

모듈형 편평원관군 열교환기의 열전달 특성 해석

박 병 규[†], 이 준 식

서울대학교 기계항공공학부

Analysis of Geometrical Effects on Heat Transfer Characteristics in a Modular Flat Tube-Bundle Heat Exchanger

Byung Kyu Park[†], Joon Sik Lee

[†]School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received May 3, 2005; revision received September 9, 2005)

ABSTRACT: Flow channels with non-circular cross-sections are encountered in a wide variety of heat exchangers. Accurate friction factor and Colburn j factor data are essential for the design and viable applications of such heat exchangers. In this study, an analysis is conducted on heat transfer and pressure drop characteristics for tube-bundle heat exchanger with various arrangements of tubes, of which their geometry could easily be modified from a circular one in a harsh environment. The parameters investigated are aspect ratio, pitch, and inclined angle of tubes. The results obtained are: (1) Aspect ratio has larger influence on the j and f factor than pitch; (2) As aspect ratio increases, both j and f factors decrease; (3) The high performance is achieved when the pitch and aspect ratio are in the range of 1.5~2.5 and 1.25~2.0, respectively; and (4) the inclined arrangements of tubes show unfavorable results for both heat transfer and pressure drop characteristics in spite of the positive possibility of condensate removals in a latent heat recovery system.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Flat tube-bundle(편평원관군), Numerical analysis(수치 해석), Aspect ratio(중횡비)

기 호 설 명

A : 열교환기 전면적 [m^2]
 A_c : 최소 자유유동면적 [m^2]
 AR : 관의 중횡비, w_t/h_t
 A_s : 전체 열전달면적 [m^2]
 c_p : 비열 [J/kgK]
 D_h : 수력직경 [m]

f : f 인자
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 j : Colburn j 인자
 k : 열전도도 [W/mK]
 k_T : 난류 열전도도 [W/mK]
 L : 유동방향 열교환기 길이 [m]
 l : 온도 계산격자 크기 [m]
 m : 질량유량률 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수, hD_h/k
 P : 편평관 높이 기준의 무차원 피치, p_t/h_t
 Δp : 평균 압력강하 [N/m^2]
 Pr : Prandtl 수, ν/α

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-880-1705; fax: +82-2-880-1910

E-mail address: bkpark@snu.ac.kr

- Q : 열전달률 [W]
- Re_{D_h} : Reynolds 수, UL/ν
- S : 수직방향의 무차원 간격, $s/D_h=2$
- St : Stanton 수, $Nu/(RePr)$
- ΔT : 온도차 [K]
- U_{in} : 입구속도 [m/s]

그리스 문자

- θ : 관의 경사각 [$^\circ$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- μ : 점성계수 [kg/ms]
- ν : 동점성계수 [m^2/s]
- ν_T : 난류 점성계수 [m^2/s]

1. 서 론

표면으로부터 열전달을 향상시키기 위해서 표면에 난류촉진체 또는 돌기를 형성시키는 것은 잘 알려진 열전달 촉진기술^(1,2)이다. 편평관 내부에는 액체가 흐르고 루버핀이 형성된 외부에는 기체가 흐르는 밀집형 열교환기는 차량용 고효율 냉난방시스템에 널리 이용되고 있으며, 이 경우 기체측 열저항이 액체측보다 충분히 크기 때문에 루버핀 표면의 열성능 향상에 관한 광범위한 연구가 진행되어 왔다. 그러나 입자생성물이 발생하는 연소배가스에서는 입자침착 때문에 핀을 사용하기가 곤란하며, 또한 압력손실을 줄이기 위해서 액체관의 성능에 관한 주의 깊은 개선책이 필요하다.

상업용 에너지 절약시스템에서 널리 채택되고 있는 폐열회수 열교환기는 대부분 원관을 사용하고 있는 실정이다. 저비용 열전달 촉진기술에 관해서 조사⁽³⁾하였으며, Harris and Goldschmidt⁽⁴⁾는 타원 단면의 관을 열교환기에 채용하기 위하여 직교류 열교환기의 타원관 표면에서의 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였다. Metzger et al.⁽⁵⁾은 실험적인 방법으로 원관과 타원관에서의 열교환 성능에 대한 결과를 얻었지만 실험상의 한계 때문에 경향을 충분히 고찰하지는 못하였다. 또한 Olsson⁽⁶⁾은 열전달 촉진체가 있는 방열판에서의 열성능을 고찰하였다.

폐열회수 열교환기에서는 열전달과 압력손실을 중요한 요소로서 동시에 고려해야 하며, 열성능

향상의 주요 목표는 이들을 고려한 설계 최적화이다. 본 연구에서는 원관에 간단한 추가공정으로 열전달 향상을 기대할 수 있는 편평원관군 열교환기에 대해서 수치해석방법을 사용하여 매개변수의 영향을 고찰하였다. 따라서 지금까지는 열교환기의 설계시 원관의 배치는 주로 설계자의 경험이나 직관에 의존하여 왔지만, 편평원관군 열교환기 설계시 본 연구결과로부터 관의 배열에 대한 설계 참고자료로 활용할 수 있도록 한다.

2. 해석모델

본 연구에서는 수치해석을 이용하여 편평원관 외부부를 통과하는 기체와 관 내부를 통과하는 액체 사이의 열전달량에 큰 영향을 주는 주요인자인 관의 형상, 간격 및 경사각을 변화시킨 경우에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 파악함으로써 설계를 위한 자료를 제시한다. 여기서 채택한 수치해석모델은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 원관과 이를 납작하게 변형시켜서 만들 수 있는 형상으로서, 상하류측은 반원관, 중앙부는 평판형태인 편평원관군으로 설정한다. 대표적인 수치 데이터로서는 가장 많이 사용되고 있는 관의 반경이 9.5 mm이고 두께가 0.25 mm인 원관을 기본으로 하여 관의 가로/세로 비는 종횡비(aspect ratio) AR로 정의하고, 관과 관 사이의 간격은 편평원관의 높이로 무차원화한 피치(pitch) P로서 고려하였다. 또한 편평원관이 수평에 대해 기울어진 각도를 경사각 θ 로 정의하여 수치해석 변수로 선정하였다. 열교환기에는 주 유동방향으로 관군이 서로 엇갈린배열(staggered array)을 이루고 있으며 관 사이의 배열은 삼각형을 이룬다. 수치해석

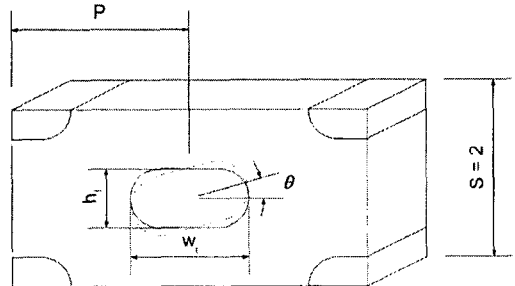


Fig. 1 Geometrical element of a flattened tube-bundle heat exchanger.

Table 1 Properties of fluid and solid in the present study

	Steam (fluid 1)	Water (fluid 2)	Tube (solid)
Thermal conductivity k [W/mK]	0.0261	0.613	174
Density ρ [kg/m ³]	0.5542	998	19300
Specific heat c_p [J/kgK]	2014	4179	132
Viscosity μ [kg/ms]	1.344×10^{-6}	8.55×10^{-4}	
Inlet temperature T_{in} [K]	400	300	

을 수행하기 위해서 완전발달된 유동을 가정하여 해석모델을 설정하였다.

또한, 본 열교환기 모델계산에서는 현열만 회수하는 것으로 가정한다. 즉, 수증기의 응축이 없다. Fig. 1의 열교환기에서 유체 1(수증기)은 Fig. 1의 좌측에서 유입되어 관을 통해서 열교환된 후 우측으로 유출되는 유동형태를 갖는다. 반면에 유체 2(물)는 관 내부를 통해 지면 전방에서 유입되어 후방으로 유출되는 유동이다. 계산에서 사용한 물성치는 Table 1에 나타났다.⁽²⁾

3. 수치해석

3.1 지배방정식

관군 열교환기의 외부 유동특성은 열교환기의 기하학적 형태와 유입유체의 속도에 따라 층류유동과 난류유동 영역으로 구분되며, 이를 나타내는 Reynolds 수는 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

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

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

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

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

수증기 유속은 폐열회수용 열교환기를 기준으로 5~10 m/s를 선정하였으며, 이 속도에서 수력직

경을 특성길이로 하면 Re_{D_h} 는 약 20,000~40,000이다. 난류유동 해석을 위해 k - ϵ 난류모델⁽⁷⁾을 사용하였으며, 지배방정식은 다음과 같다.

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

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

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

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_i \Psi - \epsilon \quad (7)$$

$$U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \nu_i \Psi - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (8)$$

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\epsilon 1} = 1.44, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92, \quad \sigma_k = 1.00, \quad \sigma_{\epsilon 1} = 1.3 \quad (9)$$

3.2 경계조건

수증기의 경계조건으로는 주기 경계조건을 사용하였다. 이는 여러 열의 관을 통과하면서, 발달된 유동을 보이는 수증기의 유동특성을 고려하기 위한 것으로 다음과 같다.

$$U_{inlet} = U_{outlet} \quad (10)$$

물의 경계조건으로는 일반적인 입구 경계조건과 압력 경계조건을 사용하였으며, 완전히 발달된 유동을 형성한다. 입구와 출구를 제외한 부분의 경계조건은 모두 대칭 경계조건을 사용하였다.

3.3. 계산과정

수치해석을 행한 후의 속도장과 온도장으로부터 성능평가에 필요한 계산을 수행하였다. 관의 입구측 상류로부터 출구측 하류 영역까지의 부분이 열전달이 일어나는 부분이므로 계산을 통하여 고체벽의 온도와 열전달량을 계산하였다.

수치해석 결과로부터 Colburn j 인자, 마찰인자 f 를 구하여 열성능의 거동을 비교하였다. 이를 위해 사용한 Stanton 수는 다음과 같이 정의된다.

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{hA_c}{mC_p} \quad (11)$$

Stanton 수와 j 인자의 관계를 이용하여 다음 식으로 j 인자를 계산할 수 있다.

$$j = StPr^{2/3} = \frac{hA_c}{mC_p} Pr^{2/3} \quad (12)$$

여기서, h 는 열전달계수로 다음과 같이 수치해석 결과로부터 구한다.

$$h = \frac{\int h_{local} dA}{\int dA} \quad (13)$$

h_{local} 은 열교환면의 에너지 평형식으로부터 식 (15)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{local} = h_{local}(T_{solid} - T_{\infty}) = k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{fluid} \quad (14)$$

$$h_{local} = k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{fluid} \frac{1}{(T_{solid} - T_{\infty})} \quad (15)$$

여기서, k 는 유체의 열전도도이다. 또한 f 인자는 압력강하와 관계하며 다음 식으로 정의된다.

$$f = \frac{\Delta p \rho A_c^2 d}{2m^2 L} \quad (16)$$

고체와 유체의 복합열전달과 난류모델이 적용된 유동의 해석을 위하여 상용코드인 STAR-CD를 사용하였다. 공간에 대해서는 상류도식을 사용하

였고, SIMPLE 알고리즘을 적용하였다. 대표적인 경우에 대한 시험계산하여 최적화된 계산영역과 계산요소들을 도출한 다음에, AR=1.0~4.5, P=1.5~3.5, $\theta=0^\circ\sim 20^\circ$ 의 범위에서 여러 가지 조건을 바꾸면서 계산을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 해석결과 검증

본 계산결과와 타당성을 검증하기 위하여 Kays and London⁽⁸⁾의 결과와 비교하였다. Fig. 2는 AR이 1이고 피치가 2, 입구속도가 5m/s인 원관 열교환기에 대하여 Re_{D_n} 의 변화에 따른 j 인자와 f 인자를 나타낸 것이다. f 인자는 매우 잘 일치하고 있으며, j 인자 역시 대체적으로 Kays and London의 결과를 잘 따르는 것을 알 수 있다. 본 계산의 경우 Re_{D_n} 는 20000 정도라서 이 영역에서의 j 인자와 f 인자는 Kays and London의 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

4.2 열전달 특성

열전달 특성을 살펴보기 위하여 Colburn j 인자를 종횡비 AR과 피치 P를 변화시키면서 계산한 결과를 Fig. 3 및 Fig. 4에 각각 나타냈다.

Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 피치 P가 1.5인 경우를 제외하면 전반적으로 j 인자는 종횡비 AR이 증가할수록 감소하는 경향을 보이고, 피치 P가 작을수록 이러한 경향은 줄어든다. 이는 원

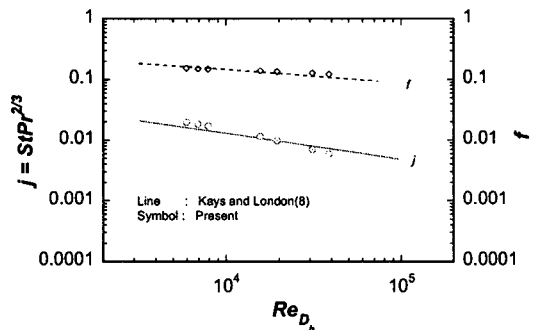


Fig. 2 Numerical validation of present analysis for circular tube heat exchanger with AR=1 and Pitch=2.

관에 가까울수록 관군 주위의 유속이 상대적으로 커지기 때문이다. AR이 1.75 부근에서는 P에 관계없이 j 인자가 거의 유사한 값을 가진다. 또한, 피치 P가 1.5인 경우, AR이 1.5 이상에서 증가하는 것은 이웃하는 관 표면과의 간격이 좁아져서 유속이 현저히 증가하기 때문이다.

Fig. 4에서 j 인자는 종횡비가 대략 2보다 작은 경우 피치의 증가에 따라 미소하게 증가하지만, 그 이상에서는 미소하게 감소하는 경향을 나타낼 수 있다. 이것은 편평원관군 열교환기에서의 열전달은 평판부분에서 경계층이 충분히 두꺼워져서 단위면적당 열전달률이 상대적으로 떨어지는 것으로 이해할 수 있다. Fig. 3 및 Fig. 4의

결과로부터 편평원관군 열교환기에서는 종횡비의 변화가 피치의 변화에 비해 j 인자에 훨씬 큰 영향을 끼치는 것을 알 수 있다.

4.3 압력강하 특성

압력강하 특성을 살펴보기 위하여, 같은 방법으로 마찰인자 f 를 종횡비 AR과 피치 P를 변화시키면서 정리한 결과를 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타냈다. Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 f 인자는 피치 P가 2 이상인 경우에는 AR이 커질수록 서서히 줄어드는 경향을 보이지만, 피치 P가 2 이하인 경우에는 급격하게 증가함을 알 수 있다. 이

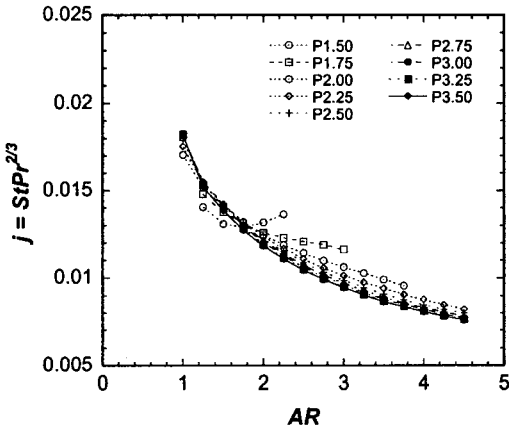


Fig. 3 Effect of aspect ratio AR on j factor for various pitches.

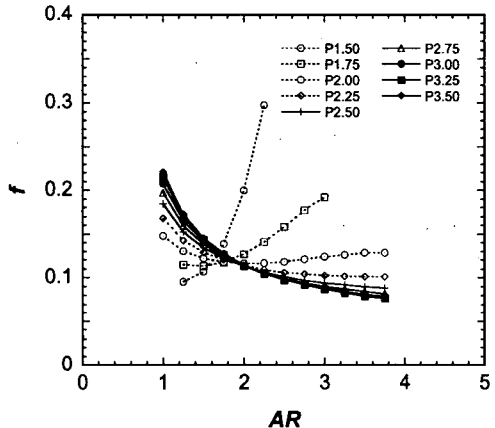


Fig. 5 Effect of aspect ratio AR on f factor for various pitches.

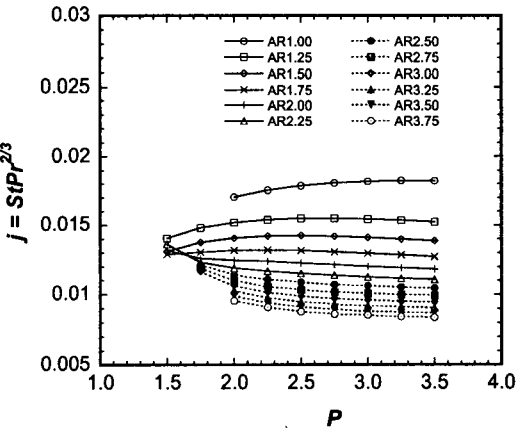


Fig. 4 Effect of pitch P on j factor for various aspect ratios.

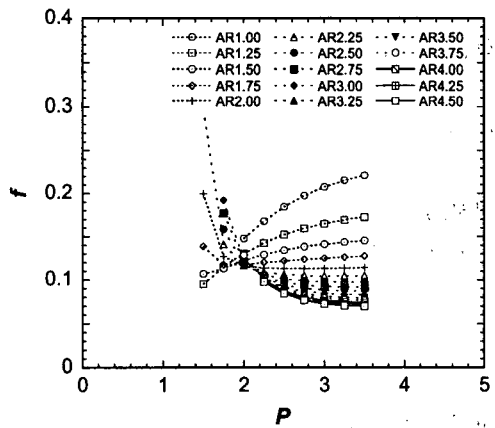


Fig. 6 Effect of pitch P on f factor for various aspect ratios.

와 같이 f 는 피치가 큰 경우와 작은 경우에 완전히 다른 거동을 보이는 것은 관군 외부의 최소 유로폭이 급격히 좁아져 압력손실이 커지기 때문이다. 이러한 경향은 Fig. 6에서 f 인자는 피치 P 가 2보다 작은 경우에는 종횡비 AR 이 1.75 이상으로 증가함에 따라 급격히 증가하는 것에서도 확인할 수 있다.

편평원관군 열교환기에서 Fig. 3과 Fig. 5로부터 적절한 종횡비 AR 과 피치 P 사이에는 상관관계가 존재함을 알 수 있다.

4.4 열교환 성능

열교환기의 성능을 평가하는 기준은 여러 가지 방법이 있으며 그 중의 하나는 j/f 비를 비교하는 것이다. Fig. 7 및 Fig. 8에는 j/f 비를 AR 및 P 에 대해서 각각 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 피치가 작으면 작은 AR 일수록 좋은 효율을 나타내고, AR 이 증가함에 따라 감소하며, 큰 피치에 대해서는 AR 이 서서히 증가하다가 일정한 값에 도달한다. Fig. 8에서는 AR 이 작으면 작은 피치일수록 좋은 효율을 나타내고, AR 이 증가함에 따라 둔감해지며, 큰 AR 에 대해서는 피치가 클수록 효율이 서서히 증가하다가 일정한 값에 도달함을 알 수 있다.

피치 P 와 종횡비 AR 에 따른 열성능 평가 인자인 j/f 비의 거동을 살펴보기 위해 등고선으로 Fig. 9에 나타내었다. 이로부터 $P=1.5-2.5$, $AR=1.25-2.0$ 부근에서 설계하는 것이 가장 바람직함을 알 수 있다. Fig. 9에서 P 및 AR 이 선형적으로 비례하면서 높은 j/f 비를 나타내는 영역(plateau)은 무차원 간격 S 가 2로 일정한 경우 평판에 가까운 배열에 기인하는 것이다. 따라서 P 또는 AR 이 정해지는 경우에 그에 합당하도록 j/f 비가 최대가 되는 다른 인자를 결정할 수 있다.

4.5 튜브각도에 따른 영향

관의 경사각에 대한 j 인자와 f 인자 및 j/f 비를 Fig. 10 및 Fig. 11에 나타냈다. Fig. 10으로부터 j 인자는 감소하는 반면에 f 인자는 증가하므로 편평관을 경사지게 배열하는 것은 바람직하지 못한 효과를 나타냄을 알 수 있다. Fig. 11에서는 경사각의 증가에 따라 j/f 비의 값이 감소함을 보

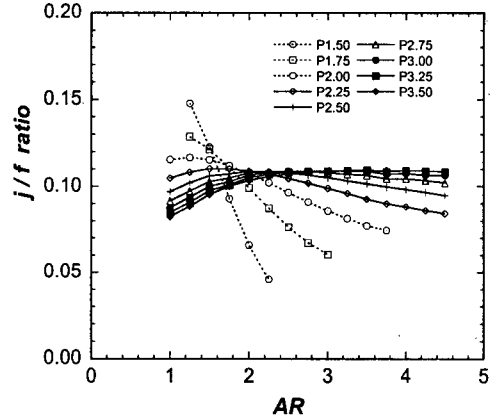


Fig. 7 Effect of aspect ratio AR on j/f ratio for various pitches.

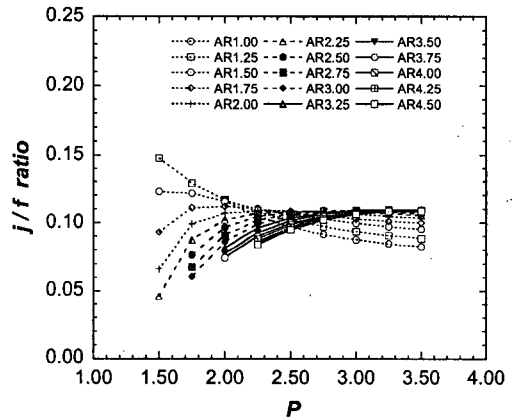


Fig. 8 Effect of pitch P on j/f ratio for various aspect ratios.

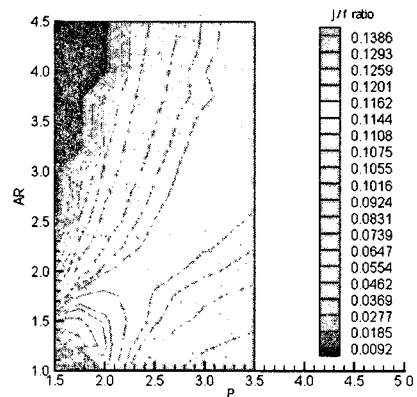


Fig. 9 Relations between AR and P for optimum effectiveness.

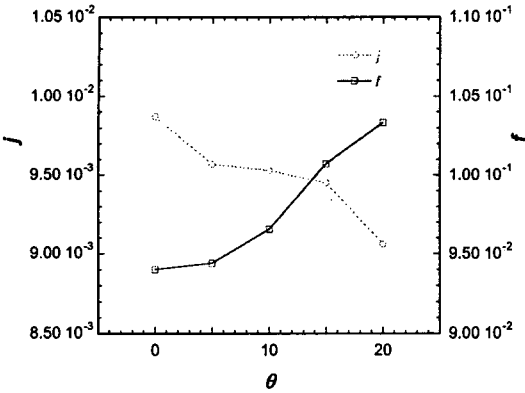


Fig. 10 Effect of tube inclination angle on *j* factor and *f* factor for AR=3, Pitch=2.

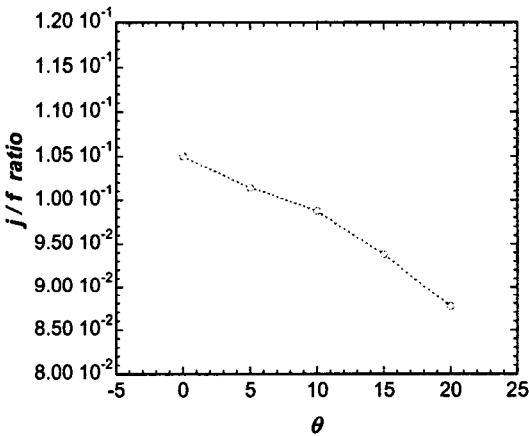


Fig. 11 Effect of tube inclination angle on *j/f* ratio for AR=3, Pitch=2.

여준다. 즉, 편평원관을 현열 열교환기로 그대로 사용할 경우 경사각도가 증가시키는 것은 바람직하지 못하다. 그러나 비틀린 편평원관(twisted flattened tubes)을 채용한 현열 및 잠열 회수용 열교환기로 사용하면 열전달 효율 및 응축수 제거 측면에서 우수할 것으로 예상되지만 제작단가의 상승 및 품질관리 문제, 다양한 형상인자, 운전변수의 영향이 클 것으로 예상되므로 보다 체계적인 연구가 필요하다.

5. 결 론

본 연구에서는 현열회수용 관군 열교환기에서 제작의 용이성을 고려하여 편평원관군 열교환기

의 매개변수에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 수치적으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) *j*인자는 중횡비 AR이 증가할수록 감소하는 경향을 보이고, 피치 P가 작을수록 이러한 경향은 줄어든다.

(2) 중횡비의 변화가 피치의 변화보다 *j*인자 및 *f*인자에 훨씬 큰 영향을 준다.

(3) 열전달 성능평가 기준으로서 *j/f*비를 계산함으로써 최적의 효율을 가진 AR과 피치 P의 거동을 나타냈다.

(4) 편평원관군 열교환기 설계시 P=1.5-2.5, AR=1.25-2.0 부근에서 설계하는 것이 바람직하다.

(5) 편평원관군 열교환기의 경사각은 잠열회수용에서는 응축제거에 바람직할 수도 있지만, 현열회수용에서는 작을수록 좋다.

후 기

이 논문은 2005년도 두뇌한국21사업에 의해 지원되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Webb, R.L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, inc.
2. Hewitt, G.F., Shires, G.L. and Bott, T.R., 1994, Process Heat Transfer, CRC Press, Inc.
3. Park, B.K., Kim, H.B., Yeom, H.K., Lee, J.H. and Lee, J.S., 2000, Modular Condensing Heat Exchanger for heat Recovery, Japan Pat. No. 3127992.
4. Harris, D.K. and Goldschmidt, V.W., 2002, Measurements of the overall heat transfer from combustion gases confined within elliptical tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.26, pp.33-37.
5. Metzger, D.E., Fan, C.S. and Haley, S.W., 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.
6. Olsson, C.-O., 1996, Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 15, pp. 3211-3220.
 7. Sunden, B. and Faghri, M., 1998, *Computer simulations in compact heat exchanger*, Computational Mechanics Publications, pp. 169-225.
 8. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill.
 9. Wang, C.-C., Chang, Y.-J., Hsieh Y.-C. and Lin, Y.-T., 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.
 10. Scholten, J. W. and Murray, D. B., 1997, Heat transfer and velocity fluctuations in a staggered tube array, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 19, pp. 233-244.
 11. Jang, J.-Y., Lai, J.-T. and Liu, L.-C., 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.
 12. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed., John Wiley & Sons, inc.
 13. Park, B. K., Kim, G. O. and Kim, M. G., 2002, Condensation heat transfer on the horizontal tubes of a modular shell and tube-bundle heat exchanger, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 1, pp. 21-30.