

평판-휨형 열교환기의 최적설계법

崔 英 停
高麗大學校 機械工學科 教授



• 1950年 5月 30日生
• 고체분말이 부상된 2상 유동 및 복잡한 3차원 유동의 해석과 실험, 폐열회수용 열교환기와 열펌프에 관한 연구 및 자동차엔진에서의 열전달에 관한 연구 등

1. 머리말

평판-휨형 열교환기(plate-fin heat exchanger)는 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)로 전열면의 밀집도가 가장 큰 열교환기의 일종으로 공기조화 냉동기기, 자동차 등에 널리 응용되고 있다.

밀집형 열교환기는 단위체적당 전열면적이 $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 보다 큰 열교환기를 말하는데 이 열교환기를 용도에 가장 적합하게 형상과 치수를 정하는 것은 대단히 어려운 문제이다. 본 글에서는 밀집형 열교환기를 최적설계하는데 필요한 기초 이론을 설명하고자 하며 특히 평판-휨형 열교환기에 관계되는 부분에 대해서 중점적으로 기술하고자 한다.

평판-휨형 열교환기는 그 체적을 극소화시킬 뿐 아니라 구조적인 안정성이 크고 재료비와 제작비가 저렴한 장점도 있으나 이 열교환기를 사용하는 데에는 다음과 같은 제약이 뒤따른다.

- (1) 작업유체가 깨끗해야 하며 부식성이 없어야 한다.
- (2) 작동압력과 온도에 제한이 있다.
- (3) 펌프동력이 중요하다.
- (4) 균일한 유동분포를 위해 해더의 설계가 중요하다.
- (5) 제작을 위한 연구비와 공구비가 보상되기 위해서 수요가 비교적 커야 된다.

평판-휨형 열교환기의 최적설계 과정은 방대하고 복잡한 것이나 본 글에서는 이를 체계화 시

키기 위해서 다음의 순서에 따라 그 과정을 설명하고자 한다.

- (1) 전열면 형상의 선택
- (2) 전열면의 열전달특성 해석
- (3) 전열면의 마찰특성 해석
- (4) 평판-휨형 열교환기의 최적설계법

2. 전열면 형상의 선택

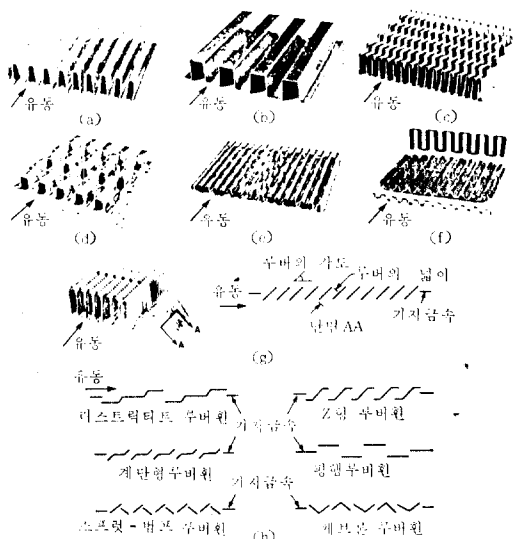
2.1 개 요

판형 열교환기는 체적당 전열면적의 밀도가 극히 높은 열교환기로 그 전열면의 형상도 극히 다양하다. 그림 1은 평판-휨형 열교환기의 휨의 형상을 나타내는 그림이다. 열교환기의 설계에서 가장 중요한 것은 특정한 열교환기에서 적합한 전열면 형상을 어떻게 결정하는가 하는 것이다. 본 글에서는 전열면 형상 결정에 있어서의 정성적인 면과 정량적인 면을 함께 고찰해 보기로 한다.

2.2. 전열면 형상 선택에 관한 정성적 고찰

(1) 평판-휨형 전열면의 특성

평판-휨형 열교환기에서 휨은 그림 2에서와 같이 평행 평판 사이에 샌드위치형으로 놓여지게 된다. 평판-휨형 구조는 기체-기체 열교환기에서 많이 사용되고 면적밀도가 $6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 까지 높게 할 수 있고 관로의 높이나 휨의 형상을 다양하게 변화시킬 수 있는 것이 특징이다. 각 유체의 유동 방향도 평행류형(parallel flow type), 반류형(counter flow type) 직교류형



(a) 단순 삼각핀, (b) 단순 사각핀, (c) 파형핀, (d) 움셋스트립핀, (e) 원형 퍼휘레이티드핀, (f) 편핀, (g) 다중루버핀, (h) 여러 가지 루버핀

그림 1 평판-핀 열교환기의 핀의 형상

(cross flow type)의 어느 형태도 쉽게 만들 수 있다.

그러나 일반적으로 이 열교환기는 1000kPa 이하의 저압용으로 사용되고 최고온도는 800°C로 제한된다. 가격은 일반적으로 관-핀형 (tube and fin type) 표면 보다 저렴하다.

(2) 제작상의 문제점

전열면을 선택하기 위해서는 앞에서 설명한 지침 이외에도 제작상의 문제점을 고려해야 한다. 표면 형태의 결정을 위해서는 핀과 평판 사

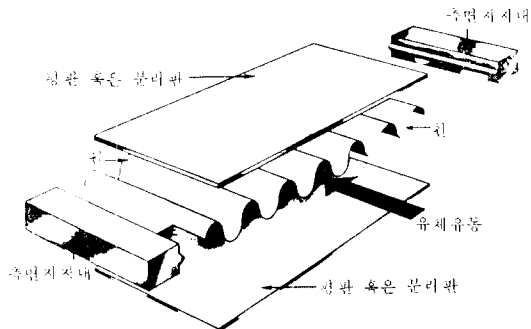


그림 2 평판-핀 전열면의 구성도

이의 접착과 관련하여 열교환기 작동온도를 고려해야 한다. 낮은 온도에서 작동하는 열교환기에서는 기계적 접합, 납땜, 경납땜이 적합하며 핀의 재료는 구리, 황동, 알루미늄이 적합하다. 고온에서 작동하는 열교환기에서는 특수 경납땜이나 일반용접을 사용하여야 하며 재료는 스테인리스강이나 고가의 합금이 사용된다.

이론해석에 의하면 전열특성이 좋은 전열면을 고안해 낼 수 있으나 기술적 제약 때문에 제작할 수 없는 경우가 많다. 루버드핀과 움셋스트립핀이 이에 속한다.

(3) 전열면의 상세한 특성

가. 단순핀 표면

그림 1의 (a), (b)와 같이 3각 혹은 4각 유로를 갖도록 제작된 표면이다. 3각형 핀은 4각형 핀보다 제작비가 싸고 피치 조절이 편리하나 구조적으로 안정성이 좋지 못하다. 단순핀 표면은 모든 밀집형 핀 표면 중에서 열전달계수와 마찰계수가 가장 낮은 표면으로 압력강하에 큰 제약을 받는 곳에 사용된다. 그리고 저 레이놀즈수의 열교환기에 적합하다. 왜냐하면 저 레이놀즈수에서는 열전달계수가 전열면의 굴곡에 큰 영향을 받지 않으므로 굴곡이 많은 표면의 효과가 적기 때문이다.

나. 파형핀

이 표면은 그림 1의 (c)와 같은 형태의 표면으로 단순핀 표면과 유로의 단면 모양은 같으나 유동방향으로 파형의 굴곡이 있는 표면이다. 유로에서 발생하는 Goetler vortex에 의해 열전달계수가 증가한다. 제작이 어렵고 열전달계수의 증가에 비해 압력강하가 크게 증가되므로 현재는 많이 사용되지 않는다.

다. 움셋스트립핀 표면

이 표면은 그림 1의 (d)와 같은 표면을 말하며 유로단면은 4각형이며 핀의 피치마다 스트립이 50% 유동방향에 직각으로 편향된 핀의 형태를 갖는 표면이다. 이 표면의 열전달계수는 단순핀형 표면보다 1.5~4배크며 무량계수 (goodness factor) $\frac{j}{f}$ 는 단순핀형 표면의 $\frac{j}{f}$ 의 약 80

% 정도이나 실제를 잘하면 이보다 높힐 수 있다. 여기서 j 는 Colburn 계수(= $StPr^{2/3}$)이며 f 는 마찰계수이다.

웁셋스트립형에서 열전달계수와 마찰계수의 증가는 초기 경계층효과 때문이므로 스트립의 길이를 짧게할수록 좋다. 이 표면을 사용하는 것이 바람직한 유동속도는 레이놀즈수가 500~1,000 사이의 유동이다. 현재 가장 많이 사용되고 있는 표면의 하나이다.

라. 루버드윈 표면

루버는 단순된 면의 일부를 돌출시킨 것으로 그 형상이 매우 다양하며 그림 1 (g), (h)에 그 대표적인 예가 도시되어 있다. 일반적으로 루버드윈의 두께는 웁셋스트립형보다 얇으며 기저 유로의 형태가 삼각형으로 되어 있는 것이 많기 때문에 구조적으로 웁셋스트립형보다 약하다.

루버드윈은 항상 대량생산으로 만들어져야 되기 때문에 웁셋스트립형보다 가격이 약간 비싸다. 이 형을 사용하기 좋은 유동은 레이놀즈수가 100~5,000 정도이며 성능은 웁셋스트립형보다 약간 못하다. 현재 가장 많이 사용되고 있는 형의 하나이다.

마. 퍼워레이티드윈 표면

그림 1의 (c)와 같이 3각 혹은 4각의 유로에 각종 구멍을 만들어 놓은 표면이다. 이 구멍에 의해 경계층이 교차되어 열전달계수와 마찰계수가 증가한다. 마찰계수의 증가가 매우 크며 소음이 커서 특수한 곳을 제외하고는 사용되지 않는다.

2.3 전열면 형상 선택에 관한 정량적 고찰

(1) 개요

그림 3에 나타나 있는 표면 A와 B의 j 와 f 의 특성을 살펴보자. 여기서 마찰계수는

$$\Delta P = \frac{2fLG^2}{g_c \rho D_h} \quad (1)$$

에 의해서 정의된다. 여기서 L 은 열교환기 유로의 길이, G 는 질량속도, ρ 는 작업유체의 밀도, D_h 는 유로의 수력직경, ΔP 는 압력강하, g_c 는 중력상수이다.

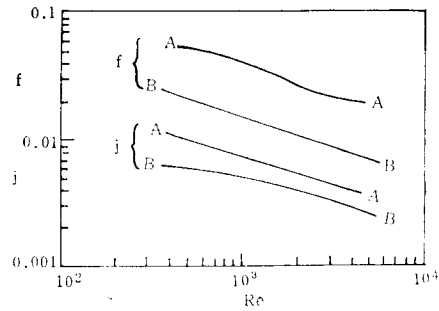


그림 3 2개 열교환기 표면의 기본특성의 비교

그림 3에서 표면 A는 B보다 j 와 f 의 값이 모두 크다. 어느 표면을 선택해야 될 것인가가 문제이다. 압력강하가 큰 문제가 없되는 곳에서는 표면 A가 좋다고 할 수 있으나 압력강하가 증대한 곳에서는 표면 B가 A보다 더 좋다고 할 수 있다.

표면의 성능을 비교하고 선택하는데에는 여러 가지 방법이 있으나 2개의 가장 중요한 기준은 전열면적을 최소화시키는 것과 열교환기 정면면적을 최소화시키는 것이다. 전열면적을 감소시키려면 전열면의 열전달계수가 최대인 표면을 선택하는 것이 바람직하다.

정면 면적을 최소화 시키려면 압력강하와 열전달이 유동면적과 어떤 관계가 있는가를 알아야 한다. 압력강하와 질량속도 G 사이에는 식 (1)이 성립되고 마찰계수는

$$f = \begin{cases} C_1 Re^{-1} & : \text{완전확립된 층류유동} \\ C_2 Re^{-0.5} & : \text{확립되고 있는 층류유동} \end{cases} \quad (2)$$

이다.

여기서 C_1, C_2 는 상수이다.

식 (2)를 식 (1)에 대입하고 $Re = \frac{GD_h}{\mu}$ 의 식을 사용하면

$$\Delta P \propto \begin{cases} LG & : \text{완전 확립된 층류유동} \\ LG^{1.5} & : \text{확립되고 있는 층류유동} \end{cases} \quad (3)$$

을 얻을 수 있다.

한편 층류유동에 대한 누셀트수는 다음과 같이 주어진다.

$$Nu = \begin{cases} C_3 & : \text{완전확립된} \\ & \text{층류유동} \\ C_4 (D_h \cdot Pr \cdot Re/L)^{1/3} & : \text{확립되고 있는 층류유동} \end{cases} \quad (4)$$

따라서 열전달계수는 완전확립된 층류유동에서는 G 에 무관하고 확립되고 있는 유동에서는 $G^{\frac{1}{3}}$ 에 비례한다. 따라서 층류유동에서는 G 를 감소시키면 열전달계수가 약간 감소되나 압력강하는 크게 감소시킬 수 있다. 주어진 유량에서 G 를 감소시키는 방법은 정면 면적을 증가시키는 것이다. 그러나 정면 면적을 너무 증가시키면 열교환기의 모양이 이상해지므로 같은 성능을 갖으며 정면 면적을 최소화시키는 표면 형상을 찾는 것이 중요한 일이다. 따라서 밀집형 전열면을 선택하는 2개의 중요한 기준은

- (i) 최소 정면 면적이 되도록 하는 표면
- (ii) 최소 체적이 되도록 하는 표면

이다. 이와 같은 목적으로 각 표면은 면적우량계수와 체적우량계수에 의해서 평가된다. 이 평가법을 설명하기로 한다.

(2) 유동면적 우량계수(flow area goodness factor)

London⁽¹⁾에 의하면 유동면적 우량계수를 j/f 로 정의하였다. j/f 는

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu Re^{-\frac{1}{3}}}{f Re} = \frac{1}{A_0^2} \left[\frac{Pr^{\frac{2}{3}}}{2g_c} \frac{NTUW^2}{\Delta P} \right] \quad (5)$$

로 나타내진다. 이 식은 j/f 가 클수록 열교환기의 정면 면적 A_0 가 감소하는 것을 나타낸다. 여기서 Pr 은 프란틀수, NTU 는 전열단위의 수(number of transfer unit), W 는 작업유체의 평균속도를 나타낸다.

(3) 체적우량계수(volume goodness factor) 2가지 형태의 체적우량계수가 있다.

- (i) E 에 대한 h 의 비교
- (ii) $E\beta$ 에 대한 $\eta_0 h\beta$ 의 비교

첫번째 방법은 같은 수력직경을 갖는 표면들을 비교할 때 사용되고 두번째 방법은 다른 수력직경을 갖는 표면들을 비교할 때 사용된다. 여기서 h 는 열전달계수이고, E 는 단위면적 당 펌프동력이고, β 는 면적밀도이고, η_0 는 전표면유효계수로

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (6)$$

으로 정의된다. 여기서 A 는 전표면적이고 A_f 는 n 개의 표면적이며 η_f 는 n 개의 효율이다. h 와 E 는

$$h = \frac{C_p \mu}{Pr^{2/3}} \frac{1}{D_h} j Re \quad (7)$$

$$E = \frac{P}{A} = \frac{1}{2g_c} \frac{\mu^3}{\rho^2} \frac{1}{D_h^3} f Re^3 \quad (8)$$

로 나타내질 수 있다. 여기서 P 는 펌프동력이고 μ 는 작업유체의 점성계수이다. (i), (ii) 어느 방법을 사용하든지 비교할 표면에 대해서 다음의 조건을 갖게 하여야 한다.

(가) 열전달량 (나) 압력강하 (다) 벽면과 유체의 온도차 (라) 유량

여기서 열전달량 q 와 펌프동력 P 는 다음과 같이 표현된다.

$$q_0 = \eta_0 h A (T_w - T_m) = \eta_0 h \beta V (T_w - T_m) \quad (9)$$

$$P = EA = E\beta V_0 = W \Delta P / \rho \quad (10)$$

여기서 T_w 는 벽면온도, T_m 는 작업유체의 혼합평균온도, V_0 는 전열체적의 크기를 나타낸다.

(i) E 에 대한 h 의 비교

이 방법은 η_0 가 1이고 면적밀도 β , 수력직경 D_h 가 서로 같은 경우에 사용되고 식 (9), (10)에서 열교환기 형상의 치수가 빠지게 된다. $T_w - T_m$ 과 β 가 같은 경우

$$h \propto \frac{1}{V} \quad (11)$$

가 되어 h 가 클수록 열교환기의 체적이 감소한다.

(ii) $E\beta$ 에 대한 $\eta_0 h\beta$ 의 비교

원이 있으며 서로 형상이 달라서 β , D_h , η_0 가 서로 다를 때 사용하는 방법이다. 여기서 $\eta_0 h\beta$ 와 $E\beta$ 는 각각 다음과 같이 표현된다.




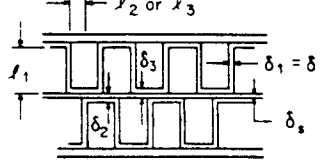
$$\eta_0 h\beta = \frac{C_p \mu}{Pr^{2/3}} \eta_0 \frac{4\sigma}{D_h^2} j Re \quad (12)$$

$$E\beta = \frac{\mu^3}{2g_c \rho^2} \frac{4\sigma}{D_h^4} f Re^3 \quad (13)$$

여기서 σ 는 정면 면적에 대한 유동면적의 비이다.

식 (7), (8), (12), (13)에서 C_p, μ, Pr, ρ 는 작업유체의 특성이고 D_h, σ, η_0 는 전열면 형상에 의해서 결정되는 인자이고 j, f 는 전열면 형상과

표 1 평판-핀 전열면에서 일정두께 핀의 효율

| 형 상 | 핀 효율의 공식 $m_i = \left[\frac{2h}{k_f \delta_i} \left(1 + \frac{\delta_i}{\xi} \right) \right]^{1/2} \quad E_i = \frac{\tanh(m_i l_i)}{m_i l_i} \quad i=1, 2, 3, 4$ |
|---|--|
|  <p>사각단면의 단순, 파형, 읍셋스트립핀</p> | $\eta_f = E_1$ $l_1 = \frac{b}{2} - \delta_1 \quad \delta_1 = \delta$ |
|  <p>1면이 가열되는 3각핀</p> | $\eta_f = \frac{hA_1(T_0 - T_a) \frac{\sinh(m_1 l_1)}{m_1 l_1} + q_c}{\cosh(m_1 l_1) \left[hA_1(T_0 - T_a) + q_c \frac{T_0 - T_a}{T_i - T_a} \right]}$ |
|  <p>3각단면의 단순, 파형, 루버 핀</p> | $\eta_f = E_1$ $l_1 = l, \quad \delta_1 = \delta$ |
|  <p>2중 샌드위치</p> | $\eta_f = \frac{E_1 l_1 + E_2 l_2}{l_1 + l_2} \frac{1}{1 + m_1^2 E_1 E_2 l_1 l_2}$ $\delta_1 = \delta \quad \delta_2 = \delta_3 = \delta + \delta_s$ $l_1 = b - \delta + \frac{\delta_s}{2} \quad l_2 = l_3 = \frac{l_f}{2}$ |

유동의 레이놀즈수에 따라 변하는 전열면의 특성이다. 식 (7), (8), (12), (13)에 의해서 각 표면들의 체적우량계수를 비교하기 위해서는 각 표면들에 대해서 레이놀즈수의 변화에 따른 j 와 f 의 실험값이 필요하다. Kays와 London⁽²⁾의 저서인 "Compact Heat Exchanger"에는 각종 표면들에 대한 j 와 f 의 실험자료가 수록되어 있다. 그러나 이 자료들을 최적 전열표면을 선택하는데 직접 사용할 수는 없다 왜냐하면 일반적으로 사용되는 체적우량계수식 (12), (13)에는 j, f 뿐만 아니라 다른 변수들이 포함되어 있기 때문이다. 따라서 j 와 f 에 대한 실험자료를 전열면 선택에 활용하려면 레이놀즈수를 변화시키며 식 (12), (13)에 의해 $\eta_0 h \beta$, $E \beta$ 를 계산하여

$\eta_0 h \beta - E \beta$ 선도를 그려야 한다. 이 선도에서 같은 $E \beta$ 에 대하여 높은 $\eta_0 h \beta$ 값을 갖는 표면이 같은 열교환 성능을 갖으며 체적을 작게하는 표면이다. 앞으로 $j-Re, f-Re$ 선도를 $\eta_0 h \beta - E \beta$ 선도로 반환하는 작업이 필요하다.

식 (6)에서 η_0 를 계산하려면 핀효율 η_f 를 알아야 하는데 대표적 평판-핀 표면에 대한 η_f 는 표 1에 나타나 있다⁽³⁾.

여기서 ξ 는 핀의 길이이고 k_f 는 핀 재료의 열전도 도이다.

3. 전열면의 열전달 특성 해석

(다음 호에 계속)

