

판형 열교환기 Full-scale 해석을 위한 1차원 유동 네트워크 모델 및 ϵ -NTU 모델의 수치적 연구

김민성,¹ 민준기,^{*2} 하만영¹

¹부산대학교 기계공학부

²부산대학교 롤스로이스 대학기술센터

NUMERICAL STUDY FOR THE FULL-SCALE ANALYSIS OF PLATE-TYPE HEAT EXCHANGER USING ONE-DIMENSIONAL FLOW NETWORK MODEL and ϵ -NTU METHOD

Minsung Kim,¹ June Kee Min^{*2} and Man Yeong Ha¹

¹School. of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

²Rolls-Royce Technology Centre in Thermal Management, Pusan Nat'l Univ.

Since a typical plate heat exchanger is made up of a huge number of unitary cells, it may be impossible to predict the aero-thermal performance of the full scale heat exchanger through three-dimensional numerical simulation due to the enormous amount of computing resources and time required. In the present study, a simple flow-network model using the friction factor correlation and a thermal-network model based on the effectiveness-number of transfer units (ϵ -NTU) method has been developed. The complicated flow pattern inside the cross-corrugated heat exchanger has been modeled into flow and thermal networks. Using this model, the heat transfer between neighboring streams can be considered, and the pressure drop and the heat transfer rate of full-scale heat exchanger matrix are calculated. In the calculation, the aero-thermal performance of each unitary cell of the heat exchanger matrix was evaluated using correlations of the Fanning friction factor f and the Nusselt number Nu , which were calculated by unitary-cell CFD model.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 인터쿨러(Intercooler), 열교환기(Heat Exchanger), 열유동 네트워크(Flow and Thermal Network), ϵ -NTU(Number of Transfer Unit)

1. 서 론

열교환기는 양 유체간의 열에너지를 유효하게 전도와 대류로서 이동시키는 기기로서 오늘날과 같이 발전한 석유화학공업, 항공수송분야의 가스터빈 및 Power Plant 등에서 널리 사용되고 있는 장치이다. 이는 유체 입·출구의 위치 및 형상, 헤드(head)의 형식, 배플(baffle)의 형상 및 위치 등 고려하여야 할 인자들이 다양하며 특히, 교차주름 판형 열교환기 내 유동 및 열전달 형상이 복잡하기 때문에 설계 시 고도의 지식 및

경험이 요구된다.

교차주름 판형 열교환기는 다른 열교환기 타입에 비해 상대적으로 열공력 성능이 우수하며, 그에 따른 열교환기의 경량설계가 가능하다는 장점을 가지고 있다. 열교환기의 열전달 표면에 형성된 주름으로 인해 야기되는 열적 경계층의 붕괴(break-up) 및 재부착(reattachment) 그리고 선회유동(swirl flow)과 같은 이차유동의 발생은 열교환기의 열전달 성능을 매우 향상시키는 역할을 한다. 그리고 열전달 표면 근처에서 발생하는 높은 전단응력 및 난류생성 그리고 유동혼합은 유로 내에서 파울링(fouling)의 생성을 저감시켜준다. 이러한 효과는 더 작은 수력직경을 가지는 열교환기 설계를 가능하게 한다.

Min et al.[1]은 고온, 고압 조건의 가스터빈 엔진, 공기 냉각 및 인터쿨러 열교환기의 최근 연구에 관해 검토했다. Stasiek et al.[2]와 Ciofalo et al.[3]은 다양한 Reynolds 수에서

Received: December 6, 2013, Revised: March 5, 2014,

Accepted: March 6, 2014.

* Corresponding author, E-mail: jkmin@pusan.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/ksce.2014.19.1.047>

© KSCFE 2014

교차 주름진 판형 열교환기를 실험 및 수치해석으로 연구했다. Stasiek[4]은 교차 주름진 판형 열교환기에서 유동 및 열전달 해석을 실험으로 연구했다. Doo et al.[5]는 판형 열교환기의 두께 및 다양한 운전 조건에서 길이 방향으로의 열 전도로 인한 열전달량을 연구했다. 또한 Doo et al.[6,7]는 2개의 교차 주름진 형상을 가지는 단일 셀에서 수치 해석 및 최적화 연구를 했다. Luo et al.[8]은 다수의 유동을 가지는 판형 열교환기에서 열 성능을 평가하기 위해 네트워크 프로그램을 이용하여 일반적인 해석 방법을 제시하였다.

본 연구의 궁극적인 목표는 항공기용 인터쿨러 열교환기의 초경량 설계를 위해 보다 효과적인 수치연구방법을 개발하는 것이다. 본 연구에서는 다양한 열전달 표면 형상들의 열공력학적 성능을 평가하기 위하여 3차원 수치해석을 수행하였다. 또한 열교환기 전체크기의 성능평가를 위해 시간 및 비용적으로 효과적인 1차원 열유동 네트워크 프로그램 개발하였고, 이 프로그램을 이용하여 열교환기의 압력강하 및 열전달 성능을 예측하였다. 이러한 연구를 통해 도출된 표면형상에 대하여 최소의 무게를 가지는 설계 방법을 제시하였다. 본 연구에서 고려하는 교차주름 판형 열교환기에 적합한 열 유동 네트워크(flow and thermal network)를 구현하고, Effectiveness-NTU 방법을 사용하여 열교환기 모듈의 압력강하 및 열전달량을 계산하였으며, 이를 통해 열교환기 모듈의 최적의 크기 및 무게를 산정하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 판형열교환기 형상

항공기 가스 터빈엔진용 고효율 인터쿨러(intercooler)는 가스 터빈 엔진의 저압 및 고압 압축기 사이에 위치하며, 중간 압축공기를 바이패스(bypass)부의 외부공기로 냉각하는 역할을 하며, 결과적으로 압축기의 압축일을 줄여주는 역할을 한다. 이 인터쿨러의 필요효율(effectiveness)이 상당히 높아야 하므로 본 연구에서는 다양한 열교환기 중 주름진 형상이 교차되는(cross-corrugated) 판형 열교환기를 적용하였다. Fig. 1(a)는 본 연구에서 사용된 교차 주름진 대칭형상의 판형 열교환기이다.

이러한 열교환기의 full-scale 해석을 하기에는 시간 및 컴퓨터 리소스가 많이 들기 때문에, Fig. 1(b)와 같은 단일 셀(unitary cell) 방법을 본 연구에서 이용하였다. 본 연구에서는 인터쿨러 열교환기의 전체 크기 모델에 대하여 압력강하 및 열전달 성능을 예측하고, 열교환기 사이징 최적화를 수행하기 위해 열 유동 네트워크 해석(flow network analysis) 및 ϵ -NTU (effectiveness-number of transfer units) 이론을 기반으로 한 1차원 열유동 네트워크 모델을 개발하였다. Fig. 1(b)와 같은 단일 셀(unitary cell)을 이용하여 FLUENT 계산을 통해 형상의

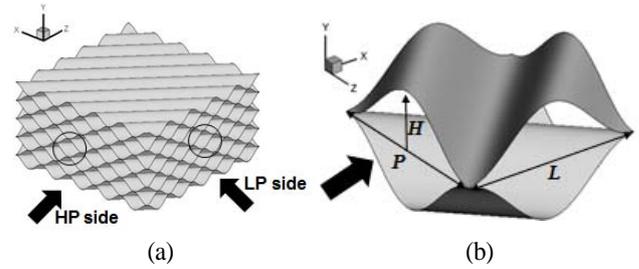


Fig. 1 Typical configuration of cross-corrugated cross-flow heat exchanger using symmetric profile; (a) matrix and (b) unitary cell used in CFD calculation

Fanning friction factor 및 Nusselt number 정보를 1차원 열유동 네트워크에 적용시킨다.

2.2 판형열교환기 기본 설계식

판형 열교환기는 물리적인 접촉 없이 주름형상의 판 사이에서 대향류로 흐르는 고온과 저온의 유체간에 열을 전달하며 유체가 새어나가지 못하게 특수 가스켓으로 판 주변을 둘러싸고 판을 여러장 겹쳐 여러 유로를 설정한 열교환기이다. 본 연구에서 사용되어진 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho C_p u_i T) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(-k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho C_p \overline{u'_i T'} \right) \quad (3)$$

여기서 u_i 는 i -방향의 속도, p 는 압력, T 는 온도를 나타낸다. ρ , μ , C_p 그리고 k 는 각각 유체의 밀도, 점성계수, 비열, 열전달계수를 나타낸다. 모든 변수들은 시간 평균한 값으로 식 (1)-(3)은 비압축성의 Reynolds-averaged Navier Stokes (RANS) 방정식이다. 완전발달 유동으로 가정하였으며, 유동 방향으로 주기(periodic) 조건을 주었고, 유체의 온도는 350 K와 단일 셀의 위 아래 벽면은 300 K의 일정온도로 가정하였다. 상용 코드인 FLUENT 6.3을 이용하여 본 연구의 수치 계산을 진행하였으며, 난류 모델은 Low-Reynoldes number $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 본 연구에서 사용되어진 변수는 다음과 같다. 수력 직경 D_h 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_h = \frac{4V}{A_w} \quad (4)$$

여기서 V 는 단일 셀의 부피, A_w 는 단일 셀의 위아래 벽면 넓

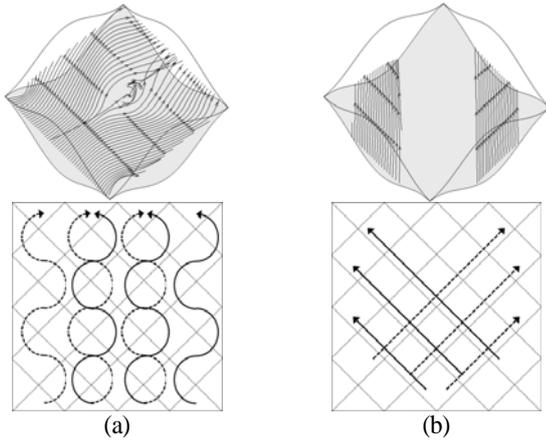


Fig. 2 Flow phenomena inside intercooler heat exchanger: (a) Spiral flow and (b) Linear flow

이를 의미한다. 유동의 평균속도는 식 (5)와 같다.

$$U_{avg} = \frac{\Gamma}{\rho A_{inlet}} \tag{5}$$

여기서 Γ 는 질량 유량, A_{inlet} 는 단일 셀의 입구 면적을 의미한다. 이와 같은 변수들을 이용하여 다음과 같이 Reynolds 수를 정의할 수 있다.

$$Re = \frac{\rho U_{avg} D_h}{\mu} \tag{6}$$

그리고 Fanning friction factor는 다음과 같다.

$$f = \frac{D_h \Delta p}{2 \rho U_{avg}^2 L} \tag{7}$$

여기서 L 은 Fig. 1(b) 단일 셀에서의 유동 길이를 나타낸다. 다른 무차원 수들인 Nusselt 수, Stanton 수, Colburn j -factor는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \tag{8}$$

$$St = \frac{h}{\rho U_{avg} c_p} = \frac{Nu}{Re Pr} \tag{9}$$

$$j = St Pr^{2/3} \tag{10}$$

Fanning friction factor (f)와 Nusselt 수(Nu)는 CFD 계산을 통한 단일 셀로부터 계산되어지고, 최소 제곱법을 이용한 2차 다항

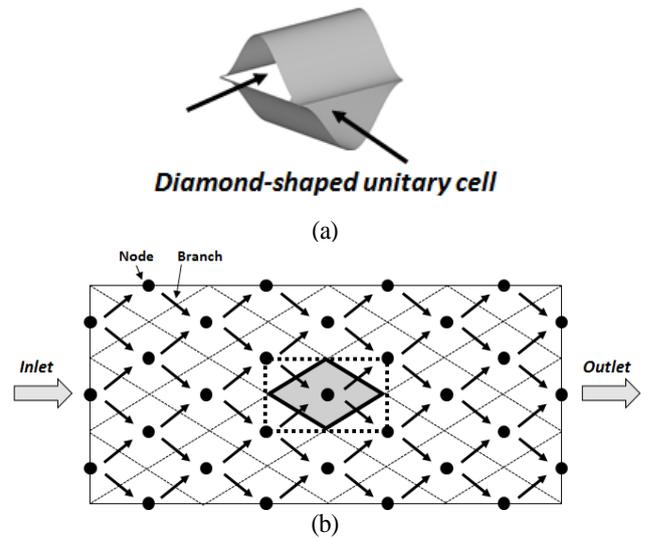


Fig. 3 Definition of unitary cell used in the network analysis; (a) the diamond-shaped unitary cell and (b) the configuration of node and branch in a single-layer heat exchanger

식의 Re 에 관한 함수로 표현된다.

2.3 1차원 열유동 네트워크 topology 및 해석 이론

Fig. 2는 인터쿨러 열교환기 내의 서로 다른 두 개의 유동 패턴을 나타낸다. 본 열교환기 상하부는 주름의 골(trough)과 산(peak)을 따라 흐르는 선형류(linear flow)가 지배적이 된다. 이에 따라 Fig. 3과 같은 다이아몬드 형상의 셀을 노드(node)로 설정하고, 역시 다이아몬드 형상의 가지(branch)로 네트워크를 구성하는 것이 가장 효과적이다. 열교환기의 중심부는 상하 직선류의 혼합(mixing)에 의해 지그재그(zig-zag)패턴의 나선형유동(spiral flow)가 발생하는데 이는 마찰계수값에 영향을 주게 되므로, 결과적으로 정확한 마찰계수값을 준다면, 본 다이아몬드 형상의 네트워크 모델로 해석이 가능하다.

Fig. 3(a)와 (b)는 본 연구에서 적용된 다이아몬드 형상의 단일 셀과 교차 주름진 판형 열교환기의 간단한 유동 네트워크를 나타낸 그림이다. 교차 주름진 판형 열교환기의 내부 유동 패턴은 단일 셀 중간 판에서 발생하는 복잡한 나선형 유동과 단일 셀의 상·하부에서 생기는 선형 유동으로 볼 수 있다. 이러한 유동 패턴은 Fig. 3(a)와 같은 다이아몬드 형상의 단일 셀에서 나타 낼 수 있으며, 다이아몬드 형상의 단일 셀은 Fig. 3(b)의 굵게 표시된 선이다. Fig. 3(b)에서 표시된 점선은 직사각형의 3차원 형상의 단일 셀로 본 연구에서 FLUENT를 이용해 계산된 모델이다. 검은색의 점은 노드(node)로 다이아몬드 단일 셀을 나타내고, 화살표는 각각의 노드를 연결하는 유동경로로 가지(branch)를 표시한다.

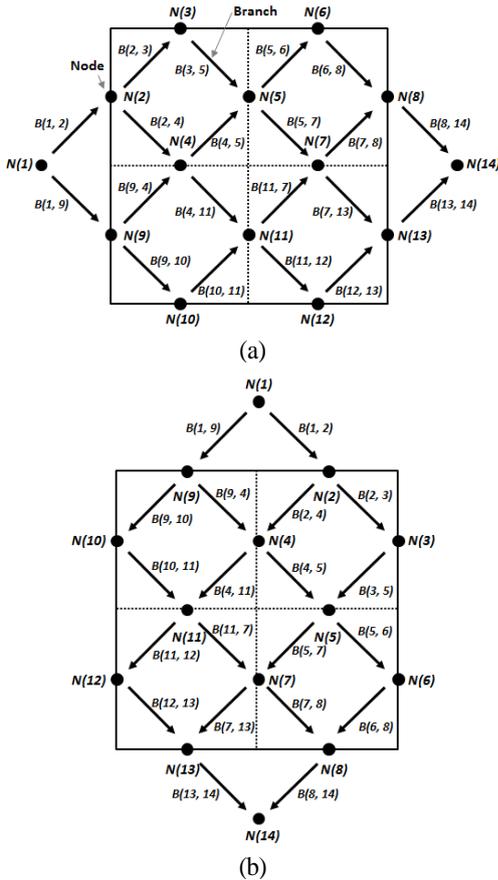


Fig. 4 Network topology for cross-flow arrangement: (a) HP side and (b) LP side

가지를 따라 흐르는 유동의 압력차는 식 (11)로 구할 수 있다.

$$\Delta p = 2f \frac{L}{D_h} \rho U_{avg}^2 \quad (11)$$

여기서 L 은 단일 셀의 유동 길이를 나타낸다. ϵ -NTU 방법으로 열교환기에서 뜨거운 공기와 차가운 공기와의 열전달량은 다음과 같이 계산되어진다.

$$q = \epsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) = \epsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (12)$$

$$C = \dot{m} C_p \quad (13)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (14)$$

여기서 $T_{h,i}$ 와 $T_{c,i}$ 는 각각 뜨거운 공기와 차가운 공기의 입구 온도를 나타낸다. ϵ 은 필요효율, C 는 열용량 그리고 C_{\min} 은 C_h (고온유체의 열용량률)와 C_c (저온유체의 열용량률) 중에서

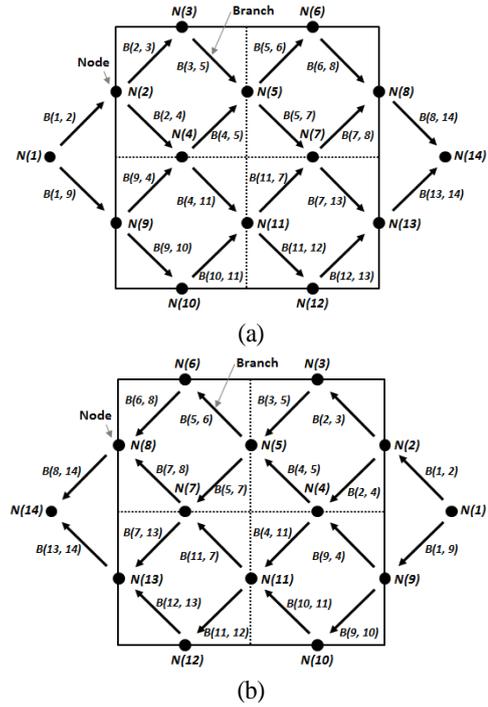


Fig. 5 Network topology for counter-flow arrangement: (a) HP side and (b) LP side

최소값을 나타낸다. 식 (12)로부터 열교환기에 의해 공급 가능한 최대 열전달률을 구할 수 있다. 그리고 ϵ 은 열교환기에 대해 실제 열전달률을 최대 가능한 열전달률에 대한 비로서 정의할 수 있다.

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 직교유동과 대향유동의 HP side와 LP side 각각의 네트워크 구성도를 보여준다. 유동이 들어오고 나가게 되는 것을 노드 구성을 통해 결정되고, 노드를 통해 지나가는 각각의 가지에서는 유체의 압력과 온도는 변하게 된다. 네트워크에는 시작 노드점과 마지막 노드점의 2가지 중요한 노드가 존재하는데, 이것은 입·출구의 매니폴드(manifold)를 나타낸다. 본 연구에서는 균일한 분포를 가지는 매니폴드로 가정했다. 각각의 토폴로지는 하나의 층(Layer)을 이루게 되며 네트워크를 구성하게 되는 가지들은 각각 대향유동과 평행유동을 구성하게 된다. 예를 들어 Fig. 4에서 HP side의 가지 B(2,3)과 Cold side의 가지 B(9,10)은 대향유동을 의미한다. 반대로 HP side의 가지 B(2,4)와 Cold side의 B(10,11)은 평행유동을 구성한다. Fig. 5에서는 HP side와 LP side의 노드를 구성하는 가지들은 모두 대향유동으로 정의할 수 있다. 열교환기 전체의 열전달 계산에서 평행 및 대향유동의 ϵ -NTU 관계식은 아래와 같이 나타 낼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*} \quad (\text{Parallel flow}) \quad (15)$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]} \quad (\text{Counter flow}) \quad (16)$$

여기서 C^* 와 NTU 는 각각 열용량비와 전달단위수를 의미한다.

$$C^* = C_{\min} / C_{\max} \quad (17)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (18)$$

여기서 U 는 총괄열전달계수를 A 는 열전달 면적을 나타낸다.

HP side와 LP side의 압력 및 온도를 계산하기 위해 노드와 가지를 구성하였으며, 여기에 각 노드에 대한 질량유량 보존 방정식을 Kirchhoff법칙형태로 나타내면 식 (19)와 같이 유동 및 압력분포를 구할 수 있게 된다. 여기서 Q 는 질량유량을 나타내고 K 는 식 (20)으로 정의할 수 있다.

$$[\Delta p] = [K][Q^2] \quad (19)$$

$$K = \left(\frac{2L}{D_h} \frac{\rho u_{avg}^2}{Q^2} \right) f \quad (20)$$

식 (20)은 Q 에 관한 비선형 방정식으로 반복법을 통해 해를 구할 수 있으며, 본 연구에서는 일반적으로 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 반복법을 사용하였다.

뉴턴-랩슨 반복법은 많은 수의 노드와 가지를 가지는 1차원 열유동 네트워크 프로그램에 적합한 수치해석 방법이다. 일반적으로 뉴턴-랩슨 반복법은 연립방정식을 확장한 것으로 볼 수 있다. 다음과 같이 변수의 개수가 n , 식의 개수가 m 개인 ($m \geq n$) 다변수 연립방정식이 있을 때,

$$\begin{aligned} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \\ \dots \\ f_m(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \end{aligned} \quad (21)$$

위 연립방정식을 행렬 표현으로 바꾸기 위해 $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $F(x) = f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)$ 라 놓으면 위 식은 $F(x) = 0$ 와 같은 행렬식의 형태가 된다. 이때, F 는 $F: R^n \rightarrow R^m$ 인 다변수 다차원 함수로 볼 수 있으며 이에 대한 미분은 Jacobian 행렬로 표현된다.

$$J(x) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_m}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (22)$$

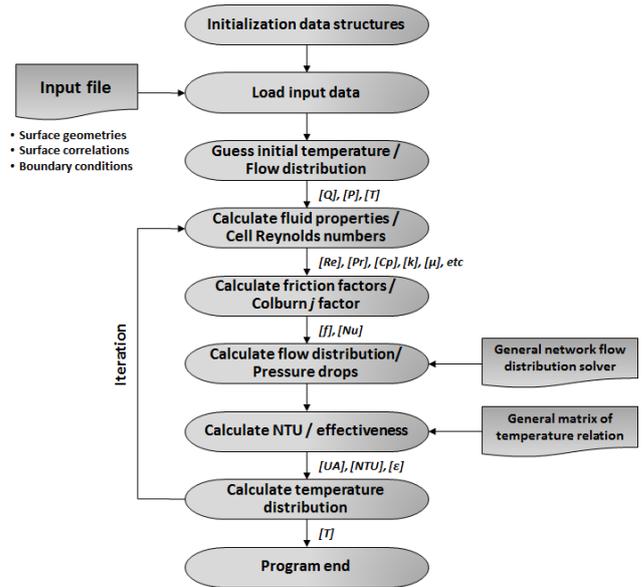


Fig. 6 Main network program flow chart

이제 F 를 함수, X 를 변수로 보고 뉴턴-랩슨 식을 그대로 쓰면 다음과 같은 형태의 식 (23)으로 나타낼 수 있다.

$$X^{k+1} = X^k - \frac{F(X^k)}{J(X^k)} \quad (23)$$

그러나 행렬(J)로 직접 나눌 수는 없기 때문에 F/J 는 $J \cdot P = F$ 인 P 를 구함으로써 계산할 수 있다. 즉, 연립방정식에 대한 뉴턴법 수식은 다음과 같다.

$$J(X^k) \cdot P = F(X^k) \quad (24)$$

$$X^{k+1} = X^k - P \quad (25)$$

즉, 현재의 X 추정값에 대해 J 와 F 값을 계산한 후에 $J \cdot P = F$ 인 P 를 구하고, 여기서 구한 P 를 이용해서 $X = X - P$ 로 X 를 업데이트한다. 업데이트 된 X 로 J, F 를 다시 계산하고 P 도 구하고 이와 같은 과정을 X 가 수렴할 때까지 반복하게 된다.

열유동 네트워크에서 열전달 계산은 열교환기의 각 side의 총괄열전달계수를 이용하여 식 (15), (16)과 같이 계산할 수 있다. 네트워크를 구성하고 있는 각각의 가지들에서 온도는 변화하며 Kirchhoff법칙으로 에너지 평형을 이룬다. HP side와 LP side의 단일 셀을 CFD 계산을 통해 예측된 교차 주름진 대칭형상의 Fanning friction factor 및 Nusselt 수 정보가 상관식의 형태로 네트워크 프로그램을 구성하는 각각의 가지에 적용된다. 본 연구에서는 고온 및 고압 조건으로 밀도(ρ), 점성계수(μ), 비열(C)과 같은 물성치는 인접한 두 개 노드 사이

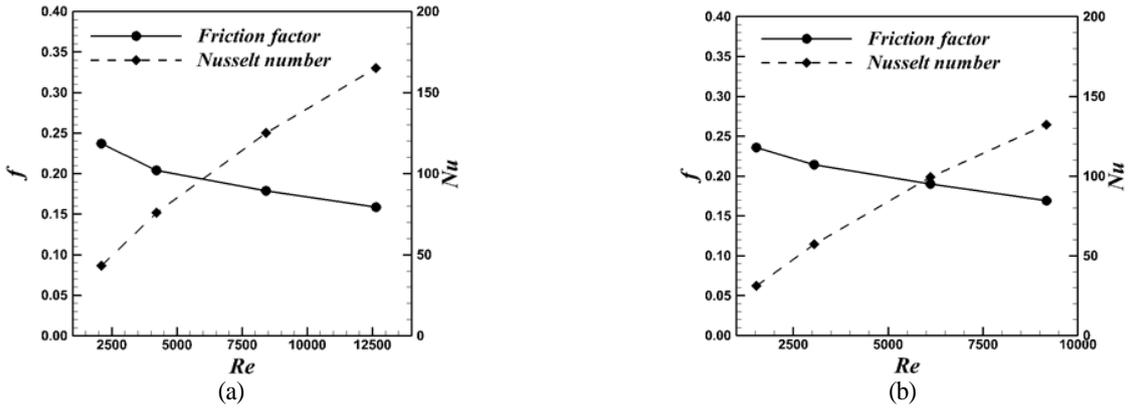


Fig. 7 Fanning friction factor and Nusselt number with variation of Reynolds number ($\theta = 90^\circ, P/H = 2.2$): (a) HP side and (b) LP side

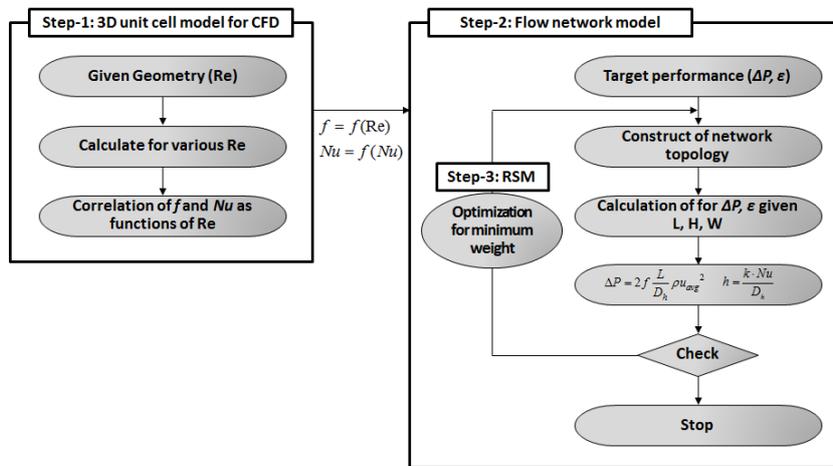


Fig. 8 3-step calculation to find the optimization for minimum weight

에 존재하는 가지에서 유체의 평균 온도로 계산한다. MATLAB 코드르 본 네트워크 프로그램을 개발 하였으며, 전체 열교환기의 성능 계산은 약 1시간 이내로 할 수 있다.

Fig. 6은 본 연구에서 사용되어진 열유동 네트워크의 순서도이다. 형상의 면적 및 부피, 유동 길이와 같은 형상 정보를 입력하고 초기조건을 입력한 후 CFD 계산을 통해 얻어진 Fanning friction factor 및 Nusselt 수의 상관식을 통해 전체 열교환기의 압력차와 열전달량을 계산할 수 있다. 열교환기 전체의 입구 유량을 HP side와 LP side에 각각 입력하면, 각각의 가치를 구성하고 있는 노드에서 정보를 저장하고, 가치를 통해 노드에 저장된 정보들이 순차적으로 마지막 노드까지 전달되어지게 된다.

2.4 Fanning friction factor 및 Nusselt 수 상관식 도출

본 연구에서는 교차주름진 판형 열교환기의 단일 셀 계산을 통하여 Fig. 7에서 볼 수 있듯이, 다양한 Reynolds 수에서 Fanning friction factor와 Nusselt 수를 구하였다. 이와 같이 나

온 Fanning friction factor 및 Nusselt 수에 관한 2차의 상관식을 Fig. 6에서 볼 수 있는 1차원 열유동 네트워크 프로그램에 적용하여 전체 열교환기의 압력 차 및 열전달량을 예측할 수 있게 된다.

2.5 인터쿨러 열교환기 크기의 최적화 방법

본 연구에서는 1차원 열유동 네트워크 프로그램을 통해 열교환기 매트릭스의 성능을 예측하였다. 열교환기 매트릭스의 폭(W), 높이(H) 그리고 길이(L)을 변화시켜가며 HP side 및 LP side의 압력차와 열교환기 전체의 열전달량을 예측하였다. 또한 열교환기의 매트릭스 무게를 최소화하기 위해 Fig. 8과 같이 3가지 단계로 나눈 계산 방법을 제시하였다.

(Step-1) 다양한 Reynolds 수에서 3차원 단위 셀의 CFD 계산을 통한 Friction factor 및 Nusselt number의 상관식을 찾는다.

(Step-2) 열교환기 매트릭스의 폭(W), 높이(H), 길이(L)를 변화시켜가며 1차원 열유동 네트워크 프로그램을 통해 열교환기 전체 매트릭스의 성능을 예측한다.

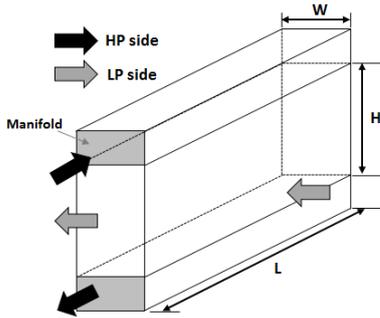


Fig. 9 Definition of matrix dimensions

(Step-3) 열교환기 매트릭스의 최소 무게를 찾기 위해 압력차 및 열전달량에 관한 상관식을 만든다.

Step-1에서의 Fanning friction factor 및 Nusselt number의 상관식은 FLUENT를 통해 계산된 단일 셀의 결과를 MATLAB에 전달하게 되고, Step-2에서는 다양한 열교환기 매트릭스의 크기에 대해 1차원 열유동 네트워크 프로그램을 통해 압력차 및 열전달량을 예측할 수 있다. Step-3에서 계산할 수 있는 열교환기 매트릭스의 무게는 다음과 같은 식으로 예측할 수 있다.

$$Weight = Number\ of\ plates \times W \times H \times t \times \rho_{Ni} \quad (26)$$

본 연구에서는 판형 열교환기 제조방법으로 스탬핑 공정과정을 가정했으며, 재료는 니켈(Nickel)로 두께(t)는 0.2 mm로 하였고, 니켈의 밀도 상수는 0.0088 g/mm³이다.

2.6 인터쿨러 열교환기 작동 조건

Fig. 9는 본 연구에서 정의한 열교환기 매트릭스를 폭(W), 높이(H) 그리고 길이(L)로 나타낸 열교환기 개념도이다. Fig. 9(a)는 직교유동의 열교환기 매트릭스를 나타내고, Fig. 9(b)는 대향유동의 열교환기 매트릭스를 보여준다. 실제로 항공기용 엔진에 들어가게 되는 열교환기는 다수의 매트릭스로 구성되게 된다. Table 1은 하나의 열교환기 매트릭스

Table 1 Typical operating conditions and the geometric constraints

Item	Design Condition
HP air inlet total temperature	580 K
LP air inlet total temperature	350 K
HP air inlet pressure	8.0 bar
LP air inlet pressure	1.6 bar
HP air outlet temperature	440 K
HP air mass-flow	0.81 kg/s
Maximum LP air mass-flow*	1.21 kg/s
Length (L)	300 - 500 mm
Height (H)	116 - 191 mm
Width (W)	52 - 72 mm

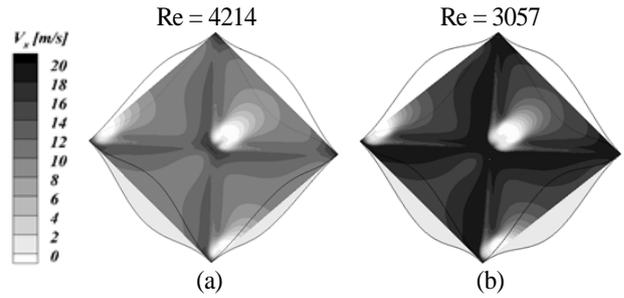


Fig. 10 Distribution of the streamwise velocity magnitude on the mid-plane between the plates for $P/H = 2.2$ and $\theta = 90^\circ$: (a) HP side and (b) LP side

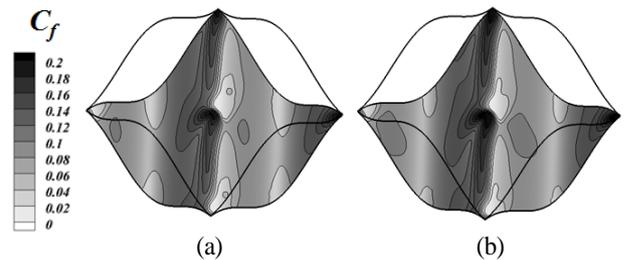


Fig. 11 Distribution of the Fanning friction factor on the bottom plate of unitary cell for symmetric ($N = 1.0$) profile for $P/H = 2.2$ and $\theta = 90^\circ$: (a) HP side and (b) LP side

의 작동 조건 및 크기를 나타낸다. 본 연구에서 진행된 인터쿨러 열교환기의 제약 조건은 다음과 같다.

$$\Delta p_{HP} < 3.5\% \quad (27)$$

$$\Delta p_{LP} < 4.5\% \quad (28)$$

$$\epsilon > 0.6 \quad (29)$$

3. 결과 및 토의

3.1 코드 검증

Table 2는 본 연구에서 이용된 네트워크 프로그램과 선행 연구[6]의 실험결과를 비교 및 검증한 결과이다. 본 연구에서 사용되어진 1차원 네트워크 프로그램과 선행연구[6]에서 실험값과 비교해 봤을 때 압력차의 상대오차가 8.1% 이하로 차이가 나는 것을 알 수 있었다. 단순화 된 CFD 상관식을 고려할 때 이 차이는 동의할 만 수준이다.

3.2 교차주름진 형상의 열교환기 성능평가

Fig. 10(a)와 (b)는 본 연구에서 사용된 교차 주름진 판형 열교환기의 HP와 LP side 단일 셀 중간면에서의 속도 분포도이다. LP side 단일 셀의 입구 질량유량이 HP side 보다 크기

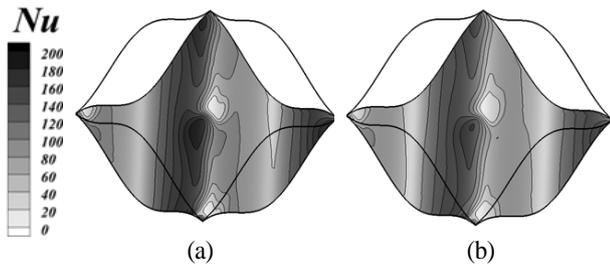


Fig. 12 Distribution of the Nusselt number on the bottom plate of unitary cell for symmetric ($N = 1.0$) profile for $P/H = 2.2$ and $\theta = 90^\circ$: (a) HP side and (b) LP side

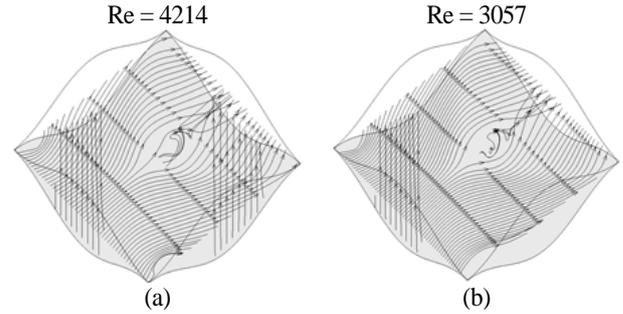


Fig. 13 Streamlines for $P/H = 2.2$ and $\theta = 90^\circ$: (a) HP side and (b) LP side

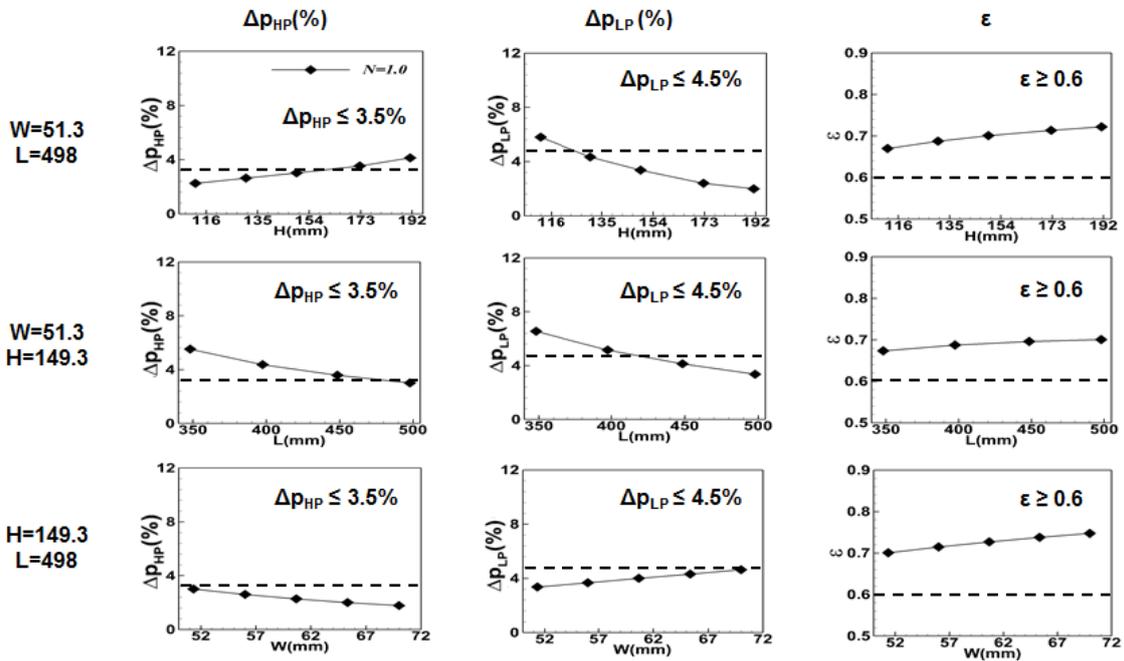


Fig. 14 The results of sizing study with variation of matrix dimensions ($\theta = 90^\circ$, $P/H = 2.2$, $N = 1.0$)

때문에 속도가 더 빠르게 나타나는 것을 볼 수 있다. 또한, 다이아몬드 형상의 단일 셀로 인해 골(valley)에서 속도가 빠르게 나타난다.

Fig. 11(a)와 (b)는 본 연구에서 CFD 계산을 통해 나온 교차주름진 판형 열교환기의 HP와 LP side 단일셀 하부 벽면의 Fanning friction factor 분포도이다. 교차주름진 형상의 단일셀은 가운데 부분에서 서로 맞닿아 있기 때문에 Fanning

Table 2 Validation result for the network calculation

Re	Δp [Pa]		Difference[%]
	Experiment[6]	Calculation	
4972	495.8	462.5	+6.7
7085	883.4	821.8	+7.0
12047	2272.0	2088.5	+8.1

friction factor가 상대적으로 큰 것을 알 수 있다.

Fig. 12(a)와 (b)는 본 연구에서 CFD 계산을 통해 나온 교차주름진 판형 열교환기의 HP와 LP side 단일셀 하부 벽면의 Nusselt 수 분포도이다. 교차주름진 판형 열교환기 단일셀은 유동의 속도가 빠른 중간 지점에서 Nusselt 수가 높게 나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig. 13(a)와 (b)는 교차주름진 판형 열교환기의 단일셀에서의 유동곡선을 나타낸다. Fig. 2에서 볼 수 있는 나선형 유동과 선형유동이 각각 나타나는 것을 알 수 있다. 단일셀의 골에서는 선형유동이 나타나고, 중간 평면에서는 다이아몬드 형상의 셀로 인해 나선형 유동이 나타나는 것을 알 수 있다. 이러한 나선형 유동으로 인해 Fig. 10에서 볼 수 있듯이 중간

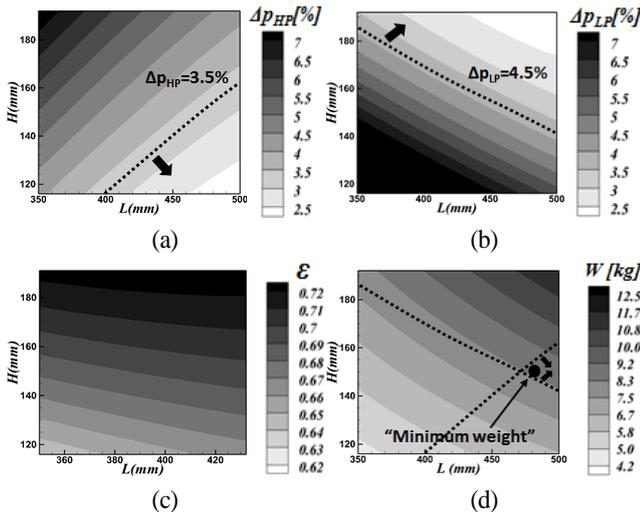


Fig. 15 Response surfaces for weight minimization ($\theta = 90^\circ, P/H = 2.2, N = 1.0$): (a) pressure drop in HP side, (b) pressure drop in LP side, (c) effectiveness and (d) weight

지점에서 속도가 상대적으로 낮게 나타나는 것을 알 수 있다.

3.3 교차 주름진 형상의 중량 최소화

본 연구에서는 교차 주름진 판형 열교환기 크기(W, L, H)를 다양하게 변화 시켜가며 최소의 무게를 가지는 열교환기 크기를 찾기 위해 Fig. 14와 같이 사이징 연구를 했다. Fig. 14는 인터쿨러의 압력 차 및 열전달 조건의 제한 조건을 만족하는 다양한 크기의 열교환기 결과를 나타낸다. 본 연구에서는 열교환기의 기본 크기를 각각 $L = 498 \text{ mm}, H = 149 \text{ mm}$ 그리고 $W = 60 \text{ mm}$ 로 하였으며, Table 1에서 주어진 다양한 사이즈의 열교환기에 대해 연구했다. Fig. 14에서 HP 및 LP side의 압력차와 열전달 조건의 제한 조건은 점선으로 나타냈다. 그래프에서 알 수 있듯이 열교환기의 길이(L)가 커지고, 높이(H)가 작아질수록 인터쿨러 제약 조건을 잘 만족한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 15(a)-(d)는 본 연구에서 계산 되어진 교차 주름진 판형 열교환기 매트릭스의 최소 무게를 찾기 위한 반응표면법(Response Surface Method, RSM) 방법[12]을 나타낸다. HP와 LP side 및 열전달 조건의 제약 조건을 나타내는 식 (27)-(29)을 이용하여 Fig. 15(d)와 같이 최소의 무게를 가지는 열교환기 사이즈를 찾아낼 수 있다.

Fig. 16(a)와 (b)는 본 연구에서 계산 되어진 교차 주름진 판형 열교환기의 기본 모델과 최적 모델 사이즈 및 무게를 나타낸다. 본 연구에서 최적의 열교환기 사이즈는 $L = 498 \text{ mm}, H = 127 \text{ mm}, W = 51 \text{ mm}$ 이고, 최적의 무게는 7.6 kg으로 계산되었다.

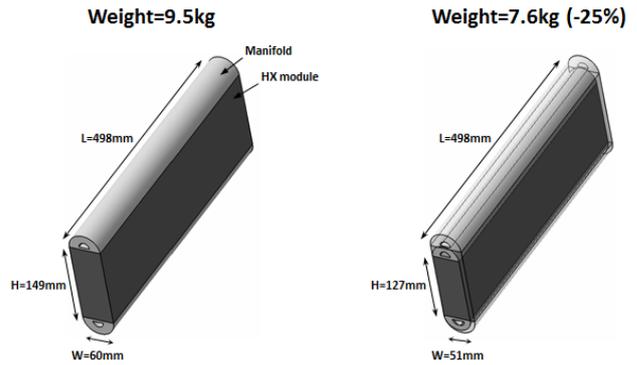


Fig. 16 The optimized size of intercooler heat exchangers and weight ($\theta = 90^\circ, P/H = 2.2, N = 1.0$): (a) baseline model and (b) optimized model

4. 결 론

본 연구에서는 열유동 네트워크 해석 알고리즘과 성능 관계식을 이용하여 성능 해석 프로그램을 개발하였고, 실험데이터와 비교해 타당성을 검토하였으며, 이를 토대로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 열 유동 네트워크 해석(flow network analysis) 및 ϵ -NTU 기법에 기반한 1차원 성능예측 프로그램을 개발하였고, 이때 Fanning friction factor 및 Nusselt number는 단일 셀 모델에 대한 3차원 CFD해석을 통해 구하는 해석 프로세스를 제안하였다.
- (2) 교차 주름형 판형열교환기 내의 복잡한 유동패턴을 다이아몬드 형태 네트워크로 모델링하는 기법을 제안하였고, 정확도 검증 결과 본 성능 해석 프로그램은 판형열교환기의 압력강하 실험 결과와 약 8% 이내로 비교적 정확히 예측할 수 있다.
- (3) 교차 주름진 판형 열교환기 매트릭스의 최소 무게를 찾기 위해 반응표면법(RSM)을 사용하였으며, 본 연구에서 주어진 작동조건에서 최소 열교환기 매트릭스의 크기는 $L = 498 \text{ mm}, H = 127 \text{ mm}, W = 51 \text{ mm}$ 로 계산되었다.

향후 다양한 판형 열교환기에서의 정확한 성능 예측과 다양한 운전 조건에 따른 판형 열교환기의 최적 무게 설계를 위해서 본 연구에서 수행한 1차원 열유동 네트워크 프로그램 및 최적화 해석 기법이 유용할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 2013년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구비(No.2013044133)와 2013학년도 부산대학교 신임교수연

구 정착금 지원으로 이루어졌음.

References

- [1] 2009, Min, J.K., Jeong, J.H., Ha, M.Y. and Kim, K.S., "High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines," *Heat and Mass Transfer*, Vol.46, pp.175-186.
- [2] 1996, Stasiek, J., Collins, M.W., Ciofalo, M. and Chew, P.E., "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passage-I. Experimental results," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, No.1, pp.149-164.
- [3] 1996, Ciofalo, M., Stasiek, J. and Collins, M.W., "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passage-II. Numerical simulations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, No.1, pp.165-192.
- [4] 1998, Stasiek, J., "Experimental studies of heat transfer and fluid flow across corrugated-undulated heat exchanger surface," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.41, No.6-7, pp.899-914.
- [5] 2012, Doo, J.H., Ha, M.Y., Min, J.K., Stieger, R., Rolt, A. and Son, C., "Theoretical predictions of longitudinal heat conduction effect in cross-corrugated heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.55, pp.4129-4138.
- [6] 2012, Doo, J.H., Ha, M.Y., Min, J.K., Stieger, R., Rolt, A. and Son, C., "An investigation of cross-corrugated heat exchanger primary surfaces for advanced intercooled-cycle aero engines (Part-I: Novel geometry of primary surface)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.55, pp.5256-5267.
- [7] 2013, Doo, J.H., Ha, M.Y., Min, J.K., Stieger, R., Rolt, A. and Son, C., "An investigation of cross-corrugated heat exchanger primary surfaces for advanced intercooled-cycle aero engines (Part-II: Design optimization of primary surface)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.61, pp.138-148.
- [8] 2002, Luo, X., Li, M. and Roetzel, W., "A general solution for one-dimensional multistream heat exchangers and their networks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.2695-2705.
- [9] 2006, Ghosh, I., Sarangi, S.K. and Das, P.K., "An alternate algorithm for the analysis of multistream plate fin heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.49, pp.2889-2902.
- [10] 2000, Harris, C., Despa, M. and Kelly, K. "Design and fabrication of a cross flow micro heat exchanger," *Journal of Microelectromechanical Systems*, Vol.9, No.4, pp.502-508.
- [11] 2010, Guo, Z.Y., Liu, X.B. and Tao, W.Q., "Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.53, pp.2877-2884.
- [12] 2010, Velden, A.V. and Koch, P., "Isight design optimization methodologies," *American Society for Microbiology, Handbook*, Vol.22B.