

전열관 형상과 냉동기유 효과를 고려한 공조기기의 성능예측

Effects of Oil and Internally Finned Tubes on the Performance of the Air-Conditioning Unit

윤 점 열*, 이 관 수**, 이 동 진*
 J. Y. Yun, K. S. Lee, D. J. Lee

Key words : Heat Transfer Performance(열전달 성능), Evaporator(증발기), Condenser(응축기), Oil(냉동기유), Micro-Fin Tube or Internally Finned Tube(내부에 소형핀이 가공된 관)

Abstract

Computer simulation model for predicting more accurately the heat transfer performance of the evaporator and condenser which have significantly affected on the performance of air-conditioner has been suggested. In this model oil and micro-fin tube used in a actual unit are considered to simulate the more realistic case. The effects of oil and micro-fin tube on the performance of an air-conditioner have been investigated. It is found that the present model requires higher pressure than the existing model due to the characteristics of the tube considered. However, it turns out that the present model is very close to an actual cycle. As the amount of oil inside the tube increases, condensation heat transfer coefficient shows a linear decrease irrespective of a kind of oil, while evaporation heat transfer coefficient increases slightly in the oil with low viscosity and decreases exponentially in the oil with high viscosity. Pressure drop in both evaporator and condenser increases linearly irrespective of a kind of oil. It is also found that the effect of the variation of oil concentration on the magnitude of two-phase region is negligible.

기 호 설 명

A : 열전달 면적
Bo : boiling 수, 무차원, $\frac{q}{\lambda G}$
C : 냉매, 공기의 열용량
C_p : 정압 비열
D_{II} : 수력 직경
F : 핀 핏치
G : 냉매의 질량유속
G' : 표준 질량 유속, 무차원 $\frac{G}{300(\text{kg/m}^2\text{s})}$
h : 열전달 계수

H_R : 증발 잠열
H : 루버 높이
L : 루버 핏치
M : 분자량
m, : 냉매의 질량유량
N : 열교환기 열수
NTU : 열전달 단위수, $\frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{RC_{\min}}$
Pr : Prandtl 수, 무차원, $\frac{\mu C_p}{k}$
q : 열속
Q : 열전달량
Re : Reynolds 수, 무차원, $\frac{\rho V D}{\mu}$
S, s : 관 간격, 핀 간격(Spacing)

* 금성사 생활시스템 연구소
 ** 한양대학교 기계공학과

- St : Stanton 수, 무차원, $\frac{h}{GC_p}$
- T : 루버 횡 뿔치, 온도
- ω_0 : 냉동기유 양
- X_{tt} : Lockhart-Martinelli Parameter, 무차원
- a : 루버 각
- β : 루버배열을 통한 평균 유동각
- δ_f : 핀 두께
- μ : 점도
- ϕ_s : 핀의 총 면적에 대한 열전달 촉진영역의 면적비

하 침 자

- a : 공기측, 전공기
- c : Conversion, Cool
- f : 핀
- h : Hot
- i : 입구
- l : 액상, 길이방향
- o : 출구
- r : Reduced, 냉매측
- t : 횡방향
- tp : 2상 영역
- v : 증기, 기상
- w : Wetted
- ∞ : Ambient

1. 서 론

증기 압축식 공조 시스템은 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기등 4개의 주요부품으로 구성되어 있다. 실제 공조기기에서는 이러한 요소부품들이 각각 독립적인 특성을 가지면서 상호 증속적인 영향을 미치기 때문에 최적설계와 신속한 제품개발을 위해서는 각 요소부품의 특성뿐만 아니라 이들간의 상호관계를 정확히 파악할 필요가 있다.

그러나, 사이클상의 많은 변수들을 체계적으로 변화시키면서 설계에 필요한 실험 자료를 얻기 위해서는 많은 비용과 시간이 낭비되기 때문에 이를 대신해 줄 수 있는 강력한 새로운 수단이 요구되는데, 이것이 바로 사이클 시뮬레이션이다. 특히, 사이클 구성과정에서 팽창장치와 압축기는 설계보

다는 선택의 개념이 더 지배적이기 때문에 많은 연구자들이 공조기기를 설계하는데 있어서 전체 성능에 결정적인 영향을 미치는 증발기와 응축기 등의 공조용 열교환기의 전열특성 규명에 더 많은 노력을 기울여 왔다.

현재까지 공조기기의 성능예측에 가장 널리 사용되고 있는 모델은 단일 냉매용인 ORNL Heat Pump 모델¹⁾과 혼합 냉매에 적용되는 NBS 모델²⁾이다. 이러한 모델들은 개발당시의 환경을 고려할 때 가장 일반적이고 범용성 있는 모델로 알려져 왔으나 최근들어 해당분야의 연구가 활발하여짐에 따라 보다 편차가 적은 관계식들이 제시됨으로써 그 상용성을 잃어가고 있다. 특히, 전체 열교환기의 성능에 가장 큰 기여를 하는 공기측 열전달 성능에 대한 평가는 현재 대다수의 공조기에 적용되고 있는 루버(Louvered)핀에 대한 해석을 평판(Flat)핀의 시각에서 접근함으로써 편차를 더욱 늘리는 오류를 범하고 있다. 냉매측 열전달 성능 또한 전열관내에서 발생하는 상변화 해석의 어려움으로 인한 모델의 낙후성과 냉동기유(Oil) 효과를 고려하지 않은 순수냉매의 평활(Smooth)관만을 고려한 관계식들을 적용하는 등의 제한성으로 말미암아, 공조기 설계자들이 이러한 모델의 사용을 기피해왔던것이 사실이다.

본 연구에서는 에어컨의 성능에 중요한 영향을 미치는 열교환기의 열전달과 압력강하 등을 보다 정확히 예측하기 위하여 최근에 제시된 관계식들을 적용하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였고, 특히 냉매측 평균 열전달 계수를 계산하였다. 적용된 열전달 모델의 적정성을 확인하기 위하여 시판중인 R-22용 분리형 에어컨의 치수와 형상을 기준 입력치로 사용하였으며, 이제까지의 각종 시뮬레이션 과정에서 일정한 입력치로 주었던 배관 열손실을 계산에 의하여 평가하도록 추가하였다. 또한, 운전시 열교환기 관내에 가공된 소형(Micro)핀과 이러한 관내에 잔류되는 냉동기유가 각종 열전달 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 조사하였다.

2. 이론해석 및 모델

2.1 열교환기 해석

공조기용 열교환기는 용도에 따라 응축기와 증

발기로 구성되며, 해석 방법이 유사하나 차이가 있다면 증발기의 경우 제습 알고리즘이 추가된다는 점이다. 통상적인 해석 방법과 마찬가지로 증발기는 2상영역과 과열영역, 응축기는 과열영역, 2상영역, 과냉영역으로 구분하여 해석한다. 각 영역의 해석은 제습이 발생할 경우의 증발기의 2상영역을 제외하고는 ϵ -NTU법을 사용한다.

에어콘에 통상적으로 사용되고 있는 향류 열교환기에 대한 효율 ϵ 는 대수평균 온도차(LMTD) 관계식과 뜨겁고 차가운 유체의 열수수량이 동일하다는 가정으로 부터 유도된다.³⁾

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\exp\left[-NTU\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]} \quad (1)$$

실제로 증발기와 응축기의 2상영역에서는 온도 변화가 일어나지 않아 C_{max} 는 무한대(∞)이므로 2상영역의 효율은 식 (1)로 부터 다음과 같이 쓸수 있다.

$$\epsilon_p = 1 - e^{-NTU} \quad (2)$$

단상영역에 대해서는 향류에 대한 식 (1)를 보정하여 구한다.⁴⁾

$$\epsilon_{r,j} = \epsilon \frac{1}{\left(1 + 0.047 \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) NTU^{0.036} \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}$$

열교환기의 총 열전달량은 2상영역과 단상영역의 합으로 다음과 같이 표시된다.

$$Q_{Tot} = Q_{2\phi} + Q_{단\phi} = \dot{m}_r H_{fg} + \dot{m}_r C_p \Delta T_r \quad (4)$$

증발기에서 제습이 발생할 경우는 ϵ -NTU법을 사용하지 않고 유효 표면온도법을 사용하여 해석한다. 이는 핀-관의 평균 온도조건을 이용하는 것으로 제습이 열교환기의 2상영역에서만 일어난다고 가정하여 해석하며, 결과적인 2상영역의 열전달량은 다음식으로 표시된다.⁵⁾

$$\dot{Q}_p = \left(1 + \frac{C}{C_{pc}}\right) h_w (T_x - T_{a,ave}) A_s \quad (5)$$

여기서 열교환기의 능력계산에 필요한 물성치와 엔탈피는 각 영역의 평균 포화온도를 이용하여 구한다.

2.2 열전달과 압력강하에 대한 관계식

열교환기의 모델링은 관내측 열전달을 다루는 냉매측, 관외측과 핀측의 열전달을 다루는 공기측으로 구분하여 수행한다.

2.2.1 공기측

열전달량의 계산시 가장 많은 비율을 점하고 있는 공기측 열전달은 그 대다수가 핀형태에 의해 지배된다고 볼 수 있다. 따라서, 최근에는 공기측의 열전달 촉진을 위하여 Slit(또는 Lanced) 핀 등 다양한 형상의 핀이 개발되어 제품에 적용되고 있다. 그러나, 기존의 시뮬레이션 모델은 단순한 평판핀으로 부터 결정된 j Factor에 어떤 일정한 값을 곱하여 파상핀(Wavy Fin)이나 루버핀의 열전달 계수를 평가하였다. 이러한 평가방법은 공기측의 열전달계수를 기대이상으로 낮게 예측함으로써 전체 열전달 성능의 평가시 편차를 증대시키는 요인으로 작용하였다.

이 연구에서는 평판핀 뿐만 아니라, 현재 에어컨의 전 제품에 널리 사용되고 있는 슬리트핀과 순수 루버핀에 대한 각각의 열전달 계수를 적용하여 현실적인 사이클 시뮬레이션을 시도하고자 한다.

공기측의 열전달 계수는 Colburn j Factor를, 압력강하는 마찰계수 f 를 도입하여 각각 평가한다.

$$j = St Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{h_a}{GC_p} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (6)$$

$$f = 4P \frac{D_e}{G^2} \frac{D_H}{4L} \quad (7)$$

일반적으로 에어컨의 열교환기는 증발기와 응축기가 각각 슬리트핀 및 순수 루버핀으로써 서로 다른 핀형상을 갖고 있기 때문에 핀형태에 따라서 j Factor를 다음과 같이 선정할 필요가 있다.

평판핀⁶⁾

$$j_N = j_4 \left(0.992 \left(2.24 Re^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right)^{0.607(4-N)} \right) \quad (8)$$

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

슬리트 또는 절개핀(증발기용)⁷⁾

$$j = 0.479 Re^{-0.644} F_j \quad (10)$$

$$F_j = 1 + 1093 \left(\frac{\delta_l}{s} \right)^{1.24} \phi_s^{0.944} Re^{-0.58} + 1.097 \left(\frac{\delta_l}{s} \right)^{2.09} \phi_s^{2.26} Re^{0.88} \quad (11)$$

루버핀(응축기용)⁸⁾

$$j = \left(\frac{\beta}{\alpha} \right) 1.18 Re_L^{-0.58} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (12)$$

$$\frac{\beta}{\alpha} = \frac{\left(0.936 - \left(\frac{243}{Re_L} \right) - 1.76 \left(\frac{F}{L} \right) + 0.995 \alpha \right)}{\alpha} \quad (13)$$

식 (12)는 원래 플랫형 전열관(Flattened Tube)의 해석에 사용된 것이기 때문에 원관으로 적용을 위하여 보정이 필요하며, 이를 위하여 Brauer⁹⁾의 성능실험 결과를 이용한다. 특히 증발기의 해석시 열교환기가 제습을 하지 않을 경우의 열전달 계수는 상기의 j Factor를 이용하여 계산을 수행하지만, 제습을 할 경우는 다음 관계식을 사용하여 열전달 계수를 구한다.¹⁾

$$h_w = 0.626 \left(\frac{Q}{A} \right)^{0.101} h_a \quad (14)$$

열교환기의 공기측 성능을 평가하기 위한 또 하나의 주요 인자인 압력강하의 계산은 마찰계수 f를 이용한다. 열전달 계수와 마찬가지로 압력강하 또한 기존의 모델이 슬리트와 루버핀에 대하여

평판핀에 어떤 일정한 값을 곱하여 이용하고 있지만, 이 연구에서는 모사의 현실성을 높이기 위하여 다음과 같은 f Factor를 도입한다.

슬리트 또는 절개핀(증발기용)⁷⁾

$$f = f_p (1 + F_f)$$

$$f_p = 0.729 Re^{-0.6} \left(\frac{\delta_l}{s + \delta_l} \right)^{-0.6} \left(\frac{S_l}{D} \right)^{-0.927} \left(\frac{S_l}{S_i} \right)^{0.515} \quad (16)$$

$$F_f = 0.0105 Re^{0.575} \quad (17)$$

루버핀(응축기용)⁸⁾

$$f = 0.895 f_A^{1.07} F^{-0.22} L^{0.25} T^{0.26} H^{0.33} (150 \leq Re_L \leq 3000) \quad (18)$$

$$f = 10.4 Re_L^{-1.17} F^{0.05} L^{1.24} H^{0.25} T^{0.83} (Re_L < 150) \quad (19)$$

$$f_A = 596 Re_L^{(0.318 \log Re_L - 2.25)} \quad (20)$$

공기측 압력강하의 계산에는 일반적으로 덕트, 필터, 케이스등의 각종 부차손실이 고려되어야 하나 가정용의 경우는 적용이 되지 않거나 그 영향도가 미미하기 때문에 증발기의 필터 손실만을 다음과 같이 고려한다.¹⁾

$$4P_{filter} = 2439 \times 10^{-8} \left(\frac{Q}{A_{filter}} \right)^2 \quad (21)$$

2.2.2 냉매측

냉매의 증발과 응축시의 열전달 계수는 단상과 2상영역으로 구분하여 계산되며, 전체 열전달 계수는 2상영역이 지배한다. 또한 이제까지 개발된 2상열전달 계수의 상관식이 국소값으로 구성되어 있어 전체의 평균 열전달계수는 입출구 건도에 대해 적분을 통해서 만이 계산가능하다.

냉매측 열전달중에서 증발의 경우는 비등현상이라는 복잡한 메카니즘이 발생하기 때문에 여태까지 많은 실험 및 해석적 연구를 수행하여 왔음에도 불구하고 아직 정형화된 관계식이 개발되어 있지 않다. 특히 증발에 대한 기존의 사이클 시뮬레이션은 R-12용으로 개발된 상관식을 R-22등의 다른

냉매에도 동일하게 적용하는 모순을 범하고 있다. 즉, 0.65로 임의 가정된 Dryout 건도를 중심으로 입구 건도에서 Dryout 건도까지는 액상계수를 이용한 상관식을 적분하고, Dryout 건도 부터 2상역 출구 건도까지는 비선형 내삽법으로 구한 국소 열전달계수를 적분, 두 영역을 총합하여 냉매측 열전달 계수를 구한다. 그러나 이러한 방식은 Dryout 지점의 건도가 각각 다른 R-22등에 적용했을 때는 불확실한 성능예측 결과를 야기할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 상용되는 모든 냉매를 사용하여 개발된 국소 열전달계수를 계산을 통하여 구한 입출구 건도에 대해 적분을 수행하여 평균 열전달 계수를 구하는 알고리즘을 채택하였다. 사용된 적분방법은 Simpson의 1/3 법칙에 의해 오차 생성을 최소화시키는 Richardson 외삽법¹⁰⁾을 이용하였으며, 최대 상대오차값이 10^{-6} 이하이면 수렴된 것으로 간주하였다.

2상영역의 출구건도는 다음과 같이 구한다.

$$x_{f,o} = \frac{Q_{fr}}{(H_{f,o} \times m_f)} = \frac{H_g - H_f}{H_{f,o}} \quad (22)$$

여기서 $H_{f,o}$, H_g 는 각각 2상역의 출구 포화온도로 부터 구한 증발잠열과 기상 엔탈피이며, H_f 는 순수 액상의 엔탈피이다.

열전달 평가를 위한 냉매측의 국소 열전달 계수 관계식은 특정 다수의 냉매를 사용했을 때도 편차가 적고 냉동기유의 영향을 적절하게 평가할 수 있는 다음과 같은 Gungor¹¹⁾의 관계식을 이용하였다.

$$h_{ip} = Eh_i + Sh_{pool} \quad (23)$$

여기서,

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.36X_n^{-0.96} \quad (24)$$

$$S = \frac{1}{(1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_d^{17})} \quad (25)$$

$$h_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{K_l}{D} \right) \quad (26)$$

$$h_{pool} = 55 Pr^{0.12 - 0.2 \log_{10} Re} (-\log_{10} Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (27)$$

식 (23)은 2상영역의 열전달 계수를 구하는데만 적용가능하며 단상역에 대해서는 식 (26)과 같은 고전적인 Dittus-Boelter¹²⁾의 관계식을 사용한다.

응축시의 2상 열전달 계수는 Traviss¹³⁾가 제안한 관계식보다 훨씬 단순화되고 진보된 모델인 Cavallini¹⁴⁾의 관계식이 적용되었으며, 과열영역은 급속속관 가스유동 모델, 과냉영역은 Dittus-Boelter 관계식을 사용하였다. 특히 Cavallini 관계식은 냉동기유의 영향도를 평가할 때 Traviss 관계식보다 훨씬 현실적인 식으로 알려져 있으며, 이는 Traviss 관계식과 단상유동식인 Dittus-Boelter 관계식을 기초로 개발된 것으로 다음과 같이 주어진다.

$$h_{ip} = \frac{K_l}{D} 0.05 Re_m^{0.8} Pr^{0.33} \quad (28)$$

여기서,

$$Re_m = Re_v \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (29)$$

응축시의 2상 열전달 계수 또한 입출구 건도에 대한 적분을 수행함으로써 최종적인 평균 열전달 계수를 구한다.

냉매측의 압력강하는 모멘텀과 마찰요소의 합으로 주어지며, 응축 및 증발에 동시에 적용할 수 있는 Thom¹⁵⁾의 실험식을 사용한다.

$$\Delta P_p = \frac{G^2}{C_o \rho_l^2} [r_2(x_o) - r_2(x_i)] + C_2 [x r_3(x_o) - x r_3(x_i)] \quad (30)$$

2.2.3 연결배관의 열손실

기존의 사이클 시뮬레이션 과정에서는 연결배관의 영향이 무시되어 배관의 열손실이 가정에 의한 수치 입력값으로 주어졌으나, 분리형 에어콘과 같은 실제기기에서는 배관의 영향이 매우 중요한 인자로 작용할 수가 있다. 이러한 값들은 각 구성요소의 입출구 엔탈피와 과열 및 과냉도의 결정에 상당한 영향을 주며, 그 결과는 P-H선도상의 각 꼭지부의 궤적에서 확인된다.

따라서, 이 연구에서는 배관상의 열손실 및 압력강하를 다음과 같이 계산한다.

$$Q_{\text{loss}} = \dot{m}_r C_p \Delta T_r \quad (31)$$

$$\Delta P = \frac{2f(L/D)G^2}{\rho_{\text{avg}}} \quad (32)$$

여기서 C_p 는 배관내 냉매상태에 따라 달라진다.

2.3 전열관 형상과 냉동기유의 영향

기존의 성능예측을 위한 사이클 시뮬레이션 모델들은 거의 대다수가 순수 냉매가 평활관으로 구성된 열교환기 내부를 유동할 경우만을 모델링한 것이다. 그러나 실제 사용중인 에어컨의 대다수는 전열관 내부에 소형 핀이 가공된 관을 열교환기용 전열관으로 채용하고 있으며, 더우기 이러한 전열관 내부에는 압축기의 운전시 혼입되는 소량의 냉동기유가 항상 잔류되는데 보다 현실적인 성능예측을 위해서는 이러한 효과들은 반드시 고려해야 할 필요가 있다. Schlager 등¹⁶⁾은 기존의 평활관에 대한 관계식들을 이용하면서도 이러한 두가지의 효과들을 효율적으로 표현할 수 있는 최초의 정형화된 관계식들을 최근에 개발하였으며, 열전달 및 압력강하 촉진(Enhancement)계수(열전달 계수: EF , 압력강하: PF)를 각각 도입하였다.

2.3.1 증발의 경우¹⁶⁾

평활관을 소형핀관용으로 전환하기 위한 전환계수는 다음과 같다.

$$\text{열전달 계수 전환계수 } EF_c = 1.9 \quad (33)$$

$$\text{압력강하 전환계수 } PF_c = 1.4 \quad (34)$$

소형핀관에 냉동기유가 잔류할 때의 열전달 촉진계수는 현재 사용중인 두 종류의 냉동기유 즉, 150-SUS와 300-SUS에 대해서 각각 다른 관계식이 사용된다.

150-SUS

$$EF = EF_c 1.01e^{(7.47w_o^2 - 0.0137G)} \quad (35)$$

$$PF = PF_c e^{5.13w_o} \quad (36)$$

300-SUS

$$EF = EF_c 1.04e^{w_o(89.2w_o + 2.87G - 13.5)} \quad (37)$$

$$PF = PF_c 1.05e^{4.58w_o} \quad (38)$$

2.3.2 응축의 경우¹⁶⁾

응축의 경우 또한 소형핀관 용으로 전환하기 위한 전환계수가 도입된다.

$$\text{열전달 계수 전환계수 } EF_c = 1.9 \quad (39)$$

$$\text{압력강하 전환계수 } PF_c = 1.7 \quad (40)$$

증발의 경우와는 달리 응축시의 열전달 촉진계수는 냉동기유의 종류에 관계없이 다음과 같은 하나의 관계식이 사용된다.

$$EF = EF_c e^{-3.2w_o} \quad (41)$$

반면 압력강하는 냉동기유의 종류에 따라 각각 다른 관계식이 사용된다.

150-SUS

$$PF = PF_c 0.99e^{2.57w_o} \quad (42)$$

300-SUS

$$PF = PF_c 1.02e^{4.38w_o} \quad (43)$$

증발, 응축시 모두 열전달 계수는 $\pm 10\%$, 압력강하는 $\pm 20\%$ 이내의 오차범위내에서 예측이 가능하며, 이상의 관계식들은 혼합물의 물성이나 적분등을 요구하지 않고 시스템내의 냉동기유의 양과 냉매의 질량유속만의 함수로 해석이 가능하기 때문에 전열관 형상과 냉동기유의 영향을 가장 효율적으로 평가할 수 있다.

3. 수치해석

Fig.1은 본 연구에 사용된 냉방 전용의 증기 압축 사이클의 개략도이다. 이 연구에서 압축기와 팽창 장치는 증발기와 응축기의 정확한 성능예측을 위한 보조모델이며, Map-Based 모델¹⁾과 모세관(Capillary-Tube) 모델¹¹⁷⁾이 각각 사용되었다.

시뮬레이션에 사용된 기하학적 형상과 입구조건은 Table 1, 2와 같다. 냉매는 공조기용으로 보편화된 R-22를 사용하였고, 냉매의 종류, 냉동기유 종류, 핀 형태는 사용자의 선택사항으로 주었다.

본 연구에서는 냉매회로에 대한 영향을 정확히 파악하기 위하여 공기측의 입구풍량도 회로수에 따라 분할되도록 하여 냉매회로가 성능에 미치는 영향을 적절히 파악할 수 있도록 하였다.

계산은 고압측과 저압측의 두 부분으로 나누어서 수행하며, 고압측의 열평형이 달성된후 저압측의 계산을 수행함으로써 1사이클이 완결되도록 하였

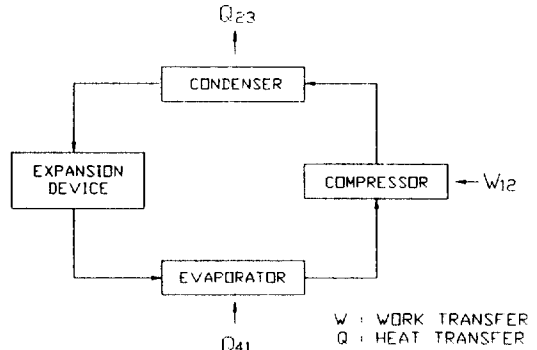


Fig.1 Simplified basic vapor compression cycle

Table 1 Input Data For Geometry

Parameter	Data	Remarks	Parameter	Data	Remarks
Row Pitch	19.05mm	Eva. Cond. Same	Number of Return Bends	19	Eva. Cond. Same
Step Pitch	25.4mm	〃	FPI	21 17	Eva. Only Cond. Only
Frontal Area	169,000mm ² 306,000mm ²	Eva. Only Cond. Only	Fin Type	Slit Louvered	Eva. Only Cond. Only
Number of Rows	2 1	Eva. Only Cond. Only	Fin Thickness	0.105mm 0.13 mm	Eva. Only Cond. Only
Outside Diameter	10.11mm	Eva. Cond. Same	Capillary Dimension	1.6×1100mm	Inside Dia.× Length
Inside Diameter	9.39mm	Eva. Cond. Same	Liquid Line Dimension	4.7×5000mm	〃
Number of Paths	2	Eva. Only Cond. Only	Suction Line Dimension	12.2×5400mm	〃
	1		Discharge Line Dimension	6.5×1000mm	〃

Table 2 Input Data For Inlet Conditions.

Parameter	Data	Remarks	Parameter	Data	Remarks
Air Mass Flow Rate	26 cmm	Cond. Only	Inlet Air Temp.	27°C	Indoor
	10.5cmm	Eva. Only		35°C	Outdoor
Relative Humidity	51%	Indoor	Basic Superheat	11.11	Degree
	41%	Outdoor			

다. 고압측의 계산은 압축기와 모세관에서의 냉매 유량을 비교함으로써 마무리 되고, 저압측은 입구 공기온도의 계산값과 대기온도를 비교함으로써 완결된다. 또한 각 구성요소내에서의 열평형은 요소별로 주어진 허용오차를 만족할 때까지 반복계산에 의해 얻어진다.

시물레이션 과정을 통하여 얻어지는 출력결과는 냉동 능력과 에너지 효율비(EER), 압축기의 소비 전력 및 효율, 각 구성요소의 입, 출구 상태, 열교환기 각 영역의 제 성능, 열전달 계수와 압력강하, 열교환기 유효성과 열전달 단위수, 각 영역의 UA 값등이다.

4. 결과 및 고찰

본 연구의 결과는 에어컨의 기하학적 형상(Table 1)과 입구조건(Table 2)을 사용하여 성능예측 시물레이션을 수행한 결과이다.

Fig.2는 기존의 ORNL 모델¹¹⁾과 현재 모델의 효율적인 비교를 위하여 냉동기유 효과를 고려하지 않은 순수 냉매일때의 각 모델의 시스템 평형을 P-H 선도상에 나타낸 것이다. P-H 선도상에서의 두 모델의 편차는 주로 압력 부분에서 발생하는데, 이는 전열관 내부에 가공된 소형핀의 영향으로 압력손실이 보다 증가되었기 때문이다. 이로 인해 증발기와 응축기에서의 요구압력이 전반적으로 기존의 모델보다 상승되며, 상승 정도는 고압측이 대략 0.8kg/cm^2 , 저압측은 대략 0.5kg/cm^2 정도인 것으로 나타났다. 또한 각 연결배관에서 발생하는 열손실등으로 인한 과열 및 과냉도의 변동으로 각 구성요소의 입출구 조건이 약간씩 변동되는 경향을 보임으로써 실제 사이클에 접근하고 있다.

Fig.3은 열교환기의 전열관내에 잔류하는 냉동기유의 농도변화에 따른 증발 및 응축 열전달 계수의 변화를 사용된 냉동기유의 종류별로 비교 분석한 결과이다. 냉동기유의 양이 증가함에 따라 응축 열전달 계수는 냉동기유의 종류에 관계없이 선형적으로 감소하는 경향을 보이지만, 증발 열전달 계수는 냉동기유의 점도에 따라 민감한 영향을 보여 150-SUS에 대해서는 미소한 양으로 증가하지만 300-SUS에 대해서는 지수함수적으로 감소하였다. 따라서 열교환기 측면만 고려한다면 점도가 낮은

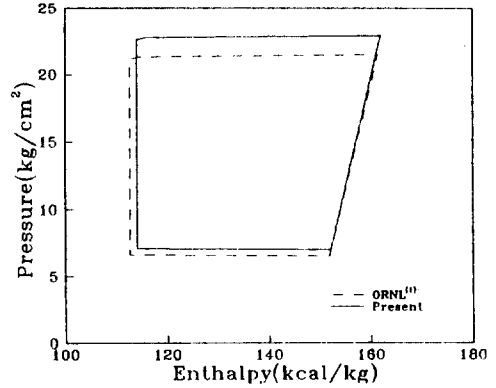


Fig.2 System balance(P-H diagram) comparison between ORNL and present model in case of pure refrigerant

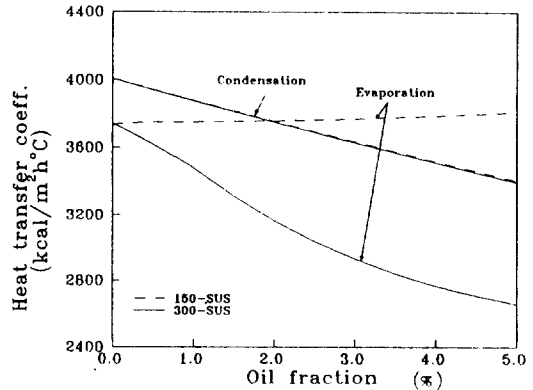


Fig.3 Effect of oil on the heat transfer coefficient

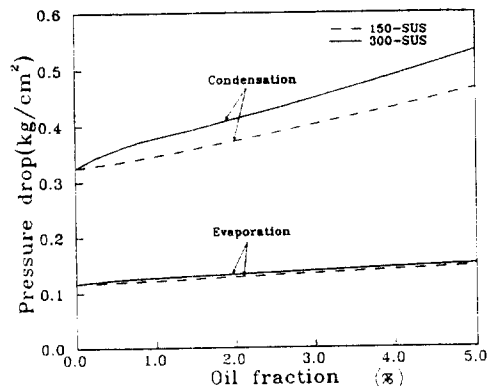


Fig.4 Effect of oil on the pressure drop

150-SUS의 냉동기유를 사용하는 것이 가장 바람직함을 알 수 있다.

Fig4는 전열관내에 잔류하는 냉동기유의 농도 변화에 따른 관내 압력강하의 값을 냉동기유의 종류별로 도시한 것이다. 냉동기유의 종류에 관계없이 증발기 및 응축기의 관내 압력강하는 선형적으로 증가하는 경향을 보이며, 특히 점도가 높은 300-SUS의 냉동기유에서 그 상승 정도가 보다 현저하다.

이러한 경향은 냉동기유의 점도에 기인하는 것이나, 증발기의 경우는 응축기의 경우보다 그 영향이 다소 미미하다. Fig3, 4에서 제시된 증발 열전달 계수와 증발 압력강하의 값은 각각 1 냉매 회로에 상당하는 것으로 증발 열교환기의 회로수가 1개일 때는 그 값이 2배로 상승할 수 있다.

Fig5는 열교환기의 전열관내에 잔류하는 냉동기유의 농도 변화에 따른 증발 열전달량(또는 냉동 능력)과 응축 열전달량의 변화를 냉동기유의 종류에 따라 비교 제시한 것이다. 냉동기유양이 증가할수록 증발 및 응축 열전달량은 비교적 미소한 양으로 감소하는 경향을 보이는데, 이는 압축기에서 방출하는 냉매의 유량이 냉동기유양이 증가함에 따라 상대적으로 줄어드는 데서 기인하는 것으로 사료된다. 그러나 냉동기유가 포함되지 않은 경우와 5%가 포함된 경우의 열전달량의 편차가 증발기에 있어서는 0.43-0.77% (150-SUS의 경우), 응축기에서는 0.27-0.58% 밖에 나지 않아 그 영향도는 매우 미미함을 알 수 있다.

Fig6은 열교환기 전열관내에 잔류하는 냉동기유의 농도 변화에 따른 압축기의 구동력의 변화도를 냉동기유의 종류에 따라 나타낸 것이다. 냉동기유의 종류에 관계없이 냉동기유양이 증가함에 따라 압축기 구동력은 매우 미소하게 증가하는 경향을 보이는데, 이러한 경향은 냉동기유가 전열관내에 잔류함으로 인해 순수 냉매의 유동 면적이 상대적으로 감소하여 보다 많은 힘을 요구하기 때문인 것으로 생각된다.

Fig7과 Fig8은 각각 열교환기내에 잔류하는 냉동기유의 농도변화에 따른 증발기와 응축기의 단상영역과 2상영역의 비율을 냉동기유의 종류별로 비교분석한 결과이다. 증발기는 2상영역과 과열영역으로 구성되며, 응축기는 과열, 2상, 과냉영역으로

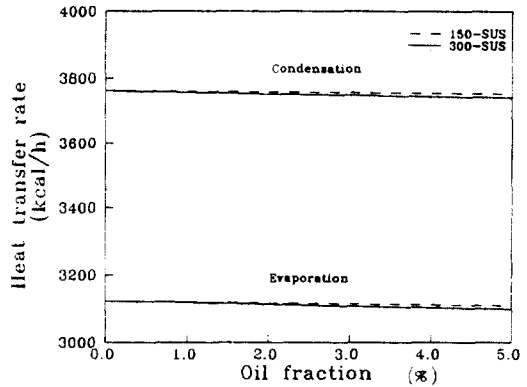


Fig.5 Effect of oil on the heat transfer rate

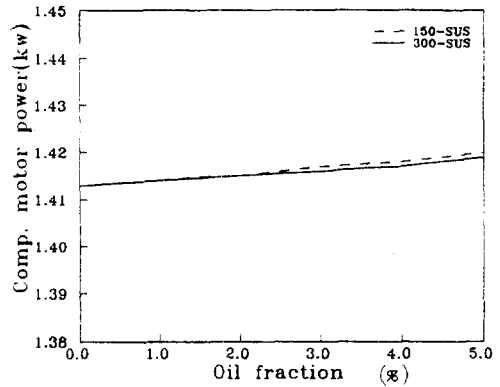


Fig.6 Effect of oil on the compressor motor power

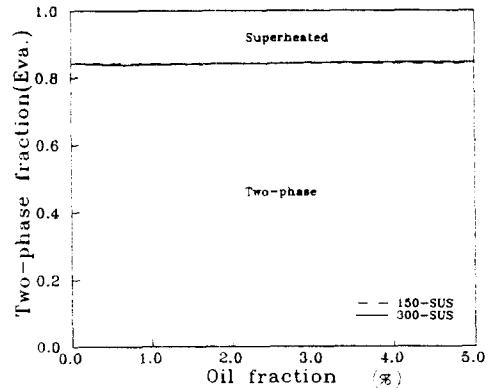


Fig.7 Effect of oil on the two-phase area in the evaporator

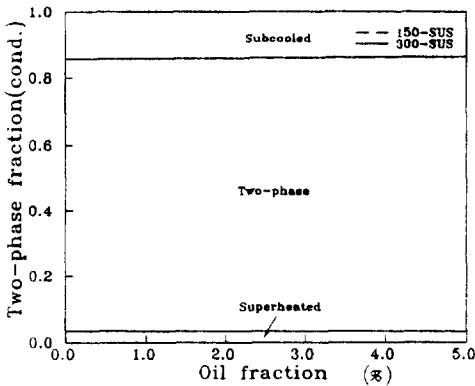


Fig.8 Effect of oil on the two-phase area in the condenser

나누어 진다. 각 영역의 비율은 냉동기유량의 증가에 거의 무관하며, 열교환이 주로 일어나는 2상 영역의 전체면적은 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다.

5. 결 론

에어콘의 성능을 보다 현실적으로 예측하기 위해 열교환기 모델과 알고리즘을 개발하여 성능 평가용 사이클 시뮬레이션 프로그램을 구성하였으며, 열교환기내에 잔류하는 냉동기유와 열전달 촉진을 위해 전열관내에 가공한 소형핀이 에어콘의 제반 열전달 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 조사하였다. 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

1) P-H 선도상에서 볼 때 사이클 평형은 적용된 전열관 특성상 기존의 모델보다 약간 높은 압력을 요구하지만 실제 사이클에 매우 근접함을 확인하였다.

2) 전열관내의 냉동기유량이 증가함에 따라 응축 열전달 계수는 냉동기유 종류에 관계없이 선형적으로 감소하며, 증발 열전달 계수는 점도가 낮은 150-SUS에 대해서는 미소하게 증가하지만 300-SUS에 대해서는 지수함수적으로 감소하였다.

3) 전열관내 냉동기유량이 증가함에 따라 관내 압력강하는 냉동기유 종류에 관계없이 증발기 및 응축기에서 모두 선형적으로 증가하나, 냉방능력은 아주 미소한 양으로 감소하는 경향을 보인다.

4) 각 열교환기내에서의 2상영역의 면적은 냉동

기유 농도 증가에 무관하게 거의 일정한 비율을 유지하고 있다.

참 고 문 헌

1. Fisher, S.K. and Rice, C.K., 1981, "A Steady State Computer Design Model For Air-To-Air Heat Pumps", ORNL/CON-80, Oak Ridge Nat'l Lab., Tennessee.
2. Domanski, P. and Didion, D., 1983, "Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device", NBS Building Science Series 155.
3. Kays, W.M., London, A.L., 1984, "Compact Heat Exchangers", 3rd Ed., McGraw-Hill Book Co.
4. Hiller, C.C., Glicksman, L.R., 1976, "Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control-Analysis and Test", Vol. I, II, MIT Report No.MIT-EL 76-001.
5. McQuiston, F.C., 1975, "Fin Efficiency with Combined Heat and Mass Transfer", ASHRAE Trans., Vol.81, Pt.1.
6. Gray D.L., Webb, R.L., 1988, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers having Plain Fins", Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., San Francisco, Aug. 17-22, pp.2745-2750.
7. Nakayama, W., Xu, L.P., 1983, "Enhanced Fins for Air-Cooled Heat Exchanger...Heat Transfer and Friction Factor Correlations", ASME-JSME Joint Conf. Proc.(Thermal Eng.), Honolulu, Mar. 20-24, pp.495-502.
8. Achaichia, A. and Cowell, T.A., 1988, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces", Exp. Thermal and Fluid Sci., Vol.1, pp.147-157.
9. Brauer, H., 1964, "Compact Heat Exchangers", Chem. & Process Eng., London, Vol.45, No.8, pp. 451-460.
10. Press, W.H., Flannery, B.P., 1986, "Numerical Recipes", Cambridge Univ. Press.
11. 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.
12. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., 1973, "Handbook of Heat Transfer", Chap.7, McGraw-Hill.
 13. Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., 1972, "Forced Convection Condensation inside Tubes : A Heat Transfer Equation for Condenser Design", *ASHRAE Trans.*, Vol.79, pp.157-165.
 14. Cavallini, A., Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Sept. 3-7, pp.309-313.
 15. Thom, J.R.S., 1964, "Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.7, pp.709-724.
 16. Schlager, L.M., Pate, M.B. and Bergles, A.E., 1992, "Performance Prediction of Refrigerant-Oil Mixture in Smooth and Internally Finned Tubes-Part II : Design Equations", *ASHRAE Trans.*, pp.170-182.
 17. ASHRAE, 1975, "Equipment Volume", Chap.20, pp.20.20-20.27.