

CFD 시뮬레이션을 이용한 냉장컨테이너의 열유동 설계

윤홍선 권진경 정 훈 이현동 김영근

Design of Heat and Fluid Flow in Cold Container Using CFD Simulation

H. S. Yun J. K. Kwon H. Jeong H. D. Lee Y. K. Kim

Abstract

Because thermal non-uniformity of transported agricultural products is mainly affected by cooling air flow pattern in the cold transport equipment, the analysis and control of flowfield is key to optimization of cold transport equipment. The objectives of this study were to estimate the effects of geometric and operating parameters of cold container on the air flow and heat transfer, and find the optimum design parameters for the low temperature level and its uniformity in given cold container with CFD simulations. Existences of ducts, gaps between pallets and geometries of exit as geometric parameters and fan blowing velocity as operating parameter were investigated. CFD simulations were carried out with the FLUENT 6.2 code. The result showed that optimum design condition was bulk loading with no duct, wall exit and 8.0 m/s of fan blowing velocity.

Keywords : Airflow, Cold container, CFD (Computational Fluid Dynamics), Heat transfer

1. 서론

냉장컨테이너로 수송되는 농산물의 품질유지를 위해서는 컨테이너 내부의 온도변화가 적고 온도분포가 균일하여야 한다. 컨테이너 내부에서의 열전달은 강제대류에 크게 의존하므로 농산물 품온은 공기의 유동특성의 영향을 많이 받게 된다. 냉각공기의 유량이 어느 한곳으로 집중되면 저온장해나 과도한 수분증산을 유발시킬 수 있으며, 유속이 느리거나 2차 유동이 발생하는 영역에서는 품온 상승에 따른 품질열화가 발생할 수 있다. 농산물 품온에 영향을 미칠 수 있는 변수로는 농산물의 호흡열, 열적 물성치, 적재 공극률 등과 같은 농산물의 고유성질 뿐 아니라 냉각 매질인 공기의 온도나 속도, 적재물의 배열방식 등과 같이 제어 가능한 변수들도 있다. 따라서 냉장컨테이너의 적정 설계를 위해서는 위의 설계변수들이 컨테이너 내부의 기류 및 열전달에 미치는 영향을 분석하

고, 균일한 온도장을 유지하기 위한 최적의 변수를 설정할 필요가 있다. 설계변수별로 냉장컨테이너 내부의 열유동장을 분석하는데 있어서 반복실험을 통한 방법은 비용과 시간적 측면에서 비경제적이므로, 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)을 적용한다면 효율적인 열유동장 분석과 적정 설계가 가능할 것이다.

CFD 시뮬레이션에 의한 열유동장 예측의 유용성은 적용되는 수치모델과 그 해법의 타당성에 크게 의존하지만 지배방정식에 따라 다양한 열유동 변수값을 분석해볼 수 있는 장점이 있다. 최근 컴퓨터 하드웨어의 발전과 열유동 해석 코드들의 신뢰성이 향상됨에 따라 식품 및 농업기계 분야에서도 CFD 시뮬레이션이 활발히 적용되고 있다. 저온저장 및 저온수송 장치와 관련된 연구로는 Hoang 등(2000)과 Nahor 등(2005)이 CFX 코드를 이용하여 저온저장고 내부의 기류 및 열전달 해석을 수행하여 $k-\epsilon$ 계열의 난류모델이 내부 열유

This work was financially supported by Agricultural R&D Promotion Center (ARPC). The article was submitted for publication on 2008-09-23, reviewed on 2008-10-06, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2008-10-22. The authors are Hong Sun Yun, Senior Research Scientist, Jin Kyung Kwon, Hoon Jeong, Hyun Dong Lee, and Young Keun Kim, Research Scientist, National Academy of Agricultural Science, RDA, Suwon, Korea. Corresponding author: H. S. Yun, Senior Research Scientist, National Academy of Agricultural Science, RDA, Suwon, 441-707, Korea; E-mail: <hsyoon@rda.go.kr>.

동, 특히 코안다 효과(Coanda effect)의 모사에 한계가 있음을 밝힌 바 있으며, Moureh 등(2002, 2004)은 냉동컨테이너 내부의 열유동에 대해 FLUENT 코드를 적용한 CFD 해석 결과, 난류모델로 레이놀즈응력모델(Reynolds stress model, RSM)을 적용하는 것이 적합함을 밝혔다. Chourasia 등(2006)은 FLUENT 코드를 이용하여 저온저장 중인 감자포대 내부에서의 자연대류에 대해 CFD 시뮬레이션을 수행하여 내부기류 및 열전달과 질량전달을 해석하였고, 그 결과를 측정치와 비교하여 유의성 있는 결과를 얻었다.

본 연구의 목적은 냉장컨테이너 내부의 열유동장을 CFD코드(FLUENT 6.2, ANSYS, USA)를 이용하여 해석하고 이를 통해 적재물 배열방법, 덕트유무, 출구형상, 팬 풍속 등의 설계변수들이 컨테이너 내부의 기류 및 열전달에 미치는 영향을 분석하여 최적의 설계변수를 설정하는데 있다.

2. CFD 해석

가. 해석대상 컨테이너

본 연구에서 CFD 해석에 적용한 냉장컨테이너의 크기는 7,620(L) × 2,290(W) × 2,250(H) mm이고, 벽체는 두께 70 mm의 우레탄으로 단열되어 있다. 전단부 벽체 상층부에 송풍팬(φ300 mm) 4개, 하층부에는 공기출구가 설치되어 있으며, 공기출구는 슬롯형(2,290(W) × 100(H) mm)과 벽면형(2,200(W) × 1,500(H) mm)의 두 가지 형태로 설치하였다. 그림 1은 해석 대상 냉장컨테이너와 계산시 적용한 경계조건에 대한 개략도이다. 계산 영역은 형상의 대칭성을 고려하여 전영역의 1/2로 하였으며, 내부 열원으로는 농산물의 호흡열과 외부로부터 벽면을 통해 침투하는 열유속을 고려하였다. 냉장컨테이너에 적재된 농산물은 복숭아로 가정하였으며, 본 연구에서는 해석의 편의성을 위해 적재 농산물을 팔레트 위에 벌크(bulk)상태로 적재(1,100(L) × 1,100(W) × 1,500(H) mm)된 Porous media로 가정하였다.

나. 지배방정식

컨테이너 내부의 유동은 정상상태, 비압축성, 3차원 난류로 가정하였으며, 복사열전달은 무시하고 전도 및 혼합대류 열전달만 고려하였다. 저속, 저온의 유동이므로 점성소산 및 열부력의 효과는 무시하였다. 난류모델은 Moureh 등(2002, 2004)과 Yun 등(2007)의 연구결과를 참고하여 RSM을 채택하였다. 위의 가정에 기초하여 본 수치해석에 적용된 시간평균 Navier-Stokes 방정식, 에너지방정식 및 레이놀즈응력 수송방정식을 텐서형식으로 나타내면 아래와 같다.

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) + S_i \tag{2}$$

$$\frac{\partial U_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j T} \right) + S_h \tag{3}$$

$$\begin{aligned} U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} = & -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{u_i u_j u_k} + \frac{p}{\rho} (\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\nu \frac{\partial (\overline{u_i u_j})}{\partial x_k} \right] - \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) \\ & + \frac{p}{\rho} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - 2\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \end{aligned} \tag{4}$$

위 방정식들에 대한 설명과 난류모델에 사용된 상수 등은 참고문헌(FLUENT 6.2, 2005)에 잘 나타나 있으므로 생략하기로 한다. 벽면 유동은 표준 벽함수(standard wall function)로 모델링 하였으며, 농산물 적재 영역은 porous media로 모델링 하였다. 농산물 적재 영역의 내부 유동저항은 Ergun 방정식(1962)에 기초하여 점성 및 관성손실의 합으로 식 (2)의 손실항에 반영하였으며, Porous media내의 에너지방정식은 다음과 같이 수정되어 적용된다.

$$\nabla \cdot (\vec{u}(\rho_j E_f + p)) = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \left(\sum_i h_i J_i \right) \right] + S_j^h \tag{5}$$

여기서 k_{eff} 는 유효열전도계수이며 S_j^h 는 복숭아의 호흡열이다. 그림 1의 경계조건에 적용된 구체적인 물리값들은 표 1에 나타낸 바와 같다. 송풍팬의 토출풍속은 2.0~8.0 m/s 범위로 하였으며 토출온도는 실제 냉장컨테이너를 운전할 때 측정된 평균온도인 4.9℃로 고정하였다. 난류강도는 냉동 컨테이너에 대한 Moureh 등(2002)의 연구결과를 참고로 하였으며, 출구에는 압력경계조건을 적용하였다. 복숭아의 물성치는 ASHRAE 핸드북을 참조하였으며, 단열벽 침투 열유속은

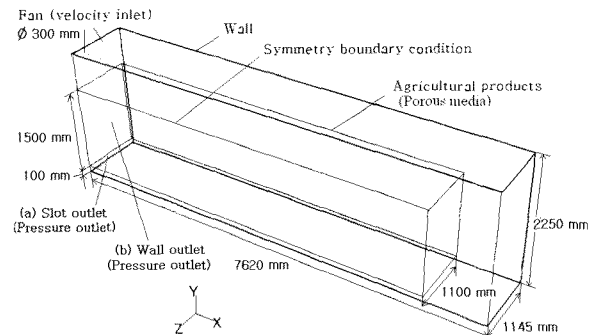


Fig. 1 Schematics of the computational geometry and boundary conditions.

Table 1 Boundary conditions and physical properties

Properties	Value
Inlet temperature, °C	4.9
velocity, m/s	2.0~8.0
turbulent intensity	0.1
hydraulic diameter, m	0.3
Peach effective diameter, m	0.1
specific heat, J/kg K	3,900
thermal conductivity, W/m K	0.58
density, kg/m ³	608.7
respiration heat, W/m ³	9.13
Porous media	
heat source, W/m ³	5.48
porosity	0.4
Infiltration heat flux, W/m ²	
side wall	8.8
roof	8.8
floor	8.4
north wall	9.2
south wall	0

컨테이너 내·외벽의 온도를 측정하여 아래 식 (6)의 Fourier 법칙으로부터 계산하였다.

$$q = \frac{k}{t} \Delta T \quad (6)$$

여기서 q 는 열유속, k 는 열전도율, t 는 벽두께, ΔT 는 내·외벽 온도차를 각각 나타낸다.

계산 격자는 비정렬 사면체 격자를 적용하였으며 개수는 계산시간 및 격자의존성을 고려하여 약 30만개로 하였다. 복승아의 적재는 12개의 팔레트를 2열로 배치하는 것으로 하였으며 적재량은 설계조건에 관계없이 동일하다. 연속방정식에 나타나는 압력수정식에는 SIMPLE 알고리즘을 적용하였고, 압력항의 이산화에는 PRESTO! 스킴을, 나머지 항들의 이산화에는 QUICK 스킴을 적용하였다. 해의 수렴기준은 반복계산에 따른 유속의 합과 연속된 종속변수들의 상대오차가 에너지의 경우 10^{-7} , 나머지 변수들은 10^{-4} 이하가 될 때까지로 하였다. 또한 반복계산의 진행에 따른 출구 평균유속과 입·출구의 질량유량 평형을 통해 해의 안정성과 보존칙의 만족 여부도 확인하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 시뮬레이션 모델의 검증

CFD 시뮬레이션 모델의 검증을 위한 비교 데이터를 획득하기 위해 슬롯형 공기출구를 설치한 빈 컨테이너를 대상으로 그림 2에 나타난 총 18개의 위치에 PT100 Ω(DH-019-P-100, Daehyun Tech., Korea) 온도센서를 설치하였으며, 대칭성을 고려하여 중앙면을 중심으로 한쪽의 전/중/후단, 상/중/하층, 내/외측에 해당하는 위치의 온도만 측정하였다. 팬의 토출 풍속은 3.3 m/s, 토출 온도는 5.2°C이었다. 그림 3에는 중앙면에 해당하는 센서 1~3번, 7~9번, 13~15번 위치의 온도 실측값과 CFD 예측값의 비교 결과를 나타내었다. 실측값과 예측값의 차이는 후단부로 갈수록 커지는 경향을 보였으나, 전단부인 1~3번 위치에서 약 0.05°C 이내, 후단부인 13~15번 위치에서 약 0.1°C 이내로 정확하게 예측되었으며, 온도분포의 경향성 역시 실측값과 유사하게 나타났다. 본 논문에 나타내지는 않았지만 벽면 쪽의 나머지 센서들에 대한 실측값과 예측값의 비교에서도 유사한 차이와 경향성이 나타났다. 속도벡터의 검증은 선행 논문(Yun 등, 2007)에서 보고한 바와 같이 1/5 축소 모형에 대한 입자영상유속계(Ultra PIV, TSI, USA) 측정 결과와 비교하여 검증하였으며, 내부 선회유동의 특성을 포함한 속도벡터는 전단/중단부 경계에 대해서 평균 0.087 m/s, 중/후단부 경계에 대해서는 평균 0.12 m/s의 오차로 정확하게 예측되었다.

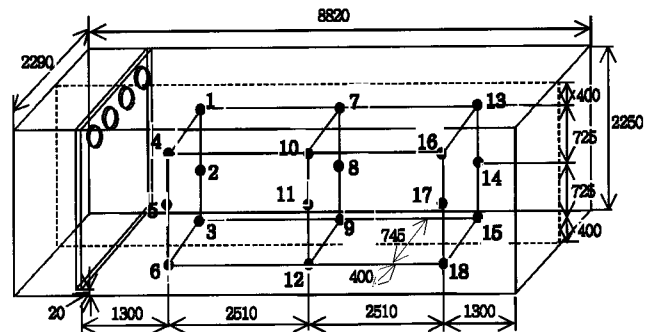
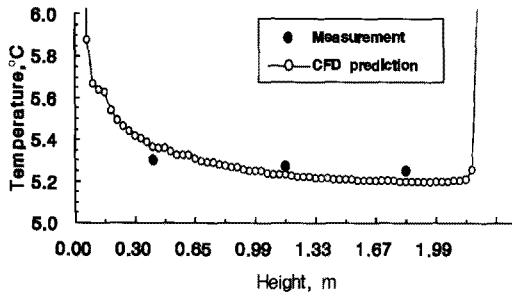


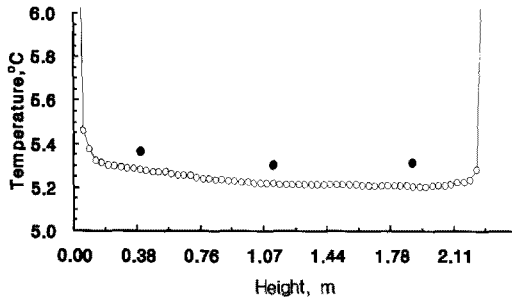
Fig. 2 Temperature sensor positions in the container.

나. 설계변수별 열유동장 해석

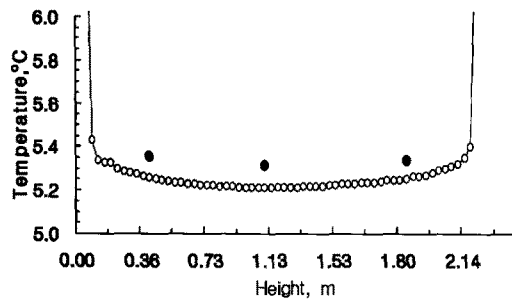
본 연구에서 고려된 냉장컨테이너의 설계변수는 그림 4에 나타난 바와 같다. 농산물의 적재 형태는 팔레트 사이의 간격이 없는 산물적재와 150 mm의 간격을 둔 간격적재로 구분되며, 덕트는 컨테이너 길이의 1/3, 2/3에 해당하는 2.54 m와 5.08 m 길이의 원형단면 덕트(φ300 mm)로 구분된다. 공기



(a) Sensor No. 1, 2 3



(b) Sensor No. 7, 8 9



(c) Sensor No. 13, 14 15

Fig. 3 Comparison between experimental and numerical temperature distributions.

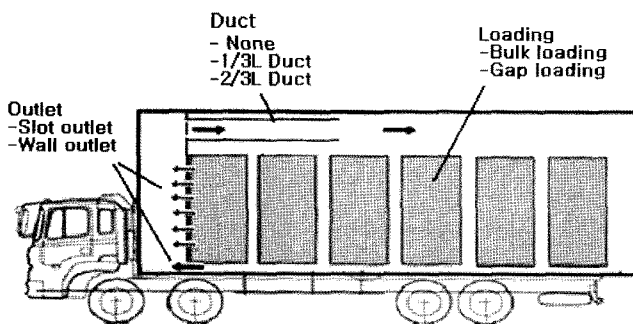


Fig. 4 Geometric parameters of cold container.

출구는 팬 하부의 바닥과 접한 슬롯형 출구와 농산물의 적재 영역과 접하는 벽면형 출구로 구분되며, 벽면형 출구의 경우 적재농산물 상부는 커버에 의해 덮여 있는 상태를 대상으로 하였다. 각 설계변수를 조합하여 (Case a) 무덕트·슬롯출구·산물적재, (Case b) 무덕트·슬롯출구·간격적재, (Case c) 2.54 m 덕트·슬롯출구·간격적재, (Case d) 5.04 m 덕트·슬롯출

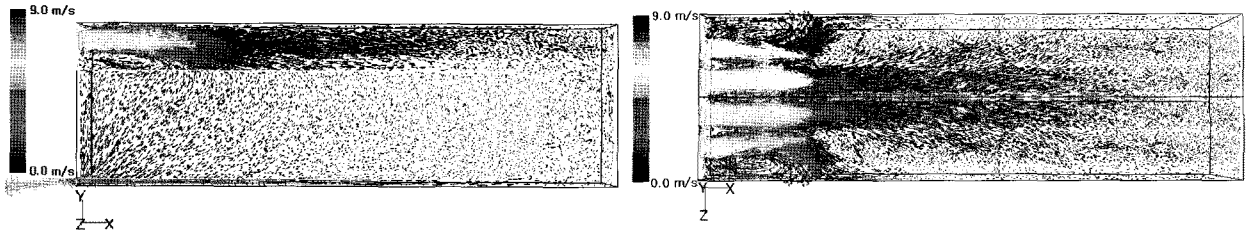
구·간격적재, (Case e) 무덕트·벽면출구·산물적재·적재물 상부커버의 총 5가지 조건에 대해 팬 토출 유속을 2.0, 4.0, 6.0, 8.0 m/s로 변화시키면서 내부 열유동장을 해석하였다. 냉장 컨테이너의 최적 설계조건은 온도분포의 균일성과 아래 식 (7)과 같이 정의되는 농산물 적재영역의 체적평균온도를 기준으로 결정하였다.

$$T_{avg} = \frac{1}{V} \int TdV \quad (7)$$

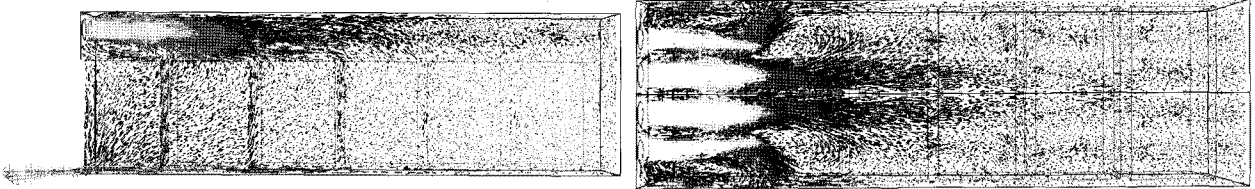
여기서 T 는 온도, V 는 체적을 의미한다.

단, 농산물 품온은 실제 농산물의 온도가 아닌 농산물 사이 공기기류의 온도이며, 이는 조밀한 농산물 적재에서 농산물과 주위 유체 사이의 온도차는 매우 작다는 Chourasia 등 (2005)의 연구결과에 근거한 것이다.

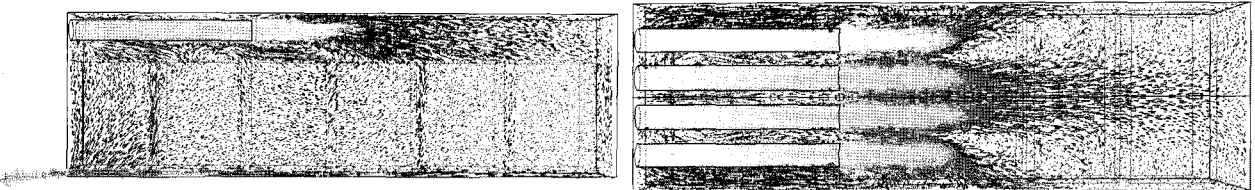
그림 5는 위의 Case a~e의 설계조건들에 대해 팬 토출유속이 6.0 m/s일 때 팬의 중심을 포함하는 x-y평면과 x-z평면에서의 속도벡터를 나타낸 그림이다. 각각의 Case에서 팬 유속을 2.0~8.0 m/s로 증가시킬 때 내부 각 지점에서의 유속은 비례하여 증가하였으나 전체적인 유동패턴의 특성은 크게 변화하지 않았다. Case a의 경우 팬 유속에 따라 내부에서 관찰되는 최대유속은 약 3~12 m/s로 변하였지만 뚜렷한 2차 유동은 관찰되지 않았다. 외측 팬의 토출유동은 하층부 슬롯출구의 영향으로 측벽과 농산물 적재영역 사이의 간격을 통해 하층부로 향하며, 후단부로 향하는 유동은 대부분 내측 팬의 토출 유동이다. 농산물 적재영역 내부의 전단부측에서는 하층 슬롯출구 방향으로 걸보기 유속기준 약 0.2 m/s의 비교적 강한 기류가 관찰되나 후단부에서는 약 0.05 m/s이하로 급속히 감소되었으며, 이는 전, 후단부 간의 온도편차의 원인이 된다. Case b의 150 mm 간격을 둔 적재의 경우, 전체적인 유동특성은 Case a와 유사하나 내측 팬의 토출유동은 적재물 사이의 간격으로 유입되는 유량이 증가함으로 인해 Case a에 비해 후단부로 충분히 전파되지 못한다. 이로 인해 적재물 내부의 평균유속은 Case a에 비해 걸보기 유속기준으로 약 0.02 m/s 정도 감소하나, 적재물 사이의 간격을 통과하는 유동에 의한 대류 열전달의 향상으로 적재물 내부의 유속감소에 따른 열전달율의 감소는 상쇄되어, 적재물 내부 평균온도는 Case a에 비해 약 0.02°C 낮게 나타났다. Case c의 2.54 m의 덕트를 가지는 간격적재의 경우, 덕트가 없는 경우에 비해 후단부까지 상대적으로 많은 기류가 도달함을 볼 수 있으며 적재물 간격으로 유입되는 기류도 Case b에서는 전단부측 간격들에 집중되는 반면 Case c에서는 첫 번째 간격의 0.8 m/s를 제외하고는 0.2~0.35 m/s의 유속범위로 비교적 고르게 분포



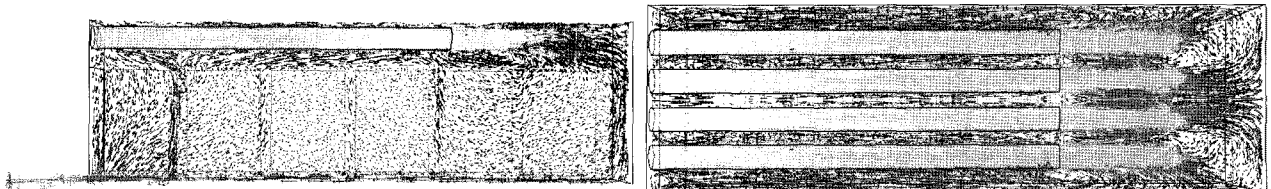
(Case a) Bulk loading with no duct and slot exit



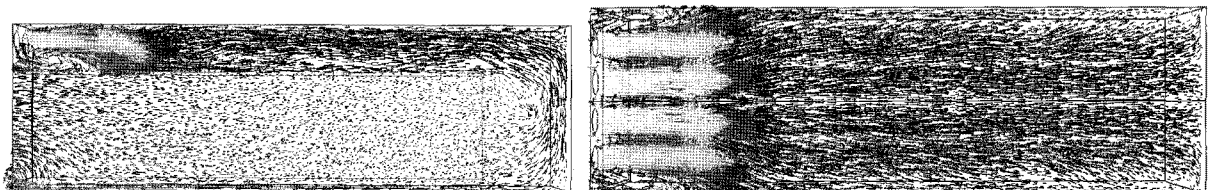
(Case b) Gap loading with no duct and slot exit



(Case c) Gap loading with 2.54 m duct and slot exit



(Case d) Gap loading with 5.04 m duct and slot exit



(Case e) Bulk loading with no duct and wall exit

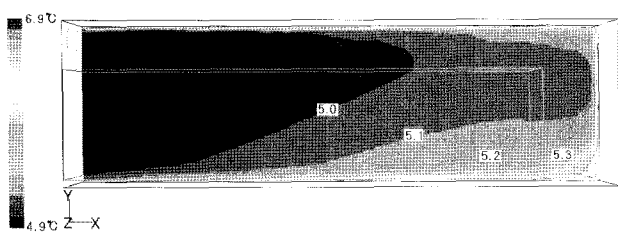
Fig. 5 Velocity vector at $z=0.91$ m and $y=2.02$ m planes for fan blowing velocity of 6.0 m/s.

됨을 볼 수 있다. 그러나 적재물 간격을 통과하는 유속은 Case b에 비해 작으며, 적재물 내부의 유속도 덕트 출구의 바로 하류인 중단부 영역에서 걸보기 유속기준 0.15 m/s 정도로 비교적 큰 반면 중단부와 후단부에서는 0.1 m/s 정도로 상대적으로 작게 나타났으며, 이로 인한 전, 중, 후단부 간의 온도 불균일이 발생하였다. 5.08 m의 덕트를 가지는 Case d의 경우, 긴 덕트를 통과한 유동은 팬 반대편의 후단부 벽면에 충돌한 후 하부로 향한다. 팬 반대편 벽면과 마지막 적재물

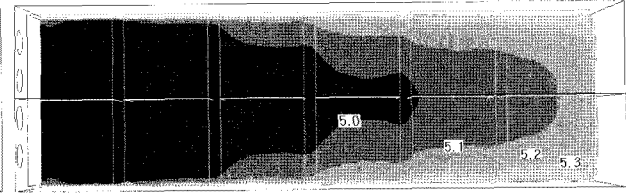
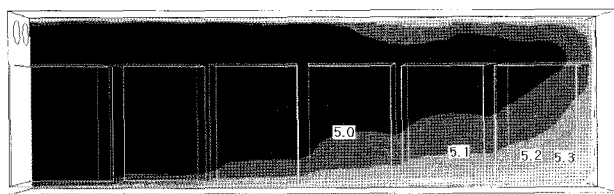
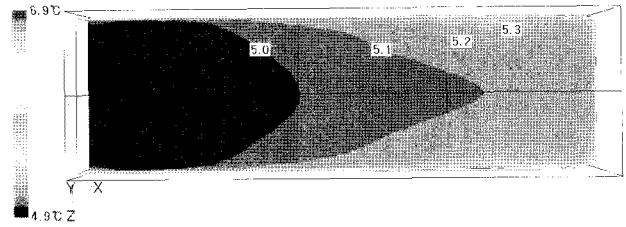
사이의 공간으로 1.0 m/s 정도의 빠른 유속이 통과하나 중단부의 적재물 사이 간격으로는 약 0.2~0.3 m/s의 상대적 저속 유동이 관찰된다. 적재물 내부의 유동은 후단부에서 중단부 방향으로 상층으로 향한 후 다시 하층부의 덕트 출구로 향하는 선회유동이 발생하며, 이로 인해 적재물 내부의 유속도 Case c보다 후단부에서 걸보기 유속기준 약 1.0 m/s 크게, 중단부에서 약 1.0 m/s 작게 나타났다. Case e의 덕트가 없는 벽면출구의 산물적재의 경우 슬롯출구를 가지는 Case a와 달

리 내, 외측팬의 토출유동이 모두 컨테이너 상부벽면과 적재물 상부의 커버사이의 유로를 통해 후단부까지 균일하게 전파되고 있으며, 후단부 벽면에 충돌 후 농산물 적재영역 내부를 거의 수평으로 통과하여 전단부의 벽면출구로 유출됨을 볼 수 있다. 적재물 내부의 유동은 전, 후단부에서 속도차이는 보이나 전체적으로 균일한 유동특성을 나타내고 있으며, 내부의 온도분포 역시 Case a와 달리 전, 후단부에 걸쳐 균일하게 분포하는 것으로 나타났다.

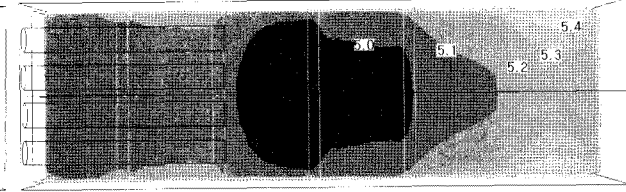
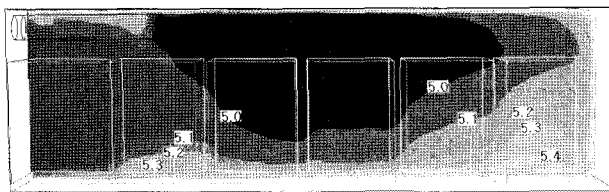
그림 6은 그림 5와 동일조건에서 컨테이너의 좌우대칭 x-y 평면과 적재물의 중간높이에 해당하는 x-z평면에서의 온도분포를 나타낸 그림이다. 온도분포는 열전달률의 영향을 받으므로 기본적으로 속도분포와 유사한 경향성을 보인다. Case a의 팬 토출 온도는 중단부, 상층까지 도달하였으며 팬 토출 유속이 증가할수록 저온영역은 후단부, 하층 방향으로 확대되는 것이 관찰되었다. Case b의 경우 적재물 내부의 저온영역은 적재물 간격을 통과하는 유동의 영향으로 Case a에 비



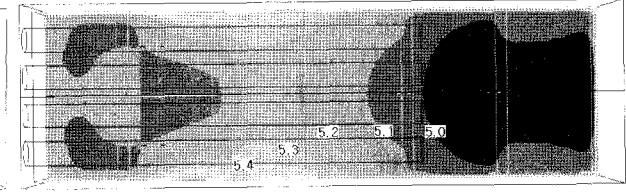
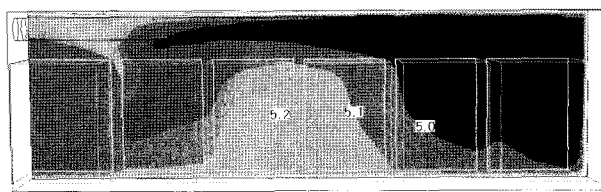
(Case a) Bulk loading with no duct and slot exit



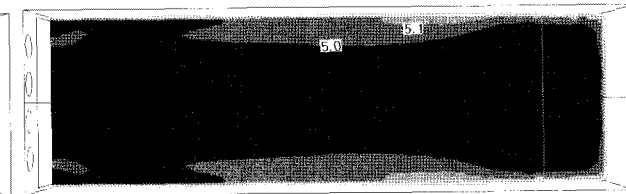
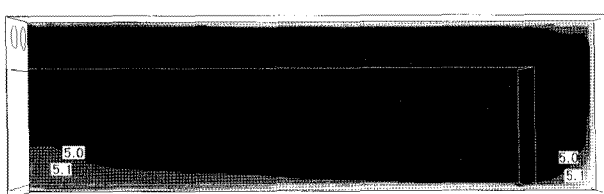
(Case b) Gap loading with no duct and slot exit



(Case c) Gap loading with 2.54 m duct and slot exit



(Case d) Gap loading with 5.04 m duct and slot exit



(Case e) Bulk loading with no duct and wall exit

Fig. 6 Temperature contours at symmetric plane and $y=0.85$ m plane for fan blowing velocity of 6.0 m/s.

해 넓게 나타났으며 이로 인해 후단부 적재물 내부에서 온도 편차가 Case a보다 심해짐을 볼 수 있다. Case c의 경우 덕트 출구 근처의 중단부에서 저온영역이 관찰되나 전단부 상층과 후단부 하층에서는 유속감소로 인해 Case b에 비해 0.1~0.2°C 높은 온도영역이 나타났다. 이는 Case a와 b에 비해 적재물의 온도상승 현상이 전체적으로 발생했을 뿐만 아니라 적재물 내부에 온도 불균일 현상이 발생하고 있음을 보여준다. Case d의 경우 긴 덕트로 인해 Case a~c의 컨테이너 후단부, 하층의 열적체가 해소되어 토출온도와 거의 같은 온도분포를 보임을 볼 수 있으나, 중단부의 선회하는 유동으로 인해 전단부와 중단부의 온도는 다른 경우들에 비해 0.1~0.2°C 정도 높게 나타나며 온도 불균일성 역시 높게 나타남을 볼 수 있다. Case e는 균일한 속도분포로 인해 중·후단부의 양측벽과 전단부의 하층 일부를 제외한 대부분의 영역에서 팬 토출온도와 거의 같은 균일한 저온상태를 유지하며, 적재영역 내부에서도 균일한 저온상태가 유지됨을 볼 수 있다.

그림 7에는 Case a~e의 설계조건별로 팬 토출유속을 변화시키면서 계산한 적재물 영역의 평균온도를 나타내었다. 모든 조건에서 팬 토출유속이 증가할수록 적재물의 평균온도는 거의 선형적으로 낮아졌으나, 기울기는 유속이 증가할수록 약간 작아지는 경향을 나타내었다. 또한 동일한 팬 토출유속에서 적재물의 평균온도는 Case e, b, a, c, d의 순서로 낮게 나타났다.

이상의 결과를 종합할 때 덕트의 설치는 후단부 영역의 열적체 해소에는 어느 정도 효과가 있으나, 2.54 m 덕트는 전·후단부에, 5.08 m 덕트는 전·중단부 영역에서 상대적으로 큰 온도편차를 발생시켰다. 150 mm 간격적재는 산물적재에 비해 적재물 내부 평균온도는 0.1~0.2°C 정도 낮은 것으로 나타났으나, 전단부에서 적재물 간격을 통과하는 유량이 증가함에 따라 후단부에서 온도 불균일 현상이 컸다. 또한 벽면출구

는 슬롯출구에 비해 컨테이너 내부에 균일한 속도분포를 발생시키며, 이로 인해 적재물 내부에도 균일한 온도분포가 형성되는 것을 확인할 수 있었다.

4. 요약 및 결론

냉장컨테이너로 수송하는 농산물의 품질유지를 위해서는 컨테이너 내부의 온도변화를 최소화하고 온도분포를 균일하게 유지하여야 한다. 이를 위해 냉장컨테이너의 설계조건들이 내부의 기류 및 열전달에 미치는 영향을 분석함으로써 컨테이너 내부의 열유동장을 최적화할 필요가 있다.

본 연구에서는 전산유체역학(CFD)을 기반으로 하여 적재물 배열방법, 덕트유무, 출구형상, 팬 풍속 등의 설계변수들에 대해 컨테이너 내부의 열유동장을 해석함으로써 냉장컨테이너의 최적운용을 위한 적정 설계조건을 제시하고자 하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 모든 설계조건에서 팬 토출유속이 증가할수록 농산물 적재영역의 평균온도는 낮아졌으며, 동일한 팬 토출유속에서 적재영역의 평균온도는 무덕트·벽면출구·산물적재·상부커버, 무덕트·슬롯출구·간격적재, 무덕트·슬롯출구·산물적재, 2.54 m 덕트·슬롯출구·간격적재, 5.04 m 덕트·슬롯출구·간격적재의 순서로 낮게 나타났다.
- (2) 간격적재는 산물적재에 비해 평균온도를 약간 감소시키나 후단부에서의 온도 불균일 현상을 발생시키며, 2.54 m 덕트와 5.08 m 덕트는 후단부의 열적체 해소에 도움을 주었으나 각각 전·후단부와 전·중단부에 상대적으로 큰 온도편차가 발생하였다.
- (3) 대상 냉장컨테이너에 대한 CFD 해석 결과, 무덕트·벽면출구·산물적재 조건에서 적재물 상부에 커버를 씌운 상태가 가장 낮은 적재영역 평균온도와 가장 균일한 온도분포를 나타내어 최적의 설계조건으로 판단되었으며, 이 경우 8.0 m/s의 팬 토출유속에서 대부분의 적재영역 온도가 팬 토출온도에 접근하였다.

참고문헌

1. ASHRAE Handbook. 1989. Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc.
2. Chourasia, M. K., P. Maji, A. Baskey and T. K. Goswami. 2005. Estimation of moisture loss from cooling data of potatoes. J. Food Process Eng. 28:397-416.
3. Chourasia, M. K. and T. K. Goswami. 2006. Simulation of

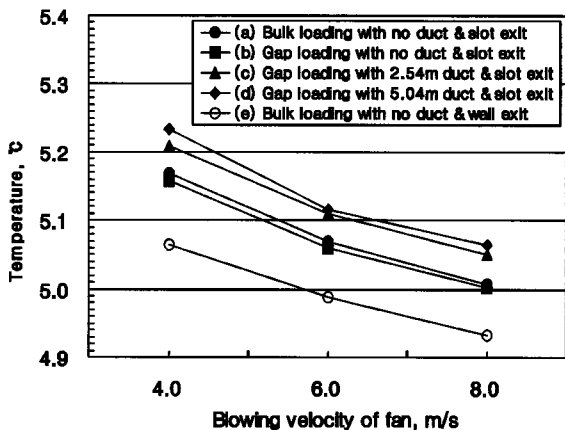


Fig. 7 Comparison of average temperatures of fruits in the container for various geometric design parameters.

- transport phenomena during natural convection cooling of bagged potatoes in cold storage, part I : fluid flow and heat transfer. *Biosystem Engineering* 94(1):33-45.
4. Chourasia, M. K. and T. K. Goswami. 2006. Simulation of transport phenomena during natural convection cooling of bagged potatoes in cold storage, part II: mass transfer. *Biosystem Engineering* 94(2):207-219.
 5. Ergun, S. 1952. Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering Progresses* 48:89-94.
 6. FLUENT 6.2. 2005. User's Guide, FLUENT Inc., New Hampshire, U.S.A.
 7. Hoang, M. L., P. Verboven, J. De Baermaecker 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.
 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. Moureh, J and D. Frick. 2004. Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets. *Int. J. Ref.* 27:464-474.
 10. Nahor, H. B., M. L. Hoang, P. Verboven, M. Bealmans and B. M. Nicolai. 2005. CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores. *Int. J. Ref.* 28:368-380.
 11. Yun, H. S., J. K. Kwon, H. Jeong, H. D. Lee, Y. K. Kim and N. K. Yun. 2007. CFD simulation of airflow and heat transfer in the cold container. *J. Biosystems Eng.* 32(6): 422-429.