

열저항-열용량법에 의한 사무실용 건물의 소비에너지 해석

Analysis of energy consumption of office building by thermal resistance-capacitance method

이 창 선* 최 영 돈**
C. S. Lee, Y. D. Choi

Key words : Thermal resistance-capacitance method(열저항-열용량법), Modified bin method(수정빈법), VAV(변풍량 방식), CAV(정풍량 방식)

Abstract

This paper reports the dynamic analysis of energy consumption for an office building by heat resistance-capacitance method. If a building is divided into several wall components and the wall components is replaced by one thermal capacitance and several thermal resistances, the building becomes an electric circuit. By solving the simultaneous equations of the circuit, the dynamic heat transfer characteristics and the energy consumption rate of the building were predicted. Accuracy of modified BIN method was evaluated by the present resistance-capacitance method. The result shows that modified BIN method overpredicts the heating load of the office building 15%. Annual energy consumptions of equipments(fan, boiler, chiller) for various ventilating control system(CAV, VAV, FCU+VAV, FCU+CAV) were compared. FCU+CAV shows the minimum annual energy consumption.

1. 서 론

오늘날, 건물의 냉·난방용으로 소비되는 에너지의 양은 전체에너지 소비량의 큰 비중을 차지하고 있으며, 근래 사무실용 건물의 대형화와 고급화 경향에 따라 건물에너지의 사용량이 급증하고 있는 추세이다. 따라서 이들 사무실용 건물에서 보다 과학적인 방법으로 에너지 절약을 달성하기 위하여 에너지 사용기기의 효율화, 에너지 관리기술의 개

선이 도모되고 있다. 특히, 에너지 관리 기술에는 실내의 조건에 맞는 에너지 사용기기의 운전 상태를 만들기 위한 전산제어 시스템이 널리 활용되고 있다.

그러나 건물에서의 에너지 절약 목표를 달성하기 위한 가장 근본적인 방법은 건물의 설계 과정에서 부터 건물의 여러 가지 특성을 고려함과 동시에, 에너지 절약 개념을 반영시킨 가장 합리적인 공조 시스템을 선정하는 일이다. 이를 위해서는 보다 정확한 냉난방부하를 산출하고 이들 부하를 충족시키기 위한 에너지 소비량을 산정하여 건물의 특성에 가장 적합한 공조시스템을 선정하도록 해야 한다.

* LG전자 생활시스템 연구소

** 고려대학교 기계공학과

그러나, 이러한 과정은 계산과정이 방대하기 때문에 수작업으로 하기 어렵고 전산 프로그램을 이용해야 한다. 이미 외국에서는 연간 에너지 소비량을 계산하기 위한 많은 프로그램들로 DOE, BLAST, NBSLD, TRANSYS, AIRCON, HASP/ALCD 등이 있고, 간이법으로는 상당 전부하 운전시간법에 속하는 CEC법(일본), VDL-207법(독일)과 BIN 법에 속하는 ASHRAE TC4.7법 등이 있으나 프로그램의 복잡성과 각종 기초자료의 부족등으로 여러 가지 문제점을 안고 있다.

본 연구에서는 보다 정확한 건물 에너지 소비량의 산정을 위한 건물의 비정상 열전달 과정을 간편하게 해석하는 소비에너지 해석법을 개발하였다. 건축물의 비정상 열전달 해석을 위해서는 유한차분법에 의한 해석이 필요하나 이 방법으로 큰 건축물의 연간 냉난방부하용 에너지 사용량을 계산하는 데에는 계산시간과 전산기 용량이 너무 과대하게 소요되기 때문에 좀더 간편한 비정상 해석법의 적용이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 정확성이 과히 떨어지지 않으면서 계산식이 간단하고 계산시간이 적게 드는 열저항-열용량법(heat resistance-capacitance method)를 개발하여 건물의 비정상 열전달 과정을 해석하였다.

또한 본 연구에서는 비정상 에너지 해석을 한 결과를 수정 BIN법에 의한 결과와 비교하므로써 수정 BIN법의 정확성을 검증하고 수정 BIN법에 사용하는 수정계수를 만들기 위한 기초 자료를 제공하였다. 뿐만 아니라 현재 사무실용 건물에서 사용되는 공조방식(VAV, CAV, FCU+VAV, FCU+CAV)에서의 에너지 사용량을 비교하였고 공조시스템의 요소들인 팬, 칠러, 보일러에서의 에너지 사용량을 계산하여 사무실용 건물의 최적설계를 위한 기초자료와 최적설계에 필요한 연간에너지 사용량을 계산하는 정확하고 편리한 전산해석법을 개발하는데 그 목적을 두고 있다.

2. 이론해석

주택의 거실이나 빌딩의 사무실에 거주하는 사람이 쾌적한 환경하에서 작업을 계속하려면 실내의 공조상태가 어떤 한정한 범위 내의 운습도나 청정

도를 유지해야 한다. 그러나 실내의 환경은 항상 변화하고 있어서 외벽이나 유리창을 통해서 실내로의 열의 유출입이 있고 또한 실내에서는 재실자, 조명기기, 사무용기기 등에 의한 열발생이 있다.

건물에서의 소비에너지의 산정은 매우 복잡한 과정으로 이루어져 있으나 계산 과정상 실내 열부하, 공조기 부하, 열원설비의 소비에너지량으로 나누어 단계적으로 계산한다. 본 연구에서 사용한 사무소의 에너지 사용량 해석은 다음과 같다.

2.1 실내 열부하 해석

2.1.1. 일사량 계산

건물의 냉난방부하는 일사량에 의해서 크게 영향을 받는다. 기상에 도달하는 일사는 태양으로부터 직접 도달하는 직달일사량 I_D 와 대기나 대기 중의 먼지, 구름 등에 의한 산란, 반사되어 도달하는 산란 일사량 I_d 로 구분된다^{(1), (2)}

$$I_t = I_D + I_d \quad (1)$$

Fig.1은 임의의 경사면에 입사각 θ 로 입사하는 태양광을 나타낸다. 임의의 경사면에 입사하는 직달 일사량은 법선면 직달일사량 I_{DN} 을 사용해서 표현하면 다음과 같다.

$$I_D = I_{DN} \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\cos(\theta) = \sin(h)\cos(\phi) + \cos(h)\cos(\phi)\cos(\psi - \beta) \quad (2a)$$

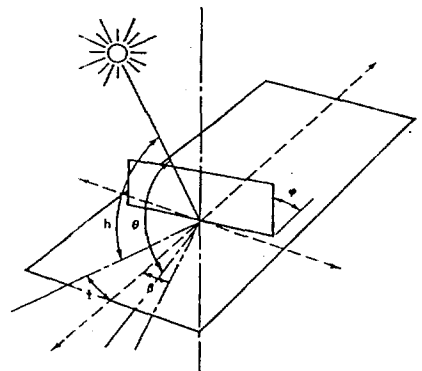


Fig.1 Solar angles for tilted and horizontal surfaces

여기서 θ 는 경사면에 대한 태양광선의 입사각, ϕ 는 경사면의 경사각, β 는 경사면의 방위각, h 는 태양 고도 그리고 ψ 는 태양 방위각이다.

산란일사량, I_d 는 천공일사량, I_s 와 반사일사량, I_R 의 합으로 표시된다.

$$I_d = I_s + I_R \quad (3)$$

$$I_s = F_s I_{sky} \quad (3a)$$

$$I_R = \rho_G F_G I_{HOL} \quad (3b)$$

여기서 I_{sky} 는 수평면천공일사량, $F_s = (1 + \cos(\phi) / 2)$ 는 경사면의 천공일사에 대한 형태계수, ρ_G 는 지면일사에 대한 반사율, $F_G = (1 - F_s)$ 는 경사면의 지면에 대한 형태계수, $I_{HOL} = (I_{D0} \sin(h) + I_{sky})$ 는 전철 일사량이다.

2.1.2 대류열전달

벽체나 유리창으로부터 주위 공기로부터 단위면적당 대류에 의한 열전달량은 다음과 같다.

$$q_c = h(T_w - T_a) \quad (4)$$

실내 표면에서의 대류열전달계수는 실내의 기류 상태에 따라 다음의 Table 1을 사용한다⁽¹⁾.

풍속은 건물 외부의 대류열전달에 큰 영향을 미친다. 그러므로 건물 외부에서의 대류열전달계수는 풍속을 변수로 하여 다음의 식으로 구한다⁽³⁾.

$$h_0 = aV^2 + bV + c \quad (5)$$

여기서 V 는 풍속이고 a, b, c 는 외벽표면의 종류에 따른 실험상수이다.

Table 1 Convective heat transfer coefficient in inner wall surface

Ventilation rate	Convective heat transfer coefficient(W/m ² ·°C)
Low	2.3
Medium	3.4
High	4.5
Very High	6.8

2.1.3 복사열전달

(1) 건물 내부 표면에서의 복사열전달

벽, 바닥, 천장, 유리창 및 가구, 기기, 인체 등 실내의 모든 표면들은 상호간에 온도차에 의해 복사열교환이 발생한다. 각 표면 i 에 의해서 흡수되는 단위면적당 정미 복사 에너지는 다음과 같다.

$$q_{R,i} = \sum_{j=1}^N \sigma F_{i,j} (T_j^{*4} - T_i^{*4}) + q_{r,int} + q_{r,soi} \quad (6)$$

여기서

N 은 전체 표면수, $\sigma(=5.669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4)$ 는 Stefan-Boltzman 상수, $F_{i,j}$ 는 i 와 j 사이의 복사 열교환계수, T 는 표면의 절대온도, $q_{r,int}$ 는 내부발 열체로부터 흡수되는 복사량이고, $q_{r,soi}$ 는 내부로 투과되어 흡수되는 일사량이다.

2.1.4 건물 외부 표면에서의 복사열전달

건물 외표면에서 흡수되어지는 단위면적당 정미 복사에너지는 다음과 같다.

$$q_r = a_s I_T - \epsilon F_s R_N \quad (7)$$

여기서 a_s 는 건물 외표면의 일사 흡수율이고 R_N 는 야간 복사량이다.

지표면에서의 복사량 R_{GRD} 와 대기복사량 R_{sky} 의 차를 야간복사량 R_N 이라 한다.

$$R_N = R_{GRD} - R_{sky} \quad (8)$$

대기복사량은 대기에서 지표로 향하는 장파장 복사량으로

$$R_{sky} = ((1 - 0.62 \frac{cc}{10}) B_r + 0.62 \frac{cc}{10}) \sigma (T_a + 273.15)^4 \quad (9)$$

로 계산된다. 여기서 cc 는 구름량이고, $B_r = (0.51 + 0.209 \sqrt{P_u})$ 는 복사율이며 P_u 는 수증기 분압이다.

지표면을 흑체로 가정하면 야간복사량은

$$R_N = \sigma (T_a + 273.15)^4 - R_{sky} = (1 - 0.62 \frac{cc}{10})(1 - B_r) \sigma (T_a + 273.15)^4 \quad (10)$$

로 계산된다.

2.1.5 열저항-열용량법에 의한 비정상 열전도 해석

열저항-열용량법이란 하나의 벽체를 몇 개의 열용량과 열저항의 전기회로로 변환시켜 각 벽체의 회로 방정식을 연립으로 푸는 방법을 나타낸다.

비정상 열전도 문제에서 하나의 열용량점에서의 순수열전달은 격자의 내부에너지 증가로 나타낸다^{(5)~(6)}.

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = q_e - q_w \tag{11}$$

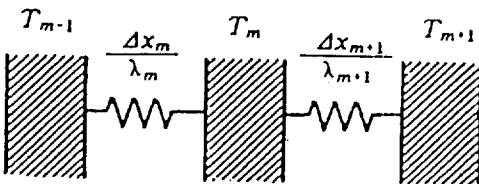
Fig.2와 같이 하나의 벽체를 3개의 열용량과 2개의 열저항으로 변환시키면 m 열용량점에서 내부 에너지의 변화는

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = C_m \frac{T_w - T_m}{\Delta t} \tag{12}$$

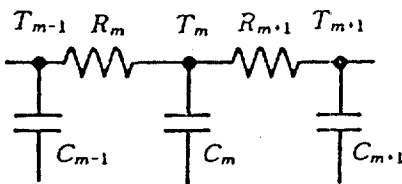
으로 나타내지고 각 열용량점 사이의 열전달율은

$$q_e = \frac{1}{R_{m+1}}(T_{m+1} - T_m),$$

$$q_w = \frac{1}{R_m}(T_m - T_{m-1}) \tag{13}$$



(a) Thermal circuit



(b) Electrical equipment circuit

Fig.2 Element circuit

로 나타내지므로 식 (11)은

$$C_m \frac{T_m - T_m}{\Delta t} = \frac{1}{R_{m+1}}(T_{m+1} - T_m) - \frac{1}{R_m}(T_m - T_{m-1}) \tag{14}$$

와 같이 된다. 여기서 C_m, R_m, R_{m+1} 은 다음과 같다.

$$C_m = \frac{1}{2} C_m \rho_m \Delta x_m + C_{m+1} \rho_{m+1} \Delta x_{m+1} \tag{15}$$

$$R_m = \frac{\Delta x_m}{\lambda_m}, \quad R_{m+1} = \frac{\Delta x_{m+1}}{\lambda_{m+1}} \tag{16}$$

위의 방법으로 벽체 외부 표면을 Fig.3과 같은 회로로 전환하고 에너지 평형식을 세우면

$$C_M \frac{T_M - T_m}{\Delta t} = h_0(T_a - T_m) + (a_s J_T - \epsilon F_s R_N) - \frac{1}{R_{\lambda_i}}(T_m - T_{m-1}) \tag{17}$$

이다. 벽체 내부 표면을 Fig.4와 같은 회로로 전환하여 에너지 평형식을 세우면

$$C_i \frac{T_1 - T_1^*}{\Delta t} = h_0(T_2 - T_1) - (h_{ic}(T_1 - T_R) + h_{iv}(T_1 - T_1) + q_e) \tag{18}$$

같이 된다.

식 (14), (17), (18)을 연립으로 풀면 각 점의 온도 변화를 계산할 수 있다.

2.1.6 유리창과 주위와의 열평형식

유리창에 일사가 입사되면 유리창은 일반적으로 주위의 공기보다 뜨거워진다. 열은 대류와 복사 열

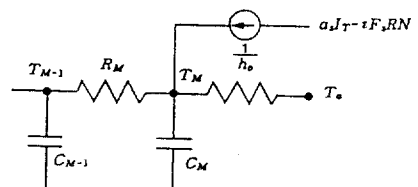


Fig.3 Electrical equivalent circuit adjacent to outer air

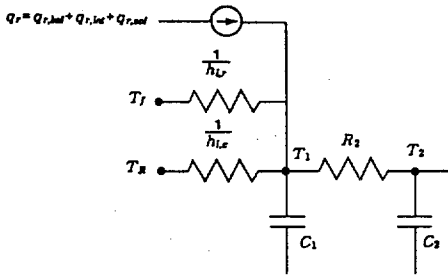


Fig.4 Electrical equivalent circuit adjacent inside room air

전달에 의해 외기나 주위 공간으로 흐른다. 단일 유리창의 내부표면에서 내부공간으로 흐르는 열류율은

$$q_{Ra} = N_i(\alpha I_T) + U(T_0 - T_i) \quad (19)$$

으로 나타내어진다.^{(1),(9)}

여기서 N_i 는 흡수된 복사열의 내부방향계수이다. 단일유리창인 경우 $N_i = U/h_0$ 이다. 이중유리의 경우 비슷한 개념에서

$$q_{Ra} = N_{i0}(\alpha_0 I_T) + N_{ii}(\alpha_i I_T) + U(T_0 - T_i) \quad (20)$$

가 된다. 여기서 N_{i0} 는 바깥쪽 유리의 내부방향계수이고 N_{ii} 는 안쪽유리의 내부방향계수이다.

$$N_{i0} = U/h_0, \quad N_{ii} = U/h_0 + U/h_s \quad (21)$$

여기서 h_s 는 중간공기층의 열전달계수⁽²⁾이다. 따라서 실내벽으로부터 복사열전달을 고려하여 유리창 내부에서 실내표면으로 유입되는 열류는

$$q_{Ra} = U \left[\frac{\alpha_0 I_T}{h_0} + \alpha_i I_T \left(\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_s} \right) + T_0 - \frac{\epsilon F_s R N}{h_0} - \frac{h_{ic} T_R + h_{ir} T_f + q_r}{h_{ic} + h_{ir}} \right] \quad (22)$$

가 된다. 따라서 유리창 안쪽 표면의 열평형식은 다음과 같이 된다.

$$q_{Ra} + h_{ic}(T_R - T_s) + h_{ir}(T_f - T_s) + q_r = 0 \quad (23)$$

2.1.7 내부 발열체로부터의 열취득

(1) 인체에 의한 열취득

인체에서의 방열은 대류, 복사에 의한 현열과 호

흡에 의한 잠열이 있으며, 실온 및 활동상태에 따라 다르다. 어떤 작업상태에서의 현열량과 잠열량은 주위 공기온도에 따라서 좌우되지만 전열량은 변하지 않는다. 전체 재실인원에서의 현열량 Q_{HS} 와 잠열량 Q_{HL} 은 최대 재실인수를 N_{th} 재실율을 f_{th} 1인당 현열량을 H_S , 잠열량을 H_L 이라하면 다음과 같다.

$$Q_{HS} = f_{th} N_{th} H_S \quad (24)$$

$$Q_{HL} = f_{th} N_{th} H_L \quad (25)$$

$$H_S = H_{S24} - d(T_r - 24) \quad (26)$$

$$H_L = H_T - H_S \quad (27)$$

H_{S24} : 실온이 24°C일 때의 현열량

H_T : 전열량

d : 상수

(2) 조명에 의한 열취득

사무실용 건물에서 조명으로부터의 열취득은 내부발열체에 의한 열취득량의 대부분을 차지하므로 큰 냉방부하를 발생시킨다. 실내공간과 천정공간으로 방열되는 조명 취득 열량은 모두 현열 성분이며 다음의 식으로부터 구한다.

$$Q_{LR} = (1 - P) Q_{Light} \quad (28)$$

$$Q_{LP} = P Q_{Light} \quad (29)$$

$$Q_{Light} = f_L b E_{Light} \quad (30)$$

여기서 P 는 천정 내부공간 방열 비율, f_L 는 점등율, b 는 밸리스터 손실율(백열등; $b=1.0$, 형광등; $b=1.2$), E_{Light} 는 램프의 소요동력 (W)이다.

(3) 열발생기에 의한 열취득

열발생기에 의한 현열량과 잠열량은 발생 현열 및 잠열을 제각기 W_{AS} , W_{AL} 기기 사용율을 f_A 로 하면 다음과 같다.

$$Q_{AS} = f_A W_{AS} \quad (31)$$

$$Q_{AL} = f_A W_{AL} \quad (32)$$

2.1.8 외기 침입에 의한 열취득

창문 샤시나 출·입문 흡을 통해서 조정되지 않

는 공기가 실내로 침입하는 현상을 외기 침입이라 하며 이것은 실내 온·습도를 변동시키는 원인이 된다. 침입외기량을 V_o 라 하면 침입외기에 의한 열취득의 현열량 Q_{IS} , 잠열량 Q_{IL} 은 다음과 같다.

$$Q_{IS} = C_a \rho V_o (T_a - T_R) \quad (33)$$

$$Q_{IL} = \gamma \rho V_o (T_a - T_i) \quad (34)$$

침입공기량은 환기횟수법으로 다음과 같이 계산한다⁽¹¹⁾.

$$\text{환기회수} = a + bV + c(T_0 - T_i) \quad (35)$$

여기서 a, b, c는 실험상수이고 V는 풍속이다.

2.1.9 실내공기의 열평형식

실내공기의 온도를 T_R , 외벽, 창, 바닥, 천정, 내벽 등 표면의 총수를 NW, 표면온도를 T_S 라 하면 실내공기의 열평형식은 다음과 같다.

$$C_R \frac{dT_R}{dt} = \sum_{N=1}^{NW} A_n h_{c,n} (T_{S,n} - T_R) + C_a C_0 (T_a - T_R) + Q_{c, int} - H_{ES} \quad (36)$$

여기서

$$C_R = C_a C_R + C_{furniture} \quad (37)$$

는 가구의 열용량이며 사무실의 경우 $12 \text{ kJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{K}$ 정도이다. $Q_{c, int}$ 는 실내에서 단위 시간당 발생하는 열량을 나타내고 H_{ES} 는 공조기에 의해서 단위 시간당 제거되는 열량을 나타낸다.

2.1.10 실내 공기의 물질평형식과 잠열부하, 실습도의 계산

실내공기의 물질 평형은 다음식과 같다.

$$\gamma G_R \frac{dx_R}{dt} = \gamma G_0 (x_a - x_R) + Q_{L, int} - H_{EL} \quad (38)$$

$$Q_{L, int} = Q_{HL} + Q_{AL} \quad (39)$$

2.2 공조기 부하

공조기의 냉온수 코일, 가습장치로 처리해야할 열량을 공조기 부하라고 한다. 공조기 부하는 실내 열부하에 외기 도입에 의한 외기부하, 덕트의 열취득, 열손실과 팬의 발열에 의한 열취득 등을 고려

한 사항인데, 공조방식이나 제어방식을 모형화한 다음, 공기선도상으로 냉각, 제습 또는 가열, 가습 과정을 해석하여 구한다. 공조방식에는 각종 방식에 있으나 본 연구에서 전공기 방식으로 정풍량방식과 물-공기방식으로는 덕트비용 환코일 유닛 방식을 대상으로 하였다. Fig.5, Fig.6은 정풍량방식과 가변풍량방식의 대표적인 계통도를 나타낸 것이다.

2.3 실내공기의 온도와 습도계산

공조시스템의 가동시 실내공기의 온습도는 다음의 실내공기의 열평형식과 질량평형식으로부터 구한다.

$$C_R \frac{dT_R}{dt} = \sum_{n=1}^{NW} A_n h_{c,n} (T_{S,n} - T_R) + C_a C_0 (T_a - T_R) + Q_{c, int} - C_a G_{DZ} (T_R - T_{RD}) \quad (40)$$

$$\gamma G_R \frac{dx_R}{dt} = \gamma G_0 (x_a - x_R) + Q_{L, int} - \gamma G_{DZ} (x_R - x_{RD}) \quad (41)$$

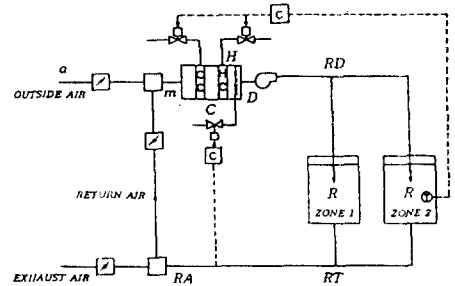


Fig.5 Constant air volume system

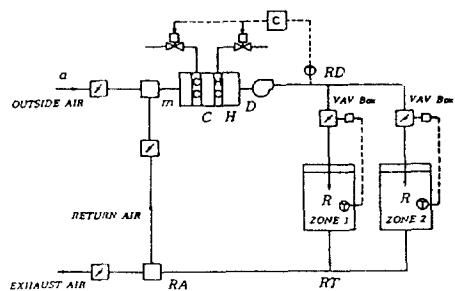


Fig.6 Variable air volume system

2.4 모형건물의 개요

모형건물은 서울지역 N 37.6°에 위치한 정북 방향의 지하 5층 지상 15층인 사무소용 건물로 1층과 2층은 로비, 3층부터 14층은 사무실이고 최상층인 15층은 근린생활시설로 이루어져 있다.

Fig.7은 모형건물 기준층의 평면도이며 Table 2는 모형건물 각층의 벽면면적을 나타낸다. 부하계산을 위한 공조 구역화는 로비, 엘리베이터 홀과 계단실은 비공조 공간으로 가정하고 외벽으로부터

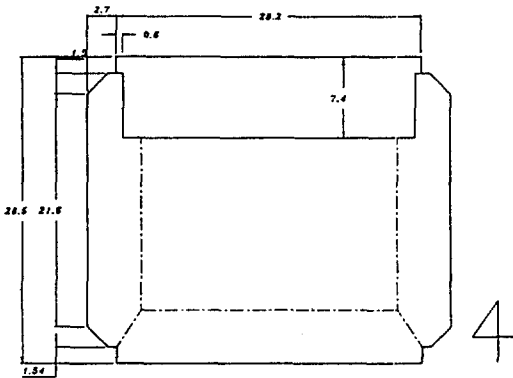


Fig.7 Plane view of standard story

Table 2 Wall area of model building

Zone	Floor area per story	Exposed wall area per story	Windows area per story
Interior	377.6		
East zone	109.34	66.75	39
South zone	133.04	89.74	26
West zone	109.34	66.75	39

5m 깊이까지는 실내공간을 비공조 구역인 복층을 제외하고 방위별로 나눈 3개의 외부 공간과 1개의 내부공간으로 설정하였다. 건축면적은 730m²이고 연면적은 9,490m²이다.

(1) 공조조건 및 운전조건

실내 설정온도는 냉방기간, 중간기 및 난방기간에 따라 달리 설정하고 실내 재실시간 및 공조 운전시간은 평일, 토요일과 공휴일에 대하여 달리 적용하였다. 실내 설정온도는 하계에는 26°C, 중간기에는 27°C, 동계에는 22°C로 하였고 실내 설정습도는 50%로 하였다. 공조 운전시간은 평일에는 7시에서 18시까지 토요일에는 7시에서 13시까지로 하고 일요일과 공휴일에는 공조기를 운전하지 않는 것으로 하였다.

(2) 내부발열체

재실자의 일인당 사용면적을 6m²로 하였고 조명 밀도는 12W/m², 사무기기의 발열밀도는 1W/m²로 하였다.

(3) 시스템 해석 조건

시스템 해석에서 필요한 조건은 공조방식에 따라 다르나 공통적인 요소가 많으므로 다음의 Table 3에서 Table 5에 나타내었다.

2.5 기상자료

부하계산에서 사용한 기상자료는 표준 기상자료를 이용하였다⁽¹³⁾. 표준 기상자료란 실제의 관측치로부터 시간당 기상 상황을 충실하게 자료화한 가장 상세한 기상자료로써 이것은 각지의 10년간의 기상자료로부터 이상이 가장 적은 평균적인 기간을 선택해서 작성한 것으로 건구온도, 절대습도, 법선면 직달일사량, 수평면 천공일사량, 운량, 풍량 및 풍속의 7가지 기상요소의 시간당 값이 표시되어 있다.

Table 3 HVAC system data of model building

Central or Zonal HVAC	Central and Zonal
HVAC system type	VAV, CAV, FCU+VAV, FCU+CAV
Min. cold supply temp	15°C
Max. supply hot temp	40°C
Heat exchanger efficiency	60%

Table 4 Fan data of model building

Supply fan size	41.6m ³	
Return fan size	41.6m ³	
Fan type	Forward curved	
Fan volume control	Speed, Cycling, Vane, Damp	
Supply total pressure	VAV	1.5kPa
	CAV	0.7kPa
	FCU	0.4kPa
Return total pressure	VAV	0.7kPa
	CAV	0.4kPa
Supply fan/motor efficiency	51%	
Return fan/motor efficiency	51%	

Table 5 Plant data of model building

Cooling lockout temperature	15°C
Cooling equipment type	763kW
Cooling equipment size	Centrifugal, Screw, DX(water cooling)
Condenser water temperature	29.4°C
Heating lockout temperature	21.1°C
Heating equipment type	Steam boiler
Heating equipment size	763kW

3. 결과 및 고찰

3.1 실내 열부하

본 연구에서는 건물에서의 열전달 과정을 비정상 해석하기 위하여 벽체와 실내공기를 열저항과 열용량을 갖는 등가전기회로로 모형화한 후 이를 수치 해석하였다. 이 수학적 모형에 의한 컴퓨터 프로그램을 사용하여 건물 각 요소의 열전달 및 축열 특성에 영향을 미치는 주요변수들, 즉 외벽단열재의 두께와 창유리의 종류를 변화시키며 이에 따른 수치 해석을 수부하의 산정에서는 열저항 열용량법이 적절함을 검증하고 또한 현재 실용적으로 많이 사용되고 있는 간이해석법인 수정 BIN법의 정확성을 검증하였다.

3.1.1 열저항 열용량법에 의한 실내 열부하의 계산

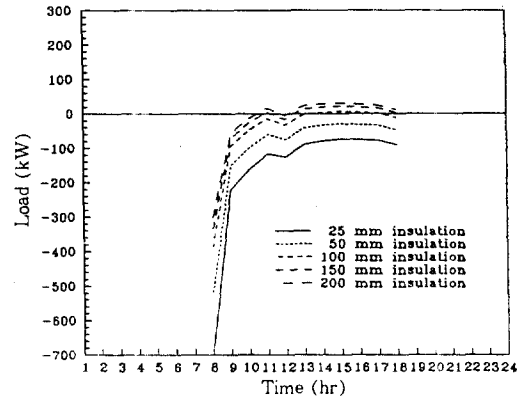


Fig.8 Instantaneous sensible thermal load of rooms over 24-hours period in January. The wall insulation thickness is varied.

본 연구에서는 대상 모형건물에 대한 수치해석을 통하여 각 구성요소의 온도를 시간의 함수로 구하였고, 이를 실내공기의 온도를 설정치로 유지하기 위해 제거해야 할 열량을 계산하고 이로부터 양의 값을 가질 때는 냉방부하라고 하고 음의 값을 갖는 것은 난방부하라고하여 냉난방부하의 결과를 얻었다.

Fig.8은 단열재의 두께 변화에 따른 겨울철 하루 동안의 실내로부터 제거해야 할 열량을 나타낸 것이다. 겨울철의 경우 단열재의 두께가 얇은 경우는 하루 동안 계속 난방부하가 발생하는데 시간이 지

남에 따라 난방부하가 감소하였다. 또 단열재의 두께가 두꺼운 경우에는 외기의 온도가 낮고 일사량이 적은 오전에는 난방부하가 발생하고 외기온이 증가할수록 난방부하가 감소하다가 냉방부하가 발생함을 볼 수 있다. 단열재의 두께가 증가함에 따라 난방부하는 적어지고 냉방부하는 커지는 것은 단열재의 두께가 두꺼워짐에 따라 벽체를 통한 외기로의 열손실이 적어지기 때문이다. 따라서 단열재 두께의 증가는 난방부하를 감소시키고 냉방부하를 증가시킬 수 있다. 특히, 공조기 운전개시 시인 오전 8시경에 큰 난방부하가 발생하고 그 크기는 단열재의 두께가 얇을수록 큰 것을 볼 수 있는데, 이는 축열부하로 알려져 있듯이 실내의 공기를 가열하면 비공조 시간에 냉각된 실내의 구성요소에 흡열이 되므로 생기는 열부하이며 단열재의 두께가 얇을수록 비공조시간에 냉각되는 정도가 크므로 이 축열부하도 증가하는 것으로 해석된다.

Fig.9에서 Fig.11은 단열재의 두께를 25mm, 50mm, 100mm, 150mm, 200mm 일 때 월별 냉방부하, 난방부하가 총부하를 나타낸 것이다. 단열재의 두께가 두꺼울수록 월별 냉방부하는 크게, 난방부하는 적게 나타났다. 이것으로 단열재가 두꺼울수록 외부로의 열유출이 적어 냉방부하를 높이고 난방부하를 줄이게 된다는 것을 알 수 있다. 특히 겨울철의 경우 타계절에 비해 단열재가 얇을수록 난방부하가 크게 나타나는 것은 단열재가 얇을수록

공조기 운전 개시시 발생하는 축열부하가 크기 때문이다.

Fig.12는 벽체내 단열재의 두께에 따른 연간 냉방부하와 연간 총부하를 나타낸 것이다. 단열재 두께가 두꺼울수록 총부하는 감소함을 알 수 있다.

3.1.2 해석법에 따른 실내 열부하 계산 결과 비교

Fig.13 벽체내 단열재의 두께에 따른 비정상 해석을 통한 연간 냉방부하 결과치와 수정 BIN법에 의한 연간 냉방부하 결과치를 나타낸 것이다. 비정상 해석법인 열저항-열용량법과 응답계수법은 잘 일치하고 단열재의 두께가 두꺼울수록 냉방부하가

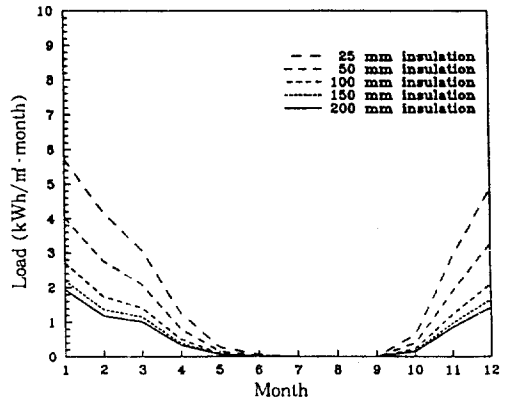


Fig.10 Monthly heating load. The wall insulation thickness is varied.

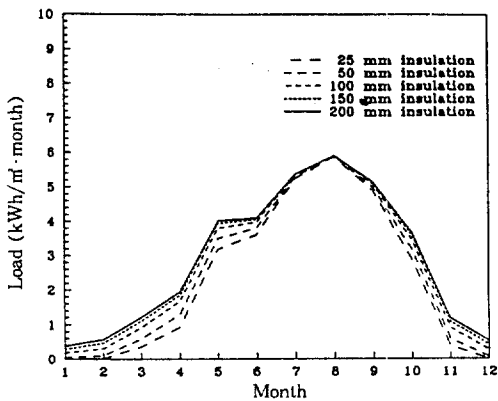


Fig.9 Monthly cooling load, The wall insulation thickness is varied

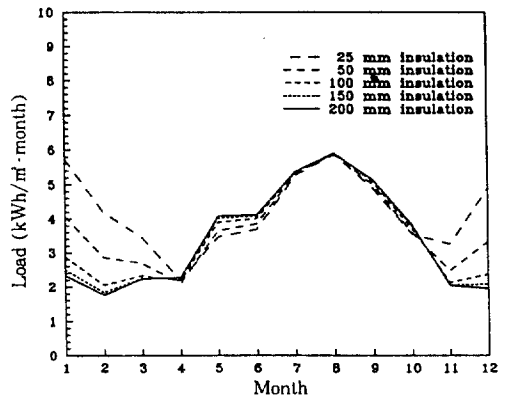


Fig.11 Monthly total load. The wall insulation thickness is varied.

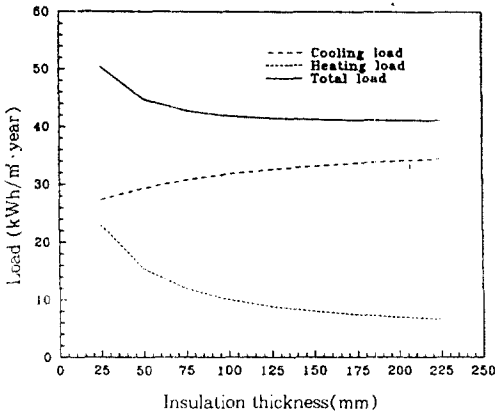


Fig.12 Annual heating and cooling load as a function of wall insulation thickness.

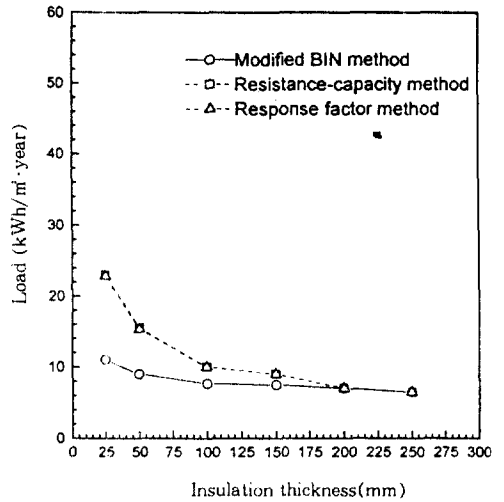


Fig.14 Annual heating load by three different calculation methods as a function of wall insulation thickness.

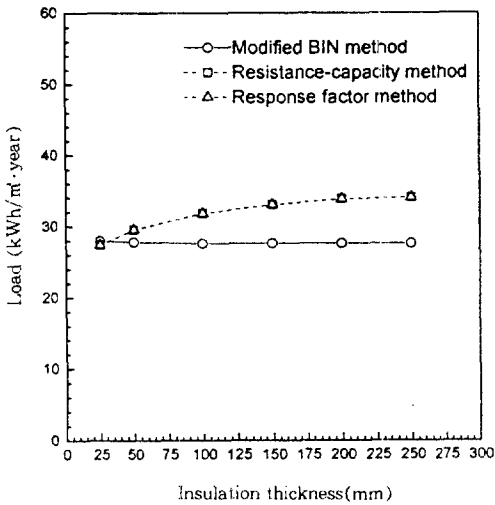


Fig.13 Annual cooling load by three different calculation methods as a function of wall insulation thickness.

커지나 수정 BIN법은 단열재의 두께의 변화에 따른 부하량의 변화가 거의 없는 것은 볼 수 있다. 이처럼 수정 BIN법의 경우 단열재 두께의 영향을 적게 받는 이유는 냉방부하의 대부분을 차지하는 내부 공간 계산시에 외벽이 위치한 외부공간과는 별도로 계산하기 때문이다.

Fig.14는 벽체내 단열재의 두께에 따른 수정 BIN법에 의한 연간 난방부하 결과치와 열저항-열

용량법과 응답계수법으로 비정상 열전달 해석하여 계산된 연간 난방부하 결과값을 나타낸 것이다. 비정상 해석법인 열저항-열용량법과 응답계수법은 서로 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 한편, 수정 BIN법에 의한 결과와 비정상 열부하 계산 결과와의 오차가 단열체의 두께가 얇을수록 오차가 큰 것은 단열체의 두께가 얇을수록 비공조실 실내 구성 요소의 냉각으로 생기는 축열부하의 양이 커지는데 열저항-열용량법과 응답계수법은 축열을 고려할 수 있는 반면 수정 BIN법은 축열을 고려할 수 없기 때문이다.

Fig.15는 유리창의 종류에 따른 수정BIN법에 의한 연간 난방부하 결과치와 열저항-열용량법과 응답계수법으로 비정상 열전달 해석하여 계산된 연간 총부하 결과치를 나타낸 것이다. 비정상 해석을 통한 연간 부하의 계산은 IBM PC 486 DX-2에서 수행하였으며 각 방법의 계산에 소요된 시간은 Table 6에 나타내었다. 열저항-열용량법에 의한 결과는 응답계수법에 의한 결과와 잘 일치할 뿐만 아니라 계산식이 간단하여 계산 소요 시간도 적으므로 많은 계산을 요하는 비정상 해석에 의한 연간 부하계산의 경우 열저항-열용량법에 의한 계산이

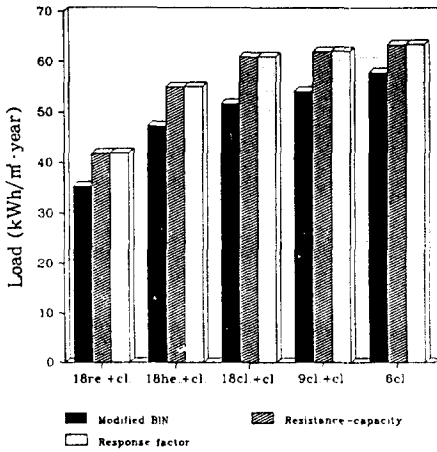


Fig.15 Annual total load for five different window glass types by three different calculation methods.

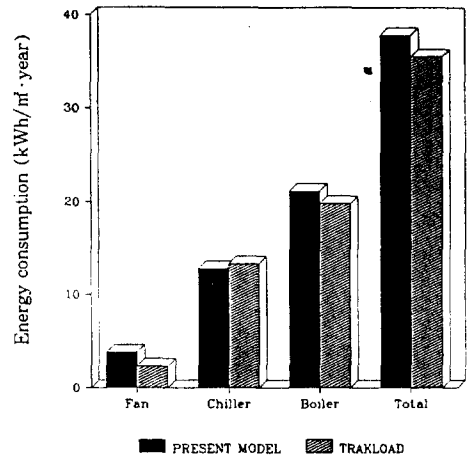


Fig.16 Annual equipment energy consumption in VAV system by two different calculation methods.

Table 6 Running time for computation of annual loads(sec)

resistance-capacity method	23.520
response factor method	72.910

더 적절하다. 실용계산법으로 많이 사용되고 있는 수정 BIN법의 경우 좀더 정확한 계산을 위해서 벽체의 열관유율이 0.3~0.5 W/m²°C 경우와 유리창의 차폐계수(SC)가 0.6보다 적은 경우의 범위에서는 냉방부하는 1.15정도의 수정계수를 난방부하는 1.25정도의 수정계수를 곱해 주어야 할 것이다.

3.2 시스템의 소비에너지 해석

Fig.16은 본 동적해석법과 범용코드는 TRACLOAD로 VAV시스템을 채용한 공조시스템에서 연간 에너지기의 소비에너지 내역을 비교한 그림이다. 본 해석방법과 TRACLOAD 해석법은 모든 에너지기에서 큰 차이를 보이지 않아서 본 해석법의 정당성을 입증해주고 있다.

실내 열부하는 계산시 환기하지 않는 실내공간을 대상으로 공조기간 중에는 항상 설정온도로 된다는 가정하에 계산된 값이기 때문에 시스템의 소비에너지는 냉·난방부하 계산값과는 다르다. 따라서 실제

의 경우 냉·난방 부하는 같다하더라도 건물에서 소비되는 에너지는 공조방식, 각 구성기기의 성능과 제어방식에 따라 많은 차이가 있다.

본 연구에서는 같은 구조적 설계변수를 갖는 모형 건물에 대하여 열저항 및 열용량법으로 비정상 실내열부하를 계산한 후 운전 조건 즉 공조방식, 구성기기, 제어방식을 변화시키면서 수치해석을 수행하여 공조설비의 소비에너지를 계산하였다.

Fig.17에서 Fig.19은 구성기기의 월별 에너지 소비량을 공조방식별로 나타낸 것이다. 여기서 월별 에너지 소비량 곡선의 급격한 변화는 최저냉방 운전온도와 최고난방운전온도의 영향 때문인 것으로 생각된다.

Fig.20은 동일한 종류와 용량의 열원설비와 동일한 제어방식으로 했을 경우 각 구성기기가 소비하는 에너지를 공조방식별로 나타낸 것이다. 공조방식에 따른 구성기기의 에너지 소비량을 살펴보면 팬의 에너지 소비량은 정풍량방식이 변풍량방식보다 월등히 많고 덕트병용 팬코일 방식이 가장 적은 것으로 나타났다. 덕트병용 팬코일 방식에서는 내주부가 변풍량 방식인 경우보다 정풍량방식인 경우가 팬의 에너지 소비량이 적은 것으로 나타났다. 덕트병용 팬코일 방식에서 팬의 에너지 소비량이 가장 적은 것은 팬정격의 차이 때문이다. 덕트병용 팬코

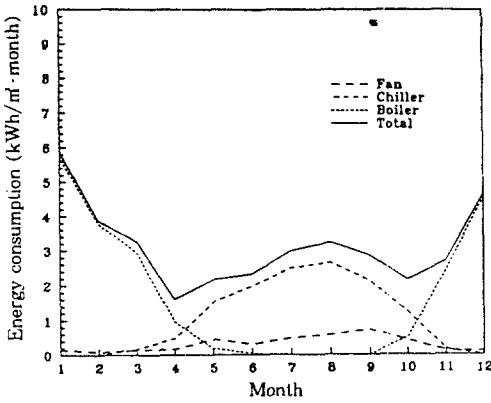


Fig.17 Monthly equipment energy consumption for VAV system.

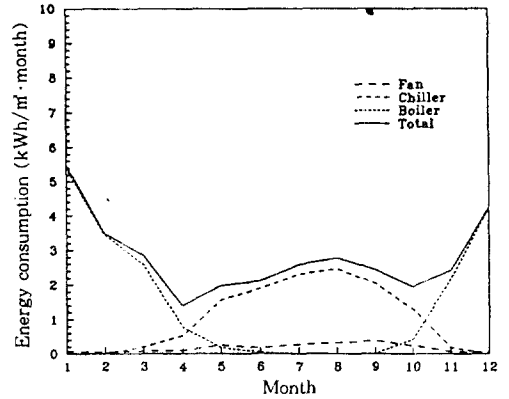


Fig.19 Monthly equipment energy consumption for FCU + VAV system.

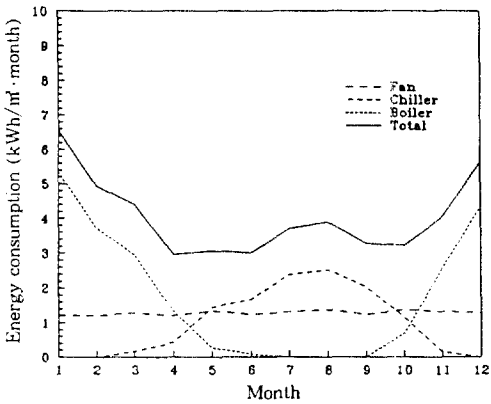


Fig.18 Monthly equipment energy consumption for CAV system.

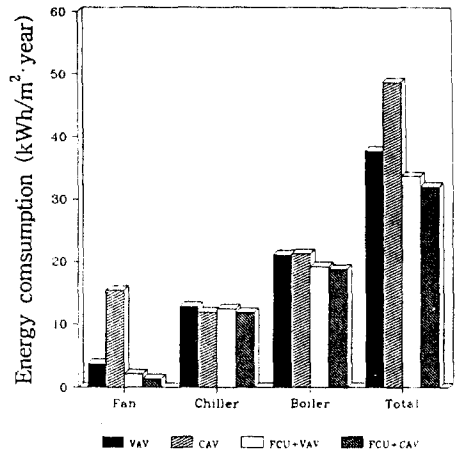


Fig.20 Annual equipment energy consumption for four different air conditioning system.

일 방식의 경우 내주부 공조방식이 정풍량 방식인 경우가 변풍량 방식인 경우보다 팬의 에너지 소비량이 적은 것은 내주부의 부하변동이 작기 때문에 토출량도 일정하게 되어 팬의 정격이 작은 정풍량 방식이 팬의 에너지 소비량이 적은 것으로 생각된다. 냉동기의 에너지 소비량은 변풍량 방식이 정풍량 방식보다 조금 많고 보일러의 소비에너지량은 전공기방식이 물-공기방식보다 조금 많다. 전체 에너지 소비량은 전공기방식이 물-공기방식보다 많고 전공기방식의 경우 정풍량방식이 변풍량방식보

다 많고 물-공기방식보다 많고 전공기방식의 경우 정풍량방식이 변풍량방식보다 많고 물-공기방식의 경우 내주부 공조방식이 변풍량방식인 경우가 정풍량방식인 경우보다 많다.

4. 결 론

사무실용 건물의 냉·난방부하를 시간별로 계산하고 이들 부하를 처리하는 데에 필요한 시간별 에너지 소비량을 계산하여 기간부하와 기간에너지 소

비량을 산정하기 위하여 본 연구에서는 건물에서의 각 구성 요소에 대하여 적절한 이론적 해석 모형을 구성한 후 이를 수치해석하는 프로그램을 개발하였다. 이를 이용하여 설계 및 운전변수의 변화에 따른 수치해석을 수행한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1) 건물에서의 열전달과정을 비정상 해석하여 기간부하를 산정할 경우 열저항 및 열용량법에 의한 연간 부하 계산이 더 적절하다.

2) 수정 BIN법에 의하여 연간 냉·난방부하를 산정할 경우는 단열재의 두께의 변화나 유리창의 종류에 따라 동적 열부하와의 오차 폭이 크게 다르나 좀 더 정확한 계산을 위해서 벽체의 열관류율이 $0.3 \sim 0.5 \text{ W/m}^2$ 인 경우와 유리창의 차폐계수(SC)가 0.6보다 작은 경우의 범위 내에서의 냉방부하는 1.15의 수정계수를 난방부하는 1.25의 수정계수를 곱해 주어야 할 것이다.

3) 전체 소비에너지량은 전공기 방식이 물-공기 방식보다 많고 전공기 방식의 경우 정풍량방식이 변풍량방식보다 많고 물-공기 방식의 경우 내주부공조방식이 변풍량방식인 경우가 정풍량방식인 경우보다 많다.

4) 쉘의 제어방식에 따른 쉘 에너지 소비량과 열원 설비 종류에 따른 에너지 소비량은 우리나라의 경우 기온과 일사량의 변동이 심하여 부하의 변동도 크므로 작은 부분 부하율에서도 효율이 좋은 제어방식이나 열원기기의 에너지 소비량이 적다.

후 기

이 연구는 1992~1994 과학재단 목적기초연구의 연구비 지원으로 이루어진 것이며 이에 감사한다.

참 고 문 헌

1. ASHRAE, 1989, "Handbook of Fundamen-

- tals", ASHRAE Inc.
2. 宇田川 光弘, "ンコンによる 空氣調和計算法", 오-.
3. T. Kusuda., 1985, "Heat transfer in buildings". Handbook of heat transfer applications, chapter 9, McGraw-Hill, pp. 9. 13~9. 23.
4. G. N. Walton., 1980, "A new algorithm for radiant interchange in room loads calculations", ASHRAE Transactions Vol 86 Pt. II, pp. 190~198.
5. 최영돈, 윤종호, 홍진관, 이남호, 강대호, 1993, "복사열전달을 고려한 모형 온수온돌 주택 열성능 시뮬레이션", 공기조화 냉동공학 논문집, 제5권 제4호, pp. 295~305.
6. 김홍주, 1992, "CLTD 계산을 위한 열전달 특성에 대한 이론적 연구", 고려대 학교 석사논문.
7. R. W. R. Muncey., 1979, "Heat transfer calculations for buildings", Applied Science publishers LTD, London.
8. J. P. Holman., 1986, "Heat transfer", McGraw-Hill, 6th ed., pp. 332~346.
9. D. Watson., 1985, "Energy conservation through building design", McGraw-Hill, pp. 127~140.
10. 조상범, 1992, "내부발열체, 유리창 및 외기침입에 의한 열전달이 CLTD/CLF에 미치는 영향", 고려대학교 석사논문.
11. D. E. Kenbel et al., 1983, "Simplified energy analysis using the modified BIN method", ASHRAE Inc.
12. 김두천, 1987, "표준기상데이터".
13. 한국건설기술연구원, 1987, "건물에너지 해석 프로그램 개발 및 TAB적용 효과 분석", 최종 보고연구서, pp. 17~73.