

가정용 전기냉장고의 냉동사이클 전산해석(I)

Numerical Prediction of the Performance of Refrigeration Cycle in a Domestic Refrigerator/Freezer(I)

한 인 철*, 박 진 구*
I. C. Han, J. K. Park

Key Words : Numerical simulation(수치 시뮬레이션), Refrigeration cycle(냉동사이클), COP(성능계수)

ABSTRACT

Numerical simulations are made of the refrigeration cycle in a domestic refrigerator/freezer. The main purpose of the present study is to predict the steady-state cycle performance with various specifications of cycle components and cabinet under the continuous running conditions. The detailed mathematical models are constructed for both the cycle components and cabinet, which are strongly coupled with each other. The simultaneous equations are solved by simple iteration method, and the results obtained are examined to assess the effect of the cycle components and cabinet modification on the system performance.

기호설명

<p>A : 전열면적(m^2)</p> <p>C : 실험상수</p> <p>C_p : 공기의 정압비열($J/kg \cdot ^\circ C$)</p> <p>d : 직경(m)</p> <p>f : 마찰계수</p> <p>G : 공기의 체적유량(m^3/sec)</p> <p>h : 엔탈피(J/kg)</p> <p>Δh : 엔탈피차(J/kg)</p> <p>l : 길이(m)</p> <p>\dot{m} : 냉매 질량 유량(kg/sec)</p>	<p>P : 냉매 압력(kPa)</p> <p>Q : 열교환량(W)</p> <p>s : 냉매의 엔트로피($J/Kg \cdot ^\circ C$)</p> <p>T : 온도($^\circ C$)</p> <p>U : 총열전달계수($J/m^2 \cdot ^\circ C$)</p> <p>V_{dis} : 압축기 행정체적(m^3)</p> <p>V_{top} : 압축기 상부간극체적(m^3)</p> <p>W : 압축기 입력(W)</p> <p>x : 냉매 건조도</p> <p>ε : 압축기 틈새체적을</p> <p>e_{sr} : 유효표면조도(mm)</p> <p>v : 냉매의 비용적(m^3/kg)</p>
--	---

* 정희원, 대우전자(주) 냉열기연구소

η_m : 압축기의 기계효율
 η_v : 압축기의 체적효율
 ρ : 밀도(kg/m³)

하첨자

a : 공기
amb: 외기
c : 응축기
cap : 모세관
com: 압축기
e : 증발기
ei : 증발기 입구 공기
eo : 증발기 출구 공기
f : 냉동실
i : 입구
liq : 액상
r : 냉장실
ref : 냉매
sc : 과냉
tp : 이상유동영역
vap : 기상
 1 : 압축기 입구
 2 : 응축기 입구(압축기 출구)
 4 : 모세관 입구(응축기 출구)
 5 : 증발기 입구(모세관 출구)
 6 : 증발기 출구

1. 서 론

1980년대 후반에 들어서면서 지구오존층파괴와 지구온난화로 인한 환경문제의 심각성이 크게 대두되면서 지구환경보호를 위한 국제적인 차원의 대책마련이 이루어지고 있으며 그 일환으로 지구오존층을 파괴하는 주요 원인 물질인 CFC의 사용규제가 몬트리올 의정서에 입각하여 이미 시행되고 있고^{1,2)} 다른 한편으로는 지구온난화방지를 위한 각종 규제방안이 강구되어 가까운 장래에 구체화될 전망이다. 특히 지구온난화는 주로 에너지의 주원인 화석연료의 사용에 기인하는 것으로 에너지 소비량의 증가에 따라 그 정도가 가속화 되기 때문에 에너지 소

비를 줄이기 위한 노력이 어느때보다도 필요한 실정이다.

이러한 시점에서 주로 전기를 동력원으로 사용하고 있는 가정용 냉장고의 효율 개선 요구 또한 강하게 대두되어 현재 이를 위한 여러가지 대책이 냉장고 생산업체를 중심으로 수립되고 있다. 냉장고는 근본적으로 전기를 동력으로 하는 냉매 압축기를 사용하는 증기압축식 사이클을 이용하여 냉각효과를 얻는 것이므로 사이클 및 압축기를 효율적으로 설계하는 것이 에너지 소비를 줄이는 가장 효과적인 방법이라 할 수 있다.

사이클을 효율적으로 설계하기 위해서는 먼저 사이클이 갖는 기본적인 특성을 파악하는 것이 무엇보다도 필요하며 이를 위한 연구가 지난 수십년동안 꾸준히 진행되어 오고 있다. 과거에는 주로 실험적인 방법에 의해 사이클 특성 및 성능을 파악해 왔으나 실험적인 방법은 실험 샘플의 구성에서부터 실험결과와 분석에 이르기까지 많은 시간을 필요로 할 뿐만 아니라 성능에 직접적으로 영향을 주는 여러 인자들의 영향을 직접적으로, 그리고 동시에 파악하기 어렵다는 점 때문에 근래에 들어서는 이를 해석적인 방법이나 수치적인 방법을 통하여 접근하고자 하는 시도가 늘어나고 있다. 특히 수치적인 방법에 의한 사이클 시뮬레이션은 전자계산기의 성능이 급속히 향상되면서 많은 사람들에게 의해 연구되어 오고 있으나 아직까지는 해결되지 않은 여러가지 문제점을 내포하고 있으며 특히 냉장고와 같이 복잡한 구조를 갖는 제품에 대하여는 연구가 미흡한 실정이다.

지금까지의 사이클 시뮬레이션(cycle simulation)은 그 대부분이 히트 펌프(heat pump)를 대상으로 삼고 있으며 주로 다음과 같은 문제들에 대해 연구가 진행되어 왔다: 1) 연속 운전시 사이클의 정상상태 예측(steady-state simulation), 2) 정지상태에서 운전시 시간에 따른 사이클의 급격한 변화 과정 예측(start-up or shut-down problem), 3) 냉각용량 제어(capacity control)시의 사이클의 변화과정 예측등이 그것이다. 정상상태의 시뮬레이션은 Fischer & Rice³⁾, Domanski⁴⁾, Goldstein⁵⁾등에 의해 연구되어 왔으

나 일반적으로 대부분의 냉각시스템은 냉각용량의 제어하에서 작동되므로 사이클 상태가 시간에 따라 변화하기 때문에 근래에 들어서는 사이클의 동특성 시물레이션(dynamic simulation)에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 스타트-업(start-up)/셧-다운(shut-down) 문제는 Dhar & Sodel⁶⁾, Chi & Didion⁷⁾, Murphy & Goldschmidt⁸⁾을 비롯한 많은 사람들에 의해 연구되어 오고 있는 반면 냉각용량 제어 문제는 Yasuda et al.⁹⁾, MacArthur¹⁰⁾의 연구가 대부분이다.

앞서 언급한 바와 같이 이전의 사이클 시물레이션은 대부분이 히트 펌프를 그 대상으로 삼아 왔으나 최근에 들어서 가정용 냉장고에 대한 시물레이션이 시도되고 있다. Janssen et al.¹¹⁾은 290ℓ-급 가정용 냉동고에 대한 동특성 시물레이션을 행하였고 Melo et al.^{12,13)}은 가정용 냉장고 사이클의 스타트-업 문제를 다루었다. 최근에는 Chen & Lin¹⁴⁾이 소형 냉장고의 스타트-업 및 온/오프 제어(on/off control) 시물레이션에 기초하여 에너지 소비를 줄이기 위한 사이클 최적화(optimal matching) 방법을 제시하였다.

그러나 지금까지의 연구의 주된 관심은 시간에 따른 냉장고 사이클의 독립적인 특성 변화의 예측에만 치우쳐 왔다. 반면 실제 냉장고 사이클은 증발기를 통하여 그 냉각 대상인 캐비닛(cabinet) 내부의 공기를 냉각시키는 역할을 하므로 캐비닛의 조건-용적, 단열성, 부하, 팬(fan)의 풍량-동에 따라 특성이 크게 좌우되기 때문에 냉장고 사이클의 특성을 보다 실제에 가깝게 이해하고 이를 통하여 냉장고 전체의 효율개선요소를 도출하기 위해서는 캐비닛과 사이클을 동시에 고려 대상에 포함시켜 그들 사이의 상호 관계를 파악하고 주요 부품의 사양 변경에 따른 사이클특성의 변화와 캐비닛 내부 공기 온도(냉동능력)의 변화를 파악하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 가정용 냉장고가 연속운전하여 정상상태에 도달하였을 때 캐비닛 내부의 온도 분포 및 사이클의 각부상태를 예측하기 위하여 질량 및 에너지보존법칙을 이용하여 캐비닛 내부의 공기온도와 사이클을 구성하는 각 부품의

입·출구에서의 냉매상태에 대한 수학적 관계식(열평형식)을 정립하고 그 해를 수치해석 방법을 이용하여 구하고자 한다. 또 캐비닛 및 사이클 구성 부품들의 사양-예를 들면 열교환기의 열전달계수, 모세관의 길이 또는 내경, 압축기의 행정체적, 캐비닛 단열재(urethane)의 열전달계수, 팬의 풍량등-변경에 따른 사이클 특성, 냉동능력 및 성능계수(COP)의 변화를 고찰하여 냉장고의 효율 개선 방안을 도출하고자 한다. 본 연구의 계산에 사용된 모델은 왕복동식 압축기를 사용한 330ℓ급 가정용 냉동/냉장고로서 이에 대한 상세한 제원은 제 3절에 언급되어 있다.

2. 수학적 모델링

Fig.1과 같이 가정용 전기냉장고는 크게 캐비닛과 캐비닛 내부를 냉각시키는 사이클로 구성되어 있다. 일반적으로 냉장고에 사용되는 사이클은 냉매를 동작유체(working fluid)로 사용하는 증기압축식 사이클로서 이를 구성하는 주요 부품은 Fig.1(a)에서와 같이 증발기, 압축기, 모세관 등이며 대부분 캐비닛 주위에 장착되어 사용되어진다. 사이클이 작동하면 캐비닛 안에

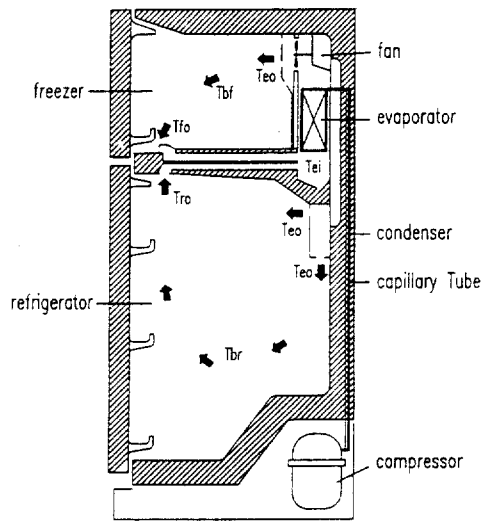


Fig. 1 (a) Schematic of domestic refrigerator /freezer

장착된 증발기는 캐비닛 내부로부터 열을 빼앗아 응축기를 통하여 외기로 내보내는 역할을 한다. 이때 사이클을 구성하는 주요 부품 내부에서의 냉매 상태는 캐비닛의 내용적, 단열조건, 부하 상태등에 의해 좌우되며 마찬가지로 캐비닛 내부의 냉각 상태 역시 사이클 각 부위의 조건에 따라 크게 달라질 수 있다. 본 연구에서는 캐비닛과 사이클의 연관성을 고려하여 무부하시 연속운전하에서 캐비닛과 사이클이 평형상태에 도달하였을 때 캐비닛 내부의 공기 온도 및 사이클 각 구성 부품의 입·출구에서의 냉매 상태를 수치적으로 구하고자 하며 이를 위한 수학적 모델은 다음과 같다.

2.1 사이클 모델링

본 연구에서는 왕복동식 압축기를 사용하는 증기압축식사이클을 다루고 있으며 사이클을 구성하는 주요 부품에서의 열평형조건(heat balance)을 적용하면 아래와 같이 사이클의 주요 부품에 대한 온도, 압력, 냉매유량, 열교환량 등에 관한 관계식을 유도할 수 있다. (Fig.1(b) 및 기호설명 참조).

1) 증발기 : $Q_e = \dot{m} \cdot \Delta h_{5-6}$ (1)

2) 응축기 :

$Q_c = \int U_c \cdot (T - T_{amb}) \cdot dA = \dot{m} \cdot \Delta h_{2-4}$
..... (2)

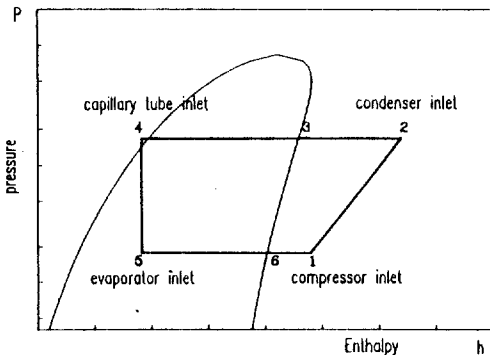


Fig.1 (b) refrigeration cycle

3) 모세관 :

$\dot{m} = \dot{m}(P_c, P_e, d_{cap}, l_{cap}, x_4, \text{ or } \Delta T_{sc})$
..... (3)

4) 압축기 : $\dot{m} = \eta_v \frac{3500 \cdot V_{dis}}{60 \cdot v_1}$ (4)

윗 식에서 P_c, P_e, η_v, v_1 은 각각 응축기 냉매압력, 증발기 냉매압력, 압축기 체적효율 및 흡입 냉매의 비체적을 나타내는 것으로 다음과 같이 구해질 수 있다.

$P_c = P_4, P_e = P_5$ (5)

$\eta_v = \eta_v \left(\frac{P_c}{P_e}, \varepsilon \right), \varepsilon = V_{top}/V_{dis}$ (6)

$v_1 = v(P_e, T_1)$ (equation of state) (7)

식 (1)은 증발기 출구에서의 건도가 1이라는 가정하에 유도된 것으로 이러한 상태는 실제로 적정 냉매 봉입량일 때의 증발기 출구상태와 같다^{15,16,17}. 또 압축기로 흡입되는 냉매의 온도 T_1 은 다음과 같은 경험식으로부터 구한다.

$T_1 = 95 + 0.5 (T_{amb} - 35)$ (°C) (8)

또 압축기 출구의 상태(h_2)는 압축과정을 등엔트로피과정으로 가정하여 상태방정식으로부터 구한다. 즉,

$h_2 = h(s_1, P_c)$ (9)

2.2 캐비닛 모델링

Fig.1(a)와 같이 캐비닛은 냉장실, 냉동실 및 증발기를 포함하는 덕트부(duct)로 구성되어 있으며 각 부위에서의 열평형 조건을 적용하면 다음과 같은 열평형식을 얻을 수 있다.

1) 냉동실 :

$Q_f = (UA)_f \cdot (T_{amb} - T_{bf})$
 $= \rho_a \cdot C_p \cdot G_f \cdot (T_{fo} - T_{eo})$ (10)

$$T_{bf} = (1 - C_l) \cdot T_{fo} + C_l \cdot T_{eo} \dots\dots\dots (11)$$

2) 냉장실 :

$$Q_r = (UA)_r \cdot (T_{amb} - T_{br})$$

$$= \rho_a \cdot C_p \cdot \frac{G_r}{G_r} \cdot (T_{ro} - T_{eo}) \dots\dots\dots (12)$$

$$T_{br} = (1 - C_r) \cdot T_{ro} + C_r \cdot T_{eo} \dots\dots\dots (13)$$

3) 덕트부 :

$$T_{ei} = \frac{G_l \cdot T_{fo} + G_r \cdot T_{ro}}{G}, \quad G = G_l + G_r$$

..... (14)

$$Q_e = \rho_a \cdot C_p \cdot G \cdot (T_{ei} - T_{eo})$$

$$= (UA)_e \cdot \Delta T_e \dots\dots\dots (15)$$

윗 식에서 공기의 밀도(ρ_a) 및 비열(C_p)은 온도에 관계없이 일정하다고 가정하였으며 T_{br} 와 T_{bf} 은 각각 냉장실과 냉동실의 체적온도(bulk temperature)를 나타내는 것으로 식(11) 및 (13)과 같은 경험식¹⁰⁾을 사용하였으며 식(15)의 ΔT_e 는 증발기에서의 공기와 냉매간의 대수평균온도차(LMTD)를 나타내는 것으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_e = \frac{T_{ei} - T_{eo}}{\ln [(T_{ei} - T_e) / (T_{eo} - T_e)]} \dots\dots\dots (16)$$

여기서 T_{ei} , T_{eo} 는 각각 덕트내의 증발기 전 · 후 위치에서의 공기의 온도를 나타내며, 특히 T_{ei} 는 냉장실과 냉동실로부터 덕트내로 유입된 공기가 증발기로 유입되기 전에 혼합되었을 때의 공기의 온도를 의미하며(Fig.1(a) 참조) 식(14)과 같이 나타낼 수 있다.

3. 수치 계산

제 2절에서 얻어진 식(1)~(16)은 $P_e(T_e)$, $P_e(T_e)$, x_4 , \dot{m} , T_{ei} , T_{eo} , T_{br} , T_{bf} , T_{fo} , T_{ro} 를 미지수로 하는 비선형 연립방정식으로 다음과 같은 수치 해석 절차에 의해 그 해를 구할 수 있다.

- 1) DATA를 입력한다 (T_{amb} , l_{cap} , d_{cap} , V_{dis} , V_{top} , $(UA)_b$, $(UA)_r$, $(UA)_e$, U_c , G_l , G_r , C_l , C_r)
- 2) 주요 해를 가정하여 입력한다 ($P_e(T_e)^\circ$, $P_e(T_e)^\circ$, T_e°)
- 3) 식(6)~(8)로부터 v_1 및 η_v 를 구하고 식(4)로부터 압축기에서 토출되는 냉매 유량 \dot{m}_{comp} 을 계산한다.
- 4) 식(9)으로부터 압축기 출구상태(h_2 or T_2)를 구한다.
- 5) 식(2)으로부터 응축기 출구상태(x_4 or ΔT_{sc})를 구한다.
- 6) 식(3)으로부터 모세관을 통과하는 냉매 유량 \dot{m}_{cap} 을 계산한다.
- 7) 연속의 법칙으로부터 $\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{cap}$ 인가를 확인한다.
 $\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{cap}$ 이 아니면 $P_c^{n+1} = P_c^n + \Delta P_c$ 으로 하여 3)으로 돌아간다.
 $\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{cap}$ 이면 8)로 간다.
- 8) 식(10)~(16)로부터 T_{ei} , T_{eo} , T_{br} , T_{bf} , T_{fo} , T_{ro} 를 구한다.
- 9) $h_4 = h_5$ 및 식(1)로부터 $(Q_e)_{cycle} (= Q_e)$ 를 구한다.
- 10) 식(15)으로부터 $(Q)_{cabinet}$ 을 구한다.
 $(Q_e)_{cycle} = (Q_e)_{cabinet}$ 이면 11)로 간다.
 $(Q_e)_{cycle} \neq (Q_e)_{cabinet}$ 이면 T_e 를 수정하여 8)으로 돌아간다.
- 11) $|P_e^{q+1} - P_e^q| < \delta$ 이면 결과를 출력하고 아니면 $P_e^{q+1} = P_e(T_e^{q+1})$ 로 하여 3)으로 간다. 여기서 δ 는 오차한계(error bound)를 나타낸다.

이상을 흐름도(flow chart)로 나타내면 Fig.2와 같다. Fig.2에서 n, p, q는 반복 계산횟수를 나타내는 것으로 규정된 횟수를 넘을 경우에는 계산을 중지하도록 하였다.

식(2)로부터 응축기 출구상태(x_4 or ΔT_{sc})를 구하는 과정은 다음과 같다. 응축기 내의 냉매에 대해 에너지 보존의 법칙을 적용하면

$$\dot{m} \cdot (C_p)_{ref} \cdot dT = \dot{m} \cdot dh = -U_c \cdot (T - T_{amb}) \cdot dA \dots\dots\dots (17)$$

$dA = Ac \cdot dl/l_c$ 이므로 (l_c 는 응축기의 길이)

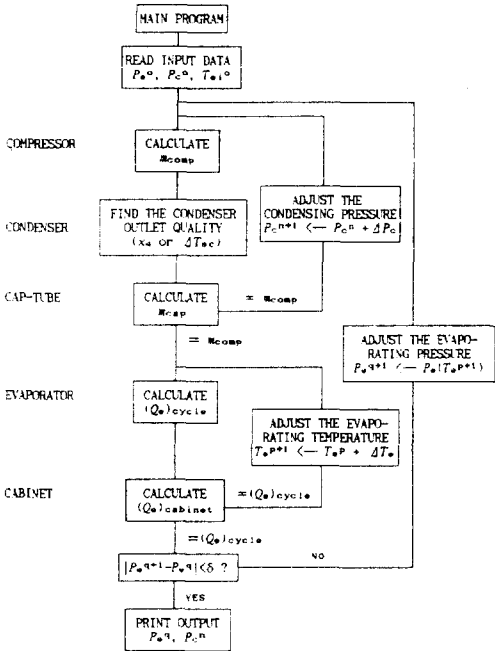


Fig. 2 Flow chart for refrigeration cycle calculation

$$dh = -(UA)_c \cdot (T - T_{amb}) \cdot dl / (\dot{m} \cdot l_c), \quad 0 \leq l \leq l_c \quad (18)$$

$$T = T(P_c, h) \quad (19)$$

로 주어지고 식(18), (19)의 해(h_4 or x_4 , ΔT_{sc})는 유한차분법을 이용하여 구한다. 즉

$$h^{n+1} = h^n - (UA)_c^n (T^n - T_{amb}) \cdot \Delta l / (\dot{m} \cdot l_c) \quad (20)$$

$$T^n = T(P_c, h^n) \quad (21)$$

식(3)으로부터 모세관을 통과하는 냉매의 질량유량 \dot{m}_{cap} 을 구하는 과정은 다음과 같다. 모세관 내의 냉매의 유동은 액상유동(single-phase flow)과 이상유동(two-phase flow)으로 나뉘어지며 각각의 유동영역이 점유하는 길이는 다음과 같이 구한다.

1) 액상유동영역

용축기 출구에서의 냉매가 액상인 경우에 존재하며 간단한 관유동식을 적용하여 액상유동길이를 구할 수 있다. 포화액 상태에서의 엔탈피가 h_4 인 점의 압력을 P_4' 라 하면 액상유동영역에서의 압력강하는

$$\Delta P = P_c - P_4', \quad P_4' = P_{sat}(h_4) \quad (22)$$

로 주어지고 이 때의 액상유동길이(l_{liq})는 다음과 같다.

$$l_{liq} = \pi^2 \cdot d_{cap}^5 \cdot \rho_{ref} \cdot \Delta P / 8 \cdot f \cdot \dot{m}_{cap}^2 \quad (23)$$

여기서 f 는 마찰계수(friction factor)로서 모세관 내의 액상유동은 레이놀즈수가 약 10^4 정도이므로 다음과 같은 식을 적용할 수 있다.¹⁹⁾ 즉

$$f = 0.3164 / Re_{tp}^{0.25} \quad (24)$$

2) 이상유동영역

이상유동영역에서의 지배방정식 및 수치계산 방법은 Stoecker & Jones²⁰⁾의 방식을 적용하였으며 마찰계수(two-phase friction factor)는 다음과 같이 Lockhart and Martinelli²¹⁾의 식을 사용하였다.

$$f = 0.046 / Re_{tp}^{0.2}, \quad Re_{tp} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{cap}}{\pi \cdot d_{cap} \cdot \mu} \quad (25)$$

여기에서 μ 는 이상점성계수로서 $\mu = \mu_{liq} \cdot (1 - x_4) + \mu_{vap} \cdot x_4$ 로 표현된다.

식(10)~(16)으로부터 T_{ei} , T_{eo} , T_{br} , T_{bt} , T_{fo} , T_{ro} 를 구하는 과정은 다음과 같다. 먼저 T_{ei} 를 가정하고 식(15)로부터 T_{eo} 를 구한 다음 식(10)~(13)의 선형연립방정식을 풀어 T_{br} , T_{bt} , T_{fo} , T_{ro} 를 구한다. 이를 식(14)에 대입하여 T_{ei} 를 구하고 이 값이 초기에 가정한 값과 일치하는지를 비교한다. 만일 두 값이 다르면 T_{ei} 값을 수정하여 위와 같은 과정을 두 값이 같아질 때까지 반복한다. 이 과정에서 수정된 T_{ei} 값은 식(14)에서 구한 값을 사용한다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서 다루는 가정용 냉장고는 왕복동식 압축기를 채용한 330ℓ급 간냉식 냉동/냉장고로서 CFC-12를 냉매로 사용하며 그 주요제원 및 부품성능이 Table 1에 제시되어 있다. 먼저 Table 1의 경우에 대한 수치실험을 실시하여 수학적 모델 및 수치해석 방법의 타당성을 확인한 후 주요 구성부품의 성능 및 사양-증발기 및 응축기의 총합열전달계수(overall heat transfer coefficient), 압축기의 행정체적(displacement volume), 모세관 길이, 팬 풍량, 캐비닛 단열재의 열전도계수-을 최대 ±50%까지 변경시켜 가면서 캐비닛 내부의 공기온도(냉동능력), 사이클 주요 부품 내부의 냉매상태(온도, 압력, 건조도)의 변화를 관찰하였다. 본 수치실험은 캐비닛 내부에 부하(냉동물)가 없고 내부공기의 절대습도가 0인 경우에 대해서 수행하였으며 모든 경우의 계산에 사용되는 상수의 값은 $C_1 = 0.5$, $C_2 = 0.4$, $\delta = 10^{-4}$ 으로 주어지고 캐비닛 내부의 공기의 밀도(ρ), 비열(C_p) 및 외기온도

(T_{amb})는 각각 1.4kg/m^3 , $1.004 \times 10^3 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, 30°C 로 주어진다. Table.2~7에서의 압축기 압력 (W)은 다음과 같은 식으로부터 구한다.

$$W = \dot{m} \cdot \Delta h_{1,2} \dots\dots\dots (26)$$

1) 증발기 총합열전달계수 (UA)_e의 영향

증발기 총합열전달계수 (UA)_e가 증가할수록 증발기 주위를 지나는 공기로부터 냉매로의 열전달이 잘 이루어져(식(15) 참조) 적정 냉매 투입량일때의 냉매 순환량(\dot{m}) 및 증발기에서의 열교환량(Q_e)이 증가하고 이로 인해 캐비닛 내부의 공기 온도는 낮아지게 된다. 이때 사이클의 자체조정작용(self adjustment effect)에 의해 Table 2에 나타난 바와 같이 냉매 순환량이 증가하게끔 모세관 입구의 건도는 감소하고(모세관내의 냉매유동 저항의 감소) 증발온도는 상승하게 된다(압축기 흡입 압력의 증가), 캐비닛 내부 공기 온도의 하강과 냉매의 증발온도의 증가로 인해 결과적으로 냉매와 공기사이의 평균온도차는 감소하게 된다. 이는 (UA)_e가 커지면

Table 1 The sample specifications of a domestic refrigerator/freezer

CABINET	FREEZER	internal volume	83ℓ
		(UA) f	0.9236 W/°C
		G _r	$7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$
	REFRIGERARTOR	internal volume	245 ℓ
		(UA) r	1.4226 W/°C
		G _r	$2.14 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$
CYCLE	CAPILLARY TUBE	material	copper tube
		inner diameter	$7.0 \times 10^{-4} \text{ m}$
		total length	2.45 m
		material	copper/steel pipe
		inner diameter	$3.1 \times 10^{-3} \text{ m}$
		total length	29.45 m
		(UA) _e	14 W/°C
	EVAPORATOR	material	aluminium pipe
		inner diameter	6 m
		total length	6.86 m
		(UA) _e	19 W/°C
	COMPRESSOR	V _{top}	$1.38 \times 10^{-7} \text{ m}^3$
V _{dis}		$6.72 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	

커질수록 평균온도차가 줄어들어 열교환량의 증가에는 한계가 있음을 의미하며 극단적으로 $(UA)_e \rightarrow \infty$ 인 경우 Q_c 는 일정한 값에 수렴하게 된다. 한편 응축기의 경우 냉매순환량의 증가로 인해 방열량이 증가하므로 열평형조건을 맞추기 위해 응축온도도 약간 상승한다. Table 2에 나타난 것처럼 사이클의 COP는 $(UA)_e$ 의 증가에 따라 작은폭으로 증가하는데 이는 $(UA)_e$ 의 증가로 인해 냉동능력은 증가하나 냉매순환량의 증가에 비례하여 압축기 입력이 증가하기 때문이다. Table 2에서 $(UA)_e$ 가 50% 증가할 때 COP는 0.4% 정도의 미미한 증가를 가져온다. 연속운전시는 이와 같이 $(UA)_e$ 의 증가 효과가 사이클 효율에 미치는 영향이 적으나 실제 냉장고 운전상태인 온/오프 제어시는 영향이 클 것으로 생각된다¹¹⁾. 온/오프 제어시의 소비전력은 압축기의 운전시간 및 운전율에 따라 결정되는데 압축기의 운전시간은 온/오프 사이의 비정상 상태에서의 열교환량의 크기에 좌우된다. 즉, 단위 시간 당 교환되는 열량이 많을 수록 냉각속도(cooling speed)가 빨라져 결과적으로 압축기의 운전시간이 단축된다. 압축기 운전시 교환되는 열량을 Q_c 라 하면

$$Q_{on} = \int_0^{t_{on}} (UA)_e \cdot \Delta T_e \cdot dt = (UA)_e \cdot \overline{\Delta T_e} \cdot t_{on} \dots\dots\dots (27)$$

여기서 $\overline{\Delta T_e} = \int_0^{t_{on}} \Delta T_e \cdot dt / t_{on}$ 이고 t_{on} 은 압축기의 운전시간(on-time)을 나타낸다. 식(23)에서 보듯이 t_{on} 은 $(UA)_e$ 에 반비례하므로 $(UA)_e$ 가 커질수록 압축기의 운전시간은 줄어들게 된다. 따라서 증발기의 효과를 보다 실제적으로 파악하기 위해서는 온/오프 제어시의 성능 해석이

무엇보다도 필요하며 차기 연구에서 이를 다루고자 한다.

2) 응축기 총합열전달계수 $(UA)_c$ 의 영향

응축기 총합열전달계수 $(UA)_c$ 가 증가하면 방열량이 커져 응축기 출구의 냉매 건도가 감소한다. 이에 따라 증발기 입구의 엔탈피(h_5)는 감소하고 증발기 입·출구간의 엔탈피차(Δh_6)가 커져 냉동능력이 증가하게 된다. 냉동능력의 증가로 캐비닛 내부의 공기 온도는 낮아지고, 식(15)으로부터 평균온도차(ΔT_c)가 커지게 되어 $(UA)_c$ 가 일정하므로 증발온도 역시 낮아지게 된다. 이와 같이 증발온도가 낮아지면 냉매순환량이 감소하므로 결과적으로 $(UA)_c$ 의 증가에 따른 응축기 출구의 냉매건도가 감소하는데는 한계가 있게 되며 동시에 압축기 입력이 감소하여 Table 3에 나타난 바와 같이 COP가 증가한다. $(UA)_c$ 가 50% 증가시 COP는 6.5% 증가하는 것으로 나타난다.

3) 모세관 길이(l_{cap})의 영향

Table 4는 모세관 길이에 따른 사이클 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 모세관 길이가 증가하면 모세관을 흐르는 냉매의 유동 저항이 커져 냉매 순환량이 감소하고 응축기의 압력 및 온도가 상승한다. 응축온도의 상승에 따른 방열량의 증가로 응축기 출구의 냉매 건도가 감소하게 되며 결과적으로 증발기 입·출구간의 엔탈피차가 냉매 순환량의 감소에 비해 상대적으로 커져 증발기의 열교환량이 증가한다. 따라서 캐비닛 내부의 온도는 낮아지고 평균온도차(ΔT_c)가 커지게 되어 $(UA)_c$ 가 일정하므로 냉매의 증발온도는 낮아진다. 증발온도의 감소로 압축기 입력은 감소하므로 전체적으로 COP가 증가한다.

Table 2 Influence of overall heat transfer coefficient of an evaporator on the cycle performance

$(UA)_e$	T_c	x	T_e	ΔT_e	T_{ei}	T_{eo}	T_i	T_r	$\dot{m} \times 10^3$	Q_c	W	COP
50% ↑	39.2	0.121	-31.7	4.23	-21.6	-30.5	-27.9	-17.1	1.029	120.7	153.0	0.789
25% ↑	39.1	0.125	-31.8	5.05	-21.1	-30.0	-27.5	-16.7	1.022	120.1	152.6	0.789
0	38.9	0.127	-32.1	6.22	-20.5	-29.3	-26.8	-16.1	1.007	118.2	150.5	0.786
25% ↓	38.6	0.131	-32.4	8.11	-19.3	-27.9	-25.4	-15.0	0.988	115.8	148.3	0.781
50% ↓	38.1	0.146	-33.0	11.51	-17.0	-25.1	-22.8	-12.9	0.944	109.3	143.1	0.763

Table 3 Influence of overall heat transfer coefficient of a condenser on the cycle performance

$(UA)_c$	T_c	x	T_e	ΔT_e	T_{ei}	T_{eo}	T_i	T_r	$\dot{m} \times 10^{-3}$	Q_c	W	COP
50% ↑	35.8	0.105	-33.2	6.33	-21.4	-30.3	-27.7	-16.9	0.978	120.4	144.0	0.837
25% ↑	37.1	0.113	-32.7	5.28	-21.0	-29.9	-27.3	-16.6	0.990	119.6	146.6	0.816
0	38.9	0.127	-32.1	6.22	-20.5	-29.3	-26.8	-16.1	1.007	118.2	150.5	0.786
25% ↓	42.1	0.148	-31.0	6.10	-19.7	-28.3	-25.8	-15.3	1.038	115.9	157.2	0.737
50% ↓	48.6	0.201	-28.6	5.85	-17.7	-25.9	-23.5	-13.5	1.123	111.2	173.7	0.640

Table 4 Influence of length of a capillary tube on the cycle performance

l_{cap}	T_c	x	T_e	ΔT_e	T_{ei}	T_{eo}	T_i	T_r	$\dot{m} \times 10^{-3}$	Q_c	W	COP
50% ↑	39.0	0.069	-32.9	6.28	-21.2	-30.0	-27.5	-16.7	0.955	119.2	145.2	0.821
25% ↑	39.0	0.092	-32.6	6.25	-20.9	-29.7	-27.2	-16.5	0.975	118.8	147.3	0.807
0	38.9	0.127	-32.1	6.22	-20.5	-29.3	-26.8	-16.1	1.007	118.2	150.5	0.786
25% ↓	38.9	0.174	-31.5	6.14	-20.0	-28.7	-26.2	-15.7	1.048	116.7	154.5	0.755
50% ↓	38.8	0.249	-30.3	6.05	-19.1	-27.6	-25.1	-14.8	1.134	115.0	162.6	0.707

Table 5 Influence of volume flow rate of air in a cabinet on the cycle performance

G	T_c	x	T_e	ΔT_e	T_{ei}	T_{eo}	T_i	T_r	$\dot{m} \times 10^{-3}$	Q_c	W	COP
50% ↑	39.2	0.118	-31.8	6.38	-21.9	-27.9	-26.3	-18.7	1.026	121.3	152.7	0.794
25% ↑	39.1	0.122	-31.9	6.31	-21.4	-28.5	-26.5	-17.6	1.017	119.9	151.6	0.791
0	38.9	0.127	-32.1	6.22	-20.5	-29.3	-26.8	-16.1	1.007	118.2	150.5	0.786
25% ↓	38.6	0.135	-32.5	6.04	-19.1	-30.4	-27.1	-13.8	0.985	114.8	147.9	0.776
50% ↓	38.3	0.148	-33.1	5.75	-16.0	-32.1	-27.1	-9.5	0.951	109.5	144.0	0.760

Table 6 Influence of compressor displacement volume on the cycle performance

V_{dis}	T_c	x	T_e	ΔT_e	T_{ei}	T_{eo}	T_i	T_r	$\dot{m} \times 10^{-3}$	Q_c	W	COP
50% ↑	39.8	0.107	-37.5	6.74	-24.9	-34.4	-31.7	-20.2	1.073	128.1	181.4	0.706
25% ↑	39.5	0.114	-35.3	6.52	-23.1	-32.3	-29.7	-18.5	1.043	123.9	167.7	0.739
0	38.9	0.127	-32.1	6.22	-20.5	-29.3	-26.8	-16.1	1.007	118.2	150.5	0.786
25% ↓	38.1	0.150	-27.4	5.73	-16.7	-24.7	-22.4	-12.6	0.948	108.9	126.3	0.862
50% ↓	36.8	0.199	-18.8	4.84	-9.7	-16.6	-14.6	-6.3	0.846	91.9	90.3	1.017

Table 7 Influence of insulating material of a cabinet on the cycle performance

$(UA)_{i,r}$	T_c	x	T_e	ΔT_e	T_{ei}	T_{eo}	T_i	T_r	$\dot{m} \times 10^{-3}$	Q_c	W	COP
50% ↑	41.8	0.066	-28.2	8.02	-13.3	-24.6	-21.2	-8.2	1.245	152.2	177.0	0.860
25% ↑	40.5	0.092	-30.0	7.17	-16.6	-26.8	-23.8	-11.9	1.131	136.1	164.6	0.827
0	38.9	0.127	-32.1	6.22	-20.5	-29.3	-26.8	-16.1	1.007	118.2	150.5	0.786
25% ↓	37.2	0.185	-34.7	5.07	-25.2	-32.4	-30.4	-21.4	0.866	96.2	134.0	0.718
50% ↓	35.2	0.286	-37.7	3.74	-30.7	-36.0	-34.6	-27.8	0.715	71.2	115.3	0.618

4) 팬 풍량(G)의 영향

Table 5는 냉장실과 냉동실의 풍량이 동일한 비율로 변할 때의 수치계산 결과를 나타낸다. 팬 풍량이 증가하면 증발기의 공기측 열전달계수가 증가하여 (UA)_a가 증가하게 된다. 그러나 아직까지는 마땅한 실험식이나 이론식이 정립되어 있지 않기 때문에 여기서는 팬 풍량의 증가에 따른 증발기의 총합열전달계수의 증가효과는 고려하지 않았다. 팬 풍량이 증가하면 캐비닛 내부를 순환하는 냉기의 유량이 증가하고 냉동능력이 증대되어 캐비닛 내부의 온도는 낮아지게 된다. 따라서 팬의 풍량 변화에 따라 사이클 특성이 변화하는 과정은 1)에서 언급한 증발기 총합열전달계수의 변화에 의하여 나타나는 현상과 유사하다. Table 5에 나타난 바와 같이 G 가 50% 증가시 COP는 약 1%정도 증가하는데 이는 1)의 경우와 비슷한 수치이다.

5) 압축기 행정체적(V_{dis})의 영향

압축기의 행정체적이 증가하면 토출 유량이 증가하여 사이클내의 냉매 순환량이 증가하나 그 증가폭은 행정체적의 증가 정도에 비해 작다. 즉, 냉매 순환량이 증가하면 증발기에서의 열교환량이 증가하여 캐비닛 내부 온도는 낮아지고 평균온도차가 커지게 되어 증발온도 역시 낮아지게 된다. 증발온도가 낮아지면 압축기로 흡입되는 냉매의 비체적이 커지고 체적효율 또한 작아져, 동일 증발온도에 비해 냉매 순환량의 증가폭이 줄어든다. 따라서 압축기 행정체적의 증가 효과를 높이기 위해서는 증발기의 총합열전달계수 역시 동시에 크게 해야 한다. 응축기의 경우 냉매 순환량의 증가로 요구방열량이 많아져 응축온도는 상승하고 응축기 출구의 건도는 감소한다. 압축기의 입력은 토출 유량에 비례하여 증가하기 때문에 압축기의 행정체적이 증가할 수록 냉동능력의 증가에 비해 입력이 큰 폭으로 상승하여 전체적으로 COP는 감소한다. Table 6에 나타나 있는 것처럼 행정체적이 50% 늘어날 경우 냉매 순환량은 이보다 훨씬 적은 약 12.5% 정도의 증가를 보이고 증발온도는 5.4℃정도 낮아지는 반면 응축온도는 0.9℃ 상승하며 COP는 약 10%정도 감소한다.

6) 캐비닛 단열재(urethane)의 영향

캐비닛 단열재로 쓰이는 우레탄(urethane)의 단열성능은 보통 K-factor로서 나타낸다. K-factor가 증가하면 캐비닛 외부(외기)로부터의 열누설량이 증가하므로 캐비닛 내부의 공기의 온도는 높아지고 열부하의 증가로 인해 증발온도가 상승하고 냉매 순환량이 증가한다. 증발온도가 상승하면 압축기의 입력이 증가하나 체적효율의 증가로 인해 냉동능력에 비해 낮은 폭으로 증가하므로 전체적으로 COP는 증가한다. Table 7은 냉장실 및 냉동실 내부의 공기와 외기 사이의 총합열전달계수($(UA)_i$ 및 $(UA)_o$)가 동일한 비율로 변화할 때의 영향을 나타낸 것으로 총합열전달계수가 50% 증가하였을 때 냉매의 증발온도는 4℃정도 상승한 반면 열누설량의 증가로 냉동실 내부온도는 5.6℃ 상승한 것을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 가정용 냉장고가 연속운전하여 정상상태에 도달하였을 때 사이클 주요부품의 입·출구에서의 냉매의 상태(온도, 압력, 건도), 캐비닛 내부의 공기온도 및 캐비닛과 사이클의 상호작용(interaction)을 수치적인 방법을 통하여 예측하고자 하였다. 먼저 캐비닛과 사이클에 대한 수학적 모델을 정립하고 이의 해를 수치적인 방법을 통하여 구하고 실험을 통하여 모델의 타당성을 확인하였다. 또 냉장고의 주요 구성 부품에 대한 파라미터연구(parametric study)를 통하여 조직적이고 체계적인 데이터를 얻어 이들의 물리적인 의미를 해석함으로써 냉장고 성능에 미치는 영향을 파악하였으며 그 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 증발기의 총합열전달계수 또는 팬 풍량이 증가하면 냉매순환량이 증가하여 냉동능력은 향상되나 압축기 입력의 증가로 COP의 증가 정도는 미미한 편이다.
- 2) 응축기의 총합열전달계수가 증가하면 방열량이 증가하여 증발기 입·출구간의 엔탈피차가 커져 냉동능력은 증가하나 증발

온도가 낮아져 냉매순환량은 감소하므로 냉동능력의 증가에 한계가 있으며 이를 보완하기 위해서는 증발기의 총합열전달 계수도 동시에 높여 주어야 한다.

- 3) 모세관은 증발기와 응축기 사이의 압력차를 유지시켜 주는 역할을 하는 것으로 모세관 길이가 증가할수록 냉매 유동저항의 증가로 냉매순환량은 줄어드나 응축기 출구의 건도가 감소하여 냉동능력이 증가하며 증발온도가 낮아진다. 따라서 응축기의 경우와 마찬가지로 증발기의 총합열전달 계수를 동시에 높여 주면 냉동능력을 보다 향상시킬 수 있다.
- 4) 압축기의 행정체적이 증가하면 토출유량이 증가하여 냉동능력은 증가하나 입력의 증가 비율이 더 크기 때문에 COP가 큰 쪽으로 감소한다.
- 5) 캐비넷 단열재의 단열성능이 감소하면 열누설량이 증가하여 캐비넷 내부온도 및 증발온도가 상승하고 냉매 순환량이 증가한다.

이상과 같이 캐비넷과 사이클, 사이클 주요 부품들은 서로 유기적으로 결합되어 있어 어느 한 부분의 조건이 변화하면 다른 부분의 상태가 변화하여 역학적인 균형을 유지하게 된다. 이러한 사이클의 자체조정작용은 설계결함을 보완해 주는 역할을 할 수 있는 반면 한 부분의 현저한 개선만으로는 연구 결과에서 나타나듯이 사이클 효율을 효과적으로 향상시키기 어렵다.

참 고 문 헌

1. Molina, M.J. and Rowland, F.S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethans : Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810-812.
2. UNEP, 1987, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act.
3. Fischer, S.K. and Rice, C.K., 1983, "The Oak Ridge Heat Pump Models : I. A steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps", ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge, Tennessee 37830.
4. Domanski, P., 1986, "Modeling of a Heat pump Charged With a Non-Azeotropic Refrigerant Mixture, Natl. Bur. Stand. (U.S.), Tech. Note 1218, Gaithersburg, Maryland 20899.
5. Goldstein, S.D., 1983, "Simulation Parameters and Methods of Finding Equilibrium Statepoints in Refrigerant Systems", ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 2A, pp. 436-446.
6. Dhar, M and Soedel, W., 1979, "Transient analysis of vapor compression refrigeration system", Proc. XVth Int. Congress of Refrigeration, Venice, Italy.
7. Chi, J and Didion, D., 1982, "A simulation model of the transient performance of a heat pump", Int J. Refrig., Vol. 5, no3, pp. 176-184.
8. Murphy, W.E. and Goldschmidt, V.W., 1985, "Cyclic Characteristics of a Typical Residential Air Conditioner-Modeling of Start-Up Transients", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 2A, pp. 427-444.
9. Yasuda, H., Touber, S. and Machielsen, C.H. M., 1983, "Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System", ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 2A, pp. 408-425.
10. MacArthur, J.W., 1984, "Transient heat pump behaviour, a theoretical investigation", Int. J. Refrig., Vol. 7, pp. 123-132.
11. Janssen, M.J.P., Kuijpers, L.J.M. and de Wit, J.A., 1988, "Theoretical and Experimental Investigation of a Dynamic Model for Small Refrigeration Systems", Proc. of the 1988 I.I.R. Meeting, Commissions B1, B2, E1, E2, Purdue University, USA, pp. 245-257.
12. Melo, C., Ferreira, R.T.S., Pereira, R.H. and Negrao, C.O.R., 1988, "Dynamic Behaviour of a Vapor Compression Refrigerator : A Theoretical and Experimental Analysis", Proc. of the 1988 I.I.R. Meeting, Commissions B1, B2, E1, E2, Purdue University, USA, pp. 141-149.

13. Melo, C., Ferreira, R.T.S., Pereira, R.H. and Aranda, A.L.M., 1990, "Impact of the Capillary Tube and Condenser Modelling Approach on the Performance of a Dynamic Simulation Program for Domestic Refrigerators", Proc. of the 1990 I.I.R. Meeting, Commissions B1, B2, E1, E2, Purdue University, USA, pp. 120-129.
14. Chen, Z. and Lin, W., 1991, "Dynamic Simulation and Optimal Matching of a Small-scale Refrigeration System", Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 329-335.
15. 姜理錫, 1982, "家庭用 冷蔵庫의 冷凍사이클에 대한 適正冷媒封入量에 관한 研究", 충남대학교 공업교육연구소 논문집, 제 5권 제 1호, pp. 8-14.
16. 佐藤彰也, 阿部順常, 1964, "冷蔵庫用冷凍サイクル의 適正冷媒封入量", 日立評論, 第 46卷, 第 7號, pp. 1149-1155.
17. Kuijpers, L.J.M., Janssen, M.J.P. and Verboven, P.J.M., 1988, "The influence of the refrigerant charge on the functioning of small refrigerating appliances", ASHRAE transactions, Vol. 94, Part 2, pp. 813-827.
18. 冷蔵庫 性能設計資料, 1985, 大字電子株式會社.
19. ASHRAE, 1989, ASHRAE HANDBOOK-FUNDAMENTALS, New York, pp. 2.8-2.10.
20. Stoecker, W.F. and Jones, J.W., 1982, Refrigeration & Air Conditioning, McGraw-Hill, Inc., Singapore, pp. 260-280.
21. Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-phase, Two-component Flow in Pipes", Chemical engineering Progress, Vol. 45, pp. 39-49.