

70톤 급 초대형 중장비용 머플러 개발

이시복¹, 이원태¹, 남경훈^{2*}
¹부산대학교 기계공학부, ²엔알텍(주)

Development of a muffler for the super heavymachinery in the 70 ton class

Shi-Bok Lee¹, Won-Tae Lee¹ and Kyung-Hun Nam^{2*}

¹Pusan National University, ²NRTEC Co.,Ltd

요약 본 연구는 70톤 급 초대형 중장비에 사용되는 머플러를 실험과 경험 법칙을 통하여 개발하였다. 머플러 내부의 파티션 플레이트, 천공관 그리고 파이프 구조를 변경하며 투과손실 성능을 비교하고, 실험 결과를 통하여 머플러의 성능에 영향을 미치는 내부 음향 요소의 최적 조합과 배치를 결정하였다.

Abstract In this study, a muffler for the super heavy machinery in the 70 ton class is developed. Developing process relies on experimental and rule of thumb approach. Various muffler internal structures consisting of partition plates, perforated and non-perforated through pipes, and absorbent are tried and compared for the transmission loss performance. Based on the experimental results, the best combination and locations of the internal acoustic components which affects the muffler performance are determined.

Key Words : Transmission Loss, Muffler, Two-Source Method, Four-Pole Parameter, Back Pressure

1. 서론

건설현장의 생산성 및 효율성을 높이기 위하여 최근 중장비 생산 업체에서는 70톤 급 이상의 초대형 굴삭기 개발이 진행되고 있다. 대형 중장비는 높은 굴삭력, 견인력 및 인양력을 위하여 대형 엔진을 사용하며 이로 인한 배기소음이 증가하게 된다. 차량의 배기 소음뿐만 아니라 건설용 중장비에 대해서도 저소음, 저진동의 친 환경적인 조건이 중요시 되고 있으며 산업 현장에서 작업환경에 영향을 주는 소음과 관련한 규제가 지속적으로 강화되고 있다. 이에 소음 규제치를 만족 시키는데 필요한 중장비 배기소음 저감을 위한 연구가 요구되고 있다.

머플러는 엔진에서 배출되는 고온 고압의 배기가스를 안전한 위치까지 유도하며, 동시에 배기 맥동음을 감소시켜 외부로 배출되는 소음의 크기를 줄이는 역할을 한다. 내부 구조가 복잡하며 온도, 압력, 유속 등의 다양하고 복잡한 인자들을 포함하고 있기 때문에 이를 모두 고려하

여 최적의 머플러를 설계하는 것은 현실적으로 많은 어려움이 있다. 따라서 대부분의 머플러 제작 업체에서는 주로 경험과 실험에 의한 접근 방법으로 설계를 하고 있다.

본 연구에서는 70톤 급 초대형 굴삭기에 장착되는 머플러의 성능을 평가하기 위하여 실험적인 방법을 활용했다. 기존 개발 모델을 바탕으로 머플러의 성능의 변화를 규명하기 위해서 머플러의 인자를 변화시켜 성능 시험을 실시하였다. 머플러를 구성하는 각 내부 요소인 확장관 단면적 및 길이, 파티션 플레이트(partition plate) 간격 변화에 따른 소음 특성을 파악하고 각 요소 설계인자 결정 후 투과손실을 측정하여 비교하였다. 머플러의 성능을 평가하기 위한 실험적인 방법으로 2 음원법(Two-Source Method)과 무반사단을 조합하여 반사음의 영향에 따른 실험 오차가 없도록 한 개선된 투과손실 측정방법을 활용하였다.

확정된 인자를 적용하여 다양한 모델을 설계하였으며 그 중 압력손실을 해석하여 투과손실과 배압(back

본 논문은 교육과학기술부·지식경제부의 출연금으로 수행한 산학협력중심대학육성사업의 연구결과입니다.

*교신저자 : 남경훈(khnam@nrtec.co.kr)

접수일 09년 06월 05일

수정일 (1차 09년 09월 10일, 2차 09년 10월 07일)

게재확정일 09년 10월 14일

pressure)이 최적인 모델을 도출하여 최적 모델을 개발하였다. 본 연구를 통하여 머플러를 구성하는 요소의 특성을 파악하고 데이터베이스화함으로써 머플러 구조 변경에 따른 투과손실이 예측가능하게 하여 향후 신제품 개발 시 유익한 정보가 될 수 있을 것이다.

2. 투과손실 측정법

투과손실을 측정하는 방법으로 소음기를 전달함수로 가정하는 4단자 정수법을 이용한 2 음원법이 있다. 무반사단 조건을 만들 필요가 없으므로 이로 인한 오차가 제거되기 때문에 머플러의 투과손실을 정확하게 측정할 수 있다. 본 연구에서는 2 음원법과 무반사단을 조합하여 보다 높은 정밀도를 가지는 투과손실을 측정하였다.

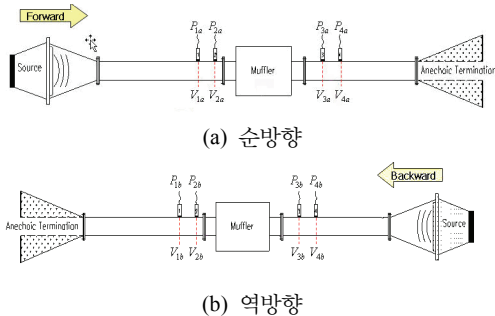
2.1 2 음원법

2 음원법은 머플러 입구와 출구단에 각각 2개의 마이크로폰을 설치하여, 입구단에서 음원을 발생시켜 음압비를 측정하고, 동일한 음원을 반대 방향인 출구단에서 발생시켜 음압비를 측정한다.

측정된 값을 4단자 정수법에 의한 전달 행렬을 이용하여 소음 요소의 특성을 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.[1-4]

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 p_1 과 p_2 는 각각 입 ■ 출구단의 음압을 나타내며, v_1 과 v_2 는 또한 입 ■ 출구단에서의 속도를 나타낸다.



[그림 1] 2 음원법의 구성도

그림 1은 2음원법의 구성도로 순방향 구성에서 마이크로폰 1-2, 3-4 및 2-3에서 4단자 관계식을 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_{2a} \\ v_{2a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{3a} \\ v_{3a} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2a} \\ \frac{1}{B_{12}}(p_{1a} - A_{12}p_{2a}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{D_{34}}{B_{34}}p_{3a} + (C_{34} - \frac{D_{34}A_{34}}{B_{34}})p_{4a} \\ p_{3a} \end{bmatrix} \quad (3)$$

또한 역방향 구성에서의 4단자 관계식은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_{3b} \\ v_{3b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & -B_{23} \\ -C_{23} & D_{23} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} D_{23} & B_{23} \\ C_{23} & A_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} p_{3b} \\ \frac{-1}{B_{34}}(\Delta_{34}p_{4b} - D_{34}p_{4a}) \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} D_{23} & B_{23} \\ C_{23} & A_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{p_{2b}}{(C_{12} - A_{12}D_{12})p_{1b} - \frac{A_{12}p_{2b}}{B_{12}}} \\ \frac{p_{2b}}{(D_{12} - \Delta_{12}B_{12})p_{1b} - \frac{A_{12}p_{2b}}{B_{12}}} \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서,

$$\Delta = A_{23}D_{23} - B_{23}C_{23}$$

$$\Delta_{12} = A_{12}D_{12} - B_{12}C_{12}$$

$$\Delta_{34} = A_{34}D_{34} - B_{34}C_{34}$$

앞에서 구한 식(2)~식(5)에 포함된 미지수인 4단자 정수(A,B,C,D)에 정리하면 다음과 같다.

$$A_{23} = \frac{\Delta_{34}(H_{32a}H_{32b} - H_{32b}H_{34a}) + D_{34}(H_{32b} - H_{32a})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (6)$$

$$B_{23} = \frac{B_{34}(H_{32a} - H_{32b})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (7)$$

$$C_{23} = \frac{(H_{31a} - A_{12}H_{32a})(\Delta_{34}H_{34b} - D_{34}) - H_{31b} - A_{12}H_{32b})(\Delta_{34}H_{34a} - D_{34})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (8)$$

$$D_{23} = \frac{B_{34}(H_{31a} - H_{31b}) - A_{12}(H_{32b} - H_{32a})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (9)$$

최종적으로 앞서 구한 4단자 정수를 이용한 투과손실은 다음과 같이 구한다.[1-4]

$$TL = 20\log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left[A_{23} + \frac{B_{23}}{\rho c} + \rho c \cdot C_{23} + D_{23} \right] \right\} + 10\log_{10} \left(\frac{S_i}{S_o} \right) \quad (10)$$

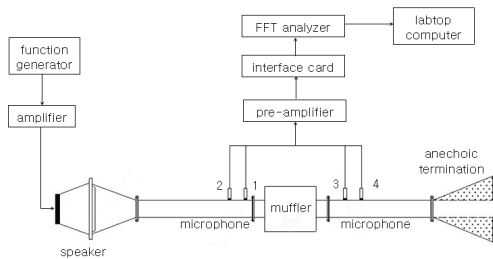
ρ : 매질의 밀도

c : 음속

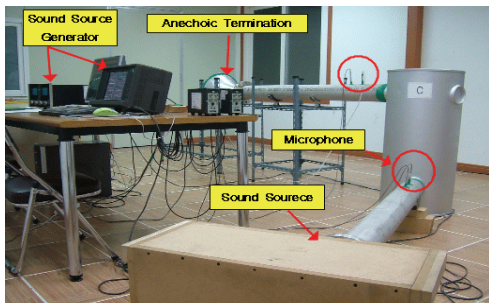
S_i, S_o : 입, 출구의 면적

2.2 투과손실 측정 시스템

그림 2와 같이 2 음원법으로 머플러 투과손실을 측정하기 위한 실험 장치를 구축했다. 실험 장치는 신호 발생부, 측정부 및 분석부로 되어있다. 신호 발생부는 함수발생기, 증폭기 및 스피커로 구성되어 있으며 사용한 음원은 백색잡음(white noise)을 사용하였다. 측정 및 분석부는 마이크로폰, 전치 증폭기 그리고 FFT분석기로 구성되어 있다.[5]



(a) 개념도



(b) 투과손실 실험 측정

[그림 2] 투과손실 측정 시스템 구성도

2.3 투과손실 측정 시스템 검증

머플러의 투과손실 측정에 있어서 적용할 수 있는 주파수 범위는 머플러의 출구단과 입구단의 파이프 지름 크기에 의한 제약을 받으며, 아래와 같은 유효측정 주파수 계산식을 이용하여 계산된다.[6]

머플러의 입구 및 출구단 파이프 직경(d)에 의한 한계 주파수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$f_{cutoff,d} = \frac{1.84 \times C}{\pi \times d} \quad (11)$$

마이크로폰 간격(Δx)에 의한 한계 주파수는 다음과 같이 구할 수 있다.

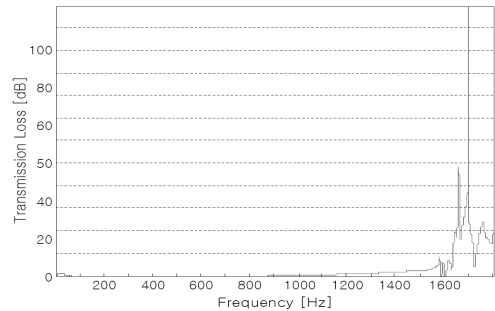
$$f_{cutoff,\Delta x} = \frac{C}{2 \times \Delta x} \quad (12)$$

투과손실 측정 시스템의 검증을 위하여 직관과 단순 확장관을 제작하여 이론값과 실험에 의해 측정에 의한 측정값을 서로 비교, 검토 하였다.

2.3.1 직관 (Straight Pipe)

직관 실험에서 사용된 파이프 내경은 $\varnothing 126.2\text{mm}$ 이며, 식(11)과 식(12)에 의해 유효 주파수는 1580Hz이고, 마이크로폰의 간격은 100mm 이다.

이론적인 투과손실은 0dB이며, 실험 장치를 이용하여 투과손실을 측정한 결과 유효 주파수 범위(1Hz~1500Hz)에서 이론값과 일치하고 있음을 그림 3에서 알 수 있다.

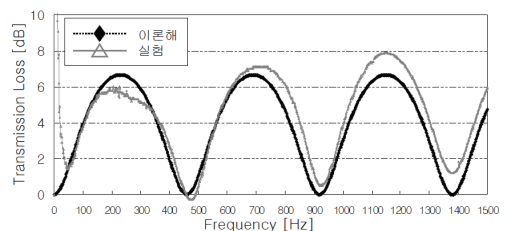


[그림 3] 직관의 투과손실 측정 결과

2.3.2 단순 확장관 (Simple expansion chamber)

투과손실을 측정한 단순 확장관 역시 그림 4와 같이 실험을 통하여 측정된 투과손실 값이 전체적으로 이론값과 유사함을 확인 하였으며, 200Hz, 700Hz~1500Hz에서는 $\pm 1\text{dB}$ 의 측정 오차가 발생함을 확인하였다.

본 연구에서 사용된 투과손실 측정 시스템을 직관과 단순 확장관의 측정된 투과손실 측정값과 이론값을 비교, 분석하여 검증한 결과 측정값이 이론값과 동일한 경향을 나타남을 확인 하여 실험장치의 신뢰성을 확보하였다.

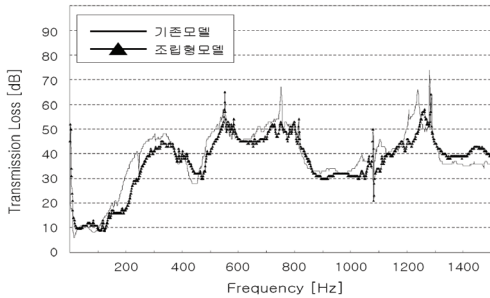


[그림 4] 단순 확장관의 투과손실 측정 결과

3. 기존 및 조립형 머플러의 투과손실 비교

머플러를 설계 할 때, 구조를 변경 하는 경우 제품을 제작하여 투과손실을 측정 하는 방법은 많은 시간과 비용이 요구된다. 따라서 효과적으로 머플러를 설계, 제작 및 검증 할 수 있도록 본 연구에서는 기존 머플러와 동일한 조건으로 내부 구조물들을 개별 단품으로 조립하여 만든 형태인 조립형 머플러를 제작하여 진행하였다.

기존 머플러와 제작된 조립형 머플러의 투과손실을 측정 한 결과, 그림 5에서 보는 바와 같이 조립형 머플러가 저주파 대역에서 낮게 측정되었다. 이는 조립형 머플러의 조립 시 단품들 사이의 미세한 틈 발생과 흡음재의 충진율이 동일하지 않기 때문이다. 그러나 전체적인 투과손실은 기존 머플러와 유사하기 때문에 본 연구에서는 조립형 머플러를 이용하여 제품 개발 및 투과손실을 측정하였다.



[그림 5] 기존 머플러와 조립형 머플러의 투과손실 비교

4. 설계 인자 도출 및 투과손실 측정

4.1 머플러 구성 요소의 소음 특성

머플러를 구성하고 있는 내부 요소 중 소음 성능에 영향을 미치는 구성요소는 확장관 단면적 및 길이, 팽창관, 파티션 플레이트 수량, 천공관 및 흡음재 등이 있다. 이러한 요소들이 소음 특성에 미치는 영향들은 다음과 같다.

4.1.1 확장관과 입·출구단의 단면적비

머플러의 형태가 원형 단순 확장관이고 유동이나 온도 구배가 확장관에 존재하지 않는다고 가정 한 평면파이론 영역(저주파영역)에서는 확장관과 입출구관의 면적비를 크게 하면 대부분의 주파수에서 높은 투과손실 값을 얻게 되어 소음 저감에 효과적이다.

4.1.2 확장관 길이 및 직경변화

확장관의 길이가 길어지면 고주파 영역에서 저주파 영역으로 소음 감쇠 범위를 넓힐 수 있으며, 직경이 커지면 입·출구관과의 면적비를 변화시키므로 소음 저감에 효과적이다.

4.1.3 파티션 플레이트의 수량

확장관의 길이가 같은 경우 많은 파티션 플레이트를 가진 확장관이 더 많은 저감효과를 가진다. 결국, 전체 확장관을 여러 종류의 길이를 갖는 몇 개의 파티션 플레이트로 분리시키므로써 보다 높은 투과손실을 가진다.

4.1.4 천공관

파티션 플레이트나 머플러의 외부 형상이 음파전달 현상에서 주로 반사파 현상을 지배하는 반면, 천공관은 고주파영역에서 소음 감쇠를 증가시키는 경향이 있다. 즉, 음파의 진폭을 감쇠시키는 역할을 한다.

4.1.5 흡음재

탄소 섬유나 기타 유리 섬유 등 열에 비교적 강한 흡음재를 머플러 내부에 부착함으로써 소음 저감 성능을 향상시킬 수 있다. 흡음재는 재료에 따라 흡음 주파수 대역이 다르기 때문에 알맞은 흡음재를 선택해야 한다.

4.2 투과손실 측정

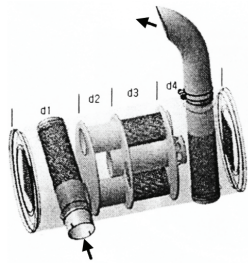
머플러를 구성하고 있는 요소들의 소음 특성을 바탕으로 파티션 플레이트의 간격, 천공률 변경 및 파티션 튜브(partition tube)의 형상을 설계인자로 결정 한 후 투과손실을 측정 하였다.

4.2.1 파티션 플레이트 간격 변화

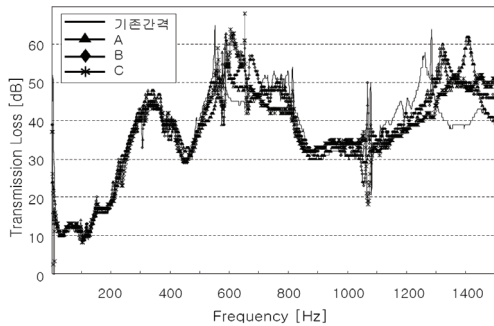
기존 머플러의 파티션 플레이트 간격의 위치는 그림 6(a)와 같다. 머플러 전체 길이는 940mm 이며 4부분으로 구분하여 간격을 변경시켜 측정을 실시하였으며 투과손실을 측정하기 위해 변경된 치수는 표 1에 나타내었다.

[표 1] 파티션 플레이트 간격 변화

	d1	d2	d3	d4
기존	270	160	215	295
A	270	110	265	295
B	270	187.5	187.5	295
C	270	130	245	295



(a) 파티션 플레이트의 간격



(b) 투과손실 측정 결과

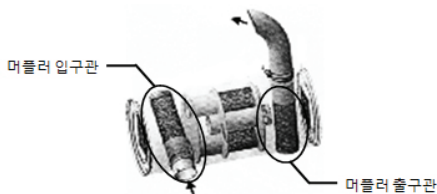
[그림 6] 파티션 플레이트 간격에 따른 투과손실 측정 결과

그림 6(b)는 파티션 플레이트 간격에 따른 투과손실 측정값을 나타내고 있으며, 전체적인 투과손실 값은 큰 변화가 없지만, 간격에 따라 500Hz, 1300Hz 부근의 피크 값이 고주파 대역으로 이동하는 것을 확인 할 수 있었다.

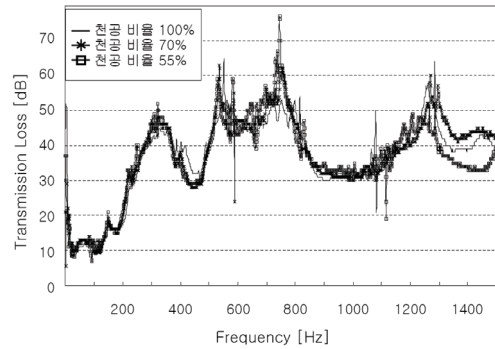
4.2.2 입구관 및 출구관의 천공부 비율 변경

기존 머플러의 경우 직경 8mm 천공으로 이루어진 천공부의 길이가 300mm로 되어 있다.

그림 7은 기존 머플러 대비 천공부의 비율을 70%, 55%로 변화시켰을 때의 투과손실 측정결과를 나타낸다. 측정 결과 큰 변화가 없을 뿐만 아니라, 천공부의 비율의 감소로 인해 배압 상승으로 인한 엔진의 성능에 영향을 미치므로 적용이 어렵다.



(a) 입구관 및 출구관의 천공(타원 안)

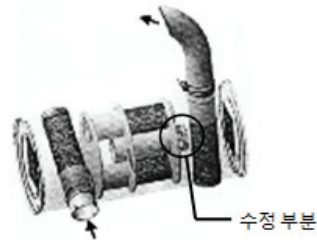


(b) 투과손실 측정결과

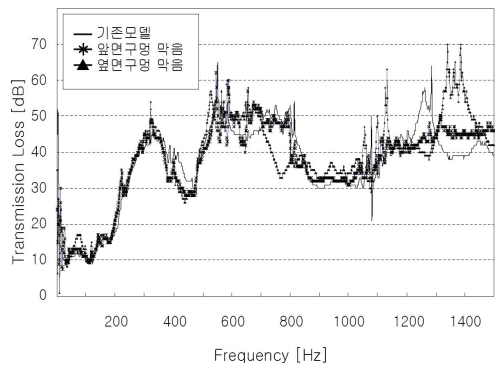
[그림 7] 입구관 및 출구관 천공부의 비율 변화에 따른 투과손실 측정 결과

4.2.3 파티션 튜브 구멍(hole) 변경

파티션 튜브의 앞면 및 옆면의 구멍을 각각 막은 구조의 조립형 머플러를 제작하여 투과손실을 측정하였다. 앞면 구멍을 막은 경우, 1300Hz 이상 주파수 대역에서 증가하였으며, 옆면의 구멍을 막은 경우는 750Hz 영역을 제외한 전 영역에서 증가되는 것을 확인 하였다.



(a) 파티션 튜브의 수정 부분(타원 안)



(b) 투과손실 측정결과

[그림 8] 파티션 튜브 앞면 및 옆면 구멍 변경에 의한 형상 및 투과손실 측정 결과

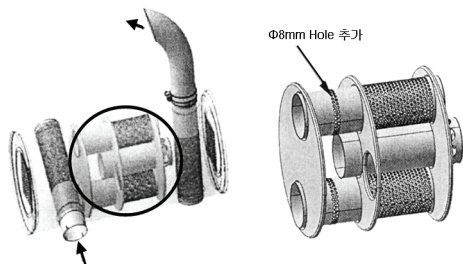
그림 8은 제작된 조립형 머플러의 형상과 투과손실 결과를 나타내고 있다.

3가지 설계인자를 이용하여 투과손실을 측정된 결과, 파티션 튜브의 형상 변경에 의한 효과가 가장 큰 것을 확인하였다. 설계인자를 파티션 튜브로 결정하고 3가지 형상의 개선된 머플러를 설계하였다.

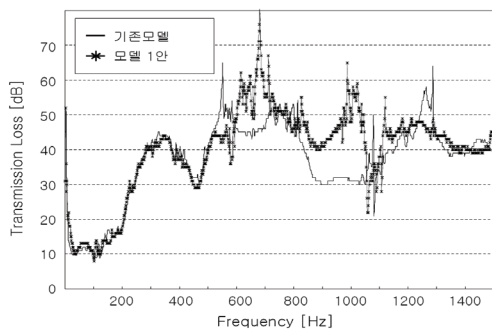
5.1 모델 1안

모델 1안의 경우, 기존 머플러구조에서 투과손실이 상대적으로 낮게 측정된 1000Hz 대역을 개선시키기 위해 Helmholtz 공명기 역할을 하도록 직경 8mm 구멍을 파티션 튜브에 추가하였다. 그림 9는 모델 1안의 형상과 투과손실 결과를 나타내고 있다.

측정 결과 기존 머플러 대비 1000Hz 이상의 주파수 대역에서 Helmholtz 공명기에 의해 증가함을 확인 하였으며, 기존 머플러 대비 약 15dB정도 증가됨을 확인 하였다.



(a) 모델 1안의 형상



(b) 투과손실 측정결과

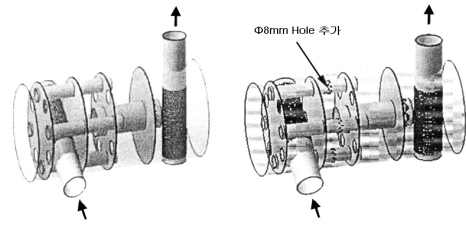
[그림 9] 모델 1안 형상 및 투과손실 측정 결과

5.2 모델 2안

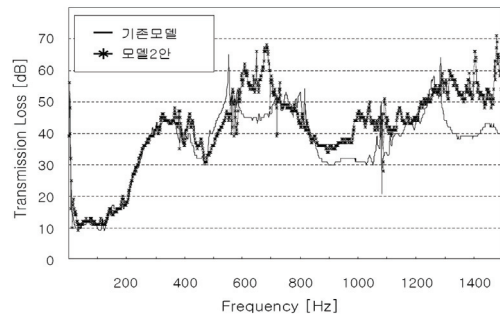
모델 2안의 경우 상대적으로 낮은 저주파 대역의 투과손실을 높이기 위해 2개의 직경 122mm인 파티션 튜브를 직경 60mm 4개로 교체하고 Helmholtz 공명기 역할을 할 수 있도록 8mm 구멍을 추가하여 제작 및 측정을 실시하

였다. 그림 10은 모델 2안의 형상과 투과손실 결과를 나타내고 있다.

측정 결과 파티션 튜브의 직경이 감소함으로써 600Hz 영역에서의 투과손실이 증가하였으며, 공명기 효과에 의해 1000Hz 이상 주파수 대역에서 기존 머플러보다 투과손실이 증가함을 확인 하였다.



(a) 모델 2안의 형상



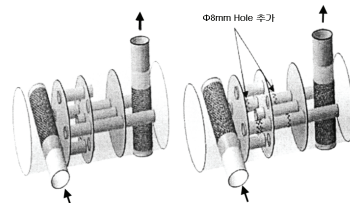
(b) 투과손실 측정결과

[그림 10] 모델 2안의 형상 및 투과손실 측정 결과

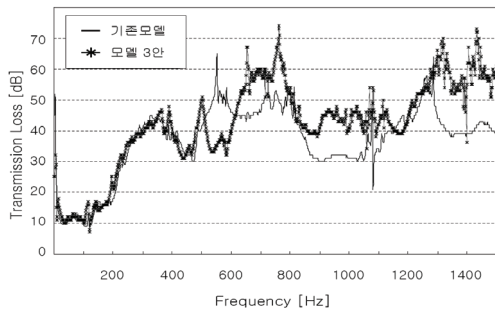
5.3 모델 3안

모델 3안 역시 저주파 영역의 투과손실을 증가시키기 위해 모든 직경 122mm인 파티션 튜브를 직경 60mm로 대체하였으며, 배압을 최소화하기 위해 배기가스 일부가 바로 아웃렛 파이프를 통해 방출하도록 설계하였다. 또한 Helmholtz 공명기 역할을 할 수 있도록 직경 8mm 구멍을 추가 하였다. 그림 11은 모델 3안의 형상과 투과손실 결과를 나타내고 있다.

측정 결과 배압을 줄이기 위해 파티션 튜브를 출구관으로 바로 연결한 결과, 모델 2안에 비해 600Hz에서 투과손실이 감소하는 것을 확인하였다.



(a) 모델 3안의 형상



(b) 투과손실 측정결과

[그림 11] 모델 3안의 형상과 투과손실 측정 결과비교

5.4 모델 1~3안 배압 비교

머플러 설계 시 엔진 성능에 영향을 미치는 배압이 고려되어야 한다. 모델 1~3안에 대하여 유동해석 프로그램 (Fluent)을 이용하여 배압을 해석하여 비교 분석 한 후 투과손실과 배압이 최적인 모델을 도출하였다.

표 2는 해석 결과를 나타내며, 모델 1안을 제외한 2, 3안은 기존 모델 대비 배압이 증가함을 확인 할 수 있었다. 투과손실 측면에서는 모델 2, 3안이 1안보다 높게 측정되었지만, 배압이 기존 머플러 보다 크게 증가하기 때문에 엔진 성능을 감소시킬 수 있으므로 모델 1안을 선택하여 개선된 모델을 설계하는데 이용하였다.

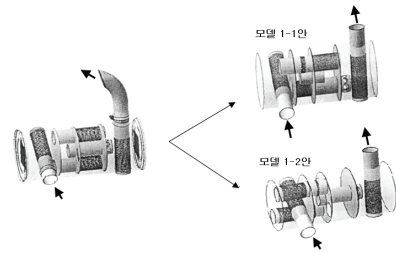
[표 2] 모델 1~3안의 배압 비교

	기준모델	1안	2안	3안
배압(Pa)	9,130	8,915 (-2.4%)	15,456 (+69%)	11,318 (+24%)

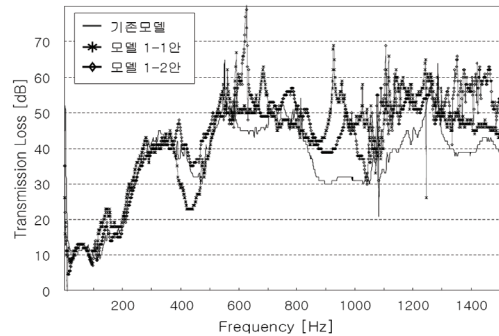
6. 개선된 머플러 설계

도출된 모델 1안을 토대로 투과손실이 개선된 머플러를 개발하기 위해 모델 1안에서 파티션 튜브의 길이 변경과 배기가스의 유로를 변경시킨 모델 1-1안과 파티션 튜브를 반대방향으로 조립하고 Helmholtz 공명기 역할을 할 수 있는 Ø8mm 구멍을 추가한 모델 1-2안을 설계하였다. 그림 12는 모델 1-1안과 모델 1-2안의 형상과 측정된 투과손실 결과를 나타내고 있다.

투과손실 측정 결과 기존모델에 비해 모델 1-1안은 600Hz~1500Hz에서 기존 머플러에 비해 높게 측정되었으며, 모델 1-2안은 300Hz~1500Hz에서 높게 측정되었다. 또한 모델 1-1안과 모델 1-2안의 배압을 비교한 결과, 표 3에 보는 바와 같이 1-1안보다 1-2안이 감소함을 확인 할 수 있었다.



(a) 모델 1-1, 1-2안의 형상



(b) 투과손실 측정결과

[그림 12] 모델 1-1안 및 모델 1-2안의 투과손실 측정 결과

[표 3] 모델 1-1안 및 모델 1-2안의 배압 비교

	기준모델	1-1안	1-2안
배압(Pa)	9,130	9,804 (+6.9%)	8,634 (-5.4%)

굴삭기 전체 시스템의 소음을 줄이기 위해서는 500Hz 이상 주파수 영역에서의 투과손실 증가와 최소 배압을 유지하는 조건의 머플러가 요구되었는데, 모델 1-2안이 이 두 가지의 조건을 만족하였다.

7. 결론

본 연구에서는 투과손실 측정 시스템과 조립형 머플러를 이용하여 성능이 개선된 대형 중장비용 머플러를 개발 하였다. 본 연구의 성과를 요약하면 다음과 같다.

1) 대형 중장비용 머플러 개발

대형 중장비에 사용되는 머플러의 소음 성능을 개선된 머플러를 개발하기 위하여 투과손실 측정 방법 중 신뢰성이 높은 2 음원법(Two-Sourced Method)을 이용하였

으며, 파티션 튜브의 설계 변경 및 유로 변경을 통해 기존 머플러 대비 투과손실이 향상된 새로운 형태의 머플러를 개발 완료 하였다.

2) 대형 증장비용 머플러의 투과손실 측정 시스템 구축
소형 장비 및 대형 증장비용 머플러의 개발에 필요한 투과손실 측정 시스템을 구축하였다.

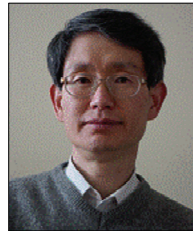
3) 머플러 구조 변경에 따른 소음 특성 데이터베이스화
머플러 각 구성품들의 구조 변경에 따른 투과손실 예측이 가능하여 머플러 개발에 필요한 시간과 비용을 단축 할 수 있게 되었다.

참고문헌

- [1] Z. Tao and A.F.Seybert. "A Review of Current Techniques for Measuring muffler Transmission Loss" T, Autom. Soc, 2001.
- [2] 이종범, 조성용, 백춘호, "자동차용 머플러 투과손실 시험 및 해석에 관한 연구" 한국 자동차 공학회, pp.2089-pp.2095, 2006.
- [3] 오재용, 김경범, 아미누딘, 이재철, "자동차 배기 소음 저감을 위한 머플러의 최적설계에 관한 연구" 한국 자동차 공학회, pp.105-pp.112, 1993.
- [4] Munjal, M.L and Dogie A.G., "Theory of a Two Source-location Method fir Direct Experimental Evaluation of the Four-Pole Parameters of an Aeroacoustic Element", Journal of Sound and Vibration, 141(2), 323-333, 1990.
- [5] 정진년, 김원진, "투과손실 측정 결과를 이용한 자동차용 소음기의 해석모델 개선" 한국 자동차 공학회 pp.532-pp.537, 2000.
- [6] 김관주, 황정열, 김문섭, "승용차 muffler의 투과손실 측정 및 해석" 한국 자동차 공학회 pp.113-pp.118, 2000.

이 시 복(Shi-Bok Lee)

[정회원]



- 1979년 2월 : KAIST 기계공학과 (공학석사)
- 1992년 2월 : KAIST 기계공학과 (공학박사)
- 1979년 3월 ~ 현재 : 부산대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

진동소음제어, 기계시스템 동적 설계 및 제어

이 원 태(Won-Tae Lee)

[준회원]



- 2007년 2월 : 부산대학교 기계공학부 (공학사)
- 2008년 9월 ~ 현재 : 부산대학교 기계공학부 대학원 석사과정

<관심분야>

진동소음제어

남 경 훈(Kyoung-Hun Nam)

[정회원]



- 1994년 2월 : 부산대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1994년 3월 ~ 2000년 2월 : 삼성중공업(주) 소음/진동 주임연구원
- 2000년 3월 ~ 2002년 1월 : 두산중공업(주) 소음/진동 선임연구원

• 2002년 9월 ~ 현재 : 엔알택(주)대표이사

• 2002년 9월 ~ 현재 : 엔알택(주)대표이사

<관심분야>

진동소음제어, 산업용 소음기