

〈논 문〉

냉각과 소음을 고려한 엔진 차폐 구조의 간편한 설계 방법

Simple Design Method of the Engine Enclosure Considering Cooling and Noise Reduction

최재웅* · 김관엽** · 이희준***

Jae-Woong Choi, Kwan-Eup Kim and Hee-Joon Lee

(1998년 10월 31일 접수 : 1999년 1월 9일 심사완료)

Key Words : Engine Enclosures(엔진 차폐 구조), Heat Balance(열 정산), Heat Transfer(열 전달), Room Acoustics(실내 음향학), SEA(Statistical Energy Analysis, 통계적 에너지 해석법), Coupling Analysis(연성해석)

ABSTRACT

Noise regulation of heavy construction machinery is getting stricter: 3 dB per every 4 year in European community. To meet this requirement many engineers have adopted the enclosing structures with thick absorbing materials and small opening. This increases internal temperature of the enclosure which have engine systems such as electric equipment that are vulnerable to heat, and engine block and muffler that can be regarded as heat sources. So noise control engineers have to consider a coupling problem: combining heat balance and noise reduction. This paper describes this approach by introducing simple heat transfer theory and SEA. The enclosing system of the loader whose enclosing structure consists of two rooms is investigated to show the validity of this method. The results represent that the simple heat transfer theory can be useful to estimate cooling performance when it is linked together by the back pressure theory in duct system, and the radiated noise can also be estimated by the SEA. Therefore a designer can use these approaches to define the opening ratio of an enclosure and the mass flow rate of air considering radiating noise.

1. 서 론

최근 증대하고 있는 환경문제의 영향으로 대형 중장비의 유럽 소음 규제도 4년을 주기로 3 dB 정도

강화되어 지고 있다. 이에 따라 저소음화를 위한 방안으로 소음원 자체의 소음 저감 및 적절한 차폐 구조의 도입을 통한 소음 저감 노력이 병행되어 지고 있다. 이에 따라 최근의 중장비들은 엔진이 장착되어 있는 공간과 냉각 팬이 장착되어 있는 공간을 완벽히 분리함으로써 엔진 관련 소음을 철저히 차단하려 하고 있다. 그러나 완벽한 엔진 실의 차단은 엔진 실 내부의 온도 증가 원인이 되어 관련 전장품의 파손을 야기하므로, 엔진 실의 소음 저감을 위한

* 정회원, 삼성중공업 거제조선소 조선/플랜트연구소

** 불보 건설 장비 코리아

*** 삼성중공업 거제조선소

차폐 구조와 엔진 실 내부의 공기 온도 한계를 동시에 고려해야 하는 문제로 귀결 되게 되었다.

그러나 이러한 분야의 관련 연구는 널리 알려져 있지 않고, 경험적으로 적절한 차폐 구조에 의한 소음 저감 후에, 냉각 실험을 통하여 냉각 성능을 확인하는 등의 반복적인 작업을 통하여 문제를 해결하고 있는 실정이다.

최근에는 경계 요소법(Boundary Element Method: BEM)과 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis: SEA)를 이용한 소음 해석 및 열유동 해석 프로그램인 FLUENT를 이용한 냉각 해석법 등이 유용한 도구로 이용되고 있으나, 복잡한 모델링 작업이 필요한 단점이 있다. 이에 따라, 설계자의 입장에서는 좀 더 편리하면서도 간단한 계산법이 필요하게 되었다.

이에 따라 저자들은 일차적으로 소음원 규명 차원에서 소음원 규명 방법론 개발⁽¹⁾ 및 이를 이용한 방사 소음 예측 프로그램을 개발⁽²⁾ 하였다. 이 프로그램은 일반적인 외부 소음의 기여도 분석을 통하여 얻은 고주파 대역 위주의 주된 소음원 성분을 고려하여, 간단한 실내 음향학(room acoustics)의 이론⁽³⁾을 적용한 것으로 효과적인 계산이 되어짐을 보였다⁽²⁾.

본 논문에서는 기 발표한 결과들을 냉각 성능의 입장과 결합할 수 있도록 열전달 이론⁽⁴⁾을 도입하였다. 따라서 원하는 소음 저감 목표 값의 설정, 이에 따른 차폐 구조의 개구부의 면적 결정 및 냉각을 위해 필요한 풍량을 간단히 계산함으로써 신속하고 편리한 설계 인자들을 확인할 수 있는 방안을 제시 하였다.

2장에서는 열정산 및 소음 해석의 간단한 계산법을 도입하고, 이에 따른 적용 예를 기술하여 방법의 타당성을 확인한다. 3장에서는 이 방법을 조합하여 풀 수 있는 연성 해석 과정을 소개한다. 이로써 간단한 방법으로 열 정산 및 외부 소음 저감 해석이 가능함을 기술 하였다. 4장은 결론이다.

2. 방법론

2.1 열정산

(1) 이론 전개⁽⁴⁾

먼저 열정산과 관련된 문제를 살펴 본다. 기본적으로 이 문제를 다루기 위해서는 경계면에서의 조건을 고려하여 복사, 대류 및 전도 현상을 통한 열전달 현상을 규명하여야 한다. 일반적으로 엔진실과

같은 문제에 있어서는 엔진실의 열린 공간을 통한 대류 현상으로 주된 열전달 현상이 이루어 지고 있으므로, 본 연구에서는 이러한 조건만을 다루고자 한다. (복사 열전달의 열전달 계수는 10^{-8} 에 비례 하고 온도의 4승에 비례하므로 벽면의 온도를 100°C 정도로 가정하면 무시 가능하다. 전도에 의한 열전달의 경우는 열전달 계수와 면적 및 온도차의 곱을 두께로 나눈값으로 정의 된다고 알려져 있다. 여기서 철의 열전달 계수는 약 80 W/m K 이고, 유리섬유의 경우는 약 0.04 W/m K 이므로 흡음재를 벽면에 붙이는 것은 열전달의 측면에서는 2000배 정도의 단열효과가 있음을 알 수 있다. 따라서 철의 효과는 무시하고 유리섬유에 의한 열전달 손실만을 계산하면, 두께를 5 cm , 표면적은 최대 10 m^2 , 온도차 40°C 가 되더라도, 약 0.26 kW 의 열전달 효과가 나타나므로 본 논문에서 다루는 열원의 열전달에는 영향이 없다고 판단할 수 있다. 이로부터 전도의 효과도 무시 하였다.)

여기서 문제의 정의를 다음과 같이 하자. 먼저 열원의 크기(Q)는 알고 있다고 보자. 또한 대기 온도(T_{ab})는 주어진 값으로 하고, 엔진 실 내부의 온도(T_{rm})는 설계 인자로서 가정하자. 그러면 대류에 의한 열 전달은 공기의 단위 시간당 질량 유동의 흐름 \dot{m} 와, 이때의 열전달 상수를 C_p 에 의해 식 (1)과 같이 된다.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$\Delta T = T_{rm} - T_{ab} \quad (1)$$

여기서 질량 유동은 개구부의 면적 S_{open} 과 이를 지나는 풍속 \bar{V} 에 의하여 식 (2)와 같이 된다.

$$\dot{m} = \rho \bar{V} S_{open} / 2$$

$$S_{open} = \sum_{i=1}^N S_i \quad (2)$$

여기서 N 은 개구부의 열린 면적 S_i 의 수를 의미 하며, $S_{open} / 2$ 는 열린 공간의 반으로 공기가 유입 되고, 반으로는 유출되는 조건을 가정 하였기 때문이다. 따라서 정의되는 개구부에서의 풍속은 식 (3)과 같이 된다.

$$\bar{V} = \frac{2Q}{C_p \Delta T \rho S_{open}} \quad (3)$$

여기서 ρ 는 공기의 밀도를 의미한다.

엔진 실의 압력 강하를 고려하는 경우

앞서 유도한 관계식은 엔진 실의 압력 강하를 고려하지 않은 경우에 해당하며, 압력 강하를 고려하기 위하여는 3차원 해석이 필요하다. 여기서는 소음기의 배압 산정에 활용하는 방법을 도입하여 간략한 계산식을 유도한다. Munjal⁽⁵⁾에 의하면 배압은 동적 수두(dynamic head) H 를 이용하여 표현되고 있으며, 이는

$$H \equiv \frac{1}{2} \rho_0 V^2 \quad (4)$$

으로 표현되고, 바람의 이동 경로에 존재하는 단면적의 불균일성을 n 이라 정의하는 경우

$$n = \frac{\text{cross-sectional area of the smaller pipe}}{\text{cross-sectional area of the larger pipe}} \quad (5)$$

다음과 같은 총(stagnation) 압력 손실을 도입할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Sudden expansion and extended inlet: } & (1-n)^2 H \\ \text{Sudden contraction and extended outlet: } & (1-n)/2 H \end{aligned} \quad (6)$$

따라서 공기의 이동 경로를 엔진 실에 유입되는 부분과 엔진 실을 빠져 나가는 두 가지 경우로 정의하고, 이를 식 (6)의 경우로 생각하면, 필요 풍량은

$$\bar{V}_{corr} = \bar{V} \sqrt{(1-n)^2 + (1-n)/2} \quad (7)$$

으로 보정 되어야 한다.

(2) 적용 예

Fig. 1은 앞서의 이론을 검증하기 위한 모델을 보여준다. 이 모델의 기하학적 조건은 Caterpillar와 같은 선진 중장비 업체의 제품과 유사한 것으로, 팬으로 유입된 공기가 라디에이터를 통과할 뿐만 아니라 shroud 하단을 통과하여 엔진 실을 냉각하는 구조로 되어 있다. 이때 엔진 실의 내부 열원은 실 모델에서 주요 열원을 열전대를 이용하여 측정하고 여기에 열원의 면적을 고려한 결과 약 13.83 kW이었고, 이때의 대기 온도는 26°C 이었다. 공기 유입구 및 출구의 면적은 0.02 m²의 면적을 갖는 2개의 구멍을 두어 각각 0.04 m²를 확보 하였다. 이때 내부 공기의 평균 온도 상승은 약 40°C 로 측정 되었으므로, 공기의 평균 온도는 약 306 K이고, 이에 따른 공기의 밀도(ρ)는 1.141 kg/m³, 정압비열(C_p)은 1.005 kJ/kg K 이 된다. 따라서 필요한 질량 유동 및 풍속은

$$\begin{aligned} m &= \frac{Q}{C_p \Delta T} = 0.344 \text{ kg/s} \\ \bar{V} &= 7.54 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8)$$

이 된다.

그런데 FLUENT를 이용한 이론 해석의 결과 (Fig. 2)는 $\dot{m} = 0.417 \text{ kg/s}$ 이므로, 약 20%의 오차가 있는 것으로 파악되며 이 오차는 엔진 실의 복잡한 형태를 고려하지 않은 식 (8)에 의한 단순 계산이기 때문이다. 그러나 배압의 조건을 고려한다면, 엔진 실의 단면적(cross section A, Fig. 1)은 약 1 m²이고, 입구 면적이 0.04 m²이므로 식 (7)에 의해 교정된 질량 풍량은 $\dot{m} = 0.407 \text{ kg/s}$ 이 되어 약 2%의 오차를 갖게 됨을 알 수 있다. 따라서 Fig. 1와 같은 엔진 실 내부의 필요 풍량이 비교적 정확

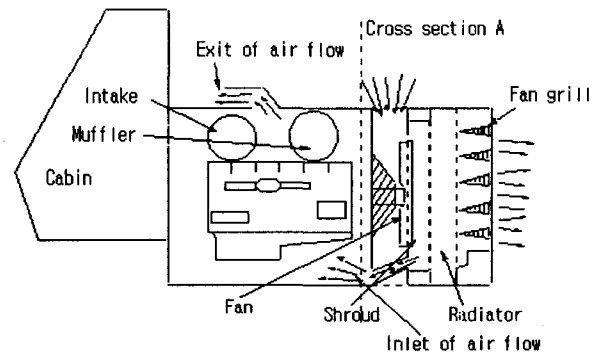


Fig. 1 Geometry of the analysis model

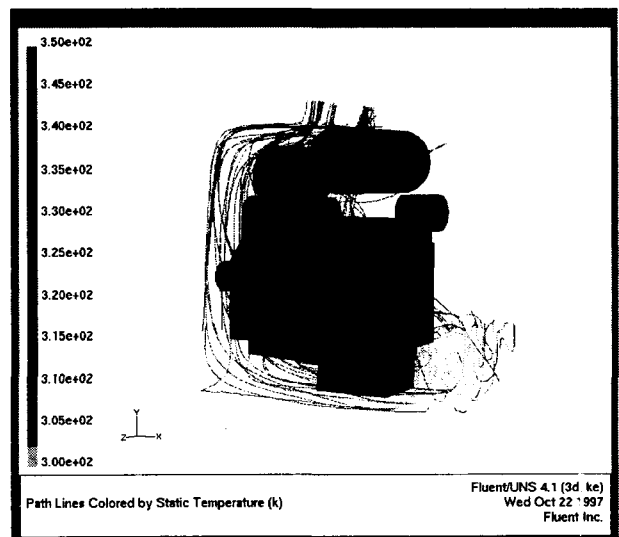


Fig. 2 Flow pattern of the enclosure

히 계산되므로, 엔진 실 내부의 열정산 문제를 쉽게 풀 수 있음을 알 수 있다.

결론적으로 본 연구에서 유도한 결과를 활용하여도 앞서와 같이 FLUENT 해석 결과에 근접한 결과를 얻을 수 있을 것으로 보인다. 따라서 필요한 풍량은 위와 같은 방법으로 구하고, 내부의 공기유동은 높은 열원을 갖는 부분을 지나도록 기하학적 배치를 한다면 간편하고 효과적인 냉각계 설계가 이루어질 것으로 판단된다.

2.2 방사 소음의 해석

(1) 이론의 전개

방사 소음의 해석은 경계 요소법과 ray theory, SEA 등의 방법이 알려져 있다. 그런데 대체적으로 SEA는 고주파 대역의 해석에 유용한 것으로 알려져 있고, 대체적인 외부 방사 소음 레벨도 고주파 대역에 의해 지배적임이 알려져 있다^(1,2). 이는 외부 소음 규제가 A 청감 보정치를 이용하여 정의되고 있기 때문이다.

그렇다면 차폐 구조에 적용하는 SEA는 어떠한 형태로 이루어질까? 대체적으로 벽면의 흡음, 차음 성능 및 틈새 효과의 조합으로 이루어진다. 이때 소음원의 위치는 차폐 구조의 틈새와는 어느 정도 떨어진 구조를 갖는다는 가정을 만족해야 한다.

이러한 가정하에 엔진 실 구조의 삽입손실 (Insertion loss)⁽³⁾은

$$IL = 10 \log \left(\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\tau}} \right) \quad (9)$$

$$0 \leq \bar{\alpha} \leq 1$$

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{S_{total}} \sum_{j=1}^M \alpha_j S_j$$

$$\bar{\tau} = \frac{1}{S_{total}} \sum_{j=1}^M \tau_j S_j$$

$$S_{total} = S_{open} + S_{wall} \quad (10)$$

으로 주어진다. 여기서 $\bar{\alpha}$ 는 엔진 실의 Sabine 흡음 계수이고, $\bar{\tau}$ 는 등가 투과율, M 은 구분 가능한 엔진 실 벽면의 수를 의미한다. 따라서 엔진룸 내부의 등가 흡음을 및 투과율을 이용하면 소음 저감 정도를 손쉽게 알 수 있음을 의미하며, 이때 엔진룸 개구부의 흡음 및 투과율은 1로 가정한다.

이제 식 (9)를 변형하여 원하는 소음 저감 레벨이 선정 되었을 경우의 차폐 구조의 개구부의 면적을 추정해 보자. 이를 위해 개구부를 제외한 벽면을 L

개로 구분한다고 가정하면, 삽입손실 및 개구부의 면적은 식 (11)과 식 (12)로 정의 된다.

$$IL = 10 \log \left(\frac{\sum_{j=1}^M \alpha_j S_j}{\sum_{j=1}^M \tau_j S_j} \right)$$

$$= 10 \log \left(\frac{\sum_{j=1}^L \alpha_j S_j + S_{open}}{\sum_{j=1}^L \tau_j S_j + S_{open}} \right) \quad (11)$$

$$S_{open} = \frac{10^{IL/10} \sum_{j=1}^L \tau_j S_j - \sum_{j=1}^L \alpha_j S_j}{1 - 10^{IL/10}} \quad (12)$$

즉 식 (12)는 벽면의 흡음율이 정의되고, 원하는 삽입손실이 정의되면, 개구부의 면적을 구할 수 있음을 보여준다.

(2) 적용 예

이러한 관계식에 대한 검증을 위해 Fig. 1의 축소형 단순 모델을 사각형 상자(Fig. 3)로 만들고 여기에 적절한 개구부를 설치하고 다양한 조건에 대한 방사 파워어를 측정 하였다. 이때 소음원은 사각형 상자의 한면에 diaphragm 형 스피커를 설치한 구조로 되어 있고, 관심 주파수의 범위는 1/3 옥타브 대역의 1.0 kHz 에서 6.4 kHz까지의 백색잡음으로 하였고, 방사 파워어의 측정은 단순 모델을 둘러싸는 직사각형 폐곡면을 설정하고, 이면의 104 지점에서 인텐시티를 측정하여 구하였다. (여기서 소음원의 특성은 소음원을 둘러싸는 반구면에서의 인텐시티를 측정하여 구하였다.)

식 (12)의 검증은 식 (9)에 의한 방사 파워어에

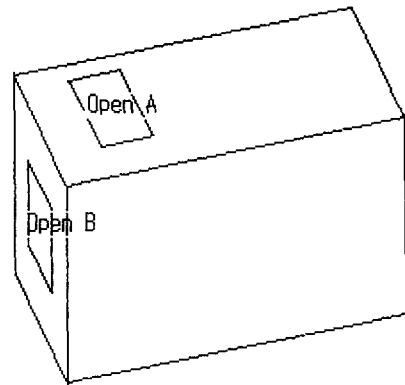


Fig. 3 Geometry of the rectangular model (length: 1.22 m, width: 0.56 m, height: 0.8 m)

Table 1 Results of noise prediction and experiment

Effects of	Open A (m ²)	Open B (m ²)	Total opening (%)*	Absorption (%)*	Inner volume** (%)	Results(power, dB)	
						EXP	SEA
Open A	0.025	0	0.6	0	98.5	88.0	87.7
	0.050	0	1.2	0	98.5	89.8	89.8
	0.075	0	1.6	0	98.5	90.8	90.9
	0.100	0	2.4	0	98.5	92.0	91.6
Open A & B	0	0.192	4.5	0	98.5	92.3	92.9
	0.1	0.192	6.9	0	98.5	93.7	93.6
Inner volume	0.1	0	2.4	0	98.5	91.4	91.5
	0.1	0	2.4	0	86.0	91.3	91.5
Absorption	0.1	0	2.4	23	98.5	88.1	88.7

*: With respect to total surface area

** : Source volume 2.5% of the total interior volume of the rectangular model

측 정도와 직접적으로 연관되어 있으므로 Table 1 에는 식 (9)에 의한 계산 결과와 실험에 의한 결과를 다양한 조건에 대하여 나타내었다.

결과적으로 내부 체적의 변화와 외부로의 개구 면적에 따라 방사 소음 예측 정도는 만족할 만한 수준으로 얻을 수 있음을 볼 수 있다. 이로부터 차폐 구조의 방사 소음 해석을 위해서는 상기와 같은 비교적 간단한 방법을 활용하면 전체 소음 레벨의 관점으로는 손쉬운 계산이 이루어짐을 알 수 있다. 실 모델의 적용 결과는 저자들에 의해 발표된 참고 문헌 (2)를 참고하기 바란다.

3. 연성 해석

이제 2절에서 언급한 냉각과 소음과의 관계를 연 관시켜 연성 해석이 가능한 방법론을 다음과 같이 제시할 수 있다.

- (1) 모든 열원의 크기를 결정한다.
- (2) 식 (7)에 의해 냉각용 공기의 질량 풍량을 개구부의 크기와 관련 지어 구한다.
- (3) 모든 소음원의 크기를 결정한다.
- (4) 개구부의 크기와 흡차음 조건에 따라 식 (9)를 이용하여 소음 감소량을 결정한다.
- (5) 소음원의 크기로부터 소음 감소량을 제하여 외부 방사 소음 레벨을 결정한다. 만일 소음레벨이 클 경우 식 (10), (12), (14)를 이용하여 흡차음 조건을 조정하고, 개구부의 크기를 바꾸는 경우는 (2) 단계부터 반복한다.

4. 결 론

차폐 구조에 의한 소음 저감량과 냉각 성능과의

관계를 살펴보기 위하여 실내 음향학 이론과 열전달 이론을 조합하는 방법을 제안 하였다. 각각의 방법론은 이론 및 실험을 통하여 검증 하여 효과적인 계산이 이루어짐을 보였다. 특히 열전달 해석을 위한 FLUENT 모델은 간단한 대류 열전달 이론과 소음기 이론에서 널리 알려져 있는 배압 관계식을 활용하여 필요 풍량을 계산할 수 있음을 보였다. 이때 관계되는 인자는 개구부의 면적과 이를 통과하는 풍 량이었다. 소음 해석을 위한 실내 음향학의 경우에도 개구부의 면적과 차폐 벽의 흡음율 및 차음율을 인자로 하여 손쉬운 소음 계산이 되었다. 따라서 공통인자로 개구부의 면적을 채택할 수 있으며 이에 따라 냉각과 소음의 관점에서 원하는 차폐 구조의 사양을 결정할 수 있음을 보였다.

참 고 문 헌

- (1) 최재웅, 이희준, 강종민, 강신일, 1998, "역 항렬 계산을 이용한 실 소음원의 모델링", 한국소음진동 공학회지, 제 8 권 제 3 호 pp. 542~552.
- (2) 강종민, 최재웅, 이희준, 강신일, 1997, BEM과 SEA의 통합 적용에 의한 차량의 방사소음 예측, 한국음향학회 하계학술대회 논문집.
- (3) Irwin J.D., and Graf E.R., 1979, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall Inc., Chap. 6 & 7.
- (4) Anthony F.M., 1992, Heat Transfer, Richard D. Irwin, Inc., Chap. 8.
- (5) Munjal M.L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers: with Application to Exhaust and Ventilation System Design, A Wiley-interscience Publication, p. 297.