



판 사이 간격에 따른 판형 열교환기 성능에 관한 수치해석 연구

이 수 윤,^{*1} 안 준,² 신 승 원³

A NUMERICAL STUDY ON PLATE HEAT EXCHANGER PERFORMANCE BY GAP BETWEEN CHEVRON PLATES

Sooyoon Lee,^{*1} Joon Ahn² and Seungwon Shin³

Plate Heat Exchanger(PHE) has recently become widely adopted for cogeneration systems owing to its small installation space and high thermal efficiency. The gap between plates can be changed depending on its assemble type, i.e. gasket or blazing. The gap is known to affect thermal efficiency and working pressure drop in PHE with complicated geometrical features. Numerical simulation techniques have been developed to deal with PHE with complex configuration of chevron plates. The present study is aiming at identifying the gap effect on pressure drop and thermal efficiency of the PHE. The numerical simulation results show that the gap has relatively large effects on working pressure drop than thermal efficiency in performance of PHE.

Key Words : 수치해석(Numerical Simulation), 판형 열교환기(Plate Heat Exchanger), 간격(Gap), 열효율(Thermal Efficiency), 압력 강하(Pressure drop), 웨브론(Chevron)

1. 서 론

가스엔진 소형 열병합발전시스템은 주로 천연가스(LNG)를 연료로 발전용량이 1만 kW 이하인 가스엔진을 이용하여 열과 전기를 동시에 생산·이용하는 고효율 중합에너지시스템을 말한다. 가스엔진 소형 열병합발전시스템은 청정연료인 천연가스를 사용하므로 환경친화적이고 또한 폐열 회수이용이 용이하여 산업체뿐만 아니라 주거용 건축물 등의 전력 및 열 에너지원으로 주목받고 있으며, 자체 발전시설을 이용하여 일차적으로 전력을 생산한 후 배출되는 폐열을 이용하므로 기존의 에너지공급방식보다 30 ~ 40 %의 에너지 절약효과를 거둘 수 있다. 특히, 선진국을 중심으로 공동주택을 비롯한 건물 등에 적용, 확산되는 추세이며, 국내에서도 최근 생활수준의 향상으로 인한 전력소비 증가와 에너지 소비 패턴 변화에 따른 하절기 및 동절기 전력 수요 피크(Peak) 문제, 그리고 기

후변화 등에 의한 환경 문제로 인하여 그 수요가 점차 증가할 것으로 기대되고 있다.

가스엔진 소형 열병합발전 시스템을 도입하는 가장 큰 목적은 에너지의 효율적 이용이다 즉, 엔진을 통해 얻는 발전 효율과 함께 배열회수를 통해 추가적인 열효율을 얻게 된다. 에너지 이용효율을 극대화하기 위해서는 배열회수 시스템의 최적설계가 필수적이다. Fig. 1(a)에는 가스엔진 자켓워터(Jacket water)의 배열회수 시스템의 구성을 제시하였다 Fig. 1(a)에 제시한 구성 요소 중에서 열교환기가 핵심 부품이라고 할 수 있고 배열회수 성능은 배열회수 열교환기의 열효율(Thermal efficiency)에 의해 결정된다. 또한 시스템이 주로 공동주택에 많이 사용된다는 점을 감안할 때 적은 설치공간이 요구되므로 판형 열교환기(Plate Heat Exchanger : PHE)는 가스엔진 소형 열병합발전의 자켓워터로부터 배열을 회수하는 열교환기로서 최근 널리 채택되고 있다.

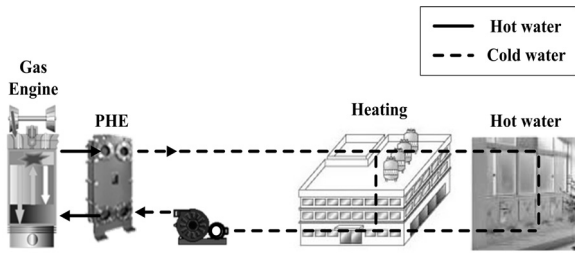
판형 열교환기는 1930년대에 최초로 제작되어 실용화되기 시작하였으며 주로 식품산업의 열처리에 많이 사용되었지만 성능이 향상되면서 사용범위가 확대되고 있다 즉, 초기에는 온도와 압력의 사용한계가 70 °C / 2 bar 정도로 매우 낮았고 전열판(Thermal plate)의 두께를 얇게 가공하지 못하였으나

1 학생회원, 홍익대학교 대학원 기계공학과

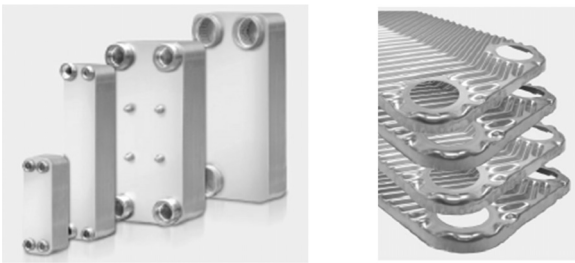
2 정회원, 한국에너지기술연구원

3 정회원, 홍익대학교 기계시스템디자인공학과

* Corresponding author, E-mail: subari0328@gmail.com



(a) Heat recovery system from jacket water



(b) Plate heat exchanger and thermal plates

Fig. 1 Schematic drawings of heat recovery system and plate heat exchanger

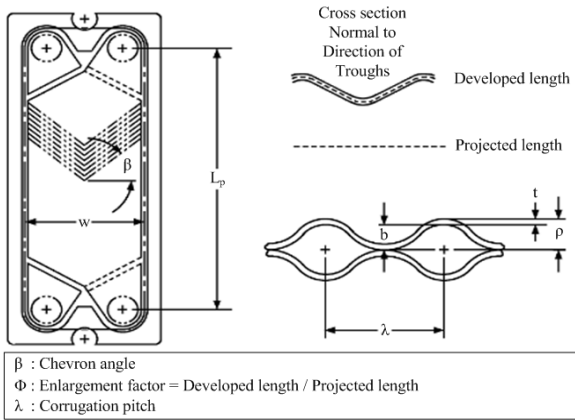


Fig. 2 Thermal plate parameters for general PHE

가공기술이 발달하면서 주름진 평판이 도입되었고 간격(Gap)이 좁아서 적은 레이놀즈 수(Reynolds number : Re)에서도 난류(Turbulence) 형성을 촉진하여 작은 체적 내에서도 높은 열효율을 얻을 수 있었기에 그 간 많은 연구 및 개발이 진행되어 왔다. Fig. 1(b)는 판형 열교환기의 전체 형상과 전열판의 형상을 보여주고 있다.

판형 열교환기의 우수성이 검증되고 효율 향상 방향이 제시되면서 그에 대한 연구도 함께 증가하게 되었다. 위에서도

언급한 바 있듯이 실제 판형 열교환기는 전열판의 무늬가 서로 엇갈리게 배치되며 그 사이의 간격이 좁기 때문에 판 사이에서 흐르는 유체의 유동은 매우 복잡한 난류 유동을 가지게 된다. 따라서 이러한 복잡한 유동을 분석하기 위해 수치해석을 이용하여 유동을 분석한 연구 결과들이 많이 제시되어 왔다. 그러나 조립 또는 기밀 방식에 따라 발생하는 판 사이 간격의 차이가 판형 열교환기의 전체적인 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대하여 분석한 논문은 아직까지 제시되지 않았다. 실제 판형 열교환기는 그 작동조건 및 형상 등으로 인하여 기존의 다른 열교환기에 비해 다소 높은 압력이 걸리게 됨에 따라 실제 작동환경에서는 판 사이 간격이 설계조건과는 다소 달라질 수 있다. 판 사이 간격의 차이는 실제 유동에 있어서 채널 높이의 차이를 유발하게 되며 작동유체(Working fluid)가 채널을 흐를 때 유동 단면적의 크기를 다르게 하여 압력강하(Working pressure drop)와 열효율에 영향을 미치게 되며, 결과적으로 판형 열교환기의 전체적인 성능에 영향을 미치는 요인이 된다. 그러므로 판 사이의 간격은 판형 열교환기의 설계 및 해석에 있어서 매우 흥미로운 설계변수가 될 수 있다.

본 논문에서는 전열판 사이 간격의 차이가 판형 열교환기의 전체적인 성능을 판단할 수 있는 기준이 되는 압력 강하와 열전달 효율에 어떠한 영향을 미치는지에 대하여 알아보고자 기존에 제시된 웨브론(Chevron) 타입의 판형 열교환기에 대한 실험 상관관계식과 수치해석을 통해서 얻은 결과들을 이용하여 서로 비교, 분석해 보는데 그 목적을 두었다.

2. 기초 이론

2.1 판형 열교환기 파라미터

판형 열교환기는 전열판의 규격, 형상, 개수 및 유동배열을 적절히 선택함으로써 요구되는 열교환량을 만족시키는 설계가 가능하다. 특히 전열판의 규격 및 형상에 의해서 기존의 열교환기에서의 이론적인 접근을 위한 파라미터와는 다소 다른 파라미터들이 정의된다. Fig. 2에는 현재 판형 열교환기에서 일반적으로 많이 사용하고 있는 웨브론 타입의 전열판에 대한 형상과 각 파라미터들에 대한 내용이 나타나있다. 각 파라미터들에 대한 자세한 설명은 아래에서 확인할 수 있다.

- 웨브론 각(Chevron angle, β)

웨브론 각은 일반적으로 $22 \sim 65^\circ$ 사이이며, 낮은 각도에서는 낮은 열효율을 갖는 반면 낮은 압력강하를 가지게 되고, 높은 각도에서는 높은 열효율을 갖는 반면 높은 압력강하를 가지게 된다.



• **확장 계수(Enlargement factor, Φ)**

확장계수는 전열판의 실제 길이와 전열판의 웨브론을 펼쳤을 때 길이의 비이다

• **평균 채널 간격(Mean flow channel gap, b)**

유체가 흐르는 동안의 적용 가능한 간격이다

$$: b = \rho - t \quad (\rho : \text{plate pitch}, t : \text{plate thickness})$$

• **채널 유동 면적(Channel flow area, A_x)**

실 유동면적을 말하며 다음과 같다

$$: A_x = bw$$

• **채널 동가 지름(Channel equivalent diameter, d_e)**

채널에서의 수력직경을 말하며 다음과 같다

$$: d_e = 4bw/2(b + \Phi w), b \ll w \text{ 이므로 } d_e = 2b/\Phi$$

위에서 정의한 파라미터들을 적용하여 판형 열교환기의 전체적인 성능을 분석하기 위해 먼저 압력강하를 판단할 수 있는 마찰 계수(Friction factor : f)와 열효율을 판단할 수 있는 누셀 수(Nusselt number : Nu)를 구하고, 기존 논문에서의 연구 결과 및 수치해석 결과들과 비교해 보도록 한다.

2.2 판형 열교환기 관계식

그간 웨브론 타입의 전열판을 사용하는 판형 열교환기의 성능에 대하여 분석한 논문이 많이 발표되었고, 그에 따른 많은 관계식들이 제시되었다. 그 중에서 이미 신뢰성이 확보되어 많이 이용되고 있는 관계식 3개를 선택하였다.

Kumar[4]는 판형 열교환기에서 작동유체가 통과하는 영역에서 발생하는 유동이 층류에서 난류로 천이되는 지점의 임계 레이놀즈 수(Critical Reynolds number : Re_{cr})가 10-100 범위 내에 존재한다는 것과 웨브론 각인 β 가 감소함에 따라서 임계 레이놀즈 수 또한 같이 감소한다는 것을 밝혔다. Wanniarachchi, et al[4]은 Kumar가 제시한 연구 내용에 대하여 상당히 유사한 수치해석 결과를 제시하였으며 그에 따라서 웨브론 각과 확장계수를 파라미터로 새롭게 적용하여 수정한 관계식을 제시하였다. 기존의 많은 판형 열교환기에 대한 실험 논문의 경우 주로 우유나 주스와 같은 높은 점성계수를 가지는 유체들의 저레이놀즈 수 유동(Low Reynolds number flow)에 대하여 다룬 것에 비해서 Muley and Manglik[3]는 작동유체가 물-물인 다소 높은 레이놀즈 수 유동이 형성되는 판형 열교환기에 대하여 웨브론 각이 30°인 전열판과 60°인 전열판을 서로 교차하여 시스템을 구성하여 실험을 수행하였으며 판과 유체가 접하는 면적을 고려하고 그에 따라서 확장계수를 추가 파라미터로 정하여 보다 구체적인 레이놀즈 수와 열전달 계수와의 관계식을 제시하였다. Table 1에서 각 저자

별로 제시한 마찰계수와 누셀 수의 관계식과 그 관계식을 적용한 범위 및 추가 설명들을 확인할 수 있다.

2.3 수치해석 관계식

2.3.1 마찰계수(Friction factor)

마찰계수의 경우에는 판형 열교환기 입구와 출구에서 측정되는 압력을 측정하여 그 차이를 이용해 수치해석 마찰계수 (f_N)를 확인하였다. 수치해석 마찰계수의 계산을 위해 D.W. Han 등[2]이 사용한 관계식을 사용하였다. 먼저 식 (1)을 사용하여 채널 내부에서의 압력강하와 마찰계수를 연관시킬 수 있다.

$$\Delta P_c = 4f_N \left(\frac{\Phi L_p}{d_e} \right) \left(\frac{\rho V_c^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (1)$$

위에서 V_c 는 한 채널을 통과하는 작동유체의 속도이다. 실제 수치해석을 통해 측정되는 압력차의 경우에는 포트에서의 압력강하를 포함하고 있기 때문에 다음의 식(2)를 사용하여 한 채널당 포트에 걸리는 압력강하의 영향을 제거한다

$$\Delta P_p = 1.4 \left(\frac{\rho V_p^2}{2} \right) \quad (2)$$

여기서 ΔP_p 는 포트에서 하나의 채널로 진입할 때 유동방향에 대해서 수직인 방향으로 흐르게 되면서 발생하는 압력강하이고, V_p 는 작동유체가 포트(Port)에 진입하는 속도이다. 그리고 하나의 채널을 통과하면서 발생하는 압력강하에 대한 수치해석 마찰계수는 다음의 식 (3)을 통하여 구할 수 있다.

$$f_N = \frac{(\Delta P - \Delta P_p)}{4 \left(\frac{\Phi L_p}{d_e} \right) \left(\frac{\rho V_c^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.17}} \quad (3)$$

2.3.2 누셀 수(Nusselt number)

누셀 수의 경우에는 수치해석 결과로 확인되는 각 작동유체별 평균온도(Bulk mean temperature, T_b)와 벽면온도(Wall temperature, T_w)로부터 확인할 수 있다. Muley and Manglik[3]의 논문에서 사용한 식 (4)에 평균온도와 벽면온도를 적용하면 각 작동유체별 대류 열전달계수(Convective heat transfer coefficient, h)를 구할 수 있으며, 그에 따라 각 작동유체별 누셀 수를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= h_h A (T_b - T_w)_h = (k_w A/t) (T_{w,h} - T_{w,c}) \\ &= h_c A (T_w - T_b)_c \end{aligned} \quad (4)$$



여기서 t 는 전열판의 두께(Thickness), k 는 전열판의 열전도 계수(Thermal conductivity)이고, 하첨자 h 는 고온 유체(Hot water), c 는 저온 유체(Cold water)를 의미한다

3. 수치 해석

3.1 수치해석 가정

- 작동유체의 열역학적 물성치는 각 작동유체 별 평균온도상태의 물성치로 정한다.
- 작동유체가 파이프에서 각 채널로 유입되는 유량은 전 영역에서 동일하다.
- 판형 열교환기의 오염저항은 고려하지 않는다.
- 주변의 열손실은 무시한다

- 중력의 영향을 무시한다

3.2 수치모델 구성

3.2.1 해석 케이스 설정

이번 연구의 주목적이 전열판 사이 간격의 차이에 따른 판형 열교환기의 전체 성능을 분석하는 것이기 때문에 판 사이의 간격, 즉 채널의 전체 높이에 따라서 총 6개의 케이스를 두어 각 케이스별 마찰계수와 누설 수를 비교 분석해 보도록 하였다. 먼저 Case 00은 전열판이 서로 접촉을 하고 있는 상태 즉, 초기 설계조건으로 주어진 간격일 경우로 두었으며, 간격의 증가분을 0.1 mm로 두어 총 6개의 케이스를 설정하였다. 각 케이스 별 간격의 크기와 격자의 개수는 Table 2에서 확인할 수 있다. 단, Case 00에서 격자의 개수가 가장 많은

Table 1 Existing correlations for plate heat exchanger with complex configuration of chevron plates

Investigators	Correlations	Comments																											
1. Kumar (1984)	$Nu_K = K_1 Re^m Pr^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.17}$ $f_K = K_2 (Re^p)$	Water, Herringbone plates, $\Phi = 1.17$																											
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>β</th> <th>Re</th> <th>K_1</th> <th>m</th> <th>Re</th> <th>K_2</th> <th>p</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$\leq 30^\circ$</td> <td>≤ 10</td> <td>0.718</td> <td>0.349</td> <td>≤ 10</td> <td>50.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>> 10</td> <td>0.348</td> <td>0.663</td> <td>10 - 100</td> <td>19.40</td> <td>0.589</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>> 100</td> <td>2.990</td> <td>0.183</td> </tr> </tbody> </table>	β	Re	K_1	m	Re	K_2	p	$\leq 30^\circ$	≤ 10	0.718	0.349	≤ 10	50.0	1.0		> 10	0.348	0.663	10 - 100	19.40	0.589					> 100	2.990	0.183
β	Re	K_1	m	Re	K_2	p																							
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0.718	0.349	≤ 10	50.0	1.0																							
	> 10	0.348	0.663	10 - 100	19.40	0.589																							
				> 100	2.990	0.183																							
2. Wanniarachchi et al. (1995)	$Nu_W = (Nu_{W,1}^3 + Nu_{W,t}^3)^{1/3} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.17}$ $Nu_{W,1} = 3.65(\beta)^{-0.455} (\Phi)^{0.661} Re^{0.329}$ $Nu_{W,t} = 12.6(\beta)^{-1.142} (\Phi)^{1-m} Re^m$ $m = 0.646 + 0.0011(\beta)$ $f_W = (f_{W,1}^3 + f_{W,t}^3)^{1/3}$ $f_{W,1} = 1774(\beta)^{-1.026} (\Phi)^2 Re^{-1}$ $f_{W,t} = 46.6(\beta)^{-1.08} (\Phi)^{1+p} Re^{-p}$ $p = 0.00423(\beta) + 0.0000223(\beta)^2$	$1 < Re < 10,000$ herringbone plates ($20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$, $\beta \geq 62^\circ = 62^\circ$)																											
3. Muley and Manglik (1999)	$Nu_M = [0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.244 \times 10^{-5}(90 - \beta)^2]$ $\times [20.78 - 50.94\Phi + 41.16(\Phi)^2 - 10.51(\Phi)^3]$ $Re^{\{0.728 + 0.0543\sin[\pi(90 - \beta)/45 + 3.7]\}} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $f_M = [2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \times 10^{-3}(90 - \beta)]$ $\times [5.474 - 19.02\Phi + 18.93(\Phi)^2 - 5.341(\Phi)^3]$ $Re^{\{0.2 + 0.0577\sin[\pi(90 - \beta)/45 + 2.1]\}}$	For water ($2 < Pr < 6$) $Re > 1,000$ $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $1.0 \leq \Phi \leq 1.5$																											

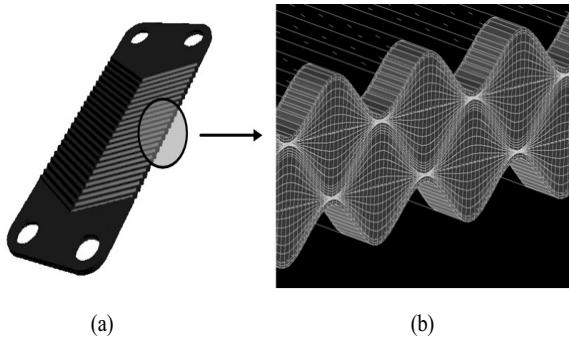


Fig. 3 PHE geometry for numerical simulation (a) Simulation geometry (b) Meshes for the interface in working fluid domain

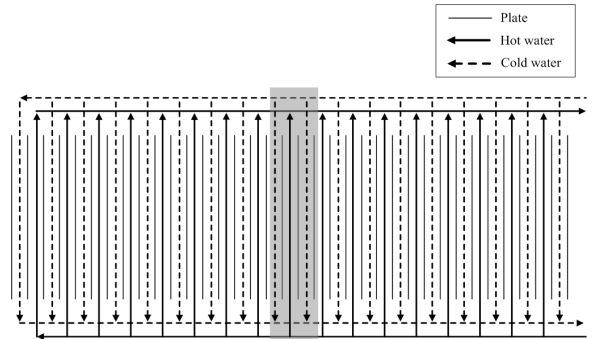
이유는 Case 00을 제외한 Case 01 ~ 05에서는 원형 입, 출구의 주변 영역을 제외한 실 열교환 면적 내의 작동유체 영역에 육각형의 격자를 형성하였는데 비해서 Case 06에서는 웨브론 형태의 판과 계면이 만나는 지점에서의 종횡비(Aspect ratio)가 매우 높아 이 부분에는 더 작은 크기를 가지는 썬기(Wedge) 형태의 격자가 구성되었기 때문이다

3.2.2 격자형성 기법

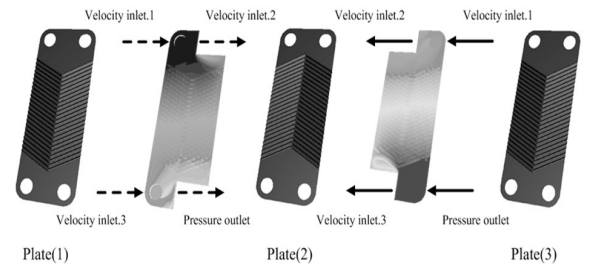
판형 열교환기는 위에서도 언급한 바 있듯이 판 사이의 간격이 좁고 웨브론 타입의 전열판이 다소 복잡한 형상을 가지기 때문에 작동유체 내부의 격자형성에 대한 어려운 점이 발생하게 된다. 작동유체가 접하게 되는 판의 웨브론 방향이 서로 반대방향이기 때문에 판의 표면 위에 적용되는 격자의 방향도 서로 반대방향이 되므로 서로 접하는 면에서의 격자에 대한 처리 문제가 발생하게 된다. 이 문제를 해결하기 위해 이번 연구에서는 N. Hur[5]가 제시한 격자형성 방법을 적용하였다. FLUENT 내의 Grid interface 기능을 사용하여 서로 다른 방향을 가지는 두 면의 격자를 강제로 연결하여 격자의 방향 및 위치를 맞추는 다음, 하나의 계면으로 형성하였다. Fig. 3을 보면 수치해석을 위하여 형성한 판형 열교환기의 수치형상과 작동유체 영역의 계면과 판의 표면에 형성한 격자의 형상에 대해서 확인할 수 있다.

Table 2 Numerical settings for each test cases

Case No.	Gap (b)		# of meshes
	Designed	Modified	
Case 00	2.0 mm	2.0 mm	2,718,209
Case 01		2.1 mm	1,654,806
Case 02		2.2 mm	1,912,838
Case 03		2.3 mm	2,085,546
Case 04		2.4 mm	2,258,249
Case 05		2.5 mm	2,430,952



(a) A Schematic drawing of entire PHE



(b) Boundary conditions of computational domain

Fig. 4 Periodic conditions for effective numerical simulation

3.3 수치해석 방법

일반적으로 높은 열효율을 얻기 위해서 판형 열교환기는 많은 수의 전열판을 가지게 되며, 동시에 작동유체가 통과하는 영역의 개수가 증가하게 되는데 이에 대해서 전수 수치해석을 수행하는 것은 비효율적이므로 효율적인 계산을 위해 주기조건(Periodic condition)이 필요하게 된다. 그로 인해서 주기조건을 적용할 계산영역 및 경계조건(Boundary condition)의 설정과 같은 어려움이 발생하게 된다. 이 문제점을 해결하기 위하여 N. Hur 등[5]은 주기조건을 적용을 위한 수치계산 영역의 설정에 관한 효과적인 방법을 이미 제시한 바 있고 이번 연구도 같은 방법이 사용되었다. Fig. 4(a)에는 이번 연구에서 수치해석을 할 판형 열교환기의 작동유체에 대한 전체 흐름도와 주기조건을 적용하여 수치해석 하기 위해 설정한 수치계산 영역이 나타나있다. 또한 Fig. 4(b)에는 주기조건을 적용에 따른 수치계산 영역의 경계조건에 대하여 나타나 있다. Plate(1)과 (3)의 양 끝면에는 주기조건이 적용되었고 모든 Velocity inlet 조건에는 실제 그 지점을 흐르는 유체의 속도가 적용되었으며, 작동유체가 열교환을 한 뒤 빠져나가는 부분에는 Open condition 조건이 적용되었다. 그리고 Velocity inlet 조건의 경우 1,2에서는 유입되는 온도를 적용하면 되는

데 비해 3에서는 실제 수치계산 영역 이전에 이미 다른 작동 유체와 열교환을 마친 작동유체가 유입되므로 먼저 이론적으로 예측한 온도값을 적용하여 수치해석을 하고, 수치해석으로부터 측정된 출구의 온도를 비교해서 적절한 오차 범위를 만족할 때까지 반복계산을 통해 해석 결과를 구하였다.

수치해석을 위한 형상 및 격자는 GAMBIT을 사용하여 형성하였으며, 수치계산의 경우에는 FLUENT를 사용하였다. 난류모델은 판형 열교환기 채널 내부에서의 유동에 대해서 다른 열교환기에 비해 다소 낮은 레이놀즈 수가 측정되지만 이미 많은 논문에서 복잡한 난류유동이 형성된다는 것을 확인 [6]하였기 때문에 이번 연구에서는 표준 난류모델인 Standard k-e model을 사용하였다. 또한 기타 판형 열교환기 해석을 위한 작동유체의 물성치는 Table 3에서 확인할 수 있다.

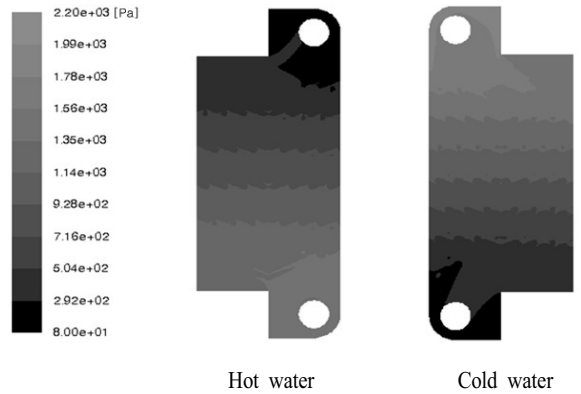
4. 결과 및 분석

이번 연구의 목적은 우선 수치해석을 통하여 판형 열교환기의 마찰계수와 누설 수를 확인하고 기존에 발표된 다른 논문에서 제시한 관계식과 비교 분석해보는 것과 판 사이 간격의 차이에 따른 마찰계수와 누설 수의 변화에 따른 전체적인 판형 열교환기의 성능을 분석해 보는 것이다

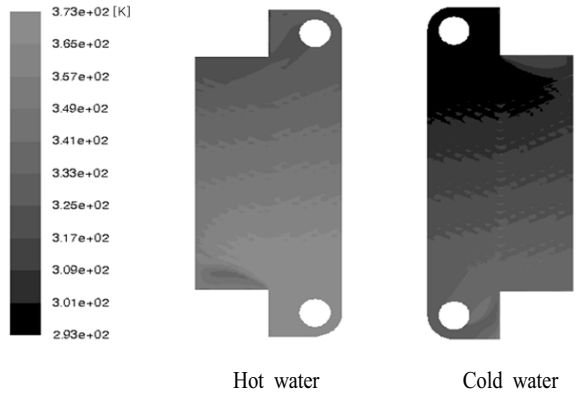
Fig. 5는 판형 열교환기에 대한 수치해석 결과로부터 확인한 작동유체의 압력장(Fig 5(a)), 온도장(Fig. 5(b)) 그리고 속도장(Fig. 5(c))을 나타낸다. 먼저 압력장을 분석해보면 두 작동 유체가 원형입구에서 사각단면 입구로 진입하는 과정에서 발생하는 압력강하에 비하여 열교환 영역, 즉 웨브론 형상 위의 열교환 영역을 통과하면서 온도분포가 크게 변하는 것을 확인할 수 있다. 이는 열교환 영역 내에서의 간격이 채널 내부에서 가장 작고, 실 접촉면적(Actual wetted area)이 크게 증가하게 되기 때문에 압력강하와 열교환량이 다른 영역들에 비해 더 높게 측정된 것으로 판단된다. 또한 속도장을 보면 열교환 영역 내에서는 실 접촉면적이 넓기 때문에 주로 전열관의 웨브론 면의 위를 따라서 유동이 형성되는 것을 확인할

Table 3 Properties of working fluid

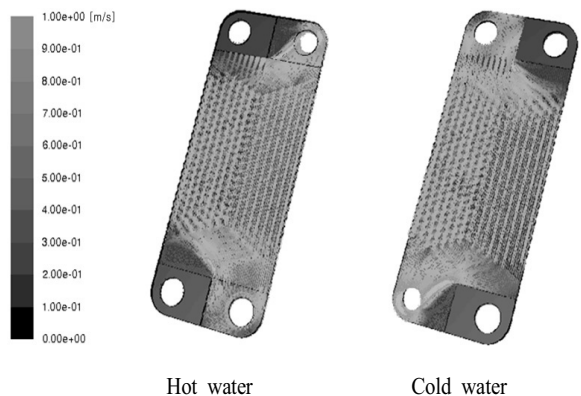
	Hot water	Cold water
Mass flow rate (\dot{m})	0.5419 kg/s	0.5985 kg/s
Inlet temperature (T_{in})	99.0 °C	20.0 °C
Outlet temperature (T_{out})	55.0 °C	60.0 °C
Density (ρ)	973.6 kg/m ³	992.3 kg/m ³
Specific heat capacity (C_p)	4.195 kJ/kg-°C	4.178 kJ/kg-°C
Thermal conductivity (k)	0.6663 W/m-°C	0.6260 W/m-°C
Viscosity (μ)	0.3676 CP	0.6558 CP



(a) Total pressure distribution



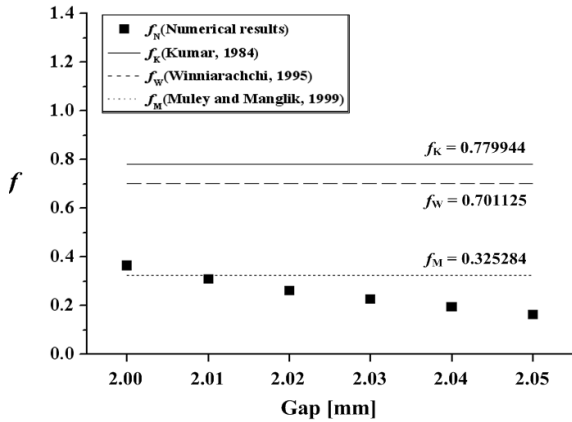
(b) Static temperature distribution



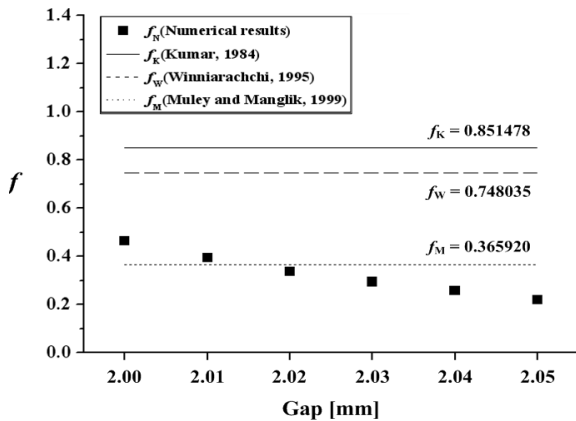
(c) Velocity magnitude distribution

Fig. 5 Numerical simulation results for test case 01

수 있다. 반면에 원형 입구 주변 영역에서는 유동방향과 면적이 갑자기 변하기 때문에 약간의 정체 와류(Stagnation vortex)



(a) Hot water

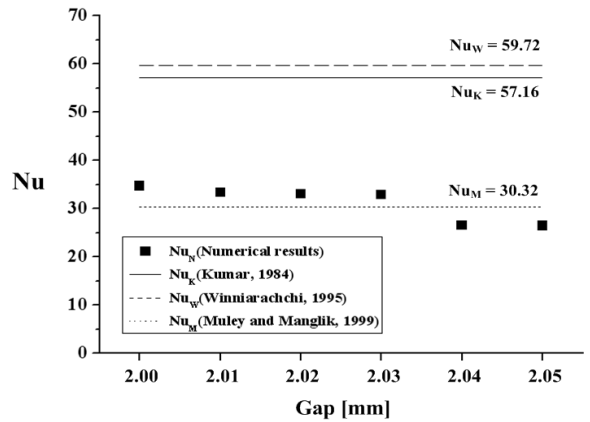


(b) Cold water

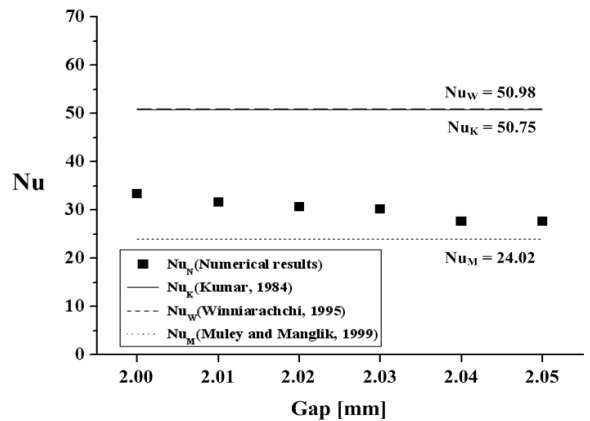
Fig. 6 Friction factor from existing correlations and numerical simulation results for test cases

가 발생하고 그로 인하여 다소 복잡한 유동을 가지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6에서 수치해석으로부터 확인한 각 케이스별 마찰계수와 기존의 논문에서 제시한 관계식에 수치해석 조건과 동일한 조건을 적용하여 구한 마찰계수를 확인할 수 있고, Fig. 7에서는 누셀 수를 확인할 수 있다. 기존의 관계식을 적용한 마찰계수와 누셀 수의 경우 각 케이스별 즉, 판 사이간격의 차이에 따라서 거의 변화를 보이지 않고 있다. 관계식들은 판형 열교환기 채널 내부를 흐르는 작동유체의 마찰계수와 누셀 수에 대해서 일반적으로 레이놀즈 수와 쉐브론 각, 그리고 확장계수를 파라미터로 두어 제시하였는데, 판 사이의 간격이 증가하게 되면 채널 유동 면적(A_x)이 같이 증가하게 되며 그로 인하여 채널로 유입되는 작동유체의 유속은 감소하게 된다. 하지만 동시에 채널 등가 지름(d_e)이 증가하게 되어 결과



(a) Hot water



(b) Cold water

Fig. 7 Nusselt number from existing correlations and numerical simulation results for test cases

적으로는 판 사이 간격의 차이가 레이놀즈 수에 크게 영향을 미치지 않게 된다. 또한 다른 파라미터들인 확장계수와 쉐브론 각 역시 초기에 설계조건으로 고정값을 가지는 파라미터이기 때문에 동일한 판형 열교환기의 형상과 배치에서 관계식에 영향을 주는 파라미터는 레이놀즈 수이다. 그러므로 기존의 관계식으로부터 구한 마찰계수와 누셀 수는 간격의 차이에 큰 영향을 받지 않는다.

실험 상관관계식과 수치해석 결과를 비교해보면 마찰계수의 경우에는 Muley and Manglik[4]의 관계식이 수치해석 결과와 다소 유사하게 측정된 것을 알 수 있다. 이는 다른 두 관계식의 경우에는 앞에서 언급한 바 있듯이 우유나 주스와 같은 저레이놀즈 수 유동을 유발할 수 있는 고점도 유체 (High-viscosity fluids)의 유동에 중점을 두었기 때문으로 판단된다. 따라서 고점도 유체가 아닌 물이 작동유체가 되는 경우



에는 기존의 판형 열교환기에서 측정되는 범위의 레이놀즈 수보다 훨씬 높은 레이놀즈 수를 가지는 유동이 형성되며 그로 인하여 전체적으로 더욱 복잡하고 활발한 난류유동이 되기 때문이다. 덧붙여 실제 판형 열교환기의 제작회사에서 제시한 수정계수(Correction factor)를 적용하여 얻은 수정 마찰계수의 경우 Hot water에서 0.330322, Cold water에서 0.381428로 측정되었으며, 이 마찰계수 역시 Muley and Manglik[3]의 관계식에 의한 마찰계수와 유사한 값을 가지는 것을 알 수 있다.

누셀 수의 경우에도 마찰계수의 경우와 유사하게 Muley and Manglik[3]이 제시하는 누셀 수의 범위 내에 위치하고 있고, 이 원인 역시 위와 동일하게 Muley and Manglik[3]이 제시하는 실험 관계식의 작동유체 및 작동범위가 수치해석과 비교적 유사하기 때문이다.

마지막으로 수치해석 결과를 보면 판 사이의 간격이 증가하게 될수록 마찰계수(Fig. 6)와 누셀 수(Fig. 7)가 점점 감소하는 것을 알 수 있다. 판 사이의 간격이 증가하게 될 경우 작동유체의 유동 단면적의 크기가 증가하게 되며 동시에 유속은 감소하게 된다. 따라서 유속이 감소하게 됨에 따라 채널 내부에 걸리는 압력강하는 감소하게 되며, 두 작동유체간의 열교환량도 감소하게 된다. 그러나 마찰계수의 경우에서 누셀 수에 비해 더 큰 감소량을 확인할 수 있었으며 그에 따라 전열판 사이 간격의 차이는 열교환기의 전체 성능에 영향을 줄 수 있는 파라미터로 작용할 수 있고, 열효율에서보다 압력강하 측면에 더 큰 영향을 주는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

이번 연구에서는 최근 들어 배열회수 열교환기로 많이 애용되고 있는 판형 열교환기에 대하여 전열판 사이의 간격 차이에 따른 성능을 확인해보기 위하여 수치해석과 기존에 제시된 논문들을 비교, 분석하였다. 판형 열교환기의 전열판은 실제 초기 설계조건에 따라 판 사이에 점접촉이 형성되며 그

간격이 일정해야 하는 것이 사실이지만, 실제 작동조건에 따라서 약간의 간격 차이는 발생할 수 있다. 판형 열교환기의 전체적인 성능을 분석해보기 위해서 압력강하와 열효율을 고려해 보았으며 압력강하는 마찰계수로, 열효율은 누셀 수를 적용하여 확인하였다. 그 결과 판 사이의 간격이 증가함에 따라 마찰계수와 누셀 수는 같이 감소하는 경향을 보였지만, 누셀 수에 비해서 마찰계수가 더 큰 감소량을 보였고, 따라서 판형 열교환기의 성능에 있어서 전열판 사이 간격의 차이는 흥미로운 파라미터로 작용할 수 있으며, 열효율보다 압력강하에 더 큰 영향을 미치는 것을 확인하였다.

참고문헌

- [1] 1995, 류해성, "판형 열교환기," *대한기계학회지*, Vol.35, pp.794-804.
- [2] 2004, 한동원 외3인, "판형 열교환기의 탈설계 성능해석 및 실험," *설비공학논문집*, Vol.16, pp.779-787.
- [3] 1999, Muley, A. and Manglik, R.M., "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates," *Journal of Heat Transfer*, Vol.121, pp.100-117.
- [4] 2003, Ayub, Z.H., "Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators," *Heat Transfer Engineering*, Taylor & Francis, Vol.24, pp.3-16.
- [5] 2007, Hur, N., Lee, M.S., Kang, B.H. and Won, C.S., "Numerical Analysis of Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger," *1st Asian Symposium on Computational Heat Transfer and Fluid Flow*, Vol.132.
- [6] 2008, Fernandes, C.S. et al., "Friction factor of power-law fluids in chevron-type plate heat exchanger," *Journal of Food Engineering*, Vol.89, pp.441-447.