

로타리 압축기의 가스맥동에 관한 연구

김 현 진[†]
인천대학교 기계공학과

A Study on the Gas Pulsation in a Rotary Compressor

Hyun Jin Kim[†]
Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received June 10, 2002; Revision received July 9, 2002)

ABSTRACT: For a discharge system of rotary compressor, analytical investigation on the discharge gas pulsation has been carried out. With the aid of four pole theory, acoustic impedance of the discharge system composed of muffler and cavities on both sides of motor with gas passages between them can be calculated using discrete acoustic elements described by transfer matrices, yielding the relationship between discharge mass flow rate and gas pulsation at the discharge port. This method of predicting the gas pulsation was validated by measurement data. Effects of change in discharge muffler geometries on the gas pulsation also were investigated, demonstrating that this method can be used for muffler design.

Key words: Rotary compressor(로타리 압축기), Gas pulsation(가스맥동), Four pole theory(사극이론), Acoustic transfer function(음향전달함수)

———— 기 호 설 명 ————

A_v	: 토출밸브 유효경로 면적
A, B, C, D	: 식(7)에서 전달행렬 [T]의 요소
c	: 음속
d	: 음향요소 직경
F_o	: 밸브의 초기 탄성
k_o	: 음파수
l	: 음향요소 길이
M	: 검사체적 내의 가스질량
m_v	: 밸브질량
\dot{m}	: 질량유량
n	: 폴리트로픽 지수, n 번째 주파수

P	: 가스압력
p	: 가스맥동압력
S	: 음향요소 단면적
V	: 체적
y	: 밸브변위
z	: 음향 임피던스
z_o	: 특성 임피던스 (= c/S)

그리스 문자

β	: 가스맥동 감쇄계수 (= $\sqrt{2\omega\nu/cd}$)
ζ_v	: 밸브운동 감쇄계수
θ	: 크랭크각
ν	: 점도
ρ	: 밀도
ϕ	: 위상각
ω	: 주파수

[†] Corresponding author
Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410
E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

ω_n : 밸브의 고유 진동수

하첨자

- b : 흡입실
- c : 압축실
- cl : 간극체적
- m : 머플러, 질량유량
- s : 흡입조건
- 0 : 토출 포트
- ∞ : 토출관

1. 서 론

압축기에서 발생하는 가스맥동은 진동 및 소음을 발생시키며 또한 압축기의 성능에도 영향을 미친다. 화학공정 등에 들어가는 대형 왕복동식 압축기의 경우에는 가스맥동이 연결배관의 공진을 유발하여 배관 연결부위 등의 피로 파괴로 이어지지 않도록 가스맥동의 크기를 규제하고 주위 배관의 고유 진동수와 가스맥동의 주기가 가깝지 않도록 설계시 이를 고려하도록 한다.⁽¹⁾ 저소음 및 에너지 효율이 특별히 중요시되는 가정용 전기냉장고나 에어컨 등에 사용되고 있는 소형의 밀폐형 냉매압축기에 대해서도 가스맥동에 대한 많은 해석과 연구가 진행되어 오고 있다.

왕복동 밀폐형 압축기의 토출시스템에서 Soedel⁽²⁾은 이러한 가스맥동 전과경로를 여러 개의 헬름홀츠 공명기가 직렬로 연결된 것으로 간주한 모델링을 통하여 가스맥동을 구하였다. Singh⁽³⁾은 음향전달함수 이론을 적용하여 2개의 실린더가 병렬로 있는 냉매압축기 시스템에서 가스맥동을 해석하였다. 음향전달함수 방식은 주파수 영역에서 수행되어야 하고, 토출가스 유량은 시간의 영역에서 구해지므로 이 두 경우를 연계시키기 위해 토출가스 질량유량을 Fourier 변환하여 연관된 토출시스템의 음향전달함수와 연계시켜 압력스펙트럼을 구한 후 다시 역 Fourier 변환을 통해 시간 영역으로 돌아오는 기법을 적용하였다. 이러한 해석기법은 대형 왕복동 압축기가 설치되어 있는 곳에서 압축기의 가스맥동으로 인한 연계배관에서의 진동유발 및 공진현상 등에 대한 연구에 널리 적용되고 있다. Yanagisawa⁽⁴⁾는 이러한 기법을 로타리 압축기에 적용하여 로터 상

하의 압력차에 의한 축 방향 진동을 분석하였다. 이러한 시도는 스크롤(scroll) 압축기에서도 적용되고 있다.

국내에서는 압축기의 가스맥동에 대해 음향전달함수 기법을 적용한 연구로는 복동식 왕복동 압축기에서 발생하는 가스맥동에 대해 조압탱크의 체적이 미치는 영향에 대한 Kim⁽⁵⁾의 연구 등이 있으며, 로타리나 스크롤 등의 압축기에서의 가스맥동에 대한 연구사례는 미미한 상황이다.

롤링 피스톤식 로타리 압축기의 토출 포트에는 밸브가 설치되어 있는데, 이 밸브의 개폐 거동은 밸브 양쪽의 압력 차이에 크게 달려 있다. 밸브 후류측에는 토출 머플러가 존재하는데 이 토출 머플러에서 발생하는 가스맥동에 대한 고려가 없다면 밸브 운동에 대한 정확한 해석이 이루어질 수 없고, 밸브 운동은 또한 가스의 토출 양상에 큰 영향을 미친다. 가스맥동을 무시할 경우 압축기의 체적효율 및 냉력계산, 가스압축 손실, 특별히 과압축 손실, 그리고 압축기의 성적효율 즉 EER 산정에 적지 않은 오차를 유발한다.

한편 로타리 압축기에서 발생하는 주 소음원은 토출가스의 맥동이므로 가스맥동 해석은 소음예측 및 감소방안 도출에도 매우 중요하다. 따라서 토출시스템에서 일어나는 가스맥동에 대한 연구 및 해석 압축기 성능에 대한 정확한 예측을 위해 수행될 필요가 있다.

2. 로타리 압축기의 토출시스템

로타리 압축기의 단면을 Fig. 1에 나타내었다.

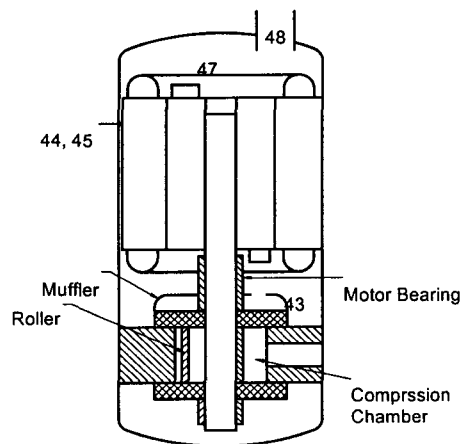


Fig. 1 Schematic view of rotary compressor.

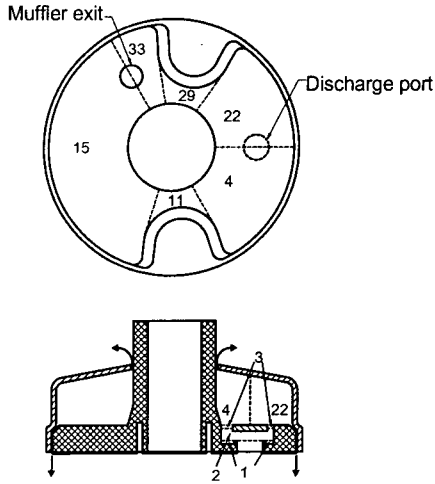


Fig. 2 Muffler configuration.

압축실에서 압축된 가스의 압력이 토출 머플러 내의 압력을 넘어서게 되면 토출 리드 밸브는 열리게 되고 가스는 토출 머플러 내로 분출된다. 이러한 토출가스 분출은 밸브가 열려 있는 동안만 일어나므로 크랭크축 한 회전에 한번씩 간헐적으로 일어난다. 토출 머플러는 토출 가스맥동을 완화시켜 주기 위한 것이며, 머플러 출구를 빠져나온 가스는 로터 하단의 공간(43)을 지나고 스테이터와 압축기 셀 사이의 통로(44, 45)를 거쳐 로터 상단의 공간(47)으로 유입된 후 토출관(48)을 통해 압축기 외부로 송출된다.

Fig. 2는 모터 베어링 허브를 끼고 환형으로 설치되어 있는 토출 머플러 형상을 보여준다. 밸브를 통해 토출되는 가스의 맥동은 토출 포트 직후에서부터 두 경로로 나뉘어지고 이 두 경로는 머플러 출구에서 모아지게 된다. 머플러와 실린더 커버 사이, 그리고 모터 베어링 허브와 머플러 사이에는 환형의 누설 간극이 존재한다.

3. 가스압력과 토출밸브 거동

로타리 압축기의 실린더 내에서 수행되는 가스의 흡입, 압축, 그리고 토출에 대한 해석은 참고 문헌⁽⁶⁾에 자세히 나와 있으므로 여기서는 토출부의 가스맥동과 연계되는 부분을 주로 언급하고자 한다. 압축실 내의 가스압력을 구하기 위해 흡입관, 흡입실, 압축실, 간극체적 등의 4개의 검사체적을 잡았다. 간극체적이란 토출행정 끝부분에서 원활한 토출경로를 확보하기 위해 그 주위의 실

린더 내벽을 공구를 가지고 약 45° 각도로 쳐낸 공간과 실린더 뒷개에 마련된 토출 포트 공간을 일컫는다. i 번째 검사체적에서의 가스의 상태는 폴리트로픽 압축을 가정하여 식(1)과 같이 구한다.

$$\begin{aligned} \rho_i &= M_i/V_i \\ P_i &= P_s(\rho_i/\rho_s)^n \\ T_i &= T_s(P_i/P_s)^{\frac{n-1}{n}} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 i 번째 검사체적 내의 질량 M_i 는 이 검사체적에서 주위의 다른 검사체적들로 누설되어 나가는 질량유량을 \dot{m}_i 라고 할 때 식(2)에서 구할 수 있다.

$$M_i = M_i(0) - \int \dot{m}_i dt \quad (2)$$

토출 포트에 설치된 리드 밸브는 밸브 전후의 압력 차이에 의해 개폐도가 결정된다. 밸브 변위는 밸브의 운동방정식인 식(3)에 의해 얻는다.

$$\ddot{y} + 2\zeta_v \omega_n \dot{y} + \omega_n^2 y = (A_v \Delta P + F_o)/m_v \quad (3)$$

여기서 밸브 전후의 압력차는 간극체적 내의 압력과 머플러 내의 압력의 차이로서 식(4)와 같다.

$$\Delta P = P_{cl} - P_m \quad (4)$$

머플러 내의 압력 P_m 을 정확히 구하는 것은 밸브의 운동을 정확히 예측하는 데 매우 중요하다. 밸브의 운동은 가스 토출에 영향을 미치고 이는 다시 머플러 압력 및 실린더 압력에 영향을 끼치므로 가스압력과 밸브운동은 서로 긴밀히 연계되어 있다.

4. 가스맥동

4.1 음향전달행렬의 적용

머플러 내의 가스압력을 시간에 대해 일정한 평균값과 시간에 대해 변동하는 가스맥동으로 나누어 생각하면 식(5)와 같다.

$$P_m = \bar{P}_m + p(t) \quad (5)$$

본 연구에서는 머플러 내에서의 가스맥동 $p(t)$ 를 구하기 위해 음향전달함수를 활용하는 사극이론을 적용하고자 한다.^(7,8) Fig. 1 및 Fig. 2와 같은 구성을 갖는 토출시스템에 대해 토출 포트에서 토출관에 이르는 가스맥동 전과경로 전체에 대한 음향전달행렬을 $[T]$ 라고 하고, 토출 포트에서 주파수 영역상의 가스맥동과 질량유량을 각각 $\{p_o, \dot{m}_o\}$ 라고 하고, 토출관에서의 가스맥동과 질량유량을 $\{p_\infty, \dot{m}_\infty\}$ 라고 하면, 이들간의 관계는 식(6)과 같이 주어진다.

$$\begin{Bmatrix} P_0 \\ \dot{m}_0 \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} P_\infty \\ \dot{m}_\infty \end{Bmatrix} \quad (6)$$

토출관에서 무반향(anechoic) 조건을 적용하면

$$\begin{Bmatrix} P_0 \\ \dot{m}_0 \end{Bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_\infty \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$= \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_\infty \\ 0 \end{Bmatrix}$$

따라서, 토출 포트에서의 임피던스는 식(8)과 같고,

$$Z = \frac{P_0}{\dot{m}_0} = \frac{A}{C} \quad (8)$$

이를 임피던스를 크기와 위상각으로 표현하면 식(9)와 같이 된다.

$$Z(n\omega) = |Z(n\omega)| e^{j\phi_z(n\omega)} \quad (9)$$

그런데 토출 포트에서의 질량유량 및 가스맥동은 시간에 따라 변하므로, 이들을 각각 $\dot{m}(t)$, $p(t)$ 로 표현하면 이들은 또한 각각 다음과 같은 Fourier 함수로 표현될 수 있다.

$$\dot{m}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N |\dot{m}(n\omega)| \cos[n\omega t + \phi_m(n\omega)] \quad (10a)$$

$$p(t) = p(0) + \sum_{n=1}^N |p(n\omega)| \cos[n\omega t + \phi_p(n\omega)] \quad (10b)$$

식(8)~(10)에서 질량유량과 압력맥동을 임피던스를 사용하여 다음과 같이 관계지을 수 있다.

$$p(0) = Z(0) \dot{m}(0) \quad (11a)$$

$$|p(n\omega)| = |Z(n\omega)| |\dot{m}(n\omega)| \quad (11b)$$

$$\phi_p(n\omega) = \phi_z(n\omega) + \phi_m(n\omega) \quad (11c)$$

따라서 일단 토출 포트에서 질량유량을 구하면 이로부터 식(11)을 사용하여 가스맥동을 구하고 이 가스맥동은 다시 식(3)의 밸브운동을 통해 질량유량에 영향을 준다. 이러한 질량유량과 가스맥동의 상호 영향을 반영시키기 위해서는 다음과 같은 반복작업을 수행한다. ① 먼저 토출압을 \bar{P}_m 으로 놓는다. ② 주어진 토출압을 가지고 가스압축 계산을 수행한다. ③ 해석결과 얻은 질량유량을 식(10a)와 같이 Fourier 변환하여 주파수 데이터로 바꾼다. ④ 식(11)에 의거하여 주파수별 가스맥동 밀도인 $p(n\omega)$ 을 구한다. ⑤ 주파수 영역의 가스맥동 밀도를 시간신호인 $p(t)$ 로 변환하고 이를 다음 사이클의 계산에 적용한다. ⑥ 이러한 과정을 수렴할 때까지 계속한다.

4.2 토출시스템의 음향학적 모델링

Fig. 1 및 Fig. 2로 이루어지는 토출시스템에 대한 음향학적 모델링을 Fig. 3에 나타내었다. 토출 포트에서 머플러를 거쳐 모터 하단 공간 및 상단 공간을 통과하고 토출관에 이르는 형상에서 식(7)의 전달행렬 $[T]$ 는 토출시스템 각 요소의 전달행렬로 구성되며 식(12)와 같이 표현된다.

$$[T] = [1][2][3][RL]_p [40][41][42] [43][44][45][46][47][48][49] \quad (12)$$

여기서 $[i]$ 는 i 번째 요소의 음향전달행렬을 나타내고, $[RL]_p$ 는 머플러 내에서 토출 포트에서 머플러 출구까지의 반시계 방향 통로와 시계 방향의 통로의 병렬조합을 나타내는 음향전달행렬이

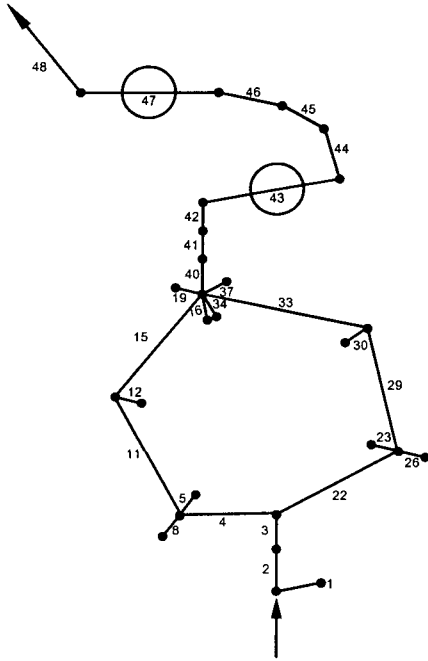


Fig. 3 Acoustic modeling of discharge system.

다. 반시계 방향 통로 및 시계 방향 통로에서의 음향전달행렬을 각각 $[R]$, $[L]$ 이라고 하면 이들은 식(13)과 같다.

$$\begin{aligned}
 [R] &= [22][23, 26]_c [29][30][33][34, 37]_c \\
 [L] &= [4][5, 8]_c [11][12][15][16, 19]_c
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

여기서 $[23, 26]_c$, $[34, 37]_c$, $[5, 8]_c$, $[16, 19]_c$ 는 한 점에서 각각 결가지(side branches)되어 나온 두 요소들의 조합을 나타내는 음향전달행렬이다.

이들 각 요소들을 특성별로 구분하면 다음과 같다. 관로 형상의 통로로는 2, 4, 11, 15, 22, 29, 33, 44, 45번 요소들로 이 음향요소들의 음향전달함수는 식(14)와 같다.

$$\begin{bmatrix} \cosh \gamma l & Z_d \cdot \sinh \gamma l \\ \frac{1}{Z_d} \cdot \sinh \gamma l & \cosh \gamma l \end{bmatrix}
 \tag{14}$$

여기서 γ 및 Z_d 는 각각 $\gamma = \zeta_t \beta + jk_d$, $Z_d = Z_0 \left[\left(1 - \frac{\beta}{k_0} \right) + j \frac{\beta}{k_0} \right]$ 와 같고 k_d 는 $k_d = k_0 + \beta$ 이다.

결가지 형상의 음향요소들로는 1, 5, 8, 12, 16, 19, 23, 26, 30, 34, 37번 요소들인데 이 가운데 1번 요소의 음향전달함수는 식(15)와 같고 나머지 요소들은 머플러 틸새로서 머플러 밖으로 가스를 분출하는 누설경로이므로 식(16)과 같은 음향전달행렬을 적용할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_d \cdot \tanh \gamma l & 1 \end{bmatrix}
 \tag{15}$$

$$\begin{bmatrix} \cosh \gamma l & Z_d \cdot \sinh \gamma l \\ 1/Z_d \cdot \sinh \gamma l & \cosh \gamma l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & R_1 + jX_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \infty & 1 \end{bmatrix}
 \tag{16}$$

요소 43과 47은 공간요소이므로 식(17)과 같은 음향전달행렬을 갖는다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ k_d \cdot \frac{V}{c} & 1 \end{bmatrix}
 \tag{17}$$

5. 계산결과 및 고찰

냉력 약 20,000 Btu/Hr급의 로타리 압축기의 토출시스템을 대상으로 식(12)~(17) 및 식(7), (8)을 적용하여 얻은 토출 포트에서의 임피던스를 크기와 위상으로 구분하여 Fig. 4의 (a), (b)에 각

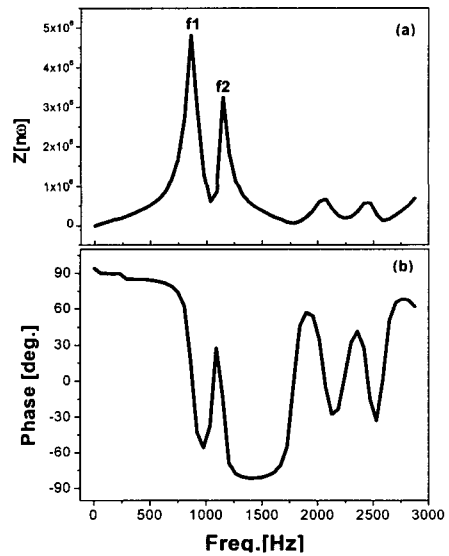


Fig. 4 Acoustic impedance of discharge system.

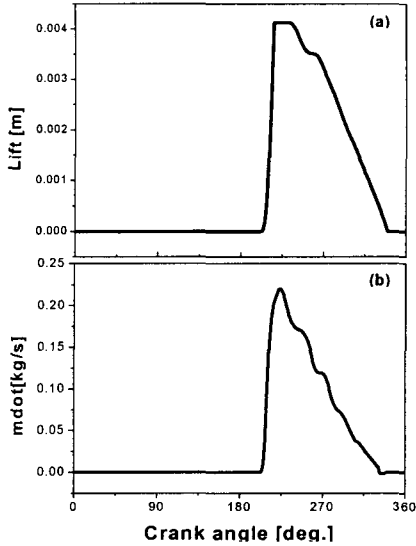


Fig. 5 Valve lift and mass flow rate.

각 나타내었다. 임피던스 크기 $Z(n\omega)$ 가 860 Hz 및 1,150 Hz에서 피크를 보이는데 이들은 각각 머플러의 고유 진동수 제 1 모드 및 제 2 모드에 해당하는 값들이다.

Fig. 5의 (a), (b)는 각각 토출 밸브의 변위와 토출 밸브를 통해 토출되는 가스의 질량유량을 보여준다. 운전조건은 ASHRAE/T 조건이며 냉매는 R22이다. 밸브의 열림과 함께 가스가 토출되며 밸브가 닫히기 직전에는 머플러에서 실린더 내로의 역류가 미세하게 발생한다. 이 질량유량 신호를 식(10a)와 같이 Fourier 변환한 후, 앞서 구한 임피던스와 함께 식(11)에 적용하면 압력 스펙트럼의 크기 $p(n\omega)$ 와 위상 $\phi_p(n\omega)$ 을 구할

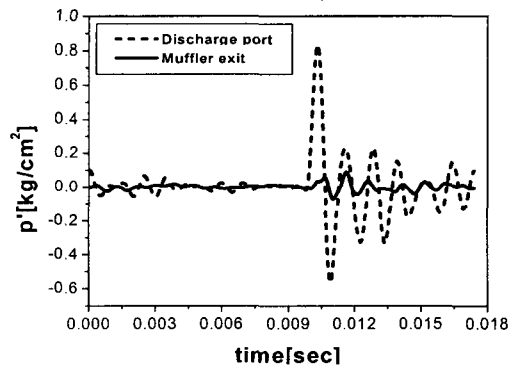


Fig. 6 Gas pulsations at discharge port and muffler exit.

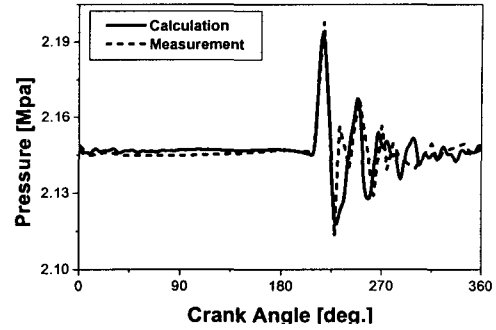


Fig. 7 Comparison of measured and predicted pressure at discharge port.

수 있다. 이들을 가지고 식(10b)에서부터 가스맥동 신호 $p(t)$ 를 얻는다.

이렇게 구한 가스맥동을 Fig. 6에 나타내었다. 점선은 토출 포트 직후에서의 가스맥동을, 실선은 머플러 출구에서의 가스맥동을 보여준다. 토출 포트에서 가스맥동이 갑자기 커지는 시점은 밸브가 열리는 시점과 일치한다. 가스맥동 최대 변동폭은 $+0.83 \sim -0.56 \text{ kg/cm}^2$ 으로서 토출압을 기준할 때 6.34%에 해당한다. 머플러를 통과한 후의 가스맥동은 토출압 기준 0.78%로 감소한다.

Fig. 7은 토출 포트 출구에서의 가스맥동에 대한 계산치와 측정치와의 비교를 보여준다. 현재의 압축기 모델에서는 측정 데이터가 없었으므로 기존의 측정 데이터가 나와 있는 소용량 모델의 치수에 맞춰 계산을 수행하였다. 측정과 계산이 상당히 잘 일치하는 결과를 얻었다.

Fig. 8은 현 모델의 압축실 각 부위에서의 압

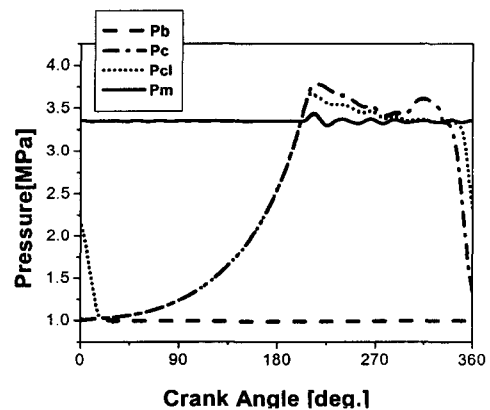


Fig. 8 Pressures vs. θ .

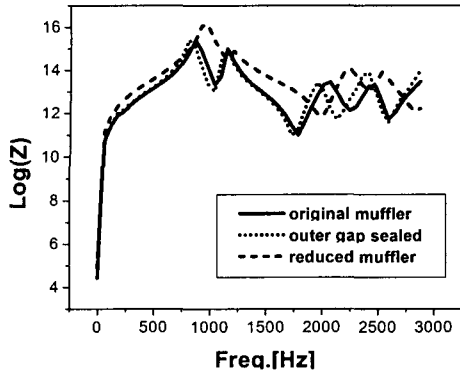


Fig. 9 Effects of muffler configuration changes on acoustic impedance.

력 계산치를 보여준다. P_b 는 흡입실, P_c 는 압축실, P_{cl} 은 간극체적, P_m 은 머플러 내에서의 압력을 가리킨다. 토출 밸브 직전에 위치한 간극체적에서의 압력이 머플러 내의 압력신호의 영향을 받아 소규모이나마 함께 동조하는 맥동현상을 보인다. 토출과정 종료부분에서 압축실의 압력 P_c 가 두번째 피크를 이루는 것은 압력실에서 간극체적으로 가는 가스통로가 급격히 작아지기 때문이다.

Fig. 9는 머플러의 형상을 변경시켰을 때 일어나는 임피던스의 변화를 나타낸다. 실린더 커버를 덮고 있는 머플러 외주부의 환형 간극을 밀봉했을 때와 머플러의 높이를 줄여서 내부 공간 체적이 약 반으로 감소한 경우인데 전자는 임피던스에 별로 큰 영향을 끼치지 못하며, 후자에서는 두 개의 피크가 중간 주파수에서 하나로 모아지는 것을 볼 수 있다. 후자의 경우에 상응하는 가스맥동 신호를 Fig. 10에 나타내었다. 맥동폭이 커지고 주기가 약간 빨라진다. Fig. 11은 가스맥동에 대한 압력 스펙트럼을 보여준다. 원래의 머플러 형상에서는 860 Hz 부근에서 최대 맥동에너지를 보였고, 1,150 Hz에서 두번째 피크를 보였는데 머플러 공간이 감소한 형상에서는 최대 맥동에너지가 975 Hz 부근에 모여 에너지 밀도도 증가하는 것으로 나타났다.

6. 결 론

로타리 압축기의 토출경로에서의 가스맥동 해석을 수행함에 있어서,

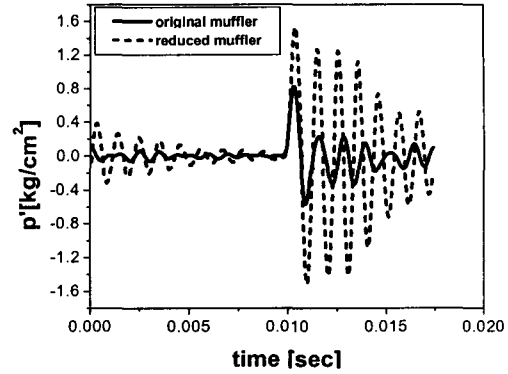


Fig. 10 Effects of muffler configuration changes on the discharge gas pulsation.

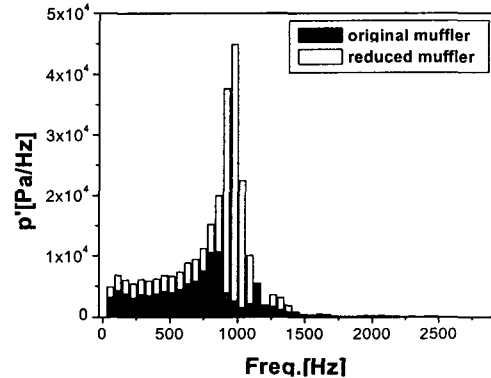


Fig. 11 Effects of muffler configuration on the pressure spectra of discharge gas pulsation.

(1) 토출경로를 음향요소들로 구성된 시스템으로 간주하고 이 각 음향요소에 대해 사극이론을 적용하여 토출경로 전체에 대한 음향 임피던스를 구하였다.

(2) 이 음향 임피던스를 가지고 토출 포트에서의 질량유량과 가스맥동과의 관계로부터 가스맥동을 계산하였다.

(3) 이렇게 가스맥동을 구하는 방법은 측정치와 계산치의 비교를 통해 검증되었다.

(4) 이러한 가스맥동 해석방법은 머플러 설계에 활용될 수 있다.

참고문헌

1. API Standard 618, fourth edition, 1995, Reciprocating compressor for petroleum, che-

- mical, and gas industry services, Manufacturing Distribution and Marketing, American Petroleum Institute.
2. Soedel, W., 1972, Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors, Short course text, Ray W. Herrick Laboratory.
 3. Singh, R., 1975, Compressor discharge system analysis for design, Ph.D. Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University.
 4. Yanagisawa, T., Shimizu, T., Fukuta, M. and Ueda, M., 1992, Pressure pulsation in hermetic casing of refrigerating rotary compressor, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 743-750.
 5. Kim, H. J., 2000, Effects of gas pulsation in piping lines on compressor performance in a double-acting reciprocating compressor, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 5, pp. 448-456.
 6. Kim, H. J., Lee, T. J., Park, S. and Hwang, I., 2001, A study on the optimum design for the discharge port of a R410A rotary compressor, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 12, pp. 1245-1254.
 7. Munjal, M. L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers, John Wiley & Sons.
 8. Kinsler, L. E. and Frey A. R., 1982, Fundamentals of acoustics, John Wiley & Sons.