

排氣熱 回收用 平板- 畵形 密集形 顯熱 熱交換器의 最適設計에 관한 研究

A Study on the Optimum Design of Plate-Fin Compact Sensible Heat Exchanger for the Heat Recovery of Exhaust Gas

崔 英 惇* 朴 相 東** 禹 正 善** 太 春 燮**
Y.D. Choi, S.D. Park, J. S. Woo, C. S. Tae

ABSTRACT

Method of optimum design of a compact sensible plate-fin heat exchanger for the heat recovery of exhaust gas from the air conditioning space was developed in consideration of the economics of investment cost and profit according to the installation of heat exchanges.

In the counterflow heat exchanger, the frontal area was fixed and the length of heat exchanger was optimized in order to maximize the net gain according to the setting of the heat exchanger. In the crossflow heat exchanger, the size of the exchanger was also optimized to maximize the net gain.

記 號 說 明

A : 全傳熱面積, m^2
 A_c : 한 流路의 流動斷面積, m^2
 A_f : 畵의 表面積, m^2
 A_{fr} : 前面面積, m^2
 A_h : 高溫流體의 流動斷面積, m^2
 B_e : 純에너지 利得率, J/sec
 B_m : 單位時間當의 에너지費用 利得率, 원/sec
 B_{mr} : 熱交換器 設置에 따른 費用 利得, 원
 B_{no} : 利得金 總額, 원
 B_{nr} : n 年後 利得金 總額의 價値, 원
 C : 流動의 熱容量率($\equiv WC_p$), $W/^\circ C$
 C_{min} : 高溫側 熱容積率과 低溫側 熱容量率중 작은 값, $W/^\circ C$

C_{max} : 高溫側 熱容量率과 低溫側 熱容量率중 큰 값, $W/^\circ C$
 C^* : 熱容率比($\equiv C_{min}/C_{max}$)
 C_h : 熱交換器 價格, 원
 C_{ho} : 熱交換器 케이싱의 生産價格, 원
 C_v : 熱交換器 傳熱面의 生産價格 係數, 원/ m^3
 C_{ht} : τ 年後의 C_h 의 價格, 원
 C_p : 定壓比熱, J/kg $^\circ C$
 D_h : 水力直徑, m
 f : 摩擦係數
 G : 質量速度, kg/cm 2 sec
 g_c : 重力常數(SI 단위에서는 1, 無次元數)
 h : 熱傳達係數, W/(m^2 $^\circ C$)
 h_s : 스케일係數, W/(m^2 $^\circ C$)

* 高麗大學校 機械工學科

** 韓國動力資源研究所 建物研究室

i : 金利, 1/年
 k_w : 壁體의 熱傳導係數, $W/(m^2C)$
 L : 熱交換器의 流動길이, m
 m : 年間 複利定算數, 1/年
 n : 年間 에너지費用 定算數, 1/年
 NTU : 熱傳達單位的 數($\equiv \bar{UA}/C_{min}$)
 P : 펌프動力, W
 ΔP : 流體의 壓力降下, Pa
 Q_o : 流量, m^3/sec
 \dot{Q} : 單位時間當의 熱에너지 取得率, W
 R_c : 低溫部 膜對流 低抗, C/W
 R_h : 高溫部 膜對流 低抗, C/W
 $R_{s,c}$: 低溫部 스케일 低抗, C/W
 $R_{s,h}$: 高溫部 스케일 低抗, C/W
 R_w : 壁의 熱低抗, C/W
 Re : 레이놀즈수
 r_h : 水力半徑, m
 T_{ci} : 熱交換器 低溫側 流體의 入口溫度, C
 T_{hi} : 熱交換器 高溫側 流體의 入口溫度, C
 U : 等價 熱傳導係數, $W/(m^2C)$
 V : 流體의 平均速度, m/sec
 W : 質量流量, kg/sec
 x : 熱交換器 傳熱體積의 크기, m
 x_{max} : 熱交換器 傳熱體積의 最大限界, m

<그리스文字>

α_c : 熱傳達係數 修正係數
 β : 한편 熱交換器의 面積密度, m^2/m^3
 δ_w : 熱交換器 平板의 두께, m
 ϵ : 熱交換器 有效係數
 η_o : 핀의 熱有效係數
 μ : 粘性係數, Pa·sec
 ρ : 密度, kg/m^3
 σ : 正面面積에 대한 流動面積의 比
 γ : 電氣에너지와 熱에너지의 價格比
 ζ : 單位 熱에너지의 價格, 원/J
 τ_o : 年間 熱交換器 使用時間, sec/year
 τ_u : 熱交換器 使用年數, year

<下添字>

c : 低溫流體側
 h : 高溫流體側

f : 핀, 流體
 i : 入口
 o : 出口
 s : 스케일
 w : 壁面

<上添字>

* : 無次元數

1. 序 論

事務所用 空間이나 商業用 空間 등의 換氣를 위해서는 많은 量의 外氣가 導入되고 또 기존의 空氣가 排出된다. 그러나 많은 경우 排氣熱이 回收되지 않은 상태에서 空間 外部로 배출되므로써 많은 에너지損失이 초래되고 있다. 大形 空調用 空間에는 排氣熱을 回收하기 위한 熱交換器가 설치되어 있는 곳이 많으나 茶房, 銀行, 食堂 등 中·小形 空調用 空間 등에는 排氣熱回收 熱交換器가 설치되어 있는 경우가 드물어서 많은 排氣熱에너지가 損失되고 있는 형편이다.

이와 같이 中·小形 空調空間에 排氣熱回收 熱交換器의 設置가 이루어지고 있지 않는 원인은 熱交換器의 設置에 따른 경제성 문제가 명확히 규명되지 않은 것과 效率이 큰 小形 密集形 熱交換器의 개발이 이루어지지 않은 데 있다고 하겠다. 中·小形 空調空間에 設置하기 적합한 저렴하고 小形인 密集形 熱交換器를 개발하기 위해서는 이러한 熱交換器의 熱交換理論에 대한 명확한 규명이 필요하며 또 이理論에 바탕하여 熱交換器를 最適設計하는理論이 개발되어야 한다.

本 研究에서는 中·小形 空調空間에서 換氣를 위해 排出되는 排氣로부터 熱을 回收하는 密集形 熱交換器의 熱交換理論을 정립하고 이에 바탕하여 熱交換 體積 크기를 最適設計하는理論을 정립하였다.

密集形 熱交換器는 一般的으로 傳熱面密度(單位體積當 傳熱面積)가 $700 m^2/m^3$ 보다 큰 熱交換器를 말하는 것으로¹⁾ 오늘날 그 용도가 날로 증가하고 있다.

中·小形 空調空間에서 排氣熱을 回收하는데 가장 적합한 密集形 熱交換器로는 平板－圓形 熱交換器와 回轉式 熱交換器가 있으며 각각의 熱交換器는 給, 排氣속의 水蒸氣의 潛熱을 교환할 수 있으나 없느냐에 따라 顯熱熱交換器와 全熱熱交換器로 구분된다. 本 研究에서는 이러한 熱交換器 중에서 平板－圓形 顯熱熱交換器에서의 熱交換理論과 最適設計理論을 고찰하기로 한다.

平板－圓形 熱交換器에는 反流形(counter flow type)과 直交流形(cross flow type)이 있는데 本 研究에서는 이 2 가지 경우 熱交換器設計의 치수결정과정에서 熱交換器 設置에 따른 이득을 最大化 하는 傳熱面 形狀과 치수의 最適設計法에 대하여 고찰하였다. 廢熱을 回收하는 熱交換器를 설치하면 燃料費의 절감이 있으나 송풍기나 펌프를 구동하는 動力에 대한 비용이 들고 熱交換器를 설치하기 위한 초기 투자액이 들며 이 3 者 사이에는 複利의 利率이 각기 다르게 작용하기 때문에 最適設計가 복잡해지게 된다. 이 最適設計를 위해서는

(1) 熱交換器 傳熱面の 熱傳達을 해석하여 熱交換器를 設置함에 따른 熱에너지 利得을 계산해야 되고

(2) 熱交換器 設置에 따른 給氣와 排氣에서의 摩擦損失에 의한 송풍기나 펌프의 驅動力을 계산해야 되며

(3) 熱交換器 設置費와 熱交換器 設置에 따른 燃料費用 利得에 대한 複利利率을 계산해야 된다.

本 研究에서는 이 3 者를 각각 고찰하고 이 값들을 이용하여 利得을 最大化 하는 熱交換器 形狀과 치수 결정방법을 정립하였다.

2. 密集形 熱交換器의 熱傳達 解析

熱交換器를 설계할 때 傳熱面の 熱傳達 解析은 LMTD法과 ϵ -NTU法이 널리 사용되고 있는데 密集形 熱交換氣의 設計에서는 ϵ -NTU法이 더 편리하다고 알려져 있으므로²⁾本 研究에서도 이 방법을 사용하기로 한다.

熱交換器의 有效係數(effectiveness, ϵ)는 熱交換器에서 熱力學的으로 가능한 最大의 熱傳達率에 대한 실제 熱傳達率의 比를 나타내며 다음과 같이 정의되는 NTU(number of transfer unit)의 함수이다.

$$NTU = \frac{\bar{U}A}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_0^A U dA \dots\dots\dots (1)$$

윗식에서 \bar{U} 는 傳熱面의 等가 열전달계수이고 A 는 傳熱面 面積을 나타낸다.

本 研究에서 고찰해 볼 反流形 熱交換器에서는 ϵ 이

$$\epsilon = \frac{1 - \text{EXP}[-NTU(1-C^*)]}{1 - C^* \text{EXP}[-NTU(1-C^*)]} \dots\dots\dots (2)$$

로 주어지고 直交流形 熱交換器에서는

$$\epsilon = 1 - \text{EXP}[-(1+C^*)NTU] \left[I_0(2NTU\sqrt{C^*}) + \sqrt{C^*} I_1(2NTU\sqrt{C^*}) - \frac{1-C^*}{C^*} \right]$$

$$\sum_{n=2}^{\infty} C^{*\frac{n}{2}} I_n(2NTU\sqrt{C^*}) \dots\dots\dots (3)$$

로 주어진다.³⁾ 이식에서 C^* 는 C_{min}/C_{max} 를 나타낸다. 식(1)에서 NTU를 계산하기 위해서는 $\bar{U}A$ 를 알아야 하는데 圓이 있는 傳熱面에서 $\bar{U}A$ 는

$$\bar{U}A = \frac{1}{R_h + R_{s,h} + R_w + R_{s,c} + R_c} \dots\dots\dots (4)$$

으로 계산된다.³⁾ 윗식에서 $R_h, R_{s,h}, R_w, R_{s,c}, R_c$ 는 각각 고온부 막대류저항, 고온부 스케일저항, 벽의 열저항, 저온부 스케일저항, 저온부 막대류저항이다.

한편 熱交換氣의 傳熱面積 A 는 傳熱體積에 한편 熱交換氣 傳熱面の 面積密度(β)를 곱하여 구해지므로

$$A = A_{fr} L \beta \dots\dots\dots (5)$$

로 표시된다. 여기서 L 은 熱交換器의 길이이고 A_{fr} 는 前面面積이다. 한편 C_{min} 은

$$C_{min} = \rho A_c V C_p \dots\dots\dots (6)$$

로 나타내지며

$$A_c = A_{fr} \sigma = A_{fr} \beta r_h \dots\dots\dots (7)$$

이 된다. 여기서 A_c 는 熱容量率이 작은쪽 流

路斷面積이고 σ 는 Porosity이며 r_h 는 流路의 水力半徑이다. 식(5)~(7)을 식(1)에 대입하면

$$NTU = \frac{\frac{1}{2} \eta_0 h L}{\rho r_h V C_p} \dots\dots\dots (8)$$

이 된다.

3. 送風機의 驅動動力 解析

熱交換器의 설치에 따른 送風機나 펌프의 驅動動力은

$$P = \frac{W \Delta P}{\rho} \dots\dots\dots (9)$$

로 계산된다.⁴⁾ 여기서 W 는 熱交換器 한편을 흐르는 流體의 質量流量이며 ΔP 는 壓力降下로

$$\Delta P = f \frac{4L}{D_h} \frac{G^2}{2g_c \rho} \dots\dots\dots (10)$$

이 된다. 여기서 G 는 質量速度이고 f 는 摩擦係數이다. 한편 熱交換器 流路에서의 레이놀즈수는

$$Re = \frac{G D_h}{\mu} \dots\dots\dots (11)$$

로 정의되므로 식(9)에 식(10), (11)을 대입하여 정리하면

$$P = \frac{1}{2g_c} \frac{\mu^3}{\rho^2} \frac{A}{D_h^3} Re^3 f \dots\dots\dots (12)$$

4. 投資費와 利得金の 利率計算

熱交換器를 설치함에 따른 初期 投資金額과 熱交換器의 설치에 따른 熱에너지 利得과 送風機 驅動動力費는 그 利率 計算方法이 다르다. 따라서 最適設計를 위해서는 이러한 利率 計算을 정확히 할 필요가 있다.

熱交換器를 설치하기 위해서 初期投資額이 C_k 이었다면 年利 i 로 τ 年間 複利로 늘어나면 τ 年後의 C_k 의 價値는

$$C_{k\tau} = C_k \left(1 + \frac{i}{m}\right)^{m\tau} \dots\dots\dots (13)$$

이 된다. 여기서 m 은 年間 複利定算의 數이다.⁵⁾

熱交換器 설치에 따른 利得은 주기적으로 발생한다. 한 주기당 利得金を B_{no} 라하면 τ 年後 利得金 總額의 價値는

$$B_{n\tau} = B_{no} \frac{(1 + \frac{i}{n})^{n\tau}}{i} \dots\dots\dots (14)$$

으로 계산된다.⁵⁾ 여기서 n 은 年間 送風機 驅動動力費와 燃料費 定算의 數이다.

5. 平板-圓形 熱交換器의 最適設計法

5.1 反流形 熱交換器(counter flow heat exchanger)

反流形 熱交換器에서 最適設計할 부분이 많으나 本 研究에서는 실제적으로 가장 문제가 되는 流路斷面積 A_{fr} 가 정해져 있을 때 最適의 熱交換器 길이를 찾는 방법을 알아보기로 한다.

排氣熱 回收用 熱交換器를 설치하였을 경우 純에너지 利得率은

$$B_e = \dot{Q} - 2P \dots\dots\dots (15)$$

이 된다. 여기서 \dot{Q} 는 熱에너지 利得率로

$$\dot{Q} = C_{min} \epsilon (T_{ht} - T_{ci}) \dots\dots\dots (16)$$

이다. 過去의 熱交換器 最適設計에 관한 研究들^{6,7)}에서는 B_e 를 최대로 하는 熱交換器 形狀을 결정하는데 초점을 맞추었다. 그러나 熱에너지와 電氣에너지의 價格이 서로 다르므로 熱에너지 價格에 대한 電氣에너지 價格의 比를 γ 라 할 때 熱交換器 설치에 따른 에너지費用 利得率

$$B_m = \dot{Q} - 2\gamma P \dots\dots\dots (17)$$

를 最適設計를 위한 因子로 삼아야 할 것이다.

熱交換器의 설치비용은 일반적으로 熱交換器의 體積에 비례하는 부분과 體積에 무관한 부분으로 되어 있다고 가정하면

$$C_k = C_v A_{fr} x + C_{k0} \dots\dots\dots (18)$$

이 될 것이다. 여기서 C_v, C_{k0} 는 熱交換器 크기 x 에 무관한 상수로 傳熱面 種類나 熱交換器의 種類에 따라 변하는 값이다.

단위열에너지당의 가격을 ζ 라 하고 年間 熱交換器의 사용시간을 초로 나타낸 값을 τ_0 라 하면 熱交換器의 설치에 따른 τ 年後까지의 純費用利得金은

$$B_{m\tau} = -(C_o A_{fr} x + C_{ho})(1 + \frac{i}{m})^{m\tau} + \zeta(\dot{Q} - 2\gamma P) \frac{(1 + \frac{i}{n})^{n\tau} - 1}{i} \tau \tau_0 \quad (19)$$

이 된다. 이식에서 $B_{m\tau}$ 는 x 와 τ 그리고 傳熱面 形狀의 함수이다.

熱交換器의 最適設計에는 일반적으로 다음의 2가지 類形이 있다.

- (1) τ 와 傳熱面 形狀을 고정하고 x 를 변화시켜 $B_{m\tau}$ 를 최대로 하는 값을 찾는 법
- (2) τ 와 x 를 고정하고 傳熱面 形狀을 변화시키며 $B_{m\tau}$ 를 最大로 하는 傳熱面을 찾는 법

本 研究에서는 이 두가지 경우를 모두 해보았다.

일반적으로 平板-圓形 熱交換器를 설계할 때 고온측 유동과 저온측 유동의 流量이 달라서 熱容量率의 比 C^* 가 1이 아닌 경우에는 각 流路의 流動斷面積을 변화시켜 양측 流動의 平均速度가 같게 하는 것이 熱交換器의 傳熱特性을 좋게 하는데 바람직하다. 왜냐하면 양측 流路의 平均速度가 같을 경우 流路의 막내류 열전달계수가 같아져 식(6)의 特性上 $(h)_h$ 와 $(h)_c$ 가 서로 다를 때보다 $\bar{U}A$ 를 크게 하기 때문이다. 反流形 熱交換器에서 고온측 유량이 저온측 유량보다 많다고 가정하면 양측 流路의 平均速度를 같게 하려면 流動 斷面積 比를 C^* 로 하면 되고 그에 따라 傳熱面積 比도 C^* 가 되어

$$(A)_c = C^*(A)_h \quad (20)$$

가 된다. 식(20)을 식(4)에 대입하고 정리하면

$$\bar{U}A = \frac{2hA}{(\frac{h}{h_s} + 1)(1 + C^*) + C^* \delta_w \cdot \eta_o h / k_w} \frac{1}{(1 - \frac{A_f}{A})} \quad (21)$$

가 되어⁸⁾ α_c 를

$$\alpha_c = \frac{2}{(\frac{h}{h_s} + 1)(1 + C^*) + C^* \delta_w \eta_o h / k_w} \frac{1}{(1 - \frac{A_f}{A})} \quad (22)$$

로 정의하면 NTU 는

$$NTU = \frac{1}{2} \frac{\alpha_c \eta_o h L}{\rho r_h V C_p} \quad (23)$$

로 수정되어야 한다. 한편 앞에서 사용한 가정들을 사용하여 C_{min} 을 계산하면

$$C_{min} = \rho C_p V A_{fr} \frac{2C^*}{1 + C^*} \beta \cdot r_h \quad (24)$$

이 된다.

5.2 直交流形 熱交換器의 最適設計法

Fig. 1은 直交流形 熱交換器에서 고온측 유체의 流量이 Q_o 로 고정되어 있고 고온측과 저온측의 流量이 달라서 熱容量率이 서로 다른 熱交換器의 치수를 最適設計하기로 한다. 양측의 流量이 같지 않을 경우 C_{min} 쪽 流路 斷面の 폭을 C^*x 로 하게 되면 두 流路의 平均速度와 레이놀즈수가 같아져 앞에서 설명한 바와 같은 이유에서 傳熱面의 傳熱特性이 가장 좋아진다. 따라서 이와 같은 가정을 사용할 경우

$$C_{min} = C^* V x^2 \sigma \quad (25)$$

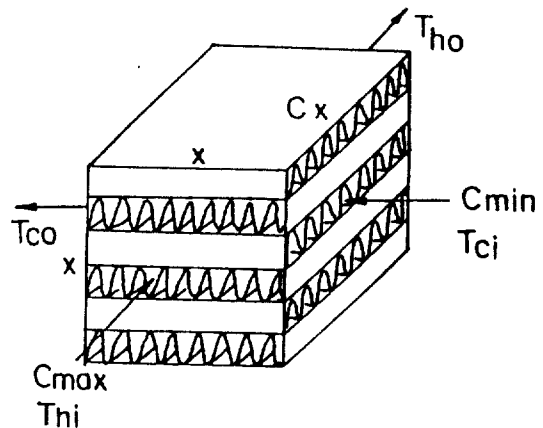


Fig. 1. Schematic diagram of heat exchange volume of cross flow heat exchanger

가 되고 에너지費用 利得率은

식(17)에 식(16), (25)를 대입하고 식(12)의 A 에 식(5)를 대입한 후 L을 $x C^*$ 로 대치하면

$$B_m = \dot{Q} - 2\gamma P \dots\dots\dots (26)$$

$$= \rho C_p \varepsilon (T_{hi} - T_{ci}) V x^2 \sigma C^*$$

$$- C^* \frac{\gamma}{g_c} \frac{\mu^3}{\rho^2} \frac{\beta}{D_h^3} f R_e^3 A_{fr} x \dots\dots\dots (27)$$

한편

$$A_c = A_{fr} \sigma = A_{fr} \beta \tau_h \dots\dots\dots (28)$$

이므로

$$R_e = \frac{D_h V}{\nu} = \frac{D_h Q_o}{\nu A_c} = \frac{4 Q_o}{\nu x^2 \beta} \dots\dots\dots (29)$$

이 되며 고온측 유동의 전면면적은 $A_{fr} = x^2$ 이 된다. 식(29)에서 A_c 는 C_{max} 쪽 流路의 流動 斷面積을 나타낸다. 식(29)를 식(27)에 대입하여 정리하면

$$B_m = \rho C_p \varepsilon (T_{hi} - T_{ci}) C^* Q_o - 64 C^*$$

$$\frac{\gamma \rho}{g_c} \frac{f}{D_h^3} \frac{Q_o^3}{\beta^2} \frac{1}{x^3} \dots\dots\dots (30)$$

이 되며 純費用利得率은

$$B_{m\tau} = -(C_v x^3 C^* + C_{ho}) (1 + \frac{i}{m})^{m\tau}$$

$$+ \zeta (\rho C_p \varepsilon (T_{hi} - T_{ci}) C^* Q_o - \frac{C_c}{x^3})$$

$$\left(\frac{(1 + \frac{i}{n})^{n\tau} - 1}{i} \right) \tau \tau_0 \dots\dots\dots (31)$$

와 같이 x 의 함수로 나타내진다. 식(31)의 常數 중에서 x 의 변수는 熱交換器 有效係數 ε 이며 C_c 는

$$C_c = 64 C^* \frac{\gamma \rho}{g_c} \frac{f}{D_h^3} \frac{Q_o^3}{\beta^2} \dots\dots\dots (32)$$

을 나타낸다.

식(31)에서 τ 를 熱交換器의 사용년수로 고정하고 x 나 傳熱面을 변화시키며 $B_{m\tau}$ 를 최대 로 하는 x 나 傳熱面의 종류를 정하면 된다. 이 $B_{m\tau}$ 는 最適設計理論^{9,11)}에서 最適設計를 할 目的函數(objective function)에 해당된다

6. 平板-圓形 熱交換器 最適設計의 電算 解析 및 結果 考察

平板-圓形 熱交換器의 最適設計時 발생 하는 特性을 알아보기 위해서 換氣量(Q_o)이 0.5 m^3/sec (1800 CMH)인 商業用 空間에서 排氣와 給氣 사이에 平板-圓形 熱交換器를 설치하여 排氣熱을 회수할 경우 最適의 傳熱體積 值數와 傳熱面 種類 결정을 電算解析에 의해 수행 하고 그 結果를 考察하기로 한다. 단 排氣의 온도는 25 °C이고 給氣의 溫度는 0 °C이다.

이와 같은 電算解析을 위해서는 熱에너지 價格 ζ , 에너지 價格比 γ , 年間 熱交換器 사용시간 τ_o , 熱交換器 使用年數 τ_u 등의 값을 設定해야 한다. 물론 이러한 값들은 熱交換器의 容量, 使用用度, 使用에너지 種類 등에 따라 변하기 때문에 어느 하나의 값으로 고정할 수는 없다. 그러나 계산을 위해서 本 研究에서는 大략적인 실태를 감안하여 다음과 같이 가정하였다.

$$\zeta = 5.91 \times 10^{-6} \text{ (원/Joule)}$$

$$\gamma = 4.0$$

$$\tau_o = 4.32 \times 10^6 \text{ (sec/年)}$$

$$\tau_u = 6 \text{ 年}$$

이 값들의 크기에 따라서 熱交換器의 最適值數와 傳熱面의 種類는 변하고 이 값들도 경우에 따라 변하므로 뒤에 제시된 最適設計를 위한 結果들은 定性的인 면에서 고찰해야 되고 定量的의 크기 결정을 위해서는 경우마다 위의 계수들을 다시 설정하여 사용하는 것이 바람 직할 것이다.

熱交換器가 純費用利得率을 최대로 하도록 그 치수가 결정되었다 하더라도 그 치수가 너무 크면 熱交換器 설치에 공간을 많이 차지하기 때문에 좋지 않다. 따라서 그 크기 上限을 둘 필요가 있다. 本 研究에서 이 값을 임의로

$$x_{max} = 0.5 \text{ m}$$

로 정하여 계산하였다. 여기서 x_{max} 는 最適設計理論에서 制限條件에 해당한다.⁹⁾ 反流形 熱交換器 設計에서는 前面의 크기를 적합하게

정하고 길이를 最適化하게 된다. 本 研究에서는 前面面積(A_{fr})을 0.16 m^2 으로 가정하고 純費用利得率을 最大化 하는 熱交換器 길이를 정하는 문제를 해석하였다.

傳熱面의 種類는 대단히 많으나 本 研究에서는 Kays 와 London 이 저술한 Compact Heat Exchanger²⁾ 에 特性이 명시된 傳熱面중에서 15 가지를 골라서 시험하였다.

Table 1 은 本 研究에서 시험한 傳熱面의 特性을 나타낸 것이며²⁾ 이 表에 나타나 있는 C_v 와 C_{ho} 는 추정하여 얻은 값이다. 각 傳熱面의 熱傳達係數와 摩擦係數는 實驗值를 5 次

多項式으로 고쳐서 사용하였다.

熱交換器 設置費와 熱에너지 價格에 대한 複利利率 i 와 複利定算의 數 m, n 등은 아직 명확히 규정하기 어려워서 本 例題計算에서는 利率計算은 포함시키지 않았다.

식(9)나 식(8)에서 x 의 最適值를 구하는 방법은 여러가지 방법이 있을 수 있으나 本 研究에서는 x 값을 단계별로 증가시켜 가면서 B_{mc} 를 계산하여 B_{mc} 最大값을 주는 x 값을 찾는 단순검사법 (incremental searching method) 를^{12),13)} 사용하였다.

Fig. 2 는 $C^* = 1$ 일 경우의 反流形 熱交換器

Table 1. Specificatin of the tested surface for example

No.	Characteristic number of surface	Type of surface	Fin pitch (1/m)	Plate spacing (m)	Dh (m)	β (m^2/m^3)	C_v (Won/m^3)	C_{ho} (Won/m^3)
1	5.3	Plain plate fin surface	208.7	0.01194	0.006147	616.8	2,500.000	200.000
2	6.2	"	244.1	0.01029	0.00554	669.3	3,000.000	200.000
3	14.77	"	582	0.00838	0.00259	1,378	4,000.000	200.000
4	10.27T	"	404	0.0138	0.003835	951	3,500.000	200.000
5	11.94T	"	470	0.006325	0.002870	1,289	4,000.000	200.000
6	25.79T	"	1,015	0.005182	0.001151	2,807	5,500.000	200.000
7	3/8-6.06	Louvered plate fin surface	238.6	0.00635	0.004453	840	5,000.000	200.000
8	1/2(a)-6.06	"	239	0.00635	0.004453	840	5,000.000	200.000
9	3/8(a)-8.7	"	343	0.00635	0.003650	1,007	5,500.000	200.000
10	1/4-11.1	"	437	0.00635	0.003084	1,204	6,000.000	200.000
11	1/2-11.1	"	437	0.00635	0.003084	1,204	6,000.000	200.000
12	1/8-19.86	Strip-fin plate-fin surface	782	0.00249	0.00154	2,254	5,000.000	200.000
13	1/9-25.01	"	985	0.00508	0.00150	2,360	6,000.000	200.000
14	1/2-11.94(D)	"	470	0.00602	0.002266	1,512	6,000.000	200.000
15	1/2-16.00(D)	"	630	0.00618	0.001862	1,804	7,000.000	200.000

에 대해서 $\tau = \tau_u$ 에서 B_{mr} 의 계산결과를 圖示한 것이다. B_{mr} 는 一般的으로 x 가 증가하면 증가했다가 다시 감소하게 되는데 B_{mr} 가 최대값을 갖는 x 가 이 傳熱表面을 사용한 경우의 最適인 크기이다. 이 그림에서 #1, #2, #3 傳熱表面은 B_{mr} 를 最大로 하는 x 값이 x_{max} 보다 작음을 알 수 있으며 #4, #5 傳熱表面은 그 최대치가 x_{max} 보다 큼을 알 수 있다. 따라서 各 傳熱表面 중에서 最適인 傳熱表面의 種類와 傳熱體積 크기를 결정하기 위해서는 $x \leq x_{max}$ 에서 B_{mr} 를 最大로 하는 各 傳熱面에서의 最適크기와 그에 따른 B_{mr} 를 결정하고 이 B_{mr} 를 比較하여 최대의 B_{mr} 를 나타내는 傳熱表面의 종류와 x 값을 선택하면 된다. Fig. 2의 5種의 傳熱表面中 最適인 傳熱表面은 #1인 1/2-11.94(D)이며 最適크기는 $x = 0.26 m$ 임을 알 수 있다.

Fig. 3은 Fig. 2에서의 反流形 熱交換器에서

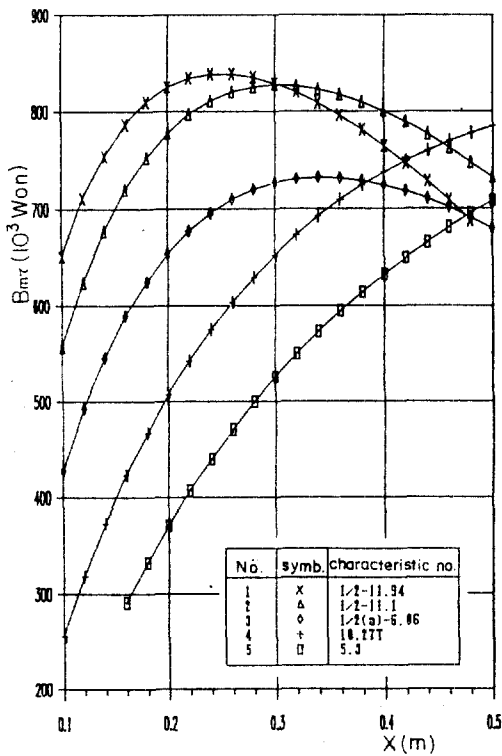


Fig. 2. Variation of net gain with respect to the length of heat exchange volume for the counterflow heat exchanger

각 傳熱表面의 길이 변화에 따른 熱交換器 有效係數 ϵ 의 변화를 나타낸다. 有效係數는 x 가 증가할수록 커지는 것을 알 수 있다. 그러나 有效係數를 最大로 하는 x 가 最適인 x 는 아니다. 그 이유는 x 가 증가되면 有效係數는 증가되지만 流路의 摩擦抵抗이 증가되어 送風機 驅動을 위한 電氣料금이 증가되고 熱交換器 傳熱體積의 價格이 증가되기 때문이다. 이 그림에서 傳熱表面의 번호가 작을수록 有效係數가 큰 것을 알 수 있다. 이것은 번호가 작은 傳熱表面일수록 傳熱面의 密度가 크고 굴곡이 심해서 熱傳達係數가 크기 때문이다. 그러나 Fig. 2에 의하면 그러한 傳熱表面일수록 x_{opt} 의 값이 작은 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 단순 평판형 표면 14.77을 사용한 反流形 熱交換器에서 熱容量率比 C^* 를 변화시켰을 경우 B_{mr} 를 나타내는데 B_{mr} 는 C^* 를 1로부터 감소시킴에 따라 증가했다가 다시 감

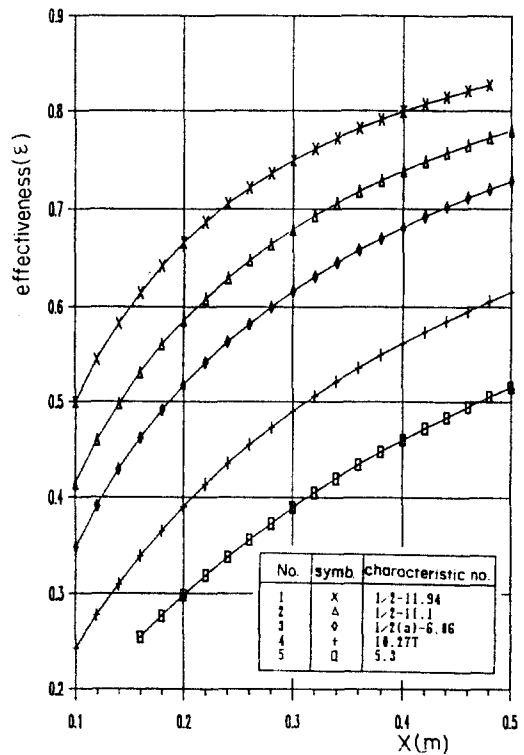


Fig. 3. Variation of effectiveness with respect to the length of heat exchange volume for the counterflow heat exchanger

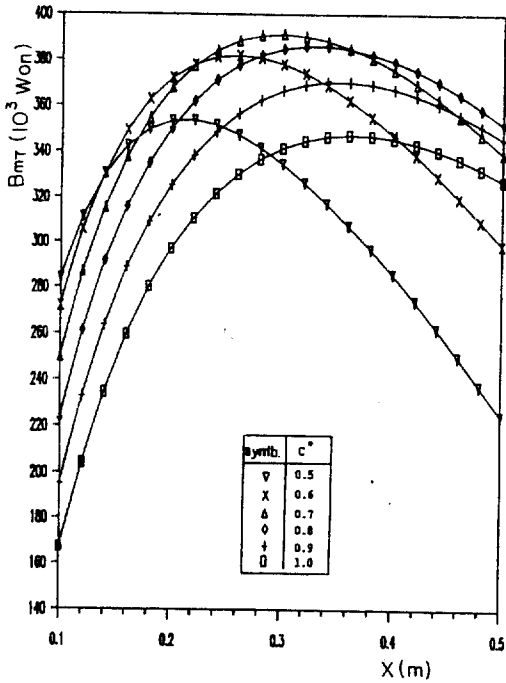


Fig. 4. Variation of net gain with respect to the heat capacity ratio for the counterflow heat exchanger

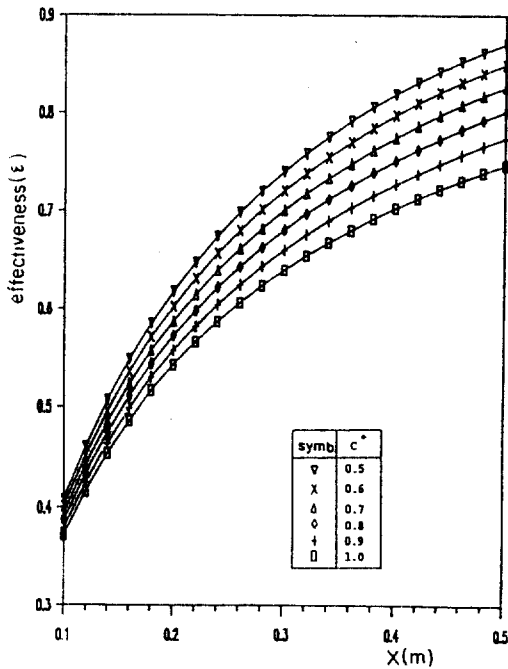


Fig. 5. Variation of effectiveness with respect to the heat capacity ratio for the counterflow heat exchanger

소하는 경향을 나타낸다. 이것은 Fig. 5에 나타내져 있는 바와 같이 C^* 를 감소시키면 有效係數는 증가하는 반면 C_{min} 이 감소하여 이 두값의 곱에 의해서 결정되는 B_{mr} 에 이와 같은 변화를 나타내게 된 것이다. 이 그림에서 B_{mr} 가 최대일 때는 $C^* = 0.7$ 에서 $x = 0.3 m$ 일 때 임을 알 수 있다.

Fig. 6은 $C^* = 1$ 인 直流流形 熱交換器에서의 계산결과를 나타내고 있다. 앞에서 설명한 방법에 의해서 最適인 傳熱表面의 種類와 크기를 결정하면 #4인 단순 평판환 표면 10.27 T이고 $x_{opt} = 0.5 m$ 이다. 이 그림에서 #1, #2는 x 가 0.42 m 보다 큰 부분에 대해서는 계산결과가 없는데 이는 이 傳熱表面의 熱傳達係數와 摩擦係數에 대한 자료 부족으로 계산이 불가능하였기 때문이다.

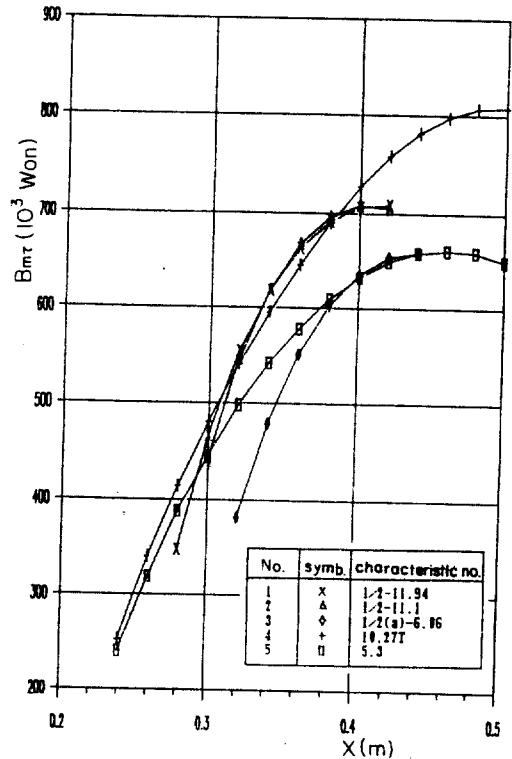


Fig. 6. Variation of net gain with respect to the length of heat exchange volume for the crossflow heat exchanger

Fig. 7은 Fig. 6의 傳熱表面에 대해서 계산한 有效係數를 나타내는데 이 값도 反流形 熱交換器에서와 같이 x 가 증가할수록 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 단순 평판형 표면 14.77을 사용한 直交流形 熱交換器에서 C^* 의 변경에 따른 B_{mc} 의 變化를 나타내는데 直交流形 熱交換器에서는 反流形 熱交換器에서와 달리 C^* 가 감소함에 따라 B_{mc} 가 감소하고 있음을 알 수 있다. 이것은 反流形 熱交換器에서는 식(24)에 나타나 있는바와 같이 C^* 가 감소함에 따라 C_{min} 이 초기에는 천천히 감소하다가 C^* 가 작은값으로 갈수록 빨리 감소하나 直交流形 熱交換器에서는 식(25)에 나타나 있는바와 같이 C^* 가 감소함에 따라 C_{min} 초기부터 빨리 감소하여 C^* 의 감소에 따른 ϵ 의 증가효과를 상쇄시켜 B_{mc} 를 감소시키기 때문이다. 이 그림에서 x_{opt} 은 $C^*=1$ 일 때 0.34 m임을 알 수 있다.

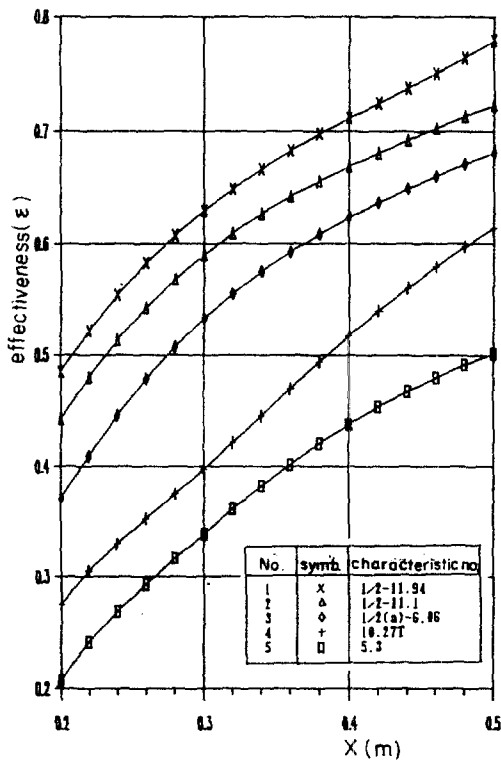


Fig. 7. Variation of effectiveness with respect to the size of heat exchange volume for the crossflow heat exchanger

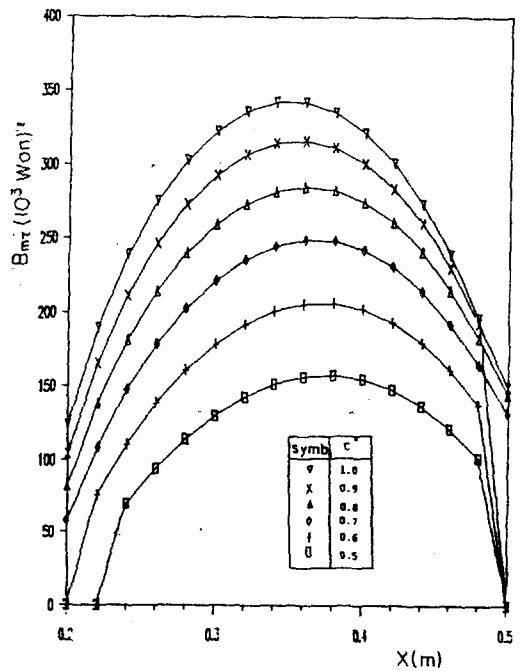


Fig. 8. Variation of net gain with respect to the heat capacity ratio for the cross-flow heat exchanger

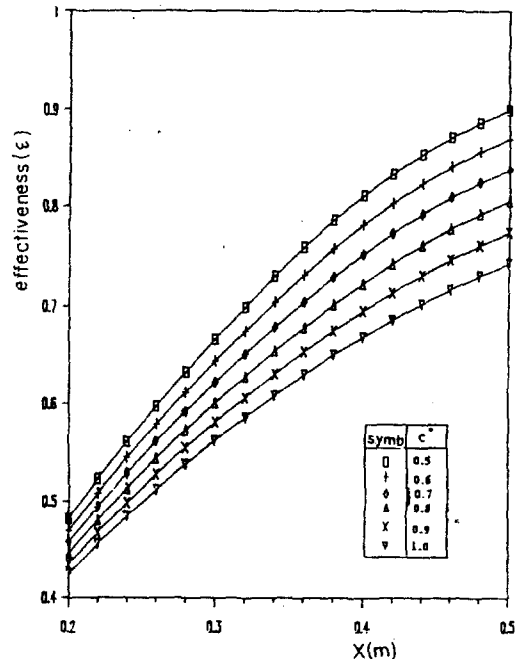


Fig. 9. Variation of effectiveness with respect to the heat capacity ratio for the cross-flow heat exchanger

Fig. 9는 傳熱表面 14.77을 사용한 直交流形 熱交換器에서 C^* 와 x 의 변화에 따른 有效係數의 변화를 나타낸다. 反流形 熱交換器에서와 마찬가지로 有效係數는 C^* 가 감소함에 따라 증가함을 알 수 있다.

熱交換器 處理風量에 따른 費用利得을 알아보기 위해서 한개의 傳熱表面을 임의로 선정하여 $0.5\text{ m}^3/\text{sec}$ (1800 CMH), $0.75\text{ m}^3/\text{sec}$ (2700 CMH), $1.0\text{ m}^3/\text{sec}$ (3600 CMH), $1.25\text{ m}^3/\text{sec}$ (4500 CMH)의 4가지 風量에 대하여 시뮬레이션하였다. 용량이 크므로 x_{max} 를 0.9 m로 하여 0.04 m 간격으로 B_{mr} 를 계산하였다.

같은 형상의 傳熱面에서는 前面風速이 同一하면 有效係數와 摩擦抵抗이 같으므로 風量에 따른 B_{mr} 를 손쉽게 比較할 수 있다. 따라서 反流形 熱交換器에서는 前面風速이 $2.5\text{ m}/\text{sec}$ 가 되도록 前面面積 A_{fr} 값을 處理風量에 따라 변경하여 결과를 작성하였다.

Fig. 10은 단순 평판 환 표면 10.27T를 사용한 反流形 熱交換器에서 處理風量을 변경시켰을 경우의 x 값에 따른 B_{mr} 를 나타내고 있다. 이 그림을 보면 處理風量이 크면 B_{mr} 는 커지나 B_{mr} 가 最大인 x_{opt} 는 0.62 m 로 일정함을 알 수 있다.

Fig. 10의 # 4 곡선과 Fig. 2의 # 4 곡선은 동일한 傳熱表面(단순 평판-환 표면 10.27T)이며 동일한 風量을 처리하고 있으나 B_{mr} 가 약간 다른 것을 알 수 있다. 이것은 前面面積 A_{fr} 가 서로 다르기 때문이다.

Fig. 11은 단순 평판-환 표면 10.27T를 사용한 直交流形 熱交換器에서 處理風量을 변경시켰을 경우의 x 값에 따른 B_{mr} 를 나타낸 것이다. 直交流形 熱交換器에서도 風量이 커지면 B_{mr} 가 커지는 경향을 보이나 x 가 작은 범위에서는 風量이 큰 경우의 B_{mr} 가 風量이 작은 경우보다 반드시 크다고 할 수는 없다. 이것은 x 가 작고 風量이 크면 前面流速이 빨려서 送風機 驅動力이 급격히 증가하기 때문이다. 한편 x_{opt} 는 處理風量이 클수록 증가하고 있다. x 값이 커지면 B_{mr} 값이 나타나지 않고 있는 것은 x 값이 커짐에 따라 熱交換器 가격이 높아져 費用利得이 없기 때문이다.

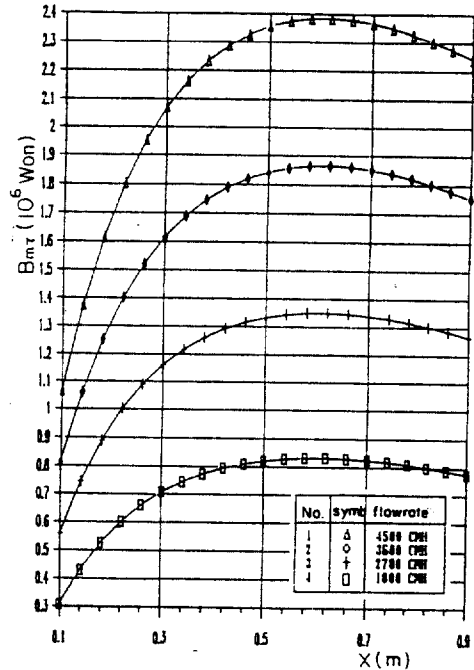


Fig. 10. Variation of net gain with respect to the volume flowrate for the counter-flow heat exchanger

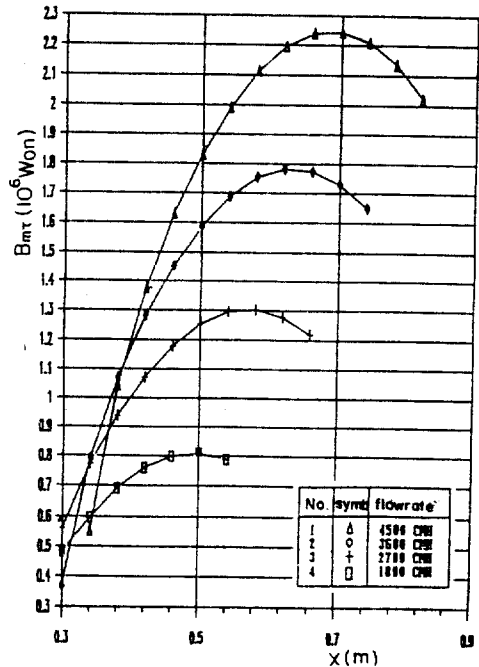


Fig. 11. Variation of net gain with respect to the volume flowrate for the crossflow heat exchanger

앞에서 약간 언급한 바와 같이 反流形 熱交 換器에서 동일한 傳熱表面일지라도 B_{mr} 의 값은 前面風速에 따라 변하므로 前面風速에 따른 x_{opt} 과 B_{mr} 의 최대값을 찾아보기로 한다.

流量을 어느 한 값으로 고정하고 前面面積을 변화시켜 前面風速을 1.5m/sec에서 3.5m/sec까지 0.5m/sec 간격으로 변화시키며 x_{opt} 과 B_{mr} 의 값을 계산하여 Table 2에 수록하였다.⁸⁾

Table 2. Optimum frontal velocity with respect to flowrate

Velocity surface flowrate		1.5 m/s	2.0 m/s	2.25 m/s	2.5 m/s	3.0 m/s	3.5 m/s
1800 CMH	1	0.42 557.020	0.78 710.030	0.82 750.230	0.86 781.890	0.90 819.020	0.90 829.740
	2	0.42 805.150	0.54 834.600	0.58 836.920	0.62 833.400	0.66 815.780	0.70 787.670
	3	0.26 722.730	0.30 767.770	0.34 773.500	0.34 770.430	0.34 742.640	0.34 694.300
	4	0.22 815.040	0.26 833.300	0.26 837.940	0.30 841.020	0.30 832.510	0.30 806.550
	5	0.18 905.090	0.22 894.970	0.22 887.180	0.22 873.800	0.26 846.530	0.26 812.350
2700 CMH	1	0.62 1,001.000	0.78 1,165.000	0.82 1,225.300	0.86 1,272.800	0.90 1,328.000	0.90 1,344.500
	2	0.42 1,312.300	0.54 1,351.700	0.58 1,355.000	0.62 1,350.100	0.66 1,324.300	0.70 1,282.100
	3	0.26 1,183.800	0.30 1,251.700	0.34 1,260.600	0.34 1,255.600	0.34 1,214.100	0.34 1,141.200
	4	0.22 1,322.600	0.26 1,350.000	0.26 1,357.300	0.30 1,361.500	0.30 1,348.700	0.30 1,309.800
	5	0.18 1,457.500	0.22 1,442.000	0.22 1,429.000	0.22 1,410.700	0.26 1,369.700	0.26 1,318.600
3600 CMH	1	0.62 1,400.700	0.78 1,620.100	0.82 1,700.500	0.86 1,763.800	0.90 1,836.900	0.90 1,858.700
	2	0.42 1,816.400	0.54 1,869.200	0.58 1,873.300	0.62 1,866.800	0.66 1,831.400	0.70 1,776.100
	3	0.26 1,645.300	0.30 1,735.500	0.34 1,747.400	0.34 1,740.900	0.34 1,685.400	0.34 1,588.700
	4	0.22 1,830.000	0.26 1,866.700	0.26 1,876.500	0.30 1,882.000	0.30 1,865.100	0.30 1,813.200
	5	0.18 2,010.100	0.22 1,989.300	0.22 1,972.000	0.22 1,947.600	0.26 1,893.200	0.26 1,824.600

1) 1:5.3, 2:10.27T, 3:1/2(a)-6.06, 4:1/2-11.1, 5:1/2-11.94(D)

2) Rectangles indicate the maximum value.

3) Upper values are x_{opt} , lower values are B_{mr} .

傳熱表面에 따라 x_{opt} 과最適인 前面風速이 달랐으나 風量에 따라서 x_{opt} 은 변하지 않음을 알 수 있다.

7. 結 論

本 研究에서는 空調空間에서의 排氣熱을 回收하기 위한 平板-圓形 熱交換器의 傳熱特性과 送風機 驅動動力 등을 해석하여 熱交換器 值數와 種類를 最適設計하는 法을 定立하고 例題를 풀어봄으로써 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. C^* 가 1인 경우 平板-圓形 熱交換器를 설치함에 따른 純費用利得 B_{mr} 는 熱交換器 值數가 증가하면 증가했다가 다시 감소하여 最大값을 갖으며 B_{mr} 의 最大값은 傳熱面의 種類에 따라 변한다.
2. 傳熱表面의 種類를 고정하고 熱容量率比 C^* 를 1로부터 감소시키면 B_{mr} 의 最大値는 反流形 熱交換器에서는 증가했다가 감소하고 直交流形 熱交換器에서는 그대로 감소한다.
3. 反流形 熱交換器에서 傳熱表面의 種類를 일정하게 하고 處理風量을 증가시키며 前面風速을 일정하게 하기 위해 前面面積을 증가시키면 B_{mr} 는 處理風量에 거의 비례적으로 증가하나 B_{mr} 를 最大로 하는 熱交換器의 길이는 변하지 않았다.
4. 直交流形 熱交換器에서 傳熱表面의 種類를 일정하게 하고 處理風量을 증가시키면 B_{mr} 와 B_{mr} 를 最大로 하는 傳熱體積의 值數가 함께 증가하였다.
5. 反流形 熱交換器에서 B_{mr} 를 最大로 하는 傳熱體積의 길이는 傳熱面의 種類 뿐만 아니라 前面風速에 따라서도 변하므로 熱交換器 值數의 最適設計를 위해서는 이값들을 모두 변화시키며 B_{mr} 를 最大값을 주는 值數를 찾아야 한다.

參 考 文 獻

1. R.K. Shah, "Classification of heat exchanger", *Low Reynolds Number Flow*

- Heat Exchanger*, ed. by Kakac et al., Springer-Verlag, pp.9-14, 1983.
2. W.M. Kays and A.L. London, *Compact Heat Exchanger*, 2nd ed., McGraw-Hill, N.Y., 1964.
3. R.K. Shah and A.C. Mueller, "Heat Exchanger", *Handbook of Heat Transfer Application*, 2nd ed., Rohsenow et al ed., McGraw Hill, 1985.
4. R.K. Shah, "Compact heat exchanger surface selection, optimization and computer aided thermal design", *Low Reynolds Number Flow Heat Exchanger*, ed. by Kakac et al., Spring-Verlag, pp. 845-874, 1983.
5. W.F. Stoecker, *Design of Thermal System*, 2nd ed. McGraw-Hill, 1980.
6. A. Bejan, "The concept of irreversibility in heat exchanger design: Counterflow heat exchanger for gas to gas application", *J. Heat Transfer*, vol.99, p.374, 1977.
7. A. Bejan, "Second-law analysis in heat transfer and thermal design", *Advanced Heat Transfer*, ed. by Hartnett and Irvine, vol.15, pp.1-58, 1982.
8. 朴相東, 禹正善, 太春燮, 崔英惇, 에너지節約型 空調設備시스템 開發研究(II), 韓國動力資源研究所 研究報告書, KE-88-10, 1988.
9. 鄭善謨, 機械要素 最適設計, 大韓教科書株式會社, 1985.
10. G.R. Walsh, *Methods of Optimization*, Wiley, New York, 1975.
11. R.L. Fox, *Optimization Methods for Engineering Design*, Addison-Wesley, Reading, Mass., 1971.
12. R. Hooke and T.A. Jeeves, "Direct Search Solution of Numerical and Statistical Problems", *J. of the Association for Computing Machinery*, Vol. 8, No.2, April, pp.212-229, 1961.
13. M.L. James, G.M. Smith and J.C. Wolford,

*Applied Numerical Methods for Digital
Computation*, 3rd Ed., Harper and Row
Pub. Co., 1985.