

공조용 압축기 베이스의 설계를 위한 소음/진동 특성 고찰

°김영기, 이동수, 이병철, 이혁

Noise and Vibration Characteristics of an A/C Compressor Base

Y. K. Kim, D. S. Lee, B. C. Lee, and H. Lee

1. 서론

압축기 베이스(base, 그림 1)의 소음 진동 설계 기준은 전체 압축기의 소음 진동 규격에 비추어 결정할 수 있다. 각각의 규격에서 베이스가 차지하는 영향도는 효율적인 베이스 설계의 기준이 된다.

베이스설계의 기준이 되는 압축기의 소음 진동 규제는 크게 세 가지로 크게 분류할 수 있다. 첫째, 압축기의 운전중 진동 변위가 기준 변위 이하가 되도록 설계하여야 한다. 진동 변위가 커지면, 압축기에 연결된 배관이 손상될 수 있다. 둘째, 압축기에서 발생하는 자체 소음이 기준에 비해 작아야 한다[1]. 셋째, 압축기로부터 공조기로 전달되는 전달력이 최소화되어야 한다. 따라서, 본 연구에서는 이들 세 가지 규제 중에서 베이스의 설계과정에 포함되어야 할 규제를 확인하고, 그 규제를 만족시키기 위한 주요 설계 변수를 고찰한다.

본 연구는 그림 2에 표시된 형태의 베이스를 바탕으로 한다. 그림 2는 3.2마력급 압축기에 적용되는 베이스이다. 내부의 오목한 End Cap 부분이 압축기의 하단부를 밀봉하고, 네 개의 발이 압축기를 지지한다. 그림에서 용접부로 표시된 돌출부의 외경 부분을 압축기 셸(shell)에 용접한다. 용접특성을 기준으로 이러한 베이스를 외경압입형 베이스라 부른다. 이 모델의 변수는 발의 길이(L), 발폭의 각도(ϕ), 발의 높이(H), 옆날개의 폭(W)

* LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소

등이다. 본 연구는 이 모델을 바탕으로 베이스의 소음 진동 특성을 파악하고 설계기준을 선정한다.

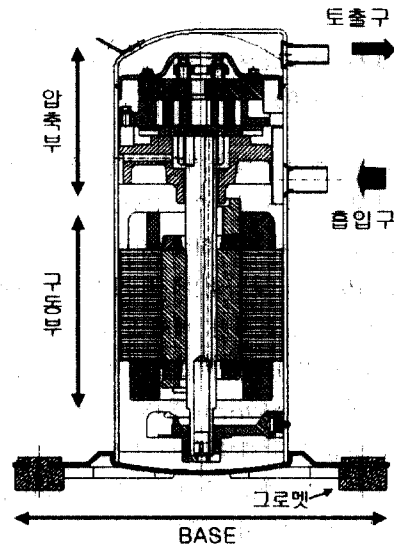


그림 1. 3.2 마력 공조용 압축기의 베이스 (내경압입형, 전체 높이 39 cm, 지름 147 cm)

2. 진동 변위 규제와 베이스의 형상

압축기의 저주파수 진동 변위는 압축기에 연결되는 배관의 피로 파괴를 고려하여 엄격히 제한된다. 2.5~3.2마력급 스크롤 압축기의 경우, 상단부 메

인프레임(main frame) 용접부와 하단부 서브프레임(sub frame) 용접부 두 곳에서 측정된 변위가 $30\ \mu\text{m}$ 이하가 되도록 제한한다. 본 절에서는 압축기 베이스의 형상과 진동변위와 관계를 수학적 모델하고, 이를 통해 변위 제어에 미치는 베이스의 영향도를 살펴본다.

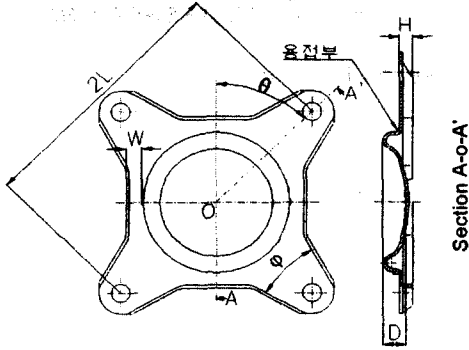


그림 2. 3.2마력 공조용 압축기 베이스의 구조 (외경압입형, L=135)

저주파수에서 압축기의 진동은 강체(rigid body) 모델로 표현할 수 있다. 압축기는 로터(rotor)의 회전 주파수(부하에 따라 전원 주파수 보다 약 2~4Hz 정도 낮아짐)에서 가장 큰 진동 변위를 보인다. 반면, 몸체와 베이스의 고유 주파수는 일반적으로 수백 Hz 대역(3.2 마력의 경우, 몸체는 500Hz, 베이스는 900Hz 대역)에 존재한다. 따라서 압축기의 진동은 강체로 구성된 압축기와 이를 지지하고 있는 그로멧(그림 1, 재질이 고무이며, 압축기와 에어컨 세트사이에서 완충역할을 한다.)으로 모델할 수 있다(그림 3).

무게 중심에 가해지는 x, y 방향의 힘, F_x , F_y 과 모멘트 M 을 이용해 가진력을 일반화 하고, 조화 가진(harmonic excitation)을 가정하면, 운동 방정식은 다음과 같다(그림 3).

$$(2k_x - m\omega^2)X + 2k_x l_{CG} \Theta = F_x \quad (1)$$

$$(2k_y - m\omega^2)Y = F_y \quad (2)$$

$$\{2(k_x l_{CG}^2 - k_y L^2) - I\omega^2\} \Theta + 2k_x l_{CG} X = M_{CG} \quad (3)$$

여기서, m 은 압축기의 질량, l_{CG} 는 무게 중심의 높이, I 는 압축기의 회전 관성 모멘트 L 은 압축기로부터 그로멧까지의 거리이다.

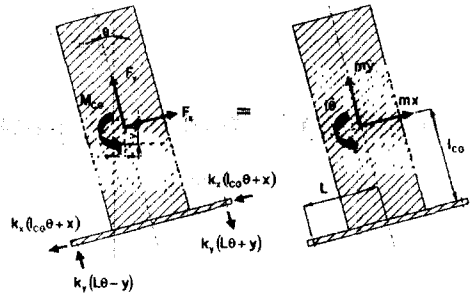


그림 3. 압축기의 저주파수 진동 모델

압축기의 강체 모드는 수 Hz 대의 낮은 공진 주파수를 갖으므로 $\omega^2 \gg 2k_x/m$, $\omega^2 \gg 2k_y/m$, $\omega^2 \gg 2(k_x l_{CG}^2 - k_y L^2)/I$ 와 같이 가정을 할 수 있다. 따라서, 식 (1)-(3)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$X = \frac{-I\omega^2 F_x - 2k_x l_{CG} M}{mI\omega^4} \quad (4)$$

$$Y = -\frac{F_y}{m\omega^2} \quad (5)$$

$$\Theta = \frac{2k_x l_{CG} F_x - m\omega^2 M}{mI\omega^4} \quad (6)$$

식 (4)-(6)에서 특이한 사항은 최종 변위 X , Y , Θ 가 베이스의 길이 L 과 관계없다는 사실이다. 즉, 전원 주파수 정도로 거동하는 압축기 진동에서 베이스의 형태는 크게 관여하지 않는다. 물리적으로는 거동이 질량제어영역(mass controlled region, [2])에 위치 함을 뜻하며, 베이스에 의한 강성이 최종 진동에 영향을 미치지 못함을 의미한다. 따라서, 압축기 전체 진동 변위의 제한은 베이스설계의 고려 대상이 아님을 알 수 있다.

이러한 사실은 간단한 실험을 통해 확인할 수 있다. 그림 4는 서로 다른 그로멧(약 두 배의 길이

차이)을 사용하여 베이스의 강성을 변화시키고, 그 때의 진동 변위를 측정한다. x, y 의 두 방향의 가속도를 측정 후 적분하여 변위를 구하고, 두 주기를 그려 놓았다. 그림 4는 압축기가 전원 주파수에 따라 타원형의 운동을 하고 있으며, 그로멧의 변화에 따라 변위의 양이 변화하지 않음을 보여준다.

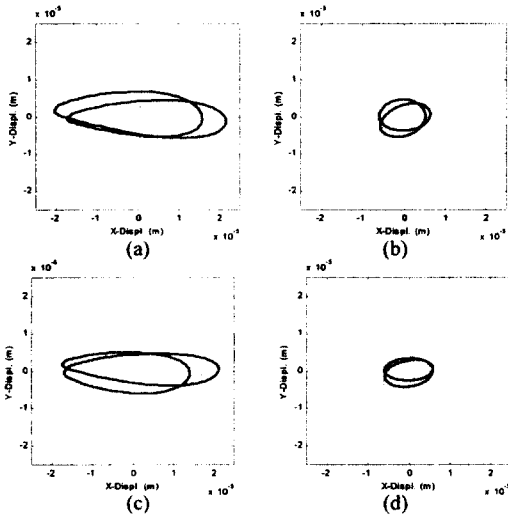


그림 4. 두 배의 길이 차이가 있는 그로멧을 사용하였을 경우, 압축기 상단부와 하단부의 진동 변위. 긴 그로멧: (a) 상단부 진동 (b) 하단부 진동. 짧은 그로멧: (c) 상단부 진동 (d) 하단부 진동

3. 압축기의 소음규격과 베이스의 소음

전체 압축기 소음에서 베이스에 의한 소음이 차지하는 대략적인 비율은 압축기 몸통과 베이스의 방사효율을 비교하여 구할 수 있다. 압축기는 동일한 가진원에 의해서 가진되므로 상관관계법 [3] 등 기존의 주파수 영역에서 사용하는 소음원 파악 방법을 사용할 수 없다. 따라서, 본 연구에서는 간단한 모델링을 통해 압축기 몸통과 베이스에서 발생하는 소음을 모델하고, 이를 통해 두 소음의 크기를 대략적으로 비교한다.

압축기의 몸통과 베이스의 소음은 여러 개의

쌍극 음원(dipole sound source)을 통해 모델할 수 있다(그림 5). 압축기의 몸통에 대한 모드 해석을 수행하여 보면 3 kHz 이하에서는 모두 쌍극 음원 형

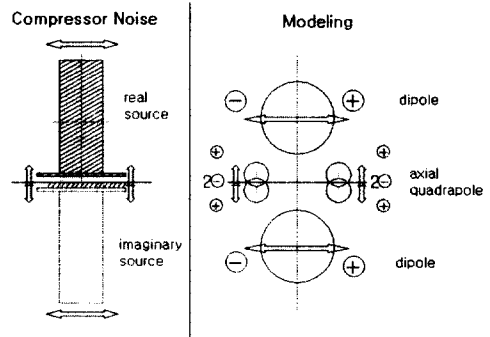


그림 5. 쌍극음원을 이용해 모델한 압축기의 소음원.

태의 모드 형상을 갖는다(표 1). 베이스의 네 발도 캔틸레버 보(Cantilever beam)형태로 움직이므로 쌍극 음원으로 모델할 수 있다(표 2). 뒤틀리는 형태로 나타나는 베이스모드는 방사 효율이 낮으므로 쌍극 음원으로 모델하여 안전하게 고려 할 수 있다. 소음이 측정되는 반무향실[4]의 강제 바닥에서 반사되는 영향은 가상음원 방법(method of image method[5])을 이용해 모델할 수 있다.

표 1. 3.2 마력 압축기 몸통의 공진 주파수 및 모드 형상 (실험결과)

Natural Freq. (Hz)	578	640	1004	1260
Mode Shape				
Natural Freq. (Hz)	1475	1676	2018	2562
Mode Shape				
Natural Freq. (Hz)	2722	3020	3098	3328
Mode Shape				

그림 5의 모델은 주파수가 높아져 몸통의 크기가 파장에 비해 무시할 수 없을 정도로 커지면, 쌍극 음원 가정이 파괴되는 단점을 가지고 있다. 하

지만, 몸통의 소음이 실제 보다 작게 계산되므로 베이스설계에 사용할 수 있다.

표 2. 3.2 마력 압축기 베이스(인경압입형)의 공진 주파수 및 모드 형상 (실험결과)

Natural Freq. (Hz)	852	916	1008	1828
Mode Shape				
Natural Freq. (Hz)	1896	1758	3870	3802
Mode Shape				
Natural Freq. (Hz)	3934			
Mode Shape				

그림 5의 모델링에서 베이스에 의한 쌍극음원은 가상음원과 매우 가까운 위치에 존재하므로 축방향 사극음원(axial quadrapole, [6])로 구성된다. 따라서, 베이스소음의 비교는 쌍극음원과 사극음원의 크기 비교로 요약할 수 있다. 속도 v_d 와 v_q 를 갖는 쌍극음원과 사극음원의 파워는 각각 다음과 같다[6].

$$\Pi_{dipole} = \frac{8\pi^5 f^4 \rho_0 v_d^2 D^6}{3c^3} \quad (7)$$

$$\Pi_{dipole} = \frac{8\pi^5 f^6 \rho_0 v_q^2 d^8}{7c^5} \quad (8)$$

여기서, D와 d는 각각 쌍극음원과 사극음원의 특성길이이다.

또한 $v_d = v_q$ 일 경우에 대해 두 파워의 비를 구해 보면 다음과 같다.

$$\frac{\Pi_{BASE}}{\Pi_{몸통}} \approx \frac{\Pi_{quad}}{\Pi_{dipole}} = \frac{3\pi^2}{7} \left(\frac{d}{\lambda}\right)^2 \left(\frac{d}{D}\right)^6 \quad (9)$$

식 (9)를 이용해 두 파워의 비를 비교해 보면, 0~3000Hz 범위에서 파워의 비가 -40 dB 이하로 매우 작다 물론, 공진에 의해 베이스의 속도 v_d 가

몸통의 속도 v_q 에 비해 증폭될 수는 있으나, 그로 멧의 댐핑계수 ζ 가 0.2 이상이므로 크게 증폭되지 않는다. 따라서, 베이스의 설계에 있어서 베이스단독으로 발생시키는 소음은 특별히 고려할 필요가 없다.

압축기 근처(30cm)에서 측정된 소음 신호성분 중에서 몸통과 발의 공진 성분을 구별하여 보면 이러한 사실을 간접적으로 확인할 수 있다. 그림 6은 이 실험을 위한 실험 장치이며, 그림 7은 그 결과를 표시한다. 베이스에서 측정된 가속도(그림 7(a))는 베이스의 공진 주파수가 900, 1800Hz 부근에 존재함을 나타낸다. 하지만, 압축기의 소음 신호에는 이러한 베이스의 공진 성분이 거의 나타나지 않고 있다(그림 7(b)). 소음에 나타나는 공진 주파수(2,200Hz)는 몸통의 공진 주파수임을 그림 7(c)에서 확인할 수 있다. 따라서, 압축기의 소음에는 베이스의 영향이 거의 미치지 않고 있음을 확인할 수 있다.

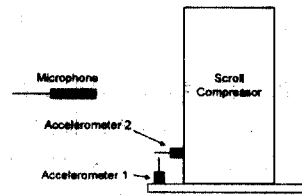
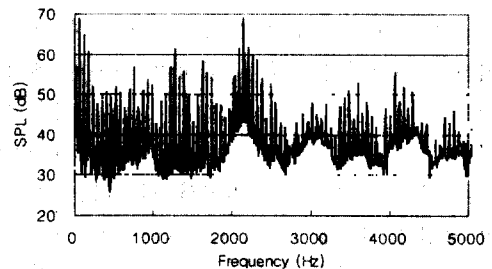
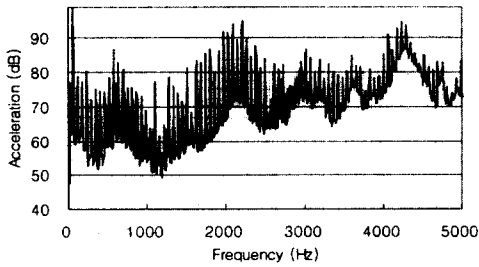


그림 6. 전체 압축기 소음에 미치는 베이스 공진 소음의 영향도를 평가하기 위한 실험

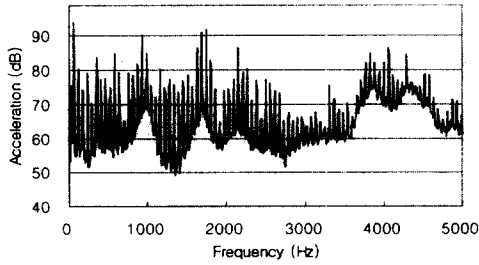


(a)

그림 7. (계속)



(b)



(c)

그림 7. 압축기 근처(30cm)에서 측정된 소음 및 몸통과 베이스의 진동 신호 (a) 소음 신호 (b) 몸통의 진동신호 (c) 베이스의 진동신호

4. 전달력 규제와 베이스의 형상

4.1. 저주파수 전달력

압축기의 진동 전달력 문제는 전달력의 주파수 대역에 따라 달리 생각할 수 있다. 베이스를 강체로 모델할 수 있는 저주파 대역에서는 그림 3의 진동 모델을 사용할 수 있다. 고주파수의 경우, 베이스자체의 공진이 발생하므로 이를 고려한 모델이 필요하다.

저주파수 대역에서 베이스를 통한 전달력은 그림 3에 보여지는 것과 같이 x, y 방향이 존재한다. 조화 가진(harmonic excitation)을 가정하면, y 방향의 전달력은 다음과 같다.

$$R_y = k_y(L\Theta - Y) \quad (11)$$

식 (11)은 베이스의 길이 L 과 저주파수 전달력과의 관계를 나타낸다. 식 (11)에서 변위 Θ 와

Y 는 베이스의 형상과 관계없이 압축기 자체의 가진력에 의해 결정된다(2장). 따라서, 전달력 R_y 는 베이스의 길이 L 과 그로맷의 강성 k_y 에 의해 결정된다. 결과적으로, 베이스의 저주파 전달력은 베이스의 길이 L 과 직접적인 관계를 갖으며, L 을 줄이면 전달력 R_y 가 감소함을 알 수 있다.

물론, 베이스의 길이 L 을 줄이는 것에는 제약이 있다. 베이스의 길이 L 이 짧으면 정적인 힘(static force)을 견디지 못하게 된다. 수평 방향으로 정적인 힘이 가해졌을 때 발생하는 토크는 베이스를 통해 에어컨에 직접 전달된다. 따라서, L 을 줄일수록 그로맷 부분에 가해지는 정적인 하중이 커지고, 그 결과 에어컨 세트에 변형을 발생시킬 수 있다. 따라서 에어컨 세트의 변형 강도를 고려하여 L 의 아래측 길이 제한(lower limit)을 결정하여야 한다.

4.2 고주파수 전달력

고주파수 대역(300 ~ 3,000kHz)에서의 베이스 진동은 그림 8과 같이 모델할 수 있다. 베이스는 압축기의 진동에 의해 가진되고, 베이스의 변위는 그로맷의 강성에 의해 에어컨으로 전달된다. 몸통의 공진주파수(반경방향)는 3kHz 이상에서 나타나므로, 몸통과 베이스의 연성(coupling)은 무시할 수 있다. 따라서, 베이스에는 일정한 변위가 가해진다고 가정할 수 있다.



그림 8. 베이스의 고주파수 진동 모델. 몸통의 진동에 의해 베이스가 가진되고, 그로맷을 통해 에어컨으로 가진력이 전달된다.

그림 8의 모델로부터 주요 설계 변수를 결정할 수 있다. 고주파 가진력이 베이스의 형상과 관계없이 결정되므로 전달력은 전달함수에 의해 결정된다.

베이스는 일반적으로 3kHz 이내에 공진주파수를 포함하므로, 전달함수는 공진주파수에서 큰 증폭비를 갖는다. 따라서, 가진력의 주요 주파수 대역과 베이스의 공진 주파수의 위치가 고주파수 가진력을 결정한다.

그림 7에 표시한 2.5마력 압축기의 경우에는 주요 가진주파수 대역과 베이스의 공진주파수가 일치하지 않는다. 몸통 진동의 가진력은 2,200Hz에 존재하고, 베이스의 공진주파수는 900, 1,700Hz에 존재한다. 따라서, 2,200Hz의 가진력이 크게 증폭되지 않는다.

베이스의 공진주파수는 베이스의 형상에 의해 결정된다. 베이스 발의 길이(L), 발폭의 각도(ϕ), 발의 높이(H), 옆날개의 폭(W)의 변형에 따라서 공진주파수가 변화한다. 따라서, 이러한 변수 중 공진 주파수 변화에 가장 민감한 영향을 주는 형상을 구체적인 설계변수로 선정할 수 있다.

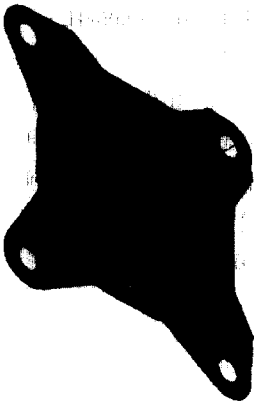


그림 9. 외경 압입형 베이스의 수치해석 모델 (용접부위를 고정(fixed) 조건으로 하고, 재료 상수를 조절하여 공진주파수를 조절함)

표 3은 발폭 각도(ϕ), 발 높이(H), 옆날개 폭(W)의 변화에 따른 공진주파수의 변화를 수치해석(그림 9)을 통해 구한 결과이다. 결과는 발폭의 각도(ϕ)를 변화가 공진 주파수 변화에 가장 효과적임을 나타낸다.

표 3. 베이스형상 변화에 따른 공진주파수의 이동

No.	발폭 각도		W 5mm 축소		φ 5° 축소		φ 5° 축기		H 1mm 축기	
	f ₀ (Hz)	f ₁₀ (Hz)	Δf ₀ (Hz)	f ₀ (Hz)	Δf ₀ (Hz)	f ₀ (Hz)	Δf ₀ (Hz)	f ₀ (Hz)	Δf ₀ (Hz)	f ₀ (Hz)
1	914	848	57	85	2.2	86	-48	814	0	
2	927	935	8	94	14	916	-41	882	-61	
3	1053	1038	-15	1074	21	1009	-44	917	-136	
4	1860	1805	-55	1896	36	1758	-102	1882	22	
5	1893	1848	-45	1970	77	1791	-102	1922	29	
6	1916	1932	16	2029	113	1838	-78	1977	61	
평균			-10		48		-69		-15	

5. 결론

전체 압축기와 세 가지 소음 진동 규격에 비추어 베이스의 특성을 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 베이스의 형상과 운전주파수 정도의 저주파 변위 사이에는 상관관계가 없다.
- 2) 압축기 전체 소음에 베이스 소음이 차지하는 비율은 동일한 속도에서 40dB 이하로 매우 작다.
- 3) 저주파수 전달력은 컴프레서의 전체 크기 L을 감소시킬수록 감소하며, 크기는 L에 선형적으로 비례한다
- 4) 고주파수 전달력은 공진주파수의 조절로 감소시킬 수 있으며, 공진주파수 변경에 가장 효과적인 변수는 발의 각도이다

참고문헌

- [1] 이진갑, 이동수, 이병철, "스크롤 압축기 소음원의 실험적 규명," 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp 710-716, 1999.
- [2] S. S. Rao, "Mechanical Vibration," Addison-Wesley, New York, chapter 3, 1990.
- [3] J. S. Bendat, "Modern Analysis Procedures for Multiple Input/Output problems," J.Acoust.Soc.Am., Vol. 68, pp. 498-502 1980.
- [4] KS A 0705, "무향실 또는 반무향실에서의 음향파위 레벨 측정방법."
- [5] A. D. Pierce, "Acoustics," McGraw-Hill, New York, Chapter 5, 1981.
- [6] P. M. Morse and K. U. Ingard, "Theoretical Acoustics," McGraw-Hill, New York, pp. 312-318, 1968.