

공조기용 Finned Tube 열교환기

김 무 환

Finned Tube Heat Exchanger for Air Conditioning System

Moo-Hwan Kim



- 김무환 (포항공대 기계공학과)
- 1958년생
- 응축열전달을 전공하였으며, 2상유동의 특성과 상변환 열전달 및 이를 이용하는 열공학시스템에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

열교환기는 그 사용의 목적에 따라 유체의 종류 및 수, 유체의 상(phase), 유동의 방향, 속도범위, 열교환기 양식, 확장표면(fin)의 형상, 방향, 사용재질, 크기, 용량 등의 조합에 따라 그 형태는 매우 많다. 따라서 이 글에서 범위는 열을 흡수하거나 방출하는 대상 열저장소가 공기인 공조기기용 열교환기로 제한할 것이다.

대부분의 공조기기용 열교환기는 원관 또는 납작관내에 흐르는 냉매로부터 주위 공기에서 열을 흡수 또는 방출한다. 가정용 공조기기인 경우 주위공기와 냉매 사이에 관련한 열전달계수를 고려한다면 공기와 관벽 사이의 열전달계수가 관벽과 냉매 사이의 열전달계수보다 현저하게 작다. 이를 극복하기 위하여 공조기기용 열교환기의 대부분은 전열관의 공기에 접한 측에 확장표면(fin)을 실시하고 있다. 이 fin의 형상 및 배열은 열교환기의 전체 전열성능에 많은 영향을 미치게 된다. 한편 관내에서는 냉매가 증발 혹은 응

축이 일어남에 따라 2상유동이 형성되어 건도에 따른 열전달 특성이 변한다. 특히 2성분 또는 3성분 혼합냉매를 사용하므로 냉매의 포화온도가 성분에 따라, 혹은 증발 및 응축이 진행됨에 따라 변하게 되므로 설계에 많은 어려움을 경험하게 된다.

국내에서도 생활 수준이 향상됨에 따라 공조기기의 사용이 크게 증가하고 있으며 시장의 규모도 커지고 있다. 표 1은 finned tube 열교환기의 대표적인 적용 대상인 에어컨(room, car, package air conditioner)의 생산량 자료⁽¹⁾이다. 표에서 보는 바와 같이 국내 공조기기의 수요는 폭발적으로 증가하여 '94년 기준으로 300만 대를 넘었고 앞으로 더욱 가속화될 것으로 보인다.

그러나 현재 사용되고 있는 열교환기용의 냉매는 대부분 지구 오존층 파괴 및 온난화 현상을 초래하는 chlolo fluorocarbons(CFC) 계열의 냉매와 hydrochlolo fluorocarbons(HCFC) 계열의 냉매이다. 세계 각국은 이러한 환경문제의 점진적이고 근본적인 대책을 마련하기 위하여 기존의 냉매 물질을 지구 오존층 파괴 및 온난화에 영향을 끼치지 않

표 1 최근 에어컨의 국내 생산량

(단위: 대)

연도/종류	룸 에어컨	차량용 에어컨	패키지 에어컨	총계
1992	825,996	1,424,992	221,304	2,472,292
1993	658,476	1,817,513	104,738	2,580,727
1994	849,628	2,030,572	203,595	3,083,795

는 대체 물질로 전환하는 데 합의하였다. 이 합의에 바탕하여 1987년 Montreal Protocol을 발표하였고 이 때 합의된 사항은 1990년 London 회의와 1992년 Copenhagen회의를 거치면서 세부적으로 심화, 확정되었다. 이로 인해 CFC계열의 냉매는 1996년 이후 사용이 금지되며, HCFC계열의 냉매는 2015년까지 현재 사용량의 90%를 단계적으로 축소시켜야 한다.⁽²⁾ 또한 세계 각국은 이미 자국의 환경 보호 차원에서 기존의 냉매를 이용한 냉동 공조기기의 수입을 강력히 규제하고 있기 때문에 전세계 냉동 공조기기산업계는 대체냉매의 개발과 이를 이용한 냉동 공조기기의 설계에 많은 연구 투자를 기울이고 있다. 따라서 국내 냉동공조기산업계 역시 다가오는 대체냉매시대에 국제 경쟁력을 유지하기 위해서는 대체냉매의 개발과 이를 이용한 냉동 공조기기의 개발이 필수적으로 요구된다. 이에 따라 이에 적합한 열교환기 설계 능력의 중요성은 더욱 커지게 될 것이다. 그러므로 이 글에서는 공조기용 열교환기의 전열성능을 향상시키기 위하여 최근에 수행된 연구를 중심으로 finned tube형 열교환기의 개발동향 및 개선방안 등에 대하여 기술하기로 한다.

급변하는 주변 요구에 부응하기 위해서는 열교환기 설계시 다음과 같은 사항을 고려하여야 한다.^(3,4) 첫째로 고성능화이다. 이는 전열성능의 향상을 위한 기술을 의미하는 것으로 열교환 대상의 유체간의 온도차이를 감소시키도록 하는 것이다. 이는 동일 기기의 전열량을 증대시키는 것과 같은 의미이다.

열교환기에서의 대상유체의 온도차이를 감소시킴으로써 냉동사이클에서 성적계수의 증대 또는 에너지의 효율적 이용을 꾀할 수 있다. 둘째로는 저소음화이다. 저소음화는 finned tube 열교환기에서 공기측의 압력강하에 직접적으로 관련이 있다. 열교환기에서의 소음은 공기의 유동을 형성하는 팬(fan)에 의하여 거의 결정되며 finned tube 열교환기에서 압력강하의 감소는 팬의 부하를 감소시켜 전체적으로 저소음화에 기여할 수 있다. 셋째로는 소형화 또는 경량화이다. 상기의 세 요소는 상호관계가 있다. 열교환기의 고성능화는 동일 온도차이에서의 소형화를 의미하기 때문이다. 공기흐름에서의 압력강하의 감소는 동일 팬에 대한 유량의 증가를 의미하며 이는 전열량의 증가와도 일치한다. 따라서 열·유체역학적인 관점에서의 열교환기의 성능은 전열계수의 상승과 압력강하계수의 감소로 거의 귀결된다. 상기의 세 요소는 공조기기의 증발기와 응축기에 공통적으로 적용되는 요소이다. 이에 부가하여 증발기인 경우에는 공기측에서의 배수 성능이 중요하다. 증발기의 차가운 벽온도 조건에서 현열의 전달과 더불어 공기 중의 수증기가 응축되는 잠열의 전달현상이 동시에 일어나기 때문이다. 제습시 생성되는 응축수의 배수가 원활하지 않을 경우에는 응축수가 열교환기의 유로를 막아서 압력강하의 증대 및 전열성능의 감소 등의 단점을 동시에 유발한다.

설계시 고려하여야 할 기타 요소로는 환경의 보존, 재료의 재활용, 생산비의 절감 등이 중요시되고 있다.⁽⁵⁾ 최근 환경문제가 중

요해짐에 따라 대체냉매의 사용뿐만 아니라 열교환기의 재활용이 가능하거나 재생성이 높은 재료로 제작하는 것이 요구 대상이 되고 있다. 생산기술의 변화에 따라 생산비에 관련한 노동력이나 자재의 사용을 감소시킬 수 있는 방안도 요구되고 있다. 이외에도 국내 기술환경의 여건상 기술보호주의의 확산으로 점차 외국기술의 도입이 어려워지면서, 기존의 외국으로부터 도입하여 사용한 특허를 회피하기 위한 자체고유기술의 개발과 관련 자료의 확보가 매우 중요한 요소로 등장하고 있다.

이러한 요구를 만족시키기 위하여 중요한 요소인 열교환기의 전열량 향상을 위하여 여러가지 방법이 제시되고 연구가 계속되고 있으며, 이를 정리하여 구분하면 다음과 같다.

1.1 고밀도화

잘 알려진 바와 같이 속도가 같은 유체의 유동에 대하여 관의 직경이 작아지면 열전달

계수는 상승한다. 물론 압력강하의 증가요소가 있으므로 총괄적인 결정은 압력강하와 전열량의 두 요소로부터 결정되어야 할 것이다. 전열면적에 대한 체적의 비는 기하학적 대표길이에 비례하므로 관의 직경을 줄임으로써 고밀도화를 이루면 전열량 및 전열성능이 향상한다는 데는 의심의 여지가 없다. 공조기용 열교환기는 일반적으로 외경 9.52mm의 원형관을 채용하고 있으나 점차 외경 7mm 또는 그 이하로 세경화하는 추세이다.⁽⁴⁾ 실제의 계산에서 20mm 관경을 1/4로 감소시키면 동일한 팬 동력에 대하여 전열성능이 60% 증가한다고 보고되었다.⁽⁵⁾

1.2 난류도 증대

동일한 대표길이에 대하여 튜브에 조립된 fin의 표면에 난류증가장치(turbulence promoter)를 설치하는 것이다. 평판 fin의 모양을 파형이나 굴곡지게 만든 fin(wavy or corrugated fin)을 설치하거나 루버(louver)

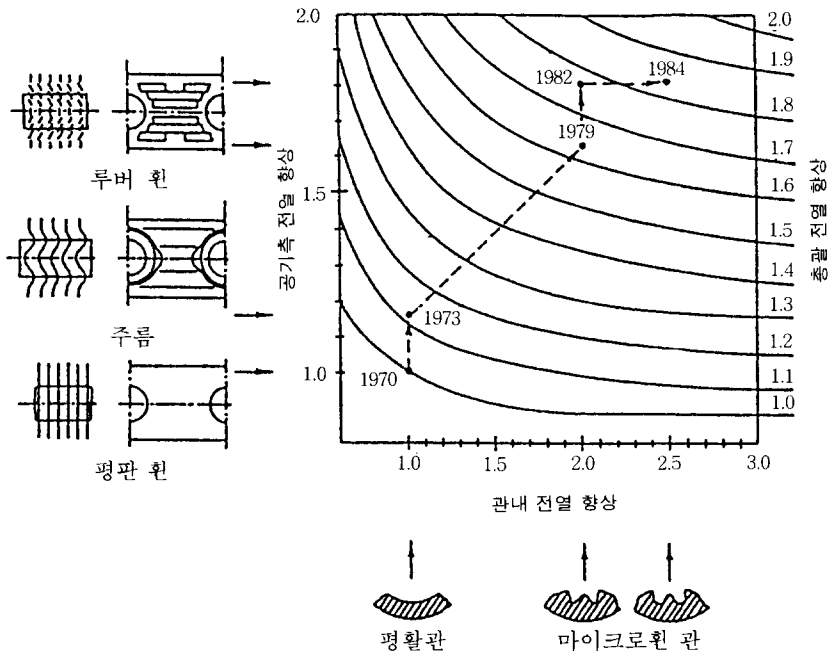


그림 1 열교환기에서의 환 모양의 변천⁽⁵⁾

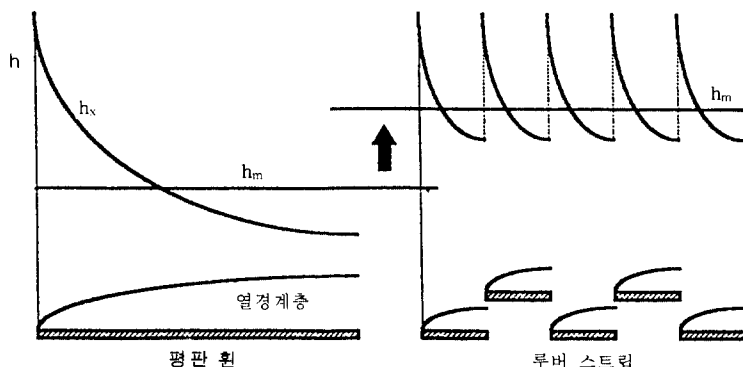


그림 2 Plain 튜브와 slit 튜브에서의 열경계층과 평균열전달계수에 대한 개념도

fin을 설치함으로써 난류를 유발시키고 fin과 접하여 흐르는 유동의 길이를 길게 하여 전열을 촉진시키는 방법이다.^(6,7) 초기에는 파형 fin을 사용하였으나 루버 fin이 보편적으로 전열성능을 향상시킨다고 알려졌다.⁽⁵⁾ 평판 fin과의 비교를 그림 1에 나타내었다.

1.3 경계층의 선단 이용

최근 finned tube 열교환기에서 열전달계수를 향상시키는 방안 중 가장 중요시 생각될 수 있는 것이 단속적인 표면(interrupted surface)을 제공하는 방법이다.^(5,8,9) 그림 2와 같이 단순한 평판 fin인 경우에는 fin의 선단으로부터 열경계층이 자라기 시작하여 흐름방향으로 진행함에 따라 열경계층의 두께가 점차 두꺼워지며 국부열전달계수는 감소한다. 여기에 흐름방향으로 여러 개의 스트립(strip)을 설치하면 각 스트립의 선단마다 높은 열전달계수를 얻을 수 있고 결과적으로 평균열전달계수를 증가시킬 수 있다.

1.4 마이크로 fin 튜브의 사용

현재 대부분의 finned tube 열교환기에 채용된 튜브로서 마이크로 fin에 의한 열교환면적의 증가뿐 아니라 fin 표면의 curvature에 의한 표면장력 효과로 인해 응축이나 증발시 열전달 계수가 평활관의 경우에 비해

거의 2배 이상까지도 향상되는 것으로 발표되었다.

2. 공기측 열전달

공조용 finned tube 열교환기에서 사용되는 fin은 주로 0.1mm 내외의 알루미늄 판을 사용하고 있다. fin의 기본 골격은 그림 1과

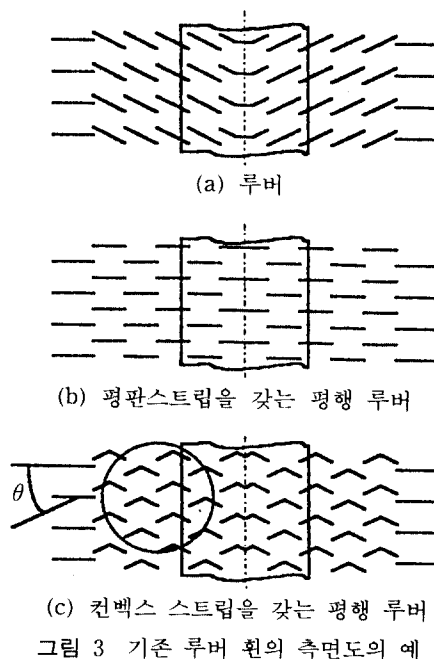


그림 3 기존 루버 튜브의 측면도의 예

같이 초기의 평판 fin에서 흐름방향으로 fin을 굴곡지게 하거나 톱니형의 형태로 변화되었다.⁽⁹⁾ 이후 점차 루버 fin으로 변형되고 있다. 루버의 형태도 다양한 모형이 제시되고 실용화되었는데 그림 3이 측면에서 본 루버 fin의 대체적인 형태이다. fin을 흐름과 직교하는 방향으로 작게 잘라서 위, 아래 또는 경사지게 설치함으로써 전열성능을 향상시키는 것이다. 앞서도 기술한 바와 같이 보다 많은 경계층의 선단을 제공함으로써 전열성능을 향상시키는 방법이다. 여기에 열전달이 수반되는 흐름길이를 길게 유도하거나 난류도를 증가시켜 열전달계수를 더욱 증가시키는 연구가 수행되었다. 그림 4는 컨벡스 루버 스트립(convex louver strip)에서 스트립의 각도에 따른 열전달 및 압력강하의 특성을 보여주고 있다.⁽¹⁰⁾ fin의 스트립도 관 주위에 배치하는 방법에 따라 전열성능의 증가나 압력강하의 감소를 유도하도록 여러 가지로 고안되었다. 스트립의 fin 피치방향으로의 배치 또한 여러 형태가 고안되었으며 그 예가 그림 6과 같다. 스트립은 계단 모양으로 설치되며 한 방향으로만 단을 주거나(a),

여러 단으로 구성하거나(b), 양 방향으로 단을 주는 방안(c)들이 제시되었다. 이들의 배치도 가능한 적은 체적에 많은 열경계층 선단을 이루도록 하고 있다. 그림 6(b)와 (c)는 fin 사이의 간격(fin pitch)을 삼등분하여 많은 전열면적을 배치한 것이다. 이 밖에도 루버 스트립을 활처럼 휘게 하거나 구부려서 많은 공기가 사수(dead zone)영역으로 흐르

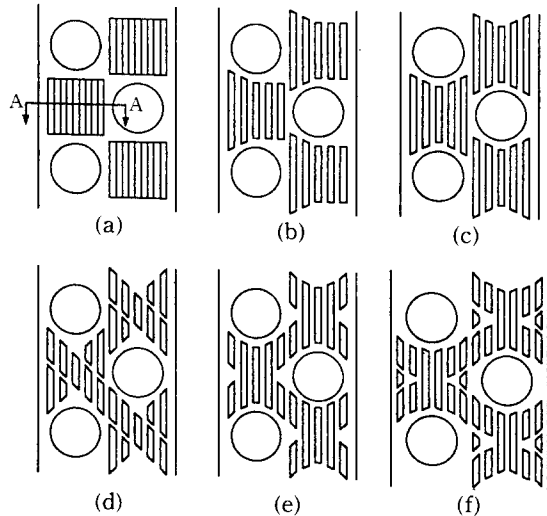


그림 5 루버 핀에서 스트립의 모양 예 (평면도)

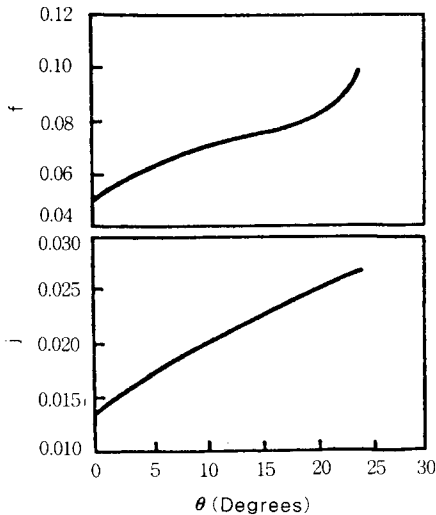


그림 4 컨벡스 루버 각도에 따른 열 및 압력강하 특성(그림 3 참조)

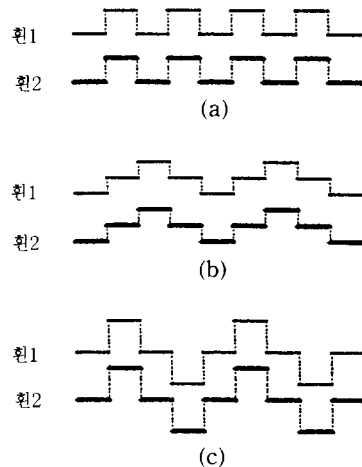


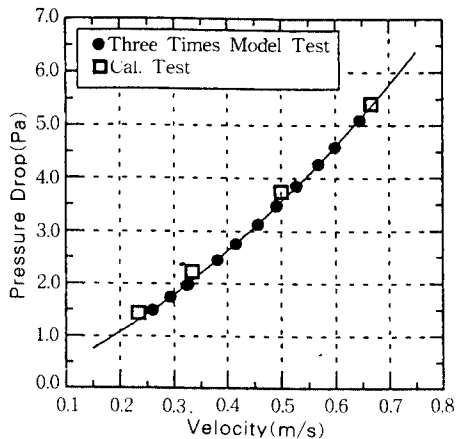
그림 6 평행 루버 핀에서 핀 피치 방향으로 스트립의 상하배치 예(그림 5 참조)

도록 하거나 표면을 거칠게 하여 제습시 응축수의 이탈이 쉽도록 하는 연구⁽¹¹⁾도 실행되었다. 루버의 형상에 대한 이러한 요소의 조합으로 인하여 무수히 많은 특허가 등록되어 있다. 그러나 반드시 관심을 가져야 할 것은 이러한 루버 fin이 금형에 의하여 생산되고 있으므로 금형의 제작기술이나 생산공정에서 생산성 등이 복합적으로 고려되어야만 실용 가능한 fin으로 존재할 수 있다는 것이다.

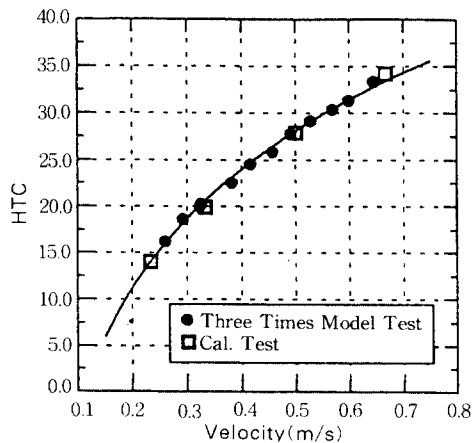
앞에서 기술한 바와 같이 finned tube 열교환기는 그 동안 많은 진보를 거듭하여 성능이 크게 향상되었다. 이러한 진보가 거듭되는 이면에는 fin에서의 루버의 형상이 복잡해졌다는 것을 의미한다. 현재 사용중인 공조기용 열교환기에서도 이미 생산기술이 허용하는 한도내에서 기하학적 복잡성은 거의 포화 상태에 이르게 되었다. 그러나 주변의 여건의 변화로 인하여 현재의 열교환기도 변화 및 개선이 요구되고 있다.

지금까지의 연구개발 방안은 크게 세 가지로 대별될 수 있다. 첫째로 예상되는 형태의 실제모델을 만든 후에 이를 열 유량계(calorimeter)로 실험하는 방법이다. 이는 매우 정확하고 실제 일어날 수 있는 모든 요소를 알 수 있다는 장점이 있는 반면에 시작

품을 제작하는데 매우 많은 비용이 든다는 단점이 있다. 따라서 제한된 수량의 모형에 대해서만 실험이 가능하다. 다음으로 유한요소법이나 유한차분법을 이용한 수치적인 방법^(12,13)으로 예측하는 것이다. 이 방법에 의해서도 전자보다는 적은 연구비용으로도 좋은 결과를 얻을 수 있다. 반면에 fin의 기하학적 형상이 매우 복잡하므로 실험결과에 의한 철저한 검증이 요구된다. 그러나 공조기기의 증발기쪽의 공기측 유동과 같이 상변화가 수반되는 경우에는 해석하는데 난점이 있다. 마지막으로 확대 상사모형실험을 하는 것이다. 열교환기의 일부만을 수배에서 수십 배 확대하여 모형을 만든 후 상사법칙에 의거하여 실험하는 것을 말한다.^(14,15,16) 모형을 확대하여 만드는 경우 그 제작비용은 실 모델의 제작비에 비하여 크게 절감되므로 적은 비용으로도 원하는 결과를 얻을 수 있으며 여러 종류의 모형에 대하여 실험할 수도 있다. 그 밖에도 실 모델에서 얻을 수 없는 국부적인 현상도 측정할 여지는 있다고 하겠다. 그림 7은 국내에서 실시한 결과로 2열 엇갈림 배열을 갖는 튜브에 대하여 평판 fin 혹은 그림 5(f)와 같은 평행 스트립 fin에 대하여 3배 확대한 모형실험의 결과⁽¹⁶⁾이다.



(a) 압력강하



(b) 열전달계수

그림 7 평판 핀과 스트립 핀(그림 5(f))의 상사 실험 결과

이로부터 확대모형 실험으로 열전달계수와 압력강하를 신뢰할 수 있을 정도로 예측할 수 있음을 알 수 있다.

이러한 결과를 종합하여 볼 때 이러한 3가지 방법을 주변 여건과 연구 목적에 맞게 적절히 사용하여 국내에서 필요로 하는 국내 고유 형태의 새로운 고효율 fin 개발이 활발히 연구되어야 할 것이다.

3. 냉매측 상변화열전달

공조기용 finne tube 열교환기의 관내에서는 응축 및 증발이 일어난다. 그러므로 이러한 열교환기 설계를 위해서는 상변환을 고려하여 설계하여야 할 뿐만 아니라 마이크로 fin 튜브내의 fin에 의한 열전달 촉진효과, 대체냉매의 특성에 따른 효과 및 냉동유(oil)에 의한 열전달 변화를 모두 고려하여야 한다. 그러나 아직까지 이러한 모든 인자를 고려한 상관식은 제안된 바 없다. 그러므로 이 장에서는 지금까지의 상변화 열전달 관련 상관식들을 정리해 보면서 이를 이용한 실제 열교환기의 설계 방법과 앞으로의 연구 개발에 대한 중요성 및 필요성에 대해 정리하였다.

3.1 평활관에서의 열전달

3.1.1 응축열전달

초창기의 상관식은 주로 단상유동의 열전달식을 물성치를 고려한 보정계수(correction factor)를 곱해주는 형태로 제안되었다. 대표적인 식으로 1961년의 Ananiev 등⁽¹⁷⁾이 제안한 식 (1)을 들 수 있다.

$$h = h_o \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_m}}$$

where $\frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{\rho_l}(1-x) + \frac{1}{\rho_v}x$ (1)

여기서, h_o 는 단상유동에서의 열전달계수이다. (예를 들어 유명한 Dittus-Boelter 식을

이용할 수 있다.)

이와 동일한 방법을 적용한 사람으로 Boyko 와 Kruzhilin⁽¹⁸⁾을 들 수 있는데 그들은 h_o 로서 Miropolosky⁽¹⁹⁾의 식을 이용하였다.

$$h_o \frac{D}{k} = 0.021 Re^{0.8} Pr_b^{0.43} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (2)$$

여기서, 하첨자 b는 유체의 혼합평균온도, w는 관벽온도이다. 이 상관식에서 상수 0.021은 동관-수증기 실험에서의 값이나 강관(steel tube)과 수증기 실험에서는 0.024로 발표되었다. 즉 이 실험식은 단순하다는 장점은 있으나 유체와 전열 벽면의 조합에 따라 실험상수가 달라지는 약점이 있다. 또한 이 방법은 2상유동에서의 유동양식의 변화에 따른 열전달 특성이 달라지는 점이 표현되지 않는다.

유동양식의 특성이 고려된 식으로서 작은 기체 유속으로 수평관에 응축되는 경우는 주로 층상-환상유동(stratified-annular flow)을 형성하는데 1962년 Chato⁽²⁰⁾가 해석적 모델을 세워서 다음과 같은 식을 구했다.

$$h = 0.728 K_c \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k^3 h_{lv}}{\mu_l (T_{sat} - T_w) D} \right]^{\frac{1}{4}}$$

for $Re_v < 35,000$ (3)

where, $h'_{lv} = h_{lv} \left[1 + 0.68 \frac{C_{pl} (T_{sat} - T_w)}{h_{lv}} \right]$

또한 R113의 실험데이터로부터 상수 $K_c = 0.76$ 으로 결정되었다. 이와 관련한 연구로 Jaster와 Kosky⁽²¹⁾는 상수 K_c 를 예측하는 상관식을 다음과 같이 제시하였다.

$$K_c = \alpha^{\frac{3}{4}}, \quad \alpha = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (4)$$

여기서, α 는 기공률(void-fraction), x는 건도(mass fraction)를 의미한다.

이상과 같은 종류의 상관식 및 모델은 기체 유속이 작을 때 즉, 2상유동에서 층상-환상유동(stratified-annular flow)일 때에 맞도록

제안된 것이며, 응축기 입구에서의 기체유속이 작으면 응축기의 대부분이 이러한 유동양식을 보일 것이기 때문에 유용하게 사용될 수 있다.

응축기 입구에서의 기체 속도가 크면 환상유동(annular flow)을 보이며 이러한 경우는 계면에서의 전단력(interfacial shear)이 중요해진다. 환상유동에서의 열전달 상관식을 제안한 대표적인 연구자들은 Soliman 등⁽²²⁾, Traviss 등⁽²³⁾, Cavallini와 Zecchin⁽²⁴⁾ 그리고 Shah⁽²⁵⁾ 등을 들 수 있다.

Soliman 등은 환상유동에서의 계면 전단력을 보정계수처럼 처리하여 다음과 같은 식을 제안하였다.

$$\frac{h\mu_l}{k_l\rho_l^{1/2}} = 0.036 Pr^{0.65} \tau_w^{1/2} \quad (5)$$

여기서, τ_w 는 계면 전단력을 의미하며 마찰항, 중력항 그리고 가속항 등 세 항으로 이루어진다.⁽²²⁾

Traviss 등의 상관식은 원래 R12, R22의 응축실험값을 기초로 해서 만든 것으로 환상유동에 운동량과 열전달의 상사성을 적용하여 강제 대류 응축관계식을 이끌어냈다. 반경방향 온도분포는 무시하였고 액체, 기체 접촉면에서의 온도는 포화상태로 가정하였다. 제안된 식은 (6)과 같다.

$$\frac{hD}{k_l} = \frac{0.15 Pr_l Re_l^{0.9}}{F_\tau} \left[\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right] \quad (6)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$$

여기서, X_{tt} 는 turbulent-turbulent Martinelli 변수로서 원관2상유동에서는 다음과 같다.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (7)$$

또한 F_τ 는 무차원수로서 액상의 레이놀즈수의 범위에 따라 세 가지 함수 형태로 나타난다.⁽²³⁾

Cavallini와 Zecchin은 그 형태가 매우 간단하면서도 R11, R22, R21, R22, R113,

R114와 같은 냉매의 실험값에 잘 맞는 다음과 같은 반실험식(semi-empirical correlation)을 제안하였다.

$$\frac{hD}{k_l} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr^{0.33},$$

$$Re_{eq} = Re_g \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} + Re_l$$

$$Re_g = \frac{GxD}{\mu_g} \quad (8)$$

이 관계식의 기본적 형태는 Traviss와 같은 이론적 해석으로부터 나왔다. 이들의 보고에 의하면 응축기 관을 따라가면서 볼 때 유체의 열 물리적 성질과, 관내벽과 유체 사이의 온도차가 크게 변하지 않는 한, 환상유동으로 보기 어려운 응축기 입구 부분과 출구 부분에서의 전열계수도 예측 가능하다고 강조했다.

Shah는 순전히 실험적 방법으로서 프레온계 냉매뿐 아니라 물을 포함하여 기타 여러 가지 유체에 대해서 474개의 실험 값을 평균 15.4%의 오차로 예측할 수 있는 다음과 같은 관계식을 제안했다.

$$\frac{h}{h_{io}} = (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_c)^{0.38}} \quad (9)$$

여기서, $h_{io} = 0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) \left(\frac{GD}{\mu_l} \right)^{0.8} Pr_l^{0.4}$ 이고 적용 가능한 실험 범위는 다음과 같다.

$$11 \leq G \leq 211 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$0 \leq x \leq 1.0$$

$$1 \leq Pr_l \leq 13$$

보다 일반적인 형태의 상관식 개발을 위한 노력의 대표적인 것이 Chen 등⁽²⁶⁾의 상관식이다. 그들은 vapor shear가 있을 때의 국소적인 Nusselt수로서 다음과 같이 전단력이 없는 항과 전단력이 지배적인 항의 조합으로 나타내었다.

$$Nu_x = [Nu_o^{n_2} + Nu_{sd}^{n_2}]^{1/n_2}$$

여기서, Nu_o 는 전단력이 없는 항으로서 Chen은 이 항을 다시 층류-파형(laminar-

wavy) 항과 난류(turbulent) 항의 조합으로 보았으며, 층류-파형 항으로서는 Chun과 Seban의 식⁽²⁷⁾을, 난류 항으로서는 Blanggetti와 Schlunder의 식⁽²⁸⁾을 이용하였다. 또한 Nus_a는 전단력이 지배적인 항으로서 Chen은 이 항에 Soliman의 식⁽²²⁾을 수정 대입하였다. 실험상수 n_1 과 n_2 는 Blanggetti와 Schlunder의 실험 값으로부터 구하였다. 각 항과 실험상수 등을 대입한 최종의 식은 다음과 같다.

$$Nu_x \equiv \frac{h\nu_l^{2/3}}{k_l g^{1/3}} = \left[\left(0.31 Re_x^{-1.32} + \frac{Re_x^{2.4} Pr^{3.9}}{2.37 \times 10^{14}} \right)^{1/3} + \frac{A_D Pr^{1.3}}{771.6} (Re_{ier} - Re_x)^{1.4} Re_x^{0.4} \right]^{1.2} \quad (10)$$

이식은 수직관에서 환상유동의 응축시, 중력과 계면에서의 파형과 전단력을 모두 고려한 식으로서 Ueda 등⁽²⁹⁾의 국소 응축열전달계수 데이터와 잘 일치한다.

보다 일반적인 상관식을 추구하는 다른 연구자로서 Fujii 등⁽³⁰⁾은 다음과 같은 식을 제안하였다.

$$Nu_x = [Nu_F^5 + Nu_B^5]^{1/5}$$

$$Nu_F = 0.018 \left\{ Re_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right\}^{0.9} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.1x+0.8} \cdot Pr_l^{1/3} \left(1 + \frac{A Ph}{Pr_l} \right)$$

$$Nu_B = 0.725 \left(\frac{Ga_l Pr_l}{Ph} \right)^{1/4} \cdot \frac{\{1 + 3 \times 10^{-3} \sqrt{Pr_l} C^{(3.1-0.5/Pr_l)}\}^{0.3}}{(1+DB)^{1/4}} \quad (11)$$

여기서, A, B, C, D는 실험적인 관계식⁽³⁰⁾이다.

3.1.2 증발열전달

관내측 2상류 증발열전달에 대한 연구는 초기에는(1950년대) 주로 물과 수증기를 중심으로 이루어졌으며 1970년대 이후로 접어들어 냉동 공조용 냉매를 사용한 연구결과와

실험식들이 발표되기 시작했다. 2상류 열전달에 관한 연구 중에서 냉매가 관 내부를 어떤 속도를 가지고 흘러가면서 상변화를 하는 강제대류비등(forced convective boiling) 열전달계수를 예측하는 실험식에는 J. C. Chen(1966)⁽³¹⁾, Modified Chen(1980)⁽³²⁾ M. M. Shah(1982)⁽³³⁾, Gungor와 Winterton(1986)⁽³⁴⁾, Klimenko(1988)⁽³⁵⁾, Jung(1989)⁽³⁶⁾, Kandlikar(1990, 1991)^(37,38) 등이 있다. 지금까지 발표된 상관식들은 2상류 열전달 모델에 따라서 중첩(superposition) 모델, 향상(enhancement) 모델, 근사(asymptotic) 모델 등과 같이 크게 세 가지 범주로 나누어 생각할 수 있다.

중첩모델은 강제대류 비등의 2상류 열전달계수를 핵비등(nucleate boiling)과 대류비등(convective boiling) 열전달계수의 합으로 본다.

$$h_{tp} = h_{nb} + h_{cb} \quad (12)$$

대류 열전달계수는 2상 영역의 액상에 대해 강제대류 열전달의 상관식을 이용하여 열전달계수를 구하고 2상류의 상변화에 의한 가속효과를 고려하기 위하여 향상계수(enhancement factor) E를 곱하여 계산한다. 핵비등 열전달계수는 정지상태의 상변화 열전달계수인 풀비등(pool boiling) 열전달계수를 이용하고 관내 유체의 강제대류 열전달에 의해 가열면의 과열도가 작아지므로 이를 고려하기 위해서 억제계수(suppression factor) S를 곱한다. 이 모델의 개념은 최초로 Rohsenow(1952)와 Bergles(1964)가 과냉대류증발(subcooled convective vaporization)의 열전달 해석을 위해 제안하였다. 그후 Chen(1955)이 강제대류 비등의 2상류 열전달에 이 모델을 적용하여 오차의 평균분산이 12%인 상관식을 발표하였다. Chen은 풀비등(pool boiling) 상관식에 Forster와 Zuber(1955)의 해석식을 수정하여 사용하였고 액상의 강제대류 열전달에 Dittus-Boelter 식을

이용하였다. 억제계수 S는 2상류 Reynolds 수 Re_{tp} 의 함수로 보고 계산하였고 E는 Martinelli parameter X_{tt} 의 함수로 보고 계산하였다. 그러나 Chen의 상관식은 수지방향 흐름으로 국한되고 있고 상관식의 근거가 된 실험자료에도 R22 나 R12와 같은 냉매의 자료는 포함되지 않았다. Chen 이후 지금까지 발표된 상관식들 중에서 중첩모형을 사용한 식들은 대부분 억제계수와 향상계수를 결정하는 방법에 의해 분류된다고 볼 수 있는데 Bennett 등(1980), Bennett 과 Chen (1980), Collier(1981), Gungor와 Winterton(1986), Jung(1989), Wadekar(1990) 등의 상관식들이 그 예이다. 이 식들 중에서 Gungor와 Winterton 이후의 식들은 이전 식들의 해석적인 기본형태는 유지하면서 많은 실험자료의 통계분석을 통해 실험식을 만들어 정확도가 많이 향상되었으므로 그 이전의 해석적인 면이 강했던 식들과 구분하여 보기도 한다. 하지만 통계적인 방법을 이용한 실험식은 적용 범위를 벗어나면 유추하여 적용할 수 없다는 단점도 있다. 중첩모형을 사용한 2상류 열전달 실험식에 쓰인 억제계수와 향상계수를 상관식별로 비교하여 표 2

에 나타내었다.

표 2에서 알 수 있듯이 향상계수 E는 주로 Martinelli parameter를 이용하였고 억제계수 S는 주로 Reynolds수를 이용하였다. Bennett는 억제계수에 냉매의 열전도 K_f , 표면장력 등을 추가로 고려하였고 Jung은 억제계수에 비등계수(boiling number)를 사용하였다. Gungor와 Winterton은 수평관에 대하여 중력의 영향을 고려하기 위하여 Froude 수가 0.05 이하일 경우에는 각 계수들에 수정을 가하였다. Gungor와 Winterton은 실험 자료로 J. B. Chaddock과 J. G. Lavin의 실험결과를 이용하였는데 이들의 실험자료는 건도가 0.2~0.7이고 열유속은 2~35kW/m² 질량유속은 11~1,700kg/m².sec이다. 저자는 이를 포함하여 다른 종류의 냉매에 대한 26명의 연구자의 연구결과 4,300개의 자료를 사용하여 상관식을 만들었는데 오차의 평균편차는 21.4% 정도라고 발표하였다.

향상(enhancement) 모델은 관내의 액상에 대해서 강제대류 열전달계수를 구하고 여기에 향상계수(enhancement factor)를 곱하여 2상유동 열전달계수를 구하는 방법이다.

표 2 중첩모형에서의 향상계수 E와 억제 계수 S와의 비교

Correlation	Enhancement Factor (E)	Suppression Factor (S)
Chen Bennet et.al.	$1 + 1.8X_{tt}^{-0.79}$	$1 + 2.53 \times 10^{-6} Re_{tp}^{1.17}$ $1 - \frac{\exp(-Fr_t X_o / k_f)}{(Fr_t X_o / K_f)}$ $X_o = 0.041 \frac{\sigma}{(g(\rho_f - \rho_g))^{0.5}}$
Bennet & chen Collier	$(1 + 1.8X_{tt}^{-0.79}) Pr_f^{0.296}$ 1 when $X_{tt}^{-1} \leq 0.1$ $2.35(0.213 + X_{tt}^{-1})^{0.736}$; $X_{tt}^{-1} > 0.1$	$(1 + 2.56 \times 10^{-6} Re_{tp}^{1.17})^{-1}$
Gungor & Winterton	$1 + 2400 B_o^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86}$ $E = E(Fr^{0.1 - 2Fr})$; $Fr < 0.05$	$(1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_{tp}^{1.17})^{-1}$ $S \sqrt{Fr}$; $Fr < 0.05$
Jung	$2.37(0.29 + X_{tt}^{-1})^{0.85}$	$4048 X_{tt}^{1.22} B_o^{1.13}$; $X_{tt} < 1$ $2 - 0.1 X_{tt}^{-0.28} B_o^{-0.33}$; $1 < X_{tt} < 5$
Wadekar	$3.2(x/(1-x))^{3/4} P_r^{-3/8} M^{1/8} + 1$	

$$h_{tp} = E h_f \quad (13)$$

Shah는 향상계수 E를 비등계수(boiling number)와 대류계수(convection number)의 함수로 보았다. Shah는 도표(chart)를 이용해서 전열계수를 구하는 방법(1976)과 이를 식으로 계산하는 방법(1982)을 제시하였다. 그는 실험식의 기초자료로 R22에 대해서 Johnston과 Chaddock, Pierre, Anderson의 실험결과들을 이용하였는데 이들의 실험에서 건도는 0~0.9이고 열유속은 1.6~88kW/m²이었으며 질량유속은 14~346kg/m².sec 정도였다. Shah는 이를 포함하여 18연구자의 800점의 실험결과들을 활용하였는데 R22경우 오차에 대한 평균분산이 4.1~25.3% 정도로 나타났다. 특히, Pierre의 실험결과와 매우 잘 맞아서 상관식 오차의 평균 분산이 4.1%로 나타났다. Shah이후 Kandlikar가 이 모델을 이용하였는데 향상계수에 대해서 비등계수와 대류계수의 기여도를 각각 분리해내고 비등계수의 기여도에 대해서는 각 냉매의 특성에 맞추어 수정계수를 달리하였다. 그는 광범위한 실험 자료를 근거로 보다 통계적인 방법으로 접근하였고 수평관에 대해서는 중력의 영향을 고려하기 위하여 Froude수를 적극 고려하였다. Kandlikar는 1983년 최초의 실험식 발표에 이어 보다 많은 종류의 냉매에 이용할 수 있도록 1990년 보완된 실험식을 발표하였고 1991년에는 관내 grooved fin의 효과를 고려한 식을 발표하였다. 그는 실험식에 대한 R22의 실험자료로 Chaddock 과 Brunemann, Zuber, Steiner의 실험결과를 이용했는데 이들의 실험에서 건도는 0.2~0.7이고 열유속은 2~35 kW/m²이었으며 질량유속은 113~1,700kg/m².sec이었다. Kandlikar는 이를 포함하여 24명의 연구자의 5246점의 실험자료를 활용하여 상관식을 얻었는데 R22에 대해서는 오차의 평균분산이 16% 정도로 나타났다.

근사(asymptotic)모델은 강제대류 비등의

2상류 열전달계수를 핵비등열전달계수(nucleate boiling)와 대류비등열전달계수(convective boiling)의 지수평균으로 보자는 것이다.

$$h_{tp} = (h_{nb}^n + h_{cb}^n)^{1/n} \quad (14)$$

Kutateladze(1961)는 n=2로 하여 과냉물(subcooled water)에 이용하였고 Churchill과 Usagi 등이 이를 개선하였다. 핵비등(nucleate boiling) 영역의 전열계수는 열유속의 증가와 함께 따라서 증가하는 반면 대류비등(convective boiling) 영역의 열전달계수는 열유속에 거의 영향을 받지 않는다. 따라서 열유속을 축으로 각각의 전열계수를 그리면 두 곡선이 교차하는 점이 생긴다. 결국 교차하는 점의 급격한 변화를 부드럽게 이어주는 방법으로 지수평균을 사용하자는 것이다. 지수의 값은 대부분 시행착오법으로 결정한다. 최근에는 Liu와 Winterton(1988)이 n=2를 사용하였고 Klimenko(1988), D. Steiner와 J. Taborek(1992)는 n=3을 제안하였다. 최근에 Steiner 와 Taborek(1992)은 핵비등 열전달계수를 구할 때 압력, 분자량, 열유속, 관의

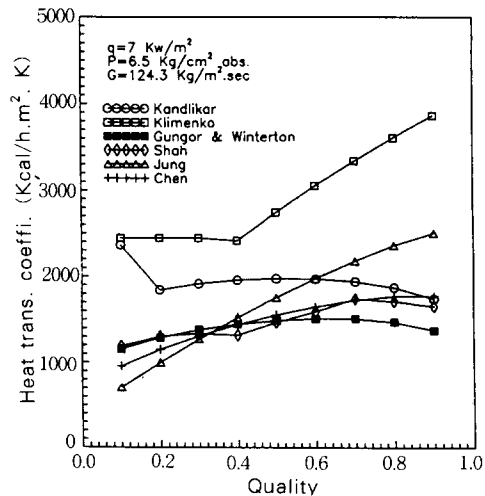


그림 8 건도 변화에 대한 각 실험식의 전열계수 예측값

직경 등을 보정할 수 있도록 상세하게 상관식을 만들었으나 그 적용 범위가 수직관에 국한되어 있다.

이상과 같은 연구결과들을 그림 8, 그림 9, 그림 10에 비교 정리하여 나타내었다. 그림 8은 냉매유량이 30kg/h(질량유속 124.3

kg/m².sec)이고 열유속이 7kW/m²일 경우 건도 변화에 대한 각 실험식들의 전열계수 예측 값을 나타낸다.

그림 9는 증발기의 건도가 0.6이고 열유속이 7kW/m²일 경우 냉매의 질량유속 변화에 대한 상관식들의 예측값을 나타낸 것이고 그림 10은 열유속 변화에 대한 전열계수의 변화를 각각 나타낸 것이다.

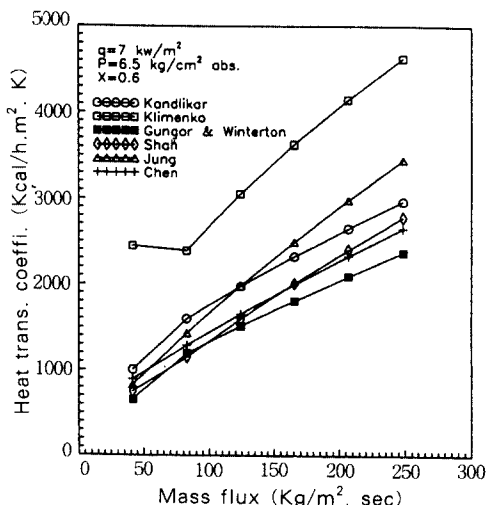


그림 9 냉매의 질량유속 변화에 대한 각 상관식들의 전열계수 예측값

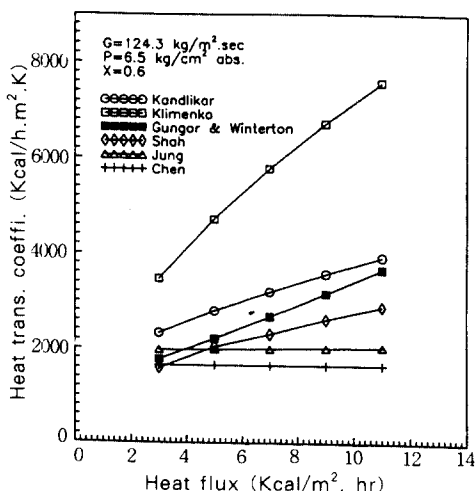


그림 10 열유속 변화에 대한 각 상관식들의 전열계수 예측값

3.2 확장관에서의 열전달(마이크로핀을 중심으로 본 확장표면의 효과)

마이크로핀관(micro-fin tubes)은 현재 대부분의 냉동 공조용 열교환기에 적용되고 있는 관으로서 내부 핀붙이 관(internally finned tubes), 관내 삽입물 부착(예를 들면 twisted-tape inserts, wire coil inserts) 관 등에 비해 열전달 및 압력강하 특성이 우수한 관으로 입증되었다. (39,40)

Schalger 등(41)은 R22를 작동유체로 하는 일련의 실험을 수행한 결과 외경 12.7mm의 관내 응축열전달계수가 마이크로핀관의 경우가 평활관의 경우의 1.5에서 2배로 크게 나타났다으며 압력강하계수의 증가는 그다지 크지 않음을 보였다.

최적의 Helix angle에 대한 의견 일치는 아직 없으나 Khanpara 등(42)은 외경 9.5mm의 마이크로핀관에서의 냉매 R113의 증발열전달 실험에서 핀의 형상과 helix angle의 변화에 따른 열전달 증가를 정량화하였다.

마이크로핀관의 중요성에도 불구하고 현재까지 이 관을 응축 및 증발에서의 이론적 모델이나 상관식의 제안이 없다. 단 마이크로핀관을 제외한 몇몇 확장관에 대한 상관식은 다소나마 제안된 것들이 있다.

Royal과 Bergles(39)는 4개의 핀붙이관(four internally finned tubes)에서 Ackers 등(43)이 제안한 평활관에서의 수증기에 대한 상관식을 수정하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$\frac{hD_h}{k} = 0.0265 \left(\frac{GeD_h}{\mu_l} \right)^{0.8} \cdot Pr_l^{0.33} \left[160 \left(\frac{e^2}{sD_h} \right)^{1.91} + 1 \right] \quad (15)$$

Kaushik와 Azer⁽⁴⁴⁾는 수증기, R113, 그리고 R11의 테이터를 바탕으로 상관식을 제안하였다.

$$\frac{hd_i}{k_l} = C \left(\frac{Ge d_i}{\mu_l} \right)^{0.507} \left(\frac{\Delta x d_i}{L} \right)^{0.198} \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{-0.14} F_1^{n_1} F_2^{n_2} \quad (16)$$

여기서, F_1 과 F_2 는 기하학적 상수이다.⁽⁴⁴⁾

Twisted tape 삽입관에 대한 상관식으로 Royal과 Bergles⁽³⁹⁾의 제안식이 있다.

$$\frac{hD_h}{k_l} = 0.0265 \left(\frac{F_t Ge D_h}{\mu_l} \right)^{0.8} Pr_l^{0.4} F_{tt} \quad (17)$$

여기서, F_t 는 관벽에서의 swirling flow의 속도를 고려한 것이고 F_{tt} 는 tape의 핀 효율을 고려한 것이다.

3.3 냉동유(oil)의 영향

열교환기에서 오일의 잔존량과 흐르는 유량의 정확한 측정방법이 별로 없는 관계로 아직도 오일의 영향에 대해서 명확하게 밝혀진 바가 없다. 다만, 오일 분리기(oil separator)가 설치되어 있는 경우는 오일의 유량은 0.5~2% 정도이고, 오일 분리가 없는 경우는 대략 5% 정도의 오일이 흐른다는 실험결과가 있을 뿐이고, 구체적으로 열교환기 내에 얼마만큼의 오일이 고여 있는지는 많이 알려져 있지 않다.⁽⁴⁵⁾

오일은 높은 점성 때문에 오일의 양이 많아도 흐르지 않고 관내벽에 붙어 있을 수 있는데, 증발기의 경우 낮은 온도로 인해 응축기에서보다 더 많은 오일이 잔존하게 된다.

응축기의 경우 Tichy 등⁽⁴⁶⁾의 연구에 의하면 오일은 냉매의 전도에 무관하게 항상 열전달계수의 값을 감소시킨다. 즉, 오일 2% 정도는 오일이 없는 경우보다 열전달계수값

을 10% 감소시키고, 5%의 오일은 23%의 열전달감소 효과가 있다.

응축기에서 오일이 있는 경우의 압력강하는 증발기에 비해서 아주 작게 일어난다. 즉, 5%의 오일은 대략 6%의 압력강하를 증가시키는 것으로 보고되고 있다.

증발기에 대한 보고로서 Chaddock⁽⁴⁷⁾은 증발기에서 오일이 1~3% 범위까지 증가할수록 열전달계수의 값이 오일이 없는 순수 냉매일 때보다 10~30% 정도 증가함을 밝혔다. Shlager⁽⁴⁸⁾는 적은 양의 오일일지라도 압력강하는 50~80% 정도 증가한다고 발표했다.

3.4 혼합냉매의 상변화열전달

비공비혼합냉매(nonazeotropic refrigerant mixture)는 응축시 응축온도가 높은 성분이 먼저 응축하게 되므로 응축 계면 근처에서 기상 및 액상에 농도 경계층이 형성되며 이것은 열전달에 대한 열저항으로 작용하므로 단일 냉매에 비해 열전달계수가 감소하게 된다. 더불어 혼합냉매의 응축이 진행되면서 응축온도는 점점 감소하게 되며 이를 temperature gliding이라 한다. 이러한 상변화시 온도 변화가 생기는 점을 이용하면 냉동기나 열펌프의 성능계수를 높일 수 있는 장점도 있다.

주요 냉매로 꼽히는 R22를 대체할 HFC(Hydrofluorocarbons)계 단일성분냉매가 없으므로 현재 그 대체냉매의 후보로 유력하게 검토되는 냉매는 2중(R410a) 및 3중(R407c) 냉매이다.

이러한 혼합냉매의 상변화 열전달에 대한 보고는 아직까지 많지 않은 실정이나 그 연구가 더욱 활발해져 가고 있다.

Bokhanovskiy⁽⁴⁹⁾는 비공비 혼합냉매 R22/R12의 수평관내 응축실험을 수행하여 열유속에 대한 평균 열전달계수를 구하였다. 그는 그의 실험조건하에서 열유속의 범위에 따라 4가지의 열전달 특성 영역을 구분하였다.

특히 그는 열유속이 적은 영역에서 혼합냉매의 농도 특성이 현저해짐을 확인하였다.

Tandon 등^(50,51)은 R22/R12 혼합냉매의 상관식으로 다음과 같은 식을 제안하였다.

$$\frac{h_m L}{k_l} = 2.82 Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{h_{fg}}{c_p \Delta T} \right)^{0.365} Re_v^{0.146} \quad (18)$$

그러나 이 식은 혼합냉매의 조성변화를 함수화하지는 못했고 단지 3가지의 조성 변화에 따른 열전달계수 데이터를 기초로 하여 제안된 것이다.

Mochizuki 등⁽⁵²⁾은 수평동관의 응축실험에서 4m의 직관을 10개로 분화하여 국소적인 온도 및 열전달계수를 측정하였다. 그들은 비공비 2성분 혼합냉매 R113/R11의 응축에 관하여 관측방향으로의 조성 변화를 근사적으로 라울의 법칙(Roult's law)을 써서 구하였다. 또한 대략 $\pm 8\%$ 의 정확도를 가지는 열전달계수 상관식을 제안하였다.

$$\frac{h_m L}{k_l} = 0.38 \left(\frac{L}{D} \right)^{-0.4} H^{-0.6} \cdot R^{-0.8} Pr_i^{0.8} (Re_l)_i^{0.8} \quad (19)$$

여기서, H 는 현열과 잠열의 비이고 R 은 밀도와 점성계수의 합의 비이다.

Koyama 등^(53,54)은 압축시스템 및 펌프시스템을 갖는 응축실험장치에서 12개의 시험부를 이용하여 국소적인 열전달 특성을 구하였다. 이들은 또한 열전달 특성을 정확하게 구하려는 노력의 일환으로 기상쪽(vapor side)의 물질 전달 모델을 세워 물질전달계수의 상관식도 아울러 제시하였다. 이들은 마이크로핀관과 평활관에서의 응축열전달계수도 비교하였다.

Torikoshi 등⁽⁵⁵⁾은 수평관에서 냉매 R32, R134a 및 이들의 혼합냉매(R32~30 w%)의 증발 및 응축실험을 통해 R32/R134a의 혼합냉매의 열전달계수가 증발 및 응축 모두 R22의 열전달계수보다 낮음을 확인하였다. 또

한 이 혼합냉매의 압력강하는 ideal mixing rule로 계산 가능함을 보였다.

최근에는 혼합냉매의 열전달계수의 보다 정확한 측정 및 질량전달이 열전달에 미치는 영향의 정량화 그리고 질량전달의 모델링에 관해 활발한 연구가 진행되고 있다.⁽⁵⁶⁻⁵⁸⁾ 이러한 상변환시 열전달계수에 대한 연구는 아직 많은 불확실성을 가지고 있으므로 활발한 연구가 진행되고 있다. 특히 최근에는 대체냉매에 대한 연구뿐만 아니라 증발기내에서의 증발 및 비등에 대한 보다 근본적이고 물리적인 이해를 위한 연구, 건도 0.9 이상에서의 2상유동 양식과 열전달계수에 대한 연구 등이 관심을 끌고 있다.

4. 맺음말

인간이 쾌적한 환경을 요구하는 수준과 함께 개발 및 개선되어 온 공조용 finned tube 열교환기에 대한 연구는 앞으로도 환경과 소형화 및 정속 운전의 요구에 부응하기 위하여 지속적인 연구 및 개선이 요구될 것이다. 또한, 생산기술이 발달함에 따라 이에 적합한 새로운 형태의 경제적이고 효율적인 열교환기의 설계가 필요할 것이다. 특히 앞으로 중요성이 더욱 강조될 환경오염, 재료의 재활용 등의 측면은 현재 우리가 개척해야 할 분야일 것이다. 한편으로는 국내의 짧은 열교환기 개발의 역사에 의하여 지금까지 사용되어 온 외국의 기술 및 특허 등의 문제에 대하여 국내 고유의 기술을 보유할 수 있도록 더욱 노력을 하여야 할 것이다. 나아가 실제 열교환기에서의 확장표면의 효과, 냉동유의 영향 그리고 혼합냉매의 열전달 특성 등을 고려할 수 있는 상관식을 개발함으로써 국내의 열교환기 설계기술이 외국에 비하여 우위를 점할 수 있도록 하는 노력이 계속되어야 할 것이다. 그리고 미래까지 이러한 기술적 우위를 지속하기 위해서는 혼합냉매의 상변화 열전달현상의 기본 메커니즘을 밝히

는 등의 열교환기에서의 열유동특성에 대한 기초적인 연구와 새로운 형태의 열교환기 개발 및 전기장을 이용한 열전달 촉진 등의 신기술을 이용한 열전달 연구 등에 대한 투자와 관심이 지속되어야 한다.

참고문헌

- (1) 통계청, 1995, 산업생산연보, pp. 594~597.
- (2) Kruse, H., 1994, "European Research Concerning CFC and HCFC Substitution," *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, No. 3. pp. 149~155.
- (3) Marvillet, Ch., 1994, "Recent Developments in Heat Exchangers for Automotive Applications," in Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects Edited by Ch. Marvillet, DTI, *Energy Technology*, Denmark, pp. 8~51.
- (4) 이동진, 윤점열, 1993, "열교환기 성능에 영향을 미치는 인자들의 특성과 연구동향," 대한기계학회지, Vol. 33, pp. 936~941.
- (5) Baggio, P. and Fornasicri, E., 1994, "Air-Side Heat Transfer and Flow Friction: Theoretical Aspects," in Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects Edited by Ch. Marvillet, DTI, *Energy Technology*, Denmark, pp. 91~159.
- (6) Beecher, D. T. and Fagan, T. J. 1987, "Effect of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, Vol. 93. Part2.
- (7) Goldstein, L. J. and Sparrow, E. M., 1976, "Experiments on the Transfer Characteristics of a Corrugated Fin and Tube Heat Exchanger Configuration," *J. Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 23~34.
- (8) Ito, M., Kimura, H. and Senshu, T., 1977, "Development of High Efficiency Air-Cooled Heat Exchanger," *Hitachi Review*, Vol. 26, pp. 323~327.
- (9) Shah, R. K., 1983, "Compact Heat Exchanger Surface Selection, Optimization and Computer Aided Thermal Design," in *Low Reynolds Number Heat Exchanger*, Hemisphere Publishing Co., Washington. pp. 845~874.
- (10) Hatada, T., Ueda, U., Ojouchi, T. and Shimizu, T., 1989, "Improved Heat Transfer Performance of Air Coolers by Strip Fins Controlling Air Flow Distribution," *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, Part 1, pp. 166~170.
- (11) Ito, M., Kimura, H., Tanaka, T. and Musoh, M., 1982, "Development of Air-Cooling Heat Exchangers with Rough-surface Louver Fins," *ASHRAE Trans.*, Vol. 88, Part2, pp. 218~277.
- (12) Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, "Effect of Fin Pattern on the Air Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, Part2, pp. 1961~1984.
- (13) Ciofalo, M., Collins, M. V. and Henry, F. S., 1991, "Laminar and Turbulent Flow and Heat Transfer in Crossed Corrugated Heat Exchangers," *Numerical Method in Thermal Problems*, Vol. VIII, part 1, Pineridge Press, Swansea U. K., pp. 622~638.
- (14) 이교승, 전창덕, 이진호, 1994, "루우버 Fin형 열교환기의 유동구조 및 압력강하 특성에 관한 연구," 공기조화·냉동공학 논문집, 제6권, 제2호, pp. 140~154.
- (15) 전창덕, 1994, "루우버 Fin형 코밀도 열교환기의 유동구조 및 열전달 특성에 관

- 한 연구," 박사학위논문, 연세대학교.
- (16) 김무환 등, 1995, "냉동·공조용 고효율 열교환기 개발에 관한 연구," 제2차년도 연차보고서(발간예정), 과학기술처.
- (17) Annaiev, E. P., Boyko, L. D. and Kruahilin, G. N., 1961, "Heat Transfer in the Presence of Steam Condensation in a Horizontal Tube," *Proc. 1st Int. Heat Transfer Conf.*, Part II, p. 290.
- (18) Boyko, L. D. and Kruahilin, G. N., 1967, "Heat Transfer and Hydraulic Resistance during Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 361~373.
- (19) Miropolsky, Z. L., 1962, "Heat Transfer during Condensation of High Pressure Steam inside a Tube," *Teploenergetika*, Vol. 3, pp. 79~83.
- (20) Chato, J., 1962, *ASHRAE J.*, p. 52.
- (21) Jaster, H. and Kosky, P. G., 1976, "Condensation in a Mixed Flow Regime," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 95~99.
- (22) Soliman, M. and Schuster, J. R., 1968, "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation," *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 267~276.
- (23) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, "Forced Convection Condensation in Tubes: A Heat Transfer Correlation for Condenser Design," *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, Part I, pp. 157~165.
- (24) Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation," *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Sept. 3~7, pp. 309~313.
- (25) Shah, M. M., 1989, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
- (26) Chen, S. L., Gerner, F. M. and Tien, C. L., 1987, "General Film Condensation Correlations," *Exp. Heat Transfer*, Vol. 1, pp. 93~107.
- (27) Chun, K. R. and Seban, R. A., 1971, "Heat Transfer to Evaporating Liquid Films," *J. Heat Transfer*, Vol. 93, pp. 391~396.
- (28) Blangetti, F. and Schlunder, E. O., 1978, "Local Heat Transfer Coefficients of Condensation in a Vertical Tube," *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 2, pp. 437~442.
- (29) Ueda, T., Kubo, T. and Inoue, M., 1976, "Heat Transfer for Steam Condensing Inside a Vertical Tube," *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 3, pp. 304~308.
- (30) Fujii, T., Honda, H. and Nozu, S., 1980, "Condensation of Fluorocarbon Refrigerants Inside a Horizontal Tube-Proposals of Semi-empirical Expressions for the Local Heat Transfer Coefficient and Interfacial Friction Factor," *Refrigeration, JAR.*, Vol. 55, pp. 3~20(in Japanese).
- (31) Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Ind. Eng. Chem. Proc. Design and Dev.*, Vol. 5, No. 3, pp. 322~339.
- (32) Bennett, L. and Chen, J. C. "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures," *AIChE J.*, Vol. 26, No. 3, pp. 454~461.
- (33) Shah, M. M., 1976, "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow Through Pipes," *ASHRAE Trans.*, No. 2763, Vol. 82, pp. 66~86.

- (34) Gunger, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351 ~ 358.
- (35) Klimenko, V. V., 1988, "A General Correlation for Two-Phase Forced Flow Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 3, pp. 541 ~ 552.
- (36) Jung, D. S. and Didion, D. A., 1989, "Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Using Refrigerant Mixtures," *EPRI ER-6364 project8006-2 final report*.
- (37) Kandlikar, S. G., 1989, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219 ~ 228.
- (38) Kandlikar, S. G., 1991, "A Model for Correlating Flow Boiling Heat Transfer in Augmented Tubes and Compact Evaporators," *J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 966 ~ 972.
- (39) Royal, J. H. and Bergles, A. E., 1978, "Augmentation of Horizontal In-tube Condensation by Means of Twisted Tape Inserts and Internally Finned Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 17 ~ 24.
- (40) Said, S. A. and Azer, N. Z., 1983, "Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation Inside Horizontal Finned Tubes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 89, Part 1, pp. 114 ~ 134.
- (41) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, "Evaporation and Condensation heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Micro-fin Tubes with Refrigerant 22," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 1041 ~ 1047.
- (42) Khanpara, J. C., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1987, "Local Evaporation Heat Transfer in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube Using Refrigerants 22 and 113," in *Boiling and Condensation in Heat Transfer Equipment*, E. G. Ragi, Ed., HTD Vol. 85, ASME, New York, pp. 31 ~ 39.
- (43) Ackers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, "Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 1711 ~ 1176.
- (44) Kaushik, N. and Azer, N. Z., 1988, "A General Heat Transfer Correlation for Condensation Inside Internally Finned Tubes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, Part 2, pp. 261 ~ 279.
- (45) Pate, M. B., 1988, "Design Considerations for Air-conditioning Evaporator and Condenser Coils," in *Two-Phase Flow Heat Exchangers*, Kluwer Academic Publishers, pp. 849 ~ 884.
- (46) Tichy, J. A. Machon, N. A. and Duval, W. W. B. 1985, "An Experimental Investigation of Heat Transfer in Forced Convection Condensation of Oil-Refrigerant Mixtures," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, Part 1A, pp. 297 ~ 308.
- (47) Chaddock, J. B., 1986, "Influence of Oil on In-Tube Refrigerant Evaporator Performance," *Heat Transfer in Air-Conditioning and Refrigeration Equipment*, HTD-Vol. 65, ASME: New York, pp. 33 ~ 46.
- (48) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1987, "A Survey of Refrigerant Heat Transfer and Pressure Drop Emphasizing Oil Effects and In-Tube Augmentation." *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, Part 1.
- (49) Bokhanovskiy, Y. G., 1980, "Heat

- Transfer from Freon-12, Freon-22 and Their Mixtures in a Coiled-Tube Condenser," *Heat Transfer-Soviet Research*, Vol. 12, No. 4, July-August, pp. 43~45.
- (50) Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1985, "Prediction of Flow Patterns During Condensation of Binary Mixtures in a Horizontal Tube," *ASME Trans.*, Vol. 107, pp. 424~430.
- (51) Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1986, "Generalized Correlation for Condensation of Binary Mixtures inside a Horizontal Tube," *Int. J. Refrig.* Vol. 9, pp. 134~136.
- (52) Mochizuki, S., Inoue, T. and Tomimaga, M., 1988, "Condensation of Nonazeotropic Binary Mixtures in a Horizontal Tube," *JSME Trans.*, Vol. 54, No. 503, pp. 1796~1801.
- (53) Koyama, S., Miyaara, A., Fujii, T., Takamatsu, H. and Yonemoto, K., 1988, "Condensation of Refrigerant Mixtures R22+R114 inside a Horizontal Tube," *JSME Trans.*, Vol. 54, No. 502, pp. 1447~1452.
- (54) Koyama, S., Gao, L., Imamura, N. and Fujii, T., 1991, "An Experimental Study of Condensation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures HCFC22+CFC114 inside a Horizontal Smooth Tube," *JSME Trans.*, Vol. 57, No. 538, pp. 2032~2038.
- (55) Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1993, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-134a, R-32, and a Mixture of R-32/R-134a inside a Horizontal Tube," *ASHRAE Trans. : Research*, pp. 90~96.
- (56) Torikoshi, K. and Ebisu, T., and Okuyama, K., 1995, "Evaporation Heat Transfer Characteristics of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures of HFC-32/134a and HFC-32/125/134a inside a Horizontal Tube," *Proc. 2nd Int. Conf. on Multiphase Flow*, pp. 5-43~49.
- (57) Koyama, S., Dilao, C. O. and Fujii, T., 1992, "Turbulent Film Condensation of Binary Mixtures inside a Vertical Tube," *Proc. 2nd KSME-JSME thermal engineering conf.*, pp. 2-429~432.
- (58) Shibata, Y., Uchiyama, N. and Suzuki, K., 1995, "A Numerical Study on Evaporative Heat Transfer of Nonazeotropic Binary Mixtures Composed of Alternative Refrigerants," *Proc. 2nd Int. Conf. on Multiphase Flow*, pp. 5-35~42. 