

평판-핀 열교환기의 신기술 동향

State-of-the-art technology in plate-fin heat exchangers

김 서 영
S. Y. Kim

한국과학기술연구원 공조환경제어연구팀



- 1966년생
- 공조시스템 내의 가스유동, 열 및 물질전달에 관심을 가지고 있다.

강 병 하
B. H. Kang

한국과학기술연구원 공조환경제어연구팀



- 1958년생
- 냉동·공조시스템에서의 열전달에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

열 관련 산업의 수많은 공정 상에는 유체사이의 열교환이 필수적으로 수반되며, 효과적인 열교환을 수행하여 열시스템의 효율을 높이고자 개발되어 사용하고 있는 것이 열교환기이다. 열교환기는 용도에 따라 여러 가지 형태가 존재하며 그 중에서도 가정용 에어컨과 자동차의 엔진 냉각시스템 및 자동차 실내 공조시스템 등과 같이 기체(외부공기)와의 열교환이 필요할 경우에는 공기 측에 넓은 열전달 면적의 핀(fin)을 사용한 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)가 사용되고 있다⁽¹⁾. 고밀도 열교환기는 단위체적당 열전달면적이 약 $1,000\text{m}^2/\text{m}^3$ 이상으로 현재 소형, 경량화 추세에 있는 공조시스템에 적합한 열교환기로서 그림 1에서 볼 수 있는 바와 같이 오프셋 스트립 핀, 루버드핀, 스크린 메쉬

등을 이용한 열교환기가 이에 속한다.

공기 측에 고밀도 핀이 사용되는 대표적인 열교환기로는 평판-핀 열교환기(plate-fin heat exchanger)와 핀-관 열교환기(fin-and-tube heat exchanger)를 들 수 있으며, 지금까지 공조시스템의 대부분은 핀-관 열교환기가 주로 사용되어 왔다. 그러나 최근에 소형화 및 경량화가 요구되는 팩키지 에어컨이나 자동차용 공조시스템에는 평판-핀 열교환기가 핀-관 열교환기를 대체하여 가고 있는 추세에 있다. 이는 핀-관 열교환기가 동관의 사용에 의한 중량증가의 문제와 소재 재활용의 어려움 등으로 인하여 알루미늄 일체형인 평판-핀 열교환기에 비해 불리하기 때문이며, 그림 2에 도시한 바와 같이 평판-핀 열교환기는 브레이징(brazing)에 의한 금속간 결합으로 확관에 의한 기계적 결합방식인 핀-관 열교환기에 비하여 접촉 열저항을 상당히 감소시킬 수 있어 기존

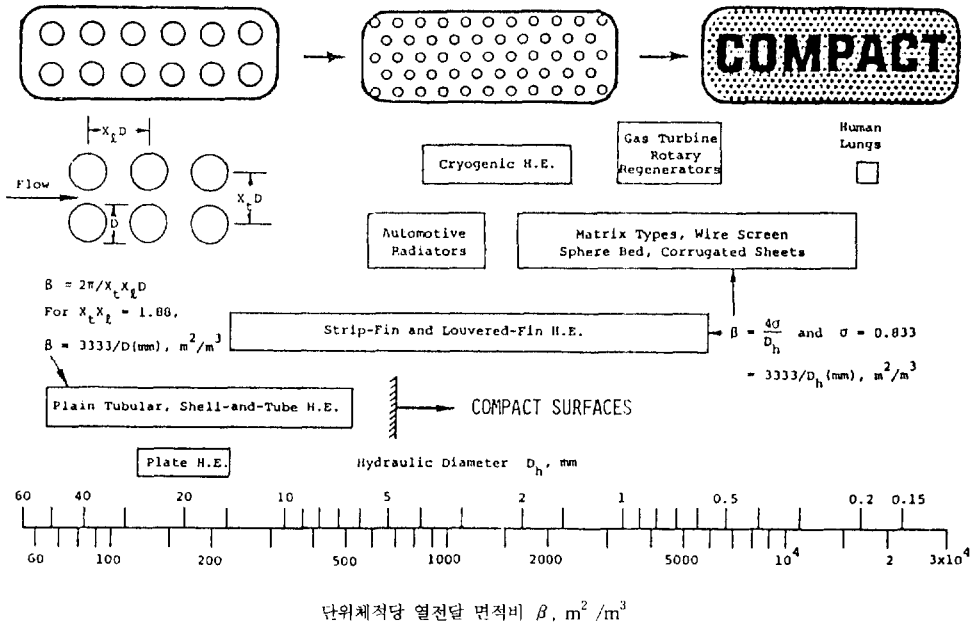


그림 1 고밀도화에 따른 열전달 면적의 변화

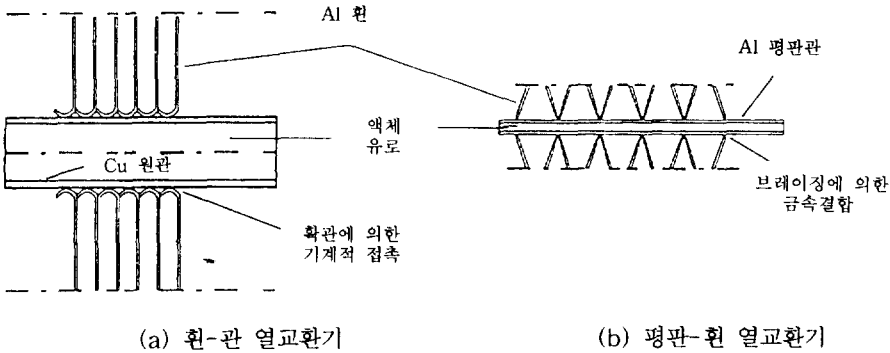


그림 2 평판-환 열교환기와 환-관 열교환기의 형상비교

의 환-관 열교환기를 계속적으로 대체해 나갈 것으로 예측된다.

본 고에서는 최근 자동차용 공조시스템 등에서 수요의 급격한 증가로 공조 산업분야에서 그 중요성이 높은 평판-환 열교환기의 연구현황 및 관련 신 기술 동향을 소개하여 평판-환 열교환기의 향후 국내의 연구개발 기획과 국제 시장경쟁력을 갖춘 독자적인 고성능 평판-환 열교환기 개발을 위한 참고자료가 되었으면 한다.

2. 평판-환 열교환기의 개요

현재 자동차의 엔진 냉각시스템 및 공조시스템에서 주로 사용되고 있는 평판-환 열교환기는 그림 3에 보이는 바와 같이 크게 헤더, 평판관, 환으로 구성되며, 평행한 다열 평판관(flat tube) 사이에 고밀도의 환이 부착된 형태로 되어 있다. 액체(물이나 냉매)는 헤더(header)를 통해 유입되어 다열의 평판관을 평행하게 흐르고 이때 평

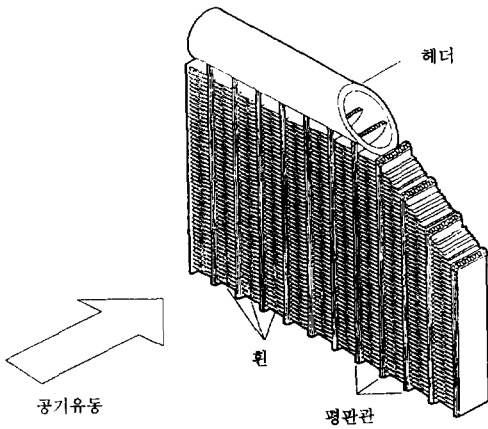


그림 3 평판-핀 열교환기

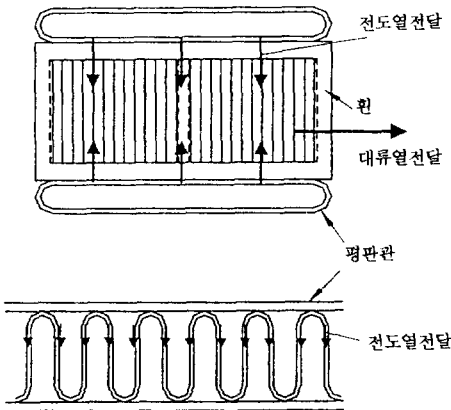


그림 4 평판-핀 열교환기의 열전달경로

관관에 용착되어 있는 핀(fin)을 통하여 핀에 수직으로 유입되는 공기 측과 열전달을 수행하게 된다. 헤더, 평판관, 핀은 모두 알루미늄합금으로 이루어져 있으며 클래딩(cladding)이 되어 있는 부품들을 조립한 후에 고온의 로(furnace)에서 브레이징(brazing)하여 생산되고 있다.

평판-핀 열교환기의 장점으로는 유동방향이 열교환기의 핀에 수직으로 유입되므로, 평판관면을 지나는 유동은 고전적인 평판유동과 흡사한 유동형태를 이루어 평판관의 후부에서 와류에 의해 발생하는 압력손실을 상당히 감소시킬 수 있다. 또한 액체가 흐르는 평판관과 공기 측의

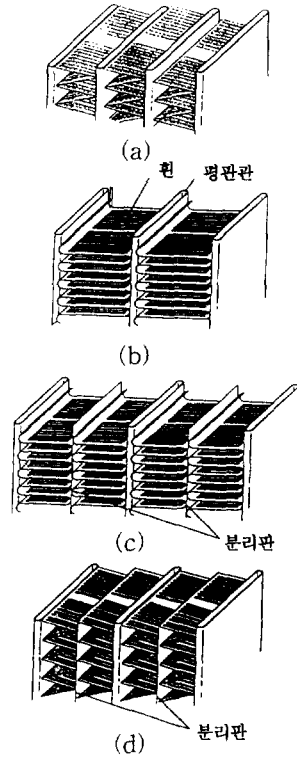


그림 5 평판-핀 열교환기의 종류

핀 사이의 접촉이 브레이징에 의한 금속간 결합으로 기존의 확관에 의한 기계적 접촉방식보다 접촉저항을 크게 줄일 수 있어 높은 UA값을 얻을 수 있으며, 알루미늄 합금만으로 이루어진 부품을 사용하므로 소재의 재활용측면에서도 유리하다. 일반적으로 매우 작은 수력직경의 평판관들을 사용하여 열교환기의 내부체적의 감소가 가능하므로 사용 냉매량과 열교환기의 크기를 크게 줄일 수 있어 소형, 경량화 추세에 적합한 열교환기이다.

그림 4에서와 같이 평판-핀 열교환기의 열전달이 이루어지는 단면을 살펴보면, 평판관내의 액체에서 평판관 벽과 핀을 통한 전도로 열이 전달되며 최종적으로 유입되는 공기와 대류열전달을 수행하게 된다. 따라서 평판-핀 열교환기의 성능향상을 위해서는 전도와 대류를 가장 효율적으로 수행할 수 있는 기하학적 구조와 소재의



(a) 평판관



(b) 마이크로-핀 평판관

그림 6 평판-핀 열교환기용 평판관

선택이 이루어져야 하며, 현재는 그림 5와 같이 여러 가지 형태의 평판-핀 열교환기가 사용되고 있다. 평판관은 수력직경 1.5~5.0mm의 얇은 납작관이 주류를 이루고 있으며 다음과 같은 몇 가지 장점 때문에 널리 사용되고 있다.⁽²⁾

- 1) 공기유동은 평판관에 부착된 모든 핀에 수직이다.
- 2) 평판관 후부에서 발생하는 재순환영역의 감소로 압력손실이 감소한다.
- 3) 핀효율(fin efficiency)이 높다.
- 4) 원관에 비해 유동저항이 현저히 작다.

위에서 언급한 평판관 외측의 형상에 대한 고려와 함께 응축기의 평판관 내측의 열전달성을 향상시키고자 그림 6에서 볼 수 있듯이 마이크로-핀이 있는 평판관 등이 사용되기도 한다.⁽³⁾ 그러나 평판-핀 열교환기의 공기 측 열전달계수는 액체 측의 5~20%에 불과하여 액체 측 평판관의 성능개선만으로는 열교환기의 성능을 충분히 높이지 못한다. 따라서 공기 측의 열저항을 감소시켜 열교환기의 고성능화를 이루기 위하여 특별하게 고안된 형태의 핀을 사용한 고밀도 열교환기의 개발이 연구의 핵심을 이루고 있으며 그 내용을 다음절에 서술한다.

3. 평판-핀 열교환기용 핀의 종류 및 신기술 동향

평판-핀 열교환기에서 핀은 전체 열저항의 80% 이상을 차지하여 전체적인 성능에 큰 영향을 미치므로 지속적인 연구개발이 진행되고 있

다.^(4,5) 일반적으로 평판-핀 열교환기에 사용되는 핀의 간격은 300~800fins/m이며, 작은 수력직경과 낮은 기체밀도에 의해 이러한 핀들은 보통 $500 < Re_{Dh} < 1,500$ 범위에서 사용된다. 따라서 이러한 낮은 레이놀즈수(Reynolds number) 유동영역에서 열전달 성능향상이 요구되고 있어 기존의 평활핀(plain fin)은 거의 사용되지 않고 있으며 핀에 여러 가지 기하학적 변화를 주어 열전달을 촉진시키고 있다. 이러한 낮은 레이놀즈수 영역에서 열전달을 향상시키기 위하여 개발된 핀들은 다음과 같은 열유동현상을 적절히 이용하도록 설계되고 있다.

- 이차유동에 의한 유체혼합 증가
- 경계층의 주기적인 파괴에 의한 열저항감소
- 단위체적당 열전달면적 비의 증가

따라서 핀은 위의 열유동현상을 잘 구현할 수 있는 여러 가지 형태의 것들이 제안되어 왔으며, 현재 사용되고 있는 핀의 종류와 최근 개발된 몇 가지 신형핀들에 대한 연구동향을 살펴보면 다음과 같다.

3.1 오프셋 스트립 핀(OSF : offset strip fin)

그림 7에 도시한 오프셋 스트립 핀(OSF)은 유동이 핀을 지나면서 발생하는 경계층을 주기적으로 파괴하여 열저항을 감소시키는 대표적인

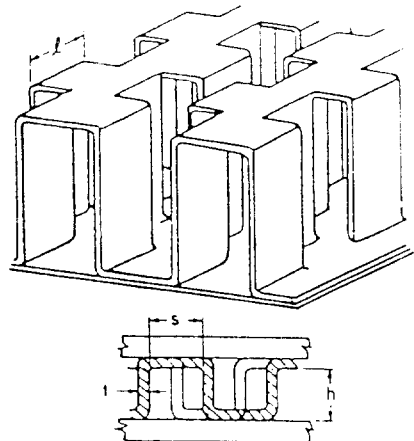


그림 7 오프셋 스트립 핀의 형상

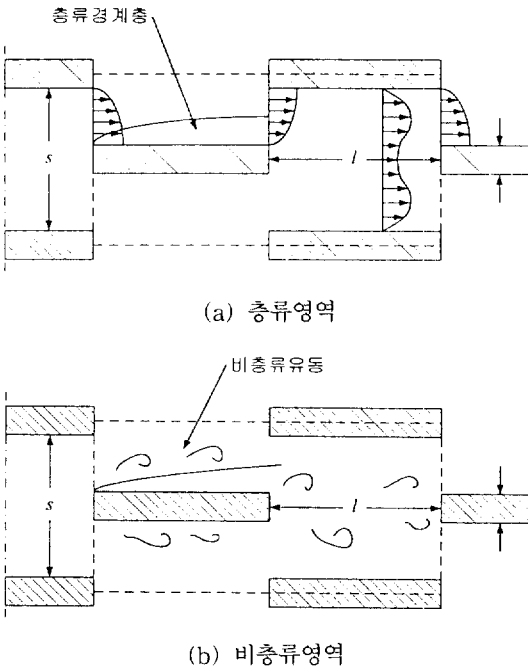


그림 8 오프셋 스트립코일의 유동현상

원이다. 경계층의 주기적인 파괴를 위한 오프셋 스트립 배열은 원의 압력손실을 증가시키므로 최적화를 위한 연구가 지난 수십년간 진행되어 왔다. 그림 8은 오프셋 스트립코일의 열전달 촉진 원리를 나타내며, 충류경계층이 스트립에서 발달하여 스트립사이의 와류영역에서 소산되므로 스트립면에서 경계층이 얇게 되어 열전달을 촉진 시키게 된다.

오프셋 스트립코일의 압력손실(f-factor)과 열전달성능(j-factor)예측을 위하여 Kays⁽¹⁾(1972)는 간단한 근사모델을 통한 f-factor와 j-factor 관계식을 제안하였다.

$$j = 0.664 Re_L^{-0.5} \quad (1)$$

$$f = \frac{C_D t}{2L_p} + 1.328 Re_L^{-0.5} \quad (2)$$

식(2)에서 Kays는 평판에 수직한 포텐셜유동에 기초하여 $C_D=0.88$ 을 사용하였다. 그후 Wieting⁽⁶⁾과 Joshi와 Webb⁽⁷⁾은 오프셋 스트립 원

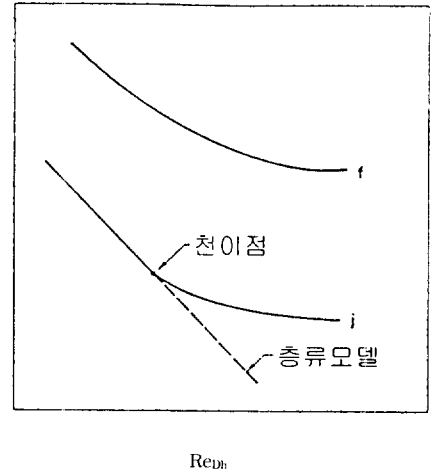


그림 9 오프셋 스트립 원에서 j-factor의 천이⁽⁷⁾

에 대한 f-factor와 j-factor값을 예측하기 위하여 21개의 오프셋 스트립원 형상에 대한 자료에 기초를 두고 그림 8의 충류와 비충류영역에 대한 분리된 관계식을 제안하였으며, 충류영역으로부터의 천이(transition)는 그림 9에서와 같이 j-factor의 값이 log-linear형태의 충류모델로부터 벗어나는 레이놀즈수에서 일어남을 밝혔다. 최근 Manglik과 Bergles⁽⁸⁾ 역시 다음과 같이 충류영역과 비충류영역을 분리하여 f-factor와 j-factor 관계식을 제안하고 있다.

충류영역

$$f = 9.624 Re_{Dh}^{-0.742} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.186} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.305} \left(\frac{t}{s}\right)^{0.266} \quad (3)$$

$$j = 0.652 Re_{Dh}^{-0.540} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.154} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.150} \left(\frac{t}{s}\right)^{-0.068} \quad (4)$$

비충류영역

$$f = 1.870 Re_{Dh}^{-0.299} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.094} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.682} \left(\frac{t}{s}\right)^{-0.242} \quad (5)$$

$$j = 0.244 Re_{Dh}^{-0.406} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.104} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.196} \left(\frac{t}{s}\right)^{-0.173} \quad (6)$$

위 식(3)~(6)에서 기호는 그림 7과 8에 나타나 있다. 오프셋 스트립원과 고전적인 평판원의

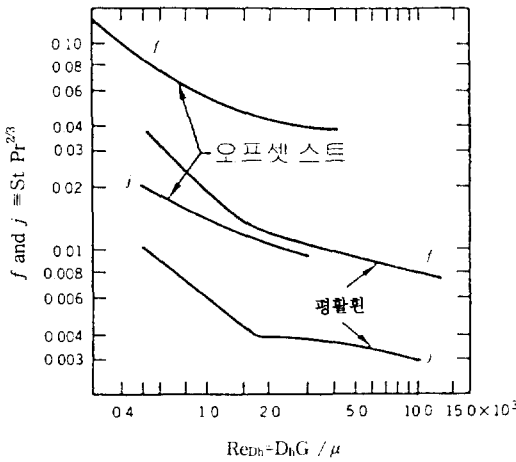


그림 10 오프셋 스트림핀과 평활관의 f-factor와 j-factor의 비교⁽⁸⁾

성능을 비교해 보면 $Re_{Dh}=1,000$ 에서 j-factor는 2.5배, f-factor는 3.0배 증가함을 보이고 있다 (그림 10).

3.2 루버드핀(louvered fin)

공기가 핀을 지날 때 형성되는 경계층을 주기적으로 파괴하고, 이차유동에 의한 혼합효과를 통하여 열전달을 향상시키는 핀으로 자동차용 공조시스템 등에서 가장 많이 사용되는 것이 루버드핀이다. 그림 11에서 볼 수 있듯이 루버를 지나는 유동은 루버각에 의하여 주유동 방향에서 벗어나는 이차유동이 발생하고 이에 의하여 유동의 경로가 길어져 열전달면적을 증가시키는 효과를 가져오게 된다. 루버드핀은 경량화 및 대량생산성이 오프셋 스트림핀(OSF)보다 우수하여 그동안 최적화를 위한 수많은 연구가 이루어져 대량 생산되고 있으며, 그림 12에서 보는바와 같이 여러가지 형태의 루버드핀 형상이 제안되어 있다.

루버드핀의 성능예측을 위한 f-factor와 j-factor 관계식으로, Davenport⁽⁹⁾는 32가지 루버드핀 형상에 대한 시험을 통해 다음과 같은 관계식을 제안하였다.

$$f = 5.47 Re_L^{-0.72} L_h^{0.37} L_p^{0.2} H^{0.23} \left(\frac{L_L}{H} \right)^{0.89}$$

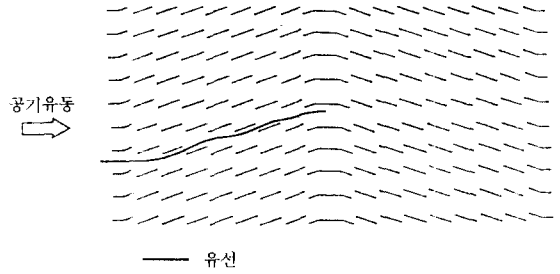


그림 11 후버드핀을 지나는 공기의 유선

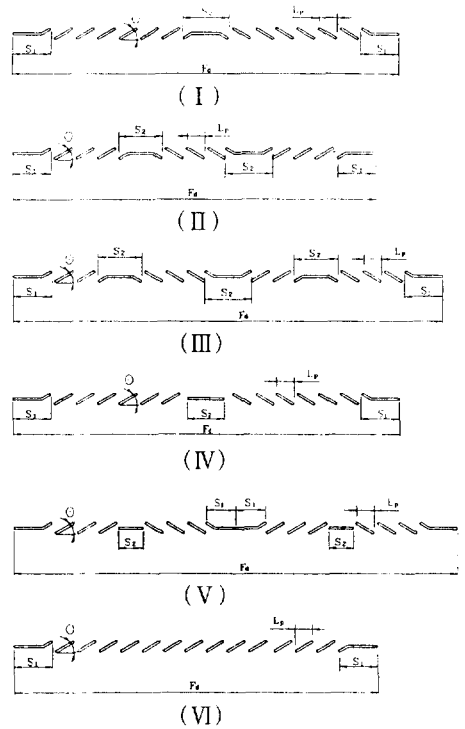


그림 12 루버드핀의 종류

$$(70 < Re_{Dh} < 1,000) \tag{7}$$

$$f = 0.494 Re_L^{-0.39} H^{0.46} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{0.33} \left(\frac{L_L}{H} \right)^{1.1} \tag{8}$$

(1,000 < Re_{Dh} < 4,000)

$$j = 0.249 Re_L^{-0.42} L_h^{0.33} H^{0.26} \left(\frac{L_L}{H} \right)^{1.1} \tag{9}$$

(300 < Re_{Dh} < 4,000)

여기서 길이 단위는 mm이고 H는 핀 높이, L_L 루버 길이, L_h 루버 높이, Re_L 레이놀즈수이다. 루버드윈 열교환기의 형상과 기호를 그림 13에 나타내었다.

최근 열전달성능의 간편한 예측을 위한 j-factor 관계식으로 Chang과 Wang⁽¹⁰⁾은 91개의 샘플 결과를 종합하여 샘플의 88.2%에 대한 열전달 성능예측이 가능한 다음의 관계식을 제안하였다.

$$j = 0.042 Re_{L_p}^{-0.496} \quad \text{또는}$$

$$j = Re_{L_p}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29}$$

$$\times \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (10)$$

여기서 레이놀즈수는 루버피치 L_p [mm]를 사용하여 정의된다.

3.3 천공핀(perforated fin)

그림 14에 보이는 천공핀은 Fujii 등⁽¹¹⁾에 의

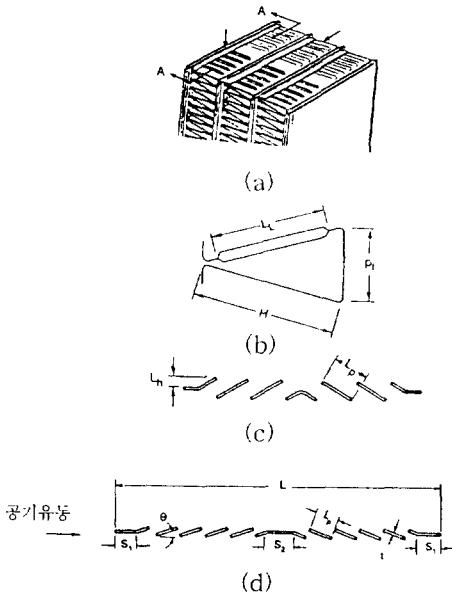


그림 13 Davenport⁽⁹⁾에 의한 시험된 루버드윈 형상

해 개발된 핀으로 지름 $d=2\text{mm}$ 의 천공을 한 천공핀으로 채널이 좁은 부분과 넓은 영역으로 교대로 배치되도록 구성하였다. 채널의 좁은 부분에서는 유속이 빠르고 압력이 낮으므로 옆 채널의 확대부분의 저속유동이 흡입되는 역할을 계속하므로 이차적인 유동혼합에 유리하며 열전달을 향상시킬 수 있다. 그러나 열전달 면적의 측면에서 천공에 의해 제거된 면적만큼의 열전달 면적이 감소되기 때문에 불리한 면이 없지 않을 것으로 보인다. f-factor와 j-factor의 관계식은 제안되지 않았으나 여러 가지 천공핀에 대하여 Nusselt수로 나타낸 성능 시험결과는 그림 15와 같다. 평판 채널과 비교한 j-factor와 f-factor의 값은 $j/j_p=2.7$, $f/f_p=6.1$ 배 증가함을 나타내고 있다.

3.4 와이어 메쉬핀(wire-mesh fin)

그림 16은 1989년에 Torikoshi와 Kawaba-ta⁽¹²⁾에 의해 개발된 와이어 메쉬핀으로 금속 메쉬 핀(expanded metal mesh fin)으로도 불린다. 두께 d 의 사각형 와이어에서 형성된 경계층은 와이어 연결점 사이의 빈 공간에서 소산되는 형태로 경계층의 생성과 파괴를 반복하면서 열전달을 향상시킨다. 그러나 와이어 메쉬핀은 기존의 오프셋 스트립 핀(OSF), 루버드윈 보다도

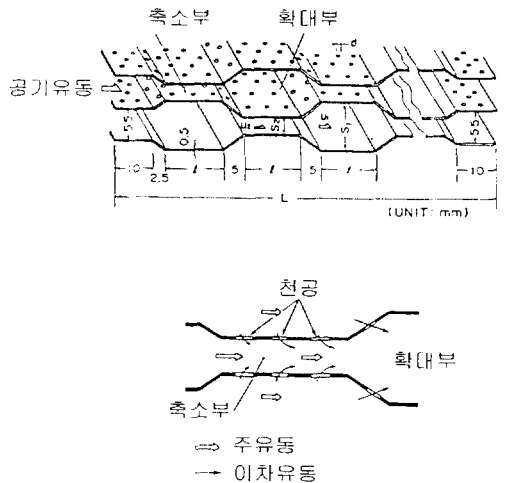


그림 14 천공핀의 형상

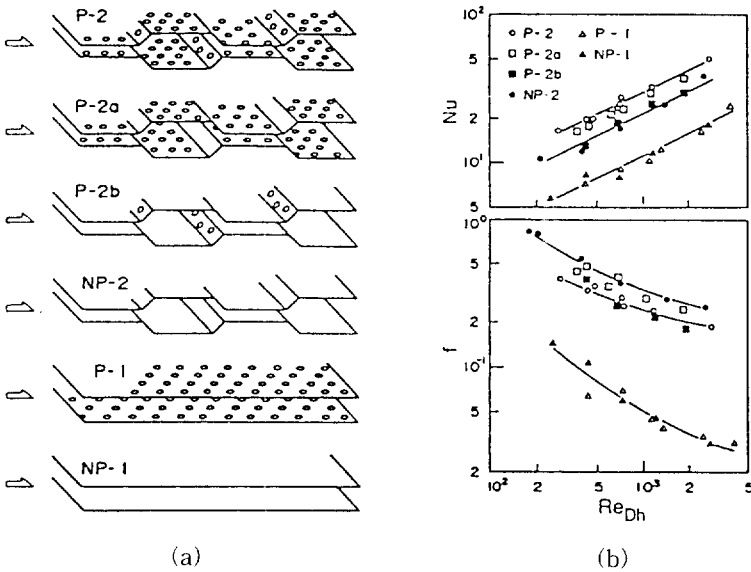


그림 15 Fujii등⁽¹¹⁾에 의해 시험된 천공원의 형상과 실험 결과

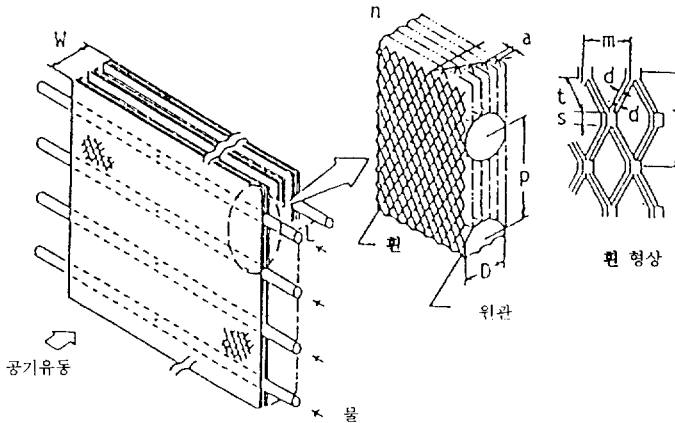


그림 16 Torikoshi와 Kawabata⁽¹²⁾에 의해 시험된 와이어메쉬원 형상

단위체적당 열전달 면적이 작아 열전달능의 측면에서는 불리할 것으로 보이며, 현재 제안되어 있는 f-factor와 j-factor 관계식은 없으나 Nusselt수로 표현된 관계식은 다음과 같다.

$$\frac{hd}{k} = 0.84 \left(\frac{dG}{\mu} \right)^{0.5} = 0.84 Re_d^{0.5} \quad (11)$$

3.5 다공원(porous fin)

다공원은 열전도도가 높은 알루미늄 합금을 발

포하여 성형한 원으로 그림 17의 형태로 되어 있다.⁽¹³⁾ 다공원은 이차유동에 의한 유체혼합효과가 우수하며 단위체적당 열전달면적이 매우 커서 고 밀도 열교환기(compact heat exchanger)의 원으로 적합하다. 아직 상업화는 이루어지고 있지 않으나 국내의 본 연구팀에 의해 개발되어 상세한 유동 및 열전달 성능실험과 분석을 통하여 충분한 가능성을 보이고 있는 원이다. 그림 18은 다공원과 몇가지 기존 원들의 유입 공기속도에

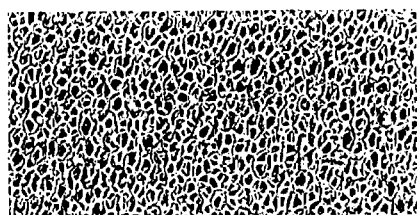


그림 17 Kim 등⁽¹³⁾에 의해 시험된 다공질의 형상

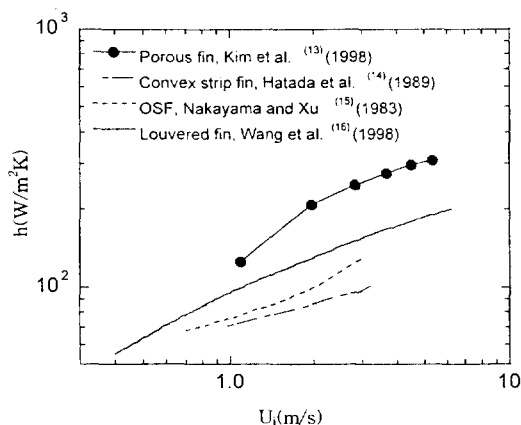


그림 18 유입공기 속도에 대한 대류열전달계수⁽¹³⁾

대한 대류열전달계수의 비교를 나타내며, 다공질이 기존의 오프셋 스트립핀이나 루버드핀보다도 우수한 성능을 보이고 있다. 향후에 압력손실 및 대량생산성 등의 문제점을 해결하면 충분한 시장 경쟁력이 있는 핀이 될 수 있을 것으로 기대된다.

4. 맺음말

평판-핀 열교환기에 사용되는 핀의 종류와 신기술동향에 대해 살펴보았다. 현재 평판-핀 열교환기의 전체적인 성능향상을 위하여 열저항의 대부분을 차지하는 핀의 성능향상에 대한 연구와 함께 액체(냉매)가 흐르는 평판관에 대한 연구가 진행되고 있으며, 열교환기의 소형, 경량화 및 사용 냉매량의 절감을 위하여 수력직경이 작은 평판관의 사용과 핀의 높이를 줄이기 위한 노력이 계속되고 있다. 또한 대량 생산성과 공조

시스템의 모델변경시의 적용성을 높이기 위하여 사용되는 평판-핀 열교환기의 공용화 경향이 이어지고 있다. 앞으로 평판-핀 열교환기는 그 동안 자동차용 공조시스템 뿐만 아니라 패키지에 어컨 등에서 많이 사용되었던 핀-관 열교환기도 상당부분 대체할 것으로 예상된다. 따라서 현재 생산되고 있는 평판-핀 열교환기의 성능최적화를 위한 지속적인 연구노력이 필요한 시점이다. 국제 시장경쟁력을 갖춘 새로운 고성능 열교환기의 개발을 위해서는 산업일선에서 어떤 이유로 평판-핀 열교환기가 기존의 핀-관 열교환기를 대체하게 되었는지를 주의 깊게 고찰하여 신형 열교환기 개발의 방향을 설정하는 것이 바람직하다고 생각된다.

참고 문헌

1. Webb, R. L., 1994, "Principles of enhanced heat transfer", John Wiley & Sons, Inc.
2. Webb, R. L. and Jung, S. H., 1992, "Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers", ASHRAE Trans. Vol. 98, 391~401.
3. Yang, C-Y. and Webb, R. L., 1996, "Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 39, pp. 791~800.
4. 이진호, 전창덕, 1996, "루어버핀형 고밀도 열교환기에 대한 연구동향", 공기조화냉동공학회지, Vol 25, No. 2, pp. 126~136.
5. 윤점열, 이옥용, 이관수, 1996, "핀-관 열교환기에 대한 연구동향", 공기조화냉동공학회지, Vol. 25, No. 2, pp. 137~150.
6. Wieting, A. K., 1975, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset fin heat exchangers", ASME J. Heat Transfer, Vol. 97, pp. 488~490.

7. Joshi, H. M. and Webb, R. L., 1987, "Heat transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 30, pp. 69~84.
8. Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1990, "The thermal-hydraulic design of the rectangular offset-strip-fin compact heat exchanger", in *Compact Heat Exchangers*, R. K. Shah, H. D. Kraus and Metzger, Eds., Hemisphere Publishing Corp., pp. 123~150.
9. Davenport, C. J., 1983, "Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, in *Heat Transfer-Seattle*", 1983, AIChE, No. 225. Vol. 79, pp. 19~27.
10. Chang, Y.-J. and Wang, C.-C., 1997, "A Generalized heat transfer correlation for louver fin geometry", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 533~534.
11. Fujii, M., Seshimo, Y., and Yamana-naka, G., 1988, "Heat transfer and pressure drop of the perforated surface heat exchanger with passage enlargement and contraction", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 31, pp. 135~142.
12. Torikoshi, K. and Kawabata, K., 1989, "Heat transfer and flow friction characteristics of a mesh finned air-cooled heat exchanger", in *Convection Heat Transfer and Transport Processes*, R. S. Figliola, M. Kaviani and M. A. Ebdian, Eds., ASME HTD-Vol. 116, pp. 71~77.
13. Kim, S. Y., Kim, J.-H. and Kang, B. H., 1998, "Effect of porous fin in a plate-fin heat exchanger", submitted to 1998 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, U. S. A.
14. Hatada, T., Ueda, H., Oouch, T. and Shimizu, T., 1989, "Improved heat transfer performance of air coolers by strip fins controlling air flow distribution", *ASHRAE Trans.* Vol. 95, pp. 166~170.
15. Nakayama, W. and Xu, L. P., 1983, "Enhanced fins for air-cooled heat exchangers-Heat transfer and friction factor correlations", *Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference*, Vol. 1, pp. 495~502.
16. Wang, C.-C., Chi, K.-Y. and Chang, Y.-J., 1998, "An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin-and-tube heat exchanger", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 817~822.