

# 인쇄기판형 열교환기의 유동방향 전도열전달에 관한 수치해석 연구

## Numerical Analysis on Longitudinal Heat Conduction in Printed Circuit Heat Exchanger

오동욱(Dong-Wook Oh)<sup>1</sup>, 김 영(Young Kim)<sup>2</sup>, 최준석(Jun Seok Choi)<sup>2</sup>, 윤석호(Seok Ho Yoon)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>조선대학교, 기계공학과, <sup>2</sup>한국기계연구원, 열공정극한기술연구실

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

<sup>2</sup>Department of Extreme Thermal Systems, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 305-343, Korea

(Received September 15, 2014; revision received October 10, 2014; Accepted: October 13, 2014)

**Abstract** Longitudinal heat conduction is known to be an important factor in the design of a printed circuit heat exchanger(PCHE) for cryogenic applications. Parasitic heat conduction through the heat exchanger frame needs to be considered because it is known to decrease the effectiveness of the heat exchanger. In this paper, a conjugate heat transfer problem in a simple counter-flow PCHE is analyzed by a computational fluid dynamics simulation. The effect of longitudinal conduction in a straight channel is compared with the theoretical effectiveness-NTU relationship that assumes a “thin” heat exchanger frame. The calculation results suggest that the theoretical model is valid in the present calculation conditions where NTU is < 13.

**Key words** Longitudinal heat conduction(유동방향 전도열전달), Printed circuit heat exchanger(인쇄기판형 열교환기), Cryogenic heat exchanger(극저온 열교환기)

† Corresponding author, E-mail: [shyoon@kimm.re.kr](mailto:shyoon@kimm.re.kr)

### 기호설명

$A_s$	: 열교환기 프레임 단면적
$c_p$	: 비열값
$D_h$	: 유로 수력직경
$f$	: 마찰계수(Darcy friction factor)
$k_{HX}$	: 열교환기 프레임 열전도율
$L$	: 유동방향 길이
$\dot{m}$	: 질량유량
NTU	: 전달단위수(Number of transfer unit)
$\Delta P$	: 압력 강하
$\dot{Q}_{cond}$	: 전도열전달량
$\dot{Q}_{conv}$	: 대류열전달량
Re	: 레이놀즈 수
$u$	: 유속

### 그리스 문자

$\epsilon$	: 유효도
$\lambda$	: longitudinal conduction parameter
$\rho$	: 밀도

### 1. 서 론

인쇄기판형 열교환기는 수백 마이크로미터에서 수 밀리미터에 이르는 유로가 식각된 단위 박판들을 적층하여 확산접합(diffusion bonding) 방식으로 제작한 열교환기를 지칭한다. 기존의 셸튜브(shell-tube) 혹은 판형(plate-fin) 타입의 열교환기들에 비해 인쇄기판형 열교환기는 높은 집적도(전열면적 대비 열교환기 부피의 비율)를 가지는 것으로 알려져 있다.<sup>(1)</sup>

또한 단위 박판들이 확산접합 과정이라는 동종금속만의 접합을 통하여 열교환기 전체가 단일 집합체가 되기 때문에 브레이징 혹은 용접과 같이 이중금속이 사용되어 접합된 열교환기와 비교하면 높은 기계적인 강도와 내구성을 가진다. 이 때문에 초고압, 극저온 등의 극한 환경에서 사용되며 높은 신뢰성이 확보되어야 하는 원자력 발전 플랜트, 해상용 천연가스 액화 플랜트 등에서 그 응용사례를 찾아볼 수 있다.<sup>(2)</sup>

이 중 천연가스 액화 플랜트와 같이 극저온 환경에서 작동하는 인쇄기판형 열교환기의 경우, 일반적인 열교환기에서는 크게 고려되지 않는 열교환기 프레임

으로의 유동 방향 전도열전달(longitudinal heat conduction)이 유체로의 대류열전달과 비교하여 무시할 수 없는 값을 가지는 것으로 알려져 있다. 이는 유체의 열전도율이 급격하게 감소하는 극저온 환경 때문에 기인하는 요인 외에 유로가 차지하는 부피 대비 열교환기 전체 부피 비가 일반적으로 낮은 인쇄기관형 열교환기의 고유 특성 때문이다. 이 때문에 극저온 환경에서 작동하는 인쇄기관형 열교환기의 경우, 유동 방향 열전도의 영향이 열교환기 설계 시 반드시 반영되어야 한다.

인쇄기관형 열교환기의 유동방향 열전도에 대한 실험적 분석은 일부 보고된 바 있다. 하지만 열교환기 내부 프레임을 통한 유동 방향 전도열전달을 분석하기 위한 방법으로 전산유체역학(CFD) 해석이 선호되고 있다.<sup>(3)</sup> 본 연구에서는 상용 열유동 해석 프로그램인 ANSYS-FLUENT를 이용하여 인쇄기관형 열교환기를 모사한 단순 대향류(counter flow) 유로 형상에 대한 CFD 해석을 수행하였다. 또한 인쇄기관형 열교환기 설계에 사용할 수 있는 유동방향 열전도가 고려된 기존 유용도-전달단위수(NTU) 관계식과의 비교를 위하여 유체의 유속과 열교환기의 길이에 따른 열교환기의 유용도와 유동방향 열전도를 정량적으로 분석하였다.

## 2. 계산영역 및 해석조건

인쇄기관형 열교환기의 기본 열교환 구조를 구현하기 위하여 Fig. 1과 같은 폭 1 mm, 두께 1 mm의 유로와 그 주위의 열교환기 프레임을 해석 대상으로 하였다. 채널 재질 안에서의 전도 열전달이 고려된 복합 열전달(conjugate heat transfer) 계산을 수행하였다.

CFD 해석은 직선 형태의 유로를 기본으로 하였으며, 대향류에서 가열, 냉각되는 유체를 각각 온도 173 K, 273 K의 기체 질소 유동으로 모사하였다. 실제 인쇄기관형 열교환기의 유로 단면은 반원에 가까운 형태이나, 본 연구에서는 유로의 단면을 가로, 세로 각각 1 mm인 정사각형으로 모사하였다. 가열 및 냉각 유로의 질량유량은 동일하게  $1 \times 10^{-6}$ 에서  $16 \times 10^{-6}$  kg/s까지 변화를 주었다. 이는 Re 수 137에서 2140까지의 범위에 해당된다. Re 수의 계산에 사용된 동점성계수는 입구 온도가 아닌 유체의 평균 온도에 해당하는 물성을 사용하였다.

인쇄기관형 열교환기의 유동 길이에 따른 유동방향 열전도를 분석하기 위하여 해석 대상이 되는 단위 열교환 구조의 길이를 100 mm에서 400 mm까지 변화하였다. CFD 계산에 사용된 질소 및 열교환기 프레임 물질인 스테인리스강의 열전도율, 비열 및 점도는 온도에 따른 함수로 계산에 적용하였다. Fig. 2에는 계산에 사용된 온도에 따른 기체 질소와 스테인리스강 316의 열전도율을 표시하였다. 질소와 스테인리스강의 경우

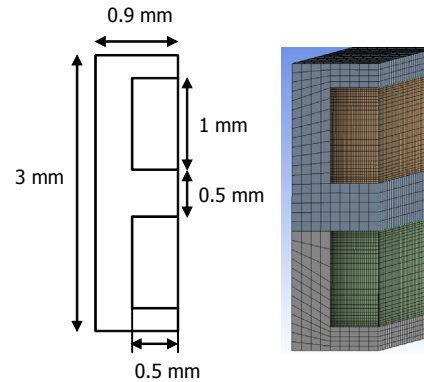


Fig. 1 Cross-section of the calculation domain and generated mesh for the CFD simulation.

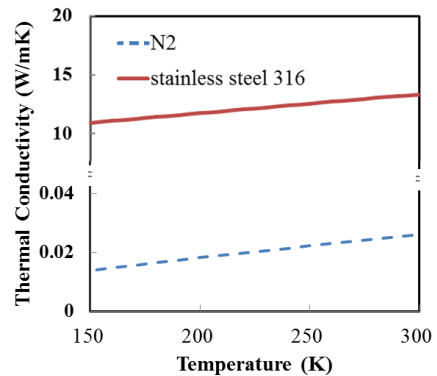


Fig. 2 Temperature dependent thermal conductivity of N<sub>2</sub> gas and stainless steel 316.

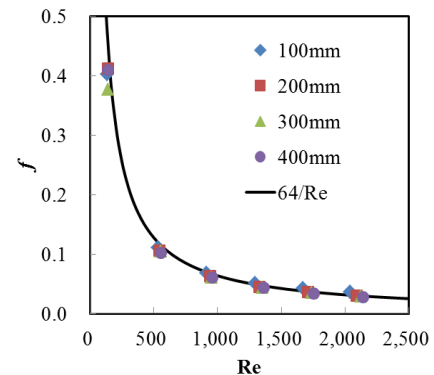


Fig. 3 Friction factor depending on Re and the length of the flow channel.

173 K에서 273 K로 증가할 경우 열전도율이 각각 50%, 20% 증가한다.

계산 영역 및 계산 격자를 검증하기 위하여 채널에서의 압력 강하량을 이론적인 관내유동의 압력 강하값과 비교하였다. 여기서  $f$ 는 Darcy 마찰계수로 다음 식과 같이 정의된다.

Table 1 CFD simulation conditions

	Hot side	Cold side
Inlet temp.	273 K	173 K
Fluids	gaseous N <sub>2</sub>	
Flow rate	1-16×10 <sup>-6</sup> kg/s	
Channel length	100, 200, 300 and 400 mm	

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u^2 L} = \frac{64}{Re} \quad (1)$$

여기서  $\Delta P$ 는 유로 입출구 사이 압력차,  $L$ 은 유로의 길이,  $\rho$ 는 유동 유체의 밀도,  $u$ 는 유체의 평균속도,  $D_h$ 는 유로의 수력직경이다.

일반적으로 관내층류유동의  $f$ 는  $64/Re$ 로 나타낼 수 있다.<sup>(4)</sup> Fig. 3에서 작동 유체의 유속과 유로 길이에 따라서 계산된 압력 강하값은 이론값과 잘 맞는 것을 확인할 수 있다.

열교환 구조의 열전달 성능을 비교하기 위하여, 가열 및 냉각 채널 출구에서의 평균 온도와 열교환기 프레임면의 평균 온도 계산을 통하여 열교환기 유용도( $\epsilon$ )를 계산하였다.

본 연구와 같이 가열과 냉각 측 유체의 열용량률(heat capacity rate)이 동일한 경우, 일반적으로 대향류 열교환기의 유용도와 전달단위수(NTU) 관계는 아래와 같이 나타낼 수 있다.<sup>(4)</sup>

$$\epsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (2)$$

유동방향 열전도 영향이 큰 열교환기의 경우 식(2)보다 낮은 유용도를 가지는 것으로 알려져 있다.

반면 유동방향 열전도의 영향을 정량화하기 위하여 아래식과 같이 유동 방향으로의 전도열전달율과 대류 열전달율의 비율( $\lambda$ , longitudinal conduction parameter)을 정의할 수 있다.<sup>(4)</sup>

$$\lambda = \frac{k_{HX} A_s}{m c_p L} \quad (3)$$

여기서  $k_{HX}$ 는 열교환기 프레임의 열전도율,  $A_s$ 는 열교환기 프레임의 유동방향 단면적,  $m$ 은 질량유량과  $c_p$ 는 유체의 평균 비열,  $L$ 은 유로의 길이이다.

열교환기 내부의 유동방향 열전도 영향은 비유용도(ineffectiveness,  $1-\epsilon$ )와 NTU의 관계를 일반적으로 비교하게 되며, 단순 대향류 열교환기의 경우 Kroeger에 의

하여 다음의 관계식이 제시된 바 있다.<sup>(5)</sup>

$$1-\epsilon = \frac{1}{1+NTU \left( 1 + \lambda \sqrt{\frac{\lambda NTU}{1+\lambda NTU}} \right) / (1+\lambda NTU)} \quad (4)$$

위 식은 열용량률이 1이며, NTU가 3 이상인 경우 적용될 수 있다. 위 식에 의하면,  $\lambda = 0$ 인 경우에는 비유용도와 NTU의 관계식이 식(2)와 동일하며,  $\lambda$ 값이 증가할수록 비유용도가 커지는 것으로 나타난다.

식(4)를 통하여 유동방향 열전도의 영향을 고려하여 열교환기의 전열면적 혹은 출구 온도 등을 예측할 수 있다. 하지만 위 식은 열교환기 프레임 내부의 전도 열전달을 선형적이며 유동방향으로 1차원적이라고 가정하기 때문에 유로가 일반적으로 짧거나, 가열/냉각 유체의 열용량률의 차이가 큰 운전 조건에는 실제와 큰 오차를 가질 수 있다.<sup>(6)</sup> 또한  $\lambda$ 는 유동 유체 열용량률의 함수이며 NTU값에 따라 변화하게 된다. 이 때문에 유용도-NTU 관계식이 직관적이지 않은 비선형 형태의 방정식이 된다.

본 연구에서는 주어진 인쇄기판형 형상에 대하여 유로의 Re와 유동 길이에 따른 유용도-NTU 관계를 살펴보고, Kroeger가 제시한 관계식과의 차이에 대하여 분석하였다.

### 3. 해석결과 및 분석

앞서 제시된 단순 대향류 인쇄기판 열교환기의 유로에서 가열/냉각 유동의 Re 수와 유동 길이에 따라서 CFD 해석을 수행한 결과를 분석하였다.

Fig. 4는 채널 길이 100 mm, Re = 1700 계산 결과에 대한 온도 분포를 도시하였다. 상부(냉각)와 하부(가열) 유로에서 각각 온도 경계층이 발달하며, 열교환기 프레임을 통하여 전도열전달의 영향 때문에 프레임 내부와 유로 유체의 온도편차가 상이한 것을 관찰할 수 있다.

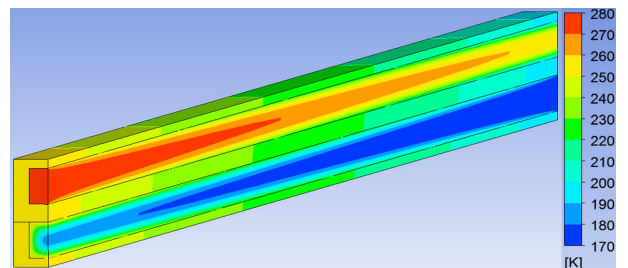


Fig. 4 Temperature contour plot of hot and cold channel at Re = 1700 for flow channel length of 100 mm.

가열/냉각 유로에서의 전도열전달과 대류열전달을 정량적으로 분석하기 위하여 열교환기 프레임과 가열/

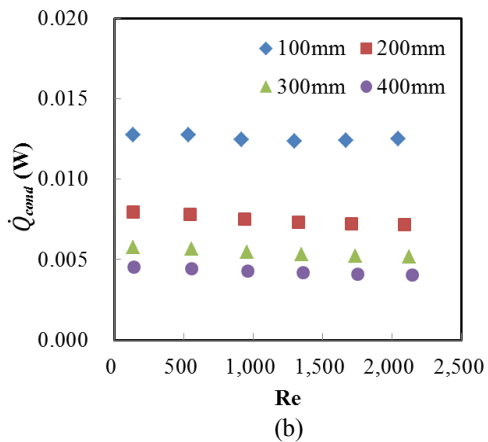
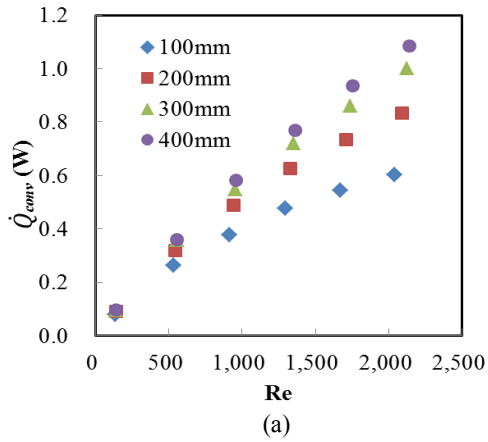


Fig. 5 Calculation results of (a) convection heat transfer rate and (b) conduction heat transfer rate depending on the Re and flow channel length.

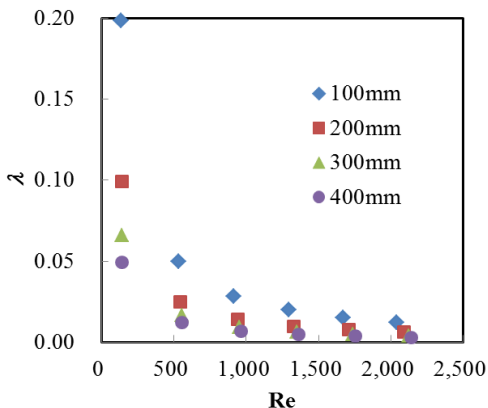


Fig. 6 Calculation result of longitudinal conduction parameter and Re for various channel length.

냉각유체의 입출구 및 평균온도를 계산하였다. 이를 바탕으로 유체로의 대류열전달량 및 프레임 내부의 전도열전달량을 계산한 결과는 Fig. 5에 표시하였다. 여기서  $Q_{cond}$ 는 열교환기 프레임 내부의 전도열전달량,  $Q_{conv}$ 는 유동 유체로의 대류열전달량이다.

예상대로  $Q_{conv}$ 는 Re 수와 유로 길이가 클수록 증가하였다. 반면  $Q_{cond}$ 는 Re 수가 증가함에 따라 소폭 감소하는 경향을 보여주고 있다. 또한 가장 짧은 유로의 길이(100 mm)에서 전도열전달량이 가장 크며, 동일한 Re에서 유로 길이가 증가할수록 전도열전달량이 작아지는 것을 관찰할 수 있다. 이는 열교환기 프레임 양 끝의 평균 온도차이는 유로 길이가 증가함에 따라 소폭 증가하나, 유로 길이가  $Q_{cond}$  계산 시 분모에 위치하게 되어 유로 길이가 클수록  $Q_{cond}$ 이 작아지기 때문이다. 열교환기 프레임의 입출구 온도차는 유로 길이가 100 mm인 경우에는 Re 수에 따라 60.4에서 61.7 K 사이에 분포하였으며, 유로 길이가 400 mm인 경우에는 78.6에서 87.5 K에 분포하였다.

Re 수와 유로 길이에 따른  $\lambda$ 는 Fig. 6에서 확인할 수 있다. 가장 낮은 Re 수에서  $\lambda$ 값은 최대 0.2이며, 유로길이가와 Re 수가 증가할수록 감소한다.  $\lambda$ 값의 물리적인 의미는 원칙적으로  $Q_{cond}$ 와  $Q_{conv}$ 의 비율을 나타낸다. 하지만 Fig. 5의 결과와 Fig. 6를 비교할 때 동일 Re에서  $Q_{cond}/Q_{conv}$ 이  $\lambda$ 값과는 일치하지 않음을 확인할 수 있다. 이는 유체의 입출구 온도차와 열교환기 프레임 입출구의 온도차가 상이하기 때문이다. Re 수와 열교환기 유용도 및 NTU 관계는 Fig. 7에 나타났다. 유용도 및 NTU는 Re와 유로길이가 증가함에 따라서 예상대로 감소하는 것으로 나타났다.

비유용도와 NTU의 관계는 Fig. 8에 나타났다. 실선으로 표시된 것은 식(2)를 통하여 계산된 유동방향 전도열전달의 영향이 없는 이론 유용도값이다. 점선은  $\lambda$ 값에 따른 식(4)의 계산 결과를 표시하였다.

Fig. 8에서 모든 NTU 구간의 계산결과가 식(2)와 일치하는 경향을 보여주고 있다. 낮은 NTU( $NTU < 3$ ) 영역에서는 식(4)가 적용되지 않으며, 유동방향 전도열전달의 효과가 유용도에 영향을 미치지 않는 것으로 알려져 있기 때문이다. 하지만 NTU 값이 5 이상인 경우에는  $\lambda$ 값이 0.02 이상이며, 식(4)와 Fig. 8에 의하면 뚜렷하게 유동방향 전도열전달에 효과 때문에 유용도 감소가 예상이 된다. 하지만 계산 결과 유용도 감소는 유동방향 전도열전달 효과를 무시한 식(2) 대비 2% 미만인 것으로 분석된다. 반면 식(4)를 통하여 예측한 유용도값은 실제 계산결과와 최대 11%의 차이를 가지는 것으로 확인된다.

본 연구에서 대상이 되는 최대 유동길이 400 mm의 PCHE에서 유동방향 전도열전달은 열교환기의 유용도에 큰 영향을 주지 못하는 것으로 나타났다. 또한 기존 Kroeger가 제시한 유동 방향으로의 전도열전달율과 대류열전달율의 비율로 계산한 이론 유용도값은 CFD

해석을 통해 구한 결과 값과는 차이를 나타냈다. 오히려 계산 결과는 전도열전달을 고려하지 않은 기존 유

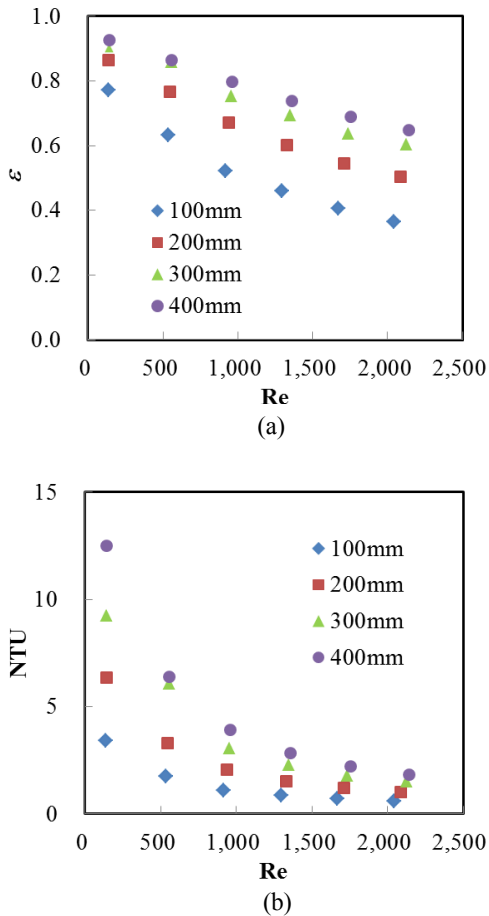


Fig. 7 Calculation result of the relationship between Re and (a) effectiveness and (b) NTU of the heat exchanger.

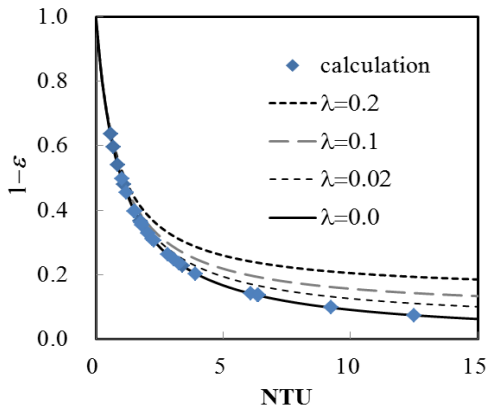


Fig. 8 Calculation result of the relationship between heat exchanger ineffectiveness ( $1-\epsilon$ ) and NTU.

용도-NTU 이론식과 일치하였다.

위와 같은 결과의 보다 자세한 원인 분석을 위하여, 유동방향 전도열전달의 영향이 보다 큰, 20 이상의 높은 NTU 영역에서 CFD 해석 결과와 식(4)의 비교가 필요한 것으로 판단된다. 또한 다양한 유로크기, 유로길이 및 열교환기 재질에 대한 추가적인 CFD 해석이 필요한 것으로 사료된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 극저온 환경에서 작동하는 인쇄기관형 열교환기의 열유동 성능 분석을 위하여 CFD 해석을 수행하였다. 대항류 유동의 기본 열교환 구조에 대하여 유속 및 채널길이 별로 열교환기의 유용도를 계산하였다. Kroeger가 제시한 유동 방향으로의 전도열전달과 대류열전달의 비율로 예측된 유용도는 본 계산결과와 차이를 보였다. 유동방향 전도열전달을 고려하지 않은 이론 유용도값과 계산 결과가 일치하는 것을 확인하였으며 이에 대한 보다 자세한 원인 분석을 위하여 추가적인 유로 형상 및 유동 조건에 대한 해석이 필요하다.

#### 후 기

본 연구는 국토교통부 LNG플랜트사업단의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

#### References

1. Reay, D., Ramshaw, C., and Harvey, A., 2008, Process intensification : Engineering for efficiency, sustainability and flexibility, Butterworth-Heinemann, UK.
2. Pua, L. M. and Rumbold, S. O., 2003, Industrial micro-channel devices-Where are we today?, Proceedings, First International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, NY, USA.
3. Oh, D. W., Yoon, S. H., Kim, D. J., and Choi, J. S., 2011, Numerical analysis in designing microchannel heat exchanger for cryogenic application, Proceedings, International Air-Conditioning and Refrigeration Conference, ICACR 2011, Gangwon-Do, Korea.
4. Shah, R. K. and Sekulic, D. P., 2003, Fundamentals of heat exchanger design, Wiley, Hoboken, NJ.
5. Kroeger, P. G., 1967, Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effect, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 12, pp. 363-372.
6. Maranzana, G., Perry, I., and Maillet, D., 2004, Mini- and micro-channels : influence of axial conduction in the walls, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, No. 17-18, pp. 3993-4004.