

공기압축기의 인터쿨러 선정을 위한 열교환기의 형상별 성능해석

유상훈* · 박상구* · 정지환† · 윤정필**

(원고접수일 : 2007년 10월 29일, 심사완료일 : 2007년 12월 13일)

Comparison of Various Heat Exchanger Performances in order for Air Compressor Intercooler Application

Sang-Hoon Yoo* · Sang-Gu Park* · Ji-Hwan Jeong† · Jeong-Pil Yoon**

Abstract : Intercooling and aftercooling are required in order to operate air compressor, these are conducted through air-cooled or water-cooled heat exchangers. This study aims to find more suitable type of heat exchanger as a water-cooled intercooler of air compressor. Comparative performance evaluation among fin-tube heat exchanger and shell-and-tube (S&T) heat exchanger having various tubes such as circular tube, spiral tube, and internally finned tube was conducted. Thermal-hydraulic performance of each heat exchanger type is evaluated in terms of temperature drop and pressure drop. The comparisons show that shell-and-tube heat exchangers may have similar and larger heat transfer capacity to the fin-tube heat exchanger if tube diameter is reduced and multiple pass is adopted. For these cases, however, compressed air pressure drop in shell-and-tube heat exchanger become much larger than that in fin-tube heat exchanger.

Key words : Compressor (압축기), Intercooler (인터쿨러), Fin-tube (핀-관), Heat exchanger (열교환기), Shell and tube (셸앤튜브), Heat transfer (열전달), Pressure loss (압력강하)

기호설명

A : 전열면적 [m^2]

C_p : 정압비열 [J/kgK]

D_h : 수력직경 [m]

d : 관직경 [m]

f : Fanning friction factor

G : mass flux [kg/m^2s]

h : 열전달 계수 [W/m^2K]

j : j 계수

k : 열전도율 [W/mK]

L : 열교환기의 유동 방향 길이 [m]

† 교신저자(부산대학교 기계공학부 교수, RIMT), E-mail : jihwan@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-3050

* 부산대학교 기계공학과 대학원생

** (주)삼성테크윈 터보개발센터

- m : 질량 유량 [kg/s]
- Nu : Nusselt 수
- Pr : Prantle 수
- R : 열저항 [K/W]
- Re : Reynolds 수
- t : 핀두께 [m]
- U : 총괄 열전달 계수 [W/m²K]

그리스 문자

- ΔP : 압력 강하 [Pa]
- μ : 점성 계수 [Pa s]
- η : 열교환기 표면 효율
- η_f : 핀 효율
- ρ : 밀도 [kg/m³]

아래첨자

- a : 공기
- f : 핀
- h : 수력
- i : 입구
- m : 평균값
- man : manifold
- o : 출구
- w : 물
- wall : 벽

1. 서 론

공기압축기는 압축공기를 이용, 동력을 전달하거나 원료를 이송하는데 쓰이는 핵심 공장 자동화 설비다. 최근 에너지 분야에 대한 관심이 증대하면서 터보 공기 압축기와 같은 고성능 압축기의 기술 개발이 이루어지고 있다. 또한 최근 공정산업의 활황으로 인하여 수요가 팽창하고 있어 기술적 우위를 확보하기 위하여 많은 연구가 진행되고 있다.

이러한 공기압축기는 공기를 효과적으로 압축하기 위하여 인터쿨러(intercooler: IC) 와 애프터

쿨러(aftercooler: AC)를 사용하여 압축공기의 온도를 떨어뜨리는 과정이 필요하다. 공기 압축 과정에서 IC 와 AC 영향을 Fig. 1 에 나타내었다. 공기의 압축 과정을 등엔트로피 과정이라고 가정하면 T-s 선도 상에서 (1-2)과 (3-4)과정은 등엔트로피 압축과정을 나타낸다. (2-3)의 과정은 IC에 의한 열전달 과정이고 (4-5)는 AC에 의한 열전달과정을 나타낸다. IC 와 AC를 사용한 과정(1-5)과 냉각기를 사용하지 않은 과정(1-2')을 비교하면 냉각기를 사용할 때의 압축일이 a 영역만큼 감소하는 것을 알 수 있다.

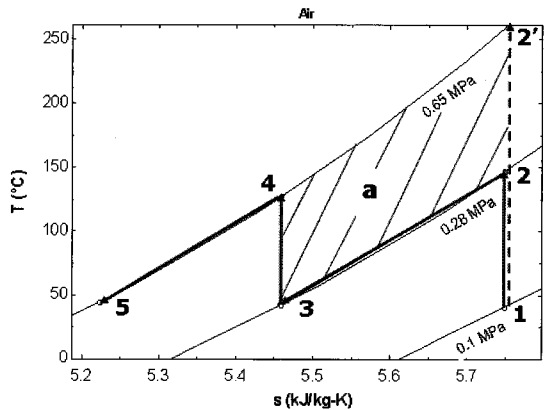


Fig. 1 Effect of intercooler & aftercooler in air compression process

압축기용 IC 와 AC로 사용되는 열교환기는 여러 종류가 있지만 주로 흰-관 열교환기나 shell and tube (S&T) 열교환기가 사용되고 있다. 흰-관 열교환기나 S&T 열교환기 모두 각각의 성능향상을 위한 연구는 많이 수행되고 있다. 흰-관 열교환기의 경우 핀형상, 핀피치, 관회로, 열수 등의 기하학적 설계변수와 유입공기의 속도, 온도, 습도 등 다양한 유동조건의 변화를 통한 성능 향상에 대한 연구가 이루어져왔다. McQuiston^[1]은 평판관 4열 열교환기의 성능을 j 계수를 이용한 상관식을 제시하였으며, Gray와 Webb^[2]은 4열 열교환기에 관하여 관의 단 간격과 핀 간격을 포함하여 상관관계식을 제안하였다. Nakayama와 Xu^[3]는 3종의 슬릿 핀-관 열교환기에 대해 실험하고 상관식을

제시하였다. 또한 S&T 열교환기 역시 성능 향상의 인자가 되는 셀의 형태, 배플의 형태 등 설계 변수에 대한 연구가 진행되어 왔다. Kern⁽⁴⁾은 복잡한 형상의 셀 측의 열전달 계수에 관계된 상관식을 제안하였다. 또한 Taborek⁽⁵⁾은 2종의 배플에 대하여 S&T 열교환기의 열전달 계수와 압력강하를 비교하였다.

압축기용 IC 와 AC 로서 적합한 열교환기의 type 별 성능을 비교한 연구는 문헌에서 찾지 못하였다. 본 연구에서는 압축기용 IC 와 AC 로서 사용되고 있는 환-관 열교환기와 S&T 열교환기의 성능을 비교하였다. 환-관 열교환기와 전열관의 종류에 따라 원형관 (circular tube), 주름관 (spirally fluted tube), 그리고 내부회관 (internally finned tube) 3 종류로 분류한 S&T 열교환기의 성능 비교를 수행하였다. 이론적인 방법을 통한 열교환기의 성능 비교평가를 위하여 기존의 상관식을 바탕으로 해석 모델을 제시하였다. 이로부터 전열 성능 및 압력강하 특성을 비교 검토하였다.

2. 열교환기 성능 예측 모델

열교환기의 입구 조건으로부터 전열량 및 출구 온도를 계산하기 위하여 두 가지 type의 열교환기 모두 $\epsilon - NTU$ 법을 적용하여 해석하였다.

일반적으로 열교환기의 총괄열전달계수는 식(1) 과 같이 열저항의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_w A_w} + R_{wall} + \frac{1}{\eta_{o,a} h_a A_a} + R_f \quad (1)$$

본 해석에서는 파울링에 의한 열저항 R_f 는 무시하였고, 공기측에만 환이 설치되었다고 가정하였다. UA 값으로부터 다음의 전달 단위 수(NTU)를 결정하였다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2)$$

여기서 C_{min} 은 C_h, C_c 중 작은 것으로 정의되며, C_h, C_c 는 각각 고온유체와 저온유체의 열용량을 나타낸다. $\epsilon - NTU$ 관계식으로부터 ϵ 을 구할 수 있다. 이때 ϵ 은 실제 열전달률과 최대 가능한 열전달률의 비로 정의된다.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3)$$

여기서 $T_{h,i}, T_{h,o}$ 는 고온유체의 입구온도와 출구온도를 $T_{c,i}, T_{c,o}$ 는 각각 저온유체의 입출구 온도를 나타낸다. ϵ 의 정의로부터 전열량 및 출구 온도를 계산하였다.

Table 1 Conditions for Heat Exchangers (HX) evaluation

	Compressed air	Water
Flow rate	0.466 kg/s	3.33 kg/s
Inlet temp.	176°C	32°C
Outlet temp.	42°C	-
Inlet press.	2.8 bar	4 bar
Press. loss	0.1 bar Max.	0.5 bar Max.
Tube thermal conductivity	339.8w/mK	

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4)$$

열교환기 성능 예측을 위하여 사용된 입구조건을 Table 1 에 제시하였다.

2.1 환-관 열교환기

환-관 열교환기 해석을 위하여 Fig. 2 와 같은 모델을 선정하였다. 핀의 형상은 평판 핀 이며, 열교환기를 가로지르는 압축 공기는 열교환기 전면 면적에 걸쳐 균일하게 흘러가고 관내 측의 냉각수는 관 회로의 구성없이 한 방향으로 모두 통과한다고 가정하였다. 해석에 사용된 환-관 열교환기의

규격을 Table 2 에 제시하였다.

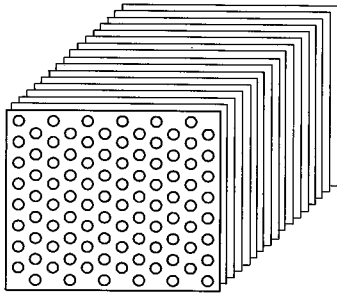


Fig. 2 The fin-tube heat exchanger

2.1.1 Tube side

본 해석에서는 원형관으로 이루어진 열교환기를 대상으로 하고 있다. 식(1)에서 관 내측 물의 열전달계수 h_w 는 원형관 성능 예측에 널리 사용되는 Gnielinski⁽⁶⁾가 제안한 다음의 상관식을 사용하였다.

Table 2 Geometry of fin-tube HX

Tube length	0.56m
Inside diameter of tube	0.008m
Outside diameter of tube	0.01m
Fin pitch	0.0025m
Fin thickness	0.00033m
Tube horizontal spacing	0.022m
Tube vertical spacing	0.0256m
Number of raw	8
Number of column	12

$$f = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2}$$

$$N_w = \frac{(f_w/2)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7(f_w/2)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

그리고 관내측의 압력강하량은 Fanning식으로 부터 아래와 같이 계산하였다.

$$\Delta P_w = f_w \frac{L}{d_h} \frac{2G^2}{\rho} \quad (6)$$

2.1.2 Fin side

공기압축기의 인터쿨러와 애프터쿨러로 사용되는 환-관 열교환기는 대부분 평활핀 (plain fin)을 사용하고 있다. 식(1)의 공기 측의 열전달계수 h_a 는 Gray & Webb⁽²⁾의 평활핀을 이용한 환-관 열교환기의 상관식을 사용하였다.

$$h_a = G_a C_{p,a} J_N Pr^{-2/3} \quad (7)$$

여기서 G_a 는 자유유동 면적당 공기 유량을 나타내며, $C_{p,a}$ 는 공기의 정압비열을 J_N 는 증발기 내관의 경로가 N열인 경우 공기측 등가직경을 고려한 Re수로부터 구한 Colburn계수로 다음과 같다.

$$G_a = \frac{\dot{m}}{A_{free}} \quad (8)$$

$$j_N = 0.14 Re_a^{-0.328} \left(\frac{X_t}{X_L}\right)^{-0.502} \left(\frac{P_f}{D_o}\right)^{0.0312} \quad (9)$$

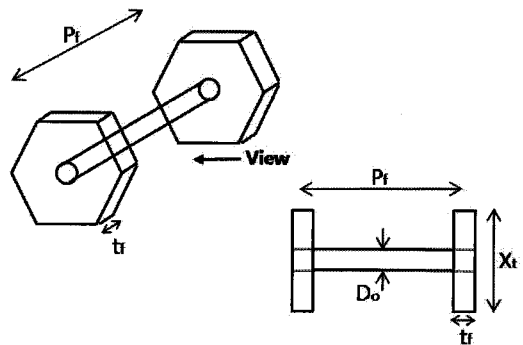


Fig. 3 Control volume to calculate for the air-side heat transfer coefficient

자유유동 면적당 공기유량 및 공기측 등가직경을 구하기 위한 검사체적은 각 관에 대하여 일정하게 결정되어야 한다. 검사체적은 Fig. 3에 나타내었다. 검사체적은 가운데 위치한 관을 둘러싸고 있는 정육각형의 핀을 옆면으로 하고 환 피치까지의 길이를 정육면체의 높이로 하는 체적을 검사체적으로 하였다. 이로부터 다음의 자유유동 면적당 공기

유량을 계산하였다.

$$G_a = \frac{\dot{m}/(\frac{H}{X_t} \frac{W}{P_f})}{(P_f - t_f)(X_t - d_o)} \quad (10)$$

휨 효율을 고려한 surface effectiveness, η_o 를 구하여 유효한 공기측 열전달계수를 구하기 위하여 다음을 고려하였다.

$$h_{o,a} = \eta_o h_a = (1 - \frac{A_f}{A_E} (1 - \eta_f)) h_a \quad (11)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL}$$

$$mL = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f t_f}} L_f$$

$$L_f = \frac{1}{2} [\sqrt{\frac{\pi}{4} (6 \frac{1}{2} \frac{2X_L}{3} \frac{X_H}{2}) - D_o}]$$

공기측의 압력 강하량 계산에는 Kays and London⁽⁷⁾에 소개된 식을 기초로 하였다.

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} [(1 + \sigma^2) (\frac{v_o}{v_i} - 1) + f \frac{A}{A_{free}} \frac{v_m}{v_i}] \quad (12)$$

압력 손실 계수 f 는 Wang⁽⁸⁾이 제안한 상관식을 적용하였다.

$$f = 0.0267 Re_{D_c}^{F1} (\frac{P_t}{P_l})^{F2} (\frac{F_p}{D_c})^{F3} \quad (13)$$

$$F1 = -0.764 + 0.739 \frac{P_t}{P_l} + 0.177 \frac{F_p}{D_c} - \frac{0.00758}{N}$$

$$F2 = -15.689 + \frac{64.021}{\log_e(Re_{D_c})}$$

$$F3 = 1.696 - \frac{15.695}{\log_e(Re_{D_c})}$$

2.2 S&T 열교환기

Fig. 4에 S&T 열교환기의 형상을 나타내었다. S&T 열교환기의 경우에는 셸 측으로 저온의 물

이, 관 내측으로 고온의 압축공기가 공급된다. 해석에 사용된 S&T 열교환기는 셸의 크기가 630×318.5φ 인 내부에 전열관이 최대로 채워지는 형상을 가정하였다. 이 때 셸의 크기는 환-관 열교환기의 부피와 동일한 부피가 되도록 설정하였다. 전열관은 튜브 피치를 1.25로 유지하면서 셸을 채우고 있는 것으로 가정하였다. 내부지름이 10mm인 경우에 튜브 개수는 544개이며, 공기 측 유속을 증가시켜 열전달 능력을 향상시키기 위해서 내부지름을 5mm로 변경하는 경우 2178개의 튜브가 설치된다. 또한 동일한 외부 형상에 대하여 열전달 영역의 길이를 증가시키기 위해서 2패스 유동을 고려하였다. 전열관의 형상이 원형관, 주름관, 내부원관으로 다른 3종류의 S&T 열교환기의 해석을 수행하였다. 이들 열교환기의 형상을 나타내는 변수를 Table 3에 나타내었다.

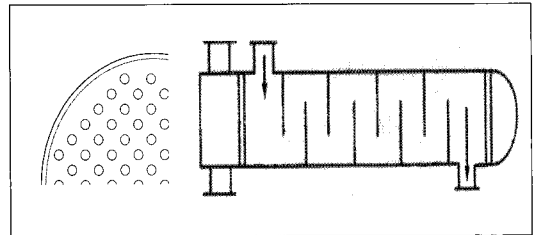


Fig. 4 The shell & Tube heat exchanger

2.2.1 셸

식(1)에서 셸 측의 물의 열전달계수 h_w 를 구하기 위하여 kern's method⁽⁴⁾를 사용하여 식(14)~식(20)의 상관식을 적용하였다.

$$h_w = \frac{0.36k}{D_h} Re_s^{0.55} Pr^{1/3} \quad (14)$$

이때, 셸 측의 수력직경은 다음과 같이 계산된다.

$$D_h = \frac{4(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi f d_o^2}{8})}{\pi d_o/4} \quad (15)$$

$$Re_s = (\frac{\dot{m}_s}{A_s}) \frac{D_c}{\mu_s}$$

$$A_s = \frac{D_s}{P_T CB} \quad (16)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_w}{A_s} \quad (17)$$

여기서 B 는 배플간격이고, C 는 P_T-d_o 로 정의된다.

셸 측의 압력강하는 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_c \phi_s} \quad (18)$$

$$f_s \equiv \exp(0.576 - 0.79 \ln Re_s) \quad (19)$$

$$D_e = \frac{4 \times \text{free-flow area}}{\text{wetted perimeter}} \quad (20)$$

여기서 N_b 는 배플수이다. $\phi_s = (\mu_b/\mu_w)^{0.14}$ 이다.

Table 3 Geometry of S&T HX

	CT	CT	CT	SF	IF
Tube diameter	10	5	10	10	10
Pass	1	2	2	1	1
Tube	544	2178	544	544	544

CT : circular tube, SF : spiral fluted tube, IF : internally finned tube

2.2.2 원형관

원형관 S&T 열교환기의 공기측 열전달 계수 h_a 와 압력강하는 앞서 제시된 Gnielinski^[6]의 상관식 식(5)과 kern's method^[4]로부터 계산하였다.

$$N_t = \frac{\pi (CTL) D_s^2}{4 (CL) (PR)^2 (d_o)^2} \quad (21)$$

$$u_a = \frac{4 \dot{m}_a N_p}{\rho_a N_t (\pi d_i^2)} \quad (22)$$

$$PR = \frac{P_T}{d_o} \quad (23)$$

$$Re_t = \frac{\rho_a u_a d_i}{\mu_a} \quad (24)$$

여기서 N_p 는 튜브패스 수이다. CTL 은 튜브패스 수에 결정되는 상수이며 CL 은 튜브배열에 따라 정해지는 상수이다. 앞서 구한 u_a 에 의해 구해진 유속으로 개별 관의 열전달 계수를 구한다.

튜브 측의 압력강하는 다음과 같이 계산한다.

$$f_t = (1.58 \ln(Re_t) - 3.28)^{-2}$$

$$\Delta P_t = \left(4 f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4 N_p \right) \frac{\rho_a u_a^2}{2} \quad (25)$$

2.2.3 주름관

주름관의 전열성능은 널리 사용될 수 있는 실험식이 문헌에 제시되어 있지 못하고, 실험적으로 측정된 값이 제시되어 있을 뿐이다^[9]. 따라서 주름관의 해석은 Blumenkrantz and Taborrek^[10]가 제시한 바와 같이 불확실성을 두어 평탄한 원형관의 열전달 계수와 마찰계수를 2배로 하여 해석을 수행하였다.

2.2.4 내부원관

내부원관 S&T 열교환기의 성능평가에 사용된 튜브를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에 제시된 내부원관의 형상을 결정하기 위하여 e/d_i 의비는 0.3, t/e 의비는 0.13, 내부 핀의 수 n_f 를 6으로 설정하였다. 이후 피치(P)와 수력직경(D_h)을 계산하여 성능 평가를 수행하였다.

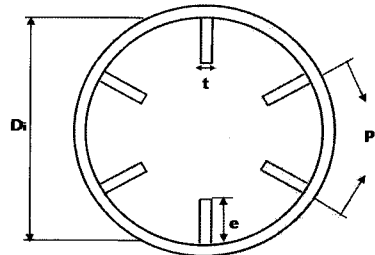


Fig. 5 Geometry of internally finned tube.

공기측 열전달 계수 h_a 와 압력강하를 구하기 위하여 아래의 Carnavos^[11]의 상관식을 사용하였다.

$$N_{Dh} = N_p \left[\frac{d_i}{d_{im}} \left(1 - \frac{2e}{d_i} \right) \right]^{-0.2} \left(\frac{d_i D_h}{d_{im}^2} \right)^{0.5} \quad (26)$$

$$N_p = 0.023 Re_p^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$f_t = 0.046 Re_p^{-0.2}$$

여기서 d_{im} 는 환의 면적을 반영하여 구한 튜브의 가상 직경이다.

3. 결과 및 고찰

기존 상관식을 사용하여 주어진 설계 조건과 입구 조건에 대한 이론적 해석을 수행하였다. 열교환기 형상별 비교 대상의 전열량, 출구 온도, 압력 강하량을 Fig. 6, 7, 8, 9에 나타내었다. 계산된 물리량들은 직경이 10mm인 원형관으로 구성된 S&T 열교환기에 대한 계산 값과의 비율로 나타내었다.

Fig. 6, 7은 각 열교환기의 전열성능($UA=Q/\Delta T$)과 압축공기의 온도 강하량을 비교하여 보여주고 있다. Fig. 7의 막대그래프 상단에는 압축공기의 출구온도를 나타내었다. Fig. 6, 7에서 볼 수 있는 것과 같이, 튜브 직경이 10mm인 원형관(CT_{10mm}) S&T 열교환기는 같은 외형 크기를 가지는 환-관 열교환기에 비해 전열성능과 출구 온도의 측면에서 성능이 떨어지는 것을 확인할 수 있다.

CT_{10mm} 에 비하여 원형관의 직경을 5mm로 줄이고 튜브 수를 늘여 전열 면적을 증가시키고 2 pass 형상으로 전열 시간을 증가시킨 $CT_{5mm,2pass}$ 의 성능평가를 수행하였다. 이러한 형상변화로 전열성능이 향상되고 출구온도를 더 떨어뜨릴 수 있었다. 그러나 Fig. 8에서 볼 수 있는 것처럼 튜브 수의 증가와 직경의 감소로 인해 압력 강하량이 매우 크게 증가하였다. 압력 강하 측면을 고려하여 튜브 직경은 유지하고 패스만 증가시킨 $CT_{10mm,2pass}$ 경우에는 압력 강하량은 $CT_{5mm,2pass}$ 보다 감소하였고, CT_{10mm} 보다는 전열성능은 증가하였다.

튜브의 형태를 주름관(SF_{10mm})으로 변화시켜 해석한 결과 압력 강하량은 현저히 낮아지고, $CT_{10mm,2pass}$ 보다 전열성능이 증가하였다. 이는 튜브 벽면의 형상이 회전류를 형성하여 벽면에 생성되는 경계층의 성장을 억제하기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 여전히 전열성능은 환-관 열교환기 미치지 못하는 것을 알 수 있다.

내부환관 S&T 열교환기의(IF_{10mm}) 경우 열전달 성능이 떨어지는 공기측 유로인 튜브 내부에 환을 부착하여 열전달 면적을 증가시킨 형태이다. 열저항이 큰 공기측에 환을 설치함으로써 전열성능이 S&T 열교환기 중에서 가장 크게 나타났다. 하지만 환의 부착은 유체의 마찰을 추가적으로 일으키므로 압축공기의 압력 강하량이 상당히 크게 나타났다.

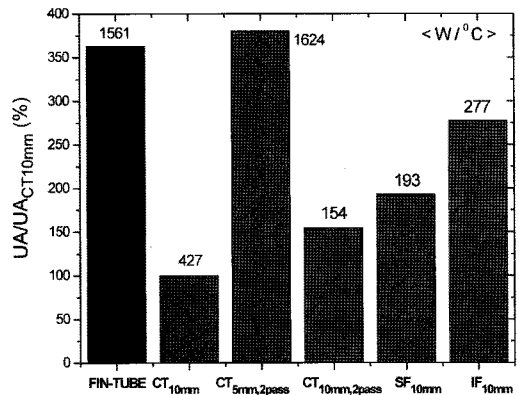


Fig. 6 Comparison of the heat transfer rate per unit temperature difference

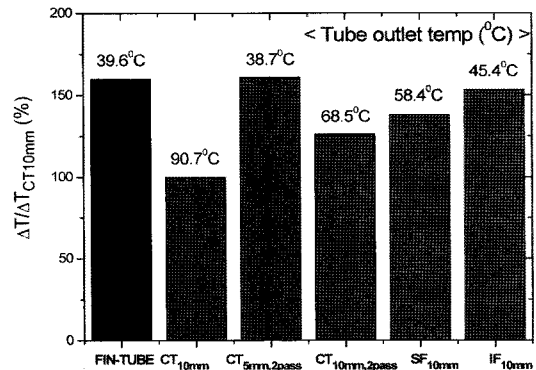


Fig. 7 Comparison in terms of compressed air temperature decrease ($\Delta T/\Delta T_{CT,10mm}$)

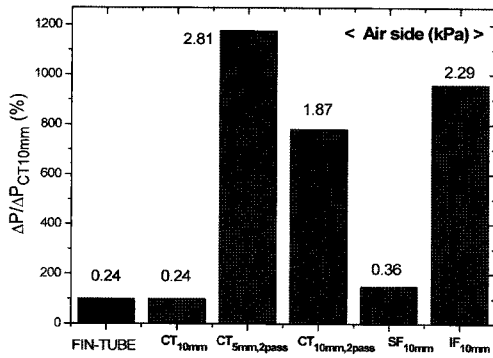


Fig. 8 Comparison of the air-side pressure drop ($\Delta P / \Delta P_{CT,10mm}$)

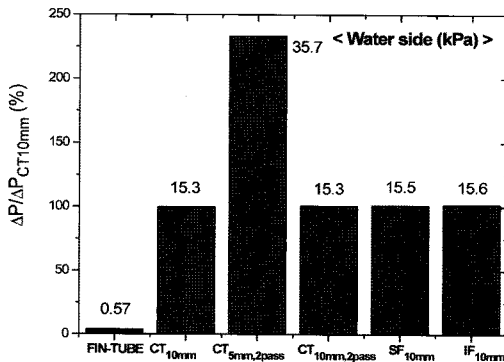


Fig. 9 Comparison of the water-side pressure drop ($\Delta P / \Delta P_{CT,10mm}$)

Fig. 9은 각 열교환기에서 냉각수의 압력손실을 나타내고 있다. S&T 열교환기의 경우 튜브 외형의 변화가 적기 때문에 모두 유사한 결과를 보이고 있다. 튜브 직경을 5mm로 줄이고 튜브 수를 증가시킨 CT_{5mm,2pass}의 경우는 물측의 압력강하량을 크게 유발시키는 것을 알 수 있다. 한편, 환-관 열교환기의 경우 메니폴드를 통해 냉각수가 모든 관에 독립적으로 흐르게 되므로 냉각수의 압력 강하량이 최소로 나타났다. 이 결과는 각 열교환기가 공기압축기의 인터쿨러로 사용될 경우 예측되는 운영결과를 의미한다.

4. 결 론

압축기용 IC나 AC로 사용되고 있는 환-관 열교환기와 S&T 열교환기의 성능 비교를 위하여 성능

예측을 위한 해석을 수행하였다. 해석 결과로부터 각 열교환기의 총괄 열전달 계수, 압축공기의 온도차, 압축공기의 압력손실, 그리고 냉각수의 압력손실을 비교하였다.

S&T 열교환기의 경우 튜브직경을 줄이고 다중패스를 채택하면 환-관 열교환기의 전열성능과 유사한 결과를 보였다. 그러나 이 경우 압축공기의 압력손실이 10배 가까이 커지는 단점이 있었다. 전열성능과 압력손실 모두를 고려할 때, 환-관 열교환기가 가장 우수한 성능을 보였다. S&T 열교환기의 경우, 주름관 S&T 열교환기는 전열성능이 향상되면서도 압력강하가 크지 않게 나타났다. 내부원관 S&T 열교환기는 전열성능이 뛰어났으나, 압력 강하량이 크게 나타났다.

결론적으로 기체-액체 열저항 특성을 고려하면 환-관 현상이 가장 우수하다고 판단할 수 있다. 한편 S&T 열교환기의 경우 튜브의 형상변화로부터 더 나은 성능을 낼 수 있음을 확인하였다. IC와 AC의 설치 공간 및 위치상의 이유로 환-관 열교환기 사용이 어렵다면 주름관 혹은 내부원관을 사용한 S&T 열교환기도 사용의 대안이 될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 원자력연구기반확충사업 연구비와 2005년도 부산대학교 교내학술연구비(신임교수연구정착금)지원으로 이루어졌음

참고문헌

- [1] F. C. McQuiston, "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five-Fin-Tube Heat Transfer Surface", ASHRAE Transaction, Vol. 84, No. 1, pp. 266, 1978.
- [2] D. L. Gray and R. L. Webb, "Heat Transfer and Friction Correlation for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins.", Proc. Eight Int. Heat Transfer Conference, pp. 2745.

- 1986.
- [3] W. Nakayama and L. P. Xu, "Enhanced Fins for Air-cooled Heat Exchanger Heat Transfer and Friction Factor Correlation". 1st ASME/JSME Thermal engineering Joint Conference, pp. 495, 1983.
- [4] D. Q. Kern, Process Heat Transfer, McGraw-Hill, 1950
- [5] J. Taborek, "Selected problems in heat exchanger design", Proceedings of the EURO THERM Seminar, No. 18, pp. 3-18, 1991.
- [6] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in tubular pipe and channel flow", Int. Chemical Engineering, Vol. 16. No. 2, pp. 359-368, 1976.
- [7] W. M. Kays, A. L. London, Compact Heat Exchangers, 3rd ed, McGraw-Hill, pp. ,1984.
- [8] C. C. Wang, "heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I:", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [9] Lijun Wang, Da-Wen Suna, Ping Liangb, Lixian Zhuangb, Yingke Tan, Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters", Energy Conversion & Management, Vol. 41, pp. 993-1005, 2000
- [10] Ralph L. Webb, Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons Inc, pp. 218-219, 1994.

- [11] Ralph L. Webb, Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons Inc, pp. 209-210, 1994.

저 자 소 개



유상훈(兪尙勳)

1980년 2월생, 2006~현재 부산대학교 대학원 에너지시스템전공 석사과정, 냉동 및 판형열교환기



박상구(朴相九)

1980년 2월생, 2006~현재 부산대학교 대학원 에너지시스템 전공 석사과정, 냉동사이클 시뮬레이션



정지환(鄭智煥)

1965년6월생, 1995년 한국과학기술원 공학박사, 현재 부산대학교 기계공학부 조교수, 냉동시스템 및 열유체, 열교환기



윤정필(尹亭弼)

1978년 2월생, 1996~현재 (주)삼성테크원 터보개발센터 연구원, 터보압축기 기계요소 설계