

진동인텐시티를 이용한 로타리압축기 진동 해석

안병하[#], 이장우^{*}

Vibration Analysis of Rotary Compressor based on Vibration Intensity

Byoung Ha Ahn[#], Jang Woo Lee^{*}

ABSTRACT

Vibration and Noise of air conditioner are entirely determined by compressor vibration. Compressor vibration transmitted to the enclosure of air conditioner or pipes connected compressor with heat exchanger. Enclosure generated noise and vibration. Therefore, the analysis of compressor vibration analysis is considered significant technical issue.

For the reduction of vibration of compressor, it is necessary to grasp correctly vibration transmission paths and excitation sources in the compressor shell. Because, shell (Surface of compressor) shows whole vibration characteristic of compressor mechanism. In this paper, vibration intensity was applied to measure vibration energy flow on the shell. From this technique, it is possible to catch the path of vibration propagation along the one cycle and the location of vibration energy sources may change with time on the shell.

Key Words : Vibration (진동), Rotary Compressor (로타리 압축기), Noise (소음), Vibration Intensity (진동 인텐시티), Propagation(전파)

1. 서론

에어컨과 같은 공조기기에 사용되는 압축기로 로타리 압축기가 널리 사용되어 지고 있다. 다른 공조기기용 압축기들과 비교해서, 로타리 압축기의 냉력은 가장 많이 사용되는 5,000~25,000.BTU 범위를 가지고 있으며, 가격적인 면에서도 다른 압축기에 비해서 유리하고, 크기나 에어컨과의 상응성도 좋다. 반면, 구조적인 압축기구의 문제로 회전 방향의 진동이 다른 압축기 보다 크다.

로타리 압축기는, 내부의 기계 압축부에서 흡입과 압축과정에서 발생된 진동이, 에어컨과 연결

되는 배관이나 마운팅에 영향을 주는 로타리 압축기의 셸로 전달된다. 이때 발생하는 진동 성분은 크게 셸의 반경방향의 진동과 셸 중심으로 회전방향의 진동성분으로 나누어진다. 그 중에서 반경방향의 진동 성분은 에어컨에서 문제가 되지 않지만, 회전 방향의 진동성분은 에어컨에서 배관의 진동과 마운팅의 진동을 야기시키면서 에어컨세트의 Case 까지 전달되어, 고체 전달음을 발생시키는 주요 요인이 된다. 또한 셸로 전달된 진동은 특히 3000~5000Hz 주파수 영역에서 압축기 자체의 고체 전달음을 발생시켜서, 압축기 발생소음을 지배하는 주파수로 등장하기도 한다⁴.

접수일: 2003년 2월 27일; 게재승인일 2003년 7월 11일
교신저자: LG 전자, DA 사업본부, DA 본부연구소
E-mail: ahnbh@lge.com, Tel: 055-260-3827
* LG 전자, DA 사업본부, DA 본부연구소

본 논문에서는 15,000.BTU 급의 로타리 압축기를 대상으로 회전방향의 진동 전파와 진동 전달 경로를 해석하여 압축기에서의 진동 전달 저감율을 통한 소음 저감 수단으로 사용하기 위하여 진동인텐시티(Vibration Intensity)를 이용하여 진동의 흐름을 가시화하고 진동의 전달경로를 규명하였다. 로타리 압축기와 같은 큰 곡률을 가진 셸의 경우에는 진동인텐시티의 측정과 해석이 매우 어렵고, 작은 면적으로 인하여 종래의 많은 수의 진동센서를 이용한 측정법으로는 애로 사항이 많다. 따라서 이러한 점을 극복하기 위하여 참고논문(1), (2), (3) 에서 제안하는 방법으로 측정하였다.

이와 같은 로타리 압축기의 진동인텐시티 실험과 해석을 통하여, 압축기의 용접부에서 진동이 셸로 전달이 일어나지만 절대적인 크기에서는 흡입포트가 매우 큰 역할을 하고 있음을 알았고, 그 다음으로 비 고정 점(용접점과 용접점의 사이)으로 많이 흘러가는 것을 알 수 있었다.

2. 진동인텐시티

2.1 진동 인텐시티

일반적인 시간 평균으로 나타내는 평판에서의 진동인텐시티는 판의 미소단면적에 작용하는 전단력과 굽힘모멘트 그리고 회전모멘트에 의해서 단위시간당 가해지는 일의 합으로, 식(1)과 같이 표현된다³.

$$VI_x = \left\langle Q_x(t) \cdot \dot{\xi}(t) + M_x \cdot \dot{\theta}_x + M_{xy} \cdot \dot{\theta}_y \right\rangle_t \quad (1)$$

여기서, VI_x : Time Averaged Vibration Intensity in Shell by Flexural Vibration at X-direction

Q_x : Shear Force

M_x : Bending Moment

$\dot{\xi}$: Out of Plane Velocity

M_{xy} : Twisting Moment

$\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y$: Twisting Angular Velocities at X,Y direction 이다.

식(1)은 시간이 변동하는 것에 대한 진동을 가시화하는 것은 불가능하며, Far Field 의 경우에는 식(2)의 형태로 다시 쓸 수 있다.

$$VI_x(f) = \sqrt{Dm} / (\pi f) \left\langle \ddot{\xi}(t) \cdot \dot{\theta}_x(t) \right\rangle_t \quad (2)$$

여기서, m : Mass per Area of the Plate

D : Bending Stiffness 이다.

이때, x 축과 진동 벡터 각도 α 를 고려한 진동인텐시티는 N. Kojima³ 가 제시한 수식을 이용하여 센서들간의 속도와 각속도를 이용하여 구할 수 있다. 이러한 경우 자유도를 고려한 센서의 배치가 매우 중요하며, G. Pavic⁵, A. Okitsu⁶이 잘 설명하고 있다. 그러나 로타리 압축기의 경우에는 흡입, 압축 그리고 토출로 한 사이클이 이루어 지는 관계로 시간에 따라서 진동의 에너지 크기가 같다고 할 수 없다⁴. 이러한 문제는 N. Kojima^{1,2,3}가 시간변동에 따른 진동의 변화를 동시에 분석이 가능한 엔벨로프 진동인텐시티를 연구 발표하였는데, 그 수식은 식(3)과 같다.

$$VI_{ea}(f, t) = \sqrt{Dm} / (\pi f) \text{Re}(\ddot{\xi}_a(t) \cdot \dot{\theta}_{\alpha}^*(t)) \quad (3)$$

여기서, $\ddot{\xi}_a(t), \dot{\theta}_{\alpha}^*(t)$ 는 $\ddot{\xi}(t), \dot{\theta}_\alpha(t)$ 로 부터 Hilbert Transform 을 이용하여 해석적으로 구한 것이다. 식(3)의 진동인텐시티는 주파수와 시간의 함수로 이루어져 있음을 알 수 있다. 즉 시간 평균의 개념이 아닌 시간 변화에 따라서 순간적인 진동 흐름의 가시화를 나타낸다.

2.2 3(Three) Sensor 측정법

일반적으로 사용되고 있는 진동인텐시티 측정법에서 요구하는 센서의 배열은, 2 차원 이상의 측정에는 4 개~12 개 사이의 가속도계를 필요로 하며, 거리를 두고 센서들을 평면에 위치시켜(배열) 상당한 면적을 차지한다^{5,6}.

본 논문에서 측정 대상으로 삼고 있는 로타리 압축기는 지름이 128.mm, 높이가 270.mm, 두께가 4mm 인 작은 원형 셸 속에 기계 압축부 흡입부가 들어있다. 이렇게 작은 셸에 있어서 진동 인텐시티의 계측은 간단하지 않다. 또한 셸 구조물의 외관적 특성이나 유체 압축 기계의 동역학적인 특성상 상당히 높은 고주파수의 소음이나 진동도 많이 발생한다⁴.

이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 N. Kojima^{1,2,3}가 제안하는 3 Channel method 를 이용하여 압축기의 셸에서 발생하는 진동의 흐름을 측정했다.

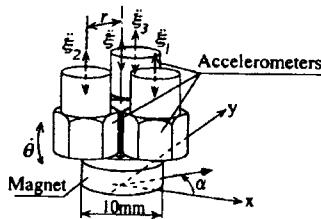


Fig. 1 Three pick-up sensor for vibration intensity

그림(1)에 나타난 것과 같이 10mm 의 원형 실린더 위에 120 도 간격으로 3 개의 진동가속도계를 놓고, 여기에서 발생하는 진동을 측정하여 변수들을 구하게 된다¹. 이 측정시스템의 장점은 측정위치를 달리함에 있어서 가속도계의 배열을 사용하지 않기 때문에 측정 평가하고자 하는 위치에 정확히 위치할 수 있고, 작은 구조물에서도 측정 그리드를 많이 가져 갈수 있어서 측정 자체의 정확도를 높일 수 있다.

2.3 곡률을 고려한 진동인텐시티의 특성

진동인텐시티를 나타내는 식(1)은 2 차원 얇은 두께를 가진 평면에 대해서 수식의 전개가 용이하지만, 실린더와 같은 곡률을 가진 3 차원 형상에 대해서 적용하기에는 무척 어렵다. 금번 측정 대상이 되는 로타리 압축기는 실린더형 셸 형상이다. 따라서, 이 문제를 풀기 위하여 $t/r \ll 1$ 인 조건을 가정하여, 원주방향의 곡률만 고려해서 몇 가지의 가정을 포함하게 되면, 진동 인텐시티에 대한 수식을 비교적 간단하게 전개할 수 있다^{2,3}.

이 경우 곡률 향에 의한 진동인텐시티의 오차에 대해서 N. Kojima^{1,2,3} 의 연구 결과를 바탕으로 압축기의 진동 인텐시티에 있어서 곡률에 의한 오차에 대해서 검토했다.

$$VI_Z = VI_{zf} + VI_{ZC} \quad (4)$$

$$VI_S = VI_{sf} + VI_{SC} \quad (5)$$

식(4),(5)에서 첨자 Z 와 S 는 실린더 형상에 있어서, 실린더 축방향을 Z, 그리고 원주방향을 S 로 나타낸다. f 는 Flexural Wave 에 의한 진동 전달을, C 는 실린더형 곡률에 의해서 영향을 미치는 항이다. 식(4)에서 Z 방향의 진동인텐시티는 평면상에서의 Flexural Wave 에 의한 진동인텐시티와 곡률에 의해서 발생하는 진동인텐시티의 합으로 표시

되고, 식(5)에서는 원주방향의 진동인텐시티는 원주방향의 Flexural Wave 에서 발생하는 성분과 곡률에 의해서 발생하는 성분의 합으로 표시된다.

그 중에서 VI_{zf} 와 VI_{sf} 는 Flexural Wave 의 측정으로 값을 구하는 것이 가능하다. 그러나, VI_{ZC} 나 VI_{SC} 는 원주방향의 속도에 접선 방향의 변위 성분이 포함되어 측정되므로, 이를 분리시키는 것이 불가능하므로 진동인텐시티를 정확히 측정하기가 어렵다. 그래서 본 실험에서 포함될 오차에 대해서 분석해 보았다⁷. 로타리 압축기의 셸의 두께는 4mm, 반경은 64mm 로서 t/r 즉 두께/곡률은 1 보다 작은 조건을 만족시키고 ($t/r \ll 1$), 정속인 압축기를 측정 대상이므로, 60Hz 의 회전 성분을 가진다. 따라서, 일반적으로 60Hz 회전 방향 성분의 진동이 가장 많다. 일반적으로 소음과 연계하기 위한 진동 분석이나 진동 자체를 분석함에 있어서도 5000Hz 까지 높은 주파수 분석이 요구 됨으로, 일반적으로 하한 주파수를 50Hz 부터 5000Hz 까지를 해석 대상으로 삼는다. 따라서 50Hz 에 대한 효과부터 검토하면, r/λ_B (곡률/해석주파수의 진동파장)은 0.25 정도가 되며, 주파수가 높아 질수록 r/λ_B 은 커진다 여기서, 곡률이 64mm 인 경우에 r/λ_B 의 값에 대하여 2 개의 구간, 즉 0.25~0.5 와 0.5 이상으로 나누어서 비교한다. 0.25, 0.5 의 구분은 설명을 쉽게 하기 위함이지 물리적인 의미의 값은 아니다 먼저, Z 축과 S 축에서 발생하는 곡률향의 몫을 FEM 을 이용한 정답과 측정치를 비교했을 때, r/λ_B 이 0.25 에서 0.5 인 경우 Z,S 축 모두 성분비에 있어서는 거의 같은 비율을 나타내고 있으며 그 차이도 5%이내로 수렴한다. 그러나 벡터의 진폭에 있어서는 약 18%~5%사이의 오차를 보이며, 측정치가 작게 나타나고, 벡터의 위상 차이는 3% 이내로 수렴하고 있다. 그러나, r/λ_B 가 0.5 이상인 영역 즉 고주파 범위에서는 성분비도 Z,S 축 모두 일정한 비율로 나타나고, 벡터의 크기 그리고 위상의 각도 차이도 2%~5% 사이의 정확도를 나타내고 있다. 오차의 범위가 위와 같다면, 진동 방향의 흐름이나 전체적인 경향을 파악하는 데에는 사용이 가능한 수준이며, 전 주파수 영역에서 위상의 오차가 5%라는 것은 진동흐름의 평가가 5%이내에서 측정이 가능하다는 의미가 된다.

이러한 경향은, 압축기와 같은 셸에서의 원주 방향의 진동은 셸 곡면을 따라 흐르는 표면위 진

동 성분이 대부분을 차지하기 때문에 곡률에 의해서 발생하는 성분의 크기가 비교적 작은 때문이라고 추정된다. 또, 실린더 축 방향 진동도 표면위 진동 성분이 면내 진동 성분보다 크기 때문에, 진동인텐시티 경우에도 곡률에 의한 영향이 적어서, 앞에서 계산한 것과 같은 오차의 범위로 나타나는 것으로 사료된다.

3. 측정 및 분석

3.1 로타리 압축기 적용 실험

본 실험에는 15,000.BTU 급의 정속용 로타리 압축기를 대상으로 실험 분석하였다. 회전수는 60Hz(3560.RPM)으로, 실제 에어컨 상태에서는 부하의 변동에 민감하므로 정적인 조건을 얻기가 힘들다. 따라서 일정 조건의 부하조건을 유지하기 위하여, 성능 실험용 사이클에서 실험하였다. 구체적인 압력 설정 조건은, ARI 조건(토출 압력=21.86 [kgf/cm²], 흡입 압력=5.25 [kgf/cm²], 흡입 가스 온도= 18.3° C)에서 압축기의 모든 조건이 안정화된 후 Trigger 를 이용하여 모든 신호를 동일조건에서 측정하였다.

여기서, Trigger 의 역할은 한 회전에 대한 진동 특성이 Vane 회전각에 따라서 차이가 발생할 수 있으므로, 진동 측정 시작점을 동일한 Vane 각도에서 시작하기 위하여, 토출 개시점에서 진동이 가장 Peak(토출각도=220°)이므로⁴, 이 위치를 기준으로 하기 위해서 Trigger 용 진동 센서를 취부하여 인위적으로 측정 시작점을 부여한 후, 측정을 하도록 하였다. Fig. 2 는 이때 사용된 3 Channel method 를 찍은 것이고, Fig. 3 은 실제 압축기에 메쉬를 그리고 측정하고 있는 모습을 보이고 있다. Fig. 1 에서 보여 주는 바와 같이 둥근 원형판 위에 3 개의 가속도계가 120° 를 이루고 있다.



Fig. 2 Construction of 3 Channel method for vibration intensity

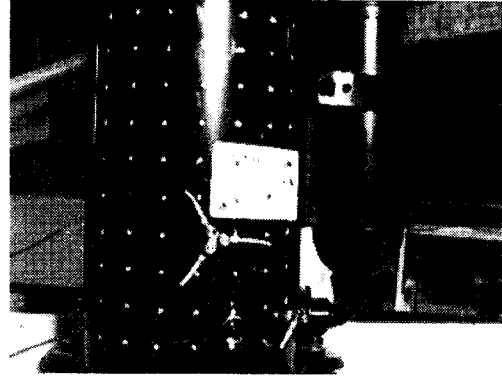


Fig. 3 Measuring vibration intensity in Cycle

측정 메쉬에 있어서 간격은 2cm 씩 정사각형의 그리드를 만들어서 측정하였고, 이때 다른 측정법과 달리 3 Channel method 로 측정하였는데, 타 측정법으로는 2cm 의 그리드로 측정하는 것은 불가능하다. 왜냐하면 센서 배열이 기본적인 면적을 요구하기 때문이다. 그리고, 비교적 적은 가속도계를 사용함으로써 가속도계간의 위상이나 전달함수 특성에 대한 보정도 타 계측법에 비하여 적고, 훨씬 용이하다.

3.2 측정

진동인텐시티를 측정하기 위하여, 로타리 압축기가 안정을 유지하면 측정 그리드에 부여된 번호순으로 측정을 한다. 먼저 3 개의 진동센서를 Calibrator 를 이용하여 가속도계간의 위상을 보정하기 위하여 전달함수를 구해서 위상보간을 행하고, 3 개의 가속도계(PV-90B RION)로부터 신호를 받아서 Charge Amplifier(B&k5974)를 통한 다음 A/D converter 를 통하여 Computer 로 신호를 입력 하였다. 센서의 부착은 3 개의 진동센서 밑에 있는 원판의 밑에 영구자석을 붙여서 이를 이용하여 측정점에 부착하였다. 이때 측정의 시작은 별도의 진동센서로부터 들어 오는 진동레벨이 가장 큰점에서 Trig 되도록 설정된 외부 Trigger 를 제작하여 측정시작 순간을 일정하게 모든 측정점에서 유지하였다. 컴퓨터로 입력된 신호는 입력 순서에 의해서 이름이 붙여지고, 저장된 후 측정이 완료된 후에, 저장된 신호를 이용하여 진동인텐시티를 해석하였다.

3.3 분석

측정 시 분석을 용이하게 하기 위하여 Fig. 4

에서 보여 주는 바와 같이 측정점과 해석점을 일치시켰다. Fig. 4 의 오른쪽 그림의 점은 압축기의 내부 기계부와 외부 셸을 연결 지지하도록 용접한 용접점을 나타낸다. 중앙의 진동인텐시티 벡터가 거의 존재하지 않는 영역은 압축기에서 모터가 지지되어 있는 부분이며 측정 시작과 측정 끝의 회전각은 같다.

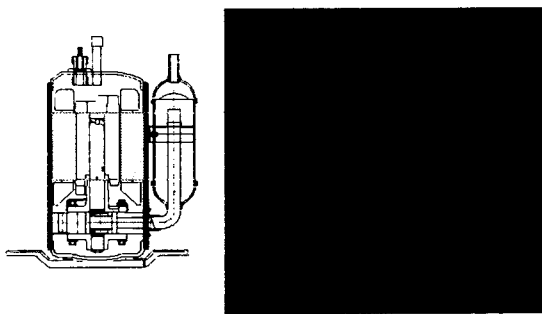


Fig. 4 Position Matching with data of VI

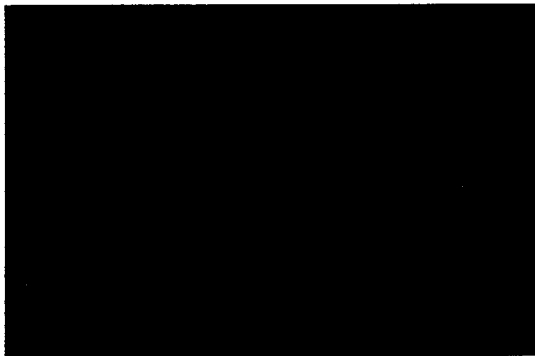


Fig. 5 Time averaged Vibration intensity vector of 3150.Hz (1/3 Octave Band)

일반적으로 압축기의 소음은 2KHz, 3.15KHz, 4KHz(1/3 Octave)이 주 소음원이며, 본보에서는 3150Hz 를 중심으로 논한다. Fig. 5 는 앞에서 언급한 방법에 의해서 측정된 3150Hz 의 시간 평균 진동인텐시티이다. 여기서도 Fig. 4 의 그림과 비교하여 보면, 용접점의 위치에서 진동이 내부로부터 전달되어서 셸의 여타부분으로 전파되어 나감을 알 수 있다. 이 결과는 논문(4)에서 보여주는 소음원 해석과 비교한다면 이 주파수 영역의 주 소음원이 진동에 의한 것임을 잘 알 수 있다. 또 Fig. 5 의 왼쪽 부분의 큰 진동 인텐시티는 흡입부의 Port 의 연결 파이프가 또 하나의 진동을 내부로부

터 전달해 주는 Path 라는 것을 설명하여 준다. 이 평균 값은 각 회전당 173 매의 순시 진동인텐시티를 구해서 시간적으로 평균한 것을 나타낸 것이다. Fig. 6 은 압축기의 단면과 압축기계부의 단면을 보여준다. 여기서 3 개의 기구부와 셸을 지지하고 연결하는 용접점과 흡입구로 구성되어 있다.

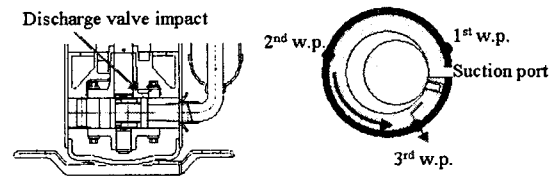


Fig. 6 (L): Cut view of Rotary Compressor
(R): Vane angle and welding position

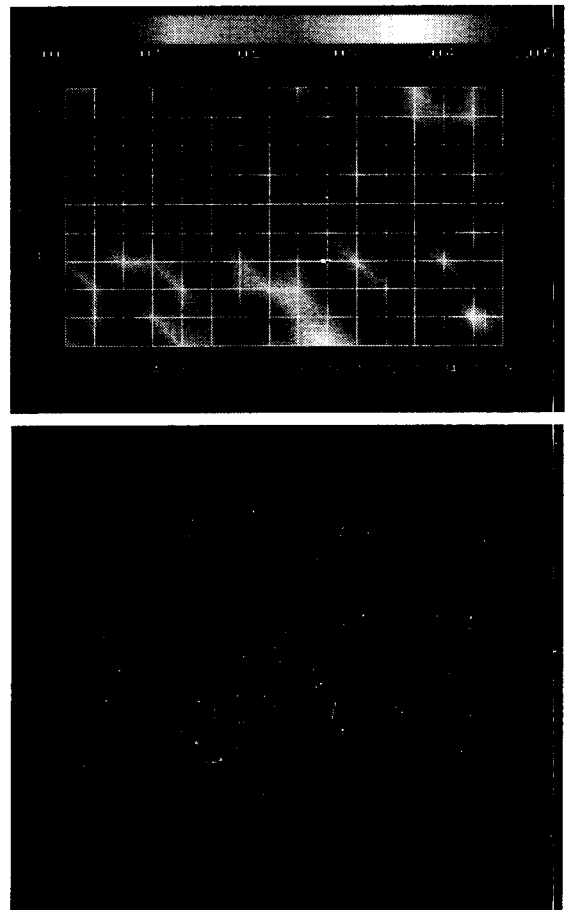


Fig. 7 Vector & Envelope vibration intensity of position 1st welding Point

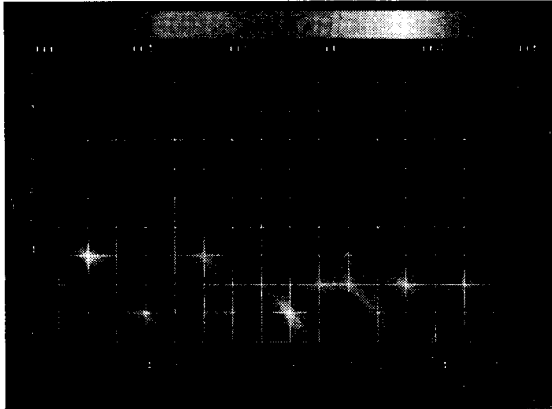


Fig. 8 Vector & Envelope vibration intensity of position 2nd welding Point

Fig. 7 은 Fig. 6 에서 Roller(내부의 등근원형실린더)가 용접점 1 위치에 오는 경우에 흡입이 시작된다. 그때의 3150.Hz 의 진동 인텐시티를 나타낸 것이다. 진동인텐시티의 크기가 흡입구에서 회전방향으로 측정하였으므로, 양쪽의 벡터는 동일 지점이 된다. 여기서도 제 1 용접점과 흡입구를 중심으로 내부에서 진동 전달이 일어나고, 다른 쪽으로 진동이 전파되고 있음을 알 수 있다. Fig. 8 은 Fig. 6 에서 Roller(내부의 등근원형실린더)가 용접점 2 위치의 경우 해석 결과이다. 제 2 용접점을 중심으로 옆쪽으로 진동이 전파되고, 또 다른 부분으로 진동이 전달되고 있음을 알 수 있다. 특히 이때는 실질 적으로 냉매의 압축이 시작되므로 그 압력파의 영향으로 Vane 에 전달되어 제 1 용접점

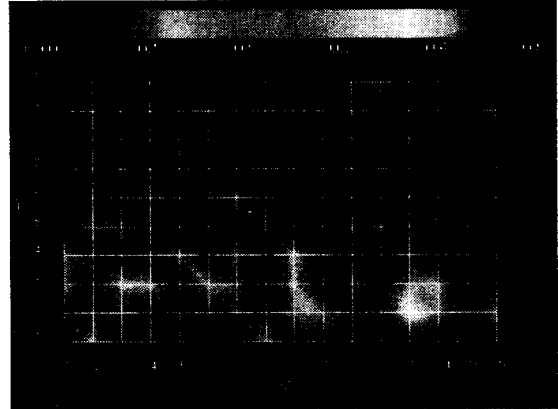


Fig. 9 Vector & Envelope vibration intensity of position 3rd welding Point

부근에서도 진동이 발생되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9 는 Roller 가 제 3 용접점 부근에 왔을 때 측정된 결과이다. 모든 압력파와 진동이 밸브와 Vane 에 집중됨으로써 제 3 용접점 부근에서만 진동이 발생되고 있음을 보여 준다. 그리고 다른 용접점은 진동을 오히려 흡수해 주고 있음을 보여 준다. 즉 진동의 흐름이 제 3 용접점으로 부터 다른 용접점으로 흘러가고 있음을 보여 준다. Fig. 7, 8, 9 공히, 진동의 흐름이 상부 쪽으로 흘러가는 것을 Stator 가 막아서 진동의 발생과 흐름이 하부에만 집중적으로 발생함을 알 수 있다. 이러한 분석과 소음이 기계부를 중심으로 하부에서 집중적 특히 용접점을 중심으로 소음이 발생하는 것⁴ 과 비교한다면, Structure Borne Noise 가 압축기의 전체

소음을 지배하고 있음을 간접적으로 알 수 있다. 그리고, 진동의 발생과 흐름도 압축기의 행정의 변화, 즉 회전 에 따라서 발생하는 위치와 흐름이 바뀌고 있음을 알 수 있다. 특히, Fig. 7 에서 지금까지 진동 전달기구로서 무시되어 왔던 흡입구의 연결구가 압축부의 진동을 헬로 전달시킨다는 사실은 무척 흥미있는 사실이며, 이 부분의 구조적인 고찰이 있어야 겠다. 본해석은 타 주파수에 대해서도 실시하였으며, 2000, 4000Hz 의 경우에도 3150 과 유사한 결과를 얻었다. 이 결과들은 Fig. 5 에서 보여주는 결과와는 차이가 있음을 알 수 있으며 정밀한 진동흐름을 분석하기 위해서는 시간 변화를 고려해야 한다는 것을 보여 준다.

4. 결론

앞에서 언급한 바와 같이 진동인텐시티를 곡률을 가진 원형 실린더 셸에 적용할 수 있는 가능성에 대하여 검토하였고, 분석하고자 하는 주파수 영역에서는 진동의 흐름이나 크기를 분석함에 있어서 곡률에 의한 오차가 적음을 알았고, 이를 로타리 압축기에 적용하였다. 이를 통하여 압축기의 진동은 내부 압축 기구부에서 발생하여 주로 용접점을 통하여 전달이 되며, 내부 기구부의 회전에 따라서 근접해있는 용접점을 통해서 진동이 전달된다는 것을 알았다. 시간평균에서 나타난 결과와 순시 진동인텐시티와는 차이가 있음을 알았다.

후 기

일본 Yamaguchi 대학 Naoya Kojima 부총장님과 Masto Mikami 부교수에게 실험과 해석에 앞선 여러 가지 조언에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Naoya Kojima, "Measurement method of Vibration Intensity in structure," JSA, Vol. 54, No.10, pp. 744-749, 1998.
2. Kojima, N., Mikami, M., Hirayu, T. Zhou, H., "Measurement of Transient Vibration Energy Flow on Passenger Car Exterior Panels using Intensity Technique," JSA, Vol. 31, No. 2, pp. 23-27, 2000.
3. Kojima, N., Zhou, H., Fujibayashi, S. and Hirayu, T., "Measurement of Transient Vibrational power Flow

in a Car Door Panel Using Intensity Technique." SAE 972035.

4. Ahn, B., Kim, Y., "Identification of Noise Source of Compressor using Two Dimensional Complex Sound Intensity," KSPE, Vol. 17, No. 1, pp. 83-92, 2000.
5. Pavic, G., "Vibrational Energy Flow in Thin-Walled Shells," Proc. 3rd International Congress on Intensity Technique, pp. 91-96, 1990.
6. Okitsu, A., Azekami, H., Teramoto, Kobayashi, M. H., "A Fundamental Study for Measurement of Vibration Intensity," JSME, Vol. 56, No. 525, pp. 53-60, 1990.
7. Kojima, N., Zhou, H., Endo, M. and Saito, M., "Measurement of Vibration Intensity in a U-Shaped Shell," Proceedings of Inter Noise 96, pp. 1379-1382, 1996.