

자동차 에어컨 시스템 해석 프로그램의 개발

Development of program for the automotive air conditioning system analysis

홍진원*, 최영기**, 이정희***
J. W. Hong, Y. K. Choi, J. H. Lee

Key words : Automotive air conditioning system(자동차 냉방 시스템), Heat exchanger(열교환기), Reversible polytropic process(가역 폴리트로픽 과정), Element method(엘리먼트 방법), Car cool down process(차량 냉방 과정)

Abstract

A numerical simulation has been carried out for the automotive air conditioning system. The purpose of this simulation is to present the methods for simulating car air conditioning components, systems and cool-down performance by computerized mathematical model and to analyze the performance of A/C system. In analyzing the heat exchanger(evaporator and condenser), the finite volume model which has a merit in predicting the temperature field in detail because it can consider partial variation of thermal property and heat transfer coefficient is used. In analyzing the compressor, the polytropic approach which regards the actual compression process as a reversible polytropic process is employed. In analyzing vehicle passenger compartment, the thermal network is employed to simulate the car cool down process. This A/C system program can be used for analyzing a component performance when a component is alternated or designed and for analyzing the engine cooling system when A/C system is operated.

———— 기 호 설 명 ————

<p>A : 면적[m²]</p> <p>C_o : 요소 면적 공기 열용량[W/K]</p> <p>C_{min} : 최소 열용량[W/K]</p>	<p>c_p : 정압 비열[J/kg · K]</p> <p>D : 수력 직경[m]</p> <p>G : 질량 유속[kg/m² · s]</p> <p>h : 대류 열전달 계수[W/m² · K]</p> <p>h : 엔탈피[J/kg]</p> <p>k : 열전도도[W/m · K]</p> <p>k_m : 질량 전달 계수[kg/m² · s]</p> <p>\dot{m} : 질량 유량[kg/s]</p> <p>N_u : Nusselt 수</p>
---	--

* 기아 자동차 P/T 실험부
 ** 정회원, 중앙대학교 기계공학과
 *** 중앙대학교 대학원 기계공학과

p	: 압력[N/m ²]
Pr	: Prandtl 수
\dot{Q}, q	: 열전달율[W]
Re	: Reynolds 수
St	: Stanton 수
T	: 온도[K, °C]
t	: 시간[s]
U	: 총괄 전열 계수[W/m ² · K]
V	: 체적[m ³]
v	: 비체적[m ³ /kg]
w	: 절대 습도
x	: 건도

그리스 문자

μ	: 점성 계수[kg/s · m]
ν	: 동점성 계수[m ² /s]
ρ	: 밀도[kg/m ³]

하첨자

a	: 공기
cond	: 전도
conv	: 대류
f	: 포화액 상태
g	: 포화기체 상태
gen	: 생성
r	: 냉매
rad	: 복사

1. 서 론

자동차 에어컨의 장착이 보편화됨에 따라 자동차 에어컨에 의한 부하가 엔진 설계에 있어 중요한 변수가 되고 있다. 최근에 엔진실의 크기가 축소되고 있는 추세에 따라 자동차 에어컨의 경량화와 고효율화가 요구되며 최근에 대두되고 있는 환경문제로 인해 대체 냉매를 사용함에 따라 기존 에어컨 시스템의 변경이 불가피하게 되었다. 따라서 위와 같은 여러 가지 요구들을 모두 충족시켜 줄 수 있는 자

동차 에어컨의 개발이 시급하게 되었다.

자동차 에어컨의 개발시 중요 인자들의 특성을 파악하기 위해서 실험 장치를 제작하여 얻은 결과로부터 시스템을 해석하는 것이 정확한 방법이지만 매번 장치를 구성하여 실험한다는 것은 경제적으로나 시간적으로 어려운 일이다. 따라서 실험과 병행하여 수치 해석적 연구가 활발히 진행되고 있다.

Davis등⁽¹⁾과 Chergn등⁽²⁾은 차량 에어컨을 각 요소로 나누어 해석하고 이를 종합한 전체 시스템 구성 방법에 대해 기술하였고 차량 에어컨을 설계하기 위한 도구로 열 부하를 3차원 메시그리드로 모델링하여 수치적 방법으로 해석하였고 Hill등⁽³⁾은 일반적인 직 교류형 열 교환기에서의 열전달과 물질 전달을 잘 묘사할 수 있는 linear subgrid 증발기 모델을 제시하였고 정형호등⁽⁴⁾은 온도에 따른 열 교환기 내의 물성치 변화와 입구 속도의 국소적 변화를 해석할 수 있도록 열 교환기를 격자계로 미세하게 분할하여 각각의 엘리먼트에서 에너지 균형을 이용하여 각각의 선형식을 유도하는 엘리먼트를 이용한 열 정산 프로그램을 개발하였다. 국내에서도 오상한등⁽⁵⁾은 몇 가지 가정을 도입하여 열 부하에 관한 식을 단순화시켜 모델링한 후 해석 기법에 의한 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 실차 실험을 통해 그 타당성을 검증한바 있다.

본 연구에서는 자동차 에어컨의 구성 요소인 압축기, 응축기, 증발기, 팽창 밸브 등을 수학적으로 모델링하고 전체 자동차 에어컨 시스템을 정확히 해석할 수 있도록 차량의 열 부하 해석 프로그램을 개발한 후 모든 개별 프로그램들을 결합하여 전체 자동차 에어컨 시스템을 해석할 수 있는 프로그램을 완성한 후 물성치 계산 프로그램인 PROPATH8.1⁽⁶⁾을 이용하여 현재 대체 냉매로 가장 널리 사용되고 있는 R-134a를 사용한 자동차 에어컨 시스템의 성능 분석을 하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 증발기 모델

기존 열 교환기의 성능 예측 방법에는 LMTD법과 ϵ -NTU법이 많이 적용되고 있다. 그러나 기존의 두 방법은 열 교환기 내에서 작동 유체의 물성

치 변화에 따른 영향을 고려할 수 없고 대류 열 전달 계수 등이 일정하다는 단순한 가정하에서 유도되는 방법이다. 반면에 유한 체적을 이용한 방법은 물성치의 변화나 입구 조건의 변화 그리고 국소적으로 변하는 열 전달 계수를 고려하여 보다 정확하게 열 교환기의 전체 온도 분포를 예측할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 열 교환기의 성능 해석 방법으로 Hill등⁽³⁾의 식을 이용한 엘리먼트 방법을 채택하였다.

증발기 해석에서 중요한 사항은 공기가 유로 면상을 지나면서 냉각되어 공기 중의 수분이 응축된다는 것이다. 이로 인해 유출입 공기량이 다르고 응축 잠열이 발생하므로 열 전달 뿐만 아니라 물질 전달을 반드시 고려해 주어야 한다.

시뮬레이션을 단순화하기 위해 냉매는 등압 과정을 거치는 것으로 가정하고, 공기는 수증기와 반응하지 않는 이상적인 가스의 혼합체로 가정한다. 또한 냉매 유동은 single-pass 유동으로 가정하고, 공기와 냉매는 직교 유동 형태로 흐르며 서로 섞이지 않는 것으로 가정한다. 또한 각각의 유한 체적 내에서 공기의 건구 온도와 절대 습도, 그리고 응축면의 온도와 절대 습도를 선형 관계로 가정하였다.

코일 표면은 두 부분으로 나뉘는데 만약 표면 온도가 입구 공기의 이슬점 온도보다 낮으면 응축이 일어나게 되어 젖은 상태가 되고, 높으면 마른 상태가 된다. 따라서 증발기는 다음과 같이 두가지 영역으로 나누어 해석한다.

2.1.1 젖은 상태

응축이 일어나는 경우는 다음과 같은 지배 방정식들이 사용된다.⁽³⁾

- (1) 유한 체적 출구의 공기 온도

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

여기서 $T_{a,e}$ 은 입구의 공기 온도, U_r 은 젖은 코일에 대한 응축면에서 냉매로의 열전도성, $A_{m,n}$ 은 유한체적의 유로 면적, C_a 는 공기의 열 용량률, T_r 은 냉매의 온도, $C_0 = k_m h_{f,g}(a_a - a_i)/C_3$, $C_1 = h_a + k_m$

$h_{f,g} b_a / C_3$, $C_2 = U_{i,r} / C_3$, $C_3 = h_a + k_m h_{f,g} b_i + U_{i,r}$, k_m 은 물질 전달 계수, $h_{f,g}$ 는 증발 잠열, h_a 은 공기의 열 전달 계수, a_a 와 b_a 는 선형화된 공기 프로세스 패스의 계수, a_i 와 b_i 는 선형화된 포화공기 프로세스 패스의 계수이다.

- (2) 유한 체적 출구의 공기 절대 습도

$$w_{a,o} = a_a + b_a T_{a,o} \quad (2)$$

- (3) 공기 측 열 전달률

$$q_{m,n} = -C_a \left[T_{a,e} + \frac{C_o}{C_1} - \frac{1-C_2}{C_1} T_r \right] \left[1 - \exp\left(-\frac{U_r C_1 A_{m,n}}{C_a}\right) \right] \quad (3)$$

2.1.2 마른 상태

응축이 일어나는 않는 경우는 다음과 같은 지배 방정식들이 사용된다.⁽³⁾

- (1) 유한 체적 출구의 공기 온도

$$T_{a,o} = T_r + (T_{a,e} - T_r) \exp\left(-\frac{U_{ar} A_{m,n}}{C_{min}}\right) \quad (4)$$

여기서 U_{ar} 은 마른 코일에 대한 코일 표면에서 냉매로의 열전도성, C_{min} 는 최소 열 용량률을 나타낸다.

- (2) 공기 측 열 전달률

$$q_{m,n} = -C_{min}(T_{a,e} - T_r) \left[1 - \exp\left(-\frac{U_{ar} A_{m,n}}{C_{min}}\right) \right] \quad (5)$$

젖은 상태와 마른 상태의 식을 분리해 적용하기 위해서는 먼저 처음 젖은 상태가 되는 유한 체적을 알아야 한다. 그러기 위해서는 마른 코일 면적을 알아야 하며 다음 식에 의해 구한다.

$$A_s = \frac{\dot{m}_a c_{p,w}}{U_{ar}} \ln\left(\frac{T_{ea} - T_r}{T_{as} - T_r}\right) \quad (6)$$

$$T_{as} = \frac{T_{dp}(h_a + U_{ar}) - U_{ar} T_r}{h_a} \quad (7)$$

여기서 \dot{m}_a 는 공기의 질량 유량, $c_{p,w}$ 는 습공기의 비열, T_{ea} 는 코일 입구의 공기 온도, T_{as} 는 응축이 발생하는 공기 온도, T_{dp} 는 이슬점 온도를 나타낸다.

한편 냉매의 상태를 나타내는 냉매의 엔탈피는

다음 식에 의해 구할 수 있으며 이 엔탈피는 출구 냉매의 건도 또는 과열도를 정의한다.

$$h_r^{m+1} = h_r^m + \frac{\dot{m}_a [(h_{a,e}^m - h_{a,v}^m) + h_i (w_{a,e}^m - w_{a,v}^m)]}{\dot{m}_r} \quad (8)$$

여기서 M 은 냉매 유동 방향으로 나눈 요소 체적 수, h_i 은 수액의 엔탈피, \dot{m}_r 는 냉매의 질량 유량, 상첨자 m 은 냉매 요소 체적을 나타낸다.

2.1.3 공기 측 열 전달 계수

선택한 증발기의 사양을 검토하여 Kays와 London⁽⁷⁾의 실험값을 근사하여 다음과 같은 식을 얻었다.

$$\log(St \cdot Pr^{2/3}) = -0.299 \log(Re) - 1.893 \quad (9)$$

2.1.4 냉매 측 열 전달 계수

단상 영역인 경우는 Dittus와 Boelter 상관식⁽⁸⁾을 사용하였고, 이상 영역의 경우는 Gungor와 Winterton 상관식⁽⁹⁾을 사용하였다.

(1) 단상 영역

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (10)$$

(2) 이상 영역

$$h = E h_f + S h_{pool} \quad (11)$$

$$h_f = 0.023 \left(\frac{G(1-x)D}{\mu} \right)^{0.8} Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D} \quad (12a)$$

$$h_{pool} = 55 Pr_f^{0.12} (-0.4343 \ln Pr_f)^{-0.55} M_m^{-0.5} \phi^{0.67} \quad (12b)$$

여기서 E 는 항상 계수, S 는 역제 계수, h_f 는 액상 열전달 계수, h_{pool} 은 풀비등 열전달 계수, G 는 질량 유속, x 는 건도, P_r 은 임계 압력에 대한 압력 비, k_f 는 액상 열전도도, D 는 수력 직경, M_m 은 냉매의 분자량, ϕ 는 열 유속을 나타낸다.

2.1.5 증발기 해석 절차

위 이론 해석에 따른 증발기 프로그램에 대한 흐름도는 Fig.1과 같다.

2.2 응축기 모델

응축기에서 냉매의 거동은 차가운 공기로 열을

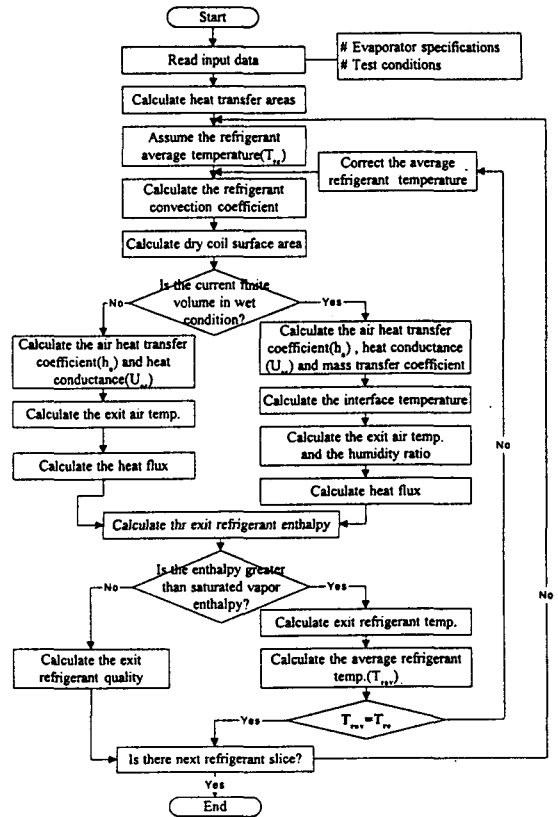


Fig.1 Flow chart for evaporator analysis

방출하여 과열 상태에서 포화 기체 상태와 포화 액체 상태를 거쳐 최종 과냉 상태가 된다. 따라서 응축기 해석은 과열 영역, 포화 영역, 및 과냉 영역으로 나뉘어지며 응축기 내부의 냉매 온도는 항상 공기 온도보다 높으므로 증발기와 달리 제습 현상이 발생하지 않기 때문에 열 전달은 공기의 현열 변화만을 고려한다.

본 연구에서는 응축기 해석이 자동차 엔진 냉각 시스템을 정확히 해석하고자 할 경우 응축기 출구에서의 공기의 온도 분포를 정확히 알아야 하기 때문에 증발기 해석과 마찬가지로 엘리먼트 방법을 채택하였으며 지배 방정식은 응축이 일어나지 않으므로 마른 상태에 적용되는 식을 사용하였다.

2.2.1 공기 측 열전달 계수

루버가 부착된 핀에 대한 열전달 계수는 Shah와 London 상관식을 보정한 다음식을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

$$h_a = 7.23 \frac{k_a}{\nu^{0.08}} \left[P_i^{-0.42} H_i^{0.33} \left(\frac{L_i}{H_i} \right) H_i^{0.26} D_a^{0.5} \right] Pr^{1/3} Re^{0.8} Da \quad (13)$$

$$n = 0.54527 - 4.84181 \times 10^{-5} Re_{Da} + 1.43998 \times 10^{-8} Re_{Da}^2 - 1.23787 \times 10^{-12} Re_{Da}^3 \quad (14)$$

여기서 ν 는 동점성 계수, P_i 은 루버피치, H_i 은 루버높이, L_i 은 루버길이, H_i 은 흰 높이를 나타낸다.

2.2.2 냉매 축 열전달 계수

단상 영역인 경우는 식(9)의 Dittus와 Boelter 상관식을 사용하였고 이상 영역의 경우는 아래와 같이 Shah와 Akers 상관식을 사용하였다.⁽¹¹⁾

(1) $G > 200 \text{kg/m}^2\text{s}$ 인 경우

$$\frac{h_f(x)D}{k_f} = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \left[(1-x)^{0.5} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_f^{0.38}} \right] \quad (15)$$

(2) $G \leq 200 \text{kg/m}^2\text{s}$ 인 경우

$$\frac{h_f(x)D}{k_f} = B1 \left\{ \frac{GD}{\mu_f} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \right\}^{B2} Pr_f^{1/3} \quad (16)$$

여기서 $B1$ 와 $B2$ 는 실험 상수이다.

2.3 압축기 모델

기존의 압축기 해석 방법은 압축과정을 가역 단열 과정으로 가정하는 등엔트로피 해석 방법을 많이 사용하였으나 실제 압축 과정은 외부로의 열전달과 피스톤과 밸브를 통한 증기 누출, 압축기 내에서의 압력 강하 등으로 인해 등엔트로피 과정과는 다소 차이가 있다. 따라서 본 연구에서는 폴리트로픽 해석 방법을 채택하여 실제 경우와의 오차를 줄이고자 하였다.

가역 폴리트로픽 과정에 대한 지배방정식은 아래와 같은 식들을 사용하였다.⁽¹²⁾

(1) 폴리트로픽 일

$$W_p = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (17)$$

$$n = \frac{1}{Y - (ZR/c_p)(1/\eta_p + X)(1+X)} \quad (18a)$$

$$X = 0.1846(8.36)^{1/Z} - 1.539 \quad (18b)$$

$$Y = 0.074(6.65)^{1/Z} - 0.509 \quad (18c)$$

$$\eta_p = \frac{W_p}{h_2 - h_1} \quad (18d)$$

여기서 n 은 폴리트로픽 지수, Z 는 압축성 계수, R 은 기체 상수, η_p 는 폴리트로픽 효율, 하첨자 1은 압축기 입구 조건, 2는 압축기 출구 조건을 나타낸다.

(2) 냉매 유량

$$\dot{m}_r = \eta_v \cdot \frac{V_d}{v_1} \cdot \frac{rpm}{60} \quad (19)$$

여기서는 η_v 체적 효율, V_d 는 배제 체적, rpm 은 실린더 회전수를 나타낸다.

(3) 압축일

$$W_c = \frac{\dot{m}_r W_p}{\eta_m} \quad (20)$$

여기서 η_m 는 기계 효율을 나타낸다.

2.4 팽창 장치 모델

팽창 장치 중 가장 일반적으로 사용되는 것은 온도조절 팽창 밸브(Thermostatic expansion valve)로써 냉매 유량이 증발기를 빠져나가는 냉매 증기의 과열도에 의해 통제된다. 따라서 팽창 장치에 대한 수학적 모델링은 증발기 모델과 결합하여 우선 주어진 증발기 온도에 대한 냉매의 초기 질량 유량을 가정한 후 증발기 출구에서 원하는 과열도를 갖도록 냉매 유량을 조절하였다.

2.5 전체 에어컨 시스템 해석

위에서 구한 각 구성요소들은 상호간에 밀접한 관계를 갖으며 시스템의 작용점은 응축기에서의 유량과 증발기에서의 유량이 일치하는 점에서 결정된다. 위의 각 구성요소들을 통합하는 전체 시스템에 대한 흐름도는 Fig.2와 같다.

2.6 차량 실내 부하 시뮬레이션

본 연구에서는 Cherng등⁽²⁾이 제시한 방법과 같이 열 부하 계산을 위해 자동차 내부를 3차원 메시 그리드로 구성한 후 열 전달 네트워크를 이용하여 모

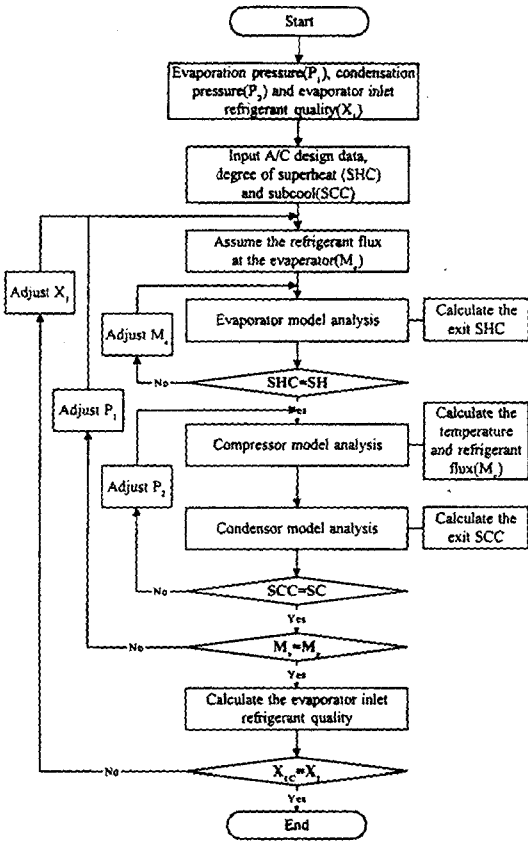


Fig.2 Flow chart for total A/C system analysis

델링 하였다. 우선 차량 내부의 공기 질량과 중간 구조물(안쪽 창틀, 의자 등)을 요소 검사 체적, 즉 절(node)로 나눈다. 절 사이의 열 유동은 열저항을 이용하였다. 차량 내부의 공간은 Fig.3과 같이 6개의 절로도 충분함이 입증⁽¹⁾되어 6개의 절로 나누었으며 차량 내부의 열전달 네트워크는 Fig.4와 같이 구성하였다. 과도 에너지 방정식(transient energy equation)은 차량 냉각 과정 중에 각 절에 대해 풀어야 하며 수치적인 계산을 위해 과도 에너지 방정식을 이산화할 때는 Chergn등⁽²⁾은 중앙 차분법을 이용하여 이산화하고 행렬을 이용하여 방정식을 풀었지만 본 연구에서는 시간 간격에 대해 안정적인 완전 암시 도식(fully implicit scheme)을 사용하였다. 이때의 과도 에너지 방정식은 다음과 같다.

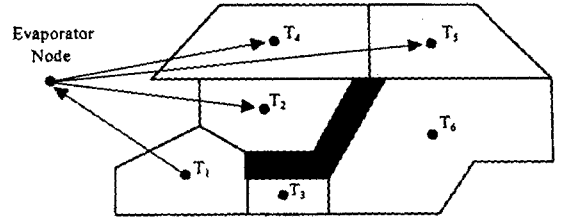


Fig.3 Passenger compartment nodalization

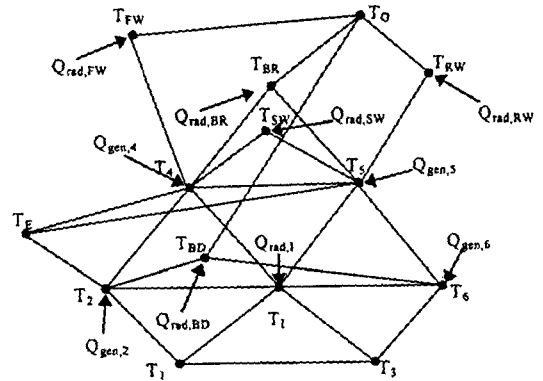


Fig.4 Thermal network of passenger compartment

$$\frac{\rho V C_p}{\Delta t} (T^n - T^{n-1}) = \dot{Q}_{flow}^{n+1} + \dot{Q}_{cond}^{n+1} + \dot{Q}_{rad}^{n+1} + \dot{Q}_{gen}^{n+1} \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{flow}^{n+1} = \sum_k \dot{m} c_p (T_k^{n+1} - T_j^{n+1}) \quad (22a)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{n+1} = \sum_k \frac{k_k A_k}{L_k} (T_k^{n+1} - T_j^{n+1}) \quad (22b)$$

$$\dot{Q}_{conic}^{n+1} = \sum_k h_k A_k (T_k^{n+1} - T_j^{n+1}) \quad (22c)$$

여기서 상첨자 n은 시간 간격을 나타낸다.

2.7 에어컨 시스템과 차량 실내 부하 시뮬레이션의 결합

에어컨 시스템과 차량 실내 부하 시뮬레이션의 결합은 증발기의 입,출구의 공기 온도와 습도를 차량 내부 열 전달 네트워크의 영향을 받는 적절한 절과 유체 유동 열 저항에 의해 연결함으로써 이루어진다. Fig.3에서와 같이 증발기 출구 공기는 충분

히 소산되기 전에 2, 4, 5절로 분사된다고 가정하였다.⁽¹⁾ 증발기로부터 냉방된 공기는 차량 내부를 식히고 그 과정에서 데워진다. 이 데워진 공기는 증발기로 순환된다. 이 과정을 통해 에어컨 시스템과 차량 실내 부하 시뮬레이션의 연결이 완성된다. 위 이론 해석에 따른 프로그램에 대한 흐름도는 Fig.5와 같다.

3. 결과 및 고찰

3.1 구성요소별 결과

본 연구에서 사용된 구성요소들에 대한 제원은 Table 1과 같다.

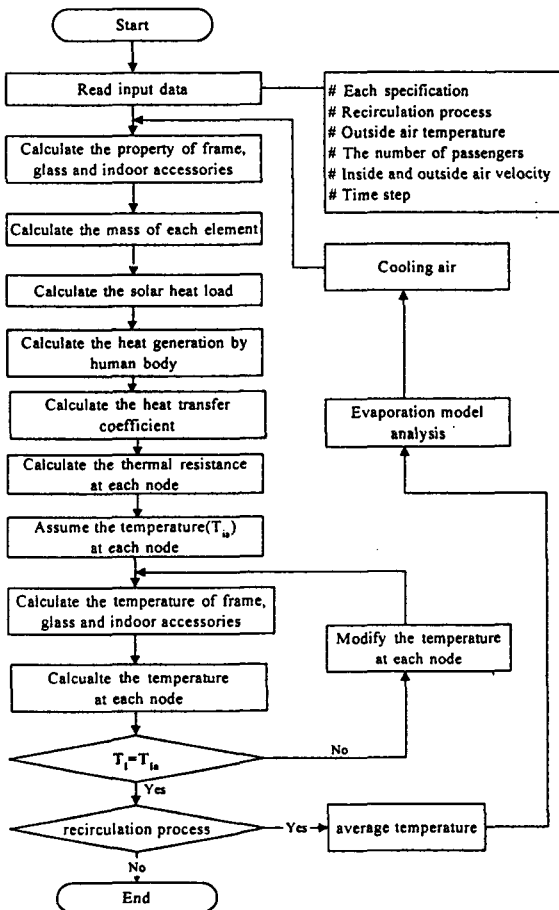


Fig.5 Flow chart for vehicle simulation

Fig.6은 증발기 입구 공기의 체적 유량 변화에 따른 열 전달량과 출구 공기의 온도 변화를 보여주는 그림이다. 운전 조건은 증발 압력을 306.2kPa, 냉매 유량을 0.0346kg/s, 과열도를 6.5℃, 입구 공기의 온도와 상대 습도를 각각 25℃와 60%로 주었다. 공기 유량이 증가함에 따라 열 전달량이 증가함을 알 수 있다. 한편 출구 공기의 온도 변화를 살펴보면 공기 유량이 증가함에 따라 열 전달량이 증가함에도 불구하고 온도가 증가하고 있다. 이것은 전체 열 전달량의 증가에 비해 들어오는 공기량이 더 많기 때문이라 생각된다.

Fig.7은 증발기 입구 공기 온도의 변화에 따른 압축기 출구에서의 냉매 온도와 압력의 변화를 보여주는 그림이다. 이때 과열도는 6.5℃, 과냉도는 10℃로 주었다. 그림에서 보듯이 입구 공기 온도가 증가함에 따라 출구의 압력과 온도가 모두 선형적으로 증가함을 알 수 있다.

Fig.8은 응축기 입구 공기의 체적 유량 변화에 따른 열 방출량과 출구 공기의 온도 변화를 보여주는 그림이다. 운전 조건은 응축기 입구 냉매의 압력과 온도를 2078kPa과 94.2℃, 냉매 유량을 0.0346kg/s, 입구 공기의 온도와 상대 습도를 43℃와 40%로 주었다. 공기 유량이 증가함에 따라 열 방출량이 증가함을 알 수 있다. 특히 3000m³/hr까지는 열 방출량이 급격히 증가하다가 그 이상이 되면 완만히 증가함을 보여주고 있다. 한편 출구의 공기 온도 변화를 살펴보면 공기 유량이 증가함에

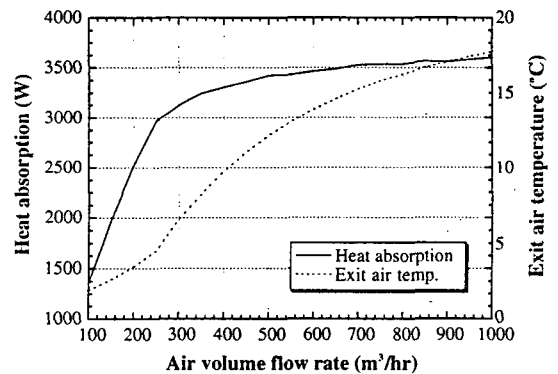


Fig.6 Variations of heat absorption rate and exit air temperature of the evaporator according to the air volume flow rate

Table 1 Specifications of A/C components

Component	Specification		
Evaporator	type		
	finned-tube		
	front area		
	0.048m ²		
	fin	pitch	3.28mm
		thickness	0.41mm
tube	diameter	17.17mm	
	horizontal pitch	44.45mm	
	vertical pitch	38.10mm	
Condenser	type		
	serpentine (louvered plate-fin)		
	frontal area		
	0.28m ²		
	louver	pitch	9.53mm
		height	1.40mm
		length	4.91mm
	fin	pitch	2.92mm
height		6.37mm	
thickness		0.15mm	
tube height			
6.49mm			
Compressor	type		
	reciprocal		
displacement volume			
160.59cm ³ /rev			

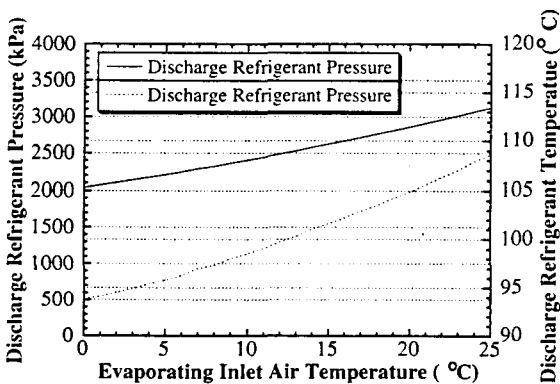


Fig.7 Discharge pressure and temperature of the compressor according to the evaporating pressure

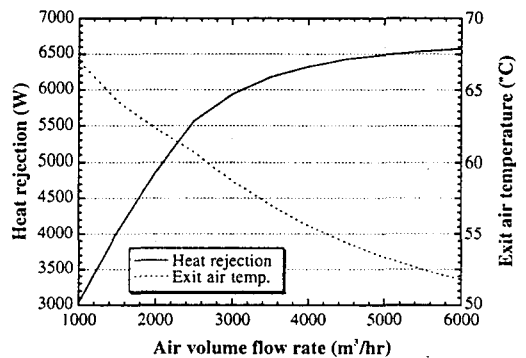


Fig.8 Variations of heat rejection rate and exit air temperature of the condenser according to the air volume flow rate

따라 열 방출량이 증가함에도 불구하고 온도가 감소하고 있다. 이것은 증발기의 경우와 마찬가지로 전체 열 방출량에 비해 들어오는 공기량이 더 많기 때문이라 생각된다.

3.2 전체 시스템 결과

전체 시스템 해석에 사용된 각각의 구성요소들에 대한 제원은 Table 1과 동일하고 운전 조건은 Table 2와 같다.

Fig.9는 증발기에서의 냉매와 공기의 상태 변화를 보여주는 그림이다. 냉매가 증발기를 통과하면서 외부 공기와의 열 전달을 통해 증발 과정을 거쳐 과열된 상태가 되는 과정을 잘 보여주고 있다. 즉 포화 상태의 냉매가 증발기에 들어가서 포화 기체 상태가 되는 35번째 요소 체적까지는 증발 과

정을 거치면서 등은 상태에서 건도 만이 1까지 변하게 된다. 그 후 포화 기체 상태인 냉매는 계속 공기로부터 열을 흡수하여 과열 상태로 증발기를 빠져 나와 압축기로 가게 된다.

Fig.10은 응축기에서의 냉매와 공기의 상태 변화를 보여주는 그림이다. 냉매가 응축기를 통과하면서 외부 공기와의 열 전달을 통해 과열 상태와 응축 과정을 거쳐 과냉 된 상태가 되는 과정을 잘 보여주고 있다. 즉 과열된 기체 상태로 압축기를 빠져 나온 냉매가 응축기에 들어가서 포화 기체 상태인 7번째 요소 체적까지 냉각된 후 응축 과정을 통해 포화 액체 상태가 된다. 이 과정은 등은 과정으로 그림에서와 같이 온도 변화는 없고 건도 만이 1에서 0까지 변한다. 포화 액체 상태가 된 냉매는 공기와의 열 전달을 통해 계속적으로 열을 방출하게 되고 최종적으로 과냉 상태가 되어 응축기를 빠져 나오게 된다.

Table 2 Test conditions

Component	Test condition	
Evaporator	inlet air temperature	25°C
	inlet air RH	60%
	air volume flow rate	434m ³ /hr
	superheated	6.5°C
Condenser	inlet air temperature	43°C
	inlet air RH	40%
	air volume flow rate	3,024m ³ /hr
	sub-cooled	10°C
Compressor	RPM	900

3.3 차량 실내 부하 시뮬레이션 결과

Fig.11은 본 프로그램의 타당성을 검증하기 위해 실험 자료⁽⁶⁾와 계산 결과를 비교한 그림이다. 운전 조건은 외기 온도가 43°C이고 수직 복사 강도가 790W/m²인 조건에서 40분간 주차후 48km/hr로 정속 주행하면서 에어컨을 가동시켰다. 이때 송풍량은 400m³/hr로, 에어컨 용량은 2,300W로 주었다. 주차 초기에는 조금의 오차가 있지만 이것은 주어야 할 자료가 충분하지 못해 근사한 값들을

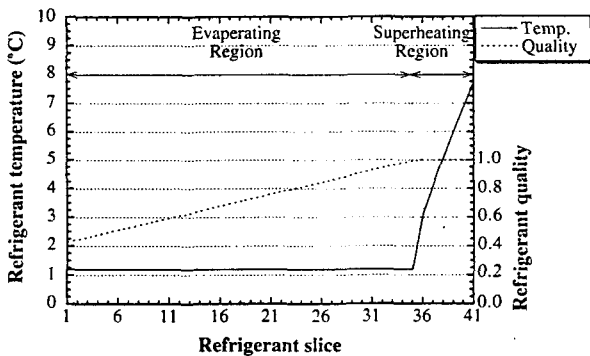


Fig.9 Variations of refrigerant temperature and quality and air temperature distribution in the evaporator

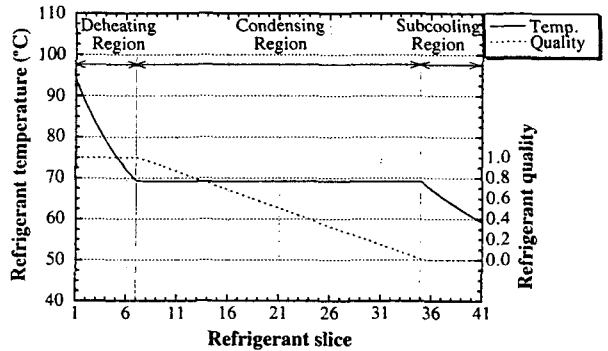


Fig.10 Variations of refrigerant temperature and quality and air temperature distribution in the condenser

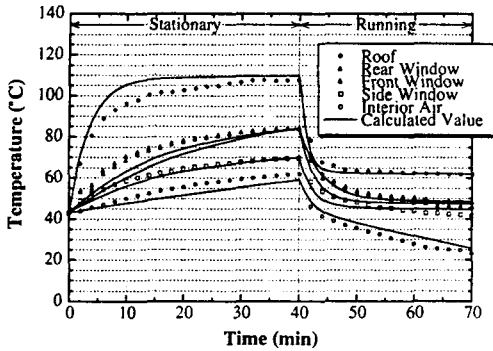


Fig.11 Temperature distribution of interesting vehicle parts

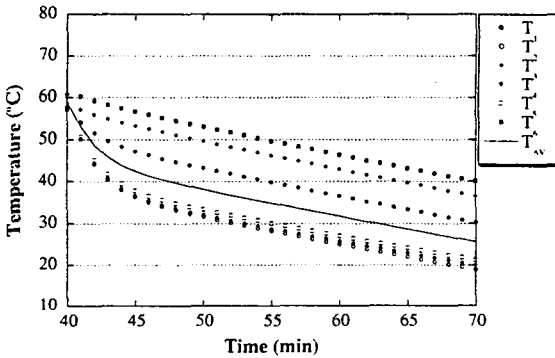


Fig.12 Temperature distribution of interior air space

주었기 때문에 생긴 현상이라 생각되며 대체적으로 실험 결과와 계산 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 전체적인 경향을 보면 주차시와 에어컨 가동시 모두 초기에는 온도가 급격 하게 변하다가 시간이 지남에 따라 온도 변화가 완만 해짐을 알 수 있다. 한편 각 부분의 온도를 살펴보면 지붕의 온도가 가장 높고 차량 내부의 온도가 가장 낮음을 알 수 있다.

Fig.12는 Fig.11과 같은 운전 조건에서 에어컨을 가동하였을 때 시간이 지남에 따라 차량 내부의 각 공간 노드 점에서의 온도와 평균 실내 온도가 변하는 것을 보여주고 있다. 에어컨 가동 초기에 2, 4, 5 노드 점의 온도가 급격하게 감소하고 있는데 이것은 냉방 된 공기가 2, 4, 5 노드 점으로 직접 분사된다고 가정했기 때문에 일어나는 현상이

다. 전체적으로 시간이 지남에 따라 각 노드 점의 온도가 감소하고 있는 것을 잘 보여주고 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 자동차 에어컨 시스템을 해석하기 위해 각 구성 요소별 해석과 차량 실내 부하 해석을 한 후 전체를 통합하여 전체 자동차 에어컨 시스템을 해석할 수 있는 프로그램을 개발 하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 열 교환기(증발기, 응축기) 해석에서는 기존의 LMTD법이나 ϵ -NTU법 대신에 입구 조건의 변화나 국소적인 물성치와 열 전달 계수의 변화를 고려한 유한 체적 방법을 사용하여 냉매의 거동과 전체 공기의 온도 분포를 가시적으로 잘 예측할 수 있었다.

(2) 차량 실내 부하 해석을 통해 실험 결과와 계산 결과가 잘 일치하였다. 각 부분의 온도 분포에서는 지붕의 온도가 가장 높고 차량 내부의 온도가 가장 낮게 나타났으며 주차시와 에어컨 가동시 모두 초기에는 급격한 온도 변화를 보이다가 시간이 지남에 따라 완만한 온도 변화를 보였다.

(3) 본 프로그램은 에어컨 시스템의 각 부품 사양을 변경하거나 부품 설계 단계에서 성능을 예측하고자 할 경우에 사용될 수 있으며 에어컨을 가동하였을 때 엔진 냉각 시스템에 큰 영향을 미치기 때문에 전체 자동차 엔진 냉각 시스템을 정확히 해석하고자 할 경우에도 유용하게 사용될 수 있다.

참 고 문 헌

1. Davis, G. L., Chianese, F., Jr. and Scott, T. C.,1972, "Computer simulation of automotive air conditioning-components, system, and vehicle", SAE Paper No. 720077.
2. Chergng, J. G., Wu, W. J., 1989, "Design tool for climatic control of an automotive Vehicle", SAE Paper No. 891966.
3. Hill, J.M., Jeter, S.M., 1991, "A linear subgrid cooling and dehumidification coil model with emphasis on mass transfer",

- ASHRAE Transaction, pp.118~128.
4. 정형호, 신흥태, 김광호, 이춘식, 1991, “직교류형 열교환기에 대한 엘리먼트를 이용한 열정산 방법에 관한 연구”, 공기조화 냉동공학 논문집, 제3권, 제2호, pp.114~122.
 5. 오상한, 이창원, 원성필, 1996, “자동차 열 부하의 계산”, 한국자동차공학회 논문집, 제4권, 제2호, pp.50~59.
 6. Takehiro, A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids, Version8.1/Ms-Dos, 1993.
 7. Kays, W.M., London, L., 1984, Compact Heat Exchanger, McGraw-Hill, New York.
 8. Stoecker, W.F., Jones, J.W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, Second Edition, McGraw-Hill, New York.
 9. Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1986, “A general correlation for flow boiling in tubes and annuli”, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.29, No.3, pp.351~358.
 10. 김종갑, 1995, 엔진 냉각 시스템 해석 프로그램의 개발, 석사 학위 논문, 중앙대학교.
 11. Collier, J.G., Thome, J.R., 1994, Convective Boiling and Condensation, Third Edition, Oxford University Press.
 12. 1988 ASHRAE Handbook-Equipment, New York : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1989.