

<논 문>

왕복동식 압축기의 밸브거동과 압력맥동에 대한 연구

Valve Motions and Gas Pulsations of a Reciprocating Compressor

이성욱* · 홍성철** · 주재만*** · 박철휘****

Sung-Wook Lee, Sung-Chul Hong, Jae-Man Joo and Chol-Hui Pak

(1999년 2월 8일 접수 : 1999년 6월 21일 심사완료)

Key Words : Reciprocating Compressor(왕복동식 압축기), Valve Motion(밸브거동), Pressure Fluctuation(압력맥동), Working Fluid(작동유체)

ABSTRACT

The valve motions of a reciprocating compressor generate the pressure fluctuation at the plenum which is a main source of noise and vibration of a compressor unit. But a cycle of a compressor process consists of complicated phenomena interacting in a short period of time. A mathematical model is developed by simplifying and idealizing the complicated phenomena to simulate the compressor process. The governing equations about the pressure and working fluid flow are developed from the unsteady Bernoulli equation. The pressure fluctuations at the plenums are derived from the Helmholtz's resonator model. The valves are modeled as one degree of freedom spring-mass-damper system. This model is verified by the experimental results.

1. 서 론

왕복동식 압축기는 밀폐된 용기 안에 Fig. 1과 같이 피스톤과 실린더가 설치되어 있고, 실린더 헤드에는 흡입방(suction plenum)과 토출방(discharge plenum)이 있으며, 각각 흡입소음기(suction muffler)와 토출소음기(discharge muffler)를 통하여 압축기 외부로 연결되어 있다. 커넥팅로드에 의하여 피스톤은 왕복운동을 하며, 실린더 및 흡입과 토출밸브에 의해 흡입과 압축 과정을 반복한다. 흡입행정에서 피스톤이 상사점에서 하강하면 냉매가 흡입관에서 흡입소음기와 흡입방을 거쳐 흡입밸브를 열면서 실

린더 내부로 유입되고, 팽창행정에서는 피스톤이 하사점에서 상승하면 실린더 내부의 냉매가 고온, 고압으로 압축되어 토출밸브를 열고 토출방과 토출소음기를 거쳐 토출관으로 빠져 나간다.

왕복동식 압축기에서 밸브의 거동은 흡입방과 토출방에서 압력맥동(pressure fluctuation)을 유발하고 셀에 고정된 흡입관과 토출관을 가진하여 냉동기의 주요한 진동과 소음을 유발한다. 압축기의 진동과

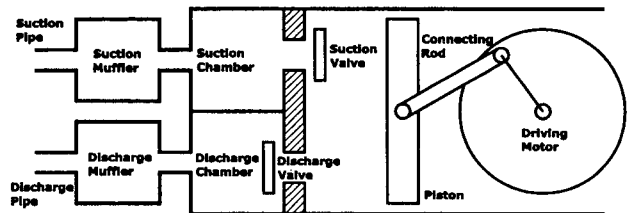


Fig. 1 A schematic view of a reciprocating compressor unit

* 인하대학교 공과대학 대학원 기계공학과

** 정회원, 한라대학교 기계공학부

*** 정회원, 삼성전자

**** 정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

소음을 감소시키기 위해서는 압축기의 각 부분에서 일어나는 물리적인 현상에 대한 이해가 필요하다. Prakash⁽¹⁾는 열역학적 관점에서 압축기의 성능 예측을 모델을 제시하였다. 그의 모델은 압축기의 성능 예측에 초점을 두었기 때문에 흡입, 토출부에서의 압력 맥동은 고려하지 못하였다. Liu와 Soedel⁽²⁾은 토출부를 모델로 압력맥동 해석 방법을 제시하였다. 한편 Böswirth^(4,5)는 밸브를 통해 흐르는 유체를 유체의 관성효과를 포함하여 해석하였고 실험 결과와 비교하였다. 압축기의 진동과 소음을 감소시키기 위해서는 압축기의 진동과 소음의 원인중 하나인 밸브의 운동과 압력 맥동의 예측이 설계 초기 단계에서 필요하며, 실험에 의한 비용을 최소화 할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 압축기의 각 부분을 여러 가지 가정으로 단순화 및 이상화하여 수학적으로 모델화 하였으며, 이를 실험결과와 비교 검증함으로써 압축기의 설계변수들이 밸브와 압력맥동에 미치는 영향을 분석할 수 있는 기반을 마련하게 하였다.

2. 지배방정식

2.1 흡입부의 지배방정식

비정상 무마찰 유체흐름에 대한 베르누이 방정식⁽³⁾을 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{\partial P}{\rho} + V dV + g dz = 0 \quad (1)$$

여기서 V 는 유선에 따른 유체의 속도, P 는 유체의 압력, g 는 중력가속도, 그리고 z 는 유체상승을 나타낸다.

압축기의 흡입부는 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 검사표면(control surface) ①과 ② 사이에 손실이 없고^(4,5), 유체상승을 무시하여 식 (1)에 적용하면 다

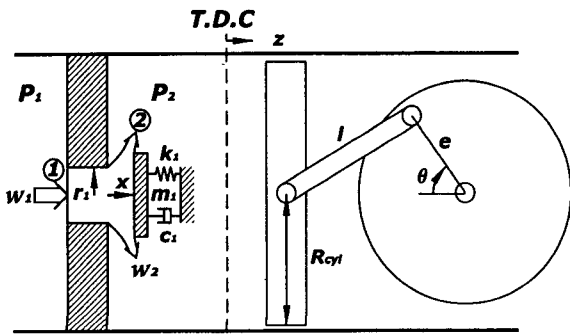


Fig. 2 A schematic view of suction port

음과 같다.

$$\int_1^2 \frac{\partial w(s,t)}{\partial t} ds + \frac{P_2(t) - P_1(t)}{\rho_s} + \frac{w_2^2(t) - w_1^2(t)}{2} = 0 \quad (2)$$

여기서 P_1 과 P_2 는 흡입부와 실린더 내부에서의 압력, ρ_s 는 흡입부를 통과하는 냉매의 밀도이고, 평균 유선(mean streamline)과 시간의 함수인 유동속도 $w(s,t)$ 는 흡입부에서의 연속방정식에 의해 다음과 같이 표현된다^(4,5).

$$w(s,t) = \frac{2\pi r_1 \cdot C_s x(t) \cdot w_2(t)}{A(s)} \quad (3)$$

C_s 는 면적보정계수(area correction factor), r_1 은 흡입부의 반경, x 는 흡입밸브의 변위, $A(s)$ 는 평균유선을 따라 흐르는 유동의 단면적이다.

식 (2)와 (3)으로 부터 흡입부 유동의 지배방정식은 아래와 같이 얻어진다.

$$\frac{P_1(t) - P_2(t)}{\rho_s} = \frac{w_2^2(t) - w_1^2(t)}{2} + J_{12}(x)(xw_2 + x\dot{w}_2) \quad (4)$$

여기서 J_{12} 는 유체관성이다.

흡입부에서 유체관성항 J_{12} 를 구하기 위해 유선을 Fig. 3과 같이 이상화 하였다. 즉 a점에서 b, c점을 거쳐 d점으로 유선이 형성된다고 가정하였다. 흡입 구멍을 지나가는 유체를 층류라 하면 평균 유속은 반경의 $\sqrt{2}/2$ 에 위치하게 된다. 따라서 평균유선은 흡입부 반경의 약 2/3에 형성된다고 가정^(4,5)하면

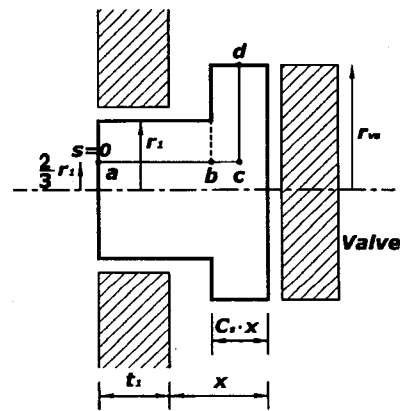


Fig. 3 Approximation of mean streamline of a suction port

유체의 유동 단면적 $A(s)$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$A(s) = \begin{cases} \pi r_1^2 & , a \leq s \leq b \\ C_s \cdot 2\pi x s & , c \leq s \leq d \end{cases} \quad (5)$$

또한 흡입부에서 유체관성항 J_{12} 는 식 (5)를 이용하여 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} J_{12}(x) &= \int \frac{C_s \cdot 2\pi r_1}{A(s)} ds \\ &= \frac{2C_s}{r_1} \{t_1 + (1 - C_s)x\} \\ &\quad + \frac{r_1}{x} \left[\ln \left\{ t_1 + r_{1s} - \frac{2r_1}{3} + \left(1 - \frac{C_s}{2}\right)x \right\} \right. \\ &\quad \left. - \ln \left\{ t_1 + \left(1 - \frac{C_s}{2}\right)x \right\} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 t_1 은 흡입부의 두께, r_{1s} 는 흡입밸브의 반경을 나타낸다.

Fig. 4는 흡입방과 흡입소음기의 개략도로써, 흡입방과 흡입소음기는 크기가 같은 두 개 또는 한 개의 관으로 연결되어 있다. 흡입부의 압력맥동은 헬름홀츠 공명기의 개념^(2,6)을 이용하여 Fig. 4와 같이 이상화한 모델로 부터 구할 수 있다. 흡입방과 흡입소음기 사이에서 입자의 운동방정식을 운동량방정식을 이용하여 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \xi_1 + \frac{D_1}{\rho_1 L_1 A_3} \dot{\xi}_1 + \frac{C_1^2 \cdot 2A_3}{L_1} \left(\frac{1}{V_{sm}} + \frac{1}{V_1} \right) \xi_1 \\ = \frac{C_1^2 A_s}{L_1 V_{sm}} \xi_s + \frac{C_1^2}{L_1 V_1} \int Q_s dt \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 ξ_1 은 흡입방과 흡입소음기 사이에서 입자의 변위, C_1 은 흡입방과 흡입소음기에서의 음속, D_1 은 방사저항(radiation resistance), L_1 은 관의 길이, V_1 은 흡입방의 체적, A_3 는 관의 단면적, 그리고 Q_s 는 실린더로 유입되는 유량이다.

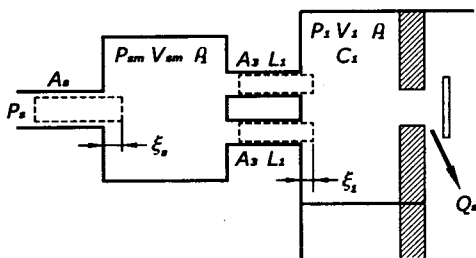


Fig. 4 A schematic view of suction plenum and muffler

흡입관의 길이가 충분히 길어 끝단에서 반사가 없다고 가정하면, 흡입관에서 입자의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\xi_s + \frac{C_1 A_s}{V_{sm}} \xi_s = \frac{C_1 \cdot 2A_3}{V_{sm}} \xi_1 \quad (8)$$

여기서 ξ_s 는 흡입관에서 입자의 변위, V_{sm} 은 흡입소음기의 체적, 그리고 A_s 는 흡입관의 단면적이다. 이때 흡입방에서의 압력은 아래와 같다.

$$P_1 = \frac{\rho_1 C_1^2 \cdot 2A_3}{V_1} \xi_1 - \frac{\rho_1 C_1^2}{V_1} \int Q_s dt + P_s \quad (9)$$

흡입밸브의 거동을 표현하기 위해서 밸브를 외팔보라고 가정하고 흡입방과 실린더에서의 압력차에 의해 밸브가 1차 굽힘모드 형태로 열린다고 가정하면, 흡입밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_1 \ddot{x} + c_1 \dot{x} + k_1 x = \pi r_1^2 \{P_1(t) - P_2(t)\} \quad (10)$$

단, $x \geq 0$

여기서 m_1 , c_1 및 k_1 은 흡입밸브의 1차 굽힘모드의 모달질량, 감쇠계수 및 선형탄성계수이고 반발계수는 윤활유의 점성력이 흡입밸브와 밸브판 사이의 반발력을 모두 흡수한다는 가정하에 무시하였다.

2.2 토출부의 지배방정식

토출부에서 압력과 유동에 대한 지배방정식과 토출방에서 압력맥동은 흡입부와 마찬가지로 구할 수 있다. 토출밸브는 흡입밸브와 달리 멈추개(stopper)에 의해 밸브의 거동이 제한되며, 밸브가 설치될 때부터 예하중(preload)을 받고 있다.

흡입부와 마찬가지로 Fig. 5의 토출부에 대하여도 비정상 베르누이의 방정식을 이용하면, 토출부 유동의 지배방정식은 아래와 같다.

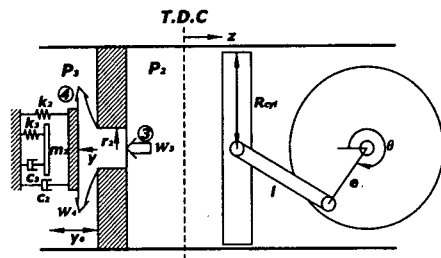


Fig. 5 A Schematic view of discharge port

$$\frac{P_2(t) - P_3(t)}{\rho_d} = \frac{w_4^2(t) - w_3^2(t)}{2} + J_{34}(y)(\dot{y}w_4 + y\dot{w}_4) \quad (11)$$

여기서 y 는 토출밸브의 변위, P_3 는 토출방에서의 압력, ρ_d 는 토출부를 통과하는 냉매의 밀도이다. 이때 토출부에서의 유체관성 J_{34} 는 다음과 같다.

$$J_{34}(y) = \frac{2C_d}{r_2} \{t_2 + (1 - C_d)y\} + \frac{r_2}{y} \left[\ln \left\{ t_2 + r_{vd} - \frac{2r_2}{3} + \left(1 - \frac{C_d}{2}\right)y \right\} - \ln \left\{ t_2 + \left(1 - \frac{C_d}{2}\right)y \right\} \right] \quad (12)$$

여기서 t_2 와 r_2 는 토출부의 두께와 반경, r_{vd} 는 토출밸브의 반경을 나타낸다.

흡입부에서와 마찬가지로 Fig. 6의 토출방과 토출소음기 사이에서 입자의 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\ddot{\xi}_2 + \frac{D_3}{\rho_3 L_2 A_4} \dot{\xi}_2 + \frac{C_3^2 A_4}{L_2} \left(\frac{1}{V_3} + \frac{1}{V_{dm}} \right) \xi_2 = \frac{C_3^2 A_d}{L_2 V_{dm}} \dot{\xi}_d + \frac{C_3^2}{L_2 V_3} \int Q_d dt \quad (13)$$

여기서 ξ_2 는 토출방과 토출소음기 사이에서 입자의 변위, A_4 , L_2 는 관의 단면과 길이, Q_d 는 흡입방으로 유입되는 유량이다. 토출관의 끝단에서 음압의 반사가 일어나지 않는다고 가정하면, 토출관에서 입자의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{\xi}_d + \frac{C_3 A_d}{V_{dm}} \dot{\xi}_d = \frac{C_3 A_4}{V_{dm}} \xi_2 \quad (14)$$

여기서 ξ_d 는 토출관에서 입자의 변위, V_{dm} 은 토출소음기의 체적, 그리고 A_d 는 토출관의 단면적이다.

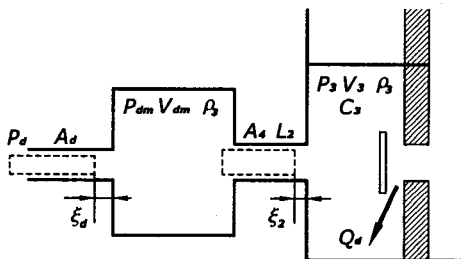


Fig. 6 A schematic view of discharge plenum and muffler

그리고 토출방에서의 압력은 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$P_3 = -\frac{\rho_3 C_3^2 A_4}{V_3} \xi_2 + \frac{\rho_3 C_3^2}{V_3} \int Q_d dt + P_d \quad (15)$$

토출밸브를 1자유도계의 질량-스프링-감쇠계로 가정하고, 멈추개(stopper)에 의해 거동이 제한된다고 하면 토출밸브의 거동을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_2 \ddot{y} + G(y) \dot{y} + H(y) y = \pi r_2^2 \{P_2(t) - P_3(t)\} - f_{pr} \quad \text{단, } y \geq 0$$

$$G(y) = \begin{cases} c_2 & , y \leq y_0 \\ c_2 + c_3 & , y > y_0 \end{cases} \quad (16)$$

$$H(y) = \begin{cases} k_2 & , y \leq y_0 \\ k_2 + k_3 & , y > y_0 \end{cases}$$

여기서 f_{pr} 은 토출밸브가 설치될 때부터 가해지는 예하중, y_0 는 밸브판과 멈추개 사이의 거리, m_2 , c_2 및 k_2 는 토출밸브의 모달질량, 감쇠계수 및 선형탄성계수이고, c_3 와 k_3 는 멈추개의 감쇠계수 및 선형탄성계수이다.

2.3. 실린더 내부의 압력과 가스질량

Fig. 7은 피스톤 변위 z 와 크랭크 축의 회전과의 관계를 나타낸 것으로, 피스톤의 변위 z 는 전동기의 회전축이 일정한 각속도로 회전한다고 가정하고 커넥팅 로드의 변형을 무시하면 다음과 같다.

$$z(\theta) = e \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \right\}, \quad (17)$$

$$\lambda = \frac{e}{l}, \quad \theta = \Omega t$$

여기서 l 과 e 는 각각 커넥팅로드의 길이와 편심량, 그리고 Ω 는 전동기의 회전속도이다. 그리고 회전각 θ 가 0° 인 경우는 피스톤이 상사점(T.D.C),

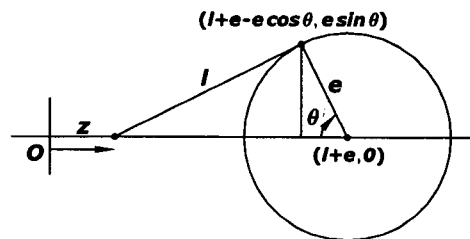


Fig. 7 The kinematics of the piston position

θ 가 180° 인 경우는 피스톤이 하사점(B.D.C)에 있는 경우를 나타낸다. 실린더 내부의 체적은 회전축의 회전각 θ 에 대해 다음과 같이 표현된다.

$$V_2(t) = V_0 + \pi R_{cyl}^2 z(\theta) \quad (18)$$

여기서 V_0 는 피스톤이 상사점에 있을 때 체적이고, R_{cyl} 은 피스톤의 반경이다.

실린더 내부의 압력은 냉매가 이상기체와 같이 상태변화⁽⁷⁾를 하고 실린더 내부의 온도가 일정하다고 가정하면 다음과 같다.

$$P_2(t) = \frac{M_2(t)RT_2}{V_2(t)} \quad (19)$$

흡입과 토출에 의한 실린더 내부의 가스질량의 변화율은 다음과 같다.

$$\dot{M}_2(t) = 2\pi \{ C_s(x)r_1\rho_s(t)x(t)w_2(t) - C_d(y)r_2\rho_d(t)y(t)w_4(t) \} \quad (20)$$

3. 밸브거동 및 압력맥동 측정실험

압축기의 밸브거동과 각 부분에서 압력맥동을 파악하기 위하여 Fig. 8과 같은 실험장치를 구성하여 측정실험을 행하였다. 압축기의 셸(shell)을 열고, Fig. 8과 같이 전동기 축에 여러개의 요철을 갖는 회전판(encoder)을 설치하고 비접촉 변위센서(gap sensor)로 전동기의 회전각을 측정하여 얻은 피스톤의 위치를 밸브거동과 압력맥동 신호의 기준으로 삼았다. 흡입밸브와 토출밸브의 목부분에 스트레인게이지(strain gage)를 부착하여 밸브의 거동을 측정하였으며, 실린더 헤드와 밸브판(valve plate)에 구

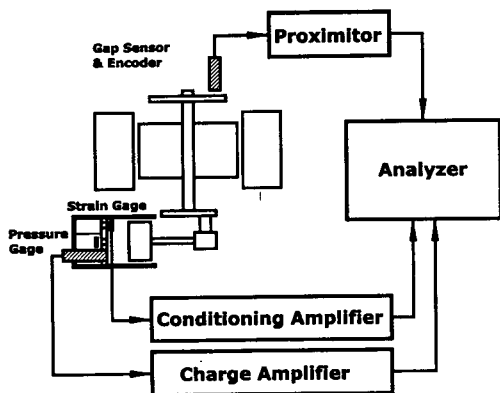


Fig. 8 A schematic view of experimental setup

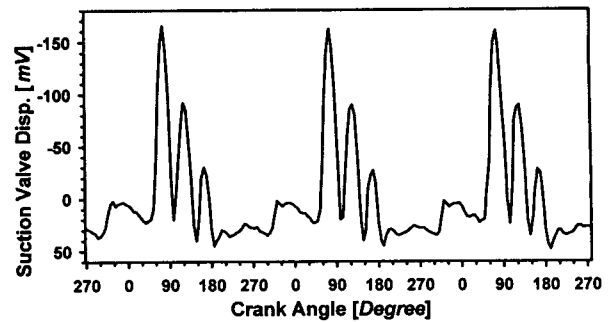


Fig. 9 Suction valve motion (experimental data)

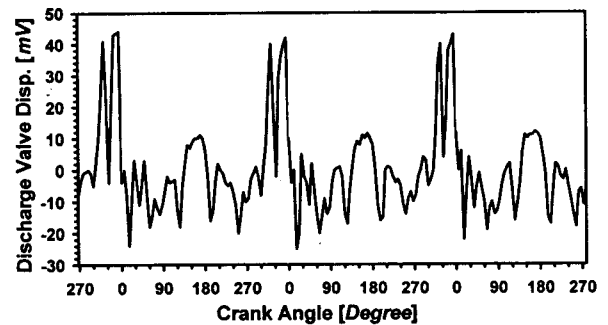


Fig. 10 Discharge valve motion (experimental data)

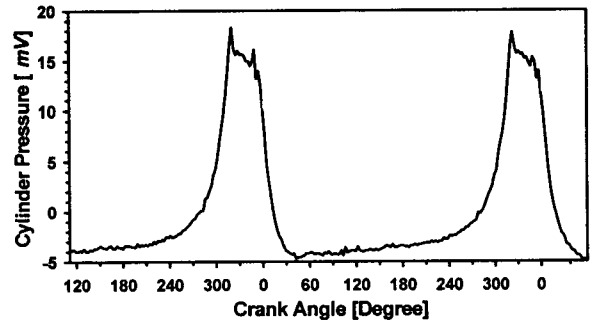


Fig. 11 Pressure in the cylinder (experimental data)

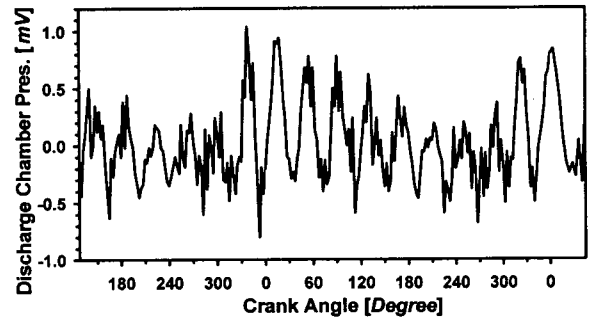


Fig. 12 Pressure pulsation at the discharge chamber (experimental data)

멍을 뚫고 압력센서(pressure transducer)를 삽입하여 토출방과 실린더 내부의 압력을 측정하였다. 흡입관과 토출관에서 압력을 일정하게 유지하고 정상 운전상태에서 공기를 매질로 하여 측정하였다.

흡입과정에서 피스톤이 상사점에서 하사점으로 이동하면 실린더 내부의 압력이 흡입방보다 낮아져 흡입밸브가 열리게 되는데, 밸브의 강성과 유체 유동의 상호작용에 의해 여러 번 나뉘어 열리게 된다. Fig. 9에서 보듯이 흡입밸브는 약 3회 나뉘어 열림을 알 수 있으며, 실린더 내부압력의 재팽창 및 밸브관성에 의해 상사점에서 밸브가 열리기까지 시간 지연(time delay)이 있음을 알 수 있다.

토출과정에서 피스톤이 하사점에서 상사점으로 이동하면 실린더 내부의 압력이 토출밸브의 강성과 예하중을 이길 정도로 높아져 Fig. 10과 같이 토출밸브가 열리게 되고, 따라서 Fig. 11에서 보는 바와 같이 실린더 내부의 압력이 일정 압력 이상 올라가지 않게 된다. Fig. 10에서 토출밸브는 피스톤이 상사점에 이르기 직전에 약 2회 나뉘어 열리게 되는데 이 운동은 멈추개에 의해 제한되는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 토출방에서의 압력맥동으로 토출밸브가 열리면 실린더 내부의 냉매가 토출방으로 유입되어 토출방의 평균압력이 증가하였다가, 토출밸브가 닫힌 후 냉매가 토출관을 통하여 빠져나가서 토출방의 평균압력이 감소하면서 압력맥동을 일으킴을 알 수 있다.

4. 수치해석

2절에서 언급한 모델을 4차 Runge-Kutta 법⁽⁸⁾을 이용하여 수치해석 하였다. 실험에서 얻은 결과와 비교하기 위해 작동유체를 공기로 설정하였으며, 흡입관과 토출관에서의 압력을 실험조건과 같게 하였다. 정상상태의 결과를 얻기 위해 20 주기(cycle)를 계산한 후 마지막 2주기의 데이터를 저장하였다.

Fig. 13과 14에서 보듯이 흡입과정에서 흡입밸브가 세번 나뉘어 열리며, 토출과정에서 토출밸브가 두번 나뉘어 열리는데 이 결과는 실험결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 15는 밸브의 개폐에 따른 실린더 내부의 압력변화를 나타낸다.

Fig. 16는 흡입방에서의 압력맥동을 나타내는 수치해석 결과로써, 흡입방과 실린더내부의 압력차에 의해 흡입밸브가 열리게 되면 흡입방 속의 냉매가 실린더 내부로 유입되어 흡입방 속의 평균압력이 낮

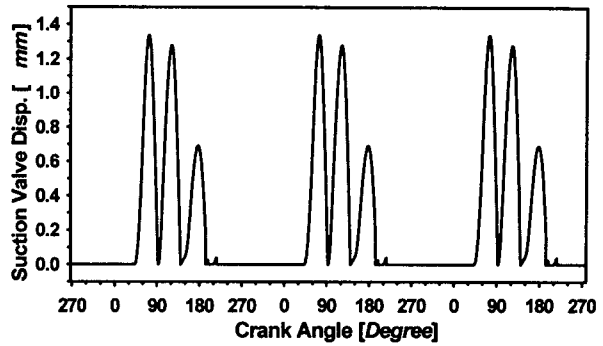


Fig. 13 Suction valve motion (numerical data)

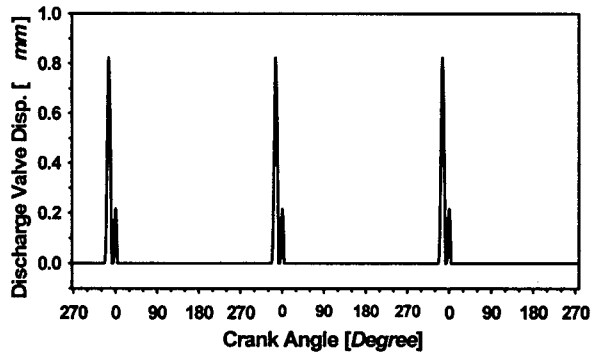


Fig. 14 Discharge valve motion (numerical data)

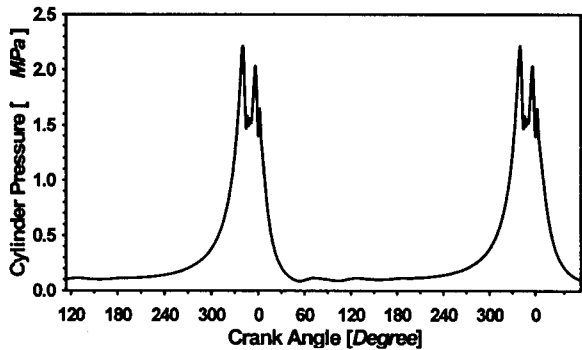


Fig. 15 Pressure in the cylinder (numerical data)

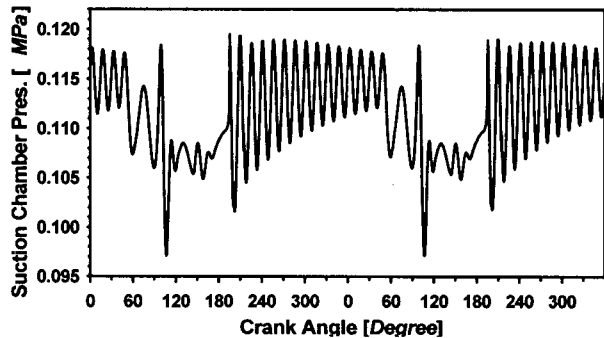


Fig. 16 Pressure pulsation at the suction chamber (numerical data)

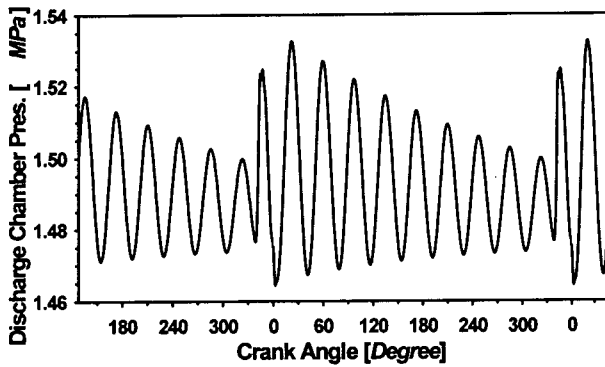


Fig. 17 Pressure pulsation at the discharge chamber (numerical data)

아지게 된다. 흡입밸브가 닫히게 되면 평균압력은 증가하며, 음향의 반사에 의해 흡입소음기와 흡입방 사이의 냉매입자는 맥동을 일으키고 유체의 점성과 흡입소음기에 의해 진폭이 줄어드는 감쇠진동을 하게 된다. 이때 흡입관을 통하여 냉매가 유입되므로 흡입방 속의 평균압력은 다시 증가하게 된다.

Fig. 17은 토출방에서의 압력맥동을 나타내는 수치해석 결과로써, Fig. 12의 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 토출밸브가 열릴 때 냉매의 유입에 의해 토출방에서의 평균압력이 증가하고, 토출밸브가 닫힌 후 냉매입자는 감쇠진동을 하면서 평균압력이 낮아짐을 알 수 있다. 이러한 압력맥동 결과들은 저소음 압축기 설계에 유용한 자료를 제공할 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결 론

왕복동식 압축기에서의 흡입밸브 및 토출밸브의 거동과, 그에 따른 흡입방과 토출방의 압력맥동을 묘사하는 모델을 제시하였고, 실험에 의해 모델의 타당성을 검증하였다. 흡입과 토출과정에서 밸브의 강성과 유체의 유동에 의해 밸브가 여러번 나뉘어 열리는 현상(flutter)이 일어남을 관찰할 수 있었고

흡입방과 토출방에서 일어나는 압력맥동을 밸브거동과 실린더 내부의 압력과 함께 고려하여 해석할 수 있었다. 압축기에서 발생하는 진동과 소음의 원인인 흡입, 토출부의 압력 맥동을 파악할 수 있어, 이로 기인한 진동, 소음의 원인 분석과 설계변수에 선정에 따른 압력 맥동에 미치는 요인 분석이 가능하리라 본다. 압축기의 실질적인 설계를 위해서는 냉매를 작동유체로 한 압축기의 각 부분에서 측정된 데이터에 의한 모델의 검증이 반드시 필요하다.

참 고 문 헌

- (1) Prakash, R. and R. Singh, 1974, "Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors," Proc. of Compressor Technology Conference, Purdue, pp. 274~285.
- (2) Liu, Z. and W. Soedel, 1994, "Discharge Gas Pulsations in a Variable Speed Compressor," Proc. of Compressor Technology Conference, Purdue, pp. 507~514.
- (3) White, F. M., 1994, Fluid Mechanics, McGraw-Hill Inc..
- (4) Böswirth, L., 1990, "Nonsteady Flow in Valves," Proc. of Compressor Technology Conference, Purdue, pp. 664~673.
- (5) Böswirth, L., 1982, "A Model for Valve Flow Taking Non Steady Flow into Account, Part I, II," Proc. of Compressor Technology Conference, Purdue, pp. 38~53.
- (6) Kinsler, L. E., 1980, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons.
- (7) Sonntag R. E. and G. J. Van Wyley, 1990, Introduction to Thermodynamics, John Wiley & Sons.
- (8) Hoffman J. D., 1993, Numerical Methods for Engineers and Scientists, McGraw-Hill Inc..