

# 데시칸트 제습기용 열교환기 설계에 관한 수치해석적 연구

## A Numerical Study on the Design of Exchanger for Desiccant Dehumidifier

김치완\* · 안영철\*\*† · 김길태\*\*\*

Chi-Wan Kim\*, Young-Chull Ahn\*\*†, Gil-Tae Kim\*\*\*

(접수일 : 2013년 04월 01일, 수정일 : 2013년 07월 05일, 채택확정 : 2013년 07월 18일)

**Abstract:** A numerical analysis is performed to evaluate mass flow balance in the heat exchanger for the dehumidifier. To improve the mass flow balance for maximum heat transfer performance, inlet, outlet and baffle are changed. Mass flow balance is evaluated by non-uniformity of flow which is the same concept with the standard deviation. Usually, there will occur many paths between the inlet and the outlet, however, it will follow shortest and low resistance ways. The uniform distribution of flow is numerically analyzed for several types of heat exchangers. Making the shortest way between the inlet and the outlet is most important factor. Two types of heat exchangers are installed in the dehumidifier and 4 cases of Type A heat exchangers and 3 cases of Type B heat exchangers are evaluated and optimized. The result of this research is applied to design heat exchanger for commercial dehumidifiers.

**Key Words :** Desiccant Dehumidifier, Plastic Heat Exchanger, Mass Flow

### — 기호 설명 —

C	: 상수, [-]
$C_p$	: 정압비열, [J/kgK]
g	: 중력 가속도 [ $m/s^2$ ]
k	: 난류에너지 [ $kgm^2/s^2$ ]
Pr	: Prandtl 수, $v/\alpha$
Re	: Reynolds 수, $UL/v$
U	: 유속, [m/s]

$\varepsilon$	: 소산율 [-]
$\mu$	: 점성 계수 [kg/m·s]
$\rho$	: 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	: 불균일도 [-]
*	: Guessed value in SIMPLE algorithm
'	: Corrected value in SIMPLE algorithm

### 그리스 문자

### 상첨자

\* \*\*† 안영철(교신저자) : 부산대학교 건축공학과  
E-mail : ycahn@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-2492  
\* 김치완 : LG 전자  
\*\* 김길태 : LH공사 토지주택연구원

\* \*\*† Young-Chull Ahn(corresponding author) : Department of Architectural Engineering, Pusan National University.  
E-mail : ycahn@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-2492  
\* Chi-Wan Kim : LG Electronics  
\*\* Gil-Tae Kim : Land & Housing Institute

## 하첨자

$nb$  : General neighbors grid point  
 $i, j, k$  :  $x, y, z$  방향의 단위 벡터

## 1. 서 론

제습기 뿐만 아니라 산업계에는 다양한 열교환기가 사용되고 있으며, 많은 연구 활동들이 이루어지고 있다. 사용 목적, 환경에 따라 여러 열교환기가 존재하지만 일반적으로 열교환기를 설계하는데 중요한 인자는 압력강하와 열전달능력이다. 압력강하가 클 경우 그 자체가 문제가 될 수도 있으며, 원하는 유량을 열교환기에 공급하기 위해서 보다 많은 소비전력을 요구하게 된다. 열교환기의 열전달 능력은 제품의 성능 측면에서 매우 중요하며, 실제로는 압력강하와 열전달 능력이 복합적으로 작용하여 제품의 성능을 결정하기도 한다.

본 연구는 데시칸트 제습기를 설계하는데 있어 중요한 부품 중에 하나인 밀폐형 플라스틱 열교환기의 최적 설계를 목표로 하고 있다. 사용된 열교환기는 밀폐형으로써 내부에 여러 갈래의 유로가 존재하고 방해판(Baffle) 형태의 격막은 유로를 구

분하고 있으며, 판형열교환기와 같이 상·하측의 요철(Corrugation) 형태의 굴곡이 각각의 유로를 만들고 있는 구조이다. 이러한 열교환기는 판 사이에 흐르는 유체유동이 매우 복잡하고, 구조적 모델링의 어려움으로 수치해석으로는 제한적으로 연구되고 있으며, 대부분 실험에 의한 연구가 진행되고 있는 실정이다. 이관수와 오석진<sup>1)</sup>은 평행류 열교환기에서 내부의 유로들의 위치, 형상은 변하지 않고, 유체가 유입되는 헤더의 위치를 변경함으로써 열유동 해석에 대한 연구를 하였다. 또한 이관수 등<sup>2)</sup>은 헤더 위치를 변경하지 않고 내부의 딥풀의 위치를 변화하면서 열교환기 판 내측 열유동의 최적화 연구를 수행 하였고, 이를 통해 소형화, 고집적화된 판형 열교환기 전체 부피를 증가시키지 않고도 성능의 증가가 가능하다고 언급하고 있다. 본 연구에서 사용한 열교환기 또한 제한된 부피안에서 최적의 성능을 도출하여야 하며, 그 구조와 특성이 판형열교환기와 유사점이 많으므로 그에 대한 선행연구 분석을 아울러 수행하였다. Focke 등<sup>3)</sup>과 Thonon 등<sup>4)</sup>은 판형열교환기에 대하여 쉐브론 각의 변화에 따른 실험적인 연구를 실시하였으며 쉐브론 각도가 증가함에 따라 열전달 계수와 압력강하가 증가함을 보였다. Ciofalo<sup>5)</sup>은

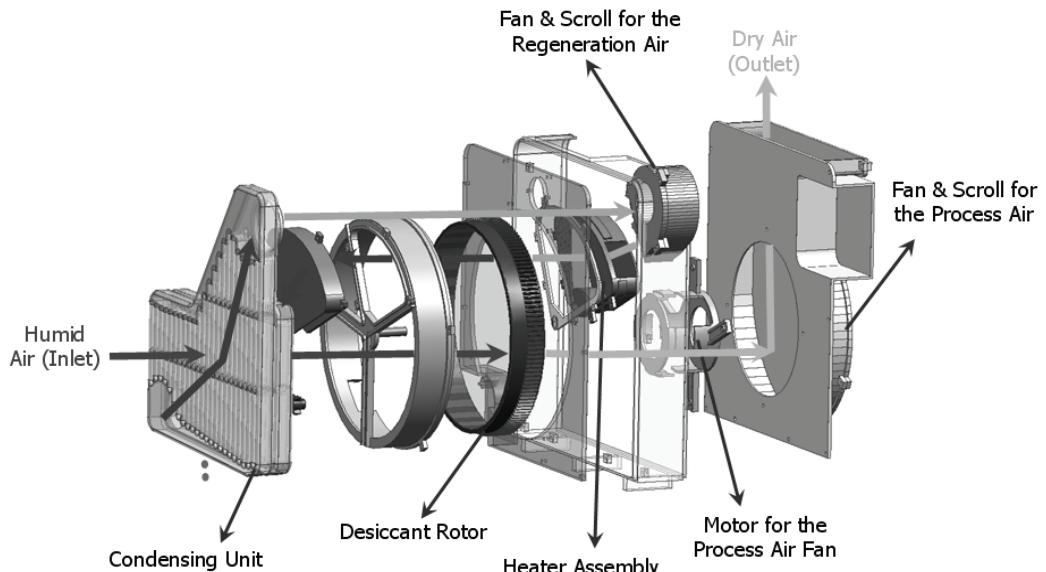


Fig. 1 Structure of a dehumidifier

전열판 무늬의 일부를 구성하여 실험 및 수치해석을 실시하여 결과를 비교 분석하였다. 이러한 소형화, 고효율화, 고집적화된 열교환기에서 공통적인 연구는 정하여진 부피 내에서 최적의 유량 분배를 통해서 열효율을 극대화 하며, 열교환기 성능을 예측하는 것이 주류를 이루고 있다.

이에 본 연구에서는 열교환기 내부 유로의 유동 분배를 수치해석을 통하여 최적화하고자 하며, 유동 분배를 정량적으로 평가하기 위하여 유량의 불균일도( $\phi$ )라는 개념을 도입하였다. 수치해석에는 상용 소프트웨어인 Fluent 6.1을 이용하였다.

## 2. 제습기 열교환기 특성

### 2.1 제습기 열교환기의 구성요소

데시칸트 제습기에 사용되는 열교환기는 수분을 응축시키는 역할을 하며 Fig. 1의 왼쪽 첫 번째 부품에 해당되며 재질은 폴리에틸렌이다. 이 열교환기는 두 개의 열교환기가 합체되어 있는 형태로 구성되어 있으며, 작은 열교환기 상단부로 유입되어 작은 열교환기 및 큰 열교환기의 하단부를 차례로 거쳐 큰 열교환기의 상단부로 배출되는 구조이다. 본 연구에서는 이 두 열교환기의 내부 유로 형상, 입구 및 출구 변경을 통해 유량 분배를 최적화 하고 전열효율을 높이고자 하였다.

열교환기의 구체적인 사양을 표현하기 위하여 Fig. 2와 같이 각 부위를 정의하였고 상세 사양을 Table 1에 나타내었다. 편의상 작은 열교환기를 Type A, 큰 열교환기를 Type B로 표현하였다. 열교환기의 가로, 세로 크기는 체적에 관련된 치수이며, 입, 출구 간의 거리는 압력강하 및 열전달 특성을 평가하는데 지표가 되는 인자이다. 유로의 두께는 열교환기의 두께를 나타내며, 일반적으로 유로 두께의 2배를 수력직경으로 사용한다.

### 2.2 열교환기 유로

열교환기의 유로부분을 Fig. 3~4와 같이 Type A와 Type B로 구분하여 입/출구 및 유로를 변경하여 분석을 수행하였다. Fig. 3의 Type A의 경우 Case A1을 기준으로 하였으며, Case A2는 입구의

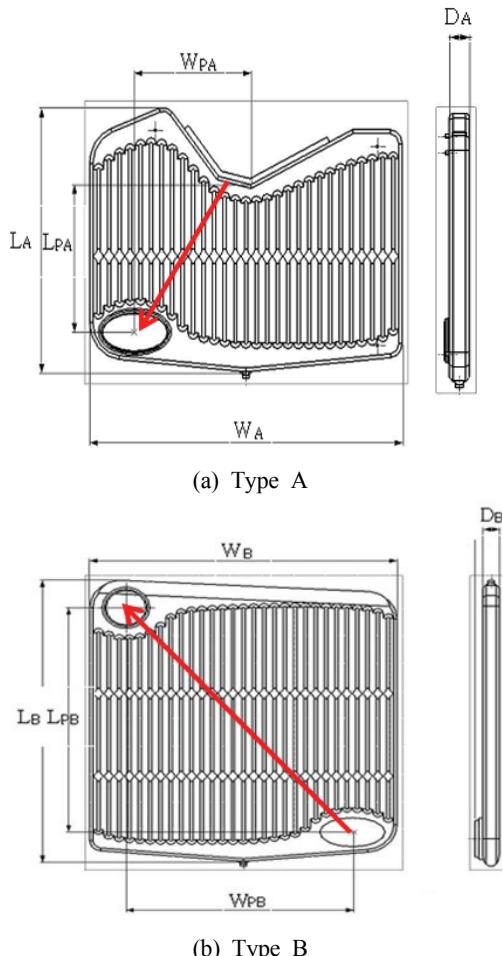


Fig. 2 Geometrical features of heat exchangers

Table 1 Dimensions of heat exchangers

Parameter		Length(mm)
Vertical length	LA	283.8
	LB	409.6
Horizontal length	WA	386.0
	WB	386.0
Vertical length between ports	LPA	158.2
	LPB	325.8
Horizontal length between ports	WPA	144.1
	WPB	286.2
Channel thickness	DA	21.0
	DB	21.0

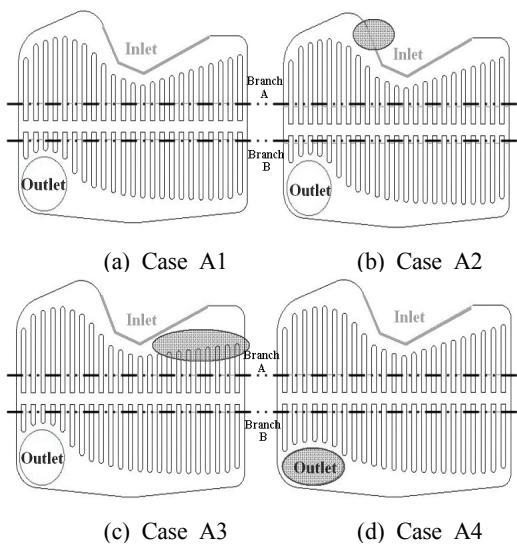


Fig. 3 Design cases of the type A heat exchanger

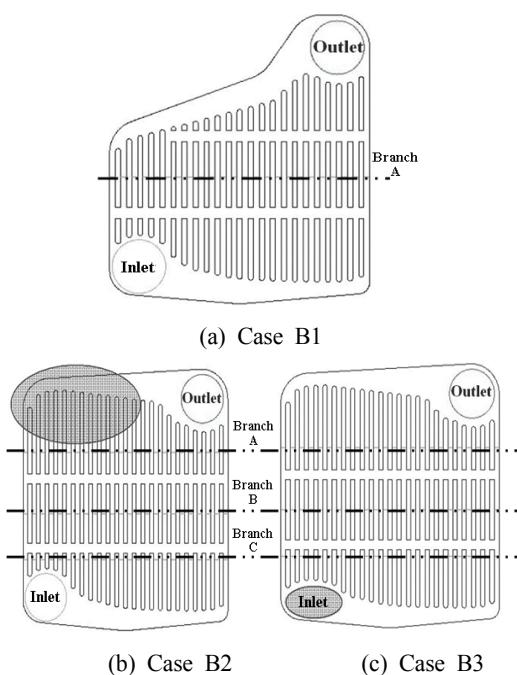


Fig. 4 Design cases of the type B heat exchanger

면적을 축소시킨 모델이다. 이는 입구에 유입된 유체가 형상적 특성으로 인해 충분히 체류하지 못하고 출구로 바로 빠져나가는 경우를 최소화 하여 열교환기 전열면적의 활용을 높이고자 하였다.

Case A3는 Case A1에 비해 열교환기 출구 반대방향 내부 격막의 높이를 낮추어서 압력손실을 낮추고자 하였으며 Case 4의 경우 출구를 타원형으로 하여 횡 방향으로 넓은 범위에서 유체를 받아들여 유체가 균일하게 빠져나갈 수 있도록 하였다.

Fig. 4의 Type B 열교환기는 Case B1을 기준으로 하였으며, 유입구의 형상이 Type A의 출구와 연결되므로 동일하게 설계해야 하고 출구부분은 관이 연결되므로 치수가 고정되어 변경할 수 없는 상황이다. 제한된 체적안에서 열교환 효율을 높이기 위해서 Case B2에서는 전열 면적을 확대하였으며 Case B3에서는 전열면적의 확대와 함께 Case A4와 같이 입구를 타원형으로 하여 서로 연결될 수 있도록 하였다.

### 3. 수치해석

#### 3.1 해석조건 및 지배방정식

열교환기에서의 2차원 비압축성 정상상태 유동장과 그에 따른 열전달을 해석하기 위하여 사용된 지배 방정식은 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) \quad (2)$$

에너지방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i \theta) = - \frac{\partial J_i}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \theta) \quad (3)$$

관형열교환기처럼 복잡한 형상의 열교환기에서는  $400 < Re < 800$ 의 낮은 레이놀즈수에서도 난류를 유발하여 효과적인 열전달이 이루어지도록 설계를 하고 있다. 이러한 복잡한 형상에 기인한 난류 현상을 해석하기 위하여 k- $\varepsilon$  모델을 적용하였으며 난류운동에너지 방정식과 소산율 방정식은 다음과 같다.

난류운동에너지(k) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

소산율( $\epsilon$ ) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

$k-\epsilon$  모델에서 사용된 난류 점성과 상수들은 다음과 같다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3 \quad (8)$$

벽면 근처에서의 난류 유동은 속도 구배가 매우 크기 때문에 격자를 많이 집중해야 하므로 Standard wall function을 이용하여 벽면근처를 해석하였다. Standard wall function은 반 실험적인 공식들을 이용하여 Viscous Sublayer와 Buffer layer를 제외한 완전난류영역과 벽면사이의 점성효과영역을 계산하는 것이다. 평균속도에 대한 Wall Function은  $5 < y^* < 70$ 에서 유효하다고 알려져 있지만 상용소프트웨어인 Fluent에서는  $y^* > 11.225$ 일 때에 대하여 벽 법칙을 적용한다. Standard Wall Function에 관계된 식은 다음과 같다.

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (9)$$

여기서,

$$U^* \equiv \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (10)$$

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (11)$$

그러나 벽면 근처 격자에서  $y^* < 11.225$ 인 때에

Fluent 6.1에서는 Laminar stress-strain 관계를 적용하여 식 (12)를 사용하였고 평균 속도와 온도에 관한 벽법칙은  $y^+$ 가 아닌  $y^*$ 에 의하여 결정된다.

$$U^* = y^* \quad (12)$$

운동량과 에너지 전달 사이의 Reynolds의 상사성은 평균온도에 대해서 유사한 대수법칙을 제공해 준다. Fluent 6.1에서 평균속도와 온도의 벽법칙은 다음과 같은 두 가지 다른 법칙으로 구성된다. 전도가 중요한 Thermal conduction sub layer에서는 Linear law를 따르는 법칙, 난류의 효과가 지배적인 전도에 대해서는 대수법칙을 따르는 법칙이다. Fluent 6.1에서 에너지 전달의 벽법칙 식은 다음과 같고 벽면의 온도와 열유속 계산에 이용된다.

$$T^* \equiv \frac{(T_w - T_p) \rho C_p C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} = \text{Pr} y^* (y^* > y_T^*) \quad (13)$$

$$= \text{Pr}_t \left[ \frac{1}{k} \ln(Ey^*) + P \right] \quad (y^* > y_T^*) \quad (14)$$

여기서  $P$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$P = 9.24 \left[ \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] [1 + 0.28 e^{-0.007 \text{Pr}/\text{Pr}_t}] \quad (15)$$

### 3.2 수치 해석 방법

수치 해석 시 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘을 선택하였으며 대류 항과 확산항을 이산화하기 위하여 1차 정확도를 가진 Upwind Scheme을 이용하였다. 일련의 예상과 수정 과정을 반복함으로써 압력을 구하며 Structured grid를 이용하여 해석 하였다.

### 4. 결과 및 고찰

유량의 분배 특성을 정량적으로 평가하기 위해 불균일도( $\sigma$ )의 개념을 도입하였다. 이는 표준편차와 유사한 개념으로서, 그에 대한 정의는 수식 (16), (17)과 같다. 불균일도의 수치가 낮을수록 각

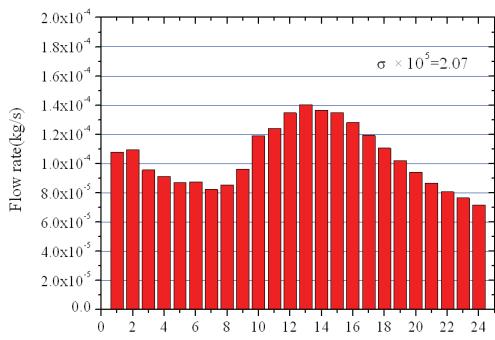
각의 격막 사이를 흐르는 유량의 편차가 작고 균일하게 흐른다는 것을 나타낸다.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N_p} \sum_{n=1}^{N_p} (\dot{m}_{p,n} - \dot{m}_{ideal})^2} \quad (16)$$

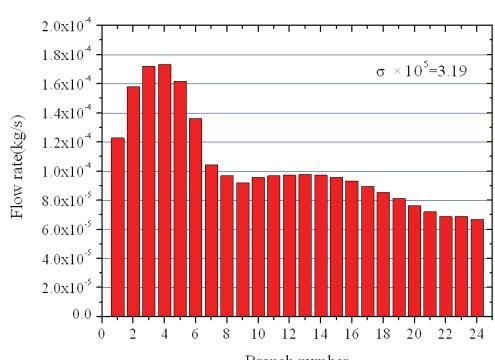
$$\dot{m}_{p,ideal} = \frac{\dot{m}_{total}}{N_p} \quad (17)$$

#### 4.1 Type A 열교환기의 유량분포

Fig. 3에 나타낸 바와 같이 Case A1에서 Branch line A와 B 사이에서 불균일도를 분석하였다. 격막 사이로 유체가 흐를 수 있는 Branch가 24개가 있으며 각 Branch마다의 유량분포 결과를 Fig. 5에 표시하였다.



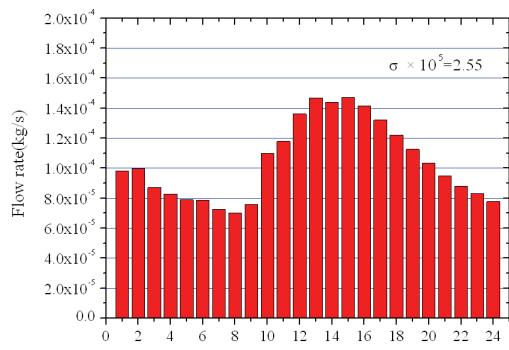
(a) Branch line A



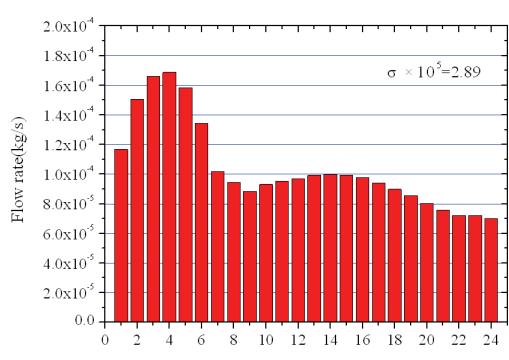
(b) Branch line B

Fig. 5 Distributions of flow rates in Case A1

Case A1에서는 입/출구의 우측에서 유체의 흐름이 비교적 적다는 것을 정량적으로 알 수 있으며, Branch line A에서는 차이가 작지만, Branch line B에서는 그 차이가 크다는 것을 알 수 있다. 즉, 열교환기 입구부에서는 유량이 열교환기 전체로 비교적 고르게 분포되지만, 시간이 지나면서 압력손실이 작은 통로를 통해서 흐르기 때문에 출구쪽으로 갈수록 편차가 발생하게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 Case A2와 같이 출구측에 가까운 입구 면적을 감소시킴으로써 기존에 잘 흐르지 않은 영역에 유량이 많이 흐르도록 유도하였으며 Fig. 6에 그 분석 결과를 나타내었다. 이 경우 Branch line A에서는 오히려 균일성이 다소 나빠져 유량의 치우침이 크게 나타났으나 Branch line B에서는 불균일도가 개선된 것으로 나타났다.



(a) Branch line A



(b) Branch line B

Fig. 6 Distributions of flow rates in Case A2

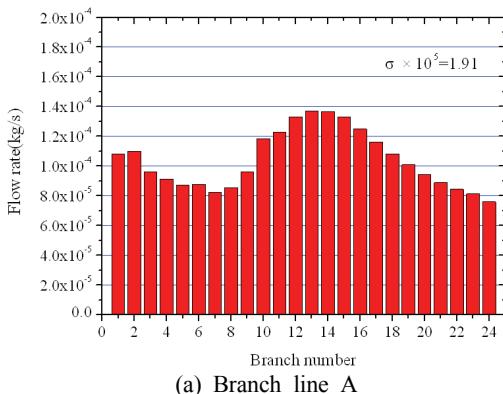
Case A2의 경우 유입구 좌측으로의 유동을 제한하고 우측으로의 분배량을 많이 수정한 것으로 Fig. 5와 6을 비교 해보면 Branch line A에서는 유량의 편중이 오히려 심화되어 역효과가 나타나는 것으로 분석되었으며 Branch line B에서는 Case A1에 비해 Case A2가 다소 균일하게 개선된 것으로 분석되었다. 그러므로 Case A3에서는 원상태의 유입구에 열교환기 우측의 격막 높이를 낮추어 균일한 유동의 흐름이 되도록 유도하였으며 이 결과를 Fig. 7에 나타내었다. Branch line A에서의 유량의 분배는 앞선 두 가지 경우와 비교하여 개선된 것을 확인할 수 있었으나 Branch line B에서는 가장 나쁜 결과를 나타내고 있다. 그래서 Branch line B에서의 유량분배를 개선하기 위해 출구를 Case A4와 같이 타원형으로 만들어 적용하였으며 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

최종적으로 불균일도를 바탕으로 한 4가지의 열교환기 형상에 따른 유량의 분배특성을 분석한 결과 Branch line A에서의 불균일도는 A2를 제외하면 나머지 세 가지 경우가 비슷한 값을 나타내었으며 Branch line B에서는 Case A4의 경우 불균일도 2.61로 가장 고른 유량 분배를 보이고 있다. 이는 출구의 면적이 우측으로 확대되어 유동저항이 감소하였기 때문이다.

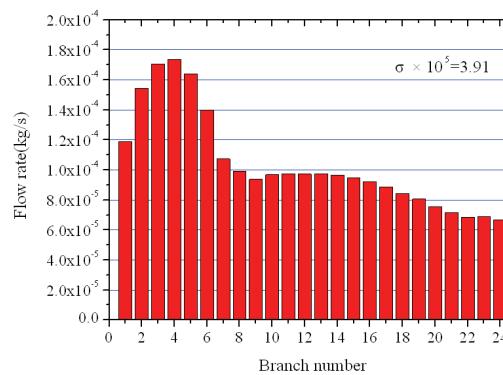
#### 4.2 Type B 열교환기의 유량 분포

Type B 열교환기는 총 3가지 Case에 대해 분석하였으며, Fig. 4의 경우는 Case B1 한 곳에서만 분석하였고, 나머지는 세 곳에서의 유동특성을 분석하였다.

Case B1은 초기 모델로서 유입구쪽에 유량이 집중되어 최단거리를 통하여 출구로 빠져나가는

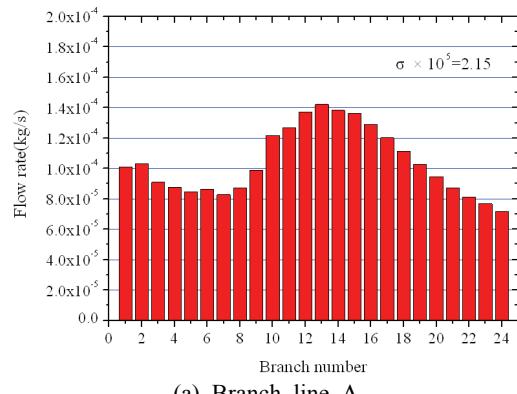


(a) Branch line A

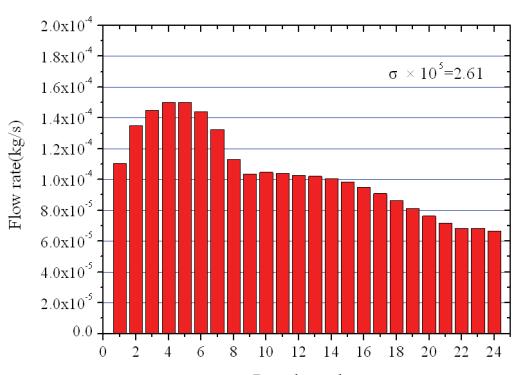


(b) Branch line B

Fig. 7 Distributions of flow rates in Case A3



(a) Branch line A



(b) Branch line B

Fig. 8 Distributions of flow rates in Case A4

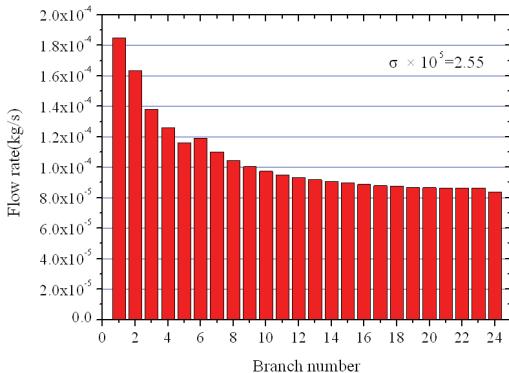


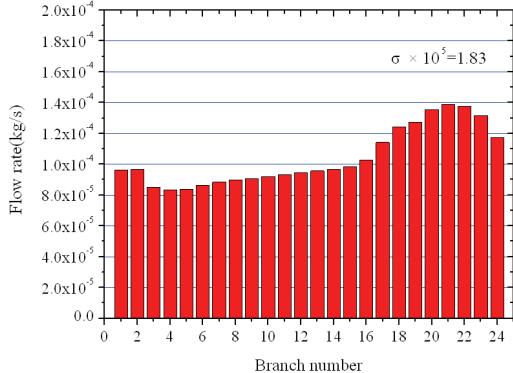
Fig. 9 Distributions of flow rates in Case B1

특성을 가지고 있으며 Fig. 9를 통하여 확인해 볼 수 있다. 이러한 유량 집중현상을 해결하기 위하여 Case B2에서는 입구와 출구의 최단거리를 확장시키고, 그에 따라 전열 면적을 확대시킨 구조를 적용하였다. Fig. 10에는 Case B2의 세 가지 위치에서 유량분배 특성을 분석하였고 중앙부에서의 불균일도가 2.55에서 1.91로 상당히 개선되었음을 알 수 있다. 그러나 branch line C에서 지나치게 열교환기의 좌측으로 유량이 편중되는 현상을 확인할 수 있다. 그래서 Type A의 Case A4와 같이 입구를 타원형으로 형성하여 유입되는 유량이 넓게 분산되어 유입되도록 하였으며 그 결과를 Fig. 11에 나타냈었다. 결과적으로 입구에서 출구로 통하는 최단거리부를 늘여서 전체적인 압력손실을 비슷하게 형성시키고 유입구를 타원형으로하여 유입 유량을 분산시킨 경우 가장 양호한 분배특성을 얻을 수 있었다.

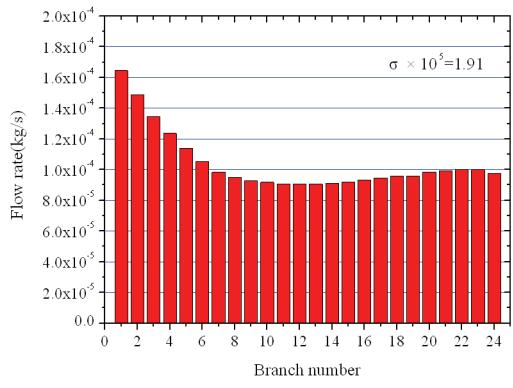
## 5. 결 론

본 연구는 제습기에 적용되는 두 가지 형태의 열교환기의 최적 형태 및 조합을 유도하여 체결된 두 개의 열교환기가 하나의 열교환 시스템으로서 최적의 유량분배를 통한 전열효율의 향상을 유도하였으며, 각각의 열교환에 대한 최적의 형상도 출에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

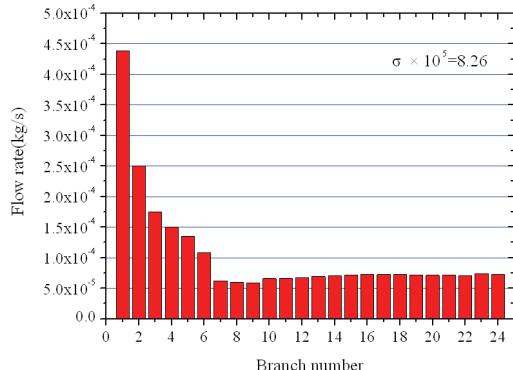
- (1) 하나의 제어체계에 입출구가 각각 하나씩



(a) Branch line A



(b) Branch line B



(c) Branch line C

Fig. 10 Distribution of flow rates in Case B2

존재 할 경우 입구에서 출구까지에는 무수한 통로가 생성이 될 수 있으나, 유체는 유동저항이 가장 작은 유로를 통해 흐르게 되며, 이는 보통 입구와 출구의 최단거리에 해당된다.

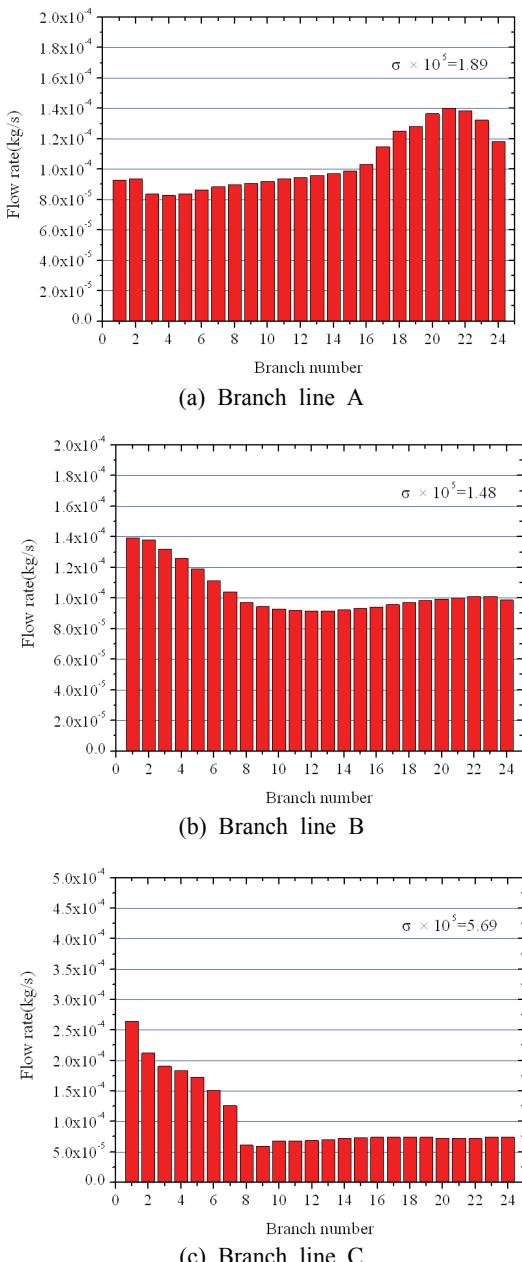


Fig. 11 Distributions of flow rates in Case B3

(2) Type A의 출구 및 Type B의 입구를 타원형으로 변형하여 입출구간의 최단거리가 일부에 집중되지 않고 분산되도록 함으로써 유동 특성이 고르게 조절되는 것을 정량적으로 확인 하였다.

(3) Type B에서는 최단거리를 확장시켜 다른 유로와의 저항을 비슷하도록 맞춰줌으로써 유동 분배를 고르게 하였고, 이는 전열면적이 늘어나는 이중효과까지 얻을 수 있었다.

(4) 최종적으로 Type A 열교환기는 Case A4 형상이, Type B 열교환기는 Case B3가 최적의 형상으로 분석되었다.

## 참고문헌

1. K. S. Lee and S. J. Oh, 2000, "Thermal and Flow Analysis Inside the Header of a Parallel Flow Heat Exchanger", Korean Journal of the SAREK, Vol. 12, No. 9, pp. 802-809.
2. K. S. Lee, J. M. Si, and K. Y. Chung, 1999, "A Numerical Study for Optimizing the Thermal and Flow Performance in the Channel of Plate Heat Exchanger with Dimples", Korean Journal of the SAREK, Vol. 11, No. 5, pp. 700-707.
3. W. W. Focke, J. Zachariades, and I. Olivier, 1985, "The Effect of Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers" International Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.
4. B. Thonon, R. ViDil, and C. Marvillet, 1995, "Recent Research and Developments in Plate Heat Exchangers", Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 2, No. 1-2, pp. 149-155.
5. M. Ciofalo, 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp. 165-192.