

K-ε 난류모델을 이용한 저온저장고 내부의 온도분포 예측

조병관 · 송대빈 · 고희균
서울대학교 농업생명과학대학 농공학과

Prediction of Temperature Distribution in Cold Storage Rooms Using K-ε Turbulence Model

Byoung-Kwan Cho, Dae-Bin Song, Hak-Kyun Koh
Department of Agricultural Engineering, College of Agriculture and
Life Sciences, Seoul National University

Abstract

Long term storage of agricultural products is necessary to meet the demand for fresh product throughout the year. Since cold storage can reduce the rate of postharvest senescence and deterioration, it provides a higher quality product for extended periods. Effective distribution of cool air inside a storage room is required to ensure a uniform temperature and atmospheric composition. This study was worked out to find out the possibility for developing effective forced recirculating cold storage room that can store products with uniform temperature. In this study, two dimension, steady, incompressible and turbulence conditions were considered for analyzing the airflow and temperature distribution in cold storage room. Standard k-ε turbulence model was used for turbulent flow analysis. FEA (Finite Element Analysis) and segregated method were conducted to find out the solutions. In this procedures, FIDAP7.52 computer simulation program was used. To validate the performance of the simulation, middle size forced recirculating cold storage room and about 3.6ton's cabbage were used. Each fan temperature boundary condition was set up as -1.5°C, -2.0°C, -2.5°C, respectively. Predicted airflow patterns come out properly in this simulation. But in case of temperature distribution, the predicted temperatures in front of fan were lower than that of measured temperatures by 0.6~2.0°C. The residuals were caused by the difference conditions between the real flow field in 3-dimension and assumed flow field in 2-dimesional simulation. Air diffusion takes place much more in 3-dimesional flow field than in 2-dimesional flow field. All but these regions, predicted and measured temperatures were agreed well by the inside of 0.5°C.

Key words: cold storage room, k-ε turbulence model, FEA simulation, FIDAP

서 론

저온저장이란 저장된 농산물주위의 온도가 낮아지면 호흡 및 증산작용이 감소되어 성분의 손실이 줄어드는 것을 이용하여, 대상물의 종류에 따라 다소 차이가 있지만, 일반적으로 0~5°C 정도에서 저장하는 저장 방법의 일종으로 그 목적은 수확된 농산물의 최소 품질저하 유지 및 출하시기 조절로, 보다 높은 부가가치를 획득하는데 있다. 농산물은 수확한 후에도 생명을 유지하고 있으므로 온도, 풍속, 습도 및 환경가스 등에 영향을 많이 받는다. 그 중에서도 온도는 저장물의 선

선도 및 저장성에 치명적인 영향을 미칠 수 있는 중요한 인자이다. 따라서 균일한 온도를 유지할 수 있는 효과적인 저장고의 설계는 매우 중요한 사안임에 틀림없다. 그러나 현재 국내 저온저장고 설비는 저장고와 수확후 호흡을 하는 저장물의 특성과의 관계를 고려하지 않은채 설치되고 있는 실정이다. 그 결과 저장 후 많은 양의 저장물이 손실되고 또한 저장기간중에도 번거로운 관리작업이 수반되고 있다. 저장고 내부의 온도가 균일한 효율적인 저온저장고 설계를 위해서는 저장고 내부의 온도분포 및 공기유동 특성을 정확히 분석할 수 있어야 한다.

농업시설에 대한 유체유동 분석은 1970년대 후반을 기점으로 하여 실험을 통한 연구에서 유체이론 적용에 의한 컴퓨터 시뮬레이션 연구쪽으로 서서히 방향

Corresponding author: Byoung-Kwan Cho, Dept. of Agricultural Engng. College of Agriculture and Life Sciences, S.N. U., 103 Seodun-dong, Kwonsun-Gu, Suwon 441-744, Korea

전환이 이루어졌다.

Timmons (1988, 1990) 등은 slot으로 환기되고 내부 장애물이 없는 공간에서의 공기유동 영향을 표준 k-ε 난류모델과 변형된 상수를 적용한 모델을 이용하여 분석하였는데, 시뮬레이션과 실험에 의해 구해진 자료를 비교하여 k-ε 난류모델이 slot으로 환기되고 내부 장애물이 없는 공간의 공기유동과 내부에 장애물이 있을 때의 공기유동분석에 적합함을 보였다.

Choi (1992)는 감자 냉각저장고에서의 공기유동 및 온도분포를 저장물이 없는 경우에 대해 유입공기가 고,중,저속일 때의 경우를 비교해서 유한체적법(FVM)을 이용하여 3차원으로 시뮬레이션하여 이론 온도분포와 실측 온도분포의 유의성을 검증하였는데, 이 두 경우의 평균온도가 거의 같고, 지점별 온도차도 1°C 내외로 나타나는 것으로 보고하였다.

Choi (1993)는 환기중인 축사의 열부력이 공기유동 및 온도분포에 미치는 영향을 k-ε 난류모델을 이용하여 2차원으로 분석하였는데, 시뮬레이션한 공기유동의 형태가 실험(Boon, 1978)으로 분석된 유동형태와 거의 일치하며 각 지점별 온도의 편차도 1.7°C 이내로 나타남을 보였다.

Kang (1996)은 와도(vorticity)를 이용한 Poisson model을 2차원, 비압축, 등온, 정상상태로 가정한 저온저장고에 적용하여 유입, 배출구와 장애물의 조건변화에 따른 공기유동이 표준 k-ε 모델을 사용한 Choi (1987)와 Low-Reynolds-number k-ε 모델을 사용한 Rousseau (1995)의 연구결과와 유사함을 보였다. 또한 장애물내부에 과일이 차있는 경우를 porous media로 가정하고 포텐셜 조건(potential condition)을 이용하여 공기유동 형태를 분석하였고 여러조건에 적합한 경계조건을 제시하였다.

저장고 내부의 공기유동에 가장 큰 영향을 미치는 것은 송풍팬의 위치와 경계조건인데 지금까지의 연구는 팬이 저장고 내부에 설치되어 있는 상태를 단순화시켜 벽에 위치한 것으로 가정한 것들이었고 또한 FVM, FDM 등의 수치해법을 적용하므로 복잡한 기하학적 조건에 대한 한계를 포함하고 있다.

이번 연구에서는 저온저장고 중 가장 보편적으로 제작되어 실용화되고 있는 재순환 강제환기 저장고의 기하학적 조건을 실제와 같이 모델링하고 복잡한 형상에 쉽게 적용이 가능한 유한요소법의 장점을 최대한 이용할 수 있는 불규칙 요소망(unstructure mesh)를 적용하였다. 또한 난류유동에 대한 지배방정식으로는 적절한 정확도와 경제성이 우수한 표준 k-ε 모델을 이

용하였다. 그리고 시뮬레이션과 더불어 양배추를 이용한 저장실험을 통해 이를 실험적으로 검증하고자 한다.

결론적으로, 본 연구의 목적은 최적 온도분포를 갖는 저온저장고 설계를 위한 기초연구로서 표준 k-ε 난류모델 적용과 불규칙 요소망(unstructure mesh)을 이용한 유한요소법을 통해 재순환 강제환기 저온저장고 내부의 공기유동 및 온도분포를 해석하고 이를 실험을 통해 검증함으로써 그 유의성을 확인하는데 있다.

시뮬레이션 모델개발

유한요소법에 의한 정식화 및 이산화

표준 k-ε 모델을 도입한 2차원 비압축, 비등온 난류유동의 일반적인 지배방정식의 형태는 연속방정식, 운동방정식, 에너지방정식, k-방정식 과 ε-방정식의 5개 방정식으로 구성된다.

이 지배방정식에 대해 아래와 같은 형상함수(shape function)를 사용하여 각각의 변수를 근사화시켜 지배방정식에 대입하면 잔차(residual)가 구해진다.

$$u_i(x, t) = \phi^T U_i(t)$$

$$p(x, t) = \Psi^T P(t)$$

$$T(x, t) = \theta^T T(t)$$

$$k(x, t) = \phi^T K(t)$$

$$\epsilon(x, t) = \phi^T E(t)$$

여기서 ϕ, θ, Ψ 는 형상함수(shape function)이다.

가중잔차법중 Galerkin법 및 Green-Gauss theorem을 이용하여 식을 전개하면 다음과 같은 weak form을 얻을 수 있다.

① 운동방정식

$$\begin{aligned} & \left(\int_S \rho \phi \phi^T dS \right) \frac{dU_i}{dt} + \left(\int_S \rho \phi u_j \frac{\partial \phi^T}{\partial x_j} dS \right) U_i - \left(\int_S \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \Psi^T dS \right) P \\ & + \left(\int_S \rho \beta_T g_j \phi \theta^T dS \right) T + \left(\int_S \mu \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \frac{\partial \phi^T}{\partial x_j} dS \right) U_i \\ & + \left(\int_S \mu \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \frac{\partial \phi^T}{\partial x_i} dS \right) U_j = \int_V \sigma_i \phi dV \\ & + \int_S \sigma_i \phi dS + \int_S \rho g_i \beta_T T_0 \phi dS \end{aligned}$$

② 연속방정식

$$\left[\int_S \Psi \frac{\partial \varphi^T}{\partial x_i} dS \right] U_i = 0$$

③ 에너지방정식

$$\left(\int_S \rho c_p \theta \varphi^T dS \right) \frac{dT}{dt} + \left(\int_S \rho c_p \theta u_j \frac{\partial \theta^T}{\partial x_j} dS \right) T + \left(\int_S k \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \frac{\partial \theta^T}{\partial x_j} dS \right) T = \int_V g_s \theta dV + \int_S \mu \Phi \theta dS + \int_S H \theta dS$$

④ k-방정식

$$\left(\int_S \rho \varphi \varphi^T dS \right) \frac{dK}{dt} + \left(\int_S \rho u_j \varphi \varphi_j^T dS \right) K - \left(\int_S \frac{\mu}{\sigma_k} \varphi_j \varphi_j^T dS \right) K + \left(\int_S \rho \frac{\varepsilon}{k} \varphi \varphi^T dS \right) K = \int_V \frac{\mu}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial n} \varphi dV + \int_S \mu \Phi \varphi dS$$

⑤ ε-방정식

$$\left(\int_S \rho \varphi \varphi^T dS \right) \frac{dE}{dt} + \left(\int_S \rho u_j \varphi \varphi_j^T dS \right) E - \left(\int_S \frac{\mu}{\sigma_k} \varphi_j \varphi_j^T dS \right) E + \left(\int_S \rho C_2 \frac{\varepsilon}{k} \varphi \varphi^T dS \right) E = \int_V \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} \varphi dV + \int_S C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu \Phi \varphi dS$$

여기서,

- U_i: i 방향의 속도(m/s)
- K: 난류운동에너지(m²/s²)
- H: 열원(J/m³·s)
- ρ: 밀도(kg/m³)
- μ, μ_t: 점성계수(Pa·s)
- β: 체적팽창계수(1/K)
- P: 압력(Pa), T: 온도(K)
- E: 난류소산율(m²/s³)
- C₁, C₂, σ_k, σ_ε: 상수
- c_p: 정압비열(m²/s³)
- k: 열전달계수(J/m²·s)
- t: 시간(sec)

위의 변분식에서 정상상태에 의한 시간항을 제거한 후 이산화한 행렬방정식으로 나타내면 다음과 같은 형태로 나타난다.

$$K(U)U = F$$

여기서 U=(u, v, p, T, k, ε)

수치해법

위의 이산화된 행렬식을 segregated 방법을 이용하여 해를 구하였는데 이 방법은 global matrix를 sub-matrix 형태로 분리하여 각각의 변수들에 대해 연속적으로 계산을 수행하기 때문에 난류나 복잡한 형상의

문제에 나타나는 대용량의 메모리요구를 해소할 수 있어 유리한 방법으로 많이 사용되고 있다. 본 연구에서는 유체해석 상용 프로그램인 FIDAP 7.52를 이용하여 수치해를 구하였다.

경계조건

유니터 쿨러(unit cooler)는 앞쪽의 팬과 뒤쪽의 증발기(evaporator)로 구성되며 증발기에 의해 냉각된 공기가 팬에 의해 저장고를 순환하게 된다. 팬의 풍속은 12군데를 풍속계로 측정하여 평균한 값인 7.76 m/s를 사용하였다.

팬에서 나오는 공기는 높아진 저장고내부의 온도가 증발기를 통과하면서 냉각되어진 것이므로 냉각기가 작동하는 시간에 따라 저장고 내부의 온도와 함께 낮아지게 된다. 실제로 팬에서 나오는 온도는 약 1.7°C에서 -2.7°C로 변화되는데 본 연구에서는 30초동안의 평균실측값 중에서 -1.5°C, -2.0°C, -2.5°C를 팬의 온도 경계조건으로 설정하였다.

팬에서의 난류운동에너지와 소산율은 다음의 식에 의해 구하였으며, 여기서 구한 k와 ε값을 전체 k와 ε의 초기값으로 사용하였다.

$$k = \frac{3}{2} (Iu_x)^2$$

$$\varepsilon = C_\mu k^{1.5}/L$$

여기서 I는 난류 intensity이며 일반적으로 0.03-0.04를 사용한다. 본 연구에서는 0.04로 설정하였다. L은 난류의 혼합길이를 말하며 보통 채널 너비의 0.01배를 준다.

벽면에서의 경계조건은 열플럭스를 수반하고 있는 비투과성 경계조건이다.

벽면의 열플럭스를 계산하기 위해 저장고 내부의 에너지증가량을 정압과정으로 가정하였으며 이 과정에서 사용된 온도변화량은 저장고내의 평균된 최저, 최대 온도의 차이로 하였다.

저장고 내부의 온도증가는 팬의 작동이 정지되었을 때부터 작동을 시작하기 전까지의 기간동안 발생되며 약 960초가 소요된다. 따라서 벽면을 통해 저장고로 유입된 열량은 위에서 구한 내부에너지 증가량에 시간을 나눈값으로 나타낼 수 있다.

저장고 내부로 유입된 열량에서 외부공기에 의한 영향이 적은 밀쪽 벽면을 제외한 저장고 전체면적을 나누면 열플럭스를 구할 수 있으며, 열플럭스를 이용하여 열전도방정식에 의한 벽면의 온도를 계산할 수 있게 된다. 여기서 저장고 천정의 온도는 저장고가 있

는 실내조건을 고려하여 0.5 K 높게 설정하였다. 그리고 밀쪽의 벽면은 바다에 의한 열전도가 이루어지는 부분인데 본 연구에서는 저장온도인 0°C 보다 3°C 높게 설정하였다.

저장고 내 산물상태로 쌓여있는 양배추의 경계조건은 실제로는 공극율을 고려해야 하는 porous 경계조건이다. 그러나 저장된 상태가 매우 조밀한 산물상태이므로 벽조건과 같다고 가정을 하였으며 여기에 양배추 호흡에 의한 열플럭스를 추가하였다.

양배추의 저장이 산물상태에서 약 1개월가량 경과한 상태이므로 숙성정도가 높으며 그에 따른 내부의 품온도 상당히 상승되어있음을 예측할 수 있다. 본 연구에서의 양배추의 평균품온을 15°C로 가정하였다. 15°C일 때의 일반적인 양배추 호흡열은 296~523 (mW/kg)로 구명되어있다. 본 연구에서의 호흡열의 값은 500 (mW/kg)으로 설정하였다. 양배추의 산물밀도가 480 kg/m³이므로 단위체적당 호흡열은 산물밀도와 호흡열의 곱으로 구해진다. 구해진 값에 산물양배추의 체적을 곱하면 양배추 전체의 호흡열량이 구해지게 된다.

실제 저장시에 공급되는 냉기는 양배추의 공극율사이로 공기의 흐름을 형성하며 산물양배추의 상단 오른쪽과 오른쪽 옆면을 통해 빠져나가게 된다. 이 과정에서 팬이 위치한 중앙부쪽으로 대부분의 열량이 이동하게 된다. 이를 고려하여 본 연구에서는 적재된 양배추를 단위폭으로 가정하여 열플럭스를 산출하였다. 시물레이션에 사용된 경계값들은 Table 1과 같다.

유한요소망

저온저장고 시물레이션을 위해 사용된 요소망(mesh)은 불규칙 요소망(unstructure mesh)으로 구성하였다. 불규칙 요소망(unstructure mesh)은 복잡한 형상

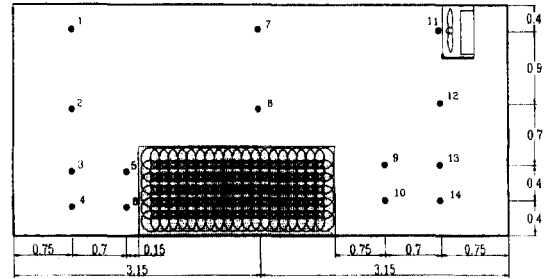


Fig. 1. The scheme of sensor positions in cold storage room.

에서도 매우 쉽게 요소망을 구성할 수 있는 장점을 가지고 있다.

속도의 구배가 급격할 것으로 예상되는 유니터 쿨러의 주변과 저장물 주위의 요소망을 조밀하게 구성하였다. 왼쪽 벽면과 뒷벽, 오른쪽 벽면 그리고 밀쪽 벽의 요소개수는 34×48×52×82이며 전체개수는 3,900개이다.

적절한 요소망구성을 위해 요소망의 개수의 변화에 따른 유선과 온도 결과값을 저장고 내부의 14군데를 지정하여 비교해 보았다. 지정된 14개소의 위치는 Fig. 1에 나타난 것과 같다. 비교를 위해 사용된 요소망의 개수는 26×46×36×60 (전체요소수: 2792개, 28.4% 감소) 와 42×50×52×92 (전체요소수: 4452개, 15% 증가) 두 종류이다. 두 종류의 유선이 모두 거의 일치함을 볼 수 있었다. 그러나 온도값에서는 다소 차이가 나는 결과를 나타내었는데 전자의 경우는 저장고 전체 온도차이의 최대 6.4% (0.6°C)이내의 차이를 보였고 후자의 경우는 8군데의 지점에서 일치하는 값을 보였고 4군데의 온도값이 약 2.1% (0.2°C)의 차이를 보였다. 따라서 경제적인 면과 정확도를 고려해볼 때 시물레이션에 사용된 요소망, 34×48×52×82은 적절하다고 판단된다.

Table 1. Boundary conditions for cold storage room simulation

항 목	경 계 값
팬풍속	7.76 m/s
팬온도	-1.5°C, -2.0°C, -2.5°C
난류운동에너지(k)	0.1445 m ² /s ²
난류 소산율(ε)	1.2359 m ² /s ³
내부에너지 증가량	711.5 kJ
유입열량	178.7 W
벽면의 열플럭스	2.52 W/m ²
벽면온도	6.3°C
천정온도	6.8°C
바닥온도	3.0°C
산물양배추 호흡열량	1800 W
산물양배추 열플럭스	400 W/m ²

재료 및 방법

실험장치

실험에 사용된 저장고는 냉각 팬과 증발기 및 재상 히터(heater)가 내장되어있는 유니터 쿨러(unit cooler)와 저장고 내부의 온도를 측정할 수 있는 온도센서, 그리고 설정한 온도를 기준으로 응축기와 팬을 제어하는 제어시스템과 농산물을 저장할 수 있게 단열되어진 저장실로 구성되어져 있다. 저장실은 전체가 다 10 cm의 polystyrene과 0.5 cm의 양면 철판으로 단열되어 있으며 냉각을 위한 냉각 팬이 오른쪽벽 중앙 상

부에 설치되어있다.

저장고 내부의 공기유동에 영향을 줄 수 있는 조명등과 환풍팬은 제거하였으며 공급되는 냉기의 방향성을 향상시키기 위해 유니터 쿨러에 부착되어있는 팬 앞쪽에 폭 10 cm의 방향보조장치를 제작하여 부착하였다.

온도와 속도를 측정하기 위해 4개의 입력채널과 한 개의 출력채널로 구성되어있는 자료수집기(data logger) 4대와 각 입력채널(16개)을 통해 연결된 온도센서(서미스터) 14개 및 속도센서 1개와 출력채널로부터 나오는 신호를 처리할 수 있게 PC를 이용해 자료수집장치를 구성하였다.

저장고 내부에 설치된 온도센서의 위치는 Fig. 1와 같다.

실험재료

강원도 대화, 장평, 철원 등지에서 1997년 9월초에 수확된 춘광 7호(오끼나) 품종을 가락동 농수산물시장에서 구입하여 사용하였다. 저온저장고에 약 6주가량 저장하였으며 실험에 최종적으로 이용된 기간은 4주에서 5주사이 저장된 상태의 양배추였다.

실험방법

저장실험을 위해 양배추는 저장고내 1.6 m지점부터 4.1 m지점까지 높이 1 m, 폭 3 m의 크기로 적재하였다. 적재방법은 양배추 내부의 공극율을 최소로 하는 산물저장방법으로 하였다. 저장고의 온도는 0°C로 설정했으며 온도 편차허용치는 2°C로 설정하였다.

저장고 내부의 14군데에 서미스터(thermistors)를 설치하여 온도를 측정하였다. 5초마다 온도를 측정하고 측정된 6개의 값들을 평균하여 30초간격으로 데이터를 수집하였다. 14개의 서미스터들을 Fig. 1에서와 같이 저장고 왼쪽 밑모서리를 기준으로 x방향(가로방향) 0.75 m 지점의 y방향(높이방향) 0.4, 0.8, 1.5, 2.4 m 지점, x방향 1.45 m 지점의 y방향 0.4, 0.8 m 지점, x방향 3.15 m 지점의 y방향 1.5, 2.4 m 지점, x방향 4.85 m 지점의 y방향 0.4, 0.8 m 지점, x방향 5.55 m 지점의 y방향 0.4, 0.8, 1.5, 2.4 m 지점에 각각 설치하였다.

팬의 작동여부를 파악하기 위해 팬 앞쪽 약 0.5 m 지점에 풍속계를 설치하여 온도측정과 같은 방법으로 속도데이터를 수집하였다.

결과 및 고찰

시뮬레이션 결과

시뮬레이션한 결과는 Fig. 2, 3, 4에 나타난 것과 같다. 팬의 온도가 -1.5°C, -2.0°C 그리고 -2.5°C일 때의 3가지 경우이지만 온도분포에서 약간의 차이를 보일 뿐 나머지 변수들에 대한 결과는 거의 일치하는 결과를 얻을 수 있었다. Fig. 2는 -1.5°C일 때의 온도분포, Fig. 3은 -2.0°C일 때의 온도분포, Fig. 4는 -2.5°C일 때의 온도분포를 나타낸다.

속도분포 및 유선은 예상한 결과와 흡사하였다. 저장물의 왼쪽에서 벽면과 저장물의 벽을 타고 공기가 이동하고 있고 저장물의 오른쪽에서는 유니터 쿨러쪽으로 상승하는 공기가 저장물 오른쪽에 정체되어 있는 공기를 순환시키며 분리가 일어나고 있음을 볼 수 있었다.

Fig. 2, 3, 4에서 나타난 온도분포는 벽면과 저장물 표면에서 매우 급격한 온도구배를 보이고 있는데 이는 저장고 내부의 온도분포가 벽면이나 저장물의 온도조건과 열플럭스 보다 팬에 의한 공기유동에 의해 지배됨을 보여주고 있다. 유속이 빠른 팬 앞쪽이나 저

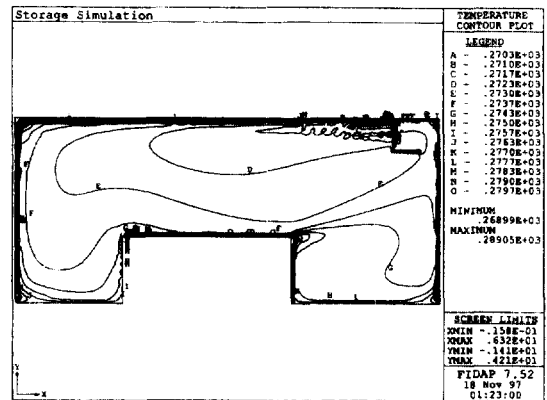


Fig. 2. Temperature contour (fan temperature=-1.5°C).

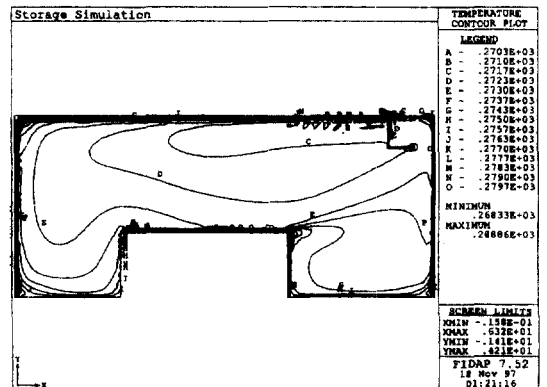


Fig. 3. Temperature contour (fan temperature=-2.0°C).

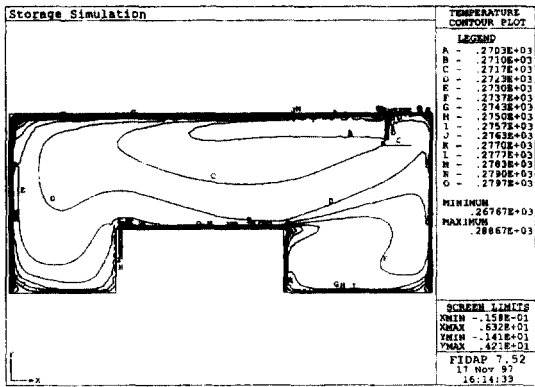


Fig. 4. Temperature contour (fan temperature=-2.5°C).

장물 왼쪽은 냉기의 영향을 많이 받는 반면 유동의 정체현상이 발생하는 저장물 오른쪽에서는 온도가 다소 높게 나타나고 있다.

시뮬레이션 검증

저장고 내부의 온도는 팬의 작동여부에 따라 변화하게 되는데 외부공기의 온도가 14°C일 때 약 20분의 주기로 일정하게 변화하고 있으며 각 주기마다 온도가 약 2°C에서 -2.7°C정도로 일정하게 변화하고 있다. 이번 연구의 관심의 대상인 팬이 작동할 때의 온도변화를 확대하여 나타내면 Fig. 5와 같다. 팬 작동이 정지되고 난 다음 저장고 내부의 온도는 외부로부터의 열유입 및 저장물의 호흡열에 의한 영향으로 서서히 상승하게 된다. 아래의 그림으로부터 팬이 작동하기 전의 온도들이 일치된 값이 아님을 알 수 있는데 이는 저장고 내의 자연대류현상에 의한 위치에 따른 온도편차로 판단된다. 일단 팬이 작동하면 각 지점의 온도는 낮아지게 되는데 시간이 지날수록 각 지점별 온도차이는 커지고 있음을 볼 수 있다. 팬의 바로 앞쪽에 있는 지점의 온도는 매우 빠른 속도로 낮아지고 있는

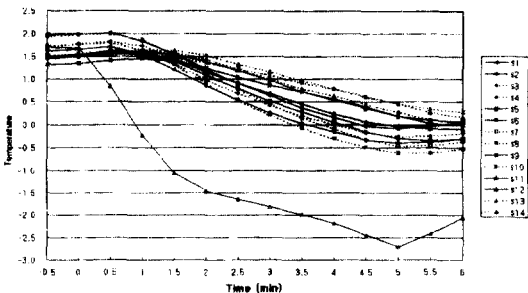


Fig. 5. Temperature and velocity changes in the period of fan operating.

반면 그외 지점의 온도는 약 1°C정도의 차이를 유지하며 변하고 있다. 대체로 팬 앞쪽과 저장물의 왼쪽부분의 온도값이 저장물 오른쪽의 온도값 보다 상대적으로 낮게 나타나고 있다.

팬의 온도가 -1.5°C, -2.0°C, -2.5°C일 때 저장고 내부 14군데의 예측 온도값과 실측 온도값을 비교하여 3가지 경우에 대한 예측값과 실측값 그리고 잔차를 그래프로 나타내었다. Fig. 6, 7, 8은 각 경우에 따른 예측값과 실측값을 동시에 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 9는 각 경우의 잔차를 동시에 비교한 것이다. 팬의 온도가 -1.5 °C인 경우 7번 위치에서 24.1% (-2.0°C)의 잔차를 나타냈고 1번, 8번, 2번에서 각각 12% (-1.0°C), 9.6% (-0.8°C), 7.2% (-0.6°C)였고 그 외 나머지의 경우는 4.8% (-0.4°C)이내로 나타났다. 팬의 온도가 -2.0°C인 경우는 7번에서 21.6% (-1.9°C), 1번, 8번, 2번에서 각각 10% (-0.9°C), 8% (-0.7°C), 5.7% (-0.5)로 나타났고 그 외는 4.5% (-0.4°C)이내로 나타났다. 팬의 온도가 -2.5 °C인 경우는 7번에서 20.4% (-1.9°C), 1번, 8번, 2번에서 각각 9.7% (-0.9°C), 7.5% (-0.7°C), 6.5% (-0.6°C)로 나타났고 그 외의 잔차는 4.3% (-0.4°C)이내로 나타났다.

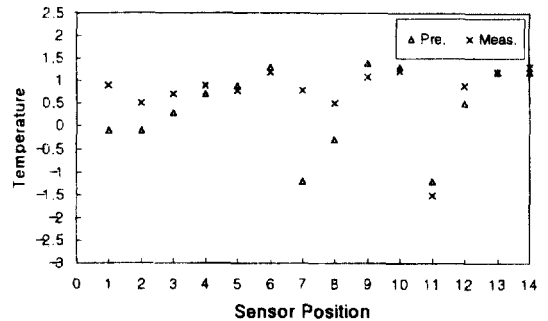


Fig. 6. Comparison of the predicted and measured temperature for case 1. (fan temperature=-1.5°C).

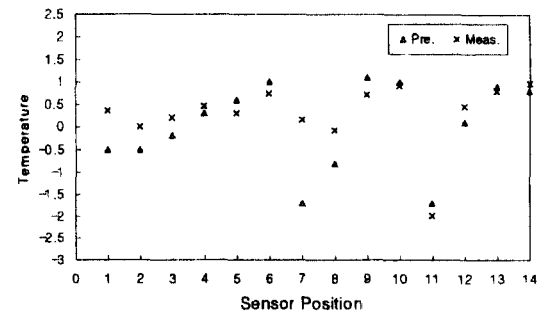


Fig. 7. Comparison of the predicted and measured temperature for case 2. (fan temperature=-2.0°C).

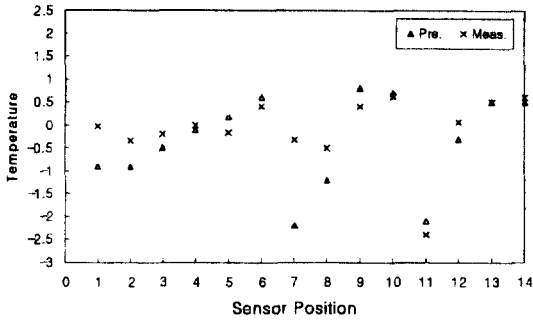


Fig. 8. Comparison of the predicted and measured temperature for case 3. (fan temperature=-2.5°C).

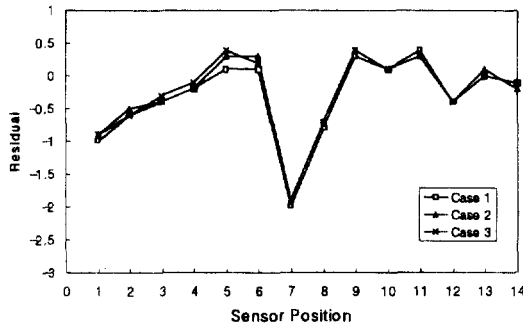


Fig. 9. Comparison of the residual for each 3 case.

잔차가 큰 7번, 1번, 8번, 2번은 모두가 팬 앞쪽에 위치해 있으며 이들 지점에서의 예측치가 실측치보다 낮게 나타나고 있다. 이들 지점에서의 높은 잔차의 원인은 실제 저장고에서 발생하는 3차원 공간에서의 급속한 폭방향(z방향)으로의 공기확산과는 달리 높이방향(y방향)으로만 확산이 일어나는 2차원 유동에서 보다 냉기의 확산이 더욱 커 팬에서 나온 냉기의 온도가 급격히 증가되는 것으로 판단된다. 팬의 온도변화에 따른 3가지 경우의 잔차를 비교해 보면 거의 일치하는 경향을 보이고 있는데 이는 저장고 내부의 전체 공기유동이 팬에서 나오는 공기온도에 의해 거의 지배되고 있음을 나타내 주고 있다. 결론적으로 재순환 강제환기 저온저장고에 대한 시뮬레이션은 3차원 유동과의 공기확산차이 및 표준 k-ε모델의 적용에 대한 오차가능성을 포함하고 있지만 팬 앞쪽에 위치한 7번, 1번, 8번, 2번 위치의 온도편차를 제외한 다른 위치에서의 온도편차는 0.5°C (5.7%) 이내의 비교적 정확한 결과를 보여주고 있다.

요 약

본 연구는 표준 k-ε모델 적용과 유한요소법을 이용

한 수치해석을 통해 재순환 강제환기 저온저장고 내부의 공기유동 및 온도분포를 해석하고 이를 실험을 통해 검증하고자 수행되었다. 적용된 시뮬레이션 모델은 저장실험을 통해 검증하였다. 이상의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 팬이 저장고 내부에 포함된 재순환 강제환기 저장고를 불규칙 요소망(unstructure mesh)을 적용하여 시뮬레이션으로 구현할 수 있었으며 적절한 공기유동 결과를 도출할 수 있었다.
2. 팬의 온도변화에 따른 3가지 경우의 잔차를 비교함으로써 저장고 내부의 전체 공기온도는 벽면이나 저장물의 온도조건 및 열플럭스 현상보다 팬에서 공급되는 공기의 온도에 지배됨을 알 수 있었다.
3. 팬의 온도가 다른 3가지의 경우(-1.5°C, -2.0°C, -2.5°C) 모두 팬 앞쪽의 온도가 실측치보다 약 0.6~2.0°C 낮은 값으로 나타나는데 이러한 이유는 실제 저장고의 팬 앞쪽 공기유동이 3차원 공간에서 폭방향(z방향)으로의 급격한 공기확산을 수반하게되는데 이러한 현상이 팬 앞쪽으로의 공기진행을 억제하기 때문인 것으로 판단된다. 그외 나머지 부분의 온도잔차는 0.5°C (5.7%) 이내로 비교적 낮게 나타났으며 전체적으로 유의성있는 온도분포 결과를 얻을 수 있었다.

위의 연구를 토대로 향후 연구에는 다양한 저장고 형상 및 저장물형상에 대한 저장고내 공기유동 및 온도분포에 대한 연구가 진행될 수 있을 것으로 판단되며 이러한 결과를 토대로 최적의 온도분포를 유지할 수 있는 저장고설계에 관한 연구가 실시될 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

한국식품개발 연구원. 1993. 저온저장. 산지 청과물 종합유통 시설의 설치에 필요한 관련기술 개발. : 282-338.
 이승구. 1994. 수확후 장애에 관하여. 원예산물의 저장과 유통 3. : 12-38.
 최홍림. 1993. 환기중인 축사의 열부력이 공기유통 및 온도분포에 미치는 영향. 한국농업기계학회지 18(2): 144-157.
 최홍림, 김현태, 김영복, 송연갑, 연광석. 1992. 냉각저장고의 덕트 유무 및 천공형태가 공기유동 및 온도분포에 미치는 영향. 농촌에너지 연구보고논문집 8(1): 59-102.
 Choi, H.L., L.D. Albright and M.B. Timmons and Z. Warhaft. 1988. An application of the k-ε turbulence model to predict air distribution in a slot-ventilated enclosure. *Trans. ASAE*. 31(6): 1804-1814
 Choi, H.L., L.D. Albright and M.B. Timmons. 1990. An application of the k-ε turbulence model to predict how a rectangular obstacle in a slot-ventilated enclosure affects air flow. *Trans. ASAE*. 33(1): 274-281.
 Gosman, A.D., P.V. Nielsen., A. Restivo and J.H. Whitelaw.

1980. The flow properties of rooms with a small ventilation opening. *Trans. ASME. J. Fluids Engr.* **102**: 316-323.
- Hinze, J.O., 1975, Turbulence, Mc-Graw Hill, Inc.
- Kang, S.W., 1996. Development of a poisson model to predict recirculating flows in cold storage rooms. Ph.D. Dissertation. Cornell University. Ithaca, New York.
- Nielsen. P. V., A. Restivo and J.H. Whitelaw. 1978. The velocity characteristics of ventilated room. *Trans. ASME. J. Fluids Engr.* **100**: 291-298.
- Tennekes, H. and J.I. Lumley, 1972, A First Course in Turbulence, The MIT press.
- White, F.M., 1986. Fluid Mechanics. McGraw-Hill.