

## 저 소음, 저 난류 강도를 갖는 음향풍동의 설계

전 완 호\*, 차 희 범\*\*, 이 덕 주\*

(The Design of Low-Noise, Low-Turbulence Acoustic Wind Tunnel)

(Wan Ho Jeon, Hee Bum Cha and Duck Joo Lee)

### 1. 서론

빠른 속도로 운행중인 항공기와 자동차, 고속전철의 소음과, 고속으로 회전하는 송풍기와 팬에서 발생하는 소음은 심각한 문제가 되고 있다. 이러한 비정상(unsteady) 유체소음, 그리고 유동과 고정물과의 상호 작용에 의한 소음을 공력 소음(aerodynamic noise)이라고 한다. 이러한 소음은 유동과 밀접한 관련이 있기 때문에 유동과 소음에 대한 실험이 동시에 이루어져야 한다. 위와같은 실험적 연구는 음향풍동을 통한 공력음향(aceroacoustics) 환경을 실현함으로써 가능하다.

일반 유동 실험장비인 풍동에서는 정상, 균일유동을 만들어 내지만, 풍동의 구성 요소인 송풍기와 도관계가 원하지 않는 소음을 만들어 낸다. 이러한 소음은 시험부로 전파하여 풍동에서 실험중인 모델에서 방사(radiation)하는 음장의 특성을 방해하여 정확한 음장의 측정이 불가능해진다. 반면에, 일반적으로 무향실(anechoic chamber) 자체에서는 유동에 대한 실험을 수행할 수 없다. 위와 같은 단점을 보완하기 위하여 공력음향학적으로 특별히 설계된 풍동이 음향풍동이다. 이런 풍동에서는 기존의 풍동이나 무향실에서 수행하던 실험 외에 자동차나 비행기의 유체소음, 웨지의 본소음, 캐비티의 소음, 평판에서의 경계층 천이에 따른 소음, 실린더나 에어포일의 난류소음, 팬이나 펌프 같은 유체기계에 의한 소음 등에 대한 실험을 할 수 있다.

이미 미국, 영국에서는 60년대와 70년대에 많은 음향풍동이 제작되어 제트소음, 경계층 소음, 로터소음 등의 다양한 실험이 수행되었으며 일본도 다수의 음향풍동이 제작되어 기초적인 소음원의 연구 및 고속전철로 인한 소음에 대해 많은 연구를 수행하고 있다. 외국의 주요 음향풍동으로는

RAE(Royal Aircraft Establishment), DNW, NASA Ames, NASA Lewis, Boeing LSAF(Low Speed Aeroacoustic Facility), MIT, Tohoku Institute of Technology, CEPRA 19 등에서 만든 음향풍동이 있다. 이중 본 음향풍동과 제원이 비슷한 MIT 음향풍동은 1969년에 Hanson에 의해 제작된 것으로 시험부는 0.38x0.38m 이고, 수축비는 20이며 최대속도 58m/s 이다. [1]

본 논문에서 다루고 있는 풍동은 현재 한국과학기술원에서 설계, 제작중인 음향풍동이다. 본 풍동은 시험부에서 최대속도 62.8m/s 까지 나오도록 설계되었으며, 21:1의 수축비를 가진 수축부와, 한장의 하니컴 그리고 6장의 스크린을 이용하여 난류강도 0.1% 이하로 설계되었다. 송풍기는 뒷급을 갖는 원심형 송풍기이고, 송풍기의 소음이 시험부로 전파하는 것을 줄이기 위해 확산부에서 송풍기 입구까지 도관 내벽에 유리섬유를 붙였으며, 소음기와 90도 각도의 꺾어진 모서리를 설치했다.

### 2. 본론

#### 2-1. 음향풍동의 제원

본 풍동(그림 1)은 개방형 흡입식(open suction type)으로 개방된 시험부(open-jet test section)를 갖고 시험부 주위환경은 무반사조건을 만족하도록 설계되었다. 시험부의 크기는 0.35x0.35(m)로 정사각형 단면을 갖고, 정체실 입구는 1.6x1.6(m)로서 21:1의 수축비(contraction ratio)를 갖는다. 또한 사각도관 단면의 네군데 모서리는 보조면(fillet)을 붙여 팔각형의 단면으로 만들어서 이차유동으로 인한 시험부 유동의 불균일도를 줄이고, 난류강도도 낮게 만든다.

확산부는 3.91도의 등가원추각을 가지며, 입구가 0.4x0.4(m)의 정사각형 단면으로 시작하여 0.6x0.6(m)의 단면으로 끝나며 길이는 3.3(m)이다.

\* 한국과학기술원 항공우주공학과 박사과정

\*\* 한국과학기술원 항공우주공학과, 현 대우자동차 연구소

\* 한국과학기술원 항공우주공학과 부교수

정체실 모서리와 확산부 전방의 모서리에서 발생 가능한 와류를 방지하기 위해 수집부 (collector) 를 설치한다. 정체실내에는 단면이 육각형이고 반경이 5mm, 길이 5cm를 갖는 하니컴 (honeycomb) 을 설치하여 흐름에 수직인 방향으로의 난류강도를 줄인다. 또한 망의 직경이 0.2mm, 1.5mm인 스크린 3개와 망사이의 간격이 0.18mm, 0.85mm인 스크린 3개를 설치하여 흐름방향의 난류강도를 줄인다.

확산부 출구에서 송풍기 입구까지의 도관에서는 송풍기 소음의 시험부로의 전파방지를 목적으로 도관내부에 2.5cm 두께의 흡음재료를 붙이고 표면은 천공판으로 덮는다. 또한 높은 주파수의 소음 감소를 목적으로 90도 각도의 모서리 및 흡음재료로 감싼 회전깃 (turning vane) 을 사용하고 스플리터형의 소음기를 장착한다. 낮은 주파수의 소음 감소를 위해 6×1×4(H)(m)와 1.5×2×1.5(H)(m) 크기의 공명형 소음기를 부착하였다.

무향실은 6×5×4(H)(m)의 크기를 가지며 두께 20cm의 콘크리트로 벽을 만들어서 차음효과를 높인다. 또한 무향실 내부에는 두께 10cm의 흡음재 층과 40cm 길이의 흡음췌기를 사용하여 자유음장 조건과 같은 무반사 조건을 만족시킨다.

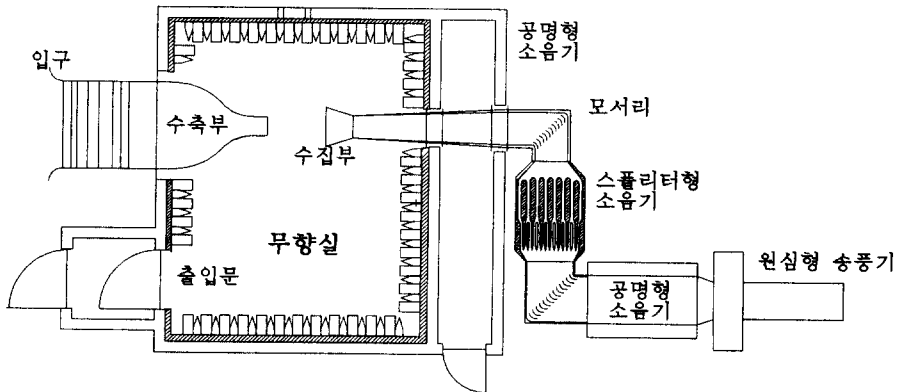


그림 1. 음향 풍동

## 2-2. 유동에 대한 설계

### 2-2.1 도관의 마찰 손실

풍동은 유체에 에너지를 가해서 유체를 움직이게 하는 팬과 여러 형상의 도관들이 만나서 이루어진 도관계 (duct system) 이다. 일반적으로 시험부를 통과하는 유속의 범위를 알기 위해 송풍기 유량에 의해 계산되는 속도에 대해 도관에서 발생하는 수두 손실과 송풍기의 수두 상승과의 반복 계산이

필요하다.

도관계를 일차원 유동으로 가정하고, 도관벽을 통한 열전달을 무시하면 비압축성 일차원 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2 + H_{loss} - H_{fan} \quad (1)$$

여기서,  $H_{loss}$  : 수두 손실 (기계적 에너지의 소산)

$H_{fan}$  : 팬을 통한 수두 상승

하첨자 1, 2는 각각 입구상태 출구상태를 나타내고,  $\rho$  는 공기의 밀도이다.

도관계가 개방형 ( $P_1 = P_2$ ) 이고 수평으로 위치되어 있다면 식 (1)은 다음과 같다.

$$H_{fan} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + H_{loss} \quad (2)$$

$$H_{loss} = \text{Friction loss} + \text{Minor loss} \\ = \sum H_{friction} + \sum H_{minor} \quad (3)$$

$$= \sum \lambda \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g} + \sum k \frac{V^2}{2g}$$

여기서  $\lambda, D_h, L, V, k$ 는 각각 Darcy 마찰계수, 수력직경, 도관의 길이, 국부 유동속도 그리고 국부 손실계수 (local loss coefficient) 를 나타낸다.

입구와 출구의 속도차이로 인한 수두 손실을 부차적인 손실로 고려하여  $H_{loss}$  항에 포함시켜서 생각하면 최대속도 작동조건에서 모든 도관 부분들의 수두 손실의 합은 송풍기의 수두상승과 같음을 알 수 있다.

도관계 각 부분의 손실 계산에 앞서 풍동의 손실 계산에 많이 쓰이는 국부손실계수  $k$  와 시험부의 유동 동압  $q_0$ 으로 환산된 손실계수  $k_0$  를 다음과 같이 정의한다. [2]

$$k = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \frac{\Delta P}{q} \quad \Delta P: \text{정압 손실, } V: \text{국부속도 (4)}$$

$$k_o = \frac{\Delta P}{q} \frac{q}{q_o} = k \frac{\Delta P}{q_o} \quad \text{: 시험부에 대한 손실계수 (5)}$$

(1) 일정한 단면적을 갖는 도관

도관계에서 일정 단면적을 갖는 부분은 풍동입구 그리고 확산부 끝단에서 송풍기 입구까지의 부분이다. 이 부분의 손실계수는 다음과 같다. [1, 2]

$$k = \frac{\Delta P}{q} = \lambda \left( \frac{L}{D_h} \right) \quad (6)$$

(2) 수축부 (Contraction)

Pope와 Rae는  $\lambda$ 의 평균값에 대한 손실계수 값을 다음과 같이 표현했다. [2]

$$k_o = 0.32 \lambda_{avg} \frac{L_c}{D_o} \quad (7)$$

여기서,  $L_c$ 는 수축부의 길이를,  $D_o$ 는 시험부의 직경을 나타낸다.

(3) 개방형 시험부 (open-jet test section)

개방형 시험부의 손실은 일정 단면적을 갖는 도관의 손실을 구할 때와 같은 방법을 사용하며 단지 Darcy 마찰계수  $\lambda$  값을 0.08로 고정시켜 계산한다. [1, 2]

$$k_o = k = 0.08 \frac{L}{D_o} \quad (8)$$

(4) 확산부 (diffuser)

확산부에 대한 손실계수는 Eckert, Mort와 Jope에 의해 다음과 같이 표현된다. [3]

$$k_o = \left( \frac{\lambda}{8 \tan(\alpha/2)} + 0.6 \tan(\alpha/2) \right) \left( 1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right) \left( \frac{D_o^4}{D_1^4} \right) \quad (9)$$

여기서,  $D_o$  : 시험부의 등가 직경

$D_1$  : 확산부 입구의 등가 직경

$D_2$  : 확산부 출구의 등가 직경

$\alpha$  : 확산부의 등가 원추각

(5) 90° 각도의 모서리와 회전깃

모서리와 회전깃에서 발생하는 손실의 1/3은 마찰이, 2/3는 회전이 원인이며 Pope와 Rae의 실험식에서 다음과 같이 표현된다. [2]

$$k_o = \left( 0.1 + \frac{4.55}{(\log_{10} Re)^{2.58}} \right) \left( \frac{D_o^4}{D^4} \right) \quad (10)$$

(6) 스크린 (screen)

스크린은 수축부 앞쪽의 정체실 (settling chamber)

부분에 위치한다. 스크린의 특성은 개구율 ( $\beta$ ) 이라는 변수로 표현하며,  $\beta$ 값이 0.57보다 큰 값을 가져야 후류의 안정성 (stability) 을 보장할 수 있다. [2]

$$k = \left( \frac{1 - 0.95\beta}{0.95\beta} \right)^2 + \frac{55.2}{Re_d} \quad (11)$$

$$\beta = \frac{\text{Projected open area}}{\text{Total area}} = \left( 1 - \frac{d}{M} \right)^2$$

여기서,  $d$ 와  $M$ 은 각각 스크린 직경과 스크린 사이 간격을 나타내고,  $Re_d$ 는 스크린 직경을 기준으로 한 레이놀즈수이다.

(7) 하니컴 (honeycomb)

각 단면은 육각형의 모양이고, 손실계수는 다음과 같다. [1]

$$k_o = \lambda \left( \frac{L}{d} \right) \left( \frac{D_o^4}{D^4} \right) \quad (12)$$

여기서,  $L$ 은 하니컴의 길이,  $d$ 는 하니컴의 직경을 나타낸다.

(8) 송풍기의 출구 (Blower exit)

수두항으로 표현된 에너지 방정식 (2)에서 입구와 출구 속도차이에 의한 수두손실을 부차적 손실 (minor loss)로 처리하여 다음과 같이 표현하고 이때의  $k$  값을 1로 놓는다. [1]

$$k_o = \frac{q_2 - q_1}{q_o} \quad (13)$$

여기서 하첨자 0, 1, 2는 각각 시험부, 풍동의 입구, 송풍기의 출구 상태를 나타낸다.

위의 8가지 각 단계별 계산을 통해 나온 손실계수가 표 1에 있다. 시험부로 속도 62.8m/s의 유량이 흐른다고 가정할 때 전체 압력 손실은 1619.5 N/m<sup>2</sup> 이고, 전체 수두 손실은 0.1652m 이다. 이 값은 송풍기의 성능곡선에서 수두상승 0.1652m 와 유량 462m<sup>3</sup>/min 과 일치하므로 풍동의 작동점이 된다.

2-2.2 수축부의 기하학적 형상과 박리

수축부는 시험부 바로 앞에 위치한다. (그림 1) 수축부는 흐름을 가속시키고, 시험부 입구속도 분포의 불균일성과 상대적인 난류강도의 감소, 그리고 정체실에서의 스크린과 하니컴에 의한 마찰손실 감소의 역할을 한다.

표 1. 도관 각 부분의 손실 계수

Section	Ko	Total Loss
1. Inlet Duct	0.0000	0.0036
2. Honeycomb	0.0014	0.2099
3. Screen(×6)	0.0220	3.2119
4. Contraction	0.0215	3.1400
5. Duct	0.0037	0.5477
6. Open Jet	0.2514	36.737
7. Diffuser	0.0575	8.3978
8. Corner 1	0.0220	3.2136
9. Wide diffuser	0.1156	16.884
10. Splitter	0.0154	2.2515
11. Corner 2	0.0056	0.8152
12. Duct	0.0011	0.1637
13. Blower Exit	0.1671	24.423
Total Ko	0.6844	100.0 %

수축부 입구와 출구 양 끝단에서 벽면 압력분포의 역압력구배 현상이 발생하여 흐름의 박리가 발생할 수 있다. 수축부에서 발생할 수 있는 다른 문제로는 단면이 사각형인 경우 모서리에서 발생하는 이차유동(secondary flow)이 흐름의 박리를 유도하고, 출구 단면에서의 속도를 불균일하게 만드는 현상이다. 이러한 문제는 사각단면 모서리에 보조면(fillet)을 삽입하여 방지할 수 있다.

수축부의 조건으로는 수축비 (CR, contraction ratio)가 있다. 본 풍동에서 사용되는 수축부의 수축비는 21:1이고, 곡선은 Morel의 3차 함수형태의 형상을 이용하였다. [4, 5] 수축부의 설계된 형상은 그림 2에 있다.

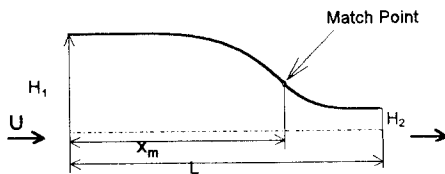


그림 2. 수축부의 형상

Morel은 설계범위로  $0.75 \leq L/H_1 \leq 1.25$  (여기서  $H_1$ 은 수축부 입구의 한 변의 길이)와  $0.3 \leq X \leq 0.85$ 를 제안하였다. 본 풍동에서는 수축비 21에  $L/H_1$ 은 1.125의 값으로  $X$ 는 0.64의 값으로 하고 다음의 2개의 3차함수를 이용하여 원호를 형성한다. [5]

$$\frac{H - H_1}{H_1 - H_2} = 1 - \frac{1}{X^2} \frac{x^3}{L^3} \quad \text{for } \frac{x}{L} \leq X$$

$$= \frac{1}{(1-X)^2} \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 \quad \text{for } \frac{x}{L} > X \quad (14)$$

주어진 수축비에 대해  $X$ 를 0.64로 선택함으로써 앞쪽 원호는 원만하고 뒤쪽 원호는 상대적으로 급격한 변화를 갖게 되는데 이러한 곡률의 변화는 Hanson [1]의 수축부 설계에서 사용되어 난류강도가 0.1% 이하의 양질의 흐름을 발생시켰다.

### 2-2.3 스크린, 하니컴과 수축부에 의한 난류감소

정체실은 풍동의 입구와 수축부 사이에 있는 것으로, 장치된 스크린과 하니컴이 난류강도를 감소시키는 역할을 하는 곳이다. 이러한 난류감소는 난류감소계수  $f$ 로 표시되며 상류의 난류강도에 대한 하류의 난류강도의 비로 정의된다.

Scheiman과 Brooks [6]는 하니컴과 스크린, 그리고 이들을 조합했을 때의 난류감소에 관한 실험을 하여 Prandtl이 제안한 축방향 난류감소에 대한 이론식과 Dryden, Schubauer 그리고 Spangenburg가 제안한 횡방향 난류감소에 대한 이론식의 정확성을 확인하였다.

$$\text{axial } f = \frac{1}{1+k} \quad (\text{prandtl, 1933}) \quad (15)$$

$$\text{lateral } f = \frac{1}{\sqrt{1+k}} \quad (\text{Dryden etc, 1947})$$

또한, 하니컴 뒤에 있는 스크린의 난류감소 효과는 다른 스크린에 비해 크고 다른 식보다는 Taylor와 Batchelor에 의해 제안된 식이 잘 일치하며 다음과 같다 [6]

$$\text{axial, lateral } f = \frac{1+\alpha-\alpha k}{1+\alpha+k} \quad (1949) \quad (16)$$

$$\left( \alpha = \frac{1.1}{\sqrt{1+k}} \right)$$

본 풍동에서는 6장의 스크린(3장은 15mesh, 3장은 24mesh)과 1개의 하니컴이 사용되어 축방향 난류감소계수는 0.0005, 횡방향 난류감소계수는 0.0085를 얻었다.

### 2-2.4 확산부

풍동에서 발생하는 유체마찰에 의한 압력손실은 압력손실계수와 유동동압의 곱으로 나타난다. 즉, 수축부와 시험부를 통과한 빠른 속도의 유동을 확산과정을 통해 속도를 줄임으로써 압력손실을 줄일 수 있다. 또한, 속도감소는 발생 가능한 이차소음을 줄여준다.

확산부의 성능은 확산각과 확산면적비로 결정된다. 일반적으로 많이 사용되는 확산각은 7도 미만이고, 최적각도는 확산면적비와 연관되어 결정된

다. 본 풍동에서 사용한 확산부는 두가지이다. 그림 2 에서와 같이 첫번째 확산부는 시험부 바로 뒤에 위치하며 정압회복과 박리방지 역할을 담당하고 길이는 3.3m, 확산면적비는 2.25, 확산각은 등가 원추각으로 3.91 도로 설계되었다. 두번째 확산부는 스플리터식 소음기 바로 앞에 위치하며 스플리터식 소음기내의 유속을 낮추어 마찰로 인한 압력손실을 줄이도록 설치되었으며 첫번째 확산부에서 완전히 행하지 못한 정압회복을 보충하는 역할을 한다. 그러나 두번째 확산부는 제한된 짧은 길이에 대해 원하는 확산 면적비를 가져야 하므로 큰 확산각을 갖는 광각확산부(wide angle diffuser)로 설계되었다.

### 2-2.5 모서리와 회전깃 (corner and turning vane)

모서리는 90도 꺾어진 짧은 도판이고, 일정한 단면적을 갖는다. 큰 압력손실을 피하기 위해 회전깃을 갖추며 제작의 용이성과 제작비의 경제성을 고려하면 휘어진 판 형상의 회전깃이 가장 적합하다. [7]

본 풍동은 팬소음중 고주파수 소음의 시험부로의 전파를 막기위해 2개의 모서리가 있으며 첫번째 모서리의 단면은 0.7x0.7 (m) 이고 유속은 14.7 m/s 로 비교적 고속이며 반경 0.09m 인 1/4원호의 회전깃이 10개 설치되었으며, 회전깃 뒷전에 0.04m 의 짧은 평판이 붙어있다. 회전깃 안쪽면과 바깥면에는 소음 전파를 막기위해 흡음재를 0.02m 두께로 부착하였고, 회전깃 간격 대 깃 시위 길이의 비를 1:3.8로 하여 최적조건인 1:4에 근접하게 하였다. 두번째 모서리 부분은 단면적 0.9x0.9 (m), 유속은 7.3m/s이고 반경 0.1m 인 1/4원호와 0.05m 길이의 평판이 붙은 13개의 회전깃이 있다. 첫번째 모서리와 마찬가지로 흡음재를 안쪽과 바깥면에 각각 0.01m씩 부착하여, 회전깃의 간격 대 시위비가 1:3.93이 되도록 설계하였다.

## 2-3. 음향에 대한 설계

### 2-3.1 배경소음

무향실내 실험시 요구되는 배경소음 (background noise) 은 측정 주파수 범위 내에서 측정 소음에 대해 최소 6dB 이상, 12dB 까지 낮은 값을 만족시켜야 한다. 그러므로 무향실 벽이나, 풍동의 입구를 통하여 전파될 수 있는 배경소음은 아주 중요하다. 본 풍동이 설치될 건물 내에서의 배경소음은

건물의 출입구가 모두 개방된 상태에서 1000Hz 미만의 영역은 40dB 이하, 10KHz 까지 30dB 의 낮은 값이 측정되었다. (그림 3)

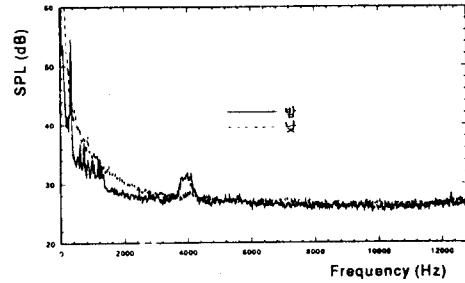


그림 3. 풍동이 설치될 위치의 배경소음

### 2-3.2 팬소음

팬은 풍동에 바람을 불어주는 역할을 한다. 그러므로 원하는 풍량, 풍압에 맞는 고효율의 팬의 선택은 중요하다. 그러나 음향풍동에서는 가장 큰 소음원이 되는 것이 팬이므로 위의 선택이외에 소음이 적은 팬의 선택이 중요하다. 본 풍동에서 사용된 팬은 앞굽음깃을 가진 원심팬으로서 최대 1750rpm 의 회전각속도를 가지고, 소요마력수는 22KW 이다. 소음은 전체 85dB 정도이고 날개통과 주파수는 약 180 - 300Hz 사이에 존재하며 (각 회전각속도에 따라서 다르다) 그 조화주파수의 소음은 거의 나타나지 않는다. (그림 4)

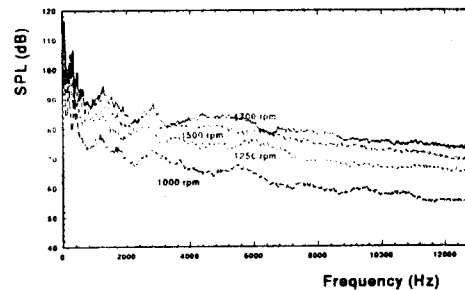


그림 4. 송풍기의 소음

### 2-3.3 무향실 (anechoic chamber) 과 시험부 (test section)

본 음향풍동은 시험부의 크기가 0.35 x 0.35 x 1.1(L) (m) 이고, open-jet 형식이고 최대 62 (m/sec) 의 유속을 얻을 수 있다. 시험부를 싸고 있는 무향실은 두께 200 (mm) 의 철근 콘크리트로 지어졌다. 무향실의 내부크기는 4.8 x 5.8 x 4.0(H) (m)

이고, 내부에 100 (mm) 의 흡음매트와 200 × 200 × 400(H) (mm)의 썰기가 부착된 반무향실형태이다. 본 무향실의 차단주파수는 250Hz 이고 유동이 없을 경우의 압소음은 30dB 이다.

시험부에서 시험부 출구를 통한 제트의 유동이 확산부로 가는 입구에 있는 수집부에 부딪힌다. 이때 제트유동과 수집부의 상호작용으로 토논소음 (tone noise) 이 발생할 수 있다. 이 경우 수집부를 종형상 (Bell mouth) 으로 만들고 안쪽에 흡음재를 부착하여 소음의 발생을 예방할 수 있다. [8]

### 2-3. 4 소음기 (muffler)

일반적으로 주된 소음의 원인인 팬소음이 시험부에 도달할때까지 감소시켜야 할 소음강도는 30-40dB 이고, 특히 저주파수 영역에서 40dB의 높은 감음량이 필요하므로 별도의 감음장치가 필요하다. 이 때 사용되는 감음장치가 소음기이다.

일반적으로 소음기는 소산 (dissipative) 형과 공명형 (resonator) 형의 두가지 종류가 있다. 소산형 소음기는 흡음재 또는 유동 저항형 재료를 사용하며, 다공질의 흡음재료의 점성소산 (viscous dissipation) 과정을 통해 입사된 에너지를 소산시켜 원하는 감음량을 얻는 것이다. 따라서 필수적으로 도관내부에 천공된 표면과 흡음재를 포함한다. 이러한 소산형 소음기는 일반적으로 넓은 영역의 감음성을 갖는다.

공명형 소음기의 감음은 도관을 지나는 음파가 음향 임피던스 (acoustic impedance) 의 불연속이 있는 곳에서 음향에너지의 일부만이 불연속지점을 통과하고 나머지는 소음원이 있는 방향으로 반사되는 원리를 이용한다. 이러한 공명형 소음기는 소산형 소음기보다 저주파에서 효과적이다.

본 풍동에서는 팬소음이 시험부에 도달할 때까지 30-40dB 의 소음을 감소시켜야 하므로 90도 격여진 모서리 2개를 이용하고, 디퓨저를 흡음재로 감싸며, 2개의 공명형 소음기와 한개의 소산형 소음기를 사용한다. 공명형 소음기는 132. 2Hz 와 436. 3Hz 에서 공명주파수를 갖고 Davis,Stokes, Moore, Stevens 의 식 [9]에 의하여 40dB 의 감음량을 예측할 수 있다. 예측된 결과가 그림 5 에 있다.

스플리터형 소음기 소산형 소음기로 그림 6과 같이 두종류의 스플리터를 직렬로 연결하여 첫번째 스플리터는 1000-3000Hz 범위의 감음을 목적으로 하고 두번째 스플리터는 4000 Hz 이상의 고주파수 영역의 감음을 목적으로 한다. 감음량은 Beranek의 공식과 도표를 통하여 그림 7 과 같이 예측하였

다. [10]

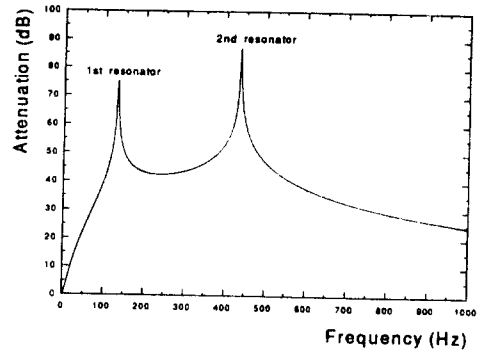


그림 5. 두개의 공명형 소음기에 의한 감음량

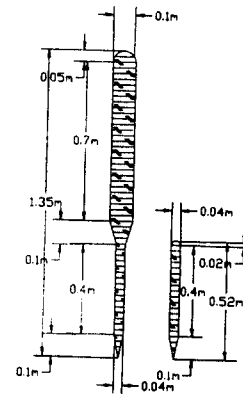


그림 6. 첫번째와 두번째 스플리터

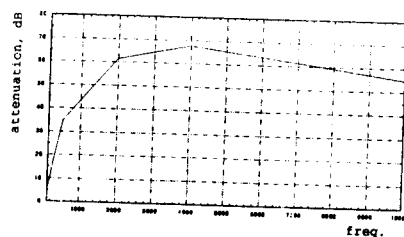


그림 7. 스플리터형 소음기의 감음특성

### 3. 결론

유동이 있는 경우 발생하는 소음에 대한 실험적 연구는 풍동과 무향실이 결합된 음향풍동에서 수행될 수 있다. 이러한 음향풍동은 팬, 수축부, 수집부, 확산부 그리고 무향실에 주의해서 설계되어야 하고 특히 각 부분에서 발생할 수 있는 이차소음을 최소화하도록 설계되어야 한다. 최종적으로

소음기와 흡음재를 이용해서 팬소음과 이차소음의 전파를 줄인다.

본 음향풍동은 개방형 흡입식 (open suction type) 으로 시험부에서 유속 62.8m/s, 난류강도 0.1% 이하, 배경소음 50-55dB 이하로 설계되었다. 이러한 조건을 만족시키기 위하여 하니콤과 6장의 스크린이 있는 정채실과, 21:1의 수축비를 갖는 수축부를 이용하여 난류강도를 낮추고, 흡음재와 90도 각도의 모서리 그리고 공명형과 소산형 소음기로 소음의 전파를 줄였다.

### 참 고 문 헌

1. C. E. Hanson, "The Design and Construction of Low-Noise, Low-Turbulence Wind Tunnel," TR-79611-1, Acoustics and Vibration Lab., MIT, Cambridge, Mass., Jan. 1969
2. W. H. Rae, Jr and A. Pope, Low-Speed Wind Tunnel Testing, John Willey & Sons. 1984
3. W. J. Eckert, K. W. Mort and J. Jope, "Aerodynamic Design Guide Lines and Computer Program and Estimation of Subsonic Wind Tunnel Performance," NSAS TN D-8243, 1976
4. T. Morel, "comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contraction," Journal of Fluid Engineering, Jun, 1975, pp225-233.
5. T. Morel, "Design of Two-Dimensional Wind Tunnel Contraction," Journal of Fluid Engineering, Jun. 1977, pp371-378
6. J. Scheiman and J. D. Brooks, "Comparison of Experimental and theoretical Turbulence Reduction from Screens, Honeycomb, and Honeycomb-Screen Combinations," Journal of Aircraft, Vol.18, pp638-643
7. 백제현, "아음속 풍동 설계," 항공기 기술 개발 심포지엄, Apr. 1993
8. K. Iyenral and A. Krothapallo, "An Open-Jet Closed-Return Anechoic Wind Tunnel Facility," Ph. D. Thesis, The Department of Mechanical Engineering Fluid Mechanics Research Lab., Florida State Univ., Tallahassee, FL. Sep. 1991
9. D. D. Davis, G. M. Stokes. Jr, D. Moore and G. L. Stevens. Jr, "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine-Exhaust Muffler Design," NACA Report 1192, 1954
10. L. L. Beranek, Noise Reduction, McGraw-Hill, New-York, 1960