

환형 공명기가 설치된 소음기 설계 및 성능 시험

Design and Performance Test of Silencers with Ring-shaped Resonators

김 봉 기† · 김 상 렬* · 이 성 현* · 이 종 화** · 이 해 성**

Bong-Ki Kim, SangRyul Kim, Seong-Hyun Lee, Jong-Hwa Lee and Hae-Seong Lee

(2011년 2월 8일 접수 ; 2011년 3월 3일 심사완료)

Key Words : Silencer(소음기), Acoustic Resonator(음향 공명기), Absorption Coefficient(흡음률) Insertion Loss(삽입손실), Pressure Drop(압력손실)

ABSTRACT

In this study, ring-shaped acoustic resonators were proposed to be installed in a silencer to increase the acoustic performance of silencer in the low-frequency range. Evaluation of noise reduction performance of acoustic resonator arrays was carried out by measuring the random-incidence absorption coefficient. It was found that the absorption coefficient of resonator array was measured up to 1 at 125 Hz of 1/3-octave band center frequency. Insertion losses of silencers with ring-shaped acoustic resonator arrays were measured based on ISO 7235. The results were shown that the ring-shaped resonator could increase the insertion loss up to 13 dB without flow, whereas 7 dB when flow speed reached 15 m/s. As increasing the flow speed above 15 m/s, the effect of acoustic resonator decreased due to the effect of nonlinear air damping of the resonator. It was also found that the increment of pressure drop by the presence of resonator arrays was about 9 % at flow speed of 25 m/s.

1. 서 론

고속의 유체가 통과하는 소음기는 압력손실 (pressure loss)을 최소화하고 유동소음(flow noise) 발생을 줄이기 위해 유로변경을 최소화한 후 흡음재를 사용하여 소음을 저감하는 것이 바람직하다⁽¹⁾. 그러나 일반적으로 저주파수 영역의 맥동음(pulsating noise) 제어가 쉽지 않으므로 저주파수 대역의 소음 저감을 위한 최적의 음향임피던스(acoustic impedance) 변화와 함께 음향공명기(acoustic resonator) 설계가 반영되는 것이 필요하다^(2,3). 특히, 다수의 공명기를 사용할 경우 저주파수 영역에서 뛰

어난 소음 저감 성능을 나타내고 있어⁽⁴⁾, 흡음형 소음기 내부에 적극적으로 활용될 수 있는 설계 방법론 개발이 요구되고 있다.

음향 공명기의 저주파수 소음저감 성능은 음향 공명기를 이용한 배열형 패널의 음향 방사임피던스에 대한 이론적 고찰 및 실험을 통해 연구되었는데^(5,6), 다수의 공명기를 적절히 배치하면 저주파수 대역에서 일반적인 다공성 흡음재보다 높은 소음저감 성능을 나타낼 수 있음이 확인되었다.

이 연구에서는 저주파수 대역에서의 소음기 성능 향상을 목적으로 소음기에 장착 가능한 음향 공명기를 설계하고, 소음저감 성능을 평가하고자 한다. 또한, 제작된 공명기를 다양한 형태로 소음기에 장착하여 유속 변화에 대한 삽입손실(insertion loss) 및 압력손실을 ISO 7235⁽⁷⁾에 기술된 측정방법에 따라 측정/평가하고자 한다.

† 교신저자; 정회원, 한국기계연구원
E-mail : bkim@kimm.re.kr
Tel : (042)868-7467, Fax : (042)868-7440

* 정회원, 한국기계연구원

** 정회원, 마이크로S&V컨트롤(주)

2. 공명기 설계

2.1 공명기 성능 예측

소음기용 공명기 개발을 위해 Fig. 1과 같이 두 가지 방법의 설계를 고려하였다. 측면설치형 공명기(side-located resonator)는 소음기 입출구 측면에 공명기를 반경방향 및 원주방향으로 배열하고 공명기 입구를 유동이 진행되는 방향으로 설치하는 방법이다. 중앙설치형 공명기(center-located resonator)는 공명기를 원주방향으로 설치하고 유동이 진행되는 방향으로 다수의 공명기를 배치하는 방법이며, 공명기 입구는 유동 진행방향에 수직으로 설치된다.

Table 1은 설계 안에 따라 결정된 공명기 사양을 나타내고 있으며, 공명주파수 대역은 1/3-옥타브 대역의 중심주파수 125 Hz에서 평균 흡음성능이 최대가 되도록 공명기 목(neck)의 지름(diameter)과 길이를 조정하였다. 공명기의 공명주파수(resonance

Table 1 Design specifications of ring-shaped resonator arrays

| | | | | |
|--|-----|-----|-----|-----|
| Depth of ring-shaped resonator array (mm) | 90 | | | |
| Outer diameter of ring-shaped resonator array (mm) | 828 | | | |
| Inner diameter of ring-shaped resonator array (mm) | 400 | | | |
| Inner diameter of neck (mm) | 10 | | | |
| No. of resonator hole | 4 | | | |
| Neck length of resonator (mm) | 25 | 20 | 15 | 10 |
| Resonance frequency (Hz) | 114 | 122 | 130 | 140 |

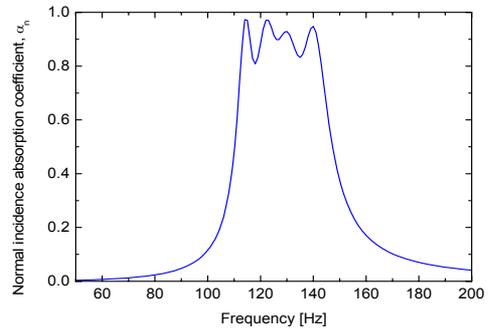
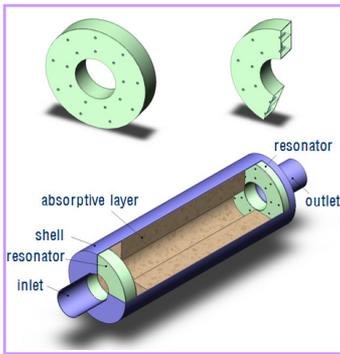
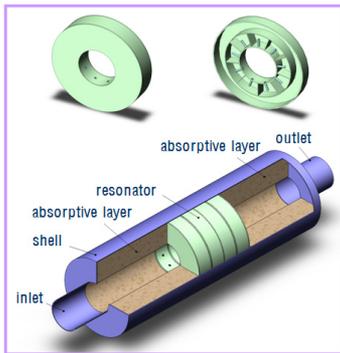


Fig. 2 Prediction of normal absorption coefficient for ring-shaped resonator arrays

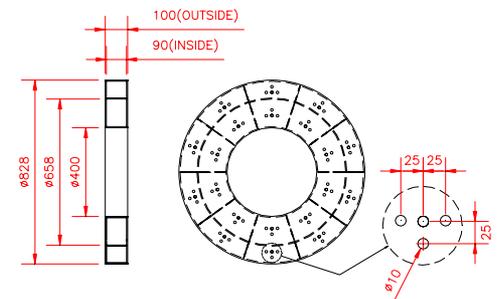


(a) Side-located resonator

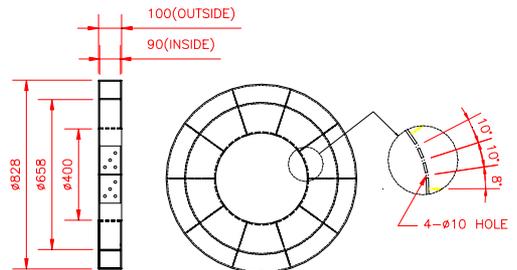


(b) Center-located resonator

Fig. 1 Conceptual design of silencers with ring-shaped resonator arrays



(a) Side-located resonator



(b) Center-located resonator

Fig. 3 Drawings of ring-shaped resonator array

frequency)는 공명기 수직입사 흡음률 해석 방법⁽⁵⁾을 이용하였으며, 공명기 목의 지름을 10 mm, 공명기 한 개당 구멍(hole)의 개수를 4개, 공명기 목의 길이를 10, 15, 20, 25 mm로 하여 140, 130, 122, 114 Hz에서 최대 수직입사 흡음률을 갖도록 하였다.

Fig. 2는 협대역 주파수(narrow band frequency)에서 해석한 공명기의 수직입사 흡음률⁽⁵⁾을 나타내고 있는데, 114 Hz~141 Hz 주파수 대역에서 0.9 이상의 흡음률을 나타내고 있음을 알 수 있다.

결정된 공명기 크기로부터 Fig. 3과 같이 공명기 배열을 설계하였는데, 공명기는 환형으로 설치되며 36° 간격으로 10개의 격벽을 설치하였다. 측면설치형 공명기의 경우에는 환형으로 형성된 두 개의 열을 모두 사용하여 20개의 공명기가 설치되며, 중앙설치형 공명기의 경우에는 공명기 목의 위치가 소음기



Fig. 4 Measurement of random incidence absorption coefficient in a reverberation room

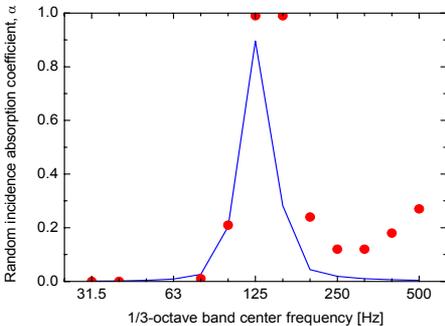


Fig. 5 Theoretical and experimental results of random incidence absorption coefficient in each 1/3-octave band(solid line : theoretical results obtained by using the method in reference⁽⁹⁾, solid circle : experimental results obtained by using reverberation room method)

단면의 중심 방향으로 설치되어야 하는 점을 고려하여 안쪽에 있는 10개의 공명기를 사용하였다.

2.2 공명기 성능 시험 및 평가

설계에 따라 제작된 환형 공명기(ring-shaped resonator)는 바깥지름이 828 mm이며 임피던스 튜브를 이용한 수직입사 흡음률 측정에 어려움이 있다. 따라서, 제작된 공명기의 흡음성능 확인을 위해 잔향실법 흡음률 측정⁽⁸⁾을 수행하였다. 제작된 소음기용 공명기와 잔향실 흡음률 측정모습을 Fig. 4에 나타내었다.

공명기는 실제 소음기 내부 장착을 위해 철판을 이용해 환형으로 제작되었으며, 흡음률 측정을 위해 잔향실 바닥에 환형 공명기 세트 6개를 배치하였다. 따라서, 시험에는 총 120개의 공명기가 사용되었다.

Fig. 5에 제작된 공명기의 랜덤입사 흡음률 측정 결과를 해석결과와 비교하여 나타내었는데, 설계한 바와 같이 125 Hz 대역에서 최대 흡음률을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 랜덤입사 흡음률은 공명기의 수직입사 흡음률로부터 입사각을 고려하여 계산하였다^(6,9). 해석결과에 비해 125 Hz 대역에서의 평균 흡음률이 높게 예측되었는데, 이것은 공명기 제작 시 1개의 구멍대신 동일한 입구면적이 되도록 4개의 구멍을 공명기 입구로 사용하여 입구 단면의 둘레길이(perimeter)가 2배로 증가하였고, 둘레길이 증가에 의한 공명기 목에서의 마찰 손실 증가로 인해 공명기의 흡음성능이 크게 향상되기 때문이다^(6,10). 또한, 해석에서 고려한 무한시편과 다르게 유한한 크기의 시편을 시험에 사용하여 모서리에서의 회절에 의해 발생한 부가적인 흡음효과 때문인 것으로 판단된다⁽¹¹⁾.

3. 소음기 성능평가

공명기가 삽입된 소음기 제작 안에 따라 소음기 측면설치형 공명기와 소음기 중앙설치형 공명기를 삽입할 수 있는 소음기를 제작하였다.

Fig. 6은 소음기 성능비교를 위해 설계된 7종의 소음기와 삽입손실 비교를 위한 직관 1층을 나타내고 있는데, 기존 흡음재(소재 : mineral wool, 밀도 : 80 kg/m³)가 사용되는 소음기와 흡음재에 공명기가 추가적으로 사용될 경우를 비교하기 위해 제작되었다.

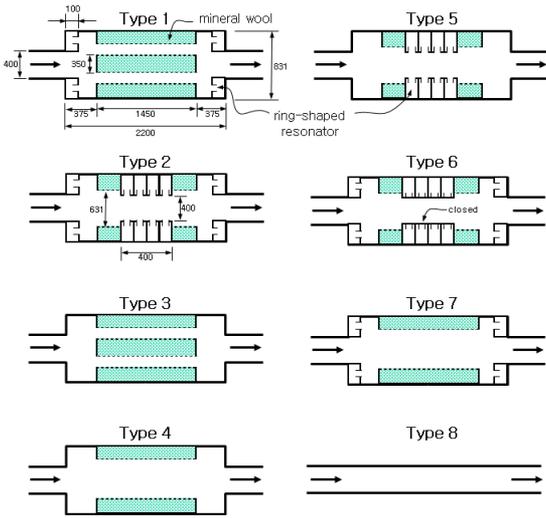


Fig. 6 Proposed silencer shapes for comparisons of insertion loss

성능시험은 기술된 ISO 7235⁽⁷⁾에 기술된 삽입손실 및 압력손실 측정방법에 따라 참고문헌⁽¹²⁾에서 설계/제작한 시험장치를 사용하여 수행되었다.

삽입손실 측정을 위해 시험용 소음기 설치 후 터블런스 스크린(turbulence screen, B&K Type UA0436)을 이용하여 5개의 측정점에서 소음을 계측한 후 다음과 같이 평균하였다.

$$L_{pM} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 10^{L_{pMi}/10} \right), \text{ dB} \quad (1)$$

여기서, L_{pMi} 는 각 측정점에서의 소음레벨을 나타낸다.

Fig. 7에 소음기 설치 모습을 나타내었으며, 조립시 소음기 내부에 장착된 공명기 모습을 Fig. 8에 나타내었다. 유속은 0~25 m/s까지 5 m/s의 간격으로 변화시키며 각 소음기의 삽입손실 측정이 수행되었다. 소음기의 삽입손실 평가를 위해 직관(straight duct) 형태의 대치용 덕트(type 8)와 소음기가 설치되어 있는 경우에 대해 각각 소음을 측정하여 소음기의 삽입손실을 산정하였다. 측정결과로부터 500~2,000 Hz 대역에서 삽입손실이 최대값을 갖고 유속 증가에 따라 소음기 삽입손실이 감소하는 것을 볼 수 있다. 특히, 배플(baffle)이 있는 경우 유속증가에 따라 1,000 Hz 이하의 주파수 대역에서 삽입손실이 크게 감소하는 것을 볼 수 있다.



Fig. 7 Insertion loss test for silencer with ring-shaped resonator



Fig. 8 Ring-shaped resonator installed in test silencer

Table 2 Combinations of silencer types for comparisons of resonator effect

| Case no. | Resonator effect | Notes |
|----------|------------------|--|
| Case 1 | Type 1-Type 3 | Side-located resonator effect of baffled silencer |
| Case 2 | Type 2-Type 5 | Side-located resonator effect of absorptive silencer with center-located resonator |
| Case 3 | Type 7-Type 4 | Side-located resonator effect of absorptive silencer |
| Case 4 | Type 2-Type 6 | Center-located resonator effect of absorptive silencer with side-located resonator(I) |
| Case 5 | Type 2-Type 7 | Center-located resonator effect of absorptive silencer with side-located resonator(II) |
| Case 6 | Type 5-Type 4 | Center-located resonator effect of absorptive silencer |
| Case 7 | Type 2-Type 4 | Side-located resonator and center-located resonator effects of absorptive silencer |

공명기 효과를 확인하기 위해 소음기 유형을 공명기 장착 유무에 따라 Table 2와 같이 7종의 조합으로 나누어 평가하였다.

즉, 일반적으로 공명기의 효과는 소음기의 유형에

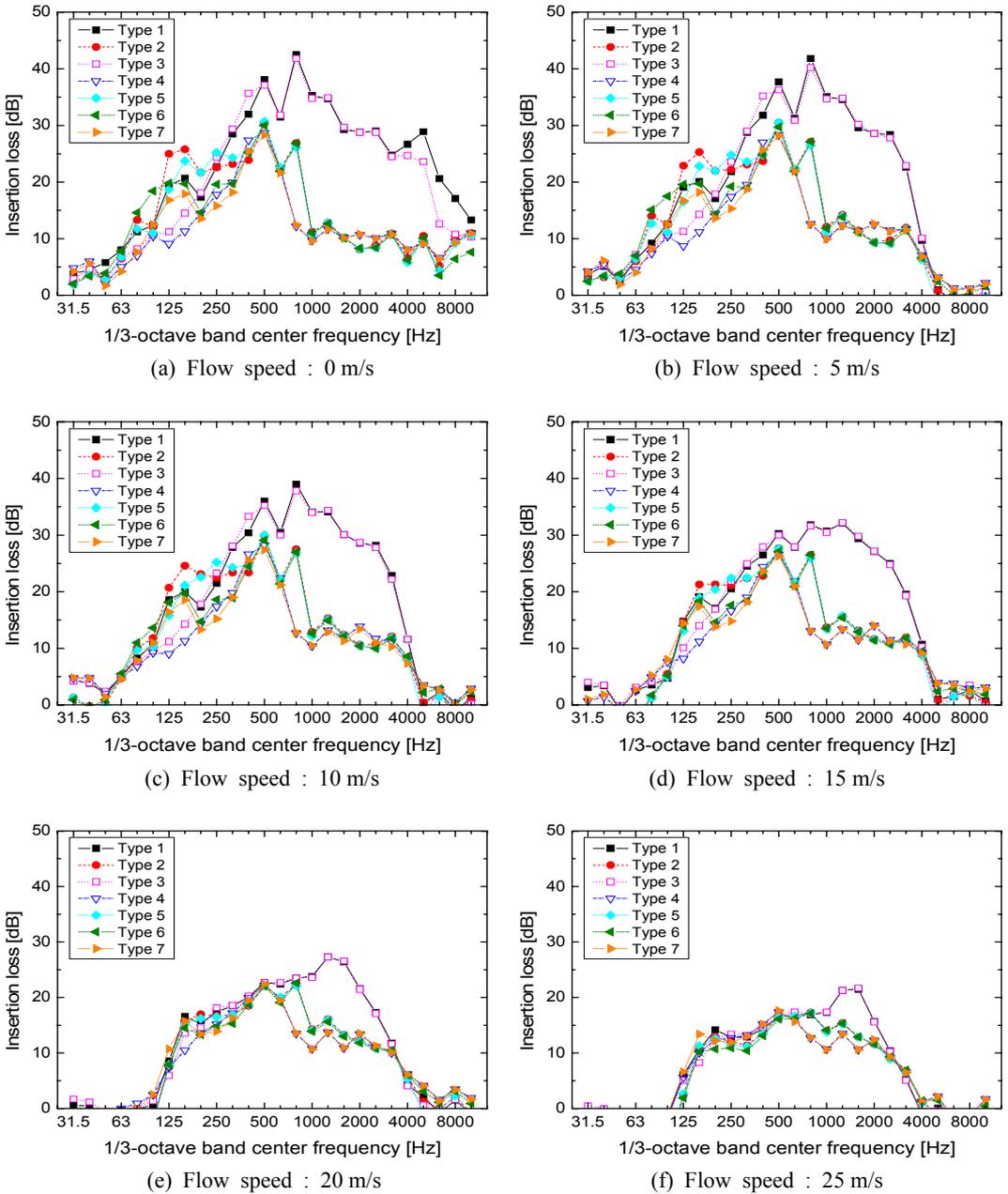


Fig. 9 Comparisons of measured insertion loss varying with flow speed

따라 다르게 나타날 수 있으므로 측면설치형 공명기 또는 중앙설치형 공명기 설치 전후의 소음기 형태에 따라 공명기 효과를 확인할 수 있다.

Table 2를 보면 측면설치형 공명기 효과는 case 1, 2, 3으로부터 확인할 수 있고, 중앙설치형 공명기 효과는 case 4, 5, 6으로부터 확인할 수 있으며,

측면과 중앙설치형 공명기가 모두 있는 경우의 효과는 case 7을 보면 된다. Table 2에 따라 공명기 설치 전후의 효과를 Fig. 10에 비교하였는데, 각 case에 대한 비교가 125 Hz 대역에서 보다 명확하도록 1-옥타브 대역으로 삽입손실을 변환하여 나타내었다.

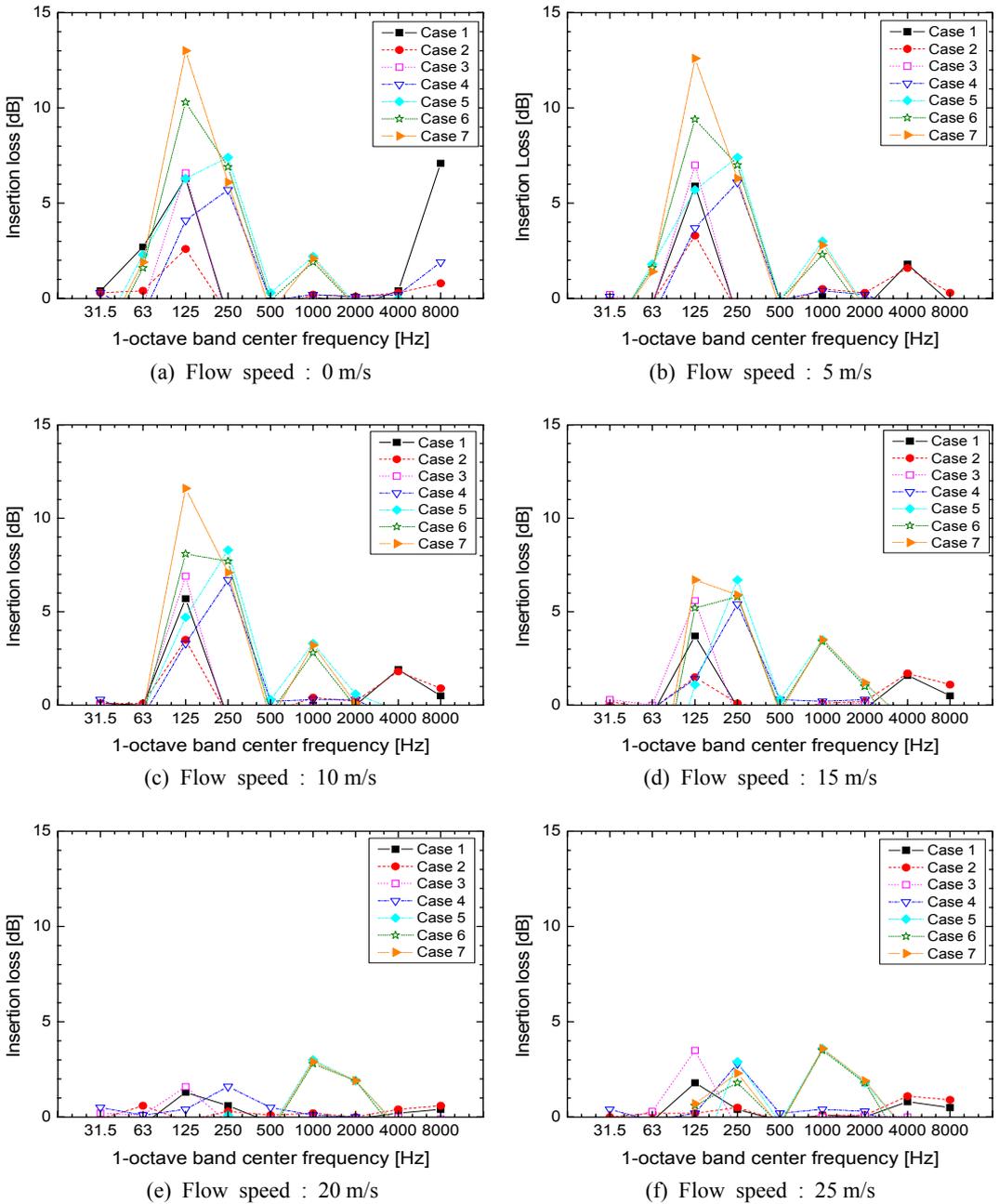


Fig. 10 Comparisons of insertion loss increment due to the ring-shaped resonator

Case 1의 경우 소음기에 배플이 있는 경우 측면설치형 공명기에 의한 소음저감 효과를 나타내고 있으며, case 2는 배플 대신 중앙설치형 공명기가 있을 경우 측면설치형 공명기에 의한 소음저감 효과를 나타내고 있다. Case 3은 일반적인 흡음형 소음기에

측면설치형 공명기가 존재하는 경우의 효과를 나타내고 있다. Fig. 10을 보면 배플 또는 중앙설치형 공명기가 이미 존재하는 경우보다는 일반적인 흡음형 소음기에 설치한 경우의 효과가 더 크게 나타나는데, 이것은 125 Hz에서 소음저감 효과가 작은 소음기에

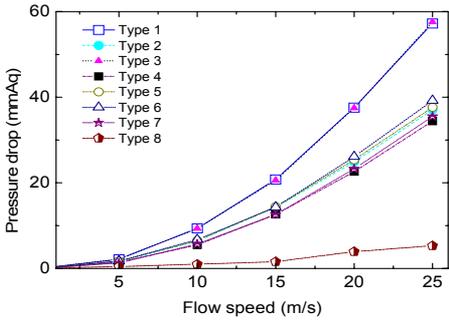


Fig. 11 Pressure loss varying with flow speed

Table 3 Measurement results of silencer pressure drop

| Flow speed (m/s) | Pressure loss difference(mmAq) | | | | | | |
|------------------|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 | Case 6 | Case 7 |
| 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| 5 | -0.1 | -0.2 | -0.2 | -0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.0 |
| 10 | 0.1 | -0.1 | 0.2 | -0.3 | 0.7 | 1.0 | 0.9 |
| 15 | 0.2 | -0.1 | 0.0 | 0.0 | 1.7 | 1.8 | 1.7 |
| 20 | 0.1 | -0.5 | 0.7 | -1.2 | 1.6 | 2.8 | 2.3 |
| 25 | -0.4 | -0.5 | 1.1 | -2.1 | 1.6 | 3.2 | 2.7 |

공명기가 적용될수록 공명기 효과가 크게 나타나는 것을 의미한다.

중앙설치형 공명기 효과를 확인할 수 있는 case 4, 5, 6을 비교하면, case 4는 측면설치형 공명기가 이미 있는 경우에 중앙설치형 공명기 장착에 따른 효과를 나타내며, case 5는 case 4와 유사하나 중앙설치형 공명기를 내부에서 제거한 후 흡음재를 설치한 경우이다. Case 6은 일반적인 흡음형 소음기에 중앙설치형 공명기가 있는 경우의 효과를 나타내고 있다. 125 Hz 대역에서 case 6의 효과가 가장 좋게 나타나고 있으며, 중앙설치형 공명기 위치에 흡음재가 있는 case 5가 case 4에 비해 소음저감 성능이 뛰어난 것을 볼 수 있다.

Case 7은 일반 흡음형 소음기에 중앙 및 측면설치형 공명기가 존재하는 경우 소음저감 효과를 나타내고 있는데, 공명기에 의해 가장 좋은 소음저감 성능을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

유속 변화에 의한 공명기 효과를 보면 전체적으로 유속증가에 의해 공명기 효과가 크게 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 유속이 0인 경우 공명기 설

치에 의해 최대 13 dB 소음이 저감되는 것을 확인할 수 있으며, 유속이 15 m/s인 경우 약 7 dB 정도의 소음저감 효과가 있다. 그러나, 유속이 증가할수록 공명기 효과가 크게 줄어드는 것을 확인할 수 있는데, 공명기 입구에서 유속이 커지면서 발생하는 비선형 감쇠 효과(nonlinear air damping effect)에 의한 것으로 판단된다⁽¹³⁾. 참고문헌⁽¹³⁾에서는 유속 증가에 의한 공명기 입구의 비선형 감쇠효과를 단순한 공명기 모델에 대해 해석적인 방법과 실험적인 방법을 적용하여 확인한 바 있다.

공명기 설치에 의한 압력손실 변화를 확인하기 위해 소음기의 압력손실을 측정을 수행하였다. 측정은 참고문헌⁽¹²⁾에 따라 소음기 상단 및 하단의 게이지 압력 차이를 계측하였으며, 각 단면에서 90° 간격으로 균일하게 4개의 tap을 만들어 덕트 벽에 압력계(manometer)를 면밀착(flushing mount) 하도록 설치한 후 측정된 평균 압력을 사용하였다.

Fig. 11에 각 소음기에서 측정된 압력손실을 나타내었는데, 유속의 제곱에 비례하여 압력손실이 커지는 것을 확인할 수 있다. 압력손실은 type 1과 type 3이 유로에 있는 배플의 영향으로 가장 큰 것을 알 수 있으며, 압력손실이 가장 작은 직관을 제외하면 측벽에 흡음재만 있는 type 4의 압력손실이 가장 작은 것을 알 수 있다.

각 소음기의 압력손실로부터 공명기 설치에 의한 압력손실을 확인하기 위해 삽입손실 비교와 동일한 방법으로 공명기 설치전후 7개의 경우에 대해 압력손실 변화를 Table 3에 비교하였다. 측정결과로부터 유속 10 m/s 이하인 경우 공명기 설치에 의한 압력손실 변화는 1 mmAq 이하인 것을 알 수 있다. 그러나, 유속 25 m/s인 경우 최대압력 손실 변화가 case 6에서 3.2 mmAq이며 type 4의 압력손실(34.4 mmAq)을 고려하면 약 9%의 압력손실이 추가로 발생하는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 유속이 높은 경우에는 소음기 설계단계에서 음향 공명기에 의한 추가적인 압력손실 변화를 고려하는 것이 필요하다.

4. 결 론

이 연구에서는 소음기의 저주파수 대역 삽입손실 향상을 목적으로 1/3-옥타브 대역의 중심주파수 125 Hz에서 최대 흡음성능을 갖는 환형공명기를 설

계/제작하였으며, 잔향실법 흡음성능 측정을 통해 소음저감 성능을 확인하였다.

제작된 환형공명기를 소음기 측면 및 중앙에 설치할 수 있도록 소음기를 설계/제작하고 소음기에 삽입할 수 있는 다양한 조합에 대한 성능시험을 수행하였다.

성능시험 결과 공명기 설치에 의해 유속이 0인 경우 최대 13 dB의 소음이 저감될 수 있으며, 유속이 15 m/s인 경우 약 7 dB 정도의 소음저감 효과가 있음을 확인하였다. 유속이 15 m/s 이상 커지면 공명기에 의한 소음저감 효과가 크게 줄어들며, 이를 개선하기 위해서는 추가적인 연구가 요구된다.

공명기 설치에 의한 압력손실 변화를 측정하였으며, 유속이 10 m/s 이하인 경우 공명기 설치에 의한 압력손실 변화는 1 mmAq 이하인 것을 확인하였다. 그러나, 유속이 25 m/s인 경우 최대 9%(3.2 mmAq)의 추가적인 압력손실이 발생되어 유속이 빠른 경우 음향 공명기에 의한 추가적인 압력손실 변화를 소음기 설계단계에서 고려하는 것이 필요하다.

후 기

이 논문은 환경부 차세대 핵심환경기술개발사업의 지원을 받아 수행된 연구결과의 일부입니다.

참 고 문 헌

(1) Ih, J.-G., 1994, Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers : I. Operating Principles Associated with Structures, Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol. 16, No. 4, pp. 37~50.
 (2) Lee, T.-K., Joo, W.-H. and Bae, J.-G., 2009, Exhaust Noise Control of Marine Diesel Engine Using Hybrid Silencer, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 7, pp. 679~684.
 (3) Kim, Y.-H., Joo, W.-H. and Bae, J.-G., 2009, A Study on the Performance Improvement of Medium Speed Diesel Engine Exhaust Silencer in the Low-frequency Range Using Array Resonators, Transactions of the Korean Society for Noise and

Vibration Engineering, Vol. 19, No.7, pp. 693~698.

(4) Seo, S.-H. and Kim, Y.-H., 2004, Acoustic Characteristics of a Silencer by Using Array Resonators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp. 975~982.

(5) Kim, S. R., Kim, Y.-H. and Jang, J.-H., 2006, A Theoretical Model to Predict the Low-frequency Sound Absorption of a Helmholtz Resonator Array (L), J. Acoust. Soc. Am., Vol. 119, No. 4, pp. 1933~1936.

(6) Kim, S. R. and Kim, Y.-H., 2005, A Helmholtz Resonator Array Panel for Low Frequency Sound Absorption, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 8, pp. 924~930.

(7) ISO 7235, 2003 Acoustics-laboratory Measurement Procedures for Ducted Silencers and Air-terminal Units - Insertion Loss, Flow Noise and Total Pressure Loss.

(8) ISO R 354: 2003 Acoustics-measurement of Sound Absorption in a Reverberation Room.

(9) Beranek, L. L., 1992, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, Inc., Chapter 8.

(10) Sivian, L. J., 1935, Acoustic Impedance of Small Orifices, J. Acoust. Soc. Am. 7, pp. 94~101.

(11) Daniel, E. E., 1963 On the Dependence of Absorption Coefficients upon the Area of the Absorption Materials, J. Acoust. Soc. Am. 35, pp. 571~573.

(12) Kim, B.-K., Kim, S.-R., Kim, H.-S. and Shin, M.-C., 2008, Performance Test and Evaluation of Ship Exhaust Muffler, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1237~1242.

(13) Tang, S. K., 2010, On Sound Transmission Loss Across a Helmholtz Resonator in a Low Mach Number Flow Duct, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 127, No. 6, pp. 3519~3525.