

농산물산지유통센터 작업장의 냉방 설계를 위한 CFD 시뮬레이션 적용

권진경^{1*} · 이성현¹ · 문종필¹ · 이수장¹ · 김경원²

¹농촌진흥청 국립농업과학원 농업공학부, ²농업기술실용화재단 기술사업화본부

Application of CFD Simulation to Cooling System Design of Agricultural Products Processing Center Workplace

Jin Kyung Kwon^{1*}, Sung Hyun Lee¹, Jong Pil Moon¹, Su Jang Lee¹, and Keyong Won Kim²

¹Dept. of Agricultural Eng., NAAS, RDA, Suwon 441-857, Korea

²Commercialization Division, FACT, Suwon 441-857, Korea

Abstract. Cooling air-conditioning of APC (Agricultural Products processing Center) workplace is important to improve the working environment in the summer season. As existing cooling systems for air-conditioning of whole workplace are inefficient because of their high equipment operating costs, relatively inexpensive cooling system is required. The objectives of this study were to simulate the thermal flow fields in APC workplace having the positive and negative pressure type fan and pad systems and spot cooling system by using CFD software (FLUENT, 6.2) and estimate the cooling effectiveness of respective cooling systems. The results showed that the negative pressure type fan and pad system was inappropriate for the present APC workplace because of excessive outside air influx from open gateway and the positive pressure type fan and pad system created relatively low temperature field but non-uniform velocity field at worker positions. The spot cooling system could supply cool air to worker positions with relatively constant air velocity and temperature.

Key words : CFD simulation, cooling air conditioning, fan and pad system, spot cooling

서 론

농산물산지유통센터(Agricultural products processing center, APC)는 수집된 농산물이 저장 또는 출하되기 전에 세척, 선별, 포장 등의 작업이 이루어지는 곳으로 농산물 저온유통시스템 구축을 위해서 작업시설 내부의 온도관리가 중요하다. 또한 최근에 건립되는 APC는 공정의 자동화가 상당히 진전되어 있으나 여전히 많은 작업은 수작업에 의존하고 있으며 특히 하절기에 작업자들이 고온의 근무환경에 노출되어 작업능률이 저하되는 문제가 발생되고 있다. 따라서 하절기 APC의 근무환경 개선을 위해 작업공간의 냉방공조가 요구되고 있으나 APC 작업장은 대부분 대공간이며 이를 냉

방하기 위해서는 과도한 운용비가 요구되어 기존의 냉방설비를 갖춘 곳에서도 경제성의 문제로 운용을 포기하는 경우가 발생하고 있다. 따라서 하절기 APC 작업공간의 냉방공조 설계는 냉방효율과 더불어 설비비 및 운용비가 가능한 한 저렴한 시스템을 적용할 필요가 있다.

한편 열유동 관련 물리변수에 관한 수송방정식을 수치적으로 풀어서 열유동장을 예측할 수 있는 CFD 시뮬레이션 기법은 다양한 설계변수에 대한 경제적 해석이 가능하여 열유동 시스템의 개념설계나 설계수정 등에 적용되고 있다. 최근 컴퓨터 하드웨어의 발달과 신뢰성 높은 CFD 상용코드들이 개발됨에 따라 농업시설의 공조해석에도 CFD 시뮬레이션이 활발히 적용되고 있는 추세이다. Okushima 등(1989)이 온실의 자연 환기를 시뮬레이션하여 Sase 등(1984)의 풍동실험 결과와 비교한 연구 이래 CFD는 온실의 미기상 연구에

*Corresponding author: cen55@korea.kr
Received September 13, 2010; Revised December 10, 2010;
Accepted December 15, 2010

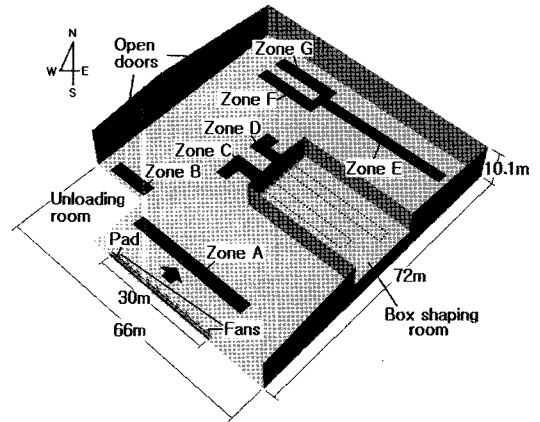
광범위하게 적용되어 왔다(Lee와 Short, 2001; Kittas와 Bartzanas, 2007). 또한 농산물 저온저장 분야에서 Hoang 등(2000)이 CFX코드를 이용하여 저장고 내부의 공기유동을 시뮬레이션 하였으며, Chourasia와 Goswami(2007)은 감자 저온저장고의 열유동 해석을 수행하여 실험결과와 비교, 검증하였다. 또한 Moureh 등(2002)은 냉동컨테이너 내부의 공기유동에 대해 FLUENT 코드를 이용한 3차원 수치해석을 수행하였다. 한편 경제적 냉방 방식으로 온실냉방에 주로 적용되고 있는 증발냉각시스템의 일종인 팬 앤 패드 시스템은 Kittas 등(2003)이 팬 앤 패드 시스템이 설치된 온실 내부의 온도분포에 대해 수치모델링을 통한 해석을 수행하여 실험결과와 비교한 바가 있으며, Yu 등(2002) 및 Sapounas 등(2008)이 CFD 시뮬레이션을 적용하여 각각 포그 냉방시스템과 팬 앤 패드 시스템의 온실 냉방효과를 예측한 사례가 있다.

본 연구는 양압식 및 음압식 팬 앤 패드 시스템과 냉방기와 덕트로 구성된 국소냉방 시스템이 적용된 APC 작업장에 대해 CFD 시뮬레이션을 이용한 열유동 수치해석을 수행하여 작업장내의 주요 작업공간에서 각 시스템의 냉방효과를 예측, 분석하며 이를 통해 효율적인 APC 냉방시스템 설계를 위한 기초자료를 제공하는데 있다.

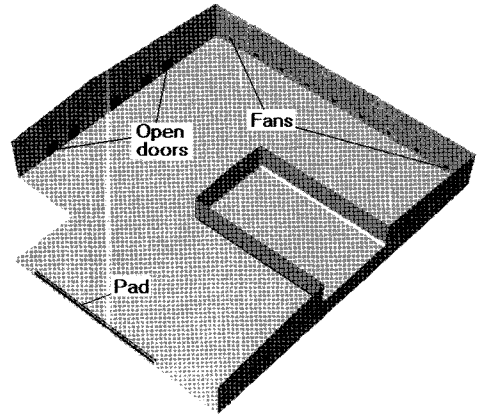
재료 및 방법

1. 해석대상

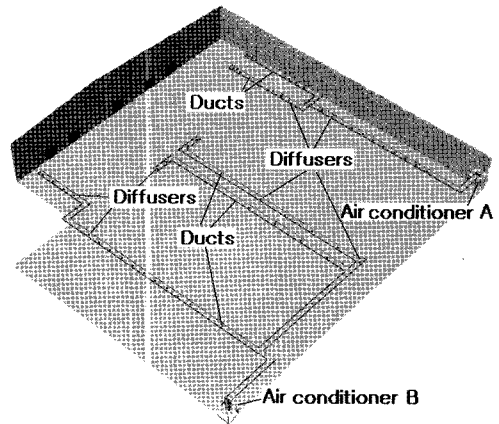
본 연구의 CFD 해석 대상인 APC 작업장은 충청북도 음성에 위치하고 있으며 작업장의 크기는 폭 66m, 길이 72m, 지붕 용마루 높이 13.7m, 측벽 높이 10.1m로, 남서쪽의 수박 하차, 선별, 포장작업 영역, 북동쪽의 복숭아 하차, 선별, 포장작업 영역 및 중앙부의 적재, 출하장으로 작업영역이 구분되어 있다. Fig. 1에는 해석대상 APC 작업장의 개략도와 CFD 열유동 해석에 적용된 냉방방식들을 나타내었다. 작업장 북서쪽 측벽에는 높이와 폭이 3.0m인 출입문 5개가 빈번한 농산물 반출입으로 인해 개방되어 있으며, 서쪽의 하차실과 남동쪽의 상부 5.3m 높이에 위치한 제함실은 작업공간에서 분리된 공간이므로 해석대상에서 제외하였다. 내부의 선별기 등 기계장비도 해석대상 유동이 저속 기류이며, 대공간인 작업장에서 차지하는 공간



(a) Positive pressure type fan and pad system



(b) Negative pressure type fan and pad system



(c) Spot cooling system

Fig. 1. Geometry of APC workplace and cooling systems applied for air conditioning.

비율이 작으므로 밀집격자의 추가적인 생성 등을 고려하여 해석대상에서 제외하였다. Fig. 1(a)에는 남서쪽 측벽에 부착을 상정한 양압식 팬 앤 패드 시스템을 나타내었다. 패드는 하류의 작업영역을 고려하여 길이 30m, 높이 1.0m, 두께 0.2m로 설정하였으며 벽면 공기 흡입구에서 하류로 0.5m, 바닥에서 1.0m 높이에 부착된 것으로 설정하였다. 가로, 세로 1.0m의 사각형으로 모델링된 팬은 총 10개가 패드의 하류방향으로 0.5m 떨어져 부착되며, 시스템의 둘레는 밀폐되어 흡입구에서 유입된 공기는 모두 패드를 통과한 후 팬을 통해 작업공간으로 토출된다. Fig. 1(a)의 Zone A는 선별된 수박의 상자적재 작업영역으로 Zone의 중심선에 작업자들이 위치하며 가장 노동부하가 큰 영역이다. Zone B는 수박 하차작업 영역이며, Zone C와 D는 출하장이다. Zone E는 복숭아 포장작업 영역, Zone F, G는 복숭아의 선별기 적재작업 영역을 각각 나타낸다. Fig. 1(b)에는 음압식 팬 앤 패드 시스템 모델을 나타내었다. 패드와 마주보는 북동쪽 측벽에 배기팬이 설치되어 있으며 팬 및 패드의 크기와 개수는 양압식 시스템과 동일하게 모델링 하였다. Fig. 1(c)에는 국소냉방 시스템을 나타내었다. 공조기는 모두 2대로, 그림과 같이 각각 덕트가 연결되어 있으며 덕트는 작업영역의 상부에 바닥으로부터 5.0m 높이에 위치한다. 공조기 A의 덕트에는 24개, 공조기 B의 덕트에는 28개의 디퓨저가 각 작업자 위치의 상부에 배치되어 하방으로 냉기류를 토출하여 국소냉방을 수행하는 것으로 모델링 하였다.

2. 수치적 방법

해석대상 유동은 정상상태, 비압축성, 3차원 난류 공기유동으로 가정하였으며, 복사열전달은 무시하고 전도 및 혼합대류 열전달만 고려하였다. 열부력 효과는 계산 시간의 단축을 위해 Boussinesq 모델로 반영하였으며, 난류모델링에는 난류해석의 정확성과 수렴성을 고려하여 Realizable k-ε 모델을, 벽면 표면의 유동 모델링에는 표준벽함수를 적용하였다. 물리량의 수송을 나타내는 비압축성, 정상상태, 3차원 보존방정식의 일반형은 다음과 같다.

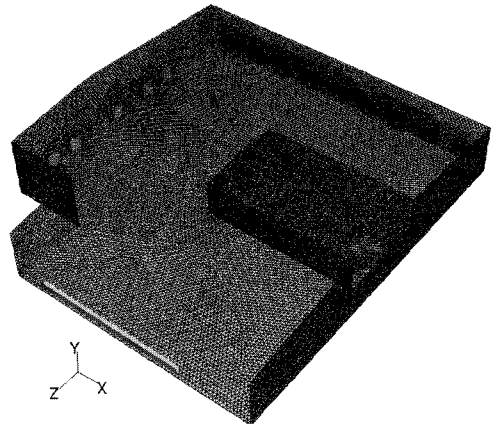
$$\frac{\partial(U\Phi)}{\partial X} + \frac{\partial(V\Phi)}{\partial Y} + \frac{\partial(W\Phi)}{\partial Z} = \Gamma \cdot \nabla^2\Phi + S_\Phi \quad (1)$$

위 식에서 Φ 는 수송되는 물리량들의 농도로서 연속방

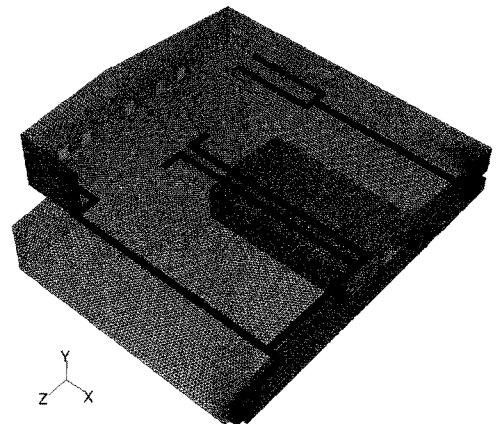
정식, Navier-stokes 방정식, 에너지방정식에서 각각 질량, 운동량의 3차원성분, 엔탈피를 의미한다. U, V, W는 속도벡터 성분이며 Γ 는 확산계수, S_Φ 는 각 보존 방정식에서 질량, 운동량, 에너지의 생성항이다. 패드는 다공매체모델(porous media model)로 모델링 되었으며 Navier-stokes 방정식에 추가되는 다공매체 내의 운동량손실은 Darcy-Forchheimer 방정식에 기초하여 다음과 같이 정의된다.

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha}v_i + C_2\frac{1}{2}\rho v_{mag}v_i\right) \quad (2)$$

여기서 α 는 투과도, C_2 는 관성저항계수, v_{mag} 는 유속이다. 대상 패드에 대해 제조사(HutTek Asia company



(a) Negative pressure type fan and pad system



(b) Spot cooling system

Fig. 2. Applied mesh for CFD simulation.

Ltd, 2010)의 유속-압력강하 데이터를 토대로 추세를 구한 결과 다음의 상관관계식을 얻었다.

$$\Delta p = 2.458v^2 + 5.592v \quad (3)$$

위의 식(2)와 (3)을 통해 계산한 점성저항계수(1/α)와 관성저항계수(C₂)를 패드의 다공매체모델링에 적용하였다. 패드를 통과하는 공기와 물의 현열 및 잠열 열교환 과정은 전체 해석범위를 고려할 때 직접 계산하는 것은 비효율적이므로 유입외기가 패드를 통과할 때 소정의 온도강하가 발생하도록 패드를 히트싱크로 모델링하였다.

Fig. 2에는 음압식 팬 앤 패드 시스템과 국소냉방 시스템의 해석에 적용된 계산격자를 표면격자로 각각 나타내었다. 해석공간에는 약 108만개의 비정렬 사면체 격자를 적용하였으며 유동변수의 변화 구배가 큰 패드와 팬 및 출입문 주위에는 격자밀도를 증가시켰다. 양압식 팬 앤 패드 시스템에는 패드-팬 공간의 격자 증가로 약 126만개의 비정렬 사면체 격자가 적용되었다. 국소냉방 시스템에는 덕트 주위의 격자를 증가시킨 약 131만개의 비정렬 사면체 격자 시스템을 적용하였으며 덕트, 공조기, 출입문 및 디퓨저 주위의 격자밀도를 증가시켰다.

본 냉방공조 CFD해석에 적용된 공기의 물성치와 계산 경계조건을 Table 1과 Table 2에 각각 나타내었다. 팬 앤 패드 시스템에서 팬정압은 양압식과 음압식 모두 50Pa로 지정하였으며 패드 및 개방된 출입문으로 유입되는 외기 온도는 34°C로 하였다. 패드의 히트싱크 정도는 양압식의 경우 평균 팬 토출온도가 25°C가 되도록 설정하였으며, 음압식의 경우 평균 패드 토출온도가 25.6°C가 되도록 각각 에너지 손실률을 설정하였다. 국소냉방 시스템의 경우 상업적으로 사용되는 덕트냉방 시스템의 풍량 및 냉각용량을 고려하여 경계조건으로 디퓨저에서의 토출유속 3.5m/s와 토출온도 20°C를 설정하였다. 천정, 바닥 및 각 벽면의 온도는 방위 및 접하고 있는 부속시설과의 관계를 고려

Table 1. Properties of air used in simulation.

Property (Unit)	Value
Atmospheric pressure (Pa)	101325
Acceleration of gravity (m/s ²)	9.81
Density (kg/m ³)	1.225
Specific heat (J/kg)	1006
Thermal conductivity (W/m)	0.0242
Viscosity (kg/ms)	1.7894 × 10 ⁻⁵

Table 2. Boundary conditions.

Parameter (Unit)	Value	
Fan pressure jump (Pa)	50	
Outside air temperature (°C)	34	
Pad	Inertial resistance factor (m ⁻¹)	5.630
	Viscous resistance factor (m ⁻²)	312500
	Heat sink for positive pressure type (W/m ³)	-100000
	Heat sink for negative pressure type (W/m ³)	-22000
Diffuser	Velocity (m/s)	3.5
	Temperature (°C)	20
Wall temperature (°C)	Roof	40
	Box shaping room wall	34
	Unloading room wall	34
	Southeast wall	34
	Southwest wall	40
	Northeast wall	35
	Northwest wall	37
	Floor	33
	Air conditioner wall	adiabatic
	Duct wall	adiabatic
Fan and pad wall	coupled	

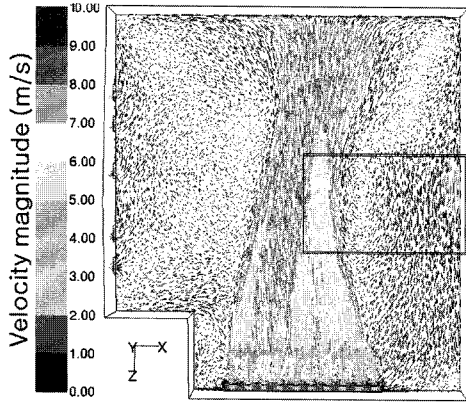
하여 임의의 값들을 설정하였다.

본 시뮬레이션의 수치해석 방법으로 연속방정식의 압력수정식에는 SIMPLE 알고리즘을 적용하였으며, 압력항의 이산화에는 유동장에 포함된 다공매체모델을 고려하여 PRESTO! 스킴을, 나머지 항들의 이산화에는 2차 상류 차분스킴을 적용하였다. 해의 수렴기준은 반복계산에 따른 유수의 합과 연속된 종속변수들의 상대 오차가 에너지의 경우 10⁻⁶, 나머지 변수들은 10⁻⁴ 이하가 될 때로 하였으며, 반복계산의 진행에 따른 계산 영역 출구의 물리량 변화와 입출구의 질량유량 불균형을 모니터링하여 해의 안정성 및 보존칙 여부도 확인하였다. 본 CFD 시뮬레이션에서 해석영역의 구성 및 격자생성에는 Gambit 2.2 소프트웨어를 이용하였으며, 열유동 수치계산에는 유한체적법 기반의 FLUENT 6.2 상용 CFD코드를 이용하였다(FLUNET Inc., 2005).

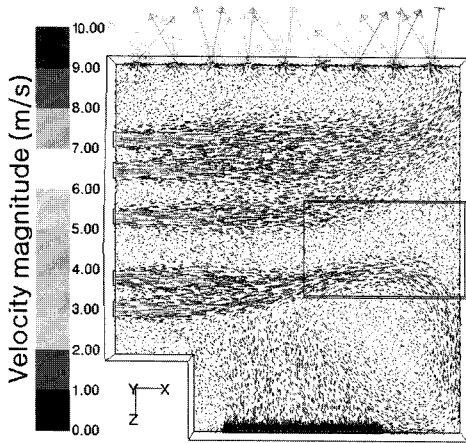
결과 및 고찰

1. 냉방방식별 기류분포

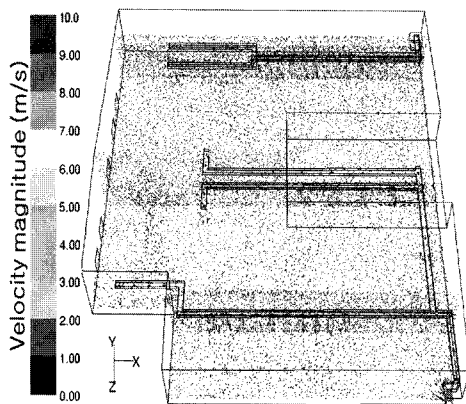
CFD 시뮬레이션을 통해 계산된 각 냉방방식별



(a) Positive pressure type fan and pad system



(b) Negative pressure type fan and pad system



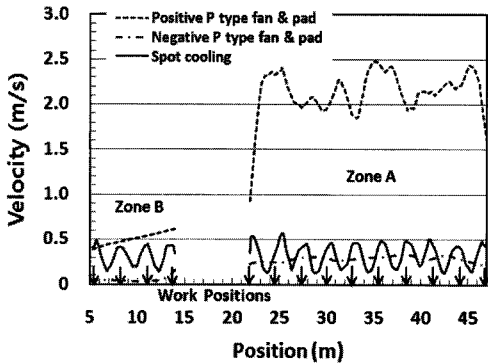
(c) Spot cooling system

Fig. 3. Simulated velocity vector field at a plane 1.5m above floor (a, b, c) and 7, 36 and 60 m away from northeast side wall (c).

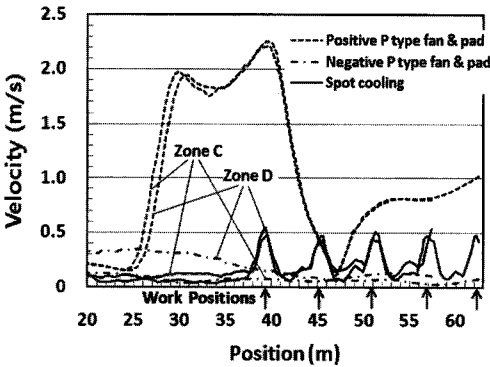
APC 작업장 내의 기류분포를 Fig. 3에 나타내었다. 팬 앤 패드 시스템의 해석결과는 패드의 중심 높이에 해당하는 바닥에서 1.5m 높이의 x-z 평면상의 속도 벡터 분포로 나타내었으며, 국소냉방 시스템의 경우는 1.5m 높이의 x-z 평면 및 Zone A, C, E 상부의 디퓨저 중심을 지나는 x-y 평면상의 속도벡터 분포로 나타내었다. Fig. 3(a)의 양압식 팬 앤 패드 시스템의 경우 평균 약 6.1m/s의 팬 토출유동은 작업장 중심부를 따라 주 유동을 형성하며 제합실에 의한 유로 축소 효과로 제합실 방향으로 흰 후 반대편 북동쪽 벽면에 부딪힌다. 이 후 유동은 양쪽에서 선회유동을 형성하며 상부 공간을 지나 개방된 북서쪽의 5개 출입문으로 배출된다. Fig. 1(a)의 작업공간들에 비추어 보면 Zone A의 전영역, Zone C, D의 일부영역, Zone E의 상당 영역에서 비교적 빠른 공기유동이 존재함을 볼 수 있다. Fig. 3(b)의 음압식 팬 앤 패드 시스템에서는 북동쪽 벽의 팬들을 통해 평균 약 5.65m/s의 유속으로 기류가 배출되는 것으로 나타났다. 내부에 형성된 음압에 의해 다량의 외기가 개방된 5개의 출입문으로부터 유입되며 패드를 통과한 기류의 유속은 약 0.45m/s로 적은 유량이 패드를 통과하여 냉방효과 역시 낮을 것으로 예상되었다. Fig. 3(c)의 국소냉방의 경우 전체 작업장 공간의 유속은 팬 앤 패드 시스템에 비해 매우 작지만 3.5m/s의 유속으로 디퓨저에서 토출된 기류가 하방의 작업자 위치로 집중됨을 볼 수 있다. 보다 정량적 평가를 위해 Fig. 4에 각 냉방방식별로 작업영역들의 중심선(높이 1.5m)에서의 유속분포를 나타내었다. 그림에서 화살표는 각 작업자의 작업위치를 의미한다. Fig. 4(a)에서 보듯 Zone A에서 양압식 팬 앤 패드 시스템은 작업자 위치에 최대 2.5m/s의 빠른 기류를 생성하는 반면 음압식 팬 앤 패드 시스템은 약 0.25m/s의 저속 유동이 발생함을 볼 수 있으며, 국소냉방의 경우 각 작업자 위치에 약 0.5m/s의 기류를 균일하게 생성하는 것으로 나타났다. Zone B는 하차실에 의해 가려진 부분으로 양압식 팬 앤 패드와 국소냉방이 작업자 위치에 비슷한 유속을 생성하는데 반해 음압식 팬 앤 패드는 거의 유속이 나타나지 않았다. Fig. 4(b)의 Zone C와 D는 거의 유사한 유속분포 보이며 작업자 위치에서 국소냉방이 약 0.5m/s의 유속을 보이는데 반해 양압식 팬 앤 패드는 유속의 심한 불균형 분포

를 보이며 음압식 팬 앤 패드는 0.1m/s 정도의 낮은 유속 분포를 보인다. Fig. 4(c)의 Zone E의 경우 국소냉방은 작업자 위치에서 역시 0.5m/s의 고른 유속을 보이나 양압식 팬 앤 패드는 0.2~1.8m/s의 유속 편차를 보이며 음압식 팬 앤 패드는 0.1~0.2m/s의

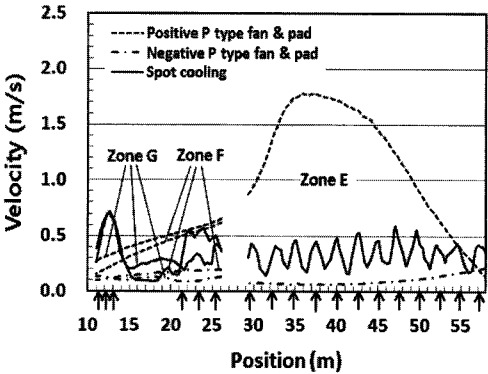
낮은 유속을 보인다. Zone F와 G는 유사한 유속분포를 보이며 작업자 위치에서 유속은 양압식 팬 앤 패드의 경우 Zone G에서, 음압식 팬 앤 패드와 국소냉방의 경우 Zone E에서 약간 더 큰 유속이 예측되었다.



(a) Zone A and B

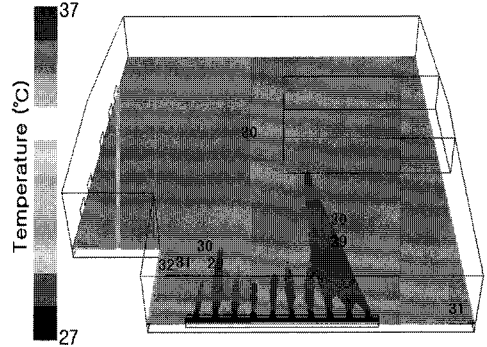


(b) Zone C and D

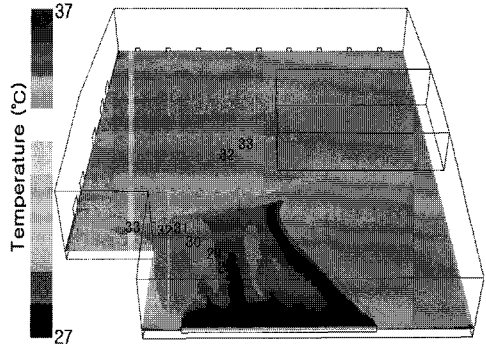


(c) Zone E, F and G

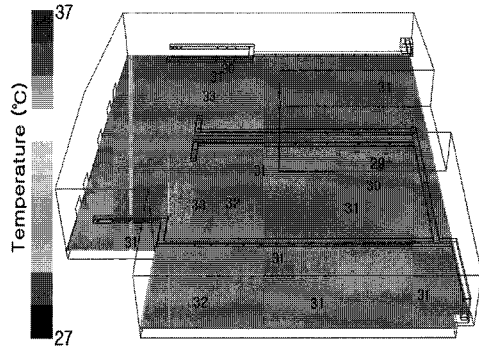
Fig. 4. Comparison of simulated velocity distributions at a center line of working zones (1.5 m height) for different cooling systems.



(a) Positive pressure type fan and pad system



(b) Negative pressure type fan and pad system



(c) Spot cooling system

Fig. 5. Simulated temperature field at a plane 1.5 m above floor under three cooling systems.

2. 냉방방식별 온도분포

APC 작업장 내의 각 작업영역에서 냉방방식별 냉방 효과를 분석하기 위해 CFD 시뮬레이션 결과를 1.5m 높이의 x-z 평면상의 온도분포로 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)의 양압식 팬 앤 패드 시스템에서 팬 토출 냉기류는 Fig. 3(a)의 유속분포와 유사하게 작업장 중심부에 저온영역을 형성하며 하류로 흐르며, 대부분의 작업장 영역에 외기온 34°C보다 약 3°C 이상 낮은 저온영역을 형성하는 것으로 나타났다. 이에 반해 Fig. 5(b)의 음압식 팬 앤 패드 시스템은 패드 하류 영역에서는 저온의 온도분포를 형성하나 개방된 출입문으로 유입된 외기로 인해 Zone A를 제외한 나머지 영역들의 온도는 높게 나타났다. Fig. 5(c)의 국소냉방 시스템의 경우 출입문 측의 상대적 고온영역과 남동쪽 벽 측의 저온영역으로 온도구배가 발생하나 디퓨져 하부의 각 작업자 영역은 외기온보다 약 3°C 이상 낮은 국소 저온영역을 형성하는 것으로 나타났다. Fig. 6은 노동부하가 가장 큰 Zone A의 중심을 포함하는 x-y 평면상의 온도분포를 나타낸 그림이다. 팬 앤 패드 시스템은 Zone A에 저온의 냉기류를 형성하나 좌우의 온도편차를 보이며 특히 음압식 팬 앤 패드 시스템에서 그 경향이 크게 나타났다. 이에 반해 국소냉방은

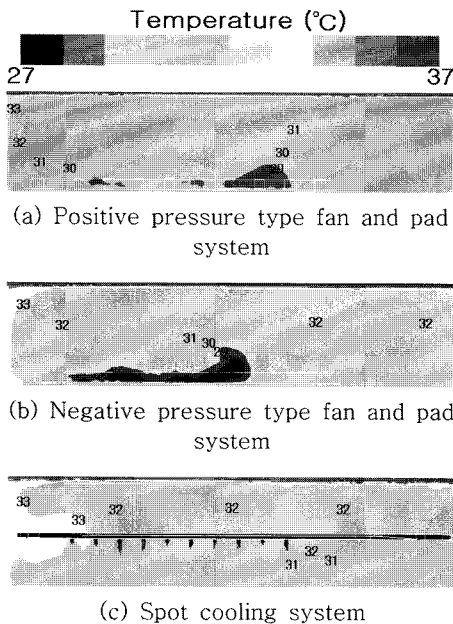
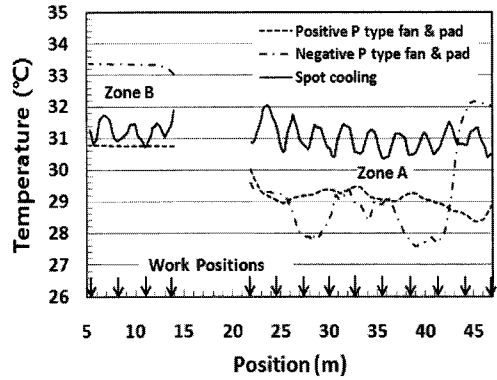
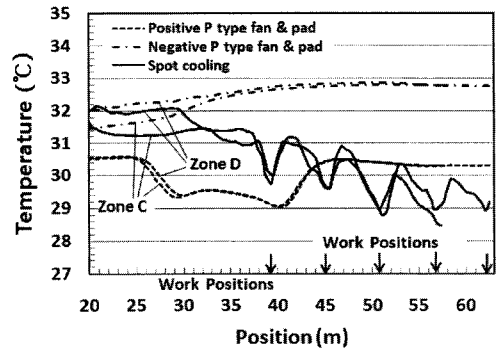


Fig. 6. Simulated temperature field at a plane 12 m away from southwest sidewall.

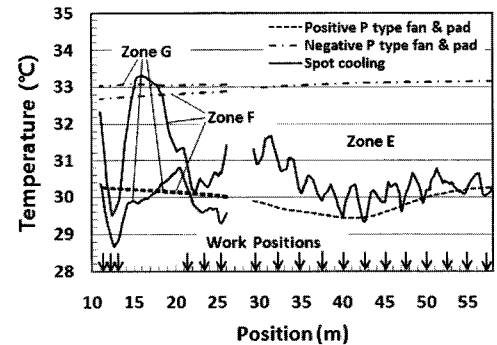
각 작업자 위치에서 비교적 균일한 저온의 온도장을 형성하는 것으로 나타났다. Fig. 7에는 Fig. 4와 동일한 작업영역 위치에서 각 냉방방식별 온도분포를 나타내었다. Fig. 7(a)의 Zone A에서 각 작업자 위치의 온도는 국소냉방이 약 30.5°C로 팬 앤 패드 시스템에 비해 높게 나타났으며, Zone B의 작업자 위치에서는 양압식 팬 앤 패드와 국소냉방의 온도는 거의 동일하게



(a) Zone A and B



(b) Zone C and D



(c) Zone E, F and G

Fig. 7. Comparison of simulated temperature distributions at working zones for different cooling systems.

나타난 반면 음압식 팬 앤 패드는 이보다 2.5°C 정도 높게 나타났다. Fig. 7(b)의 Zone C와 D는 유사한 온도분포를 보이며, 국소냉방이 작업자 위치에서 약 29~30°C의 온도분포를 보이는 반면 팬 앤 패드 시스템은 보다 높은 온도분포를 나타내었으며 특히 음압식 팬 앤 패드는 약 33°C의 상대적 고온분포를 나타냈다. Fig. 7(c)의 Zone E에서 작업자 위치의 온도는 국소냉방이 29.5~31°C로 양압식 팬 앤 패드와 유사한 온도분포를 보인 반면 음압식 팬 앤 패드는 33°C 이상의 고온분포를 나타내었다. Zone G와 F의 작업자 위치에서 온도는 국소냉방이 양압식 팬 앤 패드 시스템보다 낮거나 거의 유사하게 나타난 반면 음압식 팬 앤 패드는 외기의 유입으로 인해 상당히 높게 나타났다.

적 요

수집 농산물의 세척, 선별, 포장 작업 등이 이루어지는 APC 작업장은 하절기에 작업자들이 고온의 환경에 노출되므로 작업환경 개선을 위한 냉방공조가 요구되고 있다. 기존의 전체 냉방 공조방식은 과도한 유지비로 인한 운용상의 어려움이 발생하고 있으므로 설비비 및 운용비가 상대적으로 저렴한 시스템을 적용할 필요가 있다. 본 연구에서는 하절기 APC 작업공간의 효율적 냉방을 위한 냉방시스템 설계의 기초 연구로써 CFD를 기반으로 하여 양압식 및 음압식 팬 앤 패드 시스템과 국소냉방 시스템에 대해 열유동 수치해석을 수행하여 각각의 냉방효과를 예측하였다. 그 결과, 음압식 팬 앤 패드 시스템은 고온 외기의 과도한 유입으로 인해 패드 하류의 일부 영역을 제외한 대부분의 작업영역에서 상대적으로 고온의 온도분포를 보였으며 기류의 유속분포 역시 낮게 나타나 APC 냉방시스템으로 부적합한 것으로 판단되었다. 양압식 팬 앤 패드 시스템은 작업장의 중심부 및 각 작업영역에 비교적 균일한 저온환경을 조성하나 작업자 위치별로 기류의 유속편차가 크게 나타났다. 국소냉방 시스템의 경우 각 작업자 위치의 상부에서 냉기류가 공급되는 방식이므로 팬 앤 패드 시스템에 비해 작업자 위치에서의 온도분포와 기류 유속분포가 상대적으로 균일하게 나타났다. 양압식 팬 앤 패드 시스템은 냉방기를 사용하는 기존의 공조방식에 비해 설비비 및 유지비가 저렴하나, 실제 APC 작업장의 냉방공조에 적용시에는 팬 소음, 고습환경이 선별기 등 장비에 미치는 영향, 용수공급 및

패드교체 등을 고려하여 보다 신중한 검토가 요구된다.

주제어 : 국소냉방, 팬 앤 패드 시스템, APC 냉방, CFD 시뮬레이션

인 용 문 헌

1. Chourasia, M.K. and T.K. Goswami. 2007. Simulation of effect of stack dimensions and stacking arrangement on cool down characteristics of potato in a cold store by computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering* 69(4):503-515.
2. FLUENT 6.2 2005. User's Guide FLUENT inc. New Hampshire. USA.
3. Hoang, M.L., P. Verboven, J. De Baermaeker, and B.M. Nicolai. 2000. Analysis of air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics. *Int. J. Ref.* 23:127-140.
4. HuTek (Asia) company, Ltd. 2010. <http://www.hutek-asia.com/celpad.html>.
5. Kittas, C., T. Bartzanas, and A. Jaffrin. 2003. Temperature gradients in a partially shaded large greenhouse equipped with evaporative cooling pad. *Biosystems Engineering* 85:87-94.
6. Kitta, C. and T. Bartzanas. 2007. Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations. *Building and Environment* 42:3774-3784.
7. Lee, I. and T.H. Short. 2001. Verification of computational fluid dynamics temperature simulation in a full-scale naturally ventilated greenhouse. *Trans. ASAE* 44(1):119-127.
8. Moureh, J., N. Menia, and D. Flick. 2002. Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets. *Computer and Electronics in Agriculture* 34:25-42.
9. Okushima, L., S. Sase, and M. Nara. 1989. A support system for natural ventilation design of greenhouse based on computational aerodynamics. *Acta Horticulture* 248:129-136.
10. Sapounas, A.A., T. Bartzanas, C. Nikita-Martzopoulou, and C. Kittas. 2008. Aspects of CFD modelling of a fan and pad evaporative cooling system in greenhouse. *Int. J. of Ventilation* 6(4):379-388.
11. Sase, S., T. Takakura, and M. Nara. 1984. Wind tunnel testing on airflow and temperature distribution of a naturally ventilated greenhouse. *Acta Horticulture* 148: 329-336.
12. Yu, I.H., M.K. Kim, H.J. Kwon, and K.S. Kim. 2002. Development of CFD model for estimation of cooling effect of fog cooling system in greenhouse. *Journal of Bio-environment Control* 11:93-100 (in Korean).