

단일 핀-관 열교환기에서 엔트로피 생성에 관한 연구

박희용·이관수·김병규*

한양대학교 기계공학과
한양대학교 대학원 기계공학과*

A Study on the Entropy Generation of Single Fin-Tube Heat Exchanger

Hi-Yong Pak · Kwan-Soo Lee · Byoung-Kue Kim*

Hanyang University
M.E.C Hanyang University*

요 약

단일 핀-관열교환기와 관련된 열역학적 최적설계법을 기준하여 핀-관열교환기의 엔트로피 생성율을 조사하였다. 엔트로피 생성율(비가역성)해석법을 사용하여 최적설계조건을 구하였고 설계조건에 따른 총엔트로피 생성율과 핀의 길이, 관의 안지름과 바깥지름 및 핀간거리를 조사하였다.

이 연구의 결과에 따르면 바깥지름이 클수록 최적핀간거리와 핀높이는 커지고 엔트로피 생성율과 최적안지름은 작아진다. 또한 핀두께를 증가시키면 계의 엔트로피 생성율과 최적핀간거리는 증가하고 핀높이를 증가시키면 엔트로피 생성율과 최적바깥지름은 증가한다.

ABSTRACT

The entropy generation rate in a fin-tube heat exchanger is investigated as a basis for thermodynamic optimization associated with single fin-tube heat exchanger. The entropy generation (irreversibility) analysis is used to find the optimum design factor and investigate total entropy generation, optimum dimensions of fin length, tube inner and outer diameters, and fin spacing on the variation of design factors.

The results of this study are as follows : As the outer diameter increases, optimum fin spacing and fin length increase but the entropy generation and optimum inner diameter decrease; As fin thickness increases, the entropy generation of system and optimum fin spacing increase; As fin length increases, entropy generation and optimum outer diameter increase.

기호설명

- A : area
- b : height of fin
- C_D : drag coefficient
- C_f : fin skin friction coefficient
- d : diameter
- F_D : drag force
- f : friction coefficient
- h : convection coefficient
- I : irreversibility rate
- i : specific enthalpy
- k : thermal conductivity
- L : width of fin
- m : mass flow rate
- N_S : entropy generation number
- Nu : Nusselt number
- P : pressure
- p : wetted length
- Pr : Prandtl number
- \dot{q} : heat transfer rate
- Re : Reynolds number
- \dot{S}_{gen} : entropy generation
- s : specific entropy
- T : temperature
- U : velocity
- W : work rate
- δ : thickness of fin
- δ : fin spacing
- η : efficiency
- μ : dynamic viscosity
- ν : kinematic viscosity
- ρ : density

하첨자

- i : inner flow
- ∞ : ambient
- a : air
- t : tube
- opt : optimum
- f : fin

1. 서론

에너지 문제는 산업발전에 의한 에너지 소비의 급격한 증가와 자원의 고갈로 인하여 심각하게 대두되었으며, 이 문제를 해결하기 위해서 여러 분야에서 많은 연구를 하고 있다. 특히 핀과 열교환기는 에너지와 관련된 냉난방장치, 열펌프 동력장치, 화학공장 등에서 대단히 중요한 시설요소로서, 전체 시설비의 막대한 부분을 차지하고 있으므로 많은 연구가들에 의하여 연구가 수행되어 왔다. 이러한 열교환기의 해석은 에너지를 효율적으로 이용하는 측면에서 뿐만 아니라 학문적으로도 매우 큰 가치가 있다. 최근까지의 열교환기에 관한 연구를 크게 분류하면 다음과 같다.

- (1) 공기측 열전달과 유체마찰 특성에 관한 연구
- (2) 내부 유동측 열전달과 유체마찰 특성에 관한 연구
- (3) 열 교환기의 최적화
- (4) 열 교환기의 모델링

위의 연구중 (1)이 연구의 대부분을 차지하고 있는 반면(2), (3), (4)에 관한 연구는 미비한 실정이다. 그 중에서도 (3)에 관한 연구는 부족한 편이다. 본 연구에서는 열교환기의 최적화에 관한 연구를 다루고 있으므로 이에 관한 참고문헌만을 기술하고자 한다. 최근 몇해 동안 열전달 과정에서 열역학 제 2법칙을 근거로 한 비가역성 해석이 상당히 관심을 모우고 있다. 그러나 이와 관련된 연구가 McClintock¹⁾에 의해 처음발표된 이래로 1970년 초까지는 거의 미진한 상태였다. 최근들어 Bejan²⁾은 열교환기 해석에 비가역성 개념을 도입하였으나 단지 몇몇 특별한 경우에만 한정되어 있다. 즉 작업 유체가 이상기체인 향류 열교환기에서 거의 이상적인 유효성(ϵ)이 1인 경우와 용량비(C_{min}/C_{max})가 1인 경우의 연구에 국한되어 있다. 이에 대한 확장된 연구는 Sarangi와 Chowdhury³⁾에 의해서 이루어 졌다. 한편 Bejan⁴⁾은 4개의 기본 유동형태 (원관내의 유동, 평판상의 경계층, 직교류에 있는 단일관, 4각관 내의영역의 유동)에서 유한 온도구배에

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} &= \dot{S}_{gen,1} + \dot{S}_{gen,2} \\ &= \dot{m}ds + \dot{q}_{t-a} / T_{\infty} + \dot{q}_f(1 / T_{\infty} - 1 / T_f) + \\ &\quad F_{Df}U_{\infty} / T_{\infty} \end{aligned} \quad (7)$$

내부 유동유체를 순수물질로 가정하였으므로 열역학적 관계식⁶⁾으로부터

$$di = Tds + dP / \rho \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{식 (3)과 (8)을 결합하면 } \dot{m}ds &= \\ -\dot{q}_{t-a} / T_i + F_{Df}U_{\infty} / T_i + \dot{m} / \rho_i T_i (-dP) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)를 식 (7)에 대입하면 총 엔트로피 생성율은 아래와 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} &= \underbrace{\dot{q}_{t-a}(1 / T_{\infty} - 1 / T_i)}_{\textcircled{1}} + \underbrace{\dot{q}_f(1 / T_{\infty} - 1 / T_f)}_{\textcircled{2}} \\ &\quad + \underbrace{F_{Df}U_{\infty} / T_{\infty}}_{\textcircled{3}} + \underbrace{U_{\infty}F_{Df} / T_i}_{\textcircled{4}} \\ &\quad + \underbrace{\dot{m} / \rho_i T_i (-dP)}_{\textcircled{5}} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 항 ①은 관 내부에서 외부로의 열전달에 의한 엔트로피 생성항이고, 항 ②는 편에서 외부로의 열전달에 의한 엔트로피 생성항, 항 ③은 편에서의 유체마찰로 인한 엔트로피 생성항, 항 ④는 관 외부에서의 유체마찰로 인한 엔트로피 생성항, 항 ⑤는 관내 유동의 유체마찰로 인한 엔트로피 생성항이다.

2.3 보조 관계식

열전달 계수

(1) 관 내부 유동

층류영역에서는 $Nu = 48 / 11$ 을 사용하였고, 난류인 경우에는 Dittus 와 Boelter⁷⁾에 의해서 제안된 아래의 식으로부터 대류열전달 계수를 구하였다.

$$Nu_i = 0.023 Re_{di}^{0.8} Pr_i^n$$

$$n = \begin{cases} 0.4, & \text{유체를 가열할 경우} \\ 0.3, & \text{유체를 냉각할 경우} \end{cases}$$

(2) 관 외부 유동

가) 원관 외부

관 외부 유동에서의 항력계수와 열전달 계수는 기존의 실험자료⁸⁾를 이용하여 구한다.

$$1 < Re_{do} < 4 \quad Nu_{\infty} = 0.998 Re_{do}^{0.33} Pr^{1/3}$$

$$C_D = 10 Re_{do}^{-0.6}$$

$$4 < Re_{do} < 40 \quad Nu_{\infty} = 0.919 Re_{do}^{0.385} Pr^{1/3}$$

$$C_D = 5.48 Re_{do}^{-0.246}$$

$$40 < Re_{do} < 4000 \quad Nu_{\infty} = 0.683 Re_{do}^{0.416} Pr^{1/3}$$

$$C_D = 5.484 Re_{do}^{-0.246}$$

$$4000 < Re_{do} < 40000 \quad Nu_{\infty} = 0.195 Re_{do}^{0.618} Pr^{1/3}$$

$$C_D = 1.1$$

$$40000 < Re_{do} < 200000 \quad Nu_{\infty} = 0.0268 Re_{do}^{0.865} Pr^{1/3}$$

$$C_D = 1.1$$

나) 편

편에서의 열전달 계수는 다음 관계식⁹⁾으로부터 구할수 있다.

$$Nu_f = 0.023 Re_{di}^{0.8} Pr^{1/2}$$

3. 무차원화

3.1 관 내부에서 외부로의 열전달에 의한 엔트로피 생성항의 무차원화

항 ①의 엔트로피 생성율을 $\dot{S}_{gen,1}$ 이라 하면

$$\dot{S}_{gen,1} = \dot{q}_{t-a} (T_i - T_{w,i} + T_{w,i} - T_w + T_w - T_{\infty}) / (T_i T_{\infty}) \quad (11)$$

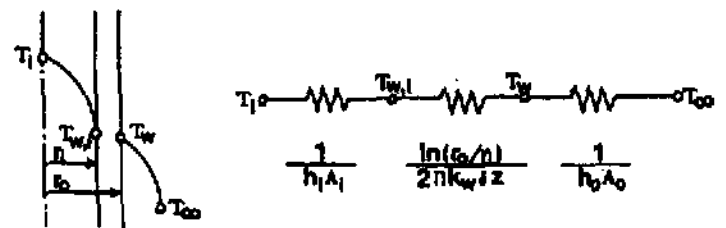


Fig.2 Overall heat transfer through the tube wall

정상 상태에서 관벽에서 공기로의 열전달은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{t-a} &= h_i A_i (T_i - T_{w,i}) = h_o A_o (T_w - T_{\infty}) \\ &= 2\pi k_w \delta z (T_{w,i} - T_w) / \ln(do/di) \end{aligned} \quad (12)$$

식(11)과 (12)를 결합하여 무차원화 하면 엔트로피 생성수 $N_{S,1}$ 는 다음과 같다.

$$N_{S,1} = \frac{k_i T_i T_\infty \delta z \dot{S}_{gen,1}}{\dot{q}_{t-a}^2}$$

$$N_{S,1} = 1/\pi Nu_i + k_i \ln(A Re_{di} Re_{do}) / (2\pi k_w) + k_i / (\pi k_\infty Nu_\infty)$$

3.2 핀에서 공기로의 열전달에 의한 엔트로피 생성의 무차원화

$T_f - T_\infty \ll T_\infty$ 라고 가정하면 항 ②의 엔트로피 생성항 $\dot{S}_{gen,2}$ 은 다음과 같이 쓸수 있다.

$$\dot{S}_{gen,2} = \dot{q}_f (T_f - T_\infty) / T_\infty^2 \quad (13)$$

핀이 없는 관에서 공기로의 열전달

$$\dot{q}_{t-a} = h_{tp} \delta z (T_f - T_\infty) \quad (14)$$

핀에서 공기로의 열전달

$$\dot{q}_f = h_f A_f (T_f - T_\infty) = \eta_f A_f h_f (T_f - T_\infty) \quad (15)$$

식(14)와 (15)를 이용하여 식(13)을 무차원화 하고 엔트로피 생성수 $N_{S,2}$ 를 구하면 다음과 같다.

$$N_{S,2} = \frac{k_i T_i T_\infty \delta z \dot{S}_{gen,2}}{\dot{q}_{t-a}^2}$$

$$= \frac{4T_i k_i Re_{\delta t}^2 Re_b^+}{0.664 T_\infty k_\infty Re_b Pr_\infty^{1/3} Re_{\delta z} (8 Re_b Re_L - 4 Re_b)}$$

3.3 핀에서 유체 마찰로 인한 엔트로피 생성항의 무차원화

핀에서의 열전달 계수는 다음 관계식⁹⁾으로 부터 구할 수 있다. 마찰 계수

$$C_f = F_D / (\rho_\infty U_\infty^2 b L) = 1.328 Re_b^{-0.5}$$

를 대입하여 무차원화 하면 엔트로피 생성수 $N_{S,3}$ 는

$$N_{S,3} = \frac{k_i T_i T_\infty \delta z \dot{S}_{gen,3}}{\dot{q}_{t-a}^2}$$

$$= \frac{1.328 k_i T_i \mu_\infty^2 Re_{\delta z} Re_b^{0.5} Re_L}{\rho_\infty^2 \dot{q}_{t-a}^2}$$

3.4 관 외부에서 유체 마찰로 인한 엔트로피 생성항의 무차원화

항 ④의 엔트로피 생성항에 항력

$$F_D = C_D \rho_\infty U_\infty^2 d_o \delta z / 2$$

을 대입하고 무차원화 하면 엔트로피 생성수 $N_{S,4}$ 는 다음과 같다.

$$N_{S,4} = \frac{k_i T_i T_\infty \delta z \dot{S}_{gen,4}}{\dot{q}_{t-a}^2}$$

$$= \frac{k_i T_\infty \rho_\infty^2 Re_{di} Re_{\delta z}^2 \nu_\infty^3}{2 \dot{q}_{t-a}^2}$$

3.5 관내 마찰로 인한 엔트로피 생성항의 무차원화

항 ⑤의 엔트로피 생성항을 압력강하식

$$dP = \frac{f \rho_i U_i^2 (-dz)}{2r_h}$$

수력반지름

$$r_h = m / (\rho_i p U_i)$$

마찰계수

$$f = 16 / Re_{di} \quad (Re_{di} < 10000 \text{일때})$$

$$f = 0.046 / Re_{di} \quad (Re_{di} > 10000 \text{일때})$$

를 이용하여 무차원화 하면 엔트로피 생성수 $N_{S,5}$ 는 다음과 같다.

$$N_{S,5} = \frac{k_i T_i T_\infty \delta z \dot{S}_{gen,5}}{\dot{q}_{t-a}^2}$$

$$= \frac{f k_i T_\infty \pi^3 \mu_\infty^2 \mu_i^3 Re_{di}^5 Re_{\delta z}^2}{32 \rho_i^2 m U_\infty^2 \dot{q}_{t-a}^2 \rho_\infty^2}$$

따라서 계의 총 엔트로피 생성수 N_S

$$N_S = N_{S,1} + N_{S,2} + N_{S,3} + N_{S,4} + N_{S,5}$$

$$= 1/(\pi Nu_i) + k_i \ln(A Re_{do} Re_{di}) / (2\pi k_w) + k_i / (\pi k_\infty Nu_\infty)$$

$$+ B \frac{Re_{\delta t}^2 Re_b}{Re_b^{0.5} Re_{\delta z} (8 Re_b Re_L - 4 \pi Re_b^2)}$$

$$+ C C_D Re_{do} Re_{\delta z}^2$$

$$+ D Re_{\delta z} Re_b^{0.5} Re_L + E f Re_{di}^5 Re_{\delta z}^2$$

여기서

$$A = \frac{\pi \mu_i \mu_\infty}{4 \rho_\infty \dot{m} U_\infty} \quad B = \frac{4 T_i k_i}{0.664 T_\infty k_\infty Pr_\infty^{1/3}}$$

$$C = \frac{k_i T_\infty \rho_\infty \nu_\infty^3}{2 \dot{q}_{t-a}^2} \quad D = \frac{1.328 k_i T_i \mu_\infty^3}{\rho_\infty \dot{q}_{t-a}^2}$$

$$E = \frac{k_i T_\infty \pi \mu_i \mu_\infty}{32 \rho_i^2 \dot{m}^2 U_\infty^2 \dot{q}_{t-a}^2 \rho_\infty^2}$$

4. 결과 및 고찰

이 연구에서 수치계산시 사용된 자료는 Table 1 같다.

Table 1. General description for heat exchanger

Internal diameter	0.01387 m
External diameter	0.02047 m
Fin height	0.0682 m
Fin thickness	0.001705 m
Fin spacing	0.003069 m
Tube material	Copper
Inner flow velocity	4.6 m / s
Air temperature	27 °C
Water temperature	93 °C
Water mass flow rate	0.05 kg / s

Fig.3은 Re_{do} 가 6000, 12000, 24000 일때 관의 안지름의 변화에 따른 단일 핀-관 열교환기에서의 총 엔트로피 생성율의 변화를 나타낸 것이다. Re_{do} 를 6000에서 12000으로 증가시켰을 때 최적안지름은 13.5% 엔트로피 생성율은 34.8% 감소하고, Re_{do} 를 12000에서 24000으로 증가시켰을 때 최적안지름 13.3% 엔트로피 생성율은 34.4% 감소한다. 이는 바깥지름을 증가시키면 관벽에서 공기로의 열전달 증가를 가져와 엔트로피 생성율을 크게 하는 요인이 되지만, 핀의 전열면적의 감소로 인한 엔트로피 생성율의 감소가 더 커 계의 총엔트로피 생성율이 감소하기 때문이다. 한편 $100 < Re_{di} < 5000$ 구간에서는 마찰로 인한 엔트로피 생성율의 증가에 비해서 관내부 유동에서 관벽으로의 대류열전달로 인한 엔트로피 생성율이 급격히 감소하기 때문에 총엔트로피 생성수는 급격히 감소한다.

Re_{δ_t} 가 100, 200, 400 으로 변할때, 핀간 거리의 변화가 열교환기의 총엔트로피 생성율에 미치는 영향은 Fig.4에 도시하였다. Re_{δ_t} 가 증가함에 따라 $Re_{\delta_z, opt}$ 와 총엔트로피 생성수는 상승한다. 이는 핀두께를 크게하면 전열면적이 늘어나 핀으로부터 공기로의 열전달의 상승이 엔트로피 생성율을 증가시켰기 때문이다. 그러

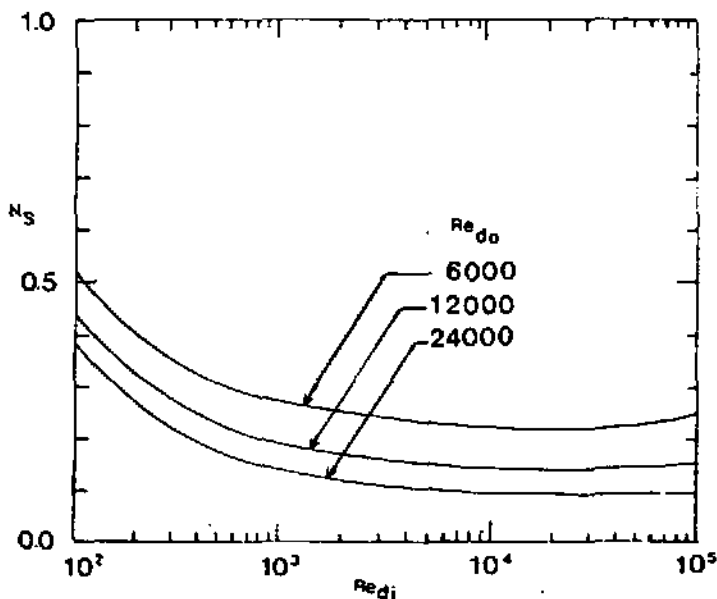


Fig.3 Thermodynamic optimization of inner diameter on the variation of outer diameter; entropy generation number versus outer diameter

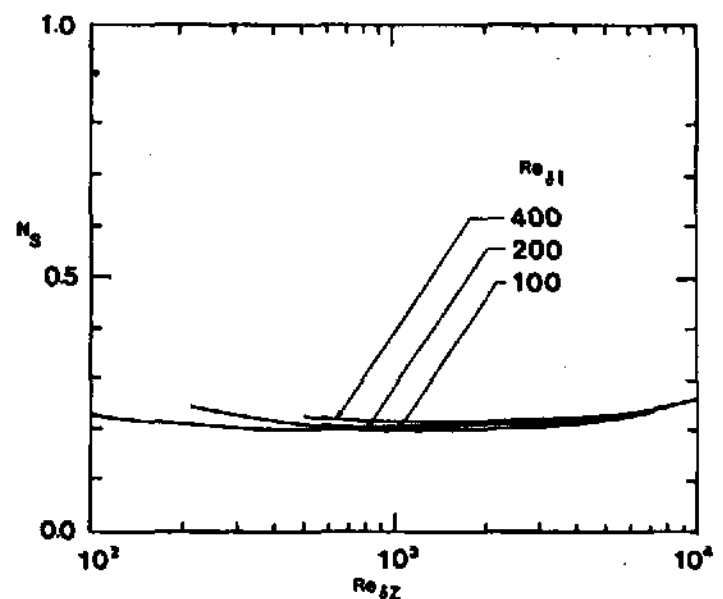


Fig.4 Thermodynamic optimization of fin spacing on the variation of fin thickness; entropy generation number versus fin spacing

나 핀두께의 증가율에 비해서 총엔트로피 생성의 증가율은 상대적으로 작은것으로 나타났다. 즉 Re_{δ_i} 가 100에서 200으로 100% 크게하면 최적 핀간거리는 40% 엔트로피 생성율의 10.8% 정도 상승하고, Re_{δ_i} 를 200에서 400으로 100% 증가시키면 최적 핀간 거리는 71.4% 총엔트로피 생성율은 0.67% 상승한다.

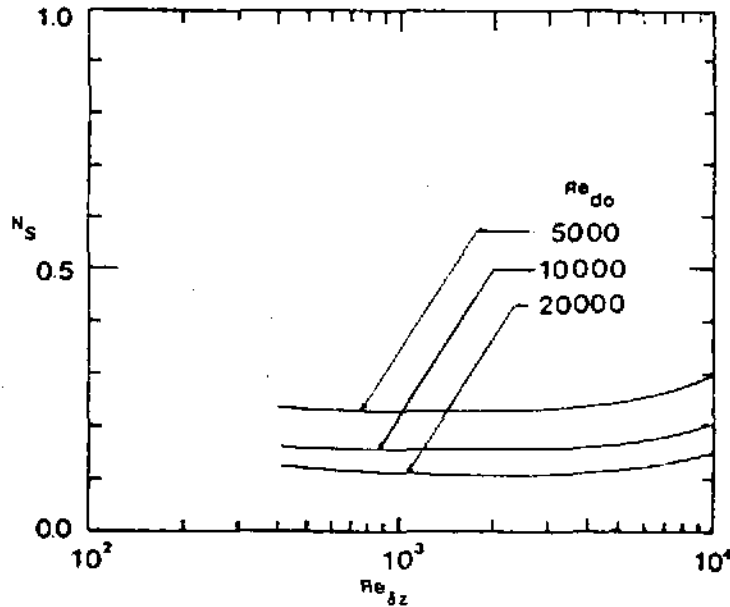


Fig.5 Thermodynamic optimization of fin spacing on the variation of outer diameter; entropy generation spacing

Fig.5는 관 바깥지름의 변화가 최적 핀간거리와 열교환기의 총엔트로피 생성율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 바깥지름을 크게하면 핀의 전열면적이 줄어 열전달로 인하여 엔트로피 생성율이 Fig.3과 같이 감소하지만 최적 핀간거리는 증가한다. Fig.3과 Fig.5의 결과에 의해서 더많은 영향을 받는것으로 나타났다.

핀높이의 변화가 최적 바깥지름과 열교환기 총엔트로피 생성에 미치는 영향은 Fig.6에 도시하였다. Re_b 를 크게하면 핀면적의 증가로 핀에서 공기로의 열전달로 인한 엔트로피 생성율과 핀표면에서의 마찰로 인한 엔트로피 생성율이 커져 열교환기의 총엔트로피 생성율은 증가한다. 그리고 Re_b 가 커짐에 따라 최적 바깥지름은 증가하면서, 최적엔트로피의 생성율은 감소한다. 참고로 Re_{di} 의 변화가 $Re_{do,opt}$ 에 미치는 영향을 조사하였다. Re_{di} 의 증가에 따

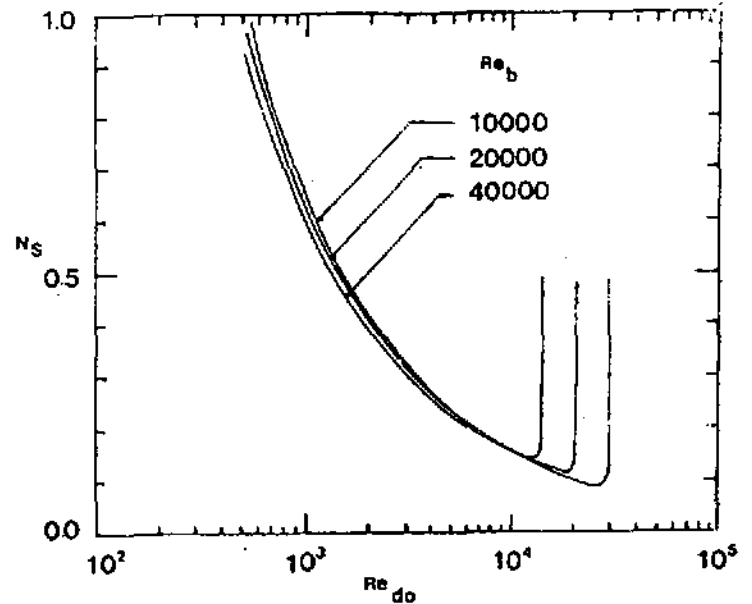


Fig.6 Thermodynamic optimization of outer diameter on the variation of fin height; entropy generation number versus outer diameter

라 $Re_{do,opt}$ 의 값은 증가하지만 그 변화는 무시할 수 있는 정도로 작았다. 즉 관의 최적바깥지름은 관의 안지름보다는 핀높이에 더 많은 영향을 받는다.

Fig.7은 Re_{di} 가 6000, 12000, 24000으로 증가할때 최적 핀높이와 엔트로피 생성율의 변화를 도시한 것이다. 바깥지름을 크게하면 Fig.3과 Fig.4와 같이 총엔트로피 생성수는 감소하지만 최적 $Re_{b,opt}$ 는 증가한다.

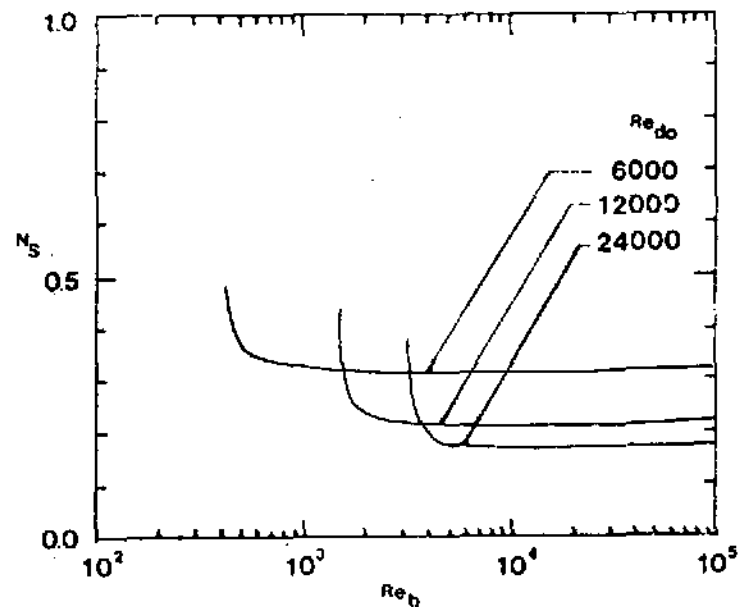


Fig.7 Thermodynamic optimization of fin height on the variation of outer diameter; entropy generation number versus fin diameter

5. 결 론

공기조화, 냉난방장치, 열펌프 등에 많이 사용되는 핀-관 열교환기의 최적설계를 위해서 단일 핀-관 열교환기에서의 엔트로피 생성을 조사하고, 설계인자의 변화가 단일 핀-관 열교환기의 최적설계와 총엔트로피 생성의 변화에 미치는 영향을 조사하였다.

이 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 아래와 같다.

1. 바깥 지름을 크게 하면 최적 핀간 거리, 최적 핀 높이는 커지고, 최적 안지름과 엔트로피 생성율은 감소한다.
2. 핀 두께를 증가시키면 계의 엔트로피 생성율과 최적 핀간 거리는 증가한다.
3. 핀 높이를 크게하면 계의 엔트로피 생성율과 최적 바깥지름은 증가한다.

추 기

이 논문은 1988-1989년도 문교부 지원 한국진흥재단의 자유 공모 과제 학술 연구 조성비로 지원된 "핀-관 열교환기의 모델링"의 일부로 이루어 졌으며, 동 재단의 관계 제위께 감사의 뜻을 표한다.

REFERENCE

1. F.A.McClintock, "The Design of Heat Exchangers for Minimum Irreversibility," Paper No 51-A-108, presented at the 1951 ASME Annual Meeting
2. A.Bejan "A Concepter of Irreversibility in Heat Exchanger Desing : Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applcation" Trans. ASME J. Heat Tansfer Vol.199, pp.374~380,1979
3. S.Sarangi and K.Chowdhury, "On the Generation of Entropy in a Counterflow Heat Exchanger" Cryogenic Vol.22, pp.63~65
4. A.Bejan "A Study of Entropy Generation in Fundamental Convective Heat transfer" Trans. ASME J. Heat Transfer Vol.101 pp.718~725, November, 1979
5. D.Poulikakos and A.Bejan "Fin Gemetry for Minimum Entropy Generation in Forced Convection " Trans, ASME J. Heat Transfer Vol.104 pp.616~623, November, 1982
6. G.G.Van Wylen, and R.E.Sonntag, Fundamentals of Classical Thermodynamics, John Wiley and Sons, New York, 1973
7. W.M.Rohsenow and H.Y.Choi, Heat, Mass and Momentum Transfer, Prentice-Hill, Englewod Cliffs, N.J., 1961
8. B.Gebhart, Heat Transfer, 2nd edition, McGraw-Hill, New York, 1971
9. F.P.Incropera and D.P.Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 2nd edition, John Wiley & Sons, New York, 1985