

# 트윈 로타리 압축기의 토출 가스 맥동 해석

김현진\* · 안종민\*\* · 조광명\*\*

## Analytical Study on the Discharge Gas Pulsation in a Twin Rotary Compressor

Hyun Jin Kim\*, Jong Min Ahn\*\*, Kwang Myoung Cho\*\*

*Key words: Twin rotary compressor(트윈 로타리 압축기), Gas Pulsation(가스 맥동), Four pole theory(사극이론), Acoustic transfer function(음향 전달 함수)*

### ABSTRACT

For a single stage two cylinder rotary compressor, an analytical study has been made on the discharge gas pulsation. Discharge system of the twin rotary compressor consists of lower and upper mufflers and connecting passage holes between them, and cavities on both sides of the motor and passages between them. Acoustic modeling for the discharge system by transfer matrix method gives acoustic impedances at discharge valves so that gas pulsation at the valve sections can be obtained from discharge mass velocity. Since the mass velocity and the pressure pulsation at the valves are affected by each other, iteration should be made for convergence. Gas pulsations at other sections can also be calculated by using transfer matrix.

### 1. 서론

싱글 실린더 롤링 피스톤 로타리 압축기는 실린더 하나에 롤링 피스톤 하나가 조합되어 압축실이 한 개 형성되는 구조이지만, 트윈 로타리 압축기는 이러한 실린더와 롤링 피스톤의 조합을 상하로 2개 가지고 있다. 이때 각 실린더에서 일어나는 압축 과정이 서로 180°의 위상차를 갖도록 크랭크 축에 서로 180°의 위상차를 갖고 상하로 배열된 2개의 편심부를 만들어 준다. 트윈 로타리 압축기에서 2개의 실린더를 직렬 배열로 사용하면 2단 압축을 만들어 줄 수 있고[1], 병렬 조합으로 할 경우에는 용량을 2배로 해주는 의미가 있다[2]. 어떤 배열 방식으로 사용하든지 상단 실린더와 하단 실린더에서 흡입, 압축, 그리고 토

출 과정이 180° 위상차를 가지고 순차적으로 일어나므로 전체적으로는 가스 압축에 필요한 토크 부하의 변동폭이 크게 줄어들고 또한 토출 가스의 맥동도 감소하여 압축기 전체의 진동과 소음을 작게 해줄 수 있다.

복동식 왕복동 압축기에서의 가스 맥동해석[3], 싱글 로타리 압축기의 토출 가스 맥동해석[4] 등에 대한 연구가 수행된 반면, 아직 트윈 로타리 압축기에서 발생하는 토출 가스의 맥동에 대한 해석적 연구가 미흡하므로 본 연구에서는 1단 2실린더 트윈 로타리 압축기에서 일어나는 토출 가스 현상에 대해 이론적으로 해석해 보고 또한 토출 가스 경로의 형상 변경이 가스 맥동과 압축기 성능에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

### 2. 성능 해석

#### 2.1. 트윈 압축기 구조

2개의 실린더를 병렬로 배열한 트윈 로타리 압

\* 정회원, 인천대학교 기계공학과

\*\* 인천대학교 대학원

(E-mail:kimhj@incheon.ac.kr)

축기의 일례를 Fig.1에 나타내었다. 상하의 각 실린더에 별도의 흡입관이 설치되어 있고, 토출 포트 및 토출 머플러도 실린더 별로 마련되어 있다. 하단의 실린더에서 압축된 가스는 하단 토출 밸브를 통해 하단 머플러로 토출되고 실린더 몸체를 관통하는 2개의 원통형 연결 통로에 의해 상단 머플러로 이송된다(Fig.1). 상단 머플러에서는 상단 실린더에서 토출된 가스와 하단 머플러에서 올라온 토출 가스가 모여지고, 이 토출 가스는 상단 머플러 덮개에 뚫린 구멍을 통해 모터 하단의 공간으로 빠져 나온다. 또다시 토출 가스는 고정자와 압축기 케이스 사이의 틈새 등을 통해 상부 공간으로 이동된 후 토출관을 통해 응축기로 나아간다.

## 2.2. 가스 압축 해석

상단 실린더에서 압축실 체적  $V_c$ 의 크랭크 각에 따른 변화는 식(1)과 같다.

$$V_c = V_s - \frac{1}{2} R^2 \theta + \frac{1}{2} r^2 k (\theta + \alpha) + \frac{1}{2} e k (r + r_v) \sin(\theta + \alpha) - \frac{1}{2} r_v^2 \tan \alpha - \frac{1}{2} b l x \quad (1)$$

하단 실린더의 압축실 체적 변화는 식(1)과 180°의 위상차를 보인다. 상·하부 실린더 압축실 내의 가스 압력을 구하기 위해 12개의 검사 체적을 잡았다. 이들은 상하부 실린더에서 각각 Fig.2과 같은 흡입 파이프, 흡입실, 압축실, 토출 포트에 의해 형성되는 간극체적, 그리고 공명실이다. 각 검사체적 사이의 누설이 오일 위주인 경우 층류 점성유동식을, 가스 위주인 경우에는 식(2)와 같은 압축성 오리피스 유동식을 적용한다.

$$\dot{m} = C_v A P_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1}} \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}} \quad (2)$$

이때 점성의 효과는 유량계수  $C_v$ 를 통해 반영한다.[5] 각 검사 체적 내의 가스 및 오일의 질량은 각각 식(3a) 및 식(3b)와 같다

$$M_{gas} = M_{gas}(0) + \int \dot{m}_{gas} dt, \quad M_{oil} = M_{oil}(0) + \int \dot{m}_{oil} dt \quad (3a), (3b)$$

각 검사체적에서의 가스 압력은 식(4)와 같다.

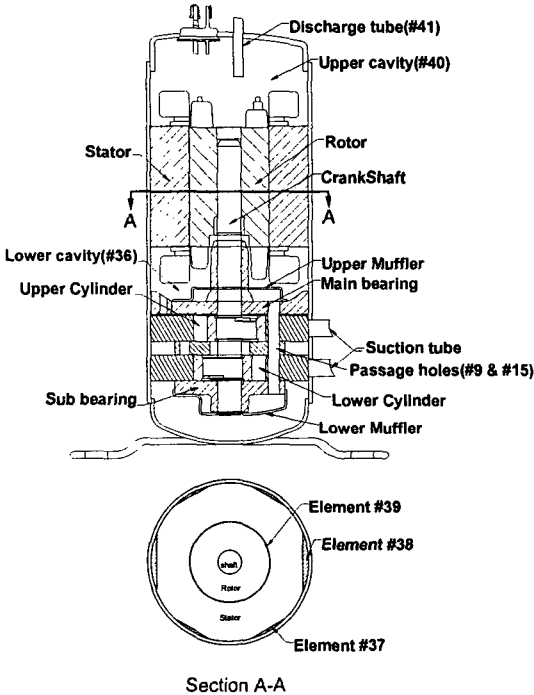


Fig. 1 Numbering of acoustic elements in a twin rotary compressor

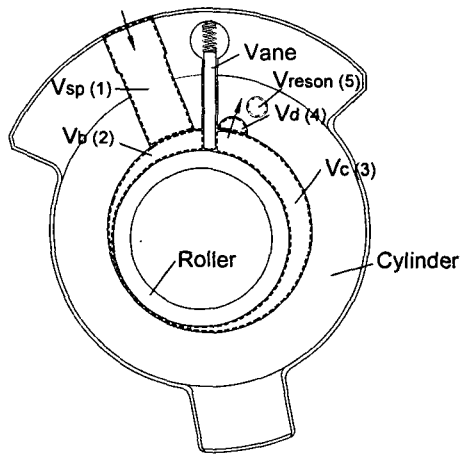


Fig. 2 Control volume definition

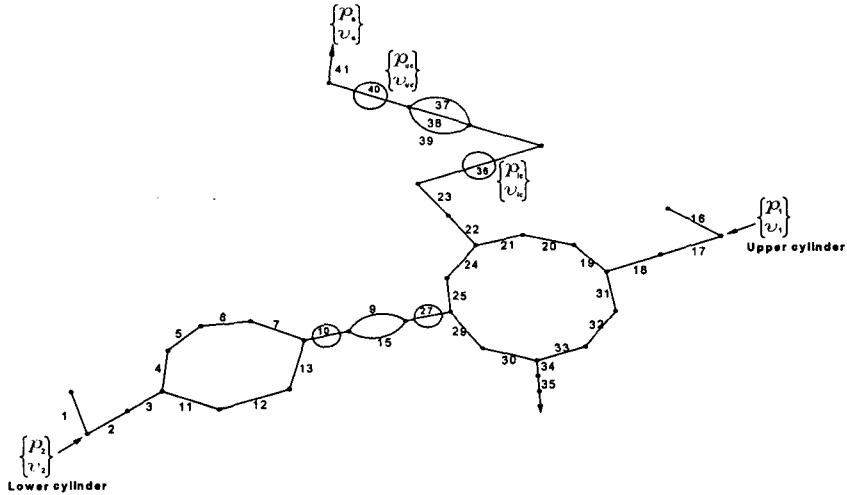


Fig. 4 Acoustic modeling of a discharge system in a twin rotary compressor

$$p_c = \frac{p_s}{\rho_s^n} \left( \frac{M_{gas}}{V_{gas} - M_{oil}/\rho_{oil}} \right)^n \quad (4)$$

토출 밸브 통과 유량은 밸브의 변위에 따라 달라지며, 밸브 변위는 밸브를 1자유도 질량-스프링 시스템으로 간주하여 식(5)로부터 구한다.

$$m_v \ddot{y} + c\dot{y} + k_v y = B_v (p_c - p_m) \quad (5)$$

트윈 로타리 압축기에 대해 롤러, 베인, 크랭크축 등의 각 운동 부재에 대한 운동 방정식으로부터 각종 반력 및 마찰 손실을 구하는 해석에 대한 자세한 내용은 참고문헌[6]을 참조할 수 있다.

### 3. 토출 가스 맥동 해석

#### 3.1. 토출 시스템 모델링

Fig.3는 상단 및 하단의 머플러를 각 음향 요소들로 분할한 것이고, 토출 경로 전체는 Fig.1와 같은 음향 요소들의 구성으로 간주한다. 이러한 토출 경로는 Fig.4과 같이 개념적으로 표현할 수 있다.

#### 3.2. 전달함수 적용

압축기의 토출부가 Fig. 4와 같은 음향 요소들로 구성되어 있는 경우 상단 토출 밸브 및 하단 토출 밸브에서의 질량 유량을 각각  $v_1, v_2$ 라고 하면 최종 토출관에서의 음압  $p_a$ 는 다음의 식(6)

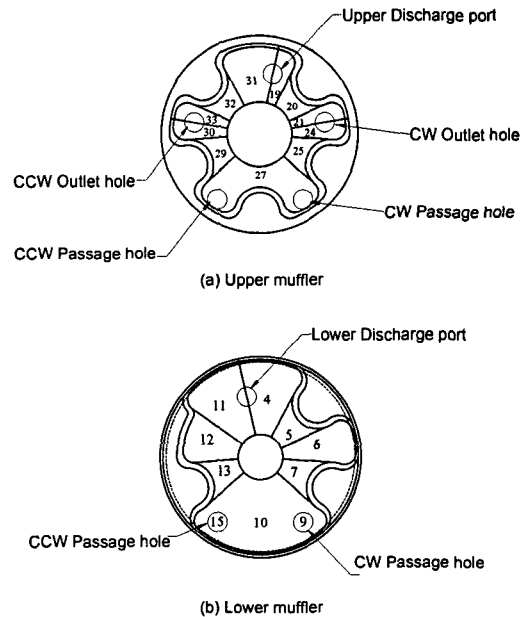


Fig. 3 Partition of mufflers for acoustic elements

Tabel. 1 Simulation results of compressor performance

Notation	Description	W/Gas pulsation	W/O Gas pulsation
$\dot{m}_u$ [kg/hr]	Upper mass flow rate	90.76	89.88
$\dot{m}_l$ [kg/hr]	Lower mass flow rate	88.95	88.63
$\dot{m}_t$ [kg/hr]	Total mass flow rate	179.71	178.51
COP	Coefficient of Performance	3.10	3.08
$W_c$ [kW]	Compressor Input	2.734	2.736
$Q_c$ [BTU/hr]	Cooling Capacity	28,948	28,756
$\eta_v$ [%]	Volumetric Efficiency	92.31	91.69
$\eta_{ad}$ [%]	Adiabatic Efficiency	90.04	90.01

와 같이 얻어진다.

$$p_a = Z_{a1} \cdot v_1 + Z_{a2} \cdot v_2 \quad (6)$$

이때  $Z_{a1}$ 는 상단 토출 밸브에서 토출관으로 이어지는 경로의 음향 임피던스를,  $Z_{a2}$ 는 하단 토출 밸브에서 토출관으로 이어지는 경로의 음향 임피던스를 나타낸다. 상단 토출 밸브에서 토출관으로 이어지는 경로의 임피던스는 음향 요소 #16에서 #41로 이어지는 전달함수를 식(7)과 같이 계산하여 얻는다.

$$\begin{Bmatrix} p_a \\ v_a \end{Bmatrix} = [T_{41}][T_{40}][T_{39,38,37}][T_{36}][T_{23}] \quad (7) \\ [T_{22}][T_{19,31}][T_{18}][T_{17}][T_{16}] \begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix}$$

여기서  $[T_r]$ 은 r번째 음향 요소의 전후에 존재하는 음압과 질량 속도들 간의 관계를 식(8)과 같이 연결시켜 주는 전달함수이다.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ v_r \end{Bmatrix} = [T_r] \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ v_{r-1} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

이 전달 함수는 각 음향 요소의 종류에 따라 달라지는데 상세한 내용은 참고문헌[7]을 참조할 수 있다. 또한  $[T_{37,38,39}]$ 는 모터 하단 공간에서 모터 상단 공간으로

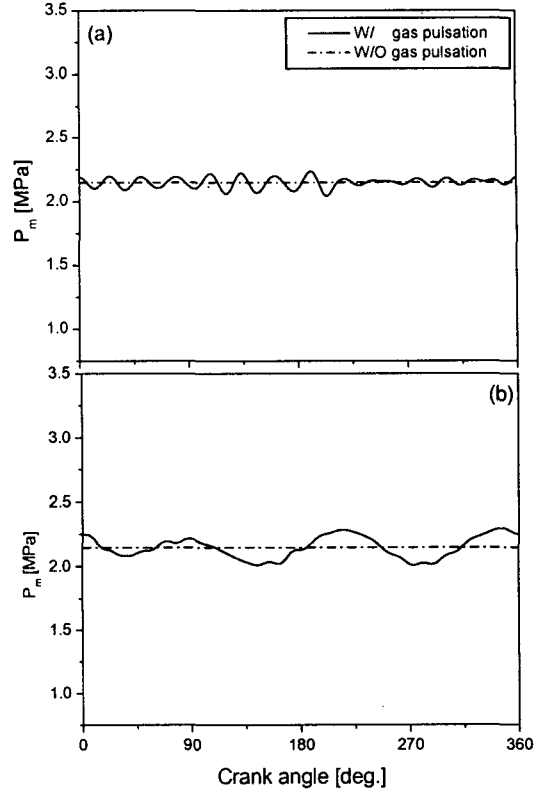


Fig. 5 Calculation of gas pulsation in discharge mufflers:(a) upper muffler, (b) lower muffler

이어지는 가스 통로 요소들의 병렬 연결을 의미한다.  $[T_{19,31}]$ 은 음향 요소 #18에서 음향 요소 #22까지 이어지는 통로의 병렬 형성을 나타낸다. 식(7)으로부터 사극 함수를 식(9)와 같이 구하여  $Z_{a1}$ 을 찾는다.

$$\begin{Bmatrix} p_a \\ p_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{aa} & Z_{a1} \\ Z_{1a} & Z_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_a \\ v_1 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

같은 방법으로  $Z_{a2}$ 를 하단 토출 밸브에서 토출관으로 이어지는 경로 상의 음향 요소 #1에서 #41까지의 전달 함수 및 사극 함수를 식(10) 및 식(11)와 같이 구하여 얻는다.

$$\begin{Bmatrix} p_a \\ v_a \end{Bmatrix} = [T_{41}][T_{40}][T_{39,38,37}][T_{36}][T_{23}][T_{22}][T_{25}][T_{24}] \quad (10) \\ [T_{27}][T_{9,15}][T_{10}][T_{4,11}][T_{3}][T_{2}][T_{1}] \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix}$$

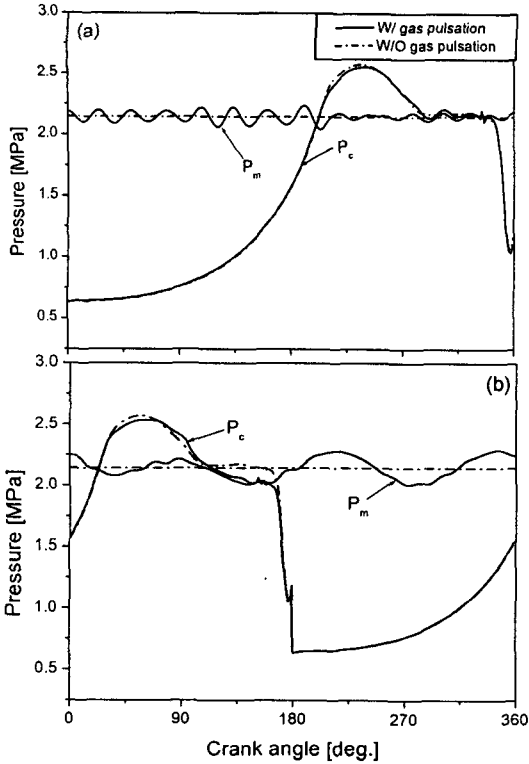


Fig. 6 Cylinder pressures: (a) upper cylinder, (b) lower cylinder

$$\begin{Bmatrix} p_a \\ p_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{aa} & Z_{a2} \\ Z_{2a} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_a \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

상단 및 하단 토출 밸브에서의 가스 맥동  $p_1, p_2$ 는 각각 식(12a), 식(12b)로 주어진다.

$$p_1 = Z_{11} \cdot v_1 + Z_{12} \cdot v_2, \quad p_2 = Z_{21} \cdot v_1 + Z_{22} \cdot v_2 \quad (12a), (12b)$$

이때 임피던스  $Z_{11}, Z_{12}, Z_{21}, Z_{22}$ 는 상단 토출 밸브와 하단 토출밸브를 잇는 통로의 전달 함수를 구하고 이로부터 사극 함수를 계산하여 구한다. 이 전달 함수와 사극 함수는 각각 식(13) 및 식(14)에서 얻는다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{16} & T_{17} \\ T_{19,15} & T_{10} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{18} & T_{25,28} \\ T_{4,11} & T_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{27} \\ T_2 & T_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

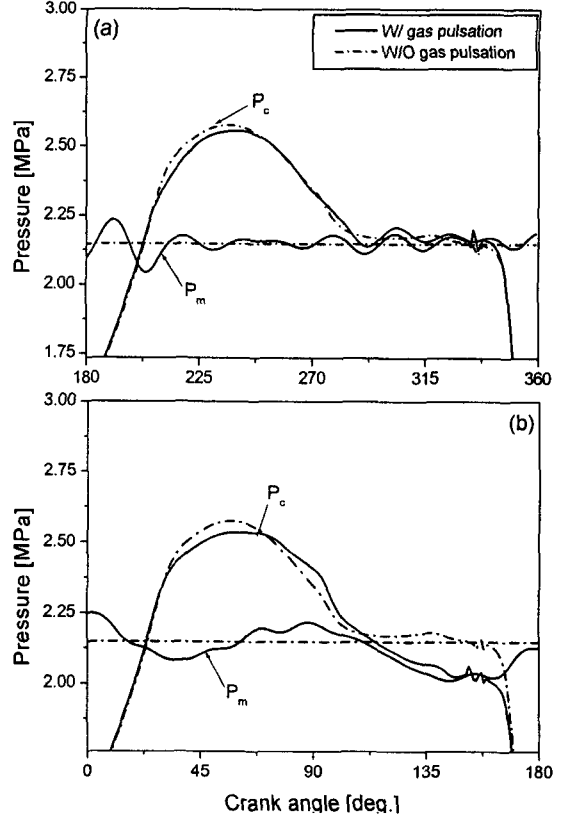


Fig. 7 Cylinder pressure during discharge process: (a) upper cylinder, (b) lower cylinder

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

### 3.3. 시간대 영역에서의 가스 맥동치

이러한 사극이론을 시간에 대한 신호에 적용하기 위해서는 먼저 시간에 따라 변화하는 신호를 Fourier 변환하여 주파수 대역의 신호들로 바꾸어주고 각 주파수 별로 이 이론을 적용하여 그 결과를 역 Fourier 변환을 취하여 시간 신호로 복귀시킨다. 토출 가스 맥동의 근원은 토출 밸브를 통과하여 토출되는 가스의 질량 유량이다. 이 질량 유량은 주기적인 신호로서 Fourier 함수로 표현될 수 있다[3].

질량 유량과 배압은 서로 영향을 끼치므로 이 영향을 반영시키기 위해서는 다음과 같은 반복 작업이 수

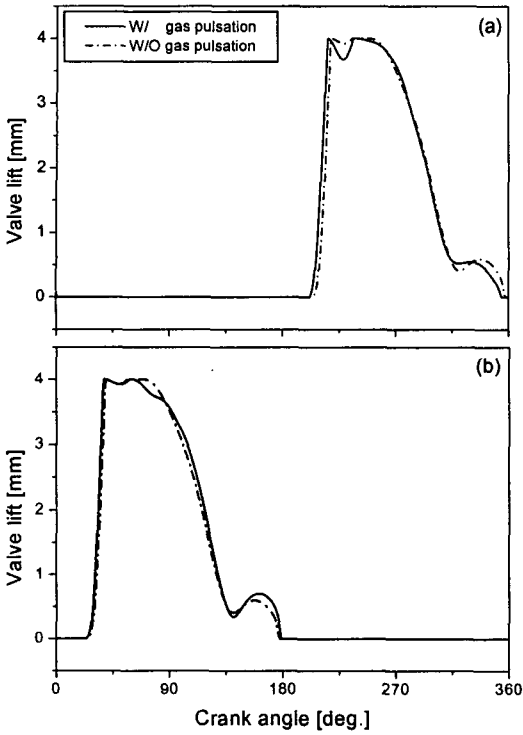


Fig. 8 Valve displacement: (a) upper cylinder, (b) lower cylinder

행되어야 한다. ① 먼저 토출압을  $p(t) = p_{mean}$ 으로 놓는다. ② 주어진 토출압을 가지고 압축기 성능해석을 수행한다. ③ 성능해석 결과 얻은 질량 유량을 Fourier 변환하여 주파수 데이터로 바꾼다. ④ 주파수별 토출압  $p(\omega)$ 을 구한다. ⑤ 토출압을 시간 신호인  $p(t)$ 로 변환하여 이를 다음 사이클의 성능해석에 적용한다. ⑥ 이러한 과정을 수렴할 때까지 계속한다.

#### 4. 계산 결과 및 고찰

해석 대상인 압축기는 냉매 R22를 사용하는 냉력 7300 Kcal/Hr 인 1단 2실린더 트윈 로타리 압축기이다. 모든 계산은 ASHRAE/T 조건에서 수행되었다. 먼저 압축기 성능해석 결과를 Table 1에 나타내었다. 가스맥동을 고려한 경우 가스맥동을 고려하지 않았을 때에 비해 각 실린더에서의 토출 유량이 미세하게나마 크게 계산되었다. 따라서 체적효율이 0.62% 더 크게 얻어졌고

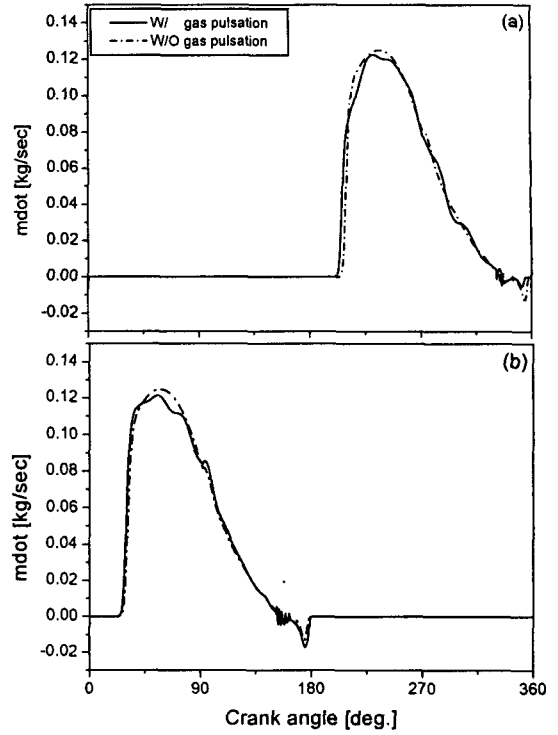


Fig. 9 Discharge mass flow rate: (a) upper cylinder, (b) lower cylinder

고 이로 인해 냉동능력과 COP가 각각 같은 비율로 증가한 치수를 나타내었다. 압축 효율과 압축 기일 계산에는 별 영향이 없었다.

Fig.5(a)(b)은 앞서 언급한 가스맥동 해석 방법을 적용하여 구한 상단 및 하단 머플러에서의 가스맥동을 보여준다. 가스맥동이 토출압 기준 상단에서는 8.84%, 하단에서는 12.82%의 변화를 나타낸다.

Fig.6(a)(b)에 각각 상단 및 하단 실린더에서의 압력( $p_c$ )의 변화를 머플러 압력( $p_m$ )과 함께 나타내었고, 토출이 일어나고 있는 과정을 Fig.7(a)(b)에 확대하여 나타내었다. 토출 개시 후 얼마간은 실린더 내의 압력이 높아 머플러 압력에 영향을 받지 않으나 토출이 끝나 가는 순간의 실린더 압력은 머플러 압력에 순응하여 변화하는 것을 알 수 있다. 이 같은 현상은 머플러 내의 압력 변동이 큰 하단 실린더에서 더 두드러진다.

Fig.8(a)(b)는 각각 상단 및 하단의 토출 밸브 변위를 보여준다. 밸브가 닫히기 전에 다시 한 번

작은 열림 운동을 한다. Fig.9(a)(b)의 토출가스 질량 유량에서 보면 이러한 다시 열림 후반에 역류, 즉 머플러에서 실린더 내로 가스가 역류해 들어 가는 현상이 나타난다. 가스맥동을 고려하지 않았을 경우 상단에서 역류가 과다하게 계산됨을 알 수 있다.

## 5. 결론

1단 2 실린더 구조의 트윈 로타리 압축기의 토출 가스 맥동에 대한 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 토출 가스 경로를 일련의 음향 요소들로 이루어졌다고 간주하고 각 음향 요소에 상응하는 전달 함수를 적용하여 음향 모델링을 세웠다.
- 2) 이러한 음향 모델링으로부터 토출 밸브에서의 음향 임피던스를 구하였고, 이를 이용하여 토출 가스 질량 유량으로부터 가스 맥동을 계산하였다.
- 3) 압축기의 성능해석을 수행함에 있어 토출 밸브 후방에 작용하는 압력 산정에 이 같은 가스맥동을 고려하여 계산의 정확성을 높였다.

- 4) 향후 이 같은 가스맥동해석 방법을 토출 경로 시스템 최적화에 활용할 수 있다.

## 참고문헌

- (1) "Sanyo Technical Review", Vol.33, No.2 2001,
- (2) Keiju, S., and Katsuyuki, K., 1986, "The Study of Dual Cylinder Rotary compressor", Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., pp. 292~304.
- (3) 김현진, 2000, "복동식 왕복동 압축기의 연결 배관계 가스 맥동이 압축기 성능에 미치는 영향", 설비공학논문집 Vol.12, No.5, pp448-456
- (4) 김현진, 2002, "로타리 압축기의 가스맥동에 관한 연구", 설비공학논문집 Vol.14, No.8, pp648-655
- (5) Kazutaka, S., and Masao, S., 1992, "Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressors", Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., pp. 75~84.
- (6) 김현진, 안종민, 조광명, 2003, "트윈 로타리 압축기의 성능해석", 대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집 pp123.
- (7) Munjal, M.L., 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers", John Wiley & Sons. pp75.