

공기압축기의 소음저감 기술에 관한 연구

1994. 12. 31



한국산업안전공단
KOREA INDUSTRIAL SAFETY CORPORATION
산업안전연구원
INDUSTRIAL SAFETY RESEARCH INSTITUTE

提 出 文

韓國産業安全公團 理事長 貴下

本 報告書를 産業災害 豫防技術의 研究開發 및 普及 事業의 一環
으로 遂行한 “空氣壓縮機의 騒音低減技術에 관한 研究” 事業의 最終
報告書로 提出합니다.

1994. 12. 31.

주관 연구부서 : 産業安全研究院
機械電氣研究室

연구 수행자 : 先任研究員 方 泰 圭

序 文

최근 騒音문제가 큰 社會문제로 대두되고 있는 가운데, 自動化 추세와 더불어 각 分野에서 空氣壓縮機의 수요가 점차 擴大되어 가고 있습니다. 이것은 空氣가 가지는 特徵 즉, 압축성이 있어 에너지축적이 容易하고, 어디에서나 조달이 可能하기 때문입니다. 그러나 空氣壓縮機의 이러한 長點에도 불구하고 사용중 발생하는 騒音으로 인하여 工場을 비롯한 모든 사업장에서 주요 騒音源의 하나가 되고 있습니다.

현재 우리는 作業場에서 音壓(Sound Pressure)測定을 하여 작업자들에게 聽力損傷의 危險이 있는지를 알아낼 수 있습니다. 그러나 騒音을 低減하고자 할 때에는 이것만 가지고는 充分치 않습니다. 騒音低減對策을 세우기 위하여는 얼마만큼의 騒音이 어느 機械로부터 放射되고 있는가를 알 필요가 있습니다. 그러므로 각 機械의 音響과워(Sound Power)를 알아낼 수 있는 測定技法이 필요하고, 測定結果에 따라 적합한 防止對策을 세워야 할 것입니다.

따라서 본 研究에서는 騒音源의 音響과워(Sound Power)를 알아낼 수 있는 新技術인 音響 인텐시티법을 導入하여, 空氣壓縮機에서 放射되는 騒音의 형태把握 및 周波數分析을 하였으며, 이를 토대로 事業場에서 實用化할 수 있는 ENCLOSURE를 設計 製作하여 ENCLOSURE에 의한 減音效果를 實驗하는 騒音低減技術에 관하여 研究하였습니다.

본 研究서가 不足하나마 産業現場에서 널리 活用되어 騒音으로 인한 災害를 豫防하는 데 조금이나마 寄與할 수 있게 되기를 바랍니다.

1994. 12. 31.

산 업 안 전 연 구 원 장

目 次

1. 緒 論	1
2. 理論的 背景	4
3. 實 驗	9
3.1 實 驗 裝 置	9
3.2 實 驗 方 法	13
3.2.1 音源의 把握 및 位置決定	13
3.2.2 ENCLOSURE의 減音效果	13
3.3 測定系 및 DATA處理	15
4. 實驗結果 및 考察	17
4.1 空氣壓縮機의 騒音源把握 및 位置決定	17
4.2 ENCLOSURE가 없을 때의 音響파워	27
4.3 X형 ENCLOSURE에 의한 音響파워	28
4.4 Y형 ENCLOSURE에 의한 音響파워	29
4.5 Z형 ENCLOSURE에 의한 音響파워	31
4.6 ENCLOSURE에 의한 減音效果의 比較	32
5. 結 論	39

參考 文獻

- 附 錄 : 1. 資材別 音響特性
 : 2. 壓縮機 發生熱量 및 換氣用 FAN의 選定

1. 緒 論

空氣壓縮機란 외부로 부터 동력을 받아 임펠러나 회전자의 회전운동 또는 피스톤의 왕복운동으로 空氣를 압축하는 원리로서 토출공기압력이 $1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 이상인 機械를 말한다. 토출공기압력이 $1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 미만의 것을 송풍기라 한다. 空氣壓縮機는 1762년에 John Smealton이 처음으로 수차구동에 의한 실린더방식의 블로워를 發明하고 다시 1776년에 John Wilkinson이 $1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 의 압력이 발생하는 압축기를 발명하여 공기압시대를 開幕한 이래, 최근 自動化의 추세와 더불어 공기압 관련技術도 신뢰도가 높은 시스템을 구축하고 있으며 空氣가 가지는 특징 즉, 압축성이 있어 에너지축적이 容易하고, 어디에서나 조달이 가능한 것등으로 인해 각 分野에서 그 수요가 점차 擴大되어 가고 있다.

그러나 空氣壓縮機의 이러한 장점에도 불구하고 사용중 발생하는 騒音으로 인하여 工場을 비롯한 모든 사업장에서 주요 騒音源의 하나가 되고 있으며, 최근 騒音문제가 큰 사회문제로 대두되고 있다. 노동부의 산업재해 통계에 따르면 전체 제조업의 직업병중 騒音性難聽이 수위를 차지하고 있다. 騒音이 끼치는 영향은 일시적청력손실, 영구청력손실등의 직접적인 것 뿐만 아니라 작업도중 騒音이 원인이되어 일어나는 사고등 정신적, 신체적, 사회적인 영향 즉, 간접적인 영향은 그 예를 일일이 들기도 어려울 정도로 우리 생활에 밀접한 관계를 맺고 있다. 그럼에도 불구하고 과도한 騒音에 노출되어 있는 근로자와 사용자 및 일반인 모두 騒音에 대한 피해는 느끼면서도 騒音대처에 대한 기본인식의 결여로 騒音低減對策을 세우기 위한 노력이 同伴되지 않고 있다.

우리는 작업장에서 音壓(Sound Pressure)測定을 하여 작업자들에게 청각손상의 위험이 있는지를 알아낼 수 있다. 그러나 騒音を 低減하고자 할 때에는 이것만 가지고는 충분치 않다. 騒音對策을 세우기 위하여는 얼마만큼의 騒音이 어느 機械로부터 放射되고 있는가를 알 필요가 있다. 그러므로 각 機械의 音響 파워(Sound Power)를 알아내서 音響파워가 높은 순서를 나열할 필요가 있고, 가장 많은 騒音を 내는 機械를 찾아낸 후에는, 騒音を 放射하는 각 요소를 찾아내어 騒音を 低減시켜야 할 것이다.

音響 인텐시티(Sound Intensity)를 測定함으로써 이러한 모든 것을 수행할 수 있다. 종래에는 음장(Sound Field)에 영향을 받는 音壓만을 測定할 수 있었다. 특별한 가정이 음장에서 성립하는 극히 통제된 조건하에서만 音壓과 音響파워를 관계지을 수 있었으며, 무향실이나 잔향실과 같은 특수하게 조립된 방이 이러한 요구조건을 충족시킬 수 있었고, 종래에는 音響파워를 구하기 위해서 騒音源을 이러한 방안에 위치시켜야 했다.

그러나 音響 인텐시티는 어떠한 음장에서도 測定할 수 있으며 어떠한 가정도 필요치 않다. 이러한 특성에 의해 현장에서 직접 모든 測定을 완성할 수 있고, 인텐시티를 測定할 때 연속적인 암소음은 音響 파워를 결정하는데 아무런 기여를 하지 못하므로 다른 機械들이 騒音を 放射하고 있어도 개개의 機械나 한 요소에 대하여도 測定을 가능하게 한다. 音響 인텐시티는 또 어느 방향으로든 Energy의 유입이 있고 다른 방향으로든 유입이 없다고 하는, 방향을 測定할 수 있다. 그러므로 音響인텐시티는 크기와 방향 모두를 갖고 있는 벡터(Vector)양이며, 한편 音壓은 크기만을 갖고 있으므로 스칼라(Scalar)양이다. 보통 音響인텐시티는 音響Energy가 유동하는 특정 단위면적에 수직인(90°) 방향으로 測定한다. 音響 인텐시티는 크기뿐 아니라 방향을 測定하는 척도가 되므로 音源의 위치를 찾아내는 데에도 매우 유용하다. 그러므로 복잡하게 진동하는 機械류의 騒音 放射 형태도 현

장에서 연구될 수 있다.

따라서 본 연구에서는 점차 그 수요가 확대되어 가고 있고, 과도한 騒音を 발생하여 주요 騒音源의 하나가 되고 있는 空氣壓縮機에 대하여 騒音測定의 신기술인 音響 인텐시티법을 사용하여 空氣壓縮機 騒音에 대한 騒音低減技術을 확립할 목적으로 空氣壓縮機에서 放射되는 騒音의 형태把握 및 周波數분석을 하였으며, 이를 토대로 ENCLOSURE를 제작하여 ENCLOSURE에 의한 減音效果를 비교함으로써 근로자와 사용자 및 일반인 모두에게 空氣壓縮機 騒音에 대한 인식을 심어 주고 騒音對策을 세우게 하여 騒音으로 인한 산업재해예방과 쾌적한 작업분위기 조성에 기여하고자 하였다.

2. 理論的 背景

空氣粒子가 본래 위치로부터 變位되면 일시적인 壓力 上昇이 일어난다. 이 壓力 상승은 두가지로 作用한다. 즉 입자를 원래의 位置로 되돌리는 것과 옆의 粒子로 교란을 傳達시키는 것이다. 壓力의 증가(壓縮)와 감소(稀薄)의 反復은 音波로서 매질을 통하여 전파된다. 이 과정에 두개의 중요한 변수가 있다. 즉 周圍에 대하여 局部的인 壓力의 증가와 감소를 일으키는 音壓(Sound Pressure)과 일정한 위치에서 振動하는 공기 입자의 速度(Particle Velocity)이다. 그림 2.1 에서 音響 強度(Intensity)는 粒子速度와 壓力의 곱이며 다음식으로 정의된다.

$$\vec{I} = p(t) \cdot \vec{u}(t) \quad (1)$$

여기서, $p(t)$ 는 어떤 한 点에서의 瞬間 音壓(Instantaneous Sound Pressure)이고, $\vec{u}(t)$ 는 같은 点에서의 瞬間 粒子 速度(Instantaneous Particle Velocity)이며, t 는 時間(sec)이다. 能動 音場(Active Field)에서의 壓力과 입자 속도는 同時에 變化한다. 音壓신호의 최대는 입자속도 신호의 最大와 동시에 나타난다. 따라서 이들은 同 位相이며 두 信號의 곱이 실제 強度가 된다. 反動 音場(Reactive Field)에서는 音壓과 입자속도가 90° 의 位相 差를 가져서, 한 신호는 다른 신호에 대하여 $1/4$ 波長 만큼 이동되어 있다. 이 두 신호를 서로 곱한 것은 0을 中心으로 정현파적으로 變化하는 瞬間 強度(Instantaneous Intensity) 信號가 된다. 그러므로 식(2)와 같이 時間 平均된 強度(Time-averaged Intensity)는 0이다.

$$\bar{I} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T I(t) dt \quad (2)$$

여기서, T 는 積分時間이다.

擴散音場(Diffuse Field)에서는 壓力과 粒子 速度의 位相은 랜덤하게 변화하므로 실제 인텐시티는 0이다.

音響인텐시티 레벨은 다음과 같다.

$$L_I = 10 \log [I/I_0] \quad (3)$$

여기서, I_0 는 基準 音響 인텐시티이다($=10^{-12}$ W/m²). 單位는 dB이다.

인텐시티는 自由音場(Free Field) 전파시에는 역자승의 법칙을 따른다. 이것은 그림에서 알 수 있듯이 音源으로부터 $2r$ 되는 距離에서 音源을 둘러싸는 面積은 거리 r 에서의 面積보다 4배 크다. 그러나 放射되는 총 音響 파워는 어느 거리에서나 同一해야 하므로, 면적당 音響파워인 인텐시티는 減少 한다.

그림 2.2에서 音源(Point Source)은 音響파워를 放射하고 있으며 이 모든 音響파워는 音源을 둘러싸고 있는 測定面을 통과하여야 한다. 인텐시티는 면적당의 音響파워이므로, 音源을 둘러싸고 있는 測定面상에서 空間적으로 平均된 垂直方向의 인텐시티를 測定하고 여기에 면적을 곱하면 音響파워를 구할 수 있다.

단위 測定面을 통과하는 音響파워(P_i)는 다음과 같다.

$$P_i = \vec{I}_i \cdot \vec{S}_i = I_{ni} \cdot S_i \quad (4)$$

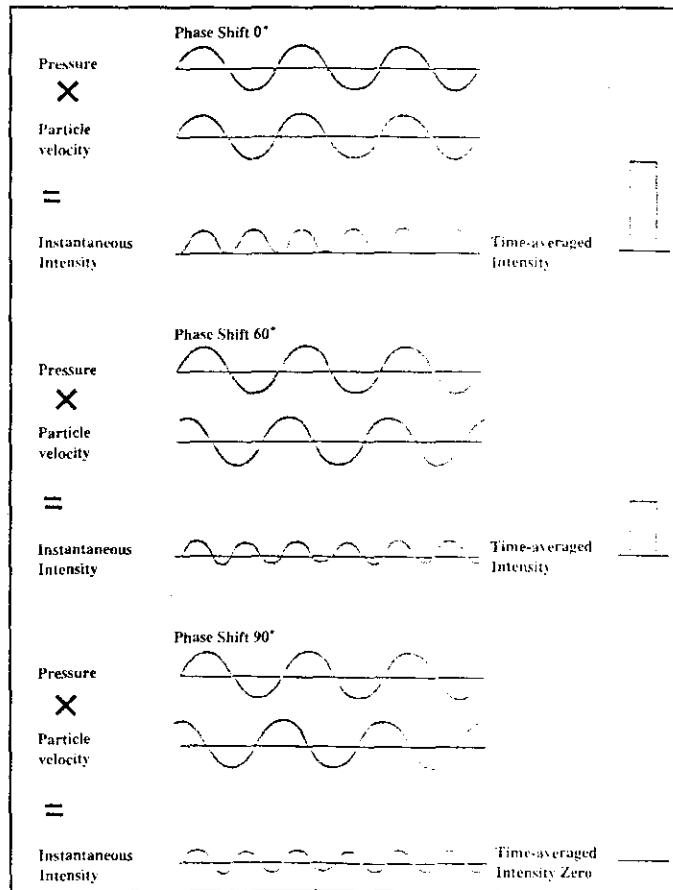


그림 2.1 音壓과 입자속도

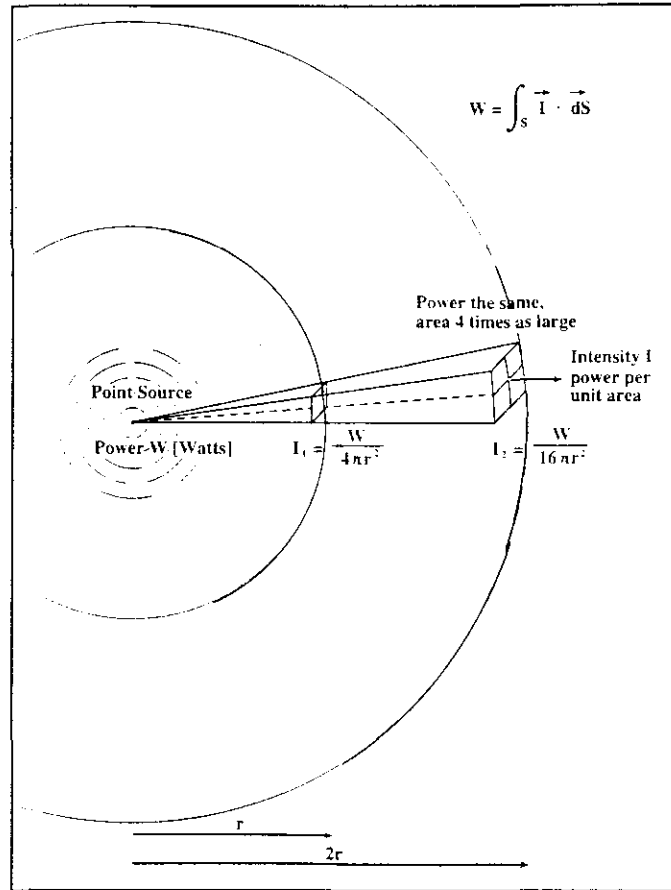


그림 2.2 음향인텐시티의 원리

여기서, I_{n_i} 는 測定面의 i 번째 위치에 있어서의 정규화된 음향 인텐시티, S_i 는 i 번째 위치에 있어서의 測定면적이다.

따라서 音源에서 放射되는 총 음향파워(P)는 식(5)와 같다.

$$P = \sum_{i=1}^N P_i \quad (5)$$

여기서, N 는 測定面の 총 개수이다.

音響파워 레벨(L_w)은 다음과 같이 표시한다.

$$L_w = 10 \log [P/P_o] \quad (6)$$

여기서, P_o 는 기준 音響파워이다($=10^{-12}$ W). 단위는 dB이다.

3. 實 驗

3.1 實驗裝置

본 實驗에 사용된 空氣壓縮機의 제원 및 實驗裝置는 다음과 같다.

- Signal Analyzer Unit : Bruel & Kjaer Co., Type 2035A
- Sound Intensity Probe : Bruel & Kjaer Co., Type 3547
- Measuring Microphone : Bruel & Kjaer Co., Type 4181 Part1,2
- GP-IB Interface : Bruel & Kjaer Co., Type WQ0625
- Computer : Newtec korea Co., cardstar #2000
- Air Compressor : Piston Type 1HP
- Desk Jet Printer : Hewlett Packard, Type 560K

또한 騒音低減對策의 實驗을 위하여 ENCLOSURE를 설계, 제작하였다. 흡음재의 최소 두께는 파장의 1/4홀수배여야 하므로 차단周波數를 1kHz로 하였을 때 100mm가 된다. ENCLOSURE의 종류와 벽면의 구성재료는 騒音低減對策을 세우고자 할 때 구입하기 쉽고 일반적인 재료들로 구성하였으며, ENCLOSURE의 종류는 대표적인 3가지 형태로 설계 제작하였다. 표3.1은 ENCLOSURE의 종류와 벽면의 구성재료를 나타내고 있으며, 그림3.1은 ENCLOSURE의 치수 및 형상을 나타내고 있다. 그리고 ENCLOSURE내의 환기는 空氣壓縮機에서 발생하는 총 발생열이 적기 때문에 자연환기시스템으로 하였으나 20HP이상의 空氣壓縮機에서는 적절한 환기용 FAN을 선정하도록 한다. 그림3.2는 實驗에 사용한 마이크로폰의 특성을 나타내고 있다.

표 3.1 ENCLOSURE의 종류와 구성재료

ENCLOSURE의 종류	구 성 재 료
X형	-흡음재 두께 100mm -철판 1.6mm + GLASS WOOL(40 ^k) 50mm + GLASS WOOL PANEL(80 ^k) 50mm : FABRIC마감
Y형	-흡음재 두께 100mm -철판 1.6mm + GLASS WOOL(40 ^k) 100mm + GLASS CLOTH + 아연도 타공 판 0.8mm
Z형	-흡음재 두께 100mm -철판 1.6mm + 석고보드 9mm + GLASS WOOL(40 ^k) 100mm + GLASS CLOTH + 아연도 타공판 0.8mm

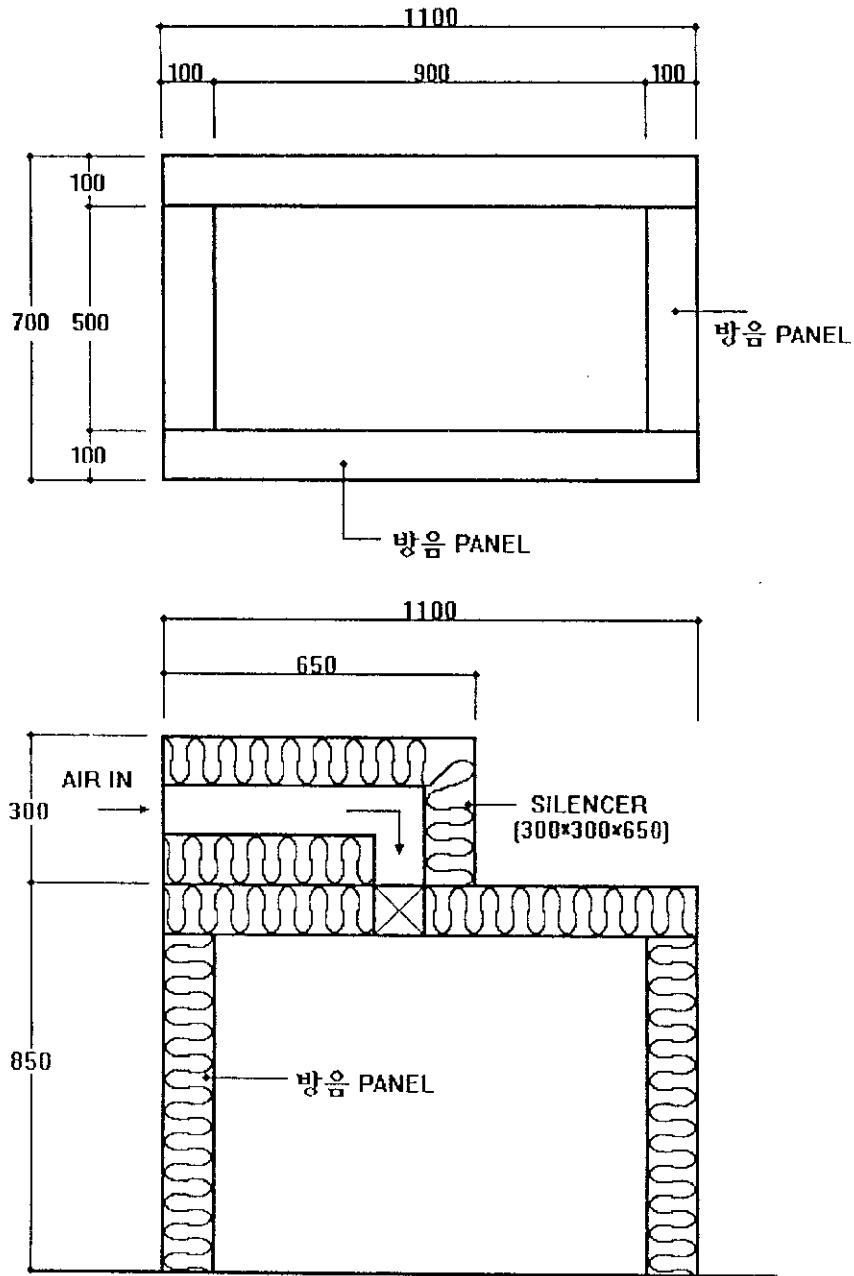


그림3.1 ENCLOSURE의 치수 및 형상

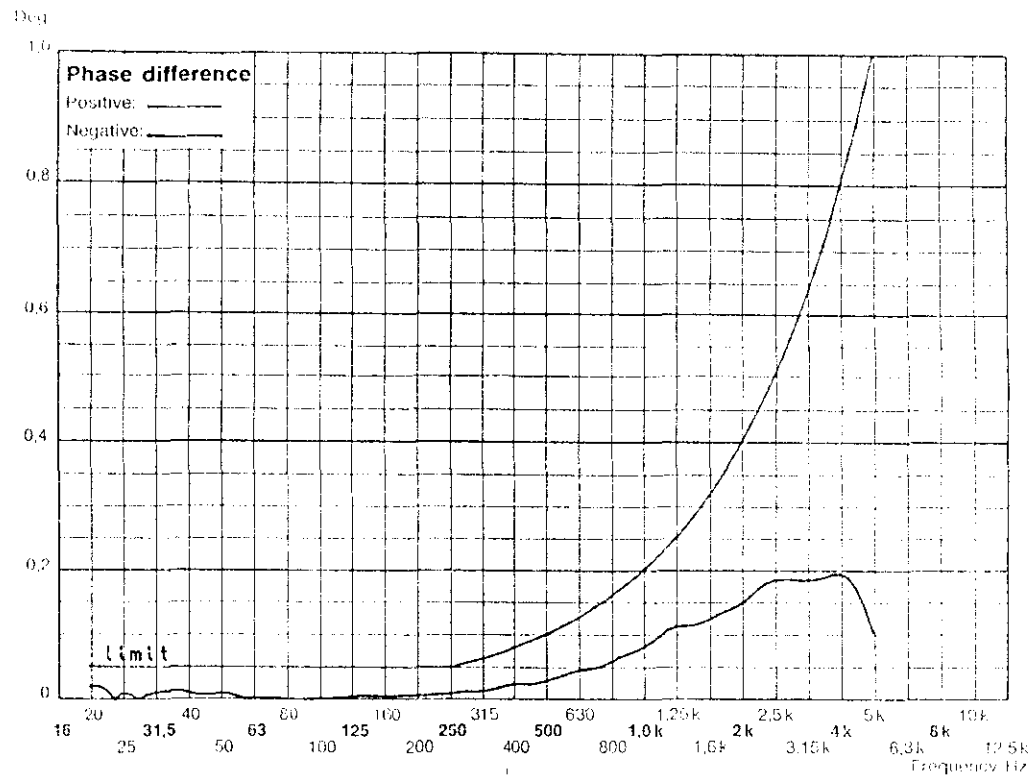


그림3.2 마이크론의 특성

3.2 實驗方法

3.2.1 音源의 把握 및 位置決定

공기 압축기로 부터 放射되는 騒音의 發生형태를 把握하기 위하여 먼저 測定面을 800x800mm 로 정의하고, 測定面을 각 요소(Segment)로 나누어 각 요소에서 면에 수직인 방향으로 音響 인텐시티를 測定하였다. 測定點은 격자(Grid)를 만들어 정하였다. 그림3.3은 空氣壓縮機의 音響 인텐시티를 測定하기 위한 격자를 보여주고 있다. 測定周波數 범위는 63-5000Hz로 하였으며, 1/3옥타브 밴드 필터로 分析하였고, 周波數 하중 필터(Frequency Weighting Filter)는 A특성을 사용했다. 音源인 공기 압축기는 모노륨이 깔린 콘크리트 바닥에 놓고 測定하였다. 이렇게 하여 각 點에 하나의 값으로 된 Numerical Map을 그렸으며, 또한 각 값으로 音響인텐시티 레벨의 행렬을 만든 뒤 Interpolation에 의해 같은 音響 인텐시티를 갖는 點들을 연결하여 Contour Map을 그렸다.

같은 데이터로써 音源에서 發生되는 음장을 쉽게 가시화할 수 있는 3D Plot을 그렸다. 또한 데이터를 저장하고 계산을 하기 위해 컴퓨터를 사용하였으며, 공기 압축기의 音響 파워 레벨을 구하였다.

3.2.2 ENCLOSURE의 減音效果

ENCLOSURE의 減音效果 및 주위의 음 분포를 조사하기 위하여 그림 3.4와 같은 ENCLOSURE를 제작했다. ENCLOSURE의 減音效果를 測定하기 위하여, 그림2에 표시한 測定裝置를 이용했다. 減音效果를 測定한 周波數

범위는 63-5000Hz로 했다. 1/3옥타브 밴드 필터를 통과하였으며, 周波數 하중 필터(Frequency Weighting Filter)는 A특성을 사용했다. 測定은 測定面을 따라 인텐시티 탐침자를 소인(Sweeping) 하는 표면소인 測定법을 사용하였다. 평균시간은 12초로 하였으며 공간평균(Spatial Averaging)된 음향 인텐시티 값으로 부터 면적을 곱하여 음향파워를 구한다.

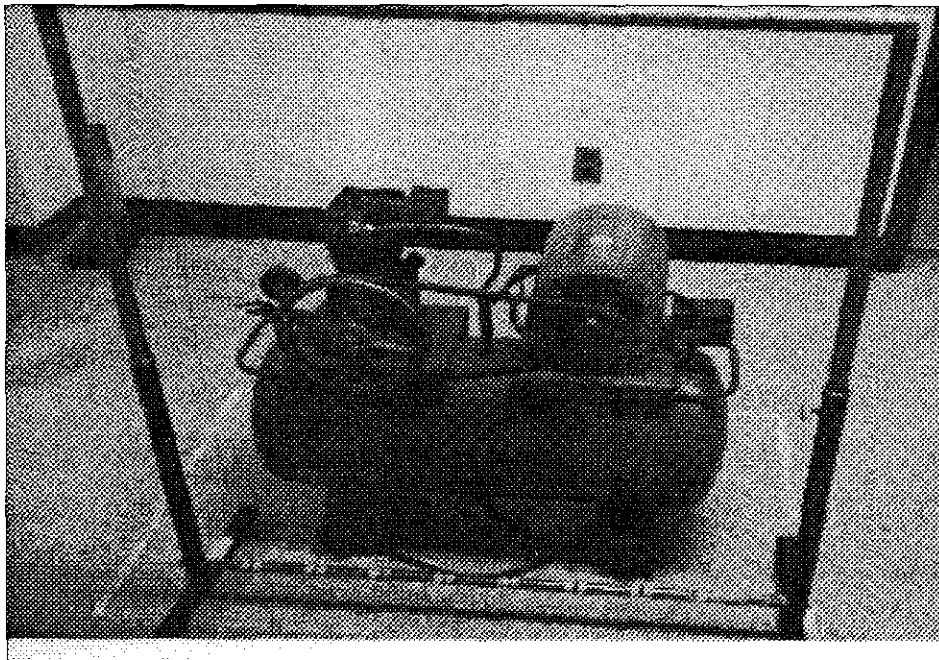


그림3.3 공기압축기의 음향 인텐시티 측정용 격자

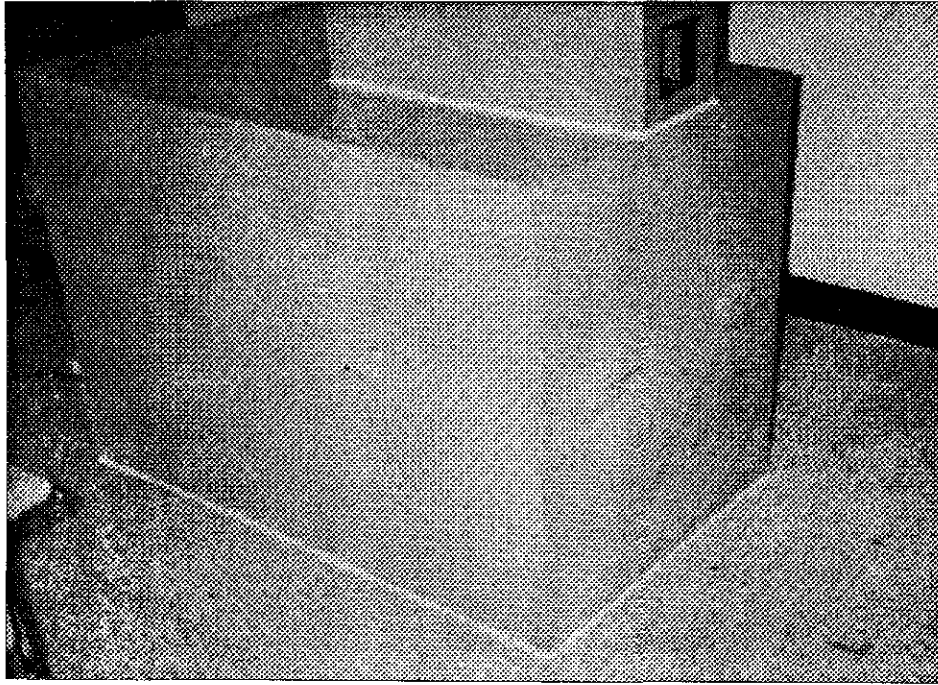


그림3.4 설계제작된 ENCLOSURE

3.3 測定系 및 DATA 처리

그림3.5는 實驗에 사용된 測定系 및 分析系를 나타내고 있다. 音響 인텐시티 Probe에 의해 測定된 신호는 Amp.에서 증폭되고 Signal Analyzer를 통하여 신호처리 된다. 이들 각 DATA는 FFT(Fast Fourier Transform)의 과정을 거쳐 周波數영역으로 변환되며, 周波數 범위는 63-5000Hz로 하여 1/3옥타브 밴드 필터로 分析하였다. 이 때의 周波數 하중 필터(Frequency Weighting Filter)는 A특성을 사용했다. 周波數 分析된 DATA는 인터페이



그림3.5 實驗에 사용된 測定系 및 分析系

스(Interface)를 통하여 컴퓨터로 입력되어 공기 압축기 및 ENCLOSURE의 음향 파워 레벨을 구하였다. 또한 정의된 각 測定점에 하나의 음향 인텐시티 값을 갖는 Numerical Map을 그렸으며, 또한 각 測定값으로 음향 인텐시티 레벨의 행렬을 만든 뒤 Interpolation에 의해 같은 음향 인텐시티를 갖는 점들을 연결하여 Contour Map을 그렸다. 그리고 Interpolation된 DATA는 音源에서 발생하는 음장을 쉽게 가시화하기 위하여, 3D Plot에 사용되었으며, 출력은 Desk Jet Printer로 하였다.

4. 實驗結果 및 考察

4.1 空氣壓縮機의 騒音源把握 및 位置決定

騒音對策에 있어서 최우선적인 것은 音源의 把握과 位置決定이다. 이를 수행하는 데 있어서 音響 인텐시티법은 기존의 기법으로는 把握하기 어려운 音源의 把握과 위치를 결정할 수 있었다. 그림4.1은 空氣壓縮機의 騒音放射형태를 把握하기 위하여 測定面の 測定점을 100mm 간격으로 하였을 때의 각 測定점의 인텐시티를 표시하는 Numerical Map이다. 空氣壓縮機 騒音의 放射형태를 수치적으로 표시하고 있다. 그림4.1을 보면 空氣壓縮機의 피스톤과 모터사이에서 가장 높은 音響 인텐시티를 발생하고 있는 것을 알 수 있다. 그림4.2와 그림4.3은 測定점을 100mm 간격으로 하였을 때의 각 測定점의 인텐시티의 Contour Map와 3D Plot을 표시하고 있다. Contour Map와 3D Plot는 보이지 않는 騒音を 시각적으로 가능하게 해주고 騒音에 의해 만들어진 음장의 자세한 발생형태를 알 수 있으며, 여러개의 音源이나 흡수되는 곳(Sink)도 정확하게 把握할 수 있다. 이 때 Interpolation은 5로 하였다.

그림4.4와 그림4.5및 그림4.6은 測定面の 測定점 간격을 200mm로 하였을 때의 Numerical Map, Contour Map와 3D Plot 結果를 각각 표시하고 있으며, 그림4.7와 그림4.8및 그림4.9는 測定面の 測定점 간격을 400mm로 하였을 때의 Numerical Map, Contour Map와 3D Plot 結果를 각각 표시하고 있다. 測定面の 測定점 간격을 각각 100mm, 200mm, 400mm로 하였을 때의 結果를 보면 거의 같은 騒音放射형태를 나타내고 있음을 알 수 있다. 이 結果에 따라서 測定점의 간격을 200mm로 선정하였다.

69+	70+	71+	71+	72+	71+	70+	70+	68+
70+	72+	73+	73+	73+	72+	72+	70+	69+
72+	74+	75+	75+	75+	74+	73+	71+	71+
72+	74+	76+	76+	76+	75+	74+	72+	71+
73+	74+	76+	77+	76+	75+	74+	73+	71+
73+	75+	76+	76+	76+	75+	74+	73+	71+
74+	75+	75+	75+	76+	75+	74+	72+	71+
73+	74+	74+	74+	74+	75+	74+	72+	70+
71+	72+	73+	73+	73+	73+	72+	71+	70+

그림4.1 測定点간격 100mm일 때의 Numerical Map

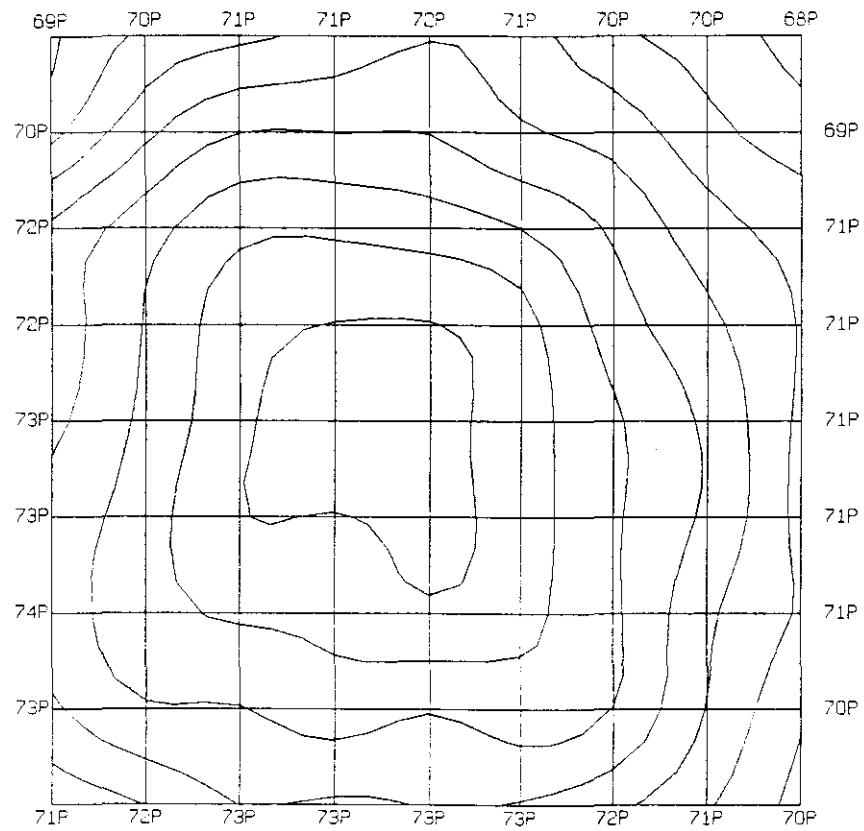


그림4.2 測定点間격 100mm일 때의 Contour Map

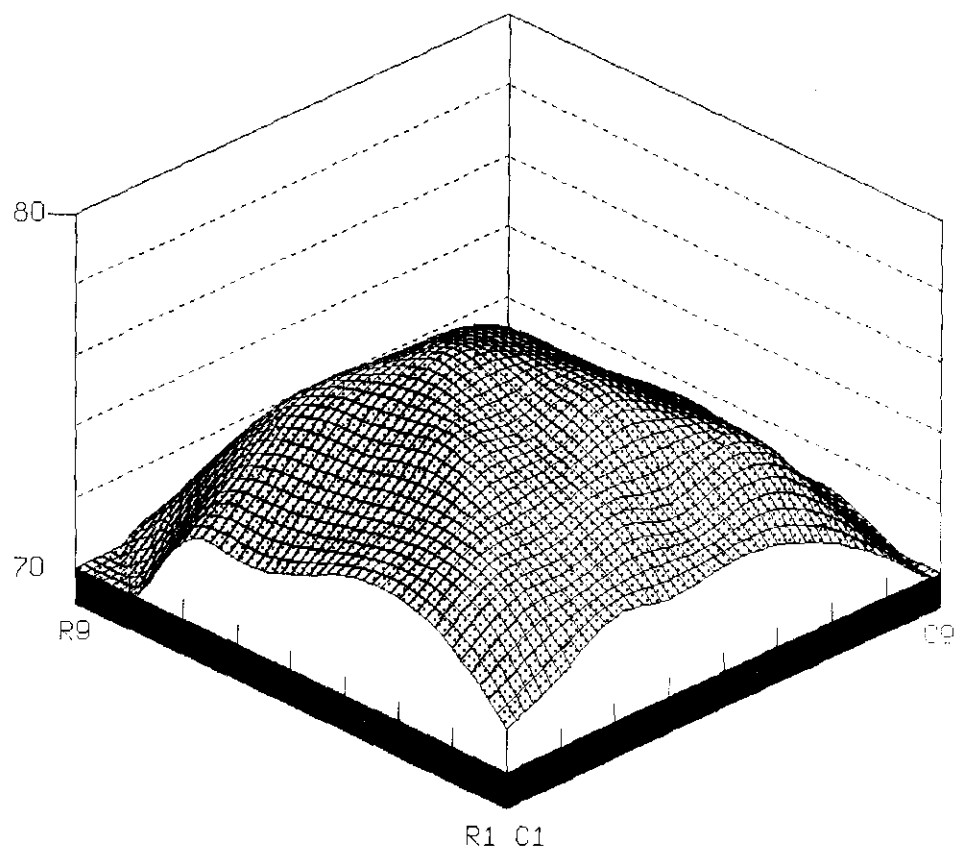


그림4.3 測定点간격 100mm일 때의 3D Plot

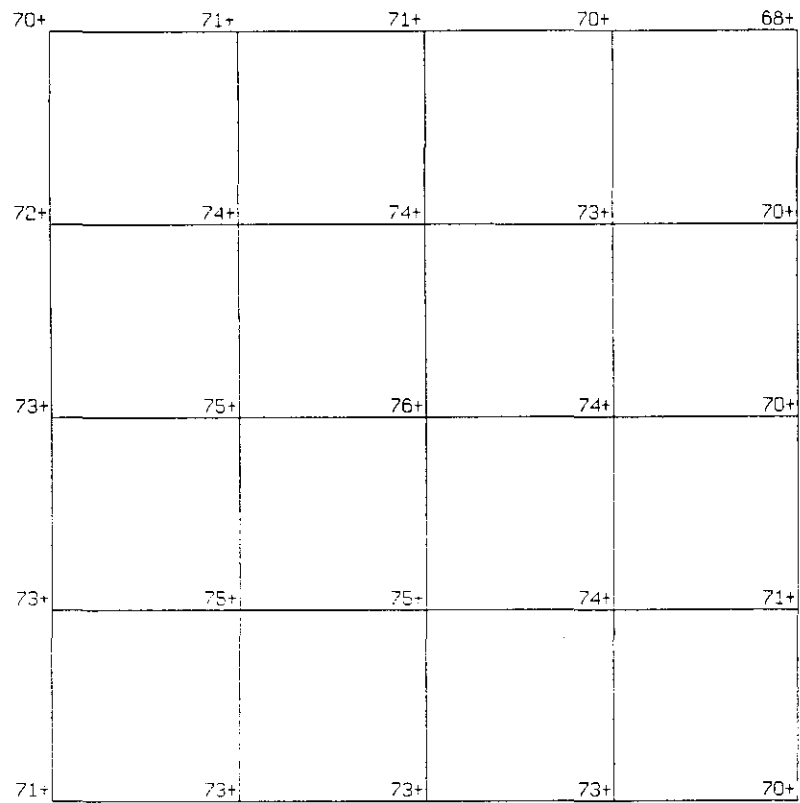


그림4.4 測定点간격 200mm일 때의 Numerical Map

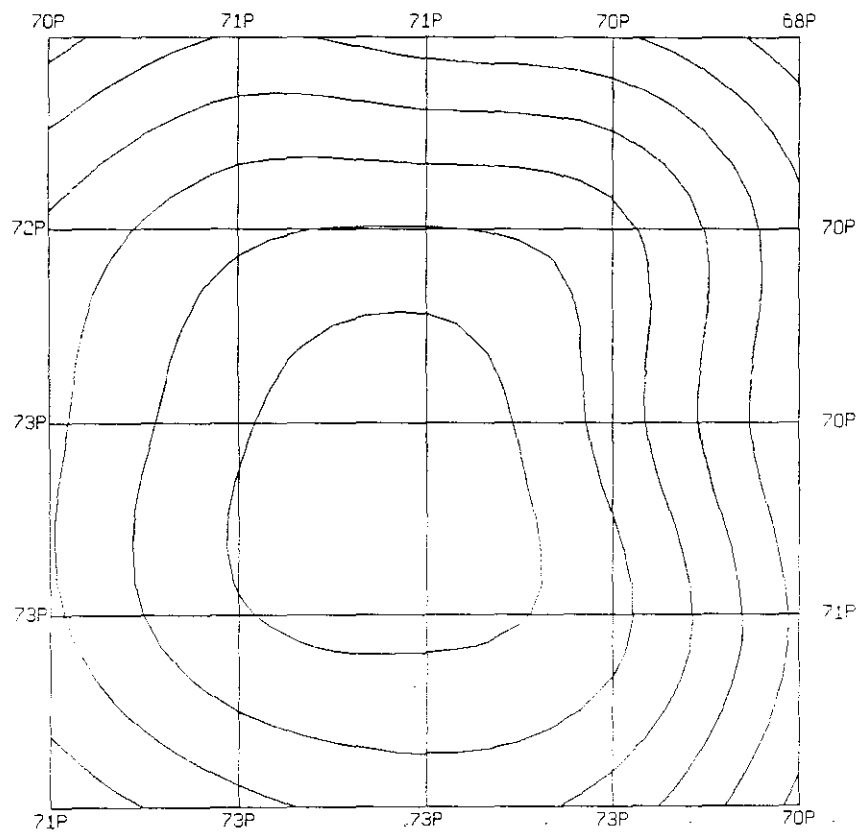


그림4.5 測定点間격 200mm일 때의 Contour Map

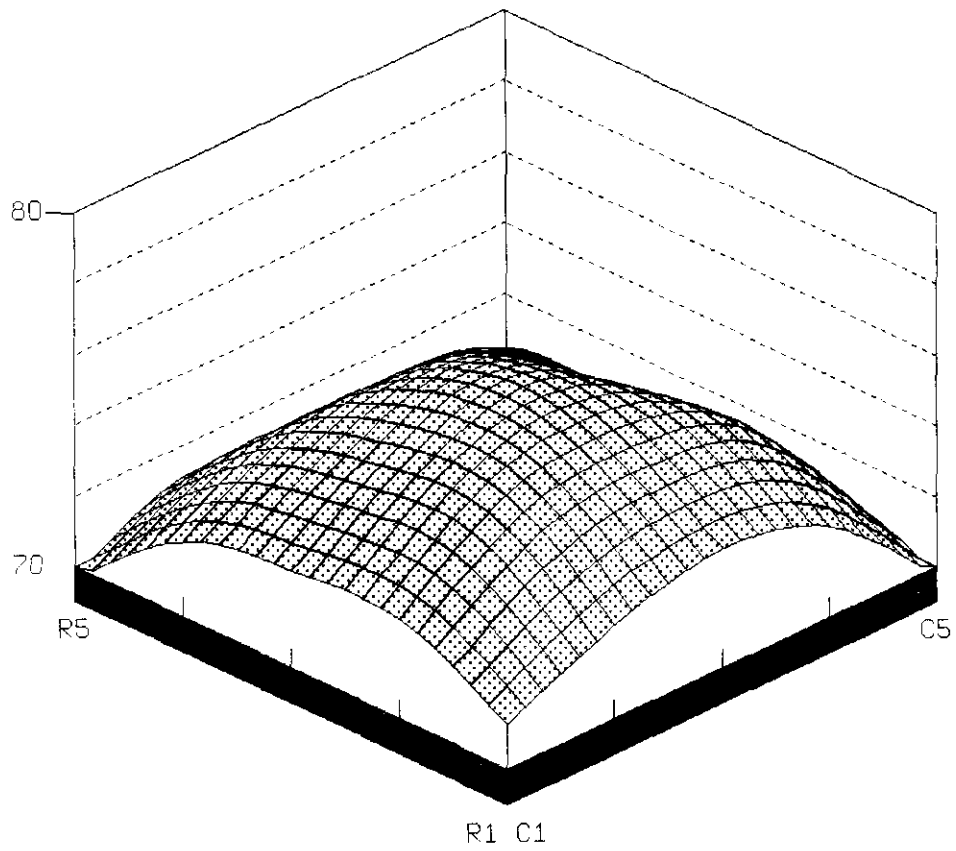


그림4.6 測定点間격 200mm일 때의 3D Plot

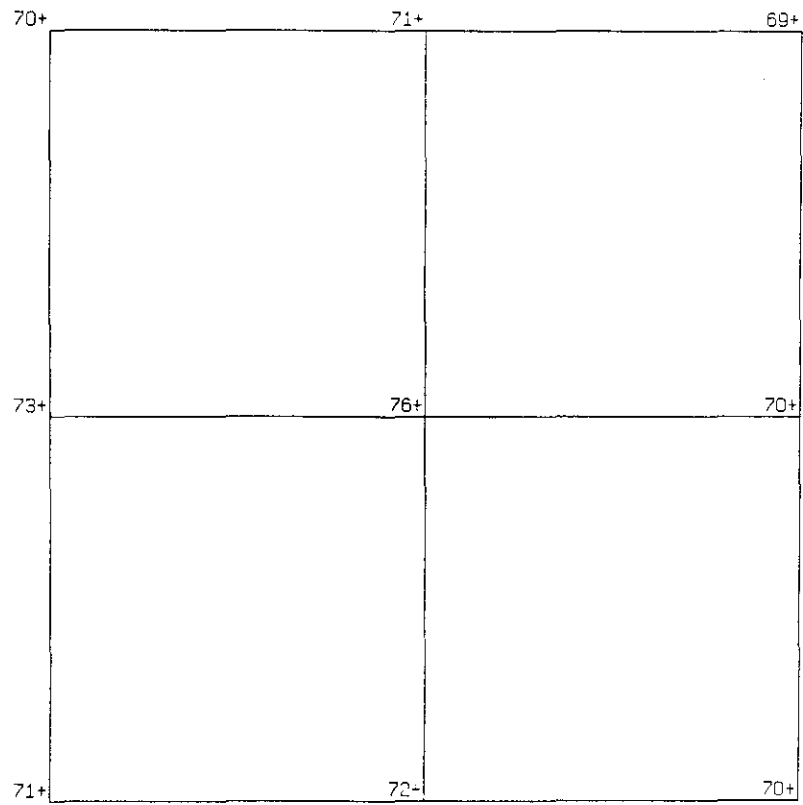


그림4.7 測定点간격 400mm일 때의 Numerical Map

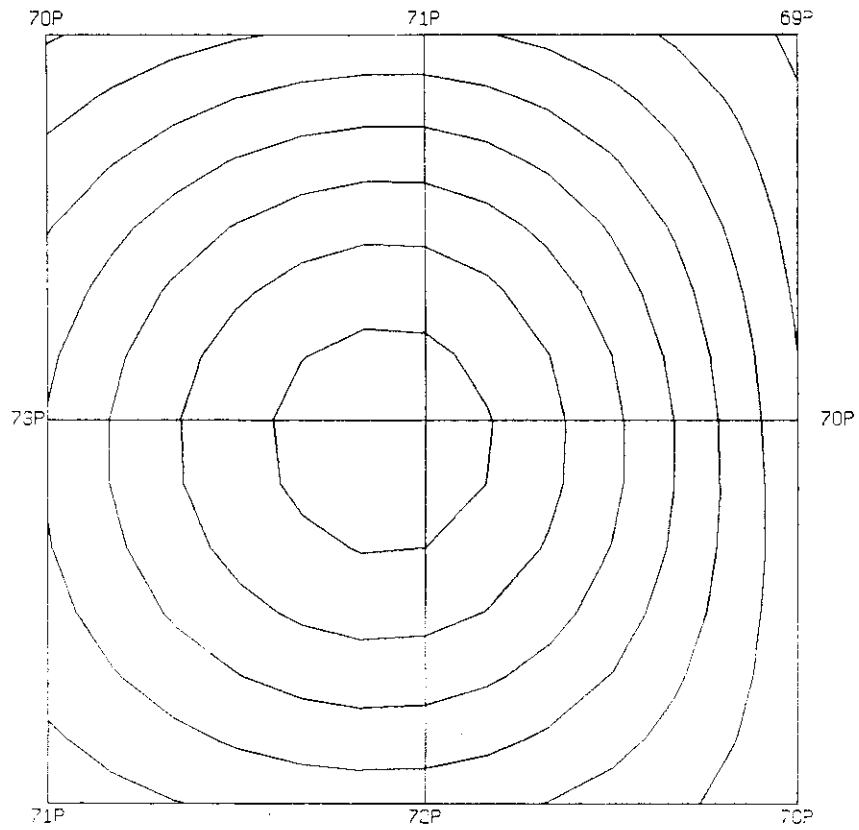


그림4.8 測定点간격 400mm일 때의 Contour Map

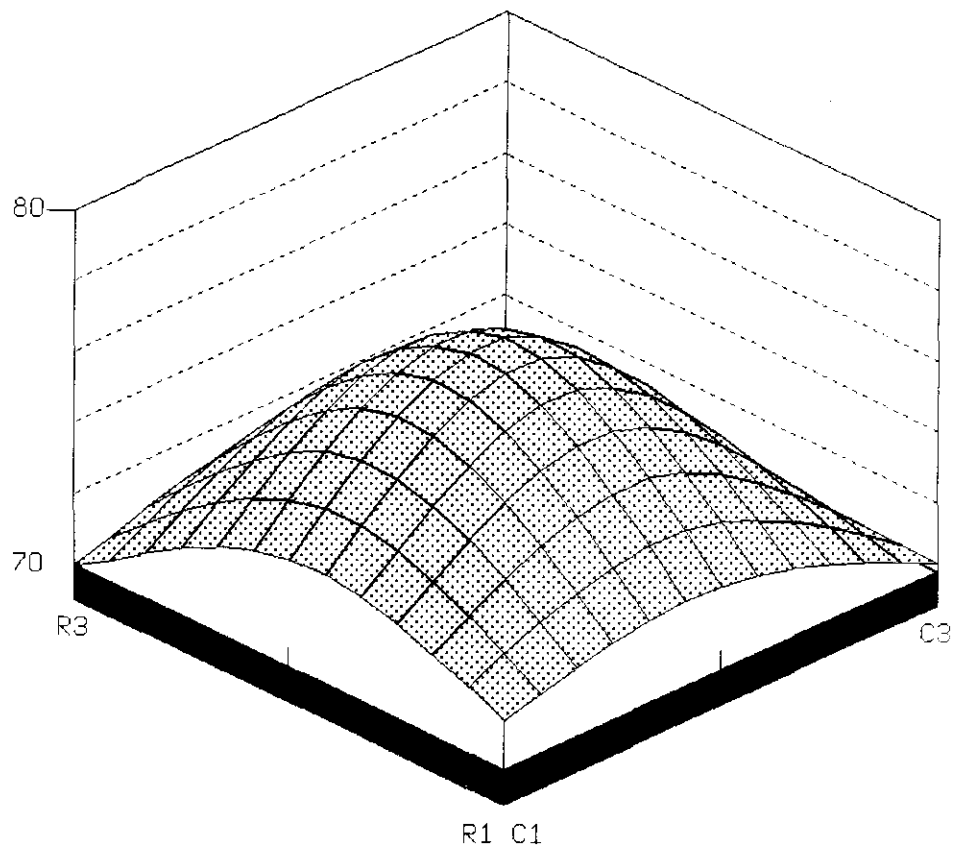


그림4.9 測定点間격 400mm일 때의 3D Plot

4.2 ENCLOSURE가 없을 때의 음향파워

그림4.10은 ENCLOSURE가 없을 때의 空氣壓縮機의 음향파워를 測定한 것이다. 1/3옥타브分析을 행하였으며, 周波數가중은 A특성으로 하였다. 測定은 測定面을 따라 인텐시티 탐침자를 소인(Sweeping) 하는 표면소인 測定법을 사용하였다. 평균시간은 12초로 하였으며 공간평균(Spatial Averaging)된 음향 인텐시티 값으로 부터 면적을 곱하여 음향파워를 구한다. 測定面の 면적은 3.2m^2 이고, 空氣壓縮機로 부터 放射되는 騒音의 A周波數가중된 음향파워 레벨은 75.9dB이었으며, Overall 음향파워 레벨은 81.4dB였다. 각 周波數 성분별 음향 인텐시티레벨은 표4.1과 같다. 이 實

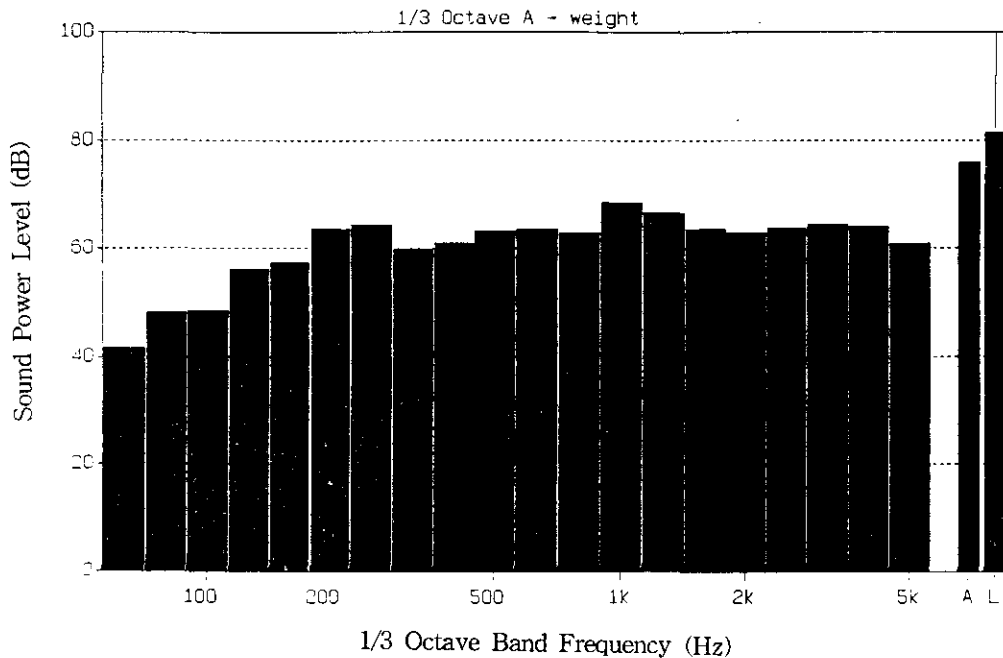


그림4.10 ENCLOSURE가 없을 때 空氣壓縮機의 음향파워

驗結果로 부터 차단周波數(cut-off frequency)를 1k로 잡고 ENCLOSURE를 설계했다.

표4.1 각 周波數 성분별 音響 인텐시티레벨

Freq. (Hz)	250	315	400	500	630	800	1k	1.25k	1.6k	2k	2.5k	3.15k	4k	A	L
dB	64.1	59.7	61.2	63.3	63.8	62.7	68.6	68.6	63.5	63.1	63.8	64.4	63.8	75.9	81.4

4.3 X형 ENCLOSURE에 의한 減音效果

그림4.11은 X형 ENCLOSURE(철판1.6mm + GLASS WOOL 50mm + GLASS WOOL PANEL 50mm:FABRIC마감)를 투과하는 空氣壓縮機의 音響과워를 測定한 것이다. 1/3옥타브分析을 행하였으며, 周波數가중은 A특성으로 하였다. X형 ENCLOSURE를 투과하여 放射되는 騒音의 A周波數가중 音響과워 레벨은 48.9dB이었으며, Overall 音響과워 레벨은 60.2dB이었다. 각 周波數 성분별 音響 인텐시티레벨은 표4.2와 같다. X형 ENCLOSURE에 의한 減音量은 A周波數가중 音響과워 레벨은 27dB이었으며, Overall 音響과워 레벨은 21.2dB 이었다.

표4.2 각 周波數 성분별 音響 인텐시티레벨

Freq. (Hz)	250	315	400	500	630	800	1k	1.25k	1.6k	2k	2.5k	3.15k	4k	A	L
dB	31.7	26.9	28.8	31.4	34.6	38.5	45.4	39.0	28.0	20.5	29.5	18.2	25.1	48.9	60.2

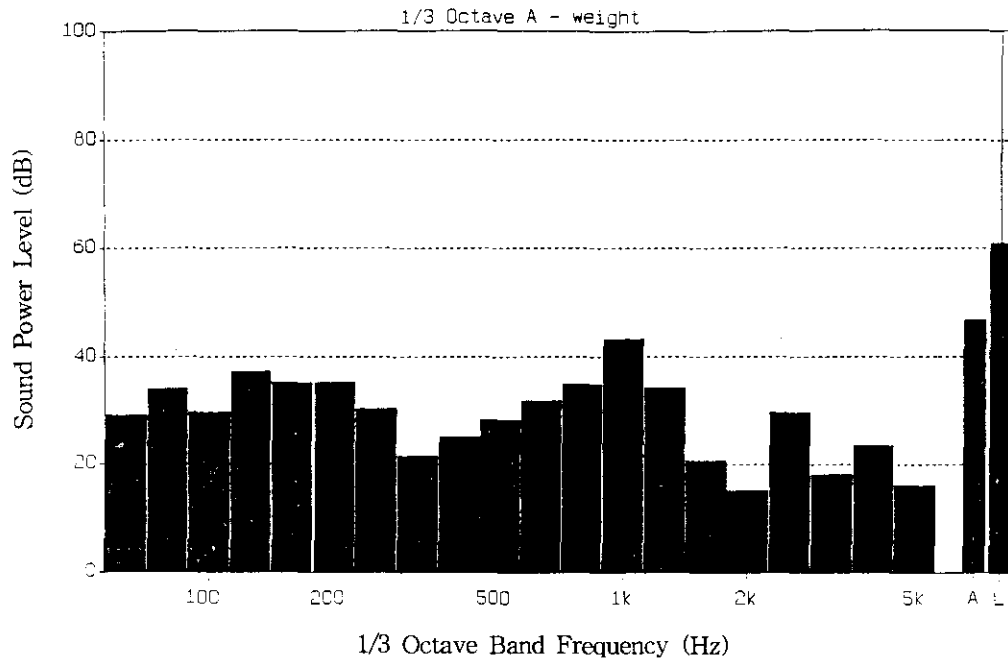


그림4.11 X형 ENCLOSURE(철판1.6mm + G/W 50mm + G/W PANEL 50mm:FABRIC마감) 를 투과하는 音響과워

4.4 Y형 ENCLOSURE에 의한 減音效果

그림4.12는 Y형 ENCLOSURE(철판1.6mm + GLASS WOOL 100mm + GLASS CLOTH + 아연도타공판0.8mm) 를 투과하는 騒音의 音響과워를 測定한 것이다. 1/3옥타브分析을 행하였으며, 周波數가중은 A특성으로 하였다. Y형 ENCLOSURE를 투과하여 放射되는 騒音의 A周波數 가중 音響과워 레벨은 48dB이었으며, Overall 音響과워 레벨은 62.5dB이었다. E

NCLOSURE에 의한 減音量은 A周波數 가중 音響과워 레벨은 27.9dB이었으며, Overall 音響과워 레벨은 18.9dB 이었다. 각 周波數 성분별 音響 인텐시티레벨은 표4.3과 같다.

표4.3 각 周波數 성분별 音響 인텐시티레벨

Freq. (Hz)	250	315	400	500	630	800	1k	1.25k	1.6k	2k	2.5k	3.15k	4k	A	L
dB	30.9	26.2	29.4	28.6	35.1	36.9	40.7	38.9	28.8	24.7	30.2	26.3	26.7	48.0	62.5

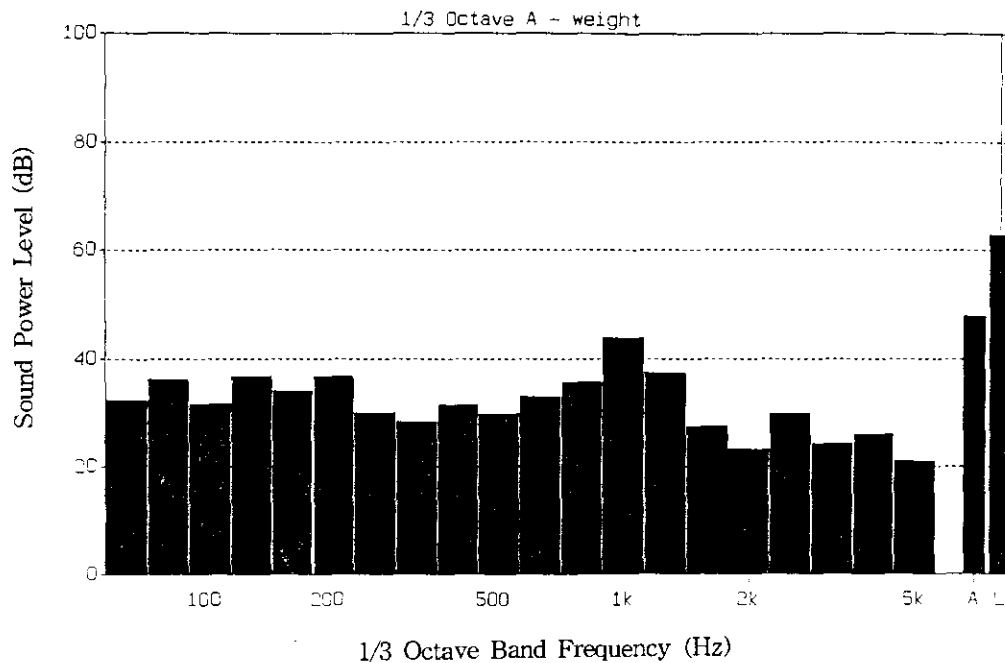


그림4.12 Y형 ENCLOSURE(철판1.6mm + G/W 100mm +
G/C + 아연도 타공판 0.8mm) 를 투과하는音響과워

4.5 Z형 ENCLOSURE에 의한 減音效果

그림4.13은 Z형 ENCLOSURE(철판1.6mm + 석고보드9mm + GLASS WOOL 100mm + GLASS CLOTH + 아연도타공판0.8mm)를 투과하는 騒音의 音響파워를 測定한 것이다. 1/3옥타브分析을 행하였으며, 周波數가중은 A특성으로 하였다. Z형 ENCLOSURE를 투과하여 放射되는 騒音의 A 周波數 가중 音響파워 레벨은 46.2dB이었으며, Overall 音響파워 레벨은 60.1dB이었다. ENCLOSURE에 의한 減音量은 A周波數 가중 音響파워가

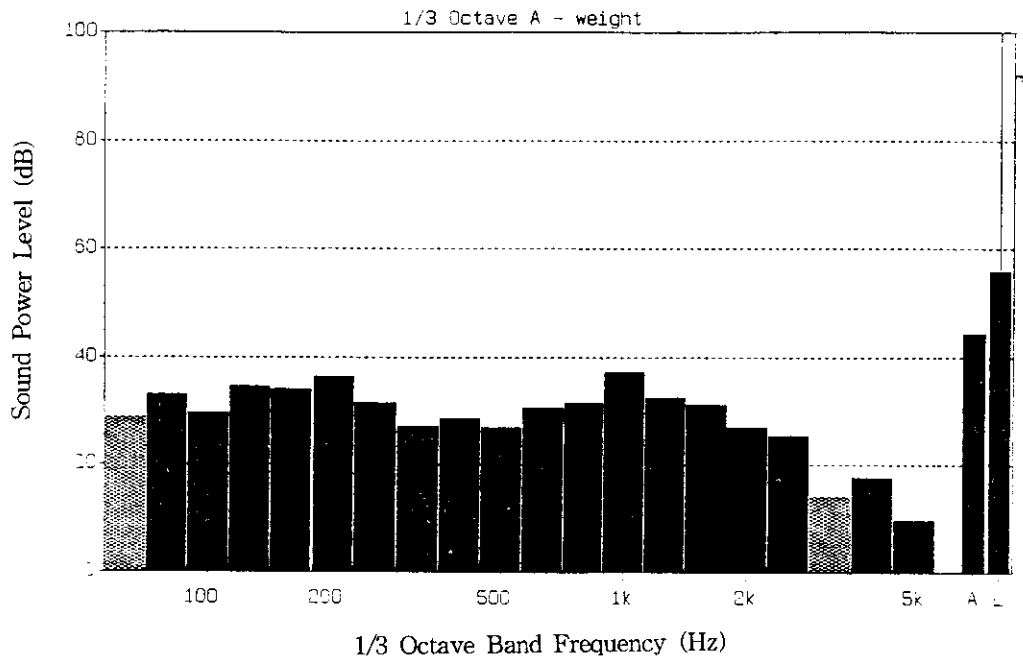


그림4.13 Z형 ENCLOSURE(철판1.6mm + 석고보드 + G/W 100mm + G/C + 아연도 타공판 0.8mm)를 투과하는 音響파워

29.7dB이었으며, Overall 음향파워는 21.3dB이었다. 각 周波數 성분별 음향 인텐시티레벨은 표4.4와 같다.

한편, 空氣壓縮機의 음향파워를 測定하기 위하여 정의한 測定面の 各단 위면을 통하여 放射되는 騒音의 음향파워를 測定할 수 있는 데, 그림4.14의 (a)는 ENCLOSURE가 없을 때 各 단위 測定面の 음향파워를 큰 순서대로 나열한 것이다. (b), (c), (d)는 각각 X형, Y형, Z형의 ENCLOSURE가 있을 때의 各 단위測定面の 음향파워를 표시하고 있다.

표4.4 각 周波數 성분별 음향 인텐시티 레벨

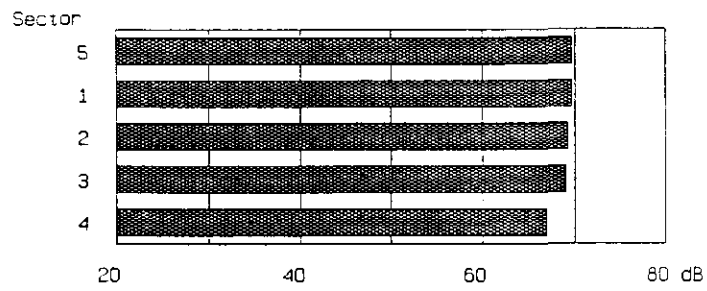
Freq. (Hz)	250	315	400	500	630	800	1k	1.25k	1.6k	2k	2.5k	3.15k	4k	A	L
dB	32.2	29.6	32.6	32.9	35.3	31.3	37.8	33.5	32.3	21.4	23.1	19.2	19.6	46.2	60.1

4.6 ENCLOSURE에 의한 減音效果의 비교

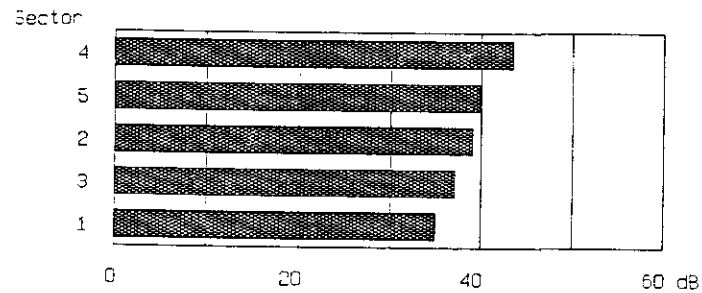
ENCLOSURE의 減音量은 다음식에 따라 산출했다.

$$NR = L_{w1} - L_{w2} \text{ -----(7)}$$

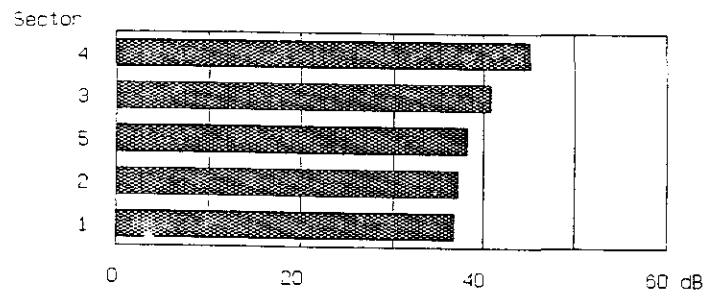
여기에서, L_{w1} 과 L_{w2} 는 ENCLOSURE가 없는 경우와 ENCLOSURE가 있는 경우의 음향파워 레벨을 대입했다. 또 식(7)에서 구한 減音量과 ENCLOSURE의 투과손실을 비교하기 위하여, ENCLOSURE의 투과손실을 다음식으로 산출했다.



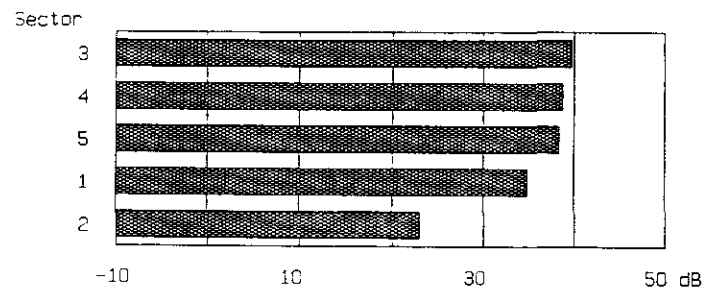
(a)



(b)



(c)



(d)

그림 4.14 각 단위測定面을 통과하는 음響파워의 비교

$$TL = 18 \log(m \cdot f) - 44 \text{ -----}(8)$$

여기에서, f 는 중심周波數, m 는 ENCLOSURE판의 면밀도(kg/m^2)이다. 그림4.15는 X형 ENCLOSURE에 의한 減音量의 實驗値와 X형 ENCLOSURE를 구성하고 있는 판의 투과손실 理論値와의 비교도이다. 이 그림4.15에서 X형 ENCLOSURE의 減音量과 판의 투과손실을 비교하면, X형 ENCLOSURE 즉 구조물로 만든 것이 판의 경우보다 저周波數 영역에서 減音效果가 좋은 것을 알았다. 중고周波數 영역에서는 식(8)의 理論値와 같게 되던가, 거의 減音量쪽이 작게 되는 것을 알았다. 그림4.16과 그림4.17은 Y형, Z형 ENCLOSURE에 의한 減音量의 實驗値와 ENCLOSURE를 구성하고 있는 판의 투과손실 理論値와의 비교도이다. 그림4.16과 그림4.17에서도 그림4.15와 같은 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 또, 實驗에 사용한 ENCLOSURE중에서, A周波數 가중된 音響파워의 減音效果가 큰 것은 Z형, Y형, X형의 순서로 되어 있다고 생각할 수 있으며, 減音率은 각각 39.1%, 36.8%, 35.6%였다. Overall 音響파워 레벨에 대해서는 Z형, X형, Y형의 순서로 되어 있으며, 減音率은 각각 26.2%, 26%, 23.2%였다. 그러나 각 재료에는 周波數에 대해 고유의 특성이 있기 때문에, 일반적으로 어느 재료가 減音效果가 좋다고 평가하는 것은 곤란하다. 그림4.18은 ENCLOSURE가 없을 때의 空氣壓縮機의 音響파워레벨과 X형, Y형, Z형 ENCLOSURE에 의한 音響파워레벨을 비교한 것이다.

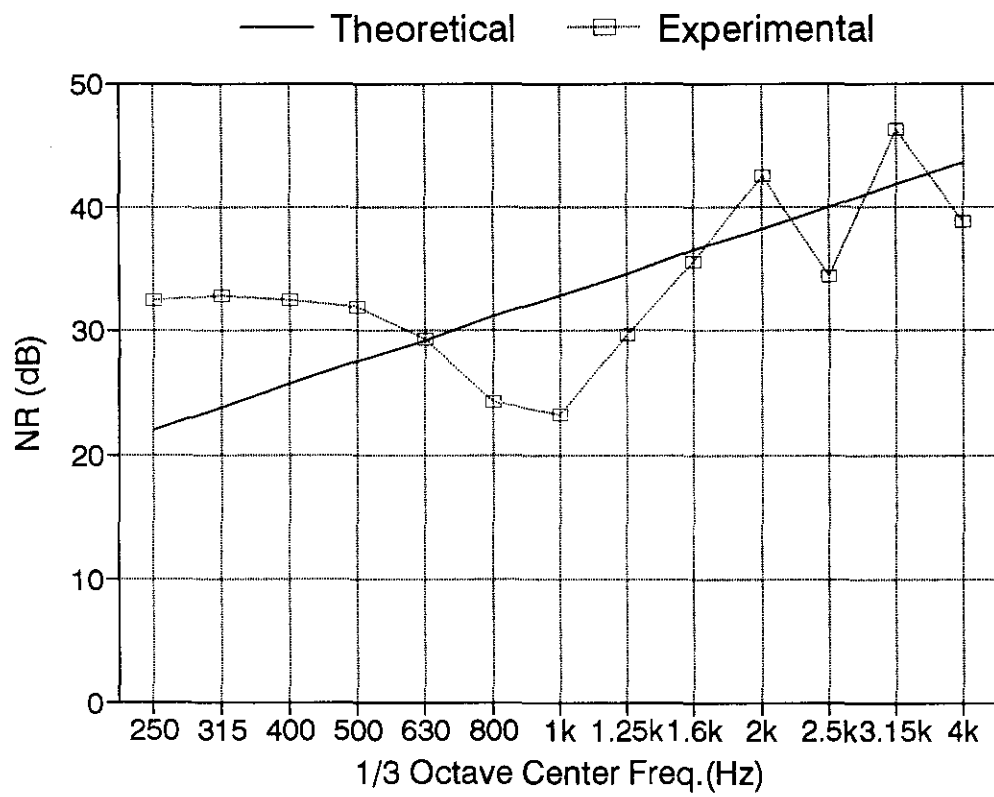


그림 4.15 X형 ENCLOSURE에 의한 減音量과 理論値의 비교

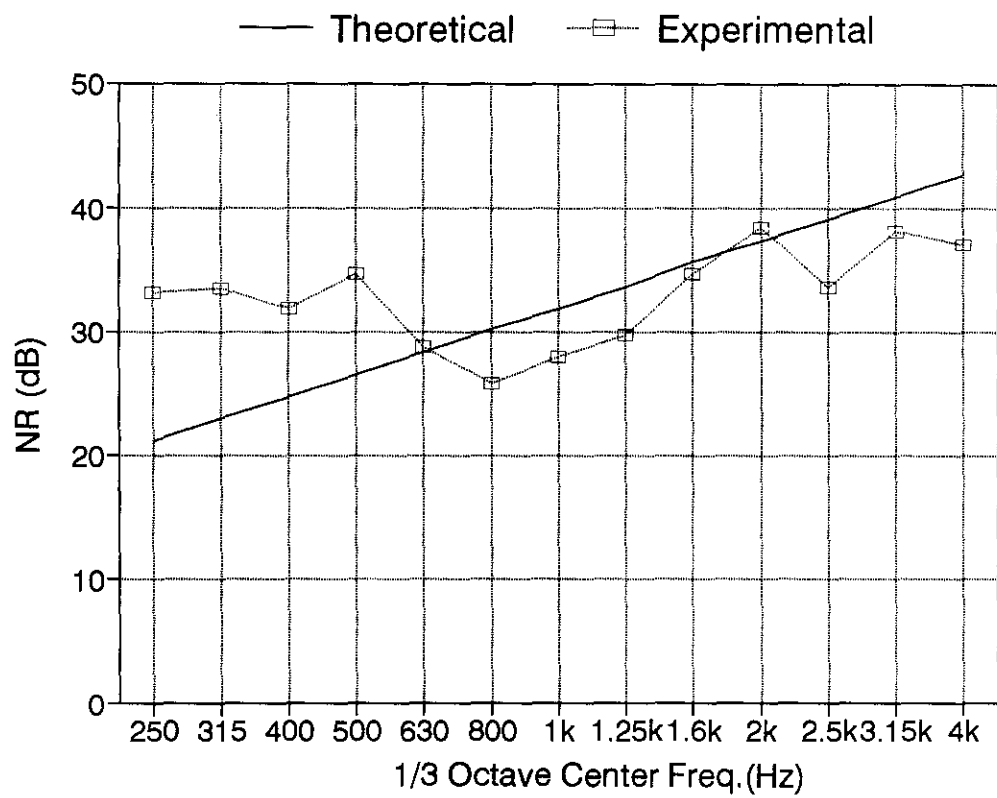


그림 4.16 Y형 ENCLOSURE에 의한 減音量과 理論値의 비교

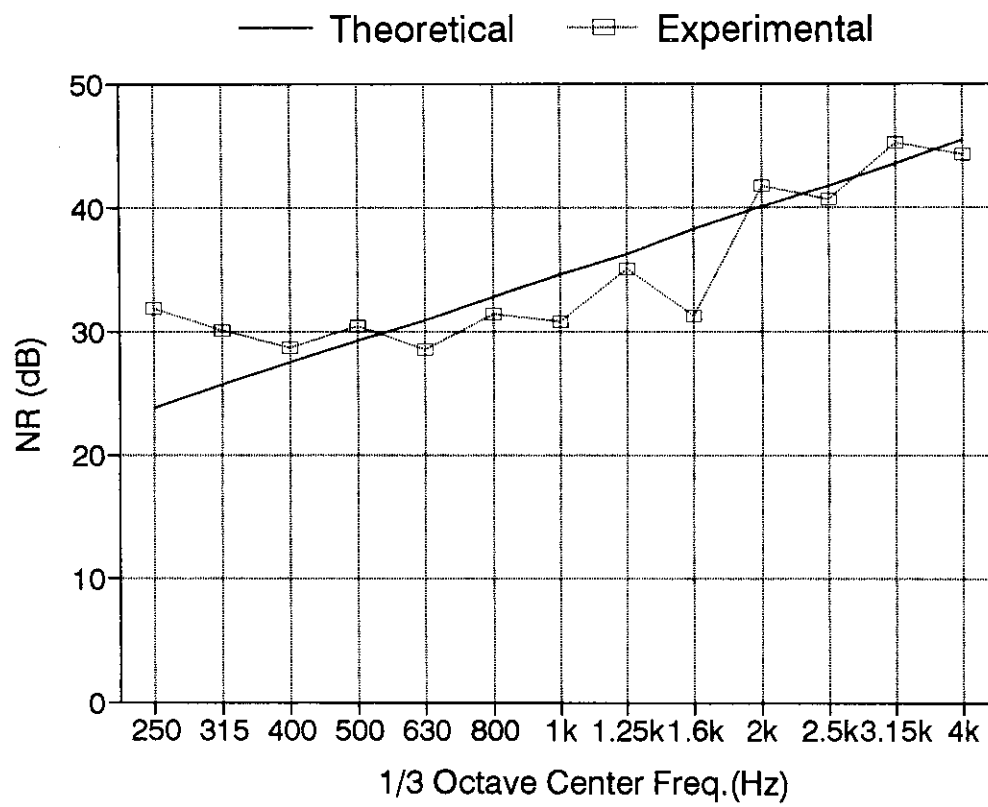


그림 4.17 Z형 ENCLOSURE에 의한 減音量과 理論値의 비교

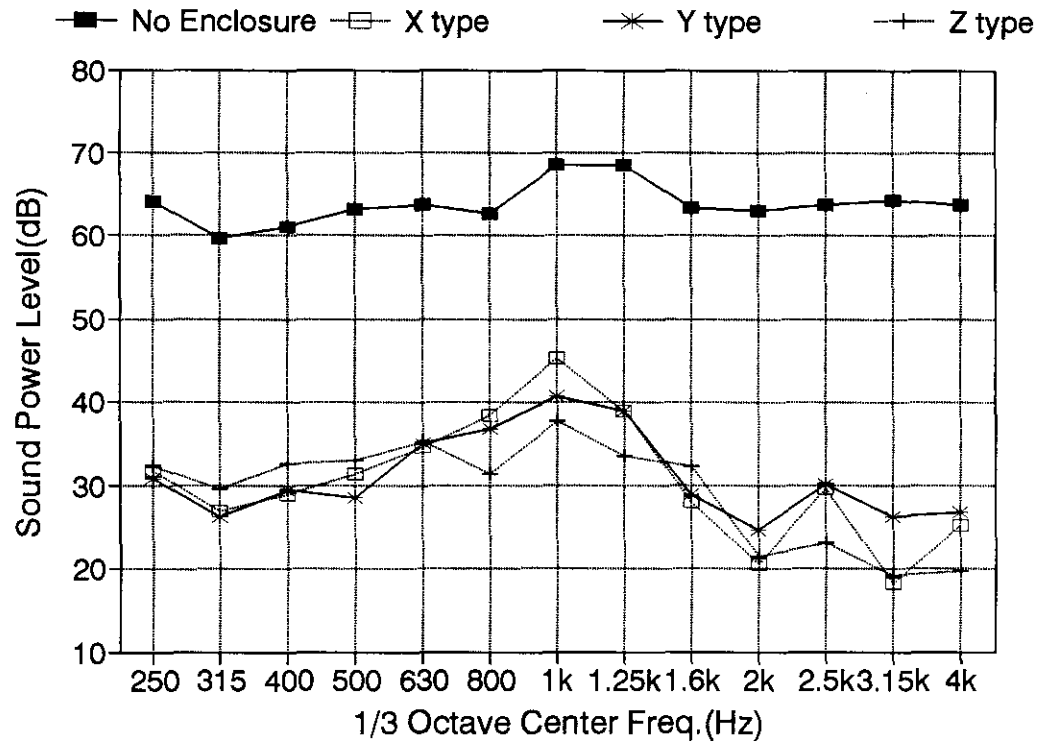


그림4.18 ENCLOSURE가 없을 때의 空氣壓縮機의 音響파워레벨과 X형, Y형, Z형 ENCLOSURE를 투과하는 音響파워레벨의 비교

5. 結 論

최근 騒音문제가 큰 사회문제로 대두되고 있는 가운데, 자동화 추세와 더불어 각 분야에서 그 수요가 점차 확대되어 가고 있는 空氣壓縮機가 공장을 비롯한 모든 사업장에서 주요 騒音源의 하나가 되고 있다. 노동부의 산업재해 통계에 따르면 전체 제조업의 직업병중 騒音성난청이 수위를 차지하고 있다. 騒音이 끼치는 영향은 일시적청력손실, 영구청력손실등의 직접적인 것뿐만 아니라 작업도중 騒音이 원인이되어 일어나는 사고등 정신적, 신체적, 사회적인 영향 즉, 간접적인 영향은 그 예를 일일이 들기도 어려울 정도로 우리 생활에 밀접한 관계를 맺고 있다. 그럼에도 불구하고 과도한 騒音에 노출되어 있는 근로자와 사용자 및 일반인 모두 騒音에 대한 피해는 느끼면서도 騒音대처에 대한 기본인식의 결여로 騒音低減對策을 세우기 위한 노력이 동반되지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 근로자와 사용자 및 일반인 모두에게 空氣壓縮機 騒音에 대한 인식을 심어 주고 騒音對策을 세우게 하여 騒音으로 인한 산업재해예방과 쾌적한 작업분위기 조성에 기여할 목적으로 騒音測定의 新技術인 音響 인텐시티법을 사용하여 空氣壓縮機에서 放射되는 騒音의 형태把握 및 周波數分析을 하였으며, 이를 토대로 방음ENCLOSURE를 제작하여 방음ENCLOSURE에 의한 減音效果를 비교한 結果 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 騒音對策을 세우기 위하여는 얼마만큼의 騒音 즉, 音響 파워(Sound Power)가 어느 機械로부터 放射되고 있는가를 알아야만 하나 기존의 음압測定으로는 이를 알아 내기가 용이하지 않았다. 그러나 音響 인텐시티

(Sound Intensity)를 測定함으로써 이러한 문제를 해결할 수 있었으며, 사업장에서 騒音低減對策을 세우고자 할때 音源의 把握과 位置決定등 가장 쉽고 용이한 測定技術임을 實驗을 통하여 알 수 있었다.

2. 3종류의 ENCLOSURE 즉 X형(철판1.6mm + GLASS WOOL 50mm + GLASS WOOL PANEL 50mm:FABRIC마감), Y형(철판1.6mm + GLASS WOOL 100mm + GLASS CLOTH + 아연도타공판0.8mm), Z형(철판1.6mm + 석고보드9mm + GLASS WOOL 100mm + GLASS CLOTH + 아연도타공판0.8mm)를 설계 제작하여 實驗한 結果, Overall 音響파워 레벨에 대해 減音效果가 큰 것은 Z형, X형, Y형의 순서로 되었으며, 減音率은 각각 26.2%, 26%, 23.2%였다. A周波數 가중된 音響파워 레벨에 대해서는 Z형, Y형, X형의 순서로 되었으며, 減音率은 각각 39.1%, 36.8%, 35.6%였다.

3. ENCLOSURE에 의한 減音量의 實驗値와 ENCLOSURE를 구성하고 있는 판의 투과손실 理論値를 비교한 結果, ENCLOSURE의 實驗値가 理論値보다 低周波數 영역에서 減音效果가 좋은 것을 알았다. 中高周波數 영역에서는 理論値와 같게 되던가, 거의 實驗値쪽이 작게 되는 것을 알았다. 이러한 경향은 X형, Y형, Z형의 ENCLOSURE 모두에서 나타났다.

參 考 文 獻

- [1] ISO 9614 : 1993, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Intensity.

- [2] ISO 3740 : 1980, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Guidelines for the Use of Basic Standards and for the Preparation of Noise Test Codes.

- [3] ISO 3741 : 1975, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources - Precision Methods for Broad-Band Sources in Reverberation Rooms.

- [4] ISO 3742 : 1975, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Precision Method for Discrete-Frequency and Narrow-Band Sources in Reverberation Rooms.

- [5] ISO 3743 : 1976, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Engineering Methods for Special Reveration Test Rooms.

- [6] ISO 3744 : 1981, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Engineering Methods for Free-Field Conditions over A Reflecting Plane.

- [7] ISO 3745 : 1977, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Precision Methods for Anechoic and Semi-Anechoic Rooms.
- [8] ISO 3746 : 1979, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Survey Method.
- [9] ISO 3747-1987, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Survey Method using A Reference Sound Source.
- [10] ISO/TR 7849 : 1987, Acoustics - Estimation of Airborne Noise Emitted by Machinery Using Vibration Measurement.
- [11] BERANEK, L.L. Noise & Vibration Control, McGRAW-Hill, 1971
- [12] GADE, S. "Sound Intensity (Part 1 Theory)," Bruel & Kjaer Technical Review 3, 3-39, 1982
- [13] GADE, S. "Sound Intensity (Part 2 Instrumentation and Applications), " Bruel & Kjaer Technical Review 4, 3-32, 1982
- [14] GADE, S. "Sound Intensity and its Application in Noise Control)," Sound and Vibration March, 14-26, 1985
- [15] BENOIT, R. et al. " Analysis of Sound Power Measurement via

- Intensity for A Spinning Frame. Inter-Noise 85 (Munich), 1985, pp. 1131-1134.
- [16] BOCKHOFF, M. " Sound Power Determination by Intensity Measurement in The Near-Field of A Vibration Panel. Inter-Noise 85 (Munich), 1985, pp. 1135-1138.
- [17] BOCKHOFF, M. et al " Sound Power Determination of Machines by Intensity Technique. Inter-Noise 88 (Avignon), 1988, pp. 1125-1128.
- [18] CROCKER, M.J. The Use of Existing and Advanced Intensity Techniques to Identify Noise Sources of a Diesel Engine. SAE 810694, 1981
- [19] FAHY, F.J. Sound Intensity, Elsevier Applied Science, London, 1989
- [20] HUBNER, G. Sound Intensity Method. Errors in Determining The Sound Power Levels of Machines and its Correlation with Sound Field Indicators. Inter-Noise 87 (Beijing), 1987, pp. 1227-1230.
- [21] POPE, J. Intensity Measurements for Sound Power Determination over A Reflecting Plane. Inter-Noise 86 (Bston), 1986, pp. 1115-1120.

- [22] 音響材料協會, 騒音・振動対策 ハンドブック, 技報堂, 1982.
- [23] 山下充康, 機械工学大系, 騒音工学, コロナ, 1989.
- [24] 中野有朋, 低騒音化技術, 技術書院, 1993.
- [25] 中野有朋, 超低音(聞えない音), 技術書院, 1994.
- [26] 白木万博, 騒音防止設計とシミュレーション, 應用技術出版, 1991.
- [27] 方泰圭, 精密騒音 測定技術에 관한 研究, 産業安全研究院, 1993.
- [28] 方泰圭, 騒音低減裝置의 安全設計, 産業安全研究院, 1993.

附 錄

1. 資材別 音響特性

1.1 一般 建築 資材의 吸音率

區 分 資料名	옥타브밴드 중심주파수 (Hz)					
	125	250	500	1,000	2,000	4,000
벽돌(결이 거칠지 않음)	0.03	0.03	0.03	0.04	0.05	0.07
벽돌(결이 거칠지 않음, 페인트 칠)	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
스폰지 고무위에 카펫	0.08	0.24	0.57	0.69	0.71	0.73
콘크리트 위에 카펫	0.02	0.06	0.14	0.37	0.60	0.65
콘크리트 블럭 (결이 거칠)	0.36	0.44	0.31	0.29	0.39	0.25
콘크리트 블럭 (페인트 칠)	0.10	0.05	0.06	0.07	0.09	0.08
바닥(콘크리트 또는 콘크리트인조석)	0.01	0.01	0.015	0.02	0.02	0.02
바닥(콘크리트 바닥위에 탄력적인 마루)	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
바닥(딱딱한 나무)	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
유리(重板)	0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
유리(표준유리창)	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
석고 보드(13mm)	0.29	0.10	0.05	0.04	0.07	0.09
판넬(fiberglass, 두께 38mm)	0.86	0.91	0.80	0.89	0.62	0.47
판넬(다공질 재료 두께 100mm)	0.70	0.99	0.99	0.99	0.94	0.83
판넬(fiberglass로 절연한 다공질 재료, 두께 50mm)	0.21	0.87	1.52	1.37	1.34	1.22
판넬(광섬유로 절연한 다공질 재료, 100mm)	0.89	1.20	1.16	1.09	1.01	1.03
합판(두께 10mm)	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
plaster, 석고 또는 석회(거친연마)	0.02	0.03	0.04	0.05	0.04	0.03
plaster, 석고 또는 석회(잘 연마)	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.03
포리우레탄 폼(두께 25.4mm)	0.16	0.25	0.45	0.84	0.97	0.87
타일(천정, 광섬유질)	0.18	0.45	0.81	0.97	0.93	0.82
타일(대리석 또는 인조대리석)	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
나무(고형, 두께 50mm)	0.01	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
피 룽(輕)	0.04	-	0.11	-	0.30	-
피 룽(重)	0.10	-	0.50	-	0.82	-
모 전	0.13	-	0.56	-	0.65	-

1.2 一般 建築資材別 透過損失

資料名	區 分	두께 (mm)	面密度 (kg/m ²)	옥타브밴드 중심주파수(Hz)						平均
				125	250	500	1k	2k	4k	
벽 돌		100	-	30	36	37	37	37	43	-
灰로 만든(cinder)블럭(속이빔)		200	-	33	33	33	39	45	51	-
중간 二孔 경석블럭		100	75.7	8	5	9	14	19	17	11
콘크리트블럭		100	160	19	24	28	32	36	40	28
콘크리트블럭(輕量, 페인트칠)		150	-	38	36	40	45	50	56	-
경량블럭 片面에 plaster 바름		100	99.5	31	27	35	36	40	47	37
경량블럭 양면에 plaster 바름		100	1235	32	34	36	39	42	52	37
콘크리트블럭양면 plaster바름		100	160	33	37	42	49	56	57	43
콘크리트블럭양면 mortar바름		100	180	31	35	45	52	56	56	44
석면슬레이트 小波板		6.5	-	15	19	24	26	31	44	23
플렉시블시트		4	7.1	18	22	23	28	33	36	25
석면슬레이트+石綿小波板接着		4+6.5	-	18	18	23	33	33	44	25
플렉시블시트		6	11	19	25	25	31	34	28	27
석면슬레이트판		20	-	24	26	32	28	37	50	29
무기물 혼입한 섬유질타일		16	-	30	32	39	43	53	60	-
다공이 있는 섬유차음판넬		100	-	28	34	40	48	56	62	-
슬레이트에 木毛板積層材		3+9+3	25.6	29	29	31	35	38	37	32
슬레이트에 木毛板接着		3+17	18.4	34	28	28	34	39	33	33
플렉시블보드+유리솜+플렉시블보드		4+22+3	17.6	26	32	32	39	38	37	34
유리블럭 140×140 (mm)		95	-	41	35	29	31	30	37	33
유리블럭 210×100 (mm)		33	-	33	28	27	33	42	50	33
유리블럭 145×145 (mm)		95	67	30	32	38	46	53	39	40
유리블럭 193×193 (mm)		95	97	28	27	36	42	31	37	33
판유리		3	7.2	10	18	23	29	32	26	22
판유리		5	13	12	22	26	31	26	32	32
판유리		6	15	11	23	27	31	24	37	23
판유리		8	-	18	25	29	31	51	40	27
鐵板		-	5.9	-	25	21	29	35	-	28
鋼鐵板		-	10	15	19	31	32	35	38	-
鋼鐵板		-	12.5	21	30	34	37	40	47	-
鉛 판		-	19.0	-	32	33	32	32	-	32
알루미늄 판		-	1.71	-	18	13	18	23	-	18
鐵骨 plaster 2중벽		21	85.9	21	25	32	43	39	58	32
鐵骨 plaster 2중벽내 岩綿충전		26	-	26	24	37	47	50	69	37
鐵骨 plaster 2중벽		30	95.7	30	28	35	40	43	53	35
납비닐 커어튼		-	7.5	22	23	25	31	35	42	-
딱딱한 나무로 만든 문		670	-	26	33	40	43	48	51	-
합판		6.35	3.5	17	15	20	24	28	27	-
합판		19	10	24	22	27	28	25	27	-

1.3 施工方法에 따른 吸音率(空氣層 效果)

區 分 施工方法	옥타브밴드 중심주파수 (Hz)					
	125	250	500	1,000	2,000	4,000
glass wool(밀도 25kg/m ³ , 두께 25mm) 벽에 밀착 시공	0.06	0.20	0.65	0.90	0.95	0.98
glass wool 보드(100kg/m ³ , 25mm) 벽에 밀착 시공	0.03	0.17	0.63	0.96	0.96	0.96
glass wool 보드(100kg/m ³ , 25mm) 25mm공기층	0.34	0.26	0.78	0.99	0.99	0.98
glass wool 보드(100kg/m ³ , 25mm) 50mm공기층	0.17	0.40	0.94	0.97	0.97	0.99
glass wool 판넬(0.6×1.2m, 두께16mm) 을 공기층 40cm두고 7군데 마운팅	0.40	0.46	0.60	0.87	0.87	0.58

2. 壓縮機 發生熱量 및 換氣用 FAN의 選定

2.1 壓縮機 發生熱量

空氣壓縮機는 引入動力이 空氣의 壓縮過程에서 壓縮熱, 部品 摩擦熱, 電氣抵抗熱등으로 바뀌게 되고 순수하게 단위시간당 吸入되어 最終 托출되는 壓縮空氣가 지나는(壓縮過程에서 溫度上昇)熱량을 除外한 모든 열량이 압축기 外部로 放出되게 된다.

壓縮機의 放熱로 周圍溫度가 上昇이 되면 온도상승에 따른 空氣의 密度가 低下되어 壓縮機의 實吐出空氣量이 적어지게 되고 潤滑유의 壽命減少 및 部品の 早期損傷을 초래하게 되므로 취급설명서 및 사양서에 명기된 規制溫度 以下에서 압축기 運轉이 되도록 주위공기를 換氣시켜야 한다. 특히 開放된 場所가 아닌 地下室이나 환기가 원활치 못한 狹小한 空間, 폐쇄된 室內에는 적정의 換氣用 FAN을 設置하여 압축기 주위온도를 規定值 以下로 管理하여야 한다.

통상 空氣壓縮機의 周圍溫度 管理는 40℃ 以下로 한다.

壓縮機 總 發熱量 換算式

$$Q_T = (Q_i + Q_c) \cdot 860 - [(T_o - T_i) \cdot \rho \cdot C_p \cdot N \cdot 60] + Q_o + Q_A]$$

여기서,

Q_T : 壓縮機 總 發熱量 (kcal/Hr)

Q_i : 引入電力 (KW)

Q_c : 電動機 入力損失 (引入電力의 5%)

T_o : 吐出空氣 溫度 (℃)

T_i : 吸入空氣 溫度 (℃)

ρ : 空氣의 比重 (1.12kg/m³)

C_p : 空氣의 比熱 (0.24kcal/kg℃)

N : 吐出空氣量 (m³/min)

Q_o : Oil Cooler 冷却熱量 (kcal/Hr)

Q_A : After Cooler 冷却熱量 (kcal/Hr)

※ Q_o, Q_A 는 空冷式일 경우 削除 (水冷式에만 適用)

2.2 換氣用 FAN의 選定

換氣 FAN의 용량은 夏節氣에 周圍溫度 35℃를 기준으로 하고 壓縮機 發熱로 인한 周圍空氣 온도상승을 往復動式 壓縮機는 10℃, 스크류식 壓縮機는 5℃, 換氣 FAN의 定壓損失은 0mmAg 기준으로 한다. 室內 自然換氣 (空氣의 對流) 條件이 좋고 온도조건이 낮은 경우에는 이를 勘案하여 적정 용량의 환기 FAN을 設置토록 한다.

FAN 風量 算定式

$$F_V = Q_T / C_p \cdot \rho \cdot \Delta \theta \cdot 60$$

여기서,

F_V : 換氣 FAN 風量 (m³/min)

Q_T : 壓縮機 總 發熱量 (kcal/Hr)

ρ : 空氣의 比重 (1.12kg/m^3)

C_P : 空氣의 比熱 ($0.24\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$)

$\Delta \theta$: 空氣의 上昇溫度差 ($^\circ\text{C}$)

표. 壓縮機 容量別 發熱量 및 換氣 FAN 容量 算定表 (密閉室內의 경우)

壓縮機出力	形 式	冷却方式	溫度上昇	總發熱量 (kcal/Hr)	FAN 容量 (m^3/min)	비 고
20 HP	往復動式	空 冷 式	10°C	13,270	82	外氣 35°C
30 HP	"	"	"	18,900	117	"
50 HP	"	"	"	43,570	270	"
20 HP	스크류式	"	5°C	13,990	173	"
30 HP	"	"	"	20,500	254	"
50 HP	"	"	"	34,500	427	"
20 HP	"	"	"	51,070	633	"
75 HP	"	"	"	63,760	790	"
100 HP	"	水 冷 式	"	7,000	80	"
75 HP	"	"	"	10,500	120	"
100 HP	"	"	"	13,600	155	"

공기압축기의 소음저감기술에 관한 연구 (기전연94-3-5)

발 행 일 : 1994. 12. 31.

발 행 인 : 원 장 서 상학

연구수행자 : 선임연구원 방 태규

발 행 처 : 한국산업안전공단

산업안전연구원

기계전기연구실

주 소 : 인천직할시 북구 구산동 34-4

TEL : (032)513-0230

(032)518-6484~6

FAX : (032)518-6483

<비매품>