

## 딴플형 판형 열교환기의 열유동 수치해석

안혁진\*, 이상혁\*, 이명성\*, 허남건\*\*

### A Numerical Analysis of Flow and Heat Transfer in the Plate Heat Exchanger with Dimple

Hyuk Jin Ahn\*, Sang Hyuk Lee\*, Myungsung Lee\* and Nahmkeon Hur\*\*

**Key Words** : plate heat exchanger(판형 열교환기), Colburn j-factor(Colburn j계수), Fanning f-factor(마찰 계수), conjugated heat transfer analysis(복합 열전달 해석)

#### Abstract

In this study, the characteristics of internal flow and the heat transfer performance of dimpled plate heat exchanger were numerically investigated. For the numerical analysis, conjugate heat transfer method between cold fluid - plate - hot fluid was studied with appropriate boundary conditions. Velocity magnitude, temperature and pressure distribution were obtained from the simulation. Correlations for fanning f-factor and Colburn j-factor were obtained from numerical results and compared to the experimented data.

#### 1. 서론

산업용 설비기체들에서 방출되는 고온의 배기가스의 열을 효율적으로 회수하기 위한 장치를 배열 회수장치라고 한다. 회수된 열은 급수 또는 공기의 예열에 사용하여 전체 시스템의 열전달 성능을 향상시킨다. 산업용 보일러와 같은 산업용 설비기에 사용되는 배열회수장치의 소형화 및 고효율화 추세에 따라 판형 열교환기에 대한 관심이 고조되고 있다.

일반적으로 열교환기 내에는 리브(rib), 핀(pin), 딴플(dimple) 등의 유동간섭물이 부착되는데, 이들은 난류 발생을 야기하고 열경계층 형성을 억제시켜 열전달을 촉진한다. 이러한 유동 간섭물은 열전달 성능을 향상시키지만 압력강하를 증가시키는 단점도 가지므로 설계 시 열전달계수와 마찰계수에 대한 고려가 필요하다.

그동안 딴플이 부착된 열전달 면에 대한 실험 및 수치해석적인 연구가 많이 수행되었다. Mahmood와 Ligrani[1]는 실험을 통해 딴플이 부착된 유로의 열전달 성능을 비교하였으며, 전열판에 대한 딴플 지름비가 열교환 성능에 미치는 영향에 대해 조사하였다. Isaev와 Leont'ev[2]는 딴플 표면에 형성되는 와류 구조를 수치해석적으로 규명하였으며, 딴플 깊이가 와류에 미치는 영향에 대해 예측하였다. 신동윤과 김광용[3]은 한쪽 면에 주기적인 딴플이 배치된 사각채널에서 열전달계수와 마찰계수의 선형결합으로 이루어진 목적함수를 도입하여, 목적함수를 최적화하여 딴플을 사용한 효과적인 냉각유로 설계의 가능성을 보고하였다. 이관수 등[4]은 딴플형 돌출물이 부착된 판형 열교환기의 관내 열유동에 대해 수치해석하였으며, 딴플 피치, 각도, 부피가 열전달 성능에 미치는 영향에 대해 보고하였다. 안준 등[5]은 딴

플이 설치된 유로에서 딴플 깊이에 따른 열전달 특성을 수치해석적으로 예측하였고, Kim과 Bullard[6]는 열교환기의 열전달 성능을 Fanning f-factor와 Colburn j-factor로 무차원화하여 비교하였다.

본 연구에서는 배열 회수장치에 사용되는 딴플형 판형 열교환기 내의 유동특성을 파악하고, 열전달 성능을 수치해석적 방법으로 해석하였다. 각각 물과 공기를 냉각 유체로 하는 두 가지 모델에 대해 해석을 수행하였다. 전열판과 유체 사이의 전도와 대류를 동시에 고려하기 위하여 Conjugate heat transfer 방법을 사용하였고, 주기적으로 반복되는 전열판을 모사하기 위해 Cyclic boundary condition을 해석조건으로 하였다. 해석결과를 검증하기 위하여 기존 열교환기를 대상으로 수행된 실험결과와 수치해석결과를 비교하였고, 열전달량과 압력강하량을 각각 Colburn j-factor와 Fanning f-factor로 무차원화 하여 Reynolds 수에 대한 상관식을 얻었다.

#### 2. 수치해석

##### 2.1 수치해석 대상

본 연구에서는 양면에 딴플이 주기적으로 배열되어 요철을 이루는 전열판으로 구성된 열교환기에 대하여 각각 배기가스와 물, 배기가스와 공기에 대한 열전달과 유동 저항 특성을 수치해석적으로 예측하였다. 전열판과 작동유체에 대한 해석 조건을 Table 1에 정리하였다. 같은 크기의 딴플이 주기적으로 배열된

Table 1 Working fluids of each cases

	Case I	Case II
Model I	Flue gas - Air	Flue gas - Water
Model II	Flue gas - Air	Flue gas - Water

\* 서강대학교 대학원

\*\* 서강대학교 기계공학과, nhur@sogang.ac.kr

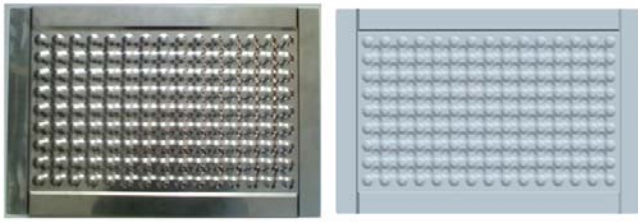


Fig. 1 Real and 3-D model of dimple plate

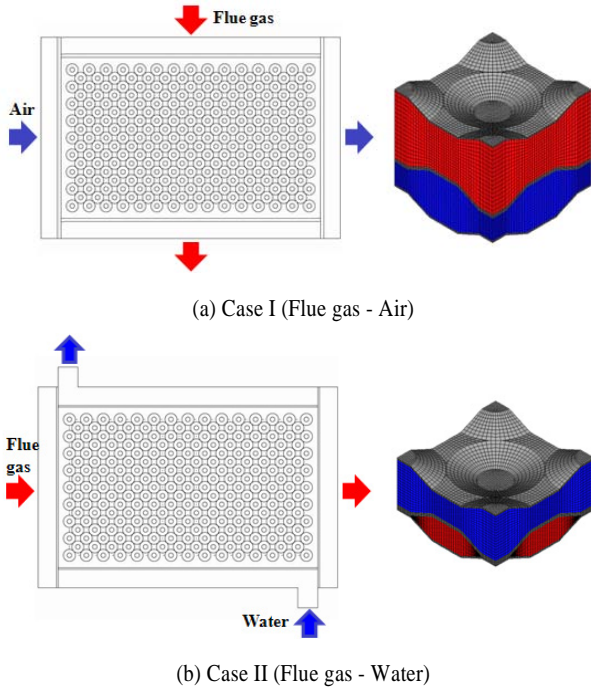


Fig. 2 Dimple plate of Model I

전열판(Model I)으로 구성된 열교환기와 서로 다른 크기의 딴플들이 배열된 전열판(Model II)으로 구성된 열교환기에 대해 각각 배기가스와 공기(Case I), 배기가스와 물(Case II)에 대하여 해석을 수행하였다.

Fig. 1과 같이 실제 열교환기에서 사용되는 전열판(Model I)을 모델링하여 해석을 수행하였다. Model I은 Fig. 2과 같이 지름과 높이가 서로 같은 딴플들이 열판 양쪽 면에 주기적으로 배열되어 요철을 이룬다. 열교환기 내에서 열판은 딴플의 산과 산이 마주 보는 방향으로 적층되어 유로를 형성한다. 배기가스와 공기를 작동유체로 하는 Case I에는 각 전열판 사이에 Spacer를 사용함으로써 열판 간 간격이 넓은 유로가 생성된다. 배기가스와 물을 작동유체로 하는 Case II는 딴플의 산들이 서로 접합하는 형태로 적층되어 열판 간 유로를 형성한다.

Model II는 Fig. 3과 같이 지름과 높이가 서로 다른 두 종류의 딴플이 전열판 양 면에 주기적으로 배열된다. 서로 크기가 같은 딴플의 산과 산끼리 마주 접하는 방향으로 열판이 적층되며, 열판 간 간격이 다른 유로를 형성한다. Case I에서는 열판 간격이 좁은 쪽에 배기가스가, 넓은 쪽에 공기가 위치하고, Case II에서는 열판 간격이 넓은 쪽에 배기가스가, 좁은 쪽에 물이 위치한다. 주기적으로 반복되는 형상을 단위격자로 생성하여 전체 형상을 구성하였다.

## 2.2 경계조건 및 수치 해석 방법

본 연구에서 수치해석에 사용한 프로그램은 상용 CFD 코드인 STAR-CD V.3.26를 사용하였으며, 본 연구실이 보유한

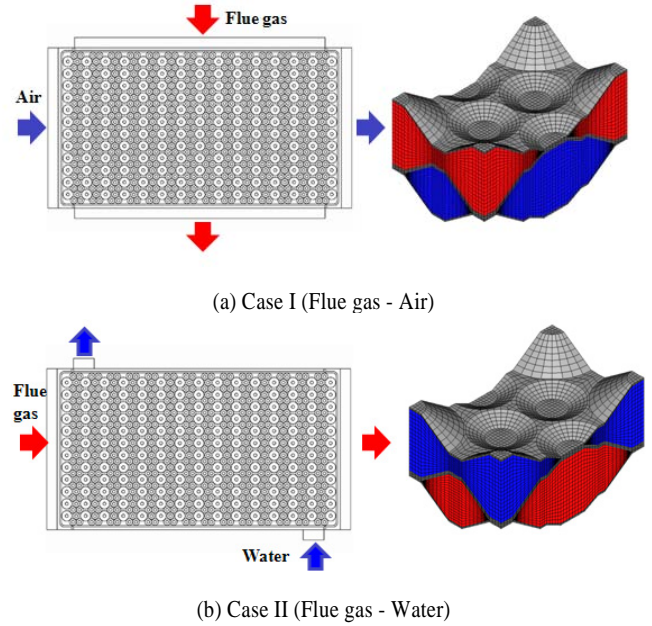


Fig. 3 Dimple plate of Model II

AMD Opteron 250(2GHz) 36 CPU Linux cluster를 이용하였다. 각 열교환기 별 해석 격자수는 Table 2에 정리하였다.

온도차가 나는 두 유체 사이에 위치한 전열판에서의 열전달 현상을 고려하기 위해 Conjugate heat transfer analysis를 수행하였다. 고체를 통해 전도되는 전열량을 계산할 수 있어, 고온의 배기가스가 포함하고 있는 열이 저온의 공기 또는 물로 전달되는 현상을 수치해석적으로 예측할 수 있다.

적층구조로 이루어진 전열판에 대해 Cyclic boundary condition을 적용하였다. 이는 계산에서 사용되는 변수가 서로 기하학적인 차이를 가지고 반복될 때, 한 쌍의 경계면에서 서로 연속이 되도록 설정하는 것이다. 본 연구의 대상인 딴플형 판형 열교환기의 경우 한 쌍의 고온과 저온 유체를 포함하는 단위 격자 생성 후 전체 형상을 형성하게 되는데, Cyclic boundary condition을 적용하면 전체 격자와 동일한 격자가 위, 아래에 존재하는 것과 같은 효과를 얻을 수 있기 때문에 격자수를 절감시킬 수 있고, 수치해석의 효율을 높일 수 있다.

## 2.3 Colburn j-factor, Fanning f-factor

서로 다른 형상의 전열판을 갖는 열교환기에 배기가스와 공기, 배기가스와 물의 작동유체를 사용하여 수치해석하였기 때문에, 열전달 성능과 유동 저항특성을 서로 비교하기 위해서는 무차원 변수가 요구된다. 서로 다른 작동유체 간의 열전달 성능과 압력 강하량을 비교하기 위하여 무차원 마찰 계수인 Fanning f-factor와 Colburn j-factor[7]를 도입하였다. 두 무차원 수 모두

Table 2 Computational meshes of the heat exchanger

	Model I		Model II	
	Case I	Case II	Case I	Case II
Solid 1	490,000	500,000	440,000	440,000
Flue gas	4,160,000	3,970,000	2,910,000	2,830,000
Solid 2	980,000	1,000,000	880,000	880,000
Air/Water	4,100,000	4,070,000	3,170,000	3,170,000
Solid 3	490,000	500,000	440,000	440,000
Total	1,022,000	1,004,000	784,000	776,000

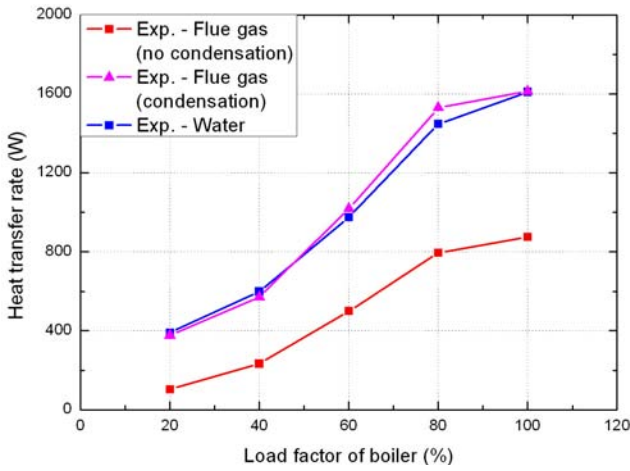


Fig. 4 Experimental results of the heat transfer rate

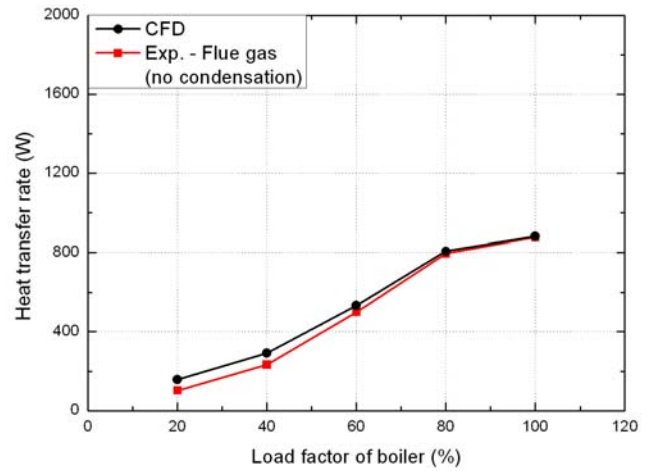


Fig. 5 Comparison between numerical and experimental results

Reynolds 수에 가장 크게 영향을 받으므로 적절한 Reynolds 수를 정의하는 것이 중요하다.

Reynolds 수는 관성력에 대한 점성력의 비로 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{L_c} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (1)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도,  $V$ 는 입구 속도,  $L_c$ 는 특성길이,  $\mu$ 는 유체의 점도를 의미한다. 특성길이( $L_c$ )은 Reynolds수를 산정하는데 있어 길이 차원의 기본이 되는 값으로, 본 연구의 대상이 되는 열교환기의 특성을 대표하는 길이이다. 특성길이는 다음과 같이 작동유체의 부피의 작동유체의 겉면적에 대한 비로써 정의된다.

$$L_c = \frac{\text{Volume}}{\text{Area}} \quad (2)$$

Fanning f-factor는 압력 손실을 무차원한 값으로 다음 식으로부터 정의된다.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2 (A/a)} \quad (3)$$

여기서  $\Delta P$ 는 압력강하량,  $\rho$ 는 밀도,  $V$ 는 유동 평균 속도,  $A$ 는 전열면적,  $a$ 는 유동방향에 수직하는 최소 단면적을 의미한다.

Colburn j-factor는 열전달계수를 무차원화 한 것으로 다음과 같이 정의된다.

$$j = St Pr^{2/3} = \left( \frac{h}{\rho V c_p (D/L)} \right) \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{2/3} \quad (4)$$

여기서  $h$ 는 열전달계수,  $\rho$ 는 밀도,  $V$ 는 유동 평균 속도,  $c_p$ 는 정압비열,  $D$ 는 열관 간 간격,  $L$ 은 작동 유체의 총 유동거리,  $\mu$ 는 점도,  $k$ 는 작동유체의 열전도계수를 의미한다. 열전달계수( $h$ )는 수치해석으로부터 계산된 열전달량으로부터 구할 수 있다.

$$h = \frac{Q}{A \times \Delta T} \quad (5)$$

여기서  $Q$ 는 열전달량,  $A$ 는 전열면적,  $\Delta T$ 는 입/출구 온도차를 의미한다. Colburn j-factor는 열전달량을 무차원화 시킴으로써 형상이 다른 열교환기 간 열전달 성능을 비교할 수 있는 적절한 기준으로 이용될 수 있다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 열전달량의 비교 및 검토

본 연구에서 수치 해석한 결과의 타당성을 고찰하기 위해 기존에 수행된 실험 결과와 비교하였다. Fig. 4는 기존 열관(Model I)을 사용하는 열교환기의 실험 값을 그래프에 도시한 것이다. 일반적으로 배기가스의 온도가 섭씨 100도 이하가 될 경우 수분이 응축이 되며, 응축수의 잠열을 열교환에 이용하게 된다. 그래프에서는 배기가스의 응축 잠열의 고려 여부로 인해 열전달량에서 차이를 보이게 된다. 본 수치해석에서는 응축을 고려하지 않은 배기가스의 열전달량을 기준으로 하여 해석을 수행하였다. Fig. 5는 해석결과와 실험 결과를 비교한 것이다. 해석결과는 그래프와 같이 정성적, 정량적으로 실험결과와 부합하는 것을 확인할 수 있었다. 수치해석을 통해 얻은 결과는 실험 결과와 마찬가지로 부하량이 커짐에 따라 열전달량이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

#### 3.2 속도, 온도 및 압력 분포

수치해석을 통해 속도와 압력, 온도에 대한 정보를 얻을 수 있었다. Fig. 6은 Model I의 Case I에 대한 속도, 압력, 온도 분포도이다. Cyclic boundary condition을 적용하였기 때문에 온도 분포는 각 열관의 덩플이 접하고 있는 단면을 기준으로 대칭으로 분포할 것이므로 중간 단면을 도시하는 것이 적절할 것으로 사료된다. 속도는 유동 방향에 수직하여 덩플 산과 산 사이의 단면적이 감소하는 위치에서 속도가 상승하는 것을 확인할 수 있다. 압력은 출구방향으로 유동이 진행하면서 점차 낮아지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 Model I의 Case II에 대한 속도 분포, 온도 분포, 압력 분포를 도시한 것이다. 한 방향으로의 1차원적인 유동이 지배적인 배기가스 측과는 달리 물 측에서는 입, 출구 위치의 비대칭에서 오는 2차원적인 유동을 형성하게 된다. Counter flow(대향류)와 유사한 유동이 형성되는 물 측의 압력분포는 대각선으로 등압선이 형성되고 온도에 대해서도 사선 방향으로 형성된 등온선을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 Model II의 Case I에 대한 속도, 압력, 온도 분포이



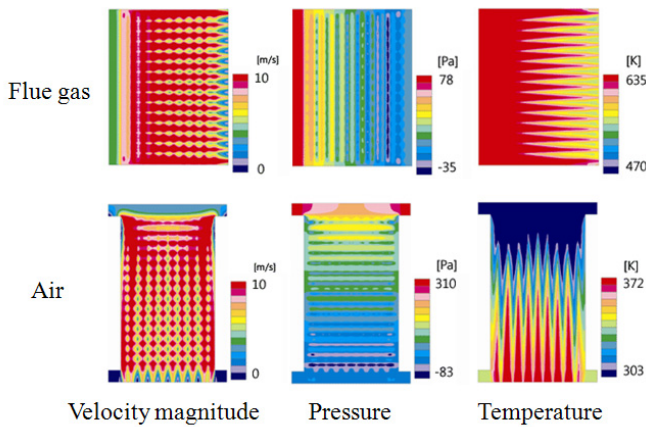


Fig. 6 Velocity, Pressure and Temperature distribution of Model I (Case I)

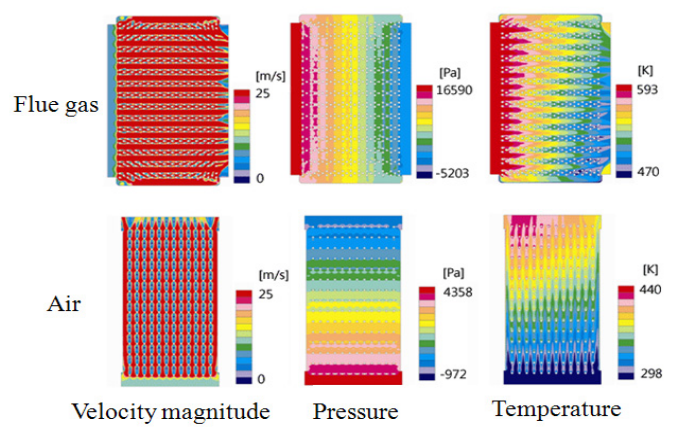


Fig. 8 Velocity, Pressure and Temperature distribution of Model II (Case I)

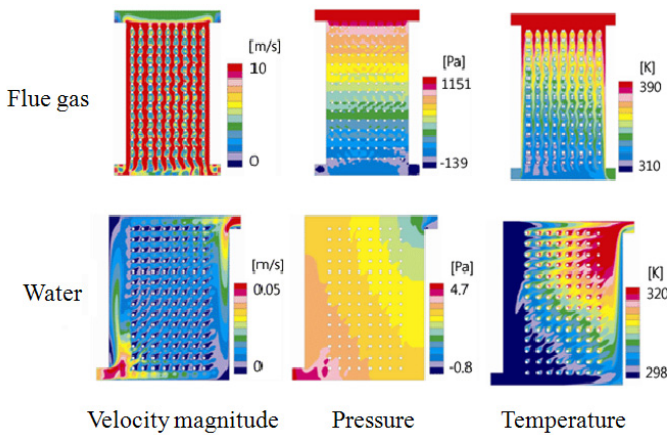


Fig. 7 Velocity, Pressure and Temperature distribution of Model I (Case II)

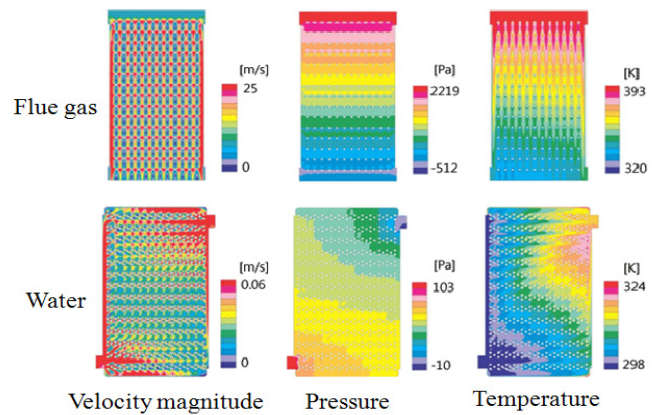


Fig. 9 Velocity, Pressure and Temperature distribution of Model II (Case II)

다. 크기가 서로 다른 두 종류의 덩플들을 접합하였기 때문에 열관 간의 간격이 다른 유로가 형성되고, 공기는 열관 간 간격이 넓은 쪽에 배기가스는 좁은 쪽에 위치하는데서 압력차이가 발생하는 것으로 생각된다. Conjugated heat transfer analysis를 수행하는데서 열관의 전도현상이 고려되었기 때문에 열관 간 중간 단면에서 온도 분포에서 덩플들의 점점에 해당하는 부분을 중심으로 후류 형태의 온도분포가 형성되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 Model II의 Case II에 대한 속도 압력, 온도 분포이다. Model I에서와 같이 물 측의 유동 양상이 다른 작동유체들에 비해 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 물 측에서 단면이 줄어드는 입출구부에서 속도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 물의 입, 출구의 차이로부터 대향류(Counter Flow)와 유사한 유동이 형성되는 것을 확인할 수 있다.

### 3.3 Fanning f-factor의 비교 및 검토

수치해석 결과값을 통해 각각 Model I, II에서의 압력 강하량을 예측하여 f-factor로 무차원화 하여 Fig. 10에 도시하였다. 전체적으로는 Reynolds 수가 증가함에 따라 하향하는 경향을 보였다.  $Re_{L_c} > 100$ 인 범위에서 Model II의 f-factor는 Reynolds 수가 증가함에 따라 Model I의 f-factor에 비해 더 큰 값을 갖는 것을 확인할 수 있었다. 이는 이 영역에서 Model II의 유동저항이 Model I에 비해 더 큰 유동저항을 갖는 것을 의미한다. 각각 Reynolds 수에 따른 상관식은 Model I은  $f = 0.5456 Re_{L_c}^{-0.319}$ 로 Model II은  $f = 0.2215 Re_{L_c}^{-0.136}$ 으로 추세선을 보간할 수 있다.

### 3.4 Colburn j-factor의 비교 및 검토

수치 해석을 통해 얻은 열전달량을 식(3)으로 무차원화 하여 Reynolds 수에 대하여 Fig. 12과 Fig. 13과 같이 도시하였다. Model I, II에서의 물에 대한 j-factor의 경향과 배기가스, 공기의 j-factor의 경향이 상이한 것을 확인할 수 있다. 배기가스와 공기의 경우 유동이 한 방향으로 지배적으로 진행되는 것을 확인할 수 있지만, 물의 경우 입, 출구 배치에 있어서 차이가 발생함으로써 Counter flow(대향류)와 유사한 유동이 형성될 것으로 사료된다. 이로 인해 j-factor값을 평가하는 평균 속도 및 열교환기의 특성 길이를 적절히 산정하는데 있어서 이와 같은 격차가 발생하였을 것이다. 그래프 전반에 걸쳐 Reynolds 수가 증가함에 따라 j-factor가 감소하는 경향을 보이는 것을 확인할 수 있었다. Model I과 II에서 물에 대한 j-factor값이 공기와 배기가스의 j-factor값보다 상회하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 2, 3의 계산 조건에서 배기가스와 공기의 경우 유동이 한 방향으로 지배적으로 진행되는 것을 확인할 수 있지만, 물의 경우 입, 출구가 대각선상에 배치됨으로써 보다 복잡한 형태의 내부유동이 형성될 것으로 사료된다. 이로 인해 j-factor값을 평가하는 평균 속도 및 열교환기의 특성 길이를 적절히 산정하는데 있어서 이와 같은 격차가 발생하였을 것이다. 또한 Model I과 Model II의 배기가스에서의 j-factor를 비교할 때,  $Re_{L_c} > 100$ 영역에서 Model II의 j-factor값이 Model I의 j-factor에 비해 더 낮은 값을 갖는 것을 확인할 수 있다. 케이스별 상관식은 Model I의 경우 물의 j-factor는  $j = 1.9207 Re_{L_c}^{0.4}$ , 공기와 배기가스는  $j = 1.2295 Re_{L_c}^{-0.033}$ , Model II의 경우 물은  $j = 2.9627 Re_{L_c}^{-0.091}$ , 공기와 배기가스는  $j = 1.9304 Re_{L_c}^{-0.155}$ 으로 각각 보간하였다.

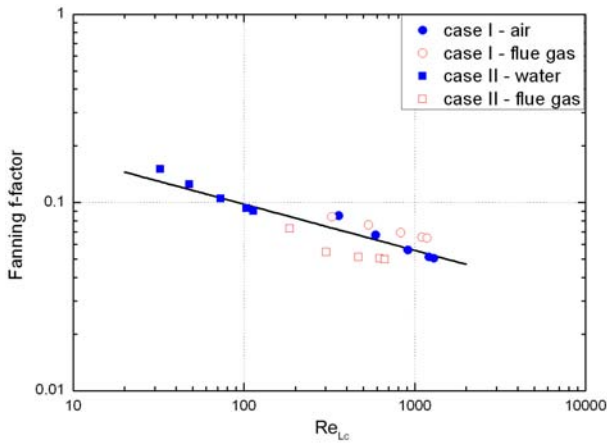


Fig. 10 Curve fitting of Fanning f-factor of Model I

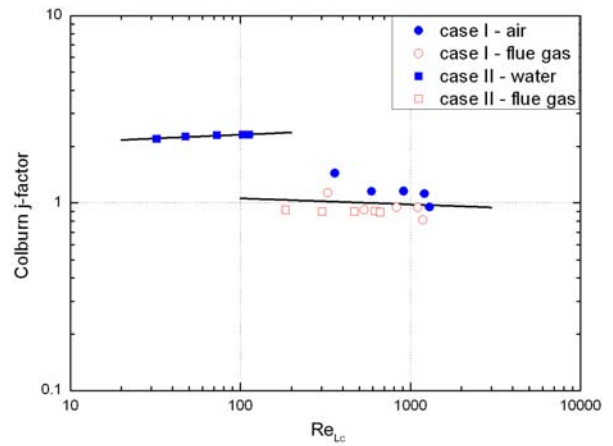


Fig. 12 Curve fitting of Colburn j-factor of Model I

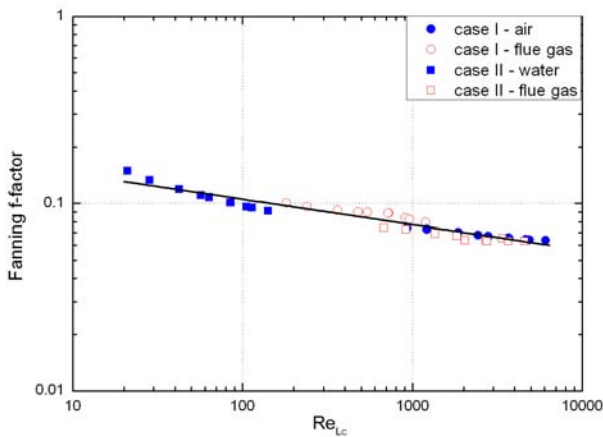


Fig. 11 Curve fitting of Fanning f-factor of Model II

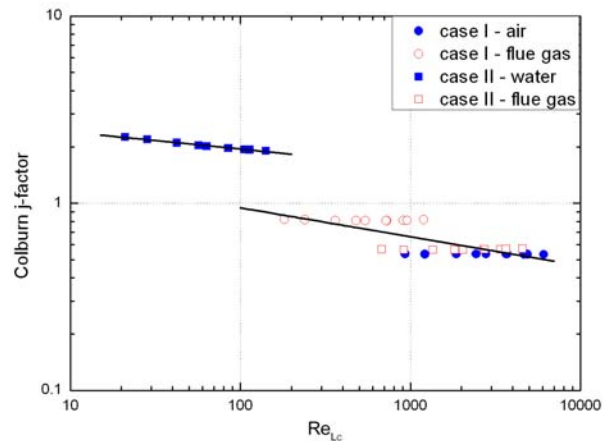


Fig. 13 Curve fitting of Colburn j-factor of Model II

#### 4. 결론

수치해석을 통하여 각각의 유동의 특성과, 열전달 성능, 유동 저항특성을 얻을 수 있었다. 각 Case별 열전달량에 대한 결과를 얻을 수 있었다. 또한 각 작동유체의 속도, 온도, 압력에 대한 결과를 얻을 수 있었다. 실험결과와의 비교를 통해 해석결과가 정성적, 정량적으로 타당함을 검증할 수 있었다. 서로 다른 형태의 딴플 배열을 갖는 열판으로 구성된 열교환기의 열전달량을 Colburn j-factor로, 압력강하량을 Fanning f-factor로 무차원화 하여, Reynolds 수에 따른 상관식을 도출할 수 있었다.

#### 후기

본 연구는 (주)장한기술의 지원에 의해 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

#### 참고문헌

[1] Mahmood, G.I. and Ligrani, P.M., "Heat Transfer in a Dimpled Channel: Combined Influences of Aspect Ratio, Temperature

Ratio, Reynolds Number, and Flow structure," Intl. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.45, No.10 (2002), pp.2011-2020.  
 [2] Isaev, S.A. and Leont'ev, A.I., "Numerical Simulation of Vortex Enhancement of Heat Transfer Under Conditions of Turbulent Flow Past a Spherical Dimple on the Wall of a Narrow Channel," High Temperature, Vol.41, No.5 (2003), pp.665-679.  
 [3] 신동운, 김광용, "열전달성능 향상위한 엇갈린 딴플 유로의 최적설계," 한국전산유체공학회 춘계학술대회논문집 (2007), pp.159-162.  
 [4] 이관수, 시종민, 정길완, "딴플이 있는 판형 열교환기 관내측 열유동 최적화," 설비공학논문집 空氣調和·冷凍工學 論文集 제11권 제5호 (1999), pp.700-708.  
 [5] 안준, 이영옥, 이준식, "딴플이 설치된 채널에서 Reynolds 수 및 딴플 깊이에 따른 유동 및 열전달 특성," 대한기계학회 춘계학술대회 (2007), pp.496-501  
 [6] Kim, M.H. and Bullard, C.W., "Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions," Intl. Journal of efrigeration, Vol.25, Issue 7 (2002), pp.924-934.  
 [7] Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," 5th. ed., John Wiley & Sons, Inc. (2003).