

전동기의 연성을 고려한 로터리 압축기의 진동 해석

Vibration Analysis of Rotary Compressors Considering the Coupled Effect of Motor

정의봉* · 황선웅** · 안세진*** · °김정훈***

Weui-bong Jeong, Seon-woong Hwang, Se-jin Ahn and Jeong-hun Kim

ABSTRACT

The noise and vibration of rolling piston-type compressors used in the most of the airconditional system is a serious and important problem occurred during turning on and off as well as during operating. To analyze the vibration occurred during turning on and off, the vibration analysis of motor-compressor coupling is required.

In this paper, through modeling of the motor, solving the force from the equations of motion of the moving parts and considering the stiffness of the rubber mounts, the analysis of vibration was performed.

1. 서론

오늘날 에어컨 시스템에서 발생하는 소음진동 문제에 대한 관심이 고조되고 있는데, 그 중에서 주된 발생원인은 압축기라고 할수 있다. 대부분의 에어컨 시스템에서 사용되는 공조기용 압축기로서 로터리압축기가 사용되고 있다.

압축기에서 발생하는 소음진동은 정상운전시 뿐만아니라 기동시, 정지시에도 중요한 문제이다. 따라서, 전동기의 연성을 고려해서 진동해석을 함으로써 정상운전시 뿐만아니라 기동시, 정지시의 진동특성을 파악하는 것이 중요하다.

소음진동 저감화를 위해서는 우선, 압축기 내부의 각 기계요소의 운동에 의해서 발생하는 가진력을 정확히 파악하고, 이 가진력에 의해서 발생하는 진동 특성에 대응하는 최적의 방진설계가 행해져야 한다.

본 논문에서는 롤링피스톤형 로터리압축기에서 발생하는 진동특성을 파악하기 위해서 가동부분 즉, Vane, Piston, Crank Shaft의 운동방정식으로 부터 가진력을 구하고, 압축기의 각 부품의 위치와 spec.으로부터 관성모멘트와 질량중심을 구하고, 압축기의 지지계인 방진고무의 강성 특성도 함께 고려해서 보다 현실적인 진동해석을 수행하였다. 또한, 압축기 내부에 사용되는 유도 전동기의 전압 방정식을 동기속도로 회전하는 상대좌표계 d-q축으로 모델링해서 전동기 연성을 고려한 롤링피스톤형 압축기의 진동해석을 함으로써 정상운전시 뿐만아니라, 기동시와 정지시의 진동해석도 함께 행하였다.

실험으로 얻은 압축기 accumulator의 가속도 데이터와의 비교를 통해서 이론해석결과를 검증하고, 마지막으로 기동시와 정지시의 전류와 모터토크 특성 및 크랭크각도에 따른 진동특성을 함께 보였 다.

* 정희원, 부산대학교 기계공학부

** LG전자 에어컨 컴퓨터서 Div.

*** 부산대학교 대학원 기계설계공학과

2. 이론

2.1 가동부분의 운동방정식

압축기 본체의 진동을 일으키는 불평형관성력을 명확히 하기 위해서 가동부분 즉, vane, piston 및 crank축계의 운동방정식을 다음과 같이 구한다.⁽¹⁾

vane에 작용하는 모든 힘을 고려한 vane의 x, y 축 방향 운동방정식과 vane중심점 주위의 모멘트 평형식은 다음과 같다.

$$m_v \ddot{x}_v = -F_s + F_{ax} + F_{qa1} + F_{qa2} + F_{vm} \cos \xi + F_{vt} \sin \xi + F_d \dots \dots \dots (1)$$

$$F_{qv} + F_{vt} \cos \xi - F_{vt} \sin \xi + F_{gn1} + F_{gn2} = 0 \dots (2)$$

$$(R + b - x_v) F_{gn1} + a F_{gn1} - (R - x_v) F_{gn2} - a F_{qa2} + M_q - r_v F_{vt} = 0 \dots (3)$$

단,

- m_v : vane의 질량
- x_v : vane의 위치를 나타내는 변수
- F_s : vane을 누르는 스프링력
- F_{ax}, F_{ay} : vane에 작용하는 x, y 방향 성분
- $F_{gn1}, F_{gn2}, F_{ga1}, F_{ga2}$: 실린더와 vane 사이의 구속력과 마찰력
- F_{vm}, F_{vt} : vane과 piston 사이의 구속력과 마찰력
- F_d : vane 양단에 작용하는 마찰력
- M_q : vane에 작용하는 힘에 의한 vane중심점 주위의 모멘트
- R : 실린더 반경
- b : vane과 접하는 실린더 부분의 길이
- r_v : vane의 선단반경

piston에 작용하는 모든 힘을 고려한 piston의 x, y 축 방향 운동방정식과 piston 중심 O_p 점 주위의 모멘트 평형을 고려한 piston의 회전운동방정식은 다음과 같다.

$$-m_p \ddot{x}_{op} + F_{en} \cos \eta - F_{vm} \cos \xi - F_{vt} \sin \xi - F_{cn} \cos \theta + F_{ct} \sin \theta + F_p \cos \frac{(\theta - \xi)}{2} + F_a \sin \theta = 0 \dots (4)$$

$$-m_p \ddot{y}_{op} + F_{en} \sin \eta + F_{vm} \sin \xi - F_{vt} \cos \xi - F_{cn} \sin \theta - F_{ct} \cos \theta + F_p \sin \frac{(\theta - \xi)}{2} - F_a \cos \theta = 0 \dots (5)$$

$$I_p \ddot{\phi} = -r(F_{vt} + F_{ct}) + M_p - M_a \dots \dots \dots (6)$$

단,

- m_p : piston의 질량
- x_{op}, y_{op} : piston 중심의 x, y 좌표
- F_{en} : piston과 crank pin 사이의 유막력
- F_{cn}, F_{ct} : piston과 실린더 사이에 작용하는 구속력과 마찰력
- F_p : piston에 작용하는 가스력
- F_a : piston 양단면에 작용하는 마찰력
- I_p : piston의 관성모멘트
- r : piston 외경의 반지름
- M_p : piston과 crank pin에 작용하는 마찰모멘트
- M_a : piston상하단면에 oil점성에 의한 마찰모멘트

Fig.1에서 보는 바와 같이 crank축계에 작용하는 모멘트 평형을 고려하면 crank축계의 회전거동을 지배하는 운동방정식은 다음과 같다.

$$I_c \ddot{\theta} = M_m - e F_{en} \sin(\eta - \theta) - M_p - M_s \dots \dots (7)$$

단,

- I_c : crank축계의 관성모멘트
- θ : crank축의 회전각
- e : piston중심의 편심량
- M_m : 전동기의 구동 토크
- M_s : crank축과 bearing에 작용하는 마찰모멘트

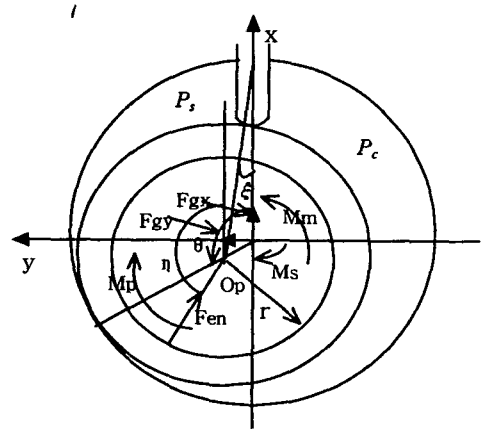


Fig.1 Forces and moments around crank-shaft

2.2 전동기의 구동 Torque

압축기 내부에 사용되는 유도 전동기의 전압방정식을 동기속도로 회전하는 상대좌표계 d-q축을 도입해서 나타내면²⁾,

$$\begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L'_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L'_r \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{ds} \\ i_{qs} \\ i'_{dr} \\ i'_{qr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} r_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_s & 0 & 0 \\ 0 & \omega_r L_m & r'_r & \omega_r L'_r \\ -\omega_r L_m & 0 & -\omega_r L'_r & r'_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ds} \\ i_{qs} \\ i'_{dr} \\ i'_{qr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{ds} \\ V_{qs} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

과 같이 표현된다. 여기서,

V_{ds}, V_{qs} : 고정자축의 d-q축 전압

V_{dr}, V_{qr} : 회전자축의 d-q축 전압

i_{ds}, i_{qs} : 고정자축의 d-q축 전류

i'_{dr}, i'_{qr} : 회전자축의 d-q축 전류

r_s, r_r : 고정자, 회전자 저항

L_s, L_r : 고정자, 회전자 인덕턴스

L_m : 상호인덕턴스

ω : 동기주파수

ω_r : 회전자속도

전동기의 순간토크는 식(8)으로부터 유도된 전류치를 이용해서 식(9)로부터 구할수 있다.

$$M_m = \frac{3}{2} \frac{P}{2} L_m (i'_{dr} i_{qs} - i'_{qr} i_{ds}) \quad (9)$$

여기서, P 는 극수이고, 회전자 변수는 고정자로 환산된 값들이고 윗첨자(')로 표기한다.

2.3 압축기 본체의 운동방정식

압축기 본체의 진동을 언급하기 위해서는 실린더와 crank bearing부에 작용하는 모든 힘과 모멘트를 명확히 해야한다. 위에서 언급한 모든 힘과 모멘트의 총합을 정리하면 실린더 중심에 작용하는 힘의 x, y , 축 방향성분 F_x, F_y, F_z 와 모멘트의 각축 주위의 성분 M_x, M_y, M_z 는 각각 다음에 나타내는 불평형 관성력의 형태로 구해진다.

$$F_x = -m_v \ddot{x}_v + (m_p e - m_c \varepsilon) (\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta)$$

$$F_y = (m_p e - m_c \varepsilon) (\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta)$$

$$F_z = 0$$

$$M_x = (m_{bu} r_{bu} h_{bu} - m_{bl} r_{bl} h_{bl}) (\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta)$$

$$M_y = (m_{bu} r_{bu} h_{bu} - m_{bl} r_{bl} h_{bl}) (\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta)$$

$$M_z = -(I_c + m_p e^2) \ddot{\theta} - I_p \ddot{\phi}$$

위식의 M_x, M_y 는 전동기 rotor의 상부와 하부에 각각 balance weight (m_{bu}, m_{bl})가 부착되어 있기 때문에 발생하는 모멘트이다.

압축기 본체의 운동방정식은 다음 행렬로 주어진다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = [E]\{F\} \quad (10)$$

단,

$$\{X\} = \begin{bmatrix} X_G \\ Y_G \\ Z_G \\ \theta_{Gx} \\ \theta_{Gy} \\ \theta_{Gz} \end{bmatrix} \quad \{F\} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} M & & & & & 0 \\ & M & & & & \\ & & M & & & \\ & & & I_{Gx} & & \\ & & & & I_{Gy} & \\ 0 & & & & & I_{Gz} \end{bmatrix}$$

관성행렬 $[M]$ 에서 M 과 I_{Gx}, I_{Gy}, I_{Gz} 는 압축기 전체질량과 질량중심에서의 x, y, z 방향 질량관성 모멘트이다. 행렬 $[E]$ 는 실린더 중심에 작용하는 힘 $\{F\}$ 를 압축기 전체의 질량중심으로 변환하는 행렬이다. 그리고, 강성행렬 $[K]$ 는 지지계, 즉 3곳의 고무마운트로부터 다음과 같이 구해진다.

$$[K] = \sum_i^n [T_i]^T \begin{bmatrix} K_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & K_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & K_{zi} \end{bmatrix} [T_i] \quad (11)$$

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (z_i - z_G) & -(y_i - y_G) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_G) & 0 & (x_i - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) & 0 \end{bmatrix}$$

수치해석으로 구한 질량중심에서 가속도는 s (12)를 이용해서 응답점에서의 가속도로 변환한다.

단, $[T_i]$: i 번째 마운트의 변환행렬

K_x, K_y, K_z : 고무마운트의 방향별 강성

x_i, y_i, z_i : i 번째 마운트의 위치좌표

x_G, y_G, z_G : 질량중심점의 위치좌표

마지막으로, 감쇠 $[C]$ 는 고무마운트로부터 구성되며 강성행렬과 마찬가지로 구해진다.

$$\begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{Gx} \\ a_{Gy} \\ a_{Gz} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & (z_a - z_G) & -(y_a - y_G) \\ -(z_a - z_G) & 0 & (x_a - x_G) \\ (y_a - y_G) & -(x_a - x_G) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix}$$

전동기의 연성을 고려함으로써 정상운전시뿐만 아니라 기동시, 정지시의 진동해석도 같이 할수 있다. 정지시 해석은 기동시와 정상운전시와는 달리 전원차단 후, 크랭크축이 역회전을 하는데, 이 때, 역회전으로 $\theta = 0$ 인 점을 지나게 되면, 압축실은 진공이 되어 압축실의 압력은 영($P_c = 0$)이 된다는 점을 고려해야한다.

전동기의 정상상태 토크특성은 식(8)에서 시간미분 $\frac{d}{dt}$ 대신 ja 를 대입하고 연립방정식을 풀고, 식(9)에 대입하면, Fig.3과 같은 토크선도를 얻을 수 있다. 크랭크축의 회전속도가 변하지 않을 때는 Fig.1의 결과를 사용할수 있지만, 회전속도가 변하는 과도상태의 경우는 식(8)의 미분방정식을 직접 풀어야한다.

먼저, 수치해석결과에 대한 검증은 위해서 실험을 통해서 측정점, 즉 압축기 accumulator에서 받은 방향별 가속도 데이터를 Fig.4, Fig.5, Fig.6에서 각각 비교한다.

기동시와 정지시의 실험결과, 가속도가 이론해석보다 작게 나오는 경향이 있는데, 이는 이론해에서는 고무마운트의 강성만을 고려했기 때문이다. 그러나, 실제 실험은 에어컨 세트에 설치된 압축기를 대상으로 했기 때문에 고무마운트와 파이프의 강성이 같이 있다고 할 수 있다. 이러한 점을 고려하면 이론해석과 실제 압축기 실험이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

3. 실험

수치해석에서 구한 계산결과를 검증하기 위해서 압축기 진동을 계측하였다. Fig.2에서 보는 바와 같이 압축기 대상모델은 QA096이며, 측정위치는 Accumulator의 Suction pipe 하단부이다. 기동시, 정상운전시, 정지시의 3가지 경우에 대해서 각각 반경, 접선, 수직 방향 가속도를 측정하였다. 측정된 데이터는 이론 데이터와의 비교를 위해 FFT한 후 고주파 부분을 Filtering하고, 다시 IFFT한 후, 10~100Hz 사이의 시간데이터로 변환하였다.

4. 수치해석

먼저, 압축기의 각 부품의 형상을 단순화해서, 그 위치와 spec.으로부터 관성모멘트와 질량중심을 구하고, 압축기의 지지계인 방진고무의 강성을 1자유도 가진실험과 Nastran해석을 통해서 수직, 수평 방향에 대해 구하였다. 그리고, vane, piston 및 crank축계의 운동방정식으로 부터 압축기 내부의 가진력을 구하였다. 이를 이용해서 압축기 전체의 방정식을 만들고, 전동기의 연성을 고려해서 Runge-Kutta법으로 수치해석을 하였다.

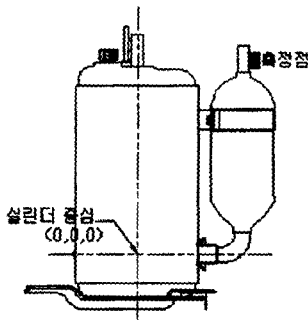


Fig.2 A schematic diagram of compressor

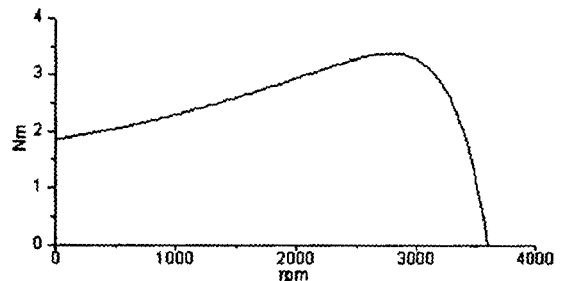
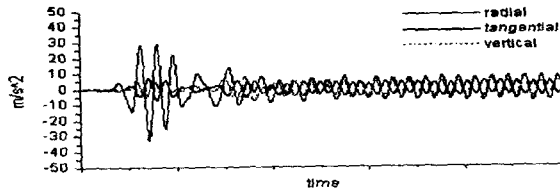
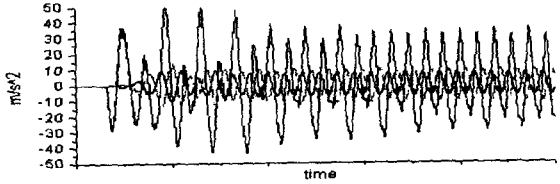


Fig.3 A typical torque-rpm curve of motor

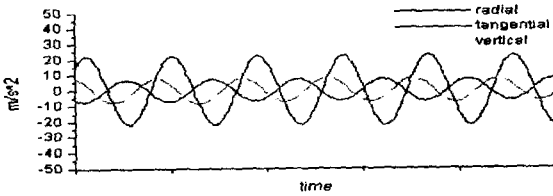


a) experiment

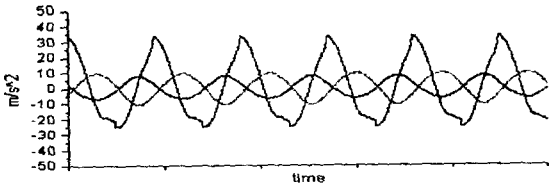


b) analysis

Fig.4 Acceleration during turning on (for 0.5sec)

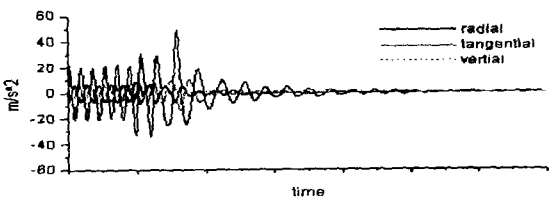


a) experiment

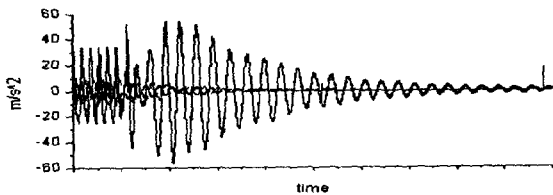


b) analysis

Fig.5 Acceleration during operation (for 0.1sec)



a) experiment

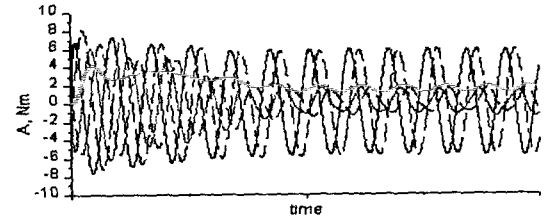


b) analysis

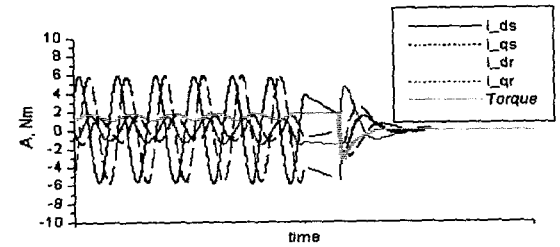
Fig.6 Acceleration during turning off (for 1.0sec)

Fig.7은 전동기의 기동시, 정지시의 d-q축 전류와 토크에 대한 그림이다. Fig.7 a)는 기동시, 큰 부하 토크가 걸리다가 정상운전상태가 되는 것을 보이고 있고, Fig.7 b)는 정상운전상태에서 전원을 차단한후, 정지하는 동안의 d-q축 전류와 토크를 보이고 있다.

Fig.8은 전력차단시의 크랭크 각도에 따른 θ , $\dot{\theta}$ 의 변화의 예를 보이고 있다. 전력차단시의 크랭크

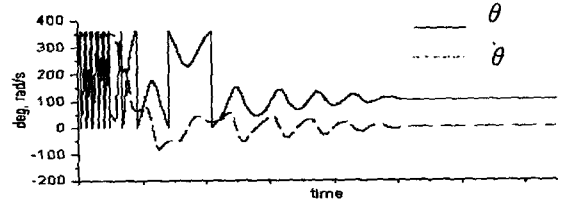


a) during turning on

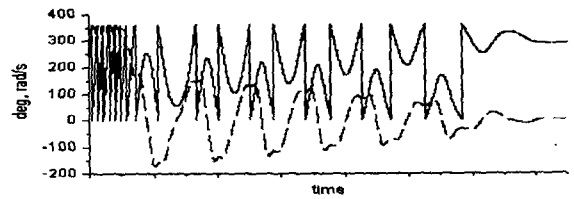


b) during turning off

Fig.7 Motor currents and torque (for 0.2sec)



a) shutoff crank angle $\theta_{cr} = 60$



b) shutoff crank angle $\theta_{cr} = 240$

Fig.8 Crank angle and angle velocity during turning off (for 1.0sec)

Table 1. inverse angle velocity, stop-angle and P_c according to turning-off crank angle

전력차단시 Crank각도 [deg]	최대역회전 각속도 [rad/s]	정지 θ [deg]	정지후, 압축실압력 (P_c)유무
0	-49	106	yes
30	-80	104	yes
60	-102	104	yes
90	-119	106	yes
120	-134	290	no
150	-145	108	yes
180	-156	278	no
210	-165	108	yes
240	-165	288	no
270	-178	300	no
300	-190	109	yes
330	-200	106	yes

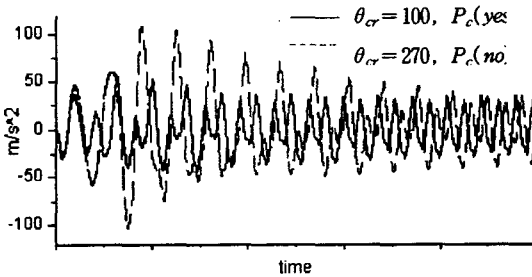


Fig.9 Acceleration during turning on(for 0.5sec)

각도에 따라 θ , $\dot{\theta}$ 경향이 다르게 나타나는 것을 보이고 있는데, 이를 30도 간격으로 Table 1.에 나타낸다. Table 1.에서 보는 바와 같이 전력차단시 크랭크각이 커짐에 따라 최대역회전 각속도가 커짐을 알 수 있다. 이는 전력차단시 크랭크각이 커짐에 따라 압축실 압력(P_c)이 커지므로 역회전시 최대역회전 각속도 또한 커진다. 그리고, 정지후, P_c 의 유무에 따라 크랭크각이 달라지는 것을 알 수 있는데, P_c 가 있는 경우는 크랭크각 100~110도 사이에서 정지를 하고, P_c 가 없는 경우는 270~300도 사이에서 정지한다.

전력차단시의 크랭크각도(θ_{cr})에 따라 정지후 압

축실 압력의 유무와 크랭크각이 달라지는 것을 알았다. 따라서, 정지후 기동시에도 압축실 압력 유무와 크랭크각이 다르고, 그 진동특성 또한 달라지는데, 그 예를 Fig.9에 보이고 있다. Fig.9에서 보는 바와 같이 기동시 압축실 압력이 없는 경우가 압축실 압력이 있는 경우에 비해 측정점에서의 가속도 응답이 크게 나오는 것을 알 수 있다.

5. 결론

첫째, 롤링피스톤형 압축기의 가동부분의 운동을 해석해서 불평형관성력을 유도하고, 압축기 내의 진동기를 d-q축에 대해 모델링해서 진동기의 연성을 고려한 롤링피스톤형 압축기의 진동해석을 함으로써 정상운전시 뿐만 아니라 기동시, 정지시의 전류, 토크특성 및 진동특성을 구할 수 있었다.

둘째, 실험으로 얻은 압축기 accumulator의 가속도 데이터와의 비교를 통해서 이론해석결과를 검증했다. 실험에서는 파이프의 강성으로 인해서 가속도가 다소 작지만, 이론해석결과와 그 경향은 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

셋째, 전력차단시의 크랭크각도(θ_{cr})에 따라 정지후 압축실 압력의 유무와 크랭크각이 달라지는데, P_c 가 있는 경우는 크랭크각 100~110도 사이에서 정지하고, P_c 가 없는 경우는 270~300도 사이에서 정지했다.

넷째, 정지후 기동시에도 압축실 압력 유무와 크랭크각에 따라 그 진동특성이 달라짐을 알았다.

참고문헌

- (1) 今市憲作ほか4名, “ローリングピストン形回電壓縮機の振動解析” 日本機械學會論文集(C編) 49卷447号(昭58-11)
- (2) D.W. Novotny and T.A. Lipo, Vector Control and Dynamics of AC Drives. Oxford University Press.
- (3) C. M. Young, C. C. Liu and C. H. Liu, “Vibration Analysis of Rolling Piston-Type Compressors Driven by Single-Phase Induction Motors” IEEE, vol.2, pp.918 -923, 1993