

室內 濕度 增加를 利用한 無再熱 冷房시스템 改善에 關한 研究

A Study on the Improvement of a Cooling System by the
Increment of Room Humidity without Reheating Process

李 興 周,* 金 容 九**
Hung Joo Lee, Yong Ku Kim

ABSTRACT

In a room air conditioning cooling system, if the room-sensible-heat-factor as plotted on a Psychrometric Chart intersects the saturation curve below the apparatus leaving air dewpoint, reheat must be used to maintain the design room air conditions.

However, if the design room humidity is permitted to be raised to some degree, the cooling system will not require reheat as a new room-sensible-heat-factor line is developed between the apparatus leaving air dew-point and the adjusted design room air condition point.

The advantages to this are the cost of reheat equipment and operation can be avoided. The cycle of this system can be shown on a Psychrometric Chart to plot the design condition points.

기 호 설 명

ADP : 장치 노짐 [-]
BF : 바이패스 계수 [-]
C_{pa} : 건공기의 정압 비열 [kcal/kg °C]
i : 엔탈피 [kcal/kg]
M : 실내로 침입하는 총 외기 극간 풍량 [kg/h]
q_L : 당초 냉방부하 잠열량 [kcal/kg]
q_S : 당초 냉방부하 현열량 [kcal/kg]
q_T : 당초 냉방부하 총열량 [kcal/kg]
q_L' : 조정된 냉방부하 잠열량 [kcal/kg]
q_S' : 조정된 냉방부하 현열량 [kcal/kg]
q_T' : 조정된 냉방부하 총열량 [kcal/kg]

q_{L1} : 당초 냉방 고정 잠열부하 [kcal/kg]
q_{L2} : 당초 냉방 변동 잠열부하 [kcal/kg]
q_{L1}' : 조정된 냉방 고정 잠열부하 [kcal/kg]
q_{L2}' : 조정된 냉방 변동 잠열부하 [kcal/kg]
Q : 실내로 침입하는 총 외기 극간 풍량 [M³/h]
Q_L, Q_S, Q_T, Q_L', Q_T', Q_{L1}, Q_{L2}, Q_{L1}', Q_{L2}'
 : 각 소문자에 대응하는 시간당 냉방 부하열량 [kcal/h]
rh : 상대습도 [%]
SHF : 당초 실내 현열비 [-]
SHF' : 조정된 실내 현열비 [-]
t_i : 실내 공기의 건구온도 [°C]

* 정회원, 육군사관학교 병기공학과

** 단국대학교 기계공학과, (주)한미기술용역(T. A. B)

- t_s : 냉각코일에 접촉된 공기의 건구온도
(=장치 노점온도) [°C]
- x : 절대습도 [kg/kg]
- x_i : 당초 실내 공기의 절대습도(설계기준)[kg/kg]
- x_m : 실내 SHF 직선과 t_s 직선이 만나는 점의
절대습도 [kg/kg]
- x_o : 외기의 절대습도 [kg/kg]
- x_s : 건구온도(= t_s) 직선과 ADP 곡선이 만
나는 점의 포화 절대습도 [kg/kg]
- x_i' : 조정된 실내 공기의 절대습도 [kg/kg]
- γ_w : 0°C의 물의 증발잠열 [kcal/kg]
- ψ : 당초 실내공기의 포화도 [-]
- ψ' : 조정된 실내공기의 포화도 [-]

1. 서 론

우리나라 에너지 공급의 가장 큰 특징은 석유 의존율이 커서, 그 대부분이 수입에 의존하기 때문에 에너지 가격에 매우 민감하지 않을 수 없다. 최근의 일시적인 유가하락으로 에너지 절약에 대한 관심이 적어진 듯하나 1973년과 1978년의 에너지 파동을 겪은 경험이 있어 앞으로 더욱 심각한 에너지 파동을 예상해 볼 수 있다. 따라서 우리나라와 같이 에너지원의 대부분을 수입해 의존하는 형편으로는 에너지 절약에 대한 연구를 계속하여야 할 것이다.⁽¹⁾

여름철 냉방시 실내 건구온도를 높게 유지하는 것보다 실내습도를 허용범위 내에서 높게 유지하는 것이 인체의 쾌적함에 영향을 적게 준다. 그러므로 재열 시스템을 실내습도 상승 허용범위 내에서 배제 시킴으로서, 재열 장치비와 재열에 투입되는 에너지를 절감할 수 있다.

본 연구에서는 실내습도 증가를 이용한 재열이 없는 냉방시스템을 구성하고자 할 때 그 가능성 여부를 가름할 수 있는 판별식을 이론적으로 유도하여 정립하고, 이를 사용함에 도움을 주고자 지하철의 지하역사를 하나의 예로 들어 제시하였다.

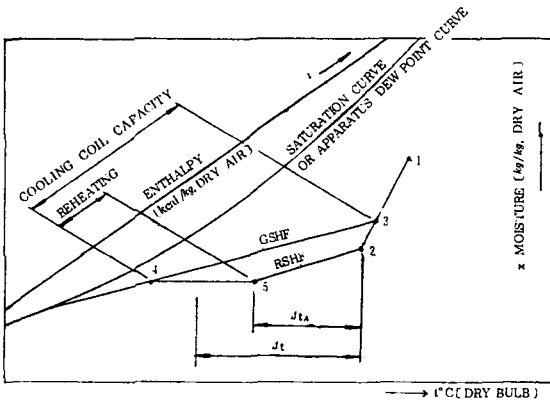
2. 문제점의 제기

여름철 외기온도가 냉방 설계기준의 외기온

도보다 초과되면 실내온도가 설계기준 실내온도보다 상승되어 인체의 쾌적함에 영향을 미친다. 이러한 온도상승이 인체의 쾌적도에 크게 영향을 주지 않는 범위는 약 1.7°C 정도인 것으로 알려져 있다.⁽²⁾ 실내온도 기준이 27°C db 라면 1.7°C 상승은 6.3%가 된다. 냉방된 실내에서 거주하는 사람의 쾌적한 정도를 나타내는 쾌감도를 문헌을 통하여 살펴보면, 쾌적감을 나타내는 쾌적대의 건구온도 범위는 24.5°C~25°C이고, 상대습도는 45~80%이다.⁽³⁾ 여기에서 허용 습도의 범위가 허용 건구온도 범위보다 큰 것을 알 수 있다.

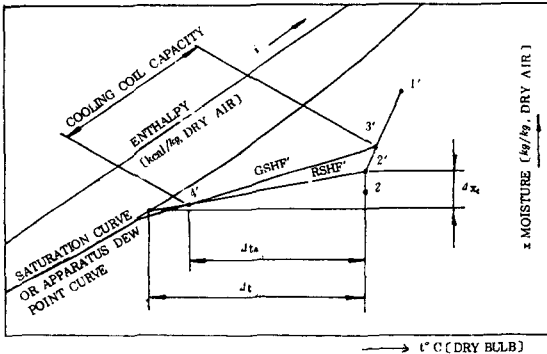
구미인에게는 상대습도 5.5%가 적당하지만 우리나라 사람인 경우에는 10%정도 높은 상대습도 65% 정도도 허용 가능한 것으로 추천되고 있다.⁽³⁾ 신래적 온도표⁽⁴⁾에서 쾌적대는 상대습도 20~60%, 건구온도가 22.7°C~25°C임을 나타내고 있다. 그러므로 인체의 쾌적대는 건구온도의 허용범위 보다는 허용상대 습도의 범위가 큰 값을 나타낸다. 냉난방 시스템의 에너지 절감을 위해서는 통상적으로 사용되는 일반 설계기준 습도보다 높은 습도를 기준으로 하여 설계할 수 있다.

실내 냉방부하를 계산할 때 고려되는 인자는 건물 구조체의 전도열 부하, 태양 일사 부하, 극간풍 부하, 인체 및 실내기구 발열부하이다.⁽⁵⁾ 실내 냉방부하에 따른 현열비(sensible heat factor, SHF)가 구해지면 습공기선도(enthalpy absolute humidity)상에서 실내 공기상태점을 기준으로 하여 공기의 상태에 대한 변화를 나타내는 SHF 직선을 그릴 수 있다. 이 SHF 직선이 ADP곡선(apparatus dew point)과 만나지 않거나, 실내의 건구온도와 취출공기의 건구온도차를 나타내는 취출온도차의 범위보다 낮은 온도지점에서 ADP곡선과 만나는 경우에는 재열이 필요한 냉방시스템을 Fig. 1과 같이 구성하여야 한다. 이 공기조화 사이클에서 실내 건구온도는 일정하게 유지하면서 실내의 상대습도를 상승시켜 SHF 직선이 ADP곡선과 취출온도차 범위내에서 만나도록 할 수 있다면 Fig. 2와 같이 재열이 필요



- 1 ; Out door air condition.
 - 2 ; Room air condition.
 - 3 ; Mixed air(entering coil) condition.
 - 4 ; Leaving air(cooling coil) condition.
 - 5 ; Leaving air(reheating coil) condition or room entrance air condition.
- GSHF ; Grand sensible heat factor.
 RSHF ; Room sensible heat factor.
 Δt ; Maximum allowance cooling design(sensible) temperature difference.
 Δt_A ; Actual room dry bulb(sensible) temperature difference.

Fig. 1 Cooling system diagram with reheating plotted on Psychrometric Chart(enthalpy-absolute humidity).



- 1 ; Out door air condition.
 - 2 ; Room air condition.
 - 2' ; Adjusted room air condition.
 - 3' ; Adjusted mixed air(entering coil) condition.
 - 4' ; Adjusted leaving air(cooling coil) condition or room entering air condition.
- GSHF' ; Adjusted grand sensible heat factor.
 RSHF' ; Adjusted room sensible heat factor.
 Δt ; Maximum allowance cooling design(sensible) temperature difference.
 Δt_A ; Actual room dry bulb(sensible) temperature difference.

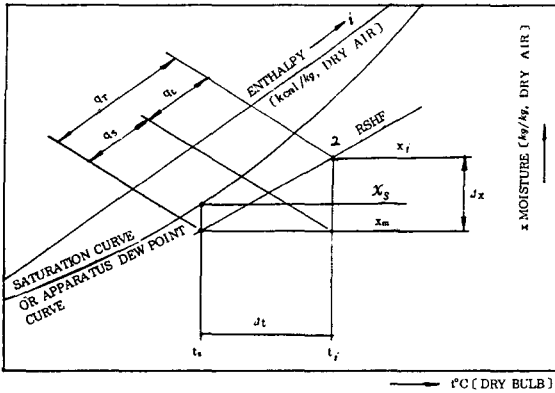
Fig. 2 Cooling system diagram without reheating plotted on Psychrometric Chart(enthalpy-absolute humidity).

없는 냉방사이클을 구성할 수 있다. 그렇게 하면 재열장치의 설치가 필요없을 뿐만 아니라 재열을 위한 부가적인 에너지의 비용을 절감할 수 있다. 본 논문이 제시되기 전까지는 습공기 선도상에 재열이 없는 실내습도 증가를 이용한 냉방 시스템을 구성할 때 최적의 SHF 직선을 가정하여 ADP 곡선이 허용 취출 온도차 범위에서 만날수 있도록 최적의 실내 습도점을 시행착오(trial and error) 방법으로 구하였다. 이 방법을 사용하기 위하여 실내 냉방잠열 부하를 시행착오 때 마다 매번 재계산한 후 습공기 선도상의 가정된 실내습도 점에서 조정된 현열비 직선을 그어 ADP선과 만나는 점이 허용 취출 온도차 범위내에 들어가는 가를 확인하여야 한다. 가정된 값이 적당치 않으면 원하는 값이 될때까지 반복하여 계산하여 왔다. 이 때 적당한 실내습도 조정점을 구하였다 하더라도 이것이 허용 실내습도 범위내에 있지 아니할 경우에는 지금까지 반복하여 계산한 노력이 무위가 된다. 그러므로 연구에서는 반복계산의 시간과 노력을 줄이기 위해 실내 현열부하가 일정하고 잠열부하만 변동되는 경우를 고려한다. 그 이유는 잠열부하의 변동 즉, 실내습도의 변동 허용 범위가 건구온도 변동 폭보다 크기 때문이다. 이 때 SHF 직선의 기울기는 실내 잠열부하의 변동으로 변동되기 전 기울기와 달라지게 된다. 이 때문에 반복계산의 노력이 필요하였던 것을 개선하여, 편리하게 조정된 실내습도 상태점을 간단히 구할 수 있는 식을 유도하였다.

3. 이론해석

가. 판별식

본 판별식은 실내습도를 일반적인 설계기준보다 증가시켜 재열이 필요없는 냉방시스템의 구성이 필요한지의 여부를 판별하는 것이다. 우선 실내 부하에 따른 SHF 직선과 ADP 곡선이 허용 취출온도차 범위내에서 만나지 않으면 재열이 필요없는 냉방시스템의 이론해석에 따라 당초 설계에 기준한 일반적인 설계기준보다 상승 조정된 실내 습도를 계산하고,



2 ; Room air condition.
RSHF ; Room sensible heat factor.
 Δt ; Maximum allowance cooling design (sensible) temperature difference.

Fig. 3 RSHF line plotted on Psychrometric Chart (enthalpy-absolute humidity).

그 계산 값이 실내습도 허용범위내에 있는지를 가려내어야 한다. 이때 만나는 점이 허용범위내에 있으면 본 연구의 결과로서 재열이 필요없는 냉방시스템의 구성이 가능한 것이다.

이를 위하여 설계에서 계산된 실내 현열부하와 잠열부하를 이용한 현열비 즉, SHF 값을 계산하여야 한다.

Fig. 3을 참조하고 현열비의 정의를 이용하여 SHF를 구하면 다음과 같다.

$$SHF = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} = \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{C_{pa} \cdot \Delta t}{C_{pa} \cdot \Delta t + r_w \cdot \Delta x}$$

$$= \frac{0.24 \Delta t}{0.24 \Delta t + 597.3 \Delta x} \dots\dots\dots (1)$$

여기서, $\Delta t = t_i - t_s$
 $\Delta x = x_i - x_m$
 $q_s = C_{pa} \cdot \Delta t$
 $q_L = r_w \cdot \Delta x$ 임.

식 (1)을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{0.24}{597.3} \cdot \frac{(1 - SHF)}{SHF} \Delta t$$

$$= 0.0004018 \frac{(1 - SHF)}{SHF} \Delta t \dots\dots\dots (2)$$

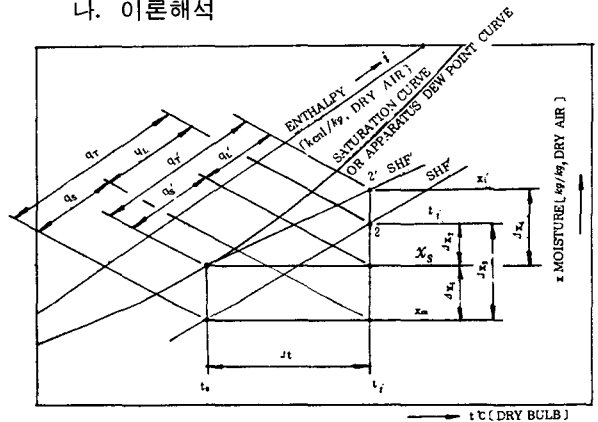
식 (2)에 $\Delta x = x_i - x_m$ 을 대입하여 x_m 을 구하면 다음과 같다.

$$x_m = x_i - 0.0004018 \frac{1 - SHF}{SHF} \Delta t \dots\dots\dots (3)$$

식(3)의 x_m 의 계산 결과가 $x_s \leq x_m$ 이면 SHF값의 조정이 불필요하며 당초 설계기준으로 적용한 실내 습도상태를 변경하지 않고 재열하지 않는 냉방시스템의 구성이 가능하다.

$x_s > x_m$ 이면 일반적으로 재열 시스템을 사용하여 실내 냉방시스템을 구성하여야 하지만 실내 습도를 상승시켜 시스템을 구성하는 경우에는 재열 시스템을 사용하지 않고서도 실내 냉방이 가능 할 수 있다.

나. 이론해석



2 ; Room air condition.
2' ; Adjusted room air condition.
SHF ; Room sensible heat factor.
SHF' ; Adjusted room sensible heat factor.

Fig. 4 SHF line and SHF' line plotted on Psychrometric Chart (enthalpy-absolute humidity).

Fig. 4에서 SHF직선이 SHF'의 기울기로 또 x_i 가 x_i' 로 적절히 조절되어 SHF'직선을 x_i' 점을 기점으로 그렸을 때 허용 취출온도차 Δt 범위내에서 ADP곡선과 만난 경우를 살펴 보면 SHF직선이 실내 허용취출 건구온도 t_s 선상의 ADP점보다 낮은 온도 범위에서 ADP 곡선과 만나거나 또는 아주 만나지 않는 두 가지 경우가 발생할 수 있다.

이 때 Fig. 4로부터 다음과 같은 수식을 세울 수 있다.

$$\Delta x_1 + \Delta x_2 = \Delta x_s \dots\dots\dots (4)$$

여기서, $\Delta x_1 = x_s - x_m$
 $\Delta x_2 = x_i - x_s$
 $\Delta x_3 = x_i - x_m$
 $\Delta x_4 = x_i' - x_s$ 인.

식(4)의 양변을 Δx_4 로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta x_1 + \Delta x_2}{\Delta x_4} = \frac{\Delta x_3}{\Delta x_4} \dots\dots\dots(5)$$

식(5)를 실내 잠열부하로 나타내기 위하여 그림 4의 Δx_3 , Δx_4 와 실내 잠열 냉방부하 q_L , q_L' 의 비례관계를 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta x_3 : \Delta x_4 = q_L : q_L'$$

$$\frac{\Delta x_3}{\Delta x_4} = \frac{q_L}{q_L'} \dots\dots\dots(6)$$

식(5)에 식(6)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\Delta x_1 + \Delta x_2 = \Delta x_4 \frac{q_L}{q_L'} \dots\dots\dots(7)$$

여기서, $\Delta x_3 = \Delta x_1 + \Delta x_2$ 인.

일반적인 설계계산 기준 습도로 계산된 최초의 실내 냉방 총잠열 부하는 Q_L 이고, 건공기 1kg이 감당하는 총 잠열부하는 q_L 인. 이 냉방부하 q_L 중에 실내 습도가 증가되어도 잠열 부하가 변동되지 않는 냉방 잠열 부하 부분(예 : 인체, 기구 및 기타 발생 잠열부하)은 당초 냉방 고정 잠열 부하인 q_{L1} 이며, 실내 습도가 변동되므로서 실내 잠열 부하가 변동되는 냉방 잠열 부하 부분(예 : 외기부하)은 당초 냉방 변동 잠열 부하인 q_{L2} 인. 즉 q_L 중에 내재하는 불변 잠열요소와 가변잠열요소를 분리하여 각각 q_{L1} , q_{L2} 라 하였으므로, $q_L = q_{L1} + q_{L2}$ 가 되고, $Q_L = Q_{L1} + Q_{L2}$ 가 된다.

또, 실내 습도가 조정된 후 계산된 실내 냉방 총잠열 부하는 Q_L' 이고, 건공기 1kg이 감당하는 총 잠열부하는 q_L' 이다. 이 조정된 냉방 총 잠열부하 q_L' 중에 실내 습도 변동에도 잠열 부하가 변동되지 않는 냉방 잠열부하 부분은 조정된 냉방 고정 잠열부하인 q_{L1}' 이고, 이 q_{L1}' 는 실내습도가 변동되어도 그 냉방부

하 값이 변동되지 않으므로 당초 냉방 고정 잠열 부하 q_{L1} 과 같은 냉방 부하 값을 갖으므로 $q_{L1} = q_{L1}'$ 가 되며, q_L' 중 불변 냉방 잠열부하 q_{L1}' 를 뺀 나머지 요소는 실내습도 변동에 따라 냉방부하 값이 달라지는데 이것을 조정된 냉방 변동 잠열 부하인 q_{L2}' 라 한다. 따라서 $q_L' = q_{L1}' + q_{L2}' = q_{L1} + q_{L2}'$ 가 되고, $Q_L' = Q_{L1}' + Q_{L2}' = Q_{L1} + Q_{L2}'$ 가 된다.

이런 사실을 정리하여 다시쓰면 다음과 같다.

$$q_L = q_{L1} + q_{L2}$$

$$q_L' = q_{L1}' + q_{L2}' = q_{L1} + q_{L2}' \text{ 인.}$$

q_L' 와 q_L 의 비율을 나타내고 정리하면

$$\frac{q_L'}{q_L} = \frac{q_{L1} + q_{L2}'}{q_{L1} + q_{L2}} \dots\dots\dots(8)$$

이 되고, 이것을 실내 총잠열 냉방부하의 식으로 나타내면,

$$\frac{q_L'}{q_L} = \frac{Q_L'}{Q_L} = \frac{Q_{L1} + Q_{L2}'}{Q_{L1} + Q_{L2}} \dots\dots\dots(9)$$

가 된다. 그리고 Q_{L2}' 을 x_i' 과 관련시키면

$$Q_{L2}' = r_w M (x_0 - x_i') = 597.3 M (x_0 - x_i') \dots\dots\dots(10)$$

이 된다.

식(9)에 식(10)을 대입하면

$$\frac{q_L'}{q_L} = \frac{Q_{L1} + Q_{L2}}{Q_{L1} + 597.3 M (x_0 - x_i')} \dots\dots\dots(11)$$

이 된다. 이것을 식(7)에 대입하고,

$\Delta x_3 = \Delta x_1 + \Delta x_2$ 의 관계식을 대입 정리하면 다음과 같다.

$$\Delta x_3 = \Delta x_4 \frac{Q_{L1} + Q_{L2}}{Q_{L1} + 597.3 M (x_0 - x_i')} \dots\dots\dots(12)$$

여기에서 Δx_3 , Δx_4 대신에 x_i , x_m , x_i' , x_s 관계식을 대입하면,

$$x_i - x_m = (x_i' - x_s) \frac{Q_{L1} + Q_{L2}}{Q_{L1} + 597.3 M (x_0 - x_i')} \dots\dots\dots(13)$$

이 되고, 식(13)을 조정된 실내습도 x_i' 의 항으로 나타내면 다음과 같다.

$$x_i' = \frac{Q_L x_s + Q_{L1}(x_i - x_m) + 597.3 M x_0 (x_i - x_m)}{Q_L + 597.3 M (x_i - x_m)}$$

..... (14)

식(14)에서 구해진 x_i' 를 식(10)에 대입하면, Q_{L2}' 가 구해지고, 이 값을 이용하여 SHF'는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$SHF' = \frac{Q_s}{Q_T'} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_{L1}'} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_{L1} + Q_{L2}'}$$

..... (15)

식(14)와 식(15)의 값은 냉방부하에 따른 장비 용량 산정 및 실내 습도가 유지되는 상태를 예측하는 데는 유용하나 x_i' 가 실내 습도 허용범위내에 존재하는가의 여부를 확인 하여야 한다. 그러나 허용습도 범위가 큼에도 불구하고 조정된 실내 습도 상태점 x_i' 가 실내 허용습도 범위를 벗어나 있으면 재열 시스템의 채용이 불가피 하다. 반면에 x_i' 가 실내 허용습도 범위내에 있으면 재열이 필요없는 냉방시스템의 적용이 가능하다.

4. 실용의 예

여름철에 일사냉부하가 없는 방의 냉방을 설계하고자 하는 경우에는 대부분 극간풍에 의한 외기 잠열 냉방부하와 인체 발열에 의한 실내 잠열 냉방부하가 전체 실내 냉방 부하의 많은 부분을 차지하게 된다. 이러한 일사 부하가 전연 없거나 적은 경우로는 인접 건물의 그늘 등 건축물에 일사가 피크로드시에 차폐되는 경우와 지표면의 일사 반사율이 적은 북향인 방이나 또는 지상에 노출되지 않는 지하실 등이 있다. 특히 본 절에서 하나의 예로서 제시된 건물의 냉방은 서울 지하철 역(지하2층 건축물)으로 다수 건축된 것이다. Table 1에 보여주는 바와 같이 잠열부하가 비교적 큰 일반 직원 근무지역 사무실의 냉방을 나타낸 것이다.

Table 1. Cooling load in residence area.

Total Cooling Load Q_T (kcal/h)	Sensible Cooling Load Q_s (kcal/h)	Latent Cooling Load Q_L (kcal/h)
36,289	20,636	15,653 $\left\{ \begin{array}{l} Q_{L1} = 12,276 \\ Q_{L2} = 3,377 \end{array} \right.$

Table 1의 냉방부하 계산 조건은 다음과 같다.

(i) 설계용 외기조건 :

32°C db, 26°C wb, 62.5% rh

$x_0 = 0.0187 \text{ kg moisture/kg dry air}^{(2)}$

(ii) 실내 설계용 공기 상태 :

27°C db, 19.6°C wb, 50% rh

$x_i = 0.0111 \text{ kg moisture/kg dry air}^{(2)}$

(iii) 실내습도 허용범위 : 20~60% rh⁽³⁾

(iv) $SHF = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{20,636}{36,289} = 0.569$

(v) 실내 천정고 2.7 m, 취출 단트 기구가 아네모스텝형일 때 최대 허용 취출 온도차: $\Delta t = 16^\circ\text{C}$ 이다.⁽⁵⁾

(vi) 설계시 계산된 극간 풍량은 $Q = 620 \text{ m}^3/\text{h}$ 이다.

판별식 (3)에서

$$x_m = x_i - 0.0004018 \frac{1 - SHF}{SHF} \Delta t = 0.0111 - 0.0004018 \times \frac{1 - 0.569}{0.569} \times 16 =$$

$$0.00623 \text{ kg moisture/kg dry air}$$

$$t_s = 27^\circ\text{C} - 16^\circ\text{C} = 11^\circ\text{C}$$

이고, 습공기 선도로부터 $x_s = 0.0082 \text{ kg moisture/kg dry air}$ 이다.

여기서 $x_m < x_s$ 이므로 재열하지 않고 실내 습도 상승이 15% rh (=65% rh - 50% rh) 정도 허용되므로 재열이 없는 냉방시스템을 구하기 위하여는 우선 x_i' 를 구하여야 한다.

조정된 실내습도 x_i' 는 식 (14)로부터

$$x_i' = \frac{Q_{L1}(x_i - x_m) + x_s Q_L + 597.3 x_0 M(x_i - x_m)}{Q_L + 597.3 M(x_i - x_m)}$$

$$= \frac{12,276(0.0111 - 0.00623) + 0.0082 \times 15,653}{15,653 + 597.3}$$

$$+ \frac{597.3 \times 0.0187 \times 744(0.0111 - 0.00623)}{\times 744(0.0111 - 0.00623)}$$

$$= 0.0128 \text{ kg moisture/kg dry air}$$

이 되고, 식 (10)으로부터 Q_{L2}' 를 구하면 다음과 같다.

$$Q_{L2}' = 597.3 M(x_0 - x_i) = 597.3 \times 744(0.0187 - 0.0128) \approx 2,621 \text{ kcal/h}$$

식 (15)로부터 SHF' 를 구하면,

$$SHF' = \frac{Q_s}{Q_s + Q_{L1}' + Q_{L2}'} = \frac{20,636}{20,636 + 12,276 + 2,621} = 0.581$$

이 되고, 포화도는

$$\psi' = \frac{x_i'}{x_{s,27}} = \frac{0.0128}{0.02268} = 0.5643 = 56.43\%$$

이다.

이것을 정리하면

(a) 조정된 실내습도 :

$$x_i' = 0.0128 \text{ kg moisture/kg dry air}$$

(b) 조정된 현열비 : SHF' = 0.581

(c) 조정된 포화도 : $\psi' = 56.43\%$

여기서 $\psi' \triangleq rh$ 이므로 $rh = 56.43\%$ 로 하여도 실용상 지장이 없다.⁽³⁾

(d) SHF' 선, t_s 선 및 ADP 곡선이 만나는 절대습도 : $x_s = 0.0082 \text{ kg moisture/kg dry air}$

이 결과에서 실내 허용 습도 한계는 65% rh 까지이므로 실내 상대습도 $rh = 56.43\%$ 는 충분히 실내 허용 습도 범위에 들어가므로 재

열이 없는 냉방 시스템의 구성이 가능함을 보여 주고 있다. 이를 확인하기 위하여 x_i' , SHF', $\psi' \triangleq rh$ 등이 습공기 선도(enthalpy-absolute humidity)상에 도시된 결과를 보면 Fig.5와 같으며 이것은 본 계산이 적절하였음을 보여주고 있다.

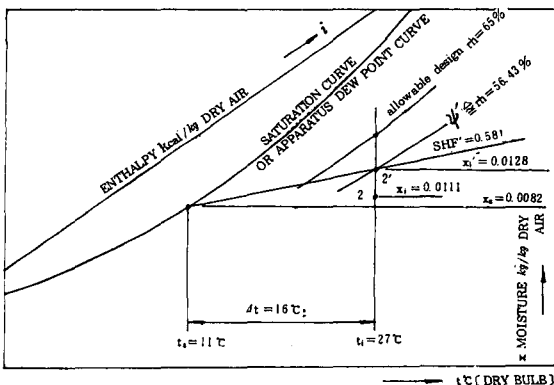
5. 결 론

습공기 선도상에서 냉방을 할 때에 현열비 직선이 장치노점온도곡선과 만나지 않거나, 허용취출 온도차 범위 보다 낮은 온도 부분에서 만나는 두가지 경우에는 지금까지 재열 시스템을 사용하여 왔다. 그러나 이 경우에도 실내 습도의 허용 범위가 크기 때문에 허용된 실내 습도 범위내에서 설계기준 습도를 당초보다 증가시키면 재열이 필요없는 냉방 시스템의 구성이 가능하다.

재열이 불필요한 즉, 실내습도 증가를 이용한 냉방 시스템을 사용 할 경우에는 재열 시스템의 생략으로 재열 장비비가 필요 없으며, 재열에 필요한 에너지가 절약된다는 이점이 있다. 이를 위하여 본 연구에서 유도한 판별식과 조정된 실내 공기상태를 계산하는 수식을 사용하면 쉽게 시스템을 구성 할 수 있다.

參 考 文 獻

1. 김효경, 이기영, 박문수, 황인수, "축열수조를 이용하는 열펌프식 난방의 특성에 관한 연구", 공기조화 냉동공학, 16권 4호, pp. 392-405, 1987.
2. William Rudoy, "Cooling and Heating Load Calculation Manual," ASHRAE, GRP 158, pp. 1.4-2.2
3. 서정운, 임장순, 냉동공학, 형설 출판사 pp. 301-326, 1982.
4. 김교두, 공기조화 위생공학 편람, 국제이연사, Vol I, pp. 30-38, 1976.
5. 井上宇市, <개정판> 건축설비 포켓북, 대광서림, pp. 186-199, 1974.



2 ; Room air condition.
2' ; Adjusted room air condition.

Fig. 5 SHF' line plotted on Psychrometric Chart(enthalpy-absolute humidity).