

열역학 제2법칙에 의한 이중관 대향류 열교환기의 해석

이근식 · 남궁규완
기계공학과

〈요 약〉

비압축성 유체를 작동유체로 하고 뜨거운 흐름은 직렬이고 찬 흐름은 병렬로 된 이중관 대향류 열교환기에 대한 성능을 열역학 제1법칙적 관점과 제2법칙적 관점에서 이론적 및 실험적으로 해석하였다. 주어진 열교환기 형상과 입구조건에 대하여 펙팅동력에 대한 열교환량 및 엔트로피 생성율을 찬 흐름 분율, 유량비율, 입구온도비에 대하여 계산하고 실험치와 비교하였다. 아울러 찬 흐름측을 직렬로 하였을 경우의 값들과도 비교하였다.

Analysis of Double Pipe Counterflow Heat Exchanger by the Second Law of Thermodynamics

Lee, Geun-Sik and Namkoong, Kyu-Wan
Dept. of Mech. Eng.

(Abstract)

The performance of the double pipe counterflow heat exchanger which uses an incompressible fluid as a working fluid and is connected in series on the hot side and in parallel on the cold side, was analysed both theoretically and experimentally in the view of 1st and 2nd law of thermodynamics.

The ratio of heat transfer rate to pumping power and the rate of entropy generation for the given geometry of the heat exchanger and inlet conditions, were calculated and compared with the experimental results for the cold side fraction, the ratio of capacity rate, and the ratio of inlet temperatures of both sides.

In addition, the ratio of heat transfer to pumping power and the rate of entropy generation were compared with those values of the case connected in series on the cold side.

* 본 연구는 1989년도 문교부 학술연구조성비에 의해 연구되었으며 이에 감사를 드린다.

〈기호〉

a : $= T_1/T_3 + T_3/T_1$

a_3 : 식 (10)에 의해 정의된 값

A : 열교환 면적

b : b_1 혹은 b_2 중의 하나의 값

$b_1 := 1 + T_1/T_3$

$b_2 := 1 + T_3/T_1$

b_3 : 식 (11)에 의해 정의된 값

c, c_p : 비열

C : $= \dot{m}_3 c_3 / \dot{m}_1 c_1$, ratio of capacity rate

$C_1 := \dot{m}_1 c_1$, capacity rate of hot stream

$C_3 := \dot{m}_3 c_3$, capacity rate of cold stream

D : $= 2r$, 지름

D_1, D_2, D_i : 각각 $2r_1, 2r_2, 2r_i$ 를 표시

$D_{ii} := D_3 - D_i$, 수력지름

f : 관 마찰계수

G : $= V / \sqrt{2cT}$, 무차원 속도

h : 엔탈피 혹은 열전달 계수

L : 열교환기 A, B의 각각의 길이

L_{ij} : i 지점에서 j 지점까지의 길이

\dot{m} : 질량유량

N, Ntu : Number of transfer unit

Nu : Nusselt 수

P : 압력

Pr : Prandtl 수

ΔP_{ij} : i점에서 j점까지의 압력강하 (i, j 는 Fig 2에 서 각각 1, 2, 3, 4, 5 및 i중의 하나이다)

Q : 열전달량

r₁ : 반경

r₂ : 반경

r_i : 반경

Re : Reynolds 수

S_{env} : 외부와의 열전달에 의한 entropy 생성율

S_{gen} : 엔트로피 생성율

(S_{gen})_{tot} : 총 엔트로피 생성율

S_{g*} : $= \dot{S}_{gen} / (\dot{m}_1 c_1)$, 무차원 entropy 생성율

S_{env*} : $= \dot{S}_{env} / (\dot{m}_1 c_1)$, 외부와의 열전달에 의한 무

차원 entropy 생성율

(S_{g*})_{tot} : $= S_g^* + S_{env}^*$, 외부와의 열전달을 고려한 무차원 엔트로피 생성율

T : 온도

$\Delta T_{am} := 0.5 \{(T_1 - T_4) + (T_1 - T_3)\}$ 혹은

$0.5 \{(T_1 - T_5) + (T_2 - T_3)\}$, 산술평균 온도차

U : Overall heat transfer coefficient

V : 관내 평균속도

X : 찬 흐름측의 분율 (fraction)

〈회립문자〉

μ : 절대점성계수

ρ : 밀도

〈첨자〉

0: 대기조건

1: 뜨거운 흐름측 혹은 그 입구

2: 뜨거운 흐름측 출구

3: 찬 흐름측 혹은 그 입구

4: 열교환기 A의 찬 흐름측 출구

5: 열교환기 B의 찬 흐름측 출구

A: 열교환기 A측

B: 열교환기 B측

c: 찬 흐름측

h: 뜨거운 흐름 측

i: 열교환기 전체길이의 중간지점

min: 최소값

opt: 최적값

env: 주위의 값

I. 서 론

열교환기는 동력장치나 냉동장치 뿐만 아니라 단순한 난방장치로부터 새로운 장치 개발에서도 그 성능의 예측이 중요하다. 그런데 열교환기의 성능은 펌핑동력에 대한 열교환량으로 평가되었고 오랫동안 이 방법이 사용되고 있다. (1, 2, 3, 4)

그러나 에너지의 합리적인 이용 방안으로 절이 높은 에너지는 동력원으로 사용하고 절이 낮은 에너지는 난방용으로 사용하며 열교환과정에서도 되도록 비가역성을 줄여서 유용에너지의 손실을 최소로 할 필요가 있다.

Bejan^(5, 6, 7)은 유동과정과 열전달과정을 열역학 제2법칙적 관점에서 해석을 시도하였다. 이 경우 작동유체를 이상기체로 하였기 때문에 엔탈피는 온도만의 함수이므로 유효성-Ntu 관계식을 사용할 수 있고 생성엔트로피는 압력과 온도의 양함수로 표현이 가능하였다.

그러나 작동유체가 비압축성유체인 경우는 엔트로피가 온도만의 함수이고 엔탈피는 온도와 압력의 함수이므로 Bejan의 해석방법 및 유효성-Ntu방법을 일반적으로 적용할 수 없다. 따라서 참고문헌⁽⁹⁾과 본 연구에서는 에너지 평형으로부터 직접 출구온도를 구하고 이것으로부터 여러 값들을 구하는 방법을 제시하였다.

본 연구의 목적은 우선 비압축성유체를 작동유체로 하는 하나의 열교환기에 대하여 주어진 조건에서 생성엔트로피를 최소화하는 최적 Reynolds수가 존재하는지를 조사한다. 다음에 이중관 열교환기의 형상이 주어지고 작동유체가 물인 경우에 열교환량, 펌핑동력에 대한 열교환량, 엔트로피 생성율을 찬호름측 분율, 유량비열, 입구온도비에 따른 영향을 고찰한다. 또 하나의 열교환기를 2개의 작은 열교환기로 대체하였을 때 열역학적 관점에서 어떠한 효과가 있는지를 계산에 의해 예측하고 실험에 의해 그 경향을 확인하는데 있다. 아울

러 유효성-Ntu방법의 타당성도 조사한다.

II. 해석

해석은 작동유체가 비압축성 유체이고 대향류형 열교환기에 대하여 한다. 우선 1개의 열교환기에 대하여 생성 엔트로피를 최소화하는 최적 Reynolds수가 존재하는지를 조사한다. 다음에 2개의 작은 열교환기가 한쪽 흐름은 직렬, 다른 한쪽 흐름은 병렬로 되었을 때, 연속적인 흐름을 가지는 1개의 열교환기에 비하여 성능이 어떻게 달라질 것인지를 계산한다.

II-1 한개의 열교환기에 대한 최적 Reynolds수

그림1과 같은 열교환기에 대하여 다음과 같은 가정 아래에서 열역학적 최적 Reynolds수 혹은 최적 관지름을 조사한다.

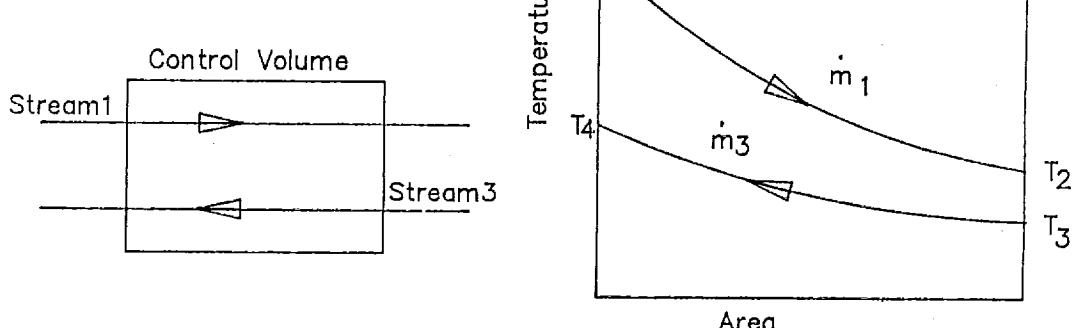


Fig 1. Schematic diagram of temperature distribution in a counterflow heat exchanger

가정: 1. $Ntu \gg 1$ 이며 $C = \dot{m}_3 c_3 / \dot{m}_1 c_1 \approx 1$ 이다.

2. \dot{m}_3 와 A_3 와 L 및 V_1 (혹은 \dot{m}_1)이 주어졌으며 입구온도와 압력 T_1 , T_3 , P_1 , P_3 는 주어진 값이다.

참고문헌⁽⁹⁾의 식(31)에 의하면 무차원 생성 entropy는 다음 식으로 주어진다.

$$S_g^* = \frac{a}{Ntu} + \frac{b}{2} \frac{\Delta P}{\rho c T} \quad (1)$$

$$\text{여기서 } a = T_1/T_3 + T_3/T_1 \quad (1-a)$$

$$b_1 = 1 + T_1/T_3, \quad b_2 = 1 + T_3/T_1 \quad (1-b)$$

이며, b 는 b_1 혹은 b_2 중의 하나이다.

식(1)에서 Ntu 및 ΔP 를 다음의 유동변수로 변

환한다.

$$Ntu = (4L/D) \cdot St \quad (2)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho c T} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2cT} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot G^2 \quad (3)$$

$$G = \frac{V}{\sqrt{2cT}} = \frac{m}{\rho A} \cdot \frac{1}{\sqrt{2cT}} \quad (4)$$

식 (2), (3), 및 (4)를 식 (1)에 대입하면 다음 식으로 주어진다.

$$S_g^* = \frac{a}{(4L/D) \cdot St} + \frac{b}{8} \left(f \frac{4L}{D} \right) G^2 \quad (5)$$

식 (5)에서 St와 f는 Re수의 함수 이므로

$$S_g^* = S_g^*(Re, \frac{4L}{D}, G) \quad (6)$$

의 형태가 된다.

이제 이중관 대향류 열교환기에 대하여 적용해 보기로 한다. 바깥쪽은 찬 흐름이고 안쪽은 뜨거운 흐름이라 하자. 뜨거운 흐름측에서는 L과 V₁이 주어졌으므로 D₁만이 미지수이다. 여기서 (D₁, L, V)를 (Re, 4L/D, G)와 각각 대응시키면 (S_g^*)_{hot}는 Reynolds수 만의 함수가 된다.

만일 관 유동이 완전히 발달된 난류이라면 마찰계수는 다음식으로 주어진다. ⁽²⁾

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (7)$$

$$f = 0.046 Re^{-0.2} \quad (8)$$

식 (7)과 (8)을 식 (5)에 대입하고 정리하면 다음 식으로 된다.

$$S_g^* = a_3 Re^{0.2} + b_3 Re^{-0.2} \quad (9)$$

여기서

$$a_3 = \frac{a \cdot pr^{0.7}}{0.023(4L/D)} \quad (10)$$

$$b_3 = \frac{b}{8} \cdot \frac{4L}{D} \cdot G^2 \cdot (0.046) \quad (11)$$

이다.

$$\frac{\partial S_g^*}{\partial Re} = 0 \text{ 으로 두면}$$

$$Re_{opt} = \left(\frac{b}{a} \right)^{0.2} \left(\frac{0.023}{2} \right)^{0.5} \left(\frac{4L}{D} \right)^{0.5} G^{0.5} Pr^{-0.25} \quad (12)$$

가 얻어지며 이것을 식 (9)에 대입하면

$$S_g^*,_{min} = \sqrt{a \cdot b} \cdot Pr^{0.35} \cdot G \quad (13)$$

가 된다.

식 (9)과 식 (13)을 변변끼리 나누면

$$\frac{S_g^*}{S_g^*,_{min}} = \frac{1}{2} \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{0.2} + \frac{1}{2} \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{-0.2} \quad (14)$$

로 표시되어 $Re \leq Re_{opt}$ 이면 열전달에 의한 엔트로피 생성이 압력강하에 의한 앤트로피 생성보다 크고, $Re \geq Re_{opt}$ 이면 그 반대이다.

결과적으로 형상비 4L/D와 속도 G*가 즉 길이와 속도가 주어졌을 때 생성 entropy를 최소화하는 최적 Reynolds수(최적 관지름)가 존재함을 알 수 있다.

II-2 2개의 열 교환기

그림2에 주어진 한쪽 흐름은 직렬로 되어 있고 다른 한쪽 흐름은 병렬로 된 2개의 이중관 대향류 열교환기를 생각하자. 작동 유체는 모두 비압축성 유체이며 T₁, P₁는 열교환기 전체 길이의 1/2이 되는 지점에서의 온도 및 압력을 표시하며, 다음의 조건들이 주어졌다고 가정하자.

- 입구온도 및 압력 T₁, T₃, P₁, P₃
- 뜨거운측 유량 m₁
- 열교환기의 형상이 주어졌으며 A, B의 형상은 동일하다. (길이는 각각 L)
- 물성치는 모두 일정하다.

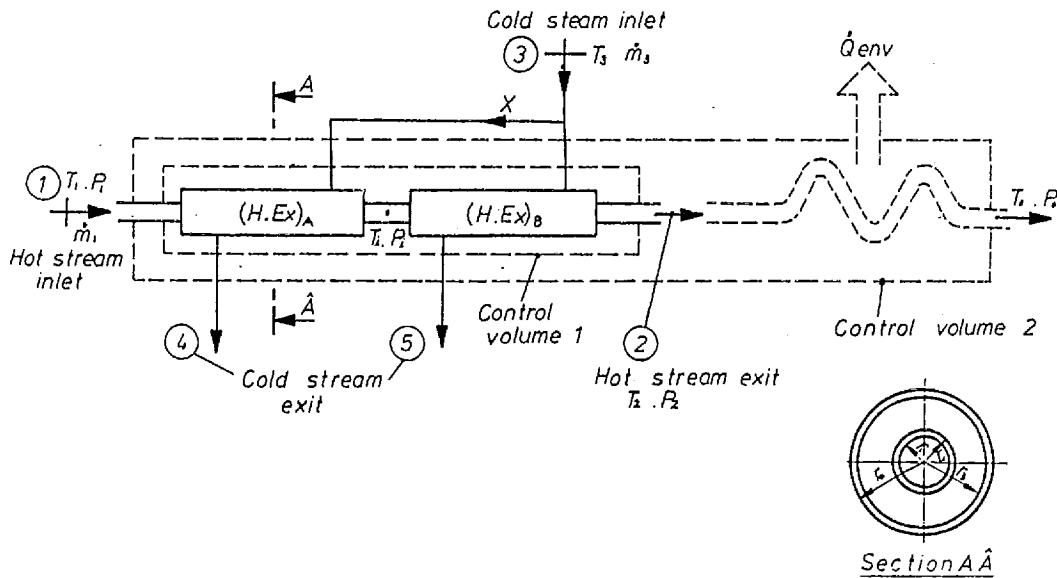


Fig 2. Schematic diagram of two double pipe counterflow heat exchanger connected in series on the hot side and in parallel on the cold side

열교환기 A에 에너지 평형을 취하면

$$\dot{m}_1(h_1-h_4) + X \dot{m}_3(h_3-h_4) = 0 \quad (15)$$

이 되고, 열교환기 B에 에너지 평형을 취하면

$$\dot{m}_1(h_1-h_2) + (1-X) \dot{m}_3(h_5-h_2) = 0 \quad (16)$$

이 된다.

여기서 $q=UA\Delta T_{\text{am}}$ 을 성립한다고 가정하면 (1)

$$Q_A = \dot{m}_1(h_1-h_4) = X \dot{m}_3(h_4-h_3) = (UA\Delta T_{\text{am}})_A \quad (17)$$

$$Q_B = \dot{m}_1(h_1-h_2) = (1-X) \dot{m}_3(h_5-h_2) = (UA\Delta T_{\text{am}})_B \quad (18)$$

이 된다.

여기서 미지수는 h_2, h_1, h_4, h_5, X 및 \dot{m}_3 의 6개이 고 식은 4개이므로 h_2, h_1, h_4, h_5 는 X 와 \dot{m}_3 의 함수 만으로 표시된다.

또한 비압축성 유체에 대하여

$$dh = c_p dT + dP/\rho \quad (19)$$

가 성립하므로 식 (19)를 식 (17)에 대입하면 다음 식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{c1}(T_1 - T_4) + \dot{m} \frac{(P_1 - P_4)}{\rho_1} &= \frac{(UA)_A}{2} \\ \{T_1 - T_4\} + \{T_1 - T_3\} &= X \dot{m}_3 c_3(T_4 - T_3) + X \dot{m} \frac{P_4 - P_3}{\rho_3} \end{aligned}$$

양변을 \dot{m}_{c1} 으로 나누면

$$\begin{aligned} T_1 - T_4 + \frac{(P_1 - P_4)}{\rho_1 c_1} &= \frac{(UA)_A}{2\dot{m}_{c1}} \{ (T_1 - T_4) + (T_4 - T_3) \} \\ &= X C (T_4 - T_3) + X C \frac{P_4 - P_3}{\rho_3 c_3} \end{aligned} \quad (20)$$

이 되고, 여기서

가 된다.

$$C = \frac{\dot{m}_{c3}}{\dot{m}_{c1}} \quad (20-a)$$

이다.

1. 열교환기 A와 B의 출구온도 계산

1. 1 T₄, T₅의 계산(열교환기 A)

열교환기 A의 Ntu, N_A를 구하기 위하여 (\dot{m}_{c1})과 ($X \dot{m}_{c3}$)의 크기를 비교하여야 한다.

(i) $\dot{m}_{c1} \geq X \dot{m}_{c3}$ 인 경우

$$\frac{(UA)_A}{\dot{m}_{c1}} = \frac{(UA)_A}{X \dot{m}_{c3}} \frac{X \dot{m}_{c3}}{\dot{m}_{c1}} = N_A CX \text{가 되고}$$

식 (20)의 첫째식과 둘째식으로 부터

$$T_1 = \frac{2}{N_A CX + 2} \left\{ \left(1 - \frac{N_A CX}{2} \right) T_1 + \frac{N_A CX}{2} T_3 + \frac{N_A CX}{2} + \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} \right\} \quad (21)$$

과 식 (20)의 첫째식과 셋째식으로 부터

$$T_1 = T_1 + \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} + CX \left\{ (T_4 - T_3) + \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} \right\} \quad (22)$$

가 얻어진다. 식 (21)과 (22)를 연립하여 T₁과 T₄를 구하면

$$T_4 = \frac{2N_A}{(CX+1)N_A + 2} T_1 + \frac{(CX+1)N_A + 2}{(CX+1)N_A + 2} T_3 + \frac{N_A \cdot \Delta P_{ii}}{(CX+1)N_A + 2} + \frac{(CX+1)N_A + 2}{(CX+1)N_A + 2} \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} \quad (23)$$

$$T_1 = T_1 + \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} + CXT_3 + CX \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} - CXT_4 = \frac{1}{(CX+1)N_A + 2} \left\{ [(1-CX)N_A + 2] T_1 + 2CXAT_3 + (N_A + 2) \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} + CXN_A \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} \right\} \quad (24)$$

(ii) $\dot{m}_{c1} \leq X \dot{m}_{c3}$ 인 경우

$$\frac{(UA)_A}{\dot{m}_{c1}} = N_A \text{가 되고, } C > 1 \text{ 이다.}$$

따라서 이 관계를 적용하면 식 (20)의 첫째식과 둘째식으로부터 식 (21)은 다음으로 바뀌게 된다.

$$T_1 = \frac{2}{N_A + 2} \left\{ \left(1 - \frac{N_A}{2} \right) T_1 + \frac{N_A}{2} T_3 + \frac{N_A}{2} + \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} \right\} \quad (25)$$

식 (20)의 첫째식과 세째식으로부터 구한 식 (22)는 바뀌지 않으므로 식 (22)와 (25)에서 T₄와 T₅를 구하면 다음과 같다.

$$T_4 = \frac{1}{(CX+1)N_A + 2CX} \left\{ 2N_A T_1 + N_A \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} + [(CX-1)N_A + 2CX] T_3 + (N_A + 2) CX \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} \right\} \quad (26)$$

$$T_5 = T_1 + \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} + CXT_3 + CX \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} - CXT_4 = \frac{1}{(CX+1)N_A + 2} \left\{ [(1-CX)N_A + 2] T_1 + 2CXAT_3 + (N_A + 2) \frac{\Delta P_{ii}}{\rho_{c1}} + CXN_A \frac{\Delta P_{34}}{\rho_{c3}} \right\} \quad (27)$$

1. 2 T₂, T₅의 계산(열교환기 B)

식 (19)를 (18)에 대입하면 다음식이 얻어진다.

$$\dot{m}_{c1}(T_1 - T_2) + \dot{m}_b \frac{(P_1 - P_2)}{\rho_1} = \frac{(UA)_B}{2} \left\{ (T_1 - T_5) + (T_2 - T_3) \right\} = (1-X) \dot{m}_{c3} (T_4 - T_3) + (1-X) \dot{m}_b \frac{P_3 - P_2}{\rho_3}$$

양변을 \dot{m}_{c1} 으로 나누면

$$(T_1 - T_2) + \frac{(P_1 - P_2)}{\rho_{c1}} = \frac{(UA)_B}{2 \dot{m}_{c1}} \left\{ (T_1 - T_5) + (T_2 - T_3) \right\}$$

$$= (1-X) C (T_4 - T_3) + (1-X) C \frac{P_4 - P_3}{\rho_{3C_3}} \quad (28)$$

이 된다.

같은 방법으로 열교환기 B의 전달단위수 (N_{tu}), N_B 를 구하기 위해 m_{1C_1} 과 $(1-X)m_{3C_3}$ 의 크기를 비교해야 한다.

(i) $m_{1C_1} \geq (1-X)m_{3C_3}$ 인 경우

식 (28)을 식 (20)과 비교하면 식 (20)에 T_1 , T_2 , T_3 , T_4 대신 T_1 , T_2 , T_3 , T_5 를 또 N_A , X , ΔP_{12} , 대신 N_B , $(1-X)$, ΔP_{12} , ΔP_{35} 를 대입하면 식 (28)과 동일 하므로 미지수 T_2 와 T_5 를 구하면 다음과 같다.

$$T_2 = \frac{1}{[C(1-X)+1]N_A+2} \left\{ ([1-(1-X)C] N_B + 2) T_1 + (N_B+2) \frac{\Delta P_{12}}{\rho_{1C_1}} + 2C(1-X)N_B T_3 + C(1-X)N_B \frac{\Delta P_{35}}{\rho_{3C_3}} \right\} \quad (29)$$

$$T_5 = \frac{1}{[C(1-X)+1]N_A+2} \left\{ 2N_B T_1 + ([C(1-X)-1] N_B + 2) T_3 + N_B \frac{\Delta P_{12}}{\rho_{1C_1}} + [C(1-X)N_B + 2] \frac{\Delta P_{35}}{\rho_{3C_3}} \right\} \quad (30)$$

(ii) $m_{1C_1} \leq (1-X)m_{3C_3}$ 인 경우

$$\frac{(UA)_B}{m_{1C_1}} = N_B \text{이고, } C > 1 \text{이다.}$$

이 경우 T_2 와 T_5 를 구하려면 1.2절의 (i)과 (ii)의 N_B 관계로부터, 식 (29)와 (30)에 N_B 대신 $N_B/(C(1-X))$ 를 대입하면 쉽게 얻어진다.

$$T_2 = \frac{1}{[C(1-X)+1]N_B+2C(1-X)} \left\{ ([1-(1-X)C] N_B + 2C(1-X)) T_1 + [N_B + 2C(1-X)] \frac{\Delta P_{12}}{\rho_{1C_1}} + 2C(1-X)N_B T_3 + C(1-X)N_B \frac{\Delta P_{35}}{\rho_{3C_3}} \right\} \quad (31)$$

$$T_5 = \frac{1}{[C(1-X)+1]N_B+2C(1-X)} \left\{ 2N_B T_1 + ([C(1-X)N_B + 2C(1-X)] T_3 + N_B \frac{\Delta P_{12}}{\rho_{1C_1}} + [C(1-X)N_B + 2C(1-X)] \frac{\Delta P_{35}}{\rho_{3C_3}}) \right\} \quad (32)$$

그림 2에서 보여준 열교환기에 대한 전형적인 온도분포가 그림 6에 제시되어 있다.

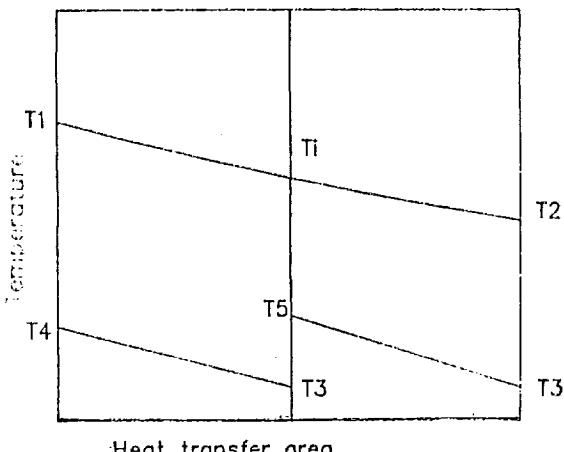


Fig. 6. Typical temperature distribution in the heat exchanger as shown in fig. 2

2. 미지 및 기지의 값 검토

식 (23), (24), (26), (27), (29), (30), (31), 및 (32)에서 T_1 , T_4 , T_2 , T_5 는 C , X , N_A , N_B , ΔP_{ij} 들의 함수로 주어져 있음을 관찰할 수 있다.

그런데

$$N_{tu} = \frac{UA}{(\dot{m}c)_{min}} \quad (33-a)$$

이고 열전도저항을 무시할 때

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (33-b)$$

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (33-c)$$

에서 뜨거운 흐름측은 Re 와 Pr 수가 알려져 있으므로 h_h 가 주어지며, 찬 흐름측의 유량 \dot{m}_3 와 X

가 알려지면 $(Re)_{cold}$ 가 알려지고 따라서 h_c 가 주어진다.

그러면 UA 가 계산되어 Ntu 가 계산될 수 있다.
또한

$$\Delta P_{ij} = f \frac{L_i}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (34-a)$$

에서 뜨거운 흐름측의 압력강하는 \dot{m}_1 과 형상이
주어져 있으므로 Re 의 수와 속도가 주어지고 따
라서 아는 값이다. 한편 찬 흐름측을 살펴보자.
 \dot{m}_3 과 X 가 알려지면 Re 의 수가 주어지고 관마찰
계수 $f=f(Re)$ 이고 찬 흐름측의 속도 V_{cA} , V_{cB} 는
각각

$$V_{cA}=X \dot{m}_3 / \rho_3 A_3, \quad V_{cB}=(1-X) \dot{m}_3 / \rho_3 A_3 \quad (34-b)$$

이므로 찬 흐름측의 압력강하들은 \dot{m}_3 과 X 가 알
려지면 계산된다. 요약하면, 미지온도들 T_1, T_4, T_2
및 T_3 은 \dot{m}_3 과 X 의 함수 즉 C 와 X 의 함수로 표시
될 수 있다.

3. 열역학 제2법칙의 적용

이제 검사면 1에 대해 열역학 제2법칙을 적용
하면

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) + X \dot{m}_3 (s_4 - s_3) + (1-X) \dot{m}_3 (s_5 - s_3) \quad (35)$$

가 되고 비압축성 유체에 대하여

$$s_2 - s_1 = c_1 \ln(T_2/T_1), \quad s_4 - s_3 = c_3 \ln(T_4/T_3), \quad s_5 - s_3 = c_3 \ln(T_5/T_3) \quad \text{이므로}$$

$$\dot{S}_{gen}^* = \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_3 c_3} = \frac{1}{C} \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_3 c_1} \quad \text{으로 두면}$$

$$\dot{S}_{gen}^* = \frac{1}{C} \ln \frac{T_2}{T_1} + X \ln \frac{T_4}{T_3} + (1-X) \ln \frac{T_5}{T_3} \quad (36)$$

가 된다. 또한

$$\dot{S}_g^* = \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_3 c_1} = C \dot{S}_{gen}^* \quad \text{로 두면}$$

$$\dot{S}_g^* = \ln \frac{T_2}{T_1} + CX \ln \frac{T_4}{T_3} + C(1-X) \ln \frac{T_5}{T_3} \quad (37)$$

으로 된다.

비교를 위해 대기와의 열전달 Q_{env} 를 고려한 검
사면 2에 대하여 엔트로피 생성율을 구하는데
 $T_3=T_0$, 또 $P_2=P_0$ 라 가정하면

$$\dot{S}_{env} = \frac{\dot{m}_3 c_1 (T_2 - T_3)}{T_3} \quad (38)$$

양변을 $\dot{m}_3 c_1$ 로 나누면

$$\dot{S}_{env}^* = \frac{T_2}{T_3} - 1 \quad (39)$$

이 되고 총생성entropy는 S_g^* 와 S_{env}^* 의 합이므로

$$(S_g^*)_{tot} = \ln \frac{T_2}{T_1} + CX \ln \frac{T_4}{T_3} + C(1-X) \ln \frac{T_5}{T_3} + \left(\frac{T_2}{T_3} - 1 \right) \quad (40)$$

이 된다. 따라서 S_g^* 는 C, X 및 온도들의 함수이
나 온도들은 다시 C, X 와 Ntu 와 압력강하의 함수
이므로 결국

$$S_g^* = S_g^*(C, T_1/T_3, X, N_A, N_B, \Delta P_{12}, \Delta P_{34}, \Delta P_{35}) \quad (41)$$

의 형태가 되어 entropy생성에 기여하는 항들은
유량비열, 입구온도비, 분율(X), Ntu , 압력강하
들이다. 그런데 이들이 각각 독립적으로 기여하
는 것이 아니라 서로 조합되어 작용하기 때문에
이상기체의 경우보다 복잡하다. 그러나 Ntu 와 압
력강하는 \dot{m}_3 과 X 가 주어지면 계산되므로 S_g^* 는
정해진 입구온도비 T_1/T_3 에 대하여 C 와 X 의 함수
이다.

4. Ntu 와 ΔP 를 유동변수로 변환

이제 $N_A, N_B, \Delta P_{12}, \Delta P_{34}, \Delta P_{35}$ 를 유동변수로
변환하자

4. 1 Ntu

$$\begin{aligned} \frac{1}{Ntu} &= \frac{1}{\eta_h(4L/D)_h(C_h/C_{min}) St_h} + \\ &\quad \frac{1}{\eta_c(4L/D)_c(C_c/C_{min}) St_c} \\ &= \frac{1}{\eta_h(C_h/C_{min}) Ntu_h} + \frac{1}{\eta_c(C_c/C_{min}) Ntu_c} \end{aligned} \quad (42)$$

○] 고

$$Ntu_i = (4L/D)_i St_i \quad (42-a)$$

이며, 여기서 침자 i 는 침자 c 혹은 h 를 나타낸다.

위의 관계식(4)으로부터 (η_c , η_h 는 각각 찬호류과 뜨거운 흐름의 총면적에 대한 fin의 온도효율을 나타낸다.) fin을 부착하지 않았으므로 $\eta_h = \eta_c = 1$ 이 된다.

(1) 열교환기 A에 대하여

$$\begin{aligned} \frac{1}{Ntu_A} &= \frac{(C_{min}/C_h)_A}{(Ntu_h)_A} + \frac{(C_{min}/C_c)_A}{(Ntu_c)_A} \\ &= \frac{D_l}{4L} \frac{XC}{St_l} + \frac{D_h}{4L} \frac{1}{St_{3A}} \end{aligned} \quad (43)$$

로부터

(i) $m_{hCh} \geq X m_{cCc}$ 인 경우

$$(\frac{C_{min}}{C_h})_A = \frac{X m_{cCc}}{m_{hCh}} = XC \text{ } ○] \text{ 고}$$

$$(\frac{C_{min}}{C_c})_A = \frac{X m_{cCc}}{m_{cCc}} = 1 \text{ } ○] \text{ 고}$$

따라서 식 (43)은 다음으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{Ntu_A} &= \frac{XC}{(Ntu_h)_A} + \frac{1}{(Ntu_c)_A} \\ &= \frac{D_l}{4L} \frac{XC}{St_l} + \frac{D_h}{4L} \frac{1}{St_{3A}} \end{aligned} \quad (43-a)$$

(ii) $m_{hCh} \leq X m_{cCc}$ 인 경우

$$(\frac{C_{min}}{C_c})_A = \frac{m_{hCh}}{X m_{cCc}} = \frac{1}{XC} \text{ } ○] \text{ 고}$$

$$(\frac{C_{min}}{C_h})_A = \frac{m_{hCh}}{m_{hCh}} = 1 \text{ } ○] \text{ 고}$$

따라서 식 (43)은 다음으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{Ntu_A} &= \frac{1}{(Ntu_h)_A} + \frac{1}{(Ntu_c)_A CX} \\ &= \frac{D_l}{4L} \frac{1}{St_l} + \frac{D_h}{4L} \frac{1}{St_{3A}} \frac{1}{CX} \end{aligned} \quad (43-b)$$

(2) 열교환기 B에 대하여

$$\frac{1}{Ntu_B} = \frac{(C_{min}/C_h)_B}{(Ntu_h)_B} + \frac{(C_{min}/C_c)_B}{(Ntu_c)_B} \quad (44)$$

로부터

(i) $m_{hCh} \geq (1-X) m_{cCc}$ 인 경우

$$(\frac{C_{min}}{C_h})_B = \frac{(1-X)m_{cCc}}{m_{hCh}} = (1-X)C \text{ } ○] \text{ 고 } (\frac{C_{min}}{C_c})_B = 1 \text{ } ○] \text{ 고}$$

따라서 식 (44)은 다음으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{Ntu_B} &= \frac{(1-X)C}{(Ntu_h)_B} + \frac{1}{(Ntu_c)_B} \\ &= \frac{D_l}{4L} \frac{(1-X)C}{St_l} + \frac{D_h}{4L} \frac{1}{St_{3B}} \end{aligned} \quad (44-a)$$

(ii) $m_{hCh} \leq (1-X) m_{cCc}$ 인 경우

$$(\frac{C_{min}}{C_c})_B = \frac{m_{hCh}}{(1-X)m_{cCc}} = \frac{1}{(1-X)C} \text{ } ○] \text{ 고}$$

$$(\frac{C_{min}}{C_h})_B = \frac{m_{hCh}}{m_{hCh}} = 1 \text{ } ○] \text{ 고}$$

따라서 식 (44)은 다음으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{Ntu_B} &= \frac{1}{(Ntu_h)_B} + \frac{1}{(Ntu_c)_B} \frac{1}{(1-X)C} \\ &= \frac{D_l}{4L} \frac{1}{St_l} + \frac{D_h}{4L} \frac{1}{St_{3B}} \frac{1}{(1-X)C} \end{aligned} \quad (44-b)$$

4.2 압력강하와 유동변수

한편 압력강하는 입출구및 valve 등의 부차적 손실을 무시할 때 다음식으로 주어진다.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (45)$$

양변을 (ρcT) 로 나누면

$$\frac{\Delta P}{\rho cT} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot G^2 \quad (45-a)$$

이고, 여기서

$$G = \frac{V}{\sqrt{2cT}} = \frac{m}{\rho A} \cdot \frac{1}{\sqrt{2cT}} \quad (45-b)$$

이다.

따라서 그림2의 열교환기에 적용하면

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho_1 c_1 T_1} = \frac{\Delta P_{23}}{\rho_2 c_2 T_2} = f_{1A} \cdot \frac{L}{D_1} \cdot G_1^2 \quad (46-a)$$

$$\frac{\Delta P_{34}}{\rho_3 c_3 T_3} = f_{3B} \cdot \frac{L}{D_3} \cdot G_{3B}^2 \quad (46-b)$$

$$\frac{\Delta P_{23}}{\rho_2 c_2 T_2} = f_{2B} \cdot \frac{L}{D_2} \cdot G_{2B}^2 \quad (46-c)$$

가 되며, f_i 은 Reynolds수의 함수이므로 함수형태가 알려지면 구할 수 있고 G_i 은 뜨거운 흐름측의 유량 (속도) 이 주어져 있으므로 알려진 값이다. f_{1A} 와 f_{3B} 는 Reynolds수의 함수이므로 함수형태가 알려지면 X 와 m_3 의 함수이다. 또한 G_{3A} 및 G_{3B} 는 식 (45-b) 와 (46-b)로부터 X 와 m_3 의 함수이다.

4.3 유동관계식과 열전달 관계식

이제 관 마찰계수 f 와 Nusselt수 Nu (혹은 Stanton수, St)가 Reynolds수의 함수로 표현되면, 압력강하들과 Ntu 들이 계산되고, 따라서 출구온도 T_1, T_2, T_4, T_5 가 계산되며, 열교환량과 entropy 생성율이 계산된다. 먼저 관마찰계수와 Nusselt수

는 다음 식으로 표현된다. ⁽¹⁾

--관마찰 계수, f

$$\circ \text{ 층류일때} : f = 64/Re \quad (47-a)$$

$\circ \text{ 난류일때} :$

$$\text{뜨거운 흐름측} : f = 0.316 Re_D^{0.25} \quad (47-b)$$

$$\text{찬 흐름측} : f = (0.79 Re - 1.64)^{-2} \quad (47-c)$$

식 (47-c)에서 Re 는 수력지름에서의 Reynolds수이다.

--Nusselt수, Nu

$\circ \text{ 찬 흐름측(환상공간)}$

충유인 경우 완전히 발달된 경우에

$$Nu_i = 5.34 \quad (Re \leq 2300) \quad (48)$$

로 주어지며⁽⁴⁾, 점자 i 는 환상공간의 안쪽을 기준으로 한 값을 표시한다. 난류일때는 입구영역을 고려하고 환상공간의 안쪽에서 가열하고 바깥쪽이 단열되어 있을 때 식은 다음과 같이 주어진다. ⁽¹⁾

$$\frac{Nu_{\text{annular}}}{Nu_{\text{tube}}} = 0.86 \left(\frac{D_o}{D_b} \right)^{0.16}$$

$$Nu_{\text{tube}} = \frac{(f/8)(Re - 100) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_o}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (49-a)$$

적용범위는

$$0 < D/L < 1, \quad 0.6 < Pr < 2000, \quad 2300 < Re < 10^6 \text{이며} \\ f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (49-c)$$

이고 여기서 Re 는 수력지름 $D_H = D_o - D_b$ 일 때 계산된 값이다.

\circ 뜨거운 흐름측은

$$Nu = 3,656 \quad (Re \leq 2300) \quad (50-a)$$

$$St \cdot Pr^{2/3} = \frac{f}{8} \quad (Re \geq 2300) \quad (50-b)$$

로 표현하였다.

5. 출구온도, 압력강하, 전열량 및 엔트로피 생성율 계산

계산에 사용된 값은 계산값을 실험치와 비교하기 위해 대략 실험에 사용된 값으로 하였으며 아래의 값 및 표1과 표2에 주어져 있다.

먼저 기하학적인 값은 그림2로부터 $D_1=0.012$ m, $D_2=0.016$ m, $D_3=0.0254$ m이고 이로부터 찬 흐름측의 수력지름 $D_{Hc}=D_3-D_1=0.0094$ m이고 단면적은 $A_1=(\pi/4)D_1^2=0.0001131$ m, $A_3=(\pi/4)$

$(D_3^2 - D_1^2) = 3.056 \times 10^{-4}$ m²이며, $D_1/D_3=0.016/0.0254=0.6300$, $D_{Hc}/L=0.0094/1.2=7.833 \times 10^{-3}$ 이다.

다음에 사용한 물성치는 포화 물의 값으로⁽²⁾ 뜨거운 흐름측 입구온도가 85°C 75°C인 경우에는 43.3°C의 물성치를, 입구온도가 55°C일 때는 37.8°C의 물성치를, 또 입구온도가 40°C일 때는 32.2°C의 물성치를 각각 사용하였으며 그 값은 표1에 주어져 있다.

Table 1. Properties of saturated water

T_1 (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg°C)	$\mu \times 10^4$ (Pa.sec)	Pr
85, 70	990.6	4174	6.16	4.04
55	993.0	4174	6.82	4.53
40	994.9	4174	7.65	5.12

계산 범위는 $0.375 \leq \dot{m}_3 \leq 0.8$ kg/sec, $40^\circ\text{C} \leq T_1 \leq 85^\circ\text{C}$ 로 하였고 각각을 4가지로 하여 모두 16

가지의 경우에 대하여 계산하였다.

Table 2. Calculated files for various cold-side mass flow rates and various hot-side inlet temperatures when $m_1=0.28$ kg/sec.

(*par:parallel stream in cold side, *ser:series stream in cold stream)

\dot{m}_3 (kg/sec)	T_1 (°C)							
	85		75		55		40	
	par	ser	par	ser	par	ser	par	ser
0.8	4A	4AS	4B	4BS	4C	4CS	4D	4DS
0.627	3A	3AS	3B	3BS	3C	3CS	3D	3DS
0.508	2A	2AS	2B	2BS	2C	2CS	2D	2DS
0.375	1A	1AS	1B	1BS	1C	1CS	1D	1DS

여기서 뜨거운 흐름측 펌핑동력은 일정한 유량으로 생각하였으므로 거의 일정하다. 따라서 찬 흐름측의 펌핑동력 W_{pc} 만을 계산하기로 한다.

W_{pc} 는 열교환기 A측과 B측 동력의 합이므로

F로 정의하면

$$F = \frac{Q}{W_{pc}} \quad (52)$$

이고

$$W_{pc} = \frac{\dot{m}_c}{\rho} \{ X \Delta P_{CA} + (1-X) \Delta P_{CB} \} \quad (51)$$

$$Q = Q_A + Q_B \quad (53)$$

로 주어진다. 또한 펌핑동력에 대한 열전달량을

이다.

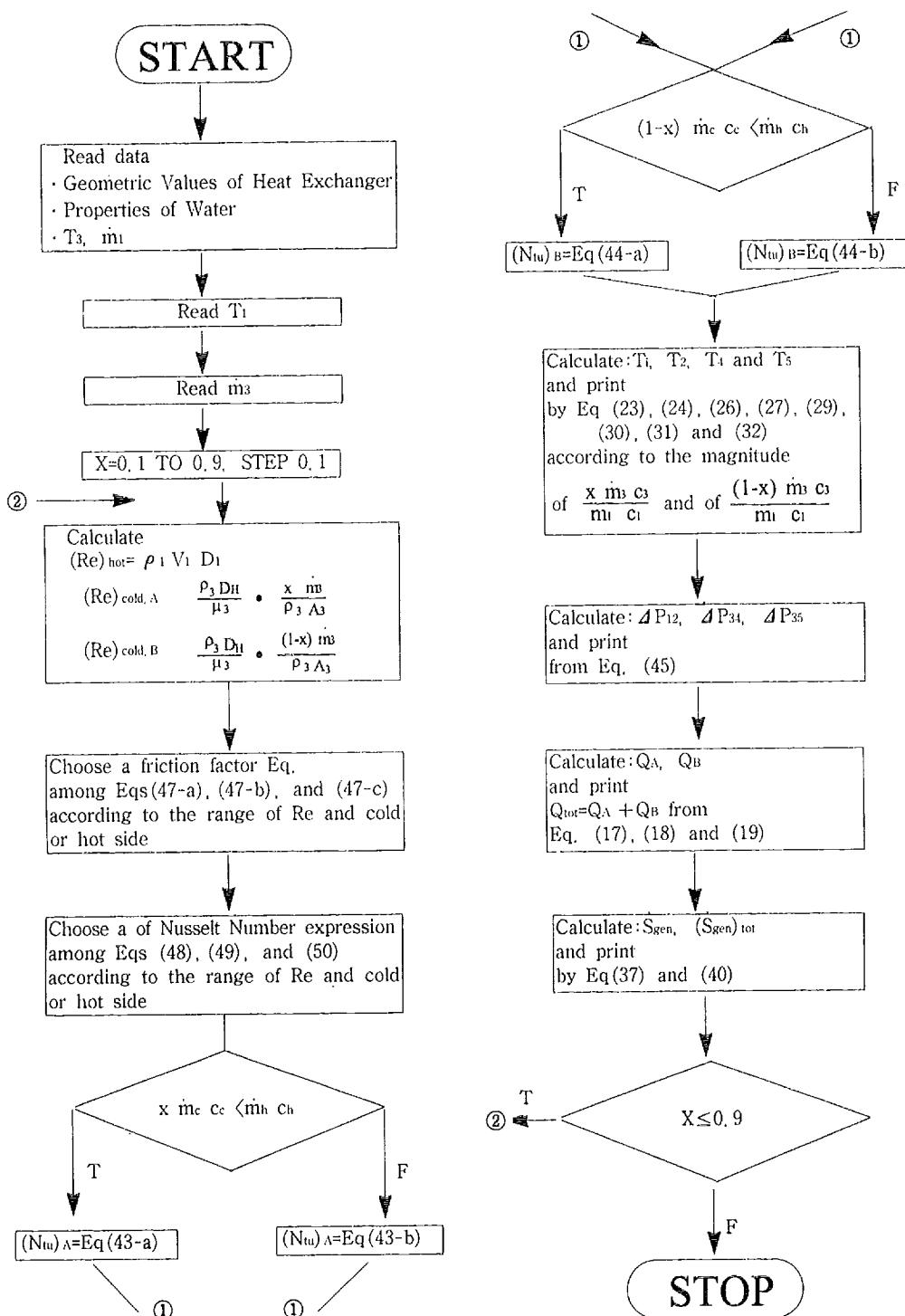


Fig. 3. Flow chart for calculating exit temperatures, pressure drops, heat transfer rates, and entropy generation rates.

이상에서 주어진 값들을 이용하여 X 와 T_1 (혹은 T_1/T_3), 그리고 m_3 (혹은 C)에 따른 \dot{S}_g , (\dot{S}_g)_{tot}, Q 및 ΔP 를 계산하고, 1개의 직렬인 열교환기 일 때도 T_1 과 m_3 에 따른 \dot{S}_g , (\dot{S}_g)_{tot}, Q 및 ΔP 를 계산하였으며 계산 순서도는 Fig3과 같다.

II -3. 직렬연결된 1개의 열교환기

직렬연결된 1개의 열교환기는 Fig2에서 열교환기 A 부분만을 검사체적으로 하고 열교환기 길이는 $2L$, 또 분율 X 는 1로 하여 해석하면 되므로 이의 해석은 II-2에 준한다.

III. 실험장치 및 방법

III-1. 실험장치

본 실험장치는, 냉각수와 온수간의 열교환이 이루어지는 2개의 동심 2중관 대향류 열교환기와 각 위치에서 온도 및 압력을 측정하기 위한 계측기들 그리고 일정 온도의 온수를 공급하기 위한 항온조로 구성되어 있다. 이에 대한 사진이 그림 4에 제시되어 있다.

열교환기의 개략도는 그림5와 같이, 내부에 내경 14mm인 동관이 설치되어 항온조로부터 펌프에 의하여 순환되는 온수가 유동하며, 그 외부에는 내경 25.4mm인 일반 구조용 강판이 설치되어 환상 단면적을 통하여 수도로부터 공급되는 냉각수가 유동한다. 냉각수 유로에 설치된 각종 밸브 중, V-5, V-8을 완전 밀폐할 경우 두개의 열교환기는 직렬로 연결되며 밸브 V-6를 밀폐할 경우에는 냉각수 유로가 병렬로 연결된다. 또한 병렬 연결 시 열교환기 A로 공급되는 냉각수 유량, X, m_3 는 밸브 V-7, V-8의 개폐 정도에 의하여 변화되며, 밸브 V-1 및 V-3는 온수 유량 m_1 및 냉각수 전체 유량 m_3 를 변화시키기 위하여 설치하였다. m_1, m_3, X, m_3 의 측정을 위하여 오리피스 0-1, 0-2, 0-3는 각각의 해당 밸브 하류에 위치하며 압력손실의 측정을 위하여 압력공 P_1-P_7 을 온수관 및 냉각수 관에 가공했다. 온수 및 냉각수가 출입되는 각 단면에는 1.2mm의 K-Type 열전대 T_1-T_6 를 설치했고, 온수 및 냉각수의 공급 압력을 측정하기 위하여 입구에 압력계를 설치했다.

계측기들은, 각 지점에서의 온도 측정을 위한 Digital Thermometer와 orifice 전후의 압력차 및 압력공으로부터의 압력 측정을 위한 manometer, 또한 계 전체의 정상상태 확인을 위한 온도 기록계로 구성되었다.

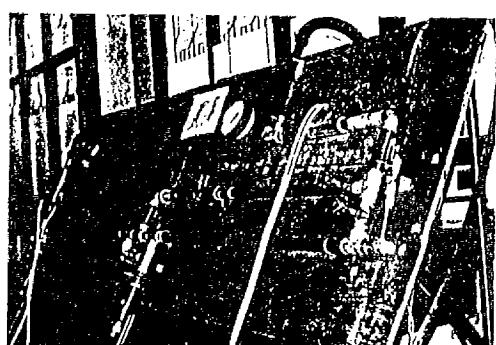
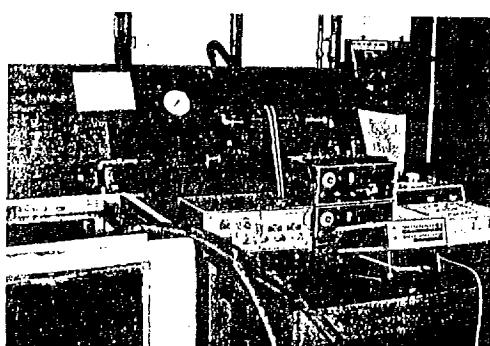


Fig 4. Photograph of experimental apparatus

항온조는 내부 체적 60×60×60cm³으로서 보온을 위하여 2중 구조로 제작했으며, 그 밑바닥은 온수를 요구 온도까지 가열시키기 위하여 30kW의 전기저항 가열기가 설치되었다. 이 가열기로 공급

되는 전원은 자동온도조절기에 의하여 제한되므로 온수의 요구온도를 ±2°C 범위에서 유지시킬 수 있다.

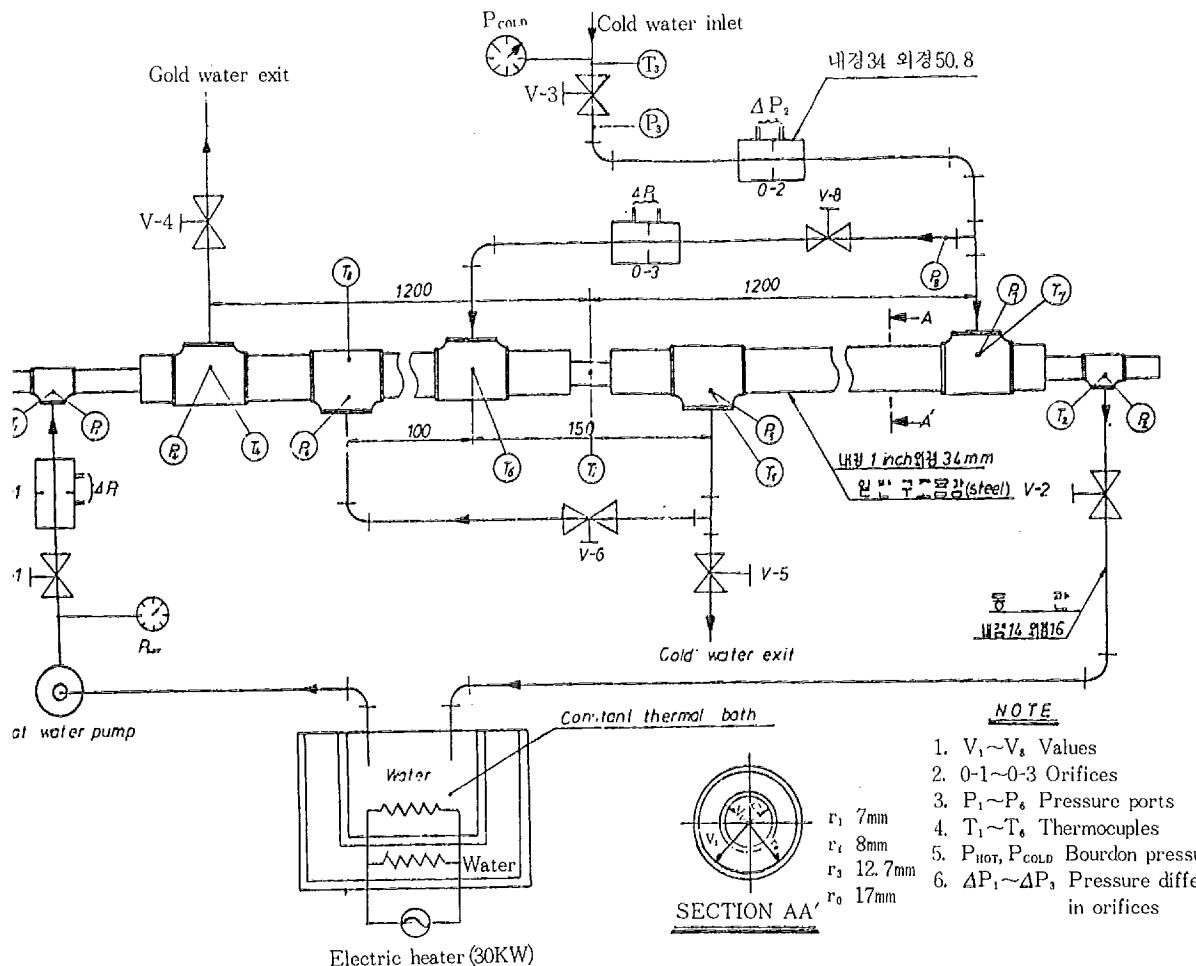


Fig 5. Experimental apparatus for double pipe counterflow heat exchanger

III-2. 실험방법

본 실험은, 온수 유량을 항온조의 가열능력에 적합하도록, 0.28kg/sec로 고정시킨 상태하에서,

냉각수 유량 m₃와 온수 입구온도 T₁ 및 병렬 연결 시 열교환기 A로 공급되는 냉각수 유량 Xm₃를 변화시키며 수행하였고, 이들에 대한 각 조건들은 표 3와 같다.

Table 3. Experimental measurement conditions

flow rate of cold stream m_3 (kg/sec)	inlet temp. of hot stream T_1 (°C)	flow condition and fraction, X(%) of cold stream for each hot stream temperature
0.8	86.5	○ series connection
	70.5	○ parallel connection
	55.9	X : 23.5, 50.8, 77.1
	41.7	
0.627	84.0	○ series connection
	71.0	○ parallel connection
	55.2	X : 13.7, 42.7, 61.3
	40.9	
0.508	85.0	○ series connection
	69.5	○ parallel connection
	54.5	X : 17.7, 38.7, 63.3
	40.9	
0.375	85.0	○ series connection
	69.7	○ parallel connection
	54.2	
	40.5	

실험은 먼저 냉각수 유량 m_3 를 벨브 V-3에 의하여 고정시킨 후, 벨브 V-5, V-8을 잡그어 직렬 연결 회로로 구성한다. 동시에 항온조내의 물을 요구온도까지 가열시키고, 매 30분마다 계가 정상상태에 도달하였는지의 여부를 온도측정용기록계로 확인한다. 일단 정상상태에 도달하면, 해당 조건에 대한 각 위치에서 온도 및 압력차를 측정했다.

이 과정이 끝난 후, 벨브 V-6를 잡그고 V-8을 개방하여 병렬연결 회로를 구성한다. 이때, V-8의 개방정도는 요구되는 X, m_3 에 일치하도록 한다. 이러한 조건의 정상상태 하에서 일련의 측정이 이루어지면 V-8과 V-7을 적당히 조정하여 X, m_3 를 변화시킨다.

이와 같은 방법으로 일정 온수 입구온도 T_1 에서 모든 유동조건에 대한 측정이 끝나면 T_1 을 변화시켰다. 각각의 T_1 에 대하여 역시 같은 과정으로 먼저 직렬회로에 대하여 측정하고, 다음 병렬회로에서 X를 변화시키며 실험했다.

일정 냉각수 유량 m_3 에서 모든 온수입구온도 조건에 대한 실험이 끝나면 벨브 V-3를 다시 조정하여 요구되는 m_3 에 고정시키고 이상의 과정을 다시

반복하여 실험했다.

IV. 결과 및 토의

병렬흐름 분율 X와 친흐름측 유량 m_3 및 입구온도비 T_1/T_3 에 따른 압력강하, 열전달량, 펌핑동력에 대한 열전달량, 엔트로피 생성율 및 총엔트로피 생성율을 제1법칙적 관점과 제2법칙적 관점으로 나누어서 검토하기로 한다. 아울러 연속적인 직렬흐름의 경우와도 비교해 본다.

IV-1. X와 m_3 에 따른 영향

입구온도를 85°C로 고정하였을 경우 즉 표2에서 4A, 3A, 2A, 1A, 4AS, 3AS, 2AS 및 1AS에 대하여 고찰하기로 한다.

1. 제1법칙적 관점

그림2의 열교환기에서 친흐름측의 압력강하(ΔP_{ch})의 X(병렬흐름분율)와 m_3 (친흐름 유량)에 대한 계산값이 그림7에 주어져 있다. m_3 가 증가함

에 따라 열교환기 전체의 유량도 커지므로 압력 강하가 증가함은 당연한 현상이다. 1개의 직렬호흡인 경우(4AS, 3AS, 2AS, 1AS)의 $\Delta P_{c,tot}$ 가 병렬호흡의 경우(4A, 3A, 2A, 1A)보다 $X=0.5$ 인 경우(압력강하가 최소가 됨)를 비교하면 약 3배 정도 크다.

찬호흡축 펌핑동력(\dot{W}_{pc})의 X 에 대한 계산값이 그림8에 주어져 있다. $X=0.5$ 일 때 최소 펌핑동력이 되며, 병렬호흡의 X 에 대한 평균동력값은 직렬호흡의 약 1/4배이다.

열교환량(Q)의 X 에 대한 계산값이 그림9에 제시되어 있다. $X=0.5$ 일 때 최대열교환량이 얻어지며 찬호흡축 유량이 커질수록 최대전열량은 커진다. 또 병렬호흡보다 직렬호흡의 전열량이 1.2-1.3배 정도 크다.

펌핑동력에 대한 전열량(F)의 X 와 m_3 에 대한

계산값이 그림10에 제시되어 있다. $X=0.5$ 일 때 F 는 최대값이 되며 m_3 가 커질수록 F 값은 작아진다. 또 병렬호흡인 경우의 F 값이 직렬호흡인 경우보다 4-5배 정도 크다.

2. 제2법칙적 관점

그림2에서 열교환기 A와 B를 포함하는 검사체적1에 대한 엔트로피 생성을 S_{gen} 의 병렬호흡분율 X 에 대한 그래프가 그림11에 제시되어 있다. S_{gen} 의 값이 최대값은 $X=0.5$ 일 때이며 \dot{S}_{gen} 값은 찬호흡축 유량(혹은 유량비열 C)이 증가함에 따라 커진다. 이것은 찬호흡축 유량이 커짐에 따라, 그림9에서 관찰된 바와 같이, 열교환량이 증가하게 되고 열교환기 내부에서 뜨거운 호흡과 찬호흡 사이의 온도차가 커지기 때문

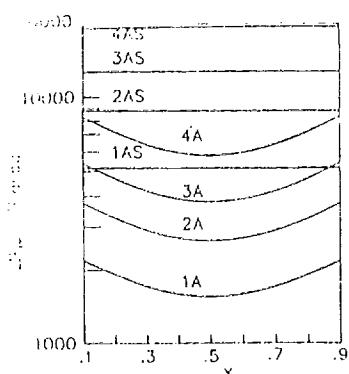


Fig. 7. Total pressure drop in cold side vs. x when $T_i=85^\circ\text{C}$, $m_1=0.28\text{kg/sec}$

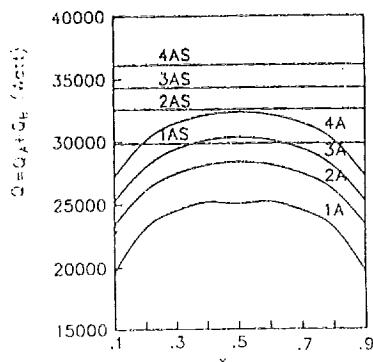


Fig. 9. Heat transfer rate vs. fraction when $T_i=85^\circ\text{C}$, $m_1=0.28\text{kg/sec}$

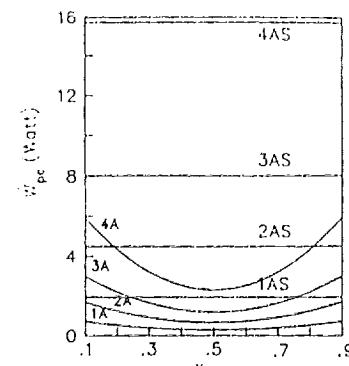


Fig. 8. Pumping power of cold side vs. fraction when $T_i=85^\circ\text{C}$, $m_1=0.28\text{kg/sec}$

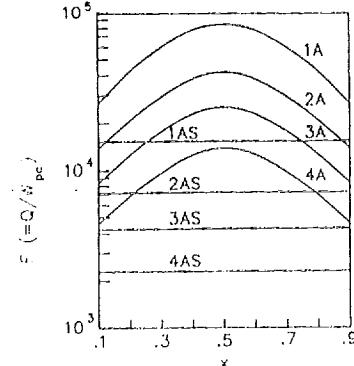


Fig. 10. Ratio of Q to W_{pc} vs. fraction when $T_i=85^\circ\text{C}$, $m_1=0.28\text{kg/sec}$

이다. 한편 1개의 직렬연결된 경우의 \dot{S}_{gen} 이 병렬 연결된 경우의 \dot{S}_{gen} 보다 크며 이것은 직렬연결의

경우가 병렬연결의 경우보다 열교환량이 크기 때문이다.

그런데 제1법칙적 관점과 비교하면 $X=0.5$ 일 때 F 값이 최대가 되어 실제 설계값은 $X=0.5$ 일 때가 될 것이다. 그러나 그림11에서는 $X=0.5$ 일 때 엔트로피 생성율이 최대가 되어 $X=0.5$ 를 피해서 설계해야 한다는 상반된 사실이 발생한다. 그러나 이것은 엑서지 관점에서 생각하면 해결된다. 또거운 흐름이 입구온도 T_1 에서 대기온도 T_0 까지 식을 때 최대일(최대열교환량)을 뽑아내는 것이 손실

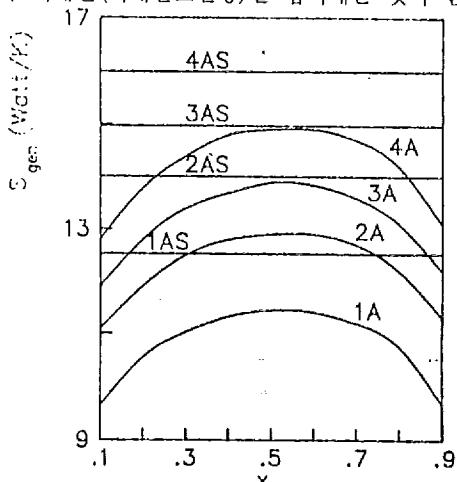


Fig. 11. Entropy generation rate in the heat exchanger vs. x when $T_1=85^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1=0.28\text{kg/sec}$

일이 최소가 되므로, 그림2에서 대기와의 열교환 과정까지 고려한 검사체적2에 대하여 엔트로피 생성율을 계산하면 된다. 이 결과가 그림12에 총 엔트로피 생성율($S_{\text{gen}}^{\text{tot}}$)의 X 와 \dot{m}_3 에 대해서 제시되어 있다. $X=0.5$ 일 때 최소 엔트로피 생성율이 얻어지며 \dot{m}_3 가 증가함에 따라 $(S_{\text{gen}}^{\text{tot}})$ 의 최소값은 작아짐을 관찰할 수 있다.

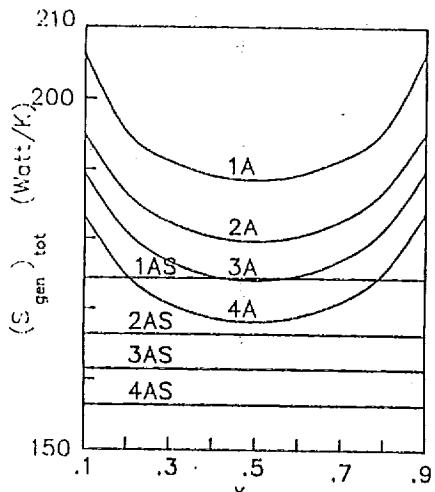


Fig. 12. Total entropy generation rate vs. x when $T_1=85^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1=0.28\text{kg/sec}$

3. 계산치와 실험치의 비교

그림13과 14는 평평동력에 대한 열교환량의

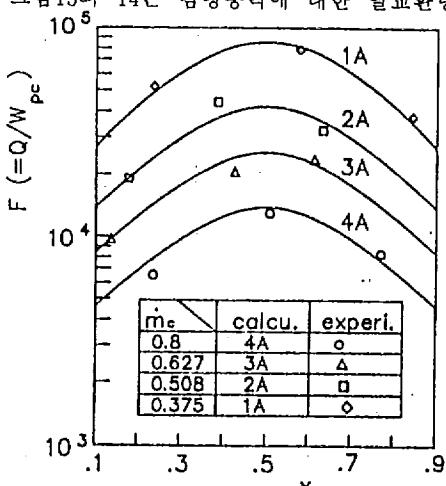


Fig. 13. Comparison between calculated ratio of heat transfer to pumping power and experimental one vs. x when $T_1=85^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1=0.28\text{kg/sec}$

비, F 의 X 와 \dot{m}_3 에 대한 그래프에서 계산치와 실험치를 비교한 그림들이다. 병렬흐름인 경우(그림13)와 직렬흐름인 경우(그림14) 모두 경향이 잘 일치하고 있음을 보여준다.

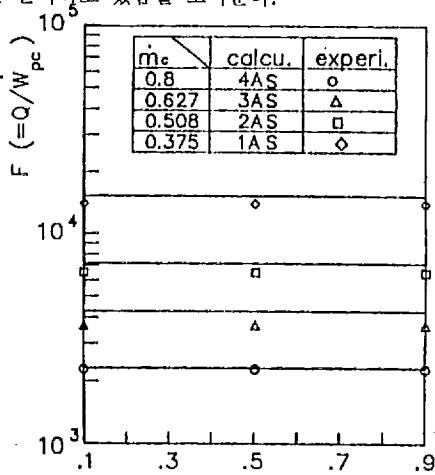


Fig. 14. Comparison between calculated F and experimental F when $T_1=85^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1=0.28\text{kg/sec}$

그림15와 16은 총엔트로피 생성율 (\dot{S}_{gen})_{tot} X와 m_3 에 대한 그래프이며 계산치와 실험치를 비교한 그림이다. 실험치가 계산치보다 12%정도 높은 값으로 나타났다. 이것은 첫째로 계산에 사용한 이중관의 뜨거운 흐름측 직경은 $D_t=12mm$ 이며 실험장치에서는 $D_t=14mm$ 이므로, 계산된 Re 수, Nu 수가 실험값보다 크게 되고 따라서 열교환기 내부에서의 열교환량이 증가하여 총엔트로피 생성

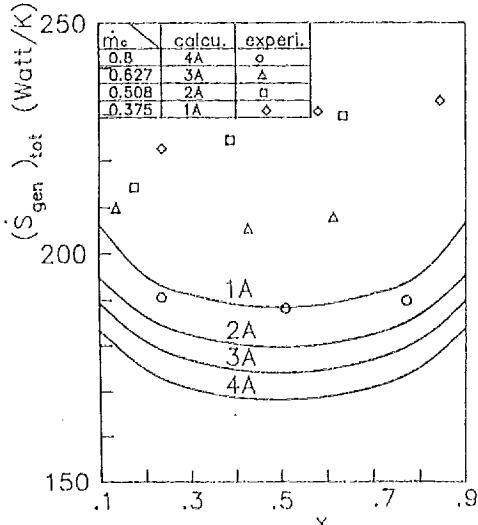


Fig. 15. Comparison between calculated total entropy generation rate and experimental one vs. x when $T_1=85^\circ\text{C}$, $m_1=0.28\text{kg/sec}$

율이 작아지기 때문이다. 둘째로 계산과정에서는 열교환기가 단열이라고 가정하였으나 실험장치는 단열시키지 않았기 때문에 열교환기 내부에서의 열교환량은 계산치보다 작아질 것이므로 총엔트로피 생성율은 계산치보다 커지게 된다. 그러나 실험치와 이론치의 크기정도(order)는 같음을 관찰할 수 있다.

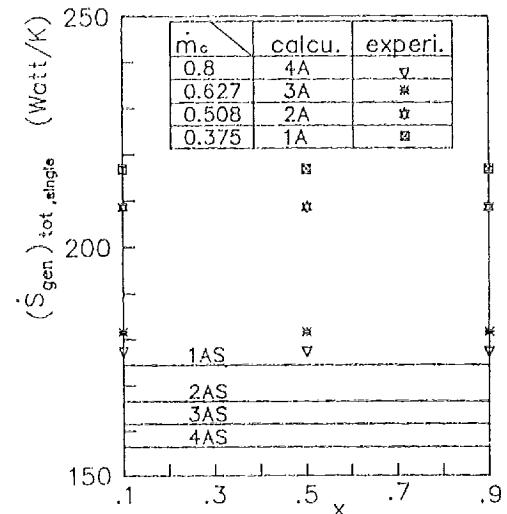


Fig. 16. Comparison between calculated total entropy generation rate in the single continuous heat exchanger and experimental one vs. x when $T_1=85^\circ\text{C}$, $m_1=0.28\text{kg/sec}$

IV-2. 입구온도비 T_1/T_3 에 따른 영향

찬호흡측 질량유량 $m_3=0.8\text{kg/s}$ 이고 $X=0.5$ 인 경우 즉 표2에서 4A, 4B, 4C, 4D, 4AS, 4BS, 4CS, 4DS인 경우에 대하여 고찰한다.

1. 평평동력에 대한 열교환량에 미치는 영향

그림17에서 뜨거운 흐름측 입구온도 T_1 이 증가함에 따라 F 값은 증가한다. 또 2개의 병렬 열교환기로 하였을 때가 한개의 직렬 열교환기로 하였을 때보다 F 값이 월등하게 큰 값임을 보여주고 있다. 즉 평평동력이 중요한 설계변수가 되면 2개의 작은 열교환기로 만들어 주는 것이 유리하다. 이론치와 실험치의 결과를 살펴보면 그 크기 및 경향이 잘 일치하고 있음을 보여준다.

2. 총엔트로피 생성율 (\dot{S}_{gen})_{tot}에 미치는 영향

그림18에서 T_1 이 증가함에 따라 (\dot{S}_{gen})_{tot}은 거의 선형적으로 증가하고 있다. 이것은 앞의 그림11과 12에서 제시된 결과에서 살펴보면 총엔트로피 생성율은 열교환기 내부에서 생성율 \dot{S}_{gen} 외부와의 열교환과정에서 발생되는 엔트로피 생성율 \dot{S}_{env} 의 합으로 주어지는데, \dot{S}_{gen} 은 10 W/K의 크기정도이나 (\dot{S}_{gen})_{tot}는 150-200W/K의 크기정도이므로 총엔트로피 생성율의 값은 대부분 \dot{S}_{env} 에 의존한다. 그러나 실제 열교환기에서 열교환기 내부에서의 열교환량이 외부와의 열교환량보다 많다면, 이 경향은 달라질 것이다. 또 찬호흡측을 1개의 직렬로 만들어 주는 것이 2개의 병렬로 하는 것보다 총엔트로피 생성율이 작아진다. 이 경향은 앞의 F의

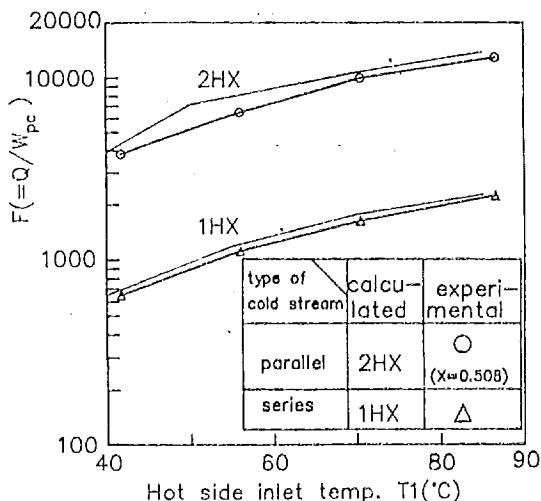


Fig. 17. Ratio of heat transfer rate to pumping power vs. T_1 when $m_3=0.8\text{kg/sec}$ and $X=0.5$

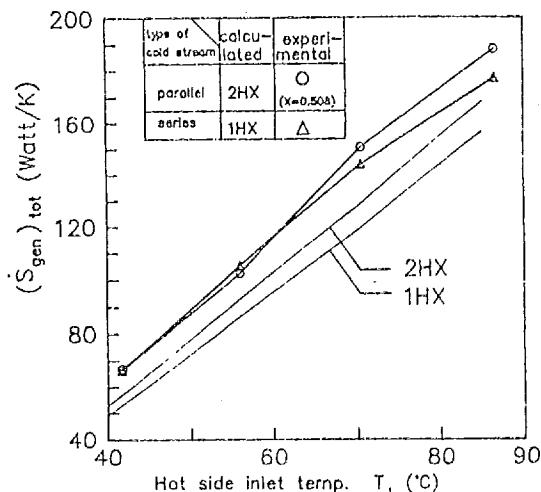


Fig. 18. Total entropy generation rate vs. T_1 when $m_3=0.8\text{kg/sec}$ and $X=0.5$

경향과는 대조적이다.

V. 결 론

이상으로부터 본 계산 및 실험법위내에서 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

1. 한개의 열교환기에 대하여 형상비와 속도가 주어지면 생성엔트로피를 최소로 하는 최적 Reynolds수(혹은 쪽적관지름)가 존재한다.

2. 압력강하는 작으며 그것의 전열량에 기여하는 양은 0.1% 미만이므로 무시할 수 있고, 따라서 대수평균온도차 및 유효성-Ntu 방법의 사용이 가능하며 이는 종래의 방법과 일치한다.^(1,2,3,4)

3. 두개의 작은 열교환기(병렬연결)와 한개의 큰 열교환기(직렬연결)를 제1법칙적 관점과 제2법칙적 관점에서 비교하면 다음과 같다.

(1) 펌핑동력에 대한 열교환량 F 는 찬 흐름측 병렬 분율 $X=0.5$ 일 때 최대가 되고, 찬 흐름측 유량 m_3 (혹은 유량비열 $C=m_3c_3/m_1c_1$)가 증가할수록 작아진다. 또 뜨거운 흐름측 입구온도 T_1 (혹은

온 입구온도비 T_1/T_3)을 증가시킬수록 F 는 증가하며 직렬흐름일 때(한개의 연속적인 큰 열교환기)보다 병렬흐름일 때(2개의 작은 열교환기) 보다 병렬일 때보다 F 값이 월등하게 크다.

(2) 총엔트로피 생성율 $(\dot{S}_{gen})_{tot}$ 는 분율 $X=0.5$ 일 때 최소가 되며, m_3 (혹은 C)가 증가할수록 작아진다. 또 T_1 (혹은 입구온도비 T_1/T_3)이 증가할수록 $(\dot{S}_{gen})_{tot}$ 는 증가하며, 찬흐름측이 직렬일 때가 병렬일 때보다 $(\dot{S}_{gen})_{tot}$ 가 작다.

4. 계산치와 실험치는 그 경향과 크기정도가 잘 일치하므로 이 계산방법을 이용하여 다른 조건들에 대해서도 계산이 가능하다.

5. 제1법칙적 관점에서는 분율 $X=0.5$ 로 하고 찬흐름측 유량 m_3 를 작게하고 뜨거운 흐름측 입구온도 T_1 을 높여서 2개의 작은 열교환기를 사용하는 것이 바람직하다.

6. 제2법칙적 관점에서는 2개의 작은 열교환기보다는 한개의 직렬 열교환기를 사용하고 입구온도비를 되도록 작게하며 찬흐름측 유량(혹은 비열유량 $C=m_3c_3/m_1c_1$)을 증가시켜서 사용하는 것

이 유리하다. 이 결론은 Schultz와 Bejan^{[10][11]} 내린 결론인 부분냉각보다 연속적인 냉각이 제2법칙적 관점에서 우수하다는 사실과 일치한다.

위의 결론들은 실제 열교환기 설계 및 운전시 기초자료서 활용이 기대된다. 그러나 계산범위가 달라지거나 구속조건들이 바뀌고 이것이 중요한 인자가 된다면 이 결론들은 달라질 수 있다.

또한 본 연구에서 제작한 실험장치는 본 대학 학사과정 학생들의 열교환기 실험에 사용할 예정이다.

〈References〉

1. Heat Exchanger Design Handbook, Vol. 2, Fluid Mechanics and heat Transfer, Hemisphere Publishing Co., 1983, pp. 152-153.
2. Holman, J.P., Heat Transfer, Fifth Ed. McGraw-Hill, 1981, Chap. 10.
3. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., and Granic, E.N., Handbook of Heat Transfer Fundamentals, 2nd Ed., McGraw-Hill, 1985, pp. 7-56, 7-57.
4. Kays, W.M., and London, A.L., Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, 1964, pp. 10-26.
5. Bejan, A., Entropy Generation Through Heat and Flow, John Wiley & Sons, 1982, pp. 98-117, pp. 135-157.
6. Bejan, A. "Minimizing Entropy in Thermal Systems.", Mechanical Engineering, August, 1989, pp. 88-91.
7. Bejan, A. "The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications", ASME, J. of Heat Transfer, Vol 99, August, 1977, pp. 374-380.
8. Rosenow, W.M. and Choi, H.Y., Heat, Mass and Momentum Transfer, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J. 1961, pp. 59-192.
9. Lee, Geun-Sik, "Design of Counterflow Heat Exchanger Using the Concept of Entropy Generation", UOU Report, Vol. 21, No. 2, 1990, pp. 17-25.
10. Schultz, W. and Bejan, A., "Exergy Conservation in Parallel Thermal Insulation Systems.", Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 3, 1983, pp. 335-340.
11. Chiou, J.P., "Experimental Investigation of the Augmentation of Forced Convection Heat Transfer in a Circular Tube Using Spiral Spring Inserts.", ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 109, May 1987, pp. 300-307.