

직교류 핀-관 열교환기의 성능 평가

Performance Evaluation of Cross-Flow Fin-Tube Heat Exchanger

윤 백
B. Youn

삼성전자주식회사 공조기기사업부



- 1960년생
- 냉동 사이클 시뮬레이션(simulation), 열교환기, 고효율 핀 개발 등

김 영 생
Y. S. Kim

삼성전자주식회사 공조기기사업부



- 1964년생
- 열교환기 실험 장치 개발, 고효율 핀 개발 등

박 현 연
H. Y. Park

삼성전자주식회사 공조기기사업부



- 1966년생
- 냉동 사이클 시뮬레이션(simulation), 열교환기 해석 모델링 등

1. 서 론

최근 몇년 동안의 하절기 기온 상승과 생활수준 향상으로 가정용 소형 에어컨에 대한 수요가 날로 증가하고 있으며 또한 환경문제의 대두로 인하여 에너지소비효율을 향상시키기 위한 노력이 각 업체뿐만 아니라 범국가적으로 진행되고 있다.

일반적으로 에어컨에 있어서 사이클을 구성하고 있는 주요 부품으로는 압축기, 열교환기, 송풍기 등이 있으나 이 중에 효율을 결정짓는 가장 중요한 요소는 압축기와 열교환기라 할 수 있다.

따라서 열교환기의 성능은 사이클의 효율을 좌우할 수 있는 중요한 변수라고 할 수 있으나 얼마 전까지만 해도 국내에서는 외국 선진사에서 개발한 동관 및 핀 금형을 도입하여 생산에 적용해 왔다.

그러나 최근 들어 선진국의 기술 이전 회피경향과 에어컨 수요의 급증으로 열교환기의 자체 개발 능력을 확보하기 위한 노력이 학계 및 업계에서 매우 활발하게 진행되고 있다.

이러한 열교환기의 연구개발에 있어서 가장 기본이 되는 부분은 성능 평가 기술이라고 할 수 있으며 이 글에서는 직류교형 핀-관 열교환기

에 있어서 공기측 열전달계수의 측정 방법, 실험 데이터의 분석 방법 및 실제 실험데이터를 이용하여 몇가지 형상변수가 대한 성능 변화의 경향을 살펴보고자 한다.

2. 열교환기의 구성 요소

일반적으로 가정용 소형 에어컨에 가장 널리 이용되고 있는 직류교형 핀-관 열교환기는 그림 1에 도시되어 있는 바와 같이 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있고 확관에 의하여 동관과 핀이 밀착되어 있다. 냉매가 관을 통하여 흐르게 되어 있으며 공기는 관과 직각방향으로 핀과 핀 사이를 흐르게 되어 있다.

핀-관 열교환기의 전열저항은 기본적으로 냉매측 대류열저항, 관벽에서의 전도열저항, 핀-관 사이의 접촉열저항 및 공기측 대류열저항으로 구성되나 동관의 두께가 매우 얇고 열전도계수가 높으므로 전도열저항은 무시할 수 있다.

일반적으로 핀-관 열교환기에 있어서 공기측 열저항이 전체의 60~80%를 차지함으로써 가장 상대적인 비중이 큰 것으로 알려져 있다. 따라서 열교환기의 성능을 개선하기 위해서는 핀을 개선함으로써 가장 큰 효과를 얻을 수 있다. 이 글에서는 주로 공기측 대류열전달에 대하여 기술하고자 한다.

3. 기본 열전달 관계식

澤井聰⁽¹⁾과 Eckels⁽²⁾가 핀-관 열교환기의

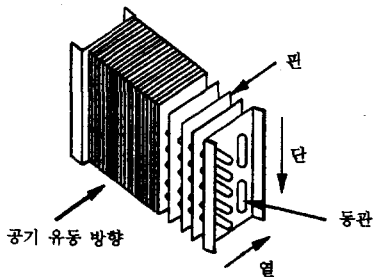


그림 1 핀-관 열교환기의 기본 구조

접촉열저항에 관한 연구결과를 발표하였으나 이 분야에는 그리 많은 연구가 이루어지지 않았다. 澤井聰 등⁽¹⁾은 $\phi 9.52\text{mm}$ 관에 대하여 확관을 열변경시키면서 접촉열전달계수를 측정하였다. 이 결과를 커브피팅하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{h_c}{t_f} = 13.8 \times 10^{11} \Delta d_o + 1.62 \times 10^7 \quad (1)$$

h_c : 접촉열전달계수 ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)

t_f : 핀의 두께 (m), $1.5 \times 10^{-4} \leq t_f \leq 2.5 \times 10^{-4}$

Δd_o : 확관 후 외경 - 확관 전 외경 (m), $10^{-4} \leq \Delta d_o \leq 6 \times 10^{-4}$

관벽의 전도저항을 무시하면 총괄열전달계수는 다음과 같다.

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_r A_r} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_a [A_a - A_{fin}(1-\eta)]}} \quad (2)$$

UA : 총괄열전달계수 \times 전열면적

h_r, h_c : 냉매측, 공기측 열전달계수

A_r, A_c, A_a, A_{fin} : 냉매측, 접촉, 공기측, 핀 전열면적

η : 핀 효율

대부분의 핀-관 열교환기에 있어서 성능을 향상시키기 위하여 그림 2와 같이 관이 엇갈려서 배열되어 있다. 이와 같은 경우의 핀 효율에 대하여 Schmidt⁽³⁾는 다음과 같은 근사식을 제시하였다.

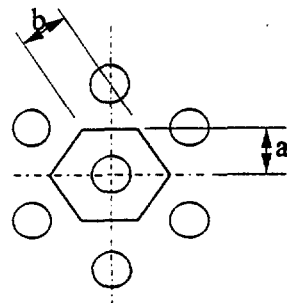


그림 2 관 배열

$$\eta = \frac{\tanh(\beta d_o \phi / 2)}{\beta d_o \phi / 2} \quad (3)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f t_f}}$$

$$\phi = (r-1)(1+0.35 \ln r)$$

$$r = 2.54 \frac{a}{d_o} \sqrt{\frac{a}{b}} - 3 \text{ for } b \geq a$$

k_f : 핀의 열전도계수

4. 직교류 열교환기의 해석 모델링

그림 3에 도시된 핀이 부착되어 있는 단일관에 대하여 생각하여 보자, 이러한 형태의 직교류 열교환기를 해석하는데 있어서 일반적으로 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 공기는 y방향으로 섞이고 x, z 방향으로 섞이지 않는다. 즉 y 방향으로 온도가 균일하다.
- (2) 냉매는 y, z방향으로 섞인다. 즉 관의 단면에서 온도가 균일하다.
- (3) UA는 평균의 개념으로 어디에서나 일정하다.
- (4) 공기와 냉매의 물성치는 일정하다.

위의 가정들의 타당성에 대하여 체계적인 실험 결과나 근거자료를 제시할 수는 없으나 어느 정도 직관적으로 타당하다고 사료되며 이와 같이 복잡한 형태의 열교환기를 공학적으로 해석하기 위해서는 불가피하다고 할 수 있다.

위와 같은 단일관으로 구성된 직교류 열교환기에 대하여 상기 가정 하에 에너지 보존식을 적용

하여 해석하면 냉매가 단상류인 경우에 다음과 같은 식을 얻게 된다.

$$Q = C_r (T_{r,in} - T_{a,in}) \left[1 - \exp \left\{ \frac{C_a}{C_r} \left(e^{-UA/C_a} - 1 \right) \right\} \right] \quad (4)$$

Q: 전열량

$C = \dot{m} c_p$: 열용량

\dot{m} : 질량유량

c_p : 정압비열

T_{in} : 입구 온도

아래첨자 a, r: 공기, 냉매

냉매가 이상류인 경우에는 $C_r \rightarrow \infty$ 이므로 식 (4)는 다음과 같이 된다.

$$Q = C_a (T_r - T_{a,in}) \left(1 - e^{-UA/C_a} \right) \quad (5)$$

또한 공기의 출구 평균온도 및 냉매의 출구온도는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$T_{a,out} = T_{a,in} + \frac{Q}{C_a} \quad (6)$$

$$T_{r,out} = T_{r,in} - \frac{Q}{C_r} \quad (7)$$

열교환기에 있어서 고온부와 저온부의 온도차를 대수평균온도차(ΔT_{lm})로 나타내면 전열량을 다음과 같이 간단한 식으로 표시할 수 있다:

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (8)$$

식 (5)~(8)을 이용하면 대수평균온도차를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{a,out} - T_{a,in}}{\ln \left(\frac{\frac{T_{r,in} - T_{r,out}}{T_{a,out} - T_{a,in}}}{\frac{T_{r,in} - T_{r,out}}{T_{a,out} - T_{a,in}} + \ln \frac{T_{r,out} - T_{a,in}}{T_{r,in} - T_{a,in}}} \right)} \quad (9)$$

냉매가 이상류인 경우에는 $T_{r,in} = T_{r,out}$ 이므로 식 (9)는 다음과 같이 된다.

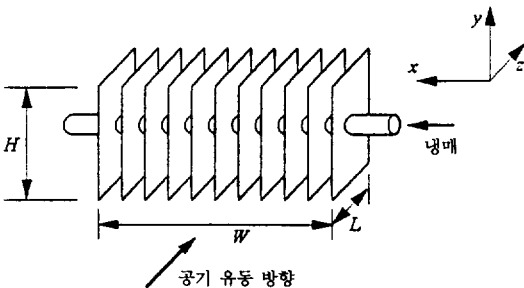


그림 3 단일관으로 구성된 열교환기의 개략도

$$\Delta T_{lm} = \frac{\bar{T}_{a,out} - T_{a,in}}{\ln \frac{T_r - T_{a,in}}{T_r - T_{a,out}}} \quad (10)$$

열교환기를 해석하는데 있어서 대수평균온도차와 함께 $\epsilon-N_{tu}$ 방법이 널리 쓰인다. ϵ (열교환기 효율)과 N_{tu} (Number Transfer Units)는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \frac{Q}{C_{min}(T_{r,in} - T_{a,in})} \quad (11)$$

$$N_{tu} = UA/C_{min} \quad (12)$$

직교류 열교환기에 대하여 $\epsilon-N_{tu}$ 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$\epsilon = \begin{cases} 1 - \exp\left[\frac{1}{Rc} (e^{-RcN_{tu}} - 1)\right], & C_r < C_a \\ \frac{1}{Rc} \left[1 - \exp\left\{Rc(e^{-N_{tu}} - 1)\right\}\right], & C_r > C_a \end{cases} \quad (13)$$

$$N_{tu} = \begin{cases} -\frac{1}{Rc} \ln[Rc \ln(1-\epsilon) + 1], & C_r < C_a \\ -\ln\left[1 + \frac{1}{Rc} \ln(1-\epsilon Rc)\right], & C_r > C_a \end{cases} \quad (14)$$

$$Rc = C_{min}/C_{max}$$

냉매가 이상류인 경우에는 $Rc \rightarrow 0$ 이므로 식 (13), (14)는 각각 다음과 같이 된다.

$$\epsilon = 1 - e^{-N_{tu}} \quad (15)$$

$$N_{tu} = -\ln(1-\epsilon) \quad (16)$$

실제 에어컨에 있어서는 열교환기 대부분의 영역에서 냉매가 이상류이지만 공기측 열전달계수를 측정하는 경우에는 실제 냉매를 사용하기보다는 대부분의 경우에 물과 같은 단상류 유체를 사용하게 되므로 이 글에서는 냉매가 단상류인 경우에 대하여 설명하기로 한다.

식 (13)을 이용하여 $C_r > C_a$ 인 경우에 대하여 $\epsilon-N_{tu}$ 관계를 그림 4에 그래프로 나타내었다.

4.1 단열(單列)인 경우

열교환기가 단열인 경우에는 단일관에 대한 결과를 그대로 적용할 수 있다. 단 다음과 같은 가정이 추가된다. 단과 단 사이의 공기는 서로 섞이지 않고 열출입이 없다. 따라서 관을 개별적으로 분리해서 해석하면 되므로 단일관 직교류 열교환기와 동일한 결과를 얻게 된다.

이러한 방법은 Domanski⁽⁴⁾가 그의 중발기 해석 모델링에 적용한 방법으로서 “Tube-by-Tube 모델링”이라고 한다. 이 방법의 장점은 관의 연결회로가 복잡한 경우, 공기의 입구 온도 및 유속 분포가 단에 따라 변하는 경우 및 비공비 혼합냉매의 경우도 해석할 수 있다는 것이다.

4.2 다열(多列)인 경우

열교환기가 2열 이상인 경우에는 개별 관에 대해서는 직교류 열교환기의 계산식을 적용할 수 있지만 열교환기 전체에 대한 해석은 달라지게 된다. 공기가 제일 먼저 통과하는 열을 1열 그 다음을 각각 2, 3... 열이라고 하면 제 2열 이상에 대해서는 공기의 입구 온도가 달라지기 때문에 $\epsilon-N_{tu}$ 관계가 달라진다.

각 단에 있어서 공기의 출구 온도는 그 다음 열의 공기 입구 온도가 되는데 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$T_{a,in}^{(i+1,j)} = T_{a,out}^{(i,j)} \quad (17)$$

위 식에서 위첨자 i, j 는 각각 열수와 단수를 나

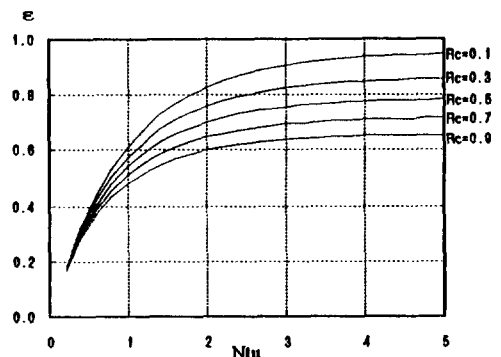


그림 4 직교류 열교환기의 $\epsilon-N_{tu}$ 관계 ($C_r > C_a$)

타낸다. 관 배열이 엇갈려 있기 때문에 후열의 입구 온도는 전열의 아래, 위 두 단의 출구 온도의 평균을 취해야 하겠지만 식 (17)과 같이 단순하게 계산해도 큰 차이가 나지 않음을 확인하였다.

단일관에 대하여 공기의 출구 온도는 균일하지 않고 관의 길이 방향(x방향)으로 지수분포(exponential distribution)을 갖게 되는데 이를 다음 열의 입구 온도로 그대로 적용하면 수학적 계산이 불가능해진다. 따라서 이를 단순화하여 식 (6)과 같이 출구의 평균온도를 취하여 계산하면 오차가 3% 내외이다.

또한 관 연결회로의 구성에 따라서 $\epsilon-N_{tu}$ 관계가 달라지기 때문에 열수가 2열 이상인 경우에는 일반적인 $\epsilon-N_{tu}$ 관계를 나타낼 수 없으며 회로 구성에 따라서 위에서 설명한 Tube-by-Tube 모델링을 이용하여 $\epsilon-N_{tu}$ 관계를 찾아내야 한다.

관 회로 구성의 대표적인 예로서 대향류 방식과 평행류 방식이 있는데 2열 교환기에 대하여 이 두가지 형태를 그림 5에 나타내었다. 또한 이 두가지 형태의 직교류 열교환기에 대한 $\epsilon-N_{tu}$ 관계를 그림 6과 7에 그래프로 나타내었다.

그림 4, 6, 7을 비교하여 보면 순수한 직교류 열교환기에 비하여 직교-대향류 방식이 효율이 높고 직교-평행류 방식은 효율이 낮다는 것을 알 수 있다. 또한 그림 7을 보면 직교-평행류 방식에서는 N_{tu} 가 높아도 오히려 효율이 낮아지는 영역이 있는데 이는 제 1열에서 냉매와 공기의 온도차가 매우 크므로 전열량이 커서 제 2열로 유입되는 공기와 냉매의 온도가 역전되어 열전달이 반대 방향으로 일어나기 때문이다.

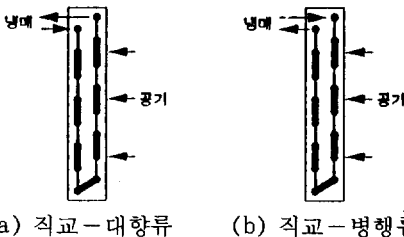


그림 5 2열 직교류 열교환기의 회로 구성의 예

열수가 증가하면 할수록 그림 6, 7의 $\epsilon-N_{tu}$ 관계는 점점 순수한 대향류 및 평행류 열교환기에 각각 근접하게 된다.

본 모델링의 타당성을 간접적으로 검증하기 위하여 2열 및 3열 직교-대향류 및 직교-평행

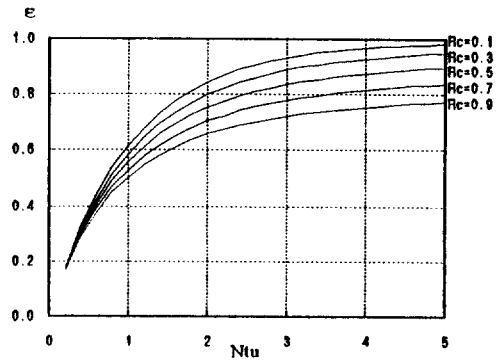


그림 6 직교-대향류 열교환기의 $\epsilon-N_{tu}$ 관계 ($C_r > C_a$)

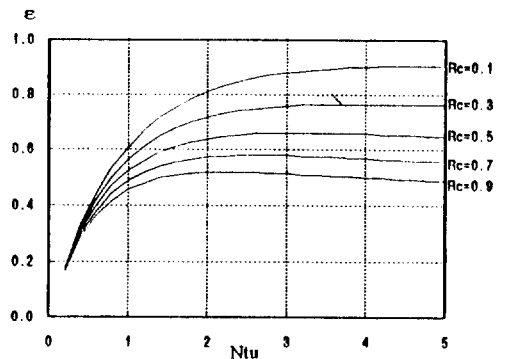


그림 7 2열 직교-평행류 열교환기의 $\epsilon-N_{tu}$ 관계 ($C_r > C_a$)

표 1 직교-대향류 및 직교-평행류 열교환기의 효율 비교(실험 결과 및 모델링)

		R_c	0.25	0.33	0.49	0.66	0.82
ϵ_1/ϵ_2	2열	실험	1.11	1.10	1.12	1.11	1.11
		모델링	1.10	1.10	1.10	1.10	1.09
	3열	실험	1.13	1.17	1.18	1.19	1.18
		모델링	1.15	1.17	1.18	1.19	1.18

1 : 직교-대향류 2 : 직교-평행류

류 열교환기에 대하여 실험을 통하여 효율을 측정하는 다음 그 결과를 모델링을 통하여 계산된 ϵ 값과 비교하였다. 표 1에 나타난 비교결과를 통하여, 본 모델링을 이용하면 실제 열교환기의 관 회로 구성에 따라서 나타나는 차이를 매우 잘 예측할 수 있다는 것을 알 수 있다.

5. 공기측 열전달계수의 측정

5.1 실험 방법 및 장치

직교류 핀-관 열교환기의 공기측 열전달계수를 측정하는 방법에는 여러 가지가 있는데 Fukui 등⁽⁵⁾, Saboya 등^{(6),(7)}, Goldstein 등⁽⁸⁾은 나프탈렌의 승화실험을 통하여 물질전달계수를 측정하는 다음 물질-열전달 유사성을 이용하여 열전달계수를 유추하는 방법을 사용하였다. 이 방법은 여러 가지 핀 형상을 용이하게 실험해볼 수 있고 국부 열전달계수를 파악할 수 있는 장점이 있으나 시간에 따라서 핀 표면의 형상이 변하며 간접적으로 열전달계수를 유추하여야 한다는 문제점이 있다. 또한 핀에 흔히 쓰이는 슬릿 등의 형상을 실험할 수 없다.

Beecher 등⁽⁹⁾, 강희찬 등⁽¹⁰⁾은 실제 열교환기를 이용하지 않고 실제 사이즈 혹은 수배로 확대한 모형을 제작하여 실험을 수행하였다. 이러한 방법은 비교적 저렴한 비용과 짧은 기간에 여러 가지 형상의 핀을 실험할 수 있는 장점이 있으나 실제 경우와 확대 모형의 경우에 진정한 유사성이 존재하는가에 대한 의문이 있다.

실제의 경우와 가장 근접한 결과를 얻을 수 있는 방법은 양산 공정을 통하여 열교환기를 직접 제작하여 실험하는 방법이다. 이 방법은 핀 금형 제작에 많은 경비와 시간이 소요되는 단점이 있으나 실제 설계에 활용할 수 있는 가장 신뢰성 있는 데이터를 얻을 수 있다. 핀 개발에 있어서 초기에는 위에 설명했던 확대 모델링 등을 통하여 유망한 사양을 선택한 다음 최종적으로 열교환기 완성품을 제작하여 비교 평가하는 것이 필수적이다.

열교환기 완성품 실험에 있어서는 공기측 열전달계수를 찾아내는 것이 궁극적 목적이기 때문에

냉매측 열전달계수를 필수적으로 알아야 하고 냉매측의 조건을 고정시키고 실험을 하는 것이 유리하다. 그러나 실제 냉매를 사용하면 냉매측 열전달계수 자체에 불확실성이 많고 냉매측의 변수가 많아지므로 일반적으로 물을 이용하는 경우가 대부분이다. Rich^{(11),(12)}, McQuinston 등⁽¹³⁾은 그 대표적인 예이다.

열교환기 실험장치의 개략도를 그림 8에 나타내었다. 풍동에 시료(열교환기)를 설치하고 항온수조로부터 일정한 온도 및 유량의 물을 열교환기 관으로 통과시켜서 입출구 온도 및 유량을 측정한다. 또한 풍동의 송풍기를 이용하여 공기를 빨아들여서 입출구 온도 및 차압을 측정하고 오리피스에 걸리는 차압을 측정하여 풍량을 계산한다.

일관성 있는 실험을 위해서는 유입공기의 온도를 일정하게 유지해 줄 필요가 있는데 이를 위해서 풍동의 입구에 가열기 및 냉각기를 설치할 수도 있고 방 전체를 항온실로 만들 수도 있다. 일반적으로 물 입구 온도 및 유량, 공기 입구 온도를 고정시키고 열교환기 전면 풍속을 변화시켜가면서 실험을 하게 된다.

5.2 공기측 열전달계수의 계산

열교환기 실험의 궁극적인 목적은 공기측 열전달계수를 알아내는 것이므로 측정된 변수로부터 공기측 열전달계수를 계산하여야 하며 그 방법은 다음과 같다.

- (1) 시료(열교환기)의 관 회로 구성에 따라 그림 4와 같은 $\epsilon-Nu$ 차트를 작성한다.

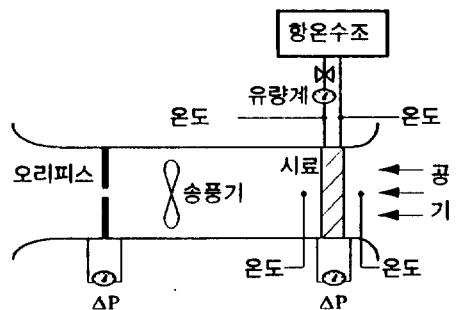


그림 8 열교환기 실험장치 개략도

- (2) 물 입출구 온도, 유량 및 공기 입출구 온도, 풍량을 이용하여 C_p , C_a , R_G , Q 등을 계산한다.
- (3) 식 (11)을 이용하여 ϵ 을 계산하고 $\epsilon-Nu_a$ 차트로부터 Nu_a 값을 구한다.
- (4) Nu_a 값으로부터 식 (12)를 이용하여 UA 를 계산한다.
- (5) 계산된 UA 로부터 식 (2)를 이용하여 공기측 열전달계수 h_a 를 계산한다.

위의 과정에서 물측 열전달계수 h_w 을 알아야 하는데 평활관의 경우에는 Dittus-Boelter 상관식을 이용할 수 있으나 많은 경우에 관내면에 마이크로 핀이 있는 열전달 촉진관을 사용하게 되므로 이러한 경우에는 별도로 실험을 하여 물측 열전달계수의 상관식을 구하거나 혹은 "Wilson Plot"을 이용하여 구할 수 있다. Wilson Plot을 이용하는 방법은 (14)에 잘 설명되어 있다.

5.3 열별 열전달계수의 계산

위에서 설명한 방법을 통하여 열교환기 전체의 평균 열전달계수를 구할 수 있으나 열에 따른 열전달계수의 변화를 고찰하는 것이 매우 중요하다. 직교류 핀-관 열교환기에 있어서 열전달계수는 열에 따라서 의외로 매우 큰 변화를 보인다. 이러한 변화를 고찰함으로써 열전달 촉진의 인자를 물리적으로 파악할 수 있으며 이를 열교환기 설계에 응용할 수 있다.

열별 열전달계수를 계산하기 위해서는 먼저 단열 열교환기에 대하여 열전달계수를 구한 다음 2열 열교환기에 이를 적용하여 제 2열에 대한 열전달계수를 구하면 된다. 이와 같이하면 제 3열, 제 4열 등에 대해서도 열전달계수를 구할 수 있다.

이러한 방법은 열수에 상관없이 각 열의 열별 열전달계수가 일정하다는 전제조건 하에 가능하다. 즉 예를 들어 제 1열의 열전달계수는 제 2열, 제 3열의 존재 여부에 상관없이 일정한 값을 갖는다는 가정이다. 이러한 가정은 상류 유동의 특성이 하류의 영향을 받지 않는 파라볼릭(parabolic)한 경우에 타당하다. 핀-관 열교환기의 유동 특성을 고찰할 때 관 주위에서 국부적으로 재순환(recirculation)이 일어나 일립틱(ellip-

tic)한 특성을 갖지만 전체적으로는 파라볼릭(parabolic)한 유동이라고 볼 수 있다.

6. 실험결과와 고찰

위에서 설명한 방법에 따라 파형의 단면 형상을 가진 핀에 대하여 몇가지 형상변수를 변화시키면서 실험한 결과를 고찰하고자 한다. 그림 9는 이 글에서 고찰하고자 하는 핀 형상의 개략도를 나타낸다. 그림 9(a)는 단순한 파형 핀을 나타내며 그림 9(b)는 파형 핀에 슬릿을 추가한 형상을 나타낸다.

표 2에 기본적인 형상변수를 나타내었으며 아래에는 각종 변수의 정의를 설명하였다.

$$j = \frac{Pr^{2/3} h_a}{Gc_p} \text{ (Colburn } j\text{-factor)}$$

$$f = \frac{2\rho D_h \Delta P}{G^2 L} \text{ (friction factor)}$$

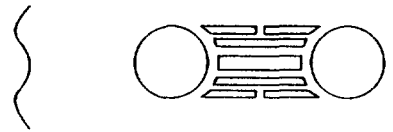
G : 최소자유유동면적(min. free flow area)을 통한 공기의 질량 유속

ρ, c_p, Pr, μ : 공기의 밀도, 정압비열, 프란틀 수, 점도

D_h : 열교환기의 수력직경

L : 공기 유동방향으로의 열교환기 길이

$Re = GD_h/\mu$ (레이놀즈수)



(a) 파형 핀 (b) 파형-슬릿 핀

그림 9 핀 형상의 개략도

표 2 열교환기 형상변수

관 외경 (mm)	단 간격 (mm)	열 간격 (mm)	파형진폭 (mm)	열 수
9.52	25	21.7	1.5 2.0	1,2,3열

6.1 파형 진폭의 영향

그림 10에 파형의 진폭이 1.5mm와 2.0의 두가지 경우에 대하여 j -계수(Colburn j -factor) 및 마찰계수(friction factor)를 비교하였다. 진폭을 증가시키므로써 j 계수는 0~5% 마찰계수는 15% 정도 증가하였다. 따라서 파형을 크게 함으로써 열전달 효과도 약간 상승하지만 그보다는 유동저항이 더 많이 증가하여 결과적으로 바람직하지 않다.

Hosoda 등⁽¹⁵⁾은 단면 형상이 삼각형 파형인 핀에 대하여 유동가시화 실험을 행하였는데 파형 유로에서 생기는 유동손실과 유동박리현상 등으로 전열량의 증대보다는 오히려 압력손실이 크다는 결론을 내렸다.

6.2 열별 열전달계수의 비교

그림 11에 레이놀즈수에 따른 열별 j -계수의 변화를 제 1, 2, 3열에 대하여 그래프로 나타내었다. 그림 11(a)를 보면 전열이 j -계수가 가장 높고 후열로 갈수록 낮아지는 경향을 볼 수 있다. 이러한 경향은 Re 가 낮을수록, 핀 간격이 작을수록 더욱 뚜렷하다. 그러나 그림 11(b)를 보면 Re 가 높은 경우에 이러한 경향이 오히려 역전되는 것을 볼 수 있다.

Rich⁽¹²⁾는 평판 핀 열교환기에 대한 실험을 통하여 1~6열의 열별 j -계수를 비교하였는데 거의 유사한 결과를 얻었다. 저 Re 영역에서는 제 1열에서 j -계수가 가장 높고 후열로 갈수록 낮

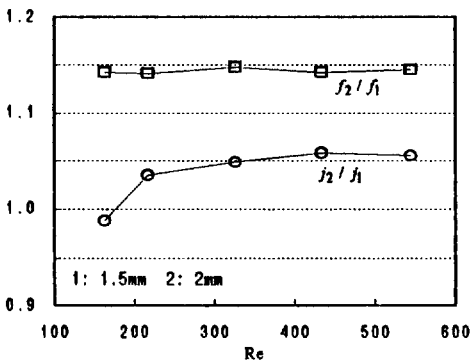
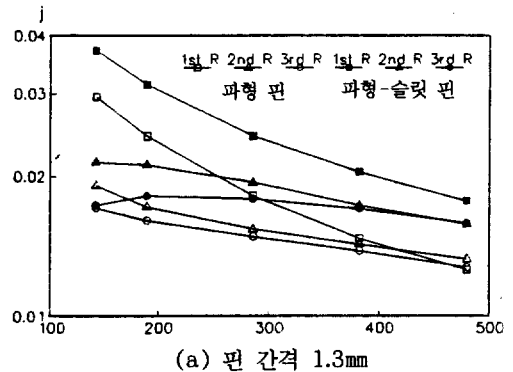


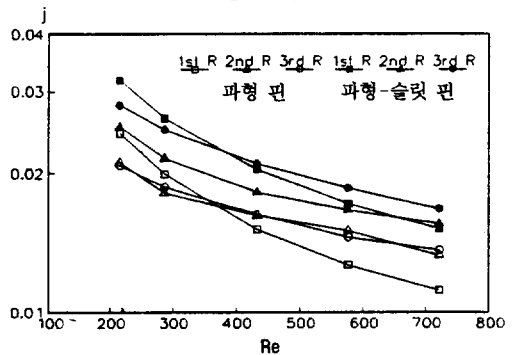
그림 10 파형 진폭에 따른 성능 비교

아지며 Re 가 높아지면 이러한 경향이 역전되어 제 1열에서 j -계수가 가장 낮고 후열로 갈수록 높아진다. 핀 간격에 따른 비교는 하지 않았지만 핀이 없는 관군으로 이루어진 열교환기의 결과와 비교하였다. 핀이 없는 경우는 핀 간격이 극한적으로 넓은 경우로 생각할 수 있는데, 이 때에는 모든 Re 영역에서 제 1열의 j -계수가 가장 낮고 후열로 갈수록 높아지는 것으로 나타났다.

직교류 핀-관 열교환기에 있어서 열전달을 촉진시키는 요소는 크게 두가지로 볼 수 있다. 그 하나는 온도경계층이 발달하는 입구 부분에서 국부적으로 열전달계수가 상승한다. 온도경계층의 효과는 제 1열의 핀 선단부에서 극대화되어 나타나며 이러한 효과가 제 1열의 열전달계수를 상승시키는 주원인이라고 사료된다. 핀 표면에 슬릿을 만듦으로써 온도경계층을 하류 영역에도 주기적으로 형성시켜서 제 2, 3열의 열전달계수를 향상시킬 수 있다.



(a) 핀 간격 1.3mm



(b) 핀 간격 2.0mm

그림 11 열별 j -계수의 비교

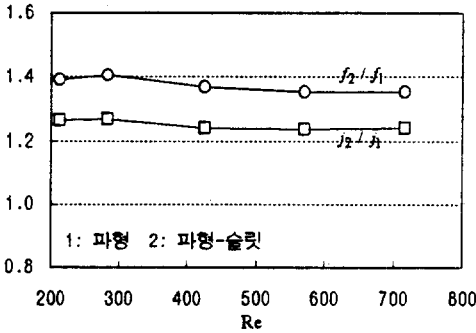


그림 12 파형 핀과 파형-슬릿 핀의 성능 비교

두번째는 공기 유동이 관 주위로 흘러가면서 와류가 형성됨으로써 하류 영역의 열전달을 촉진시킨다. 이러한 와류는 레이놀즈수가 낮고 핀 사이의 간격이 좁은 경우에는 관 주위에 머물러 있으나 레이놀즈수가 높아지고 핀 간격이 넓어질수록 하류 쪽으로 전파되어 열전달을 촉진시키는 역할을 한다.⁽¹²⁾

따라서 이러한 온도경계층과 와류의 영향이 복합적으로 작용하여 전체적인 열전달 특성을 나타내는 것으로 사료된다. 보다 정확하게 물리적 현상을 파악하기 위해서는 유동가시화실험 및 국부 열전달계수 측정 등을 통한 분석이 필요하다.

6.3 슬릿의 영향

그림 12에 파형 핀과 파형-슬릿 핀의 성능을 비교하였다. 파형 핀에 비해서 슬릿 핀은 마찰계수가 35~40%, j-계수가 25% 정도 상승한다. 그러나 이러한 결과 만으로 어느 쪽이 더 우수하다고 단적으로 결론을 내기는 어려우며 각 핀이 나름대로의 장단점을 가지고 있어서 어느 핀을 적용하는 것이 유리한가는 각 모델에 따라서 사이즈, 풍량, 소음 특성 등과 연계하여 종합적으로 검토되어야 한다.

7. 결 론

지금까지 직교류 핀-관 열교환기의 성능을 실험하고 데이터를 분석, 평가하는 방법에 대하여 기본적인 사항을 설명하였다. 동일한 시험 데이터를 분석하더라도 어떤 가정과 모델링에 근거

하여 계산했는가에 따라 결과적인 열전달계수 값은 차이를 보일 수 있다. 그러나 우리는 흔히 이러한 부분을 간과하고 실험결과를 검토하는 경우가 있다.

예를 들어 Beecher 등⁽⁹⁾은 유사 모형을 통한 실험에서 열전달계수를 산출할 때 산술평균온도차를 이용하였으나 물을 이용한 대부분의 열교환기 실험에서는 대수평균온도차에 보정계수를 곱하는 방법을 이용하였다. 따라서 이 두가지의 실험 결과를 검토할 경우에는 적절하게 데이터를 환산하여 비교하여야 한다.

따라서 직교류 열교환기의 실험 결과를 논할 때에는 관 회로 구성에 따라 일반적인 대수평균 온도차를 적용할 수 없음을 염두에 두고 데이터의 리덕션(reduction)방법을 명확히 하여야 한다.

끝으로 당사에서 행한 실험 결과를 예로 들어 몇가지 형상 변수가 열전달 및 유동 특성에 미치는 영향을 고찰하고 이에 대하여 추상적이기는 하지만 물리적 해석을 시도하였다. 보다 정확한 물리적 이해를 위해서는 국부 열전달계수의 측정이 필수적이며 이러한 연구를 통하여 보다 체계적인 고효율 핀의 개발이 가능하리라 사료된다.

참 고 문 헌

1. 澤井聰, 林壽幸, 應武善郎, 武居俊孝, 1969. 크로스핀의冷却管의密着度の影響, 冷凍, Vol. 44, No. 502, pp. 15~21.
2. Eckels, P. W., 1977 "Contact Conductance of Mechanically Expanded Plate Finned Tube Heat Exchangers", AIChE-ASME Heat Transfer Conference, Salt Lake City, Utah.
3. Schmidt, T. E., 1949, "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces", Journal of the ASRE, Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351~357.
4. Domanski, P. A., 1989, "EVSIM-An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Dis-

- tribution", NISTIR 89-4133, U. S. Dept. of Commerce, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland 20899.
5. Fukui, S., Sakamoto, M., 1968, "Some Experimental Results on Heat Transfer Characteristics of Air Cooled Heat Exchangers for Air Conditioning Condenser", Bulletin of JSME, Vol. 11, No. 44, pp. 303~311.
 6. Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M., 1974, "Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations", Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol. 96, pp. 265~272.
 7. Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M., 1976, "Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 19, pp. 41~49.
 8. Goldstein, L., Jr., Sparrow, E. M., 1976, "Experiments on the Transfer Characteristics of a Corrugated Fin and Tube Heat Exchanger Configuration", Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol. 98, pp. 26~34.
 9. Beecher, D. T., Fagan, T. J., 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, Vol. 93, Part 2, pp. 1961~1984.
 10. 강희찬, 김무환, 윤점열, 김현형, 1995, "공조기용 열교환기의 공기측 유동 및 열전달특성을 고찰하기 위한 확대 모형 실험", 공기조화 냉동공학회 1995년도 동계학술발표 논문집, pp. 42~47.
 11. Rich, D. G., 1973, "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, Vol. 79, pp. 137~145.
 12. Rich, D. G., 1975, "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, Vol. 81, Part 1, pp. 307~319.
 13. McQuinston, F. C., 1978, "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Transactions, Vol. 84, pp. 266~293.
 14. Wilson, E. E., 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus", ASME Transactions, Vol. 37, pp. 47~71.
 15. Hosoda, T., Uzuhashi, H., Kobayashi, N., 1977, "Louver Fin Type Heat Exchangers", Heat Transfer : Japanese Research, Vol. 6, pp. 69~77.