

# 냉각된 복사천장패널의 열전달 특성에 관한 연구

이 태 원\* · 황 인 주\*

## A Study on the Heat Transfer Characteristics of the Radiant Chilled Ceiling Panel for Space Cooling

Tae-Won Lee and In-Ju Hwang

Key Words: Cooling system with radiant chilled ceiling panel(복사천장패널 이용 냉방시스템), Cooling load(냉방부하), Cooling capacity(냉방능력), Tube space(튜브간격)

### Abstract

There is a chilled ceiling panel which carries out the air conditioning by radiation and convection between the room and cold ceiling panel surface. In order to verify heat transfer characteristics between them in cooling system with radiant chilled ceiling panel, analytical and experimental studies were performed for various design and operating parameters such as tube space and diameter, inlet water temperature, mass flow rate, cooling load, and so on.

In this study, we found that the tube space and inlet water temperature were more important elements than the tube diameter and water flow rate for the performance of radiant chilled ceiling panel. The cooling capacity of the radiant chilled ceiling panel had the maximum value of  $65\text{W/m}^2$  because the highest cooling capacity was limited by the condensation on the panel surface. The results of comparison between numerical analysis and experiment showed a reasonable agreement qualitatively, especially for low cooling capacity.

#### 기호설명

- $A$  : 복사천장패널의 면적, ( $\text{m}^2$ )
- $D$  : 튜브직경, (m)
- $q$  : 복사 및 대류열전달량, ( $\text{W/m}^2$ )
- $T$  : 온도, ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $C_f$  : 핀 상하면 열손실계수의 합, ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ )
- $H_p$  : 냉수에 의한 제거열량, (W)
- $c$  : 비열, ( $\text{J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ )
- $G$  : 질량유량, ( $\text{kg/s}$ )
- $k_p$  : 총 열투과율, ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )
- $NTU$  : 전달단위수

- $v$  : 유속, (m/s)
- $w_{tx}$  : 튜브간격, (m)
- $w_{min}$  :  $c_w G_w$

#### 그리스문자

- $\epsilon$  : 열통과 유용도
- $\eta_f$  : 핀의 효율
- $\lambda$  : 핀의 열전달율, ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )

#### 하첨자

- $f$  : 핀(fin)
- $m$  : 평균값
- $p$  : 복사천장패널
- $s$  : 패널 표면

\*정회원, 한국건설기술연구원

E-mail : twlee@kict.re.kr, ijhwang@kict.re.kr  
Tel : +82-344-910-0384; Fax : +82-344-910-0381

$t_x$  : 튜브  
 $r$  : 실내공간  
 $w$  : 냉수  
 $w_o$  : 냉수 출구  
 $w_i$  : 냉수 입구

## 1. 서 론

복사천장패널(radiant cooled ceiling panel)을 적용한 냉방시스템은 냉각된 천장의 표면과 실내공간을 구성하는 표면 또는 인체 등과의 복사 및 대류 열교환을 통하여 실내 현열부하를 제거함으로써 전체 냉방부하의 일부를 처리하고 나머지 현열 및 잠열부하는 별도의 공조기에 의하여 처리하는 방식으로서 스칸디나비아 제국 및 북유럽 등 건조한 하절기 기후특성을 가진 지역에서 기존 대류형 냉방시스템과 연계하여 다양하게 사용되어 왔다.<sup>(1~9)</sup>

이러한 복사천장패널 적용 냉방시스템(cooling system with a radiant cooled ceiling panel)은 일반적으로 전체의 냉방부하중 약 50% 이상을 냉각된 복사천장패널이 담당하고 나머지는 대류형 공조기에 의하여 처리할 수 있으므로 공기의 송풍량 감소에 의한 송풍동력 감소 및 유동속도를 저하에 따른 불쾌감 감소 등의 장점을 얻을 수 있다. 또한 복사천장패널을 적용한 냉방시스템은 생성된 냉수를 공조기에 의해서 1차적으로 이용하고 2차적으로 복사천장패널에 이용함으로써 귀환되는 냉수의 온도를 2~4℃ 정도 높게 유지할 수 있어 냉수의 단계적 이용에 따른 에너지 유용성 증대로 에너지절약 효과를 얻을 수 있다.

최근 북미 및 일본 등지에서는 기존 대류형 냉방시스템의 단점을 보완하고 실내 쾌적성을 증대시키기 위한 방안으로 복사천장패널냉방시스템에 대한 기초 및 실용화 연구를 활발히 진행하고 있다.<sup>(1~9)</sup> 냉각요소의 열전달 특성에 관한 연구로 Antonopoulos<sup>(4)</sup> 등이 냉각패널을 핀으로 가정하고 1차원 해석 및 2차원 수치시뮬레이션을 통하여 금속 튜브 주위의 열전달 특성 및 냉각패널의 용량 등에 관한 평가를 수행한 바 있다. 또한 국내에서도 복사천장패널 적용 냉방시스템에 대한 관심이 높아지면서 이<sup>(8, 9)</sup>등에 의하여 주요 설계인자의 변화에 따른 열전달특성 해석 등 기초연구와 실물크기의 복사천장패널 적용 냉방시스템을

이용한 실험을 통하여 상대적으로 고온·다습한 하절기 기후에 대한 적용가능성 검토 등에 관한 연구가 수행된 바 있다.

본 연구에서는 건물의 실내환경 개선 및 에너지절약, 소음저감 등의 장점을 가진 복사천장패널 적용 냉방시스템의 설계 및 도입을 위한 방안으로 복사천장패널의 열전달 특성에 대한 기초 연구를 해석적, 실험적으로 수행하였다. 먼저 이론해석은 해석모델에 대한 가정조건 하에서 유도된 식을 이용하여 공급되는 냉각수의 온도 및 유량에 따른 각종 변수들의 특성치 변화를 검토하였으며, 이러한 수식의 실용성을 검증하기 위하여 패널 및 실험 장치를 제작하여 유사한 조건하에서 얻은 결과를 비교하였다. 이렇게 해석 및 실험결과를 분석함으로써 효과적인 냉방방식으로서의 복사천장패널의 기초설계 자료를 파악하고자 하였다.

## 2. 복사천장패널의 열전달

### 2.1 해석모델 및 방법

일반적으로 복사천장패널은 Fig. 1과 같이 열전달이 양호한 재질의 동이나 알루미늄 등 금속 평판에 냉수가 순환할 수 있는 금속관을 부착하는 형태로 제작되며, 패널 상부로의 열손실을 방지하고 실내의 소음을 흡수할 수 있는 단열재 등으로 마감한다. 이러한 복사천장패널은 복사천장패널적용 냉방시스템의 중요한 냉각요소로서 전체 냉방 부하중에서 주로 현열부하의 처리만 담당하며, 여분의 현열이나 잠열은 Fig. 2와 같은 대류형 공조시스템에서 처리할 수 있도록 연계시스템을 구성하여 처리한다.

복사천장패널의 설계 및 운전변수 등이 열전달 특성에 미치는 영향을 평가하고자 Fig. 1과 같은 모델을 대상으로 다음과 같은 가정들을 설정하였다.<sup>(11, 12)</sup>

- 가. 패널은 동관 튜브와 알루미늄 방열핀으로 구성되며 천장에 설치된다.
- 나. 축열에 의한 열적인 지연효과는 무시하며, 정상상태이다.
- 다. 실내공기와 패널주위 공기의 온도, 천장 내부의 온도는 균일하다.

라. 튜브내 냉수의 온도는 각 단면에서 균일하고 일정하다.

복사천장패널의 냉방능력은 실내공기와 차가운 천장패널 표면사이의 열전달량을 계산하여 구할 수 있으며, 복사와 대류라는 두가지의 열전달 메커니즘을 동시에 고려하여야 한다. 만일 공간을 구성하는 표면의 평균온도와 실내 공기온도와의 차이가 비교적 적은 경우, 패널의 단위 면적당 냉방능력은 실내공기의 온도와 패널표면의 평균온도에 의하여 다음과 같은 경험식으로 표현할 수 있다.<sup>(8, 9)</sup>

$$q = 8.92(T_a - T_s)^{1.1} \quad (1)$$

한편, 열교환기에서의 교환열량은 열통과 유용도( $\epsilon$ , effectiveness)를 이용하여 나타낼 수 있으며, 이를 이용함으로써 양쪽 유체의 입구온도만으로 열교환량을 알 수 있으므로 주어진 열교환기의 운전상태를 파악하기에 적합하다. 천장복사패널의 경우 단위 면적당 냉방능력 또는 열교환량은 패널의 유용도와 천장복사패널의 표면온도 및 냉수 입구온도를 이용하여 다음의 식으로 표현될 수 있다.<sup>(8~12)</sup>

$$q = \frac{\epsilon \cdot C_w G_w}{A} (T_s - T_{wi}) \quad (2)$$

냉방능력과 패널의 표면온도 및 냉수 입구온도가 알려지면 이 식으로부터 패널의 유용도를 구할 수 있으며, 또한 패널의 유용도는 다음의 식에 의하여도 표시할 수 있다.<sup>(9, 11, 12)</sup>

$$\epsilon = \frac{\epsilon_t}{1 + (\epsilon_t C_w G_w / A \cdot C_p)(1/\eta_f - 1)} \quad (3)$$

$$\eta_f = \frac{1}{w} \left( D + (w - D) \frac{\tanh Z}{Z} \right) \quad (4)$$

여기서  $Z = (w - D)/2 \cdot \sqrt{C_f / \lambda t}$  이며, 판의 열통과 유용도( $\epsilon_t$ )는 본 해석모델에서와 같이 패널 상부공기의 온도가 일정한 경우, 즉 한쪽 면에 접하는 유체의 온도가 일정한 경우에는 다음과 같은 식을 사용하여 계산할 수 있다.

$$\epsilon_t = 1 - \exp(-NTU) \quad (5)$$

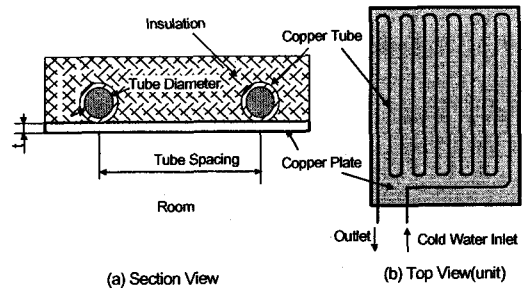


Fig.1 Components of Chilled Ceiling Panel

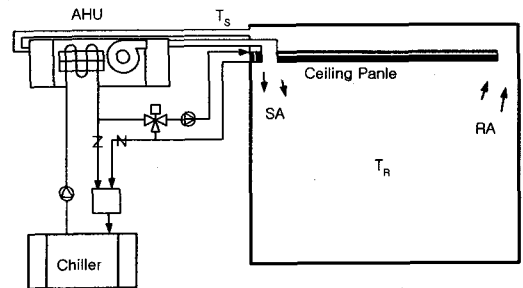


Fig. 2 Concept diagram of cooling system with chilled ceiling panel.

여기서  $NTU = k_p A / w_{min}$  이며,  $k_p$ 는 총 열투과율로서 원관 내부에서 외부로의 단위 길이당 열관류율을 의미하고 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{1}{k_p} = \frac{A}{L} \left( \frac{1}{\pi D a_w} + R_b \right) \quad (6)$$

여기서 튜브의 총 길이인  $L$ 은 튜브간격  $w$ 의 함수이며,  $R_b$ 는 동관과 패널의 접촉열저항이다. 그리고 원관내 대류 열전달율은 다음과 같은 식에 의하여 구하였다.<sup>(8, 9)</sup>

$$a_w = 1057(1.352 + 0.0198 T_m) \frac{v^{0.8}}{D^{0.2}} \quad (7)$$

천장 내에서의 취득열량과 냉방에 필요한 열량의 합을 냉수에 의한 제거열량으로 나타낼 수 있으며, 냉수에 의한 제거열량은 냉수의 입·출구 온도차로써 다음의 식으로 표현된다. 천장 내에서의 취득열량은 해석모델에서 패널 상부 공간의 공기온도를 일정한 값으로 주어지는 것으로 가정하였으므로 이 값과 패널표면의 온도차와 패널면적 및 표면 열전달계수에 의하여 간단히 구할 수 있다.

$$H_p = c_w G_w (T_{wo} - T_{wi}) \quad (8)$$

따라서 냉수에 의한 제거열량과 냉수의 입구온도를 알면 이 식으로부터 냉수의 출구온도를 구할 수 있다.

이상과 같은 이론을 적용하여 설정한 해석모델에 대한 수치해석을 수행하기 위하여 전산 프로그램을 작성하였으며, 냉방부하, 실내온도, 냉수 입구온도, 냉수의 비열과 유량, 패널의 크기와 물성치 및 기타 상수 등 계산에 필요한 초기값을 이용하여 계산을 수행하였다.

## 2.2 냉방실험

천장복사패널에 대한 이론해석 결과를 검증하고 적용타당성을 검토해 보고자 천장복사패널을 제작하여 냉방시뮬레이터에 설치하고 주요 설계 및 운전 변수의 변화에 따른 실험을 수행하여 이론해석결과와 간략히 비교하였다. 복사천장패널은 가로 및 세로의 규격이 각각 0.6m, 1m이고 두께가 2mm인 알루미늄재질의 평판에 직경이 0.012m인 동관을 피치가 0.12m가 되도록 부착하여 냉수가 순환할 수 있는 모듈을 제작하였다. 세부적인 사항은 참고문헌 9에 자세히 설명되어 있다.

## 3. 결과 및 고찰

주요변수로는 패널의 설계변수로 튜브의 직경 및 패널의 열저항을, 시스템의 운전변수로는 냉수의 온도 및 유량을, 기후 또는 건물의 형태 및 구조와 관련되는 변수로서 냉방부하를 각각 선정하여 해석 및 실험결과를 비교하였다. 이 때 기준이 되는 온도 및 유량, 직경 등의 수치는 그래프에 도시된 값의 중앙값을 이용하여 계산을 수행하였다.

먼저 Fig. 3과 Fig. 4는 냉수 입구온도 및 유량의 변화에 따른 튜브간격, 냉수 출구온도, 패널 표면온도 및 열손실을 등의 변화를 도시한 것이다. 이 경우는 부하량이 일정할 때, 즉 냉방용량에 영향을 미치는 패널표면의 온도를 일정하게 하고 공급되는 냉수 온도의 변화에 따른 출구 냉수온도 및 적절한 튜브직경 등에 관한 결과를 평가한 것이다. Fig. 3의 결과를 보면 공급되는 냉

수온도가 높아짐에 따라 냉수 출구온도도 증가함은 물론, 이에 따라 적절한 냉방용량을 유지하기 위하여 튜브간격은 좁아짐을 볼 수 있다. 이는 공급되는 냉수의 온도에 따라 패널의 설계변수가 비교적 민감하게 영향을 받음으로 패널 표면에 결로가 발생하지 않는 범위에서 효과적으로 활용할 수 있는 운전 및 설계변수임을 알 수 있다.

반면에 Fig. 4의 결과를 보면 냉수유량의 증가에 따라 패널출구의 냉수 온도는 다소 감소하는 경향을 보이나 일정유량 이상에서는 그 감소율이 다소 완만해짐을 알 수 있다. 그리고 튜브간격 역시 유량의 증가에 따라 증가하나 일정 유량 이상에서는 그 증가율이 둔화됨을 알 수 있다. 이는 동일한 냉방부하 하에서 냉수유량이 증가함에 따라 그만큼 냉방능력이 증가하나 그 영향은 크지 않으며, 유량범위가 제한됨을 알 수 있다.

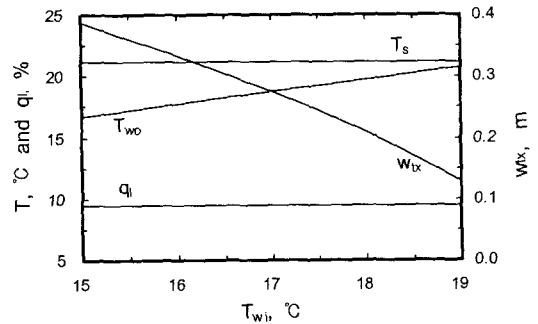


Fig. 3 Variations of the heat loss, temperature of the panel surface and the outlet water with the inlet water temperature.

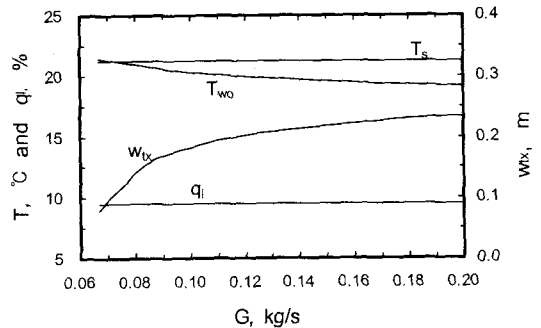


Fig. 4 Variations of the heat loss and temperatures of the panel surface and the outlet water with the flow rate. of cold water.

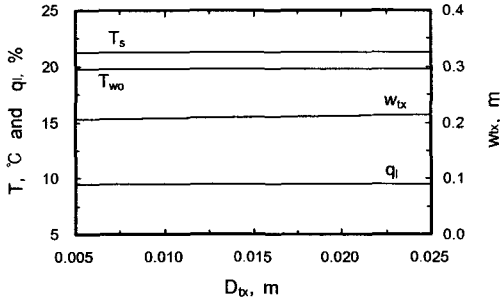


Fig. 5 Variations of the heat loss and temperatures of the panel surface and the outlet water with the tube diameter.

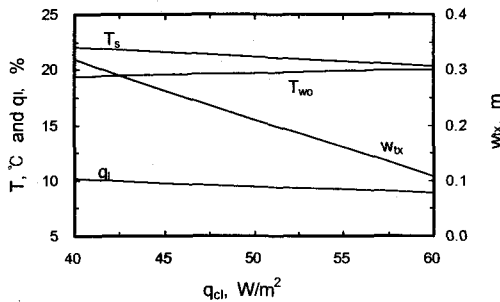


Fig. 6 Variations of the heat loss and temperatures of the panel surface and the outlet water with inlet the cold water temperature and the cooling load.

Fig. 5는 튜브직경의 변화에 따른 영향을 평가하고자 도기한 것으로, 튜브의 직경이 증가함에 따라 튜브간격은 약간 넓어짐을 볼 수 있는데, 이는 튜브의 직경이 증가함에 따라 패널의 단위 면적당 전열량이 증가하기 때문이다. 그러나 냉방부하가 일정하기 때문에 패널표면의 온도, 냉수의 출구온도 및 열손실율은 튜브의 직경에 따른 변화가 없음을 볼 수 있다. 결국 튜브의 직경은 패널의 열적 특성에 큰 영향은 미치지 않으며, 직경의 영향만을 고려한다면 계산된 범위내에서는 필요한 유량을 통할 수 있는 최소한의 직경을 선택하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

Fig. 6은 냉방부하의 변화에 따른 결과를 도기한 것으로, 냉방부하가 증가함에 따라 그 부하를 극복하기 위하여 튜브간격은 그에 비례하여 좁아져야 하고, 이에 따라 패널표면의 온도도 낮아짐을 볼 수 있다. 또한 이와는 반대로 냉수 출구온

도는 증가하며, 열손실율은 감소함을 보여준다.

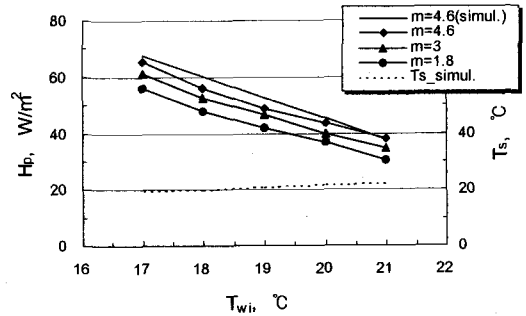


Fig. 7 Experimental results of temperatures of the panel surface and the outlet temperature of cold water with the inlet water temperature.

Fig. 7은 복사천장패널로 공급되는 냉수의 유량을 고정시키고 냉수의 온도를 17~21°C 범위에서 변화시켰을 때의 성능 또는 단위 면적당의 냉방용량을 도기한 결과로서 전체적으로 냉수의 온도가 증가함에 따라 냉방용량은 감소하는 추세를 나타내었다. 천장패널을 통과하는 냉수의 온도가 17°C이고 유량이 4.6lpm인 경우 냉방용량은 약 65W/m²인 것으로 나타나고 있으며, 공급되는 냉수의 온도가 21°C인 경우에는 냉방용량이 약 32W/m²로서 약 2배의 차이를 보였다. 또한 천장패널로 공급되는 냉수의 온도변화에 따라 공조기를 통과하는 냉수의 입출구 온도차가 시스템의 전체 냉방용량을 유지하려는 방향으로 추종하는 반면, 반대의 경우에는 이러한 현상이 미소하게 나타나는 것으로 보아 천장패널에 의해 부하가 우선적으로 처리됨을 알 수 있다.

이와 같이 복사천장패널의 냉방용량은 공급되는 냉수의 온도에 크게 영향을 받으므로 천장패널의 장점을 극대화하기 위해서 주어진 실내 조건 및 노점온도를 고려하여 냉수온도를 가능한 낮추는 것이 필요하며, 공급되는 냉수의 온도를 실내온도보다 약 7°C 이상 낮게 유지하는 것이 효과적일 것으로 판단된다.

한편 Newton-Raphson법으로 수립시켜 얻은 복사천장패널의 표면온도 및 냉방용량의 결과가 Fig. 7에 도시되어 있는데, 실제 실험한 결과와 전체적으로 잘 일치하나 19°C 이하 저온영역에서는 평균 6%의 차이를 보이고 있다. 이는 해석에

의하여 계산한 패널표면온도는 전체면적에 있어서 균일한 것으로 가정되고 있으나 실제 적용 및 실험에 이용되는 복사천장패널은 패널표면에 설치된 냉각수 배관의 길이 방향이나 배관 사이의 거리, 냉각수의 온도, 평판과 배관의 결합방법 등에 따라 표면온도 분포가 다르기 때문이다.

특히 실제 복사천장패널에서는 공급되는 냉수의 온도가 낮을수록 이러한 불균일은 더욱 심해지고 열손실도 커져 냉방용량의 차이가 더욱 크게 나타나므로 사용조건에 따라 단열방법을 다르게 하거나 설계시 자재의 물리적 특성 및 결합방법 등을 고려하여 적절한 배관의 피치를 결정하여야 할 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

이상에서 고찰한 바와 같이 냉수순환 복사냉방 시스템의 중요한 냉각요소로서 천장패널의 효과적인 설계자료의 도출 및 운전변수의 특성을 파악하기 위하여 천장패널 냉방시스템에 대한 이론 해석 및 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 복사천장패널의 설계 및 운전 변수로서 냉수 순환튜브의 직경이나 유량 등에 따른 영향은 공급되는 냉수의 입구온도에 비해 비교적 작으므로 패널 표면에 결로가 발생하지 않는 범위에서 냉수의 입구온도를 적절하게 제어할 필요가 있다.
- 2) 실험결과와 이론해석 결과에서 정성적인 경향은 유사하나 패널의 냉수 공급온도가 상대적으로 낮은 영역과 냉수 공급유량이 상대적으로 큰 영역에서는 열손실의 증대로 실험결과와 이론해석 결과의 차이가 다소 증가하는 경향을 보였다.

#### 참고문헌

- (1) Wilkins, C.K. and Kosonen, R., 1995, "Cooling System: A European Air-Conditioning Alternative," ASHRAE J. Aug., 1995.
- (2) Z. Ziang and A. Moser, 1992, "Indoor airflow with cooling panel and radiative/convective heat

source," ASHRAE Transactions:Research, pp.33~42.

- (3) 정시영, 1992, "독일의 천장복사냉방기술," 공기조화냉동공학회 제21권 제1호, pp.13~18.
- (4) K. A. Antonopoulos, 1992, "Analytical and numerical heat transfer in cooling panels," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.35, No.11, pp.2777~2782.
- (5) Helmut E. Feustel, Corina Stetiu, 1995, "Hydronic radiant cooling - preliminary assessment," Energy and buildings, Vol.22, pp.193-205.
- (6) J. Niu and J. van der Kooi, 1993, " Dynamic simulation of combination of evaporative cooling with cooled ceiling systems for office room cooling," proceedings Building Simulation '93-3rd International Conference, pp. 407-412.
- (7) Nobu Nakahara, Jiayan ZHU, Hisahiro ITO, 1995, "A study on environmental characteristics of the air conditioning system using wall hanging radiant panel with condensation," J. Archit. Plann. Environ. Eng., AIJ, No.469, pp.35~44.
- (8) 이태원 외, 1998, 공동주택의 에너지절약형 냉방시스템 개발, 산업자원부, 한국건설기술연구원, pp.45~79.
- (9) 황인주, 이태원, 1999, "복사천장패널을 가진 냉방시스템의 성능 및 부하특성에 관한 연구," 대한기계학회 추계학술대회논문집, B권, pp.403~408.
- (10) 최영돈 외, 1996, "Cool Tube System의 연중 열성능 해석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, B권, pp.725~731.
- (11) 박철민 외, 1999, "마이크로 환관 내에서의 R-290의 증발 열전달 특성," 대한기계학회 논문집 B권, 제23권, 제12호, pp.1598~1605.
- (12) 박희용 외, 1989, "편-관 열교환기의 모델링," 대한기계학회논문집, Vol.13, No.5, pp.952~961.
- (13) B. M. Osojnak and R. F. Boehm, 1988, "A method for testing hydronic radiant metal ceiling panels," ASHRAE Transactions, DA-88-24-3, pp.1824~1833.