

## 절곡각에 따른 가습소자의 성능에 대한 수치해석적 연구

이을종<sup>1</sup>, 김내현\*  
<sup>1</sup>인천대학교 기계시스템공학부

### Numerical Analysis on the Effect of Corrugation Angle on the Performance of Humidifying Element

Eul-Jong Lee<sup>1</sup>, Nae-Hyun Kim\*

<sup>1</sup>Division of Mechanical System Engineering Incheon National University

**요약** 본 연구에서는 가습소자 개발을 목적으로 절곡형상이 전열판의 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 검토하였다. 수치해석은 절곡각을 변화시키며 (0°/0°에서 60°/60°사이의 등각도와 15°/0°에서 15°/60°사이의 엇각도) 수행되었다. 해석 결과 j와 f 인자 모두 절곡각이 증가할수록 증가하였다. 특히 f 인자는 절곡각이 큰 영역에서 급격히 증가하였다. 엇각도 전열판의 j, f 인자와 두 각을 평균내어 구한 등각도 전열판의 j, f 인자는 거의 같은 값을 나타내었다. 한편 동일 소비동력 대비 열전달량을 나타내는  $j/f^{1/3}$ 의 경우 15°/15°에서 가장 크게 나타났다. 기존 상관식은 본 수치해석 결과를 과대 또는 과소예측하였다.

**Abstract** In this study, the effect of corrugation angle on thermal performance of corrugated plate is numerically investigated with an aim to develop humidifying element. Numerical analysis was conducted for a range of corrugation angle (from 0°/0° to 60°/60° for equal angle and from 15°/0° to 15°/60° for unequal angle). Results revealed that both j and f factor increased as corrugation angle increased. Especially, f factor increased significantly at high corrugation angles. j and f factors of unequal angle plates and those of equal angle (obtained by averaging unequal angles) plates were approximately the same. The largest  $j/f^{1/3}$ , which implies the largest heat transfer rate per consumed power, was obtained at 15°/15°. Existing correlations under- or over-predicted the present numerical results.

**Key Words** : Corrugation angle, Humidifying element, Numerical analysis

### 1. 개요

산업의 발달과 산업구조의 변화로 현대인들은 대부분의 시간을 실내 거주 공간 및 사무실에서 보내고 있음을 고려할 때 쾌적한 실내공기환경을 제공하는 것은 매우 중요하다. 실내공기 환경을 결정하는 가정 주된 인자는 온도와 습도이다. 그중 온도제어에 대해서는 많은 연구가 이루어졌고 설비 또한 다양하게 개발되어 있는 반면 습도의 제어는 상대적으로 취약한 편이다. 예를 들어, 겨울철의 경우 쾌적한 실내 온도 및 상대습도 조건은 17°C

~28°C, 40%~70%인데 온도는 조절하기 쉬우나 습도는 상대적으로 조절이 쉽지 않다. 만일 습도 조건을 만족시키지 못하여 건조한 상태가 되면 재실자가 호흡기 질환, 피부질환 등에 노출되게 된다. 이 외에도 습도는 전산실, 반도체, 제약설비 등 산업현장에서도 정밀하게 제어되어야 할 인자 중의 하나이다.

일반적으로 공조기 내에 설치되는 가습장치는 기화식, 분무식, 스팀식으로 구별된다. 이 중 기화식 가습기는 부하에 대해 다소 느리게 반응하는 단점이 있으나 초기투자비 및 유지비가 저렴한 장점이 있다. 또한 물질이

\*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(Incheon National Univ.)

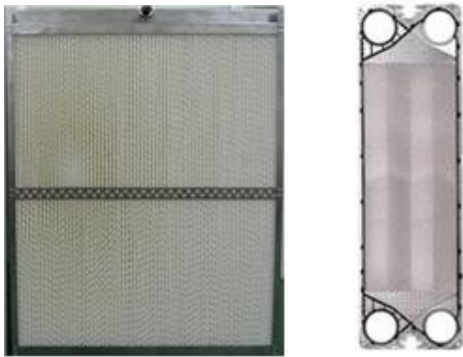
Tel: +82-10-3315-8902 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received January 14, 2015

Revised February 26, 2015

Accepted May 7, 2015

Published May 31, 2015



(a) humidifier (b) plate heat exchanger  
**Fig. 1.** Photos of the humidifier and plate heat exchanger.



**Fig. 2.** Humidifying elements (15°/45°)

오염물질을 제거하는 기능도 가져 클린룸과 같이 공기청정도가 필요한 건물에 많이 사용되고 있다[1].

기화식 가습기는 가습소자와 상부의 분무노즐로 구성되는데 (Fig.1참조) 가습소자는 직사각형 소자원단을 절곡한 후 서로 엇갈리게 적층하여 제작한다. 상부의 노즐에서는 물이 분사되는데 분사된 물은 가습소자를 적시고 공기가 그 사이를 통과하며 가습이 이루어진다. 따라서 가습소자의 재질은 노즐로부터 분사된 물이 소자 전체를 잘 적실 수 있는 특성을 가지는 것이 중요하다. 그간 가습소자로 검토된 재질은 크게 유리섬유, 세라믹, PVC스폰지, 와이어 메쉬와 같은 무기질재료와 크라프트 섬유, 아스펜 섬유, 코코넛 섬유와 같은 유기질 셀룰로오스 재료로 구별되는데 이중 유리섬유로 만든 소자가 가습능력이 우수하여 널리 사용되고 있다 (Fig. 2 참조) [2,3,4,5].

가습소자의 성능에 영향을 미치는 인자로는 절곡각 ( $\alpha/\beta$ ), 절곡 깊이 (H), 절곡 핏치 (P) 등이 있다. 여기서  $\alpha$ 는 유입공기와 절곡판이 이루는 양의 각도이고  $\beta$ 는 유입공기와 다른 절곡판이 이루는 음의 각도이다. Fig. 2의 가습소자는 H=7.0mm,  $\alpha=15^\circ$   $\beta=45^\circ$ 이다. 절곡 형상이 가습소자의 가습성능에 미치는 영향에 대한 연구는

다음과 같다. Malli et al. [6]은 소자의 깊이 (75mm, 100mm, 150mm)가 가습성능에 미치는 영향을 실험적으로 검토하였는데 소자의 깊이가 증가할수록 가습성능과 압력손실이 증가하였다. Barzegar et al. [2]은 절곡 깊이 (2.5mm, 3.5mm, 4.5mm)가 가습성능에 미치는 영향을 실험적으로 검토하였는데 절곡 깊이가 증가할수록 가습성능과 압력손실이 증가하였다. Franco et al. [7]은 절곡 각 45°/45° 와 30°/60°의 가습소자에 대하여 수치해석과 실험을 수행하였다. 건표면의 경우는 수치해석 결과가 실험결과를 적절히 예측한 반면 습표면의 경우는 차이가 있었다.

절곡판을 적층하여 형성된 채널을 이용하는 다른 한 예는 판형열교환기이다. Fig. 1에 판형열교환기를 나타내었다. 고온과 저온의 유체가 금속제 절곡판을 사이에 두고 열전달을 하도록 구성되어 있다. 판형열교환기의 압력손실과 열전달에 대해서는 많은 연구가 수행되었다. Focke et al. [8]은 절곡각을 0°/0°에서 90°/90°로 변화시키며 실험을 수행하였는데 80°/80°에서 최대 열전달과 압력손실을 얻었다. Thonon et al. [9]은 절곡각 0°/0°에서 90°/90°사이의 실험을 통하여 절곡각이 증가할수록 전열성능도 증가하는 것을 확인하였다. Stasiak et al. [10]은 절곡각을 0°/0°에서 90°/90°로, 절곡 깊이와 핏치의 비(H/P)를 0.25에서 0.5로 변화시키며 실험을 수행하였는데 절곡각이 증가할수록 또한 절곡 깊이와 핏치의 비가 증가할수록 전열성능이 증가한다고 보고하였다. Muley and Manglik [11]과 Muley et al. [12]은 절곡각 30°/30°, 60°/60° 그리고 30°/60° 형상에 대하여 각각 물과 오일로 실험을 수행하였는데 절곡각이 증가할수록 전열성능이 증가한다고 보고하였다.

판형열교환기에 대해서는 수치해석적 연구도 다수 행되었다. Ciofalo et al. [13]은 단일 셀에 대하여 난류 모델을 비교하였는데 low-Reynolds 난류모델이 실험 데이터를 가장 잘 예측한다고 보고하였다. Kim et al. [14]도 단일 셀에 대하여 난류 모델을 비교한 결과 Reynolds 응력 모델이 가장 적절하다고 보고하였다. Dovic and Svaic [15]은 16개 (4×4) 셀에 대해 수치해석 결과 re-normalization group  $k-\epsilon$  모델과 Reynolds 응력 모델이 적절하다고 보고하였다. Oh et al. [16]은 판형열교환기 전체 (1180mm × 280mm × 1.2mm)에 대하여  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 해석결과 절곡각이 증가할수록 전열성능이 증가하였

다. 판형열교환기에 대해서는 상관식도 다수 존재한다 [13, 17, 18].

본 연구의 목적은 절곡형상이 가슴소자의 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 검토하는데 있다. 상기 문헌 조사 결과 가슴소자와 같은 물질전달 문제는 수치해석적 불확실성이 크므로[8] 이를 열전달 문제로 변환하여 수치해석을 수행하였다. 이 경우 수치해석 결과로 열전달 계수( $h$ )를 얻는데 열-물질전달 상사( $h/c_p=h_D$ )를 통하여 물질전달 계수( $h_D$ )를 구할 수 있다 [19]. 여기서  $c_p$ 는 비열(J/kgK)이다. 수치해석은 가슴소자 일부 (90mm × 50mm × 7.0mm)에 대하여 절곡각을 변화시키며 (0°/0°에서 60°/60°사이의 등각도와 15°/0°에서 15°/60°사이의 엇각도) 수행되었다. 참고로 기존 대부분의 연구는 등각도 ( $\alpha = \beta$ )에 제한된다. 수치해석에는 ANSYS Fluent 12 [20]가 사용되었다. Table 1에 각 형상의 유동 단면적 ( $A_c$ ), 점수길이( $P_w$ ), 수력직경( $D_h$ ), 실제 표면적 (A), 입구유속(m/s), Reynolds 수를 기술하였다. 모든 형상에서 절곡 깊이 (H)와 절곡 핏치 (P)는 7.0mm와 19.0mm로 균일하였다.

Table 1. Geometric dimensions of corrugated plates.

Angle	A (mm <sup>2</sup> )	P <sub>w</sub> (m)	D <sub>h</sub> (m)	A (m <sup>2</sup> )	V <sub>m</sub> (m/s)	Re
0 / 0	615	0.258	0.0095	0.0233	2.7	1648
10 / 10	637	0.252	0.0101	0.0232	2.7	1747
15 / 15	663	0.239	0.0111	0.0232	2.7	1918
20 / 20	682	0.240	0.0114	0.0232	2.7	1964
30 / 30	653	0.241	0.0108	0.0232	2.7	1873
40 / 40	667	0.233	0.0115	0.0232	2.7	1979
50 / 50	657	0.231	0.0114	0.0232	2.7	1966
60 / 60	591	0.205	0.0115	0.0232	2.7	1993
15 / 0	639	0.248	0.0103	0.0233	2.7	1781
15 / 10	650	0.242	0.0107	0.0232	2.7	1857
15 / 15	663	0.239	0.0111	0.0232	2.7	1918
15 / 20	673	0.240	0.0112	0.0232	2.7	1939
15 / 30	657	0.241	0.0109	0.0232	2.7	1885
15 / 40	665	0.231	0.0115	0.0232	2.7	1990
15 / 45	676	0.234	0.0116	0.0232	2.7	1997
15 / 50	660	0.236	0.0112	0.0232	2.7	1933
15 / 60	627	0.222	0.0113	0.0232	2.7	1952

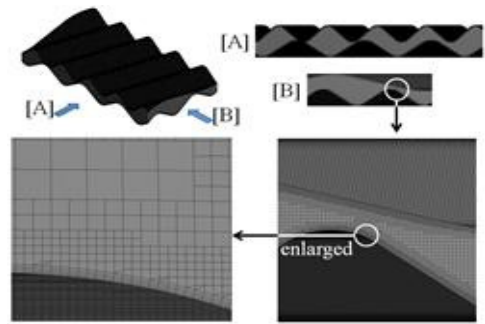


Fig. 3. Generated meshes of the 15°/45° corrugated plates

## 2. 본론

### 2.1 격자와 경계조건

가슴소자에서는 물로 젖은 절곡판에서 공기로 수분이 전달된다. 이를 열전달로 묘사하면 등온 조건이 된다. 아울러 입구는 균일 유속, 출구는 대기압 조건으로 하였다. 해석은 실제상황을 고려하여 입구온도 27°C, 절곡판 온도 21°C, 풍속 2.7m/s에서 수행하였다[21]. 이 때의 Reynolds 수는 Table 1에 나타나 있듯이 2000 미만으로 층류에 해당된다. 그러나 0°/0°를 제외한 나머지 형상은 복잡성을 고려하여  $k-\epsilon$  난류모델과 standard wall function을 적용하여 해석을 수행하였다 [19]. Fig. 3에 한 예로 15°/45° 형상에 사용된 격자를 나타내었다. 사각 격자를 사용하였고 벽면 근처에 보다 많은 격자를 배정하였다. 수치해석에 대한 수렴판단은 ANSYS Fluent의 제안에 따라 잔류항의 총합이  $10^{-6}$ 이하가 되도록 하였다 [20].

Fig. 4에는 15°/45° 형상의 경우 격자수에 따른 열전달계수와 압력손실을 나타내었다. 열전달계수는 다음 절에서 정의된다. Fig. 4의 열전달계수는 격자수 900만개에서 33.2W/m<sup>2</sup>K, 격자수 1100만개에서 33.1W/m<sup>2</sup>K로 오차가 3%이내임을 보인다. 따라서 해석은 격자수 900만개로, AMD 8Core 3.1GHz, 16GB 메모리, HDD는 고성능 SSD가 탑재된 컴퓨터로 수행되었다. 15°/45° 형상의 경우 격자수 900만개로 해석시 소요된 시간은 약 48시간으로 반복계산 2000회 이내에서 수렴하였다.

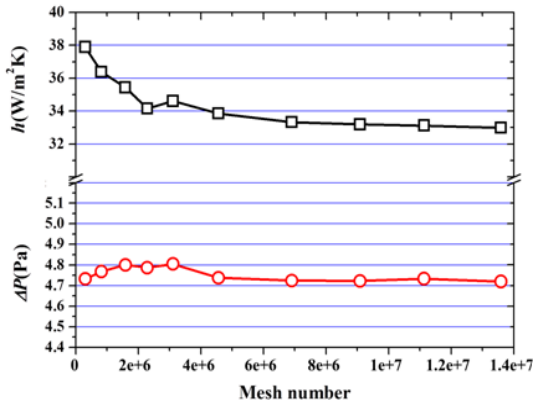


Fig. 4. Heat transfer coefficient and pressure drop according to the mesh number for the 0°/15° plates.

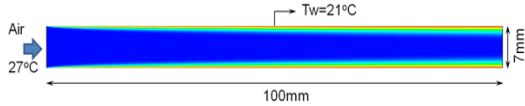


Fig. 5. Temperature distribution in a 2-D plate channel.

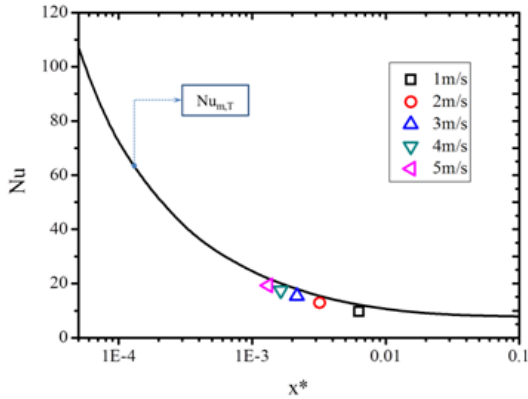


Fig. 6. Numerical Num,T compared with those from Shah and London[20].

### 2.2 자료처리

전술한 경계조건으로 수치해석을 수행하면 전열판 으로부터의 전열량과 출구 평균온도를 얻을 수 있다. 이로부터 열전달계수  $h$ 는 아래 식으로 구해진다.

$$h = \frac{Q}{A[T_w - (T_{in} + T_{out})/2]} \quad (1)$$

여기서  $Q$ 는 전열량( $W$ ),  $T_{in}$ 과  $T_{out}$ 은 입구와 출구에서의 평균온도,  $T_w$ 은 전열판 온도이다. 열전달계수  $h$ 는  $j$

인자로, 속도  $V$ 는 Reynolds 수로 무차원화 된다.

$$j = \frac{h}{\rho V c_p} Pr^{2/3} \quad (1)$$

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도 ( $kg/m^3$ ),  $c_p$ 는 비열 ( $J/kgK$ ),  $\mu$ 는 점성계수 ( $Pa \cdot s$ ) 그리고  $Pr$ 은 Prandtl 수로 다음과 같다.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3)$$

여기서  $k$ 는 열전도도 ( $W/mK$ )이다. 또한 압력손실  $\Delta P$ 는  $f$  인자로 무차원화 된다.

$$f = 2 \frac{A_c}{A} \frac{\Delta P}{\rho V^2} \quad (4)$$

### 2.3 수치해석의 적정성 평가

수치해석의 적정성을 판단하기 위하여 기본형상 (2-D 채널, 균일 벽면온도, Fig. 5 참조)에 대하여 수치해석을 수행하고 그 결과를 Shah and London [22]의 해석해와 비교하였다(Fig. 6). 해석은 벽면온도 21°C, 입구공기온도 27°C, 풍속 1m~5m/s에서 수행되었다. Fig. 6에서  $x^* = x/RePr$ 로 무차원 입구 길이를 의미하고 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (5)$$

Fig. 6은 등온조건의 평균 Nusselt수 ( $Nu_{m,T}$ )에 대한 전산해석 결과와 이론해가 15% 이내에서 일치함을 보여준다.

### 2.4 등각도 ( $\alpha = \beta$ ) 전열판에 대한 수치해석

Fig. 7에 입구유속 2.7 m/s에서 등각도 전열판의 유속 분포를 나타내었다. 0°/0°의 경우 층류 유동으로 절곡 채널과 평행하게 유선이 형성됨을 보여준다. 또한 작은 절곡각에서는 대부분의 유동이 각각 자기 채널을 따라 흐르다 절곡각이 증가할수록 두 채널간의 유동이 점점 왕성하게 혼합되는 것을 보여준다. Fig. 8에는 등각도 전열판의 열전달계수를 나타내었다. 절곡각이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 절곡각이 0°/0°에서

10°/10°로 증가시 열전달계수는 27.5 W/m<sup>2</sup>K에서 33.1 W/m<sup>2</sup>K로 1.2배 증가한다. 그 이후 30°/30°까지는 완만하게 증가하다 (30°/30°에서의 열전달계수 39.8 W/m<sup>2</sup>K로 0°/0°의 열전달계수의 1.4배) 30°/30° 이후로는 급격하게 증가 한다 (60°/60°에서의 열전달계수는 65.3 W/m<sup>2</sup>K로 0°/0°의 열전달계수의 2.4배). 열전달계수가 절곡각의 증가에 따라 급격하게 증가하는 경향은 Focke et al [8], Thonon et al. [9]도 보고한 바 있다.

Fig. 9에는 등각도 전열판의 압력손실을 나타내었다. 절곡각이 증가할수록 압력손실이 증가함을 알 수 있다. 절곡각이 0°/0°에서 30°/30°로 변할 때 압력손실은 5.0 Pa에서 11.1 Pa로 완만하게 (2.2배) 증가하다가 30°/30° 이후로는 급격하게 증가한다 (60°/60°에서의 압력손실은 73.2 Pa로 0°/0°의 압력손실의 14.6배). 압력손실이 절곡각의 증가에 따라 급격하게 증가하는 경향은 Focke et al [8], Thonon et al. [9]도 보고한 바 있다.

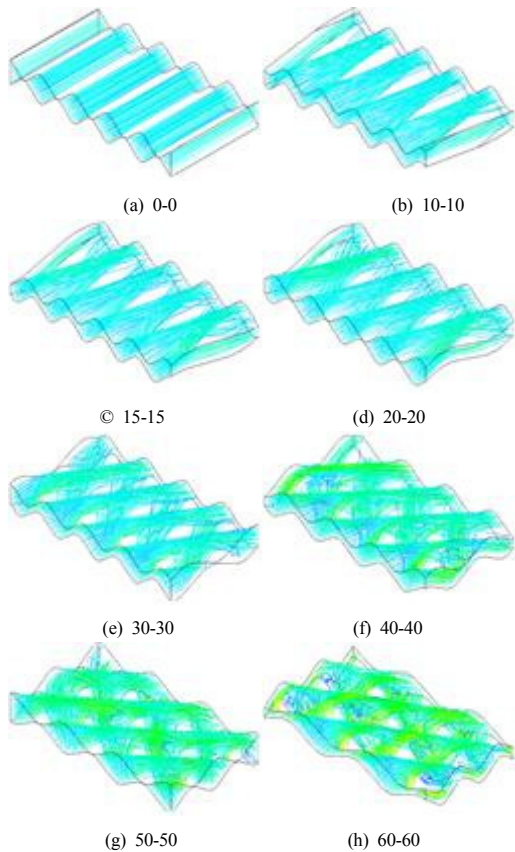


Fig. 7. Flow patterns of corrugated plates having equal corrugation angles.

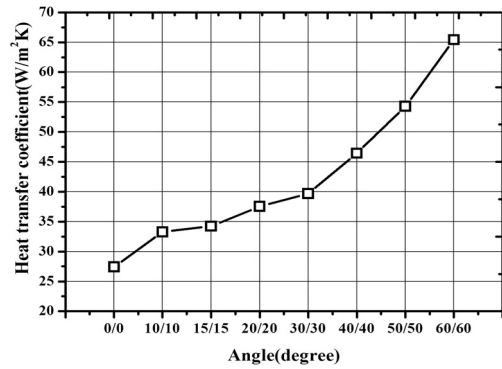


Fig. 8. Heat transfer coefficients of corrugated plates having equal corrugation angles.

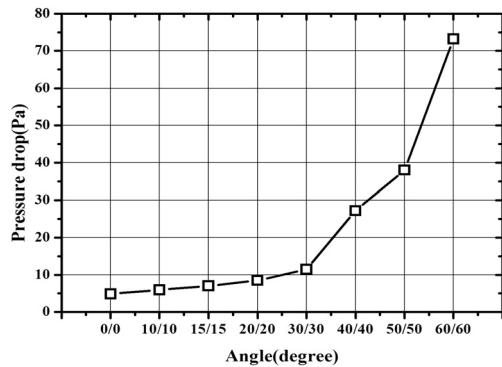


Fig. 9. Pressure drop of corrugated plates having equal corrugation angles

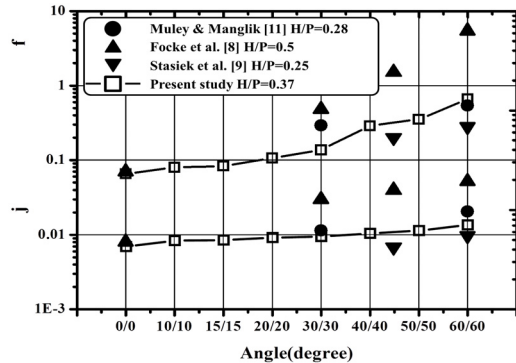


Fig. 10. j & f factors of corrugated plates having equal corrugation angles compared with those from existing studies.

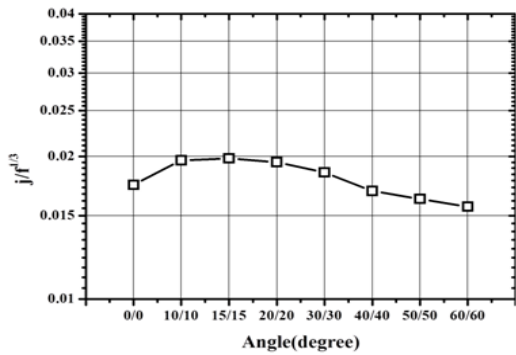


Fig. 11.  $j/f^{1/3}$  of corrugated plates having equal corrugation angles.

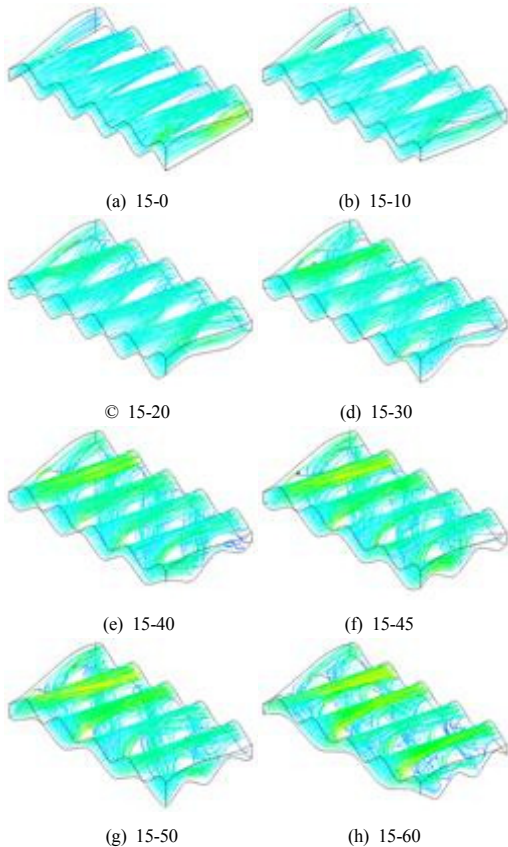


Fig. 12. Flow patterns of corrugated plates having unequal corrugation angles.

Fig. 10에는 열전달계수와 압력손실을  $j$  와  $f$  인자로 나타내었다.  $j$ 와  $f$  인자 모두 절곡각이 증가할수록 증가함을 보여준다. 특히  $f$  인자는 절곡각이 큰 영역에서 급격히 증가함을 보인다. Fig. 10에 기존 연구결과를 나타

내었다. Focke et al. [8]의  $j$  와  $f$  인자는 본 해석의 값보다 현저히 크고 Stasiek et al. [10]은 다소 작고 Muley and Manglik [11]은 유사한 값들을 보인다. Fig. 10에는 기존 연구의 H/P 값이 나타나 있는데 Focke et al. [8]의 H/P의 값은 본 연구의 값보다 크고 Stasiek et al. [10]과 Muley and Manglik [11]의 H/P 값은 본 연구의 값보다 작다. 즉, 동일한 절곡각이라도 H/P의 크기에 따라  $j$ 와  $f$  인자가 크게 달라짐을 보이는데 Stasiek et al. [10]도 H/P가 클수록  $j$  와  $f$  인자가 증가한다고 보고한 바 있다.

일반적으로 열교환기의 최적형상 선정에는 동일한 소비동력에서 열전달량을 의미하는  $j/f^{1/3}$ 의 값을 비교한다[23]. Fig. 11에 절곡각의 변화에 따른  $j/f^{1/3}$ 를 나타내었다. 이 그림은 15°/15°에서  $j/f^{1/3}$ 이 가장 큼을 보여준다. 이는 동일한 소비동력에서 15°/15° 전열판의 전열량이 절곡각이 다른 전열판의 전열량보다 크다는 것을 의미한다.

#### 2.4 엇각도 ( $\alpha \neq \beta$ ) 전열판에 대한 수치해석

전 절에서 등각도 전열판의 최적 절곡각은 15°/15°임을 알아내었다. 본 절에서는  $\alpha$ 는 15°로 고정하고  $\beta$ 를 0°에서 60°까지 변화시키며 수치해석을 수행하여 최적  $\beta$ 를 구하고자 한다. Fig. 12에 입구유속 2.7 m/s에서 엇각도 전열판의 유속분포를 나타내었다.  $\beta$ 가 작은 경우 대부분의 유동이 각각 자기 채널을 따라 흐르다  $\beta$ 가 증가할수록 두 채널간의 유동이 점점 왕성하게 혼합되는 것을 보여준다. 전 절의 등각도 유동에 비해 특이한 점은 절곡각이 큰 채널의 유동이 작은 채널의 유동보다 활발하게 혼합된다는 것이다. Fig. 13에는 엇각도 전열판의 열전달계수를 나타내었다. 절곡각이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 절곡각이 15°/0°에서 15°/30°로 증가시 열전달계수는 완만하게 증가하다 (33.2  $W/m^2K$ 에서 37.8  $W/m^2K$ 로 1.1배) 15°/30° 이후로는 다소 급하게 증가한다 (15°/60°에서의 열전달계수는 46.7  $W/m^2K$ 로 15°/0°의 열전달계수의 1.4배). Fig. 14에는 엇각도 전열판의 압력손실을 나타내었다. 절곡각이 증가할수록 압력손실이 증가함을 알 수 있다. 절곡각이 15°/0°에서 15°/20°로 변할 때 압력손실은 5.3 Pa에서 6.8 Pa로 완만하게 (1.3배) 증가하다가 15°/20° 이후로는 현저히 급하게 증가한다 (15°/60°에서의 압력손실은 22.9 Pa로 15°/0°의 압력손실의 4.3배).

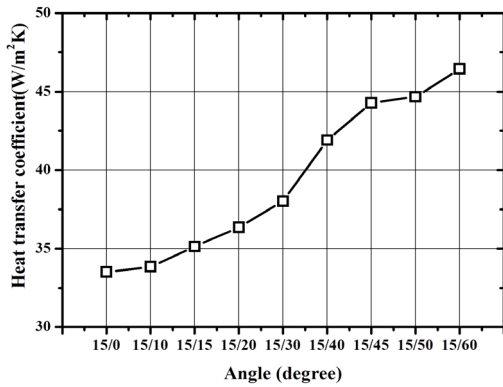


Fig. 13. Heat transfer coefficient of corrugated plates having unequal corrugation angles.

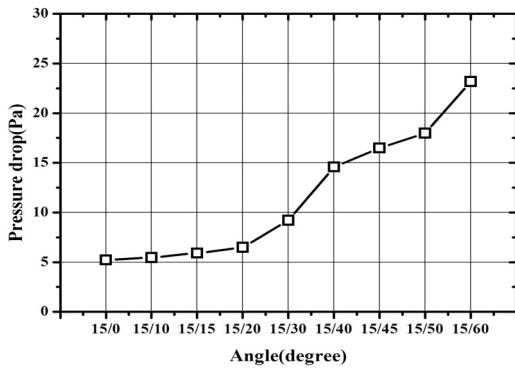


Fig. 14. Pressure drop of corrugated plates having unequal corrugation angles.

Fig. 15에는  $j$  와  $f$  인자를 나타내었다.  $j$ 와  $f$  인자 모두 절곡각이 증가할수록 증가함을 보여준다. 특히  $f$  인자는 절곡각이 큰 영역에서 급격히 증가함을 보인다. Fig. 16에는 절곡각의 변화에 따른  $j/f^{1/3}$ 를 나타내었다. 이 그림은 15°/15°에서  $j/f^{1/3}$ 이 가장 큼을 보여준다. 이는 동일한 소비동력에서 15°/15° 전열판의 전열량이 절곡각이 다른 전열판의 전열량보다 크다는 것을 의미한다.

Fig. 17에 등각도의  $j$ ,  $f$  인자와 엇각도  $j$ ,  $f$  인자를 같이 나타내었다.  $x$  축에서 엇각도의 위치는 두 개의 각도를 평균낸  $[(\alpha + \beta)/2]$  곳에 위치하였다. 이 그림은 엇각도의  $j$ ,  $f$  인자와 등각도의  $j$ ,  $f$  인자가 거의 같은 선상에 위치함을 보인다. 이는 예를 들면 15°/45° 전열판의 전열성능과 30°/30° 전열판의 전열성능이 유사함을 의미한다.

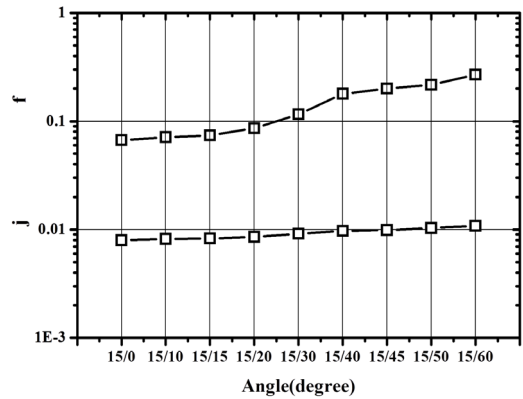


Fig. 15.  $j$  and  $f$  factors of corrugated plates having unequal corrugation angles.

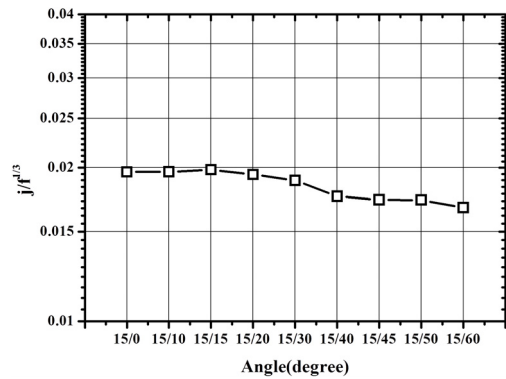


Fig. 16.  $j/f^{1/3}$  of corrugated plates having unequal corrugated angles.

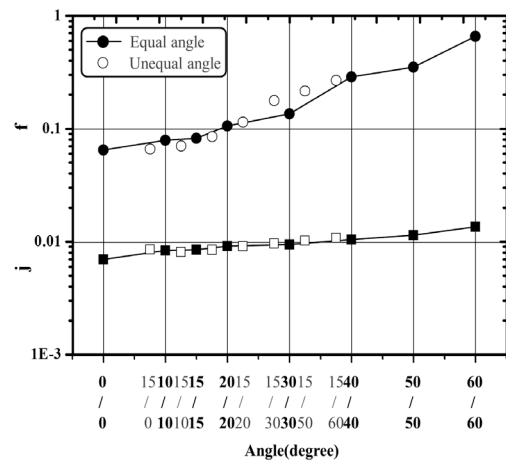


Fig. 17.  $j$  and  $f$  of corrugated plates having equal and unequal corrugated angles.

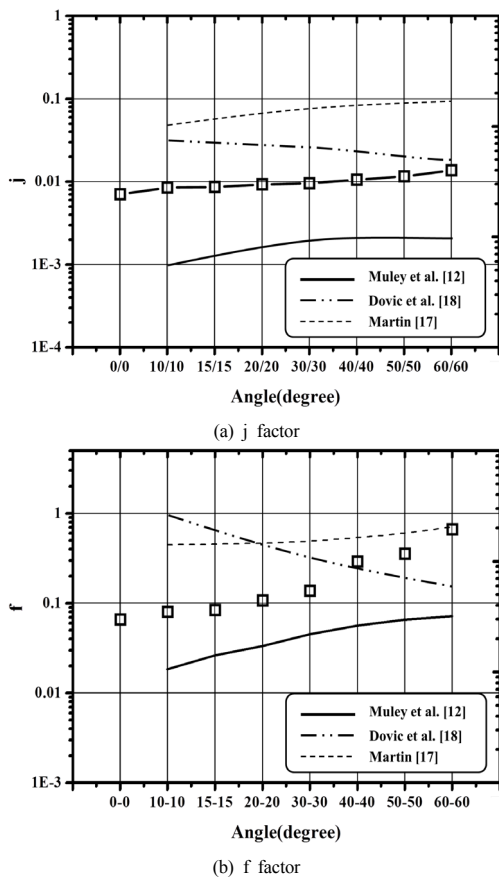


Fig. 18. j and f factors of corrugated plates having equal corrugation angles compared with correlations

### 2.5 기존 상관식과의 비교

전술하다시피 등각도 절곡판의 j 와 f 인자를 예측하는 상관식으로는 Muley et al. [12], Martin et al. [17] 그리고 Dovic et al. [18]이 있다. Fig. 18에 본 수치해석 결과와 상관식의 예측치를 비교하였다. 이 그림은 모든 상관식이 수치해석 결과를 과대 또는 과소 예측함을 보여준다. 이는 절곡 형상이 서로 다르기 때문인데 Muley et al. [12]의 경우 절곡 깊이와 핏치의 비 (H/P)가 0.28로 제한되어 본 연구의 H/P (=0.37) 보다 작기 때문에 수치해석 결과를 과소 예측하는 것으로 판단된다. Martin [17]의 경우는 상관식 내에 H/P가 포함되어 있지 않고 본 수치해석 결과를 과대 예측한다. Dovic et al. [18] 상관식은 수력직경의 범위가 3.2mm에서 7.0mm로 본 연구의 수력직경 (9.5mm~11.5mm, Table 1 참조)보다 작아 수치해석 결과를 과대 또는 과소 예측한다.

### 3. 결론

본 연구에서는 가슴소자 개발을 목적으로 절곡형상이 전열판의 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 검토하였다. 수치해석은 절곡각을 변화시키며 (0°/0°에서 60°/60°사이의 등각도와 15°/0°에서 15°/60°사이의 엇각도) 수행되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) j와 f 인자 모두 절곡각이 증가할수록 증가함을 보여준다. 특히 f 인자는 절곡각이 큰 영역에서 급격히 증가함을 보인다.
- (2) 엇각도 전열판의 j, f 인자와 두 각을 평균내어 구한 등각도 전열판의 j, f 인자는 거의 같은 값을 나타낸다.
- (3) 동일 소비동력 대비 열전달량을 나타내는  $j/f^{1/3}$ 의 경우 15°/15°에서 가장 크게 나타났다.
- (4) 기존 상관식은 본 수치해석 결과를 과대 또는 과소 예측하였다.

### References

- [1] ASHRAE Handbook, Fundamentals, ASHRAE, 2000.
- [2] M. Barzegar, M. Layeghi, G. Ebrahimi, Y. Hamseh and M. Khorasani, "Experimental evaluation of the performance of cellulosic pads made of Kraft and NSCC corrugated papers as evaporative media," Energy Conversion and Management, Vol. 54, pp. 24-29, 2012. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2011.09.016>
- [3] J. K. Jain and D. A. Hindoliya, "Experimental performance of new evaporative cooling pad materials," Sustainable Cities and Society, Vol. 1. pp. 252-256, 2011. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.scs.2011.07.005>
- [4] C. M. Liao, S. Singh and T. S. Wang, "Characterizing the performance of alternative evaporative cooling media in thermal environmental control application," J. Envir, Sci. Health, Vol. 33, No. 7, pp.1391-1417, 1998. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/10934529809376795>
- [5] C. M. Liao and K. H. Chiu, "Wind tunnel modeling the system performance of alternative cooling pads in Taiwan region," Build. Environ. Vol. 37, No.2 pp. 77-87, 2002. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1323\(00\)00098-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1323(00)00098-6)
- [6] A. Malli, H. R. Seyf, M. Layeghi, S. Sharifian and H. Behraves, "Investigating the performance of cellulosic cooling pads," Energy Conversion and Management, Vol. 52, pp. 2598-2603, 2011.



- DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.015>
- [7] A. Franco, D. L. Valera, A. Pena and A. M. Perez, "Aerodynamic analysis and CFD simulation of several cellulose evaporative cooling pads used in Mediterranean greenhouses," Computers and Electronics in Agriculture, Vol. 76, pp. 218-230, 2011.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compag.2011.01.019>
- [8] W. W. Focke, J. Zachariades and I. Olivier, "The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479, 1985.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(85\)90249-2](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(85)90249-2)
- [9] B. Thonon, R. Vidil and C. Marvillet, "Recent research and developments in plate heat exchangers," J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 2, No. 1-2, pp. 149-155, 1995.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v2.i1-2.160>
- [10] J. Stasiek, M. W. Collins, M. Ciofalo and P. E. Chew, "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages - I. Experimental results," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 39, No. 1, pp. 149-164, 1996.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(96\)85013-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(96)85013-7)
- [11] A. Muley and R. M. Manglik, "Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates," J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 110-117, 1999.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2826051>
- [12] A. Muley, R. M. Manglik and H. M. Metwally, "Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flow in a chevron plate heat exchanger," J. Heat Transfer, Vol. 121, 1011-1017, 1999.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2826051>
- [13] M. Ciofalo, J. Stasiek and M. W. Collins, "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages-II. Numerical simulations," Vol. 39, No. 1, pp. 165-192, 1996.
- [14] T.-Y. Kim, N.-J. Kim, J.-Y. Lee and C.-B. Kim, "Numerical analysis of heat transfer characteristics in corrugated plate type heat exchanger channel," Journal of the Society of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers, Vol. 13, No. 7, pp. 588-594, 2001
- [15] D. Dovic and S. Svaic, "Experimental and numerical study of the flow and heat transfer in plate heat exchanger channels, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, R097, 2004.
- [16] J. Oh, S. An, S. Nam and H. Cho, "Theoretical study on the heat transfer performance in the various type plate heat exchanger," Journal of the Society of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers, Vol. 24, No. 8, pp. 636-645, 2012.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.6110/KJACR.2012.24.8.636>
- [17] H. Martin, "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers," Chem. Eng. Proc., Vol. 35, pp. 301-310, 1996.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0255-2701\(95\)04129-X](http://dx.doi.org/10.1016/0255-2701(95)04129-X)
- [18] D. Dovic, B. Palm and S. Savic, "Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 52, pp. 4553-4563, 2009.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.074>
- [19] J. P. Holman, Heat Transfer, 10th ed., 2010.
- [20] Fluent 12, ANSYS, <http://www.ansys.com>.
- [21] ASHRAE Standard 133, Method of Testing Direct Evaporative Air Coolers, ASHRAE, 2008.
- [22] R. K. Shah and A. L. London, Laminar Flow Forced Convection in a Duct, Academic Pub., New York, 1978.
- [23] R. L. Webb and N. H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd edition, Taylor and Francis Pub., 2005.

**이 을 종(Eul-Jong Lee)**

[준회원]



- 2010년 2월 : 인천대학교 기계공학과 대학원 (공학석사)
- 2015년 2월 : 인천대학교 기계공학과 대학원 (공학박사)

<관심분야>  
열전달, 공기조화 및 내용

**김 내 현(Nae-Hyun Kim)**

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>  
열전달, 공기조화 및 내용