

# 냉방용 팬코일 유닛 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성 실험연구

권영철<sup>1\*</sup>, 고국원<sup>2</sup>, 권정태<sup>3</sup>

## Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop of Heat Exchangers for Cooling Fan Coil Unit

Young-Chul Kwon<sup>1\*</sup>, Kuk-Won Ko<sup>2</sup> and Jeong-Tae Kwon<sup>3</sup>

**요약** 본 연구에서는 냉방운전 시에 팬코일 유닛에 사용되는 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 능력과 압력강하를 실험을 통하여 조사하였다. 실험을 위하여 칼로리미터와 항온수조를 이용하였다. 사용된 핀은 슬릿핀이며 5종 열교환기에 대해 배관회로와 실험조건을 변화하면서 실험하였다. 공기-물 정격유량에서의 냉방능력은 열교환기 공급 물온도가 낮은 조건이 우수하였으며, 배관회로에 따른 냉방능력은 배관 내 물흐름이 U형보다  $\epsilon$ 형인 경우에 더 크게 나타났다. 물유량이 증가할수록 냉방능력은 일정비율로 증가하였으며, 열교환기 공급 물온도가 낮을 때 우수하였다. 공급 물온도가 낮은 조건에서 많은 응축수가 생성되어 공기측 압력강하는 크게 나타났다.

**Abstract** An experimental study has been performed to investigate the air-side capacity and pressure drop of the fin-tube heat exchanger for a fan coil unit under a cooling condition. The experimental data of five kinds of slit fin-tube heat exchangers were measured using an air-enthalpy calorimeter and a constant temperature water bath. Cooling capacities at the air and water rating flow rates were larger at the lower inlet water temperature. With increasing the water flow rate, the cooling capacity increased at the constant rate. Under the lower inlet water temperature, since the condensate was generated more on the fin-tube surface, the air-side pressure drop of the heat exchanger was larger.

**Key Words** : Fan Coil Unit, Fin-tube, Heat exchanger, Cooling, Heat Transfer, Pressure Drop

### 1. 서론

팬코일 유닛의 성능을 향상시키기 위해서는 시스템을 구성하는 열교환기의 특성을 이해하여야 한다. 열교환기는 시스템의 크기와 성능에 영향을 주므로 팬코일 유닛 시스템의 고효율화를 위해 팬코일용 핀-관 열교환기의 성능평가를 위한 연구가 필요하다. 열교환기는 열전달면적, 핀과 배관 등의 기하학적 설계변수와 유동조건, 운전조건 등에 의해 영향을 받기 때문에 열교환기의 열유동 현상은 복잡하여 열전달특성을 정확히 이해하기는 어렵다. 핀-관 열교환기는 에어컨, 팬코일 등 공조기에 널리 사용되고 있다. 냉방조건에서 운전하는 경우에 열교환기 핀 표면온도가 입구공기의 노점온도보다 낮게 되면 핀 표면에 물방울이 나타나기 시작한다. 물방울은 공기 흐름방향으

로 냉각이 진행됨에 따라 응축수로 성장하여 핀과 핀 사이에 잔류하거나 핀 후단부에서 배출된다. 핀표면에 응축이 발생하는 경우에 핀표면이 마른 경우와는 달리 열전달과 물질전달이 동시에 일어나며, 또한 응축수에 의해 열교환기를 통과하는 공기의 유동과정은 매우 복잡하다. 공조용 핀-관 열교환기에 대한 연구는 그동안 많이 진행되어 왔다. Wang 등 [1]은 핀-관 열교환기의 설계변수들에 대한 실험연구로부터 열전달 성능은 유입공기의 상대습도 변화에 큰 영향을 받지 않음을 그리고 열교환기 열수에 대한 열전달 성능과 마찰에 대한 영향은 상대적으로 적다고 보고하였다. Fu 등 [2]은 루버핀 열교환기에 대한 실험연구로부터, 유입공기 상대습도가 높을수록 열전달성능과 마찰은 증가하며, 레이놀즈수 200 미만에서는 열전달성능이 핀피치 감소에 따라 줄어든다고 하였다. Korte와 Jacobi [3]는 핀피치가 줄어들수록 응축수 잔류가 늘어나게 되어 열전달 성능이 점차 감소하고 응축수에 의한 표면 거칠기 효과로 마찰은 점차 증가한다고 보고하였다. 제시된 이들 연구결과는 실험목적에 따라 다른 경향을 보여주고 있다.

<sup>1</sup>선문대학교 기계공학부

<sup>2</sup>선문대학교 정보통신공학부

<sup>3</sup>호서대학교 기계공학과

\*교신저자: 권영철(yckweon1@sunmoon.ac.kr)

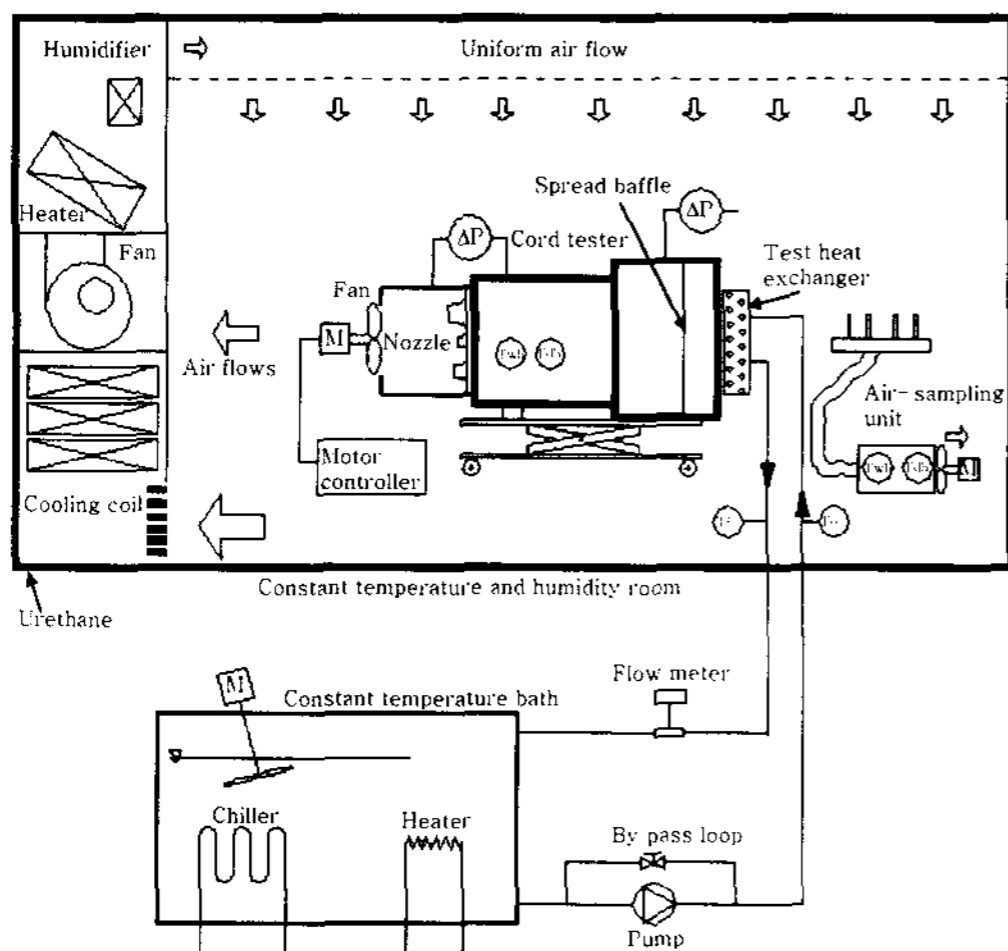
공조용 핀-관 열교환기에 대한 연구는 그동안 꾸준히 진행되어 왔지만[4,5], 물을 사용하는 팬코일용 열교환기의 설계 및 성능평가의 연구는 상대적으로 부족한 실정으로, 성능평가에 대한 기초설계 자료가 많지 않다.

본 연구의 목적은 냉방운전 시에 팬코일용 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 연구하는데 있다. 이를 위해 5종의 팬코일용 열교환기의 공기측 냉방능력 및 압력강하 성능곡선을 실험조건과 배관회로에 따라 실험적 방법으로 구하였다.

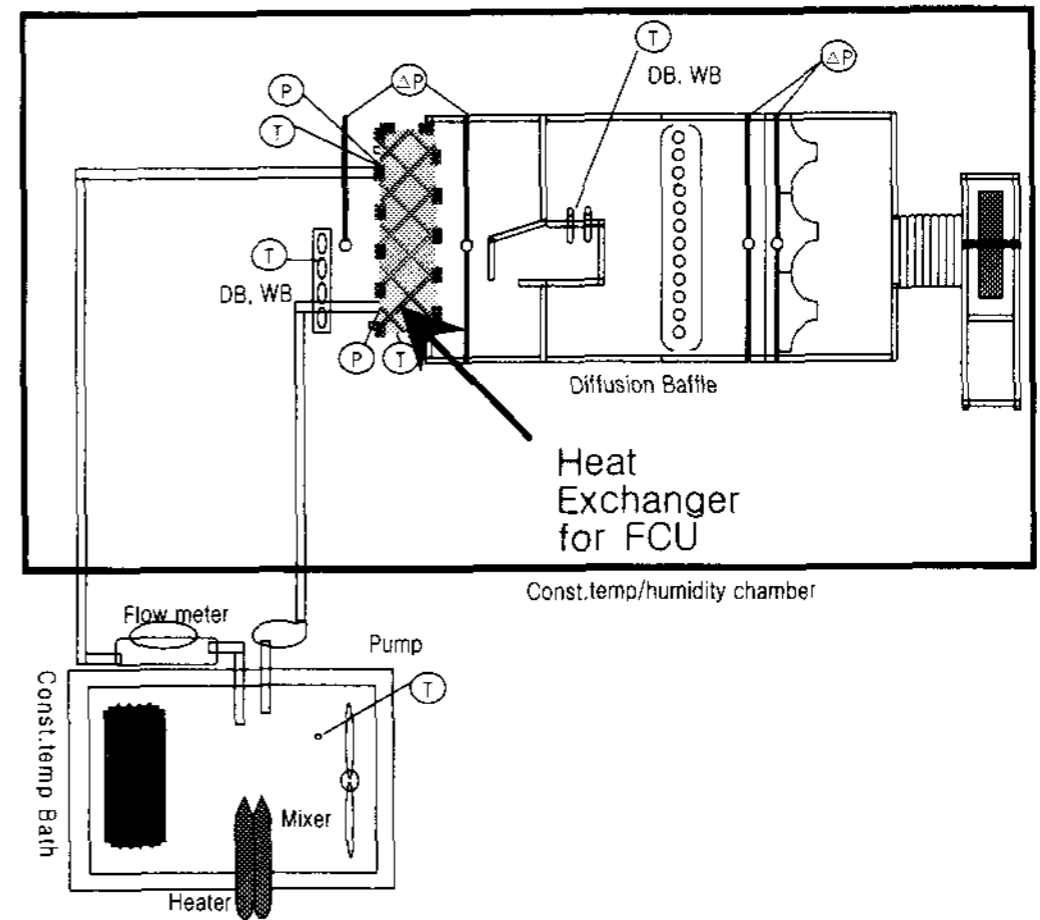
## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

팬코일용 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 조사하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터와 항온수조(그림 1)를 이용하였다. 시험 열교환기는 칼로리미터의 항온항습 챔버의 실내측에 설치되었으며, 챔버의 건/습구온도가 설정값의 허용범위( $\pm 0.2^\circ\text{C}$ ) 내에서 유지되도록 제어되었다. 항온항습 챔버 외부에 설치되어 있는 항온수조는 열교환기 관내측으로 물을 공급한다. 열교환기로 공급되는 물의 입구온도와 유량은 PID 방식에 의하여 자동으로 제어되도록 되어 있다. 공기측 및 물측의 온도는  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀도를 갖는 저항온도계(RTD)를 사용하여 측정된다. 열교환기는 칼로리미터 내에 설치된 코드테스터(Cord tester)의 입구부에 설치하며, 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 열교환기 주위를 최대한 밀폐하였다. 열교환기의 U벤드 부분의 열출입을 최소화하기 위해 단열재를 이용하여 마감처리 하였다.

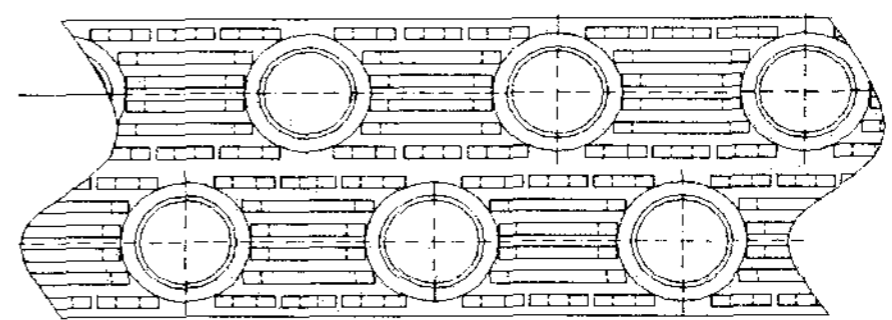


[그림 1] 칼로리미터(上)와 항온수조(下) 개념도

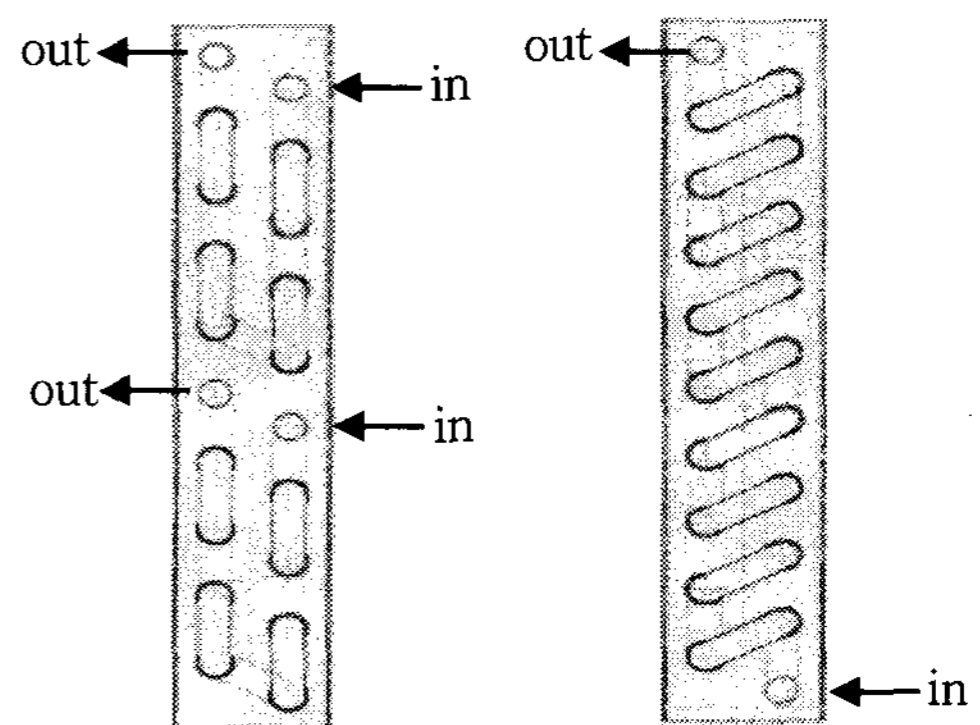


[그림 2] 열교환기가 장착된 흡입형 풍량측정장치

그림 2는 열교환기가 부착된 풍량측정장치의 개략도와 온도, 압력 및 유량의 측정위치를 나타낸다. 온도 센서에 의하여 측정된 건습구 온도는 제어기로 전달되며 기준 값과 비교하여  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  이내에서 히터의 열량을 조절한다.



[그림 3] 슬릿핀의 형상



Case 1 Case 2  
[그림 4] 열교환기 배관 회로

그림 3은 팬코일용 핀-관 열교환기에 사용된 슬릿핀의 형상을 그리고 그림 4는 열교환기의 물 유입과 출구를 나

타내는 배관회로로 2열 10단의 구조를 가진다. Case 1은 물의 흐름이 상(上)->하(下)->상(上)형의 U형으로 열교환기를 상하단으로 나누어 2열을 입구로 1열을 출구로 하였다. Case 2는 물의 흐름이 하(下) -> 상(上) 형으로 1열과 2열을 R형을 가지도록 제작되었다. 표 1은 열교환기 제원으로 평활관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있다. S-1의 열전달면적을 기준으로 S-2는 32%, S-3은 64%, S-4는 130%, S-5는 260% 정도 크다.

[표 1] 팬코일 유닛용 열교환기 사양

	S-1	S-2	S-3	S-4	S-5
Row/Column	2/10				
Heat transfer area(m <sup>2</sup> )	0.0925	0.1225	0.1525	0.2125	0.3325
Fin pitch(mm)	2.2				

2.2 실험방법

공기와 물의 유입온도는 ±0.2℃ 이내, 공기 풍량과 물 유량은 ±1% 이내에서 안정되면 그 때 유입공기 온도와 풍량 그리고 물 온도와 유량을 측정하였다. 열교환기 내 작동유체로 물을 사용하였으며 바이패스 밸브로 유량을 조절하였다.

열교환기의 공기측 열량과 압력강하 변화량을 조사하고자 2가지 실험조건에서 실험하였다. 실험조건 A와 B의 물측 입구온도는 5℃와 7℃이다. 다른 열전달면적의 5종 열교환기에 대한 열량과 압력강하의 비교를 위하여 각 열교환기별로 설정된 공기 풍량에서 물의 유량을 5단계(물의 정격유량(표 3) 대비 50, 75, 100, 125, 150%)로 설정하여 물 유량 변화에 따른 공기측 열량 및 압력강하를 측정하였다.

본 실험범위 내에서 측정된 온도, 유량 데이터를 바탕으로 공기측에서 구한 열량은 열교환기 입출구 엔탈피차에 의해 산출된 물측 열전달량과 ±3% 이내를 만족하는 실험값을 사용하였다. 표 2는 냉방시험조건으로, 공기측 습도영향을 검토하기 위해 습구온도를 달리하였다. 공기와 물 유량 정격조건은 표 3에 나타나 있다. 2종류 배관회로에 따른 열교환기 냉방능력을 측정된 후에, R형 배관회로 열교환기를 선정하여 물 유량변화에 따른 냉방능력과 압력강하를 실험하였다.

[표 2] 실험온도 조건

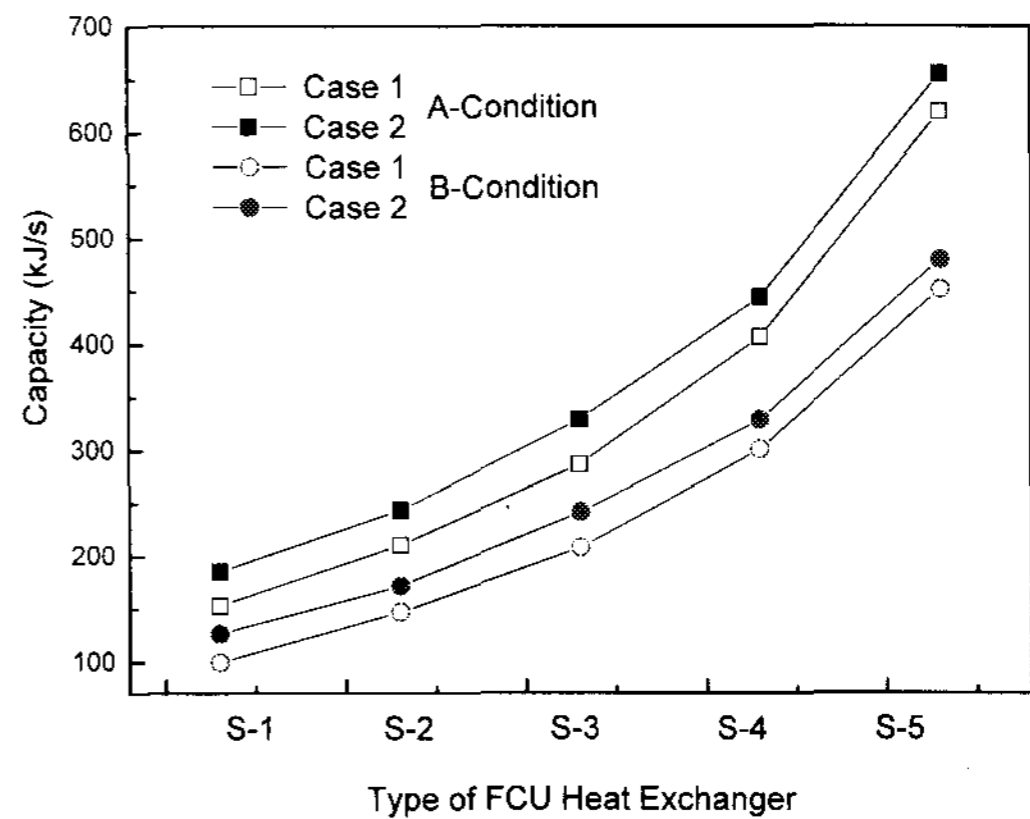
		A	B
Air-side Temperature	DB(℃)	27	27
	WB(℃)	21	19.5
Water inlet Temperature(℃)		5	7

[표 3] 공기-물 정격 유량조건

		S-1	S-2	S-3	S-4	S-5
Air flow rate(m <sup>3</sup> /s)		0.0933	0.1417	0.1867	0.2833	0.3733
Water flow rate(kg/s)	A	0.17	0.20	0.25	0.33	0.50
	B	0.10	0.14	0.20	0.25	0.38

3. 실험데이터 처리

여름철에 실내에서 냉방운전을 하게 되면 열교환기 핀 표면에 응축현상을 관찰할 수 있다. 열교환기 핀표면 온도가 노점온도 이하가 되게 되면 핀표면에서 물방울이 발생하게 된다. 이 때 열전달과정은 현열전달과 잠열전달이 동시에 일어난다. 실험조건이 습표면으로 열교환기의 핀표면에 응축이 발생하게 되므로 열교환기의 공기측 열량은 유입공기와 토출공기의 엔탈피차를 그리고 물측 열량은 배관 입출구 온도차를 이용하여 계산하였다. 평균열량을 계산하기 위하여 공기측과 물측 열량을 산술평균하였다.



[그림 5] 공기-물 정격유량과 실험조건에 따른 5종 팬코일용 열교환기 냉방능력 비교

$$Q = \frac{1}{2} [\dot{m}_a (i_{a,in} - i_{a,out}) + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in})] \quad (1)$$

여기서  $\dot{m}$ ,  $C_p$ ,  $i$ ,  $T$ 는 각각 질량유량, 비열, 엔탈피, 온도를 그리고 첨자  $a$ ,  $w$ ,  $in$ ,  $out$ 은 각각 공기, 물, 입구, 출구를 의미한다. 또한 열교환기 전후단부에 설치된

차압계를 이용하여 열교환기를 통과하는 공기측 압력을 측정하여 열교환기 전후단의 압력강하를 계산하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

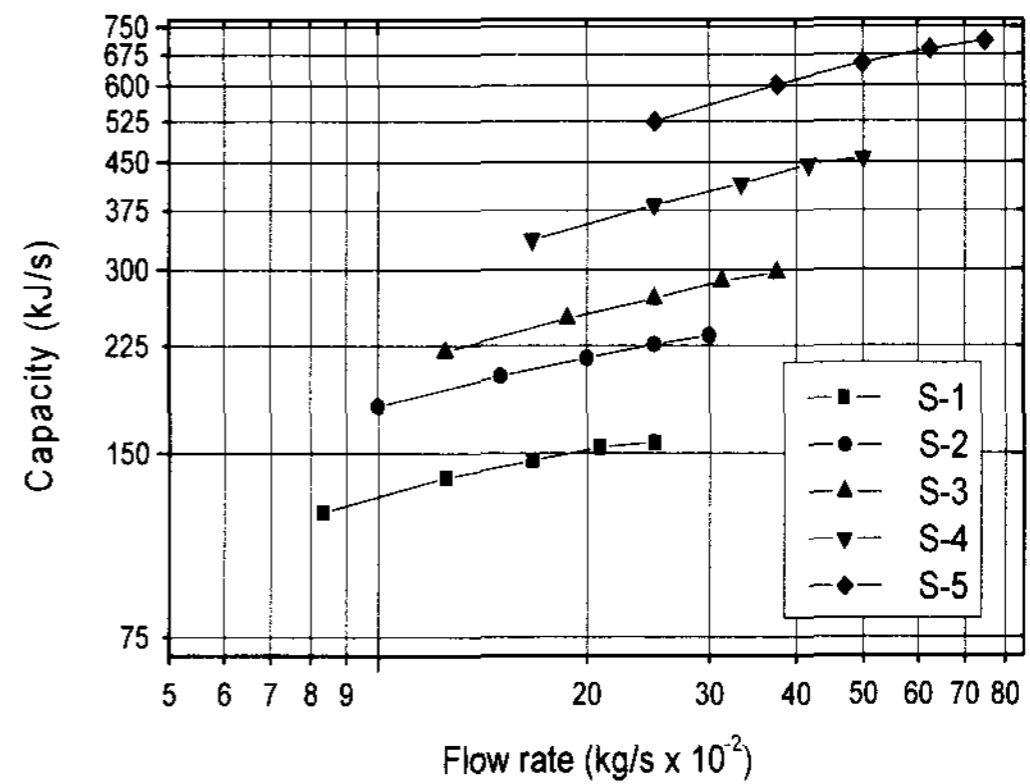
##### 4.1 온도조건/배관회로에 따른 냉방능력 비교

실험 온도와 공기-물 정격유량 조건(표 2, 표 3)에 따라 5종의 팬코일용 열교환기의 냉방능력을 측정한 결과를 그림 5에 나타내었다. 5종 열교환기의 배관회로에 따른 Case 1과 Case 2 열교환기의 열량이 실험조건 A와 B 하에서 비교되었다. 실험조건 A에서의 냉방능력은 실험조건 B보다 약 28-42kJ/s 정도 크게 나타났다. 이는 실험조건 A의 물 유입온도가 실험조건 B보다 낮아 실험조건 A의 열교환기가 공기측과 더 많은 열전달이 이루어지기 때문이다. 실험조건 A에서, Case 1 열교환기 배관 회로를 기준으로 열교환기 전열면적에 따른 냉방능력 증가율을 계산하면, S-1(152.6kJ/s) 대비 S-2는 38%, S-3은 88%, S-4는 160%, S-5는 300% 정도이었다. 그리고 Case 2를 기준으로 계산하면, S-1(184.8kJ/s) 대비 S-2는 32%, S-3은 78%, S-4는 140%, S-5는 260% 정도이었다. S-1을 기준으로 냉방능력 증가율은 Case 1이 Case 2보다 크게 나타나지만 냉방능력 값은 Case 2가 Case 1보다 약 20% 정도 더 크다. 실험조건 B에서, Case 1을 기준으로 냉방능력 증가율을 계산하면, S-1(99.4kJ/s) 대비 S-2는 48%, S-3은 110%, S-4는 203%, S-5는 359% 정도이었다. 그리고 Case 2를 기준으로 계산하면, S-1(126kJ/s) 대비 S-2는 36%, S-3은 92%, S-4는 160%, S-5는 275% 정도이었다. S-1을 기준으로 냉방능력 값은 Case 2가 Case 1보다 약 27% 정도 더 크다. 이것은 동일 사양의 열교환기에서도 배관회로의 구성에 따라 열전달 성능이 달라짐을 보여준다. Case 1은 그림 4에서 볼 수 있듯이 배관 내 물의 흐름이 위에서 아래로 그리고 위로 유입공기의 수직방향으로 이루어진다. 그러나 Case 2는 아래에서 위로 큰형의 지그재그형으로 이루어져 Case 1보다 공기측 열교환기 열전달면적을 골고루 지나는 구조이다. 따라서 물측과 공기측의 열전달이 더 효과적이므로 열전달 성능이 Case 1보다 크게 나타나게 된다. 이 결과를 기초로 하여, 공기와 물 유량변화에 따른 냉방능력과 압력강하 비교는 Case 2에 대하여 조사하였다.

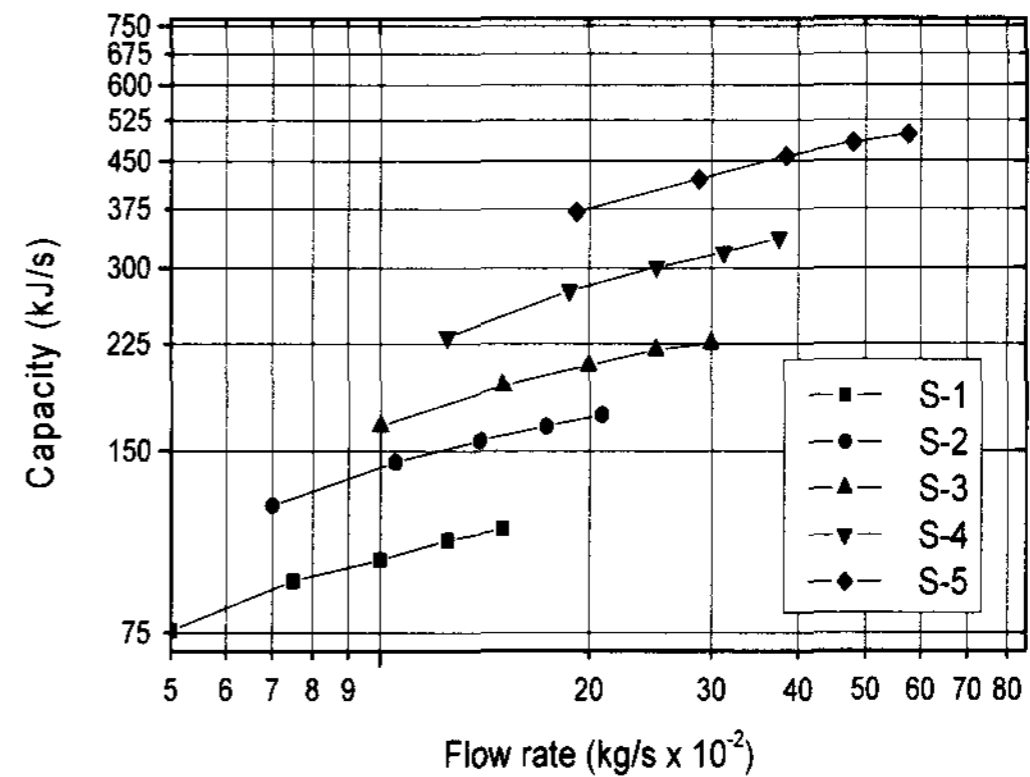
##### 4.2 물 유량변화에 따른 냉방능력 비교

그림 6과 7은 Case 2의 배관회로를 가진 5종 열교환기의 냉방능력을 측정비교한 결과이다. 표 3과 같이 설정된

공기 풍량에서 물의 유량을 5단계(물의 정격유량 대비 50, 75, 100, 125, 150%)로 설정하여 실험하였으며, 그림 6은 실험조건 A 그리고 그림 7은 실험조건 B에서의 결과로 물측 유량이 증가할수록 열교환기의 냉방능력은 증가함을 알 수 있다. 냉방능력은 실험조건 B의 경우보다 실험조건 A에서 더 크며, 증가폭은 S-1에서 약 49-63kJ/s, S-2에서 약 63-70kJ/s, S-3에서 70-84kJ/s, S-4에서 119-140kJ/s, S-5에서 210-231kJ/s 정도 우수하였다.



[그림 6] 물 유량 변화에 대한 팬코일용 열교환기 냉방능력(실험조건 A)

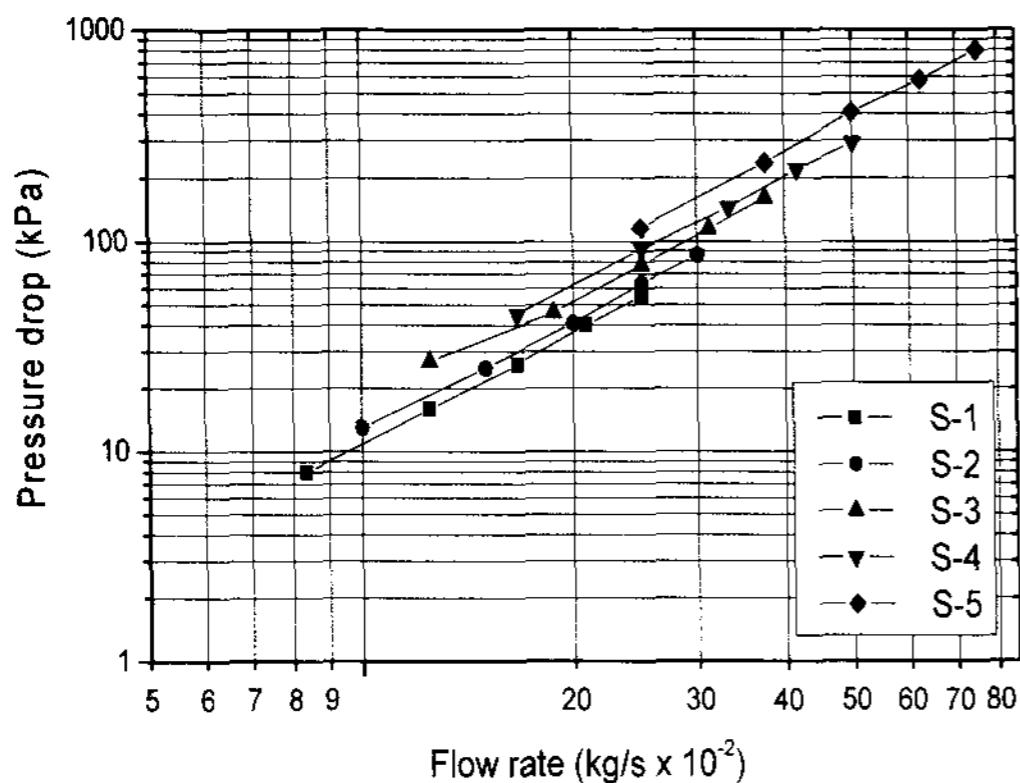


[그림 7] 물 유량 변화에 대한 팬코일용 열교환기 냉방능력(실험조건 B)

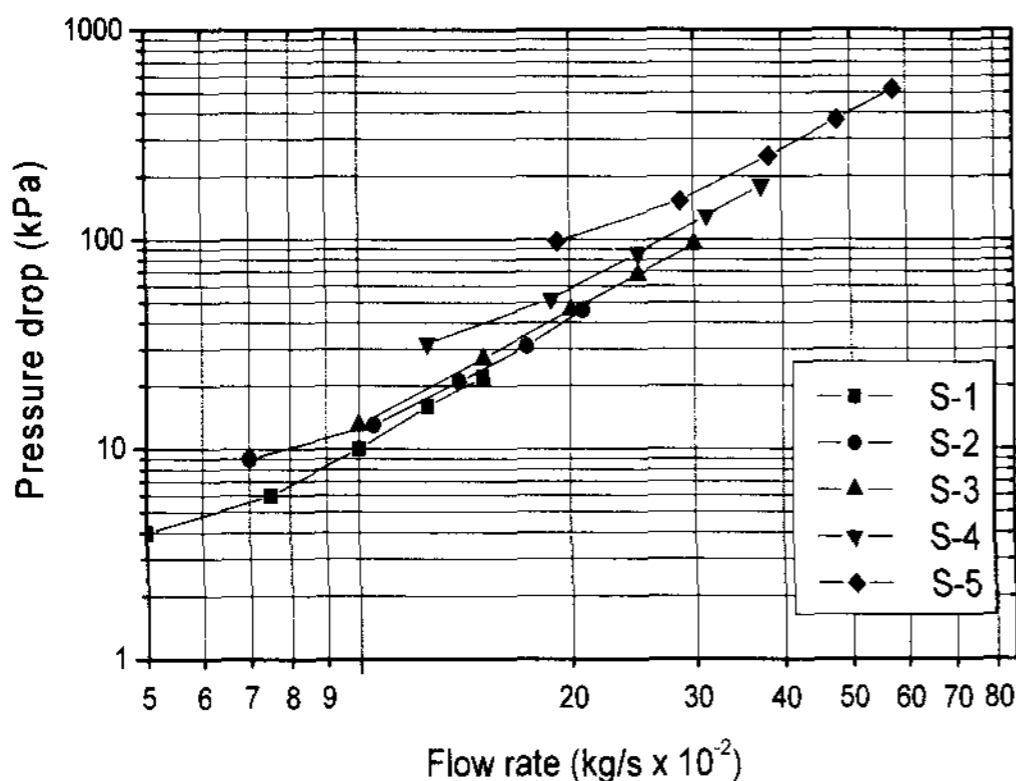
실험조건 A(그림 6)에서 5종 열교환기 모두, 정격 물 유량 대비 50%의 물유량에서 냉방능력은 약 17-19% 감소, 150%에서는 약 8-10% 증가하였다. 실험조건 B(그림 7)에서 정격 물유량 대비 50%의 물유량에서 냉방능력은 약 19-23% 감소, 150%에서는 약 9-12% 증가하였다. 그림 6과 7로부터 물유량에 따른 5종 열교환기의 냉방능력 성능곡선은 실험조건 A에서 우수함을 알 수 있다. 이는

열교환기 물 유입온도가 실험조건 A에서 더 낮아 물측과 공기측의 열전달이 더 활발히 이루어졌기 때문이다.

냉방실험 조건이므로 팬코일용 열교환기의 공기측의 핀과 배관에 응축수가 발생하였다. 응축수의 형상은 물방울과 막의 혼합형태로 물 유량이 증가할수록 응축되는 양이 증가하였다.



[그림 8] 물 유량변화에 대한 팬코일용 열교환기 압력강하 (실험조건 A)



[그림 9] 물 유량변화에 대한 팬코일용 열교환기 압력강하 (실험조건 B)

#### 4.3 물 유량변화에 따른 압력강하 비교

그림 8과 9는 Case 2의 배관회로를 가진 5종 열교환기의 압력강하를 측정비교한 결과이다. 4.2절과 같이 설정된 공기 풍량에서 물의 유량을 5단계(물의 정격유량 대비 50, 75, 100, 125, 150%)로 설정하여 실험하였으며, 그림 6은 실험조건 A 그리고 그림 7은 실험조건 B에서의 결과로 물측 유량이 증가할수록 열교환기의 공기측 압력강하는 크게 증가함을 알 수 있다. 이는 열교환기와 핀의 응축현상에 의해 열교환기와 핀표면에 발생한 물방울이 핀

주위의 공기흐름을 방해하기 때문이다. Wang 등[1]은 핀 표면에 발생하는 응축수에 의해 핀의 유동흐름이 변화함을 설명하였고 Yoshii 등[6]은 열교환기 관다발 주위의 공기유동 가시화 실험으로부터, 응축수에 의해 열교환기 관 주위의 공기흐름이 변화한다는 것을 보여주었다.

실험조건 A(그림 8)에서 5종 열교환기 모두, 정격 물 유량 대비 50%의 물유량에서 압력강하는 약 68-71% 감소, 75%에서는 약 37-42% 감소, 125%에서는 약 48-54% 증가, 150%에서는 약 98-110% 증가하였다. 실험조건 B(그림 9)에서 정격 물 유량 대비 50%의 물유량에서 압력강하는 약 60-70% 감소, 75%에서는 약 38-41% 감소, 125%에서는 약 48-57% 증가, 150%에서는 약 107-115% 증가하였다. 그림 8과 9로부터 물 유량에 따른 5종 열교환기의 공기측 압력강하량은 실험조건 A에서 더 크게 나타났다. 이는 열교환기로 유입되는 공기측과 물측의 온도, 핀표면의 노점온도, 상대습도에 기인한 열교환기 공기측에 발생한 응축수 때문이다. 습공기선도로부터, 실험조건 A에서의 노점온도는 18.2°C이고 실험조건 B에서는 15.6°C이다. 따라서 실험조건 A는 실험조건 B보다 낮은 물 유입온도와 상대적으로 높은 노점온도에 의해 실험조건 B의 경우보다 많은 응축수가 생성된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 냉방운전 시에 팬코일용 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 특성을 조사하고자 5종 열교환기의 냉방 능력과 압력강하를 측정하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 공기-물 정격유량에서의 냉방능력은 열교환기 공급 물온도가 낮을 때 30-40kJ/s 우수하였으며, 배관회로에 따른 냉방능력 크형이 U형보다 약 20-30% 크게 나타났다.
- 2) 물측 유량이 증가할수록 열교환기의 냉방능력은 일정비율로 증가하였으며, 열교환기 공급 물온도가 낮을 때 우수한 성능을 보였다. 또한 열교환기의 공기측의 핀과 배관에 발생한 응축수의 양도 증가하였다.
- 3) 응축수는 물방울과 막의 섞여 있는 형태였으며, 물 유량이 증가할수록 열교환기의 공기측 압력강하는 크게 증가하였다. 열교환기 공급 물온도가 낮고 상대적으로 높은 노점온도에서 많은 응축수가 생성되어, 큰 압력강하를 보였다.

### 참고문헌

[1] C. C. Wang, Y. T. Lin and C. J. Lee (2000), "Heat momentum for compact louver fin-and-tube heat exchangers in wet condition," Int. J. of Heat and Mass Transfer, 43, pp. 3443-3452.

[2] W. L. Fu, C. C. Wang, W. R. Chang, and C. T. Chang (1995), "Effect of Anti-Corrosion coating on the thermal characteristics of louvered finned tube heat exchangers under dehumidifying condition," advances in enhanced heat/mass transfer and energy efficiency," HTD-320/PID-1, ASME, pp. 75-81.

[3] C. Korte and A. M. Jacobi (1995), "Condensate retention effects on the performance of plain-fin-and-tube heat exchangers: Retention data and modeling," Journal of heat transfer, ASME, 123, pp 926-936.

[4] W. R. Chang, et al. (1994), "Effect of an inclined angle on the heat transfer and pressure drop characteristics of a wavy-finned-tube heat exchanger", ASHRAE Transactions, 100, pp. 826-832.

[5] H. C. Kang et al. (1996), "Thermohydraulic characteristics of multi-row, plane finned-tube heat exchanger for air-conditioner", Proceeding of the SAREK '96 Summer Annual Conference, pp. 315-321.

[6] T. Yoshii., M. Yamamoto and M. Otaki (1973), "Effects of dropwise condensate on wet surface heat transfer of air cooling coils," Proceedings of the 13th International Congress of Refrigeration, pp. 285-292.

### 고 국 원(Kuk-Won Ko)

[정회원]



- 1992년 2월 : 서울대학교 농업기계학과 (공학사)
- 1994년 2월 : 한국과학기술원 정밀공학과 (공학석사)
- 2001년 2월 : 한국과학기술원 기계공학과(공학박사)
- 2002년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 정보통신공학부 조교수

<관심분야>  
냉동공조제어, 인공지능

### 권 정 태(Jeong-Tae Kwon )

[정회원]



- 1988년 2월 : 서울대학교 기계공학과 (공학사)
- 1993년 2월 : 포항공과대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1999년 2월 : 포항공과대학교 기계공학과 (공학박사)
- 1999년 3월 ~ 2005년 2월 : 남부대학교 자동차기계공학과 조교수
- 2003년 3월 ~ 2004년 3월 : Kyushu University, Post-Doc.
- 2005년 3월 ~ 현재 : 호서대학교 기계공학과 조교수

<관심분야>  
2상유동, 열전달, 냉동공조

### 권 영 철(Young-Chul Kwon)

[정회원]



- 1989년 2월 : 부산대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1991년 9월 : 포항공과대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1996년 8월 : 포항공과대학교 기계공학과(공학박사)
- 1996년 9월 ~ 1999년 2월 : 한전 전력연구원 (선임연구원)
- 1999년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 부교수

<관심분야>  
냉동공조, 열전달