

# 주기적인 채널형상을 갖는 고밀도 열교환기의 열유동 성능해석

김민환,<sup>\*1</sup> 이원재<sup>2</sup>

## THERMAL-FLUID PERFORMANCE ANALYSIS OF COMPACT HEAT EXCHANGERS HAVING A PERIODIC CHANNEL CONFIGURATION

M.H. Kim<sup>\*1</sup> and W.J. Lee<sup>2</sup>

*A periodic CFD approach for the performance analysis of compact high temperature heat exchangers is introduced and applied to selected benchmark problems, which are a fully developed 2D laminar heat transfer, a conjugate heat transfer between parallel plates which have exact solutions, and a heat transfer in a real high temperature heat exchanger module. The results for the 2D laminar heat transfer and the 2D conjugate heat transfer showed a very good agreement with the exact solutions. For the high temperature heat exchanger module, the pressure drops were predicted well but some difference was observed in the temperature parameters when compared to the full channel CFD analysis due to assumptions introduced into the periodic approach. Considering its assumptions and simplicities, however, the results showed that the periodic approach provides physically reasonable results and it is sufficient to predict the performance of a heat exchanger within an engineering margin and with much less CPU time than the case of a full channel analysis.*

**Key Words :** 고밀도 열교환기(compact heat exchanger), 전산해석(CFD analysis), 주기모듈(periodic module), 복합 열전달(conjugate heat transfer)

### 1. 서론

한국원자력연구소에서는 차세대 청정에너지로 부각되는 수소 생산을 위한 원자력수소사업을 추진하고 있다. 원자력수소란 초고온가스로(Very High Temperature Gas-Cooled Reactor; VHTR)에서 얻는 1000°C 근처의 고온 열을 수소생산을 위한 SI(Sulfur-Iodine) 열화학공정의 열원으로 공급함으로써 대량의 수소를 경제적으로 얻는 방법이다.

원자력수소 플랜트는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 헬륨 냉각재가 순환되는 초고온가스로와 연결된 원자로계통과 수소 생산 열화학공정 계통, 그리고 두 계통 사이에서 고온의 열을 안전에게 전달하는 중간 루프(Intermediate Loop)로 구성된다. 초고온가스로와 중간루프 사이에는 중간열교환기(Intermediate

Heat Exchanger)가 설치된다[1]. 초고온가스로의 냉각재인 헬륨은 물보다 열전달 특성이 떨어지기 때문에 기존 경수로에

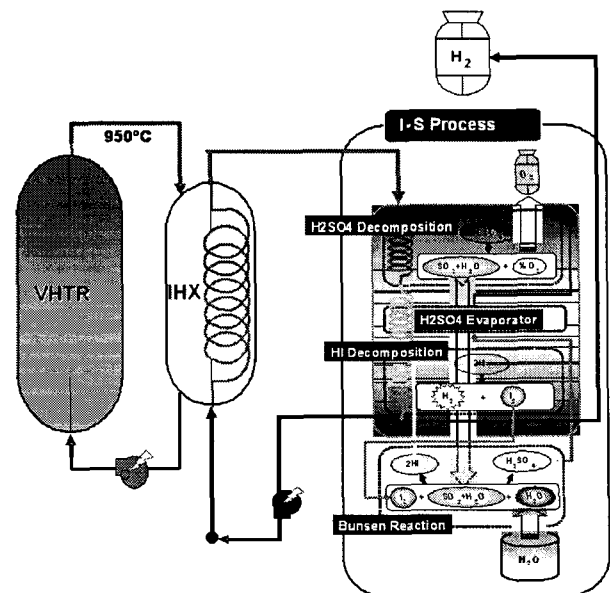


Fig. 1 A concept of NHDD plant

접수일: 2007년 6월 8일, 심사완료일: 2007년 8월 6일.

1 정희원, 한국원자력연구원

2 비희원, 한국원자력연구원

\* Corresponding author, E-mail: mhkim@kaeri.re.kr

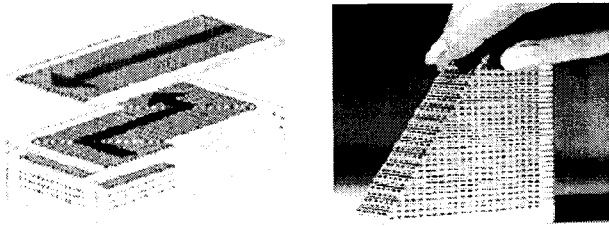


Fig. 2 An example of compact heat exchanger, PCHE

사용되는 Shell-Tube형 열교환기는 크기와 비용 측면에서 중간열교환기 후보로 적절한 선택이 아니다. 따라서 수소생산원자로에서는 단위체적당 열전달 면적이 큰 고밀도(Compact) 열교환기를 중간열교환기 형태로 고려하고 있다. Fig. 2는 고밀도 열교환기의 한 예로 중간열교환기 후보로 많은 관심을 받고 있는 영국 Heatic사[2]의 PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger)를 나타낸 것이다. 이로부터 알 수 있듯이 전자회로 기판을 제작하는 방법과 유사하게 2mm 이하의 작은 유로를 화학적 에칭 처리한 금속판재를 적층시킨 후 이들 판재를 디퓨전 본딩 (diffusion bonding) 방식으로 결합하여 단위체적당 열전달 면적이 아주 큰 고밀도열교환기가 제작된다. Heatic사는 내부유로 형상뿐만 아니라 압력강하 및 열전달 특성을 공개하지 않고 있어 중간열교환기 설계에 필요한 특성을 직접 설계, 평가할 수밖에 없는 실정이다.

고온, 고압 하에 작동하는 고밀도 열교환기기의 설계와 성능평가를 매번 설계변경이 있을 때마다 실험으로 수행하는 것은 현실적으로 타당한 방법이 아니다. 대안으로 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics; CFD)을 이용하여 성능평가와 설계최적화를 수행하고 최종적으로 결정된 설계에 대해 시험을 수행하는 방법이 있다. 하지만 열교환기 전체를 CFD로 해석하는 것은 컴퓨터 용량과 계산시간 때문에 한계가 있으며 보통 하나의 유로채널을 선택하여 해석하게 된다. 고밀도 열교환기의 경우 유로채널은 크기가 작을 뿐만 아니라 채널 단면적에 비해 길이가 길기 때문에 하나의 채널을 계산영역으로 선택하더라도 많은 격자수가 요구되며 계산시간도 많이 소모된다. 이러한 문제로 인하여 고밀도 열교환기의 성능 해석 및 설계에 CFD를 적용하는 것이 용이하지 않다.

본 연구에는 상기된 열교환기 성능평가의 난점을 극복하기 위하여 대부분의 고밀도 열교환기 형상이 유동방향으로 주기적이라는 것에 관심을 두었다. 주기조건을 적용하여 열교환기의 성능을 해석한다면 상대적으로 적은 노력과 시간으로 유로형상 또는 설계변경 사항을 반영한 해석이 가능해진다. 따라서 본 연구에서는 주기조건을 적용한 해석 방법론을 도입하고 몇 가지 벤치마크 문제를 범용 CFD 코드인 CFX[3]로 해석하였다. 선정된 문제는 두 평판 사이의 2차원 완전발달 층류유동, 2차원 완전발달 층류유동에서 복합열전달, 그리고

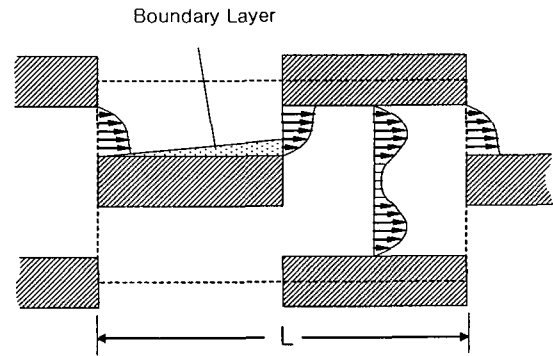


Fig. 3 Streamwise periodic flow pattern in a compact heat exchanger

실제 열교환기에 대한 복합열전달 해석이다. 계산된 결과를 엄밀해 또는 주기조건을 적용하지 않은 해석과 비교하여 타당성을 검증하였다.

## 2. 지배방정식

일반적인 비압축성 유동을 지배하는 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \tag{2}$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \tag{3}$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \tag{4}$$

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \tag{5}$$

Fig. 3과 같이 유동방향으로 완전발달된 주기유동에서 압력  $p(x,y,z)$ 은 다음 식으로 표현 될 수 있다.

$$p(x,y,z) = -\beta x + P(x,y,z) \tag{6}$$

여기서  $\beta$ 는 상수이며  $P(x,y,z)$ 는 주기적으로 반복되는 압력분포이다. 첫 번째 항  $\beta x$ 는 유동방향으로 발생하는 압력강하를 나타낸다. 주기적인 모듈 형상의 길이가  $L$ 이라면 그 때의 압력강하는  $\beta L$ 이 된다.

열교환기에서 온도는 유동방향을 따라 증가하거나 감소하기 때문에 주기적인 특성을 갖지 않지만 압력을 나타낸 식 (6)과 같이 두 성분으로 나누어 쓸 수 있다.

$$T(x,y,z) = (x/L)\Delta T + \tilde{T}(x,y,z) \quad (7)$$

여기서  $\tilde{T}(x,y,z)$ 는 길이  $L$ 을 갖고 주기적으로 반복되는 온도이다. 우변 첫째 항은 주기적 모듈길이  $L$  사이에서 온도가  $x$ -방향을 따라 선형적으로 변한다고 가정한 것이다. 전체 열교환기 측면에서 유동방향을 따라 온도 변화가 선형이지 않지만 국부적인 주기모듈 내에서 온도 변화가 선형적이라는 가정은 타당하다. 식 (6)과 (7)을 비교하면 두 식이 닮아 있음을 알 수 있다.

식 (6)과 식 (7)을 일반적인 운동량 방정식과 에너지 방정식에 대입하면 주기적 완전발달 유동에 적용 가능한 방정식이 구해진다.

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \beta - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x} + v \frac{\partial \tilde{T}}{\partial y} + w \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z} \right) = -\rho C_p u \left( \frac{\Delta T}{L} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z} \right) \quad (9)$$

식 (8)의 우변 첫째 항과 식 (9)의 우변 첫째항을 운동량 생성항(Momentum Source Term)과 에너지 생성항(Energy Source Term)으로 처리하면 주기적인 형상을 갖는 열교환기의 성능해석에 적용할 수 있다. 열전도계수가 일정하지 않을 경우 추가되는 항이 있지만 본 연구는 열전도계수가 일정하다고 가정하였기 때문에 생략되었다. 자세한 사항은 참고문헌 [4]에 나타나 있다.

### 3. 전산해석

#### 3.1 2차원 평판사이의 완전발달 유동

먼저 주기조건을 적용한 해석방법의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 4과 같은 2차원 평판사이의 완전발달 유동에 대한 해석을 수행하였다. 이 유동의 엄밀해는 다음 식으로 주어진다.

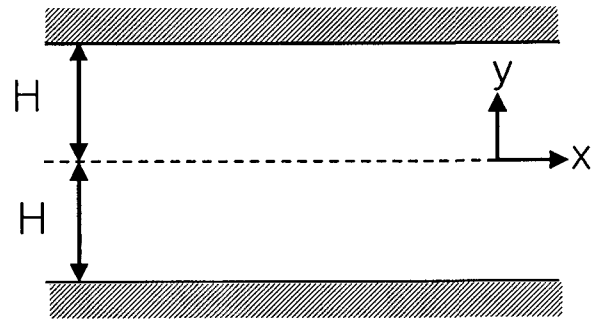


Fig. 4 Two-Dimensional Fully Developed Flow Between Parallel Flat Plates

$$\frac{u}{u_{\max}} = 1 - \frac{y^2}{H^2} \quad (10)$$

$$\frac{T - T_c}{T_s - T_c} = \frac{6}{5} \left[ \left( \frac{y}{H} \right)^2 - \frac{1}{6} \left( \frac{y}{H} \right)^4 \right] \quad (11)$$

여기서  $u_{\max} = -(dp/dx)(H^2/2\mu)$  이다.

전산해석을 위하여 높이(H)는 0.005m, 길이(L)는 0.02m, 폭(b)은 0.005m를 갖는 3차원 계산영역을 구성하였다. 유동은 층류이며 길이 방향으로는 속도와 온도 주기조건을 적용하였으며 벽면에서 속도는 점착(no-slip) 조건, 온도는 일정 열속(heat flux) 조건을 주었다. 유체는 25℃의 물로 가정하였으며 평균 속도( $u_{avg}$ )를 기준으로 한 레이놀즈수는 100으로 하였다. 엄밀해로부터 운동량 방정식의 생성항은 다음 식으로 구해진다.

$$\beta = - \left( \frac{dp}{dx} \right) = 3 \frac{\mu}{H^2} u_{avg} \quad (12)$$

벽면에서 열속( $q_w$ )이 주어지면 주기영역에 공급되는 총 열량은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T = q_w (2bL) \quad (13)$$

따라서 식 (9)의 에너지 생성항은

$$-\rho C_p u \frac{\Delta T}{L} = - \frac{q_w (2bL) \rho u}{\dot{m} L} = - \frac{2b q_w \rho u}{\dot{m}} \quad (14)$$

식 (12)와 식 (14)로 구한 값을 x-운동량 방정식과 에너지 방정식에 대한 생성항으로 사용하여 CFD 해석을 수행하였다. Fig. 5는 CFD 해석으로 구한 속도와 온도 분포를 식 (10)과 (11)로 표시되는 엄밀해와 비교한 것이다. CFD 결과가 엄밀

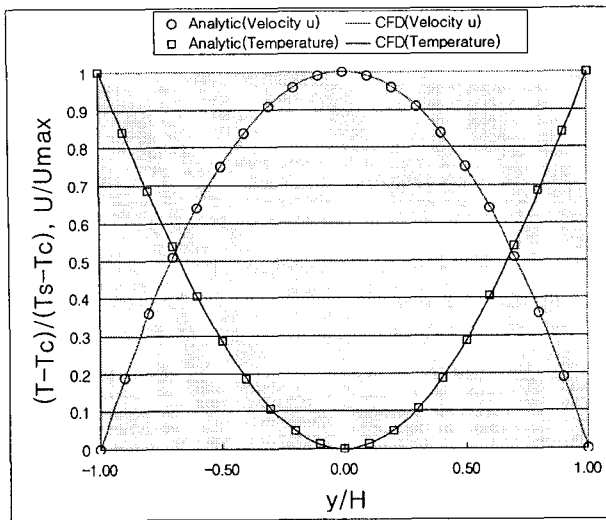


Fig. 5 Comparison of Velocity and Temperature Distributions between CFD Results and Exact solutions

해의 온도 및 속도 분포를 정확히 묘사하고 있다. 따라서 해석에 적용한 주기조건이 완전발달 유동에 적용가능하며 타당한 결과를 준다는 것을 알 수 있다.

### 3.2 2차원 완전발달 층류유동에서 복합열전달

주기조건을 이용한 열전달 해석의 벤치마크 문제로 Fig. 6 과 같은 2차원 복합열전달(Conjugate Heat Transfer) 문제를 선정하였다. 일정한 두께(L)을 갖는 무한 평판을 사이에 두고 두 유동이 반복적으로 교차된다고 가정하였다. 이 경우 Fig. 6 과 같이 일부 영역을 떼어내어 계산영역으로 설정할 수 있다. 계산영역은 고체벽면을 사이에 두고 완전 발달된 2개 유동이 교차되도록 구성되었으며 평판사이를 흐르는 유체영역의 중간단면이 대칭경계로 설정되었다.

Fig. 6과 같은 2차원 복합열전달 문제의 엄밀해는 유동의 대류열전달 계수가 주어지면 구할 수 있다. 고온부의 벽면에서 대류열전달 계수를  $h_1$ , 저온부 벽면에서는  $h_2$ 라고 하고 고체의 열전도 계수를  $k_s$ 라고 하면 단위 면적당 열전달량은 다음과 같다.

$$\frac{q}{A} = q_w = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k_s} + \frac{1}{h_2}} \quad (15)$$

일정 열속조건에서 2차원 층류 평판유동의 대류열전달 계수는 엄밀해로부터 다음과 같이 구해진다.

$$h_c = \frac{q_w}{(T_s - T_b)} = 2.058 \frac{k}{H} \quad (16)$$

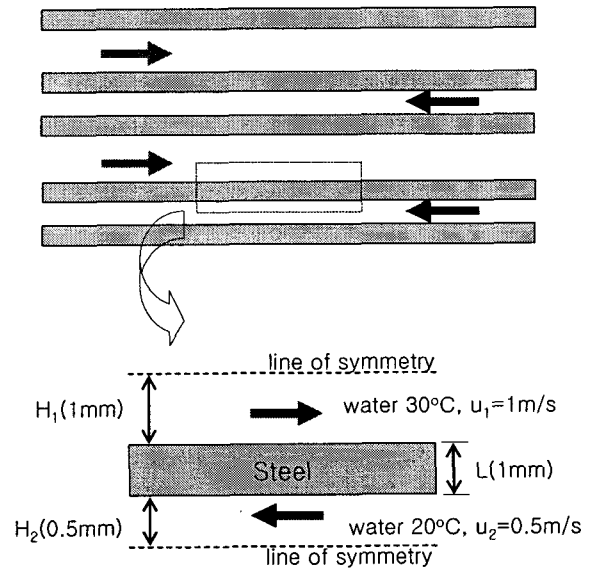


Fig. 6 Description of Two-Dimensional Conjugate Heat Transfer Problem

여기서  $T_s$ 는 표면온도(Surface Temperature),  $T_b$ 는 포괄온도(Bulk Temperature)를 나타내며  $H$ 는 벽면에서 대칭선까지의 높이이다.

물의 열전도 계수는  $0.6069 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 이고 고체의 열전도계수는  $60.5 \text{ W/m} \cdot \text{K}$  일 때 식 (16)에서 각 유체영역의 열전달 계수를 구하여 식 (15)에 대입하면 벽면에서의 열속을 계산할 수 있다. 계산된 열속 값을 다시 식 (16)에 대입하면 각 유체영역에서 포괄온도와 벽면의 온도차를 이론적으로 구할 수 있다.

CFD 해석은 층류유동을 가정하고 유체영역 1(하첨자 1로 표시)과 고체영역에  $31 \times 31 \times 2$ , 그리고 유체영역 2(하첨자 2로 표시)에  $31 \times 15 \times 2$ 의 격자를 생성하였다. 유동방향으로 주기조건, 횡 방향으로 대칭조건을 주었으며 식 (12)와 식 (14)으로 생성항을 계산하여 처리하였다. 고체영역은 에너지 전달역할만 하기 때문에 에너지 생성항을 고려할 필요가 없다. 각 유체영역에서 운동량 생성항과 에너지 생성항은 각각 다음 식으로 구해진다.

$$\beta_1 = 3 \frac{\mu}{H_1^2} u_1 \quad (17)$$

$$\beta_2 = 3 \frac{\mu}{H_2^2} u_2 \quad (18)$$

$$\left( -\rho C_p u \frac{\Delta T}{L} \right)_1 = -\frac{2bq_w \rho u}{m_1} \quad (19)$$

$$\left( -\rho C_p u \frac{\Delta T}{L} \right)_2 = \frac{2bq_w \rho u}{m_2} \quad (20)$$

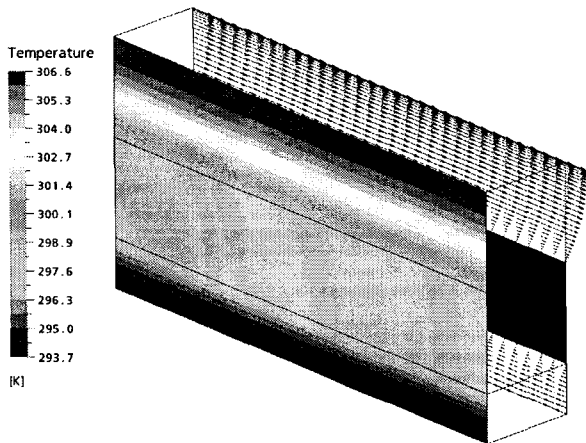


Fig. 7 Temperature distribution for the 2D conjugate heat transfer problem

운동량 생성항에서 두 유체의 흐름방향이 바뀌기 때문에 식 (17)과 (18)의 부호가 바뀔에 유의하여야 한다. 에너지 생성항도 마찬가지로 영역 1은 에너지를 제공하고 영역 2는 에너지를 흡수하는 것을 뜻한다.

Fig. 7은 계산된 온도분포를 보여주고 있다. 상부 유체영역에서 하부 유체영역으로 열전달이 이루어지고 있으며 주기조건으로 인하여 완전 발달된 분포를 나타내고 있다. 해석결과를 앞서 구한 엄밀해와 정량적으로 비교하기 위해 포괄온도를 다음 식으로 계산하였다.

$$T_b = \frac{\int T|u|dy}{\int |u|dy} \approx \frac{\sum(|m|T)}{\sum|m|} \quad (21)$$

위의 식을 이용하여 CFD 결과에서 계산한 온도와 엄밀해를 Table 1에 비교하였다. 표로부터 전산해석 결과가 오차범위 0.1% 이내에서 엄밀해를 만족하고 있음을 보여준다. 따라서 복합열전달 문제도 주기조건을 적용한 해석이 가능하며 결과가 물리적으로 타당하다는 것을 알 수 있다.

### 3.3 고밀도 열교환기에서의 복합열전달

본 연구의 목적인 주기조건을 적용한 실제 고밀도 열교환기 성능해석을 위해 Fig. 8에 제시된 UNLV(University of

Table 1 Comparison of the results for the 2D conjugate heat transfer problem

Variables	Fluid Region 1	Fluid Region 2
$T_b$ (K)	304.672	294.672
$T_w$ (K)	298.098	297.963
$\Delta T =  T_b - T_w $	6.574	3.291
$\Delta T_{analytic}$	6.576	3.288

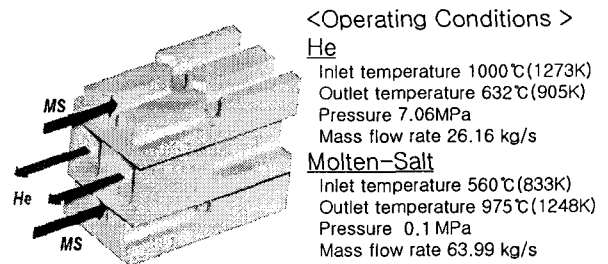


Fig. 8 Operating Conditions and 3D Geometry

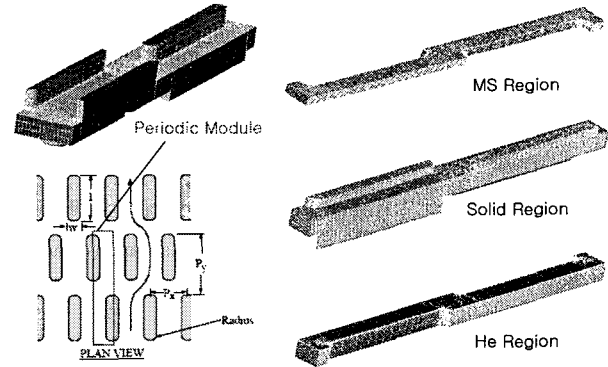


Fig. 9 HTHX periodic module description and grid system

Nevada, Las Vegas)의 HTHX(High Temperature Heat Exchanger) 프로젝트에서 개발 중인 열교환기를 대상문제로 선정하였다 [5,6]. 열교환기의 1차 측은 고온 헬륨(He)이 흐르고 2차 측의 액체금속인 Molten Salt(MS)가 열을 흡수한다. 기존의 오프셋 스트립 핀(Offset Strip Fin)형의 열교환기는 열전달 성능은 높지만 압력강하가 크다는 단점이 있다. HTHX에서 고안한 설계는 힌 전단과 후단을 곡면으로 만들어 열전달 성능의 감소 없이 압력강하를 줄일 수 있는 특징을 갖고 있다.

이 대상문제는 비교할 해석 또는 실험 데이터가 없기 때문에 전체 채널 해석결과와 비교를 통하여 해석방법의 타당성을 검토하였다. 본 계산에 선택한 주기모듈(Periodic Module)과 격자계를 Fig. 9에 도시하였다. Table 2는 HTHX의 주요치수를 나타내고 있다. 주기모듈 영역은 유동방향으로 주기성을 갖고 횡방향과 수직방향으로 유동이 대칭성을 갖도록 선정되었다. 전체 채널 해석을 위해서 선정된 Periodic Module에 대한 격자를 먼저 생성하고 Module 37개(총 길이 0.888m)를 유동방향으로 연결하여 격자계를 구성하였다. 주기모듈에 육면체 격자가 생성되었으며 He 영역은 5,957개 노드(육면체 4,560개), MS 영역은 4,865개 노드(육면체 3,648개), 고체영역은 2,922개 노드(육면체 2,024개)로 구성되었다. 따라서 주기모듈해석에 사용된 노드 수는 13,744개이다. 전체해석에 사용된 총 노드 수는 입구와 출구영역을 포함하여 508,528개이다. 격자 테스트를 통하여 주기모듈 영역에 많은 격자를 사용할 수 있지만 그 경우 전체모델의 격자수가 너무 증가하여 PC의

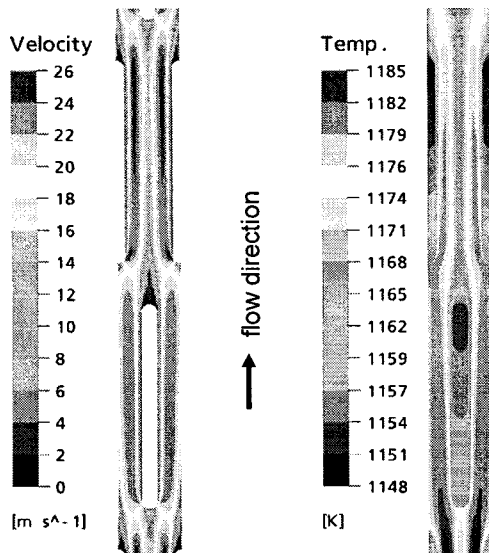


Fig. 10 Velocity and Temperature Contours in the Helium region of the full channel analysis

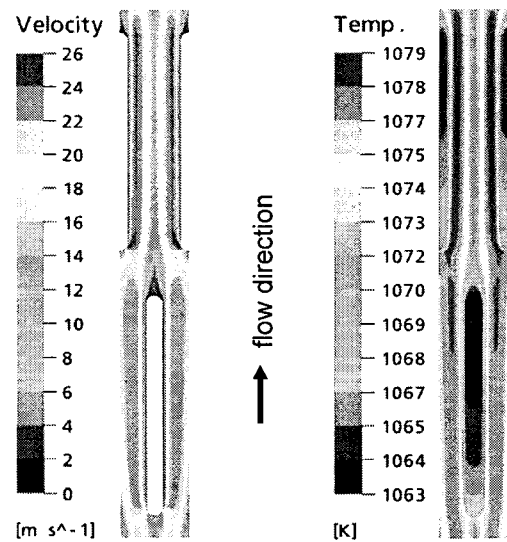


Fig. 11 Velocity and Temperature Contours in the Helium region of the periodic module analysis

계산용량에 문제가 발생하게 된다. 비록 격자테스트를 수행하지 않았지만 본 해석이 계산결과 간의 비교이므로 주기모듈에 같은 격자를 사용함으로써 주기모듈해석의 타당성 비교는 충분하다고 판단된다.

전체해석과 주기모듈해석 모두 층류유동으로 가정하였으며 또한 Table 3과 같이 온도에 따른 유체와 고체의 물성치 변화도 없다고 가정하였다. He과 MS 영역의 입구단면의 평균속도는 12.75m/s와 0.07408m/s이고, 수력직경은 2mm와 1.22mm

이며, 해당되는 레이놀즈수는 1636과 32이다. 전체채널해석에서 입구경계에는 속도조건을 출구경계에는 일정 압력 조건을 적용하였다. 나머지 경계면은 모두 대칭조건을 적용하였다. 주기모듈해석에서는 유동방향을 주기조건을 적용하고 앞선 두 문체와 달리 운동량 생성항 값을 모르기 때문에 이 값을 가정하고 해석하였다. 해석결과에서 주기조건 적용단면의 평균속도를 구하고 이 값이 실제 평균속도에 수렴할 때까지 운동량 생성항 값을 바꾸어 가면서 반복계산을 하였다. 잘 알려진 Newton-Raphson 방법[7]을 사용할 경우 3-4번 정도 반복계산이면 수렴된 값을 얻을 수 있다. 주기모듈해석에서 에너지 생성항은 앞선 2차원 복합열전달 문체와 같은 방법으로 He과 MS 사이의 열전달 량을 가정하였다.

Table 2 Dimensions of HTHX Periodic Module

Fin Length( $\ell$ )	10mm
Fin Thickness( $w$ )	0.75mm (He)
	1.25mm (MS)
Pitch in flow direction( $P_y$ )	12mm
Pitch in x direction( $P_x$ )	3mm
Channel Height	2mm (He)
	1mm (MS)
Plate Thickness	1mm

Table 3 Physical Properties of Materials

Physical Properties	He ( $T=816\text{ }^\circ\text{C}$ , $P=70.6\text{ bar}$ )	MS ( $T=768\text{ }^\circ\text{C}$ , $P=1\text{ bar}$ )	SiC
Density, [kg/m <sup>3</sup> ]	3.08	1850	2000
Viscosity, [kg/(m·s)]	$4.91 \cdot 10^{-5}$	0.00518	N/A
Conductivity, [W/(m·K)]	0.387	1.02	20
Specific Heat, [J/(kg·K)]	5193	2340	675

Fig. 10과 Fig. 11은 전체 채널과 주기 모듈 해석으로 구한 He 영역에서의 속도와 온도분포를 보여주고 있다. 전체 채널 해석에서 나타난 주기적인 속도분포가 주기모듈 해석결과에서도 잘 묘사되고 있다. 온도분포에서는 두 해석결과가 차이를 보이는데 그 이유는 전체 채널 해석의 온도는 실제온도이지만 주기모듈 해석에서 고려한 온도는 식 (7)에 표시된  $\tilde{T}$ , 즉 주기적으로 변하는 온도이다. 따라서 전체 채널 해석결과는 채널을 지나면서 열전달에 따른 온도감소를 보이지만 주기모듈 결과는 온도감소가 없이 주기적인 온도변화만 나타내고 있다. 비록 주기모듈의 경우 주기적인 온도분포만 표시되었지만 경계층 내에서 발생하는 열전달에 따른 온도구배가 잘 나타나고 있다.

두 결과의 정량적인 비교를 위해 주기모듈 결과를 전체채널에 대한 것으로 변환할 필요가 있다. 전체압력강하는 하나의 주기모듈의 압력강하 량에 모듈 개수를 곱하여 결정할 수

있다. 그러나 전체채널에 대한 열전달 변수들, 즉 입구와 출구온도, 그리고 LMTD(Log Mean Temperature Difference)는 간단히 구해지지 않는다. 본 연구에서는 다음의 방법으로 상기 열전달 변수들을 결정하였다.

- (i) 먼저 주기모듈의 He과 MS영역에서 체적평균온도를 구한다.
- (ii) 총괄열전달계수  $U$ 를 다음 식으로 구한다.

$$U = Q / [A(T_{He} - T_{MS})] \quad (22)$$

- (iii) He과 MS 출구온도를 구하기 위해 LMTD를 가정한다. 가정한 LMTD를 이용하여 총 열전달량  $Q_{total}$ 을 구한다.

$$Q_{total} = UA_{total} \Delta T_{LMTD} \quad (23)$$

- (iv)  $Q_{total}$ 로부터 각 영역의 입출구 온도를 계산한다.

$$T_{o,He} = T_{i,He} - Q_{total} / (\dot{m} C_p)_{He} \quad (24)$$

$$T_{o,MS} = T_{i,MS} + Q_{total} / (\dot{m} C_p)_{MS} \quad (25)$$

- (v) 결과로부터 LMTD를 다시 계산한다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{i,He} - T_{o,MS}) - (T_{o,He} - T_{i,MS})}{\ln[(T_{i,He} - T_{o,MS}) / (T_{o,He} - T_{i,MS})]} \quad (26)$$

- (vi) 계산된 LMTD가 가정한 값과 같지 않으면 (iii)과 (v)의 과정을 수렴될 때까지 반복한다.

위 방법으로 구한 성능 데이터를 Table 4에 나타내었다. 압력강하 값을 비교해 보면 He 영역과 MS 영역 모두 전체영역 해석과 거의 일치한 결과를 보여준다. 이것은 전체 모듈의 대부분 영역이 주기적이라는 것을 의미하며 Fig. 12와 13에 나타난 전체채널 입구영역의 속도분포가 이 사실을 뒷받침한다. 그림에 따르면 He 영역은 5개의 주기모듈을 지나서, MS 영

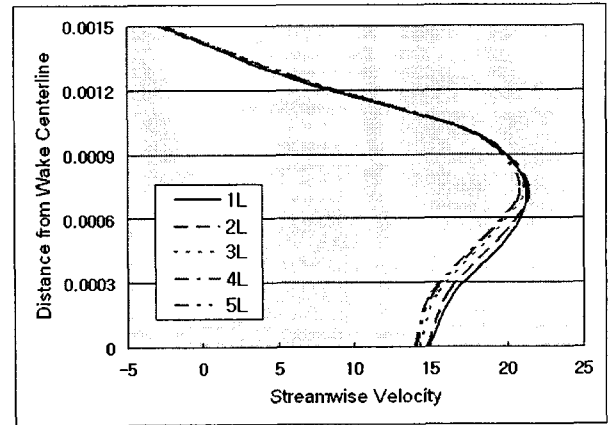


Fig. 12 Stream velocity profiles at each periodic location in the He region

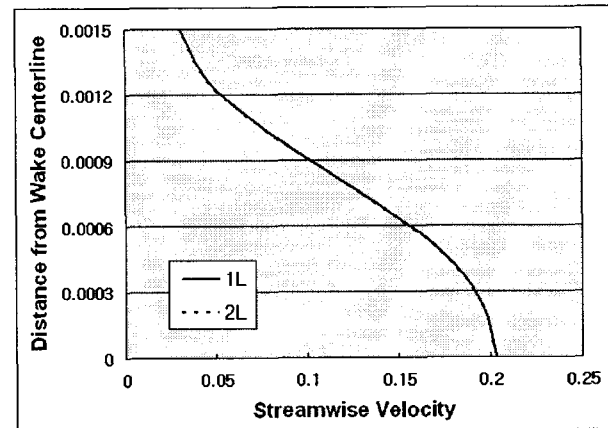


Fig. 13 Streamline velocity profiles at each periodic location in the MS region

역은 단지 2개의 모듈을 거치면 완전발달 주기유동이 된다. 따라서 많은 모듈이 주기적으로 반복되는 고밀도 열교환기의 경우 주기적 해석 방법은 타당하다고 할 수 있다.

Table 4의 열전달 변수에 대한 결과는 압력강하에 비하여 두 결과에 약간의 차가 존재한다. 출구온도는 주기해석으로 구한 값이 He 영역은 6K, MS 영역이 5K 정도 높아 약 1%의 차이를 보이고 있다. LMTD의 경우 3.7K의 온도차를 나타내고 있다. 온도차의 원인을 분석하기 위하여 Fig. 14에 전체 채널 해석 결과에서 He 영역의 37개 각 모듈에 대한 평균 너셀 수(Nusselt number)를 구하여 주기 해석 결과와 비교하였다. 그림에서 보듯이 입구에서 열전달이 크게 나타난다. 하지만 몇 개 모듈을 지나지 않아 일정한 열전달을 보이고 있다. 이것은 유동장 뿐만 아니라 온도장도 초기 몇 개 모듈을 제외하고 주기적인 분포를 갖기 때문이다. 37번째 모듈에서 열전달이 증가하는 것은 반대편이 MS 영역의 입구에 해당하기 때문이다. 주기 해석 결과는 전체 채널 결과와 비교할 때 약간 낮은 열전달을 보이고 있다. 이것은 Table 4에서 헬륨영역 출구온도를 주기해석이 전체채널해석보다 높게 예측한 것을

Table 4 Comparison of Performance Parameters

Property	Full Channel	Periodic
He side $\Delta P$	15.1(kPa)	15.0(kPa)
MS side $\Delta P$	10.9(kPa)	10.9(kPa)
He inlet/outlet T	1273/930(K)	1273/936(K)
MS inlet/outlet T	833/1257(K)	833/1262(K)
LMTD	44.9(K)	41.2(K)
CPU time	11:06:48	00:15:17

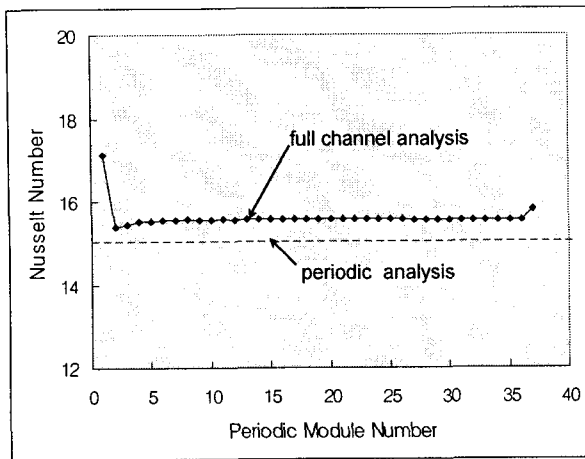


Fig. 14 Comparison of Nusselt Number between full channel and periodic analysis

뒷받침한다. 주요 온도 변수에 나타난 두 해석결과의 차이는 본 주기해석에서 도입한 가정, 즉 유동방향을 따라 주기모듈 내의 온도가 선형적으로 변한다는 것과 주기모듈 내에서 열 전달 량이 위치에 관계없이 일정하다고 가정하였기 때문으로 판단된다.

Table 4의 주기모듈해석에서 주목할 결과는 계산에 소요된 CPU 시간이다. 두 해석의 CPU 소모시간을 비교하면 주기모듈 해석의 효율성은 상당히 크다. 주기모듈해석이 수렴된 값을 얻기 위해 3~4회의 반복계산이 요구되는 것을 고려하더라도 10배 이상의 해석시간이 단축된다. 이것은 많은 성능평가와 피드백(Feedback)을 필요로 하는 열교환기 설계 및 최적화에 있어 주기모듈해석의 효율성을 보여주는 것이다.

#### 4. 결 론

수소생산 초고온가스로의 중간열교환기 후보로 거론되는 고밀도형 열교환기의 성능해석을 위하여 대부분의 고밀도 열교환기의 형상이 유동방향으로 주기적이라는 것에 주목하고, 주기조건을 적용한 열교환기 해석절차를 도입하고, 몇 가지 벤치마크 해석을 통하여 방법론의 타당성을 검증하였다.

먼저 주기조건 타당성을 확인하기 위하여 2차원 무한평판 사이의 층류유동에 대한 CFD 해석을 수행하였다. 속도와 온도분포를 엄밀해와 비교한 결과 정확히 일치하는 결과를 얻었다. 복합열전달 문제에 대한 검증으로 2차원 무한평판 사이에 두고 교차하는 유동에 대한 해석을 수행하였다. 엄밀해로부터 구한 벽면온도차를 CFD 계산결과와 비교하였다. 계산결과와 엄밀해의 차이가 0.1% 이내로 확인되었다. 마지막으로 실제 열교환기 형상에 대한 검증을 수행하였다. UNLV의 오프셋 스트립 핀 형상의 열교환기에 대하여 1개의 주기모듈

에 대한 해석과 전체채널 해석을 함께 수행하고 두 결과를 비교하였다. 압력강하 결과는 고온 영역과 저온 영역 모두 전체채널 해석과 거의 일치하였다. 주기모듈로 해석된 온도결과가 1% 미만의 오차로 전체채널 해석결과를 만족함을 확인하였다. 출구온도와 LMTD에서는 8%의 오차를 나타냈지만 주기모듈해석에 도입된 가정과 공학적 설계 여유도를 고려할 때 만족할 만한 결과이다.

상기 결과로부터 본 연구의 주기모듈 해석방법으로 고밀도 열교환기의 성능해석이 가능하고, 타당한 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다. 또한 주기모듈 해석의 계산시간은 전체해석 비해 1/10 정도 밖에 소모되지 않기 때문에 많은 성능평가와 피드백을 필요로 하는 실제 열교환기 설계에서 주기모듈해석의 효율성을 충분히 기대할 수 있을 것으로 본다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

- [1] 2007, Chang, J. et. al., "A Study of a Nuclear Hydrogen Production Demonstration Plant," *Nuclear Engineering and Technology*, Vol.39, No.2, pp.111-122.
- [2] *HeatricTM*, <http://www.heatric.com/>.
- [3] 2005, ANSYS Incorporated, CFX 10.0 Manuals.
- [4] 1977, Patankar, S.V. and Prakash, C., "Fully Developed Flow and Heat Transfer in ducts having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area," *J. Heat Transfer*, Vol.99, pp.180-186.
- [5] 2004, Subramanian, S., Ponyvin, V., DeLosier, C., Chen, Y., "Development of an Advanced High Temperature Heat Exchanger Design," *Kick-off Meeting for the Materials Consortium and the Design and Experimental Ventures*, University of Nevada, Las Vegas.
- [6] 2005, Subramanian, S., Ponyvin, V., DeLosier, C., Chen, Y., and Hechanova, A.E., "Design Considerations For Compact Ceramic Off-Set Strip Fin High Temperature Heat Exchangers," *Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*, Hoboken, NJ, USA.
- [7] 1977, James, M.L., Smith, G.M. and Wolford, J.C., *Applied Numerical Methods for Digital Computation with Fortran and CSMP*, Harper & Row, p.100.