

터보냉동기의 소음원 파악 및 저소음화에 대한 연구

전완호*

A Study on the Identification of Noise Source and the Noise Reduction Method of a Turbo Chiller

Wan-Ho Jeon*

Key Words: Centrifugal Compressor (원심압축기), Aeroacoustics (공력소음), Silencer (소음기), Turbo Chiller (터보냉동기)

ABSTRACT

In this paper, we identify the noise source and the path of a chiller. This chiller is newly developed for R-134a refrigerant and 250 RT cooling capacity. The measured overall SPL of the developed turbo-chiller is about 100 dBA. Due to the high rotating speed of the centrifugal impeller, the main noise source of the chiller is the blade passing frequency and its higher harmonics of the centrifugal impeller. This generated sound propagates through the duct, and then transmits and radiates to the outer field. From the experiment, it is found that the high frequency noise is mostly transmitted and radiated through the elbow duct, but the low frequency noise is transmitted and radiated through the condenser wall. Therefore applying the absorbing material is an effective way of reducing the high and low frequency noise simultaneously. Measurement results show that the application of the sound absorbing material to the elbow duct reduced the overall sound pressure level by 4 dB compared to the 9 dBA reduction for the case of full enclosure. In order to control the generated noise, a dissipative type silencer is also designed and tested. The silencer reduced the radiated noise about 7.6 dBA.

1. 서론

터보냉동기는 사용의 용이성과 뛰어난 제어성 때문에 일반 공조용으로 많이 사용하고 있는 제품이다. 특히, 정확한 온도제어가 필요한 섬유, 제약, 정밀화학 공장들과 안정성이 절대적으로 요구되는 원자력 발전소에서 필수적으로 사용되고 있다. 국내에서는 전기 수급 사정상 전기를 많이 소모하는 압축식 냉동기보다 전기를 사용하지 않는 흡수식 냉동기 사용이 권장되고 있

으나 세계 시장 전체를 두고 볼 때 압축식 터보냉동기가 주류를 이루고 있다⁽¹⁾. 이러한 터보냉동기의 경우 원심압축기 설계가 핵심이며 압축기의 크기가 작아지고 많은 일을 요구하므로 고속화되고 있는 실정이다. 이러한 압축기의 고속화로 발생하는 가장 큰 문제는 소음과 진동이다. 진동은 기계의 신뢰성과 관련이 있고, 소음은 사용자의 편의성과 관련이 있기 때문에 중요한 요소이다. 일반적으로 유체기계에서 발생하는 음향파위는 이극특성으로 임펠러의 회전속도의 6승에 비례한다^{(2),(3)}. 즉, 임펠러의 회전속도가 2배 증가하게 되면 음향파위는 2의 6승 배인 64배가 증가하게 되는 것

* ECIM Ltd. 유동소음연구소
책임저자 E-mail : whjeon@ecim.co.kr

이다. 그렇기 때문에 고속화 터보냉동기의 가장 큰 문제점 중 하나가 100 dB가까이 발생하는 소음이다. 원심 임펠러에서 발생한 음압은 여러 경로를 통해서 외부로 방사하게 된다. 그러나, 아직까지 이 전달 경로에 대한 정확한 파악이 안 되고 있는 실정이다. 정확한 경로파악 없이는 적절한 소음 제어 방법을 사용할 수 없고, 결국은비싼 소음 저감 방법을 사용해야 한다. 본 논문에서는 음압, 인텐시티 그리고 진동 등의 측정을 통해서 정확한 소음 전달 경로를 파악하고자 한다.

터보냉동기의 가장 큰 소음원인 압축기 소음은 공력소음(유체에 의해서 발생하는 소음)이기 때문에 소음원을 줄이는 것은 압축기의 성능과 관련되는 아주 어려운 문제이다. 이런 경우에는 소음원에 대한 제어보다는 소음의 전달 경로에 대한 제어를 많이 수행한다. 이를 위해서는 정확한 소음원의 판별과 소음 전파 경로의 확인이 필요하다. 소음을 저감시키거나 제어하는 방법은 수동적인 방법과 능동적인 방법(Active Noise Control)이 있다. 최근 능동적인 소음 제어에 대한 많은 연구가 진행되고 있으나, 아직 많은 제약성 때문에 상용화되고 있지 않은 실정이다. 그래서, 대부분의 경우 소음문제는 수동적인 방법인 흡차음재를 이용한 방법으로 해결하고 있다. 그러나, 과도한 흡차음재의 사용은 원가의 상승과 외관상 보기 안 좋다는 단점이 있다. 이러한 단점을 피하기 위해서 각 냉동기의 주요 소음 투과 부위를 찾아서 그 부분만 흡차음재를 이용한 처리를 하고, 소음의 주요 전파경로인 덕트 내부에 흡차음재 처리를 하거나, 소음기(silencer)를 설치하는 방법이 필요하다. 최근 냉동기를 완전히 싸는 구조물로 소음을 저감시키는 방법이 Karabiber에 의해서 제시되기도 했다⁽⁴⁾.

터보 냉동기의 주요 소음원인 압축기의 소음을 줄이기 위해서 두 가지 방법이 사용되었다. 하나는 흡차음재를 이용해서 냉동기를 둘러싸는 방법이고 다른 하나는 적절한 소음기를 설계해서 냉동기에 장착하는 방법이다. 본 연구에서는 흡차음재를 이용한 방법으로 약 9 dBA정도 소음 저감을 이루었으며, 소음기를 이용한 방법으로 약 7 dBA의 소음저감을 이룰 수 있었다.

2. 실험장치 및 측정

2.1 축류팬의 정상 유동장 해석

연구에 사용된 압축기는 R134a 터보 냉동기에 부착

된 압축기로 형상은 Fig. 1과 2와 같다. Fig. 1에서 원심형 압축기와 응축기(condenser), 연결관인 곡관 그리고 증발기(evaporator)가 보인다. 압축기는 Fig. 2에 있는 것과 같은 3차원 원심형임펠러에 의해서 작동된다. 임펠러 앞부분에는 입구 안내깃(IGV : Inlet Guide Vane)이 있고, 뒷부분에는 디퓨저가 있다. 임펠러는 입구부분에 11개의 깃을 가지고 있고, 출구부분에는 22개의 깃을 가지고 있는 splitter형태이다. 또한, 입구 안내깃의 개수는 7개이고 디퓨저의 날개 수는 13개이다⁽⁵⁾. 전체적으로 냉동기를 볼 때 소음원은 압축기이며 특히 임펠러와 입구 안내깃 그리고 디퓨저의 상호작용에 의한 토온소음이 지배적일 것으로 추정할 수 있다. 이러한 소음은 임펠러에서 발생한 후 케이싱을 따라서 덕트로 전파하게 된다. 이때 덕트의 취약 부분에서 외부로 방사하게 되는 것이다. 덕트의 연결을 살펴보면 유동을 응축기로 보내기 위해서 90도로 꺾어진 elbow 덕트가 존재하고 직관을 통해서 응축기로 연결되고 있다.

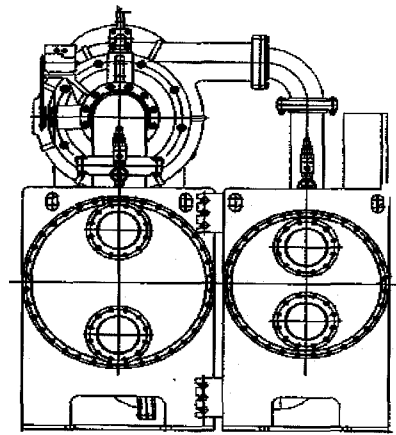


Fig. 1 Outer view of the turbo chiller

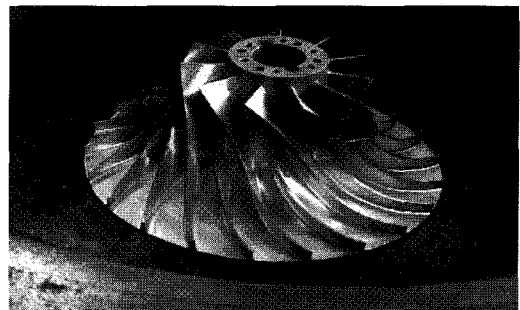


Fig. 2 Centrifugal impeller of the centrifugal compressor

2.2 실험장치

터보 냉동기의 소음원과 소음 전달 경로를 확인하기 위해서 터보 냉동기에 대한 음압, 인텐시티 (intensity) 그리고 진동 측정이 수행되었다. 음압레벨은 B&K 3550 을 이용하여 수행되었다. 음압은 응축기에서 1.5 m 떨어지고 지면에서 1.5 m 떨어진 위치에서 측정되었다. 냉동기의 가장 큰 음압 방사부를 찾기 위해서 인텐시티 측정 장비를 이용한 음향파워 측정을 수행하였다. 인텐시티 측정기는 두개의 마이크로폰이 있는 측정장비인 B&K 3519를 이용하였다. 냉동기가 워낙 크기 때문에 냉동기 전체 표면에 대한 측정보다는 응축부에 대한 측정을 수행하였다. 냉동기 표면에 대한 진동신호도 역시 측정되었다. B&K 4384 가속도계를 이용해서 압축기 케이싱부에서 응축부까지 12지점에 대한 측정을 수행하였다.

2.3 측정된 결과

터보 냉동기의 소음원과 전달 경로를 확인하기 위해서 방사소음을 측정하였다. 측정 장소는 냉동기가 조립되는 조립라인에 있는 측정실에서 수행하였고, 배경소음과 20 dB이상의 차이가 발생하였으므로 측정에 대한 오차는 거의 없다. 측정된 신호가 Fig. 3에 나타나 있다. 그림에서 임펠러의 날개 수 (22개 : Blade Passing Frequency)에 해당하는 5360 Hz의 큰 피크 (다른 피크와 거의 10 dB이상의 차이)가 존재한다. 이 피크가 원심형 압축기의 주된 소음원으로 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의해서 발생하는 것이다. 또한, 임펠러의 입구 부분과 입구 안내깃과의 상호작용에 의한 피크소음 (11x)도 보이고 있으며, 그 외 여러 상호작용 소음 역시 나타나고 있다. 그러나, 이 소음은 큰 영향을 주지 않는다. 외부로의 소음 방사 메커니즘을 확인하기 위해서 압축기부터 배출 덕트를 따라서 가속도를 측정하였다. Fig. 4에서 보듯이 점선인 굵은 덕트 부위의 가속도 신호가 다른 부위보다 약 4배 이상 높은 진동레벨을 나타내고 있음을 확인할 수 있었다. 또한, 진동 레벨의 피크 주파수가 소음의 피크와 같은 주파수이다. 이것은 그 부분의 진동을 통해서 소음이 외부로 방사하고 있음을 나타낸다. 그러나, 응축기의 경우 넓은 면적에 걸쳐서 진동이 존재하기 때문에 굵은 덕트 부위와 거의 비슷한 양의 소음이 방사되는 것으로 확인되었다.

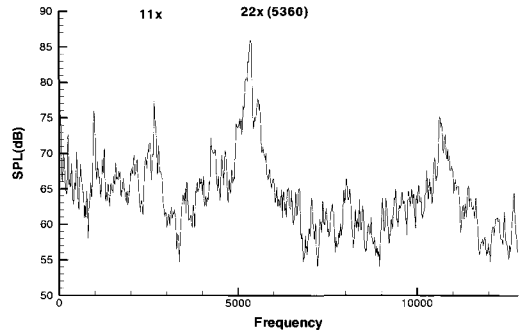


Fig. 3 Acoustic pressure measured at 1 m apart from the discharge duct

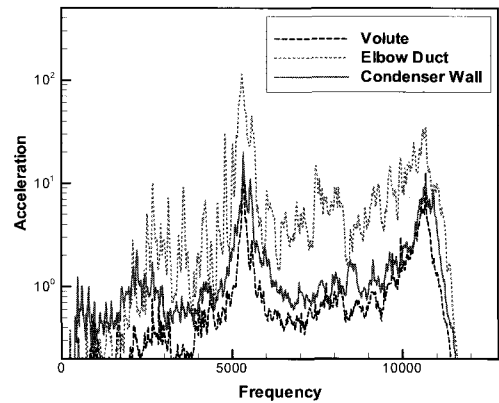


Fig. 4 Measured acceleration signal at the turbo-chiller

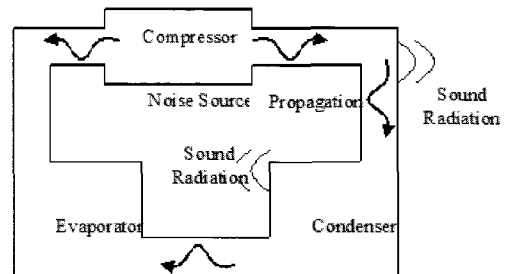


Fig. 5 Identified noise propagation and radiation path

이와 같은 냉동기 주위에 대한 음향실험을 통해서 외부방사 소음은 대부분이 굵은 덕트와 응축기에서 방사되고 있음을 확인했다. 소음원과 전달 경로를 그림으로 나타내면 Fig. 5와 같다.

그림에서 보듯이 냉동기의 주 소음원은 압축기이고 발생한 소음이 배출덕트와 입구쪽을 통해서 전파한다. 그러나, 입구쪽으로 전파하는 소음은 유동효과 때문에

배출덕트 쪽에 비해서 작은 양이다. 배출덕트로 전파되는 소음은 곡관 (elbow) 덕트를 지나서 응축기로 들어가게 된다. 이 때 곡관 덕트에서 일차적으로 많은 양의 소음이 외부로 방사하게 된다. 그 후, 응축기로 전파된 소음이 응축기 벽을 통해서 방사된다. 증발기까지 전파되는 소음의 양은 미소하기 때문에 증발기에서는 거의 소음 전파가 이루어지지 않는다.

3. 소음제어방법

3.1 흡음재를 이용한 방법

해석 결과에서 확인된 주요 소음 방사 부위인 덕트에 대한 효과를 확인하기 위해서 흡음재 처리를 덕트에 하였다. 흡차음재 처리는 굵은 덕트를 포함한 전체 냉동기에 대해서 수행되었으며, 연구는 모델 I (ES I)에 대해서 수행하였다. 흡음재 사용에 따른 각 주파수별 기여도 분석도 함께 이루어 졌다.

Fig. 6은 원 냉동기와 전체를 흡음 처리한 냉동기의 음압 신호를 비교한 것이다. 그림에서 1000 Hz 미만의 저주파 영역은 거의 효과가 없으나 그 이상의 고주파 영역은 전체적으로 10 dB정도의 소음 저감이 전 주파수에 고르게 존재함을 확인할 수 있다. 전체 흡차음 처리에서 주요 부분의 흡음재를 제거하면서 각 부분의 소음 방사 기여도를 확인했다. 모터부, 압축기 볼류트, 입구 덕트, 배출 곡관, 응축기, 증발기 등에 대해 실험을 수행하였다. 본 논문에서는 실험 결과의 주요한 부분에 대해서만 기술하기로 한다.

Fig. 7은 본 연구에서 주요 관심부였던 곡관만 흡음 처리를 제거했을 경우의 음압신호이다. 직선이 곡관만

흡음재를 제거했을 경우의 신호로 저주파영역은 거의 차이가 발생하지 않으나, BPF (Blade Passing Frequency)부근부터 그 이상의 주파수에서는 많은 소음이 방사함을 볼 수 있다. 즉 BPF이상의 소음은 대부분 곡관에서 방사함을 확인할 수 있다. 만약 적은 양의 흡음재로 흡음처리를 해야 한다면 곡관을 일차적으로 수행하는 것이 바람직하며 그 경우 BPF의 주 소음과 그 이상의 고주파 소음은 대부분 저감할 수 있다.

응축기의 흡음재만을 제거한 Fig. 8의 경우는 Fig. 7과는 다른 결과를 보여주고 있다. 응축기에의 흡차음재 처리는 BPF (5300 Hz)이하의 주파수 영역에는 효과적이지만 BPF이상의 주파수 영역에는 아무런 영향을 주지 않는 것을 확인할 수 있다. 특히 BPF의 조화 주파수 영역의 소음은 거의 저감할 수 없다. 응축기는 면적이 곡관의 20배 이상되는 넓은 장비이다. 따라서 이 부분의 흡차음재 사용은 많은 원가상승을 가져올 수 있다.

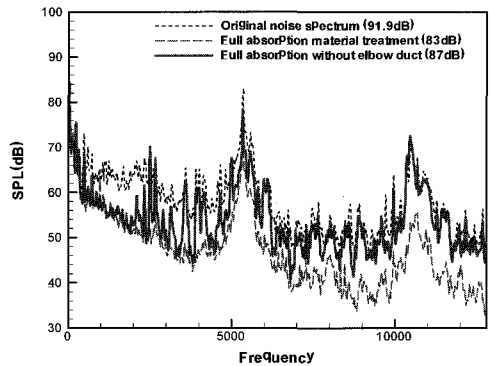


Fig. 7 The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material on elbow duct

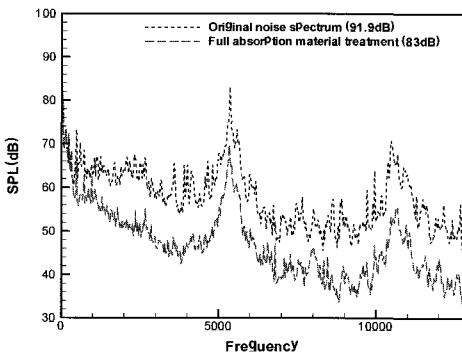


Fig. 6 Acoustic pressures of the original chiller and the chiller with sound absorbing material treatment

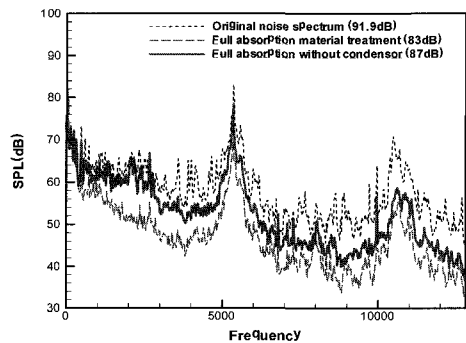


Fig. 8 The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material on condenser

증발기와 압축기 불류트의 흡음재는 Figs. 9와 10에서 보듯이 아무런 소음 저감에 영향을 주지 못한다. 그러므로 이쪽 부분의 흡음재 사용은 원가의 상승만을 가져올 것으로 사료된다.

흡차음재의 사용은 냉동기의 원가 상승과 외관을 보기 좋하게 만드는 단점이 있다. 따라서, 다음장에서는 흡차음재 사용 대신 소음기를 이용한 방법에 대해서 기술한다.

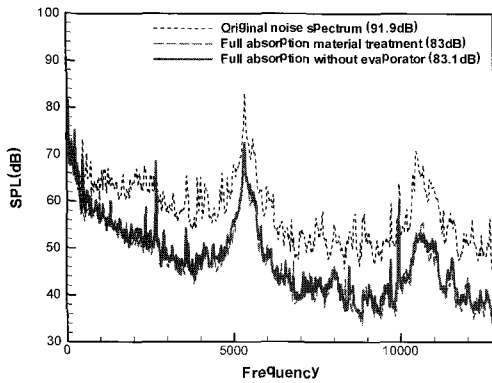


Fig. 9 The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material on evaporator

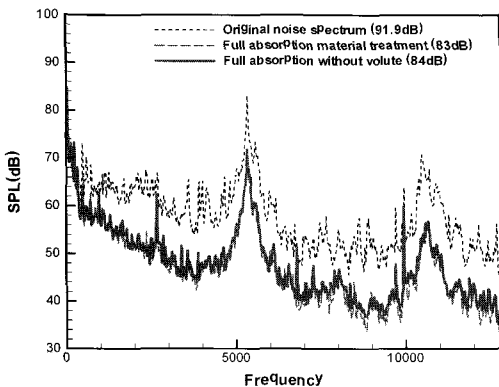


Fig. 10 The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material on volute

3.2 소음기 사용

냉동기의 경우, 소음 전달 경로를 파악하였으므로 그 전달경로의 주요 부위에 소음기를 장착하여 소음을 저감시키면 아주 큰 효과를 볼 수 있다. 본 연구에서는 간단한 소음기를 설계하여 제작 후, 임펠러 입구부

가 약간 변경된 ES II 모델에 적용하여 그 타당성을 검증하였다. ES II 모델은 ES I 모델과 임펠러를 제외하고는 거의 동일하다.

설계된 소음기는 Fig. 11과 같은 간단한 형상이다. 냉동기의 덕트와 동일한 직경을 가진 길이 30cm의 원통에 지름 1mm의 타공판을 넣고, 소음기의 외부 덕트와 폭을 0.686cm 띄운 후 그 안에 흡음재를 넣어서 만들었다. 터보 냉동기에 사용되는 R-134a 냉매가 독성이 강하기 때문에 일반 흡음재를 소음기에 사용할 수 없다. 따라서 흡음재는 철로 만들어진 흡음성능이 있는 재료로 사용하였다.

소산형 소음기의 경우 공명주파수는 식 (1)과 같이 계산할 수 있다.

$$f_{res} = 5000 \frac{\sqrt{p}}{1(t + 0.8d)} \quad (1)$$

여기서 p 는 타공판의 개구율을 나타내고, t , d , l 는 Fig. 12에 있는 것과 같이 각각 타공판의 두께, 타공된 구멍의 직경 그리고 타공판과 소음기 사이의 거리를 나타낸다. 위의 공식으로 5300 Hz에 해당하는 공명주파수가 나타나도록 소음기를 설계하였다.

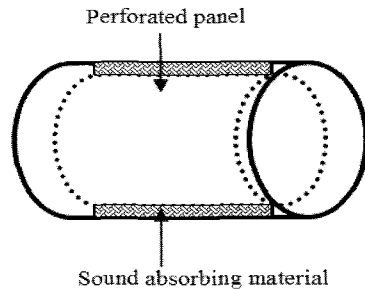


Fig. 11 Overview of designed dissipative silencer

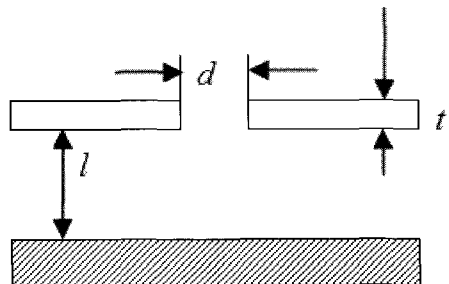


Fig. 12 Some symbol definitions for perforated panel

소음기는 Fig. 1의 “Elbow duct” 바로 전에 설치하여 압축기에서 발생한 소음이 Elbow duct로 전달되기 전에 저감되도록 설치하였다. 소음기를 사용하였을 경우와 사용하지 않았을 경우의 소음 변화가 Fig. 13에 나타나 있다. 이 경우는 IGV가 적게 열린 저유량 작동 조건일 때이다. 소음기를 장착하지 않은 경우의 전체 소음레벨은 92.3 dBA이고, 소음기를 장착하였을 경우는 86.4 dBA로 소음기로 인한 소음 저감이 5.9 dBA에 이른다. 설계된 소음기는 흡음재를 이용한 소산형 소음기로, 비록 공명주파수를 BPF에 맞도록 설계하였지만 주파수 전 영역에 걸쳐서 고르게 감소한다. Figs. 13 과 14에서 2000 Hz이상의 음압은 전체적으로 감소함을 확인할 수 있다. 이 경우, ES I모델보다 안내깃이 임펠러에 가깝게 위치하기 때문에 임펠러의 원래 깃에 해당하는 11개의 피크 성분 (2,650 Hz)의 피크가 크게 발생한다.

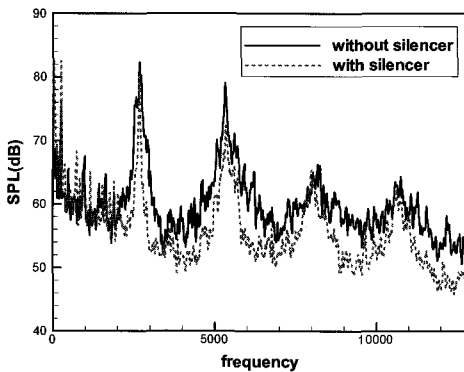


Fig. 13 Measured SPLs with and without silencer for a small flow rate case

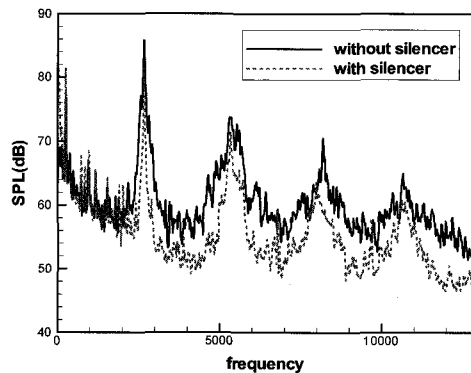


Fig. 14 Measured SPLs with and without silencer for a large flow-rate case

고유량의 경우 소음기 유무에 대한 소음 신호의 변화는 Fig. 14에 있다. 그림에서 소음기가 없는 경우의 전체소음레벨은 94.1 dBA이고 소음기를 장착한 경우는 86.5 dBA로 약 7.6 dBA의 소음 저감을 확인하였다. 이것은 냉동기 전체를 흡음재로 싸는 방법보다 가격이 적게 들뿐 아니라 외관도 깨끗하고 제작 시간도 적게 걸릴 것으로 판단된다

4. 결론

이상의 연구에서 R134a 터보 냉동기의 소음 특성을 살펴보고, 소음원과 소음 전달 경로를 파악했다. 또한, 저소음의 방법으로 냉동기에 대한 흡차음재를 사용한 처리를 통해서 소음의 주요 방사 부위와 그 효과를 확인했다. 이상의 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 임펠러에서 발생한 소음은 ब्ल्यू트를 거쳐 배출덕트를 타고 전체 냉동기 내부로 전파한다. 이때 국부적으로 음압이 큰 부분을 통해서 표면을 투과한 후 외부로 방사한다.
- 2) 냉동기에 대한 흡음재 실험을 통해서 곡관표면을 투과하여 방사하는 소음은 대부분 BPF와 그 이상의 고주파 소음임을 확인했다.
- 3) BPF이하 주파수의 소음은 덕트를 타고 계속 전파하다가 응축기에서 투과후 외부로 방사함을 확인했다.
- 4) 전체 냉동기에 대한 흡차음재 설계로 약 10 dBA의 소음 저감을 이루었고, 국부적인 흡음재 설치는 약 4~5 dBA정도의 소음 저감 결과를 가져왔다.
- 5) 보다 효율적인 저소음화를 위해서 작은 소음기를 설계하였고, 제작 및 실험을 수행하여 그 타당성을 파악하였다. 소음기를 사용한 경우, 약 7.6 dB정도의 소음 저감 효과를 확인할 수 있었다.

참고문헌

- (1) 전완호, 이준근, 정필중, 2000, “경계요소법을 이용한 터보냉동기 덕트의 내부 음향장 해석,” 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 6호, pp. 963~970
- (2) Neise, W., 1992, “Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods,” An International INCE Symposium, pp. 45~56
- (3) 전완호, 이덕주, 1999, “수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 상사법칙 적용,” 한국소음진동공

학회지, 제 9권, 제 5호, pp. 101~111

- (4) Karabiber Z., "Acoustic Enclosure Design for a Cooling System," The 29th International Congress on Noise Control Engineering

- (5) 이용덕, 정진희, 이현구, 윤필현, 김길영, 2000. "R134a용 터보냉동기의 원심압축기 개발 Part I : 원심 압축기 설계," 유체기계저널, 제 3권, 제 4호, pp. 38~43