

삽입관이 있는 확장형 소음기에서의 기류음 감소

강 웅* · 김형진** · 성형진†

(2008년 6월 11일 접수, 2008년 10월 23일 수정, 2009년 1월 13일 심사완료)

Reduction of Flow-Induced Noise in an Expansion Muffler with Lids

Woong Kang, Hyung Jin Kim and Hyung Jin Sung

Key Words : Turbo-Charger Diesel Engine(터보 차저 디젤 엔진), Flow-Induced Noise(기류음), Muffler(소음기)

Abstract

Turbocharger has been widely used in many passenger cars in application with diesel engines because of high power and fuel efficiency. However, flow-induced noise (whoosh or hissing noise) which is generated within a compressor during its operation at marginal surge line can deteriorate noise characteristics. Hissing noise excitation is associated with the generation of turbulence within the turbocharger compressor and radiated through the transmission path in a turbocharger system. In this study, a expansion muffler with lids is devised and installed in the transmission path to reduce the hissing noise. Acoustic and fluid dynamic characteristics for the muffler are investigated which are related to the unsteadiness of turbulence and pressure in the turbocharger system. A transfer matrix method is used to analyze the transmission loss of the muffler. A simple expansion muffler with lids is proposed for the reduction of high frequency component noise. Turbulence simulation is carried out by a standard $k - \epsilon$ model. An optimal design condition of the muffler is obtained by extensive acoustic and fluid dynamic analysis on the engine dynamometer with anechoic chamber. A significant reduction of the hissing noise is achieved at the optimal design of the muffler as compared with the conventional muffler.

기호설명

ρ : 밀도 (kg / m^3)

c : 음속 (m / s)

ω : 주파수 ($= 2\pi f$)

P : 음압 (Pa)

u_i : 속도 (m / s), $i = 1, 2, 3$

Y : 음향 임피던스

M : 마하 수

S : 소음기의 단면적 (m^2)

L : 소음기의 길이 (m)

k : 파수 ($= \omega / c$)

I : 음향 인텐시티 (W / m^2)

PWL : 음향 파워레벨 (W)

TL : 전달 손실

1. 서론

최근 엔진 출력과 연비 등의 경제적인 이점 때문에 유럽과 아시아 등지에서 SUV, RV 차량뿐 아니라 일반 승용차에서 디젤 엔진의 사용이 급격히 증가하고 있다. 디젤 엔진은 출력 성능을 향상시키기 위하여 실린더 내로 흡입되는 공기를 고 밀도의 공기로 압입시키는 터보 차저(Turbo-charger)를 사용하고 있다.⁽¹⁾ 터보 차저를 사용할 경우

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : hjsung@kaist.ac.kr

TEL : (042) 350-3027 FAX : (042) 350-5027

* 한국과학기술원

** 현대자동차

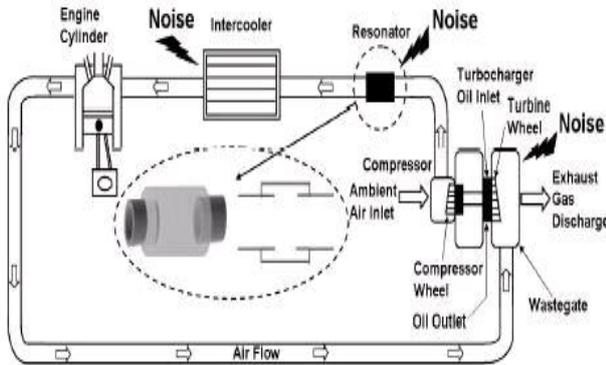


Fig. 1 A schematic diagram of Turbo-charger system

동일한 실린더 체적에서 출력과 연비를 향상시킬 수 있는 장점이 있지만, 엔진 속도가 올라감에 따라 터보 차저에서 발생하는 높은 압력과 온도의 흡기류에 의해 발생하는 기류음 (Flow-induced noise) 등에 의한 NVH 특성이 나빠지는 단점이 있다. 터보 차저 시스템의 전달경로는 압축기 (Compressor), 연결 호스, 알루미늄 곡관, 인터쿨러, 엔진 실린더 여러 부품들이 연결된 구조로 되어 있다. (Fig. 1) 따라서 터보 차저 시스템의 압축기에 의한 고온, 고압 공기의 흡입구, 곡관이 있는 유로, 인터쿨러 내의 미세 유로, 각 부품들의 출, 입구 등의 복잡한 형상으로 공기가 흐르게 되게 되고, 이로 인해 터보 차저 엔진에는 다양한 기류 소음 발생원들이 존재하게 된다. 또한 자동차의 가, 감속 시 발생하는 압축기의 불안정한 유동에 의한 소음이 발생할 수 있게 된다. 현재 터보 차저 시스템에서 발생하는 주요한 기류음으로 Hissing (Whoosh) 소음 (Fig. 2)이 있다. Hissing 소음은 터보 차저(압축기)의 작동 구간이 서지(Surge) 한계에 가까워 질 때 생기는 난류 및 압력의 불안정성에 의해 발생하는 광대역의 기류음이다.⁽²⁾ 그림 2는 실제 차량에서 엔진을 가속시킬 때, 즉 RPM이 증가할 때(x축) 발생하는 근접 소음을 측정한 결과이다. 점선으로 표시되어 있는 것과 같이 특정한 가속 구간인 2000-3000 RPM 에서 7~9kHz (y축)에서 Hissing 소음이 발생하게 된다.

본 연구에서는 터보 차저 디젤 엔진에서 발생하는 기류음(Hissing 소음)을 감소시키기 위해서 삽입관이 있는 단순 확장형의 반사형 소음기를 터보 차저 출구 곡관에 적용하고자 한다. 음향학적 설계를 위해 전달 행렬법(Transfer matrix method)를 이용하여 소음기의 후보군을 선택하였다. 또한 소음기의 정상 상태 난류 유동 해석을 통해 기류 소음을 최소로 감소시키는 소음기의 형상을 최적화하여 실제 차량에 적용, 그 성능을 확인하였다.

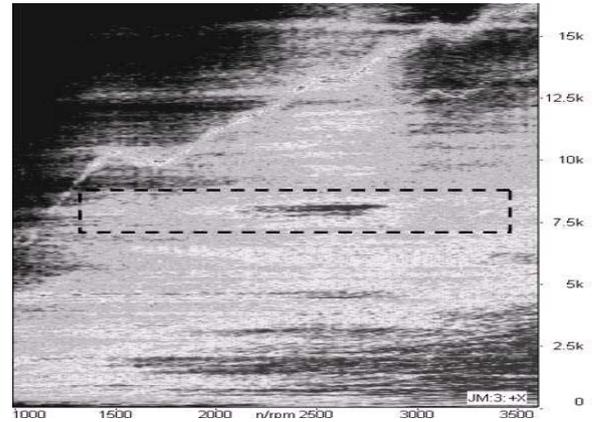


Fig. 2 Flow-induced noise in Turbo-charger system

2. 소음기의 음향학적 설계

2.1 전달 행렬법 (Transfer matrix method)

소음기를 적용하고자 하는 구간을 Hissing 소음의 주요 발생 구간인 7~9kHz로 선정하였다(Fig. 2). 소음기의 음향 성능을 평가하는 방법으로서 전달 손실 (Transmission Loss: TL) 을 사용하였다.⁽³⁾ 전달 손실은 소음기에 입사된 음향 파워 레벨(PWL : Sound Power Level)에서 하류측에 전달된 PWL을 뺀 값이며, 예측치와 실측치의 비교에 유용하다고 알려져 있다. 이는 식 (1)과 같이 정의 되며, 전달 손실 값이 클수록 소음 감소도 큼을 의미한다.

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{W_i}{W_t} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{S_i I_i}{S_t I_t} \right). \quad (1)$$

음향 성능의 정량적 표현을 위하여 본 연구에서는 전달 행렬법(Transfer Matrix Method)을 사용하였다. 평면파 (Plane wave) 이론에 의해 Fig. 3 과 같은 음향 전송계(Transmission Line)가 있을 때, 내부의 임의의 지점에서의 음압(Sound Pressure, P_i) 과 입자속도(Particle Velocity, U_i)는 음향 전송계의 형상 (L, S_1, S_2)과 임피던스(ρc)를 알면 그 이후의 음압과 입자 속도를 구할 수 있음이 알려져 있다. 이러한 음향 전송 계의 특성을 나타내는 전달행렬 (Transfer Matrix)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽³⁾ 이러한 음향 전송계를 소음기에 적용하고 소음기의 형상과 임피던스의 특성을 알면, 소음기 적용 전의 음압과 입자 속도를 이용하여, 적용후의 음압과 입자 속도를 예측할 수 있다. 소음기 적용 전후의 음압과 입자 속도를 알면, 각각의 음향 파워 레벨을 구할 수 있게 되고, 이를 이용하여 앞에서 정의하였던 전달 손실 식을 이용하여 전달 손실 값을 다음과 같이 구할 수 있다.

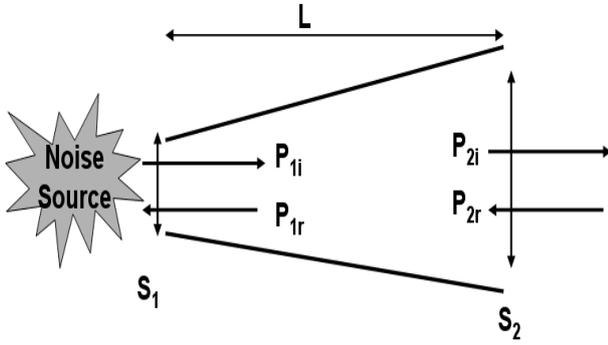


Fig. 3 Transmission line

$$TL = 20 \log_{10} \left[\left(\frac{Y_n}{Y_1} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{11} + T_{12}/Y_n + Y_1 T_{21} + (Y_1/Y_n) T_{22}}{2} \right| \right], \quad (2)$$

Y_i : characteristic impedance.

Fig. 4 는 소음기를 구성하는 각 요소인 확장관 (Expansion), 직관 (Lined), 축소관 (Contraction)을 나타내고 있다. 각 요소의 전달 행렬을 곱하여 주면, 단순 확장형 소음기의 전체(Total) 전달 행렬을 구할 수 있다. 소음기 요소의 전달 행렬을 본 연구에서 적용하고자 하는 단순 확장형 소음기에서 구하여 보면, 확장관의 전달 행렬과, 직관의 전달 행렬, 축소관의 전달 행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾ Fig. 4 (b) 와 같이 삽입관이 있는 확장형 소음기의 전달 행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{Expansion} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{(\frac{S_2}{S_1} - 1)^2 M_1^2}{1 - M_1^2} & \frac{(\frac{S_2}{S_1} - 1)^2 M_1 Y_1}{1 - M_1^2} \\ \frac{(\frac{S_2}{S_1} - 1)^2 (\gamma - 1) M_1^3}{(1 - M_1^2) Y_1} & 1 - \frac{(\frac{S_2}{S_1} - 1)^2 (\gamma - 1) M_1^2}{(1 - M_1^2) Y_1} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

$$T_{Lined} = e^{-jMKL} \begin{bmatrix} \cos kL & jY \sin kL \\ \frac{j}{Y} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$T_{Contraction} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{(1 - \frac{S_1}{S_2}) M_1^2}{2(1 - M_1^2)} & \frac{(1 - \frac{S_1}{S_2}) M_1 Y_1}{2(1 - M_1^2)} \\ \frac{(1 - \frac{S_1}{S_2}) (\gamma - 1) M_1^3}{2(1 - M_1^2) Y_1} & 1 - \frac{(1 - \frac{S_1}{S_2}) (\gamma - 1) M_1^2}{2(1 - M_1^2) Y_1} \end{bmatrix}. \quad (5)$$

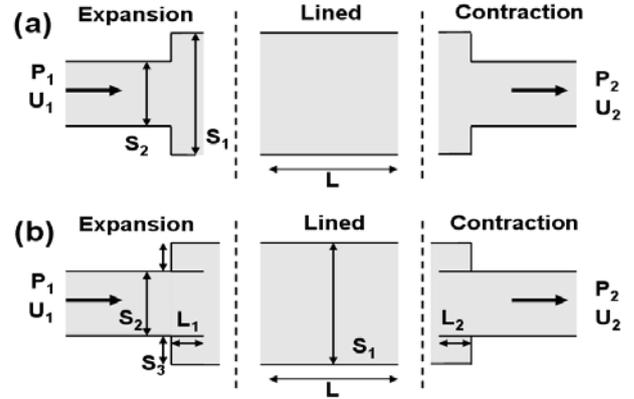


Fig. 4 Schematic diagram of a simple expansion chamber and a resonator : (a) without extended edge and (b) with extended edge

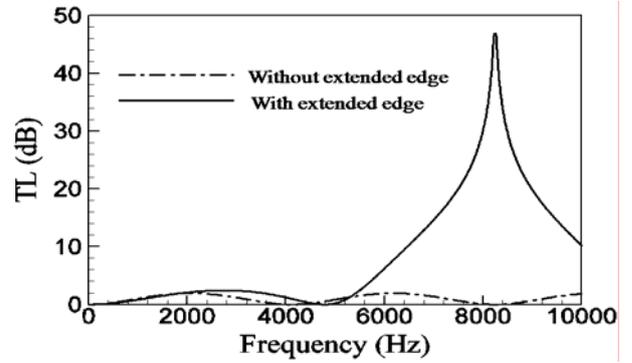


Fig. 5 Distributions of transmission losses

$$T_{Expansion_edge} = \begin{bmatrix} 1 & (\frac{S_1}{S_2} - 1)^2 M_1 Y_1 \\ \frac{S_2}{S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} & \frac{S_2 Z_3 - M_1 Y_1 (-S_1 + (\frac{S_1}{S_2} - 1)^2 S_3)}{S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$T_{Contraction_edge} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2} (1 - \frac{S_2}{S_1}) M_1 Y_1 \\ \frac{-S_2}{-S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} & \frac{-S_2 Z_3 - M_1 Y_1 (-S_1 + \frac{1}{2} (1 - \frac{S_2}{S_1}) S_3)}{-S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$Z_3 = -j \frac{c}{S_2} \cot kL_2 \text{ (or } L_1 \text{)}.$$

본 연구에서 적용하고자 하는 단순 확장형 소음기와 삽입관이 있는 확장형 소음기의 주파수 별 전달 손실 특성은 Fig. 5 에서 볼 수 있다. Simple Expansion Chamber에서는 확장된 면적 비 S_2/S_1 와 확장관 길이 L 에 의해 감소되는 소음 주파수가 결정되는데, 본 연구 목표 구간인 7~10kHz를 위해 $L=0.035\text{mm}$ 일 때 2707Hz와 8121Hz에서 소음 감소가 4dB정도임을 확인할 수 있다. 삽입관이 있는 소음기에서는 면적 비와 확장관 길이뿐 아니라 내부의 삽입관(Lids) 길이(L_1)에 의해 감소되는 소음 주파수를 결정된다.

삽입관 길이(L_1)가 0.011mm일 때 8600Hz에서 소음 감소가 40dB 이상임을 확인 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 삽입관이 있는 확장형 소음기 모델을 목표 소음 저감 구간인 7-9kHz에서 전달손실의 값이 크도록 설계하였다.

3. 소음기의 수치 해석

3.1 해석 목적 및 지배방정식

음향학적인 설계 인자를 결정할 때 확인할 수 있었던 것이 단순 확장형 소음기보다 삽입관이 있는 확장형 소음기의 전달 손실이 훨씬 크음을 볼 수 있었다. 삽입관이 있는 소음기 내부의 유동은 확장되는 모서리에서 박리된 유동이 전단층(Shear-layer)을 형성하고 성장하며 하류로 흘러오며, 삽입관에 부딪치면서 강한 난류 섭동, 압력 섭동을 발생하면서 기류음을 유발하는 것으로 알려져 있다.^(5,6) 즉 형상 인자의 차이가 있는 삽입관이 있는 소음기의 후보군들은 비슷한 전달 손실을 갖을 수 있지만, 유체역학적인 특성이 다르기 때문에 기류음에 미치는 영향에 차이가 있을 수 있다.⁽⁷⁾

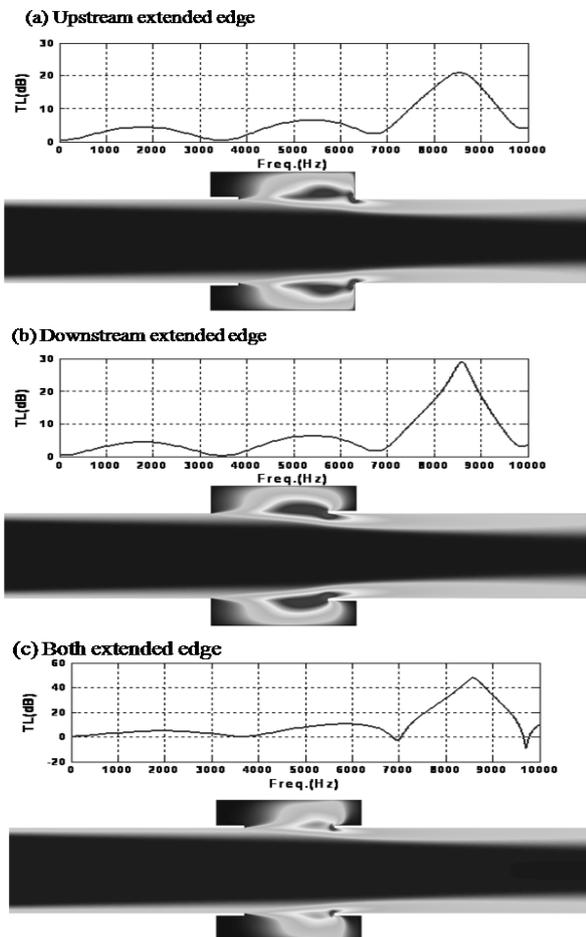


Fig. 6 Turbulent kinetic energy ; Extended edge

따라서 음향학적으로 선택한 소음기 후보군의 유동장 영향을 수치해석을 통해 살펴보았다.

본 연구에서는 전산 유체역학 코드인 CFD-ACE 를 이용하여 소음기 내의 유동 현상을 해석하였다.

소음기 내의 유동을 정상상태(Steady-state)의 난류 유동으로 고려하였으며, 소음기내로 유입된 입구 유동은 실제 디젤 엔진의 입구관에서 측정된 유속, 온도 등의 물리량을 사용하였다. 난류 유동을 해석하기 위하여 기존의 소음기 내부의 유동장을 해석했던 많은 문헌들에서도 사용되었던 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였다. 수렴조건은 각 셀에 대한 운동량 유수의 합 및 연속 방정식의 합이 모두 10^{-3} 이하가 되는 조건을 선정하였다.

삽입관이 있는 소음기 내부에서 기류음 발생에 미치는 유동장 영향을 평가하기 위한 인자 (Parameter) 로는 난류 에너지(Turbulent Kinetic Energy)를 이용하였다. 난류 운동 에너지는 $0\sim 25\text{ m}^2/\text{s}^2$ 의 레벨로 나타내었다.

3.2 수치 해석 모델 및 결과

Fig. 6 은 소음기의 상류와 후류에 위치하는 삽입관(Lids)의 유무에 따른 유동장의 변화를 살펴보기 위한 수치해석의 결과이다. 삽입관이 상류에만 있는 형상[Fig. 6(a)], 하류에만 있는 형상 (b), 상, 하류에 모두 있는 형상(c) 들은 음향학적인 특성인 전달 손실의 분포, 즉 가장 소음을 크게 감소시키는 영역과 그 크기가 유사하다. 그렇지만, 삽입관의 위치에 따른 난류 에너지의 분포는 차이가 있다. 상, 하류에 삽입관이 있는 형상의 경우(a, b) 둘 다 유사하게 소음기의 하류에서 난류 운동 에너지가 크게 나타나는 것을 볼 수 있다 이로 인해 음향학적인 설계에는 고려되지 못했던 유동장 영향으로 인해 기류음이 발생할 수 있는 것이다.

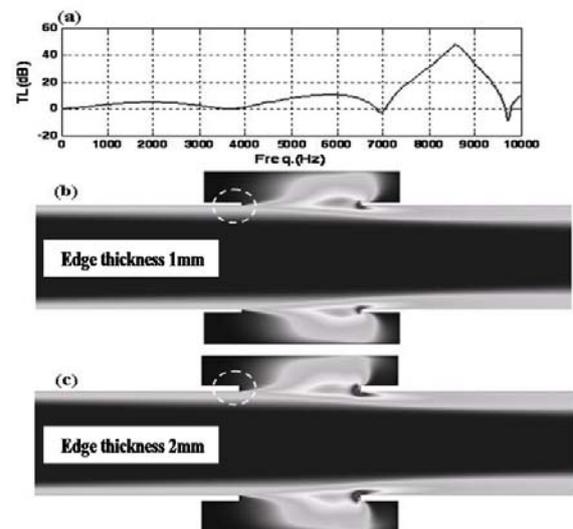


Fig.7 Turbulent kinetic energy ; Edge thickness

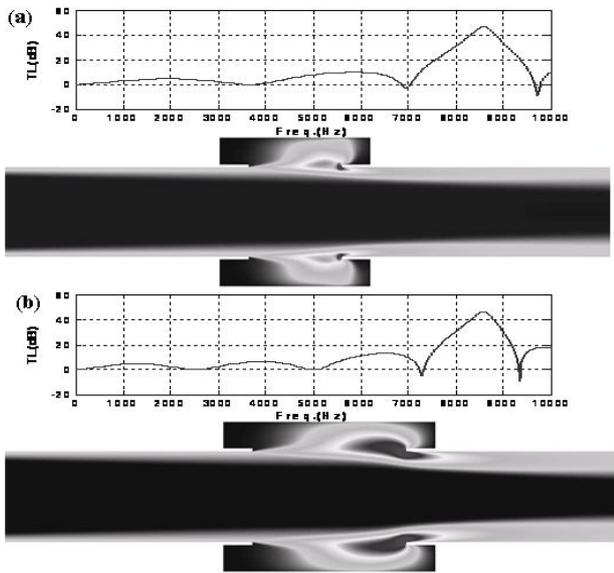


Fig. 8 Turbulent kinetic energy ; Extension chamber length

그러나 상, 하류 모두에 삽입관이 있는 형상(c)의 경우 난류 운동 에너지가 크게 감소하는 것을 볼 수 있다. 따라서 유사한 음향학적인 특성을 보이는 소음기 후보군 중에 양쪽 모두 삽입관이 있는 형상들을 선정하게 되었다.

Fig. 7 은 삽입관 (Lids)의 두께에 따른 유동장 영향을 나타내고 있다. 음향학적인 설계 방법에서는 두께의 영향이 고려되지 않으므로, 두께의 차이가 있는 두 소음기 형상의 전달 손실은 동일하게 나타난다[Fig. 7(a)]. Fig. 7(b)와 같이 유동장 해석을 통해 두께의 차이(1mm, 2mm)에 대한 난류 운동 에너지의 분포를 비교해보았다. 두께가 보다 두꺼운 형상에서 하류의 삽입관 근처에서 난류 운동에너지가 증가하는 것을 볼 수 있다. 따라서 동일한 설계 인자의 소음기 중에서 삽입관의 두께가 얇는 형상을 선정하게 되었다.

Fig. 8 은 소음기의 설계 인자 중에 소음기의 길이(L)가 차이가 있는 두 후보군 형상의 음향학적인 해석 및 유동장 해석 결과 이다.

소음기 길이의 차이가 있음에도 불구하고 전달 손실의 분포에 나타나는 소음이 감소되는 영역과 크기는 유사하다. 하지만, 유동장의 영향을 고려하기 위한 수치해석의 결과에서는 소음기의 길이가 길어질수록 소음기의 확장되는 부분에서부터 형성되는 전단층이 보다 성장하기 때문에 하류의 삽입관에 부딪치며 발생하는 난류 에너지가 증가하게 된다. 따라서 소음기 선정에는 유사한 전달 손실을 보이는 후보군 소음기 중에 그 길이(L)가 가장 짧은 형상을 선정하였다.

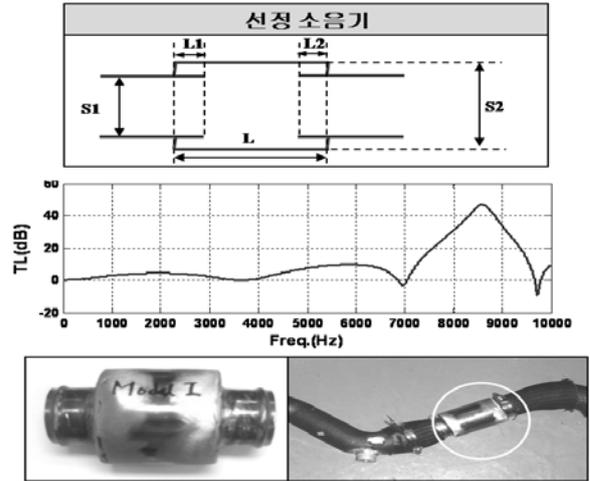


Fig. 9 Optimized muffler and installation to the turbo-charger system

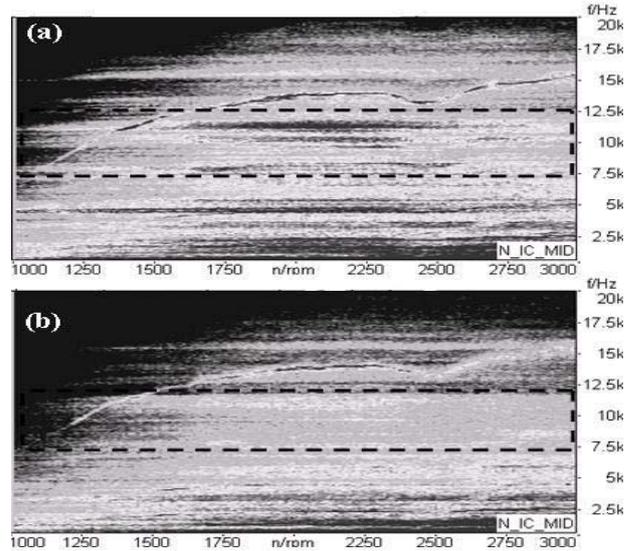


Fig. 10 Sound measurement near diesel engine (a) Base model (b) Muffler adopted

4. 실험 확인

4.1 소음기의 성능 측정

전달 행렬법을 이용한 음향학적 전달 손실을 구하여 설계한 소음기 후보들을 유동장 해석의 난류 운동에너지를 이용하여 유동장 영향까지 고려하여 본 연구에 적용할 소음기를 선정하였다(Fig. 9). 선정된 소음기를 실제 차량 모델의 Fig. 1 과 같이 곡관의 입구 부분에 설치하기 위해 터보차저와 인터쿨러를 연결하는 곡관 사이에 설치하였다.

Fig. 10 은 소음기 적용 전후의 기류음 소음 측정 결과를 나타낸 것이다. 소음기 적용 전[Fig. 8(a)]에 비해 적용 후 [Fig. 8(b)]에 목표 소음 저감 구간인 7~10kHz 에서 기류음 (Hissing 소음)이 10dB 이상 크게 감소한 것을 볼 수 있다

5. 결 론

디젤 엔진의 출력 성능을 위해 사용하는 터보차저에서는 높은 압력과 온도의 흡기류에 의해 기류음이 발생한다. 주요한 기류음으로서는 터보차저(압축기)의 작동 구간이 서지 한계에 가까워 질 때 생기는 난류 및 압력의 불안정성에 의해 발생하는 광대역의 Hissing 소음이 있다. 본 연구에서는 실제 차량의 근접 소음 측정을 통해 가속 구간에서 7-9kHz 영역의 Hissing 소음이 발생함을 확인하였다. Hissing 소음의 저감을 위해 삽입관이 있는 확장형 소음기를 적용하였다. 이는 삽입관의 길이에 해당하는 주파수의 소음을 위상반전으로 감쇠시키는 원리로서 전달 행렬법과 전달손실을 적용하여 음향학적인 특성만을 고려한 소음기 후보군을 선정하였다. 그러나 삽입관이 있는 소음기는 입구에서부터 성장한 전단층이 후류의 삽입관에 부딪치면서 강한 난류/압력 섭동으로 인한 기류음을 유발할 수 있다. 따라서, 소음기 후보군의 유동장의 영향을 고려하기 위해 수치해석을 통해 난류 유동장 분포를 계산하여 비교하였다. 소음기의 길이가 길어질수록 입구에서부터 형성된 전단층이 성장하기 때문에 난류 에너지가 증가하게 되고, 부딪히게 되는 삽입관의 두께가 두꺼울수록 난류 에너지가 증가하였다. 최종적으로 같은 음향학적인 특성을 같은 소음기중에서 소음기 전체의 길이가 짧고 삽입관의 두께가 얇은 모델로 최적화하였다. 선정된 소음기를 실제 양산 차량에 적용하여 근접소음을 비교했을 때 목표 저감 구간인 7-9kHz 의 Hissing 소음이 10dB 이상 감소를 확인함으로써 그 효과를

검증하였다.

참고문헌

- (1) Soh, K. Y., 2003, "Noise Reduction in Turbocharger system of Diesel Engines," *Inter-noise 2003*.
- (2) Evans, D. and Ward A., 2005, "Minimising Turbocharger Whoosh Noise for Diesel Powertrains," *SAE 05NVC-382*.
- (3) Munjal, M. L. 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers," *Wiley-Interscience, New York*.
- (4) Isshiki, Y. and Shimamoto, Y., 1992, "Analysis of Acoustic Characteristics and Pressure Losses in Intake Silencers by Numerical Simulation," *JSME J. of Fluids Engineering*, No. 92-0986
- (5) Rossiter, J. E., 1964, "Wind-tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds," *Aero Res. Counc. R&M 3438*
- (6) Rockwell, D. and Naudascher, E. 1978, "Review self-sustaining oscillations of flow past cavities," *Trans. ASME J. Fluids Eng*, Vol. 100, pp. 152~165
- (7) Hong, K. S., Kim, Y. H., Kwak, Y. K. and Kim, K. S., 1988, "The Effects of Geometries on Acoustical Characteristics of Simple Expansion Chamber," *Trans. of the KSME*, Vol. 12, No. 4, pp.662~669.
- (8) Kim, M. H., Chung W. I. and Chyun I. B., 1999, "A Study on the Flow Characteristics of Steady state and Pressure Variation inside the Muffler with the inflow of Pulsating Exhaust Gas," *Trans. of the Korea Society of Automotive Engineers*, Vol.7, No.8, pp.150~159.
- (9) Lee, H. S., Ha, J. H., Pahn, L. O. and Lee, S. H., 2005, "An Internal Flow Analysis for Automobiles Muffler," *Trans. of the Korea Society of Automotive Engineers*, pp.1084~1088.