

자동차용 에어컨 시스템의 성능해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션

Computer simulation for the performance analysis of automobile air conditioning system

이 건 호*, 유 정 열**, 정 증 대***, 최 규 환***
G. H. Lee, J. Y. Yoo, J. D. Jung, K. H. Choi

Key words : Automobile air conditioning system(자동차용 에어컨 시스템), Laminated type evaporator(적층형 증발기), Parallel flow type condenser(평행류형 응축기), Computer simulation(컴퓨터 시뮬레이션)

Abstract

A computer simulation for the performance analysis of automobile air conditioning components is carried out for the various operating conditions. The automobile air conditioning system consists of laminated type evaporator, swash plate type compressor, parallel flow type condenser, externally equalized thermostatic expansion valve and receiver drier. The overall heat transfer coefficient and the pressure drop in laminated type evaporator were obtained through experiments. In parallel flow type condenser, the performance analysis computer program using the empirical equation for heat transfer coefficient has been developed and the results are compared with experimental results. A model for matching the performance analysis programs of respective components of automobile air conditioning system is introduced. Further, the effects of varying condenser size and refrigerant charge on the performance of automobile air conditioning system are discussed clearly.

기 호 설 명

- | | | | |
|----------------|------------------------|----------------|----------------------------------|
| A | : 단면적[m ²] | G | : 냉매충전량[g] |
| C | : 비열[kJ/(kg K)] | G _r | : 냉매순환량[kg/h] |
| D _h | : 수력직경[m] | h | : 열전달계수[kcal/(m ² C)] |
| f | : 마찰계수 | H | : 엔탈피[kJ/kg] |
| | | K | : 열전도율[kcal/(m ² C)] |
| | | n | : 압축기 회전수[rpm] |
| | | Nu | : Nusselt수 |
| | | P | : 압력[kPa][kgf/cm ²] |
| | | Pr | : Prandtl 수 |
| | | Q | : 열전달량[kcal/h] |

* 두원공전 열냉동과

** 서울대 기계공학과

*** (주)두원공조

- r : 반지름[m]
- Ra : Rayleigh 수
- Re : Reynolds 수
- R_h : 공기의 상대습도[%]
- T : 온도[°C]
- ΔT_{sh} : 과열도[°C]
- ΔT_{sc} : 과냉각도[°C]
- U : 총괄열전달계수[kcal/(m²C)]
- v : 속도[m/sec]
- V_a : 체적유량[m³/h]
- V_{dis} : 압축기 용량[cc]
- V_{ic} : 압축기의 간극체적[cc]
- W : 대수평균엔탈피차로 정의된 총괄열전달계수 [(kJ/h)/(kJ/kg)]
- W_c : 압축기 소요동력[kW]
- x : 건도
- η_v : 체적효율
- η_{ad} : 단열효율
- η_c : 압축기 효율
- η_f : 핀효율
- ρ : 밀도[kg/m³]
- μ : 점성계수[Pa sec]
- ν : 동점성계수[m²/sec]

하첨자

- a : 공기
- c : 응축기
- e : 증발기
- g : 냉매증기
- i : 입구
- l : 냉매액
- o : 출구
- r : 냉매
- s : 포화상태
- w : 벽표면

1. 서 론

자동차 차종의 다양화 및 차종 개발기간의 단축 등은 자동차용 에어컨의 신속한 개발을 요구하고

있다. 특히 오존층 파괴 및 지구온난화 등의 환경 문제는 에어컨에 사용되는 냉매 뿐 아니라 에어컨의 주요단품에 대한 효율향상 및 에어컨시스템의 최적화를 요구하고 있다. 에어컨의 주요단품으로는 증발기 및 응축기에 사용되는 열교환기와 압축기, 팽창밸브 등이다. 자동차용 열교환기는 설치면적 및 증량에 제한을 받음으로 인하여 효율향상을 위한 연구에 집중되었다. 초기에는 증발기와 응축기에 사용된 열교환기가 모두 핀앤티브식(fin & tube type)이었으나 증발기는 서펜틴형(serpentine type)에서 적층형(laminated type)^(1,2)으로 개발되었고, 응축기는 서펜틴형에서 평행류형(parallel flow type)⁽³⁾으로 개발되어 현재 사용되고 있다.

컴퓨터 시뮬레이션^(4,5)을 통한 에어컨시스템의 최적화 설계방법은 실험시 요구되는 많은 인력과 비용 및 시간을 절감시키므로 에어컨 개발시에 주로 사용되어 왔다. 크라이슬러사의 Davis⁽⁶⁾는 1972년에 자동차용 에어컨의 구성품 및 시스템의 성능에 관한 컴퓨터 시뮬레이션을 개발하여 발표하였다. 이때 적용된 열교환기는 핀앤티브식 증발기와 핀앤티브식 응축기였고, 냉매는 R-12을 사용하였다. 또한, Kyle⁽⁷⁾는 ORNL(Oak Ridge National Laboratory)에서 개발한 주거용 히트펌프의 성능해석 프로그램을 바탕으로 1993년에 자동차용 에어컨의 성능해석 시뮬레이션을 행하였다. 이때 증발기는 적층형과 유사한 평판식이었지만 관련 열전달 관계식 및 성능해석 모델링은 제시하지 못하였고 응축기는 핀앤티브식을 사용하였다.

본 연구에서는 현재 자동차용 에어컨에서 사용하고 있는 적층형 증발기와 평행류형 응축기의 성능 해석을 행하고 이를 바탕으로 자동차용 에어컨 시스템의 성능을 시뮬레이션 하고자 한다. 우선 적층형 증발기의 열전달 특성 및 압력강하 특성을 얻기 위하여 다양한 운전조건에서 증발기 단품실험을 행하였고 이를 바탕으로 성능해석 모델링 및 프로그램을 개발하였다. 또한, 평행류형 응축기의 열전달 특성은 최근에 발표된 루버핀에 대한 열전달계수의 실험식^(8,9)을 사용하여 해석하였고, 압력강하 특성은 다양한 운전조건에서 응축기 단품실험을 통하여 구했으며, 이를 바탕으로 평행류형 응축기 성능해석 프로그램을 개발하였다. 그리고 에어컨 시스템

의 성능해석을 위하여 각 구성품간의 매칭방법을 제안하고, 컴퓨터를 사용한 시스템 성능해석 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며, 시뮬레이션 결과를 실험결과와 비교하여 잘 일치함을 얻었다. 또한 냉매충전량 및 응축기 크기 등이 에어컨 시스템 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 분석하기 위하여 다양한 운전조건에서 시스템 성능해석 시뮬레이션을 행하였다.

2. 자동차용 에어컨 시스템 시뮬레이션

본 연구에서 사용한 자동차용 에어컨 시스템은 적층형 증발기, 사판식 압축기, 평행류형 응축기, 리시버드라이어 및 자동온도식 외부균압형 팽창밸브 등으로 구성되어 있으며, Fig.1은 이러한 에어컨 시스템의 구성도를 보여주고 있다. 여기에서 굵은선은 각 구성품을 연결하는 알루미늄 배관을 나타내며, 가는선과 점선은 모두 증발기의 과열도를 조절하기 위하여 팽창밸브에 설치된 배관으로서,

가는선은 증발기 출구측 배관과 점선은 감온통과 연결되어 있다. 에어컨 시스템의 운전변수로는 증발기 성능에 영향을 주는 증발기 입구공기온도, 입구공기습도 및 공기풍량과 응축기 성능에 영향을 주는 응축기 입구공기온도와 공기속도 그리고 압축기 성능에 영향을 주는 압축기 회전수 등이다. 또한 증발기 출구냉매의 과열도는 팽창밸브에 설치된 조절나사에 의해 결정된다. 그리고 시스템내에 냉매량이 적절히 충전되면, 운전중에 리시버드라이버내의 냉매는 포화상태가 됨으로 응축기 출구의 과냉각도는 항상 영(zero)이 된다. 시스템 시뮬레이션을 행하기 위하여 우선 각 단품에 대하여 성능해석 프로그램을 개발하였고 이를 매칭하여 시스템 성능해석 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

2.1 적층형 증발기

적층형 증발기의 열전달 특성 및 압력강하 특성을 해석하기 위해 칼로리메타 실험장치로 단품실험을 행하였다. 단품실험시의 운전변수는 증발기 입

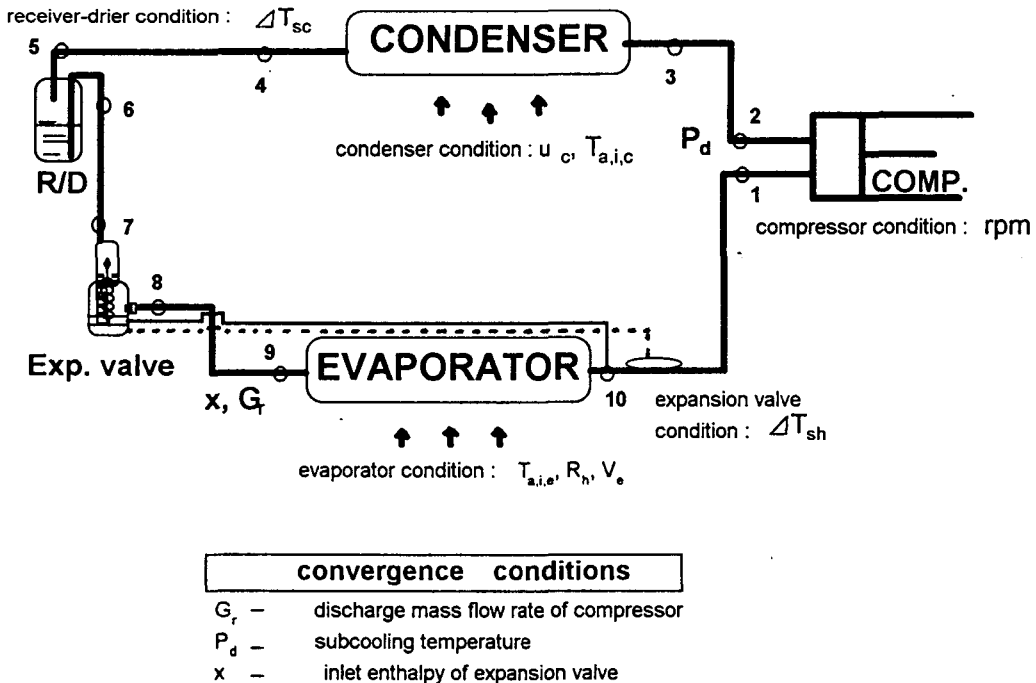


Fig.1 The modeling of automobile air conditioning system simulation

Table 1 Experimental conditions of laminated type evaporator

Item	Operating conditions
Inlet air temperature, $T_{a,i}$ [°C]	20, 25, 27*, 30
Inlet air humidity, R_h [%]	50*, 60, 70
Air flow rate, V_a [m ³ /h]	300, 350, 400, 450, 500
Superheat ΔT_{sh} [°C]	5*, 7, 9, 10, 15
Evaporating pressure, P_e [kPa]	156, 166, 176, 192*, 215, 235, 254, 274

* Standard operating conditions

구공기온도, 입구공기습도 및 공기풍량 등의 공기 측 상태와 증발압력 및 과열도 등의 냉매측 상태등으로 Table 1에서 보여주고 있다. 여기에서 기준값은 *로 표시하였으며, 모든 운전조건에 대하여 공기풍량은 300, 350, 400, 450, 500m³/h 등으로 변화시켰다.

증발기의 열전달 특성은 증발기 핀 주위가 응축수막으로 덮여있는 것으로 가정할 수 있으므로 대수평균 엔탈피차로 정의된 총괄열전달 계수를 다음과 같이 정의하였다.

$$W = \frac{Q_e}{A \cdot \Delta H_m} \quad (1)$$

$$\Delta H_m = \frac{(H_{a,o} - H_{r,i}) - (H_{a,i} - H_{r,s})}{\ln\left(\frac{H_{a,o} - H_{r,i}}{H_{a,i} - H_{r,s}}\right)} \cdot (1 - f_e) + \frac{(H_{a,o} - H_{r,s}) - (H_{a,i} - H_{r,o})}{\ln\left(\frac{H_{a,o} - H_{r,s}}{H_{a,i} - H_{r,o}}\right)} \cdot f_e \quad (2)$$

여기에서 A는 증발기와 주위공기가 접하는 열전달 면적이며, $H_{a,i}$, $H_{a,o}$ 는 각각 입구공기와 출구공기의 엔탈피를 의미하고, $H_{r,i}$, $H_{r,s}$, $H_{r,o}$ 는 각각 증발기 입구냉매온도, 증발기 포화온도 및 증발기 출구냉매온도에 상당하는 포화습공기 엔탈피를 의미한다. 이때 f_e 는 증발기의 전체 증발열량과 증발기 내 과열증기 상태에서의 증발열량과의 비로서 다음과 같이 정의하였다.

$$f_e = \frac{H_{e,o} - H_{e,s}}{H_{e,o} - H_{e,i}} \quad (3)$$

여기에서 $H_{e,i}$, $H_{e,s}$, $H_{e,o}$ 는 각각 증발기 입구냉매, 증발기내의 포화증기냉매 와 증발기 출구냉매

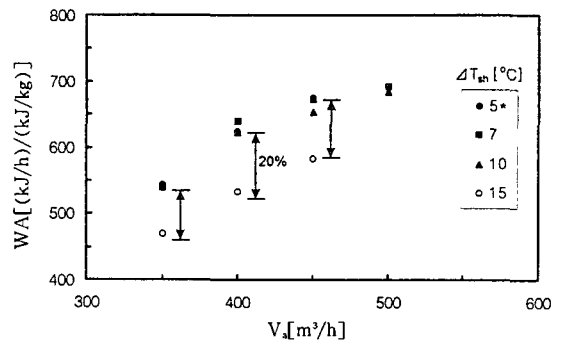


Fig.2 Variations of the overall heat transfer coefficient with air flow rate and superheat for $T_{a,i,e}=27^\circ\text{C}$, $R_h=50\%$, $P_e=192\text{kPa}$

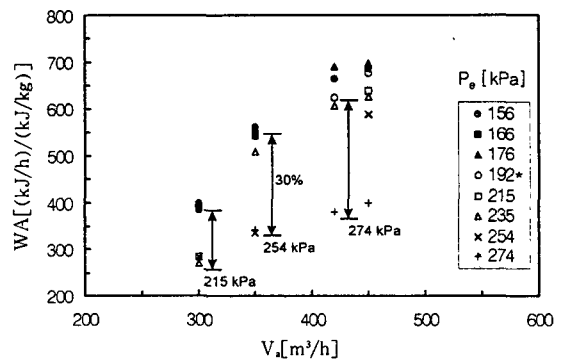


Fig.3 Variations of the overall heat transfer coefficient with air flow rate and evaporating pressure for $T_{a,i,e}=27^\circ\text{C}$, $R_h=50\%$, $\Delta T_{sh}=5^\circ\text{C}$

의 엔탈피를 의미한다.

Fig.2, Fig.3, Fig.4는 적층형 증발기의 단품시험 결과에서 얻은 총괄열전달 계수를 다양한 운전

조건에 대해 비교 분석한 것이다.

Fig.2는 앞서 정의한 증발기 총괄열전달 계수가 증발기 출구냉매의 과열도 변화에 따른 영향을 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 과열도가 5°C에서 10°C까지는 공기의 체적유량이 증가할수록 총괄열전달 계수는 증가하는 경향을 보이지만 과열도의 변화에는 거의 영향을 받지 아니한다. 그러나 과열도가 15°C에서는 기준값인 과열도 5°C에 비하여 총괄열전달 계수가 체적유량의 전범위에서 약 80%로 감소하는 경향을 보여주고 있다. Fig.3은 기준 운전조건에 대하여 증발압력의 변화에 따른 총괄열전달 계수의 변화를 보여주고 있다. 총괄열전달 계수는 동일한 체적유량에 대하여 증발압력이 일정압력 이상이 되면 총괄열전달 계수가 급격히 떨어지는 경향을 보여주고 있다. 즉, 300m³/h에서는 215kPa, 350m³/h에서는 254kPa, 420m³/h에서는 274kPa에서 기준값인 192kPa의 총괄열전달계수의 약 70%로 감소하는 경향이 있다. Fig.4는 과열도 5°C, 증발압력 192kPa, 입구공기 습도 50%인 경우에 대하여 입구공기온도 변화에 따른 총괄열전달계수 변화를 보여주고 있다. 입구공기 온도가 일정한 경우, 총괄열전달계수는 공기의 체적유량이 증가할수록 선형적으로 증가하는 경향을 보이며, 동일한 체적유량에 대해서도 입구공기 온도가 증가할수록 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 보인다. 따라서 과열도와 증발압력 및 입구공기습도가 일정한 경우에는 입구공기 온도와 입구

공기 체적 유량을 앞으로서 증발기의 총괄열전달 계수를 예측할 수 있다.

본 연구에서 사용한 적층형 증발기는 Fig.2, Fig.3, Fig.4를 통하여 모든 운전조건에서 총괄열전달 계수를 예측함으로써 열전달 특성을 해석하였다.

또한, 적층형 증발기내 냉매유동에 의한 압력강하식은 아래와 같이 정의한 Reynolds 수의 함수로 나타내었다.

$$Re_s = \frac{x \cdot G_r \cdot D_h}{\mu_s \cdot A_{c,r}} \quad (4)$$

여기에서 x는 증발기 입구냉매의 건도이며, D_h는 증발기내 냉매통로의 수력직경이고, A_{c,r}은 증발기내 냉매통로의 단면적이다. 또한 μ_s는 증발기 입구냉매의 포화증기에 대한 점성계수이다.

Fig.5는 적층형 증발기에서 Reynolds수의 변화에 대한 압력강하를 보여주고 있으며, 압력강하는 커버피팅(curve fitting)을 통하여 Reynolds 수만의 함수로 다음과 같이 구하였다.

$$\Delta P = 6 \times 10^{-6} \cdot Re_s^{0.6387} \quad (5)$$

: 4,000 < Re_s < 12,000

앞서 구한 총괄열전달 계수와 압력강하식을 사용하여 적층형 증발기의 성능을 해석하였으며, Fig.6은 성능해석 프로그램의 흐름도를 보여주고 있다. 프로그램의 입력은 증발기 입구공기온도, 입구공기 습도, 공기풍량, 과열도, 냉매순환량 및 입구냉매

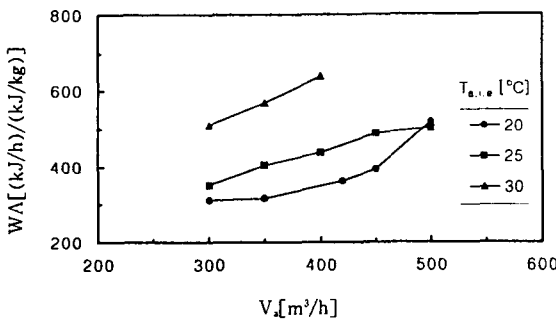


Fig.4 Variations of the overall heat transfer coefficient with air flow rate and inlet air temperature of evaporator for R_h=50%, ΔT_{sh}=5°C, P_e=192kPa

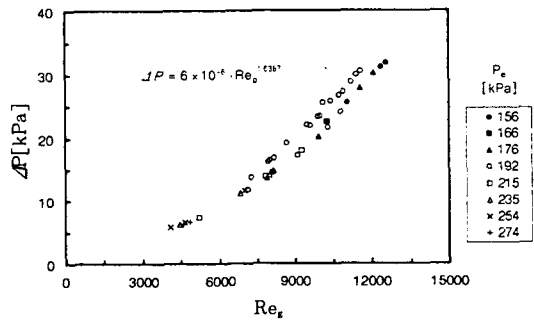


Fig.5 Variations of the pressure drop with Reynolds number in evaporator

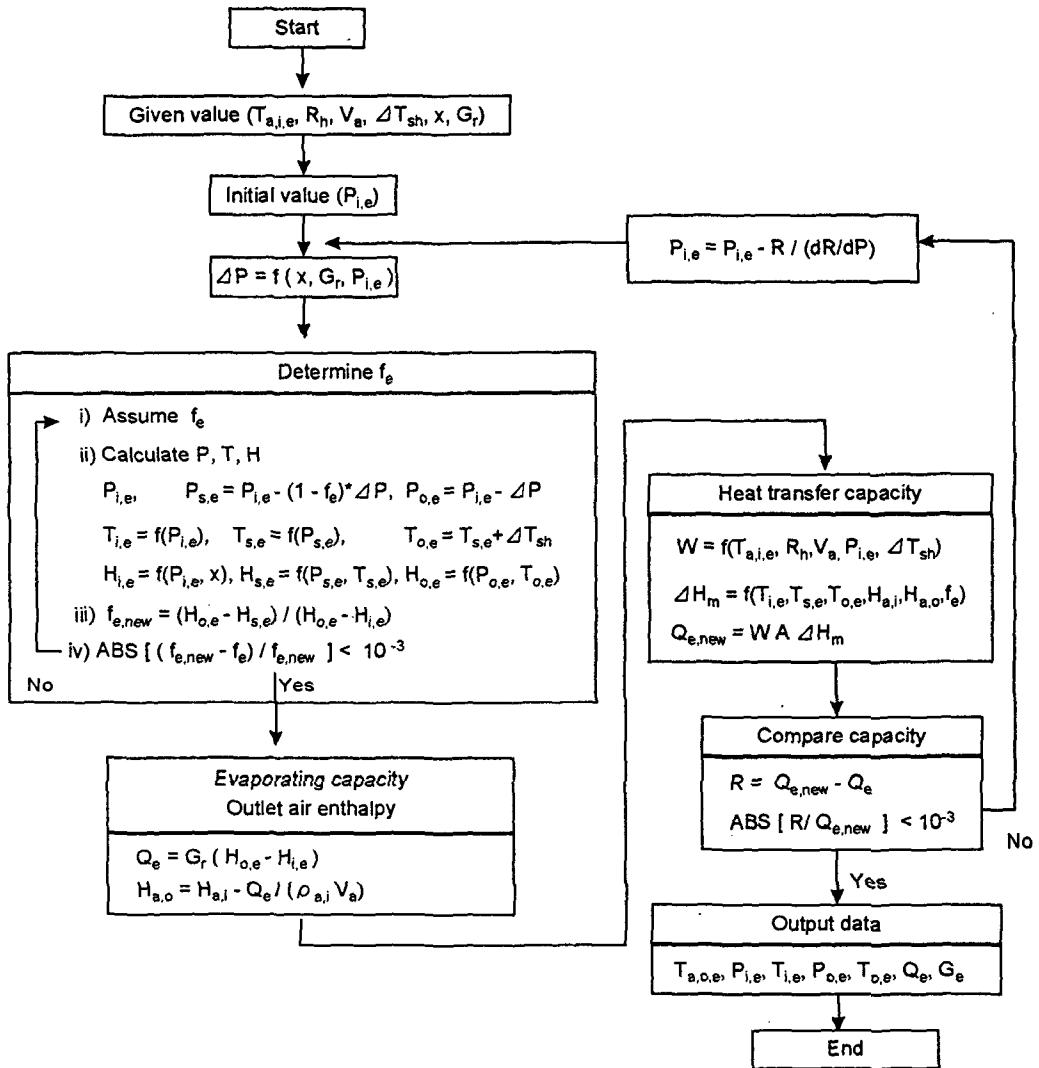


Fig.6 Flow chart of performance analysis program for evaporator

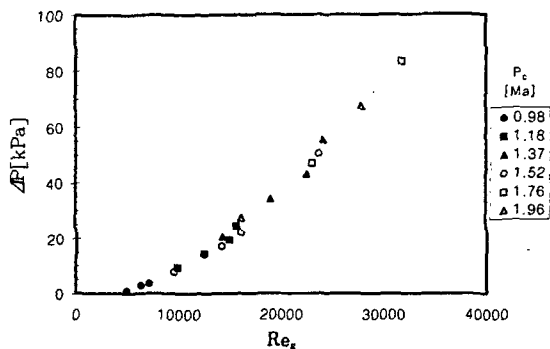


Fig.7 Variations of the pressure drop with Reynolds of condenser for inlet refrigerant superheat of condenser $\Delta T_{sh} = 25^\circ\text{C}$, outlet refrigerant subcooling of condenser $\Delta T_{sc} = 5^\circ\text{C}$

의 건도등이며, 출력값은 증발압력과 증발능력 및 증발기의 출구공기온도 등이다.

2.2 평행류형 응축기

평행류형 응축기는 관이 얇고 길며, 관내에는 여러개의 통로가 있고 각 관과 관사이에는 루버핀이 설치되어 있다. 본 연구에서 사용한 평행류형 응축기는 관의 높이가 2mm이고 폭은 20mm이며, 관내에는 통로가 10개 있다. 또한 냉매유동은 여러개의 관을 동시에 지나가며, 경로는 9-8-5-5 형태이다. 평행류형 응축기의 열전달량은 냉매측과 공기측의 열전달계수를 이용하여 Fig.8에서 보여준 방법으로 ϵ -NTU법(Effectiveness Number of Transfer Units)으로 구하였다. 이때 루버핀에 의한 공기측 열전달계수는 Webb⁽⁹⁾이 제안한 아래의 식을 사용하였다.

$$\eta \cdot h_a \cdot A_a = h_c \cdot A_c + 0.744\eta_f \cdot K_a \cdot L_L \cdot \beta \cdot Re_{L,p}^{0.581} \times (2\theta/\pi)^{0.195} \cdot (F_p/H)^{-0.0522} \quad (6)$$

여기에서 h_a 는 공기측 열전달계수이며, 나머지 변수들은 Webb⁽⁹⁾이 정의한 변수와 동일하다.

냉매측 열전달계수는 냉매가 단상인 경우와 2상인 경우로 구분하였으며, 냉매통로는 세로가 1.2mm, 가로가 1.5mm로서 원형관으로 가정하여 해석하였다.⁽¹⁰⁾ 냉매가 과열증기 및 과냉액상태에서는 아래와 같은 Dittus & Boelter의 관계식을 사용하였다.

$$h_r = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{K}{D_h} \quad (7)$$

여기에서 h_r 은 냉매측 열전달계수이며, D_h 는 냉매통로 하나에 대한 수력직경이다. 또한 냉매가 포화

상태인 경우에는 다음과 같이 Cavallini & Zecchin의 관계식을 사용하였다.

$$\begin{aligned} h_r &= 0.05 Re_{eq}^{0.8} \cdot Pr_L^{0.3} \cdot K_L / D_h \\ Re_{eq} &= Re_x (\mu_g / \mu) \cdot (\rho_l / \rho_g)^{0.5} + Re_l \\ Re_l &= \rho_l \cdot (1-x) \cdot v \cdot D_h / \mu \\ Re_x &= \rho_g \cdot x \cdot v \cdot D_h / \mu_g \end{aligned} \quad (8)$$

여기에서 하첨자 g, l 는 각각 포화증기 상태와 포화액 상태를 의미하며, v 는 냉매유속이다.

평행류형 응축기는 냉매가 응축기 입구관을 통해 들어간후, 여러통로로 나누어져 평행하게 흐르다가 반대편에서 냉매가 다시 합류하여 흐름방향을 바꾼후, 다시 평행하게 흐르면서 냉매를 응축시킴으로 평행류형 응축기의 냉매측 압력강하는 원형관에서의 압력강하와는 상이하게 다르다. 따라서 본 연구에서는 평행류형 응축기의 압력강하식을 얻기위하여 다양한 운전조건에 대하여 응축기 단품실험을 행하였다. Table 2는 단품실험시의 운전조건을 보여주며, Fig.7은 실험결과로서 평행류형 응축기의 냉매측 압력강하와 Reynolds수와의 관계로 보여주고 있다. 이때 Reynolds수는 아래와 같이 정의하였다.

$$Re_x = \frac{G_r \cdot D_h}{\mu_g \cdot A_{c,r}} \quad (9)$$

여기에서 μ_g 는 응축기 입구 과열증기의 점성계수이고 $A_{c,r}$ 은 냉매흐름 통로의 단면적을 의미한다. Fig.7에서 보여준 냉매측 압력강하를 Reynolds수에 대해 커버피팅(curve fitting)하여 다음과 같은 압력강하식을 얻었다.

Table 2 Experimental conditions of parallel flow type condenser

Item	Operating conditions
Inlet air temperature, $T_{a,i,c}$ [°C]	35*
Inlet air velocity, u_a [m/sec]	2, 3, 4, 5
Condensing pressure, P_c [Mpa]	0.98, 1.18, 1.37, 1.52*, 1.76, 1.96
Superheat, ΔT_{sh} [°C]	25
Subcooling ΔT_{sc} [°C]	5

* Standard operating conditions

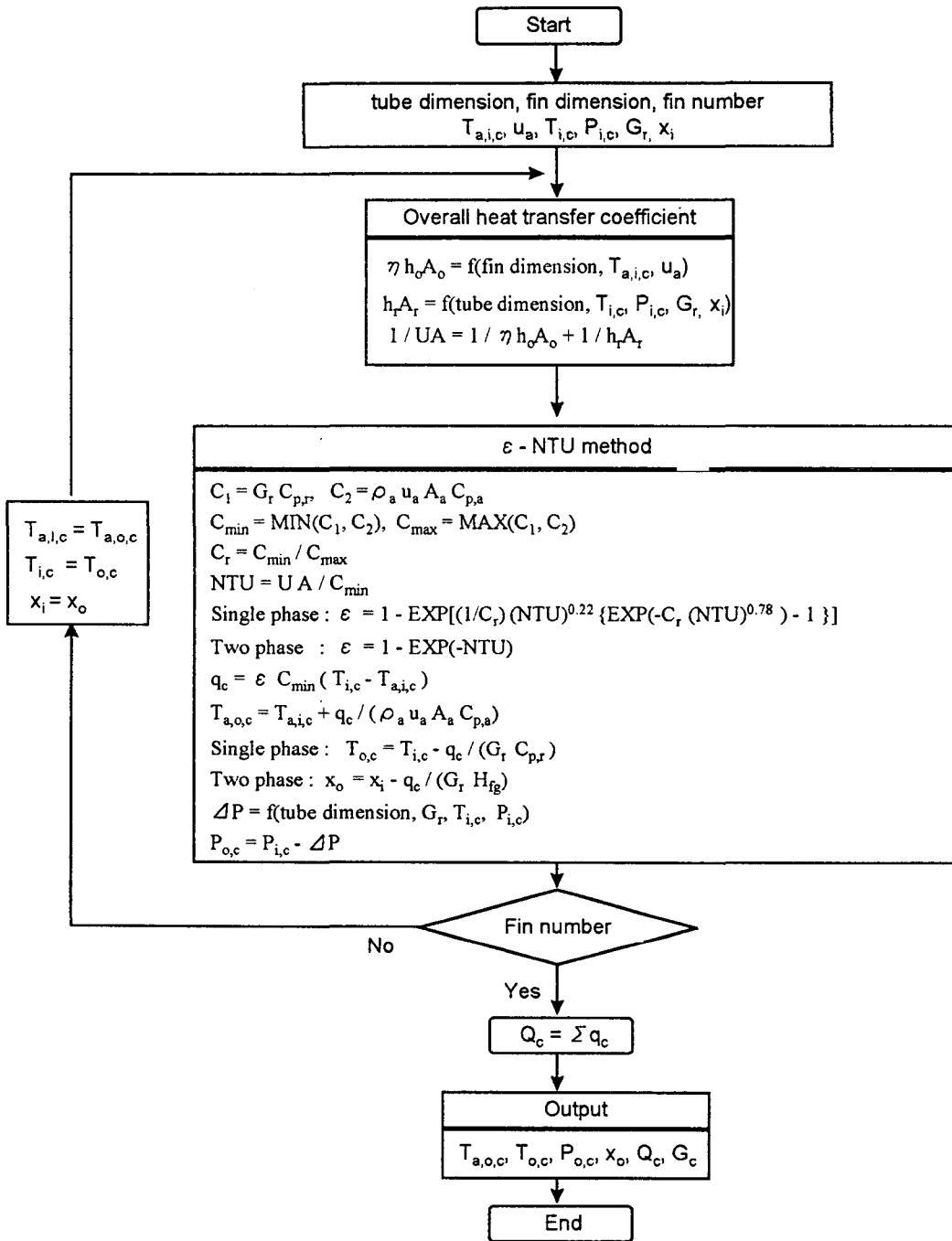


Fig.8 The flow chart of performance analysis program for condenser

$$\Delta P = 6 \times 10^{-8} \cdot Re_g^2 + 0.0009 \cdot Re_g - 6.0409$$

$$: 3,000 < Re_g < 40,000 \quad (10)$$

평행류형 응축기의 열전달량은 핀 하나에 대한 단위요소를 설정하여 ε-NTU법을 각 단위요소별로 적용하여 열전달량을 계산한후, 이를 모두 합하여 얻었다. Fig.8은 평행류형 응축기의 성능해석 프로그램 흐름도를 보여주고 있다. 여기에서 수렴조건은 단위요소로 선정된 핀의 갯수이다. 프로그램의 입력은 응축기의 핀형상 및 냉매관 형상 치수들과 응축기 입구공기온도 및 공기속도와 응축기 입구냉매 온도 및 압력 등이다. 출력은 응축열량, 응축기 출구공기온도 및 응축기 출구 냉매온도와 압력 등이다.

Fig.9는 평행류형 응축기의 성능해석 결과와 실험결과를 비교한 것으로 입구공기 속도의 변화에 따라 응축열량의 변화는 거의 5% 이내로 잘 일치하였다. 여기에서 Q_{cal}은 성능해석 결과이며, Q_{exp}는 실험결과이다.

2.3 사판식 압축기

사판식 압축기는 경사진 판에 의하여 피스톤이 왕복운동 하면서 냉매를 압축하므로 왕복동 압축기의 일종이다. 사판식 압축기의 토출량은 다음과 같이 구해진다.

$$G_r = \rho_s \cdot \eta_v \cdot V_{dis} \quad (11)$$

여기에서 ρ_s는 압축기 입구냉매의 밀도이고, V_{dis}는 압축기 용량을 의미하며, η_v는 압축기 체적효율

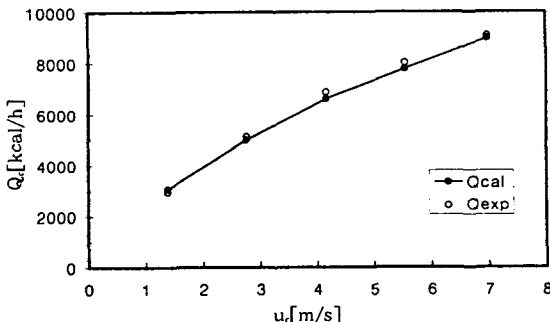


Fig.9 Comparison of experimental data with results of performance analysis

이다. 사판식 압축기에서 체적효율은 간극체적에 큰 영향을 받으므로 압축기의 흡입압력과 토출압력과의 압력비에 따라 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\eta_v = \eta_v^* \left[\frac{1 - \frac{V_{lc}}{V_{dis}} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{1/k} - 1 \right\}}{1 - \frac{V_{lc}}{V_{dis}} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{1/k} - 1 \right\}} \right] \quad (12)$$

여기에서 k는 흡입냉매의 단열지수이며, P_s, P_d는 각각 압축기 단품실험시의 운전조건인 흡입압력 및 토출압력이고, η_v^{*}는 압축기 단품실험에서 구한 체적효율이다. 또한 압축기 소요동력은 다음과 같이 구한다.

$$W_c = \frac{G_r \cdot (H_{d,ad} - H_s)}{\eta_c} \quad (13)$$

여기에서 H_s는 압축기 흡입냉매 엔탈피이며, H_{d,ad}은 단열과정으로 가정한 경우 압축기 토출가스의 엔탈피이고 η_c는 압축기 단품실험에서 얻은 압축기 효율이다.

2.4 팽창밸브와 리시버드라이브

본 연구에서 사용한 팽창밸브는 외부균압형 온도식 자동팽창밸브로서 증발기 출구냉매 온도를 감지하여 밸브를 개폐시킴으로 증발기 출구냉매의 과열도를 조절한다. 팽창밸브를 지나는 냉매는 엔탈피가 일정한 교축과정(Isenthalpic process)으로 해석하였다. 또한, 리시버드라이버는 냉매액을 저장하는 역할과 수분을 제거하는 역할을 동시에 행한다. 에어컨 시스템내에 냉매를 적절하게 충전시킨 후 가동하면, 리시버드라이버내에는 항상 냉매액과 냉매증기가 공존하는 포화상태가 되므로 응축기 출구냉매의 과냉각도는 영(zero)이된다. 본 연구에서는 리시버드라이버에 의한 냉매의 압력강하를 실험에서구한 약 0.2kgf/cm²으로 사용하였다.

2.5 배관내 압력강하 및 열전달해석

배관내 압력강하는 다음과 같이 매끈하게 곧은관에서의 압력강하식을 사용하였다.

$$\Delta P = f \frac{(L + L_e)}{D} \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (14)$$

$$\begin{aligned}
 0 < \text{Re} < 2,200 : f &= 64/\text{Re} \\
 2,200 < \text{Re} < 4,000 : f &= 4(0.0054 + 2.3 \\
 &\times 10^{-8}\text{Re}^{2/3}) \\
 4,000 < \text{Re} < 20,000 : f &= 0.184\text{Re}^{-0.2} \quad (14)
 \end{aligned}$$

여기에서 L_e 는 90° 곡관에 대한 상당길이로서 배관의 직경에 대해 아래와 같다.

$$\begin{aligned}
 D=9.525\text{mm} : L_e &= 0.7\text{m}, \quad D=12.7\text{mm} : L_e = 0.8\text{m} \\
 D=15.875\text{mm} : L_e &= 0.9\text{m}, \quad D=19.05\text{mm} : L_e = 1.0\text{m}
 \end{aligned}$$

또한 배관에서 열전달량은 냉매와 주위공기와의 열전달로서 다음과 같이 구하였다.

$$Q = U \cdot A_i \cdot \Delta T \quad (15)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \log(r_o/r_i)}{2\pi KL} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (16)$$

여기에서 A_i, A_o 는 각각 배관의 내부 열전달 면적과 외부 열전달 면적을 의미하며, h_i, h_o 는 각각 배관 내면에서 냉매에 의한 열전달계수와 배관 외면에서 공기에 의한 열전달계수를 의미한다. 본 연구에서는 배관내의 냉매흐름을 수평등온 원통내에서의 강제대류로 가정하여 다음과 같은 열전달관계식⁽¹¹⁾을 사용하였다.

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{K_f}{D} \cdot \frac{0.5f \cdot (\text{Re} - 1,000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (0.5f)^{0.5} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (17) \\
 0 < \text{Re} < 2,200 : \text{Nu} &= 4.3636(\text{heating}), \\
 &\quad \text{Nu} = 3.6568(\text{cooling}) \\
 2,300 < \text{Re} < 4,000 : f &= 0.0054 + 2.3 \times 10^{-8} \cdot \text{Re}^{3/2} \\
 4,000 < \text{Re} < 5 \times 10^6 : f &= 1.28 \times 10^{-3} + 0.1143 \cdot \text{Re}^{-0.311}
 \end{aligned}$$

또한 배관 외면에서의 공기흐름은 수평등온 원통 바깥에서의 자연대류로 가정하여 다음과 같은 열전달 관계식⁽¹¹⁾을 적용하였다.

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{K_a}{D} \cdot \left\{ 0.6 + \frac{0.387\text{Ra}^{1/6}}{(1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16})^{4/27}} \right\}^2 \quad (18) \\
 \text{Ra} &= \text{Pr} \cdot g \cdot \beta \cdot (T_a - T_w) \cdot D^3 / \nu^2
 \end{aligned}$$

여기에서 T_a, T_w 는 각각 주위공기 온도와 배관 표면온도를 나타낸다.

2.6 시스템 시뮬레이션

에어컨 시스템의 성능해석 시뮬레이션은 질량보존법칙과 에너지보존 법칙을 사용하여 각 단품간의 성능해석 프로그램을 매칭시키는 것이다. Fig.10은 시스템 성능해석 프로그램의 흐름도를 보여주고 있으며, 그림에서 보는 바와 같이 매칭방법은 적절한 냉매충전량과 과다한 냉매충전량인 경우로 분리하였다. 냉매충전량이 적절한 경우에는 리시버드라이어내의 냉매가 포화상태이므로 다음과 같이 수렴시켰다.

(1) 증발기 입구냉매 건도(x), 압축기 토출압력(P_d), 냉매순환량(G_r)등 3개의 미지수에 대한 초기값을 선정한다.

(2) 냉매순환량은 압축기 성능해석 프로그램에서 토출량을 계산하여 비교한 후, 같아질때까지 냉매순환량을 변화시킨다.

(3) 압축기 토출압력은 응축기 성능해석 프로그램에서 응축기 출구냉매의 과냉각도가 영을 만족할때까지 압축기 토출압력을 변화시키어 (2), (3) 과정을 계속 반복한다.

(4) 증발기 입구냉매 건도는 증발기 입구냉매 엔탈피와 팽창밸브 입구냉매 엔탈피가 같아질때까지 입구냉매 건도를 수정하여 (2), (3), (4)의 과정을 반복한다.

(5) 리시버드라이어를 제외한 시스템내의 냉매량을 계산한다. 적절한 냉매충전량의 최소량은 리시버드라이어내에 냉매가 포화증기로 있을때이며, 최대량은 리시버드라이어내에 냉매가 포화액으로 가득찬 경우이다.

그리고 냉매충전량이 과다한 경우에는 리시버드라이어내의 냉매가 과냉액 상태이므로 다음과 같이 수렴시켰다.

(1) 증발기 입구냉매 건도(x), 압축기 토출압력(P_d), 냉매순환량(G_r)등 3개의 미지수에 대한 초기값을 선정한다.

(2) 냉매순환량은 압축기 성능해석 프로그램에서 토출량을 계산하여 비교한 후, 같아질때까지 냉매순환량을 변화시킨다.

(3) 증발기 입구냉매 건도는 증발기 입구냉매

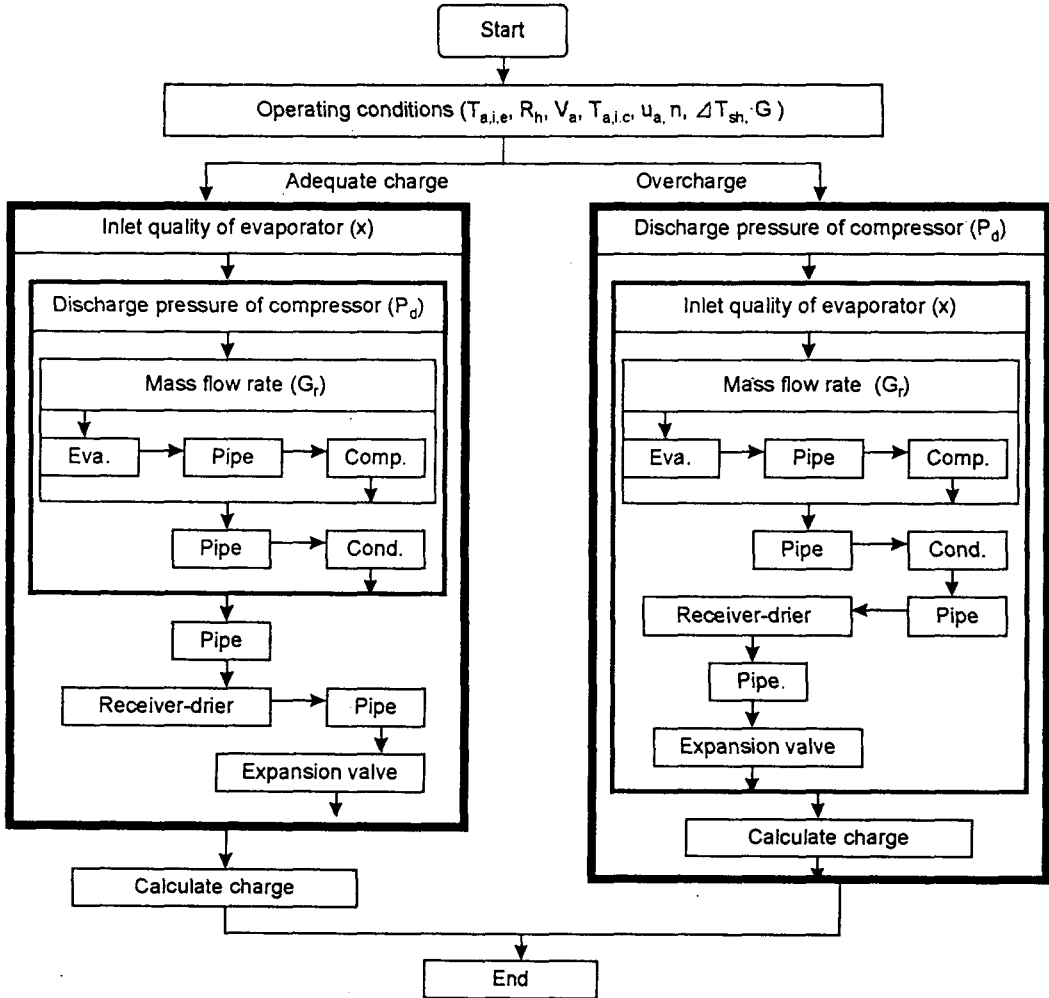


Fig.10 Flow chart of automobile air conditioning system simulation

엔탈피와 팽창밸브 입구냉매 엔탈피가 같아질 때까지 입구냉매 건도를 수정하여 (2), (3)의 과정을 반복한다.

(4) 시스템내에 들어있는 냉매량을 계산한다.

(5) 압축기 토출압력은 (4)에서 계산된 냉매량이 입력값인 냉매충전량을 만족할 때까지 토출압력을 변화시키어 (2)에서 (5)의 과정을 계속 반복한다.

에어컨 시스템 성능해석 프로그램의 입력은 증발기 입구공기온도($T_{a,i}$), 입구공기습도(R_h), 공기풍량(V_a), 응축기 입구공기온도($T_{a,i,c}$), 공기속도(v_a), 압축기 회전수(n), 과열도(ΔT_{sh}), 냉매충전량(G)

등이며, 출력은 각 배관내의 온도와 압력, 냉매순환량(G_r), 증발능력(Q_e), 응축능력(Q_c), 압축기일(W_c) 및 성적계수(COP)등이다.

3. 결과 및 고찰

Table 3은 본 연구에서 사용한 에어컨 시스템의 제원을 보여주고 있으며, Table 4는 운전조건 및 시스템 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교한 것으로 증발능력 및 성적계수가 6% 이내로 잘 일치하였다.

Table 3 Specifications of automobile air conditioning system in this study

Item	Specifications
Evaporator	Laminated type evaporator with single tank size : 235 × 224 × 74mm, pass : 4, louvered fin
Condenser	Parallel flow type condenser size : 567 × 306 × 20mm, pass : 9-8-5-5, louvered fin
Compressor	Swash plate type compressor piston number : 10, displacement : 150cc
Receiver-drier	Daehan Brazing Co., LTD., displacement : 250cc
Expansion valve	Externally equalized thermostatic expansion valve (by Hujikoki), capacity : 1.0RT
Pipe	Aluminum duct, diameter : 3/8", 12mm, 1/2", 5/8"

Table 4 Comparison of simulation results with experimental data

		G[g]	G _c [kg/h]	P _c [kPa]
Experiment	#1	450	164	320
	#2	560	160	315
Simulation		280-530	160	310
		P _c [MPa]	T _{a.o.c} [°C]	W _c [kW]
Experiment	#1	1.27	9.5	2.88
	#2	1.27	8.6	2.90
Simulation		1.31	8.8	2.76
		Q _e [kJ/h]	Q _c [kJ/h]	COP(=Q _e /W _c)
Experiment	#1	22187	32290	2.14
	#2	22521	32277	2.16
Simulation		22680	30292	2.28

- Operation conditions : Evaporator : T_{a.i.e}=30°C, R_n=50%, V_a=510m³/h
 Condenser : T_{a.i.c}=30°C, u_a=5m/sec
 Compressor : n=1,800rpm
 Superheat ΔT_{sh}=10°C, Subcooling ΔT_{sc}=0°C

3.1 냉매충전량 변화에 따른 영향

냉매충전량의 변화가 에어컨 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 운전조건 중에서 압축기 회전수와 응축기 입구공기 온도를 변화시키면서 시스템 시뮬레이션을 행하였다. Fig.11은 압축기 회전수와 냉매충전량 변화에 따른 증발능력의 변화를 보여주고 있다. 동일한 압축기 회전수에서

냉매충전량이 증가하면 증발능력은 처음에는 전혀 변화가 없다가 어느 영역이상에서는 다소 증가하는 경향을 보이고 있다. 냉매충전량이 증가하여도 증발능력이 변화가 없는 이유는 증가된 냉매량이 리시버드라이어에 저장될 뿐 시스템 사이클에는 영향을 주지 않기 때문으로 사료되며, 냉매충전량이 과다하여 리시버드라이어에 냉매액이 가득차게 되면

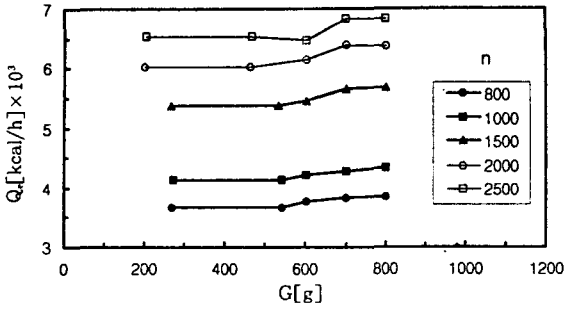


Fig.11 Effect of refrigerant charge on evaporating capacity in terms of compressor speed

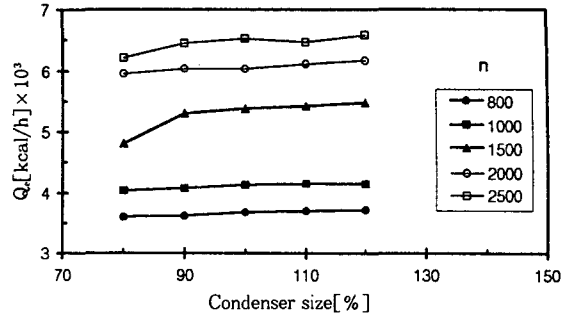


Fig.13 Effect of condenser size on evaporating capacity in terms of compressor speed

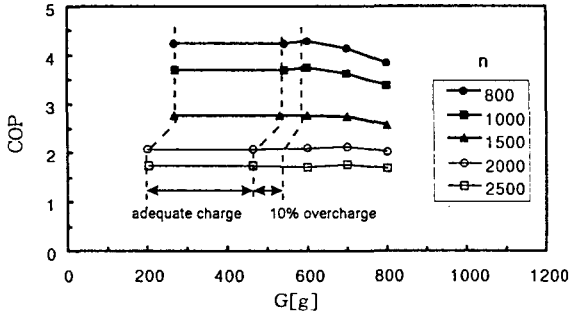


Fig.12 Effect of refrigerant charge on coefficient of performance in terms of compressor speed

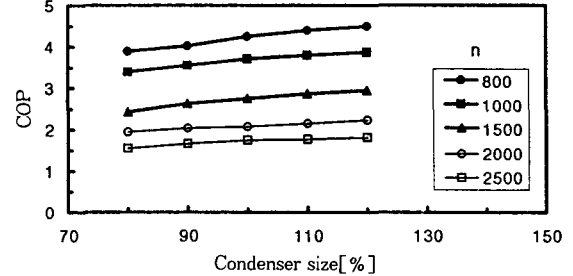


Fig.14 Effect of condenser size on coefficient of performance in terms of compressor speed

증가된 냉매량은 시스템 사이클에 영향을 주게 된다. Fig.12는 압축기 회전수와 냉매충전량 변화에 따른 성적계수의 변화를 보여주고 있다. 압축기 회전수가 증가하면 냉매순환량이 많아짐으로 증발능력이 향상되지만 반면에 압축기 흡입압력은 감소되고 토출압력은 증가되어 압축기 일이 크게 증가되므로 성적계수는 현저히 감소하는 경향을 보인다. 또한 냉매충전량의 증가는 다소 증발능력을 향상시키지만 너무 과다하면 압축기 일이 증대되어 오히려 성적계수를 감소시키는 경향이 있다. 본 연구에서는 최대 적정 냉매충전량보다 10% 과다한 경우가 전체 회전수 영역에서 가장 좋은 결과를 얻었다.

3.2 응축기 크기 변화에 따른 영향

응축기 크기는 응축능력을 결정하는 중요한 응축

기 설계변수이며, 응축능력은 에어컨 시스템 성능을 결정하는 매우 중요한 인자이다. 응축기 크기가 커질수록 응축능력이 향상되어 시스템 성능은 향상되지만 응축기 크기의 증가는 설치면적이 커야 하고 제품가격 또한 비싸게 됨으로써 주어진 에어컨 시스템의 운전조건하에서 가장 적절한 응축기 크기의 선정이 필요하다. 본 연구에서는 앞서 사용한 응축기의 크기를 기준크기로 선정하여 이를 변화시키면서 압축기 회전수 및 응축기 입구공기 온도의 변화에 따른 시스템 성능을 분석하였다. Fig.13는 응축기 크기 변화에 따른 증발능력 변화를 보여주고 있다. 응축기 크기가 기준크기의 90% 이상에서는 응축기 크기가 증가하여도 증발능력의 변화는 거의 없지만 응축기 크기가 기준크기의 80%가 되면 증발능력이 감소하는 경향을 보이고 있다. Fig.

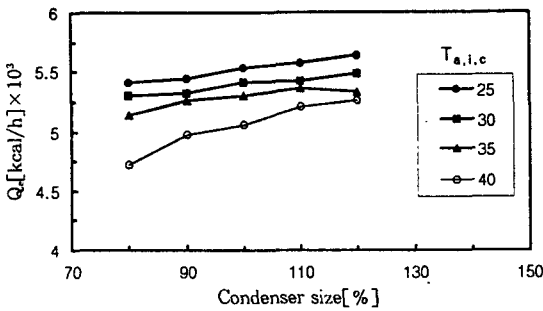


Fig. 15 Effect of condenser size on evaporating capacity in terms of inlet air temperature of condenser

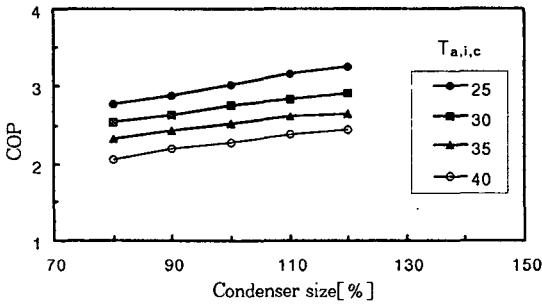


Fig. 16 Effect of condenser size on coefficient of performance in terms of inlet air temperature of condenser

14는 응축기 크기 변화에 따른 성적계수 변화를 보여주고 있다. 응축기 크기가 커지면, 응축능력이 증가되고 응축압력이 낮아짐으로 압축기일이 감소하게 되어 성적계수는 다소 증가되는 경향을 보여주고 있지만 압축기 회전수가 큰 영역에서는 응축기 크기를 기준크기의 80%까지 적게하여도 성적계수의 변화는 적음을 알 수 있다.

Fig.15는 응축기 입구공기 온도와 응축기 크기 변화에 따른 증발능력 변화를 보여주고 있다. 응축기 입구공기 온도가 40°C인 경우에는 응축기 크기가 적어질수록 증발능력이 현저히 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이는 에어컨 시스템에서 응축기 입구공기 온도가 높을수록 응축기 크기가 에어컨 시스템 성능에 큰 영향을 미치기 때문으로 사료된다. Fig.16은 응축기 입구공기 온도와 응축기 크기 변화에 따른 성적계수 변화를 보여주고 있으며, 응축

기 크기가 클수록 성적계수는 조금씩 증가됨을 보여준다. 이상의 결과로서 압축기 회전수와 응축기 입구공기 온도의 변화에 대하여 응축기 크기가 기준의 90%로 적어져도 응축기의 기준크기에 비하여 증발능력이나 성적계수의 변화폭은 적음을 알 수 있다.

4. 결 론

적층형 증발기에 대한 단품실험을 통하여 열전달 특성 및 압력강하식을 유추하였으며, 이를 바탕으로 적층형 증발기의 성능해석 프로그램을 개발하였다. 또한 평행류형 응축기의 압력강하식도 단품실험을 통하여 얻었으며, 열전달 특성은 관련 실험식을 사용하였고 이를 바탕으로 평행류형 응축기의 성능해석 프로그램을 개발하였으며, 실험결과와 비교하여 5% 이내로 잘 일치함을 알았다. 그리고 각 구성품간의 매칭방법을 통하여 에어컨시스템 성능해석 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며, 이는 실험결과와 잘 일치하였다. 또한, 다양한 운전조건 하에서 시스템 성능해석 시뮬레이션을 행함으로서 주어진 에어컨 시스템에 대해 가장 적절한 구성품의 크기를 선정할 수 있다.

후 기

본 연구는 (주)두원공조로부터 많은 도움을 받았으며, 이에 관계자 여러분께 깊이 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Ohara, T., Takahashi, T., 1988, "High performance evaporator development", Society of Automotive Engineers, Paper 880047.
2. Ohara, T., Yamamoto, T., Fujita, H., 1991, "Evaporative heat transfer and pressure drop in a rib-roughened flat channel", ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, Vol. 4, pp. 399~406.
3. Sugihara, A., Lukas, H. G., 1990, "Performance of parallel flow condensers in vehicu-

- lar applications”, Society of Automotive Engineers, Paper 900597.
4. Cecchini, C., Marchal, D., 1991, “A simulation model of refrigerating and air-conditioning equipment based on experimental data”, ASHRAE Transactions, Vol. 94 PartII, pp. 388~393.
 5. Domanski, P. A., McLinden, M.O., 1992, “A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures”, Int. J. Refri., Vol. 15 No. 2, pp. 81~88.
 6. Davis, G. L., Chianese, F., Scott, T. C., 1972, “Computer simulation of automotive air conditioning-components, system and vehicle”, Society of Automotive Engineers, Paper 720077.
 7. Kyle, D. M., Mei, V. C., Chen, F. C., 1993, “An automobile air conditioning design model”, Society of Automotive Engineers, Paper 931137.
 8. Sahnoun, A., Webb, R. L., 1992, “Prediction of heat transfer and friction for louver fin geometry”, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 893~900.
 9. Webb, R. L., Chang, Y. J., Wang, C. C., 1995, “Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry”, IMechE, C496/081, pp. 533~541.
 10. Castro, F., Tinaut, F. V., Rahman Ali, A.A., 1993, “Automotive evaporator and condenser modeling”, Society of Automotive Engineers, Paper 931121.
 11. Kakac, S., Shah, R.K., Aung, W., 1987, “Handbook of single-phase convective heat transfer”.