

# 인클로저 입출구가 이동형 디젤발전기세트의 냉각에 미치는 영향

조수용\*† · 조종현\*\*

## Cooling Effect on A Portable Diesel Engine Generator Set by the Inlet and Outlet Gates of An Enclosure

Soo-Yong Cho\*†, Chong-Hyun Cho\*\*

Key Words : Portable diesel engine generator(이동형디젤발전기), CFD(전산유체역학), Thermal flow prediction(열유동예측), Enclosure(인클로저), Engine room(엔진룸)

### ABSTRACT

Portable diesel engine generator sets are used at offsite power grid or for emergency power. Therefore, a protective device called an enclosure is necessary for safety as well as protection of the generation device. However, the temperature within the enclosure must be within a limited range so that there is no problem in the operation of electronic devices. In this study, an enclosure design for a 150 kW generation set was conducted through a numerical analysis. Eight inlets were applied on the side, and one outlet was installed on the top. In conclusion, the air sucked in by the radiator fan could dissipate the heat generated from the generator, engine, and muffler. Therefore, the temperature surround the electronic control box was maintained below 10K, and the role of the air drawn in each intake was also investigated.

### 1. 서 론

이동형 디젤엔진발전기세트(PDGS; Portable Diesel Engine Generator Set)는 개인용으로 사용하는 1kW 미만의 소규모에서 수백킬로와트급의 대형건물용 비상발전장치나 산업용으로도 다양하게 사용되고 있다. 이동형의 특징은 외부환경에 노출되어 사용되는 경우가 많다. 따라서 발전기 세트를 구성하는 엔진, 발전기, 운전제어를 위한 전자장치 등의 보호뿐만 아니라 사용자의 안전을 위하여 이들을 둘러싸는 장치가 반드시 필요하다. 이러한 보호장치를 자동차의 개념으로 엔진룸, 후드, 본넷 등으로 혼용하기도 하지만, PDGS의 개념을 기준으로 인클로저라고 불린다.

PDGS는 외부에서 사용되는 경우가 많으므로, 인클로저는 PDGS가 외부 환경에 노출된 상태에서 작동되어도 문제가 없도록 설계하여야 한다. 따라서 빗물이 유입되지 않도록 하여야 하며, 아울러 낙엽같은 이물질도 유입되지 않도록 하여야 한다. 하지만 인클로저의 설치는 필수적으로 발전장치에

서 발생하는 열을 외부로 배출하는데 악영향을 미치게 된다. 특히 운전제어와 관련한 전기전자장치들이 인클로저 내부에 장착되어 있는데, 이들의 원활한 작동은 온도와 많은 관련성을 갖는다. 따라서 인클로저 설계 시 인클로저 내부에 장착된 중요부품들이 제한된 온도범위내에서 작동할 수 있는지를 확인하는 것이 중요하다.

Fig. 1은 본 연구에 적용된 PDGS에서의 인클로저 구조와 그 내부에 장착되어진 핵심구성품들을 보여주고 있다. 인클로저 내부공간은 PDGS의 이동성을 고려하면 넉넉하게 설계할 수가 없으므로 연료탱크는 하부에 장착되고, 제어장치1과 2는 Fig. 1에서 보여주는 것과 같이 인클로저 내부의 상부에 설치되어 있다. 아울러 엔진과 발전기에서 발생하는 소음 방사를 줄이기 위하여 냉각공기의 흡입구와 배기구도 제한적인 크기로 설계된다. PDGS의 인클로저를 설계할 때 고려할 흡배기구의 위치나 선정에 대한 지침은 Caterpillar<sup>(1,2)</sup>사에서 마련하였는데, 요구되는 공기량은 장치에서 생산하는 마력(PS)대비 0.1~0.2 m<sup>3</sup>/min의 공기가 필요하다고 하였다.

\* 경상대학교 (ReCAPT, Gyeongsang National University)

\*\* 위드피에스(주) (Wed PS Ltd)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

국내에서의 연구로는 소형의 8 kW급 보조동력장치(APU)용 PDGS 인클로저에서의 온도장 해석을 Lee<sup>(3)</sup>가 수행하였으며, 경제조건으로 흡입구에 유속조건을 설정하였다. 비슷한 규모로 자주포용 보조동력장치 인클로저에서 열유동 상태를 최적화하기 위하여 송풍기(fan)와 오일쿨러의 적용에 따른 연구를 Noh<sup>(4)</sup>가 수행하였다. Cho<sup>(5)</sup>는 150 kW 급 규모의 PDGS에서 출입구가 수직한 격자형 문으로 제작된 경우에 내부유동장에 미치는 영향과 형태를 연구하였으나 흡입구가 수직으로 되어 있으므로 외부에서 빗물의 유입에 대한 대책으로 충분하지 않았다.

Pandav<sup>(6)</sup>는 인클로저 흡입구의 형상이 기울림 각도를 갖는 격판형 루버(louver) 창으로 된 경우, 루버 격판의 기울림 각도를 변경하였을 때에 발생하는 내부유동장 변화에 대한 연구를 수행하였다. 비슷한 연구로, Ahire<sup>(7)</sup>는 흡입구인 루버에서의 격판 기울림 각도가 수직방향에서 38°~45° 인 경우가 열배출에 최적이라고 하였다. 또한 Parthan<sup>(8)</sup>은 루버의 형상과 각도 변화에 대한 유동장의 변화에 대한 연구를 수행하였다. Yuana<sup>(9)</sup>는 인클로저 내부에 설치되는 분리판의 위치가 열배출에 미치는 영향에 대하여 연구를 수행하였으며, 내부구조물인 송풍기덮개, 소음기, 주변구조물 등의 위치변경에 따라 라디에이터를 지나는 공기량을 증대할 수 있음을 Xu<sup>(10)</sup>에 의하여 연구가 수행되었다. 150 kW 급 규모의 MTU의 OM924엔진을 사용하는 PDGS 인클로저에서 내부유동장에 대한 예측과 비가 내리는 경우에 인클로저로 흡입되는 수분량에 대한 연구를 Kankanamge<sup>(11)</sup>가 수행하였다.

Fig. 1에서 보여주는 것과 같이 PDGS 인클로저의 형상은 기본적으로 육면체의 형상을 하고 있지만, 내부유동장은 내부구조물의 배치에 따라 달라진다. 또한 등급의 연구결과라고 할지라도 흡입구와 배출구의 배치에 따라서도 달라지게 되므로 기존의 연구결과들을 직접적으로 활용하는데에는 한계가 있다. 본 연구에서는 보다 향상된 150 kW급 PDGS의 인클로저를 개발하기 위하여 빗물의 유입이 없도록 덕트형의 입출구를 설치하고, 구조물의 배치가 적절하게 설계되었는지를 확인하기 위한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 수치

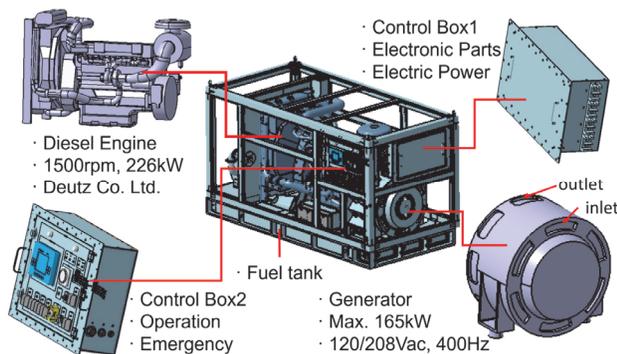


Fig. 1 Enclosure and main components of portable diesel engine generator set

해석적으로 인클로저 내부의 열유동장을 파악하여, 요구되는 작동온도 범위내에서 운전이 가능한지를 연구하고자 한다. 또한, 흡입구에 따른 흡입공기의 역할을 파악하여 인클로저 설계에 도움이 될 연구결과를 얻고자 한다.

## 2. PDGS 구조 및 인클로저

본 연구의 PDGS 인클로저 내부에 장착된 핵심장치들의 배치는 Fig. 1에서 보여준 것과 동일하다. 수치해석을 위한 인클로저 내부의 유동영역을 나타내는 Fig. 2에서 보다 세밀하게 확인할 수 있다. PDGS에 적용된 엔진은 Deuch 사의 제품으로 TCD2013L064V-50Hz 이며, 엔진 출력은 225.6 kW이다. 엔진은 발전기를 구동하기 위하여 발전기의 회전축과 직결식으로 연결되어 있으며, Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 엔진의 냉각을 위한 라디에이터 송풍기와 라디에이터가 설치되었다. 소음기에서 발생하는 열이 제어장치에 영향을 주지 않도록 중간에 분리판이 설치되어 있다.

인클로저 외형은 2,818(L), 1,358(W), 1,528(H) [mm]이 나, 아래부분의 연료탱크 부분은 유동영역이 아니므로 실제 계산영역은 이것보다는 적다. 흡입구는 발전기의 앞부분에 1개, 좌우측면에 각각 3개와 4개씩 총 8개의 흡입구로 구성되어 있다. 출구는 라디에이터의 윗부분에 설치되어 있다. 라디에이터 송풍기는 축류형이며, 송풍기의 가동으로 흡입구를 통하여 외부공기가 흡입되면서 발전기 및 엔진을 냉각하게 된다. 라디에이터는 터보차저 흡입공기 냉각용과 엔진 냉각용으로 구성되어 있으며, 라디에이터를 지난 흡입공기는 소음기를 냉각한 후에 출구쪽으로 배출된다.

엔진에서 발생하는 열은 라디에이터를 통하여 소모되는 열량이 133 kW, 터보차저 흡입공기의 냉각에 39 kW, 엔진 표면 및 소음기에서 전달되는 열량이 25.3 kW이다. 발전기는 1,500 RPM의 일정속도에서 회전하게 되며, 정격발전량은 150 kW이다. 아울러 발전기에서 발생하는 열량은 12 kW이며, 흡입공기에 의하여 발전기 내부에서 발생하는 열량을

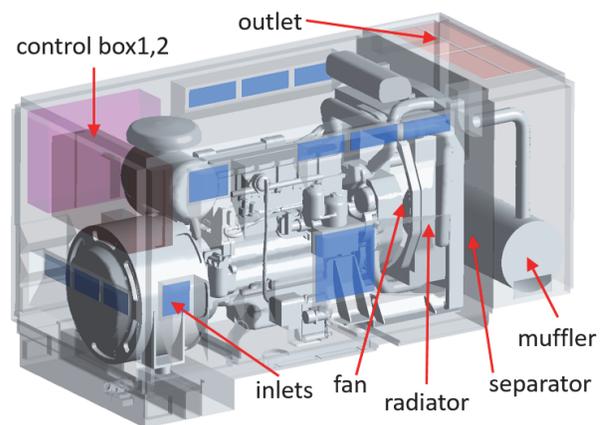


Fig. 2 Configuration of PDGS and enclosure

충분히 냉각할 수 없으므로 발전기내의 후방부에 설치된 송풍기에 의하여 발전기의 흡입구로 공기를 흡입하고, 발전기 원통면에 설치된 출구를 통하여 열을 배출한다. 따라서 발전기에서 배출된 열은 인클로저 내부에서 흡입공기와 혼합되어 라디에이터를 거쳐서 배출된다.

### 3. 열유동해석을 위한 검증

수치해석을 위하여 Ansys 2021R1의 Fluent를 사용하였으며, 수치해석 기법의 정확성 및 적절한 난류모델의 선정을 위하여 기존에 발표된 열유동 실험의 결과를 활용하였다. PDGS의 인클로저 내부에는 여러 장치가 설치되어 있으므로 온도장이나 유동장을 정확히 측정한다는 것은 상당히 어려운 일이며, 그 측정 결과에도 불확도가 상당히 높을 수밖에 없다. 이러한 점을 고려하여 측정의 불확도가 낮은 실험 결과를 보여주면서, 인클로저와 동일한 형상에서의 실험결과를 바탕으로 수치해석을 수행하였다. Zhang<sup>(12)</sup>의 실험에 사용된 인클로저는 1,960×980×980 [mm<sup>3</sup>]의 크기로 본 연구의 인클로저와 비슷한 규모이다. 열원은 인클로저 하부 중앙

에 200×300 [mm<sup>2</sup>]의 면적이 일정 온도가 되도록 하여, 인클로저 내부에서의 유동장과 온도장을 측정하였다.

수치해석을 위한 기법은 pressure based coupled scheme을 적용하였으며, 운동방정식, 에너지 방정식, 난류 방정식의 이산화는 2nd order를 적용하였다. 격자는 벽면에서 y+의 값이 5이하가 되도록 하였으며, 난류모델은 standard k-ε, realizable k-ε과 k-ω의 SST를 적용하였다. 인클로저 중간위치에서 수직방향으로 측정된 온도분포와 수치적으로 얻어진 계산의 결과를 Fig. 3에서 보여주고 있다. 또한 Fig. 4는 수직방향으로의 속도분포를 보여주고 있다. 실험과의 비교에서 k-ω의 SST 난류모델을 적용한 것이 두 종류의 k-ε 난류모델을 적용한 것보다는 실험결과와 더 일치하는 것으로 보인다. 따라서 본 연구에서는 k-ω의 SST 난류모델을 적용하는 것으로 하였다.

### 4. 결과 및 분석

#### 4.1 입출구 및 경계조건

Fig. 5는 인클로저의 좌표계와 입출구의 위치를 보여주고 있다. 발전기의 앞부분에서 보아서 우측면에 4개의 흡입구(R1~R4)가 있으며, 비슷하게 좌측면에 3개의 흡입구(L1~L3)가 설치되었다. 그리고 정면에는 1개의 흡입구(F1)이 있으며, 뒷면에는 1개의 출구가 설치되었다. 각각의 중심위치와 폭과 높이는 Table 1에 정리되어 있다. 발전기에도 발전기의 냉각을 위하여 흡입구와 출구가 있는데 Fig. 1의 발전기 모양에서 정면 부분에는 흡입구이며, 원통면에는 출구가 설치되어 있음을 알 수 있다. 각각의 면적은 0.0756 m<sup>2</sup>과 0.1496 m<sup>2</sup>으로써 출구부분이 입구보다는 넓다. 유동해석에서는 발전기는 유동장의 내부에 설치되어 있으므로 입구부분이 배출구가 되고, 출구부분은 흡입구로 설정하여야 한다.

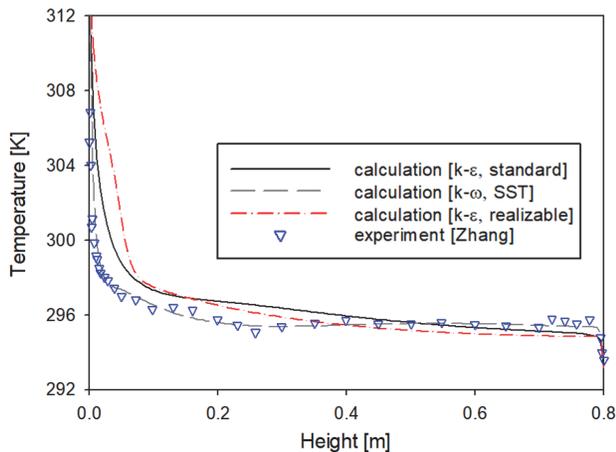


Fig. 3 Temperature profiles along centerline

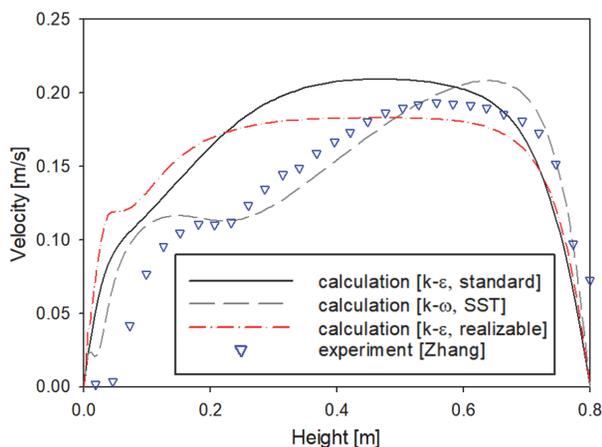


Fig. 4 Velocity profiles along centerline

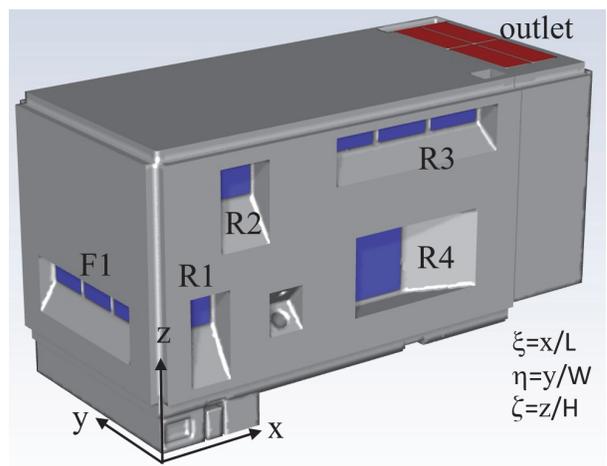


Fig. 5 Coordinate and location of inlets and outlet on enclosure wall

Table 1 Location of inlets and outlet

inlet and outlet	center location (x,y,z) [mm]	width and height (w,h) [mm]
F1	85, 679, 640	826, 123
L1	688, 1,218, 665	100, 150
L2	1,582, 1,218, 1,360	980, 100
L3	1,398, 1,218, 678	377, 377
R1	210, 140, 672	172, 174
R2	517, 140, 1,286	250, 175
R3	1,582, 140, 1,360	980, 100
R4	1,398, 140, 678	377, 377
Outlet	2,514, 678, 1,534	949, 364

인클로저 내부에 축류형 라디에이터 송풍기가 설치되어 있으므로, 유동장은 송풍기의 설치 위치에 따라 달라지게 된다. 만일, 송풍기가 유동장의 입구나 출구에 설치된 경우에는 송풍기의 유량을 입출구의 경계조건으로 적용할 수 있지만, 송풍기가 유동장 내부에 설치되어 있는 경우에는 유동장의 입출구에 송풍기의 유량조건을 적용할 수 없다. 송풍기는 성능곡선도에 따라 유량을 방출한다고 하여도, 이 유량의 일부는 인클로저 내부에서 환류형태로 다시 송풍기로 들어가게 되어 실제 인클로저의 입출구에서의 공기량은 송풍기의 유량보다는 적을 수밖에 없다.

본 연구에서는 실제상황과 동일하게 인클로저의 입구와 출구의 경계조건은 압력조건으로 설정하였다. 이 경우에 인클로저 내부에서 환류의 크기는 중요부품의 배치상태와 입출구의 위치에 따라 달라지게 된다. 따라서 계산의 결과로부터 환류의 크기에 따른 입출구에서의 공기량이 얻어질 뿐만 아니라 내부 열유동장도 얻어지게 되므로 이를 바탕으로 인클로저의 설계결과를 평가할 수 있게 된다. 인클로저의 흡입과 출구는 대기압 상태이지만 유동장 내부에서 작동하는 송풍기에 의하여 압력이 증대되어 출구로 흡입공기를 배출하게 된다. 따라서 송풍기의 운전조건은 송풍기제작사로부터 받은 성능곡선도를 적용하였다.

#### 4.2 스크린에서의 압력손실

인클로저는 외부에서 사용될 수 있으므로, 외부환경에 따른 보호를 위하여 루버 창이나 스크린을 설치하게 된다. 빗물의 유입을 방지하기 위하여 덕트를 설치하였으나 고형물질의 유입을 방지하기 위하여 Fig. 6에서 보여주는 것과 같은 스크린을 덕트 앞부분에 설치하였다. 스크린을 통과하는 유동에는 압력손실이 발생되는데, 압력손실은 스크린의 굽기( $\delta$ )에 영향을 받게된다.

스크린에서의 압력손실을 정확히 계산하기 위하여 이것을 입출구에 모델링하여 수치해석을 할 수도 있으나 좁은 간격

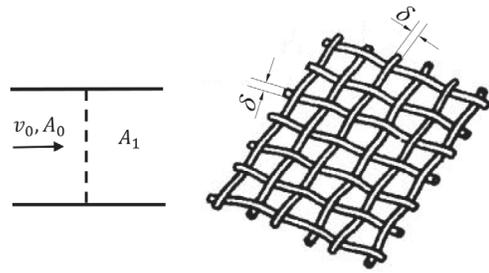


Fig. 6 Flow through a screen

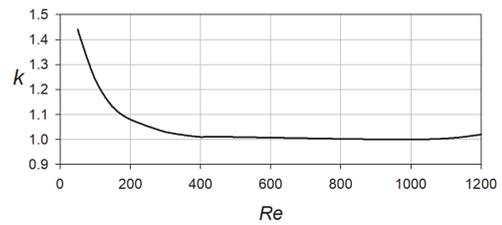


Fig. 7 Coefficient k versus Reynolds number

을 정확히 모사하기 위하여서는 많은 격자를 사용해야 하는 어려움이 있으므로 본 연구에서는 Idelchik<sup>(13)</sup>에 의하여 정리된 식 (1)을 적용하였다. Fig. 6에서 보여주는 것과 같이 스크린을 통과하기 전의 면적( $A_0$ )과 순수한 통과면적( $A_1$ )의 비( $f = A_1/A_0$ )를 기준으로 유동속도( $v_0$ )와 관계로부터 압력손실을 구하였는데, 레이놀즈수에 따라 정리하였다. 추가적인 손실계수(k)는 Fig. 7을 이용하여 구할 수 있다.

$$Re = \frac{v_0 \delta}{\nu} \tag{1}$$

$$f = \frac{A_1}{A_0}$$

$$\zeta = 1.3(1-f) + \left(\frac{1}{f} - 1\right)^2$$

$$\Delta p = \frac{\rho v_0^2}{2} \zeta, \text{ where } Re \geq 10^3$$

$$\Delta p = k \frac{\rho v_0^2}{2} \zeta, \text{ where } 50 < Re < 10^3$$

$$\Delta p = \frac{\rho v_0^2}{2} \left[ \frac{22}{Re} + \zeta \right], \text{ where } 50 \leq Re$$

#### 4.3 라디에이터 및 송풍기 모델링

라디에이터에서의 유속에 따른 압력손실은 라디에이터 모델에 따라 달라진다. 모델에 따른 유속과 압력손실의 관계를 Reuter<sup>(14)</sup>가 측정된 경우에, 8 m/s의 속도에서 250 Pa가 측정되었다. 반면에 Torregrosa<sup>(15)</sup>는 라디에이터에서의 압력손실을 수치해석으로 얻었는데, 8 m/s의 속도에서 5,000 Pa이 얻어졌다. 따라서 라디에이터의 구조나 모델에 따라 상당한 차이를 보임을 알 수 있다. 또한 라디에이터형상에 따른 압력손실의 관계식<sup>(16)</sup>으로 부터 압력손실을 적용할 수도 있다.

인클로저에서 라디에이터의 내부 형상 전체를 모델링하여 계산을 할 수도 있지만 수치해석을 위한 격자의 증가로 인클로저 내부의 유동해석이 어렵게 된다. 이에 본 연구에서는 엔진제작사로부터 제공된 라디에이터의 압력손실값을 적용하고, 이를 Fluent 에서 제공하는 라디에이터 모델링을 사용하여 계산을 수행하였다. 또한, 라디에이터 송풍기의 경우도 블레이드의 형상으로 부터 회전영역을 설정하여 회전격자계를 사용하여 직접적인 계산<sup>(17)</sup>은 가능하다. 하지만 송풍기를 계산하기 위한 격자의 증가로 많은 시간이 소요되므로 Fluent에서 제공하는 3-D 송풍기모델을 적용하였으며, 송풍기에서 압력증가는 송풍기제작사에서 제공하는 송풍기 성능곡선을 사용하였다.

#### 4.4 계산결과 및 분석

인클로저내에서 발생하는 열은 2절에서 언급한 조건에 따라 열원의 표면에 적용되었으며, 흡입되는 공기의 온도는 300 K로 설정하였다. 운동량 방정식의 조건은 내부에 송풍기가 작동되므로 입출구에 압력의 조건을 적용하였으며, 압력은 입구와 출구에 설치되어 있는 스크린에 의한 압력손실이 고려되었다. 수치해석 방법은 3절에서 실험과의 비교를 위하여 수행한 계산방식과 동일하게 진행하였다. 격자수에 따른 수렴의 변화는 계산영역에 분포된 8지점을 기준으로 속도와 온도의 수렴으로 판단하였으며, 격자수가 8백만개 이상에서는 차이를 보이지 않았으므로 이 때의 격자계를 사용하였다. Fig. 8은 엔진과 발전기 표면에서의 격자를 보여주고 있다.

인클로저에서의 냉각을 위한 최소한의 필요 공기량( $\dot{Q}$ )을 PDGS에서 발생하는 열량( $\dot{H}$ )으로부터 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q} [m^3/s] = \frac{\dot{H} [Watt]}{\rho c_p \Delta T} \quad (2)$$

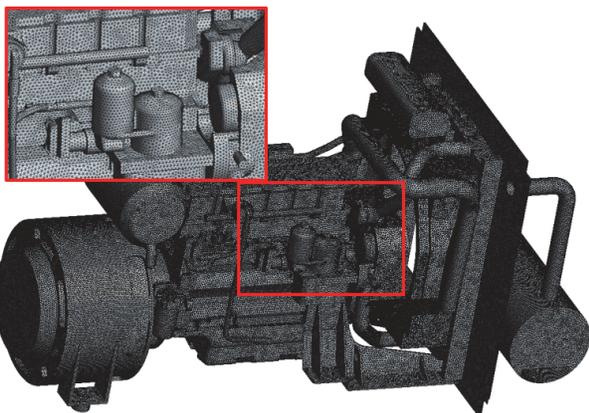


Fig. 8 Grids on the surface of engine-generator

식 (2)에서의  $\rho$ 는 공기의 밀도이며,  $c_p$ 는 비열계수이다. PDGS가 정격 작동하는 경우에 엔진, 라디에이터, 소음기 등에서 발생하는 열량이 209.3 kW이므로, 흡입공기의 온도상승( $\Delta T$ )을 50 K로 제한한다면 필요공기량은 3.47 m<sup>3</sup>/s 가 얻어진다. 인클로저의 구조에서 전자장치 등이 앞쪽에 위치하고, 소음기는 분리판 뒤에 위치하므로 공기량은 다소 적어도 되겠지만 외부온도의 변화를 고려하면, 라디에이터 송풍기의 작동에 의하여 얻어야 하는 공기질량은 최소한의 공기질량 4.164 kg/s 보다는 많아야함을 알 수 있다.

인클로저의 입출구를 보여주는 Fig. 5에서 각각의 입구의 명칭을 표시하여 놓았다. 계산의 결과에서 입구 F1에서 흡입되는 공기량은 0.391 m<sup>3</sup>/s이었으며, 입구 L1~L3에서 흡입되는 공기량은 각각 0.115, 0.971, 1.377 m<sup>3</sup>/s가 얻어졌다. 또한 입구 R1~R4에서는 0.182, 0.337, 0.812, 1.191 m<sup>3</sup>/s가 얻어졌다. 따라서 흡입되는 총 공기량은 5.376 m<sup>3</sup>/s가 얻어졌으며 이값은 출구에서의 공기량과 동일하였다. 그러므로 최소한의 필요공기량 보다는 54.9 % 많이 흡입되는 것을 알 수 있다. 발전기의 경우는 인클로저 내부에서 흡기와 배기가 이루어 지므로 총공기질량의 값에는 영향을 미치지 않는다. 6.4512 kg/s의 공기질량으로 식(2)의 방식으로 출구에서 얻어지는 온도상승값은 32.2 K로 예상된다. 계산에서는 출구에서의 질량평균온도를 기준으로 34.1 K가 얻어졌는데 1.9 K 만큼의 차이는 인클로저 내부에서 발생하는 환류로 인한 온도증가로 판단된다.

Fig. 9는 인클로저 앞부분에 위치한 흡입구 F1에서 흡입된 공기의 흐름을 보여주고 있다. 흡입구의 중앙부분에서 흡입된 공기는 발전기의 흡입구(Fig. 1 참조)로 바로 흡입 되어 짐을 알 수 있다. F1의 우측면에서 흡입된 공기는 측면의 흡입구 R1에서 흡입되는 공기의 영향으로 좌측상향으로 진행하면서 제어장치1의 표면을 거쳐 엔진의 상부를 지나 송풍기로 흡입되어진다. 반면에 F1의 좌측면에서 흡입되는 공기는 측면의 흡입구 L1의 영향으로 상향하면서 제어장치2를 온도

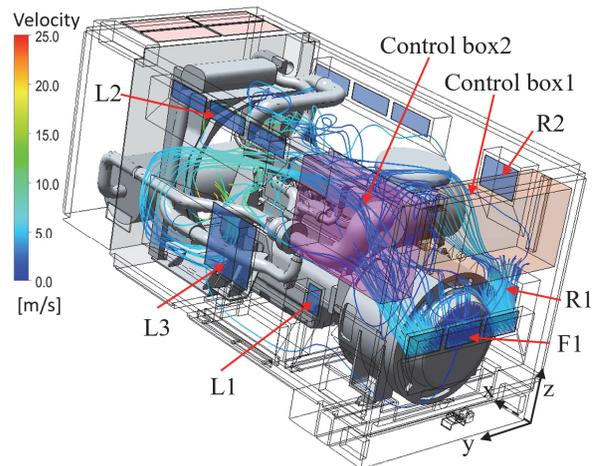


Fig. 9 Streamlines started at inlet F1

로부터 보호하고 하류의 흡입구 L2와 L3에서 흡입되는 공기의 영향으로 두 흡입구의 중간부분을 통과하여 송풍기에 흡입되어지는 특징을 보이고 있다. 따라서 F1에서의 흡입공기는 발전기 및 제어장치를 온도로부터 보호하는 중요한 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

인클로저의 좌측면에 설치된 흡입구에서의 흡입된 공기의 흐름을 Fig. 10에서 보여주고 있다. L1의 흡입구는 발전기와 엔진의 조립위치 근처에 설치되어 있다. 따라서 아래부분에서 흡입된 공기는 엔진의 앞부분을 거쳐 우측으로 진행되고,

우측에 설치된 흡입구 R1과 R2에서 흡입되는 공기의 영향이 미미한 중간영역을 지나 하류로 진행하여 송풍기의 우측부분으로 흡입되어 진다. 반면에 L1의 상부에서 흡입되어진 공기는 제어장치2의 아래부분 표면과 엔진 좌측 앞부분을 거쳐 하류의 흡입구 L2와 L3에서 흡입되는 공기의 흐름을 방해하지 않는 중간영역을 거쳐서 송풍기의 좌측면으로 흡입되어 진다. 따라서 L1에서 흡입되는 공기의 중요한 특징은 엔진의 앞부분과 제어장치2를 온도상승으로부터 보호하는 역할을 하고 있다.

Fig. 10(b)는 흡입구 L2에서 흡입된 공기의 흐름을 보여주고 있다. L2의 흡입구는 인클로저 상부에 설치되어 있으므로 흡입된 공기는 엔진의 상부를 지나게 된다. 인클로저의 내부에 설치된 송풍기의 주위는 송풍기덮개가 설치되어 있다. 그리고 뒷부분에는 분리판이 있으므로 송풍기덮개 밖과 분리판의 근처에는 유동이 정체될 수 있는 영역이 형성된다. 이러한 정체영역에서는 유동이 환류형태로 존재하게 되어 인클로저의 성능을 제대로 발휘할 수 없게 한다. 따라서 흡입구 L2에서 흡입되는 공기는 분리판 근처의 인클로저 상부의 정체영역을 해소할 수 있는 특징을 보여주고 있다.

흡입구 L3에서 흡입되는 공기의 흐름은 Fig. 10(c)에서 보여주고 있다. 흡입구 L3는 엔진의 터보차저가 설치되어 있는 위치에 설치되어 있다. 따라서 흡입되는 공기는 엔진의 좌측 표면에 직접적으로 부딪힌 후 엔진의 표면을 따라 유동이 형성된다. 흡입구의 외부형상이 엔진의 앞부분으로 향하도록 설계되었으므로 유동도 상당부분 엔진의 앞부분으로 진행하여 흡입구 L1에서 흡입되는 유동에 의하여 엔진의 아래부분 공간을 향하게 되고, 이 후 하류방향으로 진행된다. 반면에 상부로 향한 공기는 엔진의 상부영역까지 냉각한 후에 송풍기로 흡입되어진다. 흡입구 L3에서의 흡입공기는 엔진의 좌측면과 좌상부 영역의 냉각에 중요한 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 인클로저의 우측면에 설치되어 있는 흡입구에서 흡입되어진 공기의 흐름을 보여주고 있다. 흡입구 R1은 발전기의 측면위치에 설치되어 있다. 따라서 흡입되어지는 공기는 발전기의 표면에서 발생되는 열을 외부로 전달하는 역할을 하고 있다. 아울러 흡입구 F1의 우측에서 흡입되는 공기와 함께 제어장치1의 냉각에 이용된다. 또한 일부의 공기는 엔진의 우측부분으로 유동이 형성되어 하류로 향하게 되는데, 하류에 설치되어 있는 흡입구 L2, L3, L4의 영향으로 이들의 영향이 약한 부분을 통하여 유동이 형성됨을 알 수 있다. 따라서 흡입구 R1에서 흡입된 공기의 주요 역할은 발전기 및 제어장치1의 냉각이다.

Fig. 11(b)는 흡입구 R2에서 흡입된 공기의 흐름을 보여주고 있다. 밀폐된 공간에서 엔진이나 발전기의 온도가 상승하면 가열된 공기는 상부에 적체하게 된다. 따라서 상부에서 가열된 공기의 적체발생이 쉬운 영역이 제어장치가 있는 영

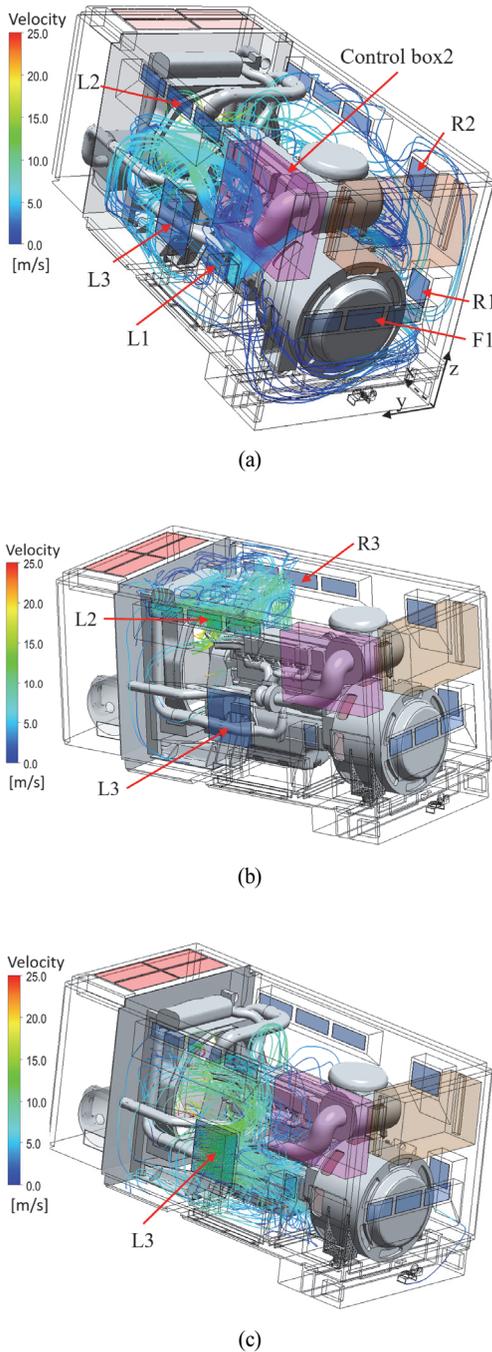


Fig. 10 Streamlines started at inlets located on the left-hand cover of enclosure (a) at inlet L1 (b) at inlet L2 (c) at inlet L3

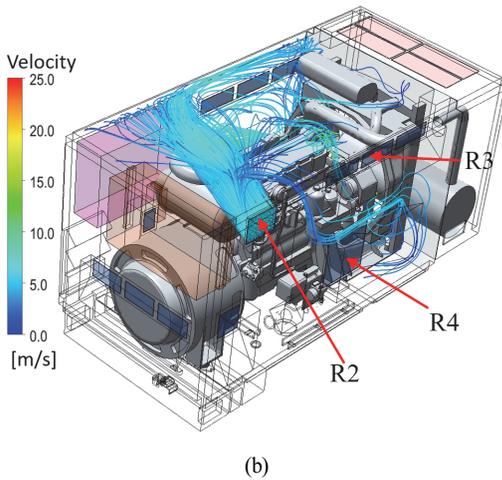
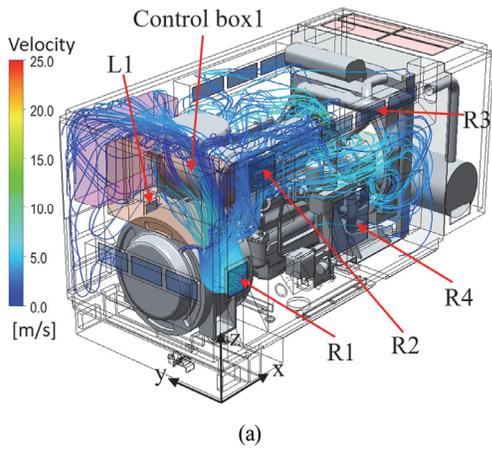


Fig. 11 Streamlines started at inlets located on the right-hand cover of enclosure (a) at inlet R1 (b) at inlet R2

역이 된다. 따라서 흡입구 R2에서 흡입된 공기는 강한 유동으로 인클로저 앞부분 상부영역을 통과하고, 좌측으로 진행하여 라디에이터 밖의 영역을 지나 송풍기에 흡입되어 진다. 따라서 흡입구 R2에 흡입된 공기는 인클로저 상부 정체영역의 해소를 위한 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

흡입구 R3와 R4는 Table 1에서 보여주는 것과 같이 인클로저의 좌측에 설치되어 있는 흡입구 L2, L3와 대칭적으로 설치되어 있다. 따라서 흡입구 R3에서의 흡입된 공기의 흐름은 흡입구 L2에서 흡입된 공기의 유동과 비슷한 유동을 보여준다. 마찬가지로 흡입구 R4의 역할도 흡입구 L3와 동일하다. 아울러 이들의 역할도 대칭적으로 나타나므로, 공기의 흐름은 Fig. 10(b)와 (c)를 참조하면 된다.

Fig. 12은 발전기의 출구에서 나오는 공기의 흐름을 나타내고 있다. 발전기 출구에서 흡입되는 공기는 발전기 내부를 냉각한 후 인클로저로 들어오는 공기이기 때문에 엔진의 냉각에는 도움이 되지 않는다. 하지만 이 공기의 유량은 0.27 kg/s로 흡입공기의 3% 수준이므로, 인클로저 내부의 온도상승에 미치는 영향은 제한적이다. 또한 발전기에서 나

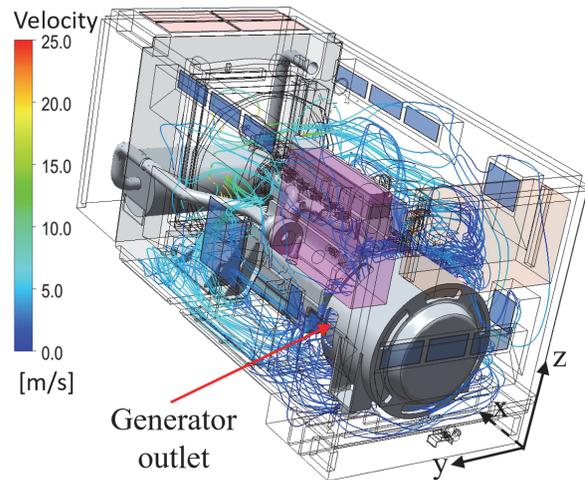


Fig. 12 Streamlines started at generator outlet

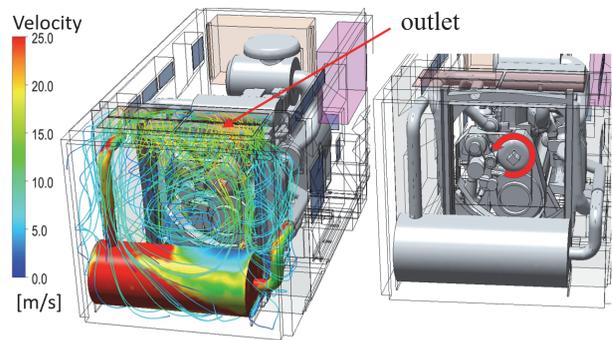


Fig. 13 Streamlines heading to the outlet

오는 공기는 속도가 상대적으로 느리므로 인클로저의 좌우측면에 설치되어 있는 흡입구에서 흡입된 공기와 교차하면서 혼합되어 하류로 진행하고 있음을 알 수 있다. 따라서 이 공기의 역할은 원래의 목적대로 발전기 내부의 냉각에 있다.

Fig. 13은 인클로저의 배출구로 빠져나가는 공기의 흐름을 보여주고 있다. 유선은 모든 흡입구에서 들어온 전체공기가 라디에이터의 송풍기를 거쳐서 출구로 배출되기까지의 유동을 보여주고 있다. 송풍기는 x축(Fig. 5참조)으로 보았을 때 시계반대방향으로 회전하므로 공기의 흐름은 Fig. 13에서 보는 바와 같이 시계방향으로의 흐름을 유지하고 있다. Fig. 13의 좌측에서 보여주는 그림으로부터 송풍기 바로 앞부분인 엔진 부분에는 송풍기 회전을 위한 벨트와 벨트 보호 덮개가 있음을 알 수 있다. 또한 그림의 좌측영역에 회전체 부품들이 많이 장착되어 있으므로, 이것들이 송풍기의 흡입유동을 방해한다. 따라서 x축 방향을 기준으로 송풍기의 우측부분으로 지나가는 유동이 좌측보다 적게 된다. 따라서 후방에 있는 소음기의 표면온도에서도 우측부분에 냉각이 적게 이루어지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 14은 라디에이터에서의 온도분포를 보여주고 있다. 라디에이터는 송풍기의 뒷부분에 위치하는데 터보차저 흡입

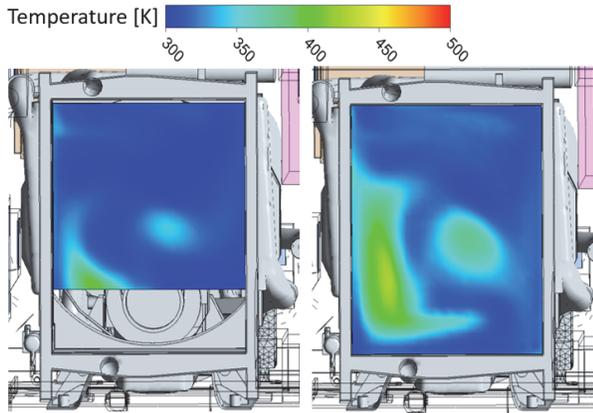


Fig. 14 Contours of temperature at the vertical plane of radiator

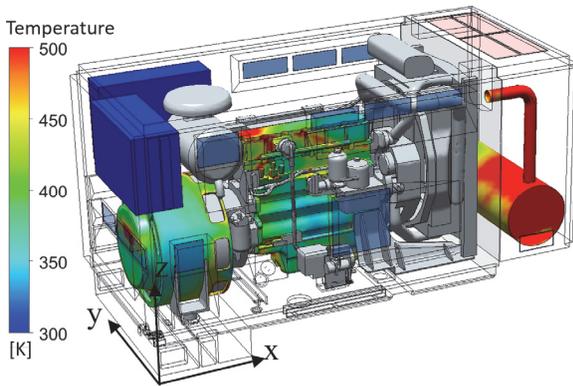
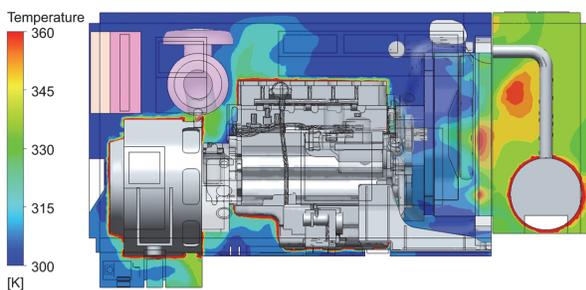
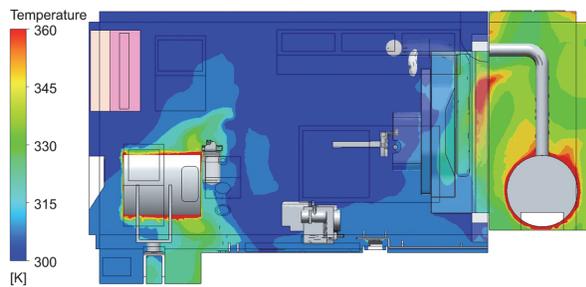


Fig. 15 Surface temperature on main components of the PDGS



(a)



(b)

Fig. 16 Contours of temperature at vertical plane (a) at  $\eta = 0.5$  (b) at  $\eta = 0.25$

공기를 냉각하는 라디에이터(Fig. 14의 왼쪽; rad1)와 엔진을 냉각하는 라디에이터(Fig. 14의 오른쪽; rad2)가 있다. 엔진에서 발생하는 열이 많으므로 rad1보다는 rad2가 크고, rad1 으로는 일부의 공기만 지나게 되고 나머지는 rad2로 바로 통과한다. Fig. 5의 좌표계에서 송풍기의 입구위치는  $\xi = 0.671$ 에 있으며, rad1과 rad2의 입구면의 위치는 각각  $\xi = 0.734$  과  $\xi = 0.769$  에 있다. 라디에이터의 중간부분에 높은 온도영역은 송풍기의 허브의 직경이 송풍기 직경의 30%를 차지하므로 발생된 것이다. 아울러 좌하단부 영역에 형성된 높은 온도는 송풍기 앞부분의 엔진부속품들(Fig. 12의 우측 참조)에 의하여 송풍기로 유입되는 유동을 방해하였기에 발생된 것이다.

Fig. 15는 PDGS의 열발생 부품의 표면 온도분포를 보여 주고 있다. 발전기의 경우 흡입구 R1이 발전기의 측면에 있으므로 발전기의 우측면에서의 온도가 상대적으로 낮은 온도분포를 보였다. 엔진의 경우는 흡입구 L3, R4가 엔진의 측면에 위치하므로 인하여 엔진의 표면 온도는 엔진의 중앙 측면의 영역에서 표면 온도가 상대적으로 낮은 온도 분포를 보였다. 반면에 엔진의 상부 앞부분으로 흡입공기의 주 유동이 약하므로 인하여 상대적으로 높은 표면온도의 분포를 나타내는 것으로 나타났다. 소음기의 표면온도는 높은 온도영역이 600 K 수준의 높은 온도를 나타내었으나, 이열이 엔진쪽으로 유입되지는 않고 출구쪽으로 배출됨을 알 수 있다. 특히 중요한 부분은 인클로저 내부에서의 공기온도로서, 전자장치영역에는 10 K이하의 온도상승이 있으므로 전자기기의 사용에는 문제가 없는 것으로 판단된다.

Fig. 16은 인클로저의 내부영역의 온도분포를 보기 위하여 Fig. 5의 좌표계를 기준으로 수직단면에서의 온도분포를 보여주고 있다.  $\eta = 0.5$ 의 위치는 인클로저의 중앙 영역이다. 발전기 하단부를 지나는 유동은 연료탱크의 설치로 하류 방향이 차단되어 있다. 따라서 이 주위의 영역은 상대적으로 낮은 유속을 갖게 되어 다소 높은 온도의 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 발전기 상부도 엔진에 의하여 하류로 진행되는 유동이 방해 받으므로 높은 온도의 영역이 형성되었다. 이 영역은 엔진 상부 앞부분의 열과 혼합되어 엔진상부에도 높은 온도의 영역이 얻어졌다. 하지만 이 영역들은 전자장치의 영역에는 영향을 미치지 않고 하류로 진행한다. 소음기가 있는 영역에서의 높은 온도영역은 라디에이터에서의 열이 흡입공기에 의하여 하류로 전달된 열임을 알 수 있다.

엔진의 우측영역은 엔진부속품으로 인하여 송풍기에 흡입되는 유동량이 줄어들어 상대적으로 취약할 수 있는 영역이므로  $\eta = 0.25$ 영역에서의 온도분포를 Fig. 16(b)에 나타내었다. 발전기의 아래 영역은 흡입구 R1의 아래부분이 된다. R1에서 유입되는 공기는 흡입구로 유입되는 빗물방지를 위한 구조로 인하여 위로 향하게 된다. 아울러 연료탱크로 인하여 하류로 향하는 유동은 방해받게 되어 높은 온도분포를 보

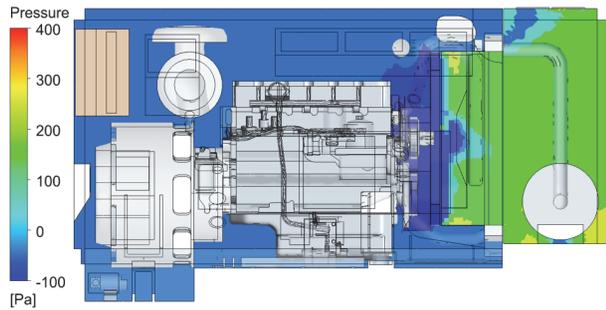


Fig. 17 Contours of static pressure at vertical plane ( $\eta = 0.5$ )

여주고 있다. 하지만 이 온도영역이 상승하여 전자장치 영역에 영향을 주지 못하는 것은 흡입구 L1과 R1에서 흡입되는 공기 때문이다. 소음기 영역에서는 라디에이터에서 전달되는 열은 유동이 많은 송풍기의 위쪽부분에서 형성되고 있음을 알 수 있다. 소음기 주위의 온도분포는  $\eta = 0.5$ 의 영역에서 얻어진 것보다 높게 나타난 것은 송풍기를 지나는 유동량이 상대적으로 적음으로써 발생한 것이다.

Fig. 17은 인클로저 중앙 수직면에서의 정압력 분포를 보여주고 있다. 흡입구보다는 배출구쪽에서 정압력이 높게 형성되었음을 알 수 있다. 이러한 것은 송풍기에 의하여 압력이 상승하였기 때문이다. 엔진이 있는 인클로저 내부의 정압력은 흡입구에 설치되어 있는 스크린에 의하여 대기압보다는 낮은 압력이 형성되었다. 송풍기가 가동되면 인클로저 내부에 있던 공기는 출구쪽으로 흘러가게 되고, 송풍기 영역에는 낮은 정압이 형성되어 흡입구로 부터 공기가 흡입된다. 송풍기에 의하여 얻어진 동압은 송풍기 뒤에 있는 라디에이터에서의 압력손실만큼 감소하게 되고, 이 동압이 소음기가 있는 영역에서 정압으로 바뀌면서 상대적으로 높은 정압이 형성되었다. 이렇게 형성된 정압은 배출구에 설치되어 있는 스크린에 의한 압력감소 만큼 감압되어 배출구를 통과하게 된다. 따라서 송풍기의 동력이 유동을 흡입구에서 배출구까지 형성하는 동력임을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 PDGS 인클로저에서의 유동과 온도장에 대한 연구를 수행하였으며, 내부유동장에 설치된 송풍기를 고려하여 입출구의 경계조건은 압력조건으로 하였다. 각각의 흡입구에서 흡입된 공기의 역할을 파악하였으며, 인클로저 내부에서의 환류로 인한 온도증가는 1.9 K 정도가 되었다. 전자장치의 영역에는 10 K 이하의 온도증가가 되었으므로 PDGS의 작동에는 영향이 없음을 알 수 있다. 본 연구를 통하여 흡입구의 조정에 따라 더욱 효과적인 방법을 찾을 수 있음을 알 수 있으며, 이러한 결과는 인클로저의 설계과정에 유용하게 적용될 것이다. 차후 제작이 완료되면 실험으로 온

도장과 유동장을 측정하여 보다 구체적인 비교검정 연구를 수행할 것이다.

## 후 기

이 연구는 2023년도 경상국립대학교 연구년제 연구교수 연구지원비에 의하여 수행되었음.

## References

- (1) Caterpillar, 2008, Application and Installation; Engine Room Ventilation, LEBW4971-02, pp. 1~27.
- (2) Caterpillar, 2013, Petroleum Offshore Project Guide, LEBW0010-02, pp. 35~45.
- (3) Lee, T. E., Suh, J. S., Jeong, S. H., and Park., Y. S., 2009, "A Study on Thermal and Fluid Characteristics inside Engine Room of Auxiliary Power Unit for Tracked Vehicle," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 26, No. 12, pp. 85~93.
- (4) Noh, S. W., Park, Y. M., Kim, S. H., Lee J. D., and Kim, B. H., 2019, "A Study on the Optimization of Heat Flux in Engine Room of Auxiliary Power Unit for Self-Propelled Artillery," Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 20, No. 12, pp. 629~635.
- (5) Cho S. Y., and Cho, C. H., 2023, "Thermal and Flow Analysis inside Enclosure of Diesel Engine Generator Set," Journal of Power System Engineering, Vol. 27., No. 1, pp. 22~32.
- (6) Pandav, P. P., Barhatte S., and Gokhale, N., 2015, "Theraml Optimization of Genset Canopy Using CFD," International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development, Vol. 5, No. 3, pp. 19~26.
- (7) Ahire, S., Namboothiri, B. K., and Deutkar, U., 2018, "Horsepower Containerised Generators," International Journal of Pure and Applied Mathematics, Vol. 118, pp. 375~381.
- (8) Parthan, V. V., Shyamkumar, P. I., and Nagaraja, S. R., 2019, "Canopy Design to Minimize Restrictions and Maximize Heat Transfer," AIP Conference Proceedings 2200, 020079..
- (9) Yuana, H., Sub, H., Wang, L., Yuan, C., and Zhang, Z., 2017, "Numerical Analysis on Airflow and Thermal Field in Quiet Power Vehicle Compartment," Procedia Engineering, Vol. 174, pp. 571~578
- (10) Xu, Y., Tan, L., Yuan, Y., and Zhang, M., 2021, "Numerical Simulation on Flow Field and Design Optimization of a Generator Unit Based on Computational Fluid Dynamics Analysis," Mathematical Problems in Engineering, Article ID 3350867.

- (11) Kankanange, S. A., 2015, "Air Flow and Rain Water Penetration Analysis on Generator Enclosures Using CFD Simulations," MS thesis, Minnesota State University-Mankato.
- (12) Zhang, X., Su, G., Yu, J., Yao, Z., and He, F., 2015, "PIV Measurement and Simulation of Turbulent thermal Free Convection over a Small Heat Source in a Large Enclosed Cavity," *Building and Environment*, Vol. 90, pp. 105~113.
- (13) Idelchik, I. E., 2007, "Handbook of Hydraulic Resistance, 4th Revised and Augmented Edition," Begell house, Inc., pp. 705~715.
- (14) Reyter, P. B., 1995, "Automotive Heat Exchanger Air Flow Modeling Correlations," MS thesis, Texas Tech. University.
- (15) Torregrosa, A. J. and Olmeda, P. C., 2010, "A Methodology for the Design of Engine Cooling Systems in Standalone Applications," SAE 2010- 01-0324.
- (16) Shah R. K., and Sekulic, D. P., 2003, "Fundamentals of Heat Exchanger Design," John Wiley & Sons, Inc.
- (17) Kim, J. W., Kim, J. H., and Kim, K. Y., 2009, "Flow Analysis and performance Evaluation of a Ventilation Axial-Flow Fan Depending on the Position of Motor," *the KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 13, No. 4, pp. 25~30.