

# Screw Compressor 의 음향 공진 사례 소개 및 현상 규명

## Noise Control of Screw Compressor in case of Acoustic Resonance

이철원† 김노성\* 허주호\*\*

Lee Chulwon, Kim Nhoseong and Heo Jooho

### 1. 서론

일반적으로 선박에 사용되는 Compressor Type 은 크게 Reciprocating Compressor, Centrifugal Compressor 와 Screw Compressor 로 나뉜다.

본 논문은 Screw Compressor 의 실선 적용 중 Discharging Module Silencer 의 음향 공진으로 인한 Female Rotor 의 과도 진동 및 소음 문제가 발생하여 이의 원인 파악 및 해결 과정을 소개한다.

### 2. 본론

#### 2.1 대상 Screw Compressor 소개 및 API 규격



Fig. 1 Screw Compressor



Fig. 2 Rotor System of Screw Compressor

Fig. 1 과 같은 Screw Compressor 는 Fig. 2 와 같은 Rotor System 으로 이루어져 있으며 이에 적용되는 Bearing Part 에서의 진동 규정은 일반적으로 API619 이며, 본 논문의 대상인 Compressor 의 Guideline 은 Table 1 과 같다.

A619 4 <sup>th</sup>	A619 3 <sup>rd</sup>
"A" shall be the lesser value of $\sqrt{(1.03 \cdot 10^7 / rpm)}$ in $\mu m$ $\sqrt{(16000 / rpm)}$ in mils or 50% bearing clearance	A shall be the lesser value of: $\sqrt{1.03 \times 10^7 / rpm}$ in $\mu m$ $\sqrt{16,000 / rpm}$ in mils or 63 $\mu m$ (2.5 mils)
Bearing clearance (6.25mil)*0.5=3.125mils	2.5mils

Table 1 API 619 Guideline

#### 2.2 진동/소음 계측 결과

Compressor 의 진동 계측 결과 Female Rotor Discharge End X-Probe 에서 API619 3<sup>rd</sup> 규정(2.5mils) 을 초과하는 진동이 발생하였으며 Skid 영역에서 110dBA 이상의 과도 소음이 발생 하였다.

또한 Discharge Silencer Inlet Nozzle 에서 계측된 Acoustic Pressure 와 Vibration Peak 사이에는 강한 Correlation 이 존재하였다.

Compressor 의 작동 기체는 메탄이나 직접 이용할 수 없으므로 인하여 질소와 프레온 가스를 이용하였다. 또한 공진 Check 를 위하여 작동 RPM 을 변경하여 계측하였으며 계측 결과는 Fig. 3 과 Fig. 4 와 같다.

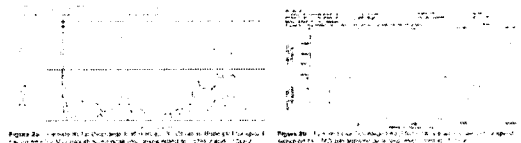


Fig. 3 Vibration Measurement Results

† 교신저자: 대우조선해양 진동소음 R&D  
 E-mail : cwlee77@dsme.co.kr  
 Tel : (055) 680-5551, Fax : (055) 680-2150  
 \* 대우조선해양 진동 소음 R&D 팀  
 \*\* 대우조선해양 진동소음 R&D 팀

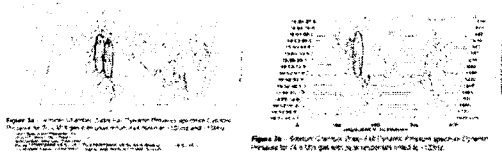


Fig. 4 Noise Measurement Results

작동 유체의 Molecular Weight 를 60.4(질소)와 74.6(프레온) 두 값에 대하여 계측을 수행 하였다.

진동 계측 결과 60.4 Mole Weight 에서는 138Hz(Nozzle 3<sup>rd</sup> Mode, 2100 rpm, Teeth Driven 140Hz) 와 160Hz(Chamber 0.586 Mode, 2350 rpm, Teeth Driven 157Hz)에서 과도 진동 현상이 발생 하였으며 74.6 Mole Weight 에서는 135Hz(Chamber 0.586 Mode, 2050 rpm, Teeth Driven 136.6Hz)에서 과도 진동이 발생 하였다.

Silencer Chamber 에서 계측된 Acoustic Pressure 의 Peak Frequency 는 RPM 에 비례해서 증가 하였으며 Pressure 의 Peak Level 값은 일정 주파수 영역에서 강해지는 현상을 관찰 할 수 있었다. 60.2 MW 의 경우 진동 계측 값과 마찬가지로 138/160Hz 영역에서 두 개의 Peak 가 관찰 되었으며 74.6 MW 의 경우 135Hz 영역에서 Peak 가 발생 하였다.

### 2.3 원인 고찰

계측 결과를 바탕으로 Compressor Internal Compression Pressure 와 Compressor Plenum Pressure 가 Fluid dynamic Excitation 을 생성하고 위의 Excitation 이 Silencer 의 공진 Mode 중 135Hz/160Hz 근방에서 일치하면 Rotor 의 Structural Resonance Mode 와 일치하여 과도 진동이 발생하는 것으로 예상할 수 있다.

따라서 Nozzle/Silencer 내부의 음장 Mode 가 변하면 이에 따라 진동 양상도 달라질 것으로 예측됨으로 음장 Mode 에 가장 큰 영향을 주는 Sound Velocity 를 바꾸기 위하여 작동 유체의 Molecular

Weight 를 변화 시키며 양상을 측정 ( $C \propto \frac{1}{\sqrt{M}}$ )

한 결과 Rotor 과도 진동의 Source 는 Compressor Internal Compression Pressure 인 것으로 확인되었다. (Silencer Chamber 의 Acoustic Pressure Peak 가 작동 RPM 의 해당 Frequency 에서 발생)

또한 Rotor 과도 진동은 Silencer Chamber 의 음향 공진 주파수와 Compressor Internal Compression

Pressure 의 주파수가 일치하는 Acoustic Resonance 에 의해 발생하는 것으로 계측되었다.(작동 유체의 Molecular Weight 를 변경 시 이에 상응하는 공진 주파수에서 과도 진동 발생)

### 2.4 방음 방진 안

Source 의 Strength 는 작동 유체의 Density 에 비례하며 Pressure 증가는 Density 증가를 수반한다. 또한 실제 환경에서는 Molecular Weight Control 이 불가능함을 고려 할 때 현재 System 에서 공진 회피는 불가능 한 것으로 판단되어 Discharge Silencer 의 크기 및 현상을 변경하였다.

### 3. 결론

본 논문에서 다룬 경우와 같이 선박에서 이용되는 대용량 Gas Compressor 의 진동 소음 문제 발생 시 이의 문제 원인 규명 및 해결에 있어서 가장 어려운 점은 실제 작동 기체를 이용한 실험이 불가능하며 실험 결과를 바탕으로 실 환경에서 진동 소음 현상에 대한 예측이다.

본 연구에서는 문제의 원인 규명을 위하여 각각의 Mole Weight 가 다른 기체를 이용하여 진동 소음 계측을 수행하여 문제의 원인이 Discharge Silencer 의 Pocket Passing Frequency 에서의 공진 문제임을 확인하였으며 작동 RPM 및 작동 압력의 변화량이 큼을 고려하여 Silencer 자체의 형상 및 크기를 음향 공진이 일어나지 않을 범위로 변경함으로써 문제를 해결하였다.