

## 회전 날개에 의한 덕트 소음 저감에 관한 실험적 고찰

### An Experimental Investigation of Noise Reduction by Blades in a Duct

최 성 배† · 이 재 곤\*

Choi Sungbae and Lee Jae-Kon

(2003년 1월 14일 접수 : 2003년 3월 19일 심사완료)

**Key Words** : Duct Noise(덕트 소음), Rotation Shaft(회전체), Blade(회전 날개), Noise Reduction(소음 저감)

#### ABSTRACT

There have been lots of studies on noise transmission analysis and noise reduction in ducts. In order to reduce the noise transmission in ducts, active noise cancellation techniques have often been employed and a rotation shaft with blades has sometimes been suggested. These ideas were not successfully commercialized because of the limitation of real life such as size or application difficulties. This study investigated how a rotational shaft with blades could reduce the noise transmission in a duct. To do so, an assembly of the shaft and the shaft housing was built in the middle of a duct, and the clearance between the blades and the housing was 0.2 mm. The noise reduction was experimentally evaluated with respect to the number of blades, the rotation speed, and the rotation or stop. This paper showed that the noise reduction resulted in about 14~19 dBA regardless of the three test conditions only if the blades always blocked the duct. And, the noise reduction increased due to the higher number of blades and the lower speed of the shaft.

#### 1. 서 론

덕트 내의 소음 전달 현상에 관하여 많은 연구가 이루어졌으며, 이와 함께 소음 전달을 억제하기 위한 방안에 관한 연구도 다양하게 이루어져 왔다. 특히, 소음 억제를 위한 연구에는 기존의 수동형 소음기 구조 개선에 의한 소음 저감 성능 향상과 함께, 능동 소음 제어 기법을 도입한 연구가<sup>(1~5)</sup> 많았다. 자동차에서의 덕트 소음 연구는 엔진 흡배기관과 관련된 것이 많은 부분을 차지하고 있다. 흡기관에서 방사되는 소음은 차량 실내 소음에 영향을 미치며, 배기관 소음은 차량 외부 소음에 크게 기여한다. 특히, 배기관에서 방사되는 소음의 대기 방출을 억제하기 위하여

차량 주행에 따른 외부 소음 규제와 별도로 정지 상태에서의 배기 파이프를 통하여 방사되는 소음 수준을 범으로 규제하고 있다. 이에 대응하기 위하여 오래전부터 소음기를 사용하고 있으며, 이는 배기 소음 억제와 함께 엔진의 배압을 상승시켜 엔진 성능을 제한하는 요소로 작용하고 있다. 이에 대응하기 위하여 배기 소음의 음파를 감지하여 이와 반대되는 위상을 갖는 음을 반대로 방사하여 상쇄시키는 능동 소음 제어 기술이 제시되었으나 널리 활용되고 있지 못하는 형편이다. 한편, 회전 날개가 장착된 회전체를 이용한 방법도 몇가지 제시되어 있으나 적용되고 있지는 않다. 이 회전체를 이용한 방안은 현재 국내와 일본에서 몇 개의 특허로만 등록되어 있는 상황이다.<sup>(6~8)</sup> 본 논문은 덕트 내에서 소음 전달을 저감시키기 위하여 회전 날개를 지닌 회전체를 적용하였을 때의 소음 저감 효과를 실험적으로 확인하고자 한다.

원형 직관의 한쪽 끝에서 소음을 입사시키고, 다른 쪽 끝에서는 대기로 방사되는 소음을 측정하여 소음

† 책임저자, 정희원, 대구가톨릭대학교

E-mail : choisun@cataegu.ac.kr

Tel : (053) 850-2715, Fax : (053) 850-2705

\* 대구가톨릭대학교

수준을 비교 평가하였다. 기준이 되는 구조물은 직관 (straight duct)이 되며, 이에 대하여 덕트 중간에 회전 날개가 장착된 회전체를 삽입하고 이 회전체를 통과한 소음의 감소 수준을 비교 관찰하였다. 회전체는 회전 날개를 1개에서 8개까지 장착할 수 있으며, 측면은 원판으로 막았다. 회전 날개는 회전 날개 하우징 내에 설치되며 외부에서 DC 모터로 구동하여 회전할 수 있도록 하였다. 입력 소음은 백색 소음 (white noise)을 선택하였으며, 직관에서 방출되는 소음 특성을 기준으로 하여 회전체 삽입에 따른 상대적 소음 저감 수준을 비교하였다.

시험 결과, 직관에 대하여 회전 날개에 의한 덕트 내의 소음 저감 효과는 전체적으로 약 14~19 dBA 수준으로 나타났으며, 회전 날개수의 증가 및 회전수 감소에 따라 소음 저감 효과가 다소 증가하는 것으로 나타났다. 덕트 내의 소음 저감 효과를 얻기 위한 기본 조건은 회전시 및 정지시 항상 덕트를 막고 있는 것이다. 이 조건이 충족된다면 덕트내 소음의 대기 방출을 최소 14 dBA 만큼 저감시킬 수 있는 것으로 나타났다.

## 2. 실험 장치

덕트를 통과한 소음을 평가하기 위하여 Fig. 1과 같은 실험 장치를 고안하였다. 소음 평가 장치는 소음을 발생시키는 소음 발생부(noise box와 스피커)와 덕트부로 구성되어 있다. 덕트부는 직관 또는 회전날개가 장착될 수 있는 회전 날개 하우징(blade

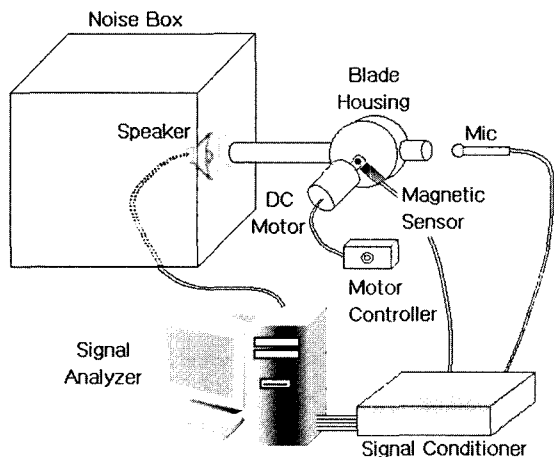


Fig. 1 Noise measurement configuration

housing)을 소음 상자에 장착할 수 있으며 덕트 끝은 대기에 노출되어 있다.

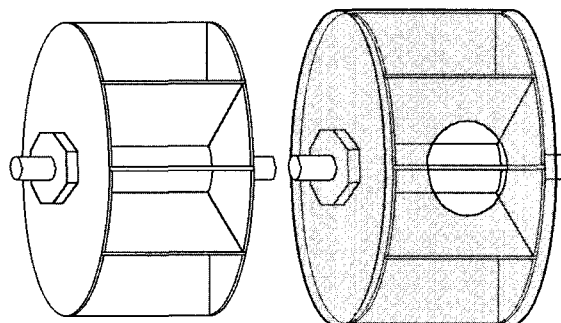
소음 상자(noise box, 45 × 45 × 55 cm<sup>3</sup>)에 위치시킨 스피커는 컴퓨터에서 유도되는 백색 소음을 발생시키며 덕트를 통과하여 대기로 방출된다. 소음 상자는 두께 2 mm의 납판으로 제작하여 상자로부터의 소음 방사를 최소화하였다. 소음 상자 내부에는 흡음 조치를 하지 않았다. 덕트부는 직관과 회전 날개 하우징을 장착하여 평가하였으며 크기는 Table 1과 같다.

회전 날개 하우징은 Fig. 2와 같으며 날개부는 탈부착이 용이하도록 설계하여 회전 날개수를 최대 8개까지 장착할 수 있도록 하였다. Fig. 2(a)는 회전축에 조립된 회전 날개부를 표시하며, Fig. 2(b)는 이 회전 날개축이 회전 날개 하우징에 조립된 상태를 보여주 고 있다.

이 회전 날개부 및 하우징의 크기는 Table 2와 같다. 회전 날개축은 회전 날개 하우징 밖으로 노출된 축에 DC 모터를 커플링으로 연결하였으며, 컨트롤러를 이용하여 회전축의 회전수를 실험 조건에 맞추도록

Table 1 Dimensions of a straight duct and a duct with a blade housing

				[mm]
	Noise box side	Center	Outside	
Straight duct	300			
	170	φ 80	50	
Blade housing				



(a) A blade shaft (b) A blade housing with (a) with blades

Fig. 2 A blade shaft and a blade housing

조정하였다. 회전수를 측정하기 위하여 모터의 회전축에 작은 철재 돌기를 부착하고 이 근처에 마그네틱 센서를 장착하여 회전축 회전에 따라 발생된 펄스를 이용하여 회전수를 측정하였다. 회전축의 최대 회전수는 DC 모터의 최대 회전수의 90% 수준인 3500 rpm 까지로 설정하여 평가하였다.

덕트를 통과하여 대기로 방사되는 소음의 음압을 측정하였으며, 측정 위치는 덕트 끝단으로부터 5cm로 하였다. 이는 소음 상자 또는 덕트를 투과한 소음의 영향을 제거하기 위하여 소음 측정 위치를 덕트 끝단에 근접시켰다. 측정된 소음 신호는 회전 펄스와 함께 신호 앰프로 전달되고 이 신호들을 컴퓨터에서 받아 분석하였다.

### 3. 실험 대상

직관 내에 회전체를 삽입시켰을 때의 소음 전달 특성을 관찰하기 위하여 다음과 같은 항목에 대하여 덕트로부터 방사되는 소음 특성을 관찰하였다.

Table 2 Dimensions of a blade shaft and a blade housing

	Blade shaft with blades	Blade housing
Diameter	$\phi 79.6$ (outer)	$\phi 80$ (inner)
Width	49	60
Duct dia.	-	$\phi 30$
Shaft dia.	$\phi 20$	-
Blade thickness	3	-
Material	Aluminum	Aluminum

Table 3 Combinations of blades

	0-pair	1-pair	2-pair	3-pair	4-pair
No blades					
2 blades					
4 blades					
8 blades					

### 3.1 덕트 구조에 따른 소음 전달 특성

직관과 회전체를 삽입할 수 있도록 제작된 회전날개 하우징에 대한 소음 전달 특성을 비교하였다. 여기에서 직관은 Table 3의 "No blade"의 윗 항목에 해당되며, 아랫 항목은 회전축이 장착되지 않은 회전날개 하우징에 해당된다. 덕트 길이는 동일하며 단지 중앙부의 회전 날개 장착 부분만이 차이가 난다.

### 3.2 정지 회전 날개 수에 따른 소음 전달 특성

Table 3은 회전 날개 하우징에 Fig. 2의 회전 날개축을 삽입하였을 때를 비교하고 있다. 회전 날개축은 회전 날개를 등간격으로 최대 8개까지 장착이 가능하도록 설계 제작하였다. 이에 따라 회전 날개를 Table 3과 같은 조합으로 장착하여 관내의 소음 특성을 관찰하였다. 예를 들면, 세로축의 "4 blades"는 회전 날개축에 4개의 날개가 90°의 등간격으로 장착되어 있음을 의미하며, 가로축의 "1-pair"는 1개 쌍의 날개가 등간격으로 설치되어 덕트를 막고 있으며 "2-pair"는 2개 쌍의 날개가 덕트를 막고 있음을 의미한다.

### 3.3 회전 날개 회전에 따른 소음 전달 특성

회전 날개 회전에 따른 관내 소음 전달 특성을 비교하였다. 이는 정지시와는 달리 Table 3의 세로축인 회전 날개수로만 구분된다. 회전 날개 회전수와 회전축에 장착된 회전 날개수에 대한 덕트 내의 소음 전달 특성을 실험을 통하여 확인해 보기로 한다.

## 4. 실험 결과

### 4.1 덕트 구조에 따른 소음 전달 특성

회전 날개가 없는 경우의 직관과 회전 날개 장착이 가능한 회전 날개 하우징에 대한 덕트 통과 소음의 1/3 옥타브 주파수 특성이 Fig. 3과 같이 나타났다. 이 중 직관에 대한 소음 수준 및 주파수 특성을 이후에 언급되는 소음 평가의 기준으로 삼기로 한다.

Fig. 3에서 소음 스펙트럼과 함께 중앙부에 표시된 소음 수준은 전체 소음 수준(overall sound pressure level)을 표시한다. 직관의 경우는 104.8 dBA이고, 회전축 하우징의 경우(duct only)는 101.2 dBA가 된다. 즉, 직관 대비 회전 날개 하우징의 경우가 스피커에서 방사된 소음을 3.6 dBA 만큼 저감시키는 것으로 나타났다. 이는 회전 날개 부분이 장착되는 부분이

확장관 역할을 함에 따라 다음의 주파수 영역에서 크게 소음이 저감된 것으로 분석된다. 원통형 단순 확장관의 이론식을 적용하면 다음의 주파수( $f_{max}$ )에서 소음 저감이 최대로 발생하게 된다.<sup>(9)</sup>

$$f_{max} = \frac{(2n-1)c}{4L} \quad (1)$$

$n$ 은 정수이며,  $c$ 는 음파속도,  $L$ 은 확장관 길이(0.08 m)가 된다. 식 (1)로부터 약 1, 3, 5, 7 kHz 주파수 주변의 소음 저감이 최대가 되는데 이는 Fig. 3의 결과와 대체로 일치하는 것으로 나타났다. 이 소음 저감량은 회전 날개가 덕트를 막아서 나타나는 덕트 소음 저감량에 부가된다.

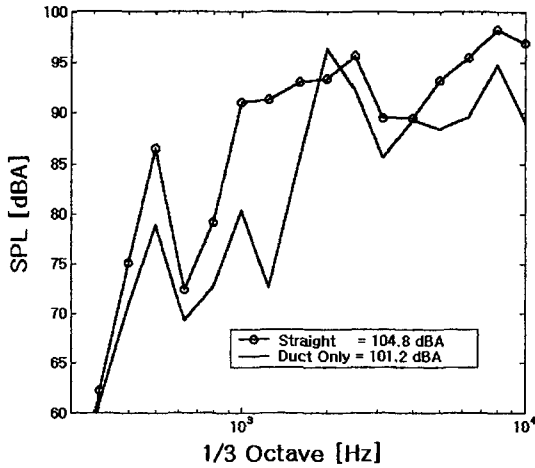


Fig. 3 Spectra of noises transmitted through a straight duct and a blade housing without a blade shaft ("Duct only" indicates a blade housing without a blade shaft.)

Table 4 Noise reduction comparisons for the blade combinations at a blade-stop condition

		[dBA]				
		0-pair	1-pair	2-pair	3-pair	4-pair
No blades	Straight	0				
	Blade housing	-3.6				
2 blades		-4.6	-13.4			
4 blades			-14.1	-17.6		
8 blades					-17.5	-18.6

#### 4.2 정지 회전 날개수에 따른 소음 전달 특성

회전 날개가 덕트를 막고 있는 경우 날개수에 따른 소음 저감 수준은 Table 4와 같다. 음의 부호는 직관 대비 소음 저감 수준을 나타낸다. 이 실험 결과는 덕트를 막고 있는 회전 날개수의 증가에 따라 덕트 통과 소음 저감량이 증가하는 경향을 보이고 있으며, 8개의 회전 날개의 경우 약 19 dBA 만큼 저감시키고 있음을 보여주고 있다.

회전 날개가 2개 이상인 조합에 대하여 측정된 소음 스펙트럼은 Fig. 4와 같다. Fig. 4(a)에서와 같이 2개의 회전 날개의 경우, 날개가 덕트를 막는 여부에 따라 소음 차이가 크게 나타나며, 특히 1.6 kHz 이상의 주파수 영역에서 특히 소음 저감 효과가 큼을 보여주고 있다. 이 주파수 영역의 소음 저감이 전체 소음 저감을 주도하고 있음을 보여주고 있다.

Fig. 4(b)와 Fig. 4(c)는 각각 4개의 회전 날개 및 8개의 회전 날개 장착시에 대한 소음 저감 수준을 보여주고 있다. 회전 날개수 증가에 따라 소음 차이가 발생하는 주파수가 증가하고 있으며(Fig. 4(b)에서는

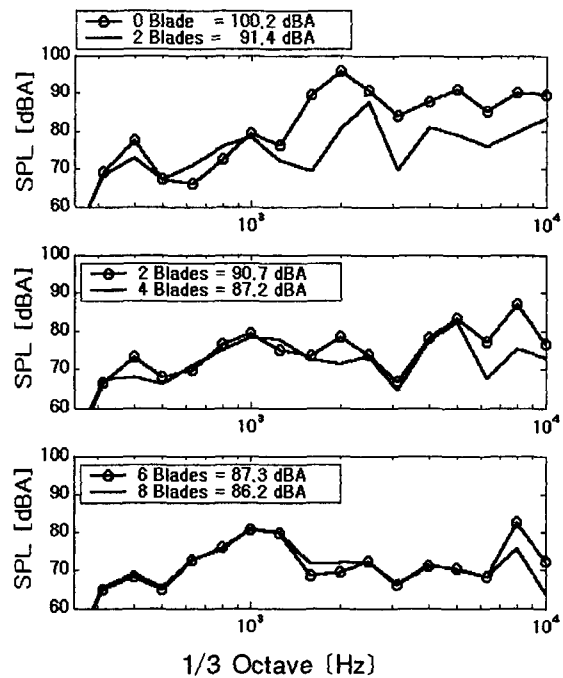


Fig. 4 Noise spectra due to the number of blades at a blade-stop condition  
(a) 2 blades(0-pair, 1-pair)  
(b) 4 blades(1-pair, 2-pair)  
(c) 8 blades(3-pair, 4-pair)

6.3 kHz 이상, Fig. 4(c)에서는 8 kHz 이상), 회전축에 장착된 날개수 증가에 따른 소음 차이는 감소하는 것으로 나타났다.(Fig. 4(b)에서는 3.5 dBA, Fig. 4(c)에서는 1.1 dBA 만큼 감소)

### 4.3 회전시 회전 날개수에 따른 소음 전달 특성

회전시 회전 날개수와 회전수에 따른 소음 저감 특성을 평가하였다. 회전 날개수는 정지시와는 달리 2, 4, 8개로 구분하였으며, 회전축의 회전수는 1000~3500 rpm을 500 rpm 단위로 정상 상태(steady state)에서 소음 수준을 평가하였다. 스피커 소음 가진이 없는 조건에서 DC모터 회전에 따른 소음은 소음 가진시 대비 약 10 dBA 이상 낮은 80 dBA 이하로 나타남을 Fig. 5는 보여주고 있다. 따라서, DC 모터 회전 소음이 본 시험에 미치는 영향은 무시할 만한 수준이다.

회전 날개가 2개인 경우는 Table 4에서 이미 보여준 바와 같이 소음 차이가 약 9 dBA 만큼 나타나는 2개의 경우가 (0-pair와 1-pair) 회전날개 회전에 따라 반복되는데, 회전시 소음 수준은 이들에 대한 평균 소음으로 표시할 수 있다. 이 구분되는 두가지의 경우에 대하여 각각의 가중치를 고려한 평균 소음

( $SPL_{overall}$ )은 다음과 같이 계산할 수 있다. 우선, 시간축에서의 소음  $p$ 를 식 (2)와 같이 표시할 수 있는데,  $p_0$ 와  $p_1$ 은 각각 0-pair와 1-pair에 해당되는 외부 방사 소음을 의미하게 된다.  $T_0$ 는 회전축이 1회전하는 동안 0-pair가 유지되는 시간이고,  $T_1$ 은 1-pair가 유지되는 시간이다.

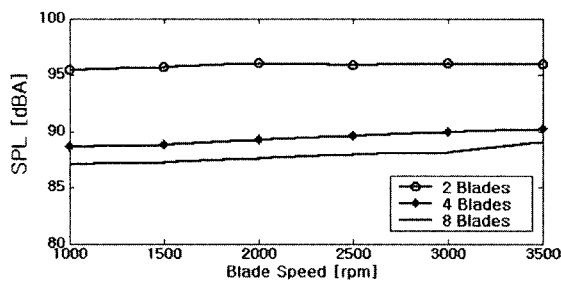
$$\begin{aligned}
 p &= p_0(t_0) + p_1(t_1) \\
 i \cdot T &\leq t_0 < T_0 + i \cdot T \\
 T_0 + i \cdot T &\leq t_1 < T_0 + T_1 + i \cdot T \\
 T &= T_0 + T_1, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots
 \end{aligned} \tag{2}$$

$p_0$ 와  $p_1$ 에 대하여 상관관계가 없음을 이용하면, 주파수 영역에서의 소음 평균치는 식 (3)과 같이 표시된다.  $\bar{P}$ 는  $p$ 의 푸리에 전달함수이다.

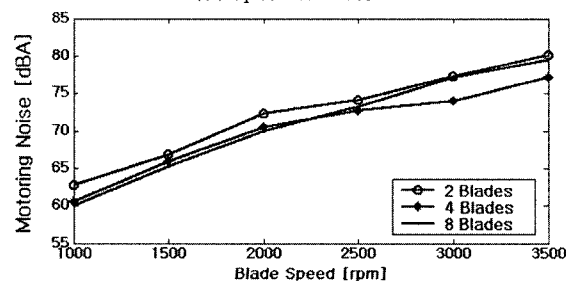
$$\begin{aligned}
 E[\bar{P} \bar{P}^*] &= E[\bar{P}_0^2] + E[\bar{P}_1^2] = \frac{T_0}{T} \bar{P}_0^2 + \frac{T_1}{T} \bar{P}_1^2 \\
 &= q \times \bar{P}_0^2 + (1-q) \times \bar{P}_1^2
 \end{aligned} \tag{3}$$

따라서, 회전축이 회전하는 동안의 전체 평균 소음수준은 식 (4)와 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}
 SPL_{overall} &= 10 \text{ Log} \left[ \frac{q \times \bar{P}_0^2 + (1-q) \times \bar{P}_1^2}{P_0^2} \right] \\
 &= 10 \text{ Log} \left[ q \times 10^{\frac{SPL_0}{10}} + (1-q) \times 10^{\frac{SPL_1}{10}} \right] \\
 P_0 &= 2 \times 10^{-5} \text{ [Pa]}
 \end{aligned} \tag{4}$$



(a) Speaker "On"



(b) Speaker "Off"

Fig. 5 Noises to the number of blades and rotation speed

여기에서  $q$ 와  $SPL_0$ 는 회전 날개의 1회전시 0-pair의 경우가 차지하는 시간 배분율과 소음 수준이며,  $(1-q)$ 와  $SPL_1$ 은 1-pair가 차지하는 시간 배분율과 소음 수준을 의미한다. 본 시험에 사용된 회전 날개 하우징인 Fig. 6에 대하여  $q$ 는 0.24이다.

Table 4의 결과 (2 blades, 0-pair와 1-pair)를 식 (4)에 대입하면 평균 소음은 95.5 dBA로 계산된다. 이 수치는 Fig. 5의 결과 (2 blades의 1000 rpm~3500 rpm 소음 수준은 95.5~96.0 dBA)와 동등 수준으로 나타났다.

또한, Fig. 5(a)는 회전수 증가에 따라 소음이 다소 증가하는 경향을 보이고 있으며, 날개수 증가에 따라서는 감소하는 경향을 보여주고 있으며 4개와 8개에 대한 소음 차이는 1~2 dBA로 나타났다.

회전축의 회전수가 3500 rpm인 경우에 대하여 소음 스펙트럼을 비교하면 Fig. 7과 같다. 회전 날개가 2개인 경우는 0-pair의 영향으로 회전에 따라 항상 덕트를 막고 있는 조건을 충족하지 못하여 다른 경우 대비 저음 저감량이 낮은 수준을 보이고 있으며, 특히 1.6~3 kHz 주파수 영역에서의 소음 저감량이 크게 낮음을 보이고 있다. 회전 날개 4개 및 8개의 경우는 500 Hz 이상의 주파수 영역에 걸쳐 직관 대비 소음 차폐 효과가 크게 있으며 소음 저감량은 대체로 10~20 dBA 수준으로 나타났다.

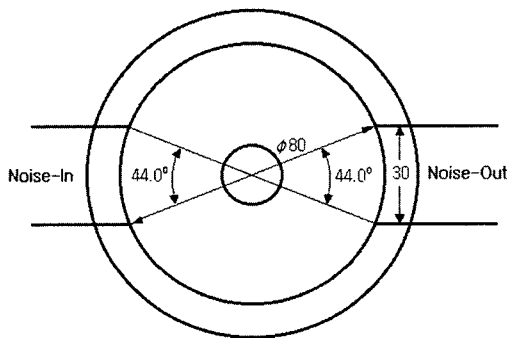


Fig. 6 Cross sectional dimensions of a blade housing

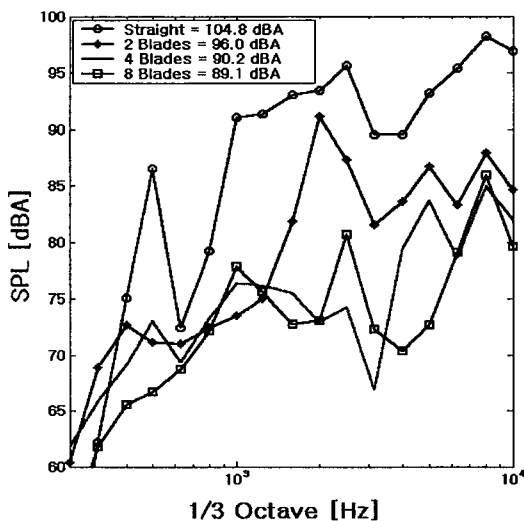


Fig. 7 Noise spectra of a straight duct and rotation shafts with blades at 3500 rpm

## 5. 결론

직관 중앙에 회전 날개를 가진 회전축을 설치하였을 때 덕트를 통과하는 소음 특성을 관찰하였다. 회전축은 날개수를 1개에서 8개까지 조정할 수 있으며, DC 모터를 이용하여 3500 rpm까지 회전시킬 수 있도록 하였다. 회전 날개 끝과 회전 날개 하우징 사이의 간극은 0.2 mm로 설정하였다. 이 조건 하에서의 소음 평가를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 회전 날개 정지 조건에서 회전 날개가 덕트를 막는 조건이 충족되면 덕트 통과 소음은 14~19 dBA 만큼 저감되며, 날개수 증가에 따라 소음 저감량이 증가된다.
- 회전 날개 회전시에도 항상 덕트를 막는 조건이 충족되면 통과 소음 저감량은 15~18 dBA 수준이며, 회전 날개수의 증가에 따른 (4개에서 8개로 증가) 소음 저감량 증가는 작은 수준이다. 또한, 4개 이상의 날개를 가진 회전축의 회전시 덕트 통과 소음의 차폐 효과는 500 Hz 이상의 1/3 옥타브 주파수 영역에서 대체로 10~20 dB인 것으로 나타났다.
- 회전축의 정지시(식 (4))를 이용하여 정지시의 평균 소음을 계산할 수 있으며, 회전 날개수가 4개인 경우는  $q$ 가 0.5이고, 8개인 경우는 약 0이다.)와 회전시의 소음 차이는 회전수의 증가에 따라 증가하는 경향이 있으며 1000 rpm에서는 1 dBA 미만으로 무시가 가능한 수준이며, 3500 rpm에서 2 dBA 이하 수준으로 회전 날개에 의한 소음 차폐 효과가 다소 악화되는 수준으로 나타났다.

## 후 기

본 논문은 2002학년도 대구가톨릭대학교 연구비 지원으로 작성되었다.

## 참 고 문 헌

- (1) 윤두병, 김양한, 정균양, 조대승, 1998, "덕트 내부의 고차모드 수보다 적은수의 제어 음원과 마이크로폰을 이용한 방사 소음 제어에 관한 연구," 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권 제 2 호, pp. 283~288.

- (2) 김준호, 김영찬, 유승국, 김두훈, 이종립, 전규식, 1997, "원자력 발전소용 덕트형 소음기 개발," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 488~492.
- (3) 오상현, 김양한, 1993, "반사가 있는 관내에서의 능동소음제어," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 131~136.
- (4) 이종식, 1992, "능동소음제어기법을 이용한 공조덕트 소음 제어," 공기조화·냉동공학회 제 21권, 제 1호, pp. 35~39.
- (5) 남현도, 장종대, 1992, "덕트 잡음 제거를 위한 다중 모델 적용 능동 소음 제어," 한국조명·전기설비학회 학술발표회논문집, pp. 56~59.
- (6) 홍석봉, 1998, 내연기관의 배기량 자동조정장치, 국내 특허 제 1001454630000 호, 1998. 4. 30. 등록.
- (7) 上田 保典, 1996, エンジン排氣騒音低減装置, 일본특허特許平1-2000042, 1996. 8. 6 공개.
- (8) 長谷川, 1989, 内燃機関用騒音装置, 일본특허平1-208507, 1989. 8. 22 공개.
- (9) 홍경섭, 김양한, 곽윤근, 김광식, 1988, "평균 유동이 있는 단순확장관의 기하학적 형상이 음향학적 특성에 미치는 영향," 대한기계학회논문집, 제 12권, 제 4호, pp. 662~669.