

# 소형 냉장고용 왕복동식 압축기의 열전달에 관한 수치해석 연구

심 윤 희<sup>†</sup>, 윤 영<sup>\*</sup>, 박 윤 철<sup>\*\*</sup>

경민대학 에너지환경과, <sup>\*</sup>삼성전자 DA총괄 RC개발, <sup>\*\*</sup>제주대학교 기계에너지시스템공학부

## A Numerical Study on Heat Transfer in a Reciprocating Compressor for a Domestic Refrigerator

Yun-Hee Sim<sup>†</sup>, Young Youn<sup>\*</sup>, Youn Cheol Park<sup>\*\*</sup>

Department of Energy and Environment, Kyungmin College, Uijeongbu 480-702, Korea

<sup>\*</sup>Rotary Compressor R&D Group, D/A Network, Samsung Electronics, Co., LTD., Suwon 442-742, Korea

<sup>\*\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Cheju National University, Jeju 690-756, Korea

(Received November 19, 2004; revision received March 9, 2005)

**ABSTRACT:** An analytical model was developed using the lumped mass parameter method to estimate temperature distribution of metal parts and refrigerant of the hermetic reciprocating compressor. All of the lumped mass has been equated with the first law of thermodynamics. In the delivered equation, correlations of heat transfer coefficient in the heat transfer equation were taken from open literature. The equations are solved by Gauss-Jordan method simultaneously.

To verify the developed numerical program, an experiment was conducted with a domestic refrigerator. The compressor which had been installed at the bottom of the experimental refrigerator was modified to measure internal temperature. Model verification test was conducted at 30°C outdoor temperature with variation of compressor cooling conditions. As a result, there is a good consistency between calculated temperature and measured one.

**Key words:** Refrigerator(냉장고), Hermetic(밀폐형), Reciprocating compressor(왕복동압축기)

### 기 호 설 명

$A$  : 열전달면적 [ $m^2$ ]

$D$  : 외경 [ $m$ ]

$Gr$  : Grashof 수,  $g\beta D^3(T_i - T_j)/\nu^2$

$L$  : 길이 [ $m$ ]

$M$  : 질량 [ $kg$ ]

$\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]

$Nu$  : Nusselt 수,  $hD/k$

$P$  : 손실동력 [ $W$ ]

$Pr$  : Prandtl 수,  $c_p\mu/k$

$\dot{Q}$  : 열전달량 [ $W$ ]

$R$  : 반경 [ $m$ ]

$Ra$  : Rayleigh 수,  $Gr \cdot Pr$

$Re$  : Reynolds 수,  $\rho\omega D^2/2\mu$

$T$  : 온도 [ $K$ ]

$u$  : 내부에너지 [ $J/kg$ ]

$z$  : 열전달길이 [ $m$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-31-828-7302; fax: +82-31-828-7949

E-mail address: goldbear@kyungmin.ac.kr

## 그리스 문자

$\epsilon$  : 복사율

$\mu$  : 점성계수 [kg/m·s]

$\sigma$  : Stefan-Boltzmann 상수 [W/m<sup>2</sup>K]

$\omega$  : 각속도 [rad/s]

## 1. 서 론

가정용 냉장고는 생활필수품으로서 모든 가정에서 사용하고 있으며, 4계절을 통하여 하루 24시간 동안 연속적으로 사용하고 있어 냉장고 자체의 소비전력은 비록 작지만 연간 소비전력량은 매우 큰 가전제품이다. 최근에는 생활수준의 향상으로 가정용 냉장고가 대형화되는 추세에 있으며, 가정에서 기저부하를 차지하고 있는 냉장고의 전력소비량의 증가는 국가적인 에너지절약에 무시할 수 없는 요인이다. 가정용 소형 냉장고의 소비전력량 절감을 위해서는 압축기의 효율(energy efficiency ratio, EER) 향상이 매우 중요한 요소 중의 하나이다.

소형 가정용 냉장고에 사용하는 압축기는 보통 1/4마력 이하로써 주로 밀폐형 왕복동식 압축기가 사용되고 있다. 저압설방식의 밀폐형 압축기는 압축기의 발열부위를 온도가 낮은 흡입냉매가 냉각함으로써 전동기효율을 향상시키는 효과가 있다. 그러나 전동기와 압축기구부가 같은 밀폐용기에 있기 때문에 모터로부터 발생하는 열과 기구부의 마찰에 의해 발생하는 열에 의하여 밀폐용기 내의 온도가 높아져서 압축효율과 전동기의 효율이 저하된다. 이러한 밀폐형 압축기의 온도상승문제를 해결하기 위한 압축기의 열전달에 관련된 연구는 매우 중요한 과제 중의 하나이다.

실린더 내에서 흡입, 압축 및 재팽창 과정 중 일어나는 실린더와 냉매 사이의 열전달에 관한 연구<sup>(1)</sup>는 압축기의 체적효율적인 관심보다도 압축기의 지시일과 지시효율을 보다 더 정확하게 규명하기 위한 과정으로 볼 수 있으며, 따라서 흡입냉매의 과열부분은 간략하게 모델링을 하거나 생략하는 경우<sup>(2)</sup>가 대부분이다. 왕복동식 압축에서 흡입냉매로의 열전달은 압축기의 효율에 많은 영향을 미치기 때문에 흡입냉매로의 열전달 현상에 대한 정확한 분석<sup>(3)</sup>과 열전달을 줄일 수 있는 방안에 대한 연구<sup>(4,5)</sup>가 지속적으로 필요하다. 흡입

냉매로의 열전달은 매우 복잡한 메커니즘을 가지고 있기 때문에 정확한 예측을 위해서는 압축기 내 전체에 대한 온도분포 및 열전달 현상에 대해 예측할 수 있는 방법이 요구된다.

본 연구는 왕복동식 밀폐형 압축기에 대하여 압축기 내부의 온도분포 및 열전달 관계를 해석할 수 있는 모델을 개발하고, 압축기의 효율 향상을 위한 기초 자료를 제공하고자 한다.

## 2. 이론해석 및 모델링

### 2.1 해석방법

본 연구에서는 430 L급의 가정용 냉장고에 사용하는 R134a용 왕복동식 압축기에 있어서 압축기 내부에서의 열흐름과 온도분포를 수치모델을 개발하여 해석하였다.

본 수치해석에서는 압축기 내부를 냉매가스부분, 압축부와 모터를 포함한 고체부분 및 냉매오일부분의 세 부분으로 분류하여 열회로망 이론을 적용하였다. 각 분류 내에서 압축기 내의 기계요소의 기하학적인 형상을 기초로 하여 동일한 온도분포가 예상되는 부분을 하나의 질량집중체(lumped mass)로 가정하였다.

질량집중체 내의 모든 상태량은 평균값을 사용하였으며, 냉매에 대하여 냉매가 흡입되어 압축 과정을 거쳐 토출되는 단계를 13가지로 가정하고, 그 수만큼의 질량집중체를 선정하였다. 또한 고체부분은 형상에 따라서 16개의 질량집중체로 나누었으며, 오일의 경우에는 순환경로를 따라 3가지 질량집중체로 나누었다.

Table 1은 압축기에서 각 질량집중체에 부여된 번호와 이름을 나타내고 있으며, Fig. 1은 압축기의 냉매에 대한 부여번호이며, Fig. 2는 고체부분의 질량집중체의 번호를 나타낸 것이다. 질량집중체의 수는 총 32개이고 검사체적의 개수인 32개의 연립방정식으로 열전달방정식이 표현되며, 연립방정식의 해는 Gauss-Jordan Method를 이용하여 구하였다.

각 질량집중체간의 열전달계수에 영향을 미치는 냉매순환량은 흡입실 온도를 기준으로 가정하고 초기 가정한 값과 계산결과를 비교하여 반복 계산하는 방법으로 구한다.

오일순환량은 급유펌프의 압력-저항 관계를 이용하고 냉각효과를 정량적으로 계산하였다.

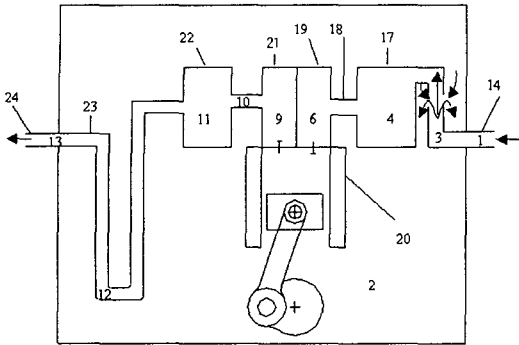


Fig. 1 Schematic of lumped mass elements of the refrigerant gas flow.

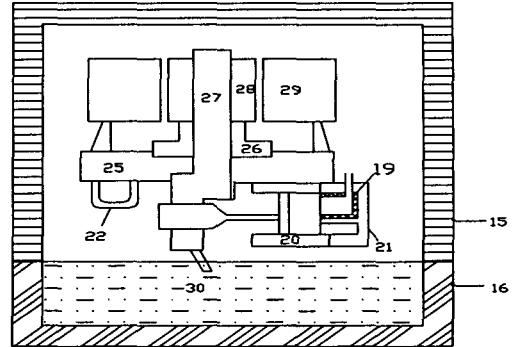


Fig. 2 Schematic of lumped mass elements of solid part and oil in the compressor.

Table 1 Number of lumped mass elements

No.	Lumped mass elements
1	Suction pipe
2	Shell
3	Suction muffler inlet
4	Suction muffler
5	Between suction muffler and suction plenum
6	Suction plenum
7	Suction chamber
8	Compression chamber
9	Discharge plenum
10	Between discharge plenum and discharge muffler
11	Discharge muffler
12	Discharge line (shell inside)
13	Discharge line (shell outside)
14	Suction pipe
15	Shell portion above oil sump
16	Shell portion contact with oil
17	Suction muffler body
18	Line between suction muffler and suction plenum
19	Suction plenum body
20	Cylinder body
21	Discharge plenum body
22	Discharge muffler body
23	Discharge line (shell inside)
24	Discharge line (shell outside)
25	Frame
26	Journal bearing
27	Crank shaft (with connecting rod)
28	Rotor
29	Stator
30	Oil in oil sump
31	Return oil from upper oil discharge hole
32	Return oil from lower oil discharge hole

\* G : gas, S : solid, L : liquid

2.2 열회로망

본 연구의 압축기는 Fig. 3과 같으며, 압축기 내부의 각 기계요소와 각 단계별 냉매를 질량집중체로 하여 검사체적을 구성하고, 질량집중체 사이의 열교환 관계를 열역학 제1법칙을 이용하여 에너지방정식으로 표현하였다.

질량집중체 중에서 *i* 번째의 질량집중체가 다른 질량집중체와 상관관계를 가질 때 질량보존법칙은 식(1)과 같으며, 열역학 제1법칙을 적용하면 식(2)와 같다. 전체 열전달량을 다른 질량집중체로부터 들어오거나 나가는 열전달량과 질량집중체 내의 열생성물의 합으로 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} = \sum_{k=1}^m \dot{m}_{i,k} + \frac{dM_i}{dt} \tag{1}$$

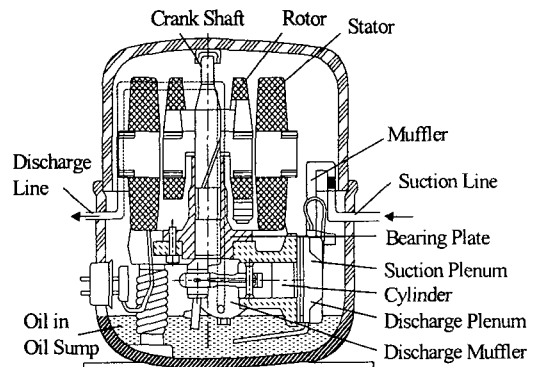


Fig. 3 Section view of a hermetic compressor.

$$\dot{Q}_i + \sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} h_{j,i} = \dot{W}_i + \sum_{k=1}^m \dot{m}_{i,k} h_{i,k} + \frac{d(M_i u_i)}{dt} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^n H_{i,j} (T_j - T_i) + \dot{S}_i \quad (3)$$

여기서,  $H$ 는 열 컨덕턴스(W/°C),  $h$ 는 엔탈피(J/kg),  $M$ 은 질량(kg),  $\dot{m}$ 는 질량유량(kg/s) 및  $u$ 는 내부에너지(J/kg)를 나타낸다.

### 2.3 냉매가스의 에너지방정식

저압식 압축기는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 압축기 셀 내의 냉매 일부가 흡입 머플러로 유입되는 간접흡입방식을 취하고 있다.

압축기를 순환하는 냉매에 대한 에너지 평형은 다음과 같은 방법으로 방정식을 유도하며, 이때 모든 방정식에 나타나는 숫자는 Table 1에서 설명한 질량집중체의 번호이다.

흡입관 내의 가스(1)에 대하여 이 검사체적과 열전달이 발생하는 질량집중체는 흡입냉매( $T_{in}$ ), 셀 내의 가스(2), 흡입 머플러 입구부의 가스(3)와 흡입관(14) 등이다. 이때 흡입관 내의 가스(1)에 관한 에너지방정식은 식(4)와 같다.

$$H_{1,inlet}(T_{inlet} - T_1) + H_{1,2}(T_2 - T_1) + H_{1,3}(T_3 - T_1) + H_{1,14}(T_{14} - T_1) = 0 \quad (4)$$

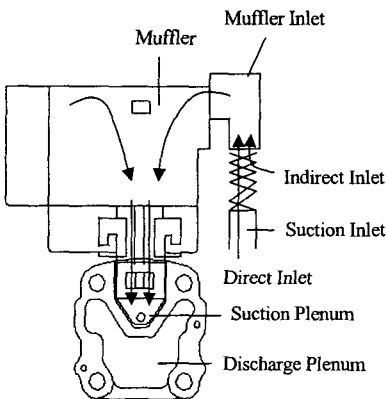


Fig. 4 Schematics of suction/discharge plenum and muffler.

식(4)를 온도에 대하여 정리하면 식(5)과 같이 표현할 수 있다.

$$(H_{1,inlet} + H_{1,2} + H_{1,3} + H_{1,14})T_1 - H_{1,2}T_2 - H_{1,3}T_3 - H_{1,14}T_{14} = H_{1,inlet}T_{inlet} \quad (5)$$

여기서,  $H_{i,j}$ 는  $H_{1,2} = \dot{m}c_p(1 - \Phi)$ ,  $H_{1,3} = \dot{m}c_p\Phi$ ,  $H_{1,14} = h_{1,14}A_{1,14}$  및  $H_{1,inlet} = \dot{m}c_p$ 이다.

위와 같은 방법으로 셀 내의 가스(2)를 비롯하여 셀외부 토출관 내의 가스(13)까지 냉매에 대하여 12개의 연립방정식을 유도할 수 있다.

### 2.4 고체부의 에너지방정식

고체부분의 질량집중체에 대한 에너지 평형에서 흡입관(14)의 크기는 압축기 캔의 외부에서 6 cm 되는 지점부터 압축기 내부의 흡입 머플러 입구부에 근접하는 부분까지이며, 이 검사체적과 열전달이 발생하는 질량집중체는 흡입관 내 가스(1), 셀 내의 가스(2), 가스가 접하고 있는 셀(15) 및 외부공기( $\infty$ ) 등이다. 흡입관(14)에 대한 에너지방정식은 식(6)과 같다.

$$H_{14,1}(T_1 - T_{14}) + H_{14,2}(T_2 - T_{14}) + H_{14,15}(T_{15} - T_{14}) + H_{14,\infty}(T_\infty - T_{14}) = 0 \quad (6)$$

이 식을 온도에 대하여 정리하면 식(7)와 같다.

$$C_{14,1}T_1 + C_{14,2}T_2 + C_{14,14}T_{14} + H_{14,15}T_{15} = B_{14} \quad (7)$$

여기서,

$$\begin{aligned} C_{14,1} &= -H_{14,1} = -h_{14,1}A_{14} \\ C_{14,2} &= -H_{14,2} = -h_{14,2}A_{14,2} \\ C_{14,14} &= H_{14,1} + H_{14,2} + H_{14,15} + H_{14,\infty} \\ C_{14,15} &= -H_{14,15} \\ &= -2k_{14,15}\pi z_{14,15} / \ln(D_{14,15}/d_{14,15}) \\ B_{14} &= H_{14,\infty}T_\infty \end{aligned}$$

이다.

같은 방법으로 가스가 접하는 셀(15)에서 전동기의 고정자(29)에 이르기까지 15개의 고체부이 질량집중체에 대하여도 방정식을 유도할 수 있다.

### 2.5 윤활유의 에너지방정식

셀 내의 윤활유(30)에 대하여 이 검사체적과 열전달에 관련된 질량집중체는 셀 내의 가스(2), 윤활유가 접하고 있는 셀(16), 저널 베어링 내의 공급 윤활유(31) 및 구동축의 공급 윤활유(32) 등이다. 윤활유의 급유량에 관한 값은 윤활유 급유량 해석 모델에서 결정한다. 이 검사체적에 관한 에너지방정식은 식(8)과 같다.

$$H_{30,2}(T_2 - T_{30}) + H_{30,16}(T_{16} - T_{30}) + H_{30,31}(T_{31} - T_{30}) + H_{30,32}(T_{32} - T_{30}) = 0 \quad (8)$$

식(8)을 온도에 대하여 정리하면 식(9)와 같다.

$$C_{30,2}T_2 + C_{30,16}T_{16} + C_{30,30}T_{30} + C_{30,31}T_{31} + C_{30,32}T_{32} = B_{30} \quad (9)$$

여기서,

$$\begin{aligned} C_{30,2} &= -H_{30,2} = -h_{30,2}A_{30,2} \\ C_{30,16} &= -H_{30,16} = -h_{30,16}A_{30,16} \\ C_{30,30} &= H_{30,2} + H_{30,16} + H_{30,31} + H_{30,32} \\ C_{30,31} &= -H_{30,31} = -\dot{m}_{o1}c_{p0} \\ C_{30,32} &= -H_{30,32} = -\dot{m}_{o2}c_{p0} \\ B_{30} &= 0 \end{aligned}$$

이다.

같은 방법으로 저널 베어링 내의 공급 윤활유(31) 및 구동축의 공급 윤활유(32)에 대해서도 에너지방정식을 구할 수 있다.

### 2.6 전동기발열 및 마찰열의 계산

압축기 해석모델의 발열항으로 들어가는 전동기손실 및 마찰손실을 구하여야 한다. 전동기손실은 전동기 제조사가 제시한 회전수-토크곡선을 곡선접합한 식을 이용하여 회전수를 구한 다음,

회전수-효율곡성을 이용하여 전동기의 효율과 손실을 구한다. 마찰손실에서 기계적 마찰에 의한 발열량은 저널베어링, 스러스트베어링 및 피스톤에서 발생하며, 다음 식으로부터 구한다.<sup>(7)</sup>

#### 저어널 베어링

$$P_{jb} = T_{jb} \times \omega = \frac{(2\pi RL)(\mu)(R^2\omega^2)}{c} \quad (10)$$

#### 스러스트 베어링

$$P_{tb} = T_{tb} \times \omega = \frac{2\pi\mu\omega^2}{h} \left[ \frac{r_o^4 - r_i^4}{4} \right] \quad (11)$$

#### 왕복피스톤

$$P_{cp} = F_{cp} \times V = \frac{4\mu D_p L_p e^2 \omega^2}{\pi C_p} \quad (12)$$

## 2.7 열전달계수

### 2.7.1 관 내의 가스의 열전달계수

압축기 내의 각각의 질량집중체 간의 열전달계수는 검사체적의 형상과 냉매가스의 유동형태에 따라 여러 문헌자료를 참고하여 결정한다. 관 내의 가스측에 열전달은 원형의 관을 통과하는 냉매의 열전달계수는 층류는 식(13)을 사용하고, 난류( $0.1 < Pr < 10^5$  and  $10^4 < Re_d < 10^6$ )일 경우는 식(14)로부터 계산한다.<sup>(8)</sup>

$$Nu = 4.36 \quad (13)$$

$$Nu = 5 + 0.015 Re_d^a Pr^b \quad (14)$$

여기서,

$$a = 0.88 - 0.24/[4 + Pr]$$

$$b = 0.33 + e^{(-0.6Pr)}$$

이다.

### 2.7.2 흡입관의 공기의 열전달계수

흡입관, 압축기셀 및 토출관과 외부공기와의 열전달계수는 레이놀드수에 따라 강제대류일 경우

( $10^2 < Re < 10^7$ ,  $Pe > 0.2$ )는 식(15)를 사용하고, 자연대류일 경우에는 식(16)의 식들을 적용한다.<sup>(9)</sup>

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (15)$$

$$Nu = 0.93 \left(Ra \frac{D}{L}\right)^{0.05}; \text{ for } Ra \frac{D}{L} \leq 0.05 \quad (16a)$$

$$Nu = 1.37 \left(Ra \frac{D}{L}\right)^{0.16}; \text{ for } 0.05 \leq Ra \frac{D}{L} \leq 10^4 \quad (16b)$$

$$Nu = 0.60 \left(Ra \frac{D}{L}\right)^{0.25}; \text{ for } Ra \frac{D}{L} \geq 10^4 \quad (16c)$$

또한, 외기공기와 온도차이가 크고 열전달면적이 크기 때문에 복사에 의한 열전달도 다음의 식(17)로부터 계산한다.

$$h_r = \epsilon \sigma (T_i + T_\infty) (T_i^2 + T_\infty^2) \quad (17)$$

### 2.7.3 셸의 가스 및 기타 부위의 열전달계수

셸 내 냉매는 회전하는 실린더에서의 열전달에 관련된 관계식을 적용하였다.<sup>(10)</sup>

$$Nu = 0.1075 Pr^{0.35} (0.5 Re^2 + Gr)^{0.35} \quad (18)$$

이외에도 흡입 머플러와 셸 내 가스의 열전달은 유동이 있는 평판에서의 강제대류 열전달식을, 토출 머플러는 아래쪽 방향으로 반구형 형상으로써 구면에 대한 강제대류 열전달식을 사용하였다.

토출관의 가스의 열전달은 토출관이 압축기 구동부의 진동이 밀폐용기에 전달되는 것을 방지하기 위하여 길이가 길고 복잡한 형상으로 이루어져 있으므로 일부는 실린더에 대하여 직교류로 볼 수 있고, 일부는 평행류로 볼 수 있으므로 각각에 대하여 합당한 열전달계수식을 사용하였다.

회전자의 상하부의 열전달은 회전디스크에서의 열전달식을 사용하였으며, 실린더 내의 흡입과정과 압축과정에서의 열전달은 Adar(1972)의 각속도 개념을 도입하여 선회속도항으로 표현된 난류

열전달계수식(19)을 사용하였다.

$$Nu = 0.053 Pr^{0.6} \cdot Re^{0.8} \quad (19)$$

### 2.7.4 복사열전달계수

압축기내의 열전달현상을 규명하기 위한 기존의 연구에서는 셸의 공기층에 대해서만 복사열전달을 고려하였으나, 본 연구에서는 구성부품 중 열전달면적이 크고 온도차가 큰 부품 간의 내부 복사열전달량을 고려하였으며, 아래와 같이 나타낼 수 있다.<sup>(9)</sup>

$$Q = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{(1 - \epsilon_1)/\epsilon_1 A_1 + 1/A_1 F_{12} + (1 - \epsilon_2)/\epsilon_2 A_2} \quad (20)$$

### 2.8 열전달해석 시뮬레이션

압축기 내의 열전달해석을 위한 모델은 각 질량집중체(lumped mass) 간의 에너지방정식으로 이루어진 열회로망 모델, 대류열전달계수, 복사열전달계수 및 열전도계수를 구하기 위한 열전달에 관련한 모델, 전동기손실과 마찰손실을 구하기 위한 모델 및 윤활유 급유량을 구하기 위한 급유량 해석모델 등으로 구성되어 있다.

압축기의 기하학적 형상과 압력을 기초로 전동기손실, 마찰손실 및 압축일을 결정하게 되는데, 이때 전동기회전수를 수렴조건으로 하여 반복 계산한다.

다음으로 열전달계수를 냉매순환량과 밀폐용기의 온도에 대한 가정값으로 계산하고, 윤활유와 관련한 열전달계수를 구하기 위해 급유량을 계산한다. 계산된 열전달계수와 열전달면적을 기초로 하여 열회로망의 온도에 대한 계수를 결정하고, 발열항을 상수로 하는 연립방정식이 구성된다.

연립방정식의 해를 구하여 각 질량집중체의 온도를 결정하고 계산된 결과와 초기에 가정한 온도를 비교하여 오차범위를 벗어날 경우, 결과로 나온 밀폐용기의 온도를 초기값으로 하여 자연대류 열전달계수를 다시 구하고 오차범위 내에 들어올 때까지 계산을 반복한다.

압축기 내의 온도분포에 대한 결과가 얻어지면, 흡입실 내의 냉매가스의 온도와 압력을 기준으로 냉매순환량을 계산하여 가정한 냉매순환량과 비교하여 오차범위에 들 때까지 계산과정을

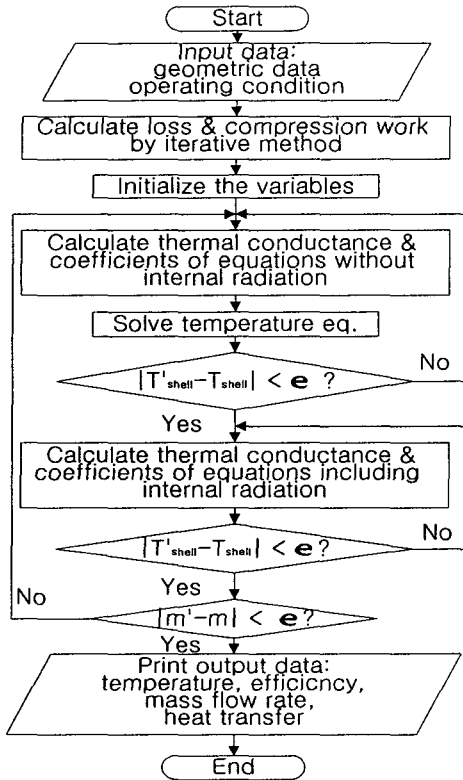


Fig. 5 Flow chart of heat transfer program.

반복하고, 위의 모든 수렴조건이 충족되면 해석을 종료한다. Fig. 5는 이러한 과정을 나타내는 수치계산의 흐름도이다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 모델검증실험

본 연구를 통해서 개발한 왕복동압축기의 수치해석 모델의 타당성을 검증하기 위해서는 실험자료와 비교가 필수적이다. 하지만 압축기 내의 열전달의 영향으로 변하는 압축기 내부의 온도에 대한 공개된 측정자료 매우 부족하다. 발표된 측정자료도 각 경우마다 압축기의 구조와 크기가 달라 활용에는 무리가 따른다.

본 연구에서는 수치해석 프로그램의 개발과 동시에 수행된 국내 S사의 430L급 가정용 냉장고에 적용되는 1/4마력급 R134a용 압축기의 내부 온도 측정실험을 통하여 획득한 자료를 수치해석 모

Table 2 Specifications of a domestic refrigerator

External dimension (mm)	740(W)×725(D)×1729(H)
Effective volume (L)	Freezer 122 Refrigerator 312
Refrigerating method	Indirect
Refrigerant	R-134a
Expansion device	Capillary tube

Table 3 Specifications of a compressor

Stroke volume (cc/rev)	6.177
Horse power (HP)	1/4
Starting method	2 condenser starting
POE oil (cc)	200

델의 검증에 사용하였다.

#### 3.2 압축기 강제냉각시 수치해석 모델의 검증

외기온도 30℃, 냉장고 냉동실온도 -18℃, 냉장실온도 3℃이고 압축기 주위를 지나는 외부공기의 속도가 4.2m/s일 때, 해석결과와 시험결과를 압축기 내의 각 부분별 온도를 중심으로 비교하였다. 이때 본 연구의 압축기 수치해석 모델의 입력값은 압축기의 토출압력이 1,124 kPa, 흡입압

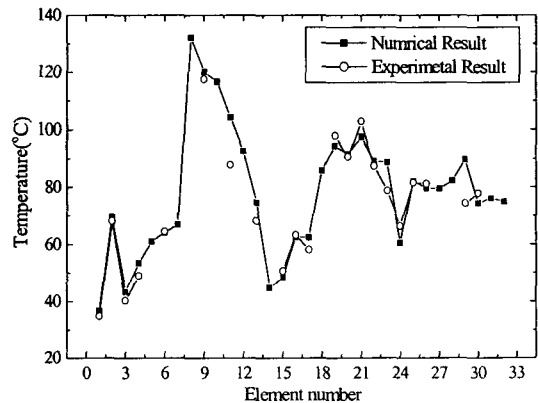


Fig. 6 Comparison of element temperature between the measured and the predicted value with 30℃ ambient air temperature and 4.2 m/s forced convection condition.

력 96 kPa, 외기온도 30℃, 입구온도 34.7℃ 및 토출온도 64℃이다.

압축기의 전동기효율과 마찰손실에 대한 계산 결과 압축기의 소비전력은 124.9 W로 계산되었으며, 실험에서의 측정값은 126.3 W이다. 이는 약 1%의 오차로써 계산이 비교적 정확하다는 것을 나타내는 인자로 볼 수 있다. 계산된 소비동력은 본 연구의 압축기 열해석 모델의 발열량을 결정하는 중요한 자료이다.

Fig. 6은 압축기 내부의 각 부위별 온도를 해석 결과와 실험결과를 비교한 결과이다. 실험치와 해석적인 결과가 대체로 일치하나, 토출냉매의 온도, 토출실온도 및 전동기 스테이터온도에서 오차가 비교적 크게 나타나고 있다. 전동기 스테이터의 경우, 실험치는 스테이터의 표면온도를 측정된 값이나 해석적인 모델에서의 값은 집중체의 평균 온도의 개념으로 나타난 값이며, 특히 스테이터 내부에 발열항이 존재하기 때문에 위와 같은 오차가 생긴 것으로 생각할 수 있다.

토출실온도의 경우 해석모델링의 입력값으로 들어간 토출실 재료의 열전도율이 실제 토출실 재료의 열전도율에 비해 높기 때문이다. 이는 향후 측정결과를 사용하여 해석모델을 수정하는 작업을 통하여 개선되어야 할 부분이다.

위의 몇 가지 지점을 제외하고 개발된 모델로부터 계산된 대부분의 질량집중체의 온도는 실험 결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

### 3.3 자연대류 냉각시 수치해석 모델의 검증

Fig. 7은 외기온도 30℃, 냉장고 냉동실온도 -18℃, 냉장실온도 3℃이고, 압축기가 자연대류와 복사에 열전달로 냉각될 때의 압축기 내의 각 부분별 온도를 실험값과 비교한 것이다.

이때 압축기가 놓여진 공간이 매우 협소하고 외부의 새로운 공기가 압축기로 충분히 공급되지 못하기 때문에 압축기 주위의 공기온도는 냉장고의 외부공기온도에 비해 매우 높다. 실험에서 측정된 온도는 52.5℃로써, 냉장고의 외부공기온도에 비해 22.5℃만큼 높은 값이다. 이때 수치해석의 압축기의 운전조건에 대한 입력값은 토출압력 1,124 kPa, 흡입압력 94 kPa, 압축기 외기온도 52.5℃, 입구온도 35.5℃ 및 토출온도 83.7℃이다.

이때 실험과 계산결과의 압축기 내부에서 각 부

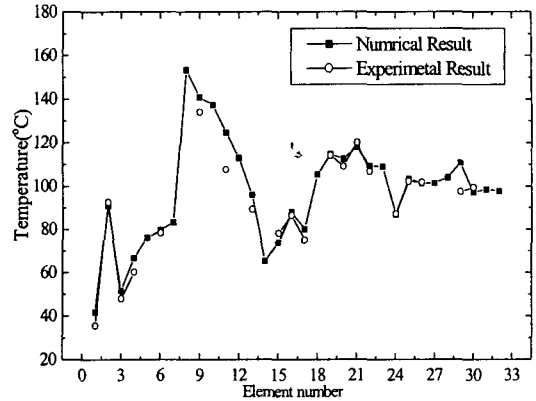


Fig. 7 Comparison of element temperature between the measured and the predicted value with 30℃ ambient air temperature and natural convection condition.

분온도의 오차는 3.2절의 강제대류냉각의 경우와 비슷하지만, 강제대류의 경우가 자연대류의 경우보다 정확하며, 자연대류의 경우에 계산된 압축기의 소비전력은 124.8 W이었으나, 측정결과는 143.6 W로 오차가 약간 증가한 결과를 얻었다.

압축기의 회전수에 있어서 계산결과 압축기 모터의 회전수는 3530.7 RPM이며, 실험결과 3510.0 RPM과는 20 RPM의 차이로서 수치해석결과의 정확도가 높다고 볼 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 밀폐형 왕복동식 압축기의 내부 온도분포와 열전달량을 파악하기 위하여 압축기 내의 냉매, 고체부분 및 오일을 세분하여 검사체적을 나누는 다음 각각의 검사체적을 질량집중체(lumped mass)로 유도하였다. 각각의 질량집중체간의 열전달관계식을 열역학 제1법칙을 적용하여 검사체적만큼의 연립방정식을 수립한 후, 이 연립방정식의 해를 통하여 검사체적의 온도와 검사체적 간의 열전달량을 계산하였다.

개발된 수치해석 모델의 정확도를 검증하기 위하여 압축기 내부온도의 측정실험을 통하여 얻어진 결과와 비교하였다. 개발된 프로그램은 압축기의 소비전력에서 약간의 오차를 가지고 있으나, 거의 모든 질량집중체의 온도가 실험결과와 큰 차이가 없어 본 연구를 통하여 개발한 수치해



석 모델을 새로운 압축기 개발을 위한 유용한 해석 프로그램으로 사용할 수 있음을 확인하였다.

### 참고문헌

1. Adair, R. P., Ovale, E. B. and Pearson, J. T., 1972, Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors, Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 521-526.
2. Brok, S. W., Touber, S. and Van der Meer, J. S., 1980, Modeling of cylinder heat transfer—Large effort, Little effect?, Proc. of the Purdue Compressor Technology Conf., West Lafayette, pp. 43-50.
3. Recktenwald, G. W., Ramsey, J. P. and Pantankar, S. V. 1986 Prediction of heat transfer in compressor cylinders, Purdue Compressor Technology Conference, pp. 159-169.
4. Fagotti, F. and Prata, A. T., 1998, A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressors, Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 871-876.
5. Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Rossetto, L., Longo, G. A., Pinto, A. D., Zannerio, A., 1998, Unsteady-state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor, Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 883-888.
6. Meyer, W. A. and Doyle, H., 1990, An analytical model of heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 898-907.
7. Dietmar, E. B. L. and Manfred, K., 1990, Friction losses measurements on a reciprocating compressor mechanism, Proceedings of the 1990 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 741-748.
8. Burmeister, L. C., 1983, Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York.
9. Holman, J. P., 1986, Heat Transfer, 6th ed., McGraw-Hill, New York.
10. Heat Transfer Data Book, 1990, Geneum Publishing Corporation, New York.