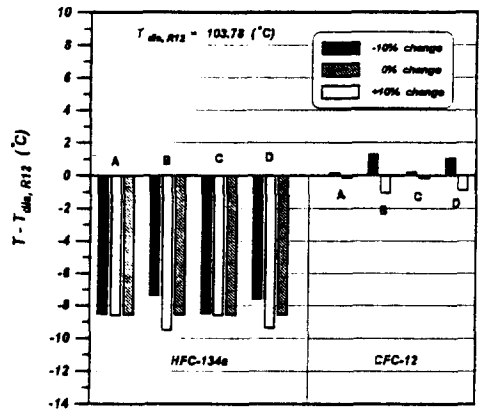


Fig.14 Comparison of compressor discharge temperature for CFC-12 and HFC-134a systems(Refer to Table 4 for cases A, B, C, D)

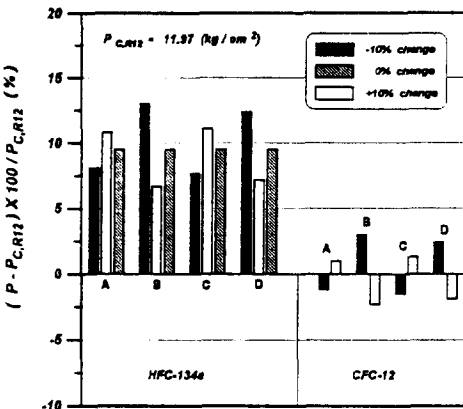


Fig.13 Comparison of condenser pressure for CFC-12 and HFC-134a systems(Refer to Table 4 for cases A, B, C, D)

기 면적이거나 공기 풍량이 10% 늘었을 때가 10% 줄었을 때보다 낮아진다. 또한 Fig.11을 보면, 증발 압력은 응축기보다는 증발기 쪽의 영향을 더 받음을 알 수 있다.

Fig.13은 기준 모델에 HFC-134a를 적용한 경우에 얻어진 응축 압력과 CFC-12 사용시 응축압력간의 차이를 비교한 것이다. 먼저 HFC-134a의 응축 압력은 CFC-12에 비하여 전체적으로 8.0~12.5% 정도 높다. 증발기 면적 및 증발기측 공기 풍량을 각각 10% 늘린 경우와 응축기 면적 및 응

축기측 공기 풍량을 10% 줄인 경우에 HFC-134a의 응축 압력이 가장 크게 영향을 받았다. 이와 같은 경향은 Fig.12와는 대조적이다. A, C인 경우에는 10% 줄어든 경우가 10% 늘어난 경우보다 CFC-12의 응축 압력이 낮았으며, B, D인 경우에는 경향이 반대로 바뀌었다. 또한 Fig.13을 보면, 응축 압력이 증발기보다는 응축기 쪽의 영향을 더 받음을 알 수 있다.

Fig.14는 기준 모델에 HFC-134a를 적용한 경우에 얻어진 압축기의 토출 온도와 CFC-12 사용시 토출 온도간의 차이를 비교한 것이다. HFC-134a의 토출 온도는 CFC-12에 비하여 전체적으로 7.0~9.0°C 정도 낮다. HFC-134a를 사용할 때, A와 C 경우에는 토출 온도가 동일하게 영향을 받으나, B와 D 경우에는 응축기 면적 및 응축기 공기 풍량을 10% 늘린 경우에 가장 크게 영향을 받았다. CFC-12를 사용할 때, A와 C 경우에는 10% 줄어든 때가 10% 늘어날 때보다 토출 온도가 높았으며, B와 D인 경우에도 경향은 마찬가지로 온도는 오히려 1°C 정도 더 높아짐을 볼 수 있다. 또한 Fig.14를 보면, 압축기 토출 온도가 증발기보다는 응축기 쪽의 영향을 더 받음을 알 수 있다. HFC-134a의 토출 온도가 CFC-12에 비해 7.0~9.0°C 정도 낮은 이유는 HFC-134a의 비열이 CFC-12의 비열보다 크기 때문인 것으로 추정된다.

5. 결 론

본 연구를 통해서 자동차 에어컨 전체를 컴퓨터로 모사하는 프로그램이 개발되었으며, 프로그램에 의한 예측치와 실제의 실험치를 비교하여 그 타당성을 검토했다. 본 연구를 통해 개발된 사항은 다음과 같다.

1) 실제 데이터와의 오차율이 0.4% 미만인 공기 선도 해석 프로그램이 완성되었고, 제습 및 온도 변화를 고려하며 ϵ -NTU 방법을 사용한 증발기 해석 프로그램과 온도 변화만을 고려한 응축기 해석 프로그램이 완성되었다. 또한 손실 및 성능에 대한 실제 압축기 특성이 회전수의 함수로 표현되었다.

2) 증발기 및 응축기 단품에 대해 실험치와 프로그램에 의한 예측치가 비교되었고, 매우 만족할 만한 결과를 얻었다. 이를 바탕으로 뉴턴-랩슨 방법을 사용하여 전체 자동차 공조기를 해석하는 프로그램을 개발했다. 이 프로그램으로 계산된 예측치와 실제 자동차에서 얻어진 실험치를 비교해 보면, 증발기 출구 온도의 경우 예측치가 실험치에 0.9~1.1°C 정도 낮았고, 증발기 용량은 0.2~2.1% 정도 작았으며, 압축기 토출온도는 0.8에서 2.0% 정도의 차이를 보였다. 따라서 전반적으로 전산 프로그램이 각종 변수들을 매우 정확하게 예측해 낼 수 있었다.

3) 예측 프로그램을 사용하여 기존의 CFC-12와 대체 냉매인 HFC-134a의 성능을 비교해 보았다. CFC-12에 비하여 HFC-134a는 일반적으로 증발 압력이 2.5~10% 정도 낮으며, 응축 압력은 8.0~12.5% 정도 높고, 압축기 토출 온도가 7.0~9.0°C 정도 낮은 것으로 평가되었다. 물론 이런 추세 역시 실제 시스템에서 목격되었다.

결론적으로, 본 연구에서는 실제 자동차 에어컨의 성능 향상을 위한 도구로 사용될 수 있는 컴퓨터 프로그램을 성공적으로 개발했다. 시뮬레이션 결과가 매우 타당하므로, HFC-134a뿐만 아니라 혼합냉매나 자연 냉매를 실제로 자동차 공조기에 적용하기에 앞서 본 프로그램을 이용하여 성능예측을 할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구의 수행을 위해 (주)한라 공조에서 실험 자료를 제공해 주었기에 김기효 차장님과 강정길 과장님을 비롯한 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다. 또한 인하대학교 및 대학원에서 재정적으로 도와주심에 대해 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Petersson, B. and Thorsell, H., 1990, "Comparison of the Refrigerants HFC134a and CFC12", Int. J. Refrigeration, Vol. 13, pp. 176~180.
2. Colburn, A. P. and Hougen, O. A., 1934, "Industrial Engineering Chemistry", Vol. 26, pp. 1178~1182.
3. Goodman, W., 1936, "Dehumidification of Air with Coils", Refrigerating Engineering, Journal of the American Society of Refrigerating Engineers.
4. Elmahdy, A. H. and Biggs, R. C., 1978, "Performance Simulation of Multi-row Dry (and/or Wet) Heat Exchangers", 6th Int. Heat Transfer Conference, Toronto, pp. 327~332.
5. Domanski, P., 1986, "Modeling of a Heat Pump Charged with a Non-azeotropic Refrigerant Mixture", National Bureau of Standards, NBS Technical Note 1218.
6. Oskarsson, S. P., Krakow, K. I. and Lin, S., 1990a, "Evaporator Models for Operation with Wet and Frosted Finned Surfaces, Part 1 : Heat Transfer and Fluid Flow Theory", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part 1.
7. Oskarsson, S. P., Krakow, K. I. and Lin, S., 1990b, "Evaporator Models for Operation with Wet and Frosted Finned Surfaces, Part 2 : Evaporator Models and Verification", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part 1.
8. Hill, J. M. and Jeter, S. M., 1991, "A Linear

- Subgrid Cooling and Dehumidification Coil Model with Emphasis on Mass Transfer”, ASHRAE Trans., pp. 118~128.
9. ASHRAE, 1993, ASHRAE Handbook-Fundamentals : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.
 10. Incropera, F. P. and De Witt, D. P., 1990, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, Wiley and Sons, 3rd Ed.
 11. Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1994, “Experimental Study of Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Automotive Evaporators”, ASHRAE Trans. Vol. 100, pt. 2.
 12. Chapra, S. C. and Canale, R. P., “Numerical Methods for Engineers”, McGraw-Hill Book Comp., 2nd Ed., pp. 128~137.
 13. Sahnoun, A. and Webb, R. L., 1992, “Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry”, Journal of Heat Transfer, Vol. 114.
 14. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1983, “The Oak Ridge Heat Pump Models : 1. A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps”, Oak Ridge National Laboratory, ORNL/CON-80/RI.
 15. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, “Performance Simulation of Single-Evaporator Domestic Refrigerators Charged with Pure and Mixed Refrigerant”, Int. H. Refrigeration Vol. 14, pp. 223~232.
 16. Stoecker, W. F., “Design of Thermal Systems”, McGraw-Hill Book Comp., 3rd Ed., pp. 124~127.