

공조용 밀폐형 압축기의 토출부 압력맥동 및 케비티 공명에 대한 연구

이진갑[†]

LG전자 홈어플라이언스 연구소

Study on Pressure Pulsation and Cavity Resonance in Discharge Plenum of Hermetic Compressor

Jin-Kab Lee[†]

Home Appliance Research Laboratory, LG Electronics, Seoul 153-023, Korea

(Received October 4, 1999; revision received December 4, 1999)

ABSTRACT: The major source of noise in air-conditioner is a compressor. Therefore, noise reduction in a compressor is quite significant as an element technology in air-conditioner field. Recently, a scroll compressor is widely used, because a scroll compressor features lower noise, due to less pulsation of gas pressure, than that of the rotary compressor. During a past noise reduction effort on a scroll compressor, noise radiation from the discharge portion of the hermetic shell was identified as the major contributor to overall noise. For a reduction of noise, the source of noise at the discharge portion must be identified. This paper presents detailed analyzes for the discharge pressure pulsation and cavity resonance at discharge space, which will make possible a low noise design of a scroll compressor.

Key words: Hermetic compressor(밀폐형 압축기), Pressure pulsation(압력 맥동), Cavity resonance(케비티 공명)

1. 서론

에어컨에 사용되는 밀폐형 압축기는 냉매를 흡입하여 압축시키는 에어컨의 핵심부품으로 70년대 왕복동식, 80년대 로터리식에 이어 90년 이후 스크롤식 압축기의 적용이 급속도로 확장되고 있다. 국내에서도 최근 LG전자, 경원세기가 양산에 본격 돌입하고 있는 상황이다.

스크롤 압축기가 기존의 왕복동, 로터리 압축기를 대체하고 있는 이유는 압축부하의 토크변동이 작고 밸브가 없어 진동, 소음에 유리할 뿐 아니라 효율이 높기 때문이다. 근래, 압축기의 저소음화가 중요한 과제로 대두되어 연구가 집중되고 있으나 대부분이 왕복동, 로터리 압축기에 대한 것으로 스크롤 압축기에 대한 연구는 상대적으로 적다. 스크롤 압축기의 적용영역이 점차 확대되고, 가변속화 됨에 따라 최근 국외에서 연구를 활성화하고 있으나, 국내에서는 양산초기로 저소음화의 연구에 본격 진입하고 있는 상황으로 이에 대한 연구 발표는 거의 없

[†] Corresponding author

Tel.: +82-551-260-3824; fax: +82-551-260-3507

E-mail address: jklee@lge.co.kr

다. 소음저감을 위해서는 소음을 발생시키는 원인 및 전달경로에 대한 규명이 선행되어야 한다. 일반적인 압축기의 소음은 압축부와 모터부의 가진원이 압축기 구성부재를 공진시켜 나타나는 고체전달음, 냉매가스의 압력맥동과 밀폐공간내부의 공명에 의한 유체 및 공기전달음, 강체의 진동에 의한 저주파수 영역의 강체전달음으로 구성된다. 이 소음원들 중에서 토출부에서 발생하는 압력맥동과 토출되는 밀폐공간의 공명에 의한 소음이 제일 크게 나타난다⁽¹⁾. 토출부에서의 소음과 관련된 연구를 보면 로터리 압축기는 리드(reed)형의 밸브가 존재하여 토출가스와 밸브의 복잡한 상호작용에 의해 고주파의 압력맥동이 발생하는데, 이 압력맥동이 소음에 미치는 영향에 대한 연구 및 소음저감을 위해 머플러를 적용한 연구가 많이 진행되어 왔다⁽¹⁾. 한편, 스크롤 압축기는 로터리 압축기와는 달리 토출부에 정지시의 역류를 방지하는 체크밸브를 사용하고, 압축토크 변화폭도 작아 상대적으로 운전소음에 유리하므로 리드(reed)형의 체크밸브를 사용한 경우 이외는 로터리 압축기와 같은 토출 머플러를 사용하는 경우가 많지 않다. Sano⁽²⁾는 리드(reed)형의 체크밸브를 사용한 1마력급의 소형, 횡형 스크롤 압축기를 대상으로 토출가스 압력맥동과 케비티 공명의 소음기여도에 대해 분석하고, 머플러를 적용하여 저소음화를 시도하였다. Nieter⁽³⁾는 스크롤 압축기에서 토출공간의 음향특성을 해석하기 위한 여러 방법에 대한 비교분석을 하였다. 본 연구는 패키지(package)에어컨에 사용되는 3마력급의 입형 스크롤 압축기에 대해 플로팅(floating)되는 판(plate)형 체크밸브를 사용한 토출부에서의 소음발생원에 대한 연구로, 토출가스 압력맥동 및 토출공간(cavity)의 음향특성과 소음과의 관계를 해석 및 실험적으로 규명하여 고찰한다.

2. 스크롤 압축기

본 연구의 대상물인 3마력 입형 스크롤 압축기의 개략도는 Fig. 1에 표시되어 있다. 크기는 직경 146mm, 높이 약 400mm이고 60Hz로 구동되며 냉매는 R22를 사용한다. 압축기구부는 고정스크롤, 선회스크롤 및 올담링(oldham ring)으로 구성되며, 고정스크롤의 토출포트(port)상단에는 역

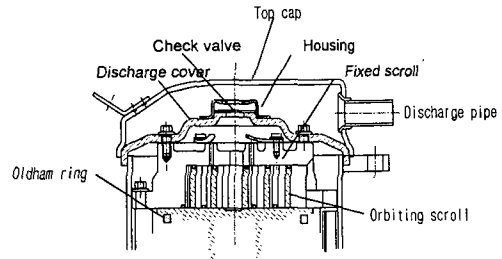


Fig. 1 Cross-sectional view of discharge part.

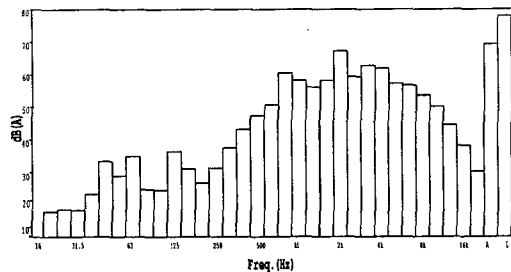


Fig. 2 Typical noise spectrum.

회전방지를 위해 고정되어 있지 않은 판(plate)형의 체크밸브가 설치되어있다. 냉매가스는 흡입관에서 선회, 고정스크롤로 구성된 압축기구부로 흡입되어 압축되고, 압축된 냉매가스는 고정스크롤 상단의 토출포트를 통해 토출격막(discharge cover)하단의 공간으로 유입된 후, 상단에 설치된 체크밸브를 밀어 상부캡(top cap)의 공간으로 토출된다. 토출가스는 압축기 회전수의 고주파성분의 압력맥동이 존재하는데, 압력맥동 주파수가 토출공간(cavity)의 공명주파수와 만나 증폭될 때 특정주파수에서 높은 소음이 발생된다. Fig. 2는 ARI 시험조건(흡입압: 0.64 MPa, 토출압: 2.19 MPa)하에 ISO 3744 규격에 의해 사운드 파워(sound power)로 측정된 소음 스펙트럼을 1/3 옥타브 밴드(octave band)로 나타내었다. 0.5 kHz에서 4.5 kHz까지의 광대역의 소음특성을 보이며, 0.8 kHz, 2 kHz, 3 kHz 주파수대역이 상대적으로 높은 것을 알 수 있다. 스크롤 압축기 표면에서 방사되는 소음을 각 부위별로 측정하여 방사에너지로부터 내부에 조립된 부재의 소음기여도를 조사하기 위해 소음 인텐시티(intensity)를 측정하면, 800 Hz대역의 소음은 흡입부 및 토출부, 1.6 kHz대역은 압축부, 2 kHz대역은 모터, 2.5

kHz~3.15 kHz 대역은 상부캡에서 주로 소음이 발생한다.

3. 수치해석

3.1 토출부의 유동해석

토출 압축공간의 가스유동을 비정상 3차원 압축성유동이라고 가정하면 지배방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial p T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho T U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i t} \right] \quad (3)$$

여기서, U_i, U_j 는 x_i, x_j 방향의 평균속도, T 는 평균온도, P 는 압력, ρ 는 유체밀도, $\overline{u_i u_j}$, $\overline{u_i t}$ 는 레이놀즈 응력과 열유동(heat flux)이다.

본 연구의 토출부 유동해석은 CFD 상용패키지인 Fluent를 사용하였으며, 수치계산을 위한 모델과 경계조건은 문헌⁽⁴⁾에 주어져 있다.

3.2 압력맥동 및 음향해석

토출포트에서 토출공간으로 나가는 질량유동량 \dot{m} 는 가스누설을 오리피스 유동으로 간주하여 아래 식으로부터 구할 수 있다.

$$\dot{m} = C_d A_{drain} P_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{P_r^{2/k} - P_r^{(k+1)/k}} \quad (4)$$

여기서 C_d 는 유량계수, A_{drain} 은 토출포트의 유로 면적, T, R, k 는 각각 온도, 기체상수 및 비열상수이다. P_r 은 토출포트와 토출공간의 압력 P_u, P_b 의 비로써 $P_r = P_u/P_b$ 와 같다. 맥동주파수 f 는 1차원 파동방정식에서 개략적으로 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \frac{c}{l} \text{ [Hz]} \quad (5)$$

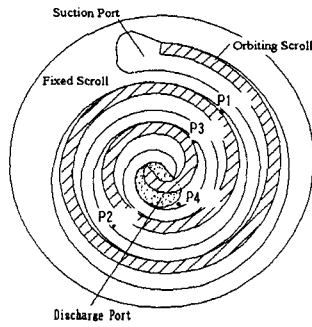
여기서, c 는 냉매가스의 음속(m/s), l 은 케비티의 최대요소의 전달길이이다. 이 맥동주파수는 토출 밀폐공간내로 유입되는데 밀폐공간의 공명 특성은 BEM에 의한 수치해석이나, 아래의 파동방정식에 의해 구할 수 있다.

$$P = \frac{k}{\rho} \nabla^2 P \quad (6)$$

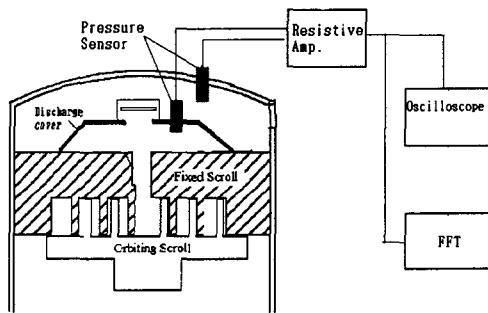
여기서, P 는 음압, ρ 는 매질의 밀도, $k(=\rho c^2)$ 는 체적팽창율, c 는 음속이다. 토출공간의 공명주파수 및 음향모드를 이론적으로 규명하기 위한 음향해석은 토출공간의 형상이 복잡하기 때문에 형상을 단순화하여 음향해석을 행하지만 정확한 해석이 힘들다. 본 연구는 토출공간의 실제형상을 모델링하여 3차원 음향해석 패키지인 SYSNOISE를 사용하여 음향해석을 행하였다. 실제 사용하는 냉매는 R22로 공기와 음속(공기 : 340 m/s, R22 : 161 m/s)이 다르기 때문에 보정을 하였다.

4. 실험장치 및 방법

본 장에서는 토출부의 가스압력맥동 및 토출공간의 특성을 실험적으로 규명하기 위한 장치 및 실험방법에 대해 설명한다. Fig. 3은 스크롤 압축공간 및 토출공간의 압력맥동을 측정하기 위한 압력센서의 배치도 및 측정장치이다. Fig. 3(a)는 스크롤 압축실내 압축공간의 가스압력맥동을 측정하기 위해 고정스크롤의 압축실에 4개의 상대압력센서(Kisler 6051)를 설치하였다. 토출포트 부근의 압력센서 위치는 P4 이다. Fig. 3(b)는 토출공간의 가스압력맥동을 측정하기 위한 장치로, 토출격막(discharge cover)을 중심으로 상부와 하부의 각 공간에 절대압력센서(Kisler 4073)를 설치하였다. Fig. 4는 토출공간의 공명특성을 측정하기 위한 장치로 공기중에 스피커로 토출공간을 가진시켜 상부캡에 설치한 마이크로폰으로 음향특성을 계측하였다. 압축기 운전중의 공명주파수는 공기중의 측정한 공명주파수의 약 절반의 주



(a) Compression space



(b) Discharge space

Fig. 3 Test set-up for pressure pulsation.

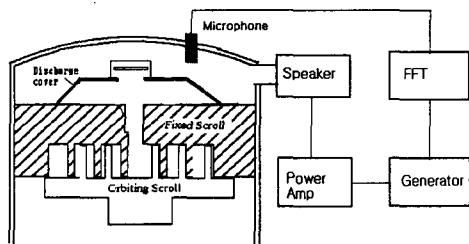


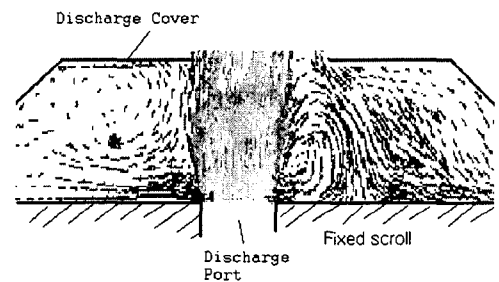
Fig. 4 Test set-up for discharge cavity resonance.

파수를 가지는데, 공기중의 측정된 주파수를 냉매의 음속을 고려하여 환산하였다.

5. 결과 및 고찰



(a) Upper part of discharge cover



(b) Lower part of discharge part

Fig. 5 Gas flow in discharge space.

5.1 토출공간내 유동특성

Fig. 5는 토출포트에서 토출공간내의 압축가스 유동을 CFD로 해석한 결과로 (a)는 토출격막 상단과 상부캡 사이의 공간, (b)는 토출격막 하단과 고정스크롤 사이의 공간에서의 유동현상을 보여주고 있다. Fig. 6은 토출공간의 가스 유동방향 속도벡터로 나타낸 것으로, 비대칭의 매우 복잡한 유동 현상을 볼 수 있다. 토출포트를 나온 유동입자는 수직으로 분출되어 직접 체크밸브에 인가되는 반면, 다른 입자들은 토출포트로 역류가 발생하는데, 이 현상은 토출격막 하부에서 특히 심하게 발생됨을 알 수 있다.

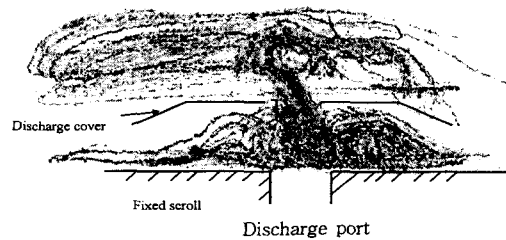


Fig. 6 Particle path lines in discharge space.

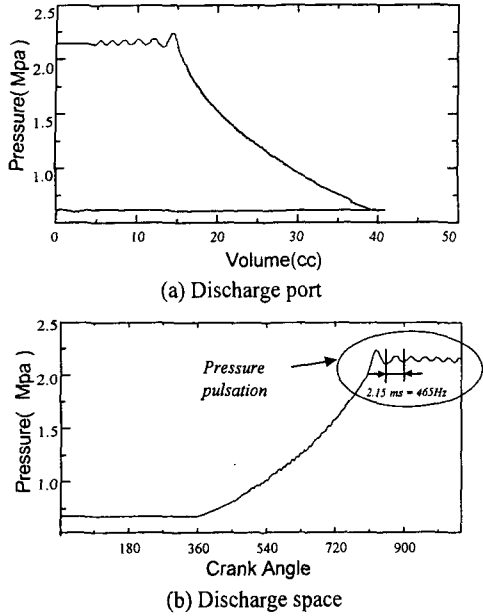


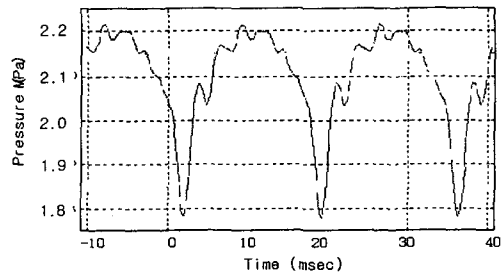
Fig. 7 PV diagram and discharge pulsation in compression space.

5.2 토출포트 근방의 가스압력맥동

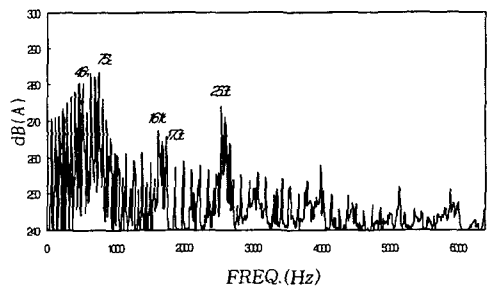
Fig. 3(a)의 위치에서 측정된 각 포트에서의 압력신호를 중첩하여 PV선도로 나타내면 Fig. 7(a)와 같고, 토출포트 근방의 P4에서 측정된 압력맥동은 Fig. 7(b)에 나타내었다. 토출행정시 압력맥동 파형에 약 465 Hz의 저주파수 성분을 볼 수 있는데, 이는 부족압축 및 토출공간의 역류에 의한 것으로 토출순간에 토출공간의 고압가스가 압축실내로 유입되는 현상이 순간적으로 발생되기 때문이다. 이 압력맥동 주파수는 토출공간으로 전파되어 토출공간의 공명주파수와 만나면 소음에 직접적인 영향을 준다. 로터리 압축기나, Sano⁽²⁾의 경우 높은 주파수의 가스압력맥동을 볼 수 있는데, 이는 고정스크롤 상단에 고정된 리드(reed)형의 밸브를 사용하여 밸브의 강성과 토출가스와의 복잡한 상호작용에 의해 토출포트 근방에 급격한 압력변화가 발생하기 때문이다. 본 연구는 공간에서 자유로이 움직이는 플로팅(floating)형의 체크밸브를 사용하여 상대적으로 고주파 성분의 발생이 적다.

5.3 토출공간의 압력맥동

Fig. 3(a)에서 측정된 토출공간에서의 압력을 시간영역과 주파수영역으로 나타내면 각각 Fig. 8(a), 8(b)와 같다. Fig. 8(a)에서 보듯이 스크롤 압축기는 로터리 압축기와는 달리⁽¹⁾ 토출순간의 급격한 압력피크 파형이 나타나지 않고 완만한 압력파형을 볼 수 있다. Fig. 8(b)에서 토출공간의 가스압력 맥동주파수는 800 Hz이하, 1.6 kHz ~ 1.8 kHz, 2.5 kHz ~ 2.8 kHz에서 크게 나타난다. 토출포트의 압력맥동 주파수 465 Hz는 800 Hz이하의 주파수에 실려 있으나, 현저하게 나타나지 않는다.



(a) Time domain



(b) Frequency domain

Fig. 8 Pressure pulsation in discharge space.

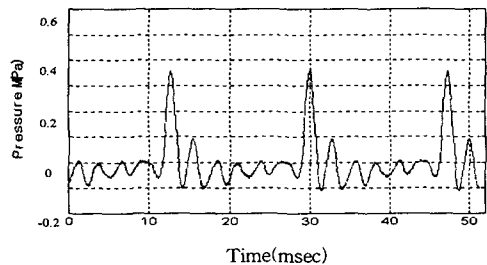


Fig. 9 Pressure difference between upper and lower part of the discharge cover.

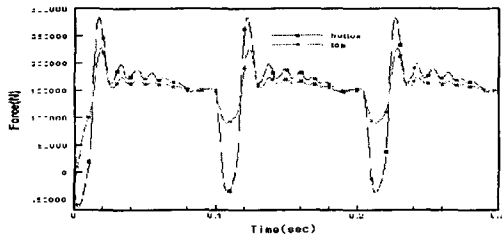


Fig. 10 Pressure force on check valve.

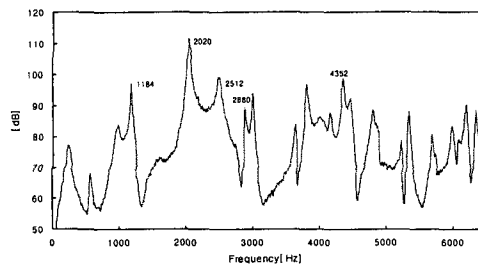






Fig. 11 Measured discharge cavity resonance.

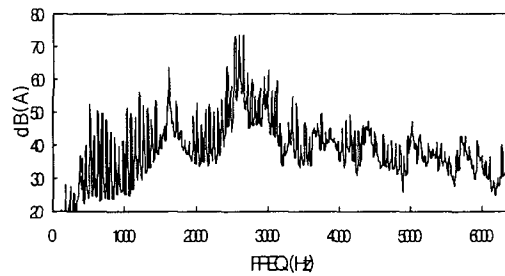
토출공간은 토출격막을 기준으로 상,하부로 구분되는데, 상,하부의 압력차는 Fig. 9와 같고, 상,하부의 압력에 의해 체크밸브에 인가되는 힘을 CFD로 계산하면 Fig. 10에 나타낼 수 있다. 토출격막 하부의 압력맥동의 크기가 상부보다 크다.

5.4 토출공간의 공명특성

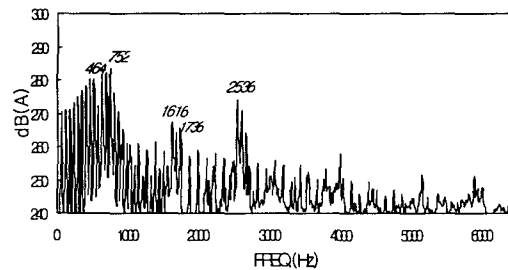
Fig. 4의 장치로 측정된 토출공간의 공명특성을 Fig. 11에 나타내었다. 공기중에서 측정된 주파수는 1184 Hz, 2040 Hz, 2512 Hz, 2880 Hz에서 공명주파수가 나타나는 데 이를 냉매(R22)로 환산하면 735 Hz, 1267 Hz, 1550 Hz, 1789 Hz이다. Table 1에 토출공간 공명주파수와 모드를 SYSNOISE로 해석한 결과와 실험결과를 비교하였으며, 오차는 최대 9%로 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. SYSNOISE로 계산한 공명모드는 735 Hz에 반경방향에 1차 단극자 모드, 1267 Hz에 쌍극자 모드가 있음을 알 수 있다. 토출공간의 압력맥동 피크주파수중 800 Hz이하와 1.6 kHz~1.8 kHz는 토출공간의 공명주파수와 만나 소음을 발생시킨다.

Table 1 Resonance frequencies and mode shape in discharge space

Mode	Calculation	Experiment		Error (%)
	[Hz]	Air	R22	
	700	1184	735	5
	1190	2040	1267	6
	1490	2512	1550	3.8
	1618	2880	1789	9



(a) Pressure pulsation



(b) Noise

Fig. 12 Spectrums of pressure pulsation and noise at top cap.

5.5 압력맥동과 소음과의 관계

스크롤 압축기의 소음의 대부분이 토출부가 위치한 상부캡에서 나타나는데, 상부캡의 가진원을 규명하기 위해 토출공간의 가스압력맥동과 상부캡 표면에서 10 cm 떨어진 지점의 소음을 측정하여 Fig. 12에 나타내었다. 1.6 kHz, 2.5 kHz 대역의 소음 피크 주파수는 압력맥동의 피크주파수와 일치함을 알 수 있다. 상부캡을 임팩트 햄머 (impact hammer)로 가진하여 주파수 응답함수 (Frequency Response Function)를 구하면 1차 공진주파수는 2.7 kHz에 나타나는데, 이 주파수는 2.5 kHz~2.7 kHz의 압력맥동 주파수와 서로 일치한다. 결국, 이 압력맥동 주파수가 상부캡을 가진시켜 소음으로 나타남을 알 수 있다.

6. 결론

스크롤 압축기의 주요 소음원인 토출부의 압력맥동과 토출공간의 공명을 실험과 해석을 통해 분석한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 스크롤 압축기의 소음을 발생시키는 주가진원은 일정한 유동에 의한 소음보다는 토출부의 토출가스 압력맥동에 의한 소음이 지배적이다.

(2) 토출공간내 압축가스의 유동현상을 CFD로 규명하고, 토출포트와 토출공간의 압력맥동을 실험적으로 구하였다. 또한, 토출공간의 음향특성을 실험과 수치해석을 통해 운전시에 발생하는 공명 주파수와 모드를 예측하였으며, 그 결과는 잘 일치함을 알 수 있었다.

(3) 스크롤 압축기의 소음은 토출부에서 대부분 발생하는데, 700 Hz이하, 1.6 kHz근방의 토출공간의 가스 압력맥동 주파수는 토출공간의 공명주파수와 만나 소음을 발생시킨다. 2.7 kHz 근방의 상부캡에서 발생하는 소음은 상부캡의 공진주파

수로 토출공간의 가스압력맥동이 주가진원으로 작용한다.

(4) 압축행정중에 토출포트근방의 가스압력맥동은 부족압축에 의한 것으로 압축후 순간적으로 토출공간에서 토출포트로의 역류로 발생되며, 압축기 내부공간으로 전파되어 직접, 간접적으로 소음을 유발한다.

(5) 토출부의 압력맥동과 공간의 공명특성은 스크롤압축기 소음저감을 위해 제일 효과적인 부분으로 머플러의 최적설계나 공간의 특성을 변경함으로써⁽²⁾ 효과적으로 줄일 수 있다.

참고문헌

1. H.Iwata, M.Nakamura, O.Matsusita, M.Sutou, 1990, Vibration and Noise reduction of Compressors for Air-Conditioner, Trans. of the JSRAE, Vol. 7, No. 2, pp. 1-13.
2. K.Sano, S.Kawahara, T.Akazawa, N. Ishii, 1997, Experiment Study for Reduction of Noise and Vibrations in Hermetic Compressor (2nd Report: Noise due to Cavity Resonance in various Compressor Spaces), Trans. of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 137-148.
3. J.J.Nieter, 1995, Modeling Internal Acoustics of a Compressor Discharge Manifold, Inter-Noise Conference, pp. 1199-1204.
4. J.K.Lee, H.S.Rew, 1999, Study on Unsteady Flow and Check Valve Behavior in Discharge Space of Scroll Compressor, Journal of Fluid Machinery(Korea), Vol. 2, No. 4, pp. 108-113.