

## 엔진실 차폐 시스템의 냉각성능 개선을 위한 수치적 연구

배 이 석,<sup>\*1</sup> 유 근 종,<sup>2</sup> 최 훈 기<sup>2</sup>NUMERICAL STUDY FOR COOLING CAPACITY IMPROVEMENT  
OF ENGINE ROOM ENCLOSURE SYSTEMY.S. Bae,<sup>\*1</sup> G.J. Yoo<sup>2</sup> and H.K. Choi<sup>2</sup>

*In engine room, proper enclosure system is preferable for reducing noise level but the enclosure system in the engine room causes bad influence on cooling performance due to poor ventilation. Cooling efficiency of the enclosure system can be improved by varying fan speed and proper flow path for ventilation. In this study, numerical analysis is performed to assess cooling effect of the enclosure system using finite volume method. The RNG k-ε model is adopted for turbulence model along with heat exchanger model and porous media model for heat exchanger analysis, and moving reference frame model for rotational fan. Verification result shows reasonable agreement with experimental data. Analysis results show direct effect of velocity and temperature distribution on cooling ability in the enclosure system. Enclosure system of case B shows high heat transfer coefficient and has the smallest area ratio of opened flow passages which is good for noise level reduction.*

**Key Words :** 수치해석(Numerical Analysis), 엔진실(Engine Room), 차폐 시스템(Enclosure System), 성능개선(Capacity Improvement), 열전달계수(Heat Transfer Coefficient)

## 1. 서 론

굴삭기와 같은 건설장비에서 발생하는 소음의 주요 원인은 장비의 운전 중에 엔진실에서 발생하는 소음이다. 장비의 성능을 저하시키지 않고 소음을 줄이기 위한 방안으로 최근 엔진 주위에 차폐 시스템을 설치하는 방법이 많이 사용되고 있다. 엔진실에는 엔진, 흡기 및 배기장치, 냉각장치 등이 조밀하게 설치되어 있다. 각각의 장치는 엔진실 내부의 환기를 방해함과 동시에 열원으로 작용하고 있기 때문에 엔진실 내부에 팬을 설치하고 유로를 구성하여 강제대류를 형성시켜 온도상승을 방지하고 있다. 이러한 엔진실의 엔진 주위에 차폐 시스템을 설치하면 강제대류를 방해하기 때문에 공기와 열원과의 열전달률이 낮아져 냉각성능의 효율이 낮아지며 엔

진실 내부의 온도가 상승하는 역효과를 초래한다. 그러므로 냉각성능을 유지하면서 소음저감 효과를 위한 적절한 차폐 시스템을 구성하는 것이 중요하다. 차폐 시스템을 설치 후 환기를 위하여 배기팬과 같은 장치를 추가로 구성하는 경우도 있으나 추가 장치를 설치하지 않은 차폐 시스템을 대상으로 성능개선 방안을 모색하는 경우도 있다.

차폐 시스템에 대한 연구는 지속적으로 수행되고 있다. 초기에는 대형 건물 내부에 복합대류를 이용한 환기해석을 목적으로 차폐 시스템에 대한 연구가 수행되었으며 현재까지 많은 연구결과가 발표되고 있다[1-3]. 엔진실과 관련한 연구결과는 주로 소음에 중점을 둔 경우가 많았다[4-7]. 최근에는 엔진 차폐 시스템의 냉각문제와 관련된 연구결과가 발표되고 있으며 점차 확대될 것으로 기대된다. 배이석 등은 굴삭기 엔진실의 차폐 시스템 설치에 따른 열전달 특성을 연구하고, 이를 바탕으로 냉각성능에 대한 연구를 수행하였다[8-9]. 최재웅 등은 원하는 소음수준을 설정하여 차폐 시스템에 필요한 유로 면적과 냉각을 위해 필요한 풍량을 연구하였다[10]. 임정우 등은 엔진실에 차폐를 구성하고 내부 공기의 강제순환 장치로서 제트 펌프를 도입하여 엔진실 내부의 냉각성능을 평

접수일: 2009년 4월 24일, 수정일: 2009년 6월 17일,  
게재확정일: 2009년 6월 19일.

1 학생회원, 창원대학교 대학원 기계설계공학과

2 정회원, 창원대학교 기계설계공학과

\* Corresponding author, E-mail: yeeseok.bae@gmail.com

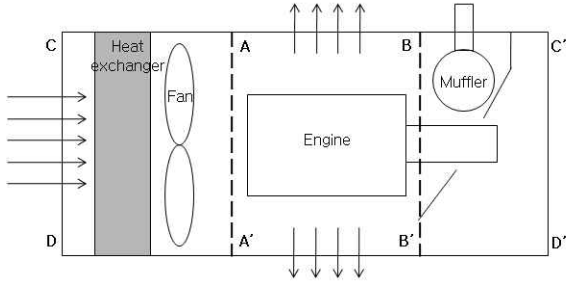


Fig. 1 Schematics of engine room

가하였다[11].

본 연구에서는 차폐 시스템의 성능개선을 위해 제시된 방안을 바탕으로 냉각성능을 평가하기 위해 열전달 해석을 수행하고 분석한다.

## 2. 차폐 시스템

Fig. 1에 엔진실 내부 구조에 대한 개략도를 나타내었다. 굴삭기 엔진실 내부에는 엔진, 머플러, 팬 등의 구성요소와 방열기(Radiator), 과급기(Inter Cooler, Charge Air Cooler), 순환 유냉각기(Oil Cooler) 및 공기조화기(Air Conditioner) 등의 다양한 열교환장치가 설치되어 있다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 팬은 엔진과 열교환장치 사이에 설치되어 있다. 팬이 회전함에 따라 엔진실 외부에서 차가운 공기가 엔진실 내부로 유입된다. 내부로 유입된 공기는 열교환장치를 통과하면서 열교환이 일어난 후 팬을 통과하면서 팬의 회전력 때문에 강한 와류를 형성한다. 형성된 강한 와류는 엔진실 내부를 순환한 후 엔진실 하우징의 유로를 통해 외부로 유출된다. 본 연구에서는 차폐 시스템의 냉각성능을 평가하기 위해 엔진에서 발생되는 소음을 외부로 전달되지 못하도록 Fig. 1의 A-A'과 B-B' 단면에 차폐벽이 설치된다. 그러나 방음을 위해 설치하는 차폐벽은 엔진실 내부의 냉각성능을 저하시키는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 적절한 차폐벽의 설치가 필요하다.

Table 1 Area ratio of flow passages

Case	A-A' (%)	B-B' (%)	C-C' (%)	D-D' (%)
Case A	100	100	13.05	9.09
Case B	22.23	22.23	11.81	4.66
Case C	22.23	100	11.81	4.66
Case D	5.31	100	11.81	4.66

본 연구에서 수행한 4가지 경우(Case A~Case D)의 차폐 시스템에 모형을 Fig. 2에 제시하였다. Case A는 차폐 시스템이 없는 경우이다. Case B는 A-A'과 B-B'에 너비 800mm, 높이 250mm 크기의 유로를 가지는 차폐벽이 설치되어 있으며 엔진 상하부의 유로를 모두 차단하였다. 머플러 상하부 및 팬 하부의 유로는 그대로 유지하였다. 차폐벽이 설치되면 팬의 회전에 의해 유입된 공기의 유출면적이 현저히 줄어들기 때문에 팬 상단에 추가적으로 유로를 구성하였다. 이는 Case C와 Case D에서도 공통적으로 적용하였다. Case C는 Case B의 시스템에서 B-B'의 차폐벽이 제거된 경우이다. Case D는 A-A' 단면에 너비 270 mm, 높이 170 mm의 유로를 가진 차폐벽이 설치되어 있으며, 엔진상하부의 유로는 Case B 및 Case C와 동일하게 차단하였다. 엔진실 내부에 설치된 구조물은 상부보다 하부에 밀집되어 있으므로 차폐벽의 유로는 상부에 위치시켰다. Table 1에 Fig. 2의 각 단면의 유로 면적비를 산출하여 나타내었다.

## 3. 유동해석방법

### 3.1 지배방정식 및 난류모델

엔진실의 내부유동은 엔진실의 구조형태, 열교환기 성능, 팬의 회전속도 및 엔진 표면의 열유속에 영향을 받는다. 유로의 크기, 개수 및 배열방법 또한 유동특성을 결정하기 위한 중요한 요소이다. 외부 공기가 엔진실 내부로 유입되는 유로에서 유속을 측정하여 각 유로의 수력직경을 기준으로 산출한 레이놀즈 수는 15,000~68,000 범위로 나타났다. 지배방정식 및 난류모델은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) \tag{2}$$

Table 2 Boundary condition for computation

Section	Boundary Condition	Value
Ambient	Pressure inlet	1atm
Engine	Heat flux	444 w/m <sup>2</sup>
Heat Exchanger	Porous media Heat exchanger model	
Fan	Moving reference frame	1000~4000rpm
Wall	Wall	No-slip, Adiabatic

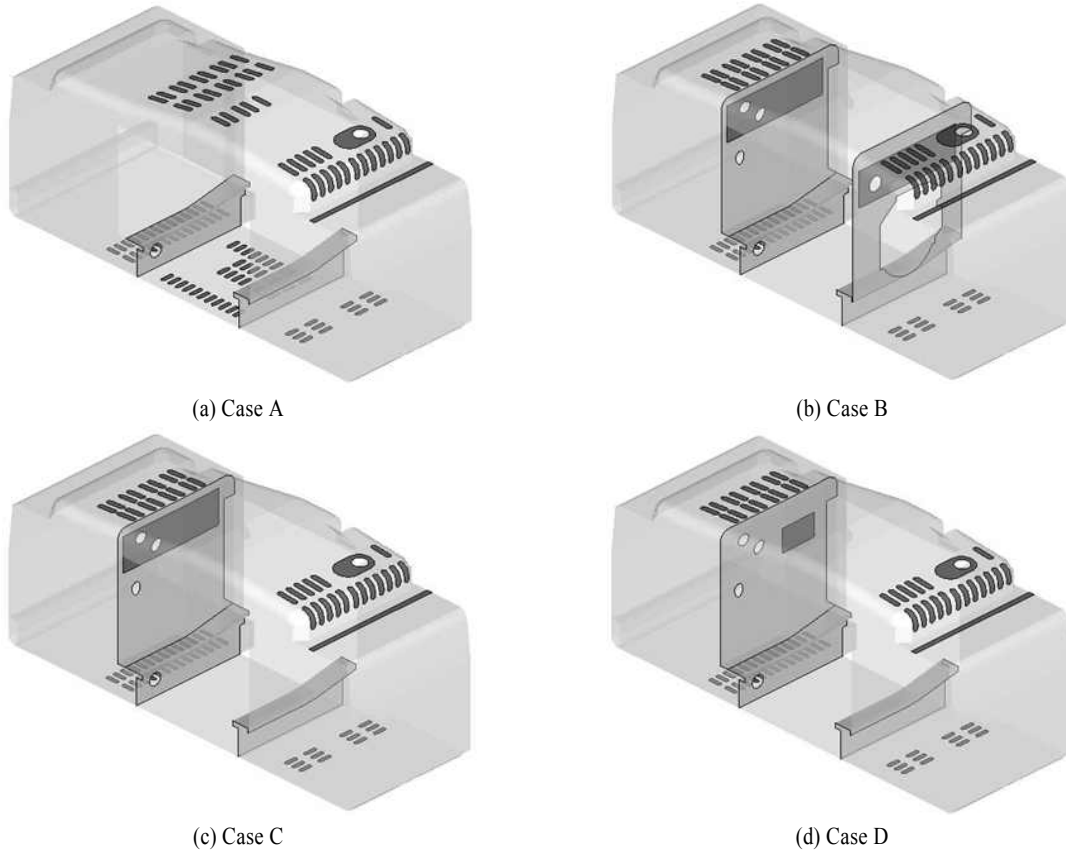


Fig. 2 Different arrangements for enclosure system : ■ noise insulated wall, ■ opened flow passage

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \Theta) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial \Theta}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j \theta}) + \frac{T_{ij}}{\rho C_p} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\tau_{ij}}{\rho C_p} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k_i U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \mu_t S^2 \frac{\epsilon}{k_i} - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k_i} \quad (5)$$

난류량을 평가하기 위해 지배방정식이 비교적 간단하고 공학적으로 활용도가 많은 RNG k-ε 모델[12-13]을 적용하였다. 변형 텐서 S 및 계수  $C_{2\epsilon}^*$ 은 식 (6-7)로 나타낼 수 있다.

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (6)$$

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (7)$$

여기서  $\eta = Sk/\epsilon$ ,  $\eta_0=4.38$ ,  $\beta=0.012$ 이다. 식 (4-5)의 모델 상수는 Yakhot 등[12]에 의해 제안된 것으로  $\alpha_k=\alpha_\epsilon=1.393$ ,  $C_{1\epsilon}=1.42$ ,  $C_{2\epsilon}=1.68$ ,  $C_\mu=0.0845$ 이다.

### 3.2 격자계 및 경계조건

엔진실을 포함하는 외부영역을 함께 구성하여 격자계를 구성하였다. 격자계는 사면체의 비정렬 격자계로 구성하였다. 팬 주위는 회전을 고려하여 조밀하게 구성하였다.  $2.4 \times 10^6$ ,  $3.4 \times 10^6$  및  $4.5 \times 10^6$ 여 개의 격자계를 구성하여 독립성을 평가하고  $3.4 \times 10^6$ 여 개의 격자계를 선정하였다.

경계조건을 Table 2에 제시하였다. 엔진실 외부는 대기압을

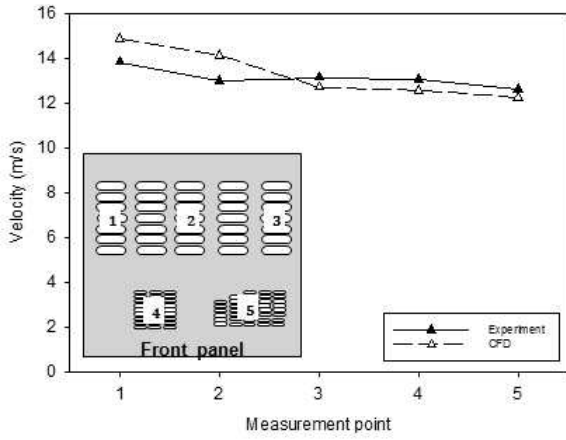


Fig. 3 Comparison of inflow air velocity

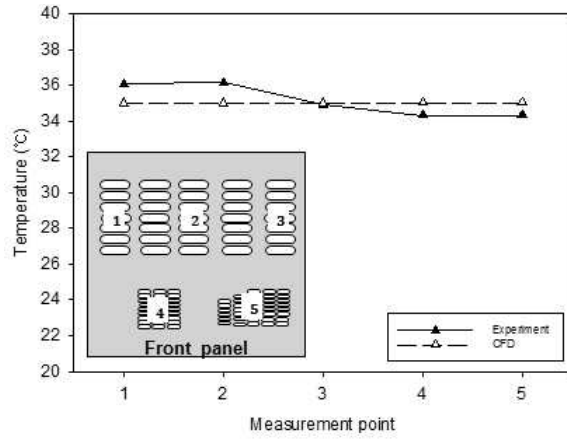


Fig. 4 Comparison of inflow air temperature

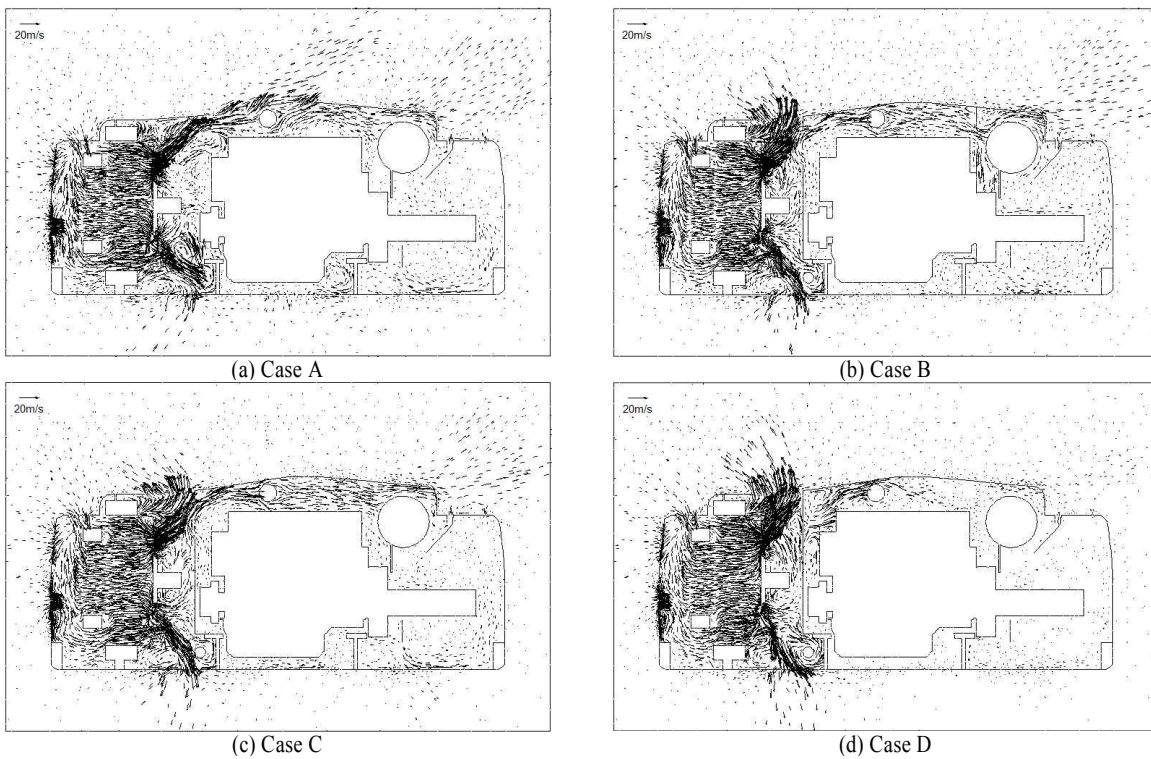


Fig. 5 Velocity distributions (1500rpm)

적용한 압력 조건을 적용하였다. 엔진은 작동중인 장비의 엔진 표면에서 직접 측정된 열유속 조건을 적용하였다. 열교환 장치는 성능데이터를 확보하여 압력강하를 고려하기 위한 다공성 모델과 열교환을 고려하기 위한 열교환기 모델을 적용하였다. 팬의 회전을 반영하기 위해 Moving reference frame을 팬에 적용하였으며 벽면은 점착 및 단열 조건을 적용하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 검증 계산

엔진실로 유입되는 공기의 유로 중 5지점을 선정하여 유속과 온도를 측정하였다. 적용한 수치해석 프로그램인 Fluent[13]의 타당성을 검토하기 위해 차폐벽이 없는 경우에

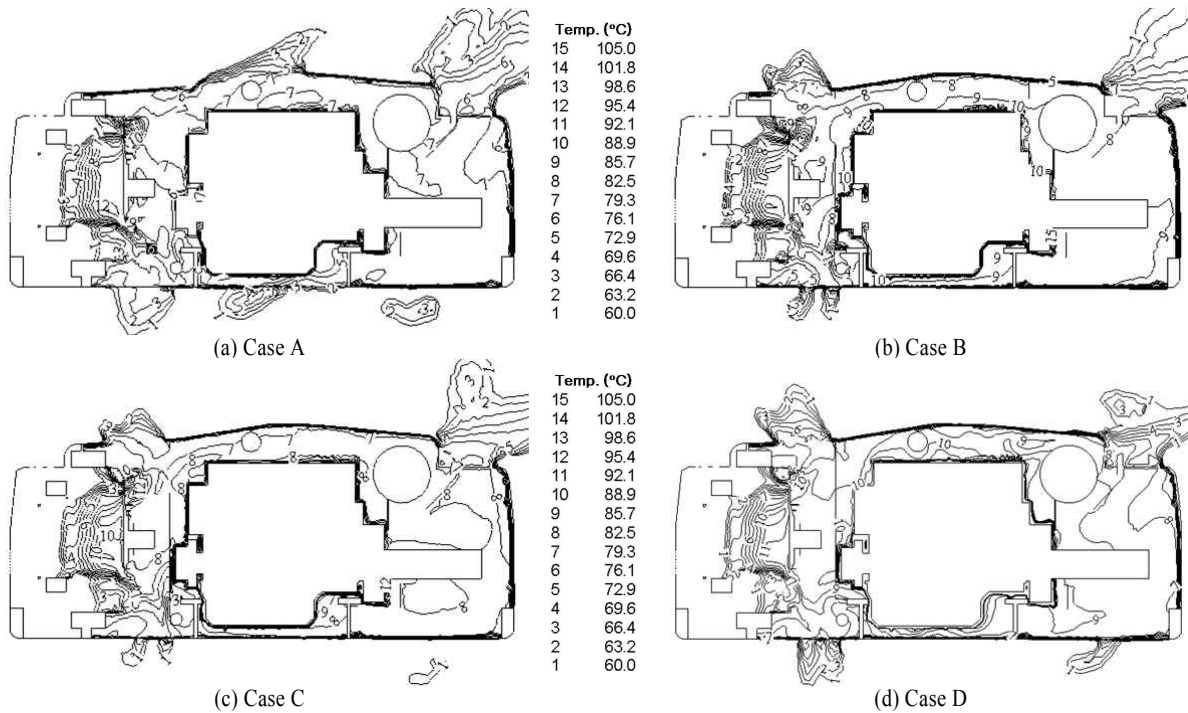


Fig. 6 Temperature distributions (1500rpm)

대한 수치해석을 수행하였으며, 그 결과를 실측한 데이터와 비교하여 Fig. 3 및 Fig. 4로 제시하였다. 속도의 경우 1번 지점에서 가장 큰 오차인 8.7%가 발생했으며 5번 지점에서 가장 작은 2.8%의 오차가 발생했다. 온도의 경우 1번 지점에서 3.1%의 오차를 발생했으며 3번 지점에서 가장 작은 0.6%의 오차가 발생했다. 유입 공기의 속도에 비해 온도가 더 정확하게 나타났다. 검증 계산을 통해 수치해석을 위한 엔진실 형상의 모사가 잘 이루어졌으며 적절한 모델과 경계조건이 적용된 것으로 판단된다.

#### 4.2 차폐 시스템 성능평가

차폐 시스템의 냉각성능을 평가하기 위해 열전달 해석을 수행하여 엔진실 중간 단면의 속도 분포를 Fig. 5에 제시하였다. 평균 11.9 m/s의 속도로 유입된 외부공기는 열교환장치를 통과한 후 팬을 지나면서 와류로 형성되며 엔진실 내부에서 엔진 및 머플러와 열교환한 후 외부로 유출된다. Case B와 Case C는 A-A' 단면에 같은 형태의 차폐벽이 설치되어 열교환장치와 팬 주위 유동이 매우 유사하다. Case D의 경우도 유사한 경향을 보인다. 엔진주위의 유동 또한 유속의 차이는 있으나 전체적인 유동형태는 유사하게 나타났다. 내부 공기가 외부로 유출되는 과정을 살펴보면, Case B의 경우 B-B' 단면에 차폐벽이 설치되어 있으므로 엔진 상부에서 외부로 유출

되는 공기의 유로를 방해하게 된다. 결과적으로 공기의 대부분이 머플러 상부 유로를 통해 유출되는 Case A와 달리 유출 공기의 50% 정도가 머플러 아래로 선회하여 머플러 상부의 유로를 통해 유출되게 된다. 이 과정에서 유출공기가 엔진 표면과 머플러 표면에 접촉하는 면적이 증가되는 효과를 수반하여 열교환 성능이 우수해질 것으로 판단된다. Case C는 B-B' 단면에 차폐벽이 없으므로 엔진 상부로 유입된 공기는 머플러 상부의 유로를 통해 대부분 유출된다. Case D는 차폐벽 유로 면적이 5.31% 개방되어 있으므로 엔진 주위로 유입되는 공기의 유량이 감소하고 엔진 상부의 유동이 약하게 형성된다.

Fig. 6에 엔진실 중간 단면의 온도 분포를 제시하였다. 차폐 시스템이 없는 Case A는 엔진 주위와 머플러 주위는 평균 79 °C의 온도 분포를 보이고 있다. 이를 기준으로 비교하면 Case C, Case B 그리고 Case D의 순서로 엔진 주위에서 낮은 온도 분포를 보이고 있다. 머플러 주위는 Case B, Case C, Case D 모두 유사한 온도 분포를 형성하고 있음을 확인할 수 있으며 이는 머플러 주위로 공기가 유출되어 일정한 온도 분포를 나타내기 때문인 것으로 판단된다. Case B는 엔진 주위 유동이 Case C에 비해 상대적으로 약하게 형성되었으므로 정체시간이 증가하여 온도 분포가 더 높게 나타난 것으로 판단된다. Case D의 경우 평균 87°C의 온도분포를 나타낸다. A-A'

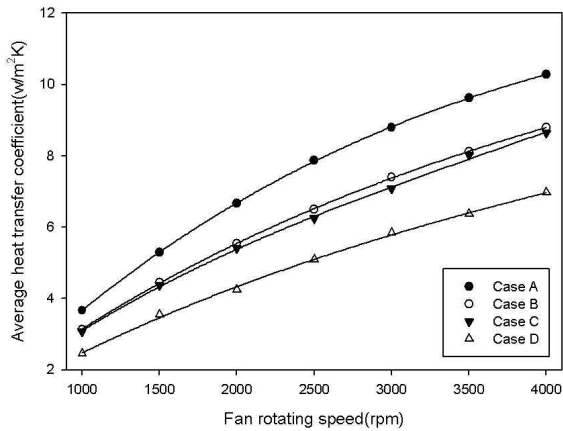


Fig. 7 Correlation of average heat transfer coefficient and fan rotating speed

단면 차폐벽 유로의 면적이 작기 때문에 유입유량이 감소하여 Case B와 Case C와 비교하여 열교환이 부족했기 때문인 것으로 판단된다.

팬의 회전수 변화는 엔진실 내부의 냉각성능에 직접적인 영향을 줄 수 있으므로 이에 대한 연구도 수행하였다. 팬의 회전수를 변화시켜 엔진 및 머플러 표면에서의 평균 열전달 계수를 산출하여 Fig. 7에 제시하였다. 열전달계수는 벽면온도와 유체온도의 차 및 유체속도 등에 많은 영향을 받게 된다. 그러므로 유체속도가 빠를수록 열전달계수는 증가함을 Fig. 7에서 볼 수 있다. Case A는 엔진실 내부의 공기온도가 가장 낮고 유속 또한 다른 경우에 비해 빠르므로 열전달계수가 가장 높게 나타났다. 열전달계수를 Case A와 비교하면 Case B는 16%, Case C는 18%, 그리고 Case D는 34% 감소하여 차폐 시스템을 설치한 경우 Case B의 열전달이 가장 우수함을 알 수 있다. Case B는 Case C보다 평균유속이 낮아 열전달계수가 낮게 나타날 것으로 예상되었으나, 앞서 언급한 바와 같이 공기가 선회하는 효과와 Case B보다 높은 머플러 주위의 속도 때문에 평균 열전달계수가 높게 나타난 것으로 판단된다. 그러나 이러한 열전달 효과는 팬의 회전속도가 증가함에 따라 감소하여 Case B와 Case C의 열전달계수의 차이가 줄어들고 있음을 확인할 수 있다.

## 5. 결 론

엔진실 차폐실의 냉각성능 개선을 위해 본 연구가 수행되었다. 실제 측정값과 수치해석 결과를 비교하여 신뢰성을 확보하였으며, 차폐 시스템이 설치되지 않은 경우를 포함하여 총 4가지 경우에 대한 열전달 해석을 수행하고 비교 분석하였다. 차폐 시스템이 없는 경우의 열전달 성능이 가장 우수함

을 알 수 있으며, 차폐 시스템이 있는 경우는 엔진실 내부의 유속이 빠를수록 열전달 성능이 우수함을 확인하였다. 아울러 유입공기가 증가함에 따라 열전달 성능도 향상됨을 알 수 있다.

본 연구를 통해 차폐벽만을 설치한 차폐 시스템으로도 냉각성능을 유지할 수 있다는 것을 확인하였다. 이러한 차폐 시스템은 엔진 주위의 차폐벽으로 인하여 소음저감 효과를 가져올 것으로 판단된다. 차폐벽의 유로면적 및 크기, 위치 등의 추가연구를 수행하면 최적화된 차폐 시스템을 구성할 수 있을 것이다.

## 후 기

본 연구는 “창원대학교 연구비” 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- [1] 2008, Ben-Nakhi, A., M.Mahmoud, A., A.Mahmoud, M. and Dashti, A.A., "Improving thermal performance of the roof enclosure of heavy construction buildings," *Applied Energy*, Vol.85, pp.911-930.
- [2] 2007, Mahapatra, S.K., Sarkar, A. and Sarka, A., "Numerical simulation of opposing mixed convection in differentially heated square enclosure with partition," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.46, pp.970-979.
- [3] 2008, Bilgen, A. and Balkaya, A., "Natural convection on discrete heaters is in a square enclosure with ventilation ports," *International Journal of Heat and Fluid flow*, Vol.29, No.4, pp.1182-1189.
- [4] 1998, Tandon, N., Nakra, B.C., Ubhe, D.R. and Killa, N.K., "Noise Control of Engine Driven Portable Generator Set," *Applied Acoustics*, Vol.55, No.4, pp.307-328.
- [5] 2003, Gonzalez, A., Ferrer, M., de Diego, M., Piñero, G. and Garcia-Bonito, J.J., "Sound quality of low-frequency and car engine noises after active noise control," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.265, pp.663-679.
- [6] 2006, Larsson, G., Saine, K., Johansson, C.G. and Abom, M., "Noise reduction with an enclosure for large medium speed diesel engines," *Noise control;Euronoise 2006*, pp.SS33-472.
- [7] 1999, Ryu, J.S., Jung, W.J. and Jeon, J.J., "Design of

- Close-Fitting Acoustic Enclosure of Diesel Engine," *Journal of the korea institute of military science and technology*, Vol.2, No.1, pp.82-89.
- [8] 2008, Bae, Y.S., Yoo, G.J. and Choi, H.K., "Preliminary numerical study on heat transfer effect of enclosure system," *Proceedings of the KSME 2008 fluid dynamics spring annual meeting*, pp.568-571.
- [9] 2008, Bae, Y.S., Yoo, G.J. and Choi, H.K., "Numerical Study on Cooling Effect of Engine Room Enclosure System," *Proceedings of 2008 ASME International Mechanical Engineering congress and Exposition*, IMECE2008-68399.
- [10] 1999, Choi, J.W., Kim, K.E. and Lee, H.J., "Simple Design Method of the Engine Enclosure Considering Cooling and Noise Reduction," *Journal of the korean society for noise and vibration engineering*, Vol.9, No.1, pp.184-188.
- [11] 2000, Lim, J.W. and Lee, S.H., "Engine room cooling system using jet pump," *Proceedings of the KSME (B) 2000 spring annual meeting*, pp.162-167.
- [12] 1992, Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangman, S., Gatski, T.B. and Speziale, C.G., "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique," *Phys. Fluid*, Vol.4, pp.1510-1520.
- [13] 2007, *Fluent 6.3 User's Guide*, Fluent Inc.