

증기압축식 에어컨의 냉매 충전량에 따른 성능 예측

이 경 중, 방 광 현[†]

한국해양대학교 냉동공조공학과

A Theoretical Evaluation of the Effect of Refrigerant Charge on the Performance of Vapor-Compression Air-Conditioning System

Kyung-Jung Lee, Kwang-Hyun Bang[†]

Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering, Korea Maritime University
Pusan 606-791, Korea

(Received November 18, 1999; revision received February 19, 2000)

ABSTRACT: A theoretical model for the transient performance of vapor-compression air-conditioning system has been developed to evaluate the influence of the refrigerant charge on the system performance. A set of mass and energy equations for the simulation of the heat exchangers and the capillary tube and a polytropic compression model for the compressor are used. The present model successfully predicts the transient behavior of the vapor-compression air-conditioner from the startup. As the refrigerant charge is increased, both the evaporating and condensing pressures increase gradually, and the cooling rate and the COP show a maximum in the range of 0.75-0.8 kg of refrigerant charge. This amount of refrigerant mass is determined to be the optimum charge of the model system. Also, the effect of outdoor air temperature on the optimum refrigerant charge is discussed.

Key words: Air-Conditioner(에어컨), Refrigerant charge(냉매 충전량), Transient simulation (과도상태 시뮬레이션)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 Bo : boiling 수, q''/Gh_{fg}
 c_p : 비열 [J/kgK]
 D : 직경 [m]
 G : 질량속도 [kg/m^2s]
 h : 엔탈피 [J/kg], 열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도도 [W/mK]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]

M : 질량 [kg]
 Nu : Nusselt 수, hD/k
 P : 압력 [Pa]
 Pr : Prandtl 수, $\mu C_p/k$
 Q : 열전달량 [W]
 Re : Reynolds 수, GD/μ
 t : 시간 [sec]
 T : 온도 [K]
 u : 속도 [m/s]
 v : 비체적 [m^3/kg]
 V : 체적 [m^3]
 x : 건도, 좌표계

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-410-4365; fax: +82-51-405-4790

E-mail address: khbang@hanara.kmaritime.ac.kr

그리스 문자

- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- γ : 비열비

상첨자

- n : new time
- n-1 : old time

하첨자

- a : 공기
- c : 응축기
- cap : 모세관
- com : 압축기
- dis : 토출
- e : 증발기
- i : i번째 제어체적, 관 내부
- l : 액상
- o : 관 외부
- r : 냉매
- suc : 흡입
- v : 증기
- w : 벽

1. 서론

최근 경제 성장과 생활여건의 향상 등으로 인해, 생활공간과 작업공간에서의 쾌적함을 추구하게 되고, 아울러 그 동안 수요가 많지 않았던 가정용 에어컨이 생활필수품화 되면서, 에어컨에 대한 수요가 급격히 증가하고 있다. 공기조화기로서 광범위하게 사용되고 있는 가정용 에어컨은 증기압축 시스템으로 실내기에는 증발기와 팽창장치, 팬(fan)으로 구성되어있고, 실외기는 압축기, 응축기, 팬으로 구성되어 있으며, 제 품 출하시 일정량의 냉매가 충전되어 있다. 이 경우 시스템의 최초 설치 및 보수 시에 냉매를 추가로 충전하는 경우가 발생하고, 이 때 일반적으로 시스템 내의 냉매 충전량이 설계치 이상만 되면, 시스템의 성능변화가 크지 않을 것으로 생각할 뿐만 아니라 적절히 정상운전이 될 것으로 생각하고 있다. 그러나 냉매 충전량이 적정

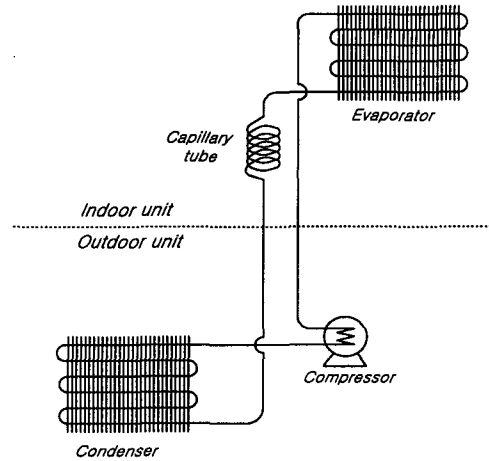


Fig. 1 Schematic diagram of model air conditioning system.

치를 초과하게 되면 냉방능력 및 성능계수(COP)가 상당히 감소하게 된다는 실험 보고⁽¹⁾가 있다.

가정용 에어컨은 설정온도에 따라 단속운전(on-off control)을 하게 되고, 이러한 단속 운전은 시스템내의 냉매 분포 상태에 영향을 미치게 된다. 또한 냉매의 분포는 초기 기동 시 시스템의 성능을 좌우하기 때문에 냉매 충전량에 따른 시스템의 동적 거동에 대한 연구가 병행되어져야 한다고 생각된다.

본 연구에서는 가정용 분리형 에어컨의 동적 성능을 모사하고, 냉매 충전량에 따른 증발 및 응축압력의 변화와 압축기 및 팽창장치를 통한 냉매 유량의 변화, 그리고 성능계수, 소비전력 등의 변화를 해석하여 시스템의 최적 충전량을 예측하고자 한다.

2. 이론적 모델

본 연구의 해석 대상으로 선정한 에어컨은 냉방능력이 3550 kcal/h급으로 증발기, 응축기, 모세관, 압축기들로 구성되며, Fig. 1의 개략도와 같다.

2.1 열교환기 모델

본 연구에서는 열교환기를 핀(fin)이 부착된 하

나의 긴 관으로 모델링 하였으며, 열교환기 해석에 사용된 가정은 다음과 같다. (1) 냉매는 1차 원이며 균질 유동이다. (2) 점성 및 압력 소산은 무시한다. (3) 축방향 전도 열전달은 무시한다. (4) 관내 오일의 영향은 무시한다. (5) 냉매는 열역학적인 평형 상태를 유지한다. (6) 관내의 압력 변화에 의한 소비 일은 무시한다.

2.1.1 지배 방정식

열교환기 내 냉매에 대한 지배 방정식은 연속 방정식과 에너지 방정식이며, 상기의 가정을 기초로 하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽²⁾

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{Q}{V} = 0 \quad (2)$$

관 벽에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$(\rho V c_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = Q_{in} - Q_{out} \quad (3)$$

본 연구에서는 열교환기를 구조적으로 해석하지 않기 때문에, 열교환기 내의 공기 온도 변화는 고려하지 않았다.

2.1.2 차분 방정식

본 연구에서는 유한체적적분법을 사용하여 지배 미분 방정식을 차분하였다. 차분 방정식은 열교환기를 일련의 제어체적으로 나누어 각 제어체적에서 시간과 길이에 대해 적분하여 구하였다. 식(1)과 (2)를 적분하면 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_i^n - \dot{m}_{i-1}^n + \frac{V_i}{\Delta t} (\rho_i^n - \rho_i^{n-1}) = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_i^n h_i^n - \dot{m}_{i-1}^n h_{i-1}^n \\ & + \frac{V_i}{\Delta t} (\rho_i^n h_i^n - \rho_i^{n-1} h_i^{n-1}) \\ & - \frac{V_i}{\Delta t} (P_i^n - P_i^{n-1}) + Q_i = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

또한 관 벽에 대한 에너지 방정식도 동일한 방법으로 차분할 수 있으며 식(6)과 같다. 열전달량

Q_{in} , Q_{out} 에 대해서는 계산의 안정을 위하여 이전 time step의 온도를 이용하였다.

$$T_{wi}^n = T_{wi}^{n-1} + \frac{\Delta t}{(Mc_p)_w} (Q_{in,i} - Q_{out,i}) \quad (6)$$

여기서, $Q_{in,i} = h_r A_i (T_r^{n-1} - T_{wi}^{n-1})$

$$Q_{out,i} = h_a A_o (T_{wi}^{n-1} - T_a)$$

$$M = \rho A_c \Delta x$$

2.1.3 열전달 계수

McQuiston⁽³⁾의 평판 환에 관한 실험식을 공기 측 열전달 계수 계산에 이용하였고, 환 표면을 세운 slit 형 고효율 환의 전열계수 향상 비율은 Haruo Nagaka⁽⁴⁾의 자료를 근거로 1.65를 적용하였다.

$$h_a = 1.65 j_N G_a c_{pa} \text{Pr}_a^{-2/3} \quad (7)$$

$$j_N = 0.991 j_4 \left[2.24 \text{Re}^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{-0.607(4-N)} \quad (8)$$

$$j_4 = 0.14 \text{Re}^{-0.328} \left(\frac{S_t}{S_l} \right)^{-0.502} \left(\frac{s}{D} \right)^{0.0312} \quad (9)$$

여기서 N 은 환의 열수, S_t 는 환의 종피치, S_l 는 횡피치, s 는 환 피치를 나타낸다.

관내측 단상 냉매의 열전달 계수를 구하기 위해 Dittus-Boelter 상관식을 이용하였다. 이 때, 관내 냉매 유동은 모두 난류영역에 포함된다는 가정하에 층류영역의 냉매 열전달에 대해서는 고려하지 않았다.

$$h_f = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n k / D_i \quad (10)$$

단, n 은 증발기 및 응축기에서 각각 0.4와 0.3이다.

관내 냉매의 이상유동 증발 열전달 계수를 구하기 위해 Gungor & Winterton⁽⁵⁾ 상관식을 식(11)~식(14)와 같이 이용하였다. 또한 grooved-tube를 사용하는 경우이므로 grooved-tube의 전열 계수 향상 효과를 고려하기 위하여 평활관의 전열 계수에 Schlager⁽⁶⁾의 성능 향상계수 식(14)를 적용하여 전열 계수를 계산하였다.

$$h_{sp} = EF \cdot E \cdot h_l \quad (11)$$

$$h_l = 0.023 \{ G(1-x) D/\mu_l \}^{0.8} Pr_l^{0.4} k_l / D \quad (12)$$

$$E = 1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \right]^{0.41} \quad (13)$$

$$EF = 2.05 (G/300)^{-0.32} \quad (14)$$

관내 냉매의 이상유동 응축 열전달 계수는 Re수 와 Pr수의 함수로 되어 있고 Dittus-Boelter의 방정식과 유사한 Cavallini & Zecchine⁽⁷⁾의 상관식을 사용하였다.

$$EF = 1.7 \left(\frac{G}{300} \right)^{-0.21} \quad (15)$$

$$Nu = 0.05 EF Re_e^{0.8} Pr_l^{0.33} \quad (16)$$

여기서 Re_e 및 G_e 는 각각 다음과 같다.

$$Re_e = G_e D / \mu_f \quad (17)$$

$$G_e = G [(1-x) + x(\rho_l/\rho_v)^{1/2}] \quad (18)$$

2.2 압축기 모델

압축기 시뮬레이션에 사용된 가정은 다음과 같다. (1) 압축기내 냉매 증기는 이상기체로 간주한다. (2) 압축과정은 폴리트로픽 과정이다. (3) 압축기 내 오일의 영향은 무시한다.

압축기 냉매 유량은 압축기 회전수 S, 간극 체적효율 η_{vol} , 피스톤 행정체적 D를 이용하여 계산하였으며, 식(19) 와 식(20)과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_r = \eta_{vol} S D / v_{suc} \quad (19)$$

$$\eta_{vol} = 1 - C [(P_c/P_e)^{1/\gamma} - 1] \quad (20)$$

여기서 C는 간극비를 나타낸다.⁽⁸⁾

압축과정이 등엔트로피 일 때, 압축기 토출 냉매 증기의 온도는 식(21)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$T_{dis}/T_{suc} = (P_c/P_e)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (21)$$

압축일은 압축기를 통한 냉매의 질량유량과 압축기 입출구 엔탈피차를 이용하여 계산하였으며,

식(22)과 같이 표현된다.

$$\dot{w}_{cm} = \dot{m}_r (h_{dis} - h_{suc}) \quad (22)$$

2.3 모세관 팽창장치 모델

모세관 팽창기구의 해석은 다음과 같은 가정을 세우고 계산하였다. (1) 모세관 내 유동은 1차원, 정상상태, 균질 유동이다. (2) 모세관은 직관이며, 그 단면적은 일정하다. (3) 외부와의 열교환은 없다.

모세관 내 2상 냉매 유동에 대한 지배방정식은 운동량과 에너지방정식이다. 중력수두를 무시하고 열역학적 평형상태로 가정하면 운동량방정식은 식 (23)과 같이 표현할 수 있다.⁽⁹⁾

$$-\frac{d\bar{p}}{dz} = \frac{\bar{f}v G^2}{2D} + G^2 \frac{d\bar{v}}{dz} \quad (23)$$

여기에서 $\bar{v} = v_f + xv_{fg}$ 이다.

마찰계수 f 에 관한 상관식은 Mikol⁽¹⁰⁾이 제안한 식(24)를 사용하였다.

$$f = 0.0065 \left[1 + 20000 \left(\frac{\epsilon}{D} \right) + \frac{10^6}{Re} \right]^{1/3} \quad (24)$$

여기서 모세관 내벽의 상대 조도 ϵ 는 Mikol이 사용한 4.8×10^{-4} 을 계산에 이용하였다.⁽¹⁰⁾

단열 모세관에서 모세관 내를 통과하는 유체와 외부와의 열전달은 무시할 정도로 작으므로, 엔탈피 변화는 증발이 발생하는 이상유동에서 운동 에너지에 의해 지배된다. 축방향 전도와 점성소산을 무시하면, 에너지 방정식은 식(25)과 같이 된다.

$$\frac{d\bar{h}}{dz} = -\frac{G^2}{2} \frac{d\bar{v}^2}{dz} \quad (25)$$

여기에서, $\bar{h} = h_f + xh_{fg}$ 이다.

2.4 계산 알고리즘

시스템은 크게 증발기, 응축기, 압축기, 모세관의 네 개 요소의 기계 및 기기에 대한 부프로그램

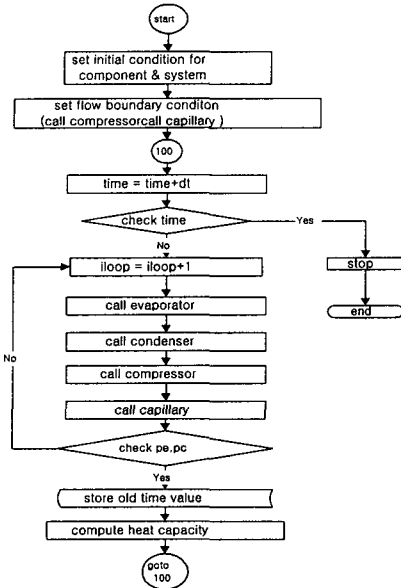


Fig. 2 Flow chart of simulation program.

램으로 작성되어 있으며, 배관은 주위와의 열교환이 없는 열교환기 관의 연장이라 가정하고 열교환기 루프 내에서 해석하였다. 초기의 냉매 배치를 가정하여, 실내외의 온도에 해당하는 포화 압력으로 초기 냉매의 압력을 가정하였고, 이 압력을 이용 하여 열교환기의 경계조건을 구하기 위해 압축기와 모세관 모델에 대하여 계산하였다. 모사가 진행되면, 가정된 입출구 경계조건을 이용하여 열교환기를 해석하고, 이때 계산된 압력을 이용하여 다시 압축기와 모세관의 유량을 계산하며 압축기와 모세관 유량이 수렴할 때까지 반복 계산하였다. 수렴의 판정은 계산된 증발 및 응축 압력을 이전 iteration에서 계산된 압력과 비교하여 상대오차 1.0×10^{-4} 이내로 하였다. 프로그램의 계산 순서도를 Fig. 2에 나타내었다.

3. 결과 및 검토

원-튜브형 열교환기와 밀폐형 왕복동식 압축기, 모세관 팽창장치를 사용하는 분리형 증기 압축식 에어컨을 모델로 하여 기동시 성능 및 냉매 충전량에 따른 성능을 예측할 수 있는 전산 모델을 개발하고, 시뮬레이션을 수행하였다. 해석에 이용한 증발기와 응축기의 사양은 Table 1과 같

Table 1 Specification of evaporator and condenser

Specification	Evaporator	Condenser
fin pitch (mm)	1.34	1.27
fin thickness (mm)	0.105	0.105
row pitch (mm)	19.05	19.52
step pitch (mm)	25.4	25.4
tube OD (mm)	7.0	9.52
tube ID (mm)	6.16	8.52
tube length (m)	17.1	36.6
circuit no.	2	2

다. 모세관은 길이가 1800 mm이고, 내경이 1.6 mm이다. 압축기는 밀폐형 왕복동식으로 모터 속도는 3600 rpm이고, 피스톤의 행정체적은 18.5 cc/rev이다.

3.1 동적 성능 예측

냉매 R-22, 0.75 kg을 충전한 경우에 대해 시스템의 동적 해석을 수행한 결과, Fig. 3에서와 같이 시스템 기동과 동시에 증발 압력은 하강하고, 응축 압력은 상승하며, 약 30초 후에 정상상태에 도달하였다. 압축기를 통한 유량은 기동과 동시에 급격히 상승하였다가 차츰 줄어들게 되는데, 계산 초기에 증발압력이 높으므로 이 같은 결과가 나타났다고 생각된다. 시간에 따른 냉방 능력과 응축기 방열량 및 압축기 소비 동력을 Fig. 4에 나타내었다. 계산 초기에 압축기 소비 동력이 급격히 상승하는 것은 유량의 급격한 상승에 기인한 결과이고, 시스템이 정상상태에 도

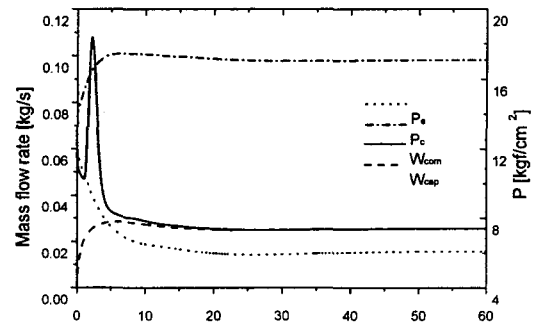


Fig. 3 Refrigerant pressure and flow rate with time.

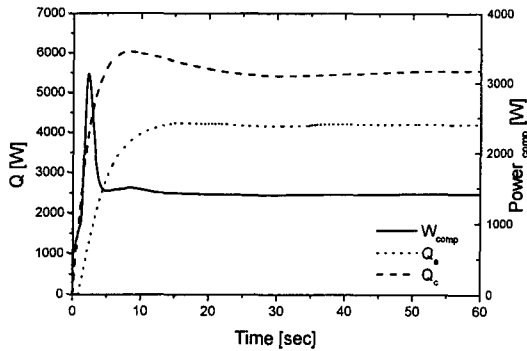


Fig. 4 Heat rates and compressor work with time.

달하면, 냉방능력과 압축기 소비 동력의 합이 응축기 방열량과 일치하여 시스템의 에너지 평형이 시스템의 에너지 평형이 이루어짐을 알 수가 있다.

3.2 최적 충전량

3.2.1 충전량에 따른 성능 변화

충전량에 따른 모델의 성능을 예측하기 위해, 외기 온도 35°C인 경우에 대하여, 시스템 내 냉매 충전량을 0.5 kg에서 1.0 kg까지 0.05 kg씩 증가시키면서 계산을 수행하였다. Fig. 5에서 결과를 살펴보면, 시스템의 응축압력과 증발압력은 충전량의 증가에 따라 차츰 상승한다. 충전량 0.5 kg에서 응축압력은 16.2 kgf/cm², 증발압력은 5.0 kgf/cm²이고, 충전량 1.0 kg에서는 응축압력이 18.2 kgf/cm², 증발압력은 6.8 kgf/cm²으로 상승하였다. 그러나, 충전량에 따른 응축 및 증발압력의 변화 폭은 2 kgf/cm² 이내이고, 0.75 kg을 기준으로 보면, 1 kgf/cm² 이내로 작기 때문에 압력을 이용하여 냉매 충전량의 적절함을 판단하는 것은 정확하지 않을 수 있다.

충전량에 따른 냉방능력과 COP의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 냉매 충전량 0.75~0.8 kg 영역에서 COP와 냉방능력은 모두 최대 값을 나타내었다. 따라서, 이 영역을 최적 충전량 영역이라 볼 수 있다. 이 영역에서의 냉방능력은 4270 W (3678 kcal/h)로 본 해석에서 참고한 시스템의 냉방능력 3500 kcal/h에 근사함을 볼 수가 있다. 압축기 소비 동력은 충전량이 증가함에 따라 계속 증가하였다.

또한, 냉매 충전량이 적은 영역에서 냉방 능력

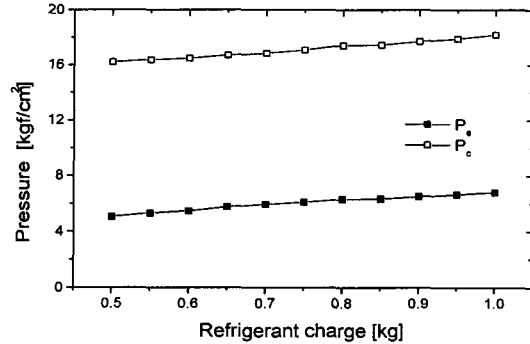


Fig. 5 Evaporating and condensing pressures as a function of refrigerant charge.

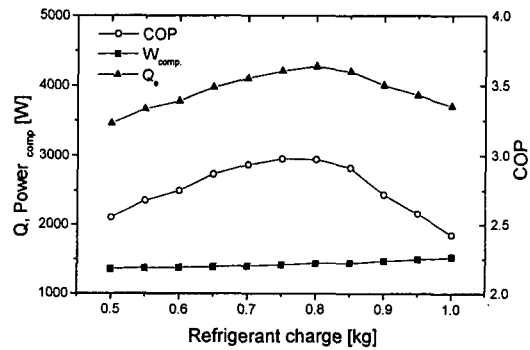


Fig. 6 Cooling capacity, compressor work and COP as a function of refrigerant charge.

의 저하가 커짐을 알 수가 있다. 냉매 충전량 0.75 kg을 기준으로 볼 때, 20% 과충전된 0.9 kg의 경우, 5.2%의 냉방능력 저하를 보이지만, 20% 적게 충전된 경우인 0.6 kg의 경우는 11.5%의 냉방능력 저하를 보인다.

시스템의 정상상태 운전 중 충전량에 따른 요소기 내의 냉매 분포는 Fig. 7과 같다. 충전량이 0.5 kg에서 1.0 kg으로 변화하는 동안 응축기 내 냉매의 증가율은 51%, 증발기 내 냉매 증가율은 124%를 보여 증발기 내 냉매량이 크게됨을 알 수 있다. 그러므로 충전량이 증가함에 따라 증발 압력이 상승하고 압축기 소비 동력의 증가를 초래하게 된다고 할 수 있다. 반면, 액관 내 냉매량은 충전량이 작아 배관 내에 건도가 생기는 경우를 제외하면 모든 경우에 대해 일정하다.

3.2.2 외기 온도와 최적 충전량

외기 온도와 냉매 최적 충전량의 관계를 살펴

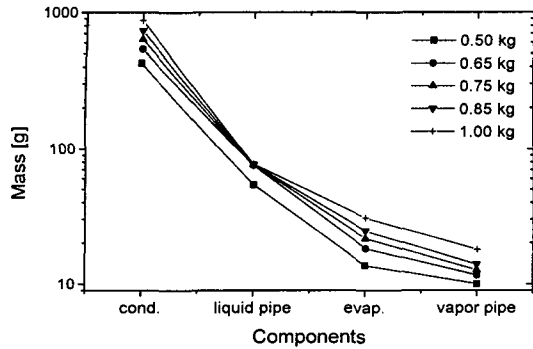


Fig. 7 Distribution of refrigerant in different refrigerant charge.

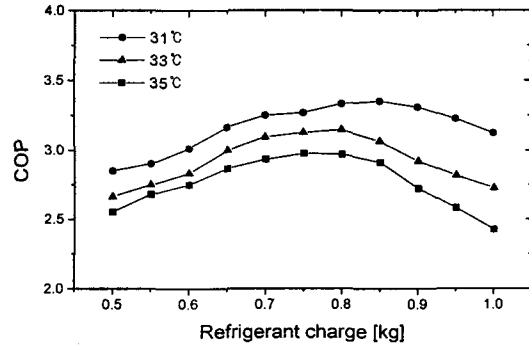


Fig. 9 COP as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

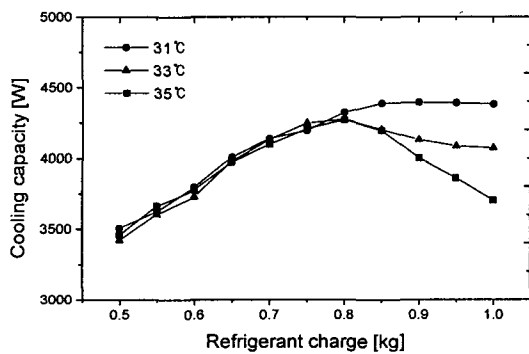


Fig. 8 Cooling capacity as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

보기 위해 실내온도는 27°C로 고정하고, 외기 온도를 31, 33, 35°C로 변화시키며 계산을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 냉매 충전량이 적은 영역에서 외기 온도가 냉방능력에 미치는 영향은 작음을 알 수 있다. 이러한 영역에서는 외기 온도 증가에 따른 응축압력 및 증발압력의 상승으로 냉매유량이 증가하여 냉동능력이 커지는 작용과 증발압력의 상승에 따른 실내 공기와 냉매간의 온도차 감소로 인한 냉동능력의 감소가 어느 정도 상쇄작용을 하게 된다.

반면, 냉매가 과충전된 경우는 외기 온도의 변화에 따라 충전량이 냉방능력에 미치는 영향이 크게 나타났다. 충전량이 0.9 kg인 경우에 외기 온도가 35°C일 때의 냉방능력이 31°C일 때보다 8.9% 작고, 1.0 kg이 충전된 경우는 15.5%가 감소하였다. 이것은 외기 온도가 높아지면 응축압력

즉, 모세관 입구 압력이 상승하여 냉매 유량이 증가하고 과충전된 증발기로 인해 증발압력이 상승하여 증발온도가 높아진 것에 주로 기인한다. 충전량이 1.0 kg인 경우 외기 온도 35°C에서의 증발온도는 외기 온도 31°C 경우보다 2°C 정도 높아지고 있다. 따라서 냉매와 공기와의 온도차가 감소하여 냉방능력이 저하되는 것이다.

외기 온도와 냉매 충전량 변화에 따른 COP의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 냉매 충전량이 적은 영역에서 외기 온도의 변화에 따른 냉방능력의 변화 폭은 작았지만, COP는 외기 온도가 높을수록 크게 감소함을 볼 수 있는데, 이는 압축기 소비 동력의 증가 때문이다. 압축기 소비 동력은 압축기를 통한 냉매의 유량과 압축일에 의해 결정되는데, 외기 온도가 증가하면 응축압력의 상승으로 압축비가 커지고 따라서 압축일이 증가하게 되며, 결과적으로 소비 동력이 증가하게 된다. 따라서, 외기 온도가 상승할수록 COP는 감소하게 된다.

시스템 성능에 미치는 외기 온도와 냉매 충전량의 영향을 종합해 보면, 외기 온도가 높아질수록 냉매가 과충전된 영역에서 냉방능력의 감소폭이 커지고, COP는 모든 충전량 영역에서 외기 온도가 높아질수록 감소한다. Fig. 8과 Fig. 9에서 보면 세 가지 경우의 외기 온도에 대해 냉매 충전량 0.8 kg 부근에서 냉방능력 및 COP가 최대 값을 보임을 알 수 있다. 따라서, 본 해석에 이용한 시스템의 경우 냉매 충전량 0.8 kg이 외기 온도의 영향을 고려한 최적 냉매 충전량이라고 판단 할 수 있다.

4. 결론

냉매 충전량이 증기압축식 에어컨의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 시스템의 동적 거동과 충전량에 따른 시스템 성능을 해석할 수 있는 전산 모델을 개발하였다. 본 해석에 사용한 시스템에 0.75 kg의 냉매가 충전된 경우의 동적 성능을 보면, 증발압력과 응축압력 및 유량은 계산 초기에 급격한 변화를 보이고, 30초 후 시스템이 정상상태에 도달하면 일정하게 되며 에너지 평형도 만족하였다.

실내온도 27℃, 외기 온도 35℃에서 냉매 충전량을 0.5 kg에서 1.0 kg까지 0.05 kg씩 증가시키면서 계산을 수행한 결과, 해석 대상 모델의 최적 냉매 충전량은 0.75~0.8 kg정도이고, 이 영역에서 COP 및 냉방능력이 최대 값을 보였다. 또한, 냉매의 최적 충전량을 찾는 변수로 압력을 이용하는 방법은 적절하지 못하며, 냉방능력 및 성능계수가 냉매 충전량에 따라 그 변화 폭이 크므로 최적 냉매 충전량을 찾기에 적절한 변수임을 알 수 있다.

외기 온도와 냉매 충전량이 시스템 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해, 외기 온도 31, 33, 35℃의 세 경우에 대하여 계산을 수행한 결과, 외기 온도 변화를 고려한 최적 냉매 충전량을 확인할 수 있었으며, 냉매가 과충전된 경우에 외기 온도에 따른 성능 변화가 큼을 알 수 있었다.

후 기

본 연구에 사용한 에어컨의 사양을 제공해주신 LG전자 홈 어플라이언스 연구소에 감사를 드립니다.

참고문헌

- Choi, E. S. and Park, I. G., 1998, Effects of charged mass of refrigerant on the performance of a home air-conditioner, Proceedings of the SAREK, Winter, pp. 204-208.
- Yuan, X. and O'Neal, D. L., 1994, Development of a transient simulation model of a freezer, part I: model development, Proc. of 1994 Int. Ref. Conf., Purdue, pp. 213-218.
- McQuiston, F. C., 1978, Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Trans., Vol. 84, No. 1, pp. 266-293.
- Nakata, H., 1990, Finned tube heat exchanger, Refrigeration, Vol. 65, No. 758, pp. 1-14.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, Chem. Eng. Res Des, Vol. 65, March, pp. 148-156.
- Schlager, L. M., et al., 1990, Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7-mm micro-fin tubes with refrigerant 22, J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 1041-1047.
- Cavallini, A. and Zecchine, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Munich, September 3-7, pp. 309-313.
- Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and air conditioning, 2nd Ed., McGraw-Hill, pp. 211.
- Bang, K. H., 1993, Characteristics of refrigerant flow in an adiabatic capillary tube, Proceedings of the KSME, Fall, Vol. II, pp. 427-431.
- Mikol, E. P., 1963, Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes, ASHRAE Journal, Vol. 5, Nov., pp. 75-86.