

모듈형 관군 열교환기에서의 관 형상에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 관한 연구

윤준식* · 박병규** · 김찬중***

Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for Various Tube Geometries in Modular Tube Bundle Heat Exchanger

Joon Shik Yoon, Byung Kyu Park and Charn-Jung Kim

Key Words: Shell-and-Tube Heat Exchanger, Tube Array, Numerical Simulation, Colburn j factor, friction f factor, Aspect Ratio

Abstract

A numerical study has been performed to obtain the heat transfer and pressure drop characteristics for shell-and-tube heat exchanger with various shapes of tubes. The Tubes have variation of Aspect Ratio, Pitch and Rotation. Results are presented as plots of Colburn j factor and friction factor f against Aspect Ratio, Pitch and Rotation. As Aspect Ratio increases, j factor and f factor decreases. As Pitch increases, j factor decreases. j/f have optimized Pitch for each Aspect Ratio. Accordingly, there is fitness of Aspect Ratio and Pitch for most effective cases. The Rotation of tubes are of no meaning for both heat transfer and pressure drop.

기호설명

A : heat exchanger frontal area, m^2	L : heat exchanger length in fluid flow direction, m
A_c : minimum free flow area, m^2	l : grid size to calculate temperature, m
A_s : total area for heat transfer, m^2	m : fluid mass flow rate, kg/s
AR : Aspect Ratio of Tube	Nu : Nusselt number
c_p : specific heat capacity, J/(kgK)	P : non-dimensionalized pitch by diameter of tube in vertical direction
D_h : hydraulic diameter, m	Pr : Prandtl number
f : friction factor	Q : heat transfer rate, W
h : heat transfer coefficient, W/($m^2 K$)	Re $_{D_h}$: Reynolds number
j : Colburn j factor	Rot : Rotation angle of tube, °
k : conductivity, W/mK	St : Stanton number
k_T : turbulent conductivity, W/mK	U_{in} : Inlet Velocity, m/s
	Δp : average pressure drop, N/ m^2
	ΔT : effective temperature difference, K
	μ : dynamic viscosity, kg/ms
	ν : viscosity, m^2/s
	ν_T : turbulent viscosity, m^2/s
	ρ : density, kg/ m^3

*회원, 서울대학교 대학원

**회원, 한국기계연구원

***회원, 서울대학교 공과대학

계를 위한 자료를 만들고자 한다.

1. 서론

인간이 사회활동을 위해 투입하는 에너지 가운데 유효하게 회수되지 못한 채 대기환경으로 배출되는 열에너지를 적극적으로 활용하여 에너지의 이용효율을 높이려는 노력이 다각도로 모색되어 왔다. 공조기용 열교환기는 여러 가지 용도로 사용되고 있으며, 그 용례는 난방, 공기조화, 폐열회수 등이라 할 수 있다. 열에너지의 활용이라는 측면에서 열교환기의 성능을 향상시키기 위한 노력은 현재 다각도에서 시행되고 있다.

다양한 형태의 열교환기에 대한 연구는 열전달에 대한 기초적인 이해를 바탕으로 Incropera[1]에 의해 기술되었으며, Webb[2]과 Hewitt[3]들 역시 여러 가지 열교환기의 특성에 대한 연구를 수행하였다. 그리고 Kays[4]는 여러 가지 열교환기의 형상에 대한 결과를 정리한 바 있다.

다양한 형태의 핀-관 열교환기의 핀의 여러 가지 형상에 대한 연구는 실험[5-9]과 수치해석[10-11]으로 모두 이루어지고 있으나, 이는 평판핀이나 루버핀 등의 비교를 통한 핀의 형상에 대한 것으로 잠열 등의 요소를 고려한 연구결과[12-13]이나 셸-관 열교환기에서의 관의 형상과 간격 등에 따른 직접적인 열교환의 성능을 결정하는 열교환 메커니즘을 다룬 것은 아니다. Metzger[14]는 실험을 통해 원관과 타원관에 대한 열교환 성능에 대한 결과를 얻었지만 이는 한정된 형상과 간격에 대한 실험결과로 경향을 충실히 보여주지는 못하였다.

셸-관 열교환기는 산업계에서 주로 공기 열교환기로 칭하고 있는 전통적인 열교환기로서 대부분 공기와 액체 열 매체간의 열교환을 목적으로 사용되고 있다[3]. 열교환기의 성능향상의 주요목표는 열전달량의 촉진과 압력강하의 감소이다. 셸을 통과하는 공기와 관을 통과하는 액체 사이의 열전달량에 큰 영향을 주는 것은 관의 형상과 간격 그리고 관의 비틀어진 각도 등을 생각할 수 있다. 그리고 이러한 요소들은 동시에 압력강하라는 열교환기의 특성을 보고자 할 때에도 고려되어야 하는 요소이다.

본 연구에서는 관의 형상과 간격 그리고 각도를 고려한 수치모델을 이용하여 각각의 경우에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 계산하고, 그에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 고찰함으로써 최적 설

2. 수치해석 모델

본 연구에서는 수치해석의 모델로서 관의 반지름이 9.5mm이고 두께가 0.25mm인 원관과 원관을 변형시켜서 만들 수 있는 타원관을 사용하고 있다.

관의 가로 / 세로 비는 Aspect Ratio로 정의되며 관과 관 사이의 간격은 무차원화된 Pitch로서 원형관 지름의 몇 배만큼의 간격을 가지고 있는지에 대하여 생각하였다. 그리고 또 하나의 요소로서 원관이 아닌 타원관에 한하여 그 비틀어진 각도를 Rotation으로 규정하여 수치해석 변수로 활용하였다. 이 모델은 Fig. 1에 보이는 바와 같다.

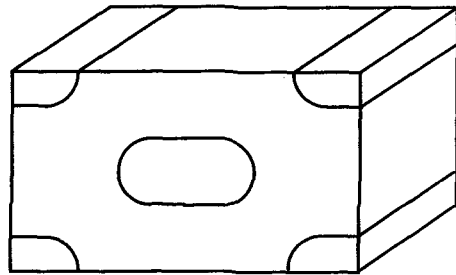


Fig. 1 Geometry of a shell-and-tube heat exchanger in the present study

Table 1 Properties of fluid and solid in the present study

	수증기 (fluid 1)	물 (fluid 2)	관 (solid)
열전달계수 k [W/mK]	0.0261	0.613	174
밀도 ρ [kg/m ³]	0.5542	998	19300
정압비열 c_p [J/KgK]	2014	4179	132
점성계수 μ [kg/ms]	0.00001344	0.000855	
입구온도 T_m [K]	400	300	

모델의 열교환기는 폐열회수용 열교환기로 수증기의 잉여에너지를 물로 전달하는 것을 목적으로 하는 열교환기이다. Fig. 1에서 열교환기에서 수증기(Fluid 1)는 Fig. 1의 좌측에서 유입되어 관을 통해서 열교환을 수행한 후 우측으로 유출되는 유동 형태를 갖는다. 반면에 물(Fluid 2)은 관 내부를 통해 지면 앞면으로 유입되어 뒷면으로 유출되는 유동이다. 그리고 두 유체가 혼합되지 않고 열교환을 수행할 수 있도록 관(Solid)이 존재한다. 여기에 필요한 물성치는 Table 1에 정리되어 있다. [1, 2]

열교환기에는 주 유동방향으로 다열의 관이 서로 엇갈린 배열(staggered array)을 이루고 있으며 관 사이의 배열은 정삼각형이다. 수치해석을 수행하기 위해서 여기서는 하나의 관을 중심으로 하여 4개의 이웃하는 관의 중심까지의 공간을 수치해석의 모델로 선정하였다.

3. 지배방정식과 경계조건

3.1 지배방정식

고밀도 헬륨-관군 열교환기의 수증기 측 유동특성은 열교환기의 기하학적 형태와 유입 수증기속도의 세기에 따라 층류유동과 난류유동으로 구분되며, 수증기 측 유동특성을 대표하는 레이놀즈수는 수력직경을 기준으로 식 (1)과 같이 정의된다. 일반적으로 아래 식으로 정의되는 레이놀즈수, Re_{D_h} 가 2300이상이면 열교환기의 수증기 측 유동특성은 난류로 간주할 수 있다. [3]

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \cdot U_{in} \cdot D_h}{\mu} \quad (1)$$

여기서 ρ 는 수증기의 밀도를 나타내며 μ 는 점성계수를 나타낸다. 그리고 D_h 는 수력직경을 의미하며 아래와 같이 나타낸다.

$$D_h = \frac{4A_c L}{A_s} \quad (2)$$

A_c 는 자유유동면적(minimum free flow area)이며, A_s 는 전체 열전달면적, L 은 주 유동방향의 길이이다.

본 연구에서는 열교환기의 수증기 유입속도를 폐열회수용 열교환기의 범위로서 5 m/s ~ 10 m/s 를 선택하였으며, 이 속도범위에서 수력직경을 특성길이라고 선택한 Re_{D_h} 는 약 20000 ~ 40000이다. 그러므로 본 연구에서의 계산모델은 난류모델을 고려한 지배방정식을 필요로 하며, $k-\epsilon$ 난류모델이 고려된 지배방정식(3-5)[4]은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

$$U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{(k + k_T)}{\rho c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (5)$$

3.2 경계조건

수증기(Fluid 1)의 경계조건으로는 주기 경계조건을 사용하였다. 이는 여러 열의 관을 통과하면서 발달된 유동을 보이는 수증기의 유동특성을 고려하기 위한 것으로 식 (6)으로 나타낸다.

$$U_{inlet} = U_{outlet} \quad (6)$$

물(Fluid 2)의 경계조건으로는 일반적인 입구 경계조건과 압력 경계조건을 사용하였으며, 그것만으로도 Poiseuille flow를 형성하고 있는 것을 확인하였다.

입구와 출구를 제외한 부분의 경계조건은 모두 대칭 경계조건을 사용하였다.

4. 수치해석 방법

고체와 유체의 conjugate heat transfer와 난류모델이 적용된 유동의 해석을 위하여 상용코드인 STAR-CD를 사용하였다. 공간에 대해서는 1차 정확도의 상류도식을 사용하였으며, 정상 상태의 해석을 위한 알고리즘으로 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 한가지 경우에 대한 시험 Case를 계산하여 최적화된 계산영역과 계산변수를 도출한 연후에, $AR = 1 \sim 4.5$, $P = 1.5 \sim 3.5$, $Rot = 0^\circ \sim 20^\circ$ 의 여러 가지 Case의 계산을 수행하였다.

5. 결과 및 고찰

5.1 계산과정

수치해석을 행한 후의 속도장과 온도장으로부터 계산을 수행하였다. 관의 입구 측 Stagnation Point로부터 출구 측 Wake Region까지의 부분이 열전달이 일어나는 부분이므로 그 부분의 계산을 통하여 고체 벽의 온도와 열전달량을 계산하였다.

수치해석 결과는 콜본 j 인자, 마찰인자 f 로 변환되어 고찰하였으며, 여러 가지 관점을 통하여 어떤 경우가 효율이 좋은 것인지 판단토록 하였다. 여기에 적용된 식은 다음과 같다.

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{h A_c}{m c_p} \quad (7)$$

식 (7)은 j 인자를 계산하기 위한 스탠튼수이며 식 (8)과 같이 j 인자를 계산한 수 있다.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{h A_c}{m c_p} Pr^{2/3} \quad (8)$$

여기서 h 는 열전달계수로 수치결과로부터 얻어 낸다.

$$h = \frac{\int h_{local} dA}{\int dA} \quad (9)$$

식 (9)를 이용하여 h 를 구할 수 있으며, h_{local} 은 열교환이 되는 부분의 에너지 평형식

$$Q_{local} = h_{local} (T_{solid} - T_{\infty}) = k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{fluid} \quad (10)$$

으로부터 다음의 식 (11)을 도출할 수 있다.

$$h_{local} = k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{fluid} \frac{1}{(T_{solid} - T_{\infty})} \quad (11)$$

여기서 k 는 유체의 열전도율이며, 온도와 기울기는 수치계산으로 도출된 결과를 테일러 전개

(12-13)를 이용하여 구하였다.

$$T_{solid} = \frac{15T_1 - 10T_{2l} + 3T_{3l}}{8} \quad (12)$$

$$\left. \frac{dT}{dy} \right|_{fluid} = \frac{-2T_1 + 3T_{2l} - T_{3l}}{2l} \quad (13)$$

l 은 수치계산상에서 Cell의 간격으로 지금 현재는 동일한 간격으로 계산하고 있으며 상수값이다. 따라서 위의 값들은 수치해석의 결과에서 도출된 값이다.

그리고 f 인자는 압력강하와 관계 있으며, 식 (14)로 정의된다.

$$f = \frac{\Delta p \rho A_c^2 d}{2 m^2 L} \quad (14)$$

5.2 타당성 검토

본 연구의 타당성을 검토하기 위하여 London[4]의 그래프와 비교하였다. 난류영역의 계산에서 유량이 변화하면 그 수치해석 결과는 Re_{D_s} 에 따라 변화하는 것을 알 수 있다. Fig. 4는 Re_{D_s} 에 따른 j 인자와 f 인자의 결과를 나타내고 있다. 그래프는 AR가 1인 원관에 대한 것이며 Pitch는 2이다. f 인자는 정확하게 일치하고 있으며, j 인자 역시 대체적으로 Kays and London의 결과를 따르는 것을 알 수 있었다.

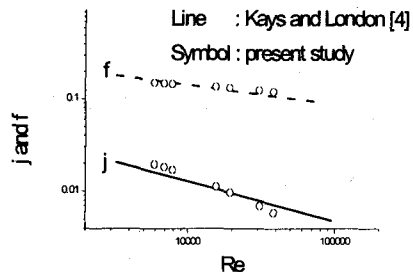


Fig. 4 Comparison of j and f versus the Reynolds number for shell-and-tube heat exchanger of AR=1, Pitch=2

Re_{D_h} 가 작은 경우와 큰 경우에 오차가 발생하는 것은 난류모델에서의 크기척도가 적절하지 않기 때문이다. 본 연구에서는 입구속도가 5m/s인 열교환기에 대해서 계산하고 있으며, 그 속도에서의 Re_{D_h} 는 20000 정도로써 그 영역에서의 j 인자와 f 인자는 London의 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

5.3 열전달의 측면

열전달의 측면을 살펴보기 위하여 콜본 j 인자를 AR와 Pitch에 따라 Fig. 5, 6과 같이 나타내었다.

j 인자는 AR이 작을수록 큰 경향을 보이고 있으며 이는 원관에 가까울수록 열전달량이 많다는 것을 의미한다. AR가 작은 경우에는 Pitch에 따라서 j 인자가 크게 변화하지 않지만, AR가 큰 타원관인 경우에는 타원관 사이의 간격이 작을수록 j 인자가 큰 것을 확인할 수 있다.

셸-관군 열교환기에서의 열전달은 경계층을 통해 이루어지며, 원관이 타원관에 비해 단위 면적에서의 경계층이 많이 발달하게 되므로 열전달이 활발해지는 것을 알 수 있다.

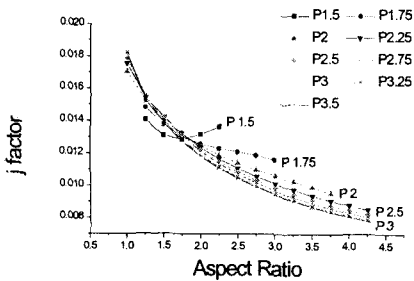


Fig. 5 j factor vs. Aspect Ratio for various Pitch

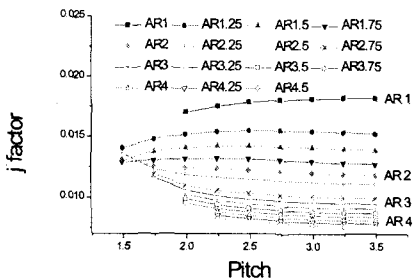


Fig. 6 j factor vs. Pitch for various Aspect Ratio

5.4 압력강하의 측면

Fig. 7, 8에는 마찰 인자 f 가 AR, Pitch에 따라 도시되어 있다.

f 는 Pitch가 큰 경우와 작은 경우에 다르게 나타난다. Pitch가 작은 경우에는 AR가 클수록 압력강하가 큰 반면에, Pitch가 큰 경우에는 반대로 AR가 작을수록 압력강하가 크게 나타난다.

Pitch의 측면에서도 같은 결과를 얻을 수 있으며 AR가 작은 경우에는 Pitch가 커짐 따라 f 인자가 커지며 길다란 타원관에 가까워질수록 멀리 있는 편이 압력강하가 작아진다.

원관의 경우에는 Pitch가 크면 와류가 많이 발생하게 되며 이는 더 큰 압력강하의 특성을 보여지게 되며, 타원관의 경우에는 와류의 영향보다는 Pitch가 작아짐에 따라 셸에서의 흐름이 원활하지 못함으로써 일어나게 되는 압력강하의 역할이 큰 것을 알 수 있다.

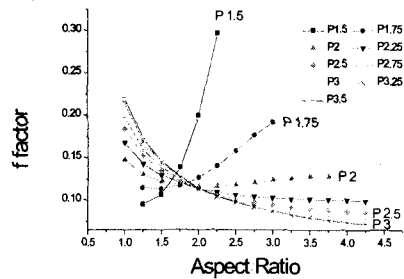


Fig. 7 f factor vs. Aspect Ratio for various Pitch

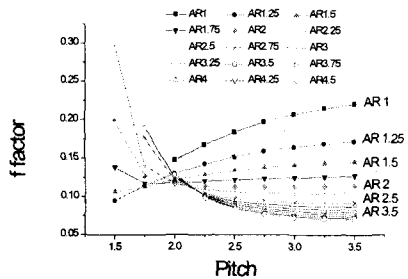


Fig. 8 f factor vs. Pitch for various Aspect Ratio

5.5 효율의 측면

압력강하를 고려한 열전달의 효율을 평가하기 위해서는 j/f 를 비교하는 것이 하나의 방법이다.

Fig. 9, 10에는 j/f 의 그래프가 제시되었으며 여러 가지 AR에 대해서 각각 최적의 Pitch가 주어져 있다. j/f 의 그래프는 AR가 작으면 작은 Pitch에 대해 좋은 효율을 보여내고 있으며, 큰 AR에 대해서는 큰 Pitch가 크다는 것을 알려준다.

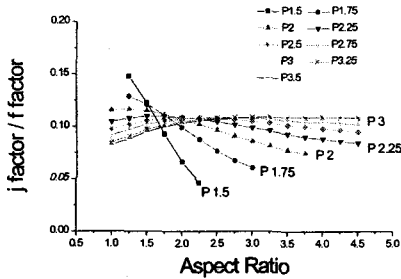


Fig. 9 j factor / f factor vs. Aspect Ratio for various Pitch

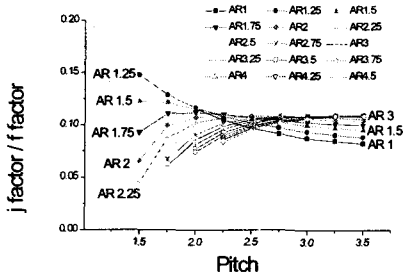


Fig. 10 j factor / f factor vs. Pitch for various Aspect Ratio

Fig. 9, 10의 그래프로부터 AR이 증가함에 따라 가장 효율적인 Pitch 역시 증가하는 것을 알 수 있다. 각각의 AR에 대하여 j/f 가 최대 값을 가지는 Pitch를 이차식의 근사를 이용하여 알아내었다. AR에 따른 최적화된 Pitch의 결과를 Fig. 11에 나타내었으며, 그 일차 근사식은 식 (15)로 나타난다.

$$P = 0.24169 + 2.29536 \times AR \quad (15)$$

따라서 AR가 정해지는 경우에 그에 합당하도록 j/f 를 극대화하는 Pitch 값은 식 (15)를 이용하여 구하면 된다.

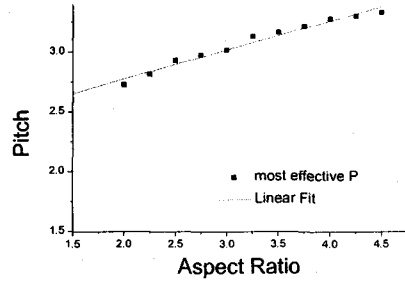


Fig. 11 Pitch vs. Aspect Ratio for most effective cases

5.6 튜브각도에 따른 영향

Fig. 12, 13에는 관의 회전각(Rotation)에 대한 j 와 f 그리고 j/f 가 제시되어 있으며, j 인자는 감소하는 반면에 f 인자는 증가하고 있음을 알 수 있다. 그리고 j/f 의 그래프에서도 압력강하에 의한 손실에 비해 열전달 효과의 향상은 미미하다는 것을 보여준다.

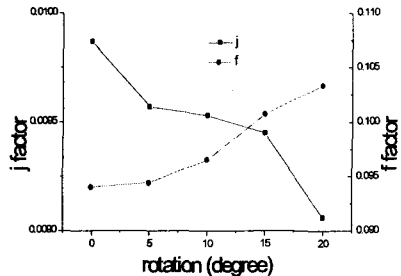


Fig. 12 j factor and f factor vs. Rotation of Tubes for AR = 3, Pitch = 2

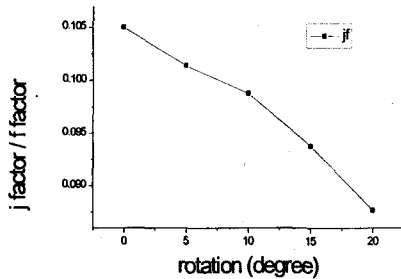


Fig. 13 j factor / f factor vs. Rotation of Tubes for AR = 3, Pitch = 2

6. 결론

본 연구에서는 셀-관군 열교환기에서 원관과 타원관의 형상과 간격 그리고 회전각에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 수치적으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 원관과 타원관을 비교하였을 때 원관에 가까울수록, 관 사이의 간격이 가까울수록 열전달량이 더 크다는 것을 알 수 있었다.

(2) 압력강하의 측면에서는 유동특성에 따라 원관의 경우에는 관 사이의 간격이 멀수록, 타원관의 경우에는 관 사이의 간격이 가까울수록 압력강하가 크다는 것을 알려주었다.

(3) 열전달량과 압력강하의 비로써 나타나는 j/f 를 계산함으로써 최적의 효율을 가진 AR와 Pitch의 관계를 얻었다.

(4) 타원관을 회전시키며 계산한 결과로 타원관의 회전은 열전달과 압력강하의 측면에서 모두 부정적인 결과를 나타내었다.

후기

본 연구(논문)는 과학기술부 지원으로 수행하는 중점국가연구개발사업(온실가스저감기술연구)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Frank P. Incropera, David P. Dewitt, 1996, *Introduction to Heat Transfer 3rd ed.*, John Wiley & Sons, inc.
- [2] G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, 1994, *Process Heat Transfer*, CRC Press, Inc.
- [3] Ralph L. Webb, 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, inc.
- [4] Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill.
- [5] 윤점열, 이관수, 1996, "다양한 형태의 단속표면을 갖는 공조기용 핀-관 열교환기의 열전달특성", 대한기계학회논문집(B) 제 20권 제 12호, pp. 3938-3948
- [6] 강희찬, 김무환, 1996, "2열 원 튜브 열교환기의 수증기측 압력강하 및 열전달 특성을 고려하기 위한 확대 모형실험", 대한기계학회 논문집(B) 제 21권 제 1호, pp. 113-124
- [7] C.-C. Wang, C.-J. Lee, C.-T. Chang and S.-P. Lin, 1997, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1945-1956
- [8] Chi-Chuna Wang, Yu-Juei Chang, Yi-Chung Hsieh and Yur-Tsai Lin, 1996, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins", *Int. J. Refrig.*, vol. 19, No. 4, pp. 223-230
- [9] J.W. Scholten and D.B. Murray, 1997, "Heat transfer and velocity fluctuations in a staggered tube array", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 19, pp. 233-244
- [10] 배진효, 이재현, 1998, "2열 절개형 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성", 대한기계학회논문집 B권, 제 22권, 제 1호, pp. 79-92
- [11] M. Fiebig, A. Grosse-Gorgemann, Y. Chen and N. K. Mitra, 1995, "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal", *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 28, pp. 133-146
- [12] S. A. Idem, A. M. Jacobi and V. W. Goldschmidt, 1990, "Heat Transfer Characterization Finned-Tube Heat Exchanger (With and Without Condensation)", *Transactions of the ASME* vol. 112, pp. 64-70
- [13] Jiin-Yuh Jang, Jen-Tien Lai and Long-Chi Liu, 1997, "The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol. 41, pp. 3321-3337
- [14] D. E. Metzger, C. S. Fan, S. W. Haley, 1984, "Effects of Pin Shape and Array Orientation on Heat Transfer and Pressure Loss in Pin Fin Arrays", *Transactions of the ASME*, Vol. 106, pp. 252-257