

## 터보 냉동기의 소음원 파악 및 저소음화에 대한 연구

°전완호\*, 이준근\*, 정필중\*\*, 염창훈\*\*\*

### A Study on the identification of the noise source and noise reduction method of turbo chiller

°Wan Ho Jeon\*, JoonKeun Lee\*, Phil-Joong Chung\*\*, Chang-Hun Yom\*\*\*

#### Abstract

The turbo chiller uses centrifugal compressor, which operates at about 14500 rpm. Due to the high rpm of the impeller, the noise of chiller makes one of the serious problems. The possibility of the sound reduction by using absorbing material is studied in this paper. The generated sound propagates through the duct and then radiates to the outer field. So, the use of sound absorption material inside the duct is one of the effective methods. To study the effect of location of the material, we use Boundary Element Method to analyze the sound field inside the duct system. Numerical study shows the highest sound pressure region is near the elbow of curved duct. From the analysis, it is also shown that the elbow duct is the main radiator of noise and sound absorption treatment of this duct results noise reduction of the highest noise level at BPF and high frequency region.

#### 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 있으나 세계 시장 전체를 두고 볼 때 압축식 터보냉동기가 주류를 이루고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 터보냉동기의 경우 원심압축기 설계가 핵심인데 압축기의 크기가 작아지고 많은 일을 요구하므로 고속화되고 있는 실정이다. 이런 압축기의 고속화로 발생하는 가장 큰 문제는 소음이다. 일반적으로 유체기계에서 발생하는 음향파위는 이극특성으로 임펠러의 회전속도의 6 승에 비례한다.<sup>(2,3)</sup> 즉, 임펠러의 회전속도가 2 배 증가하게 되면 음향파위는 2 의 6 승 배인 64 배가 증

가하게 되는 것이다. 그렇기 때문에 고속화 터보 냉동기의 가장 큰 문제점 중 하나가 100dB 가까이 발생하는 소음이다.

이러한 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 피하

\* 정회원, LG 전선 기계연구소, whjeon@cable.lg.co.kr

\*\* LG 전선 기계연구소

\*\*\* 대한 솔루션

기 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.

본 논문은 위와 같은 문제를 해결하고 저소음 냉동기를 만들기 위한 기초연구로 냉동기에 대한 소음/진동 실험으로 소음원을 확인하고, 소음이 외부로 많이 투과되는 부분을 찾으며, 찾은 부분에 대한 음향 해석을 수행하는 것을 목적으로 한다. 이런 해석을 통해서 덕트의 어느 부분에 음압이 많이 걸리는 가를 확인하고, 그 부분에 흡음재를 부착하였을 경우 어느 만큼의 효과가 발생하는가 하는 것을 수치기법을 통해서 확인하고자 한다. 이를 위해서 음향장 해석에 많이 사용되는 경계요소법(BEM : Boundary Element Method)을 수치해석에 사용하였다. 또한, 수치적으로 확인된 부분에 대한 흡차음 처리를 통하여 소음저감효과를 확인한다.

## 2. 본론

### 2-1. 압축기 발생 소음의 측정 및 소음원 예측

연구에 사용된 압축기는 R134a 터보냉동기에 부착된 압축기로 형상은 그림 1 과 그림 2 와 같다. 그림 1 에서 A 표시가 있는 것이 원심형 압축기이고, 압축기에서 나온 덕트(B)가 연결되는 부분이 응축기(condenser)이며 그 반대 부분이 증발기(evaporator)이다. 압축기는 그림 2 에 있는 것과 같은 3 차원 원심형 임펠러에 의해서 작동된다. 임펠러 앞부분에는 입구 안내깃(IGV : Inlet guide vane)이 있고, 뒷부분에는 디퓨저가 있다. 임펠러는 입구부분에 11 개의 깃을 가지고 있고, 출구부분에는 22 개의 깃을 가지고 있는 splitter 형태이다. 또한, 입구 안내깃의 개수는 7 개이고 디퓨저의 날개 수는 13 이다.<sup>(1)</sup> 냉동기의 전체적으로 볼 때 소음원은 압축기이며 특히 임펠러와 입구 안내깃 그리고 디퓨저의 상호작용에 의한 토운소음이 지배적일 것으로 추정할 수 있다. 이러한 소음은 임펠러에서 발생한 후 케이싱을 따라서 덕트로 전파되게 된다. 이때 덕트의 취약 부분에서 외부로 방사하게 되는 것이다. 덕트의 연결을 살펴보면 유동을 응축기로 보내기 위해서 90 도로 꺾어진 elbow 덕트가 존재하고 직관을 통해서 응축기로 연결되고 있다.

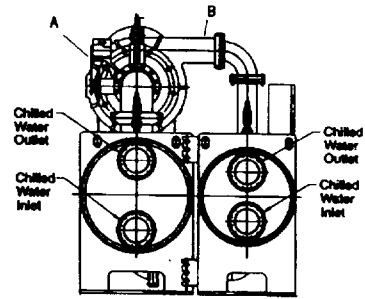


Figure 1. Outer configuration of turbo chiller



Figure 2. Impeller used by centrifugal compressor

터보 냉동기의 소음원과 전달 경로를 확인하기 위해서 소음을 측정하였다. 측정 장소는 냉동기가 조립되는 조립라인에 있는 측정실에서 수행하였고, 배경소음과 20dB 이상의 차이가 발생하였으므로 측정에 대한 오차는 없다. 측정된 신호가 그림 3 에 있다. 그림에서 임펠러의 날개 수(22 개 : Blade Passing Frequency)에 해당하는 5360Hz 의 큰 피크(다른 피크와 거의 10dB 이상 차이가 발생한다)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 소음역시 나타나고 있다. 그러나, 이 소음들은 큰 영향을 주지 않는다. 외부로의 소음 방사 메커니즘을 확인하기 위해서 압축기부터 배출 덕트를 따라서 가속도를 측정하였다. 그림 4 에서 보듯이 점선인 굽은 덕트 부위의 가속도 신호가 다른 부위보다 약 4 배 이상 많은 진동신호를 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 굽은 덕트 부위와 거의 비슷한 양의 소음이 방사되는 것으로 확인되었다.

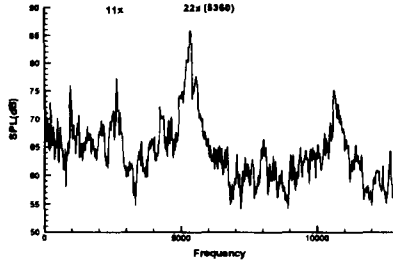


Figure 3. Acoustic pressure measured at 1m apart from the discharge duct

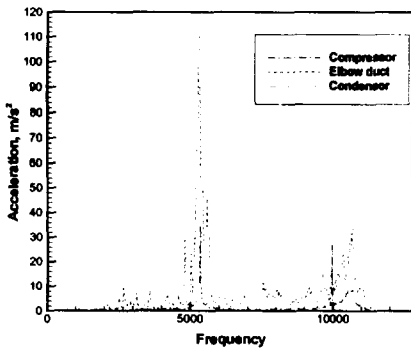


Figure 4. Measured acceleration signal at turbo-chiller

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

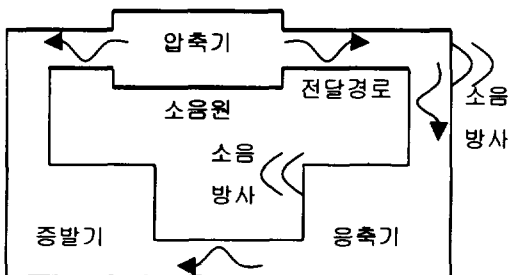


Figure 5. Schematics of noise generation and propagation mechanism

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 elbow 덕트를 지나서 응축기로 들어가게 된다. 이 때 elbow 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.

이상의 전파 경로에서 만약 굽은 덕트에서 흡음재를 사용해서 소음의 전파를 막을 수 있으면 응축기로 들어가는 소음의 양도 감소하고 결국 외부로의 방사소음이 감소할 것을 예측할 수 있다.

## 2-2. 굽은 덕트에 대한 음향장 해석

### (1) 수치적 방법 (BEM)

덕트 시스템의 음향장을 해석하기 위해서 경계요소법을 이용하였다. 경계요소법은 필드격자가 필요 없기 때문에 외부음장 해석 시 아주 강력한 방법이지만 내부음장의 해석에도 많이 사용되는 일반적인 방법이다. 파동방정식을 이용해서 유도한 Helmholtz Integral 방정식은 다음과 같다.

$$C(P)\phi(P) = \int_S \left[ \phi(Q) \frac{\partial G}{\partial n}(P, Q) - \frac{\partial \phi}{\partial n} G(P, Q) \right] dS(Q) \quad (1)$$

위의 (1) 식은 위치에 상관없이 음장 내 임의의 한 점 (P) 에서의 음향량 (acoustic quantity) 은 표면 S 상에서의 단극 (monopole) 과 쌍극 (dipole) 값에 의하여 구할 수 있다는 것을 의미한다. 이와 같이 적분형 지배방정식은 3 차원 문제를 2 차원 문제화 함으로써 미지수의 개수를 감소시켜주는 장점을 제공한다. 또한, 닫혀진 계산영역을 Sommerfeld 방사조건으로 열어줌으로써 유한차분법 (FDM), 유한체적법 (FVM) 등과 같은 미분형 지배방정식을 풀 때 비반사 경계조건을 어떻게 줄 것인가 등과 같은 문제가 발생하지 않는다. 즉, 적분형 지배방정식을 풀면 먼 음장 (far field) 에서의 경계조건을 수학적으로 만족시켜 준다.

사용된 요소는 2 차의 isoparametric 요소로서 8 절점사각형과 6 절점삼각형 요소를 함께 사용할 수 있다. 행렬식은 최소자승법 (least-squares procedure)을 이용하여 구한다.

물체의 특성에 따라 적용하는 경계조건은 Dirchlet 경계조건과 Neumann 경계조건 및 Robin 경계조건이 있고, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi &= f_1 \\ \frac{\partial \phi}{\partial n} &= f_2 \\ \frac{\partial \phi}{\partial n} &= \alpha \phi + \beta \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $\alpha$ 는 주로 흡음재의 특성과 관련된 특성이고<sup>(7)</sup>  $\alpha$ 와  $\beta$ 의 의미는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \alpha &= i\rho_0 a_0 kY = (\text{coefficient}) \times (\text{admittance}) \\ \beta &= \text{normal vibrating velocity} \end{aligned} \quad (3)$$

본 연구에서는 일반적인 Robin 경계조건을 사용한다. 임의의 위치에서의 물리량들을 알기 위해서는 물체 표면에서의  $(\phi, \partial\phi/\partial n)$  쌍을 알아야 하는데 계산은 항상 둘 중에 한 변수는 경계조건으로 주어지고 나머지 변수를 구하도록 되어 있다. 그래서 할당점(collocation point) P를 표면에 두어서 표면상의  $(\phi, \partial\phi/\partial n)$ 를 결정한 후 음장 상의 관심이 되는 위치에서 (1)식을 적분하여 물리량을 구할 수 있다.

## (2) 해석 결과

해석에 사용한 덕트는 그림 1에서 B 근처에 있는 덕트와 90도 꺾인 덕트이다. 이것을 경계요소법 격자로 모델한 그림이 그림 6이다. 덕트의 직경은 14cm이고 입구쪽 덕트 길이는 15cm 그리고 90도 꺾인 덕트로 이루어져 있다. 사용된 격자는 612개, 노드는 1802개이다. 음원은 압축기에서 전파되어 오는 음원으로 생각해서 입구쪽 벽이 일정속도로 진동하는 것으로 주었다. 출구쪽면은 음이 아무런 반사 없이 출구쪽으로 방사할 수 있는 방사 임피던스(Radiation Impedance) 경계조건을 주었다.<sup>(8)</sup>

가장 큰 음원인 BPF에 해당하는 5360Hz와 그 반인 2380Hz에 대한 해석 결과가 그림 7에 있다. 그림 7(a)와 (b)는 주된 주파수인 2380Hz와 5360Hz의 경우 덕트 내부 벽면의 전체 음압을 dB 스케일로 그린 것으로 꺾어지는 부분의 가장 바깥면에 가장 큰 음압이 걸림을 확인할 수 있다. 안쪽면과 바깥면의 차이는 거의 25dB나 발생한다. 이 경우 벽면의 진동 크기를 1로 했기 때문에 계산된 음압 스케일이 절대적인 스케일은 아니다.

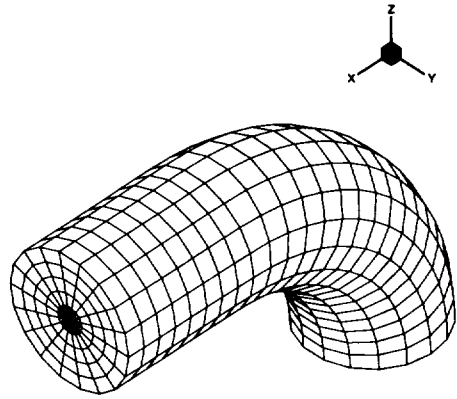
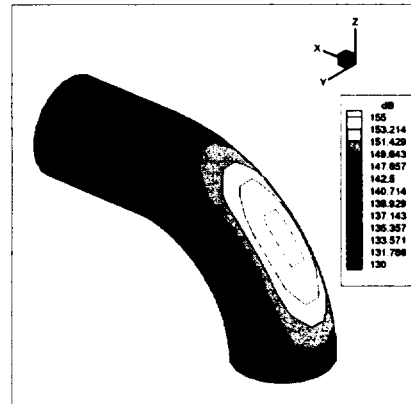
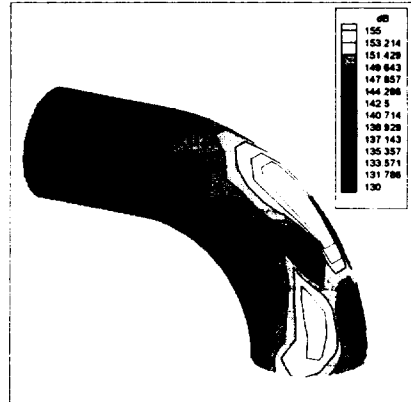


Figure 6. Mesh of the duct of centrifugal compressor discharge



(a) Surface pressure distribution at 2680 Hz

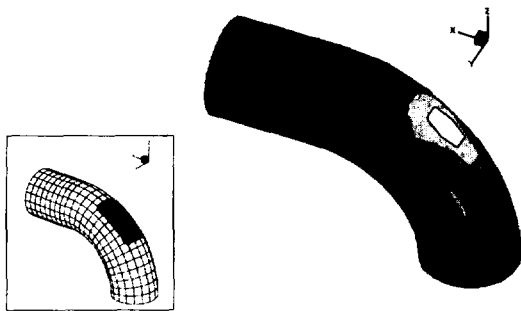


(b) Surface pressure distribution at 5360 Hz

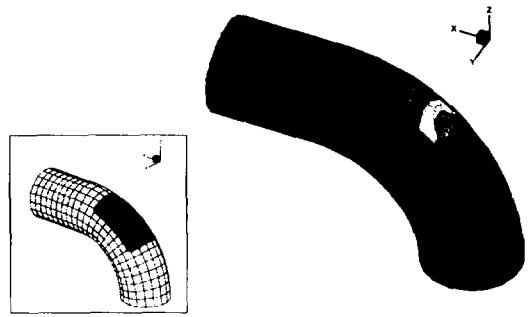
Figure 7. Analyzed inner acoustic field of the duct

흡음재에 따른 음향장의 변화를 확인하기 위해서 주어진 특성( $\rho a, Y=0.24 + j0.32$ )을 가진 흡음재를 그림 8 (a)와 (b)의 왼쪽 그림에서 검은색으로 나타난 위치에 부착시켰다. 그림 8 (a)의 경우는 15 개의 요소에 흡음 처리를 하였고, (b)의 경우는 30 개의 요소에 흡음 처리를 하였다. 그림에서 흡음재가 있는 요소가 많아 질수록 벽면 음압이 급속히 감소함을 확인할 수 있다. 30 요소의 흡음재와 흡음재 없는 경우를 비교하면 최고 음압이 약 8dB 정도 감소하며 높은 음압이 걸리는 영역도 많이 감소함을 알 수 있다.

흡음재의 부착위치에 따른 음향장의 효과를 확인하기 위해서 일반적으로 많이 부착하는 아래쪽의 직선 덕트를 흡음처리해 보았다. 이 경우의 해석이 그림 9 에 있다. 그림 9 (a)에서는 흡음재의 부착위치가 표시되어 있다. 그림 8 (b)의 경우와 같은 수가 사용되었고 단지 부착위치가 밀부분으로 옮긴 것을 확인할 수 있다. 해석 결과를 살펴보면 흡음처리하기 전의 결과 (그림 7)와 비슷한 음압 분포가 생김을 알 수 있다. 오직, 흡음처리한 부분만 음압이 더 적게 걸리고 있다. 이상의 결과로 흡음처리가 중요하긴 하지만 적절한 장소에 행해지지 않으면 효과가 많이 감소함을 알 수 있었다. 흡음처리가 행해지는 부분은 벽면에 음압이 많이 걸리는 부분이어야 하고 그 부분은 덕트가 꺾이는 최외각 부분이다. 결국, 덕트내부의 흡음처리는 그림 7 에서 해석한 결과의 최대 음압이 걸리는 부분에 중점적으로 행해져야 효과적인 소음 저감을 얻을 수 있다.

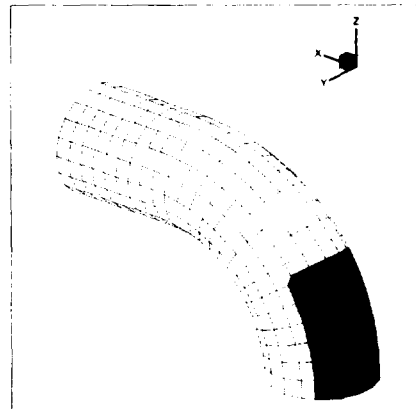


(a) The predicted surface acoustic pressure with absorbing material at 15 elements

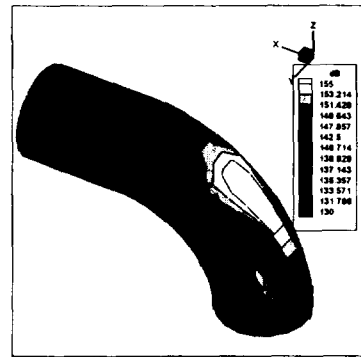


(b) The predicted surface acoustic pressure with absorbing material at 30 elements

Figure 8. The change of the acoustic fields by change the number of absorbing material panel.



(a) The position of absorbing material treatment



(b) Calculated acoustic pressure with absorbing material  
Figure 9. The predicted acoustic field by changes the position of absorbing material.

### 2.3 냉동기의 저소음 방안 - 흡차음재 이용

해석 결과에서 확인된 주요 소음 방사 부위인 덕트에 대한 효과를 확인하기 위해서 흡음재 처리를 덕트에 하였다. 흡차음재 처리는 굽은 덕트를

포함한 전체 냉동기에 대해서 수행되었으며, 사용한 모델은 현재 연구소 지하에 설치된 모델에 대해서 수행하였다. 흡음재 사용에 따른 각 주파수별 기어도 분석도 함께 이루어 졌다.

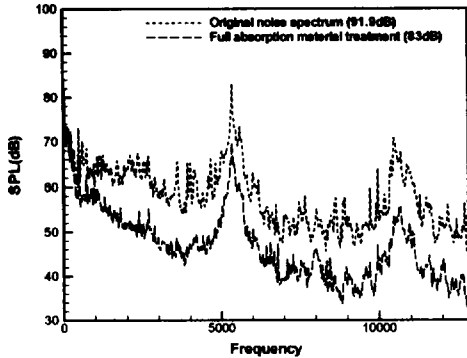


Figure 10. The comparison of the acoustic pressure of the original chiller with sound absorbing material treatment chiller

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

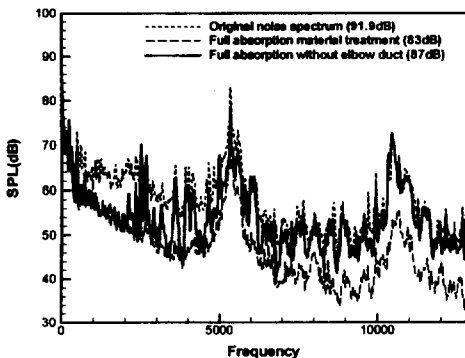


Figure 11. The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material at elbow duct

그림 11 은 본 연구에서 주요 관심부였던 곡관만 흡음처리를 제거했을 경우의 음압신호이다. 직선이 곡관만 흡음재를 제거했을 경우의 신호로 저주파영역은 거의 차이가 발생하지 않으나, BPF 부근부터 그 이상의 주파수에서는 많은 소음이 방사함을 볼 수 있다. 즉 BPF 이상의 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.

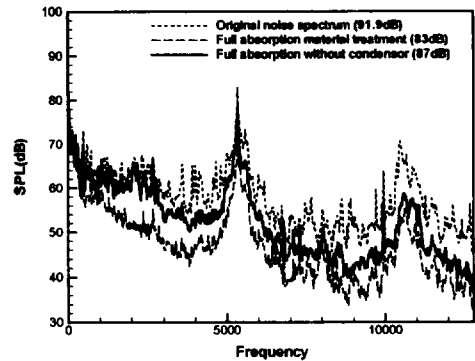


Figure 12. The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material at condenser

응축기의 흡음재를 제거한 그림 12 의 경우는 그림 11 과는 다른 결과를 보여주고 있다. 응축기에 흡차음재 처리는 BPF(5300Hz)이하의 주파수 영역에는 효과적이지만 BPF 이상의 주파수 영역에는 아무런 영향을 주지 않는 것을 확인할 수 있다. 특히 BPF의 조화주파수 영역의 소음은 거의 저감할 수 없다. 응축기는 면적이 곡관의 20 배 이상 되는 넓은 장비이다. 이 부분의 흡차음재 사용은 많은 원가상승을 가져올 수 있다.

증발기의 흡음재는 그림 13 에서 보듯이 아무런 소음 저감에 영향을 주지 못한다. 그러므로 이쪽 부분의 흡음재 사용은 원가의 상승만을 가져올 것이다.

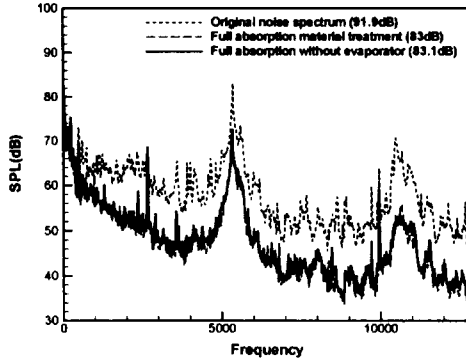


Figure 13. The measured acoustic pressure for the chiller without absorbing material at evaporator

### 3. 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) 터보 냉동기의 소음원은 고속 회전하는 임펠러에서 발생하는 공력소음이다.
- (2) 임펠러에서 발생한 소음은 볼류트를 거쳐 배출덕트를 타고 전체 냉동기로 전파한다. 이때 국부적으로 소음이 많이 걸리는 부분을 통해서 투과한 후 외부로 방사한다.
- (3) 배출덕트 부근에 가장 소음이 많이 방사될 부분은 곡관의 굽은 면으로 이 부분에 음압이 가장 많이 형성됨을 경계요소법을 이용해 수치적으로 확인했다.
- (4) 냉동기에 대한 흡음재 실험을 통해서 곡관으로 투과되어 방사하는 소음은 대부분 BPF 와 그 이상의 고주파 소음임을 확인했다.
- (5) BPF 이하 주파수의 소음은 덕트를 타고 계속 전파하다가 응축기에서 투과후 외부로 방사를 확인했다.
- (6) 전체 냉동기에 대한 흡차음재 설치로 약 10dB의 소음 저감을 이루었고, 국부적인 흡음재 설치는 약 4~5dB 정도의 소음 저감 결과를 가져왔다.

- (1) 정진희 외, R134a 용 터보냉동기 개발, 산업자원부, 1999
- (2) W. Neise, "Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods, An International INCE Symposium, pp. 45-56, 1992
- (3) 전완호, 이덕주, "수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 상사법칙 적용," 한국소음진동 공학회지, 제 9권, 제 5호, pp. 101-111, 1999.
- (4) P. Malbequi, C. Glandier and C. Reynier, "Analysis of Sound Propagation in a Curved Duct Using a Boundary Integral Method : Comparison with Experiment," 15<sup>th</sup> Aeroacoustics Conference, AIAA 93-4376, 1993
- (5) A. F. Seybert, B. Soenarko, F. J. Rizzo and D. J. Shippy, "An Advanced Computational Method for Radiation and Scattering of Acoustic Waves in three Dimensions," Journal of Acoustical Society of America, Vol. 77, pp. 362-368, 1985
- (6) P. Malbequi, S. M. Candel and Eric Rignot, "Boundary Integral Calculations of Scattered Fields : Application to a Spacecraft Launcher," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 82, pp.1771-1782, 1987
- (7) 이강덕, 이덕주, "일반경계조건을 가진 얇은 물체에 대한 직접경계요소법의 개발", 한국소음진동 공학회지, Vol. 7, No. 6, 975-984, 1997, 12
- (8) Y. Kagawa, T. Yamabuchi and A. Mori, "Finite Element Simulation of an Axisymmetric Acoustic Transmission System with a Sound Absorbing Wall," Journal of Sound and Vibration, Vol. 53 No.3 pp.357-374, 1977