

〈技術論文〉

방열핀이 난방용 패널의 열적거동 및 성능에 미치는 영향

이 태 원*

(1993년 4월 13일 접수)

The Effects of Heat Diffusion Fin on the Thermal Behavior and Performance of Radiant Heating Panel

Tae-Won Lee

Key Words : Heating Panel(난방 패널), Heat Diffusion Fin(방열핀), Thermal Performance(열적성능), Comfort(쾌적성)

Abstract

Transient heat transfer characteristics in the radiant heating panel with heat diffusion fin were predicted by numerical analysis. Thermal behaviors of panel, such as temperature distributions in panel and convective and radiative heat fluxes in panel surface with advance of time, were obtained for several important parameters. The performance and thermal comfort of heating panel were studied and compared for various design conditions, such as pipe pitch, area ratio and thermal conductivity of heat diffusion fin for the purpose of producing useful data, which can be used for the decision of optimal design of the new heating panels with heat diffusion fin. It was concluded that the efficient area ratio of heat diffusion fin is about 0.5, and the greater the thermal conductivity of fin is, the better the performance of panel is.

기 호 설 명

A : 벽표면의 면적 (cm^2)

C : 비열 ($\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$)

F_{i-j} : 표면 j 에 대한 표면 i 의 형상계수

G_{ik} : i -표면으로부터 k -표면에 도달하여 흡수되는 열량의 비

Gr : Grashof수

h : 대류 열전달계수 ($\text{J}/\text{hr}\cdot\text{cm}^2\cdot^\circ\text{C}$)

H : 직사각형 밀폐공간의 높이 (cm)

k : 열전도율 ($\text{J}/\text{hr}\cdot\text{cm}\cdot^\circ\text{C}$)

L : 직사각형 밀폐공간의 길이 (cm)

l_n : 패널의 넓이(온수관 매설간격의 1/2, cm)

l_b : 패널의 두께 (cm)

N : 실내 표면의 수

Nu : 패널 표면과 실내공기 사이의 Nusselt수

Q : 복사 열전달률 (J/hr)

q_c : 대류 열유속 ($\text{J}/\text{hr}\cdot\text{cm}^2$)

R : 방열핀 너비비 ($=r_n/l_n$)

r_n : 방열핀의 너비 (cm)

r_o : 온수관의 매설길이 (cm)

T : 온도 ($^\circ\text{C}$)

T_w : 온수관 표면의 온도 ($^\circ\text{C}$)

T_p : 패널 표면온도 ($^\circ\text{C}$)

T_R : 실내공기의 평균온도 ($^\circ\text{C}$)

T_∞ : 실내온도 ($^\circ\text{C}$)

x, y : 좌표

그리스문자

β : 열팽창계수 ($1/\text{K}$)

ϵ : 복사율 (emissivity)

*정회원, 한국건설기술연구원

- ρ : 밀도(kg/cm³) 또는 반사율(reflectivity)
- σ : Stefan-Boltzmann 상수(J/hr·cm²·K⁴)
- τ : 시간(hr)

하첨자

- f* : 방열핀
- i* : 각각의 구성재료
- k* : *k*번째 벽표면
- o* : 초기치
- P* : 패널

1. 서 론

최근 전문인력 인건비의 상승과 유지 보수에의 간편함 등의 영향으로 난방 패널을 조립식으로 공장에서 생산하는 경향이 증가하고 있다. 이러한 조립식 패널은 비전문인도 가능할만큼 시공이 간편하고, 공사기간도 훨씬 줄일 수 있다는 장점도 가지고 있다.

그러나 조립식 패널은 운송 및 설치상의 문제점으로 인하여 크기 및 무게 등에 제한이 따르기 때문에 적은 용량으로도 기존의 현열 축열식 패널과 같은 효과를 가지기 위하여 패널 내부에 여러가지의 열용량이 큰 축열재를 삽입하는 경우가 많다. 또 현열뿐만 아니라 잠열재에 의한 상변화를 이용하기도 한다. 이러한 경우에 축열재 및 잠열재 사이에서 열전달의 증대와 이에 따른 패널 내부에서의 고온 온도분포를 얻기 위하여 축열재 또는 잠열재의 사이에 방열핀을 설치하기도 한다. 또한 이러한 방식을 재래식 패널에 적용하는 경우도 점차 증가하고 있다.

그러나 이러한 패널을 설계, 제작함에 있어 패널의 재질 및 구조가 기존의 패널과 크게 다름에도 불구하고, 규격 등을 같거나 경험에 의하여 유사하게 설정함으로써 쾌적성을 오히려 감소시키는 물론, 에너지소비의 증가 등 여러가지 낭비의 요인으로 작용할 우려가 있다.

따라서 난방시스템의 효과적인 설계, 시공 및 운전 을 위하여는 각각의 재질 및 구조에 적합한 패널 규격의 설정에 대한 연구가 필수적이다.

이와 관련된 연구 문헌으로는 Mey⁽¹⁾와 Zhang^(2,3) 등의 연구가 있으나, 이들의 결과는 정상상태하의 열전달현상을 규명하거나, 설정한 모델의 패널구조

가 국내에서 주로 사용하고 있는 조립식 패널과는 크게 달라서 직접 이용하기는 어려운 실정이다 따라서 기존의 패널과는 구조가 크게 다른 조립식 패널의 효과적인 설계, 운전 및 쾌적한 주거환경의 유지를 위하여는 이에 대한 연구가 필수적이라 하겠다.

이를 위하여 본 연구에서는 온수관의 주위에 표면과 수평하게 방열핀을 설치하는 패널에 대하여, 적절한 온수관 매설간격과 방열핀 넓이비의 설정 및 방열핀 재질의 선택을 위하여 패널에 대한 해석 모델을 수립하고, 이를 이론해석함으로써, 쾌적한 주거환경의 조성을 위하여 필요한 패널 난방시스템의 최적설계 및 운전을 위한 자료를 제공하고자 한다.

중요변수로서는 설계변수로서 온수관의 매설간격, 방열핀의 넓이비 및 방열핀의 재질을 택하였다. 이때 방열핀의 넓이비는 온수관의 매설간격에 대한 방열핀이 차지하는 비로써 정의하였다. 수치 실험결과로써 패널의 열전달 및 가열특성, 패널 표면에서의 최대 온도차 등을 각 변수에 대하여 비교 고찰하였다.

2. 모델 및 해석방법

방열핀을 부착한 패널에 대한 해석모델은 Fig. 1에 도시한 바와 같다. 즉, 패널의 내부에 온수관이 매설되어 있고 그 주위에 패널 표면과 수평하게 방열핀이 매설되어 있으며, 패널의 윗표면은 실내공기가 접하고 있다. 또한 해석시의 편의를 위하여 *R*을 패널 매설간격에 대한 방열핀 넓이의 비로써 정의한다. 한편 패널의 내부에 방열핀을 매설하는 경우에는 방열핀의 주위에 파라핀 등의 잠열재를 같이 매설하는 경우가 일반적이며 Fig. 1에서의 점

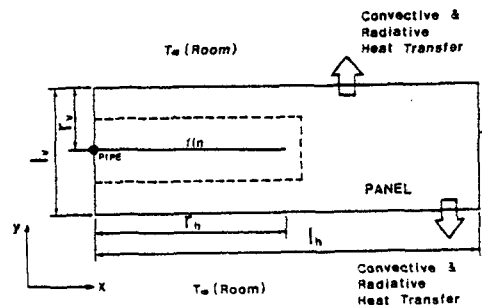


Fig. 1 Mathematical model

선은 이러한 잠열재를 표시한 것이다. 본 연구에서는 잠열재의 영향은 무시하였다.

모델 설정시의 가정은 다음과 같다.

- (1) 패널 및 방열핀의 재질은 각각 균일하다.
- (2) 운수 및 운수관 자체의 열용량은 무시한다.
- (3) 운수관의 온도는 가열기간에는 운수의 공급 온도로서 일정하나, 비가열기간에는 시간에 따라서 변화한다.
- (4) 패널의 윗 표면에서는 실내공기와의 대류열 전달 및 비가열 표면들과의 복사열전달이 이루어진다.
- (5) 패널의 밑면과 옆면은 단열되어 있어 열의 출입이 없다.
- (6) 실내공기 및 비가열 벽표면의 온도는 시간 및 위치에 따라 일정하다.

이상의 모델에 대한 열전달 및 성능 특성 등을 규명하기 위하여 다음과 같은 2차원 비정상 열전도 방정식을 해석한다.

$$\rho_i C_i \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (1)$$

여기서, ρ_i , C_i 및 k_i 는 방열핀 및 패널의 구성재료 각각에 대한 밀도, 비열 및 열전도율이다.

위의 지배방정식을 해석하기 위하여는 초기조건, 패널의 윗 표면과 옆면 및 밑면, 운수관 표면 등에서 경계조건⁽⁴⁻⁶⁾이 필요하다.

초기조건으로는 공급운수의 온도 및 패널 각 위치에서의 온도를 일정하게 준다. 즉, $t=0$ 일 때

$$T(x, y, 0) = T_0(x, y) \quad (2)$$

한편 경계조건은 다음과 같다.

재료가 서로 다른 패널과 방열핀 사이의 계면조건은 다음과 같이 온도 및 열유속이 연속이라는 조건을 사용한다.

$$\begin{aligned} (T_P)_{interface} &= (T_f)_{interface} \\ \left(k_P \frac{\partial T_P}{\partial y} \right)_{interface} &= \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial y} \right)_{interface} \end{aligned} \quad (3)$$

패널의 옆면 및 아랫 표면에서는 패널을 통하여 외부로 또는 외부로부터의 열출입이 없는 단열조건을 사용한다. 즉 옆면 및 아랫면 각각에 대하여

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

패널의 윗표면에서는 실내공기와의 대류 열전달 및 비가열 표면들과의 복사열전달이 이루어진다.

고체평면, 즉 패널 표면으로부터 주위 유체로의 단위면적당 대류에 의한 열전달은 다음의 식으로 표시된다.

$$q_c = h(T_P - T_R) \quad (5)$$

이때 대류 열전달계수 h 는 다음 식으로부터 구한다.⁽⁴⁾

$$\begin{aligned} H/L=1/3 \text{ 일 때 : } Nu &= 0.04Gr^{0.352} \\ H/L=1/5 \text{ 일 때 : } Nu &= 0.0035Gr^{0.7} \\ 1/2 < H/L < 1 \text{ 일 때 : } \overline{Nu} &= 0.89Gr^{0.2} (H/L)^{0.45} \end{aligned}$$

여기서, $Gr = g\beta(T_2 - T_1)H^3/\nu^3$ 이고, T_2 는 고온평면의 온도, T_1 는 저온평면들의 온도이며 g 는 중력 가속도, β 는 열팽창계수, ν 는 동점성계수이다.

또한 패널 표면에서 복사 열전달량의 계산을 위하여는 다음과 같은 Enclosure analysis method⁽⁷⁾를 사용한다. 즉, N 개의 표면으로 구성된 폐공간(enclosure)에서 k 면에 의한 복사 열전달량은

$$\begin{aligned} Q_k &= A_k \epsilon_k \sigma T_k^4 - \sum_{j=1}^N A_j \epsilon_j \sigma T_j^4 G_{jk} \\ G_{jk} &= F_{j-k} \epsilon_k + \sum_{i=1}^N F_{j-i} \rho_i G_{ik} \end{aligned} \quad (6)$$

이다. 이 경우에 대상으로 한 폐공간은 Fig. 2와 같이 구성되어 있다.⁽⁴⁾

한편 운수의 공급기간인 가열기간 동안에는 운수관 표면의 온도는 일정(50°C)한 것으로 가정하였고,

$$T = T_w = \text{constant} \quad (7)$$

운수의 공급을 중단한 이후의 비가열기간 동안은 운수관이 다음 식으로 표시되는 바와 같이 단열되

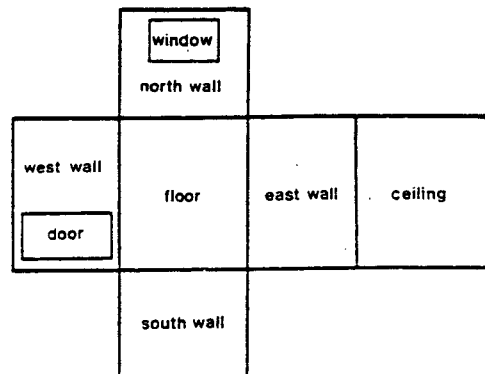


Fig. 2. Structure of enclosure

Table 1 Properties of each materials

Materials \ Properties	Conductivity (J/hr. cm. °C)	Density (kg/cm ³)	Specific heat (J/kg. °C)
Mortar	50.2308	0.0020	1130.2200
Fin	500~1500	0.0090	393.5800

어 있어 온수관으로부터 패널로의 공급열량은 없고 온수관을 패널의 일부로 간주하였다. 즉, 비가열기간에는 온수관이 방열을 함으로써 온도가 저하하게 되어 이 기간동안 온수관의 온도는 일정하지 않게 된다.

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (8)$$

여기서, r 는 온수관의 반경방향 좌표이다.

지배방정식의 해석을 위하여 유한차분법(finite difference method)을 사용하였고, 격자의 생성시에는 Laplace방정식을 해석하는 격자생성방법을 사용하였다.⁽⁴⁾ 지배방정식을 경계조건에 따라 차분화하기 위하여 시간에 대하여는 fully implicit scheme을, 공간에 대하여는 central difference scheme을 사용하였다. 계산수행시에는 각 시간간격에 대하여 계산을 수행하고 수렴조건을 만족하면 다음 시간간격에 대한 계산을 진행한다.

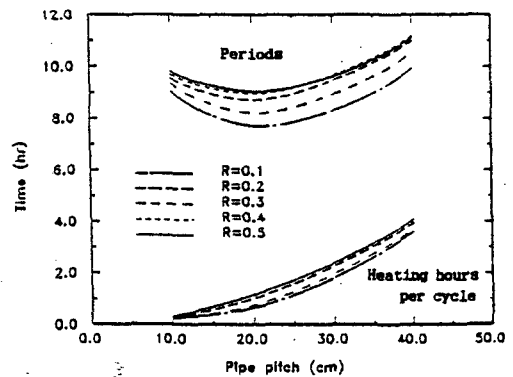
난방시스템의 운전방식으로는 패널 표면이 일정 평균온도인 30°C에 도달하면 가열을 시작하고, 평균온도 32°C 이상에서 온수의 공급을 중단하는 간헐 난방방식을 채택하였다. 또 계산시 필요한 패널 구성재료의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

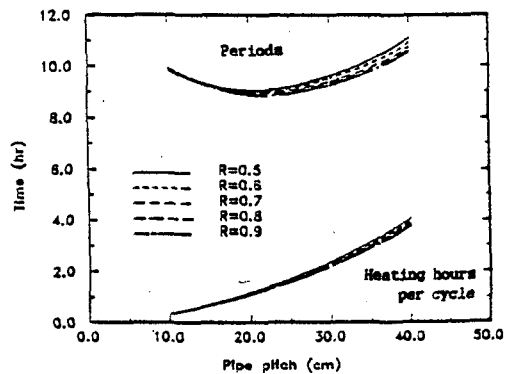
방열핀을 이용한 난방패널의 열적거동 및 성능을 해석하기 위하여 수학적 모델을 설정하고 이에 대한 수치해석을 수행하였고, 각 변수의 변화에 따른 결과를 비교하였다. 이때 기술상의 편의를 위하여 '사이클(cycle)'은 한번의 연속된 가열 및 비가열기간의 합으로, 한 사이클당의 소요시간을 '주기(period)'로, 한 사이클동안 보일러의 운전시간을 '가열시간(heating hours)'으로 정의하였다.

Figs. 3~6은 온수관 매설간격 및 방열핀 넓이비의 변화에 따른 패널에서의 열적 거동 및 성능을 도시한 것이다.

Fig. 3(a) 및 (b)는 온수관 매설간격 및 방열핀 넓이비의 변화에 따른 사이클당의 가열시간 및 주기를 나타낸 것이다. 각 방열핀의 넓이비에 대하여 사이클당의 가열시간은 온수관의 매설간격이 증가함에 따라서 증가함을 볼 수 있는데, 이는 온수관 매설간격이 증가함에 따라 축열공간이 커지고 패널 표면에서의 방열 면적 또한 넓어져 패널을 가열하는데 그만큼 더 긴 시간이 요구되기 때문이다. 또한 주기는 매설간격이 증가함에 따라 감소하다가



(a)



(b)

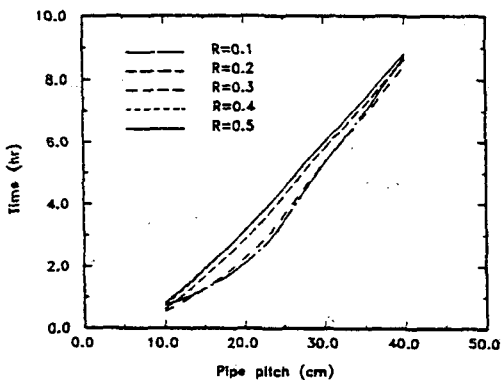
Fig. 3 Periods and heating hours per cycle for various pipe pitches and fin ratios

20 cm 부근 이후에도 다시 증가하는 경향을 보여 준다. 즉, 온수관의 매설간격이 20 cm로부터 더 좁아지면 가열시간은 비교적 짧아지지만 패널의 넓이가 상대적으로 좁아짐으로써 온수관 매설간격이 넓은 경우보다 비교적 고온 온도분포를 가지기 때문에, 즉 패널표면에서의 최고온도가 낮아 단위시간당 전열량이 적기 때문에 패널로부터 실내공간으로 방열하는데 더 오랜 시간이 소요되어 주기는 증가하는 것으로 분석된다. 그러나 온수관의 매설간격이 20 cm로부터 넓어지는 경우에는 사이클당의 가열시간이 길어짐으로써 주기가 길어진다.

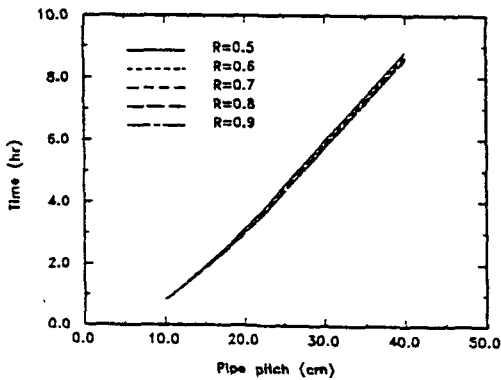
한편 각각의 온수관 매설간격에 대하여는 방열핀의 넓이비가 증가함에 따라 사이클당 가열시간 및 주기가 증가하다가 넓이비 0.5 이후에는 오히려 약간 감소함을 보여주는데, 이는 방열핀의 넓이비가 작은 범위에서는 패널 표면에서 평균온도가 주로 온수관 직상부의 고온부에 의하여 상승되고 패널의

고온부와 실내공간 사이의 큰 온도차에 의하여 단위시간당의 전열량이 많음으로써 사이클당 가열시간 및 주기가 짧으나, 방열핀의 넓이비가 증가함에 따라 패널 표면에 수평방향으로의 열전달 효과가 증대되어 사이클당 가열시간은 약간 길어지나 패널 표면에서의 온도분포가 점차 고르게 됨으로써 패널 표면에서 실내 가열공간으로의 방열기간인 주기는 더욱 길어짐을 보여준다. 방열핀의 넓이비가 0.5 이상의 범위에서는 넓이비가 증가함에 따라 사이클당 가열시간 및 주기가 다시 감소하는 경향을 보이 나 그 변화의 폭은 그다지 크지 않음을 볼 수 있다.

Fig. 4(a) 및 (b)는 Fig. 3에서 보인 사이클당 가열시간 및 주기를 사용하여 계산한 온수관 매설간격 및 방열핀 넓이비의 변화에 따른 1일 총 가열시간을 도시한 것이다. 각각의 방열핀 넓이비에 대하여 온수관의 매설간격이 증가함에 따라 단위시간당

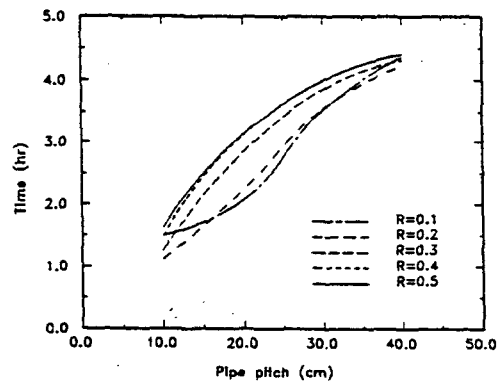


(a)

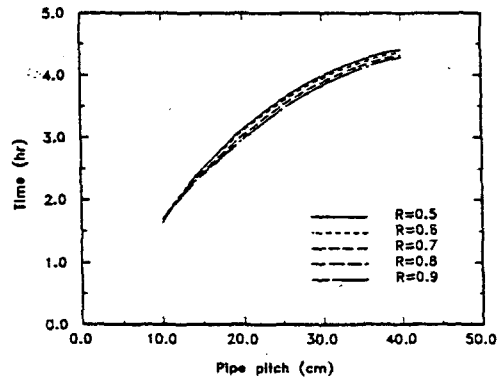


(b)

Fig. 4 Total heating hours per day for various pipe pitches and fin ratios



(a)



(b)

Fig. 5 Equivalent heating hours for various pipe pitches and fin ratios

의 가열시간이 길어짐을 볼 수 있고, 각 온수관 매설간격에 대하여는 Fig. 3에서 본 바와 같이 방열핀의 넓이비가 0.5일때까지는 1일 총 가열시간이 증가하다가 그 이상에서는 약간 감소하나 변화율은 그다지 크지 않음을 볼 수 있다.

위의 경우에는 온수관 매설간격에 따라 패널의 크기도 변화하여 상대적인 비교가 어렵기 때문에 패널의 단위면적에 대하여 환산한 단위시간당 단위면적당 환산 가열시간을 정의하는 것이 유리하며, 그 결과를 도시하면 Fig. 5(a) 및 (b)와 같다. 방열핀의 넓이비에 대하여는 앞에서와 같은 결과를 보이나, 각 넓이비에 대하여는 온수관의 매설간격이 증가함에 따라 환산 가열시간도 크게 증가하는 경향을 보이며, 그 증가율은 매설간격의 증가에 따라 감소함을 볼 수 있다.

또한 위의 두 도표에서 온수관의 매설간격이 매우 좁거나(10 cm 부근) 넓은 경우(40 cm 부근)에는 방열핀의 넓이비가 0.1과 같이 매우 좁을 때 넓이비가 더 넓은 경우보다 가열시간이 증가함을 볼 수 있는데, 이는 온수관의 매설간격이 매우 넓거나 매우 좁은 영역에서는 방열핀의 넓이비가 넓어질수록 가열시간이 짧아짐으로써 방열핀의 설치효과가 커질 수 있음을 보여준다.

Fig. 6은 온수관 매설간격 및 방열핀 넓이비의 변화에 따른 패널 표면에서의 최대온도차를 도시한 것이다. 각각의 방열핀 넓이비에 대하여 온수관의 매설간격이 증가함에 따라 패널 표면에서의 최대온도차는 크게 증가함을 볼 수 있는데, 이는 매설간격이 넓을수록 패널의 축열량이 커서 가열시간이 길어지므로 극부온도가 높아지기 때문으로 분석된

다. 한편 각 온수관 매설간격에 대하여는 방열핀의 넓이비가 작을수록 온수관 주위의 영역만이 주로 가열됨으로써 최대온도차가 커짐을 볼 수 있다.

이상의 결과를 종합하면, 온수관의 매설간격이 증가함에 따라 단위시간당 단위면적당의 가열시간이 길어지고 그만큼 에너지소비율도 많아질 것이므로 패널의 열적성능이 저하될 뿐만 아니라 패널 표면에서의 불균일하고 큰 온도차로 인하여 쾌적성의 측면에서도 크게 불리할 것으로 판단된다. 반면 매설간격이 좁을수록 환산된 가열시간 및 패널 표면에서의 최대온도차가 감소하게 되어 열적 성능 및 쾌적성의 측면에서 효율적이기는 하나, 이 경우에는 복잡한 배관설비 및 온수의 공급을 위한 대용량의 보일러 및 펌프 등이 필요하게 되어 시설 및 운전비용이 증가하게 될 것이므로 가열공간의 용도, 요소 및 에너지비용 등을 고려하여 적절한 온수관의 매설간격을 선택하여야 할 것이다.

한편 방열핀의 넓이비가 작은 경우에는 온수관 주위 극부 영역의 높은 온도상승으로 인하여 패널 표면에서의 최대온도차가 크고 온도분포가 불균일하여 쾌적성의 측면에서 불리한 반면, 넓이비가 증가함에 따라 온도분포가 균일해져 열적 쾌적성이 향상되고, 넓이비 0.5이상의 영역에서는 단위면적당 단위시간당으로 환산한 가열시간이 감소하여 열적 성능도 다소 향상되지만 큰 변화를 보이지 않으므로 초기 시설비용 및 패널의 구조 등을 고려할 때 방열핀의 넓이비는 0.5 부근의 값이 적절할 것으로 판단된다.

Figs. 7~9는 온수관의 매설간격이 20 cm, 방열핀의 넓이비가 0.5로 일정할 때 방열핀의 재질 즉

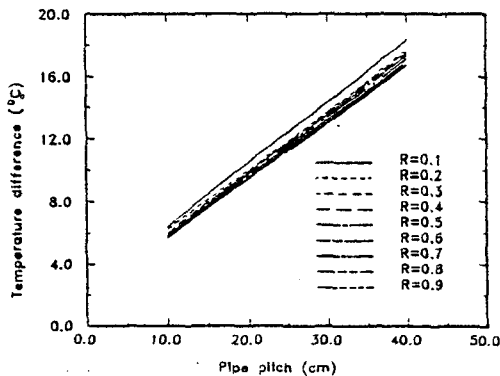


Fig. 6 Maximum temperature differences for various pipe pitches and fin ratios

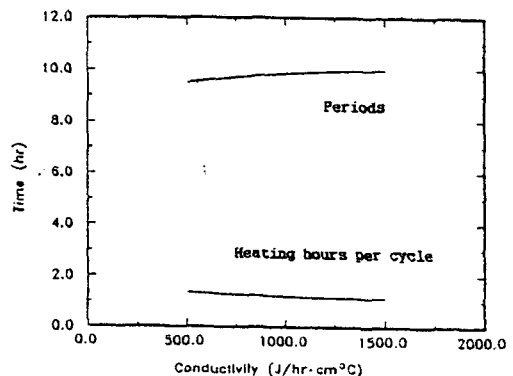


Fig. 7 Periods and heating hours per cycle for various thermal conductivities of fin

열전도율의 변화에 따른 패널의 열적 거동 및 성능을 도시한 것이다.

Fig. 7은 방열핀 열전도율의 변화에 따른 사이클당의 가열시간 및 주기를 나타낸 것으로서, 방열핀의 열전도율이 클수록 패널 표면에 수평방향으로의 열전달이 증대됨으로써 사이클당의 가열시간은 약간 짧아지고, 패널의 고른 가열, 즉 비교적 균일한 온도분포에 기인하여 주기는 길어지게 된다.

Fig. 8은 방열핀 열전도율의 변화에 따른 1일 총 가열시간을 도시한 것이다. 방열핀 열전도율의 변화시에는 패널의 크기 및 구조가 변화하지 않으므로 환산 가열시간도 동일한 값을 가진다. Fig. 7에서도 예측 가능한 바와 같이 방열핀의 열전도율이 클수록 단위시간당 가열시간이 감소하여 효과적임을 볼 수 있다.

Fig. 9는 방열핀 열전도율의 변화에 따른 패널 표면에서의 최대온도차를 도시한 것으로서, 가열기

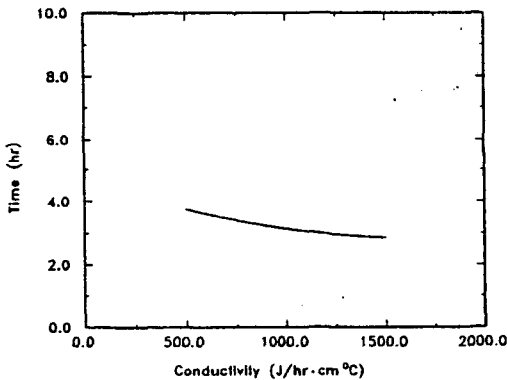


Fig. 8 Total or equivalent heating hours per day for various thermal conductivities of fin

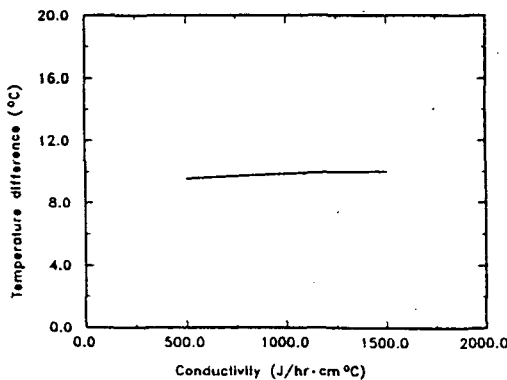


Fig. 9 Maximum temperature differences for various thermal conductivities of heat diffusion fin

간의 온수관 온도가 일정하다는 가정에 의하여 열전도율의 증가에 따라 상대적으로 많은 열량이 방열핀을 통하여 패널 내부로 방출됨으로써 최대온도차는 약간 상승함을 보여주나, 전반적으로 방열핀 열전도율의 변화는 최대온도차에 크게 영향을 미치지 않음을 볼 수 있다.

4. 결 론

방열핀을 이용한 복사 난방 패널의 열적 거동을 분석하기 위한 이론해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 매설간격이 좁을수록 단위시간당, 단위면적당 환산된 가열시간 및 패널 표면에서의 최대온도차가 감소하게 되어 열적 성능 및 쾌적성의 측면에서는 효율적이다. 그러나 이 경우에 시설 및 운전 비용이 증가하므로 가열공간의 용도, 자재비 및 에너지 비용 등을 고려하여 적절한 온수관의 매설간격을 선택하여야 한다.

(2) 방열핀의 넓이비가 증가함에 따라 열적 쾌적성이 다소 향상되고 넓이비 0.5 이상의 영역에서는 열적 성능도 약간 향상되지만 큰 변화를 보이지 않으므로 초기 시설비용 및 패널의 구조 등을 고려할 때 방열핀의 넓이비는 0.5 부근의 값이 적절하다.

(3) 방열핀의 열전도율이 클수록 단위시간당 가열시간이 감소하여 효과적이거나, 패널 표면에서의 최대온도차에는 거의 영향을 미치지 않는다.

참고문헌

- (1) Mey, G. D., 1980, "Short Communications-Temperature Distribution in Floor Heating Systems," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 1289~1291.
- (2) Zhang, Z. and Pate, M. B., 1987, "An Experimental Study of the Transient Response of a Radiant Panel Ceiling and Enclosure," *ASHRAE Transactions*, No. 2980, pp. 85~94.
- (3) Zhang, Z. and Pate, M. B., 1987, "A New Approach for Designing Heating Panels with Embedded Tubes," *ASHRAE Research Report*, No. 3227.
- (4) 이태원, 1991, "복사 난방 패널의 비정상 열전달 및 성능 해석에 관한 연구," 고려대학교 박사

- 학위논문.
- (5) 이태원, 김호영, 1991, "복사 난방 패널의 공급유량 및 설계변수가 성능에 미치는 영향." 공기조화·냉동공학논문집, 제3권, 제4호, pp. 276~285.
- (6) 이태원, 김호영, 1992, "복사 난방 패널의 과도 열전달 해석," 공기조화·냉동공학논문집, 제4권, 제3호, pp. 191~203.
- (7) Siegel, R. and Howell, J. R., 1981, *Thermal Radiation Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company.