

# 액체식 직접 접촉 냉각장치의 노즐배열 최적화 : 정풍량 해석

김 원 년, 김 서 영\*

삼성전자 VD사업부 개발팀, \*한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

## Optimization of Nozzle Arrangement in a Liquid Direct Contact Cooling System Constant Inlet Flowrate Analysis

Won Nyun Kim, Seo Young Kim\*

R&D Team, VD Division, Samsung Electronics, Suwon 443-742, Korea

\*Thermal/Flow Control Research Center, KIST, Seoul 130-650, Korea

(Received November 23, 2005; revision received March 28, 2006)

**ABSTRACT:** For the design of a liquid direct contact cooling system, thermal and hydraulic analysis has been carried out. Well-known Zukauskas correlations are used to estimate the Nusselt number between the liquid refrigerant columns and the inlet airflow. The inlet air velocity is set at a typical value used in an actual showcase. For a constant column number, the best nozzle arrangement is determined for the maximum heat transfer. Heat transfer increases as the transverse pitch of the refrigerant column decreases. Among all the cases dealt with in the present study, the staggered arrangement with 140-columns of 14×10 shows the best thermal performance and the expected temperature drop is 27.8°C. The effect of down-stream refrigerant columns on the overall thermal performance is investigated as well.

**Key words:** Showcase(쇼케이스), Zukauskas correlation(주카우스카스 상관식), Liquid direct contact cooling(액체식 직접 접촉 냉각)

### 기 호 설 명

$A$  : 부동액 기둥 총 측면적,  $\pi DHN$  [ $\text{mm}^2$ ]  
 $D$  : 부동액 기둥의 지름 [mm]  
 $g$  : 중력 가속도 [ $\text{m/s}^2$ ]  
 $H$  : 부동액 기둥의 높이 [mm]  
 $h$  : 평균 대류 열전달계수 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]  
 $k$  : 공기의 열전도계수 [ $\text{W/mK}$ ]  
 $L$  : 냉각부 길이 [mm]  
 $\dot{m}$  : 공기유량,  $\rho V_i WH$  [kg/s]

$N$  : 전체 부동액 기둥 개수  
 $N_n$  : 부동액 기둥의 횡방향 개수  
 $N_p$  : 부동액 기둥의 종방향 개수  
 $Nu$  : 평균 Nusselt 수,  $h_{LMTD} D/k$   
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $Q$  : 부동액 기둥의 전체 부피 [ $\text{m}^3$ ]  
 $q$  : 전체 열전달률 [W]  
 $Re_{max}$  : Reynolds 수,  $V_{max} D/\nu$   
 $S_d$  : 부동액 기둥의 대각방향 피치 [mm]  
 $S_n$  : 부동액 기둥의 횡방향 피치 [mm]  
 $S_p$  : 부동액 기둥의 종방향 피치 [mm]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $V_i$  : 입구 공기 속도 [m/s]  
 $V_{max}$  : 최대 속도 [m/s], 식(2)

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5683; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: seoykim@kist.re.kr

$W$  : 냉각부 폭 [=35 mm]

### 그리스 문자

$\Delta T_{air}$  : 공기의 온도 하락폭 [°C]  
 $v$  : 공기의 동점성계수 [ $m^2/s$ ]  
 $\rho$  : 공기의 밀도 [ $kg/m^3$ ]

### 하첨자

$air$  : 공기  
 $i$  : 입구  
 $liq$  : 액체 부동액  
 $max$  : 최대값  
 $o$  : 출구  
 $w$  : 부동액 기둥 표면

## 1. 서 론

대형 할인매장에서 냉동 및 냉장 식품 전시를 위하여 사용되는 쇼케이스(showcase)는 식품의 신선도 유지를 위하여 냉동기를 이용하여 쇼케이스 내부의 온도 및 습도를 제어한다. 이때 저온의 증발기 표면을 공기가 통과하면서 수분의 착상현상이 발생하게 된다. 증발기에서의 착상으로 인하여 열전달 유효면적이 감소하고, 이에 따른 유량 감소가 동반된다. 따라서, 열저항이 증가하게 되어 냉장성능이 현저히 감소하는 현상이 발생한다. 증발기 자체에서도 증발압 감소에 따른 냉동기의 효율 및 성능 저하가 발생되며, 액주입에 의한 압축기 파손이 발생할 수 있다. 이러한 현상을 막기 위하여 제상이 필요하고, 실제로 전기적인 발열체를 이용한 주기적인 제상을 통하여 이러한 문제를 해결하고 있다.

냉장의 경우 하루 4회, 냉동의 경우 하루 6회의 제상을 실시하며, 이때의 소모전력은 냉장의 경우 2.93 kWh(23%), 냉동의 경우는 4.4 kWh(31%)에 이른다. 제상시 소모하는 과도한 전력소비도 문제지만, 제상시 냉동기가 정지되고, 고온의 공기가 순환하여, 고내의 온도가 10~20°C까지 상승되어, 식품의 신선도가 저하되고 장기저장이 불가능하게 된다.<sup>(1)</sup>

이러한 문제점을 해결하기 위하여 본 연구에서는 증발기 대신 부동액을 이용한 액체식 직접 접

촉방식으로 공기를 냉각시키는 새로운 쇼케이스를 제안하고 있다. 이 경우 냉동기에 의해 냉각된 부동액이 낙하하면서 순환공기와 직접 접촉하여 냉각을 수행하므로, 착상문제를 해결할 수 있으며, 직접 접촉을 통하여 열전달이 이루어지게 되어 열전달성능의 동반 향상이 기대된다.<sup>(2-4)</sup>

본 연구에서는 이러한 방식의 냉각기 설계에 앞서, 공기가 규칙적으로 배열된 저온의 부동액 기둥과 접촉되어 열전달이 발생하는 문제로 모델링하여 해석을 수행하였다. 고정된 입구 공기 유속과 부동액 유량에 대하여 기둥의 개수 및 기둥 배치의 변화에 따른 열전달량을 기존의 실험식을 이용하여 산정하고, 열전달이 최대가 되는 설계 변수를 제시하고자 한다.

## 2. 모델링

부동액과 공기의 열전달을 Fig. 1에서와 같이 덕트의 상부에 규칙적으로 배열된 노즐 구멍을 통하여 냉각된 부동액이 기둥 형태로 상부에서 낙하하고, 일정한 유속의 공기가 측면에서 공급되는 것으로 모델링하였다. 본 연구에서 공기의 유속과 온도  $V_i$ 와  $T_i$ 는 실제 대형 매장에서 사용하고 있는 소형 냉장 쇼케이스의 동작조건을 기준으로 하였으며, 각각 0.2 m/s와 18°C로 고정하였다. 부동액 기둥의 배열이 바뀌면 압력강하량이 변화하여 송풍기를 통한 공기 공급유량도 그에 따라서 변동한다. 그러나, 본 연구에서는 실제 쇼케이스에서 요구하는 유량을 공급하는 경우로 문제를 정의하였고, 입력속도를 고정하였다. 부동액 기둥의 온도  $T_w$ 는 균일한 것으로 가정하였

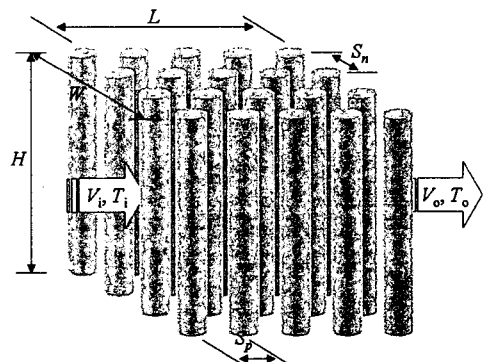


Fig. 1 Schematic of the present study.

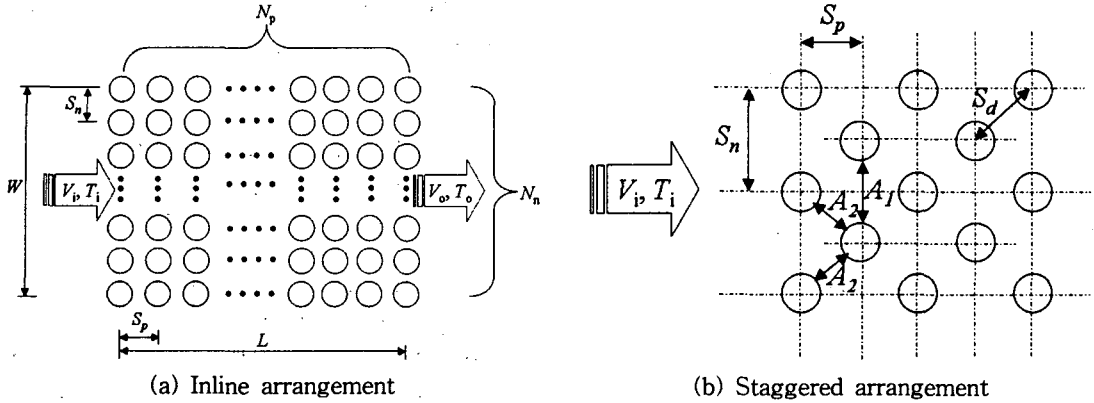


Fig. 2 Arrangement of refrigerant column.

고,  $-10^{\circ}\text{C}$ 로 고정하였다. 부동액의 기둥 전체의 부피  $Q$ 는 일정한 유량으로 부동액이 낙하하는 경우를 고려하여,  $4.24 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ 로 고정하였다. 부동액이 공급되는 냉각부에 대한 자세한 형상은 Fig. 2에 나타내었으며,  $W, L, H$ 는 각각 35 mm, 98 mm, 150 mm이다. Fig. 2에 나타낸 바와 같이 부동액 기둥의 배열은 평행배열과 엇갈림배열 두 가지에 대해서 해석을 진행하였다.

앞서 주어진 값들과 다음 관계식을 이용하여 부동액 기둥의 지름  $D$ 를 결정한다.

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi NH}} \quad (1)$$

여기서,  $N, H$ 는 각각 부동액 기둥의 총 개수와 부동액 기둥의 높이를 나타내며,  $Q$ 는 부동액 기둥의 부피이다.

$V_i, D, S_n$ 과 1차원 연속방정식을 이용하여 부동액 기둥 사이를 통과하는 공기의 최대 유속  $V_{\max}$ 를 구할 수 있다. 평행배열의 경우 다음의 식(2)를 이용하여 구할 수 있다.

$$V_{\max} = \frac{S_n V_i}{S_n - D} \quad (2)$$

엇갈림배열의 경우 위의 Fig. 2(b)와 같이  $A_1$ 에서 최대 유속이 발생할 수도 있고,  $A_2$ 에서도 최대 유속이 발생할 수 있으므로 다음의 식(3)으로부터  $V_{\max}$ 를 구할 수 있다.

$$V_{\max} = \text{Max} \left( \frac{S_n V_i}{(S_n - D)}, \frac{S_n V_i}{2(S_d - D)} \right) \quad (3)$$

여기서,  $S_d = \sqrt{S_p^2 + (S_n/2)^2}$ 이다.

위의 식(2)와 (3)에서 구한  $V_{\max}$ 로부터  $\text{Re}_{\max}$  ( $= V_{\max} D / \nu$ )를 정의하고 Zukauskas의 실험식(4)로부터  $\text{Nu}$ 를 얻을 수 있다. 정렬된 등온 원형 기둥에 관한 Zukauskas의 실험식은 다음과 같다. 식(4)의 계수는 Table 1에 나타내었다.<sup>(5)</sup>

$$\text{Nu} = \frac{h_{LMTD} D}{k} = C \text{Re}_{\max}^m \text{Pr}^{0.36} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{1/4} \quad (4)$$

Table 1 Coefficients for Eqn. (4)

	Range of Re	C	m
Inline	$1 \times 10^0 < \text{Re}_{\max} < 1 \times 10^2$	0.90	0.40
	$1 \times 10^2 < \text{Re}_{\max} < 1 \times 10^3$	0.52	0.50
	$1 \times 10^3 < \text{Re}_{\max} < 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered	$1 \times 10^0 < \text{Re}_{\max} < 1 \times 10^2$	1.04	0.40
	$1 \times 10^2 < \text{Re}_{\max} < 1 \times 10^3$	0.71	0.50
	$1 \times 10^3 < \text{Re}_{\max} < 2 \times 10^5$	$0.35 (S_n/S_p)^{0.2}$	0.60

Table 2 Physical properties of air at  $T_m$ 

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$c_p$ (W/kg·K)	$k$ (W/m·K)
1.257	$1.387 \times 10^{-5}$	1006.0	0.02437

모든 물성치는 균일한 것으로 가정하였고,  $Pr_w$ 를 제외한 모든 물성치는 입구온도  $T_i$ 와 부동액 기둥의 온도  $T_w$ 의 평균 온도인  $T_m$ 을 기준으로 정의되었으며, Table 2에 나타내었다.  $Pr_w$ 는  $T_w$ 를 기준으로 정의되었으며,  $Pr_w = 0.7228$ 이다.

위의 식(4)로부터  $h_{LMTD}$ 를 구할 수 있으며, 열전달량과  $\Delta T_{LMTD}$ 의 정의는 다음의 식(5)와 같다.

$$q = Ah_{LMTD}\Delta T_{LMTD} \quad (5)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_i - T_o}{\ln[(T_i - T_w)/(T_o - T_w)]}$$

부동액 기둥의 온도는 등온으로 가정하였으므로, 편효율은 1이며, 이 가정을 토대로 하여 다음의 식(6)과 같은 열전달량과 공기의 온도변화폭에 관한 식을 얻을 수 있다.

$$\Delta T_{air} = T_o - T_i = -\frac{q}{\dot{m}c_p} \quad (6)$$

등온 부동액 가정과 식(5), (6)을 이용하여 공기의 입출구 온도차를 다시 정리하면 다음 식(7)과 같이 NTU의 함수로 나타낼 수 있다.<sup>(6,7)</sup>

$$\Delta T_{air} = T_o - T_i = (1 - e^{-NTU})(T_w - T_i) \quad (7)$$

$$NTU = h_{LMTD}A / \dot{m}c_p$$

부동액 기둥의 온도가 일정하다는 가정을 검증하기 위하여 부동액 기둥의 온도 상승폭을 계산하였다.

$$\Delta T_{liq} = \frac{q}{\dot{m}_{liq}c_{p,liq}} \quad (8)$$

Table 3에 주어진 자료와 위의 식(8)을 이용하여 부동액의 온도 상승폭을 계산할 수 있다. 부동액은 중력에 의하여 자유낙하하는 것으로 가정하여, 낙하속도  $V_{liq}$ 는 자유낙하식으로부터 구한다.

Table 3 Information on liquid refrigerant

Item	Value
$\rho_{liq}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1051.0
$c_{p,liq}$ (W/kg·K)	3700.0
$V_{liq}$ (m/s)	$= \sqrt{2gH}$
$A_{liq}$ (m <sup>2</sup> )	$= N\pi D^2/4$
$\dot{m}_{liq}$	$= \rho_{liq} A_{liq} V_{liq}$

해석을 수행한 모든 경우에 대하여 부동액 기둥의 온도 상승폭을 계산해 보면 최대  $2.41 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}$  이내였다. 이 값은 공기온도 변화폭의 약 0.1% 정도의 수준으로 본 해석에서 사용된 등온 부동액 기둥 가정의 타당성을 입증하는 것이다.

### 3. 결과 및 고찰

부동액 기둥의 개수를 30개에서 150개까지 10개씩 증가시키면서 해석을 수행하였다. 부동액 기둥의 개수가 일정할 때 열전달이 최대가 되는 경우들만을 비교하여 모든 경우에 대하여 최대 열전달성능을 보이는 경우를 검색하였다

평행배열의 경우  $N_n$ 과  $N_p$ 는 부동액 기둥의 총 개수  $N$ 의 약수이므로  $N$ 은  $N_n$ 과  $N_p$ 의 곱으로 나타낼 수 있다. 그러나, 엇갈림배열의 경우 짝수번째 줄의 부동액 기둥의 개수는 홀수번째 줄의 부동액 기둥의 개수에 비하여 1개가 적은 기하학적 특성으로 인하여 부동액 기둥의 개수  $N$ 과  $N_n$ ,  $N_p$  사이의 관계는 다음의 식(9)와 같다.

$$N = \begin{cases} N_n N_p - N_p / 2 & \text{if } N_p \text{ is even} \\ N_n N_p - (N_p - 1) / 2 & \text{if } N_p \text{ is odd} \end{cases} \quad (9)$$

위의 식(9)에 나타난 바와 같이, 동일한  $N_n$ 과  $N_p$  하에서는 엇갈림배열의 경우가 항상 평행배열에 비하여 부동액 기둥의 개수가 작다.

냉각부의 폭  $W$ 가 일정하므로  $S_n$ 은  $N_n$ 의 함수이며 다음 식(10)와 같이 나타낼 수 있고,  $D$ 는 식(1)에 나타내었다.

$$S_n = \frac{W}{N_n - 1} \quad (10)$$

평행배열에서는 기하학적으로  $S_n > D$ 의 관계를

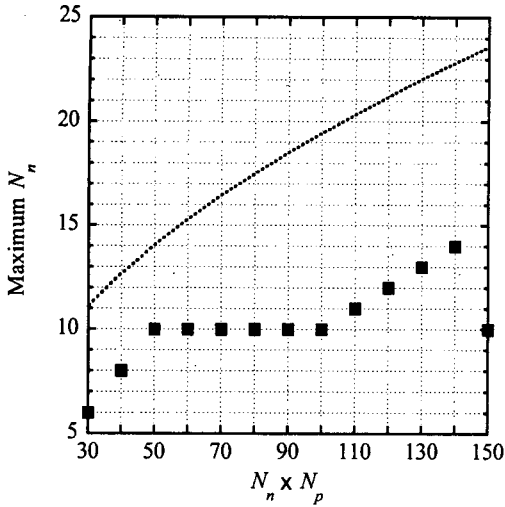


Fig. 3 Maximum  $N_n$  for given  $N$ .

만족해야 하므로, 앞의 식(1)과 식(10)을 이용하여 다음의 관계식(11)을 얻을 수 있다.

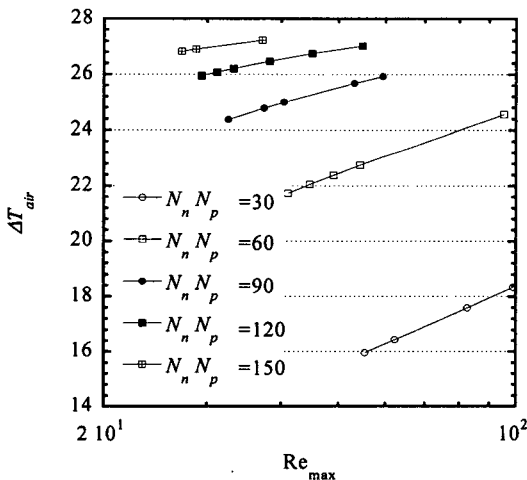
$$1 < N_n < 1 + \sqrt{\frac{\pi W^2 H}{4Q} N} \quad (11)$$

위의 관계로부터  $N$ 의 약수쌍 중, 위의 식(11)을 만족하지 않는 경우는 기하학적으로 불가능한 경우이므로 해석을 수행할 수 없다. 또한 부동액 기둥의 간격이 너무 작으면 인접한 부동액 기둥

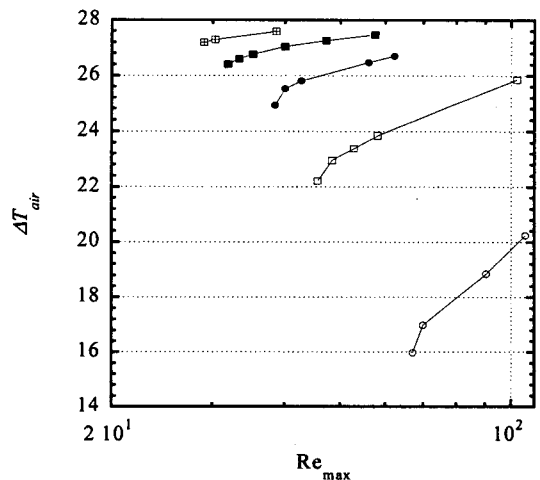
이 서로 붙어 열전달을 수행할 수 없는 경우가 발생하므로 부동액 사이의 간격이 1mm 이하인 경우도 해석대상에서 제외하였다. 주어진  $N$ 에서 식(10)을 만족하고 해석이 가능한  $N_n$ 의 최대값을 Fig. 3에 나타내었다. 점선은 식(11)을 나타낸 것이며, 흑색 사각형은 실제  $N$ 의 약수 중 실험수행이 가능한 최대값이다.  $N$ 이 증가할수록  $N_n$ 의 최대값은 증가하여  $N_n \times N_p = 140$ 인 경우  $N_n = 14$ 이며,  $N_n \times N_p = 150$ 인 경우  $N_n$ 의 최대값은 10으로 감소한다.

식(10)에 의하여  $N_n$ 이 증가할수록  $S_n$ 은 감소한다. 식(2)와 식(3)에 나타낸 바와 같이  $S_n$ 의 크기가 감소할수록  $V_{max}$ 가 증가하며  $Re_{max}$ 도 함께 증가한다. 앞서 언급한 바와 같이 식(9)에 의하여 엇갈림 배열은 같은  $(N_n, N_p)$ 를 가지는 평행 배열에 비하여 항상 부동액 기둥의 총 개수  $N$ 이 작으므로 식(1)에 의하여 항상 부동액 기둥의 지름이 약간 크게 된다. 그로 인하여 더 큰  $V_{max}$ 와  $Re_{max}$ 를 가지게 되고, 결과적으로 더 큰 열전달계수를 가지게 된다. 그러나, 부동액 기둥의 개수  $N$ 이 작으므로 전체 열전달면적  $A$ 는 더 좁다.

Fig. 4에  $N$ 의 변화에 따른  $Re_{max}$ 와 입출구 공기 온도의 하락폭을 나타내었다. 앞서 서술한 바와 같이 서로 다른  $N$ 에 대하여  $N_n$ 의 최대값이 다르고, 이에 따라  $Re_{max}$ 의 범위가 결정되므로,  $N$ 이 서로 다른 경우에 대하여  $Re_{max}$ 의 구간이 서로 다르다.  $N$ 이 고정된 경우  $Re_{max}$ 가 증가할



(a) Inline arrangement



(b) Staggered arrangement

Fig. 4  $\Delta T_{air}$  vs.  $Re_{max}$  for various  $N$ .

수록 ( $N_n$ 이 증가할수록), 열전달성능이 증가하여 공기의 온도 하락폭이 증가하는 경향을 보이고 있으며, 이는 식(3)의 경향을 잘 반영하는 결과이다.  $Re_{max}$ 가 일정한 경우  $N$ 이 증가할수록 부동액 기동과 공기의 열전달면적이 증가하므로, 열전달이 증가하여 공기의 온도 하락폭이 증가하는 경향을 보인다.

Fig. 4(b)에 엇갈림배열의 결과를 나타내었다. 같은  $N_n, N_p$ 를 가지는 평행배열에 비하여,  $N_n$  증가에 따른 온도 하락폭이 더욱 큰 것으로 나타난다.  $N_n, N_p$ 가 같은 경우 앞서 언급한 바와 같이 엇갈림배열에서  $Re_{max}$ 가 더 큰 것을 확인할 수 있다.

$N_n$ 과  $N_p$ 의 변화에 따른 공기온도의 최대 하락폭을 Fig. 5에 나타내었다. 공기온도의 최대 하락폭은  $N_n, N_p$ 가 일정할 때,  $N_n$ 이 최대일 때 발생한다. 동일한 ( $N_n, N_p$ )에 대하여 엇갈림배열의 경우가 평행배열에 비하여 열전달계수  $h_{LMTD}$ 는 최저 14%, 최대 38%까지 크고, 열전달면적  $A$ 는 1.8~13.4%까지 좁다. 공기의 온도 하락에 직접적인 영향을 미치는  $NTU$ 는  $h_{LMTD}$ 와  $A$ 의 곱에 비례하므로, 엇갈림배열에서 더 큰 값을 가지게 되나,  $N_n$ 이 작은 경우 평행배열에서 더 큰 값을 가지는 경우도 발생한다. 온도 하락폭은 같은 조건에서 엇갈림배열이 약 12%까지 크다. 앞서 Fig. 3에 나타낸 바와 같이  $N_n \times N_p = 140$ 에서  $N_n$ 의 최

대값은 14까지 증가하고,  $N_n \times N_p = 150$ 으로 증가하면  $N_n$ 의 최대값은 10으로 감소한다. 즉, ( $N_n, N_p$ ) = (14, 10)인 경우 공기온도 하락폭은 최대가 된다. 이때의 온도 하락폭은 평행배열의 경우 27.5°C, 엇갈림배열의 경우 27.8°C로 엇갈림배열의 경우가 공기의 온도 하락폭이 약 1% 크다.

해석을 수행한 모든 경우에 대하여 공기온도의 하락폭의 최대값은 공기 입구온도와 부동액 기동의 표면온도차와 거의 같은 값이다. 즉, 냉각한계인 부동액 기동의 표면온도까지 냉각된다는 결론을 얻을 수 있으며, 이 경우 입구측 부동액 기동과 공기 사이에 열전달이 충분히 발생하여 출구측 부동액 기동을 통한 열전달이 매우 작을 것으로 예상되어, 출구측 부동액 기동들을 제거할 수도 있을 것으로 판단된다. 따라서, 평행배열에서 주어진  $N$ 에 대하여 열전달성능이 우수한 가장 우수한 경우인  $N=120$  ( $N_n=12, N_p=10$ ),  $N=130$  ( $N_n=13, N_p=10$ ),  $N=140$  ( $N_n=14, N_p=10$ ),  $N=150$  ( $N_n=10, N_p=15$ ) 조합의 경우에서  $S_p$ 를 고정시키고  $N_p$ 를 감소시키는 경우에 대하여 해석을 수행하였다.  $S_p$ 가 일정하고  $N_p$ 가 감소하므로 길이  $L$ 은 감소한다. 이에 대한 결과를 Fig. 6에 나타내었다.

$N_p$ 의 감소에 따라 공기온도 하락폭은 감소한다. 그러나, 목표온도 하락폭을 28°C의 90%인 25.2°C로만 감소시켜도  $N_n=12, 13, 14, 15$ 인 경

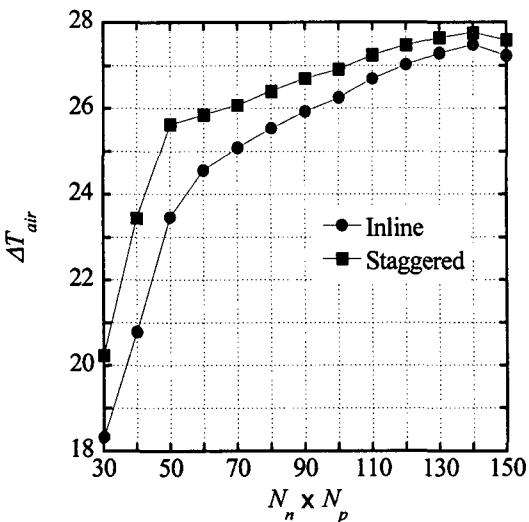


Fig. 5 Maximum  $\Delta T_{air}$  vs.  $N_n N_p$ .

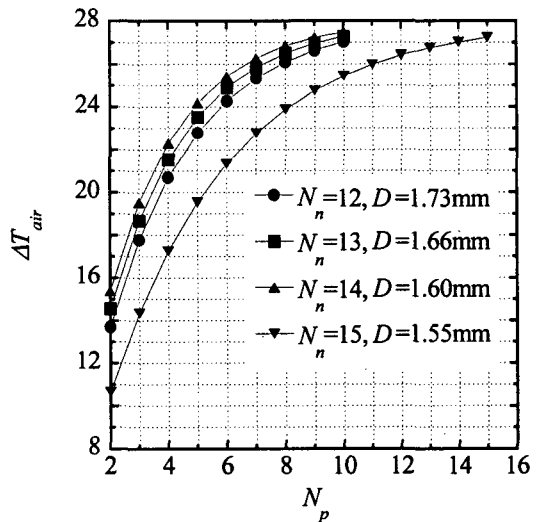


Fig. 6  $\Delta T_{air}$  vs.  $N_p$  for given  $N_n$  in inline arrangement.

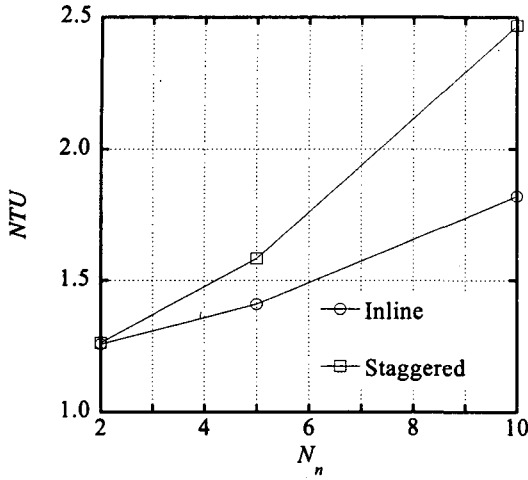
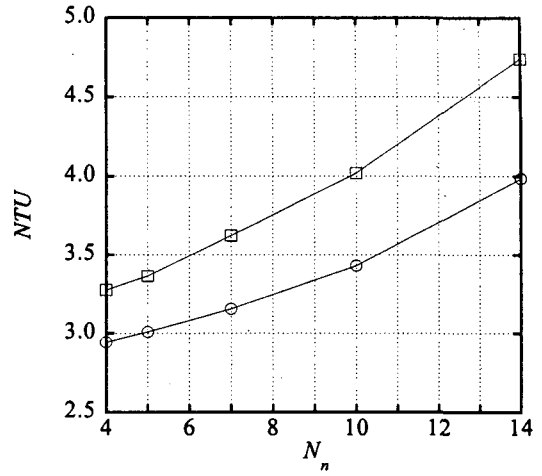
(a)  $N_n \times N_p = 50$ (b)  $N_n \times N_p = 140$ 

Fig. 7 Comparisons of NTU between inline and staggered arrangement cases.

우 부동액 기둥의 총 개수를 각각 30%, 30%, 40%, 33.3%로 줄일 수 있다. 따라서, 평행배열의 경우  $S_p=10.9$  mm,  $N_n=14$ ,  $N_p=10$ 인 경우 부동액의 부피를 총 40%까지 감소시킬 수 있다. 엇갈림배열의 경우에서도 유사한 결과를 얻었으며, 평행배열과 같은  $S_p=10.9$  mm,  $N_n=14$ ,  $N_p=10$ 인 경우에서 부동액 부피 절감량이 최대가 되며, 49.6%까지 감소시킬 수 있어 부동액 기둥을 냉각시키기 위한 에너지를 감소시킬 수 있다.

Fig. 7의 (a)와 (b)에 평행배열과 엇갈림배열에서의 성능비교를 위하여  $N_n \times N_p=50$ , 140인 경우에 대하여  $N_n$ 의 변화에 따른 NTU의 변화를 나타내었다. 식(7)에 나타낸 바와 같이 온도 하락폭은  $1 - e^{-NTU}$ 에 비례한다.

Fig. 7(a)에는  $N_n \times N_p=50$ 인 경우를 나타내었으며, 이 경우는 앞서 Fig. 5에서 보인 바와 같이 평행배열과 엇갈림배열과의 열전달 성능차가 가장 큰 경우이다.  $N_n=2$ 인 경우는 평행배열과 엇갈림배열의 경우는 유사한 NTU값을 가진다. 그러나,  $N_n$ 이 증가함에 따라 차가 커져서  $N_n=10$ 인 경우 평행배열과 엇갈림배열의 경우 NTU값의 차는 38%까지 증가하게 된다. 이때 평행배열과 엇갈림배열에서의  $Re_{max}$  값은 각각 124.8, 133.54이며, 이 값은 해석을 수행한 경우들 중에서 최대이다. 식(4)에 따라 Nu 차는 Re가 증가할수록 큰 폭으로 증가하게 된다. 그에 따라  $h_{LMTD}$ 도 함께 큰 폭으로 상승하게 되어, 결과적으로 NTU값의

차가 최대가 된다.

Fig. 7(b)는  $N_n \times N_p=140$ 인 경우의 결과이다. 이 경우는 열전달성능이 가장 우수한 경우이다. Fig. 7(a)에서와 마찬가지로  $N_n$ 이 증가함에 따라 NTU값이 증가하는 결과를 보인다.  $N_n=14$ 인 경우에서  $Re_{max}$ 는 평행배열과 엇갈림배열에서 각각 57.2, 59.9이다. 낮은  $Re_{max}$  수에 의하여 Nu 수도 낮은 값을 가지지만 부동액 기둥 지름  $D$ 가 작으므로  $h_{LMTD}$ 는 해석을 수행한 경우 중 가장 크다. 많은 부동액 기둥 개수로 인하여 부동액 기둥의 열전달면적도 매우 넓어서 해석을 수행한 경우 중 가장 큰 NTU값을 가지게 되어 열전달성능이 가장 우수하다. 결과적으로 공기온도의 하락폭이 최대가 된다.

#### 4. 결 론

덕트 내 부동액 기둥에 의한 직접 접촉식 냉각 장치 설계를 위한 기본 해석을 수행하였다. 잘 알려진 Zukauskas의 실험식을 이용하여 부동액 기둥배치의 변화에 따른 공기의 입출구 온도차를 산정하였다. 덕트의 유속은 실제 쇼케이스와 같은  $V_i=0.2$  m/s로 고정하였고, 모든 경우에 대하여 부동액 기둥의 총 부피는 일정한 값( $4.24 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>)으로 고정하였다. 부동액 기둥 개수가 일정할 경우, 공기유동의 수직방향으로 부동액 기둥의 개수가 많을수록 열전달성능이 증가하였다. 평행배

열과 엇갈림배열의 경우 모두 부동액 기동 140개가 유동의 수직방향으로 14개, 유동방향으로 10개의 형태로 배열된 경우 열전달성능이 가장 우수하며, 공기의 입출구 온도의 하락폭은 한계값인 28°C에 근접하여, 평행배열의 경우 27.5°C, 엇갈림배열의 경우 27.8°C로 나타났다. 하류에 위치한 부동액 기동의 열전달성능을 검토하였고, 특정한 경우 부동액의 양을 평행배열의 경우 40%, 엇갈림배열의 경우 50%까지 감소시켜도 공기온도의 하락폭은 한계값의 90%까지 얻을 수 있다. 엇갈림배열은 배열상의 특성으로 인하여 평행배열과 같은 값의  $N_n$ ,  $N_p$ 를 가질 때, 더 큰 NTU 값을 가지며,  $N_n \times N_p$ 가 고정된 경우  $N_n$ 이 증가할수록 이러한 경향은 강해진다. 특히,  $N_n=10$ ,  $N_p=5$ 일 때, 엇갈림배열의 경우 NTU값이 평행배열의 경우에 비하여 35.6%까지 증가한다.

## 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 선행연구과제 연구비지원에 의하여 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Shin, Y. H., Oh, W. K., Park, K. H., Kim, Y. and Shin, Y., 2005, Measurement and analysis of showcase field data, *Trans. of SAREK*, Vol. 15, No. 5, pp. 436-443.
2. Koo, N. Y., Sung, D. M. and Lee, Y. K., 2001, An experimental study for developing the defrost equipment of forced fan evaporator, *Proc. of SAREK 2001 Winter Annual Conference*, pp. 239-245.
3. Hayashi, Y., Aoki, K., Adachi, S. and Hori, K., 1977, Study of frost properties correlating with frost formation types, *ASME Trans. J of Heat Transfer*, Vol. 99, No. 2, pp. 239-245.
4. Firas, J. M. and Aceves, S. M., 1997, Effect of evaporator frosting on the performance of an air to air heat pump, *Proc. ASME Advanced Energy System Division*, Vol. 37, p. 357.
5. Zukauskas, A., 1987, *Convective heat transfer in cross flow*, Wiley-Interscience, New York.
6. Kim, S. Y. and Webb, R. L., 2003, Thermal performance analysis of fan-heat sinks for CPU cooling, *ASME-IMECE 2003*, Washington DC, USA.
7. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1990, *Introduction to heat transfer*, 2nd ed., John Wiley and Sons, New York.