

# 일정 열유속의 열원을 갖는 사각공간의 혼합대류 열전달

박 찬 수\* · 조 대 환\*

## Heat transfer of Mixed convection in rectangular space with constant heat flux

C. S. Park\* · D. H. Cho\*

**Key words** : Ventilation(환기), Recirculation flow(재순환 흐름), Supply Air Injection Angle (급기 하향각), Mixed convection(혼합대류), constant heat flux(일정열유속)

### Abstract

Ventilation of the marine engine room is very important for the health of the workers as well as the normal operation of machines. To find proper ventilation conditions of this engine room, numerical simulation with a standard k-ε model was carried out. In the present study, the marine engine room is considered as a closed space with a heat source and forced ventilation ducts. The injection angle of air supply is found to be important. Injection with a downward angle depresses recirculation flow, causing a strong stream in the wider space of the room. Ventilation and removal of the released heat are promoted with this pattern. There is a possibility of local extreme heating at the upper surface of the engine when supply and exhaust ports of air are in bilateral symmetry.

### 기호설명

Area A : 기관실 1층 열원좌측 영역

Area B : 기관실 1층 열원우측 영역

Area C : 기관실 2층 열원우측 영역

Area D : 기관실 2층 열원좌측 영역

S1, W1 : 급기각도30도, 급, 배기구2개소인  
경우

S2, W2 : 급기각도45도, 급, 배기구2개소인 경우

S3, W3 : 급기각도60도, 급, 배기구2개소인 경우

Q1, T1 : 급기각도30도, 급기구3개소, 배기구1  
개소인 경우

Q2, T2 : 급기각도45도, 급기구3개소, 배기구1  
개소인 경우

Q3, T3 : 급기각도60도, 급기구3개소, 배기구1  
개소인 경우

\* 목포해양대학교 기관공학부(원고접수일 : 98년 5월)

## 1. 서 론

선박의 기관실은 격벽을 갖는 사각공간의 구조이다. 선박의 운항과 화물의 적재 및 양하를 위해 많은 에너지가 사용되고 이에 따라 기관실의 온도는 매우 높아지게 된다. 기기의 관점에서 보면 적정한 온도가 유지되는 것이 열효율의 증대 등의 추가효과를 얻을 수도 있다. 그러나 기기의 운전 및 보수작업이 기관실에서 이루어지는 점을 감안할 때 작업자의 근무여건을 개선하기 위한 강제 환기 장치가 필수적이다. 또한 이에 부가하여 공간의 쾌적도를 지배하는 온도, 습도 및 공기 청정도등 여러 가지 인자를 고려하는 것이 바람직하다. 선박에서의 환기는 일정한 정압팬에 의해 공급되는 신선한 공기를 덕트를 이용하여 기관실 각부로 급기하고, 배기도 전용 덕트와 정압팬에 의해 외부로 방출된다. 조선소 및 선박의 검사기관에서 설계에 반영하기 위해 기관실의 필요 공기량 계산에 고려하고 있는 사항은 기기의 발생열량, 기기 공기소모량 및 기타 필요한 공기량 등 기본적인 사항에 국한되고 있다. 그리고 기관실내에서 형성되는 기류 유동형태나 난류상황 및 온도분포도 등은 크게 고려되지 않고 있는 상황이며, 기관실의 환기구조와 관련된 연구결과도 그리 많지 않은 실정이다. 이와 관련된 지금까지의 연구결과들의 대부분은 건물내부 공간의 환기구조와 온열환경에 관한 내용이 주류를 이루고 있다.

Law와 Masliyah<sup>1)</sup>는 밀폐된 공간 내에 기체 연료를 제트형태로 분사시켜 이 분사된 제트가 벽면에 충돌할 때 정상상태에서 유동의 형태 및 질량분율을 실험과 이론을 통해 규명하였다. Larsson<sup>2)</sup>은 좌측 상부에 급기구가 있고 우측 상부에 배기구가 있는 실내공간에서 공급 공기와 벽면의 온도가 0℃, 35℃ 및 -38℃ 인 경우에 대해서 레이놀즈수  $Re=1.1 \times 10^3$ 일 때 실내공간의 유동현상을 유량함수를 사용하여 2차원적으로 수치 해석하였고 실험결과와 비교하였다. Suzuki<sup>3)</sup>는 실내에서 공기 중에 부유해 있는 오염 물질 입자를 신속하게 배출시키기 위하여 환기할 때 오염 물질 입자의 궤적을 추적하여 오염 물질 입자의 거동을 이론적으로 연구하였다. Sakamoto<sup>4)</sup>는 공학적인 견지에서 난류

모델의 실용성을 평가하기 위해 Smagorinsky 등이 제안한 sub-grid scale eddy coefficient(K)를 사용하는 Deardoff Model 과 Launder<sup>5)</sup> 등이 제안한 표준  $k-\epsilon$ 방정식을 비교하여  $k-\epsilon$ 난류모델이 계산 시간 등 여러 면에서 더 실용적이라는 것을 보여주었다. Murakami<sup>6)</sup>등은 이러한  $k-\epsilon$ 난류모델을 써서 단순한 정육면체의 모델로 입출구 위치를 변경시키면서 기류유동을 계산하고 실험결과와 비교하였다. Yamazaki<sup>7)</sup>등은 쾌적한 실내 조건을 만들기 위하여 실내에서 유동분포와 농도분포 등을 표준  $k-\epsilon$ 난류모델을 적용 Simple algorithm에 의하여 3차원적으로 해석하였다. Nishoka<sup>8)</sup>는 청정실내 수직 층류속에 열원을 설치하고 표준  $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 열원 상부의 온도분포를 계산하였고 실험 결과와 비교하였다. 그 결과로 청정실내 열발생장치의 해석에 수치적 계산이 유용하게 사용될 수 있음을 보였다.

이러한 배경으로부터 이 연구에서는 현재 운항 중인 S선을 대상으로 실측을 통한 모델링을 하고, 유동형태와 작업자의 위치에서의 온도특성을 고찰하고자 하였다. 대상영역은 기관실에서 가장 작업이 많이 이루어지고 실제 덕트가 설치되어 있는 제어조정실 전면의 주기관 1번 실린더 위치에서 좌우현 방향의 2차원 단면이다. 즉, 정상항해중의 주기관을 열원으로 하는 강제급배기 형태의 환기구조를 갖는 밀폐형 공간이다. 기존의 기관실 환기용 팬이 급기와 배기를 전환하여 운전할 수 있음을 고려하여 급배기 구조와 급기하향각에 따른 환기특성을 표준  $k-\epsilon$ 난류모델을 이용한 수치계산에 의해 기류유동과 온도 분포를 구하여 고찰하였다.

## 2. 원리 및 이론해석

이 연구의 해석에 사용된 모델을 Fig.1에 도시하였다.

중앙의 열원은  $1.164 \times 10^4 W/m^2$ 의 일정열유속으로 가정하였으며 영역A, 영역B의 벽면온도는 15℃, 영역C, 영역D의 벽면온도는 25℃이다. 그리고 급배기구를 제외한 모든 벽에서 유속은 0이고 영역4의 벽면은 단열조건이다. 필요한 공기는 급기구로부터 일정속도로 공급되고, 급배기구의 수

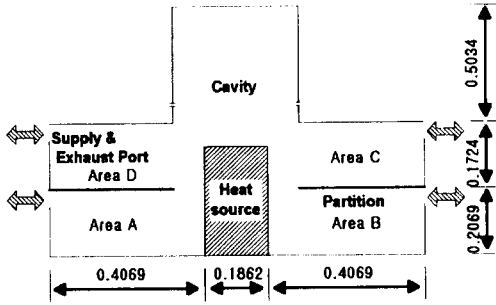


Fig. 1 Schematic diagram of Model

와 급기각의 변화에 따른 내부공간의 온도분포를 고찰하였다. 지배방정식은 Boussineq의 가정을 사용하였으며 복사에 의한 열전달은 무시하였다. 지배방정식은 아래와 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식  
X-방향 :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}\bar{v}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}\bar{u}) = \frac{\partial}{\partial x}[\mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y}[\mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}] + S_u \quad (2)$$

Y-방향 :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}\bar{v}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}\bar{v}) = \frac{\partial}{\partial x}[\mu_{eff} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y}[\mu_{eff} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y}] + S_v \quad (2)$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}T) = \frac{\partial}{\partial x}[(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}) \frac{\partial T}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y}[(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}) \frac{\partial T}{\partial y}] - \frac{w_q}{C_p}$$

난류 운동 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}k) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}k) = \frac{\partial}{\partial x}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial y}] + G - C_D \rho c$$

Table. 1 Boundary condition

	$u$	$v$	$T$
Inlet	14.64, 9.76(m/s)	0	$T_{in} = 25^\circ\text{C}$
Outlet	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial v}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
Heat Source	0	0	$\cdot q = 1.164 \times 10^4$ (W/m <sup>2</sup> )
Boundary Wall	0	0	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$

난류 소멸율 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\mu\epsilon) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}\epsilon) = \frac{\partial}{\partial x}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial y}] + \frac{\epsilon}{k}(C_1G - C_2\rho\epsilon)$$

여기서

$$G = \mu [2((\frac{\partial \bar{u}}{\partial x})^2 + (\frac{\partial \bar{v}}{\partial y})^2) + (\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x})^2] - \frac{2}{3}\theta(\mu\theta + \rho k)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

$$\theta = \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y}$$

본 해석에 사용된 난류 모델 상수는  $C_1 = 1.44$ ,  $C_2 = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $C_D = 1.0$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.3$ 이다.

본 연구에서 설정한 경계조건은 Table. 1과 같으며 급기구 전체의 공급 공기유량은 일정하고, 열원의 표면에서의 열유속은 균일하다고 가정하였다.

사용된 격자 수는  $50 \times 50$ 이며 유동장을 계산할 때 연속 방정식을 만족함에도 불구하고 그릇된 결과가 나오는 것을 방지하기 위하여 x, y방향의 속도 u, v에 대해서는 엇갈림 격자(staggered grid)를 사용하였고 온도에 대해서는 일반 격자를 사용하였다.

이상에서 유도된 이산화 방정식과 경계 조건으로부터 수치해를 구하기 위해 SIMPLE 해법을 사용하고 각 방정식의 계산에는 TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm)를 사용하여 해를 구한다. 수렴 조건으로는 일회 반복마다 각 검사체적에서 계산한 난류 생성항의 최대 값의 절대치가  $10^{-6}$ 이 하이고 일정한 지점에서 속도와 같은 주요 변수들의 반복 계산 결과가 거의 변화하지 않을 때를 수렴한 것으로 판정한다. 반복계산과정에서 발산을

방지하고 수렴 성능을 극대화하기 위한 이완 계수를 0.2~0.6 정도의 범위에서 사용하였다.

### 3. 결과 및 고찰

실선의 기관실의 한 영역을 일정 열유속의 열원을 갖는 사각공간으로 모델링하여 수치해석을 하였다. Fig.2와 Fig.3은 급기구로부터 공급속도 14.64 m/s, 온도 25 ℃의 대기가 강제 급기되는 경우에 공기유동의 속도벡터 및 온도분포이다.

급기는 영역 D 및 영역 B에 설치된 급기구에서 급기되어 영역 A와 영역 C에 설치된 배기구로 유출되게 된다. Fig.1에서 정의한 4부분의 영역에서

모두 재순환 유동의 경향을 보이고 있으며 기관실 상부의 공동구역에서도 별도의 재순환 유동이 일어남을 알 수 있다. 영역 C와 영역 D에서는 열원의 좌우측에 강한 기류가 형성되어 온도분포가 낮게 나타나고 있으며 영역 A와 영역 B에서는 기류가 미약하여 상대적으로 높은 온도분포를 보이고 있다. 영역 B를 제외한 전 영역에서는 25~32℃ 정도의 온도분포가 나타나며 등온선 간격이 넓고 비교적 온도변화가 적음을 알 수 있다. 그러나 영역 B에서는 45℃ 전후까지 상승하는 온도분포를 보이고 있으며 특히 열원 주위와 상부 격벽 주위에서 온도구배가 크게 나타나고 있다. 이것은 영역 D의 좌측으로 유입되어 영역 C의 배기 측으로 유출되는 공기흐름과 열원의 상부에 발생된 재순환흐름

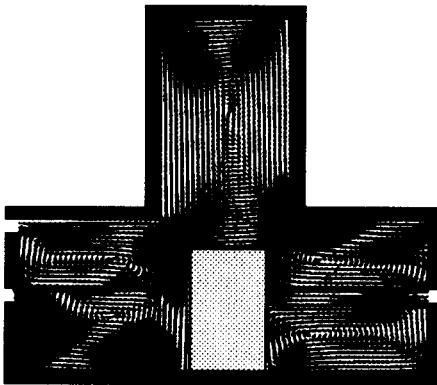
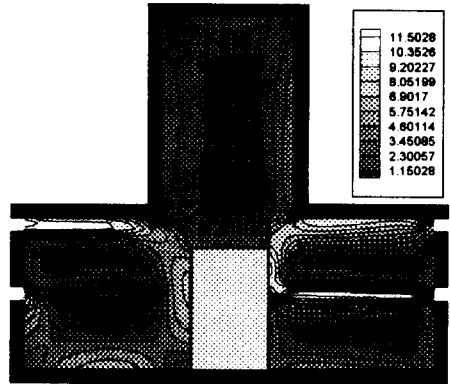


Fig. 2 Velocity field of the domain(Inlet velocity= 14.64m/sec, inlet angle=30°, location of exhaust air port : A, C)



(a) Inlet velocity=14.64m/sec, inlet angle=30°|location of exhaust air port : A, C)

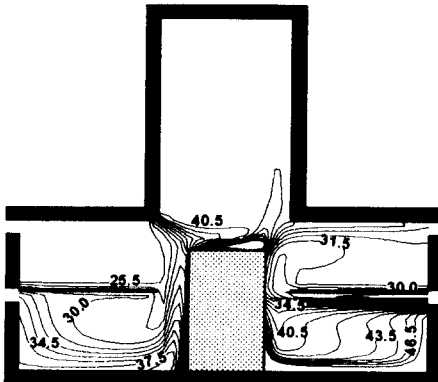
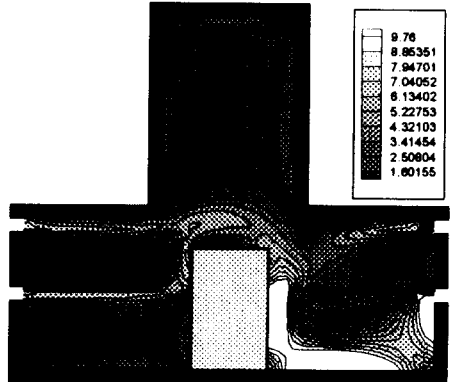


Fig. 3 Temperature field of the domain(Inlet velocity= 14.64m/sec, inlet angle=30°, location of exhaust air port : A, C)



(b) Inlet velocity=14.64m/sec, inlet angle=30°, location of exhaust air port : B)

Fig. 4 Equi-Velocity Contours

이 영역 B의 출구측에서 충돌하여 형성된 전단혼합영역의 영향으로 판단된다. 열원의 상부의 공간은 40℃ 전후의 온도가 균일하게 분포되어 있고 열원의 상부에서는 온도구배가 매우 크게 나타나고 있어 이곳에서 열전달이 원활하지 않아 국부적 가열이 일어나고 있음을 보여주고 있다. Fig.4에서는 급기각도 30도일 경우 급배기구의 수와 위치에 따른 속도분포를 등고선으로 나타내고 있다. 전체적으로 구획된 각 영역에서 재순환유동이 발생하고 있다. 이것은 급기구로부터 유입되어 배기구로 유출되는 주흐름에 의한 2차 와류가 각 영역에서 발생하기 때문이다.

Fig.4(a)에서는 특히 영역 A와 영역 B에서 열원 주위에 빠른 속도분포가 나타나고 열원의 상부에는 정체구역이 형성되어 있다.

이 경우 열원상부의 냉각효과는 줄어들게 되나 측면의 냉각특성은 좋아지게 된다.

Fig.4(b)는 Fig.4(a)에 비하여 유입속도가 낮은 만큼 전체적으로 속도구배가 적게 나타나고 있다. 열원의 상부측의 속도분포가 크게 나타나고 있다. Fig.5는 동일유량에 대하여 급배기구의 수와 위치에 따라 국부 검출점에서의 온도분포이다. 해당영역의 바닥면으로부터  $y=0.11$ 의 선상에서 0.0025의 간격으로 40개의 온도를 각 경우에 대하여 겹쳐서 나타내었다.

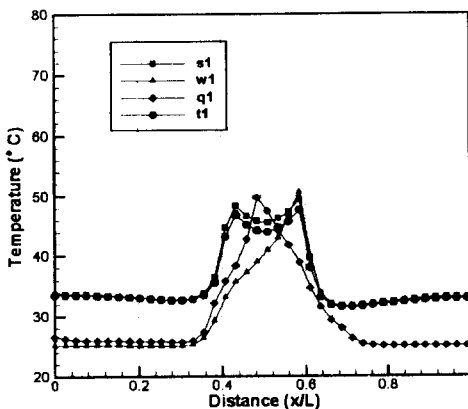
Fig.5(a)에서는 전체적으로 유사한 온도분포를

나타내고 있으며 열원의 좌우 구역에 대해 Q의 경우 25℃, T의 경우 34℃전후의 온도분포를 균일하게 유지하고 있다. Fig.5(b)는 영역A와 영역B에 대한 결과로서 T의 경우가 가장 균일한 온도분포를 보이고 있다. Q의 경우는 A영역에서 공급된 급기가 하부에까지 침투되어 발생열을 제거하는 유동을 형성치 못하고 바로 상층으로 이동함에 따라 하부 유동이 유리되어 발생열에 가열되기 때문에 50℃이상의 높은 온도를 보이고 있다.

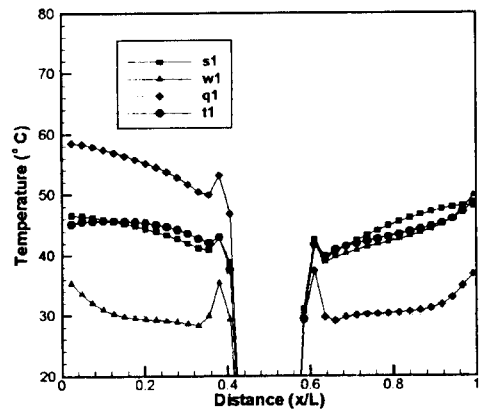
Fig.6에서는 급기하향각이 30도, 45도 그리고 60도로 변화할 때 Fig.5에서 정의한 검출점의 온도를 영역A, B 및 영역C, D에 대하여 나타낸 것이다. 유입속도 14.64 m/s, 온도 25℃의 대기가 하향각도별로 강제급기되게 된다. 영역C와 영역D에서는 하향각의 변화에도 얻어진 온도분포는 큰 차이가 나지 않고 있으나 영역A와 영역B에서는 하향각을 크게 할수록 검출점의 온도가 현저한 변화를 보이고 있다.

그림에서 하향각을 60도로 할 경우 가장 좋은 결과를 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig.7은 Fig.6과 같은 요령으로 급기구로부터 9.76 m/s, 25℃의 대기가 강제 급기될 때의 검출점의 온도분포를 도시하였다. 유입속도가 30%이상 감소된 만큼 열원상부의 온도가 Fig.6에 비하여 다소 높게 나타나고 있다. 영역B와 열원의 상부를 제외하면 25℃전후의 균일한 온도분포를 보이고 있

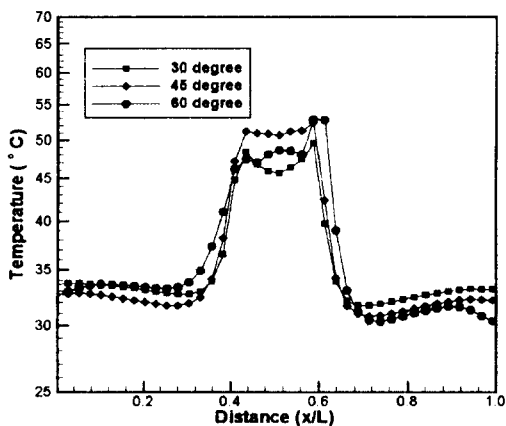


(a) Area "C" and "D"

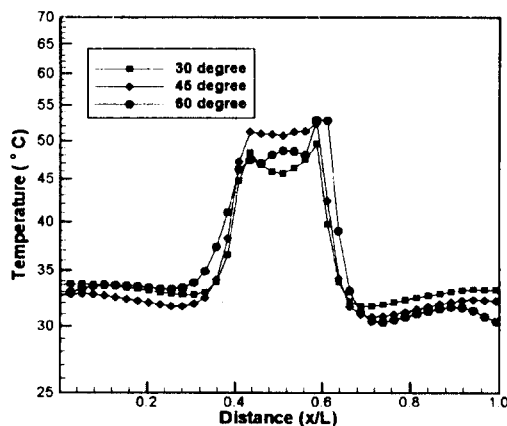


(b) Area "A" and "B"

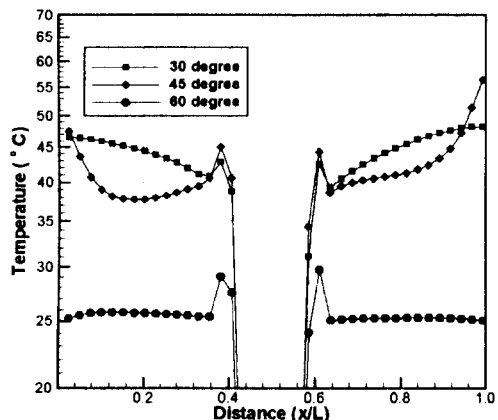
Fig. 5 Comparison of Temperature in pick-up point(S, W, Q, T case)



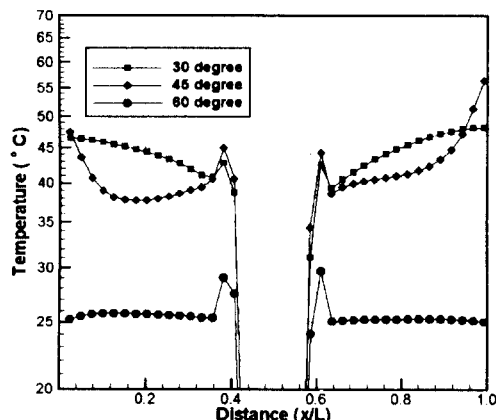
(a) Area "C" and "D" (case S)



(a) Area "C" and "D" (case Q)



(b) Area "A" and "B" (case S)



(b) Area "A" and "B" (case Q)

Fig. 6 Comparison of Temperature in pick-up point for injection angle variation

Fig. 7 Comparison of Temperature in pick-up point (S, W, Q, T case)

다. 급기구가 3개소이고 배기구가 1개소의 경우 하향각이 크게 할수록 열원의 상부는 온도분포가 높게 되며 열원의 측면의 온도분포는 낮아지게 된다. 이것은 급기구의 위치가 상부에 있음으로 해서 하향각도에 따라 재순환하는 유동형태가 달라지게 되기 때문이다.

#### 4. 결 론

선박 기관실을 모델링으로한 밀폐된 공간에 강제 환기시스템을 적용할 경우에 대하여 급기구 수 및 위치 변화, 급기각도 변화에 따른 유동상태와

온도 분포를 수치해석을 통하여 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 중앙에 열원을 중심으로 4개의 구획을 갖는 사각공간에서 급배기구의 위치에 따른 환기 및 열전달특성을 고찰한 결과 우측상부에 하나의 배기구를 배치할 때 전체적으로 가장 균일한 온도분포를 보였다.

2. 바닥면으로부터  $y=0.11$ 의 선상에서 등간격으로 40개의 검출점을 선정하고 하향각에 따른 온도를 비교한 결과 급기구 출구의 공기속도 및 온도가 14.64 m/s, 25°C의 경우 하향각 60도에서 25~32°C의 양호한 온도분포를 보였다.

**Table 2 Geometry and Velocity condition**

	Supply Air Injection Angle	Number of Exhaust Air Port	location of Exhaust Air Port	Inlet Velocity (m/sec)	Remark
S1	30도	supply 2	C, D	14.64	Fig.4(a) Fig.2, 3
W1		Exhaust 2	A, C	14.64	
Q1	30도	supply 3	B	9.76	Fig.4(b)
T1		Exhaust 1	C	9.76	
S2	45도	supply 2	A, B	14.64	
Q2		Exhaust 2	B	9.76	
S3	60도	supply 2	A, B	14.64	
Q3		Exhaust 2	B	9.76	

**참고문헌**

1. Law and Masliyan, " Mass Transfer due to a confined Laminar Imping Two-Dimensional Jet", Int J. Heat and Mass Transfer, Vol.27, No.4, (1985)
2. Larsson, M, "Prediction of Buoyancy Influenced Flow in Ventilated Industrial Hall", Energy Conservation in Heating, Cooling and Ventilating Buildings, (1978)
3. Suzuki, H. Hasegawa, E., and Matsufuji, H., "Movement of Small practices caused by an Air Flow in a Chamber", TSME interactional journal, Series 2, Vol.2, (1988)
4. Sakamoto, Y. and Matsuo, Y, "Numerical prediction of 3-D flow in a ventilated room using tur-

bulence Models", Appl. Math. modeling, Vol.4 , (1980)

5. Launder. B. E. and Spalding. D. B, "The numerical computation of Turbulent Flows", computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, (1974)
6. Murakami. S. and Kato. S, Sayama. S, "Three-Dimensional Numerical Simulation of Turbulence Air-flow in a ventilated Room by means of a Two-Equation Model", ASHRAE Trans, Vol.33, (1987)
7. Yamazaki. K, Komatsu. M, Otsubo. M, "Application Numerical Simulation for Residential Room Air Conditioning", ASHRAE Trans. No.3027
8. Nishioka. T, "Study on Heat Current in Vertical laminar flow Clean Room", International Committee of Contamination Control Societies. (ICCCS), (1990)

**저 자 소 개**



**박진수(朴眞洙)**

1957년 3월 10일생. 1978년 목포해양대학교 기관학과 졸업. 1998년 목포대학교 기계공학과 졸업(석사). 1999년~현재 동대학원 박사과정 재학중 1급기관사. 1999년-현재 목포해양대학교. 기관 공학부 전임강사. 당 학회 회원



**조대환(趙大煥)**

1964년 2월 29일생. 1986년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1995년 한국해양대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1998년 동 대학원 졸업(공학박사). 1급기관사. 현재 목포 해양대학교 전임강사. 당학회 종신회원