

'97 춘계 학술 발표회 논문집

한국원자력학회

원자력 발전용 직교류 펀-관 열교환기의 성능 평가

김정훈, 배성원, 김무환

포항공과대학교

경북 포항시 남구 효자동 산 31번지

허용석

LG기계(주)

경기도 군포시 당정동 200번지 435-030

요약

본 연구에서는 나선형과 판형의 펀을 가진 원자력 발전소용 직교류 펀-관 열교환기의 열량을 ARI Standard-410에 따라 실험적으로 측정하여 풍속과 냉수속에 따른 열저항 및 압력 손실을 도출하는 것을 목적으로 하였으며, 이러한 시도를 통해서 실제 열교환기의 성능 평가시 필요한 기술적 자료를 축적하고자 하였다. 실험에서는 나선형 6fin/in, 8fin/in, 10fin/in 열교환기와 판형 8fin/in 열교환기를 사용하였으며, 풍속을 0.486m/s와 2.214m/s로, 수속을 1m/s~4m/s로 하여 실험을 행하였다. 실험 결과를 통하여, 원자력 발전소의 격납 용기내의 공기조화를 위하여 사용되어지는 열교환기의 성능 평가 방법 및 실증 능력을 확보하였으며, 풍속 증가에 따라 총괄 열전달 계수는 전체적으로 비례 증가하는 경향을 보였다. 판형이 나선형 보다 열전달 계수가 작게 나타났으며, 나선형 열교환기의 경우 fin수에 따른 변화는 크지 않았으나, 열전달 면적을 고려한 경우에는 나선형 10fin/in 열교환기가 가장 뛰어난 열교환 성능을 발휘함을 알 수 있었다. 또한, 공기측의 압력 손실은 전체적으로 전면 풍속 증가에 따라서 속도 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 보였다.

1. 서 론

공기 조화용으로 사용되는 일반적 형태의 열교환기는 펀-관(Fin & Tube) 열교환기이다. 펀-관 열교환기의 설계 및 생산을 위해서는 열교환기의 성능을 평가하는 일관된 과정이 필요하다. 열교환기의 성능 평가의 주목적은 공기측 열전달 계수 결정과 펀 효율 결정에 있다. 외국의 경우 ASHRAE나 ARI 등의 기관에서 열교환기의 성능 평가를 위한 기본 지침을 마련하여 일관된 열교환기 성능 평가를 제도적으로 뒷받침하고 있다. 그러나, 국내에서는 산업계의 요구에 부응하는 열교환기 성능 평가 지침이 마련되어 있지 않다.

따라서, 본 연구에서는 나선형과 판형의 펀을 가진 원자력 발전소용 직교류 펀-관 열교환기의 열량을 ARI Standard-410에 따라 실험적으로 측정하여 풍속과 냉수속에 따른 열

저항 및 압력 손실을 도출하는 것을 목적으로 하였으며, 이러한 시도를 통해서 실제 열교환기의 성능 평가시 필요한 기술적 자료를 축적하고자 하였다.

열교환기의 열저항을 계산하기 위해서는 대수 평균 온도차의 계산이 선행되어야 한다. 대수 평균 온도차를 얻는 식은 대향류 열교환기에서 유도할 수 있다. 대향류 열교환기를 이루는 이중 동심원관의 내관과 외관을 대향류로 유동하는 두 작동 유체간의 열교환량과 각각의 입출구 온도, 기준 열전달 면적을 알 때, 총괄 열전달 계수(U)와 대수 평균 온도차($\Delta t_{m,cf}$)는 다음과 같이 나타낸다.

$$U = \frac{q}{A_o \Delta t_{m,cf}} \quad (1)$$

$$\Delta t_{m,cf} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \right)} \quad (2)$$

이러한 대향류 열교환기의 대수 평균 온도 차를 이용한 직교류 열교환기의 대수 평균 온도차는 대향류 대수 평균 온도차에 수정 계수 F 를 곱하여 얻는다.

$$\Delta t_m = F \cdot \Delta t_{m,d} \quad (3)$$

직교류 열교환기의 열수가 4이면 수정 계수 F 는 1.0이라고 보아도 무방하다^[1].

각 유체의 열교환량은 유량과 엔탈피의 곱으로 구해진다. 공기측 유량은 피토관으로 측정된 속도에 면적과 밀도를 곱하였다. 냉수측 유량은 rotameter를 이용하여 구한 부피 유량 값에, 냉수 입구의 온도를 기준으로 계산한 밀도를 곱하여 질량 유량을 구하였다. 냉수측의 엔탈피는 비열(C_p)이 일정하다고 가정하여 비열과 입출구 온도차를 곱하여 얻었으며, 공기측은 온도와 습도의 함수로써 얻어낸 습공기의 엔탈피를 입출구에서 측정하여 그 차이를 열량 계산에 이용하였다. 이상과 같이 각 유체의 전열량과 각 유체의 입출구 온도를 측정하여, 총괄 열전달 계수 U 를 계산하였다.

2. 실험 장치 및 방법

실험 장치는 Fig. 1과 같이 열풍동, 공기 가열 장치, 냉수 순환 계통과 각부 측정 장치로 구성하였다. 실험에 사용된 열교환기는 모두 직교류형으로, 나선형 핀을 가진 6fin/in, 8fin/in, 10fin/in 열교환기와 판형 핀을 가진 8fin/in 열교환기이다. 또, 이들의 관 배열은 4열이며, 공기 유입 방향으로 21단과 20단이 순서대로 놓여진 총 82개의 관으로 구성된다. 관 직경은 5/8in, 두께는 0.049in, 길이는 652 mm이다. 관 피치는 열과 단 방향으로 각각 30.55mm, 35.8mm이다. 핀 두께는 0.4mm이며, 나선형 핀의 경우에는 핀 높이가 9.06mm이다. 이러한 직교류 핀-관 열교환기의 관 내부에 냉수를 유입시키고, 공기측에는 일정 온습도의 공기를 송풍시킨다. 열교환량은 공기측과 냉수측에서 각각 측정, 계산되며, 실험의 신뢰성 확보를 위해 이 두 열교환량을 비교하며, 최종적인 열교환량은 공기측 열교환량을 기준으로 하였다. 공기측 열교환량의 계산 과정과 냉수측 열교환량의 측정 과정을 아래에 서술하였다.

2.1 열풍동

열풍동의 실험부는 제 1 실험부와 제 2 실험부로 나눌 수 있다. 제 1 실험부에서는 풍동으로 유입되는 공기의 유량을 측정한다. 공기의 유량 측정을 위해 피토 압력계를 이용하며, 밀도 계산을 위해 온도를 거의 동일한 지점에서 측정한다. 여기서 사용되는 식은

$$\dot{m} = \rho Q = \rho(T) A \sqrt{\frac{24b}{\rho(T)}} \quad (4)$$

이다. 제 1 측정부는 단면적 0.16m²인 정사각형이다. 공기측의 차압은 해상력 1/100mm H₂O의 피토 압력계로 측정한다.

제 1 측정부에서 계산된 공기 속도는 유량 계산에 이용되고 난 후, 제 2 측정부의 속도로 환산된다. 제 1 측정부와 제 2 측정부는 유동 방향으로 3m 떨어져 있으며, 풍동 외벽을 단열 처리하여 온도 변화를 저지하였다. 제 2 측정부의 단면적은 0.49981m²이다. 제 2 측정부의 공기 속도는 제 1 측정부 공기 속도에 0.3201를 곱해 얻는다. 열교환의 주요 실험 변수는 제 2 측정부의 공기 속도이다.

공기측 온도는 제 1 측정부에서 밀도 계산을 위해 측정되었다가, 다시 열교환기 전방 30cm 지점에서 측정된다. 제 2 측정부에서 측정된 온도는 공기측의 열량 계산에 이용된다. 공기측의 열량은 습공기의 엔탈피 계산식을 이용하여 입출구의 엔탈피차를 구하고, 이 값에 유량을 곱하여 구한다. 열교환기 후류의 공기 온도는 전체 단면에서 완전히 같지 않고 관 길이 방향과 단 방향으로 분포를 가지기 때문에, 15개의 열전대를 단면상에 배치하여, DAS(Data acquisition system)를 통해 읽은 값을 산술 평균하여 구하였다. 엔탈피 계산을 위해 필요한 입출구의 상대 습도를 측정하기 위해 열교환기의 전후방에 각각 1개 쌍의 습도 센서를 설치하였다. 습도계는 4.0 %의 측정 오차를 보장하는 Omega사의 RH-CN형을 사용하였다. 습공기의 엔탈피 계산에는 다음식을 이용하였다.

$$h = 1.005 T_a + (2501.6 + 1.805 T_a)x \quad (5)$$

$$x = \left(\frac{R_a}{R_v} \right) \left(\frac{p_w}{p_t - p_w} \right) \quad (6)$$

$$p_w = \frac{RH p_{ws}}{100} \quad (7)$$

여기서, p_{ws} 는 포화 증기압을 나타내며, curve fitting에 의해 공기 온도(T_a)의 함수로 구해진다. 식 (6)에서 절대 습도(x)를 구하기 위한 습공기압(p)은 101.325kPa를 사용하였다. R_a 와 R_v 는 각각 공기와 증기의 기체 상수로서, 각각 29.77, 47.06로 하였다. 위의 엔탈피 계산을 공기측 전후방에서 각각 측정된 온도, 습도에 대해서 행하여, 공기측의 엔탈피 변화를 계산한다.

최종적인 공기측의 열량은 다음 식 (8)로 계산한다.

$$Q_a = \dot{m}(h_o - h_i) = \rho A V(h_o - h_i) \quad (8)$$

2.2 냉수 순환 계통

시험 열교환기에 공급되는 냉수는 증기 압축 냉동 시스템을 거쳐 온도를 떨어뜨린 다음, 시험 열교환기로 공급된다. 증기 압축 냉동 시스템은 36.7RT의 대형 냉동기로써 현재의 펀-관 열교환기 시험 범위에 비해 그 용량이 매우 크다. 따라서, 시험 열교환기에 공급되는 냉수는 일단 5,000liter 용량의 저수조에서 냉동기를 통과하여 바이пас 밸브를 거친다. 이러한 회로를 거치게 된 냉수의 온도는 후류에 따로 가열 장치가 없으므로, 완전한 항온 효과를 기대하기 어렵다. 따라서, 시험 열교환기의 냉수의 안정적인 입구 온도 유지가 힘들게 되어, 이를 보완하기 위해, 냉수를 냉동기만을 거치도록 하여 8~9°C의 온도 상태로 만든 다음, 냉동기의 작동을 정지시킨 상태에서 시험 열교환기로 유입되도록 하였다. 가장 열교환량이 큰 경우에서도 순환 냉수의 온도 상승 속도는 분당 0.2°C를 넘지 않아 매우 느리며 열교환기에 가해지는 영향도 매우 작다. 실험 초기에는 냉수의 유입 온도가 9°C 이하가 되어 공기측과의 열교환 과정에서 펀 표면에 결로(frost)가 육안으로 확인되었다. 결로는 실험이 진행되면서 냉각수 유입 온도가 점차 상승하므로 실험 후반부에는 그 영향이 없다.

위와 같이 공급되는 냉수는 시험 열교환기 입구 부분에서 체적 유량을 측정하기 위한 유량계를 통과한 후에 열교환기에 유입되는데, 유량계로는 4%의 최대 범위 오차를 가지는 Omega사의 FL-8313형을 사용하였다.

냉수의 입출구 온도는 열교환기 입, 출구 플랜지의 직관부에 설치된 T형 열전대로 측

정된다. 측정점이 관 중앙부가 되도록 열전대를 배치하였으며, 측정 단면에서의 온도가 동일하다고 가정하였다. 이외에, 압력 손실 측정을 위한 압력공을 마련하여, 열교환기의 냉수측 압력 손실도 측정할 수 있도록 하였다.

냉수측 열교환량은 유량계에 의한 질량 유량값과 입출구의 온도차로 다음과 같이 계산된다.

$$Q_w = \dot{m}c_p(T_{wo} - T_{wi}) \quad (9)$$

냉수의 비열은 4.179로 하였다. 실험 장치 구성에 쓰인 주요 측정 장비와 이들의 사양을 Table 1에 정리하였다. 여기에는 측정 장비 고유의 Bias error(B)도 포함하여 정리하였다.

2.3 불확실성 분석

공기측과 냉수측의 열량 계산에 이용되는 물리량의 측정 오차와 최종적인 각 열교환량의 불확실성을 Table 2에 나타내었다. 여기서, B(Bias error)란 측정을 행할 때 고정적으로 나타나는 오차로써 측정 장비가 가지는 한계를 나타내는 것이며, P(Precision error)란 측정 횟수를 거듭할 때 각 측정값의 분포로써 구해지는 오차를 말한다. 그리고, B와 P에 의한 불확실성을 토대로 측정값에 대한 최종적인 불확실성을 아래식 (10)으로 구한다.

$$U_x = \sqrt{P_x^2 + B_x^2} \quad (10)$$

2.4 실험 방법

열교환기 시험의 가장 큰 변수는 공기의 풍속과 냉수의 수속이다. 이 두가지 시험 변수에 대해 수속을 1.434kg/s와 0.486kg/s로 하고, 각 수속에 대해 풍속을 1m/s~4m/s의 4 단계로 하여 각 열교환기에 대하여 실험하였다.

총괄 열전달 계수는 공기측 열량을 대수 평균 온도차와 공기측 열교환 면적으로 나누어 구하였다. 전열 면적은 나선형핀을 원형핀으로 가정하여 계산하였는데, 나선형 6fin/in은 20.887m^2 , 8fin/in은 26.978m^2 , 10fin/in 열교환기는 33.046m^2 , 판형 8fin/in 열교환기는 42.83m^2 의 전열 면적을 가지고 있다.

실험을 위해 우선 열풍등의 송풍기를 작동시키면서 속도를 조절하고 가열 장치를 가동시켜 공기가 안정적인 상태가 되도록 한다.

공기 가열 시간 동안 열교환기 표면의 응축 수가 증발하고 표면이 건조한 상태로 유지되도록 하기 위해 냉수는 유입시키지 않는다. 가열 장치에서 가해지는 열량은 PID 컨트롤에 의해 조절된다. 이때, 입구 공기 온도는 30~35°C 정도로 유지하여 시험하였다.

공기의 입구 상태 조절이 완료되면, 냉수의 유입 밸브를 개방하고 유량을 조절한다. 냉수 유입 직후에는 열교환기 자체의 온도가 냉수 측과 공기측의 열교환에 의해 변하기 때문에, 공기측과 냉수측의 열량 균형이 상당히 틀리게 된다. 또한, 실험 범위에 적당한 냉수의 온도와 유량은 기준 항온조로 얻을 수 없었기 때문에 대형의 냉동기를 이용하여 얻었다. 이 때문에 냉동기가 작동할 때는 냉수 입구 온도가 급격히 감소하여 열교환기 실험에 영향을 끼치게 된다. 이러한 현상을 막기 위해, 약 8~9°C의 냉수를 미리 준비하여, 한 경우의 실험에 계속될 동안 유입되는 냉수에 대해서는 온도 조절을 하지 않았다. 따라서, 냉수 유입 온도는 Fig. 2에서 보이듯이 전체 실험 시간 동안 계속 상승하지만, 입출구 온도 차는 전체 실험 시간 동안 큰 변화를 보이지 않는다.

Fig. 3은 공기의 상대 습도와 온도의 시간에 따른 변화 경향을 나타낸 것이다. 비제습 조건을 맞추기 위해 공기측의 가열 장치를 작동시킨 결과가 온도 측정에 나타나 있다. 공기측 후류 온도는 냉수 입구 온도가 계속 상승하므로 그와 같은 비율로 상승하고 있다. 또한, 공기측 후류의 상대 습도 또한 후류의 온도 상승 때문에 계속 낮아지고 있다.

열교환량과 직접 관계되는 냉수 온도차와 공기의 엔탈피차를 Fig. 4에 나타내었다. 냉수의 입출구 온도차는 공기의 추가 가열 시기 이후에 0.7~0.8°C 수준을 유지한다. 그럼에서 알 수 있듯이, 냉수 온도차의 편차 정도는 공기측 엔탈피차의 편차와 크게 차이나지 않지만, 불확실성 분석의 바이어스 오차의 측면에서 보면 냉수 온도차 그 자체가 작으므로 열량의 불확실성에 미치는 영향이 크다.

Fig. 5는 공기측과 냉수측의 열교환량을 나타낸 것이다. 공기측을 가열하여 29°C에서 34°C로 온도를 높이면 냉수측과 공기측의 온도 차가 커지고 이로 인한 열교환량도 커지게 된다. 실험이 계속 진행 되어감에 따라, 공기측 열교환량이 냉수측 열교환량에 접근하고

있다.

Fig. 6은 공기측 열량을 기준으로 한 냉수 측 열량과의 상대 오차와 총괄 열전달 계수를 나타낸 것이다. 실험 시작후 약 30분이 경과하면 대체적인 상대 오차가 10% 미만을 유지하며 총괄 열전달 계수는 8.0BTU/ft²hrF를 유지한다. 즉, 냉수측 전열량의 불확실성이 공기측에 비해 매우 크지만 측정에 의해 나타나는 전열량 차이가 10% 이내로 접근하는 것이다. 공기측 전열량과 대수 평균 온도차는 일정 시간 동안의 단위 구간을 평균하지 않고, 상대 오차가 10% 미만인 구간에서 한 순간의 값을 취하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

Fig. 7과 Fig. 8은 수속에 따라 구분한 각 열교환기의 총괄 열전달 계수를 풍속에 대해 나타낸 것이다. 제습 열교환을 고려하지 않고, 비제습 열교환일 때만 비교하면 나선형 6fin/in 열교환기의 열전달 계수가 제일 크고, 판형 8fin/in 열교환기가 제일 작다. 나선형 8fin/in과 10fin/in 열교환기는 열전달 계수가 거의 비슷하지만 수속이 0.486m/s일 때 10fin/in 쪽이 약간 크게 나타났다. 제습 열교환의 경우에는 수속 2.214m/s일 때만 비교하였는데, 이때는 8fin/in 열교환기가 약간 크다.

Fig. 9는 수속의 구분없이 각 열교환기의 압력 손실을 나타낸 것이다. 나선형 6fin/in 열교환기가 다른 열교환기에 비해 압력 손실이 뚜렷이 작은 것을 제외하면, 모든 열교환기의 압력 손실 경향은 거의 동일하다. 그러나, 응축수가 등반된 제습 열교환의 경우에는 압력 손실이 크게 증가함을 나선형 8fin/in 열교환기의 경우에서 확인할 수 있다.

이상에서는 총괄 열전달 계수를 중심으로 열교환기의 성능을 검토하였으나, 총괄 열전달 계수는 동일 전열 면적에 대한 열교환 능력을 나타내는 것이다. 따라서, 이미 설계된 열교환기의 열교환 능력을 비교하는 경우에는 직접적인 열량의 비교보다는 온도차의 영향을 배제한 열전달 계수와 면적의 곱(UA)을 지표로 보아야 한다. 이를 위해, 나선형 8fin/in 열교환기와 다른 열교환기들의 UA값을 비교하였다. 우선, Fig. 10은 나선형 8fin/in과 10fin/in 열교환기의 UA값을 비교한 것이다. 10fin/in 열교환기가 8fin/in에 비해 높은 값을

나타내었다.

Fig. 11은 나선형 8fin/in과 판형 8fin/in 열교환기의 비교이다. 열전달 계수값만의 비교에서는 판형 8fin/in 열교환기가 나선형 8fin/in에 비해 낮은 값을 가지지만, 면적이 고려된 UA 값의 비교에서는 판형 8fin/in 열교환기가 더 우수한 열교환 성능을 나타내었다.

4. 결 론

이상의 실험 결과로 부터, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 원자력 발전소의 격납 용기내의 공기조화를 위하여 사용되어지는 열교환기의 성능 평가 방법 및 실증 능력을 확보하였다.

(2) 풍속 증가에 따라서 총괄 열전달 계수는 전체적으로 비례 증가하는 경향을 보였다. 판형이 나선형보다 열전달 계수가 작게 나타났으며, 나선형 열교환기의 경우 fin수에 따른 변화는 크지 않았으나, 열전달 면적을 고려한 경우에는 나선형 10fin/in 열교환기가 가장 뛰어난 열교환 성능을 발휘함을 알 수 있었다.

(3) 공기측의 압력 손실은 전체적으로 전면 풍속 증가에 따라서 속도 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 보였으며, 제습 열교환이라 하더라도 활발한 응축수의 생성이 등반되지 않으면 압력 손실에는 영향을 끼치지 않았다.

후기

본 연구는 LG기계(주)의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고 문헌

- [1] Sadik Kakac, "Boilers, Evaporators, and Condensers", pp.19-25, John Wiley & Sons Inc., 1991
- [2] 윤 백, 김 영생, 박 현연, "직교류 핀-판 열교환기의 성능 평가", 공기조화냉동공학 논문집, 제 25권, 제 2호, pp.151-160, 1996
- [3] F.P. Incropera & D.P. DeWitt, "Fundamental of Heat Transfer", pp.502-535, John Wiley & Sons Inc., 1981
- [4] F.M. White, Fluid Mechanics, 2nd ed., pp.351-355, McGraw-Hill International,

1986

- [5] W.F. Stoecker & J.W. Johns, "Refrigeration & Air conditioning", 2nd ed., pp.40-56, McGraw-Hill International
- [6] R.S. Figliola & D.E. Beasley, "Theory and Design for Mechanical Measurements", pp.11-20, John Wiley & Sons, Inc., 1991
- [7] H.W. Coleman & W.G. Steele Jr., "Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers", pp.75-116, John Wiley & Sons Inc., 1989
- [8] Air-Conditioning & Refrigeration Institute (ARI), ARI-STANDARD 410-1987, "Forced circulation air-cooling and air-heating coils", 1987
- [9] ASHRAE Fundamentals, 1993.
- [10] D.L. Gray and R.L. Webb, "Heat transfer and friction correlation for plate finned-tube heat exchangers having plain fins", Proc. Eighth Int. Heat Transfer Conf. August 17-22, San Francisco, pp.2745-2750, 1986
- [11] F.C. McQuiston, "Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin tube heat transfer surfaces", ASHRAE Trans. Vol.84(1), pp.266-293, 1978

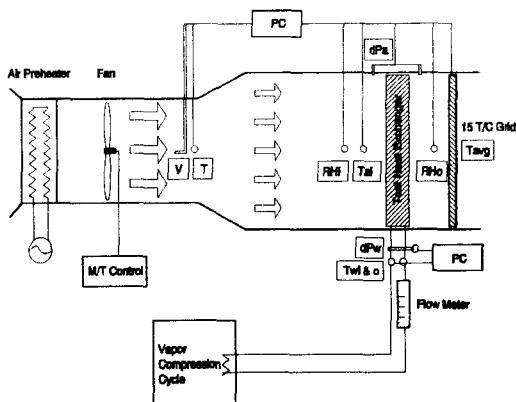


Fig. 1 Experimental apparatus

Table 1. Specification of experimental devices

| Device | Range | B(Bias error) |
|------------------------------------|--|--------------------------|
| Pitot anemometer for air velocity | 0-19.99 mmH ₂ O | 1/100 mmH ₂ O |
| Pitot anemometer for pressure drop | 0-199.9 mmH ₂ O | 1/10 mmH ₂ O |
| Humidity sensor | 0-100.0% | 4.0% |
| Thermocouple (T type) | in usual range | 0.07 °C for differential |
| Differential pressure gauge (wet) | 0-1.0 kg/cm ² or 0-10 kg/cm ² | - |
| Signal amplifier | - | - |
| water flow meter | 50-600 liter/min | - |

Table 2. Uncertainty analysis of air-side and water-side heat

| Case | | m_a | | dT_w | | | Q_w | | V_a | | ρ_a | | h_a | | Q_a | |
|----------|-------|-------|------|--------|------|------|-------|------|-------|------|----------|-----|-------|---|-------|---|
| H/X Type | V_w | V_a | U | B | P | U | U | B | P | U | U | U | U | U | U | U |
| 10fin/in | 0.406 | 1 | - | - | - | - | 12.8 | - | - | - | - | - | 6.4 | - | - | - |
| | | 2 | 1.46 | 6.5 | 4.1 | 6.8 | 7.0 | 6.4 | 0.35 | 6.4 | - | - | 4.3 | - | - | - |
| | | 3 | - | 7.5 | 5.3 | 9.2 | 9.3 | 4.3 | 0.34 | 4.3 | - | - | 3.2 | - | - | - |
| | | 4 | - | 20.1 | 1.9 | 20.1 | 20.2 | 3.2 | 0.14 | 3.2 | 0.2 | 0.3 | 12.8 | - | - | - |
| | 2.214 | 1 | - | 22.7 | 20.2 | 30.8 | 30.3 | 12.8 | 0.73 | 12.8 | - | - | 6.4 | - | - | - |
| | | 2 | 0.17 | 13.1 | 13.5 | 18.8 | 18.8 | 6.4 | 0.29 | 6.4 | - | - | 4.3 | - | - | - |
| | | 3 | - | 11.1 | 7.8 | 13.6 | 13.6 | 4.3 | 0.84 | 4.4 | - | - | 3.6 | - | - | - |
| | | 4 | - | 13.4 | 18.2 | 22.6 | 22.6 | 3.2 | 1.72 | 3.6 | - | - | - | - | - | - |

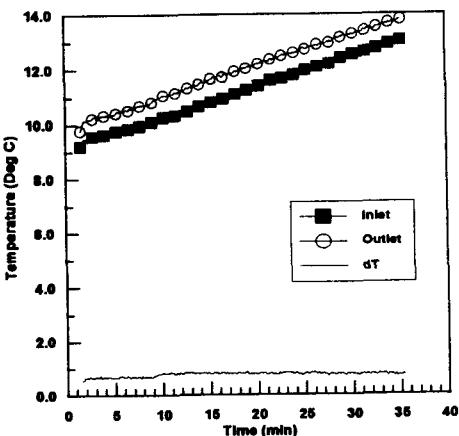


Fig. 2 Water temperature difference

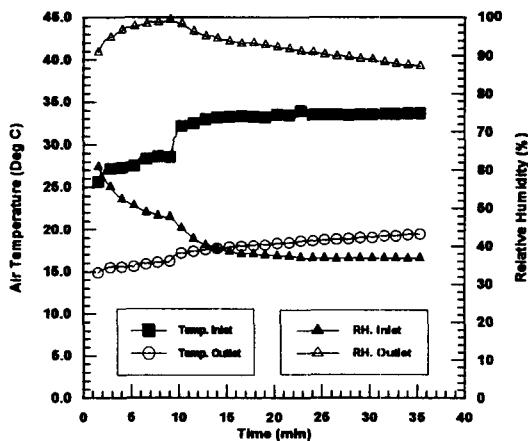


Fig. 3 The variation of air temperature & relative humidity with time variation

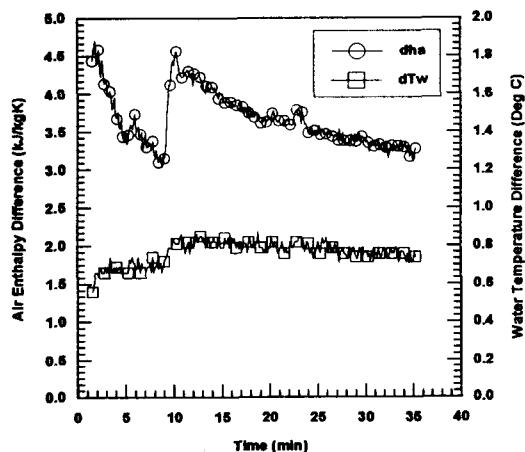


Fig. 4 The variation of air enthalpy & water temperature difference

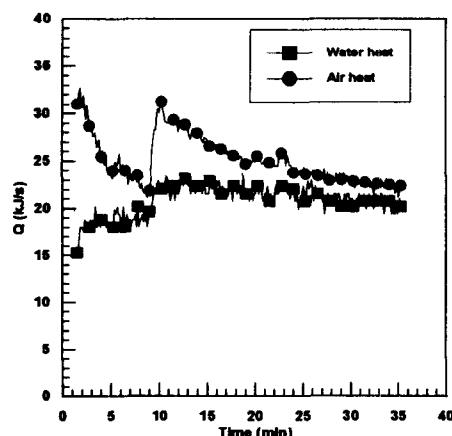


Fig. 5 Heat transfer rate of air side and water side

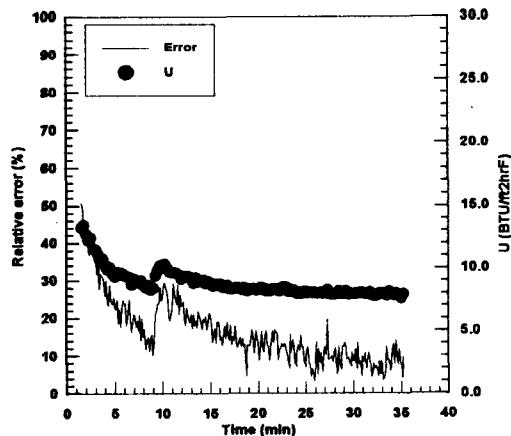


Fig. 6 The variation of overall heat-transfer coefficient vs. relative error

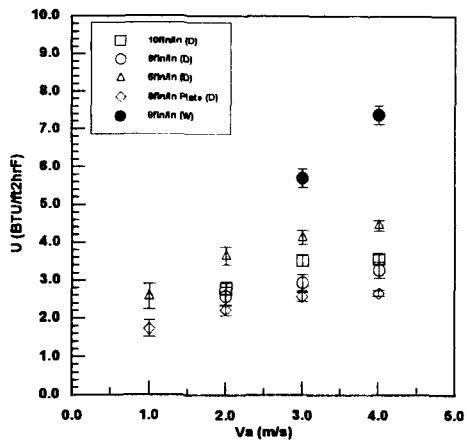


Fig. 7 Overall heat transfer coefficient of all H/Xs with air velocity variation ($V_w = 0.486\text{m/s}$)

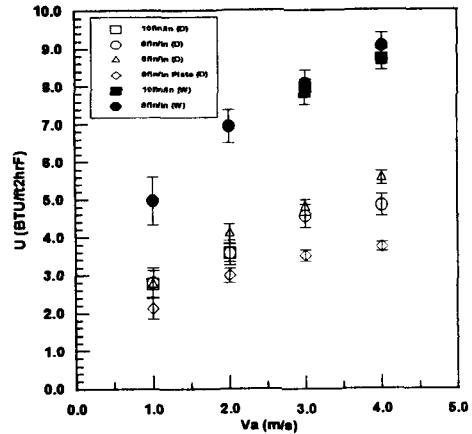


Fig. 8 Overall heat transfer coefficient of all H/Xs with air velocity variation ($V_w = 2.214\text{m/s}$)

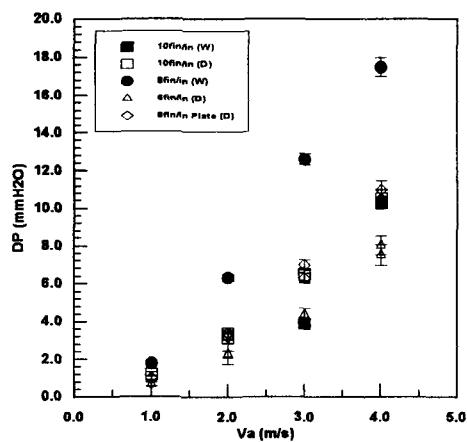


Fig. 9 Air side pressure drop of all H/Xs with air velocity variation

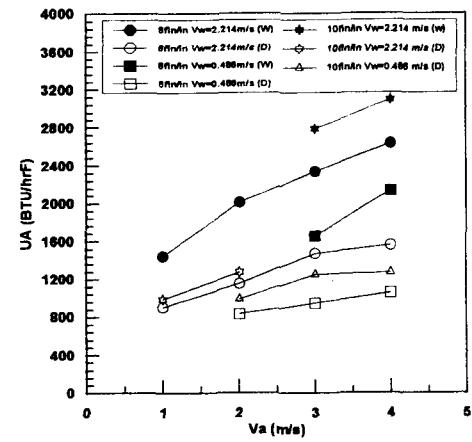


Fig. 10 UA comparison between Helical 8fin/in H/X and 10fin/in H/X

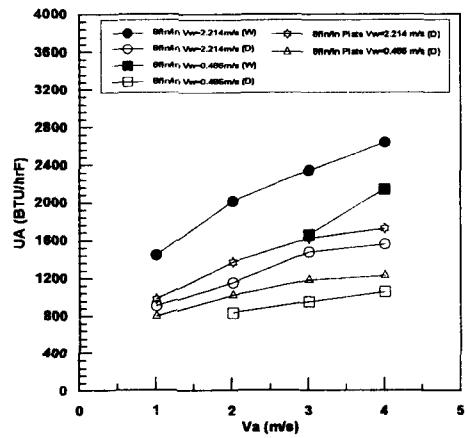


Fig. 11 UA comparison between Helical 8fin/in H/X and Plate 8fin/in H/X