

냉장고용 소형 압축기의 실린더 内の 상태변화

金 性 台 · 閔 泰 植

〈大宇電子(株) 壓縮機部〉

1. 서 론

2차리에 걸친 석유파동 이래, 국내외의 모든 냉장고 제조업체에서는 냉장고의 소비전력량을 줄이기 위한 다각적인 노력이 경주되고 있다. 냉장고의 소비전력량을 줄이기 위해서는, 냉장고의 소비전력의 80~90%를 차지하는 압축기의 성적계수(냉동능력/전기입력)를 향상시키는 것이 필수적이다. 성적계수를 향상시키기 위해서는 압축기 내부에서 일어나는 제반 현상에 대한 이해가 필요하며, 이를 토대로 하여 성적계수를 향상시킬 수 있는 방안을 얻을 수 있다. 성적계

수에 영향을 미치는 인자를 분류하면, 체적효율, 압축효율, 전동기효율, 베어링부와 같은 곳에서 발생하는 마찰손실 등으로 구분된다. 여기서는 압축기의 체적효율, 압축효율에 관련된 부분에 대해서만 검토를 하였으며, 이는 주로 실린더 內외의 冷媒의 압력, 온도 등의 변화과정과 관련이 있다. 압축기의 모델로는 그림 1과 같은 스카치-요크(Scotch-Yoke)型的 소형 완전 밀폐형 왕복식 압축기를 사용하였다. 그리고 냉매는 R-12를 사용하였다.

2. 이론적 해석

실린더 內에서의 가스의 압력과 체적 사이의 관계는 그림 2와 같이 표시되며, 이것은 재팽창, 흡입, 압축, 토출의 과정으로 구분된다. 실린더 內의 부피는 크랭크축의 회전각도 θ 에 의하여 결정되며, 스카치-요크型에서는 다음 식으로 주어진다.

$$V = V_0 + D^2 R \pi (1 - \cos \theta) / 4 \quad (1)$$

여기서, V_0 는 상사점에서의 극간체적이며, D 는 실린더직경, R 은 크랭크축의 회전반경을 나타내고, 회전각도의 기준점($\theta=0$)은 상사점이다.

그리고, 수학적인 해석의 편의를 위하여 아래와 같은 가정을 하였다.

- (1) 냉매는 이상기체와 같은 성질을 갖는다.
- (2) 흡입, 토출 과정은 단열과정이다.
- (3) 재팽창, 압축 과정은 폴리트로픽

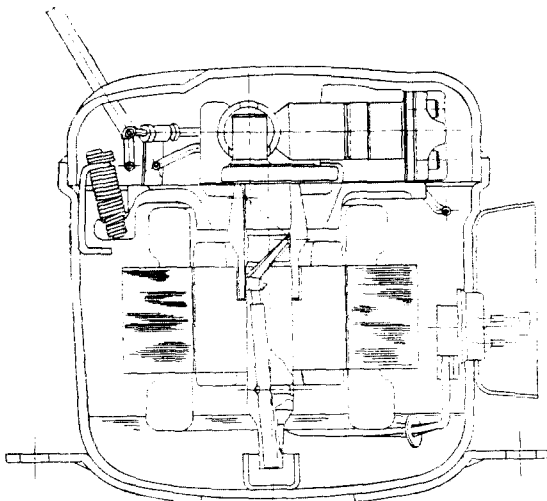


그림 1 냉장고용 소형 압축기의 단면도

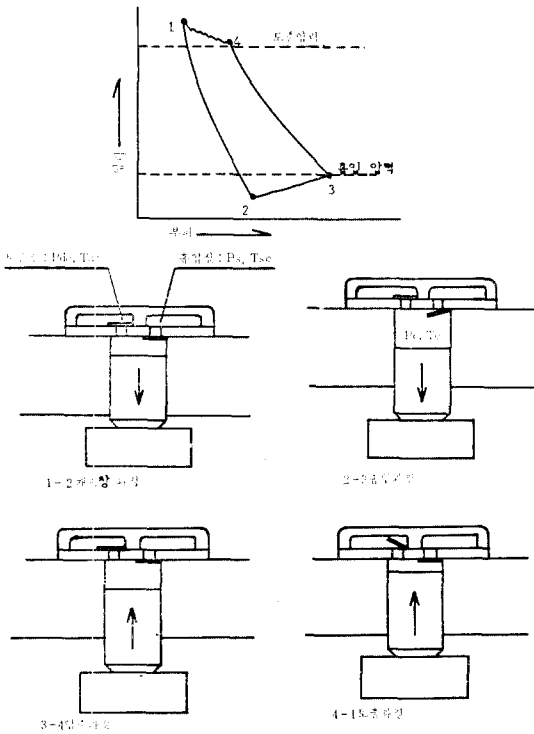


그림 2 실린더 内の 각 과정

(polytropic)과정이다.

- (4) 흡입실 内の 가스의 온도, 압력은 일정하다.
- (5) 토출실 内の 가스의 온도는 일정하다.
- (6) 중압, 정적 비열은 항상 일정하다.
- (7) 밸브의 질량은 무시한다.

2.1. 재팽창 및 압축 과정

폴리트로픽 과정이므로, 냉매의 상태는 다음과 같이 표시된다.

$$V_f = V_i (P_i / P_f)^{1/n} \tag{2}$$

$$T_f = T_i (P_f / P_i)^{1-1/n} \tag{3}$$

2.2. 흡입 과정

질량 보존에 의하여

$$\frac{dM_{sv}}{dt} = \frac{dM_c}{dt} \tag{4}$$

가 성립하며, 열역학 제 1 법칙으로부터

$$\frac{dM_{sv}}{dt} h_{sc} = \frac{d}{dt} (M_c u_c) + P_c \frac{dV_c}{dt} \tag{5}$$

가 성립한다. 여기서 운동에너지는 무시하였다. 식 (4)와 이상기체상태방정식

$$P_c V_c = M_c R T_c \tag{6}$$

을 식 (5)에 대입하고, 내부 에너지를 엔탈피로 바꾸면, 식 (5)는 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{P_c}{R} \frac{V_c}{T_c} C_p \frac{dT_c}{dt} - C_p (T_{sc} - T_c) \frac{dM_c}{dt} \\ - V_c \frac{dP_c}{dt} = 0 \end{aligned} \tag{7}$$

흡입 밸브를 통과하는 냉매의 속도는

$$h_{sc} = h_c + v_{sc}^2 / 2 \tag{8}$$

이므로, 실린더 内の 냉매의 질량변화량은 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{dM_c}{dt} &= \rho_c (A_{sv})_e v_{sc} \\ &= \rho_c (A_{sc})_e \frac{P_c}{RT_c} (2C_p (T_{sc} - T_c))^{1/2} \end{aligned} \tag{9}$$

여기서, ρ_c 는 냉매의 밀도를 표시하며 $(A_{sv})_e$ 는 밸브의 유효단면적을 표시한다. 식 (9)를 식 (7)에 대입하면, 다음 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{P_c} \frac{dP_c}{dt} = - (A_{sc})_e \frac{C_p (T_{sc} / T_c - 1)}{R V_c} \\ \cdot (2C_p (T_{sc} - T_c))^{1/2} - \frac{C_p}{RT_c} \frac{dT_c}{dt} \end{aligned} \tag{10}$$

이상기체 방정식 (6)을 시간 t 에 대하여 미분하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dP_c}{dt} = \frac{RT_c}{V_c} \frac{dM_c}{dt} + \frac{RM_c}{V_c} \frac{dT_c}{dt} \\ - M_c \frac{R}{V_c} \frac{T_c}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \end{aligned} \tag{11}$$

식 (9)와 식 (6)을 식 (11)에 대입하여, M_c , $\frac{dM_c}{dt}$ 항을 소거하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{P_c} \frac{dP_c}{dt} = (A_{sv})_e \frac{(2C_p (T_{sc} - T_c))^{1/2}}{V_c} \\ + \frac{1}{T_c} \frac{dT_c}{dt} - \frac{1}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \end{aligned} \tag{12}$$

식 (10), 식 (12)로부터, 흡입 과정은 아래와 같은 미분 방정식으로 표시된다.

$$\frac{1}{T_c} \frac{dT_c}{dt} = \left(\frac{C_p}{C_v} \frac{T_{sc}}{T_c} - 1 \right) (A_{sv})_e / V_c \cdot$$

■ 解 說

$$\sqrt{2C_p(T_{pc}-T_c)} - \frac{R}{C_v V_c} \frac{dV_c}{dt} \quad (13)$$

식 (13)에서 시간 t 를 크랭크축의 회전각도 θ 로 바꾸면 다음과 같이 된다.

$$\frac{1}{T_c} \frac{dT_c}{d\theta} = \left(\frac{C_p}{C_v} \frac{T_{sc}}{T_c} - 1 \right) \frac{(A_{sc})_e \sqrt{2C_p(T_{sc}-T_c)}}{V_c \cdot \omega} - \frac{R}{C_v V_c} \frac{dV_c}{d\theta} \quad (14)$$

여기서 ω 는 크랭크축의 회전 각속도를 표시한다.

2.3. 토출 과정

질량 보존에 의하여

$$\frac{dM_c}{dt} = - \frac{dM_{dv}}{dt} \quad (15)$$

가 성립하며, 에너지 방정식에 의하여

$$\frac{d}{dt}(M_c u_c) + \frac{dM_{dv}}{dt} h_{dv} - P_c \frac{dV_c}{dt} = 0 \quad (16)$$

가 성립한다. 실린더 내에서의 냉매의 질량 변화량은 다음과 같다.

$$\frac{dM_c}{dt} = - (A_{dv})_e \frac{\rho_c}{RT_c} \sqrt{2C_p(T_c - T_{dc})} \quad (17)$$

식 (6), (11), (15), (16), (17)에 흡입 과정에서와 같은 방법을 적용하면, 토출 과정에 관한 식은 아래와 같이 된다.

$$\frac{1}{T_c} \frac{dT_c}{d\theta} = - (A_{dv})_e \frac{R}{C_v \omega} \left[\sqrt{2C_p(T_c - T_{dc})} / V_c + \frac{1}{V_c} \frac{dV_c}{d\theta} \right] \quad (18)$$

2.4. 압축일, 밸브에서의 손실

이상에서와 같이 실린더 내의 냉매의 특성(properties) 변화를 재팽창, 흡입, 압축, 토출의 4 과정으로 구분하여 구하였으며, 이것은 최종적으로 식 (2), (3), (14), (18)로 표시된다. 식 (14)와 (18)은 런지-쿠틀법(Roung-Kutta Method)으로 풀었으며, 이를 위하여 소형 퍼스날 컴퓨터를 이용하였다. 이러한 수치해석의 결과를 이

용하여 압축일, 흡입 및 토출시의 손실 등을 구하였다.

압축일(indicated work)

$$W_i = \sum [V(\theta_i) - V(\theta_{i-1})] \cdot P_c \quad (19)$$

흡입 과정에서 발생하는 손실

$$W_s = \sum [V(\theta_i) - V(\theta_{i-1})] \cdot (P_c - P_s) \quad (20)$$

토출 과정에서 발생하는 손실

$$W_d = \sum [V(\theta_i) - V(\theta_{i-1})] \cdot (P_a - P_c) \quad (21)$$

여기서, P_c 는 실린더 내부 압력, P_a 는 이론상의 토출 압력(응축기 압력), P_s 는 흡입 압력(증발기 압력)을 표시한다.

3. 시험 및 측정

압축기의 성적계수, 냉동능력(냉매 순환량), 전기입력 등은 열량 측정기(calorimeter)로 비교적 간단하게 측정할 수 있으나, 실린더 내의 압력변화, 토출실 및 흡입실의 온도 등은 밀폐형 압축기라는 특성 때문에 측정이 매우 어렵다. 그림 3에 열전대선, 압력 변환기, 거리 측정기 등이 부착된 모양을 표시하였다. 실린더 내의 압력 측정용 트랜스듀서는 다음과 같은 수준으로 부착하였다.

(1) 실린더 헤드와 밸브 플레이트에 직경 6mm

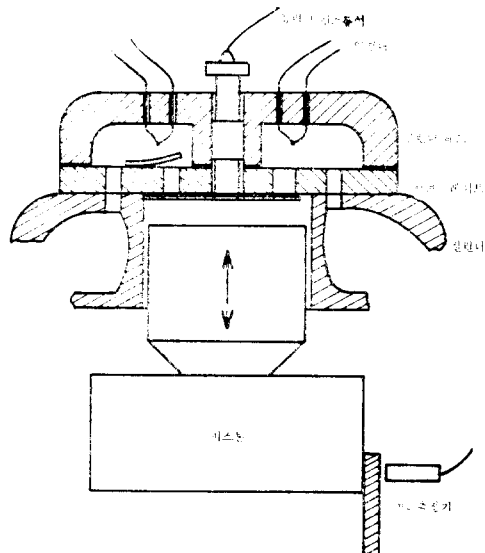


그림 3 제축기가 부착된 상태의 압축기

냉장고용 소형 압축기의 실린더 内の 상태변화

정도의 구멍이 일직선상에 생기도록, 관통하였다. 이때 주의할 사항은 실린더 헤드의 흡입실과 토출실을 정계짓는 벽의 중앙에 구멍을 내야 하며, 이 구멍의 끝 부분이 흡입 밸브에 의하여 완전히 가려지지 않도록 구멍의 위치를 선정하여야 한다.

(2) 실린더 헤드에 나사를 낸 다음, 압전형 트랜스듀서를 부착시킨다. (반드시, 압전형 트랜스듀서를 사용하여야 하며, 스트레인 게이지형은 사용할 수 없다.) 이때, 냉매의 누설이 없도록 밀봉을 잘하여야 하며, 트랜스듀서를 부착시킴으로 인하여 극간체적이 과도하게 커지지 않도록 유의하여야 한다.

열전대선은 다음과 같은 수준으로 부착하였다.

(1) 실린더 헤드의 흡입실과 토출실에 각각 직경 1mm 정도의 구멍을 2개씩 낸다.

(2) 그림 3과 같이 열전대 선을 넣는다. 이때, 열전대선의 용접된 부분이 가능한 한 밸브 포트(valve port)부에 근접하도록 한다.

(3) 냉매의 누설이 없도록, 열전대선과 구멍 사이를 밀봉한다.

실린더 内の 체적은 직접적인 방법으로는 측정하기 어려우므로, 피스톤의 위치를 측정함으로써, 실린더 内の 부피를 구하였으며, 거리 측정기(gap sensor)는 아래의 수준으로 부착하였다.

(1) 그림 3과 같이 피스톤에 자그마한 판을 약간 경사지게 부착한다.

(2) 거리 측정기를 적당한 위치에 고정시킨다.

이와 같은 방법으로 센서類를 부착한 다음, 플랜지 케이스(flange case)를 사용하여 데이터 케이블을 케이스 밖으로 인출하여, 원하는 조건에서 압축기를 운전시키면서 압력, 온도, 체적 등을 측정하였다.

4. 이론 계산과 시험 결과의 비교

실린더 직경이 23.5mm, 전동기의 분당 회전수가 3500~3560, 압축비가 4~10, 스트로크(stroke)가 8~12mm 인 경우에 대하여 이론적

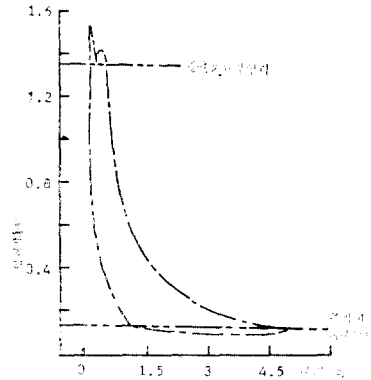


그림 4 압력-부피의 곡선(계산치)

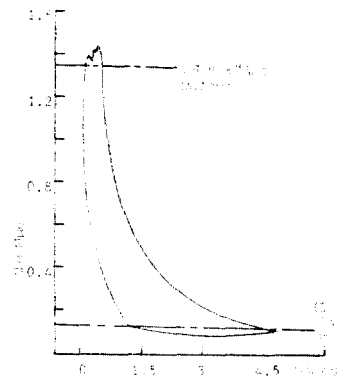


그림 5 압력-부피의 곡선(실험치)

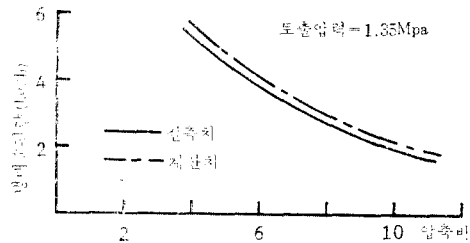


그림 6 압축비 변화에 따른 냉매 순환량

인 계산과 시험을 하였다.

그림 4에서는 계산에 의한 압력-부피 곡선을 나타냈고, 그림 5는 실험에 의한 압력-부피 곡선이다. 그림 4와 5를 비교하면, 토출 말기를 제외하고는 거의 일치하고 있으며, 토출 말기에서의 차이는 밸브의 거동을 단순화시켰기 때문이다. 즉, 밸브의 질량을 零으로 간주하여, 실린더 內와 토출실 사이의 미소한 압력차이에 의해서도 밸브가 순간적으로 열리고 닫힌다는

■ 解 說

가정에 의하여, 계산상 토출 말기에는 실린더
 内の 압력의 맥동이 실제보다 크게 나왔다. 그
 립 6 에는 압축비 변화에 따른 냉매 순환량을,
 그림 7 에서는 스트로크의 변화에 따른 냉매순
 환량을 비교하였다. 계산치가 시험치보다 크게
 나온 것은 밸브에서의 역류, 피스톤과 실린더
 사이의 냉매 누설, 흡입 및 토출 과정에서의 열
 전달 등을 무시한 결과이다. 그러나, 이론치와
 실험치는 동일한 경향을 보이고 있다. 그림 8
 은 압축비에 따른 전기입력, 압축일 등을 비교
 하였다. 그림 9 는 밸브部에서 발생하는 손실을
 나타낸다.

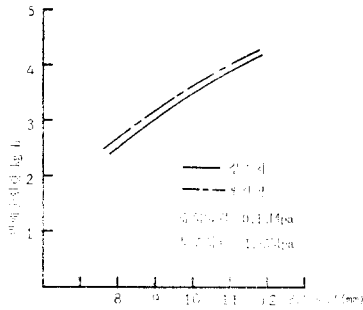


그림 7 스트로크 변화에 따른 냉매 순환량

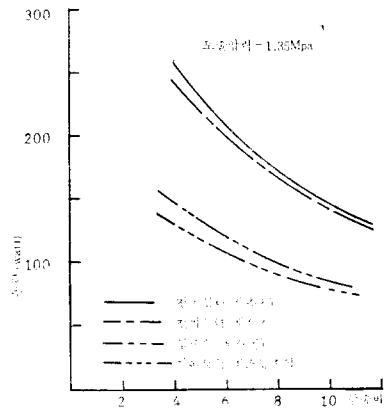


그림 8 압축비 변화에 따른 소요동력

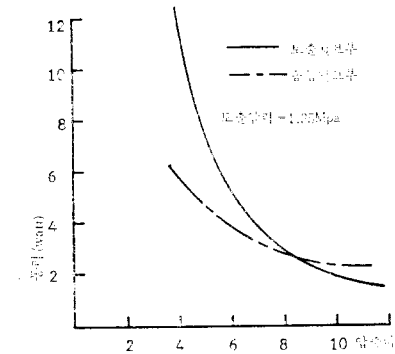


그림 9 밸브부에서의 동력손실

