

딴플형 판형 열교환기의 유동 및 전열특성에 대한 수치해석

안 혁 진, 이 상 혁, 허 남 건^{**}, 박 형 준^{**}, 유 해 성^{**}

서강대학교 대학원, *서강대학교 기계공학과, **장한기술(주) 부설연구소

A Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer in a Dimple-type Plate Heat Exchanger

Hyuk Jin Ahn, Sang Hyuk Lee, Nahmkeon Hur^{**}, Hyoung Joon Park^{**}, Hea Seong Ryu^{**}

Graduate school, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

**Research and Development Center, JangHan Engineers, INC., Dangjin 343-823, Korea

(Received June 5, 2009; revision received January 12, 2010)

ABSTRACT: In the present study, the characteristics on the internal flow and heat transfer of the dimple-type plate heat exchanger were numerically investigated. For the numerical analysis, the conjugate heat transfer analysis between hot fluid-separating plate-cold fluid was performed using the periodic boundary condition at the center area of the plate and appropriate inlet and outlet conditions for the two streams. The numerical results were validated by the comparison with the experimental data. From these results, the correlations of the Colburn *j*-factor for the heat transfer and the Fanning *f*-factor for the flow friction were obtained. The present results could be applicable for the optimal design of dimple-type plate heat exchanger.

Key words: Colburn *j*-factor(Colburn *j*계수), Fanning *f*-factor(Fanning *f*계수), Conjugate heat transfer analysis(복합 열전달 해석), Dimple-type plate heat exchanger(딴플형 판형 열교환기)

1. 서 론

산업용 설비기기들에서 방출되는 고온의 배기가스의 열을 회수하기 위하여 다양한 형태의 열교환기가 사용된다. 열교환기란 전열판으로 분리된 가열, 피가열유체 사이의 열교환을 수행하는 장치로서, 회수된 열은 급수 또는 공기의 예열에 이용되고 전체 시스템의 열전달 성능을 향상시킨다. 최근 열교환기의 소형화 및 고효율화 추세에 따라 작은 면적에서 높은 열전달 효율을 가진 판

형 열교환기에 대한 관심이 고조되고 있다.

일반적으로 판형 열교환기는 전열판의 주름진 형태에 따라 웨브론형(Chevron-type)과 딴플형(Dimple-type)으로 구분할 수 있다. 전열판의 주름은 유로에서 난류 발생을 야기하고 열경계층 형성을 억제하여 열전달을 촉진시킨다. 하지만 복잡한 유로형상은 열교환기의 압력 강하량을 증가시키는 단점을 가지므로, 판형 열교환기 설계 시 전열판의 주름 형상에 의한 열전달 특성 및 압력강하 특성에 대한 고려가 필요하다.

그동안 판형 열교환기에 대한 실험적, 수치적 연구가 진행되었다. Kim et al.⁽¹⁾은 판형열교환기의 웨브론 각에 따른 실험을 수행하였으며 열전달 특성 및 압력 강하 특성을 파악할 수 있었으며,

† Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8637; fax: +82-2-712-0799

E-mail address: nhur@sogang.ac.kr

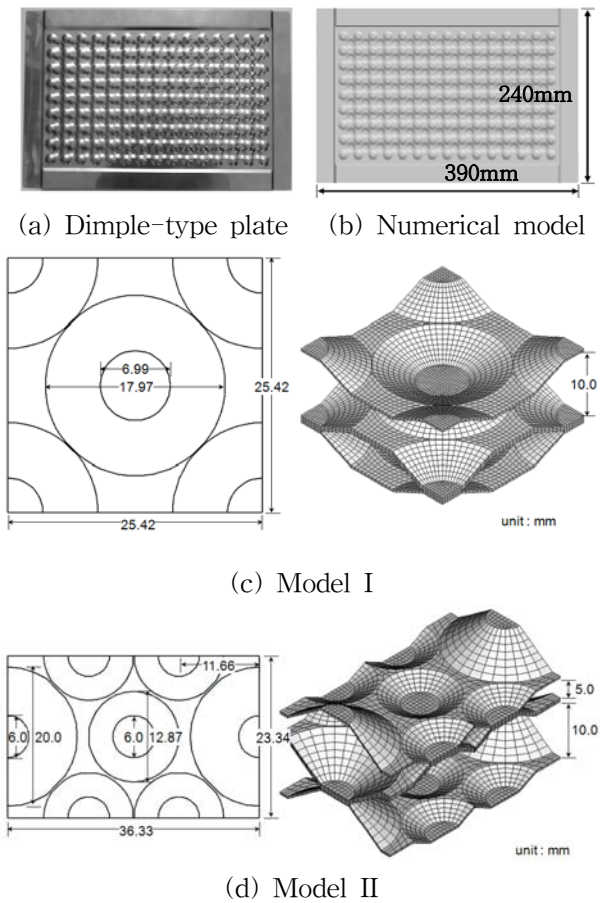


Fig. 1 Geometry of dimple plate.

Kim et al.⁽²⁾은 관형열교환기의 열전달 특성에 대한 수치해석을 수행하여 단일 피치에서의 웨브론 각, 종횡비에 따른 열전달 성능에 대한 연구를 진행하였다. Hur et al.⁽³⁾은 관형열교환기의 성능예측을 위한 수치해석 기법을 제안하여, 전체 관형열교환기의 열전달 성능 및 압력 특성에 대한 연구를 수행하였다.

또한 전열판의 딴플로 인한 열전달 성능과 유동 간섭효과에 대한 다양한 연구가 수행되었는데, Mahmood and Ligrani⁽⁴⁾는 실험을 통해 딴플이 부착된 유로의 열전달 성능을 비교하였고, 전열판에 대한 딴플 지름비가 열교환 성능에 미치는 영향에 대해 조사하였으며, Lee et al.⁽⁵⁾은 딴플형 돌출물이 부착된 관형 열교환기의 관내 열유동에 대해 수치해석하여, 딴플 피치, 각도, 부피가 열전달 성능에 미치는 영향에 대해 보고하였다. Isaev and Leont'ev⁽⁶⁾는 딴플 표면에 형성되는 와류 구조를 수치해석적으로 규명하였으며, 딴플 깊이가 와류에 미치는 영향에 대해 예측하였으며, Ahn et al.⁽⁷⁾은 딴플이 설치된 유로에서 딴플 깊이에

따른 열전달 특성을 예측하였다.

본 연구에서는 배열 회수장치에 사용되는 딴플형 관형 열교환기의 전체 형상을 고려하여 내부 유동특성을 파악하고, 열전달 성능을 수치해석적으로 예측하고자 한다. 또한 실제 열교환기에서의 실험결과와의 비교를 통하여 수치해석의 타당성을 검증하고자 하며, 열전달량과 압력강하량을 무차원화함으로써 딴플형 관형 열교환기의 설계를 위한 기초 자료를 제시하고자 한다.

2. 수치해석

2.1 수치해석 대상

실제 열교환기에서 사용되는 Fig. 1(a)와 같은 전열판(Model I)을 Fig. 1(b)와 같이 모델링하여 해석을 수행하였다. 전열판에는 그림과 같이 지름과 높이가 서로 같은 딴플들이 열판 양면에 주기적으로 배열되어 요철을 이룬다. 열교환기 내에서 전열판들은 Fig. 1(c)에서와 같이 딴플의 산과 산이 마주 보는 방향으로 적층되어 고온측과 저온측 유로를 형성하게 된다.

열교환기의 가동조건은 작동유체의 종류에 따라, 각각 배기가스와 공기를 작동유체로 하는 Case I과 배기가스와 물을 사용하는 Case II로 구분하였다. Case I의 경우 Fig. 2(a)에서와 같이 배기가스와 공기의 유동 방향을 수직으로 하여 직교류(Cross flow)형태의 유동이 형성되도록 하였고, 배기가스와 물을 사용하는 Case II의 경우 대향류(Counter flow)를 만들기 위하여 Fig. 2(b)에서와 같이 물의 입, 출구 위치를 다르게 하였다. 실제 열교환기에서 물의 경우 펌프를 사용하여 공급되므로 입구 면적을 넓히기 어렵기 때문에 위와 같은 입, 출구 형상을 가지게 된다.

열교환 성능을 향상시키기 위하여 Fig. 1(d)와 같이 서로 크기가 다른 딴플이 엇갈려 배열된 전열판(Model II)에 대한 해석을 수행하였다. Model II는 지름과 높이가 서로 다른 두 종류의 딴플이 전열판 양 면에 주기적으로 배열된다. 서로 크기가 같은 딴플의 산과 산끼리 마주 접하는 방향으로 열판이 적층되기 때문에 열판 간 간격이 다른 유로를 형성한다. Model I에서와 같이 작동 유체에 따라 두 가지 케이스로 구분하였으며, Fig. 3(a)의 Case I에서는 열판 간격이 좁은 쪽에 배기가스가, 넓은 쪽에 공기가 위치하여, 서로 직교하는 방

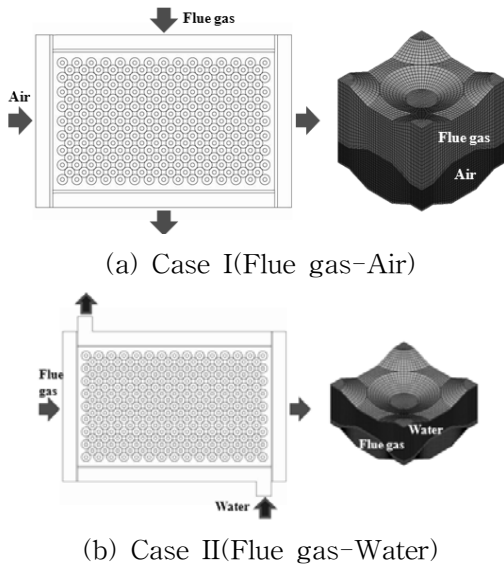


Fig. 2 Operating condition of Model I.

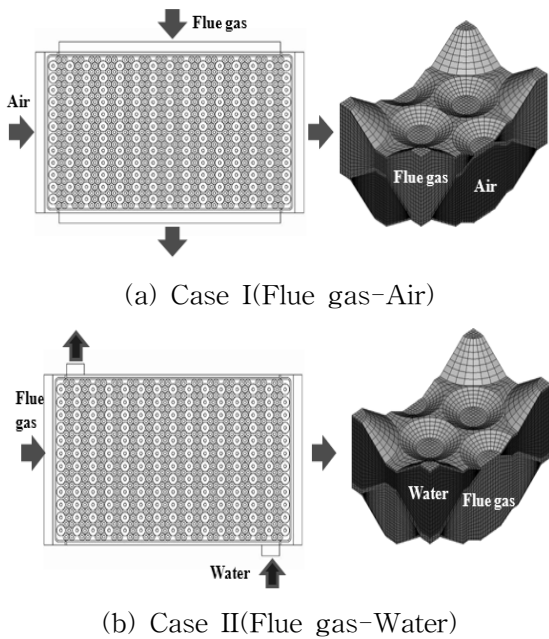


Fig. 3 Operating condition of Model II.

향으로 유동이 형성되어 열교환이 이루어지게 된다. Fig. 3(b)의 Case II에서는 열판 간격이 넓은 쪽에 배기가스가, 좁은 쪽에 물이 위치하며, 실제 가동조건을 고려하여 물의 입, 출구 위치를 다르게 하여 해석을 수행하였다.

2.2 경계조건 및 수치 해석 방법

온도차가 나는 두 유체 사이에 위치한 전열판에서의 열전달현상을 고려하기 위해 복합 열전달

해석(Conjugate heat transfer analysis)을 수행하였다. 고체를 통해 전도되는 전열량을 고려함으로써, 고온의 배기가스 열이 저온의 공기 또는 물로 전달되는 현상을 예측할 수 있었다.

또한, 적층구조로 이루어진 전열판에 대해 주기 경계조건(Cyclic boundary condition)을 적용하였다. 주기경계조건이란 계산에서 사용되는 변수가 서로 기하학적인 차이를 가지고 반복될 때, 한 쌍의 경계면에서 변수의 값이 서로 연속이 되도록 설정하는 것이다. 한 쌍의 고온과 저온 유체를 포함하는 해석 영역에 대하여 주기경계조건을 적용하여, 전체 격자와 동일한 격자가 위, 아래에 주기적으로 존재하는 것과 같은 효과를 얻을 수 있기 때문에, 전체 해석 격자수를 800만개 내외로 절감하여 해석의 효율을 높일 수 있었다.

본 연구에서는 상용코드인 STAR-CD V3.26을 사용하여 AMD Opteron 250(2 GHz) 36 CPU 리눅스 클러스터에서 수치해석을 수행하였으며, 케이스당 4CPU를 사용하여 약 3일의 계산시간이 소요되었다. 정상상태 비압축성 유동에 대한 해석을 위하여 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며, 열교환기 내 유로 패턴으로 인해 국소적인 영역에서 난류 특성($Re_{Dh} \cong 10^5$, Dh 는 유로 간격)을 보이게 되므로, 열교환기 내 유동을 난류 유동으로 가정하여 High-Reynolds $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 해석을 수행하였다.

2.3 Colburn j-factor, Fanning f-factor

서로 다른 딴플 형상과 배열을 갖는 전열판에서 배기가스와 공기, 물의 작동유체를 사용하여 수치해석하였기 때문에, 서로 다른 가동조건에서 열전달 특성과 유동 저항특성을 서로 비교하기 위해서는 무차원 변수가 요구된다. 열교환기의 성능을 예측하기 위한 중요한 변수로는 압력강하량과 열전달계수가 있으며, 일반적으로 압력강하량은 Fanning f-factor를, 열전달계수는 Colburn j-factor를 사용하여 무차원화한다.⁽⁸⁾ 각각의 무차원수는 Reynolds 수의 영향으로 결정되며, 여기서 Reynolds 수는 관성력에 대한 점성력의 비로 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{L_c} = \frac{\rho V_i L_c}{\mu} \tag{1}$$

여기서, ρ 는 유체의 밀도를, V_i 는 입구 속도, L_c 는 특성길이, μ 는 유체의 점도를 의미한다. 여기서 특성길이(L_c)는 Reynolds 수를 산정하는데 있어 길이 차원의 기본이 되는 값으로, 열교환기의 특성을 대표하는 길이이다. 본 연구에서 사용한 특성길이는 다음과 같이 각각의 작동유체 체적에 대하여 작동유체의 둘레 면적에 대한 비로써 정의하였다.

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

Fanning f-factor는 압력강하량을 무차원한 값으로 다음 식과 같이 정의된다.

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

여기서, ΔP 는 입, 출구간 압력강하량, ρ 는 유체의 밀도, V 는 유동 평균 속도, A 는 전열판의 전열면적, a 는 유동방향에 수직하는 최소 단면적이다. Fanning f-factor는 압력강하량을 무차원 시킴으로써, 서로 다른 열교환기의 압력강하특성을 비교할 수 있는 지표로서 사용된다.

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

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

여기서, h 는 작동 유체의 열전달계수, ρ 는 밀도, V 는 유동 평균 속도, c_p 는 유체의 정압비열, D 는 전열판 간 간격, L 은 작동 유체의 총 유동거리, μ 는 유체의 점도, k 는 유체의 열전도계수를 의미한다. 여기서 열전달계수(h)는 수치해석에서 계산된 열전달량으로부터 구할 수 있다.

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

여기서 Q 는 열전달량, A 는 전열면적, ΔT 는 입, 출구 간 온도차를 의미한다. Colburn j-factor는 열전달량을 무차원화 시킴으로써 형상이 다른 열

교환기 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 위하여 실험결과와 비교하였다. Fig. 4는 Model I을 사용한 보일러에서 측정된 열전달량을 수치해석 결과와 비교한 그래프이며, 여기서 열전달량은 입, 출구에서 배기가스의 온도 차를 사용하여 구할 수 있었다. 그래프에서 보일러 부하량(Load factor of boiler)이란 보일러의 설계조건이 허용하는 최대 입구 유속 적용 시 열교환기의 가동상태를 100%로 정하였을 때 각각의 입구 조건에 대한 열교환기의 가동상태를 나타내는 지표이다. 실험결과와 수치해석 결과는 전체적으로 비슷한 경향을 보였으며, 보일러 부하량이 증가함에 따라 열전달량이 증가하였으나, 낮은 부하량에서 수치해석 결과는 실험값보다 열전달량을 낮게 예측하였다. 이는 평균유속이 작은 경우에 열교환기 내 온도 변화가 커지게 되어 채널 내 작동유체의 응축 및 증발로 인한 잠열의 영향이 존재하나, 본 연구에서는 이를 고려하지 않았기 때문에 위와 같은 차이를 가져오는 것으로 생각된다.

3.2 속도, 온도 및 압력 분포

이와 같이 검증된 수치해석을 통하여 열교환기

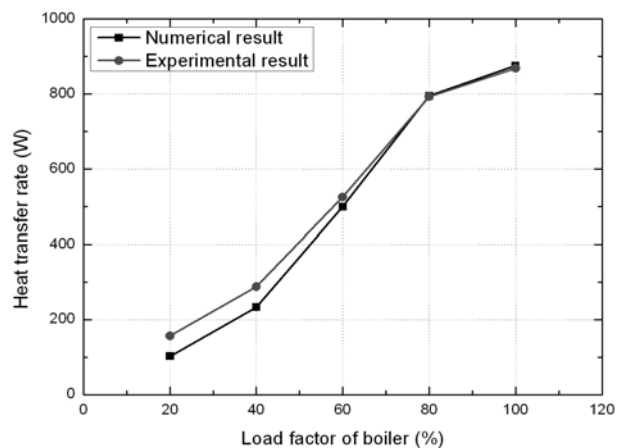


Fig. 4 Numerical and experimental results of heat transfer rate.

내 속도와 압력, 온도에 대한 정보를 얻을 수 있었다. Fig. 5는 Model I의 Case I에서의 유로 단면에서 속도, 압력, 온도 분포를 나타낸 것으로, 속도는 딴플 산과 산 사이의 유로 단면적이 감소하는 위치에서 속도가 상승하는 것을 확인할 수 있으며, 압력은 딴플로 인하여 단면적이 변하는 구간에서 다소 변화를 보이지만, 유동 진행방향에 따라 전체적으로 점차 낮아지는 것을 파악할 수

있다. 온도의 경우 유동 방향으로 점진적인 온도 변화를 보이지만, 딴플 주위에서의 열전달량의 증가로 인해 그림과 같은 분포를 갖는다.

Fig. 6은 배기가스와 물을 사용하는 Model I의 Case II에서의 속도 분포, 압력 분포, 온도 분포이다. 전열판 양면의 딴플이 접합되어 형성된 유로를 따라 배기가스와 물의 속도 분포가 그림과 같이 분포하게 되며, 압력의 경우 유로 방향의 단

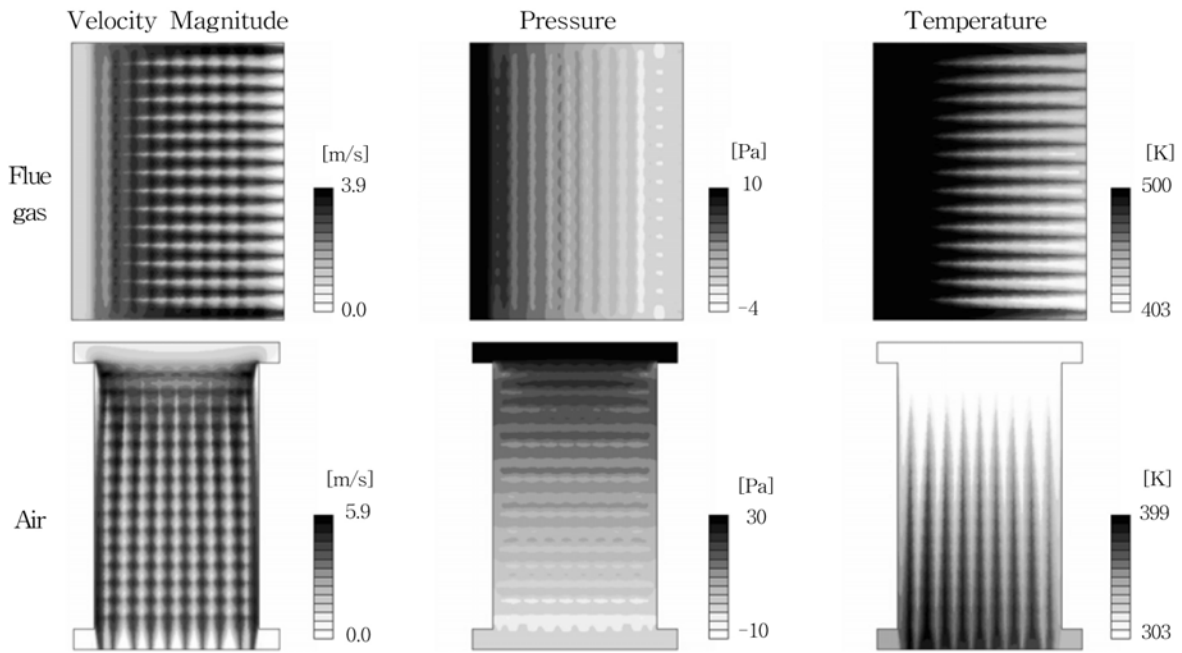


Fig. 5 Velocity, pressure, and temperature distribution of Model I(Case I).

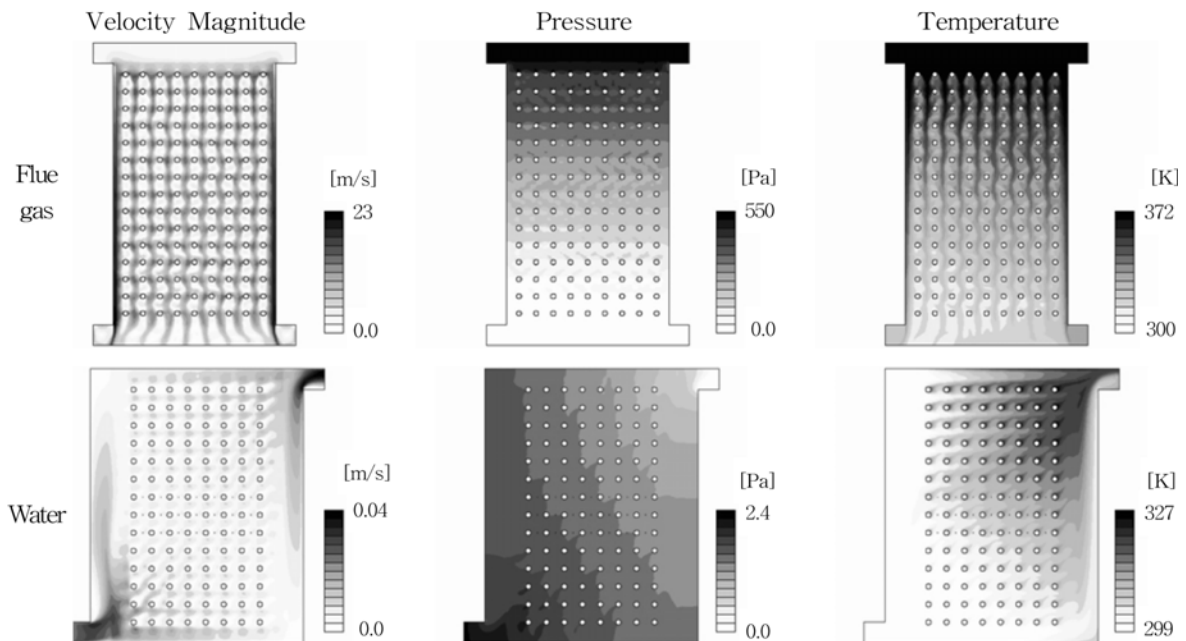


Fig. 6 Velocity, pressure, and temperature distribution of Model I(Case II).

면적 변화에 따른 변화는 보이나 전체적으로 출구 방향으로 낮아지는 것을 볼 수 있다. 물의 경우 입, 출구가 비대칭하게 위치하기 때문에 대향류(Counter flow)와 유사한 유동이 형성되어 대각선 방향으로 압력이 낮아지는 분포를 보인다. 온도의 경우 덩플을 중심으로 열전달이 더 활발하게 일어나는 것을 확인할 수 있으며, 전체적으로 유동 방향에 따라 열전달에 의하여 온도가 점진적으로 변하는 특징을 파악할 수 있다.

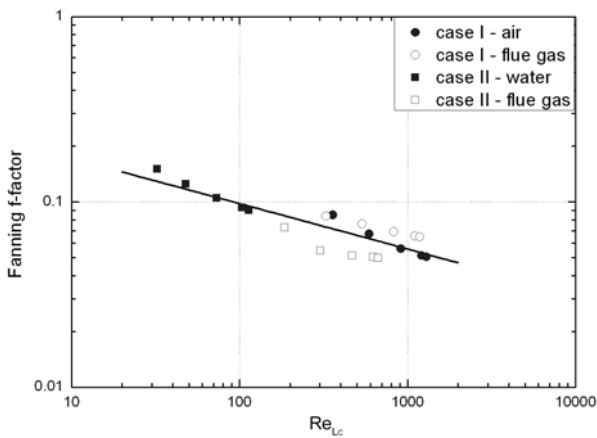
3.3 Fanning f-factor의 비교 및 검토

Model I과 II에 대한 해석을 통해 예측한 압력강하량을 Fanning f-factor로 무차원화 하여, Fig. 7에서와 같이 Reynolds 수에 대하여 도시하였다. Fanning f-factor는 전체적으로 하향하는 경향을 보였으며, $Re_{L_c} > 100$ 인 범위에서 Model II의 f-factor는 Reynolds 수가 증가함에 따라 Model I의

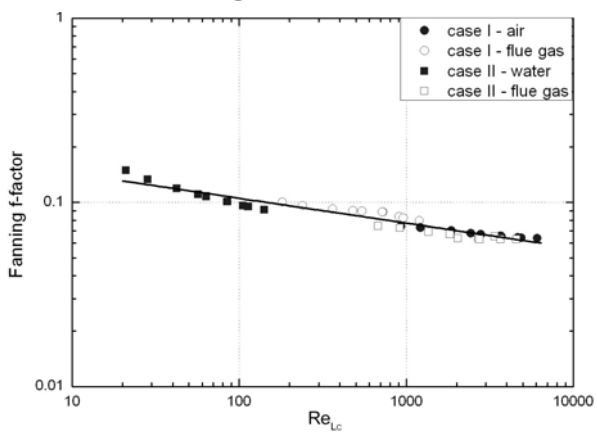
f-factor에 비해 더 큰 값을 갖는 것을 확인할 수 있는데, 이는 크기가 작은 덩플들이 접합된 유로의 간격이 줄어들어 압력강하량이 커지기 때문으로 생각된다. 각각 Reynolds 수에 따른 상관식은 Model I에서는 $f = 0.5456Re_{L_c}^{-0.319}$ 으로 Model II에서는 $f = 0.2215Re_{L_c}^{-0.136}$ 으로 보간할 수 있었다.

3.4 Colburn j-factor의 비교 및 검토

수치 해석을 통해 얻은 열전달량을 Colburn j-factor로 무차원화 하여 Reynolds 수에 대하여 Fig. 8에 나타내었으며, Reynolds 수가 증가함에 따라 그래프 전반에 걸쳐 j-factor가 감소하는 경향을 보이는 것을 확인할 수 있었다. 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 확인

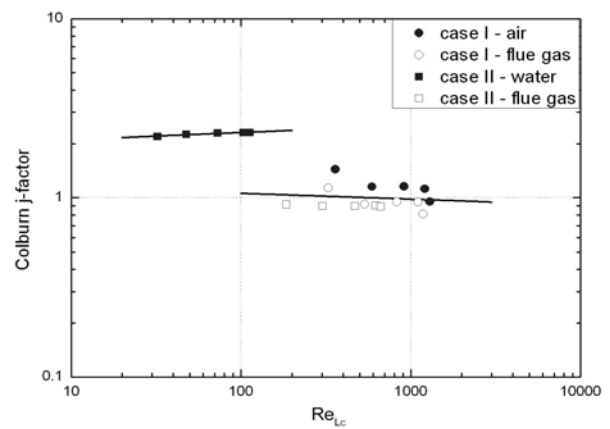


(a) Fanning f-factor for Model I

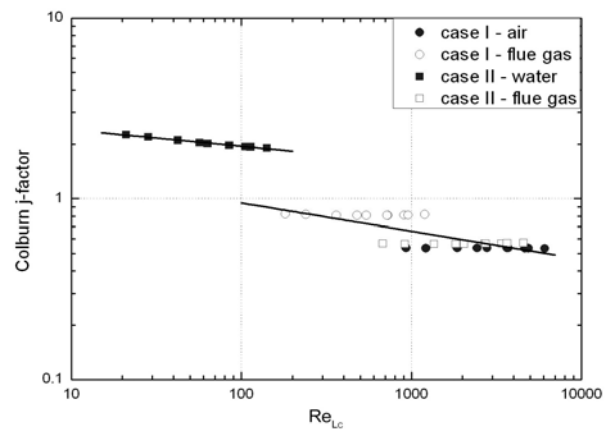


(b) Fanning f-factor for Model II

Fig. 7 Curve fittings of Fanning f-factor.



(a) Colburn j-factor for Model I



(b) Colburn j-factor for Model II

Fig. 8 Curve fittings of Colburn j-factor.

할 수 있다. Reynolds 수에 따른 상관식은 Model I에서 물의 j-factor는 $j = 1.9207 Re_{L_c}^{0.4}$ 으로, 공기와 배기가스는 $j = 1.2295 Re_{L_c}^{-0.033}$ 으로 예측할 수 있었으며, Model II를 사용하였을 경우 물의 경우 $j = 2.9627 Re_{L_c}^{-0.091}$ 으로, 공기와 배기가스에서는 $j = 1.9304 Re_{L_c}^{-0.155}$ 으로 각각 보간할 수 있었다.

Model I, II에 대한 물에서의 j-factor의 경향과 배기가스, 공기의 j-factor의 경향이 상이한 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 열전달계수(h)가 일정할 경우 유속이 증가할 수록 j-factor는 감소하지만, 열전달 계수(h)는 전열판의 형상 및 유동 특성에 따라 변하기 때문에, 물의 경우 입출구가 대각선상에 위치하여, 배기가스와 공기와는 다른 유동 특성을 보이게 되고 이에 따라 물의 j-factor는 배기가스와 공기와는 다른 경향을 보이게 된다. 본 연구에서는 물에 대한 열전달 특성 상관식을 배기가스, 공기와 구분하여 도출하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 딴플형 판형 열교환기의 유동 특성 및 열교환 성능에 대한 수치해석을 수행하였으며, 해석기법으로는 복합열전달 해석과 주기경계조건을 적용하였다. 해석 결과의 타당성 검증을 위하여 실험결과와의 비교를 수행하였으며, 일치하는 결과를 얻을 수 있었다. 이와 같이 검증된 해석을 통해 열교환 성능 향상을 위하여 딴플의 크기과 배열을 다르게 한 모델에 대하여 해석을 수행하였으며, 각각의 모델에 대한 열전달량을 Colburn j-factor로, 압력강하량을 Fanning f-factor로 무차원화하여, Reynolds 수에 따른 상관식을 도출함으로써, 각각의 모델에 대한 열교환성능 및 압력 강하특성을 파악할 수 있었다. 본 연구는 추후 딴플형 판형 열교환기 설계 시 기초자료로서 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 ‘2005 에너지자원·기술개발’ 사업 중 ‘고성능 콤팩트 절탄기/공기예열기 상용화 개발, 주관기관 : 장한기술(주)’ 과제의 일환으로 연구 되었습니다.

참고문헌

1. Kim, Y.-H., Han, D.-H. and Lee, K.-J., 2001, Experiments on condensation heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers with different chevron angles(in Korean), Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 11, pp. 1141-1148.
2. Kim, T.-Y., Kim, N.-J., Lee, J.-Y. and Kim, C.-B., 2001, Numerical analysis of heat transfer characteristics in corrugated plate type heat exchanger channel(in Korean), Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 7, pp. 588-594.
3. Hur, N., Lee, M., Kang, B. H. and Won, C.-S., 2008, Numerical analysis of heat transfer in a plate heat exchanger, Progress in Computational Fluid Dynamics, Vol. 8, Nos. 7/8, pp. 406-412.
4. Mahmood, G.I. and Ligrani, P.M., 2002, Heat transfer in a dimpled channel : combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, No. 10, pp. 2011-2020.
5. Lee, K. S., Si, J. M. and Chung, K. Y., 1999, A numerical study for optimizing the thermal and flow performance in the channel of plate heat exchanger with dimples(in Korean), Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 5, pp. 700-708.
6. Isaev, S. A. and Leont'ev, A. I., 2003, 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, pp. 665-679.
7. Ahn, J., Lee, Y. O. and Lee, J. S., 2007, Effects of dimple depth and Reynolds number on the flow and heat transfer in a dimpled channel(in Korean), Proceeding of the KSME 2007 Annual Meeting, pp. 469-501.
8. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 2003, Fundamentals of heat and mass transfer, 5th. Ed., John Wiley and Sons, Inc.