

구름 피스톤 이용 회전식 압축기 진동 해석 연구

한형석[#], 황선웅^{*}, 이은섭^{*}

Vibration Analysis of a Rolling Piston Type Rotary Compressor

Hyung Suk Han[#], Seon Woong Hwang^{*} and Eun Sup Lee^{*}

ABSTRACT

This paper is concerned with a rolling piston type rotary compressor for air conditioning use. Vibration of the compressor is analyzed numerically and experimentally. Multibody dynamic analysis methods to predict the vibration is given. The compressor is modeled as a system composed of bodies, joints, and force elements. Experimental results are also shown to be compared with simulation results. A sensitivity study using different variables that affect the compressor vibration is also carried out. It is found that the mass of weight balancer plays an important role in acceleration.

Key Words : Rotary Compressor(회전식압축기), Vibration Analysis(진동 해석), Multibody Dynamics(다물체 동역학)

기호설명

\mathbf{q} : position vector
 $\dot{\mathbf{q}}$: velocity vector
 $\ddot{\mathbf{q}}$: acceleration vector
 \mathbf{M} : mass matrix
 $\Phi_{\mathbf{q}} \equiv \left[\partial \Phi_j / \partial q_i \right]_{m \times n}$: constraint Jacobian matrix
 λ : Lagrange multiplier
 \mathbf{Q} : generalized force
 $\boldsymbol{\gamma}$: right side of constraint acceleration
 F_g : gas compression force
 T_g : gas compression torque
 h : height of vane

1. 서론

구름 피스톤을 압축 기구에 이용하는 회전식 압축기는 에어컨과 냉장고에서 널리 이용되고 있다. 회전식 압축기는 왕복동식 압축기에 비하여 고성능, 저비용, 작은 크기, 경량이라는 장점을 가진다. 그러나 진동측면에서는 사용된 방진 방법의 차이로 인하여 회전식이 왕복동식에 비하여 단점을 가질 때가 있다. 일반적으로 왕복동식 압축기는 2 단계로 방진이 이루어진다. 1 단계는 케이스 내부에서 모터를 지지하는 스프링이고 2 단계는 주로 고무를 이용하여 설치면에서 케이스를 지지하는 외부 방진구이다. 반면에 회전식 압축기는 압축기구에서 가진된 진동이 상대적으로 작기 때

· 2003 년 1 월 2 일 접수
교신저자, 한국기계연구원
Email : hshan@kimm.re.kr, Tel : (042) 868-7814
* LG 전자

문에 1 단계 즉 내부 방진장치가 없고 2 단계 즉 외부 방진구 1 개만으로 지지된다. 그러므로 진동을 제어하는데 있어서 상대적으로 어려운 면이 있다. 압축기에 있어서 진동 저감은 중요한 사안이다. 수요자의 고급화 경향과 외국의 경우 목조건물이 많은 관계로 압축기의 진동 저감은 국제적 경쟁력 확보에 있어서 중요하다고 할 수 있다. 압축기의 진동저감을 위한 진동 예측 연구는 왕복동식에 비하여 회전식은 많은 연구가 이루어지지 않았다. 회전식 압축기의 과도 응답 해석에 의한 진동 예측은 주로 압축기를 단순화 한 해석모델을 이용하는 연구가 있었다.^{1,4} 일단 진동해석 프로그램이 개발되면 쉽게 응용할 수 있는 장점이 있으나 압축기의 구조가 변경되면 그에 따른 해석 모델에 대한 연구가 필요하다.

본 논문에서는 다물체 동역학 해석 기법을 회전식 압축기에 적용하는 것을 보여준다. 다물체 동역학의 장점은 현재 다물체 시스템의 동적 모델링에 있어서 물리적 시스템에 가까운 모델링이 가능하여 모든 부품, 구속 조건, 구동 조건을 상세하게 고려할 수 있다. 더 나아가 물체를 유연체로 모델하여 탄성 변형을 고려할 수 있다. 본 논문에서는 다물체 동역학 모델링 기법을 이용하여 회전식 압축기 해석 모델을 개발하고 해석적으로 케이스의 접선, 법선 방향 가속도를 예측하였다. 해석 모델의 검증을 위하여 실험을 수행하여 가속도를 비교하였다. 그 결과를 이용하여 질량불균형을 보정하기 위한 질량 밸런서, 방진 고무 강성, 케이스 관성의 진동 영향도를 검토하여 설계방향을 제시한다. 결과적으로 다물체 동역학 해석 기법의 회전식 압축기에의 적용 타당성을 보여준다.

2. 다물체 동역학

Fig. 1 은 다물체 시스템을 보여주고 있다. 이 시스템은 nb 개의 강체로 구성되어 있다면 공간에서 시스템의 운동을 표현하기 위해서는 $6 \times nb$ 개의 좌표가 필요하다. 이러한 일반좌표는 그러나 인접하는 물체들간의 조인트 때문에 모두 독립은 아니다. 각 물체들의 운동은 일반좌표와 일반좌표의 속도 연관성을 정의하는 기구적 구속에 의한 영향을 받는다. 다물체 시스템의 운동을 제어하고 이해하기 위해서 공간에서의 물체, 조인트, 힘요소의 정의가 필요하게 된다. nb 개의 물체로 구성된

는 시스템이 있다면 그 시스템의 일반좌표는 식 (1)과 같이 정의된다.

$$\mathbf{q} = [q_1, q_2, \dots, q_{nb \times 6}]^T \quad (1)$$

만일 시스템에 m 개의 구속조건이 있다면 식 (2)와 같이 표시되고 구속 기계 시스템 운동방정식은 식(3)과 같이 정의된다.

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = [\Phi_1(\mathbf{q}, t), \dots, \Phi_m(\mathbf{q}, t)]^T = \mathbf{0} \quad (2)$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (3)$$

식(3)을 유용하게 이용하기 위하여 식(2)의 1,2 차 미분이 필요하다.

$$\Phi_{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} + \Phi_t = \mathbf{0} \quad (4)$$

$$\Phi_{\mathbf{q}} \ddot{\mathbf{q}} = -(\Phi_{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}})_t \dot{\mathbf{q}} - 2\Phi_{\mathbf{q}t} \dot{\mathbf{q}} - \Phi_{tt} \equiv \boldsymbol{\gamma} \quad (5)$$

식(3),식(5)를 이용하여 행렬형태의 시스템 운동방정식을 식(6)과 같이 정의하게 된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_{\mathbf{q}}^T \\ \Phi_{\mathbf{q}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{Q} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

이러한 다물체 동역학 시스템 운동방정식의 해법은 Haug⁵의 문헌을 참조바란다. 현재 다물체 동역학 해석 프로그램으로 상용화 된 것은 DADS⁶, ADAMS⁷, SIMPACK⁸, RecurDyn⁹ 등이 있다. 본 논문에서는 DADS 를 이용한다.

다물체 동역학 해석 기법을 적용하면 여러 면에서 장점을 가진다. 다물체 동역학적 해석 모델링은 좀더 물리적인 시스템에 가깝고 가상공학의 응용에도 적합하기 때문이다. 물리적 시스템에 가깝다는 것은 다양한 경계조건의 고려가 가능하고 검토할 수 있는 인자도 상대적으로 많게 된다. 다물체 동역학 해석 모델은 진동해석, 소음해석, 구조해석, 내구도해석 등의 종합적인 가상 시제를 이용한 설계의 검토가 실물없이 가능하도록 할 수 있는 장점을 가진다. 그러므로 다물체 동역학적인 진동 예측 기법을 이용하는 것이 합리적이라고 사료된다. 다만 다물체 동역학적인 해석 모델은 해석 모델링에 있어서 단순화 모델에 기초한 자체개

발 프로그램을 이용한 것보다 번거로운 단점이 있다. 자체 개발한 프로그램은 초기 개념설계 단계에서 신속한 결과 도출을 위하여 이용하고 상세설계 단계에서는 다물체 동역학 해석 기법을 적용하는 것이 타당하다고 생각된다. 그러면 실험을 이용한 실험을 대처할 수 있을 뿐 아니라 실험에서 측정하기 힘들거나 설계 변경하기 힘든 인자들을 해석적으로 검토하는 것이 가능하게 된다.

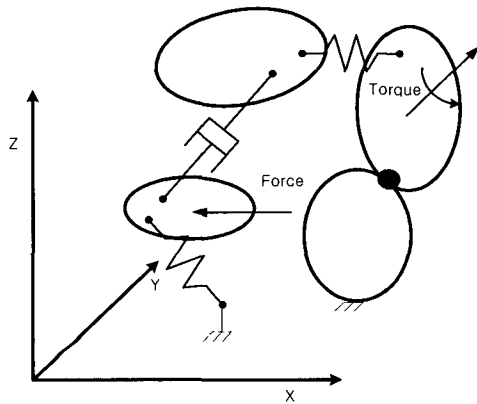


Fig. 1 Multibody system

3. 모델링

3.1 회전식 압축기 구조

Fig. 2 는 회전식 압축기의 개략적인 구조를 보여주고 있다. 모터는 케이스의 상단에 고정되고 압축기구는 케이스의 하단부에 점용접돼 있다. 모터와 압축기구는 축에 의하여 연결되어 구동된다. 케이스는 바닥에 방진고무에 의하여 지지되어 있다. 압축 기구부에는 구름 피스톤이 축의 회전에 의하여 실린더 내부에서 회전하게 된다. 구름 피스톤의 회전에 따라 흡입, 압축, 토출 작용이 실린더 내 챔버에서 이루어진다. 이러한 방식의 압축기에서는 반복적인 냉매 가스의 압력 변화에 따른 작용력 변화, 모터 토크의 변동, 회전부의 질량 불평형, 편심을 가지고 회전하는 구름 피스톤에 의한 원심력, 베인의 왕복운동에 의한 관성력이 진동을 야기한다. 이 중에 가스의 압력변화에 따른 작용력 변화와 모터 토크의 변동 영향이 지배적인 것으로 알려져 있다.³ 그리고 회전방향 진동이 다른 방향의 진동에 비하여 제일 중요하다.

3.2 압축기구

회전식 압축기의 진동해석 모델링에 있어서 가장 중요하고 난해한 부분이 압축 기구부이다. 압축 기구부는 부품들간의 미끄러짐 운동, 베어링이 존재하며 그에 따라 윤활이 이루어진다. 때문에 압축기구부의 정확한 역학관계를 모델링하는 것은 어려운 점이 있다. 본 논문에서는 윤활을 고려한 상대적으로 복잡한 해석 모델과 상대적으로 단순한 해석 모델을 적용한 결과 차이가 작았기 때문에 단순 해석 모델을 적용하였다. 즉 압축력 이외의 힘 및 구속 조건 모델링은 DADS 의 기본 조인트, 힘 요소를 이용하여 3.4 절과 같이 모델한다. 그러나 압축기구 내부에서 발생하는 압축에 의한 힘은 기본 요소로 표현할 수 없다. Fig. 3 은 본 논문에서 이용하는 압축 기구부내의 냉매 압력에 의한 작용력을 보여주고 있다.

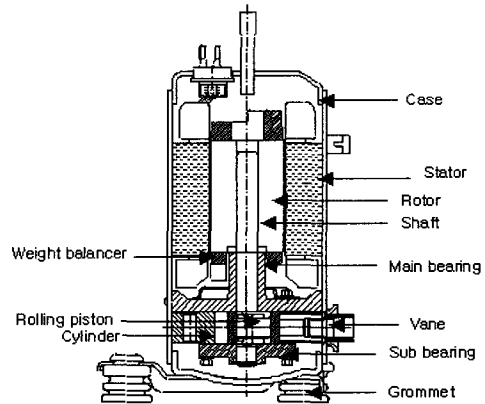
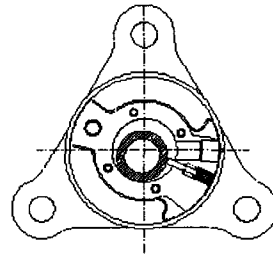


Fig. 2 Schematic view of rolling piston type rotary compressor

Fig. 3 에서 F_g 는 냉매가 구름 피스톤에 작용하는 힘이다. 이 힘에 의하여 가진이 이루어진다. 이

힘은 축에 T_g 의 토크로 작용하게 된다. F_g, T_g 의 정의는 식(7), (8)과 같다. T_g 와 모터 토크가 진동의 주 원인이 된다.

$$F_g = 2hr(p_c - p_b)\sin\{(\theta + \alpha)/2\} \quad (7)$$

$$T_g = eF_g \sin\{(\theta + \alpha)/2\} \quad (8)$$

여기서 흡입 챔버내의 압력 p_b 는 일정하다고 가정할 수 있으며 압축기 흡입 압력 p_s 와 동일하다고 가정한다. p_c 는 압력이 상승하여 압축기 토출 압력 p_d 에 이르는 값을 갖는다. 본 논문에서는 이러한 압력 값은 이론치를 이용하였다. Fig. 4 는 p_c 의 압력 변화 이론 값을 보여주고 있다. 이 이론 값은 DADS 의 Curve 요소를 이용하여 입력되며 사용자 정의 서브루틴에서 사용하게 된다. 식 (7), (8)은 DADS 의 사용자 정의 서브루틴 FRCUDF 를 이용하여 정의된다. FRCUDF 는 식(7), (8)에 포함된 변수들을 감지한 후 식(7), (8)를 계산한 후 해당하는 물체에 힘을 작용하게 된다. FRCUDF 는 식(9)와 같이 DADS 기본 요소에 의하여 생성된 운동방정식 우변에 F_g, T_g 를 더하는 기능을 수행한다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{Q} + F_g + T_g \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (9)$$

FRCUDF 에서는 다음과 같은 순서로 그러한 기능을 수행한다.

- (1) 베인, 축의 위치 감지
- (2) θ, α 계산
- (3) F_g, T_g 계산
- (4) F_g, T_g 를 식(9)에 더함

당초에는 윤활 관련한 상세한 방정식들을 적용한 후 LG 전자의 자체 성능해석 프로그램과 검증을 수행하기도 하였다. 그러나 식(7), (8)의 단순한 식만 고려하더라도 압축기의 전체적인 진동을 예측함에 있어 미소한 차이를 보였다. F_v, F_m, F_k, F_d 는 일반적인 다물체 동역학 요소에 의하여 정의된다.

3.3 모터

구동 모터의 동적 모델링은 모터 성능 곡선을

이용한다. 모터 성능곡선은 실험값으로 가로축에는 각속도(rad/sec), 세로축은 토크(N·m)로 표시된다. Fig. 5 는 본 논문에서 이용한 모터의 성능곡선을 보여주고 있다. 모터의 토크를 이용하기 위하여 DADS 의 RSDA 요소를 이용하였다. RSDA 요소는 회전 스프링-댐퍼 요소이다. RSDA 는 두 물체간의 상대 회전각, 상대 회전속도를 이용하여 토크를 계산하게 된다. 본 논문에서는 축과 실린더 사이에 RSDA 를 적용하여 모터를 모델링 하였다. 실제로는 회전자와 고정자 사이에서 토크가 발생하나 다물체 동역학적 모델링 시 잉여 자유도 문제가 있어 축과 실린더 사이에 적용하였다. 해석 결과 회전자와 고정자 사이에 모터 토크를 작용시키는 것과 축과 실린더 사이에 작용시키는 것에 따른 가속도 응답에는 차이가 없었다. 모터 토크는 RSDA 요소의 비선형 감쇠를 위한 비선형 곡선 정의 부분에 Fig. 5 의 곡선을 입력하여 모델하게 된다. 그러면 RSDA 요소에 의하여 축과 실린더 사이의 상대 회전 속도가 감지되고 그에 따른 모터 토크를 Fig. 5 를 이용하여 계산한 후 축과 실린더에 그 토크를 작용시키게 된다. 이러한 모델링 기법을 이용하면 실제 모터의 토크 특성을 해석적으로 구현할 수 있다. 또한 기동시, 정지시의 진동 예측을 이 곡선을 수정하여 할 수 있다.

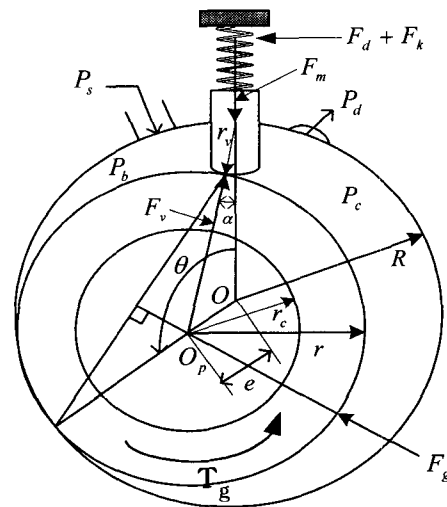


Fig. 3 Schematic view of rolling piston type rotary compressor

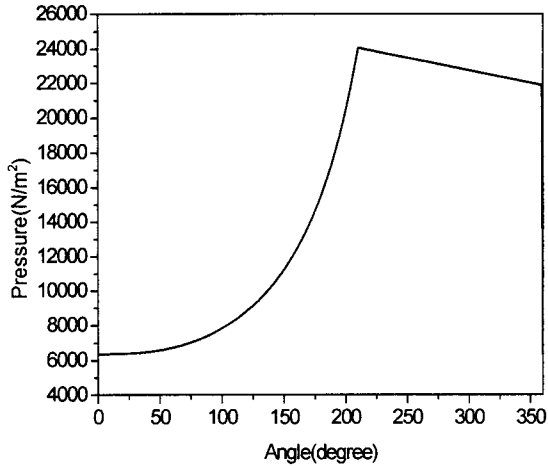


Fig. 4 Compression pressure

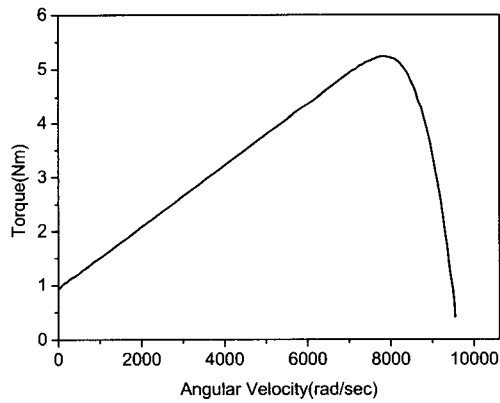


Fig. 5 Characteristics of motor

3.4 물체, 조인트, 힘요소

3.4.1 물체

해석 모델에서 고려하는 부품으로는 실린더(Cylinder), 구름 피스톤(Rolling piston), 베인(Vane), 회전자(Rotor), 고정자(Stator), 케이스(Case), 질량 밸런서(Weight balancer), 축(Shaft), 주 베어링(Main bearing), 부 베어링(Sub bearing), 어큐뮬레이터(Accumulator), 상부 캡(Top cap), 하부 캡(Bottom cap)들이다. 물체의 질량 및 질량중심은 I-DEAS로부터 추출하였다. 각 물체의 형상은 I-DEAS로부터 DADS로 입력되어 압축기의 거동을 가시화한다.

3.4.2 조인트

압축기의 해석 모델을 구성하는 조인트는 Table 1과 같다. Table 1에서 특이 사항으로 베인과 구름 피스톤 사이에는 Slider-Curve 요소를 적용하였다는 것이다. 이 요소는 일반적인 형상의 기하학적 접촉을 정의하는 요소로 본 논문에서는 7차의 다항식 계수를 계산하여 적용하였다.

Table 1 Joints of the compressor

Joint	Body i	Body j
Bracket	Case	Cylinder
Bracket	Case	Stator
Bracket	Case	Accumulator
Bracket	Case	Top cap
Bracket	Case	Bottom cap
Bracket	Cylinder	Sub bearing
Bracket	Cylinder	Main bearing
Bracket	Rotor	Weight balancer
Bracket	Rotor	Shaft
Revolute	Cylinder	Shaft
Cylindrical	Rolling piston	Shaft
Translational	Cylinder	Vane
Slider-Curve	Rolling piston	Vane

3.4.3 힘요소

압축기에는 베인과 실린더에 작용하는 스프링과 설치면과 하부 캡에 3개의 방진고무가 있다. 베인과 실린더에 설치된 스프링은 DADS의 TSDA 요소 즉 병진 스프링으로 모델하였다. 방진고무의 강성은 비선형 특성을 갖기 때문에 실험에 의하여 얻어진 비선형 특성 곡선을 이용하며 적용된 힘요소는 bushing 요소이다. 이 요소는 6방향 강성, 감쇠를 갖는 요소이다.

3.4.4 윤활

회전식 압축기에는 미끄럼 운동이 여러 곳에 존재한다. 그리고 미끄럼 부분에는 오일에 의한

유효성이 이루어진다. 당초에는 유효관련 방정식이 DADS 의 사용자 정의 서브루틴을 이용하여 고려되었으나 결과의 차이가 작았다. 관련된 파라메타의 획득이 어려운 측면도 있다. 또한 문헌에서 그 영향이 적다고 판단되어 단순히 하나의 기계적 손실 계수로 모델하였다.³ Yanagisawa³ 에 따르면 유효에 의한 영향도가 상대적으로 모터 토크나 압축에 의한 토크에 비하여 작은 것을 알 수 있다. Fig. 6 은 상기에서 묘사한 강체 다물체 동역학 해석 기법으로 모델링한 DADS 해석 모델을 보여주고 있다. Fig. 7 은 압축 기구부를 보여주고 있다.

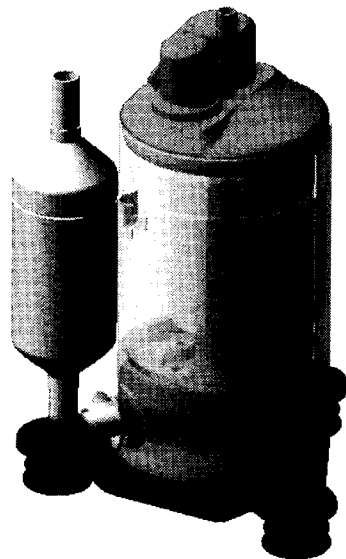


Fig. 6 DADS model of the rotary compressor

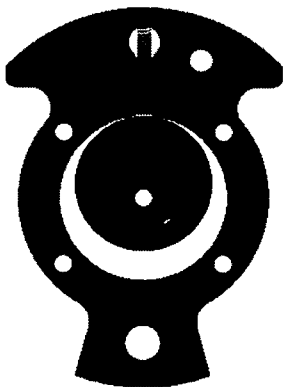


Fig. 7 DADS model of the compression mechanism

4. 결과

4.1 실험

진동 해석의 결과의 타당성을 검토하기 위하여 실험을 수행하였다. Fig. 8 은 실험에서의 가속도 측정위치를 보여주고 있다. 본체의 3/4 지점에 가속도계를 설치하여 접선 방향, 법선 방향 가속도를 측정한다. 실험은 압축기를 바닥에 놓은 후 유연호스를 이용하여 냉매가 흐르도록 한 후 실시한다.

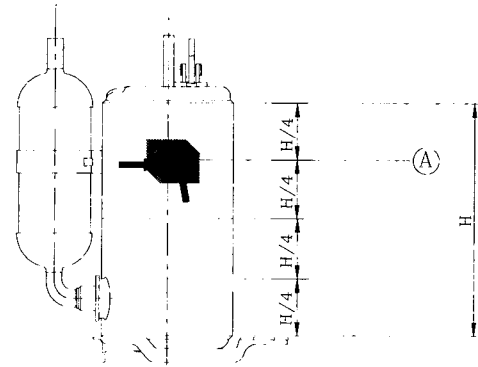


Fig. 8 Measurement point A

4.2 해석 결과

Fig. 9 는 해석에 의한 A 점에서의 접선, 법선 가속도를 보여주고 있다. 접선 성분에서 해석 결과는 최고 값이 약 6.5 m/sec² 를 나타내고 실험은 7.0 m/sec² 을 보여주고 있다. 해석 결과와 실험 결과가 유사한 것을 알 수 있다. 여기서 특히 사항으로는 접선 방향 성분이 법선 방향 성분의 2 배 이상인 것을 알 수 있다. 검토 결과 법선 성분은 회전체의 질량 불평형에 의하여 주로 결정되고 접선 성분은 압축기구에 의하여 주로 결정되는 것임을 알 수 있었다. 즉 접선 방향 성분의 약 40% 정도는 질량 불평형에 의하여 발생하고 나머지 60%는 압축에 의하여 발생하는 것을 알 수 있었다. 압축기구가 진동에 영향을 주는 정도를 이해하기 위하여 압축 압력이 대기압으로 일정하다고 가정하고 해석을 수행한 결과를 Table 2 에서 볼 수 있다. 실험결과에서는 무부하시 접선 방향은 50% 이하로 줄어든다. 반면에 법선 방향은 변화가 없다. 해석에서도 유사한 결과를 보여주고

있다. 이를 통하여 회전체 질량 불평형은 법선 방향에 주로 영향을 주고 접선 방향에는 약 40% 영향을 주는 것을 알 수 있다. 그러므로 법선 성분의 진동 가속도 관리는 회전체의 질량 불평형 관리에 의하여 결정되는 것을 알 수 있다. 반면에 접선 성분은 압축기구에 의한 것으로 압축 기구의 개선이나 방진에 의하여 주로 제어되는 것을 알 수 있다. 이상을 통하여 해석 모델과 실험과의 일치성이 있다고 평가되어 다음과 같은 해석을 수행하였다.

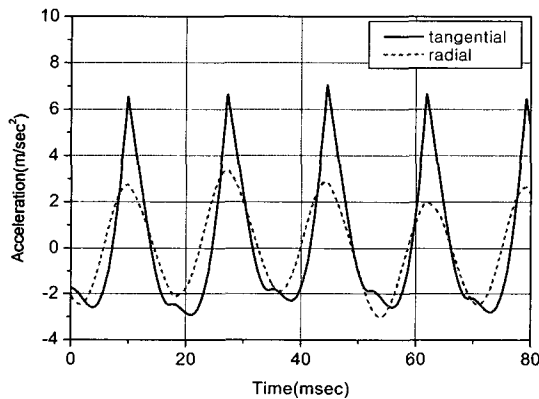


Fig. 9 Accelerations on point A

Table 2 Comparison of accelerations

Cases	Tangential	Radial
Test results (compression)	7.0	2.8
Test results(no compression)	2.8	2.8
Simulation results (compression)	6.5	2.7
Simulation results (no compression)	2.7	2.6

(단위: m/sec²)

4.2.1 질량 밸런서 영향도

압축기에서 질량 밸런서는 질량 불평형을 보정하기 위하여 로터에 설치된다. 질량 밸런서의 영향을 분석하기 위하여 4 경우에 대한 해석과 실험을 수행하였다. 질량이 다른 3 개의 질량밸런서와 질량밸런서를 설치하지 않은 경우에 대한 해석과 실험을 수행하였다. A 점에 대한 접선 성분 결

과를 Fig. 10 에서 보여주고 있다. Fig. 10 에서 보듯이 질량이 증가할 수록 가속도가 감소하는 경향을 보이고 있다. 즉 질량 밸런서의 질량 증가는 질량 불평형과 회전방향 관성을 증가시킬 것이다. 여기서 질량 불평형은 접선 성분에는 영향을 미치지 않는 것을 고려할 때 회전방향 관성의 증가에 따라 접선 가속도가 감소하는 것을 알 수 있다. 그러나 이것이 일반적인 경향이라고 할 수 없다고 사료된다. 압축기구, 모터 관성, 모터 성능 등 복합적으로 작용하기 때문에 현재의 모델의 경우에는 이와 같은 결과를 나타내었지만 다른 경우에 있어서는 다른 경향을 나타낼 수 있다고 사료된다. Fig. 11 은 A 점의 법선 가속도를 보여주고 있다. 해석에서는 60g 에서 최소 값을 나타내고 있다. 이 결과들을 통하여 60g 영역에서 법선 방향으로 최소 가속도 값을 나타내는 것을 알 수 있다.

4.2.2 방진고무 강성 영향도

방진고무는 유일하게 방진을 위한 부품으로 그 강성과 감쇠는 중요한 역할을 할 것으로 기대된다. 본 연구에서는 3 종의 방진고무를 동일 압축기에 적용하여 실험과 해석을 수행하였다. Table 3 은 3 종의 방진고무의 강성을 보여주고 있다. 강성은 QK<QA<QP 순으로 강성이 증가한다. Fig. 12 는 A 점의 접선 방향 가속도 결과를 보여주고 있다. Fig. 12 에서 보듯이 강성이 증가함에 따라 가속도가 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 그 크기의 변화는 작은 것을 알 수 있다. 강성이 약 300% 변했을 때 가속도 변화는 약 10% 미만인 것을 알 수 있다. Fig. 13 은 A 점의 법선 방향 가속도를 보여주고 있다. 그러므로 방진고무의 강성 변화가 A 점의 법선 방향 가속도에 미치는 영향은 미미한 것을 알 수 있다.

4.2.3 케이스 관성 영향도

케이스의 관성을 변화시켜 해석을 수행하였다. Fig. 14, Fig. 15 에서 보듯이 관성이 증가함에 따라 가속도가 감소하는 것을 볼 수 있다. 이를 통하여 케이스의 회전방향 관성은 증가시킬수록 가속도 측면에서는 긍정적인 효과가 있는 것을 알 수 있다.

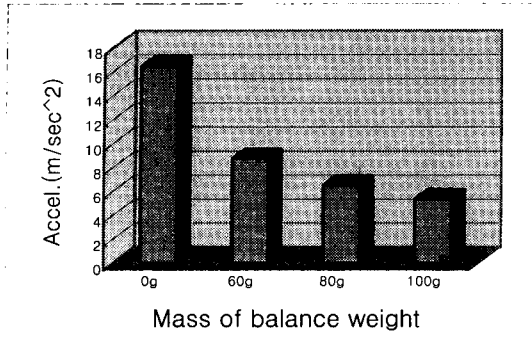


Fig. 10 Tangential accelerations vs masses of weight balancer

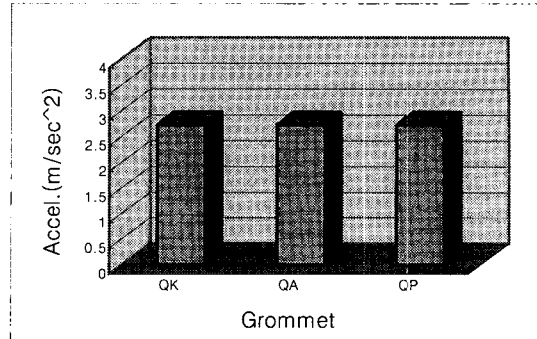


Fig. 13 Radial accelerations vs isolators

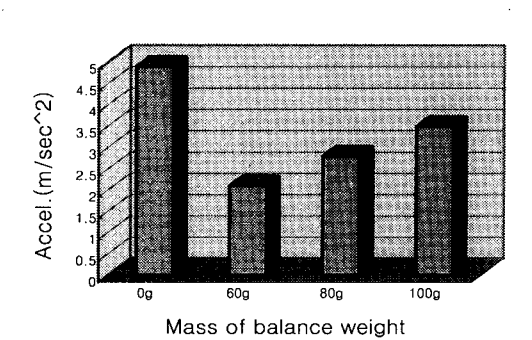


Fig. 11 Radial accelerations vs masses of weight balancer

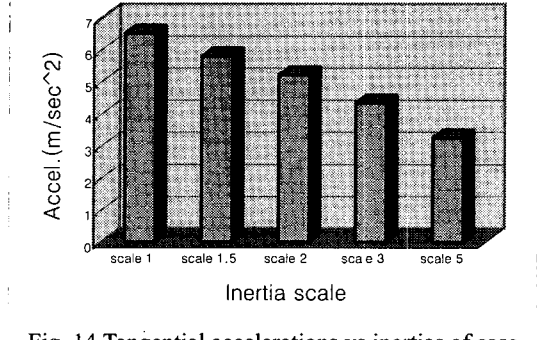


Fig. 14 Tangential accelerations vs inertias of case

Table 3 Stiffness of isolators

Model	Axial (N/m)	Radial (N/m)
QK	37,618	6,770
QA	86,359	14,517
QP	104,495	20,300

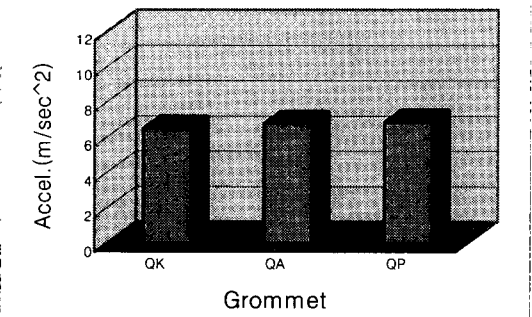


Fig. 12 Tangential accelerations vs isolators

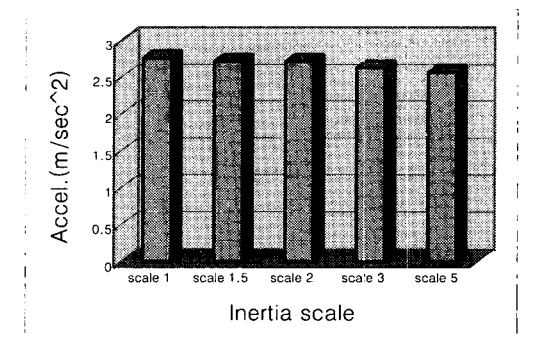


Fig. 15 Radial accelerations vs inertias of case

5. 결론

본 논문에서는 구름 피스톤 회전식 압축기의 진동 예측에 대하여 소개하였다. 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 다물체 동역학 해석 기법을 회전식 압축기의 진동 예측에 적용할 수 있음을 확인하였다. 다

물체 동역학 모델링 기법은 기존의 방법에 비하여 보다 현실적인 모델링 기법이기에 때문에 가상공학 환경을 제공하는 장점이 있다.

(2) 정상상태에서의 가속도 분석 결과 방진고무의 강성이 커질수록 가속도가 증가한다. 그러나 영향이 상대적으로 작다.

(3) 케이스의 관성이 커질수록 가속도가 감소한다.

(4) 질량 밸런서의 영향도 분석 결과 상대적으로 최적의 질량이 존재하는 것을 알 수 있었다. 질량이 증가하면 접선 방향의 가속도는 감소한다. 반면에 법선 방향은 질량의 증감에 따라 포물선 형태의 가속도를 나타내 지역적으로 최적 값이 존재함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Padhy, S. K., "On the Dynamics of a Rotary Compressor : Part 1 - Mathematical Modeling," Advances in Design Automation, ASME, Vol. 1, pp. 207-217, 1993.
2. Padhy, S. K., "On the Dynamics of a Rotary Compressor:Part 2-Experimental Validation and Sensitivity Analysis," Advances in Design Automation, ASME, Vol. 1, pp. 219-227, 1993.
3. Yanagisawa, T., Mori, M., Shimizu, T. and Ogi, T., "Vibration of a Rolling Piston Type Rotary Compressor," International Journal of Refrigeration, Vol. 7, No. 4, pp. 237-244, 1985.
4. Jeong, W. B., Hwang, S. W., Ahn, S. J. and Kim, J. H., "Vibration Analysis of Rotary Compressors Considering the Coupled Effect of Motor," Proceeding of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, pp.1055-1060, 2002.
5. Haug, E. J., "Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System," Allyn and Bacon, USA, 1989.
6. www.lmsintl.com
7. www.adams.com
8. www.simpack.com
9. www.functionbay.com