

새로운 채널 배열을 통한 마이크로채널 열교환기 성능 향상 수치 연구

전승원* · 이규정*† · 문동주**

* 고려대학교 기계공학부, ** KIST

Numerical Study on the Performance of a Microchannel Heat Exchanger with a Novel Channel Array

Seung Won Jeon*, Kyu Jung Lee*† and Dong Ju Moon**

* Division of Mechanical Engineering, Korea Univ.,

** Korea Institute of Science and Technology

(Received February 4, 2011 ; Revised September 14, 2011 ; Accepted September 15, 2011)

Key Words: Microchannel(마이크로채널), Heat Exchanger(열교환기), Channel Array(채널 배열), Thermal Resistance(열저항)

초록: 기존 마이크로채널 열교환기는 한 플레이트에 고온 또는 저온, 한 종류의 유체만이 흐르고 있다. 채널 내부를 흐르는 유체의 수직 방향으로서는 다른 종류의 유체가 존재하지만, 수평 방향으로서는 같은 종류의 유체가 존재한다. 그로 인해 수평 방향의 열전달률은 수직 방향에 비하여 낮게 나타나게 된다. 열교환기 성능 향상을 위하여 한 플레이트에서 고온, 저온 유동이 번갈아가며 존재하는 새로운 채널 배열을 제안하였다. 새로운 채널 배열을 위해서는 특별한 입구 및 출구 설계가 필요하다. 제안된 채널 배열을 통하여 기존 열교환기보다 높은 열전달률을 얻을 수 있다. Reynolds 수와 Prandtl수가 증가할수록 새로운 채널 배열로 인한 열 성능 향상이 증가하고, 고체와 유체의 열전도계수 비가 증가할수록 열 성능 향상은 감소한다.

Abstract: In conventional microchannel heat exchangers, only one kind of fluid (hot or cold) flows in each plate. The channels contain different kinds of fluid depending on the vertical position, but they have the same kind of fluid at all horizontal positions. Therefore, there is a slower heat transfer rate in the horizontal direction than in the vertical direction. We propose a microchannel heat exchanger in which hot and cold fluid flows alternately in each plate to improve the thermal performance. This novel channel array requires a special design for the inlet and outlet. The proposed channel array has a faster heat transfer rate than a conventional channel array. The thermal performance of the novel channel array increases with increasing Reynolds number and Prandtl number, but it decreases as the ratio of solid to fluid thermal conductivity increases.

- 기호설명 -

D_h : 수력직경(m)
 h : 대류열전달계수(W/m²·K)
 k_s : 고체의 열전도계수(W/m·K)
 k_f : 유체의 열전도계수(W/m·K)
 K_r : 고체와 유체의 열전도계수의 비
 p : 압력(N/m²)

Pr : Prandtl 수
Q : 열전달률(W)
Re : Reynolds 수
T : 온도(K)
U : 총괄 열전달계수(W/m²·K)
 α : 열 확산율(m²/s)
 ϵ : 성능 향상
 μ : 점성계수(N·s/m²)
 ν : 동점성계수(m²/s)
 ρ : 밀도(kg/m³)

† Corresponding Author, kjlee@korea.ac.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서론

최근 전자 및 기계 장치들의 소형화, 집적화로 인해 단위 면적당 발열량이 증가하고 있어 기존의 냉각 방법으로는 해결하기에 어려운 실정이다. 이를 해결하기 위한 방안으로 마이크로 열교환기가 Tuckerman과 Pease⁽¹⁾에 의해 처음으로 제안되었다. 마이크로 열교환기는 채널의 특성길이 가 1mm 이하인 열교환기로 기존 열교환기에 비해 매우 큰 단위 체적당 전열 면적을 갖게 된다. 그로 인해 작은 부피와 무게로 높은 냉각 성능을 얻을 수 있는 장점이 있다. 마이크로 열교환기는 MEMS 공정을 이용해 제작이 이루어짐으로 대량 생산이 가능하고 생산 시간을 단축시킬 수 있어 저렴한 가격으로 제작이 가능하다. 이와 같은 장점으로 냉동·공조 시스템, 연료전지 시스템, 화학 반응공정 등 다양한 분야에 적용이 확대되고 있다.

마이크로 채널을 적용한 열교환기에 관한 기존 연구들을 살펴보면 다음과 같다. Gromoll⁽²⁾이 작동유체로 압축공기를 사용하여 마이크로채널을 이용한 냉각기에 대한 실험을 수행하였으며, 마이크로 열교환기의 열전달계수를 제시하였다. Harris 등⁽³⁾은 마이크로 직교류(Cross flow) 열교환기에 대한 수치해석을 수행하여 최적의 열교환기 형상을 도출한 후 폴리머와 금속의 두 가지 재질을 사용하여 공기 대 물 실험을 통해 압력강하

특성을 비교하였다. Rachkovskij 등⁽⁴⁾은 마이크로 채널의 종횡비와 함께 적층수가 20장인 직교류 열교환기에 대한 연구를 수행하였다. 작동유체는 공기 대 공기로 실험을 통해 우수한 온도 근접성과 높은 체적열전달계수를 나타내었다. Kang과 Tseng⁽⁵⁾은 마이크로 직교류 열교환기의 열 및 유동 특성을 예측할 수 있는 이론적 모델을 제시하였다. 유용도와 압력강하의 상호관계를 나타낸 모델로 기존 문헌의 실험결과와 비교하여 타당성을 제시하였다. 또한, 마이크로 열교환기의 재료물성과 치수에 따른 열전달률과 압력강하 관계를 분석하였다.

Nikitin 등⁽⁶⁾은 PCHE(Printed Circuit Heat Exchanger)를 제작하여 초임계의 CO₂에 대해 열전달 및 압력강하 특성을 실험하였고, 레이놀즈수에 따른 국부 열전달계수와 압력강하 인자에 대한 실험상관식을 제안하였다. Ngo 등⁽⁷⁾은 직관 채널 PCHE를 개선하여 S 형태의 핀 형상을 가진 새로운 PCHE를 제작하여 실험하였다. 또한, 3차원 전산해석을 통해 열적 수력성능을 평가하였다. Tsuzuki 등⁽⁸⁾은 S 형상과 다양한 지그재그 형상에 있어 3차원 전산해석을 이용하여 열전달 및 압력강하를 계산하여 열적 수력성능을 평가하였다.

기존 마이크로채널 열교환기 연구는 한 플레이트에 차가운 유체 또는 뜨거운 유체 한 종류만 흐르고 있다. 채널 형상을 변화시키거나 핀 등을 설치하여 열성능을 향상시키려는 연구는 많이 이루어져 왔지만, 고온과 저온 유동 채널 배열을 변화시키려는 노력은 이제까지 없었다. 채널 형상 변화와 핀 설치 등은 압력 강하의 증가를 필요로 한다. 하지만 본 연구에서 제안하는 한 플레이트 안에서 차가운 유체와 뜨거운 유체가 번갈아가며 흐르는 채널 배열은 직관채널과 같은 형상으로 추가적인 압력 강하 없이 열성능 향상을 기대할 수 있다.

2. 열교환기 채널 배열

마이크로채널 열교환기의 단면을 Fig. 1에 나타내었다. 기존 열교환기는 한 층에 뜨거운 유체가 흐르고 다음 층에는 차가운 유체가 흐르며 이와 같은 형태가 반복적으로 나타난다. 한 채널을 기준으로 보면 위 아래로는 다른 온도의 유동이 존

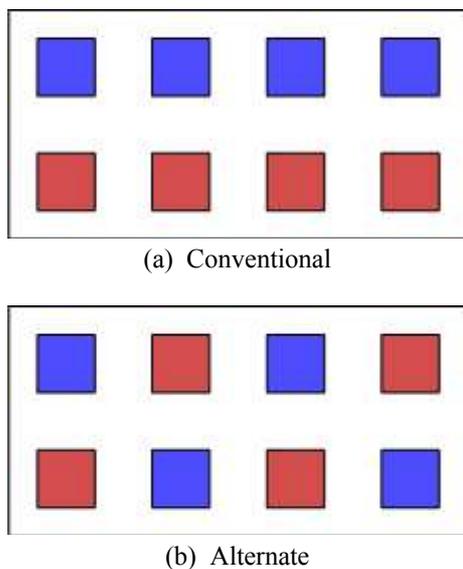


Fig. 1 Cross section of microchannel heat exchanger

재하지만, 좌우로는 같은 온도의 유동이 존재하게 된다. 그에 반해 본 연구에서 제안하는 열교환기는 같은 층 내에서도 차가운 유체와 뜨거운 유체가 번갈아가며 존재하여 상하좌우 4방향 모두 다른 온도의 유동이 존재한다.

이와 같이 열교환기 채널을 배열하기 위해서는 기존 열교환기와 다른 유입구 및 유출구 구성이 필요하다. Fig. 2는 대향류 열교환기에서 저온 유동의 유입구와 고온 유동의 유출구를 나타낸 것이다. 채널 수가 많아지면 형상이 복잡하여 관찰이 힘들기 때문에 고온 및 저온 유동 채널을 2개씩만 나타내었으며, 채널 수가 증가하여도 기본적인 방식에는 변함이 없다. 한 층에서 고온 및 저온 유동이 번갈아가며 존재하면서 유동끼리 서로 섞이지 않는 열교환기를 구성하기 위하여, 서로 다른 층에 존재하는 채널들은 유입구에서 상하 방향으로 서로 연결되어 있다. 출구는 기존 열교환기와 달리 두 방향으로 존재하게 된다. 이와 같은 유입구 및 유출구 구조가 식각된 플레이트

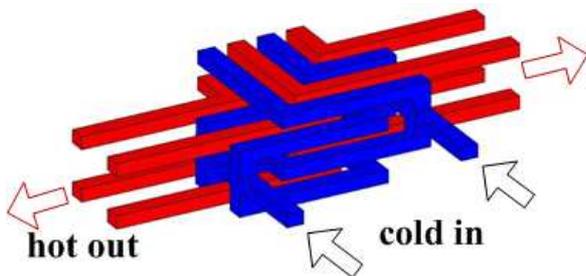


Fig. 2 Inlet and outlet of microchannel heat exchanger

트를 Fig. 3에 나타내었다. 저온 유체는 우측에서 유입되어 좌측의 두 방향으로 유출되고, 고온 유체는 좌측에서 유입되어 우측의 두 방향으로 유출된다. Fig. 3의 플레이트에서 빨간색과 파란색은 각각 고온 및 저온 유동이 흐르는 채널을 나타내고, 확대도에서 저온 채널에 존재하는 하얀색 정사각형은 플레이트가 완전히 식각되어 구멍이 뚫려있는 부분이다. 플레이트들을 결합시키면 유입구 및 유출구는 Fig. 2와 같은 형상을 갖게 되고, 열교환기의 단면은 Fig. 1(b)와 같이 나타나게 된다.

3. 수치해석

3.1 해석 모델

본 연구에 사용된 대향류 마이크로채널 열교환기의 해석 모델을 Fig. 4에 나타내었다. 제작 특성과 문헌에 보고된 내용을 바탕으로 채널의 폭과 높이는 0.6mm, 채널 사이의 간격은 채널의 폭과 같은 0.6mm, 길이는 84mm로 설정하였다. 채널 배열에 따른 열성능 향상이 주된 관심사이기 때문에 유입구와 유출구는 제외하였다. 해석 모델은 작동유체가 흐르는 직관 채널과 열전도가 일어나는 고체부로 구성된다. 직관 채널은 한 층에 2개씩 총 4개의 채널이 사용되었으며 채널의 가로, 세로 종횡비는 1로 고정된다. 이러한 형상이 연속적으로 나타나 열교환기를 구성하므로 고체 벽의 상하 좌우에는 주기 경계조건(Periodic B.C.)을 적용하였다. 기존의 열교환기와 본 연구에서 제안하는 열교환기 성능 비교를 위하여 기존 열교환기를 모델링할 때는 아래 두 채널에 고

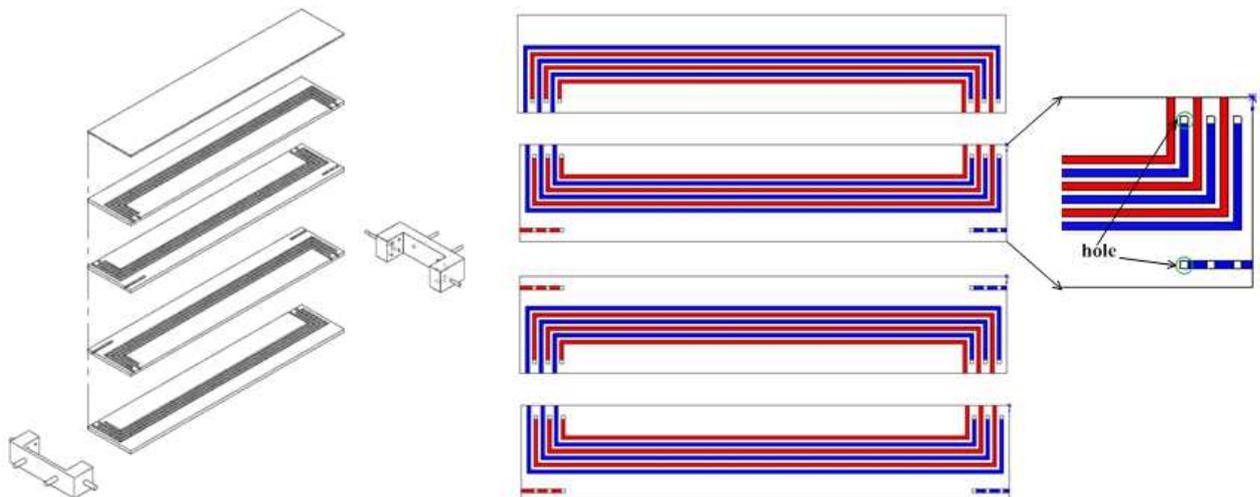


Fig. 3 The structure and plates of microchannel heat exchanger

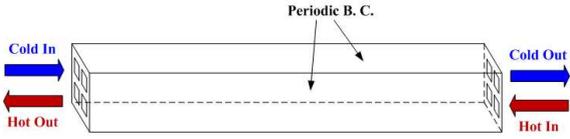


Fig. 4 Computational domain of microchannel heat exchanger

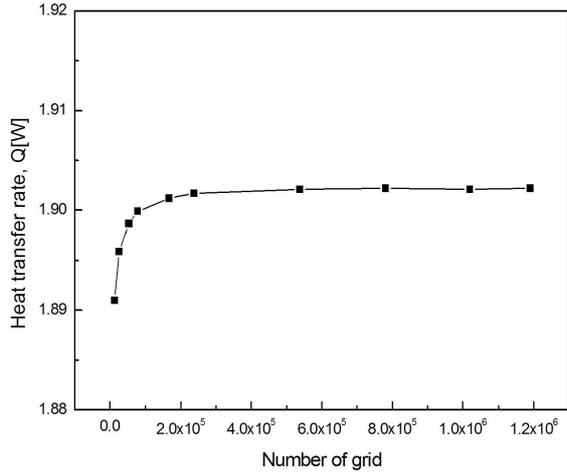


Fig. 5 Grid dependency test (Re=100, Pr=10, Kr=10)

은 유체, 위 두 채널에 저온 유체를 유입시키고, 제안하는 열교환기에서는 대각선 방향으로 고온 및 저온 유체를 유입시킨다. 열유체 상용 프로그램인 Fluent v12를 이용하여 3차원 정상상태 조건에서 계산을 수행하였다.⁽⁹⁾ 이산화 방법으로는 유한체적법을 사용하였다. Reynolds 수가 2000 이하인 층류 모델을 적용하였고, 비압축성, 일성 물성치 유동으로 가정하였다.

3.2 지배방정식 및 경계조건

무차원화된 연속방정식, 모멘텀 방정식, 에너지 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (1)$$

모멘텀 방정식

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 u^* \quad (2)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 v^* \quad (3)$$

$$u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 w^* \quad (4)$$

에너지 방정식

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \nabla^2 T^* \quad (\text{fluid}) \quad (5)$$

$$\nabla^2 T^* = 0 \quad (\text{solid}) \quad (6)$$

여기서 Reynolds 수와 Prandtl 수는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{Re} = \frac{\rho D_h u}{\mu} \quad (7)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (8)$$

고온 및 저온 유동 입구에는 속도와 온도 경계 조건을 주었다.

$$u^* = 0, v^* = 0, w^* = 1, T^* = 0 \quad (\text{cold in}) \quad (9)$$

$$u^* = 0, v^* = 0, w^* = 1, T^* = 1 \quad (\text{hot in}) \quad (10)$$

출구에는 대기압 조건을 설정하였다. 유동과 고체가 만나는 채널 벽에는 No-slip 조건과 다음의 온도 경계 조건을 주었다.

$$k_f \frac{\partial T_f^*}{\partial x_j^*} = k_s \frac{\partial T_s^*}{\partial x_j^*} \quad (11)$$

여기서 고체와 유체의 열전도계수의 비를 다음과 같이 정의한다.

$$\text{Kr} = k_s / k_f \quad (12)$$

지배방정식과 경계조건으로부터 열교환기의 성능에 영향을 미치는 요소는 Re, Pr, Kr 세 개의 무차원수라는 것을 알 수 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 격자 의존성

해석 결과의 신뢰성을 검증하기 위하여 격자 의존성 테스트를 수행하였다. Re=100, Pr=10, Kr=10에서 격자수 변화에 따른 열전달률 변화를 관찰하였다. Fig. 5에서 보듯이 5.3×10⁵ 이상에서 해석 결과는 큰 변화를 보이지 않는다. 위 결과를 바탕으로 본 연구에서는 7.8×10⁵의 격자를 이용하여 계산을 수행하였다.

4.2 온도분포

Fig. 6은 Re=1000, Pr=10, Kr=10인 조건에서

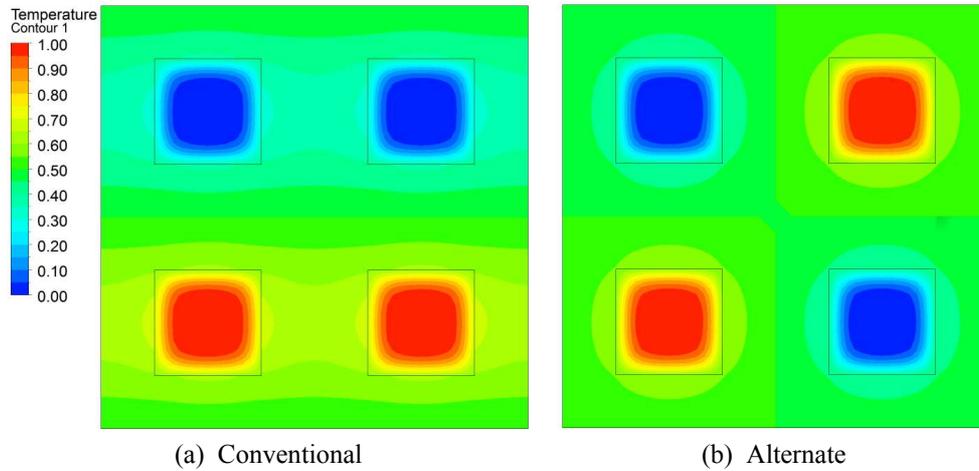


Fig. 6 Temperature isotherms for cross section ($z=L/2$, $Re=1000$, $Pr=10$, $Kr=10$)

$z=L/2$ 인 단면의 온도 분포를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)는 기존 열교환기 형상을 나타낸 것으로 하부에는 고온 유동, 상부에는 저온 유동이 흐르고 있다. Fig. 6(b)는 본 논문에서 제안하는 열교환기 채널 배열로 대각선 방향으로 같은 온도의 유동이 흐른다. 고온 및 저온이 흐르는 채널의 위치는 다르지만 채널 내부에 흐르는 유동의 온도는 거의 같은 값을 나타낸다. 그러나 고체부의 온도는 채널 배열 차이로 인하여 다른 분포를 보인다. 고체부 온도 분포를 관찰하기 위하여, Fig. 6의 단면에서 채널 중심을 지나는 가로, 세로 방향의 직선을 만들어 온도를 관찰하였다. Fig. 7(a)에서 보듯이 세로 방향의 온도는 두 경우에 거의 같은 분포를 보이고 있다. 유동부의 온도는 채널 중심 부근에서 일정한 값을 유지하다가 벽 주위에서 온도가 급격히 증가 혹은 감소하고, 고체부에서는 열전도에 의하여 온도가 거의 선형으로 변한다. Fig. 7(b), (c)는 기존 채널 배열과 제안된 채널 배열에서 가로 방향의 온도 분포를 나타낸 것이다. 기존 열교환기 채널 배열은 가로 방향으로 같은 온도의 유동이 존재한다. 그로 인해 온도가 선형적으로 변하지 않고 고체부 중심에 변곡점을 갖는 완만한 포물선 모양이 된다. 그에 반해 제안된 채널 배열은 가로 방향으로도 다른 온도의 유동이 존재하여 세로 방향과 같은 온도 분포를 나타낸다.

채널 벽에서의 열전달률을 비교해보면 기존 형상은 가로 방향 3.07W, 세로 방향 3.80W의 열전달률을 나타내고, 제안된 형상은 가로 세로 방향 모두 3.83W를 나타낸다. 이상의 결과로부터 고온

유동과 저온 유동이 번갈아가며 존재하는 채널 배열을 통하여 열교환 성능을 향상시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

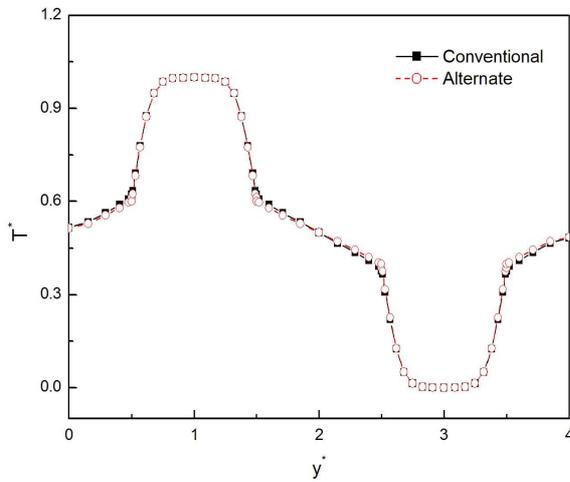
이와 같은 채널 배열은 열전달 성능뿐만 아니라 열응력에 있어서도 장점을 갖고 있다. 기존 배열에서 고체부의 온도는 유동 온도에 따라 플레이트별로 고온, 저온이 번갈아가며 나타나게 되는데, 이러한 현상으로 인해 열응력으로 인한 변형이 발생할 수 있다. 본 논문에서 제안된 채널 배열에서는 플레이트별로 고온, 저온이 주기적으로 존재하는 현상을 방지할 수 있다.

4.3 열전달 성능

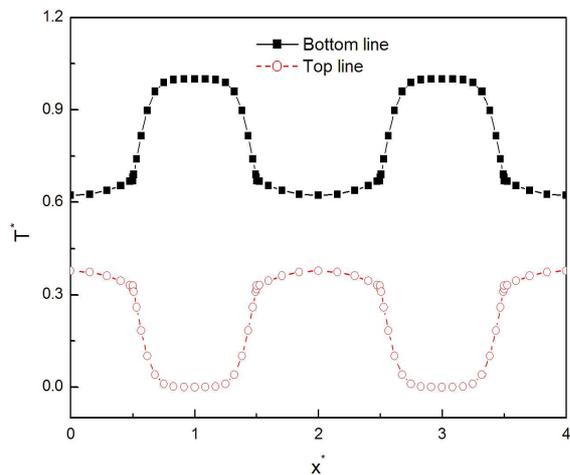
무차원화된 지배방정식과 경계조건으로부터 열교환기 성능에 영향을 미치는 요소는 Re , Pr , Kr 세 개의 무차원수라는 것을 알고 있다. 새로운 채널 배열로 인한 성능 향상에 각각의 변수가 미치는 영향을 관찰해보자. 기존 열교환기 채널 배열과 새로운 열교환기 채널 배열로 인한 성능 향상을 ε 으로 정의한다.

$$\varepsilon = (Q_{alternate} - Q_{conventional}) / Q_{conventional} \quad (13)$$

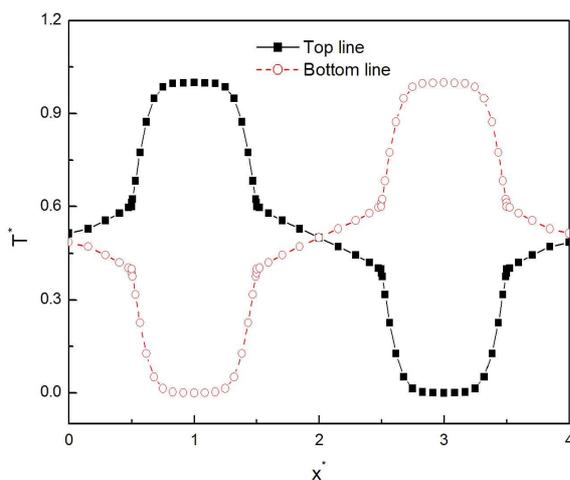
Fig. 8은 $Kr=10$ 으로 일정하고 $Pr=10$, 100 두 조건에서 Re 의 변화에 따른 열전달률을 나타낸 것이다. 열전달률은 Re 와 Pr 가 클수록 증가하고, 기존의 채널 배열보다는 고온과 저온 채널이 번갈아가며 존재하는 채널 배열에서 더 높은 값을 나타낸다. Re 가 증가할수록 열전달률뿐만 아니라 채널 배열로 인한 성능 향상, ε 도 증가하게 된다. $Pr=10$, $Kr=10$ 에서 $Re=10$ 일 때 ε 은 0.8%에



(a) Vertical



(b) Horizontal, conventional



(c) Horizontal, alternate

Fig. 7 Temperature profiles along the centerline of hot and cold channel ($z=L/2$, $Re=1000$, $Pr=10$, $Kr=10$)

불과하지만 Re 가 커질수록 증가하여 $Re=100$ 일 때 4.5%, $Re=500$ 일 때 9.1%이고, $Re=2000$ 에서는

14.4%를 나타낸다. $Pr=100$, $Kr=10$ 에서는 ϵ 값이 더욱 크게 증가하여 $Re=10$ 으로 아주 작을 때에도 4.5%를 나타내고, $Re=100$ 에서 11.3%, $Re=500$ 에서 17.6%이고, $Re=2000$ 일 때는 24.1%까지 증가한다.

Fig. 9는 $Kr=10$ 이고 $Re=100$, 1000일 때 Pr 이 열 전달률에 미치는 영향을 나타낸 것이다. Re 의 경우와 같이 Pr 이 증가할수록 채널 배열로 인한 성능 향상, ϵ 이 증가한다. $Re=100$, $Kr=10$ 에서 $Pr=1$ 일 때 ϵ 은 0.8%에 불과하지만, Pr 이 커질수록 증가하여 $Pr=10$ 에서 4.5%, $Pr=30$ 에서 7.4%이고, $Pr=100$ 일 때 11.3%를 나타낸다. $Re=1000$, $Kr=10$ 조건에서 ϵ 은 $Pr=1$ 일 때 4.6%, $Pr=10$ 에서 11.5%, $Pr=30$ 에서 15.6%이고, $Pr=100$ 일 때는 20.8%까지 증가한다.

고체와 유체의 열전도계수 비가 열전달률에 미치는 영향을 Fig. 10에 나타내었다. $Re=1000$, $Pr=10$ 으로 일정하게 유지시켰다. Kr 이 증가할수록 고체에서 열전도가 잘 일어나서 열전달률이 증가하게 된다. 그에 반해 채널 배열로 인한 성능 향상은 Kr 이 작을 때 더 큰 값을 나타낸다. ϵ 은 $Kr=5$ 에서 18.3%, $Kr=10$ 에서 11.5%를 나타내지만 Kr 이 증가할수록 값이 감소되어, $Kr=20$ 일 때 6.7%, $Kr=30$ 에서 4.7%, $Kr=40$ 일 때는 3.7%를 나타낸다.

지금까지 살펴본 열성능 향상을 간단히 정리하면 Re 와 Pr 이 증가하고 Kr 이 감소할수록 새로운 채널 배열로 인한 성능 향상이 증가한다고 이야기할 수 있다. 열교환기의 총괄 열전달계수는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_h} + \frac{t}{k_s A} + \frac{1}{(hA)_c} \tag{14}$$

여기서 우변의 첫째, 셋째 항은 고온부와 저온부에서의 대류열저항이고 우변의 둘째 항은 고체부에서의 전도열저항을 나타낸다. Re 와 Pr 이 클수록 h 가 증가하여 대류열저항이 감소한다. Kr 이 작아지면 k_s 가 감소하고 전도열저항이 증가한다. 결론적으로 전도열저항이 크고, 대류열저항이 작을수록, 본 연구에서 제안된 채널 배열로 인한 성능 향상이 증가한다고 볼 수 있다.

열교환기 재료로 열전달계수가 낮은 물질을 사용하는 건 바람직하지 않다. 하지만 고온에서의 부식, 내열성, 강도 등의 이유로 세라믹 등의 비금속 재료가 사용되는 경우가 있다. 또한 화학

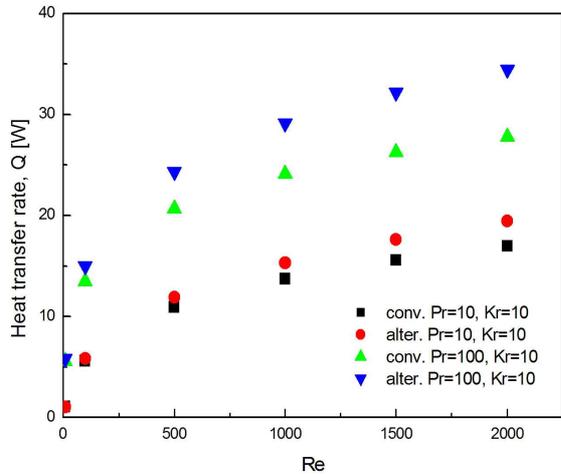


Fig. 8 Heat transfer rate as a function of Reynolds number for different channel arrays

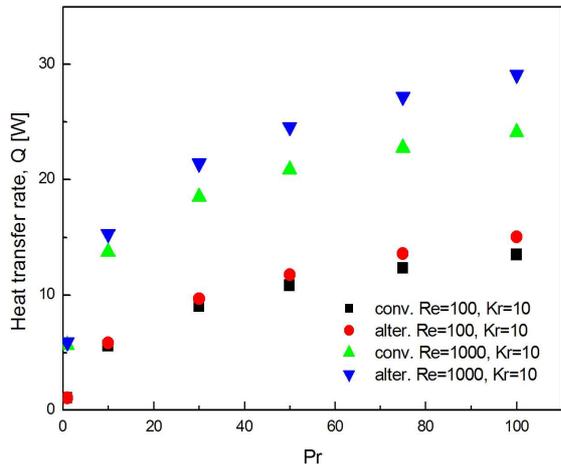


Fig. 9 Heat transfer rate as a function of Prandtl number for different channel arrays

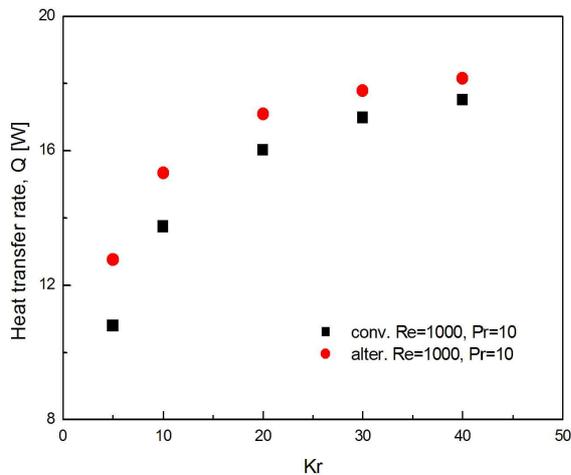


Fig. 10 Heat transfer rate as a function of Kr for different channel arrays

반응이 일어나는 반응기는 반응물 및 생성물로 부식성이 강한 물질이 존재하는 경우, 비금속 물

질을 사용해 제작하여야 한다. 이러한 열전도계수가 낮은 물질로 열교환기 또는 반응기를 제작할 때 본 연구에서 제안한 채널 배열을 적용하면 열성능 향상 효과를 볼 수 있을 것이다.

Prandtl 수는 유체의 종류에 따라 다양한 범위의 값을 갖는다. 공기를 포함한 기체는 보통 0 ~ 1 사이의 값을 갖고, 물과 비슷한 액체류는 1 ~ 10 사이의 값을 나타낸다. Pr가 높은 유체로는 글리세린과 엔진오일, 원유 등 오일 종류의 액체가 있다. 이러한 Pr가 높은 유체를 작동유체로 사용하는 열교환기에 본 연구에서 제안한 채널 배열을 적용할 수 있다. 본 연구에서는 마이크로채널에서 $Re \leq 2000$ 인 층류 유동만 고려하였다. 하지만 채널 크기가 크고 유속이 빠를 때, Re가 큰 난류 유동에 적용할 때 더 큰 성능 향상을 기대할 수 있다.

5. 결론

열교환기 성능 향상을 위하여 한 플레이트에 차가운 유체와 뜨거운 유체가 번갈아가며 흐르는 채널 배열을 제안하였다. 지배방정식과 경계조건으로부터 열교환기 성능에 영향을 미치는 요소는 Re, Pr, Kr이다. 단면 온도분포를 관찰한 결과, 기존 채널 배열은 가로 방향의 온도 구배가 세로 방향보다 낮다. 그에 비해 제안된 채널 배열은 가로, 세로 방향 온도 구배가 같다. 채널 벽의 열전달률도 기존 채널 배열은 가로 방향이 세로 방향보다 낮지만, 제안된 채널 배열은 가로, 세로 방향 열전달률이 같다. 새로운 채널 배열을 통하여 열전달 성능뿐만 아니라 열응력에 의한 변형을 줄일 수 있다.

Re, Pr이 증가할수록, Kr이 감소할수록 제안된 채널 배열로 인한 성능 향상이 증가한다. 열교환기의 총괄 열전달계수는 고온, 저온부의 대류열저항과 고체부의 전도열저항으로 나타낼 수 있는데, 전도열저항이 크고 대류열저항이 작을수록 제안된 채널 배열로 인한 성능 향상이 크다. 열전도계수가 작은 재료를 사용하고, Pr이 높은 유체를 작동 유체로 사용하고, Re가 큰 유동에 본 연구에서 제안한 채널 배열을 적용할 때 높은 열전달 성능 향상을 기대할 수 있다.

후 기

본 연구는 지식경제부(산업원천기술개발사업 :

10033687-2009-11) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., 1981, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electron. Device Lett.*, Vol. EDL-2, pp. 126~129.
- (2) Gromoll, B., 1998, "Micro Cooling Systems for High Density Packaging," *Rev. Gen. Therm.*, Vol. 37, No. 9, pp. 781~787.
- (3) Harris C., Kelly K., Wang T., McCandless A. and Motakef S., 2002, "Fabrication, Modeling, and Testing of Micro-Cross-Flow Heat Exchangers," *Journal of Microelectromech. Syst.*, Vol. 11, pp. 726~735.
- (4) Rachkovskij, D.A., Kussul, E.M. and Talayev, S.A., 1998, "Heat Exchange in Short Microtubes and Micro Heat Exchangers with Low Hydraulic Losses," *Microsystem Technologies*, pp.151~158.
- (5) Kang S.W., Chang Y.T. and Chang G.S., 2002, "The Manufacture and Test of (110) Orientation Silicon Based Micro Heat Exchanger," *Tamkang Journal of Science and Engineering*, Vol. 5(3), pp. 129~136.
- (6) Nikitin K., Kato Y., Ngo L., 2006, "Printed Circuit Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Performance in Supercritical CO₂ Experimental Loop," *Int. J. Refrig.*, Vol. 29(5), pp. 807~814.
- (7) Ngo, T. L., Kato, Y. and Nikitin, K., 2006, "New Printed Circuit Heat Exchanger with S-Shaped Fins for Hot Water Supplier," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, No. 8, pp.811~819.
- (8) Tsuzuki, N., Kato, Y. and Ishizuka, T., 2007, "High Performance Printed Circuit Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 10, pp. 1702~1707.
- (9) ANSYS, 2009, *ANSYS® Fluent 12.0 User's Guide*.