

기 호 설 명

- A : 벽표면의 면적, 온수관의 매설길이
- C : 열용량(Heat capacity)
- C_n : 상수
- D : 온수관의 직경
- D_e : 패널의 등가직경(Equivalent diameter)
- D_h : 수력직경
- F_{1-j} : 표면 j에 대한 표면 i의 형상계수(Shape factor)
- Gr : Grashof수
- h : 대류열전달 계수
- H : 직사각형 밀폐공간의 높이
- k : 열전도율
- L : 직사각형 밀폐공간의 넓이
- N : 실내 표면의 수
- Nu : 패널 표면과 실내공기 사이의 Nusselt수
- Nu_x : local Nusselt수
- Pr : Prandtl수
- q_c : 대류열전달량
- Q : 복사열전달량
- Q : 온수의 공급유량
- Re : Reynolds수
- $R_n(1)$: 고유함수
- T : 온도
- T_p : 패널 표면 온도
- T_R : 실내공기의 평균온도
- W : 온수관의 매설간격
- x : 물리적 영역의 좌표, 온수관 길이방향 거리
- x^* : 무차원 온수관 길이방향 거리
- y : 물리적 영역의 좌표

그리스 문자

- β_n : 고유값
- ϵ : 복사율(Emissivity)
- η : 계산영역의 좌표
- ζ : 계산영역의 좌표
- ρ : 반사율(Reflectivity)
- σ : Stefan-Boltzmann 상수
- τ : 시간

하 첨 자

- H : 일정 열유속
- i : i번째 층
- k : k번째 벽표면
- o : 초기치

1. 서론

바닥이나 천정을 가열하여 실내공기 및 실내 표면온도를 상승시킴으로써 쾌적한 환경을 얻고자 하는 난방 방식을 '복사 상난방 방식(Radiant Panel Heating System)'이라 한다⁽¹⁾. 국내의 경우 대부분의 주거용 건축물에서는 난방 패널의 내부에 매설된 온수관을 통하여 온수를 순환시키는 바닥난방 방식을 채택하고 있는데, 이를 설계 및 운전에 적용함에 있어서는 각종의 설계변수 및 운전변수가 난방 패널의 열적 거동 및 성능 등에 미치는 영향이 면밀히 검토되어야 하나, 이에 대한 연구결과 및 자료가 충분치 못하여 대략적인 경험에 의존하여 왔던 것이 사실이다.

한편 이에 대한 연구들로서는 Zhang 등⁽²⁻⁴⁾에 의한 복사 천정 난방 방식에서의 과도 열응답에 대한 실험적 연구와 이론적 연구 그리고 온수관이 매설된 난방 패널을 설계하기 위한 새로운 접근 방법에 대한 연구 및 Hogan 등⁽⁵⁻⁶⁾에 의한 고온의 파이프가 매설된 복사 난방 패널에 대한 열전달 해석 등이 있으나, 이들은 대개가 국내에서 사용중인 난방 패널에 적용하기가 어려울 뿐만 아니라, 난방 패널에 대한 정상상태의 해석에 그쳐 끊임없이 변화하는 기후조건 및 운전방식에서의 적용이 어렵거나, 또는 공급온수의 유량 등의 운전변수가 설계변수와 더불어 난방성능에 미치는 영향에 대한 해석이 미흡한 실정이다.

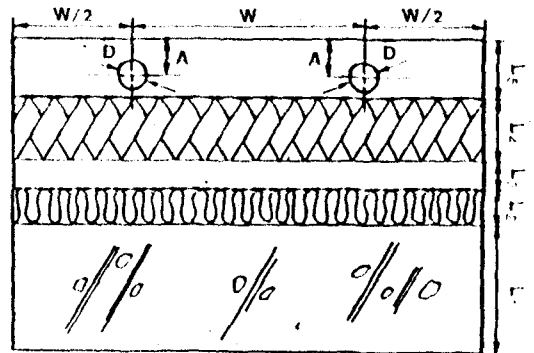
따라서 본 연구에서는 복사 난방 패널의 설계 및 운전조건에 따른 비정상 열전달 특성을 예측 분석하고, 각 변수들에 대하여 난방 패널의 성능을 비교 연구하여, 기존 난방 시스템의 성능해석과 효율적인 운전조건 설정 및 새로운 난방 시스템의 최적설계에 사용될 자료를 제공하기 위하여, 이에 적절한 이론적 해석 모델을 수립하고 이를 수치해석하였다.

수치계산시에는 온수관리 매설간격, 매설깊이(패널의 두께) 및 직경 등을 설계변수로, 공급온수의 유량을 운전변수로 하였고, 결과로서 온수관이 매설된 패널에서의 시간에 따른 온도분포와 패널 표면에서의 열유속을 얻었고, 가열주기에 따른 패널의 열적 거동, 하루중 가열시간, 난방 패널에서의 에너지공급률 및 패널 표면 최대 온도차 등의 각 변수의 변화에 따른 영향을 비교, 분석하였다.

2. 모델 및 해석방법

본 연구에서는 <그림 1>에 도시한 바와 같이 현재

국내의 대단위 공동주택에서 가장 널리 사용되고 있는 온수순환 바닥 난방 방식, 즉 서로 다른 재질의 층들로 구성된 슬랩 내에 온수관 군이 매설되어 있고 슬랩의 양 표면 모두가 실내공기와 접하고 있는 '중간층 패널'을 연구모델⁽⁷⁾로 하여, 격자생성방법(Numerical Grid Generation Method)⁽⁸⁻⁹⁾에 의하여 모델에 대한 계산영역을 좌표변환한 후, 다음과 같은 계산영역에서의 지배방정식에 초기 및 경계조건을 적용하여 유한 차분법에 의하여 해석하였다⁽⁷⁾. 모델의 설정시에는 실내 공간 즉 실내 공기 및 비가열 벽면의 온도는 시간 및 위치에 따라 항상 일정하고, 각 층의 재질은 서로 다르나, 하나의 층에 대해서는 균질이 며, 온수관 자체는 열저항 및 축열능력이 없고, 패널의 옆면은 단열되어 있어 열의 유입 및 방출이 없다고 가정하였다.



<그림 1> 중간층 복사난방 패널의 해석모델

1) 지배방정식

지배방정식은 다음과 같은 2차원 비정상 열전도 방정식이다.

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

한편 패널은 판(Plate)의 형태이고 온수관은 원형이므로, 위의 지배방정식을 다음과 같이 좌표변환한다⁽⁷⁾

$$g\rho_i C_i \frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[k_i \frac{\partial T}{\partial \zeta} \right] - \beta \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[k_i \frac{\partial T}{\partial \eta} \right] - \beta \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[k_i \frac{\partial T}{\partial \zeta} \right] + r \frac{\partial}{\partial \eta} \left[k_i \frac{\partial T}{\partial \eta} \right] \quad (2)$$

$$\alpha = \left[\frac{\partial X}{\partial \eta} \right]^2 + \left[\frac{\partial Y}{\partial \eta} \right]^2$$

$$\beta = \frac{\partial X}{\partial \zeta} \frac{\partial X}{\partial \eta} + \frac{\partial Y}{\partial \zeta} \frac{\partial Y}{\partial \eta}$$

$$r = \left[\frac{\partial X}{\partial \zeta} \right]^2 + \left[\frac{\partial Y}{\partial \zeta} \right]^2$$

2) 초기조건 및 경계조건

초기조건으로는 온수관 입구에서 온수의 온도 및 패널 각 위치에서의 온도를 일정하게 준다. 또 경계조건으로는 패널 내부의 층과 층 사이에서의 온도 및 열유속이 같다는 계면조건 및 패널 옆면에서의 단열조건 등 이외에도 다음과 같은 조건이 필요하다.

(1) 패널 표면에서의 대류열전달^(1,7) :

$$q_c = h (T_p - T_r) \quad (3)$$

$$H/L=1/3 \text{ 일때 : } Nu=0.04 Gr^{0.352}$$

$$H/L=1/5 \text{ 일때 : } Nu=0.0035 Gr^{0.7}$$

$$1/2 < H/L < 1 \text{ 일때 : } Nu=0.89 Gr^{0.2} (H/L)^{0.45}$$

$$q_c = 0.39 (T_p - T_r)^{1.31} / D_e^{0.08} \quad (4)$$

$$q_c = 0.041 (T_p - T_r)^{1.25} / D_e^{0.25} \quad (5)$$

(2) 패널 표면에서의 복사열전달 (Enclosure analysis method)⁽¹⁰⁾ :

$$Q_k = A_k \epsilon_k \sigma T_k^4 - \sum_{j=1}^N A_j \epsilon_j \sigma T_j^4 G_{jk} \quad (6)$$

$$G_{jk} = F_{j \rightarrow i} \epsilon_k + \sum_{j=1}^N F_{j \rightarrow i} \rho_i C_{ik}$$

(3) 온수관에서의 경계조건 :

온수관에서의 경계조건은 가열기간과 비가열기간으로 나뉘어진다. 가열기간에는 공급 온수의 온도와 각각의 공급유량에 따른 온수관 표면에서의 열전달계수로부터 온수관 표면의 온도를 구하여 경계조건으로 한다. 이때 각 공급유량에 따른 온수관 표면에서의 열전달계수는 다음으로부터 구한다.

층류유동⁽¹¹⁾

$$Nu_{s,n} = \left[\frac{11}{48} + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} C_n Rn (1) \exp(-2\beta n^2 x^*) \right]^{-1} \quad (7)$$

$$x^* = \frac{x}{Re Pr D_h}$$

완전확립된 경우에는

$$Nu_{th} = 4,364 \quad (8)$$

천이유동⁽¹²⁾

$$Nu^{10} = Nu_{th}^{10} + \left[\frac{\{\exp(2200-R_c)/365\}}{Nu_{th}^2} + \frac{1}{Nu_c^2} \right]^{-5} \quad (9)$$

$$Nu_{th} = 4,364$$

$$Nu_c = Nu_{co} + \frac{0.079 (f/2)^{1/2} RePr}{(1+Pr^{4/5})^{5/6}}$$

$$\cdot Nu_{co} = 6.3$$

$$\frac{2}{f} = \left[\frac{1}{\{(8/Re)^{10} + (Re/36500)^{20}\}^{1/2}} + \{2.2 \ln(\frac{Re}{7})\}^{10} \right]^{1/5}$$

난류유동⁽¹³⁾

$$Nu = \frac{(f/2) (Re-1000) Pr}{1 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3}-1)} \quad (10)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.5636 \ln\left(\frac{Re}{7}\right)$$

또한 비가열기간에는 온수관으로부터 패널로의 공급열량이 없으므로 단순히 온수관을 패널의 일부로 간주하여 패널과 같이 냉각되는 것으로 가정한다.

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (11)$$

한편 본 연구에서 채택한 가열방식은 단속난방이고, 계산시에 사용한 난방시스템의 운전조건 및 각 층의 재질에 대한 물성치를 <표 1> 및 <표 2>에 각각 나타내었다.

<표 1> Operating conditions

Temperature of hot water (C)	50.0, 49.0
Indoor air temperature (C)	28.0
Outdoor(window) temperature (C)	10.0
Averaged panel surface temperature (C)	
for start of heating	30.0
for stop of heating	32.0

〈표 2〉 Properties of each materials

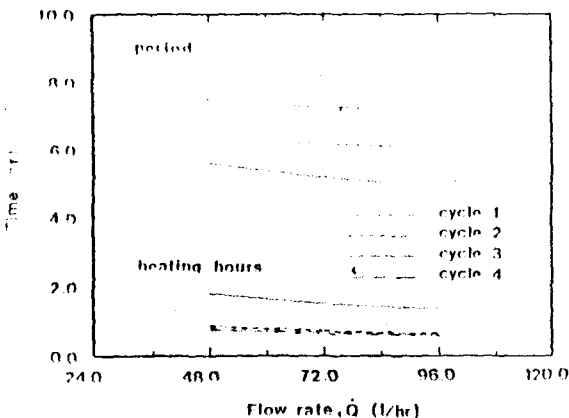
	Conductivity (J/hr. cm. C)	Density (kg/cm ³)	Specific heat (J/kg. C)
Concrete	62.2800	0.002300	653.00
Insulation	1.0386	0.000024	1214.00
Mortar	50.2308	0.002020	1130.22
Gravel	22.1832	0.001850	837.20

3. 결과 및 고찰

각 패널에 대한 수학적 모델을 수치해석함으로써 패널에서의 온도분포를 시간의 함수로 구하였고, 이를 이용하여 난방 패널의 축열 및 전열특성, 패널 표면에서의 열유속 및 에너지공급률 등의 결과를 얻었다. 수치해석 결과를 고찰하기 위한 중요변수로는 온수관의 매설간격, 매설깊이 및 직경 등의 설계변수 및 온수의 공급유량을 택하였다.

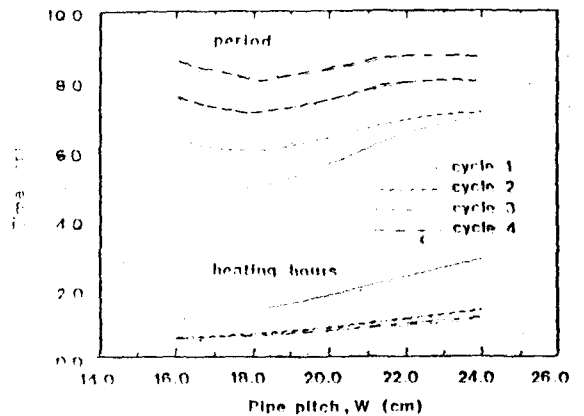
서술상의 편의를 위하여 보일러에 의한 가열에서 다음 가열시까지의 기간을 '사이클(Cycle)', 한 사이클 당의 소요시간을 '주기(Period)', 한 사이클 동안에 보일러의 운전시간은 '가열시간(Heating Hours)' 및 공급된 온수로부터 패널로 전달된 열량을 '에너지공급률(Rate of Energy Supplied)'으로 정의하였다.

〈그림 2〉는 국내에서 가장 널리 사용되고 있는 패널에 대하여 각각의 온수공급유량에 따른 주기 및 사이클당 가열시간을 각 사이클에 대하여 도시한 것이다.

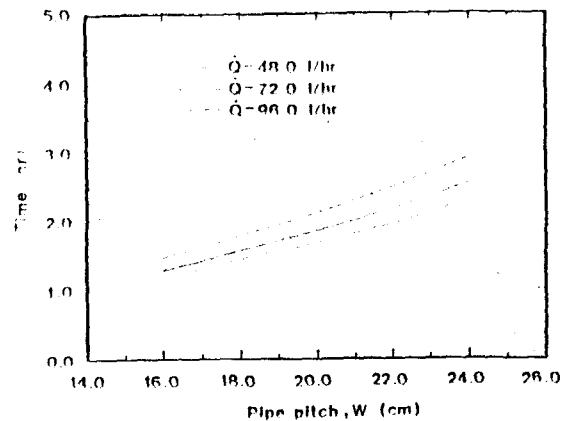


〈그림 2〉 공급유량에 따른 사이클당의 주기 및 가열시간

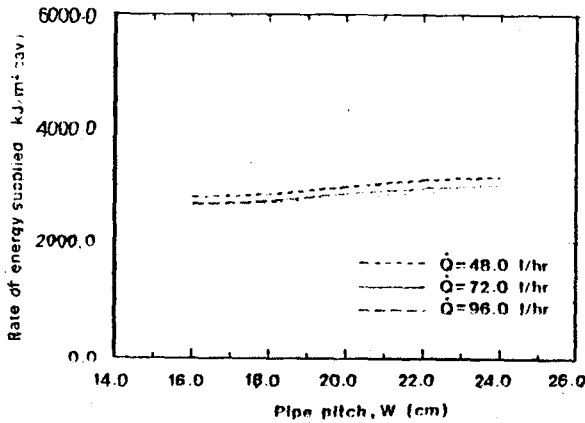
각 공급유량의 경우에 첫 사이클에서는 낮은 패널의 온도에 기인하여 가열시간이 상당기간 지속되지만 그 이후에는 훨씬 짧아지며 빠르게 정상상태에 도달한다. 그러나 주기는 사이클이 진행됨에 따라서 변화폭이 줄기는 하지만 여전히 증가함을 볼 수 있는데, 이는 패널의 열용량이 가열량에 비하여 상당히 크기 때문으로 분석된다. 한편 공급유량의 변화에 따른 영향을 살펴보면 공급유량이 증가함에 따라 주기 및 가열시간이 모두 감소함을 보이거나 그 변화폭은 크지 않고 또한 사이클 수의 증가에 따라서 더욱 작아짐을 볼 수 있다.



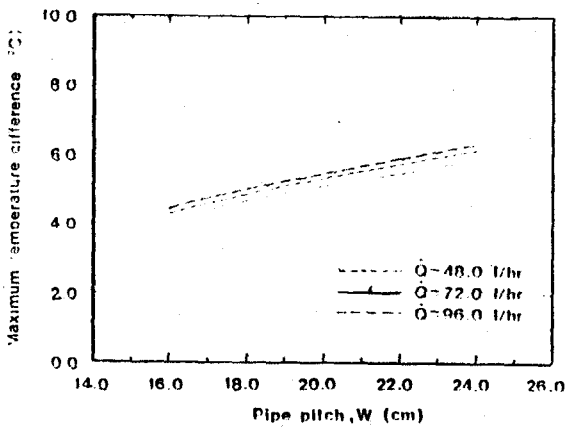
〈그림 3〉 온수관 매설간격에 따른 사이클당의 주기 및 가열시간



〈그림 4〉 온수관 매설간격 및 공급유량에 따른 일간 가열시간



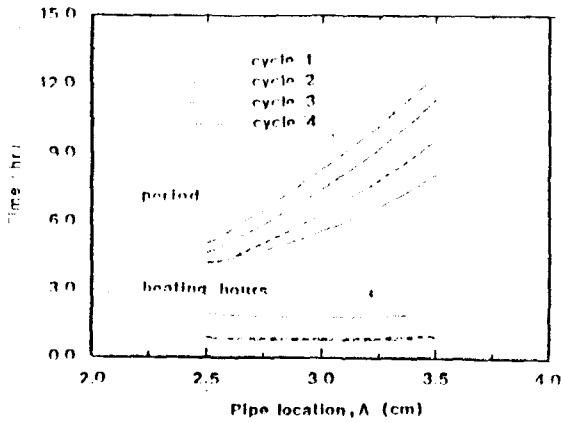
〈그림 5〉 온수관 매설간격 및 공급유량에 따른 일간 에너지공급률



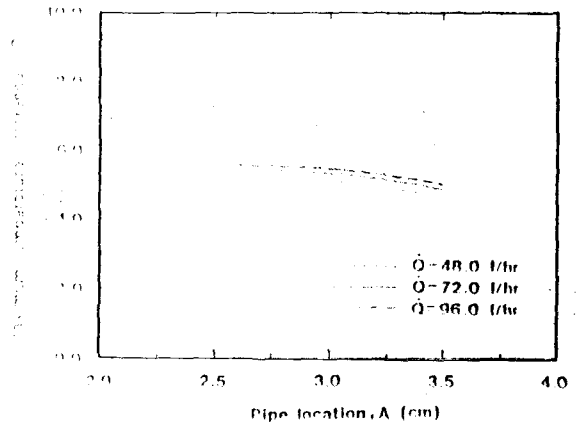
〈그림 6〉 온수관 매설간격 및 공급유량에 따른 패널 표면 최대온도차

〈그림 3~6〉은 온수관 매설간격의 변화에 따른 영향을 도시한 것이다. 먼저 〈그림 3〉은 각 온수관 매설간격에 따른 주기 및 사이클당 가열시간을 각 사이클에 대하여 도시한 것으로, 매설간격이 넓은 경우에는 큰 열용량으로 인하여 사이클당 가열시간은 길고, 또한 긴 가열시간과 큰 열용량으로 인하여 패널 표면에서의 열방출기간이 길어 주기도 길다. 한편 매설간격이 좁아질수록 주기는 짧아지나 매설간격이 아주 좁은 경우에는 사이클당 가열시간은 짧음에도 주기가 다시 길어지는데, 이는 온수관 사이의 거리가 가까워서 패널 표면에서의 온도구배가 작고 평균적인 온도가 높음에 기인하는 것으로 해석된다. 또한 사이클당 가열시간은 매설간격이 좁아지면 열용량이 작아짐으로 인하여 짧아진다. 〈그림 4〉는 각각의 온수 공급유량과 온수관 매설간격에 따른 하루 동안에 대하여 환산한 가

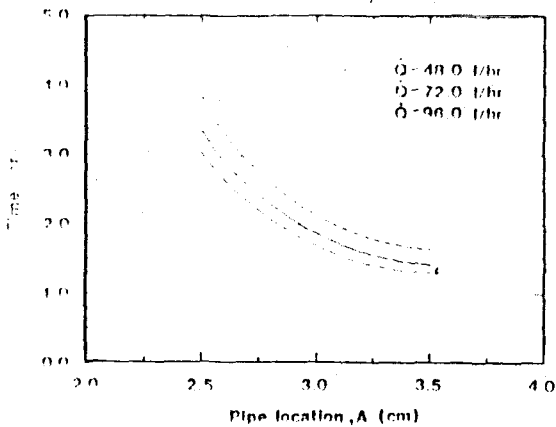
열시간 즉, 하루중 가열시간을 도시한 것이다. 먼저 같은 매설간격의 경우에는 공급유량이 많을수록 하루중 가열시간은 짧아지는데, 이는 유량이 증가함에 따라 단위시간에 보다 많은 양의 에너지가 패널로 전달되기 때문이다. 또한 각각의 공급유량에 있어서 하루중 가열시간은 매설간격에 거의 비례하여 증가함을 볼 수 있는데, 이는 매설간격이 넓은 경우가 열용량이 커서 이의 가열에 필요한 열량이 많기 때문으로 해석된다. 한편 각 변수에 따라 패널의 크기, 특히 패널의 표면적 및 온수관의 크기 등이 달라지므로 하루중 가열시간만으로는 변수에 따른 각 패널의 상대적 비교가 곤란하다. 따라서 각 변수의 변화가 패널표면의 단위면적에 대하여 환산된 온수로부터 패널로 공급되는 에너지량에 미치는 영향을 고찰하기로 한다. 〈그림 5〉는 각각의 온수 공급유량과 온수관 매설간격에 따른 하루중 에너지 소비량을 도시한 것이다. 에너지공급률도 매설간격이 넓을수록 또한 공급유량이 많을수록 감소하는 것은 하루중 가열시간의 경우와 같으나, 이는 단위시간당, 패널 표면의 단위면적당의 값이기 때문에 그 구배가 감소함을 볼 수 있다. 〈그림 6〉은 각각의 온수 공급유량에 대하여 온수관의 매설간격에 따른 한 단면에서의 패널 표면 최대 온도차를 도시한 것이다. 매설간격이 넓을수록 공급유량이 많을수록 패널 표면의 최대 온도차는 커지는데, 이는 각 공급유량에 대하여 매설간격이 넓을수록, 패널의 축열량이 커서 가열시간이 길어지므로 국부온도가 높아지는 반면, 각 매설간격에 대하여는 공급유량이 많을수록 가열시간은 약간 짧아지지만 단위시간당의 공급열량이 많아서 국부온도가 상승되기 때문으로 해석된다. 최대 온도차가 클수록 패널 표면에서의 온도분포는 불균일할 것이므로, 쾌적성의 측면에서는 매설간격이 좁을수록 유리할 것으로 판단된다. 그리고 공급유량이 적은 경우가 한 단면에서의 최대 온도차는 약간 작으나, 온수관의 길이방향에 따라서는 큰 온도차를 가질 것이므로 반드시 유리하다고 할 수는 없다. 위에서 살펴본 바와 같이 매설간격이 좁을수록 하루중 가열시간 및 에너지의 소비량은 적어지고 패널 표면 최대 온도차도 작아지나, 복잡한 배관설비 및 용량이 큰 온수 공급 펌프 등에 의한 시설비용이 증가하므로 매설간격의 선택에는 에너지 해석과 더불어 온수순환 계통에 대한 시스템 해석도 함께 수행되어야 할 것으로 생각된다.



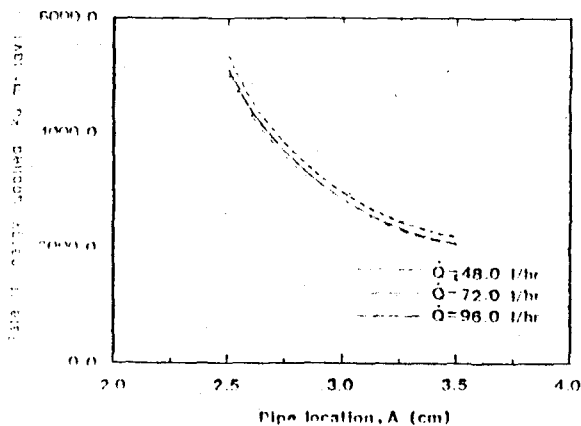
〈그림 7〉 온수관 매설깊이에 따른 사이클당의 주기 및 가열시간



〈그림 10〉 온수관 매설깊이 및 공급유량에 따른 패널 표면 최대온도차



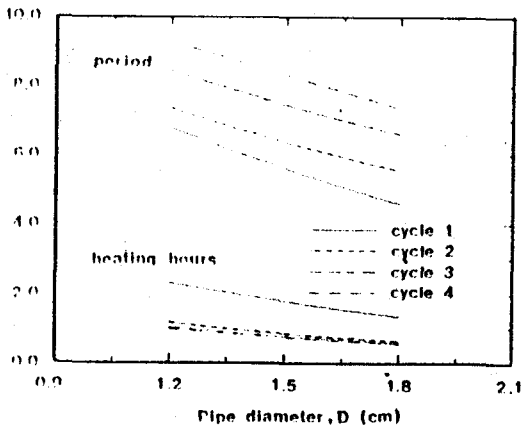
〈그림 8〉 온수관 매설깊이 및 공급유량에 따른 일간 가열시간



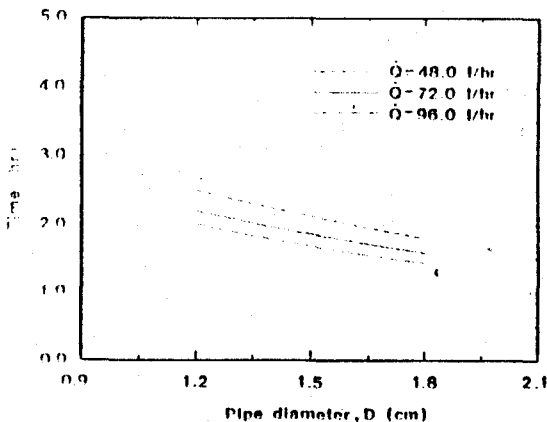
〈그림 9〉 온수관 매설깊이 및 공급유량에 따른 일간 에너지공급률

〈그림 7~10〉은 온수관 매설깊이의 변화에 따른 영향을 도시한 것이다. 〈그림 7〉은 각 온수관 매설깊이에 따른 주기 및 사이클당 가열시간을 각 사이클에 대하여 도시한 것으로, 매설깊이에 따라서 사이클당 가열시간은 거의 일정하지만 주기는 크게 변화함을 볼 수 있다. 즉 매설깊이가 얇을수록 패널 표면에서의 국부온도가 매우 높아지고 주로 이에 의하여 평균온도가 상승하는 한편, 이 국부온도와 실내공기 및 비가열 벽 표면과의 온도차가 크기 때문에 빨리 가열됨과 동시에 빨리 냉각되어 주기는 짧아진다. 그러나 매설깊이가 깊은 경우에는 온수관으로부터 패널 표면까지의 넓은 축열공간에 기인하여 패널 표면에서의 온도분포가 비교적 고르고, 이에 따라 전반적으로 실내공기 및 비가열 표면과의 온도차가 작기 때문에 방열에 소요되는 시간이 길어 주기는 길어진다. 〈그림 8〉은 각각의 온수 공급유량 및 온수관 매설깊이에 따른 하루중 가열시간을 도시한 것이다. 여기서 온수관이 깊이 매설될수록, 또 공급유량이 많을수록 하루중 가열시간은 역시 짧아짐을 볼 수 있다. 〈그림 9〉는 각각의 온수 공급유량 및 온수관 매설깊이에 따른 단위면적당 하루중 에너지공급률을 도시한 것이다. 이 경우에는 변수에 따라 패널의 표면적 및 온수관의 단면적이 같기 때문에 에너지공급률은 가열시간에 비례함을 볼 수 있다. 〈그림 10〉은 각각의 온수 공급유량에 대하여 온수관의 매설깊이에 따른 한 단면에서의 패널 표면 최대 온도차를 도시한 것이다. 매설깊이가 얇을수록 패널 표면의 최대 온도차는 커지는데, 이는 매설깊이가 얇을수록 온수관 표면으로부터 패널 표면까지의 거리가 가까기 때문으로 해석된다. 따라서, 쾌적성의 측면에서

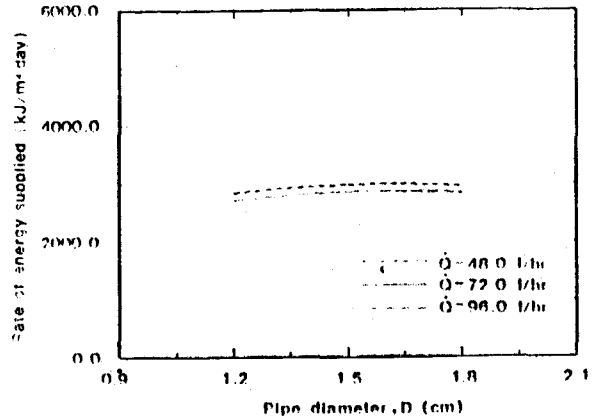
는 매설깊이가 깊은 경우가 유리하다 하겠다. 이상에서 매설깊이에 대하여 고찰한 바와 같이 본 연구는 비가열 표면의 온도가 일정한 경우만을 고려하였기 때문에 단열이 양호한 경우에는 패널 표면과 실내공기 및 비가열 벽표면과의 온도차가 작아져 매설깊이가 얇은 경우에도 주기가 길어지고 에너지 소비량도 상당히 줄어들 것으로 생각되나, 패널 표면 국부온도의 지나친 상승은 쾌적성의 면에서 여전히 불리할 것이므로, 난방 시스템의 설계시 온수관의 매설깊이를 선택할 때에는 기후조건은 물론 비가열 표면의 단열정도 및 쾌적성 등이 검토되어야 할 것이다.



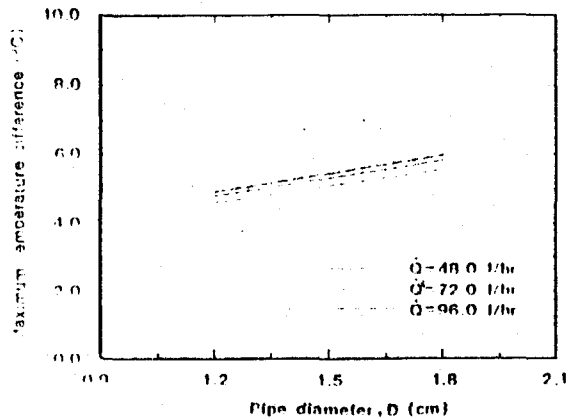
〈그림 11〉 온수관 직경에 따른 사이클당의 주기 및 가열시간



〈그림 12〉 온수관 직경 및 공급유량에 따른 일간 가열시간



〈그림 13〉 온수관 직경 및 공급유량에 따른 일간 에너지 공급률



〈그림 14〉 온수관 직경 및 공급유량에 따른 패널 표면 최대온도차

〈그림 11~14〉는 온수관 직경의 변화에 따른 영향을 도시한 것이다. 〈그림 11〉은 각 온수관 직경에 따른 주기 및 사이클당 가열시간을 각 사이클에 대하여 도시한 것이다. 직경이 클수록 사이클당 가열시간 및 주기는 감소한다. 즉, 직경이 큰 경우에는 패널에 접하고 있는 온수관의 표면적이 넓음으로 인하여 단위 시간당 많은 열량이 온수로부터 패널로 전달되기 때문에 사이클당 가열시간은 짧다. 또한 직경이 클수록 패널 표면의 온도구배는 커지고 고온의 국부온도에 의하여 패널 표면의 평균온도가 목표치에 빨리 도달함과 동시에 빨리 냉각됨으로 인하여 주기는 짧아지는 것으로 해석된다. 〈그림 12〉에는 각각의 온수 공급유량 및 온수관 직경에 따른 하루중 가열시간을 도시하였다. 직경이 클수록 패널에 접하는 온수관의 표면적이 넓어

참 고 문 헌

서 하루중 가열시간은 짧아지고, 공급유량이 증가함에 따라서도 가열시간이 짧아짐을 볼 수 있다. <그림 13>은 각각의 온수 공급유량 및 온수관 직경에 따른 단위 면적당 하루중 에너지공급률을 도시한 것이다. 에너지공급률은 직경이 클수록 약간 증가하는 경향을 보이나, 직경이 큰 영역으로 감에 따라 거의 변화가 없음을 보여준다. 즉 직경이 크면 가열시간은 짧지만 온수관의 단면적이 크기 때문에 많은 양의 온수가 필요하게 되어 결국 에너지공급률은 증가하게 되는 것으로 해석된다. <그림 14>는 각각의 온수 공급유량에 대하여 온수관의 직경에 따른 한 단면에서의 패널 표면 최대 온도차를 도시한 것이다. 직경이 클수록 패널 표면의 최대 온도차는 커지는데, 이는 직경이 클수록 가열시간은 짧지만 온수관의 표면적이 넓어 주로 온수관 주위의 부분이 급격히 높은 온도로 가열되는 한편, 온수관 반경의 증가에 해당하는 만큼 패널 표면과 온수관 사이의 거리가 가까워지기 때문으로 해석된다. 따라서, 쾌적성의 측면에서는 온수관의 직경이 작을수록 유리하다 하겠다. 이상으로부터 직경이 작은 경우가 에너지공급률은 적고 패널 표면 최대 온도차도 작지만, 가열시간이 훨씬 길어져서 동적 열부하 즉 다양한 기후조건의 변화에 둔감하다는 단점이 있으므로 난방 시스템의 설계시에는 각 지역 및 기후 특성에 알맞는 직경을 선택하여야 할 것으로 생각된다.

4. 결론

(1) 온수의 공급유량이 많을수록 주기 및 사이클당 가열시간은 약간 짧아지나, 사이클수가 증가함에 따라 그 차이는 더욱 적어진다. 또한 공급유량이 많을수록 패널 표면 최대 온도차는 커진다.

(2) 온수관의 매설간격이 넓어짐에 따라 사이클당 가열시간은 길어지고, 주기는 약간 짧아지다가 다시 길어지는 경향을 보인다. 또한 매설간격이 좁은 경우가 하루중 가열시간은 짧고 에너지공급률도 적으며 패널 표면 최대 온도차도 작다.

(3) 온수관의 매설깊이에 따라 사이클당 가열시간은 큰 변화를 보이지 않으나, 주기는 온수관이 깊게 매설될수록 길어진다. 또한 온수관의 매설깊이가 깊을수록 하루중 가열시간은 짧아지고 에너지공급률도 감소하며 패널 표면 최대 온도차도 작아진다.

(4) 온수관의 직경이 클수록 주기, 사이클당 가열시간 및 하루중 가열시간은 짧아지나, 에너지공급률은 증가하고 패널 표면 최대 온도차도 커진다.

1. ASHRAE, 1984, "Panel Heating and Cooling Systems", ASHRAE Handbook-1984 Systems, Chapter 8, pp. 8.1-8.24.
2. Z. Zhang and M. B. Pate, 1985, "An Experimental Study of the Transient Response of a Radiant Panel Ceiling and Enclosure", ASHRAE Transactions, No. 2980, pp. 85-94.
3. Z. Zhang and M. B. Pate, 1986, "A Numerical Study of Heat Transfer in a Hydronic Radiant Ceiling Panel", 1986 ASME Winter Annual Meeting, Anaheim, CA, HTD-Vol. 62, pp. 31-37.
4. Z. Zhang and M. B. Pate, 1987, "A New Approach for Designing Heating Panels with Embedded Tubes", ASHRAE Research Report, No. 3227.
5. R. E. Hogan, Jr., 1979, "Heat Transfer Analysis of Radiant Heating Panels-Hot Water Pipes In Concrete Slab Floor", Ms. Thesis, Louisiana Tech. University.
6. R. E. Hogan, Jr. and B. F. Blackwell, 1986, "Comparison of Numerical Model with ASHRAE Design Procedure for Warm Water Concrete Floor Heating Panels", ASHRAE Research Report, SF-86-13, No. 2.
7. 이태원, 김호영, 1990, "복사 상난방 시스템의 과도 열전달 해석", 대한기계학회 '90년도 춘계학술대회 논문집, 제3권, pp. 271-275.
8. J. F. Thompson, F. C. Thamse and C. W. Mastin, 1977, "TOMCAT-A Code for Numerical Generation of Boundary-Fitted Curvilinear Coordinates Systems on Fields Containing Any Number of Arbitrary Two-Dimensional Bodies", J. of Computational Physics, Vol. 24, pp. 274-302.
9. J. F. Thompson, Z. U. A. Warsi and C. W. Mastin, 1985, "Numerical Grid Generation", North Holland.
10. R. Siegel and J. R. Howell, 1981, "Thermal Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company.
11. R. Siegel, E. M. Sparrow and T. M. Hallman, 1958, "Steady Laminar Heat Transfer in a Circular Tube with Prescribed Wall Heat Flux", Appl. Sci. Res., Vol. 47, pp. 386-392.
12. S. W. Churchill, 1977, "Comprehensive Correlating Equations for Heat Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes", Ind. Eng. Chem. Fundam., Vol. 16, No. 1, pp. 109-116.
13. V. Gnielinski, 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.