

극한 환경 시험을 위한 극저온 챔버의 CFD 해석 및 에너지 효율 평가에 관한 연구

A Study on the CFD Analysis and Estimation of the Energy Efficiency of Cryogenic Chamber for Extreme Climate Test

강울호(Yul-Ho Kang), 김민규(Min-Kyu Kim), 박원규(Warn-Gyu Park)[†]
부산대학교 기계공학부

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, 46241, Korea

(Received September 30, 2015; revision received December 28, 2015; Accepted: January 14, 2016)

Abstract There are many types of national and international standards for low temperature tests depending on the products. This study conducted CFD analysis and estimation of the energy efficiency of the chamber both with and without a test object by considering variations of COP and specific volume according to temperature. The supply air was located in the upper area to compare the cooling performance for each location using various outlets in mixed ventilated conditions. For cases without the test object, the air temperature of the upper supply and center extract on the opposite side type chamber cooled faster than other areas by 4.3~29.8%. However, for cases with the test object, the object temperature of the upper supply and lower extract type chamber cooled faster than the other areas by 7.2~31.5%. The cooling efficiency of the air inside the chamber and the test object did not show the same pattern, which indicates the need to consider the cooling performance by not only the air but also the test object in the cryogenic chamber design for testing.

Key words CFD analysis(전산 해석), Cryogenic chamber(극저온챔버), Extreme climate(극한 환경), Mixing ventilation(혼합환기), Cooling performance(냉각성능), Estimation of the energy efficiency(에너지 효율 평가)

[†] Corresponding author, E-mail: wgpark@pusan.ac.kr

기호설명

T : 온도 [°C]
 m : 질량유량 [kg/s]
 COP : 냉동기 성능계수
 V : 체적 유량 [m^3/s]
 Q : 증발기에서의 열교환량 [W]
 p : 압력 [Pa]

하첨자

E : 증발기 온도
 in : 입구
 max : 최고
 min : 최저
 out : 출구
 $initial$: 초기값

1. 서 론

일반적으로 저온 시험은 “시험품이 저장, 운송, 운용

중 노출되는 저온 환경조건에 있어서 만족할 신뢰성을 갖는지 평가하는 시험”으로 정의 할 수 있다. 저온 시험과 관련된 국내외 규격은 제품군에 따라 다양하게 존재하고 있다. 자동차, 풍력, 철도, 항공, 군수산업 등에서는 독자적인 저온 시험 규격이 존재한다. 제품군에 따라 요구 되는 저온 시험의 온도 조건은 다르지만 대략 -40°C 전후의 조건에서 저온 시험이 이루어진다.

저온 환경에 노출되는 다양한 제품들을 위한 시험 규격이 있으며, 규격에 따른 시험을 수행하기 위한 다양한 형태의 챔버가 있다. 고내의 기류 및 열유동을 평가하기 위한 다양한 선행 연구가 있었으며, 이를 정리하면 다음과 같다. Kolesnikov⁽¹⁾은 상부 급기 하부 배기 형태의 고내 급기 조건에서 다양한 난류 모델에 활용하여 해석을 수행하고 이를 실험값과 비교하였다. Emmerich and McGrattan⁽²⁾은 상부 급기, 하부 배기의 직사각형 공간에 대해 LES(Large Eddy Simulation) 모델을 사용하여 고내 온도와 기류에 대해 해석 및 실험을 수행하였다. Gan⁽³⁾은 냉방 및 난방 조건에서 다양한 급기구와 배기구의 위치가 온도, 기류, CO₂ 농도에

미치는 영향에 대해 해석을 수행하였다. Gao et al.⁽⁴⁾은 사무 공간에 적용이 가능한 전형적인 Mixing Ventilation과 Displacement Ventilation 및 두 가지 방식이 혼합된 다양한 급배기 조건에 따른 다양한 연구 결과를 정리하고 비교하는 연구를 수행하였다. Posner et al.⁽⁵⁾은 고내 가운데 파티션이 설치된 상부 급기, 상부 배기 방식의 공간에 대해 기류(air flow)를 PIV로 측정하는 실험적 연구와 다양한 난류 모델을 적용한 해석적인 연구를 수행하였다. Horikiri et al.⁽⁶⁾은 상부 급기 하부 배기 방식의 고내에서 기류의 속도를 측정하고 다양한 난류 모델을 적용한 해석과 비교하는 연구를 수행하였다. Zhao et al.⁽⁷⁾은 상부 급기 하부 배기 형태의 고내에 대해 PIV를 이용하여 기류의 측정하고, 해석 결과와 비교 및 검증을 수행하였다. Liang et al.⁽⁸⁾은 자동차 시험용 챔버에서 가열 시험과 냉각 시험시 챔버내 열유동에 대해 실험 및 해석을 수행하였다. 이처럼 다양한 급배기 조건에서 고내의 기류와 온도에 대한 연구가 있었지만, 급배기의 형태에 따른 에너지 효율을 평가하는 연구는 미미한 실정이다. 본 연구에서는 전산 해석을 통해 다양한 급배기 방식에 따른 냉각 효율과 에너지 효율의 분석을 수행하였다.

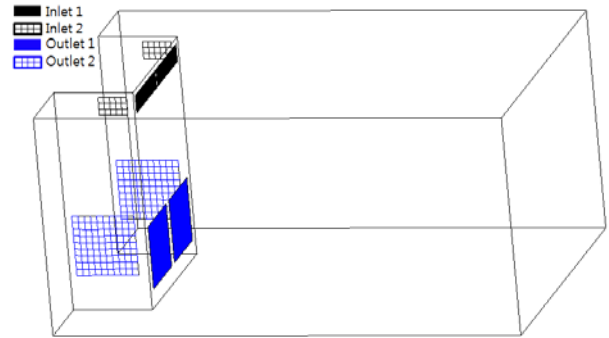
2. 해석방법

일반적인 형태의 챔버를 대상으로 해석을 수행하였으며, 급기를 고정하고 배기구의 위치에 따른 냉각 효율과 에너지 효율을 분석하였다. 시험 챔버의 크기는 $6,800 \times 4,600 \times 3,125 \text{ mm}$ 이다.

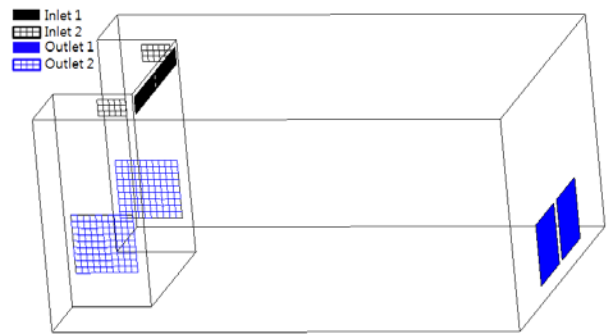
Fig. 1은 총 6가지 형태의 급기와 배기의 형태를 나타내고 있다. 급기는 크게 상부의 전면과 상부의 옆면에서 이루어지며, 급기의 풍량은 2,160~6,480 CMH까지 변화하는 조건에서 각각 해석을 수행하였다. 챔버 내부 공기의 초기 온도 조건은 Table 1에 나타내었다.

실제 챔버의 운전에서 압축기의 일량이 일정하다고 가정을 하면, 급기의 온도가 낮아짐에 따라 챔버 냉동기의 COP 역시 급격하게 낮아지게 된다. 또한, 챔버의 풍량이 일정한 조건으로 가정하게 되면, 고내 온도가 낮아 질수록 급기의 비체적을 작아지고, 급기의 질량 유량은 증가하게 된다.

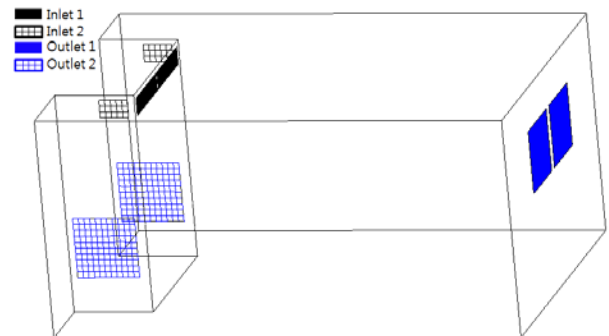
에너지 효율의 분석을 위해서는 챔버의 운전에 사양되는 에너지를 고정할 필요가 있었고, 압축기의 동력이 일정한 조건으로 해석을 수행하였다. 챔버 냉동기의 변화하는 COP는 Lee et al.⁽⁹⁾의 연구 결과를 활용하였으며, 식(1)이 표기하였다. 챔버에서 급기되는 온도의 계산 과정은 Fig. 3와 식(2)~식(5)에 나타내었다. 열유동 해석을 수행하면서 변화하는 급기의 온도를 적용하기 위해 Fluent의 UDF(User Define Function)을 활용하였다.



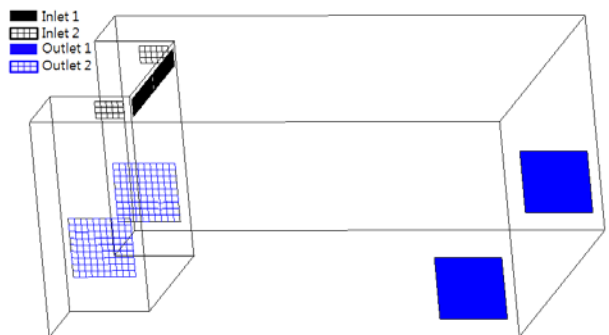
(a) Upper supply, down exhaust



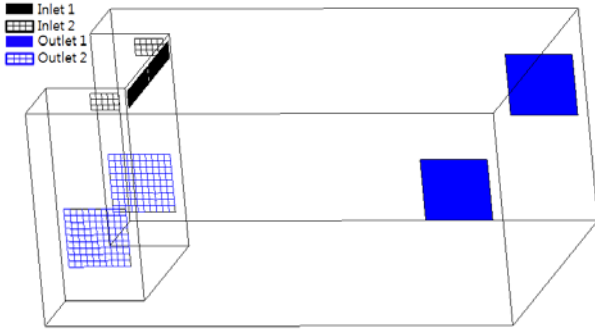
(b) Upper supply, down exhaust at the opposite side



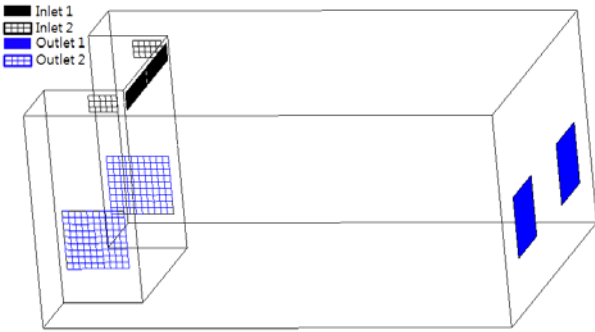
(c) Upper supply, upper extract on the opposite side



(d) Upper supply, down extract on the side



(e) Upper supply, upper extract on the side



(f) Upper supply, center extract on the opposite side
Fig. 1 The location of vent hole for each case.

$$COP_{max} = 1.0818 - 0.022 T_C + 0.0315 T_E - 0.0283 \Delta T \quad (1)$$

$$T_E = T_{Emin} + \frac{T_{out} - T_{out,min}}{T_{out,max} - T_{out,min}} (T_{Emax} - T_{Emin}) \quad (2)$$

$$\dot{m}(t) = \frac{p}{R_{specific} \cdot T_{out}} \dot{V} \quad (3)$$

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}(t) \cdot C} = \frac{A_w \cdot COP(T_E)}{m_{initial} \cdot C} \quad (4)$$

$$T_{\infty} = T_{out} - \Delta T \quad (5)$$

앞서 언급하였듯이 본 해석은 풍량이 일정, 압축기 동력 일정 조건에서 이루어졌는데 초기 풍량과 압축기 동력 조건에 따른 해석의 경계 조건을 Table 2에 나타내었다. 상부 급기 하부 배기 방식의 형태에 대해 난류 모델에 따른 해석 결과와 실험 결과를 비교한 W. Zuo의 연구 결과에서 Standard κ - ϵ model을 사용하여 해석하였을 경우, 속도와 온도의 경향성이 실험과 거의 일치함을 알 수 있었다.⁽¹⁰⁾ 본 연구에서도 난류 모델로 Standard κ - ϵ model을 사용하였다. F Case 해석 모델에 대해 격자수가 대략 70,000~280,000개인 범위에서 격자 테스트를 수행하였다. 격자 테스트를 수행한 범위에서 격자 밀도는 Y+의 요구 조건을 만족하는 범위

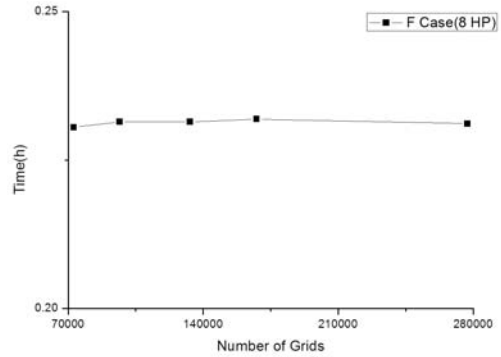


Fig. 2 Grid test(F Case).

Table 1 The operating and initial conditions

Operating Fluid	Air
Operating pressure(atm)	1
Initial temperature of all parts(K)	300
Initial gage pressure of all parts(Pa)	0

에 있었으며, Fig. 2와 같이 거의 유사한 결과를 나타내고 있다. 본 연구에서 해석을 수행한 모델의 격자는 Hexa Dominant 격자로 격자수는 140,000~180,000수준이다.

저온 시험용 챔버의 목적이 시험체의 온도를 저온 환경에 모사하고, 시험체가 작동에 있어 만족할 만한 신뢰성을 가지는지 알아 보고자 하는 것이다. 이를 위해 시험체가 없는 경우와 시험체가 있는 경우에 대해 각각 6 Case의 급배기 조건에서 열유동 해석을 수행하였다. 시험체가 있는 조건에서는 Fig. 3의 UDF에 On/Off 제어를 추가하였다. 배기의 온도가 -50°C 이하가 되면 냉동기가 Off되어 급기의 온도는 배기와 동일하며, 다시 배기의 온도가 -45°C 에 도달하게 되면 냉동기를 다시 가동하게 되며, 급기의 온도는 Fig. 2의 계산 과정을 통해 계산되어진 후 급기 조건에 반영된다. 챔버내부로 흐르는 유동을 비정상상태, 비압축성유동으로 가정하였고, FSI(Fluid-Structure Interaction) 기법을 사용하여 시험체와 챔버내부 유동간의 열전달을 고려하였다. 시험체는 Fig. 4와 같이 챔버의 정중앙에 위치하며, 시험체의 물성치는 Table 2에 정리 하였다.

3. 해석결과

3.1 시험체가 없는 챔버의 열유동 해석

시험체가 없는 챔버에 대해 압축기 소용 동력은 Table 3와 같이 4~12 HP까지 고정한 조건에서 열유동 해석을 수행하였다. 압축기 소용 동력이 증가할 때 증발기

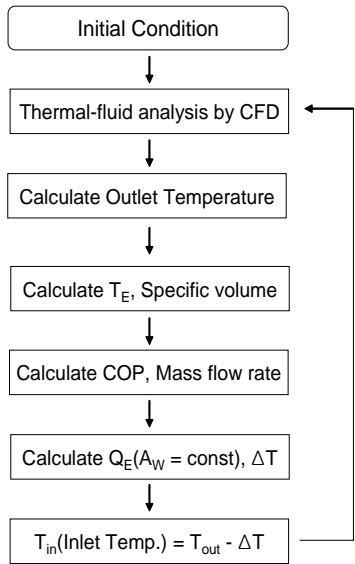


Fig. 3 Flow chart of the inlet and outlet temperature.

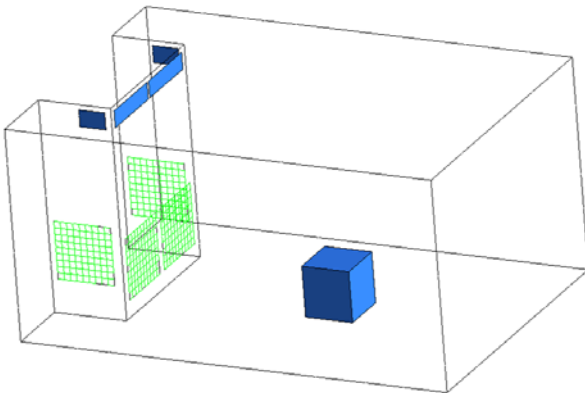


Fig. 4 Location of a test object.

Table 2 The material property of test object

Material	Steel
Volume(m ³)	0.421875
Density(kg/m ³)	8,030
Weight(ton)	27.10125
Specific heat(J/kg-k)	502.48
Thermal conductivity(W/m-k)	16.27

의 일량도 증가 하게 된다. 공기 측의 급기 풍량이 증 발기 일량 만큼 증가하는 것으로 가정하였다.

Fig. 5는 냉동기의 에너지 소모가 증가함에 따라 챔버 내의 온도가 -40℃에 도달하는데 걸리는 시간을 나타낸 것이다. F Case가 C Case와 비교 하였을 때 18.7~29.8% 빠른 냉각 속도를 보이고 있다.

Table 3 The boundary conditions

Input Power(HP)	4	6	8	10	12
Volume flow rate(CMH)	2,160	3,240	4,320	5,400	6,480
Velocity of inlet 1(m/s)	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
Velocity of inlet 2(m/s)	0.288	0.432	0.576	0.72	0.864
Gage Pressure of outlet 1 and outlet 2(Pa)	-215.6				
Material of outside wall	Polyurethane				
Thermal conductivity of polyurethane(W/m-k)	0.00198				
Thickness of outside wall	200 mm				
Convective heat transfer coefficient of outside wall (W/m ² -k)	15				
Free stream temperature of outside wall(K)	300				

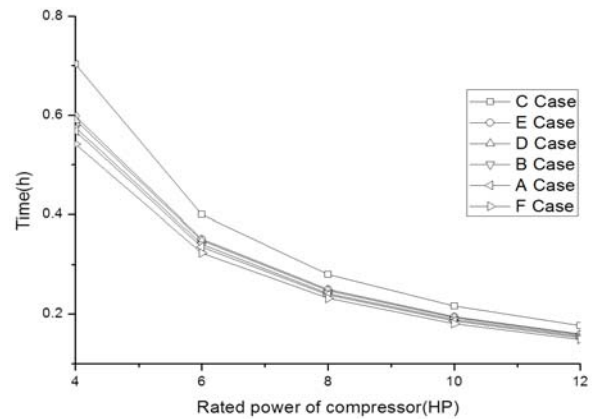


Fig. 5 The time the internal temperature of the chambers takes to reach -40℃.

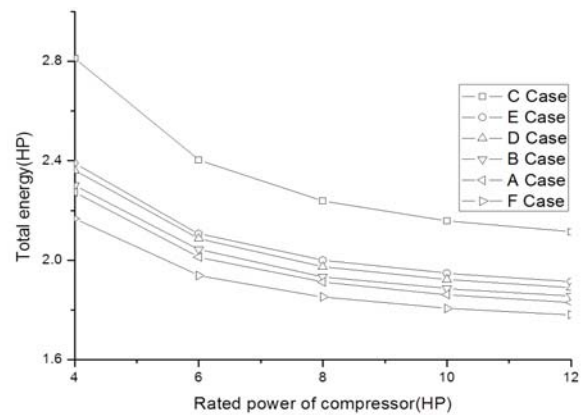


Fig. 6 The total energy consumption the internal temperature of the chambers takes to reach -40℃.

Fig. 6은 챔버내의 온도가 -40°C 까지 도달하는 동안 소용한 총 에너지를 나타내고 있는데 냉동기의 에너지 소모량이 증가할수록 냉각 속도가 증가하기 때문에 챔버 벽면을 통한 열손실이 발생하는 시간 역시 줄어 총 에너지 소모량 역시 냉동기 용량이 클수록 작아짐을 알 수 있다. 총 에너지 소모량의 경우 냉동기의 용량이 증가하더라도 급배기 방식에 따른 에너지 소모량 차이는 유지되는 경향을 보이고 있다.

3.2 시험체가 있는 챔버의 열유동 해석

시험체가 있는 조건에서는 냉동기의 소모 동력이 4~12 HP인 경우에 대해서 열유동 해석을 수행하였다. Fig. 7은 시험체가 있는 경우에 고내 온도가 -40°C 까지 도달하는데 걸리는 시간을 나타내고 있다. 시험체가 없는 Case와 유사한 경향으로 F Case가 C Case에 비해 18.7~33.9% 정도 빠른 냉각 속도를 보이고 있다.

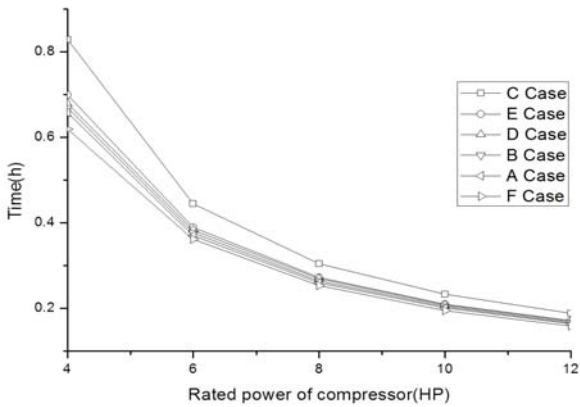


Fig. 7 The time the internal temperature of the chambers with test objects takes to reach -40°C .

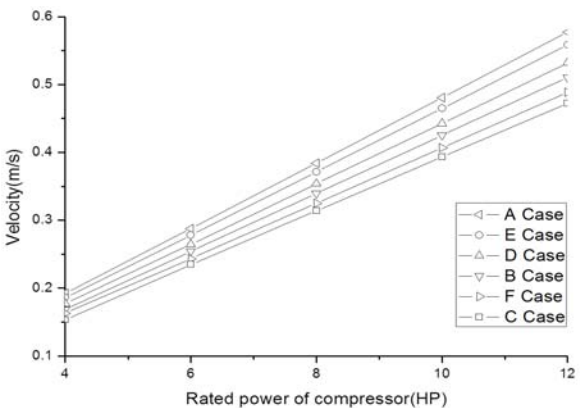
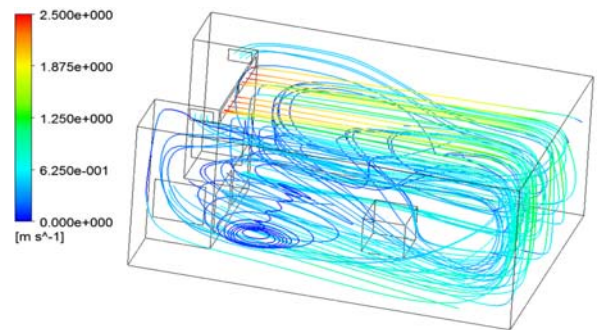


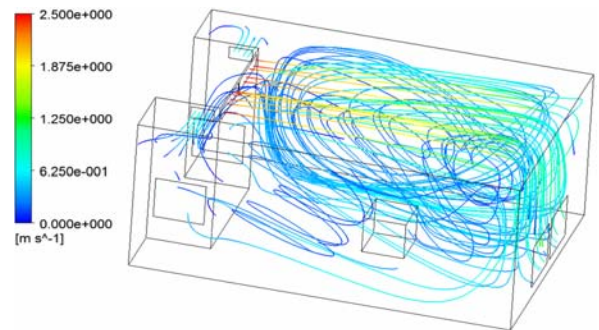
Fig. 8 The average air velocity of the chambers with test objects.

Fig. 8은 시험체가 있는 챔버에서 챔버내의 평균 유속을 나타내고 있는데, A Case가 가장 빠른 유속을 나타내고 있다. Fig. 9는 풍량이 4,320 CMH인 경우 A~F Case의 유선을 나타내고 있다. 시험체를 기준으로 보면, A Case가 다른 급배기 방식에 비해 시험체 부근에서 주요 기류가 발생하고 시험체 주변의 평균 유속 또한 높다는 것을 알 수 있다.

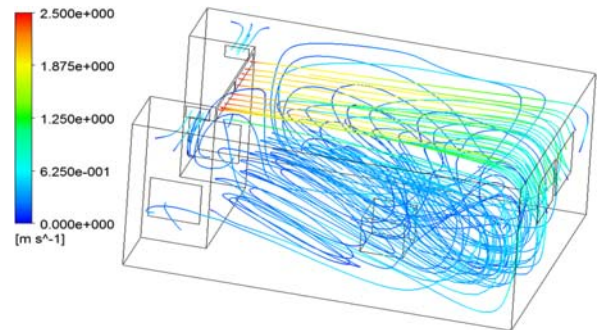
Fig. 10은 챔버내의 시험체가 -40°C 에 도달하는데 까지 걸리는 시간을 나타내고 있는데, 챔버내의 공기 냉각 효율과는 달리 챔버내의 평균 유속과 더욱 큰 상관관계를 보이는 것을 알 수 있다. 이는 시험체 주변의 유속을 클수록 챔버내 공기와 시험체 사이의 열전달이 더욱 원활이 일어난다는 것을 알 수 있다.



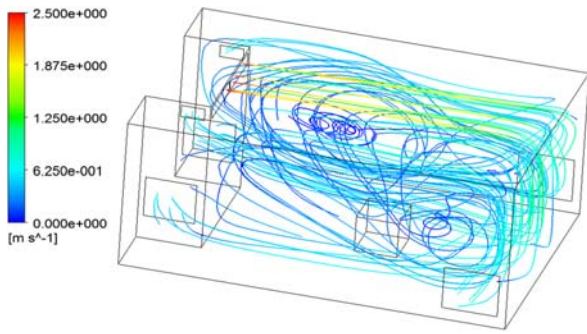
(a) Upper supply, down exhaust



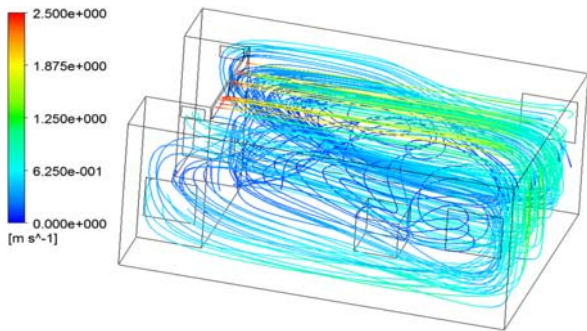
(b) Upper supply, down exhaust at the opposite side



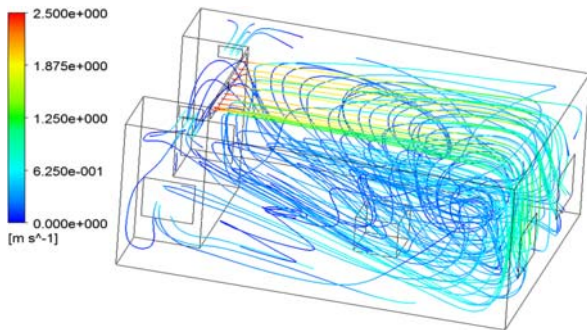
(c) Upper supply, upper extract on the opposite side



(d) Upper supply, down extract on the side



(e) Upper supply, upper extract on the side



(f) Upper supply, center extract on the opposite side
Fig. 9 Streamline of each case(4,320 CMH).

Fig. 11는 시험체가 -40°C 에 도달하기까지 소요한 총 에너지를 사용량 나타낸다. 대체로 Fig. 9의 목표 온도까지의 도달 시간 결과와 유사한 경향을 보이지만, F Case의 경우 냉각까지 걸린 시간 결과에 비해 총 에너지 사용량이 현저하게 낮음을 알 수 있다. F Case의 경우 시험체가 없는 고내에서 냉각 효율과 에너지 효율이 가장 좋았던 급배기 형태인데, Fig. 12의 결과를 통해 Fig. 10의 결과에 대한 설명을 할 수 있다. Fig. 12은 시험체가 목표온도에 도달하는 동안 챔버 냉동기의 가동 시간 비율을 나타내고 있는데 F Case가 다른 Case에 비해 월등히 낮은 비율을 보이고 있다. 이는 Fig. 5의 결과처럼 F Case가 챔버내 공기의 혼합이 활발하여 공

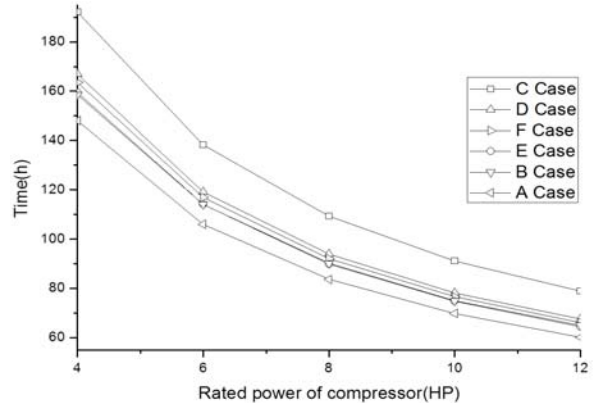


Fig. 10 The time the temperature of test objects takes to reach -40°C .

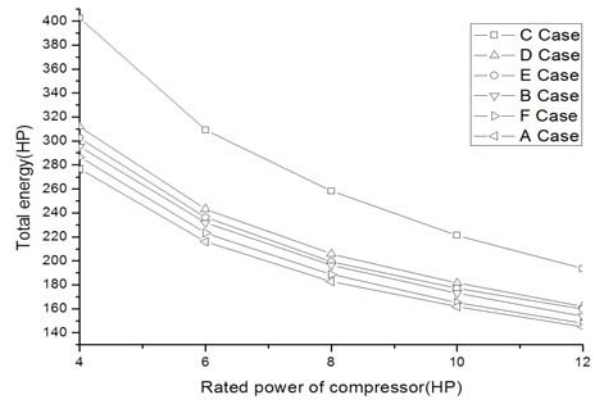


Fig. 11 The total energy consumption the temperature of the test objects takes to reach -40°C .

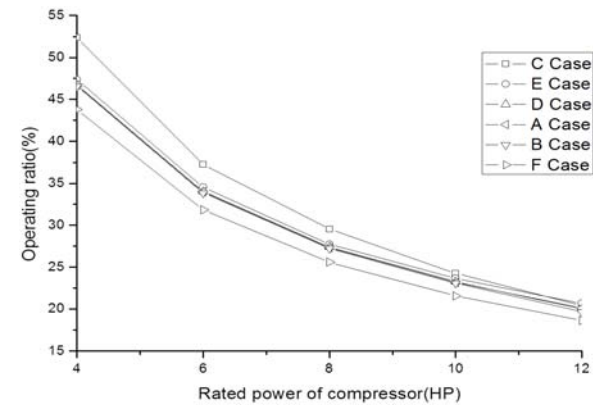


Fig. 12 The operating ratio the temperature of the test objects takes to reach -40°C .

기의 온도 변화율이 높아 냉동기의 가동 시간이 다른 Case에 비해 작다는 것을 알 수 있다.

Fig. 13는 급기 풍량 6,480 CMH 조건에서 시험체가

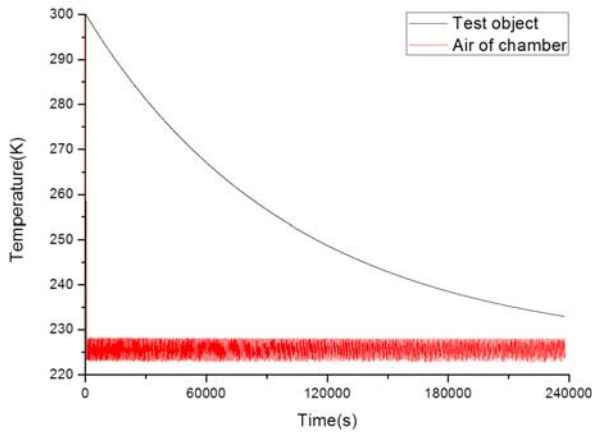


Fig. 13 The temperature profile the temperature of the test objects takes to reach -40°C .

F Case의 챔버내 공기 온도와 시험체의 온도 변화를 나타내고 있다. 모든 Case의 급배기 조건에서 챔버내 공기의 온도는 시험체에 비해 아주 빠르게 목표 온도에 도달한다. 시험체의 온도가 높은 초기 구간에서는 On/Off가 빈번하게 일어나며, 시험체의 온도가 낮아질수록 On/Off의 시간 주기가 길어진다.

4. 결 론

본 연구에서는 급배기 형태에 따른 냉각 및 에너지 효율을 평가하기 위해 챔버 냉동기의 압축기 동력을 고정하고 챔버내 출구 온도의 변화에 따른 냉동기 COP와 급기의 질량 유량 변화를 고려한 에너지 모델을 UDF 형태로 생성하여 전산해석에 적용하였다. 초기 조건에서 정해진 풍량은 일정한 조건에서 해석을 수행하였고, 급배기 온도차는 풍량과 무관한 조건에서 계산이 되도록 정의되었기 때문에 초기 조건의 풍량에 따라 냉동기의 압축기 용량은 정해진다. A~F Case의 급배기 조건에 대해 압축기 동력이 4~12 HP인 조건에서 전산 해석을 수행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- (1) 챔버내 시험체가 없는 조건에서 챔버내 온도가 -40°C 까지 도달하는 동안 F Case는 다른 급배기 조건에 비해 에너지 효율이 최대 4.3~29.8% 좋았다.
- (2) 시험체가 있는 챔버에서 시험체의 냉각 속도는 챔버내 유속과 큰 상관 관계를 나타내었으며, A Case가 다른 급배기 조건에 비해 7.2~31.5% 빠른 결과를 나타내었다.
- (3) 시험체가 있는 챔버의 경우 시험체의 냉각이 진행되는 동안 냉동기의 On/Off가 반복적으로 발생하는데 냉각이 진행되는 동안 냉동기가 On이 되는 시간의 비율은 시험체가 없는 챔버에서 냉각효율이 좋았던 F Case에서 가장 낮은 결과를 나타내었다.

- (4) 시험체가 있는 챔버에서 총 에너지 소모량 역시 냉각 효율이 월등한 A Case가 다른 급배기 조건에 비해 2.0~45.7% 낮았지만, F Case의 경우 냉각 속도에 비해 월등한 에너지 효율을 나타내었다.
- (5) A Case와 F Case에 대해 시험체의 냉각 속도와 에너지 소모량을 비교하면 시험체의 냉각 속도와 에너지 소모량은 각각 A Case가 9.8~10.5%, 2.0~3.7% 우위에 있었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20135020910060).

References

1. Kolesnikov, A., 2006, Use of Computational Fluid Dynamics to Predict Airflow and Contamination Concentration Profiles within Laboratory Floor Plan Environment, Applied Biosafety, Vol. 11, No. 4, pp. 197-214.
2. Emmerich, S. J. and McGrattan, K. B., 1998, Application of a Large Eddy Simulation Model to Study Room Airflow, ASHRAE Transactions, Vol. 104, No. 1, pp. 1-9.
3. Gan, G., 1995, Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics, Energy and Buildings, Vol. 23, No. 2, pp. 83-93.
4. Cao, G. et al., 2014, A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings, Building and Environment, Vol. 73, No. 3, pp. 171-186.
5. Posner, J. D. et al., 2003, Measurement and prediction of indoor air flow in a model room, Energy and Buildings, Vol. 5, No. 5, 2003, pp. 515-526.
6. Horikiri, K. et al., 2011, Numerical Simulation of Convective Airflow in an Empty Room, International Journal of Energy and Environment, Vol. 5, No. 4, pp. 574-581.
7. Zhao, L. et al., 1999, Measurement of airflow patterns in ventilated spaces using particle image velocimetry, An ASAE Meeting Presentation, Paper No. 994156.
8. Liang, Y. Y. et al., 2014, A transient thermal model for full-size vehicle climate chamber, Energy and Buildings, Vol. 85, pp. 256-264.

9. Lee, T.-S. et al., 2006, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, International Journal Refrigeration, Vol. 29, pp. 1100-1108.
10. Zuo, W. and Chen, Q., 2009, SReal time or faster-than-real-time simulation of air flow in buildings, Indoor Air, Vol. 19, No. 1, pp. 33-44.
11. Nam, Y. et al., 2011, Study on Non-uniform Thermal Comfort in Hybrid Air-Conditioning System with CFD Analysis, Korean Journal Of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 3, pp. 216-222.