

## 주름진 판형 열교환기의 성능향상에 관한 연구

오윤영\*, 유성연\*\*, 고성호\*\*\*

### A Study on the Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers with Corrugated Wall

Yunyoung Oh\*, Seongyeon Yoo\*\* and Sungho Ko\*\*\*

**Key Words** : Heat Exchanger(열교환기), Corrugated Angle(주름각), Heat Transfer Enhancement(열전달 향상), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학)

#### Abstract

The present study deals with CFD analysis of a plastic heat exchanger with corrugated wall. This exchanger has sinusoidal corrugations, and the flow through the exchanger is three dimensional. In addition, CFX-5.4, a commercial code utilizing unstructured mesh, was used as a computational method for solving RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes) equations, and the applied turbulence model is k-ε model. The factors to affect the efficiency of a plastic heat exchanger are heat conductivity, flow characteristics and so on. For those two factors, heat conductivity is fixed by the wall material. Therefore, the flow along the corrugation affects the efficiency more, provided the same material. In conclusion, the heat transfer enhancement of a plastic heat exchanger with corrugated wall can be recognized from the flow characteristics such as velocity streamline, local heat transfer coefficient, velocity contour, and pressure contour. To confirm the results, both of the measured and the computational data for pressure loss were compared with each other, and they were identical.

#### 1. 서론

쾌적한 환경을 위해서 냉난방 공조 시스템이 많이 쓰이고 있다. 이러한 공조 시스템에서 에너지를 절약하기 위해서는 실내 공기를 밀폐, 단열 시켜야 한다. 이로 인해서 실내공기가 탁해지 는 것을 막고자 환기가 필요하게 되었으며 외부로 빠져나가는 실내의 열을 회수하고자 배기열 회수 장치를 사용하게 되었다. 지금까지 배기열 회수 장치로는 알루미늄 재질의 평판형 열교환 기를 많이 써 오고 있으나 열전달 성능 면에서는 주름진 판형 열교환기 보다 좋지 못한 것이 사실이다. 현재는 알루미늄 말고 도 플라스틱, 종이, 부직포 등 다양한 비금속 재질이 사용되고 있으며 이런 비금속 재질은 금속 재질보다 열교환기의 단가, 경량화, 부식성에 대하여 장점을 가지고 있다. 여기서 플라스틱은 다른 비금속 재질 보다 성형성이 우수하지만 금속재질인 알루미늄보다 열전도계수가 매우 낮기 때문에 열전달 성능을 향상시키 기 위해서는 열전달 계수를 향상시키는 방법이 연구되어야만 한다. 열전달 계수를 향상시키는 방법으로는 전열면에 리브(rib)를 부착하거나 그루브(groove), 딤플(dimple) 또는 물결(corrugate) 형상의 전열판을 이용하는 기술이 소개되고 있다. 이러한 플라스틱 판형 열교환기에 대한 연구는 평판형, 평판-핀형, 난류 촉진형, 물결형 열교환기에 대하여 실험을 통해 연구되었으며 전체 압력 손실과 평균열전달계수를 구함으로써 이들 각 형태에 대한 성능을 분석하였다. 이들 형태 중에서 플라스틱 물결형 열

교환기가 열전달 성능에서 좋은 결과를 얻었다.<sup>[1]</sup>

실험을 통해 열교환기의 국소열전달계수를 측정하기 위해서는 열전대를 부착하거나 적외선 카메라나 Liquid Crystal을 이용하는 방법 등이 있으나 이들 방법은 매우 복잡한 유동에 대하여는 국소열전달계수 분포를 얻기에는 어려운 점이 많이 있다. 이렇듯 열교환기의 연구에서 실험이나 이론만으로는 얻기 어려운 부분인 유동특성, 압력손실, 국소열전달계수 분포와 같은 문제에 대하여 정량적 성능해석을 위해서는 전산유체해석이 필요하다. Ciofalo<sup>[2]</sup>과 Mehrabian<sup>[3]</sup>은 주름진 판의 단위 셀 형상에 대하여 주기조건을 사용하여 유동과 열전달에 대하여 실험과 전산해석을 수행하였고 Sawyers<sup>[4]</sup>는 계란지(egg carton)형상에 대한 열전달 향상에 대하여 전산유체해석을 하였다.

따라서 본 연구는 플라스틱 물결형 열교환기에 대하여 전산 해석하여 열교환기의 국소열전달계수 분포, 유동특성과 압력손실에 대하여 알아보고 열교환기의 설계 방향을 제시하는데 그 목적이 있다.

#### 2. 지배 방정식 및 전산 해석 방법

##### 2.1 지배방정식

플라스틱 물결형 열교환기에서 유동특성과 열전달을 해석하기 위한 지배방정식으로는 다음과 같은 것들이 있다. 연속방정식, 운동량방정식을 나타내면, 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

\* 충남대학교 대학원, ohyy@netian.com

\*\* 충남대학교 기계설계공학과, syyooh@cnu.ac.kr

\*\*\* 충남대학교 기계설계공학과, sunghoko@cnu.ac.kr

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

운동량방정식(2-2)에서  $\overline{\rho u_i' u_j'}$ 는 Reynolds stresses이며, Boussinesq의 가설에 의하면 다음식(2-3)과 같이 표현된다.

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

난류점성계수(와점성계수)  $\mu_t$ 는 난류 운동에너지  $\kappa$ 와 소멸율  $\varepsilon$ 로, 식(2-4)처럼 표현될 수 있다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

여기서  $C_\mu=0.09$ 를 사용하였으며,  $\kappa, \varepsilon$ 의 초기값은 integral length-scale, velocity-scale을 사용하여,  $\kappa = \frac{1}{2} \sum_i \overline{u_i'}^2$ ,  $\varepsilon = \frac{\kappa^{3/2}}{L}$ 와 같이 표현될 수 있으며, 그리고 난류 운동에너지  $\kappa$ 와 소멸율  $\varepsilon$ 에 대한 방정식은 다음 식과 같다.

$$\frac{\partial(\rho \kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \kappa)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right) + G_\kappa - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 \varepsilon G_\kappa - \rho \varepsilon) \quad (6)$$

에너지 방정식을 나타내면, 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho C_p \left[ \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] - \overline{\rho C_p u_i' T'} \right) + \frac{\dot{q}'''}{\rho C_p} \quad (7)$$

지배방정식과 난류방정식을 일반형으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) + S_\Phi \quad (8)$$

식(8)에서 좌변 첫 번째 항은 검사체적 내의 시간에 따른 물

리량의 변화를 나타내고, 두 번째 항은 대류항(convection term), 우변 첫 번째 항은 확산항(diffusion term), 두 번째 항은 생성항(source term)을 나타낸다. 변수  $\phi$ 에 따라서 지배방정식이 달라지며,  $\phi=1$ 인 경우 연속방정식,  $\phi$ 가 속도성분인 경우에는 운동량방정식,  $\phi$ 가 엔탈피인 경우에는 에너지 방정식을 각각 나타낸다. 각각의 지배방정식에 대한 확산계수  $\Gamma_\phi$ 와 생성항  $S_\phi$ 는 다른 형태로 표시된다. 유한체적법(FVM: Finite Volume Method)을 사용한 검사 체적에 대한 지배방정식(8)의 차분 방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\Phi_p \sum_i (A_i - S_p) = \sum \text{for } m_i (A_i \Phi_i) + S_c \quad (9)$$

## 2.2 전산해석 방법

플라스틱 물결형 열교환기의 계산은 범용 열유체 해석 코드인 CFX-5.4를 사용하였다. CFX-5.4는 비구조체 사면체 격자를 생성할 수 있으며 육면체 격자에 대해서도 해석에 사용할 수 있고 전 처리장치인 CFX-Build, solver인 CFX-5 Solver와 후 처리장치인 CFX-Visualise로 되어있다. 난류모델은 일반적으로 많이 사용하는 k-ε 모델을 사용하였다. k-ε 모델은 난류 운동에너지  $\kappa$ 와 소멸율  $\varepsilon$ 에 대한 방정식으로 나타내며 식 (5), (6)과 같다.

계산영역은 Fig. 1과 같이 온도가 서로 다른 두 유체가 직교하여 흐르며 두 유동사이에 폴리프로필렌의 물성치를 넣어 고체 도메인(solid domain)영역으로 계산하였고 두 유체유동 부분은 유체 도메인(fluid domain)영역으로 계산하였다. 판의 크기는 150mm\*150mm이며 주름의 교차각은 위판과 아래판이 90도로 교차한다. 주름의 한 주기 길이와 높이는 6mm, 4mm로 하였다.

격자구성은 Fig. 2와 같이 비구조체 사면체 격자로 구성하였으며 격자수는 40만개를 사용하였다.

두 입구영역에서의 유체의 온도는 각각 288.15K, 308.15K이며 속도는 1m/s에서 5m/s까지 1m/s씩 증가시키고 양쪽 벽면은 단열조건을 써서 계산을 하였다. 두 유체의 입구와 출구는 Fig. 1에서 보는 바와 같다. 고체 도메인과 유체 도메인 사이의 열전달 부분은 유체-고체 경계면(fluid-solid interface)을 사용하여 계산하였다.

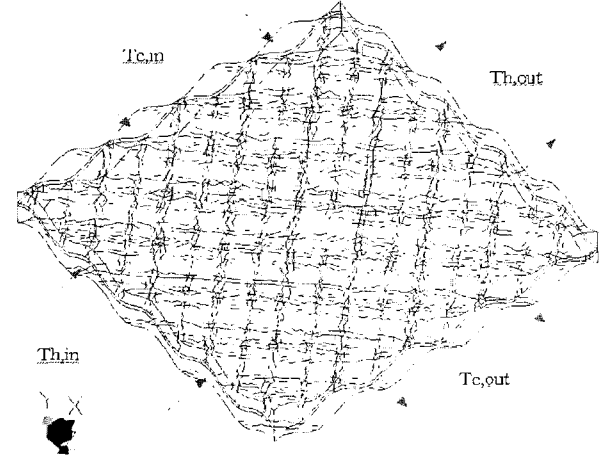


Fig. 1 Coordinate system and boundary surface in the physical domain

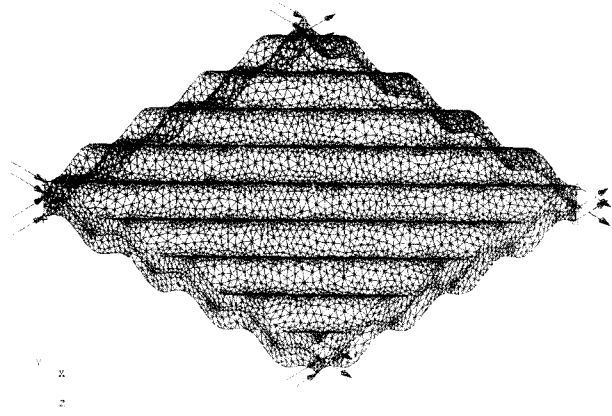


Fig. 2 Grid of heat exchangers with corrugated wall

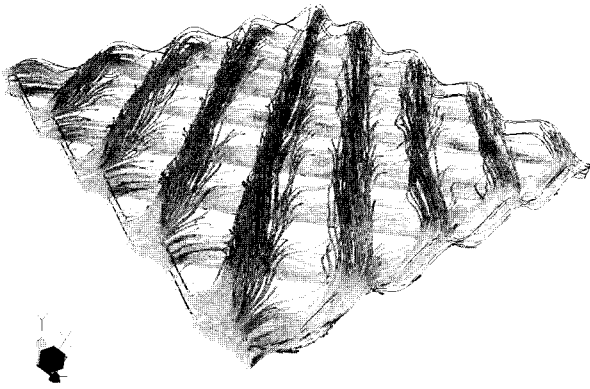


Fig. 3 Velocity streamline of heat exchangers with corrugated wall

### 3. 전산해석 결과 및 고찰

물결형 열교환기의 유동 특성에 대한 것은 Fig. 4과 같이 입구에 대하여 속도유선을 그림으로써 알 수 있다. 두 주름진 판의 교차각이 90도로 되어 있어 판의 골을 따른 두 방향의 주 유동이 형성된다는 것을 보여 주고 있으며 이 유동은 계속 흘러 옆 벽면까지 도달하게 되어 있다. 벽면에 도달한 유동은 다시 90도 각으로 꺾여서 종진과는 다른 방향과 위치로 흐르게 된다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 벽면에 도달한 유동은 방향이 90도로 바뀌면서 유동 속도가 빨라지는 것을 알 수 있다. 또한 두 판의 주름이 접하는 부분 주위로 속도 분포가 빠르게 형성되는 것을 볼 수 있으며 입구 영역에서는 접촉 부위의 뒤쪽에서 역유동(back flow)이 형성되는 것을 볼 수 있다. 유동이 서로 다르게 움직이는 부분에 대해서는 격자를 더 밀집 시켜야 했지만 판이 물결형이라 격자의 밀집이 어려워 균일한 격자로 계산을 하였으며 PC의 성능 한계로 더 많은 격자를 사용하지는 못하였다. Fig. 4는 유동축의 중간에서 수직으로 자른 단면에 대한 속도 분포로서 골과 산 부근으로 속도가 빠르게 형성되는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 Fig. 4의 단면에서 압력 분포를 나타낸 것으로서 접촉부위 전후에서의 압력강하가 많이 일어난다는 것과 서로 다른 방향의 두 유동의 경계부위에서 압력이 크게 형성되는 것을 볼 수 있다. 유동이 사인(sinusoid)형상의 주름을 넘어가면서 압력강하가 생기는 것을 볼 수 있다. 이것은 Fig. 4의 "X"형으로 형성된 작은 값의 속도 벡터 부분으로서 사인형상 벽면의 영향으

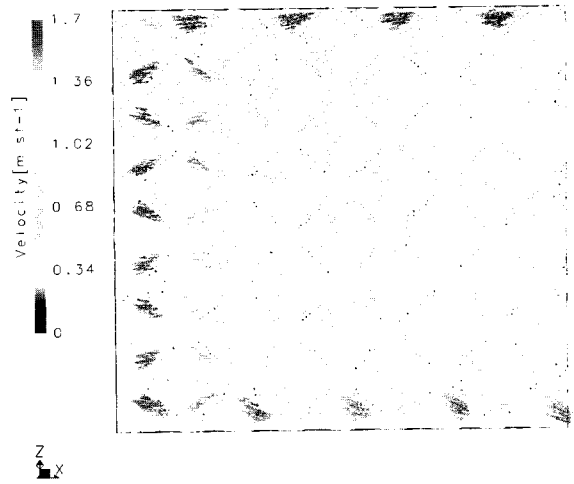


Fig. 4 Velocity vectors on the wall at  $y=4\text{mm}$  for the heat exchangers with corrugated wall

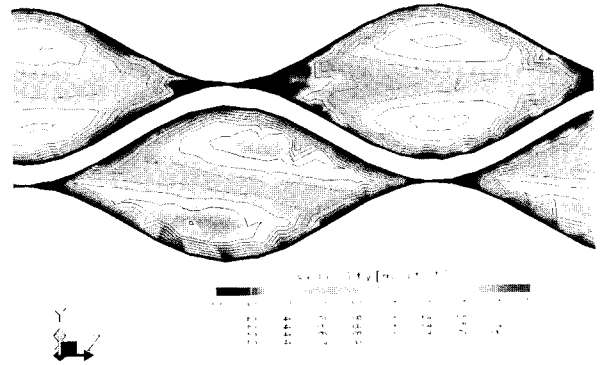


Fig. 5 Velocity contour at cross section downstream of heat exchangers with corrugated wall

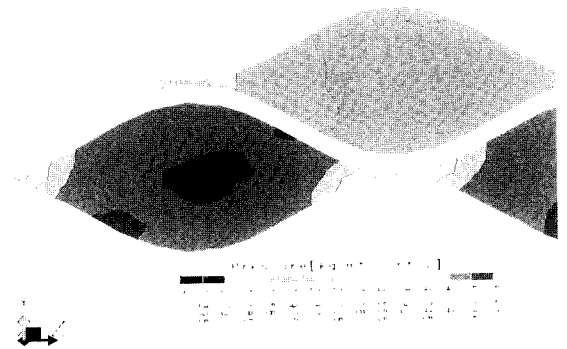


Fig. 6 Pressure contour at cross section downstream of heat exchangers with corrugated wall

로 기인한 것이다.

플라스틱 물결형 열교환기의 레이놀드수(Re)에 따른 압력강하를 실험 값과 전산해석 된 값으로 비교하여 Fig. 7에 나타내고 있다. 레이놀드수는 입구에서의 폭과 사인형상의 높이를 특성 길이로 잡아서 구하였으며 계산결과가 실험 값과 경향이 일치한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 국소열전달계수의 분포를 위, 아래 판에 대하여 나타낸 것이며 판의 접촉부위에서 높게 나타나는 것을 알 수 있다.

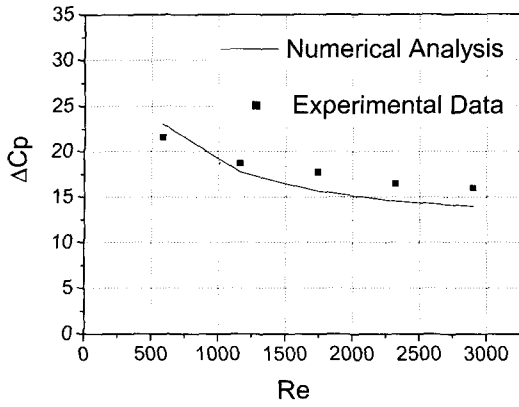


Fig. 7 Comparison of Pressure drop  $\Delta C_p$  for heat exchangers with corrugated wall

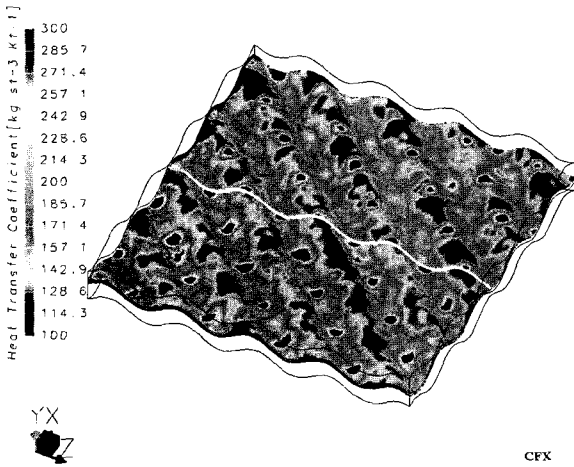


Fig. 8 Local heat transfer coefficient for the mid wall of heat exchangers with corrugated wall

Fig. 9의 온도차에 대한 그래프에서 알 수 있듯이 접촉부위에서 온도차가 작게 나오는 것과 사인형상의 접촉으로 인한 두 판 사이의 간격이 줄어들어 국소열전달계수가 높게 나오는 것이며 실제의 실험에서는 열교환기의 두 판이 접촉되어 있으나 전산해석에서는 격자의 생성에 문제가 있어 0.1mm의 공간을 두었다. 주 유동은 이 작은 간격의 공간으로 큰 영향이 없다는 것을 Fig. 9에서 알 수 있다. Fig. 9는 물결형 열교환기 가운데판의 산에 해당하는 부분을 경계로 하여 면에 수직하게 자른 형상을 나타내며 a-a', b-b' 선을 따라서 온도를 구하였다. 이렇게 구한 온도는 Fig. 9과 같이 판의 온도차를 두 유체 입구 온도차로 나누어 판의 단면형상에 따른 그래프로 나타내었다. Fig. 9의 두 밑변은 열교환기의 길이에 대하여 무차원 시킨 값이다.

#### 4. 결론

Fig. 9에서 알 수 있듯이 물결형 열교환기의 유동은 두 판의 물결을 따라가고 유동이 벽면에 닿으면 서로 위치와 방향이 반대로 흐른다는 걸 알 수 있다. 이것은 유동이 입구에서 출구로 나가는 시간을 늘려주는 효과가 있다. 이로 인해서 두 유체는 판을 경계로 열전달이 잘 일어나며 결과적으로는 전열 면적의 증가효과가 있는 것이다.

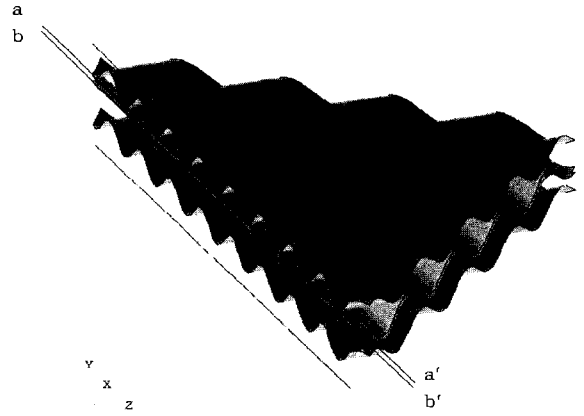


Fig. 9 The geometry of corrugated channels

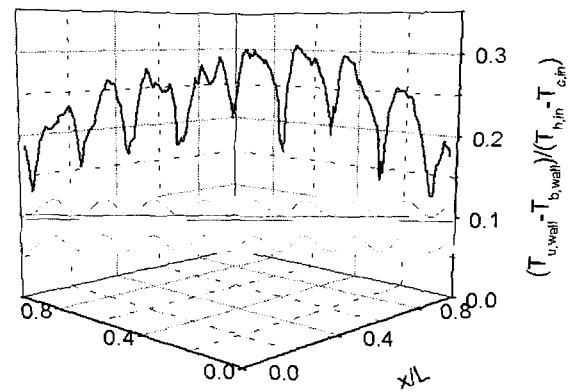


Fig. 10 Computed, temperature distribution along a-a', b-b' line of Fig. 9

#### 후기

본 연구는 에너지 관리공단에서 시행한 에너지·자원기술개발사업 수행결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- [1] 김기형, "플라스틱 판형 열교환기의 성능에 관한 연구" 충남대학교 대학원 석사학위 논문, (2002).
- [2] M. Ciofalo, J. Stasiek and M.W. Collins, "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages - II. Numerical simulations" International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 39 (1995), pp.165-192.
- [3] M.A. Mehrabian and R. Poulter, "Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach" Applied Mathematical Modelling, Vol. 24 (2000), pp.343-364.
- [4] David R. Sawyer, Mihir Sen, Hsueh-Chia Chang, "Heat transfer enhancement in three-dimensional corrugated channel flow" International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 41 (1998), pp.3559-3573.