

모터의 연성을 고려한 로터리 압축기의 과도진동 해석 Transient Vibration Analysis of a Rotary Compressor Considering the Coupled Effects of Motor

정의봉[†] · 김정훈* · 안세진** · 황선웅***

Weui-Bong Jeong, Jeong-Hun Kim, Se-jin Ahn and Seon-Woong Hwang

(2002년 6월 7일 접수 : 2002년 10월 24일 심사완료)

Key Words : Rotary Compressor(로터리 압축기), Transient Vibration(과도진동), Coupled Effects of Motor(모터 연성효과), Exciting Force(가진력)

ABSTRACT

A rotary compressors are used most widely in air-conditioning systems. Noise and vibration of a rotary compressor is an important problems during turning on and off as well as during operating. To estimate the vibration occurring during turning on and off, vibration analysis of a motor-compressor coupled system is required. In this paper, through modeling the motor and solving the forces from the equations of motion of the moving parts, the analysis of vibration of the compressor taking into consideration of the effects of motor and moving parts was performed. The accelerations of accumulator during turning on, turning off and operation are simulated. And simulated accelerations are compared with those of experimental data.

기 호 설 명

e : 피스톤 중심의 편심거리
 F_a : 피스톤 양단에 작용하는 마찰력
 F_{cn} : 피스톤과 실린더 사이의 법선력
 F_{ct} : 피스톤과 실린더 사이의 마찰력
 F_d : 베인 양단에 작용하는 마찰력
 F_{gn1}, F_{gn2} : 실린더와 베인 사이의 법선력
 F_{gt1}, F_{gt2} : 실린더와 베인 사이의 마찰력
 F_p : 피스톤에 작용하는 가스력
 F_{qx}, F_{qy} : 크랭크축과 베어링 사이의 구속력

F_s : 베인을 누르는 스프링력
 F_{vm}, F_{vt} : 베인과 피스톤 사이의 구속력과 마찰력
 h_{bu}, h_{bt} : 상단, 하단 밸런서의 실린더중심에서 높이
 I_c : 크랭크축계의 관성모멘트
 i_{dr}, i_{qr} : 회전자축의 $d-q$ 축 전류
 i_{ds}, i_{qs} : 고정자축의 $d-q$ 축 전류
 I_p : 피스톤의 관성모멘트
 K_X, K_Y, K_Z : 고무마운트의 방향별 강성
 l : 피스톤의 높이
 L_m : 상호인덕턴스
 L_s, L_r : 고정자, 회전자 인덕턴스
 M_a : 피스톤 상하단면 오일점성의 마찰모멘트
 m_c : 크랭크축계의 전체 질량
 m_{bu}, m_{bt} : 상단, 하단 밸런서의 질량
 M_m : 전동기의 구동 토크
 M_p : 피스톤과 크랭크핀에 작용하는 마찰모멘트

[†] 책임저자, 정회원, 부산대학교 기계공학부
 E-mail : wbjjeong@pusan.ac.kr
 Tel : (051) 510-2337, Fax : (051) 517-3805
 * 부산대학교 대학원 기계설계공학과
 ** 정회원, 부산대학교 대학원 기계설계공학과
 *** 정회원, LG전자 에어컨 컴프레서 연구실

m_p	: 피스톤의 질량
M_s	: 크랭크축과 베어링사이의 마찰모멘트
m_v	: 베인의 질량
r	: 피스톤 외경의 반지름
r_{bu}, r_{bl}	: 상단 및 하단 밸런서의 회전반지름
r_s, r_r	: 고정자, 회전자의 저항
r_v	: 베인의 선단반경
X_G, Y_G, Z_G	: 압축기의 질량중심 좌표
x_v	: 베인의 변위
V_{ds}, V_{qs}	: 고정자측의 $d-q$ 축 전압
V_{dr}, V_{qr}	: 회전자측의 $d-q$ 축 전압
ω	: 동기주파수
ω_r	: 회전각속도
X_i, Y_i, Z_i	: i 번째 마운트의 위치좌표
ϵ	: 크랭크축 중심의 편심거리
θ	: 크랭크축의 회전각

1. 서론

오늘날 에어컨 시스템에서 발생하는 소음진동 문제에 대한 관심이 고조되고 있는데, 그 중에서 주된 발생원인은 압축기라고 할 수 있다. 대부분의 에어컨 시스템에서는 로터리압축기가 사용되고 있다. 로터리압축기의 소음진동 저감화를 위해서는 우선, 압축기 내부의 각 기계요소의 운동에 의해서 발생하는 가진력을 정확히 파악하고, 이 가진력에 의해서 발생하는 진동 특성에 대응하는 설계가 행해져야 한다. 압축기에서 발생하는 소음진동은 정상운전시 뿐만 아니라 기동시, 정지시에도 중요한 문제이다.

로터리 압축기의 진동에 관한 연구는 今市⁽¹⁾가 압축기 운동부인 베인, 롤링피스톤 및 크랭크축계에 작용하는 힘들의 자유물체도를 작성하여 운동방정식을 유도하여 정상상태에서 압축기 운동부의 거동 및 셀의 진동을 해석하였다. 石井⁽²⁾은 今市⁽¹⁾가 유도한 운동방정식에서 압축기의 기계적 효율을 계산하도록 확장하였으며, 롤링피스톤이 효율에 미치는 영향에 대하여 해석하였다. 柳澤⁽³⁾은 기동시 및 정지시의 압축기의 과도응답을 해석하였다. 그러나 이상의 연구들은 압축기의 운동부에 대해서는 상세히 모델링 하였지만 가진토크를 발생시키는 모터특성은 토크-회전속도 곡선(T-S 선도)을 이용하고 있다. 그러나 이때 사용되

어지는 T-S 선도는 압축기의 회전속도가 시간에 관계없이 일정할 때 사용되어질 수 있는 특성으로 특히 과도응답을 해석하기에는 곤란하다. 압축기의 모터특성을 고려한 연구로는 澤本⁽⁴⁾이 압축기의 운동부를 1자유도로 모델링 하고 인버터 제어시 모터의 과도특성을 모델링 해야 크랭크축의 회전거동을 정확히 예측할 수 있음을 보였다. 中村^(5,6)은 압축기 진동저감을 위하여 모터제어 알고리즘을 적용하여 수치해석과 실험으로 비교하였다. 그러나 이와 같은 연구들은 모터의 특성은 상세히 모델링 하였으나 압축기의 운동부를 1자유도로 모델링 하여 해석하였기 때문에 정확한 해석결과를 얻기에는 한계가 있다.

그러나 압축기의 기동시 및 정지시의 과도응답특성을 정확히 해석하기 위해서는 압축기의 운동부와 모터를 동시에 상세히 모델링 하고, 상호간의 연성을 고려해서 진동해석을 할 필요가 있다. 따라서 본 논문에서는 今市⁽¹⁾의 연구를 근거로 압축기를 상세 모델링 하고, 동시에 모터특성도 상세히 모델링 하여 정상운전시 뿐만 아니라 기동시, 정지시의 진동특성을 보다 정확하게 예측하고자 한다. 구체적으로는 모터의 토크에 의해서 가진되는 베인(vane), 롤링피스톤(rolling piston), 크랭크축(crank shaft)의 운동방정식으로부터 운동부의 거동 및 불평형 가진력을 해석한다. 그리고 모터의 전압방정식을 동기속도로 회전하는 상대좌표계 $d-q$ 축으로 모델링 해서 전동기 연성을 고려한 롤링피스톤형 압축기의 진동해석을 함으로써 정상운전시 뿐만 아니라, 기동시와 정지시의 진동 해석도 함께 행하고자 한다. 또한 실험으로 얻은 압축기 어큐뮬레이터(accumulator)의 가속도 데이터와의 비교를 통해서 이론해석결과를 검증하고, 마지막으로 기동시와 정지시의 전류와 모터토크 특성 및 크랭크각도에 따른 진동특성을 함께 보이고자 한다.

2. 이론

2.1 압축기 운동부의 모델링

Fig. 1은 로터리 압축기의 개략도를 나타낸다. 흡입 파이프(suction pipe)를 통해서 들어온 냉매가스는 어큐뮬레이터를 통해서 실린더 흡입실로 들어오고, 모터 토크에 의해서 회전하는 크랭크축과 편심된 롤링피스톤에 의하여 실린더내의 냉매가 압축을 하게 된다. 압축실 냉매의 가스가 토출압력 이상이 되면 밸브가

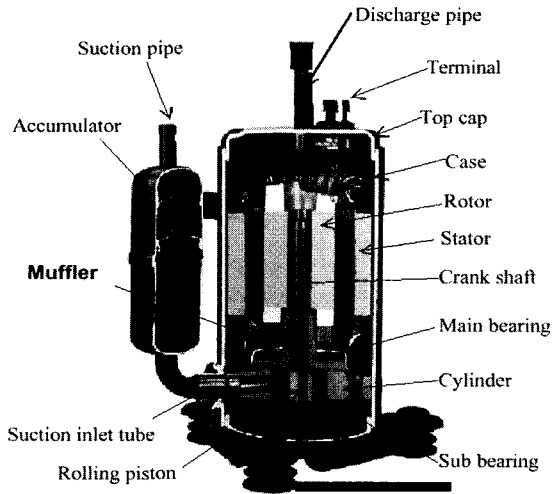


Fig. 1 Schematic diagram of a rotary compressor

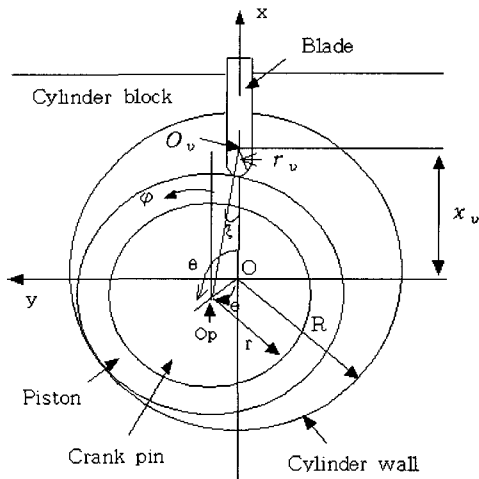


Fig. 2 Local coordinate system of moving parts

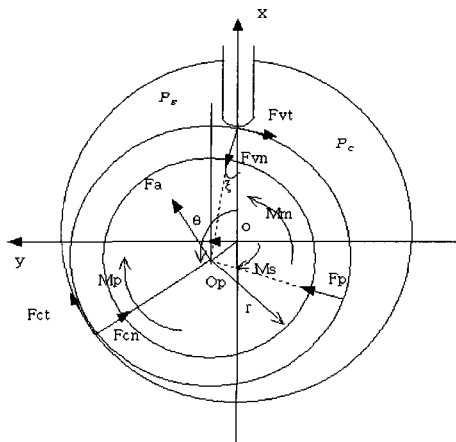


Fig. 3 Force and Moment acting on crank shaft

열리면서 냉매가 토출 되어진다.

압축기의 진동을 일으키는 불평형력을 구하기 위해서는 움직이는 요소인 크랭크축계와 롤링피스톤 및 베인의 운동을 기술해야 한다. 먼저, Fig. 2와 같이 원점을 실린더의 중심 O 로 하고, 베인을 x 축으로 하는 국소(local) 좌표계 (x, y, z) 를 정의한다. 그리고 반지름 r_v 로 곡면처리된 베인의 중심을 O_v , 피스톤의 중심을 O_p 라고 하고, x 축으로부터 크랭크축의 회전각을 θ , 롤링피스톤의 회전각을 φ 로 표기하며, O_v, O_p 를 연결한 선이 x 축과 이루는 회전각 ξ 를 임시로 정의하면,

$$(r_v + r) \sin \xi = e \sin \theta \quad (1)$$

가 되고, 베인의 변위 x_v 는

$$x_v = (r_v + r) \cos \xi + e \cos \theta \quad (2)$$

가 된다. 한편, 크랭크축계의 운동방정식은 $\text{今市}^{(1)}$ 에 의해 유도되었으며 참고문헌 (1)의 식 (27)에 다음과 같이 주어져 있다.

$$\begin{aligned} (I_c + m_p e^2) \ddot{\theta} &= M_m + e F_{vn} \sin(\theta + \xi) \\ &\quad - e F_{vt} \cos(\theta + \xi) - e F_{ct} - e F_p \sin\left(\frac{\theta + \xi}{2}\right) \\ &\quad - e F_a - M_p - M_s \end{aligned} \quad (3)$$

좌변은 크랭크축계와 롤링피스톤의 회전관성을 나타내고 우변의 힘과 모멘트는 Fig. 3에 나타낸다. 우변의 제 1항인 M_m 은 모터에서 발생하는 토크이고, 우변의 제 2항과 제 3항은 베인과 롤링피스톤 사이에 작용하는 법선력 F_{vn} 과 마찰력 F_{vt} 에 의한 모멘트이고, 참고문헌 (1)의 식 (6), (7)에 의하면 Fig. 4를 참조하여 법선력 F_{vn} 과 마찰력 F_{vt} 은 다음의 관계부터 계산되어진다.

$$\begin{aligned} F_{vn} \cos \xi + F_{vt} \sin \xi &= m_v \ddot{x}_v + F_s - F_{qx} - F_{qt1} \\ &\quad - F_{qt2} - F_d \end{aligned} \quad (4)$$

$$F_{vt} \cos \xi - F_{vn} \sin \xi = -F_{ay} - F_{gn1} F_{gn2} \quad (5)$$

여기서, \ddot{x}_v 는 식 (2)를 시간 미분하여 구할 수 있으며, 우변의 다른 항들은 참고문헌 (1)에 유도되어져 있다. 식 (3)에서 제 5항의 F_p 는 실린더 내의 흡입압력 p_s 와 압축실내의 압력 p_c 에 의하여 피스톤을 미는

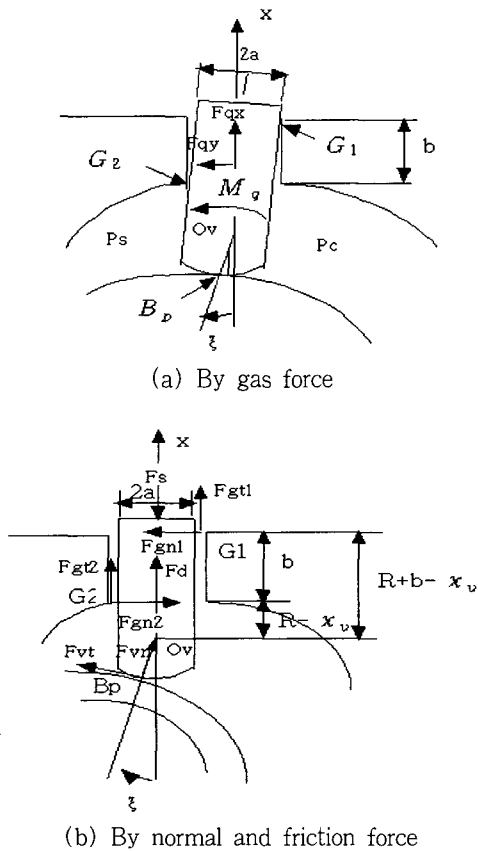


Fig. 4 Force and moment acting on vane

합력으로

$$F_p = 2rl \sin\left(\frac{\theta + \xi}{2}\right) (p_c - p_s) \quad (6)$$

와 같이 주어진다. 식 (3)의 미분방정식으로부터 크랭크축의 회전각 θ 와 회전각속도 $\dot{\theta}$ 와 회전각가속도 $\ddot{\theta}$ 이 구해지면, 실린더 중심에 작용하는 힘의 x, y, z 축 방향성분 F_x, F_y, F_z 와 모멘트의 각축 주위의 성분 M_x, M_y, M_z 는 참고문헌 (1)의 식 (31)에 의하면 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} F_x &= -m_v \ddot{x}_v + (m_p e - m_c \epsilon) (\ddot{\theta}^2 \cos \theta + \dot{\theta} \sin \theta) \\ F_y &= (m_p e - m_c \epsilon) (\ddot{\theta}^2 \sin \theta - \dot{\theta} \cos \theta) \\ F_z &= 0 \\ M_x &= (m_{bu} r_{bu} h_{bu} - m_{bl} r_{bl} h_{bl}) (\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta) \\ M_y &= (m_{bu} r_{bu} h_{bu} - m_{bl} r_{bl} h_{bl}) (\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta) \\ M_z &= -(I_c + m_p e^2) \ddot{\theta} - I_p \ddot{\varphi} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, M_x, M_y 는 전동기 rotor의 상부와 하부에 각각 질량이 m_{bu}, m_{bl} 인 밸런서(balancer)가 부착되어 있기 때문에 발생하는 모멘트이다. 그리고 M_z 계산식의 우변에 있는 피스톤의 회전각속도 $\dot{\varphi}$ 은 다음식⁽¹⁾

$$I_p \ddot{\varphi} = -r(F_{vt} + F_{ct}) + M_p - M_a \quad (8)$$

에서 계산되어진다.

2.2 모터 토크의 모델링

압축기 내부에 사용되는 유도 전동기의 전류-전압 방정식은 동기속도로 회전하는 상대좌표계 $d-q$ 축⁽⁷⁾을 도입해서 나타내면 다음식

$$\begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L'_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L'_r \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{ds} \\ i_{qs} \\ i'_{dr} \\ i'_{qr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} r_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_s & 0 & 0 \\ 0 & \omega_r L_m & r'_r & \omega_r L'_r \\ -\omega_r L_m & 0 & -\omega_r L'_r & r'_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ds} \\ i_{qs} \\ i'_{dr} \\ i'_{qr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{ds} \\ V_{qs} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

과 같이 표현된다. 식 (9)의 미분방정식을 풀어서 순간전류값을 계산하면, 모터의 순간토크는 다음식⁽⁷⁾

$$M_m = \frac{3}{2} \frac{P}{2} L_m (i'_{dr} i_{qs} - i'_{qr} i_{ds}) \quad (10)$$

으로부터 구할 수 있다. 여기서, P 는 극수이고, 회전자 변수는 고정자로 환산된 값으로 윗첨자(')로 표기한다. 식 (9)에는 크랭크축의 회전각속도 ω_r 이 포함되어 있음을 알 수 있다. 따라서 크랭크축의 회전각속도 $\omega_r (= \dot{\theta})$ 이 모터의 출력토크 M_m 에 영향을 미치며, 또한 식 (3)에서 모터의 출력토크 M_m 이 크랭크축의 회전각가속도 $\ddot{\theta}$ 에 영향을 미치게 되므로 크랭크축과 모터의 연성을 고려해서 풀어야 함을 알 수 있다.

2.3 압축기 전체의 운동방정식

압축기 운동부인 크랭크축, 롤링피스톤 및 베인의 운동에 의한 불평형력이 가진력으로 작용하여 압축기 전체를 진동시킨다. 이때 발생하는 불평형력은 크랭크축의 회전주파수 성분이 가장 크기 때문에 압축기 전체는 질량과 질량관성모멘트로 표기되는 6자유도의 강체로 가정할 수 있다. 먼저 Fig. 5와 같이 전체(global) 좌표계 (X, Y, Z)를 정의한다. 여기서, 원

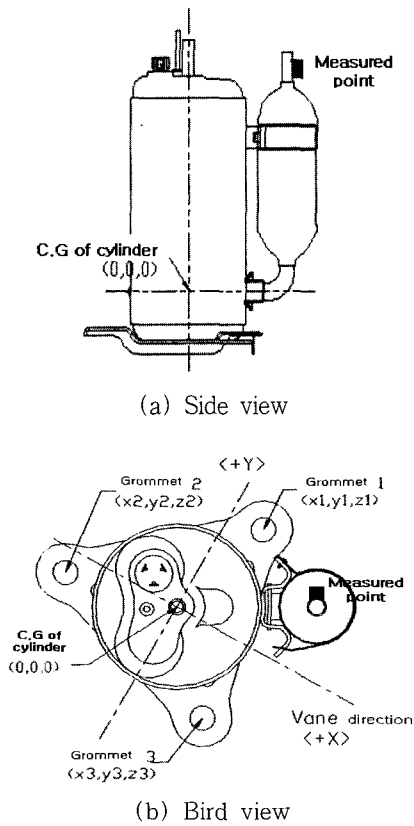


Fig. 5 Global coordinate system for entire compressor

점은 Fig. 2의 국소(local) 좌표계와 마찬가지로 실린더의 중심으로 잡는다. 그리고 베인을 +X축으로 정의하고, 높이를 +Z축으로 정의한다. 압축기 본체의 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$[M_C]\{\ddot{X}\} + [C_C]\{\dot{X}\} + [K_C]\{X\} = [E]\{F\} \quad (11)$$

단,

$$\begin{aligned} \{X\}^T &= [X_G \ Y_G \ Z_G \ \theta_{Gx} \ \theta_{Gy} \ \theta_{Gz}]^T \\ \{F\}^T &= [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T \\ [M_C] &= \begin{bmatrix} M & & & & & 0 \\ & M & & & & \\ & & M & & & \\ & & & I_{Gx} & & \\ 0 & & & & I_{Gy} & \\ & & & & & I_{Gz} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

관성행렬 $[M_C]$ 에서 M 과 I_{Gx} , I_{Gy} , I_{Gz} 는 압축기 전체질량과 X, Y, Z축에 대한 질량중심에서의 질량 관성모멘트이다. 식 (7)로 주어지는 압축기 운동부의

불평형력 $\{F\}$ 는 실린더 중심에 작용한다. 따라서 변환행렬 $[E]$ 를 이용하여 압축기 전체의 질량중심에서의 힘과 모멘트로 변환하여야 한다. 그리고 Fig. 5에서 알 수 있듯이 압축기의 바닥에 3점 지지되어 있는 고무마운트(grommet)의 강성을 질량중심에서의 강성행렬 $[K_C]$ 로 다음과 같이 변환해야 한다.

$$[K] = \sum_i^n [T_i]^T \begin{bmatrix} K_{Xi} & 0 & 0 \\ 0 & K_{Yi} & 0 \\ 0 & 0 & K_{Zi} \end{bmatrix} [T_i] \quad (12)$$

$$[C] = \sum_i^n [T_i]^T \begin{bmatrix} C_{Xi} & 0 & 0 \\ 0 & C_{Yi} & 0 \\ 0 & 0 & C_{Zi} \end{bmatrix} [T_i] \quad (13)$$

단,

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (Z_i - Z_G) & -(Y_i - Y_G) \\ 0 & 1 & 0 & -(Z_i - Z_G) & 0 & (X_i - X_G) \\ 0 & 0 & 1 & (Y_i - Y_G) & -(X_i - X_G) & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

여기서, $[T_i]$ 는 좌표 (X_i, Y_i, Z_i) 위치에 있는 고무마운트의 강성 K_{Xi}, K_{Yi}, K_{Zi} 와 감쇠 C_{Xi}, C_{Yi}, C_{Zi} 를 압축기 전체의 질량중심좌표 (X_G, Y_G, Z_G) 에서의 강성행렬로 변환하기 위한 행렬이다.

3. 실험

수치해석에서 구한 계산결과를 검증하기 위해서 압축기 진동을 계측하였다. 압축기 대상모델은 Fig. 5와 같은 형상을 갖는 QA096모델이다. 측정위치는 어큐물레이터와 흡입파이프의 연결점이다. 기동시, 정상운전시, 정지시의 3가지 경우에 대해서 각각 반경, 접선, 수직 방향 가속도를 측정하였다. 가속도계는 B&K의 Type 4393을 사용하였고, 계측기는 B&K의 Pulse Type 2825를 사용하였다. 측정된 데이터에는 고주파수 성분이 포함되어 계측되므로 크랭크축의 회전주파수 성분인 60 Hz성분의 데이터와 비교하기 위하여 푸리에 변환한 후, 100 Hz 이상의 고주파 성분을 제거하고, 다시 역푸리에 변환을 이용하여 저주파수만의 시간데이터로 변환하였다.

4. 수치해석

수치해석에 사용된 입력데이터는 Table 1과 같다.

Table 1 Input data

e	3.26 mm	l	28 mm	p_c	2.06×10^6 Pa
h_{bu}	79.3 mm	L_m	6.74×10^{-2}	p_s	5.40×10^5
h_{bl}	31.4 mm	L_r	7.71×10^{-2}	r	16.2 mm
I_{GX}	3.52×10^7 g · mm ²	L_s	7.71×10^{-2}	r_{bu}	11.6 mm
I_{GY}	3.90×10^7	M	8700 g	r_{bl}	12.5 mm
I_{GZ}	1.00×10^7	m_{bu}	10.1 g	r_s	21.1 Ω
I_c	4.22×10^5	m_{bl}	51.9 mm	r_r	8.20 Ω
I_p	1.53×10^4	m_c	139.0 g	$V_{ds, dq}$	220 V
K_X, K_Y	2.07×10^4 N/m	m_p	74.1 g	ϵ	1.7 mm
K_Z	1.23×10^5	P	4	x_G, y_G, z_G	(4.3, 2.2, 65.4) mm

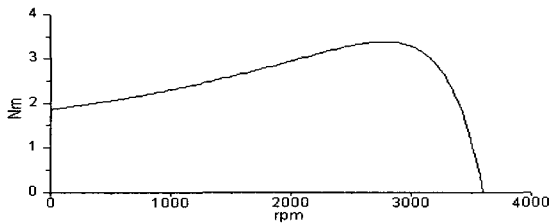


Fig. 6 A steady-state torque-rpm curve of motor

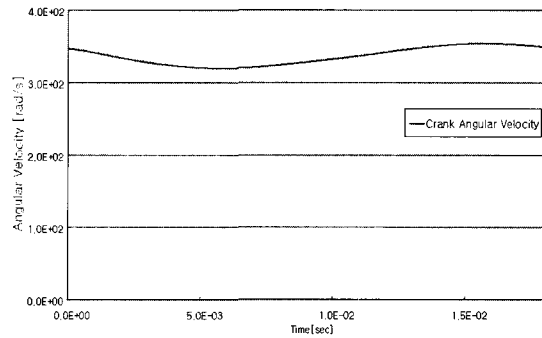
크랭크축의 운동방정식인 식 (3), 피스톤의 운동방정식인 식 (8)과 모터의 운동방정식인 식 (9)를 연성을 고려하여 동시에 수치적으로 해석하였다. 사용된 방법은 Runge-Kutta법을 이용하였다.

수치해석으로 구한 질량중심에서 가속도는 식 (14)의 변환을 이용해서 알고자 하는 점에서의 가속도로 다음과 같이 구해진다.

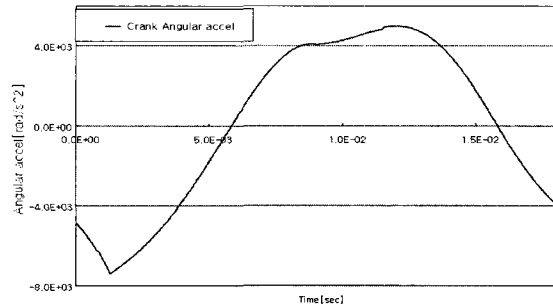
$$\begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{Gx} \\ a_{Gy} \\ a_{Gz} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & (z_a - z_G) & -(y_a - y_G) \\ -(z_a - z_G) & 0 & (x_a - x_G) \\ (y_a - y_G) & -(x_a - x_G) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} \quad (15)$$

전동기의 연성을 고려함으로써 정상운전시 뿐만 아니라 기동시, 정지시의 진동해석도 같이 할 수 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 고려해야 한다.

전동기의 정상상태 토크특성은 식 (9)에서 시간미



(a) Angular velocity $\dot{\theta}$

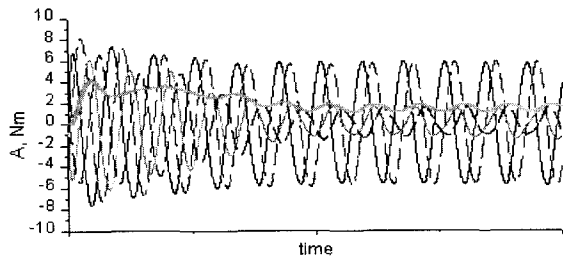


(b) Angular acceleration $\ddot{\theta}$

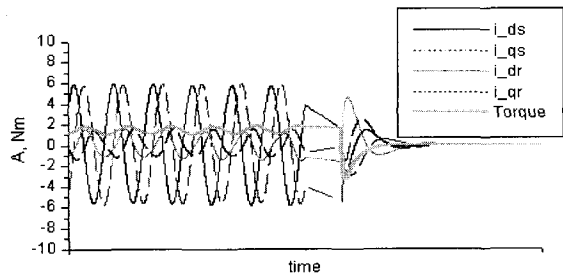
Fig. 7 Rotating motion of crankshaft during operation

분 $\frac{d}{dt}$ 대신 $j\omega$ 를 대입하고 연립방정식을 풀고, 식 (10)에 대입하면, Fig. 6과 같은 정상상태의 토크선도를 얻을 수 있다. 이때 크랭크축의 회전응답을 Fig. 7에 나타낸다. 크랭크축의 회전속도가 변하지 않을 때는 모터 토크를 Fig. 6의 결과를 사용할 수 있지만, 회전속도가 변하는 과도상태의 경우는 식 (9)의 미분방정식을 직접 풀어야 한다.

Fig. 8은 식 (9)의 미분방정식을 직접 풀 경우, 전동기의 기동시와 정지시의 시간 변화에 대한 $d-q$ 축 전류와 토크 변화를 나타내는 그림이다. Fig. 8(a)는 기동시, 큰 부하 토크가 걸리다가 정상운전상태가 되는 것을 보이고 있고, Fig. 8(b)는 정상운전상태에서 전원을 차단한 후, 정지하는 동안의 $d-q$ 축 전류와 토크를 보이고 있다. Fig. 9에서는 전동기 연성을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 압축기 어큐뮬레이터의 접선방향 가속도를 비교하고 있다. Fig. 9(a)는 기동상태의 접선방향 가속도를 비교하는데, 전동기 연성을 고려하지 않은 경우는 전동기 연성을 고려한 상태에 비해 과도 상태가 잘 나타나고 있지 않음을

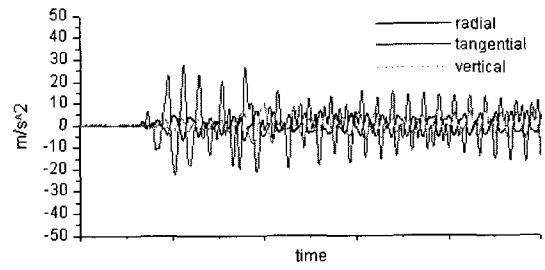


(a) During turning on

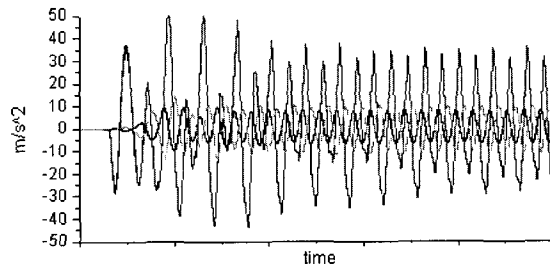


(b) During turning off

Fig. 8 Motor currents and torque(for 0.2 sec)

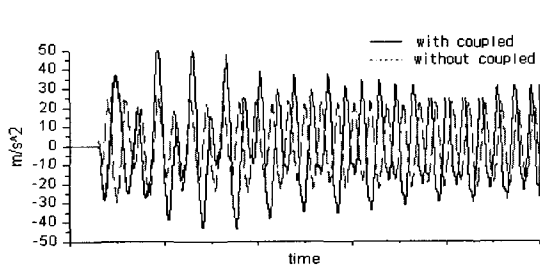


(a) Experiment

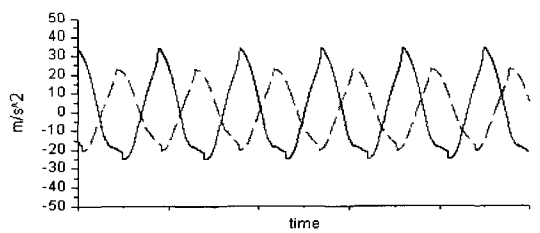


(b) Analysis

Fig. 10 Acceleration during turning on(for 0.5 sec)



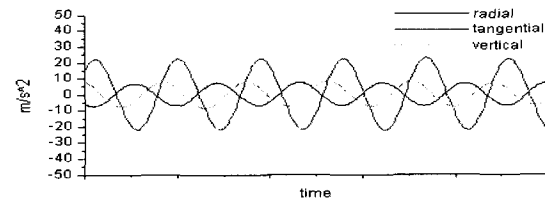
(a) During turning on(for 0.5 sec)



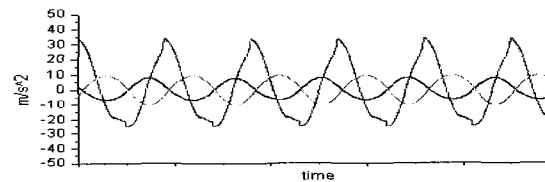
(b) During steady state(for 0.1sec)

Fig. 9 Comparison of tangential Acceleration between coupled and uncoupled Effect of Motor

알 수 있다. Fig. 9(b)는 정상운전 상태의 접선방향 가속도를 나타내는데, 정상운전상태에서도 진동기 연성을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우에 가속도 응답이 차이를 보이는 것을 알 수 있다.



(a) Experiment



(b) Analysis

Fig. 11 Acceleration during operation(for 0.1 sec)

수치해석결과에 대한 검증을 위해서 실험을 통해서 측정점, 즉 압축기 어큐물레이터에서 측정한 방향별 가속도 데이터를 Fig. 10~12에서 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

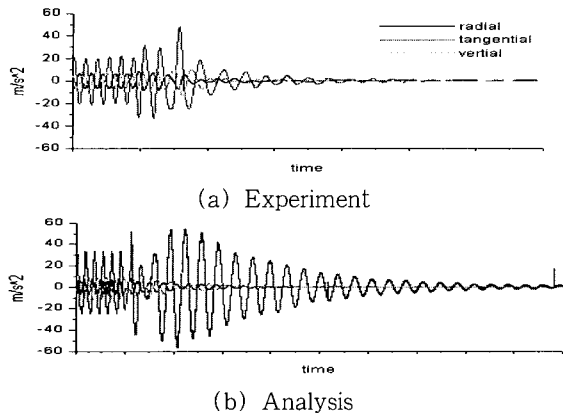


Fig. 12 Acceleration during turning off (for 1.0 sec)

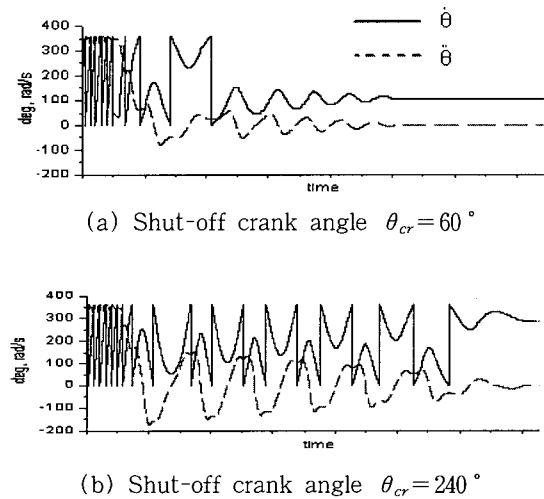


Fig. 13 Crank angle and angular velocity during turning off (for 1.0 sec)

압축기 실험 결과는 비슷한 과도응답 파형을 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 전력차단시의 크랭크 각도에 따른 θ , $\dot{\theta}$ 의 변화의 예를 보이고 있다. 전력차단시의 크랭크 각도에 따라 θ , $\dot{\theta}$ 의 경향이 다르게 나타나는 것을 보이고 있는데, 이를 30° 간격으로 Table 2에 나타낸다. Table 2에서 보는 바와 같이 전력차단시 크랭크 각이 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 100~110° 사이에서 정지를 하고,

Table 2 Maximum inverse angular velocity, stop-angle and P_c according to turning-off crank angle

Crank angle of power shut down [deg]	Maximum Inverse angular velocity [rad/s]	Stop crank angle θ [deg]	Existence of P_c after stopping
0	-49	106	exist
30	-80	104	exist
60	-102	104	exist
90	-119	106	exist
120	-134	290	no
150	-145	108	exist
180	-156	278	no
210	-165	108	exist
240	-165	288	no
270	-178	300	no
300	-190	109	exist
330	-200	106	exist

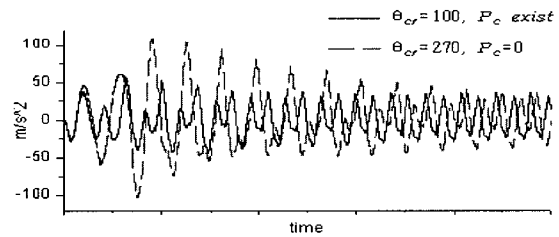


Fig. 14 Acceleration during turning on (for 0.5 sec)

P_c 가 없는 경우는 270~300° 사이에서 정지한다.

전력차단시의 크랭크각도(θ_{cr})에 따라 정지후 압축실 압력의 유무와 크랭크각이 달라지는 것을 알았다. 따라서, 정지후 기동시에도 압축실 압력 유무와 크랭크각이 다르고, 그 진동특성 또한 달라지는데, 그 예를 Fig. 14에 보이고 있다. Fig. 14에서 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, 로터리압축기의 가동부분의 운동을 해석해서 불평형 관성력을 유도하고, 압축기 내의 전동기를 $d-q$ 축에 대해 모델링해서 전동기의 연성을 고려한 로터리압축기의 진동해석을 함으로써 정상운전시 뿐

만 아니라 기동시, 정지시의 전류, 토크특성 및 진동 특성을 구할 수 있었다. 그리고, 전동기 연성을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 기동시와 정상운전시의 압축기 어큐물레이터의 접선가속도 비교를 통해서 전동기 연성을 고려한 압축기 진동해석을 해야함을 보였다.

둘째, 실험으로 얻은 압축기 어큐물레이터의 가속도 데이터와의 비교를 통해서 이론해석 결과를 검증했다. 실험결과는 이론해석 결과보다 다소 작은 값을 나타냈다. 그 이유는 흡입파이프와 토출파이프의 강성을 해석에서 고려하지 못한 영향으로 판단된다. 그러나 이론해석 결과는 실험결과와 경향은 잘 표현하고 있음을 알 수 있었다.

셋째, 전력차단시의 크랭크각도(θ_{cr})에 따라 정지 후 압축실 압력의 유무와 크랭크각이 달라지는데, P_c 가 있는 경우는 크랭크각 $100 \sim 110^\circ$ 사이에서 정지하고, P_c 가 없는 경우는 $270 \sim 300^\circ$ 사이에서 정지했다.

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

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(R01-2000-000-00293-0)지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) 今市, 福島, 村松, 石井, 1993, "로-링그피스톤形回電壓縮機の振動解析" 日本機械學會論文集(C編), Vol. 49, No. 447, pp. 1959~1970.
- (2) 石正, 福島, 山村, 村松 佐野, 1989, "로-링그피스톤形回電壓縮機の高い機械効率性", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 55, No. 511, pp. 687~685.
- (3) 柳澤, 盛, 清水, 小木, 1983, "로-링그피스톤形回電壓縮機の振動に関する研究", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 49, No. 444, pp. 1346~1353.
- (4) 藤本, 大山, 檜川, 1989, "電動機-壓縮機の連性振動解析", 冷凍, Vol. 64, No. 742, pp. 897~902.
- (5) 中村, 島, 中村, 遠藤, 1990, "모ータトルク制御による로-링그피스톤形壓縮機の底振動化に関する研究(第1報)", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 56, No. 522, pp. 315~322.
- (6) 中村, 島, 中村, 遠藤, 1990, "모ータトルク制御による로-링그피스톤形壓縮機の底振動化に関する研究(第2報)", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 56, No. 527, pp. 315~322.
- (7) Novotny, D. W. and Lipo, T. A., Vector Control and Dynamics of AC Drives, Oxford University Press.