

로터리 컴프레서 진동원 검출을 위한 인텐시티 기법

김희철¹, 이동연¹, 이화조¹, 심재술^{1*}
¹영남대학교 기계공학부

Vibration Intensity Method to Detect Vibration Source of Rotary Compressor

Heui Cheol Kim¹, Dong-Yeon Lee¹, Hwa-cho Yi¹ and Jaesool Shim^{1*}

¹School of Mechanical Engineering Yeungnam University

요약 본 논문에서는 공조용 로터리 컴프레서에서 발생하는 진동을 줄이기 위하여 진동 인텐시티를 이용하는 방법을 다룬다. 일반적으로 진동 인텐시티는 진동의 흐름을 통해서 소음원을 그래픽적으로 보여주기 위한 좋은 도구이다. 진동 인텐시티의 유용성을 보이기 위하여, 동일한 평면 위에서 동일한 방향(z 방향)을 향하도록 위치한 세밀하게 설계된 단축 3개의 가속도계를 이용하여 정상적인 컴프레서와 문제가 있는 컴프레서에 대해 진동 인텐시티를 측정하였다. 본 논문에서 컴프레서의 표면에서 진동원 위치를 찾을 수 있었고, 문제가 되는 3kHz ~ 6.3kHz의 주된 소음원은 컴프레서의 Bottom 부분에서 발생하는 것으로 밝혀졌고, 베인 슬롯의 열 변형에 의한 소음임을 알 수 있다.

Abstract Vibration intensity (VI) method is used to reduce sound source generated from air-conditioning rotary compressor. Generally VI method is a good tool to find a sound source through vibration power flow. In this paper, the vibrations are measured by using the 3 uni-axial accelerometer from both the shells of the normal compressor and the fault compressor. The VI method successfully found out the sound source position on the surface of the compressor. In addition, the main noise (3kHz ~ 6.3kHz) was deminished by applying the newly designed compressor inner part which is related to the original noise source.

Key Words : Vibration Intensity(VI), Rotary compressor, Visualization

1. 서론

우리들의 주거 환경속에서 가정용 공조기(에어컨)는 가정의 필수품으로 여겨지는 가정용 공조기(에어컨)는 가전기기 중의 하나이다. 생활 수준이 높아짐에 따라 일반 가정의 침실 혹은 거실에서 사용되어지는 에어컨에 대한 저진동, 저소음에 대한 사용자의 욕구는 점차 증대되고 있는데, 에어컨의 경우, 다른 가전 제품에 비해 단축 운전에 따른 진동, 소음의 인지도가 커 소비자의 저진동, 저소음화에 대한 욕구가 증대되고 있다. 압축기(rotary compressor)는 에어컨의 주 소음원(noise source)이며 동시에 주 진동원(vibration source)이어서, 전체 에어컨 소음 중 압축기 진동, 소음이 차지하는 비율은 타 부품보다

비교적 크다. 공조용 압축기의 주요 소음원은 로울러, 베인, 컴프레서와 에어컨 프레임과 연결된 배관 진동, 컴프레서 내부의 모터 구동에 의한 모터 구동 소음 등 다양한 소음원이 존재한다. 이러한 소음원으로부터 발생한 소음이 컴프레서 내부에서 발생하여 쉘을 통하여 외부로 전달된다. 특히 공조용 컴프레서는 쉘에 직접적으로 내부 구성물들이 용접되어 결합되어 있으므로 내부 소음원별로 발생 위치나 그 전달 경로를 알기 어렵다[1]. 소음원의 위치를 알아내는 방법으로 일련의 마이크로폰을 사용하는 음향 홀로그래피 방법 [2]과 진동 픽업으로 진동 에너지의 흐름을 측정하는 진동 인텐시티 해석방법이 있다 [3]. 진동 인텐시티 기법은 1970년에 Noiseux 에 의해서 처음으로 도입되었는데, “판 또는 보내를 굽힘파에 전파

본 논문은 지식경제부와 한국 산업 기술진흥원에서 시행한 광역경제권 연계 협력 사업의 지원 연구결과입니다.

*교신저자 : 심재술(jshim@ynu.ac.kr)

접수일 2011년 06월 27일

수정일 11년 07월 19일

게재확정일 11년 08월 11일

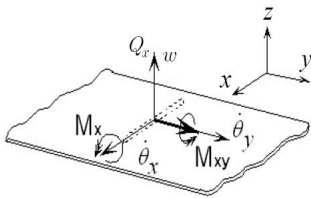
되는 단위 시간, 단위 폭 당의 진동 에너지”로 정의할 수 있다[3]. VI 기법은 기본적으로 평판을 대상으로 이용되었으나, 1976년에 Pavic이 수행한 임의의 굴곡을 가지는 셸에서 VI의 엄밀해를 도출한 굴곡을 가지는 셸 구조에 적용하였다[4]. 하지만 그 해는 상당히 복잡하고 실제 계측에서는 실용적이지 못하였다. 한편 Kojima는 굴곡을 가지는 원통 셸에서 산출한 VI 해석 및 계측 방법을 보다 실용적을 고안하였다[5]. 그러나 지금까지의 VI 해석 기법은 간단한 구조물에서 사용되어 왔고, 보다 복잡하고 복합적인 구조물에서 사용되지 못하였다.

본 논문은 공조용 컴프레서와 같이 복잡한 구조물에서 VI의 해석 및 계측 방법을 소개하고, 실제 사이클 작동 중에 문제가 되는 3kHz ~ 6.3kHz의 주요 소음원 레벨이 48dBA를 상회하고 있어서 문제가 되고 있으므로, 그 소음 레벨의 저감을 위하여 VI 실험 계측 방법을 사용하여 공조용 컴프레서의 진동원의 위치를 규명하고 진동원의 주 원인을 개선하여 공조용 컴프레서의 소음 문제를 해결하고자 한다.

2. 진동 인텐시티 기본 이론

2.1 평면 좌표계에 대한 일반식

진동 인텐시티 (Vibration Intensity 이하 VI)는 얇은 판에서 면의 진동 중 굽힘 진동에 의해 전파되는 진동 에너지를 벡터량으로 나타낸 것이다. 진동 인텐시티를 나타내는 기호식은 그림1에서와 같이 판의 미소 단면에 작용하는 전단력 Q_x , 굽힘 모멘트 w_x , 비틀림 모멘트 w_{xy} 에 의해 단위 폭 및 단위 시간에 이루어지는 일의 합으로 정의된다[6].



[그림 1] 판에서 힘과 모멘트
[Fig. 1] Forces and moments in a plate

x 방향 성분의 진동에너지 시간 평균(VI_{Fx})은 판의 면의 방향 진동 속도 \dot{w} 및 x, y 방향 굽힘 모멘트, 비틀림 각속도를 $\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y$ 라 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$VI_{Fx} = \left\langle Q_x \cdot \dot{w} + M_x \cdot \dot{\theta}_x + M_{xy} \cdot \dot{\theta}_y \right\rangle_t \quad (1)$$

여기서, $\langle \rangle$ 는 시간 평균값을, F는 굽힘파 성분을 나타낸다.

매질 내부의 에너지 손실, 회전 관성 및 전단 변형을 무시하면, 미소 판 요소에 작용하는 전단력 모멘트는 면의 변위 w 를 이용하여 얇은 판에서 2차원 탄성이론을 적용하면, 다음의 관계가 성립한다.

$$M_x = B \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right] \quad (2.1)$$

$$M_y = B \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right] \quad (2.2)$$

$$M_{xy} = -B(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right] = -M_{yx} \quad (2.3)$$

$$Q_x = B \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w) \quad (2.4)$$

$$Q_y = B \frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 w) \quad (2.5)$$

여기서 ν 는 포와송비, ∇^2 는 2차원 라플라스를 나타낸다. B 는 판의 굽힘 강성을 나타내고 다음식으로 표현할 수 있다.

$$B = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3)$$

여기서 E 는 종탄성계수, h 는 판의 두께이다. 판의 굽힘 진동의 각속도는 다음과 같다.

$$\dot{\theta}_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \quad (4.1)$$

$$\dot{\theta}_y = \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \quad (4.2)$$

따라서 위 식들을 VI이론식 에 대입하면, 다음과 같은 식을 도출할 수 있다.

$$VI_{Fxf} = B \left\langle \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w) \frac{\partial w}{\partial t} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - (1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \right\rangle_t \quad (5)$$

여기서 첨자 F_{xf} 는 평면 f 를 x 방향으로 굽힘파에 의해 전달되는 진동 인텐시티를 나타내고 있다. 위의 식이 2차원 평면에서 방향 성분의 진동 인텐시티이다. 일반적으로 시간 평균 진동 인텐시티는 주파수 영역에서 그 스펙트럼 밀도로써 표현하기 위해 푸리에 변환을 이용하면 진동 인텐시티의 스펙트럼 밀도는 주파수 f 의 함수로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

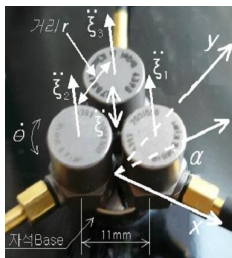
$$VI(f)_{Fxf} = B \left[F \left[\frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w) \right] \bullet F \left[\frac{\partial w}{\partial t} \right] - F \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \bullet F^* \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right] - (1-\nu) F \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right] \bullet F^* \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \right] \right] \quad (6)$$

여기서 * 는 공액 복소수를 나타낸다. 위 식의 실수부는 주파수 영역의 적분값에 의해 진동인텐시티의 액티브 성분을 나타낸다.

Y방향 성분을 기술하면 다음과 같다.

$$VI_{Fyf} = B \left[F \left[\frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 w) \right] \bullet F \left[\frac{\partial w}{\partial t} \right] - F \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \bullet F^* \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \right] - (1-\nu) F \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right] \bullet F^* \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right] \right] \quad (7)$$

실제 구조물의 진동 인텐시티 실험에는 탐촉자의 설치에 따라 진동장에 영향을 줄 수 있고, 탐촉자를 부착하는데 시간이 소요되기 때문에 최대한 단순화 할 필요가 있다. 그래서 한 번의 측정으로 진동 인텐시티의 크기와 방향을 결정할 수 있고 또한 측정 시간의 단축과 간편성이 확보되는 3채널 계측방법을 선택한다.



[그림 2] VI 측정용 3채널 센서
[Fig. 2] 3 channel sensor for VI measurement

위 그림 2는 진동 인텐시티를 측정하기 위한 3채널 센서의 구성을 보여주고 있다. 이러한 진동 인텐시티 픽업

은 3개의 가속도계를 밀면 직경 11mm인 스테인레스 강 의 원형 판에 120도 간격으로 설치한 것이다. 진동 인텐 시티 산출점인 중심에서 각 가속도계 중심까지 거리는 5.5mm이다. 이 원판에 자석을 부착하면 손쉽게 진동 인 텐시티 측정면에 픽업을 탈, 부착 할 수 있다. 측정점인 중심 O의 면외 방향 진동 가속도는 3개의 가속도 평균값 이고 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{w}_o = \frac{\dot{w}_1 + \dot{w}_2 + \dot{w}_3}{3} \quad (8)$$

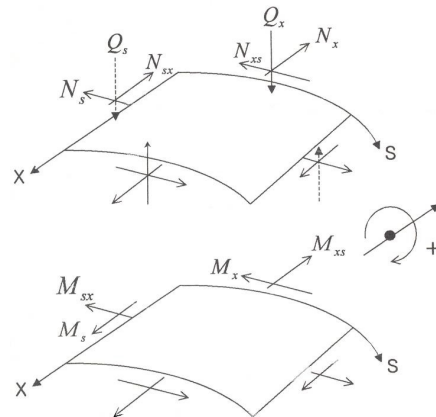
그리고 x축과 x각도를 이루는 방향의 각속도는 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$\dot{\theta}_\alpha \equiv \frac{1}{3r} \left[(2\ddot{w}_1 - \ddot{w}_2 - \ddot{w}_3) \cos \alpha - \sqrt{3}(\ddot{w}_2 - \ddot{w}_3) \sin \alpha \right] dt \quad (9)$$

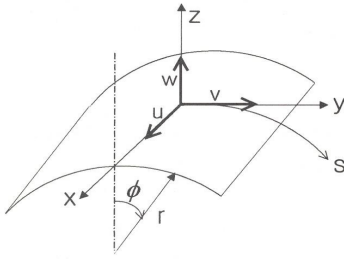
2.2 원통 좌표계에 대한 VI의 일반식

일반적인 경우의 곡률을 가지는 임의 형상 셸에서 굽힘파에 의한 진동 인텐시티의 이론식은 3차원 얇은 셸의 탄성 이론을 적용하여 도출할 수 있으나 이것은 매우 복잡하고 실제 현상을 규명하는 것도 곤란하다. 이런 이유로 본 논문에서는 한 방향만 굽곡을 가지는 단순 원통 셸에 대한 진동 인텐시티의 이론식을 기술한다.

임의의 굽곡을 가지는 미소 셸 요소에 대해 곡률이 최소 및 최대 방향이 x, s 로 하면 힘과 모멘트 관계는 그림 3과 같이 되고, 반경 r 의 원통 셸의 그림 4와 같이 정하면 된다.



[그림 3] 미소 셸 요소의 힘과 모멘트
[Fig. 3] Forces and moments in small shell element



[그림 4] 원통 쉘의 원통 좌표계
[Fig 4] Cylindrical coordinate of a shell

그림 3에서 곡률이 최소인 방향 x 는 원통 쉘에서 축 방향, 곡률이 최대인 방향 s 는 원통 쉘의 원주 방향이다. 그림3에 나타난 u, v, w 는 각각 쉘 중앙 면에서 축방향, 원주 방향 및 면의 반경 방향의 변위량이다.

이들의 관계에 3차원 탄성 이론을 적용하고, 판 두께 h 가 곡률 반경 r 에 대하여 충분히 작다고 하는 얇은 두께의 쉘이라는 가정을 도입하면, 미소 쉘 요소에 작용하는 굽힘 모멘트, 전단력, 비틀림 모멘트는 다음과 같이 표현된다.

$$M_x = B \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} - \frac{\nu}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \right] \quad (10.1)$$

$$M_s = B \left[\frac{\partial^2 w}{\partial s^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \right] \quad (10.2)$$

$$M_{xs} = -B(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \right] = M_{sx} \quad (10.3)$$

$$Q_x = B \left[\frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w) - \frac{\nu}{r} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial s} \right] \quad (10.4)$$

$$Q_s = B \left[\frac{\partial}{\partial s} (\nabla^2 w) - \frac{\nu}{r} \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} \right] \quad (10.5)$$

이들 식을 굽힘파에 의한 진동 인텐시티 기초식에 대입하여 원통 쉘에서 진동 인텐시티 산출식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$VI_{Fx} = VI_{Fxf} + VI_{Fxc} \quad (11.1)$$

$$VI_{Fxf} = B \left\langle \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w) \frac{\partial w}{\partial t} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - (1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \frac{\partial^2 w}{\partial s \partial t} \right\rangle_t \quad (11.2)$$

$$VI_{Fxc} = B \left\langle -\frac{\nu}{r} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial s} \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\nu}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - \frac{(1-\nu)}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \frac{\partial v}{\partial t} \right\rangle_t \quad (11.3)$$

$$VI_{Fs} = VI_{Fsf} + VI_{Fsc} \quad (11.4)$$

$$VI_{Fsf} = B \left\langle \frac{\partial}{\partial s} (\nabla^2 w) \frac{\partial w}{\partial t} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial s^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial s \partial t} - (1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \frac{\partial^2 w}{\partial s \partial t} \right\rangle_t \quad (11.5)$$

$$VI_{Fsc} = B \left\langle -\frac{1}{r} \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \frac{\partial^2 w}{\partial s \partial t} - \frac{1}{r} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial s^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \right] \frac{\partial v}{\partial t} \right\rangle_t \quad (11.6)$$

위 식을 검토해 보면 원통 쉘에서 진동 인텐시티 식은 얇은 판에 대해 유도된 진동 인텐시티 식을 2차원 탄성 이론으로 전개한 경우와 동일한 항인 평판 항에 곡률을 포함한 곡률항을 더한 형태로 되어 있음을 알 수 있다. 평판항에서는 면의 진동 변위만 포함되어 있지만, 곡률항에서는 s 축 접선 방향의 면내 진동 v 가 포함되는 형태로 되어있어서 VI 산출 시에는 이들 2개의 진동 변위가 필요하게 된다.

2.3 진동 인텐시티의 적용

진동 인텐시티 픽업으로 판의 굽힘 진동을 검출하는데, 진동 인텐시티 센서 중심점인 측정점의 진동 가속도를 3채널 가속도계의 출력에 의해 얻을 수 있는 것은 굽힘파의 파장이 진동 인텐시티 픽업 밀면 직경과 비교해 충분히 길다고 가정하는 것이다. 이론상으로는 굽힘파의 파장 r 는 진동 인텐시티 픽업 밀면 직경 d 의 4배 이상일 필요가 있다. 실제로는 굽힘파의 파장 r 이 센서 밀면의 약 8배 이상이면 진동 인텐시티를 정확하게 검출할 수 있다. 폭이 충분히 넓은 판의 굽힘파의 파장은 다음식에 의해 계산할 수 있다.

$$\lambda = \sqrt{\frac{\pi C_L h}{\sqrt{3} f}} \quad (17)$$

여기서, C_L 은 판의 종파 전달 속도이고 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (m/s) \quad (18)$$

또한 h 는 판두께, f 는 진동수, E 는 Young율, ρ 는 판의 밀도, ν 는 프와송비를 나타낸다. 압축기셸의 재료는 강이므로, λ_{LST} , C_{LST} 는 다음과 같은 값을 갖는다.

$$E = 2.15 \times 10^{11} \quad (N / m^2) \quad (19.1)$$

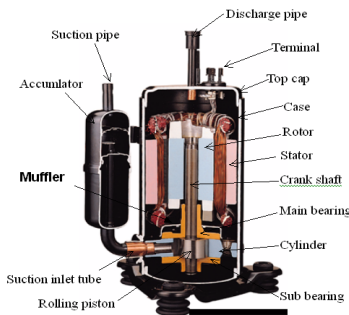
$$\rho = 7.8 \times 10^3 \quad (kg / m^3), \nu = 0.3 \quad (19.2)$$

$$\lambda_{L,ST} \cong 10^2 \times \sqrt{\frac{h}{f}} \quad (m) \quad (19.3)$$

$$C_{L,ST} \cong 5.5 \times 10^3 \quad (m / s) \quad (19.4)$$

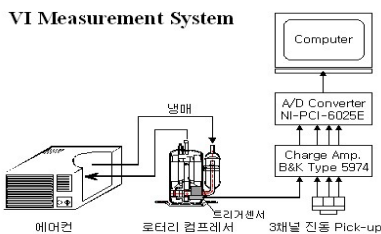
3. 실험

그림 5는 실험의 대상이 되는 공조용 컴프레서를 나타낸다. 공조용 컴프레서는 일반 가정에서 흔히 볼 수 있는 가정용 에어컨에 장착되는 컴프레서이다. 이러한 컴프레서를 소음 양품 1대, 소음 불량품 1대를 VI 각각 소음 시험과 VI 측정 시험하여 그 특성을 비교 분석할 것이다.



[그림 5] 로타리 컴프레서 구조
[Fig. 5] Structure of a rotary compressor

그림 6은 일반적인 VI 측정을 수행하는 System을 간략하게 나타낸다.



[그림 6] VI 측정 시스템
[Fig. 6] VI measurement system

그림 7은 공조용 컴프레서의 VI 픽업장치를 부착한 모습을 나타낸다.



[그림 7] VI 픽업 부착모습
[Fig. 7] VI pick-up attached to a rotary comp.

VI 측정 제반 사항은 다음과 같다.

측정 Frequency Span : 0 ~ 4500 Hz

측정 Frequency resolution : 1 Hz

측정점의 수 : 10(axial) x 16(Circumferential)

트리거 가속도계 수 : 1

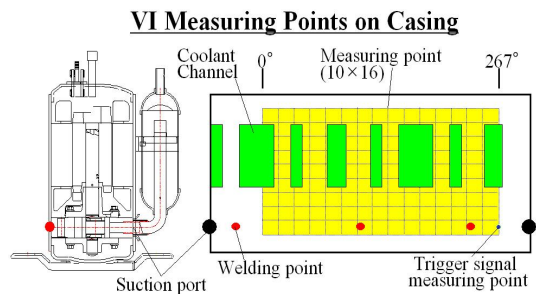
Sampling Frequency : 12.5 kHz

측정점의 변위 증가량

축방향 (Dz) : 20 mm

원주방향(Dx) : 20 mm

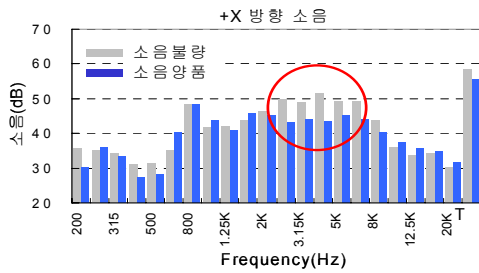
아래의 그림 8은 VI 측정을 위한 Geography를 나타낸다. 공조용 컴프레서 원통 셸을 펼친 모양으로 나타냈고, VI 측정 시 어큐뮬레이터가 부착되어 있는 부분은 측정 시 제외하였다.



[그림 8] VI 측정 geography
[Fig. 8] VI measurement geography

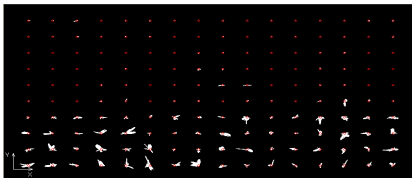
4. Analysis

소음 양품 컴프레서와 소음 불량 컴프레서를 VI 측정 면에서 VI 진동 측정을 수행하고 VI 해석을 수행한다.

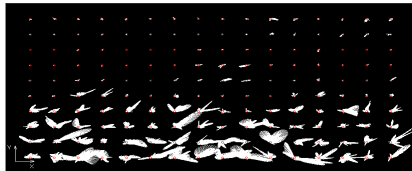


[그림 9] 양,부 판정용 컴프레서 소음측정 결과
[Fig. 9] Noise test result for normal/abnormal compressor

그림 9에 나타난바와 같이 소음 불량품은 소음 양품에 비해 3kHz~6.3kHz 부분의 비교적 고주파수 영역의 소음이 높은 것으로 나타났다. 하지만, 소음이 높은 주파수 성분은 알 수 있으나, 그러한 소음을 발생시키는 소음원의 위치는 알기 어렵다.

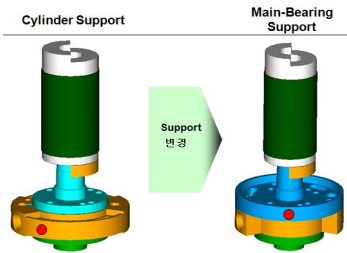


[그림 10] 양품 컴프레서 VI 해석 결과(4kHz)
[Fig. 10] VI analysis result for normal compressor (4kHz)

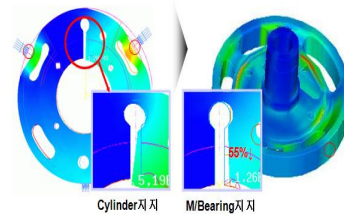


[그림 11] 불량품 컴프레서 VI 해석결과(4kHz)
[Fig. 11] VI analysis result for abnormal compressor (4kHz)

위의 그림 10과 그림 11은 진동 양품과 진동 불량품 컴프레서의 VI 진동 측정 결과를 나타낸 그림이다. 위의 두 그림은 로터가 한바퀴 회전할 때의 Shell의 진동 크기와 방향의 궤적을 나타낸 그림이다. 위 두 그림은 그림 9에서 대표 소음으로 확인된 4kHz 소음원이 컴프레서의 하단부 실린더가 쉘에 용접된 부위에서 발생하고 진동 레벨도 높음을 명확히 보여준다. 그림 12는 공조용 컴프레서 내부 로터의 지지방식을 나타낸 그림인데, 기존의 실린더 지지방식에서 메인 베어링 지지방식으로 변경한 것을 나타낸다.

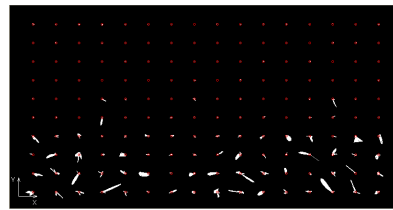


[그림 12] 로터의 지지방식 변경
[Fig. 12] Support method change for rotor

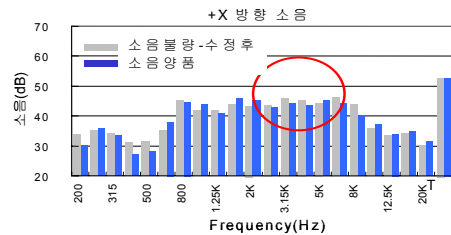


[그림 13] 로터의 지지방식 변경에 따른 베인 슬롯의 열변형 해석

[Fig. 13] Thermal deformation analysis for support method change of rotor



[그림 14] 불량품 컴프 수정후 VI 해석결과(4kHz)
[Fig. 14] VI analysis result for abnormal compressor (4kHz) after modification



[그림 15] 불량품 컴프 수정후 소음측정결과(4kHz)
[Fig. 15] Noise test result for abnormal compressor after modification

위의 그림 14는 그림 11에 나타난 동일한 소음 불량품 컴프레서 로터의 지지방식을 메인 베어링 지지 방식으로 변경 개선하여 다시 VI 실험한 결과이다. 그림 13에서 알 수 있듯이, 지지방식의 변경에 따른 열 변형 해석을 수행

해 보면 실린더 지지방식보다 메인 베어링 지지방식이 메인 슬롯에 미치는 열 변형이 작음을 알 수 있다.

그림14.에서도 나타나듯이 그림11.에 나타난 바닥 부위의 4kHz 진동원이 감소되고 그림10.의 진동 양품 시료와 유사한 진동 특성을 보임을 알 수 있다. 마지막으로 그림 15와 같이 소음 측정 결과에서도 양품 시료와 유사한 소음 특성을 보임을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 공조기용 컴프레서에 대해 VI 측정 및 분석을 수행하였다. VI 측정 및 분석 을 수행함으로써 공조기용 컴프레서 Shell의 진동 가시화를 구현할 수 있었다. 진동 가시화의 구현 결과, 단순한 소음 측정에 의한 주파수 분석 결과로는 알 수 없었던 제품의 주된 소음 발생위치를 알 수 있었다.

본 VI 실험 결과에 의하면, 문제가 되는 3kHz ~ 6.3kHz의 주된 소음원은 컴프레서의 Bottom 부분에서 발생하는 것으로 밝혀졌고 이것은 메인 슬롯의 열 변형에 의한 소음임을 알 수 있다. 압축기의 진동 전달 경로는 내부 압축 기구부에서 발생하여 진동이 주로 용접점을 통하여 쉘로 전달되고 있는 것으로 파악되며, 내부 기구부의 회전에 따라 용접점을 통해서 진동이 전달되고 이렇게 전달된 진동이 소음을 유발함을 추정할 수 있다. 이러한 추론은 공조용 컴프레서의 구조를 상기해보면 상당히 타당한 추론임을 알 수 있고, 로터 지지 방식 변경에 의한 진동원을 개선해 보면 문제가 되었던 위치의 진동원이 사라짐을 확인할 수 있어 VI 실험 결과의 타당성을 입증할 수 있다.

References

[1] K. Sano, Kawahara, Fujiwara,Ishii, "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor(1st report:Reduction of noise caused by resonance of each scroll compressor element)," Trans. JSRAE, Vol.14, No.2, 1997, pp.125-136.

[2] R. C. Wei, A. L. Pate and M. R. Bai, "Power Estimation from Acoustical Holography," ASME Winter Annual Meeting, Nov. 25-30 (1990)

[3] D. Noieux, Measurement of power flow in uniform beams and plates, Journal Acoustic Society America, Vol.47, No.1,1970, pp.238-247

[4] G. Pavic, Measurement of structure borne wave

intensity, Part 1:Formulation of the methods, J. Sound and Vibration, Vol.49, No.2, 1976, pp.221-230

[5] N. Kojima, H. Zhou, M. Endo, M. Sito, Measurement of Vibration intensity in a U-shaped shell, Proceedings of Inter Noise 96, 1996, pp. 1379-1382

김 희 철(Heui-Cheol Kim)

[정회원]



- 1994년 2월 : 부산대학교 대학원 기계설계학과(기계공학석사)
- 1994년 3월 ~ 1995년 9월 : 현대중공업 상선계획부
- 1997년 4월 ~ 2002년 4월 : LG 전자 DA연구소 선임연구원
- 2009년 3월 ~ 현재 : 영남대학교 기계공학부 박사과정

<관심분야>

진동, 소음 실험 및 계측, IT, 컴퓨터 통신, 프로그래밍

이 동 연(Dong-Yeon Lee)

[정회원]



- 1999년 2월 : 한국과학기술원 기계공학부(공학석사)
- 2007년 2월 : 한국과학기술원 기계공학부(공학박사)
- 2007년 3월 ~ 2008년 8월 : 한국전기연구원 선임연구원
- 2008년 9월 ~ 현재 : 영남대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

Nano-mechatronics, Nano-design, Scanning-Probe Microscope

이 화 조(Hwa-Cho Yi)

[정회원]



- 1993년 7월 : 베르린 공대(독일) 기계공학과 (기계공학박사)
- 1987년 8월 ~ 1993년 8월 : 베르린공대 공작기계 및 가공기술 연구소(독일) 연구원
- 1993년 9월 ~ 1996년 2월 : 한국기계연구원 선임연구원
- 1996년 3월 ~ 현재 : 영남대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

계측 및 자동제어, 로봇 응용, 공장자동화

심 재 슬(Jae-sool Shim)

[정회원]



- 2007년 12월 : 워싱턴 주립대 기계공학과 (기계공학박사)
- 2008년 1월 ~ 2008년 9월 : Harvard-MIT 포닥
- 2008년 9월 ~ 현재 : 영남대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

물질전달, 나노/멤스 융복합, 전산 열유체, 바이오칩 설계