

에너지 절약용 냉방사이클

Cooling Cycle for Energy Saving

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

ABSTRACT

Research on reheating cooling cycle and its practical application have been made to prevent unequalized distribution of temperature and humidity of room due to lack of supply air volume and dewdrops on supply diffusers to be taken place as a result of lower temperature of supply air than that of dew point of room air in cooling cycle of constant air volume, single duct, single zone and draw-through fan type.

In view of the fact that human body is insensitive to humidity, it is possible not only to construct the complete non-reheating cooling cycle by increasing the humidity point allowable with the deduction of occupant's sense of pleasantness minimizing, but also to get cooling cycle decreasing the reheating quantity if the humidity exceeds the point allowable.

In addition, it is possible to save maximum 8% in electric energy for cooling in cooling system by constructing non-reheating cooling cycle instead of reheating cooling cycle and by increasing the relative humidity of room from 50% to 65% in case efficiency and air pressure of cooling system are low.

It is also possible to get an optimum cooling cycle by determining the room humidity in consideration of pleasantness of occupants and conservation rate of electric energy if the cooling capacity, efficiency and total pressure of cooling equipment are fixed.

기 호 설 명

ESR : 전기 에너지 절감비(—)

FSHG : 공급공기가 덕트와 송풍기로부터 취
독하는 현열량(kJ/h)

GSHF : 실내습도 상승 이전의 총현열비(—)

L : 재열냉방 사이클에 소요되는 동력
(kJ/h)

LHG : 실내습도 상승 이전의 잠열 냉방부하
(kJ/h)

* 정회원, 육군사관학교 병기공학과

** 단국대학교 기계공학과, (주) 한미기술용역

- ΔL : 재열과 무재열 냉방 사이클에 소요되는 동력의 차(kJ/h)
- M : 극간풍량(kg/h)
- P : 송풍기 전압(Pa)
- P_a : 대기압(Pa)
- P_w : 습공기의 수증기 분압(Pa)
- P_{ws} : 습공기의 포화수증기 분압(Pa)
- q : 엔탈피(kJ/kg dry air)
- q_{CH} : 냉동능력(kJ/h)
- Q : 공급공기량(m³/h)
- rh : 상대습도(%)
- RHt : 실내 습도 상승 이후의 전기 재열량(kJ/h)
- RSHF : 현열비(-)
- SHG : 실내 습도 증가 이전의 현열취득량(kJ/h)
- t : 건구온도(°C)
- Δt : 건구온도차(°C)
- Δt_{MC} : 응축기 코일전후 공기의 대수평균 건구온도차(°C)
- T : 절대온도(K)
- ΔT : 절대온도차(K)
- THG : 실내 습도 상승 이전의 총냉방 부하(kJ/h)
- X : 절대습도(kg/kg dry air)
- ϵ : 냉동기의 성적계수(-)
- η : 기계효율(-)
- <상첨자>
- ' : 변화된 습공기의 상태 또는 변화된 동력
- <하첨자>
- C : 불변값
- CC : 냉각코일
- CH : 냉동기
- CM : 압축기
- CO : 응축기
- RH : 재 열
- RL : 잠열냉방부하
- RS : 현열냉방부하
- RT : 총 냉방부하
- SF : 급기 송풍기
- V : 변화되는 값
- 1, 2, ..., 7 : 습공기의 상태점

1. 서 론

인체는 건구온도의 변화에 따라 쾌적감의 변동이 큰 반면에 습도의 변동에는 둔감하므로 실내 습도 기준을 어느 정도 상승시킨다 하더라도 인체의 쾌적감에는 큰 영향을 주지 않는다.¹⁾ 이 실내 습도의 상승이 적절히 이루어지면 재열 냉방사이클을 무재열 냉방사이클로 구성할 수 있다. 실내 습도 증가가 실내 허용습도 한계점을 초과해야만 무재열 냉방사이클이 구성되는 경우에는 최적의 실내 습도 증가점을 실내습도 허용 한계점으로 하여 재열이 감소된 냉방사이클을 다시 구성하여야 한다. 이렇게 구성된 무재열 냉방사이클에서는 재열장치와 재열에너지 투입을 줄일 수 있을 뿐 아니라 실내습도 한계점 이내에서 무재열 냉방사이클의 구성이 가능하며 재열장치와 재열에너지의 투입에 필요한 경비 전체를 줄일 수 있다.

무재열 냉방사이클은 Rudoy²⁾가 예시한 무재열 냉방사이클의 구성방법과 이홍주³⁾가 제시한 무재열 냉방사이클의 구성방법이 있는데, 전자는 허용 취출온도에 대한 고려가 없으며, 후자의 경우에는 구체적인 예시와 함께 사이클 구성 방법을 해석하였으나 이 또한 허용취출온도를 보정할 수 없기 때문에 실내온도 불균일과 취출기구의 결로 발생문제를 해결하지 못하였다.

건물을 건설할 때 대부분의 경우 비용이 저렴한 정풍량 단일덕트 방식을 사용하며 각 실내의 온습도 조건이 상이하므로, 온습도 조건이 비슷한 몇 개의 방을 묶어 냉방하는 단일구역 냉방방식이 사용된다.

본 연구에서는 무재열 냉방사이클의 구성을 쉽게 할 수 있도록 이론적인 해석을 통하여 무재열시의 실내 습도점을 구하는 수식을 유도하고 이를 사용에 편리하도록 정리하였다. 또한 인체의 쾌적도를 크게 손상함이 없이도 에너지의 질감이 가능하도록 실내습도를 증감시켜 냉방사이클을 구성한 후 이의 전기 소요량을 산출하여 상호 비교하므로써 실내습도가 적절히 조절된 최선의 냉방시스템 구성이 가능

하도록 하였다.

2. 이론해석

2.1 문제점의 제기

실내공기의 온습도는 실내에 거주하는 사람이 쾌적감을 느끼는 정도를 고려하여 설정된다. 사람이 쾌적감을 느끼는 온습도 범위를 조사하여 습공기 선도상에 나타낸 것을 쾌적 온도도라 하는데 이 쾌적감을 느끼는 부분을 건구온도 범위와 상대습도 범위로 나타내고 있다. 서정윤⁴⁾이 나타낸 쾌적온도도의 쾌적대는 건구온도 24.5℃~25.0℃ 상대습도 45%~80%이고, Jaax⁵⁾와 Wyon⁶⁾은 건구온도 23℃~27℃ 상대습도 20%~70%라고 나타내고 있다. 또 서정윤⁴⁾은 구미인에게는 상대습도 55%가 적당하지만 우리나라 사람은 10% 높은 65% 정도도 허용가능하며 일반적인 설계조건으로는 건구온도 26℃~27℃ 상대습도 50%가 적당하다고 한다. 김교두⁷⁾는 인간은 습도에 비교적 둔감하고 건구온도 27℃ 상대습도 60%가 적당하며, 일반적으로 여름철에는 건구온도 26℃ 상대습도 50%가 적당하다고 한다. 이러한 문헌에 나타난 실내공

기에 대한 쾌적대의 범위는 상대습도가 20%~80%이고 건구온도 23.0℃~25.0℃이다. 설계기준으로는 건구온도 26℃~27℃ 상대습도 50%~60%가 적당함을 알 수 있다.

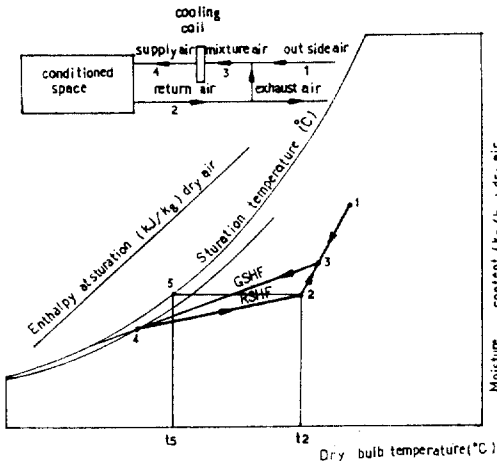
실내의 온습도 조건이 설정되면 설정된 실내 온습도를 유지시키기 위해서는 실내로부터 열을 제거하여야 하는데 이 열량을 실내 냉방부하라 한다. 이 실내 냉방부하를 김주복⁸⁾은 원인별로 전도열량, 일사열량, 극간풍에 의한 열량, 인체열량 및 기기열량으로 분류하고 있다. 실내공기의 건구온도를 일정하게 하고, 습구온도를 높이면 실내 냉방 현열 부하량은 변동이 없고, 총 냉방잠열 부하는 감소하는데 총 잠열 냉방부하중 불변성 요소는 인체 및 기기에 의한 냉방 잠열 부하이다. 이를 표로 간략히 나타내면 Table 1과 같다.

실내 냉방부하가 계산되면 Fig.1과 같이 습공기선도상에 냉방사이클을 구성할 수 있다. Fig.1에서 실내공기의 노점은 5점이고, 이 5점의 건구온도를 실내공기의 노점온도라 한다. 실내로 공급되는 공기의 상태점은 점 4이다. 이 4점은 RSHF 직선과 상대습도 rh 곡선이 만나는 점인데 공급 공기가 상대습도 rh로 되어 냉각코일을 떠난다고 가정한 것이

Table1. Room cooling load

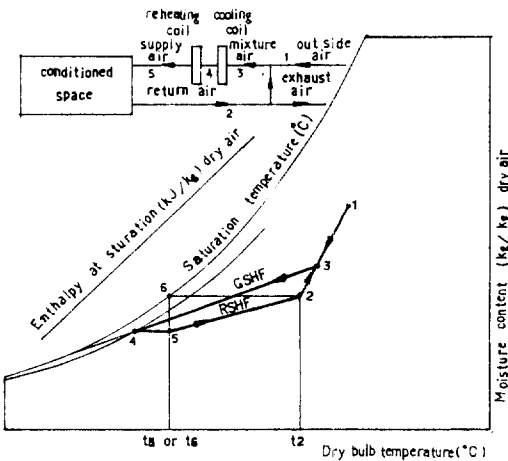
Description	Room cooling load	Room cooling load factor	Symbol	
			Before increasing of room humidity	After increasing of room humidity
Sensible heat gain	Constant	Convection, sun shine, infiltration, person, equipment, lighting fixture	SHG	SHG'
Latent heat gain	''	Person, equipment	LHG _c	LHG _c '
	Variance	Infiltration air	LHG _v	LHG _v '
Total heat gain	Variance	Above all factor	THG	THG'

Note ; 1. Sensible heat gain of convection, sunshine, infiltration, person, equipment and latent heat gain of person and equipment in room cooling load is constant. i. e, SHG = SHG' and LHG_c = LHG_c'.



Number [1, 2, ..., 5]; Condition of wet air

Fig. 1 Cooling cycle which needs reheat without fan



Number [1, 2, ..., 6]; Condition of wet air

Fig. 2 Cooling cycle with reheating coil without fan

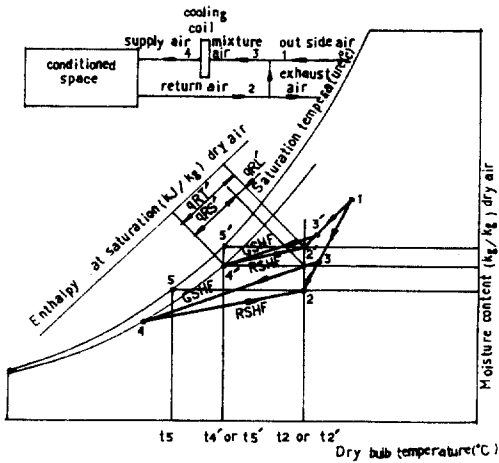
다. 코일출구 공기의 상대습도는 코일의 종류와 열수에 따라 달라지게 되나, Rudoy²⁾에 의하면 상대습도 90% 내외의 값이 가정되기도 하고, 또 김교두⁷⁾에 의하면 바이패스 팩터(by pass factor)에 의한 값이 제시되기도 한다. Fig. 1에서 4점의 건구온도를 취출온도라 하며 실내공기의 건구온도와 취출온도의 차를 취출온도차라 하고 실내공기의 건구온도와 노점 온도의 차를 허용취출온도차라 한다.

Fig. 1의 냉방사이클은 위에서 살펴본 바와 같이 취출공기 온도가 실내공기의 노점온도 보다 낮으므로 취출공기를 재열하여 실내공기의 노점온도가 되도록 냉방사이클을 구성하여야 한다. 이 재열 냉방사이클은 이미 많은 문헌에 소개되어 사용되고 있다. Fig. 2는 Fig. 1의 냉방사이클을 재열냉방 사이클로 구성한 것이다. 이 재열 냉방사이클을 구성하려면 재열코일을 설치하고 재열 에너지를 투입하여 공급공기를 가열하여야 한다. 재열코일의 설치와 재열 에너지의 투입을 없애거나 최소화하는 무재열 냉방사이클이 구성되면 설비비용과 재열 에너지 투입비용을 절감하게 되는데, 이 냉방사이클을 구성하기 위해서는 실내습도의 증가가 불가피해진다. 다행스럽게도 진술한 바와 같이 인간은 습도에 둔감하므로 인체가 민감한 실내 건구온도는 일정하게 두고 습도만을 증가시켜 무재열 냉방사이클을 구성할 수 있다. 그러나, 재열설비비와 재열 투입 에너지를 최소화 하거나, 또는 재열설비나 재열투입이 없는 무재열 냉방시스템을 구성할 목적으로 실내 습도를 증가시키되, 쾌적대를 벗어나지 않는 범위로 한정한다. 이 쾌적대의 범위내에서 실내 습도 증가와 재열이 최소가 되도록 조정된 실내습도 점을 찾아내면 실내 습도 증가에 따른 재질자의 쾌적감 감소를 최소화 하면서 최소의 비용이 소요되는 최적의 냉방사이클을 구성할 수 있다.

이러한 에너지 절약형 무재열 냉방사이클을 최적상태로 구성하려면 최적의 실내습도 상태 점과 실내냉방 부하 및 현열비 그리고 최적의 공급공기 건구온도 등의 미지량을 알아내야 하는데 이러한 미지량을 구하기는 쉽지 않다. 이 미지량을 쉽게 구할 수 있도록 이론과 실제 무재열 냉방사이클에 관해 이론 해석을 행하여 수식을 유도한다.

2.2 이론 무재열 냉방사이클

2.2.1 실내가 완전히 밀폐된 냉방사이클
실 주위를 둘러싸고 있는 건물구조가 완전히 밀폐되어 실외부 공기가 실내로 침입되지



Number [1, 1', 2, 2', ..., 5, 5'];
Condition of wet air

Fig.3 Cooling cycle which needs reheat and needs not reheat without fan (RSHF = constant)

않는 경우의 냉방사이클에 관한 것이다. Fig. 3은 Fig.1의 재열이 필요한 냉방사이클에서 실내 건구온도를 일정하게 하고 실내습도를 적절히 증가시켜 최적의 무재열 냉방사이클을 구성한 것이다. Fig.3을 살펴보면 실내습도가 증가하여도 실내습도를 증가시키지 이전의 실내 현열비 RSHF는 실내 냉방 부하가 변동되지 않으므로 변화가 없다. 그러나 총현열비는 실내 습도가 증가되어 취출공기의 상태가 달라지면 냉각코일과 접촉하지 않고 통과하는 공기량에 대한 총공기량의 비율인 바이패스 팩터 (by pass factor)의 값이 달라져 총현열비 직선 GSHF'은 실내 현열비 RSHF 직선과 임의의 등상대습도 곡선이 만나는 점에서 혼합공기 상태점(3')을 직선으로 연결한 기울기로 변화된다.

이제 조정된 실내습도 상태점을 구하기 위하여 Fig.3으로부터 실내현열비를 나타내면 다음과 같다.

$$RSHF = \frac{q_{RS'}}{q_{RT}} = \frac{t_2' - t_4'}{(t_2' - t_4') + X_2'(2.501 + 1.805 t_2') - X_4'(2.501 + 1.805 t_4')} \dots\dots\dots(1)$$

식 (1)에서 $1.805(X_2' t_2' - X_4' t_4')$ 의 값을 미소하므로 생략하고, $t_2 = t_2'$ 이므로

$$RSHF = \frac{q_{RS'}}{q_{RT}} = \frac{t_2 - t_4'}{(t_2 - t_4') + 2.501(X_2' - X_4')} \dots\dots\dots(2)$$

이 된다. 습도가 최적조건으로 조정된 실내습도 X_2' 은 서정윤⁴⁾에 의하면 포화수증기 분압으로 나타낼 수 있고, Fig.3을 참조하여 구하면

$$X_2' = \frac{0.622 P_{ws5'}}{P_a - P_{ws5'}} \dots\dots\dots(3)$$

이 되고,

$$X_4' = \frac{0.622 \frac{rh}{100} P_{ws5'}}{P_a - \frac{rh}{100} P_{ws5'}} = \frac{0.622 \phi \cdot P_{ws5'}}{P_a - \phi \cdot P_{ws5'}} \dots\dots\dots(4)$$

이 되는데, 여기서 $\frac{rh}{100} = \phi$ 이다.

대기압이 760(mmHg)이고 건구온도가 0 °C~70 °C이면 일반건물의 공기조화 범위이므로 이 범위에서 건구온도와 포화수증기 분압의 관계식을 ASHRAE⁶⁾로부터 인용하여 SI 단위로 나타내면

$$t = 26.1372 + 16.9883 \left(\ln \frac{P_{ws}}{3.386} \right) + 1.0496 \left(\ln \frac{P_{ws}}{3.386} \right)^2 \dots\dots\dots(5)$$

이다. 식(5)의 포화수증기 분압 P_{ws} 대신 Fig. 3의 P_{ws5}' 을 대입하면

$$t_4' = t_5' = 26.1372 + 16.9883 \left(\ln \frac{P_{ws5}'}{3.386} \right) + 1.0496 \left(\ln \frac{P_{ws5}'}{3.386} \right)^2 \dots\dots\dots(6)$$

이 된다. 식(6)을 간단히 나타내기 위하여 함수관계의 기호로 표시하면

$$t_4' = t_5' = f(\ln P_{ws5}') \dots\dots\dots(7)$$

이 된다.

실내습도가 증가되어도 실내 냉방부하에는 변함이 없으므로 실내현열비

$$RSHF = \frac{SHF}{THG} \dots\dots\dots(8)$$

가 된다. 식(2)와 식(8)을 등치하여 정리하면

$$\frac{\text{THG}(t_2 - t_4')}{\text{SHG} \{ (t_2 - t_4') + 2.501(X_2' - X_4') \}} = 1 \quad (9)$$

이 된다. 식(9)에 식(3), (4), (7)을 대입하여 미지수를 단일화하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\text{THG} \{ t_2 - f(\ln P_{WS5}') \}}{\text{SHG} \left\{ \{ t_2 - f(\ln P_{WS5}') \} + 2.501 \times 0.622 \right. \\ \left. 1 / \frac{P_{WS5}'}{P_a - P_{WS5}'} \left\{ 1 - \frac{\phi(P_a - P_{WS5}')}{P_a - \phi \cdot P_{WS5}'} \right\} \right\}} = 1 \quad \dots (10)$$

식(10)에서 Rudoy²⁾는 취출공기의 상대습도를 90% 즉, $\phi = 0.9$ 로 가정하고 있고 실용상 잘못고 있으므로 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\frac{\text{THG} \{ t_2 - f(\ln P_{WS5}') \}}{\text{SHG} \left\{ \{ t_2 - f(\ln P_{WS5}') \} + 2.501 \times 0.622 \right. \\ \left. 1 / \frac{P_{WS5}'}{P_a - P_{WS5}'} \left\{ 1 - \frac{0.9(P_a - P_{WS5}')}{P_a - 0.9 P_{WS5}'} \right\} \right\}} = 1 \quad \dots (11)$$

식(11)에서 THG, SHG, t_2 , P_a 의 값은 이미 정해 놓은 값이므로 알 수 있다. 그러나 P_{WS5}' 의 값은 알 수 없으므로 공기 상태점 5의 포화수증기 분압(Pa)을 P_{WS5}' 의 값으로 식(11)에 대입하기 시작하여 10(Pa)씩 수증기 분압을 증가시켜 대입해서 계산해 나가면 좌변의 값이 우변의 값 1과 같아지거나 근사한 값이 구해진다. 식(11)의 우변의 값과 같거나 근사한 값이 되는 포화수증기 분압의 값은 반복 계산에 의해 구해질 수 있으므로 컴퓨터를 이용하여 계산하면 쉽게 찾을 수 있다. 최적조건인 실내습도점 X_2' 이 구해지면 이 값이 허용실내습도 범위내에 있는지를 확인하여야 하는데 허용범위내에 있으면 무재열냉방 사이클의 구성이 최적조건으로 만족될 수 있으나 허용범위를 초과하는 경우에는 실내습도 허용 한계점을 이용하여 습공기 선도상에 RSHF 등을 도시하여 재열량이 감소된 냉방사이클은 식(11)에 P_{WS5}' 값 대신 실내 허용한계 습도의 수증기 분압을 대입하여 RSHF 즉 SHG/THG의 값을 구하므로써 구성할 수 있다.

2.2.2 실내가 완전히 밀폐되지 않은 냉방 사이클

실 주위의 건물 구조체에 틈이 있어 실외부의 신선한 공기가 실내로 침입하는 경우의 냉방사이클에 관한 것으로, 실내 습도만을 증가시켜 무재열 냉방사이클을 구성코자 한다. 무재열 냉방사이클의 구성은 Fig. 1의 냉방사이클이 Fig. 3의 냉방사이클로 형성되어지나 외기의 침입으로 인해 실내습도가 증가된 이후의 실내현열비 RSHF는 RSHF'로 바꾸어 표기된다.

전술한 2.2.1을 참고하고 RSHF 대신 RS-HF'를 대입 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\text{SHG} [t_2 - f(\ln P_{WS5}') + 2.501 \times 0.622 \\ \frac{P_{WS5}'}{P_a - P_{WS5}'} \left\{ 1 - \frac{0.9(P_a - P_{WS5}')}{P_a - 0.9 P_{WS5}'} \right\}]}{(t_2 - f(\ln P_{WS5}')) [\text{SHF} + \text{LHG}_c + M \{ (t_1 - t_2) + 2.501 (X_1 - X_2) \}]} = 1 \quad \dots (12)$$

식(12)에서 P_{WS5}' 을 구하는 방법은 전술한 2.2.1과 같다.

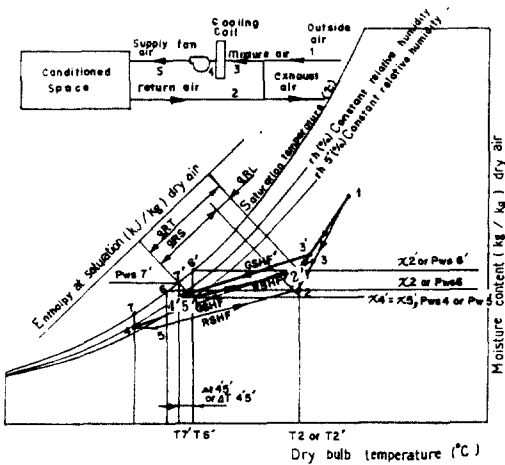
2.3 실제 무재열 냉방사이클

2.3.1 실내가 완전히 밀폐된 냉방사이클

전술한 바와 같이 외기침입이 없는 냉방사이클은 실내습도의 증가에도 불구하고 실내 냉방부하와 실내 현열비가 항상 일정한 불변의 값을 가진다. 2.2.1의 내용과 다른 점은 혼합 공기가 냉각코일을 지나 냉각된 후 흡입형(draw-through type) 송풍기에 의해 가열될 때 현열을 취득하고 덕트가 덕트내 공기온도보다 뜨거운 공간을 횡단하는 경우에 덕트벽으로부터 현열을 취득하는 점이다. 여기서 흡입형 송풍방식을 채택한 이유는 국내외에서 일반적으로 많이 사용되기 때문이다.

ASHRAE⁹⁾에 의하면 대기압 760(mmHg)에서 습공기의 온도가 0°C~200°C인 포화수증기 분압(Pa)은 건구온도(K)에 따라 다음과 같이 나타내 진다.

$$P_{WS} = e^{(-5800.2206/T + 1.13914993 - 0.04860239T + 0.41764768 \times 10^{-4} T^2 - 0.14452093 \times 10^{-7} T^3 + 6.5457693 \ln T)} \quad \dots (13)$$



Number [1, 1', 2, 2', ..., 7, 7'];
Condition of wet air

Fig.4 Cooling cycle which needs reheat and needs not reheat with fan-through fan type)

Fig.4의 가는 실선인 냉방사이클은 재열이 필요한 냉방사이클이고 굵은 실선인 냉방사이클은 재열이 없어지는 점을 포함하는 냉방사이클이다.

식(13)과 Fig.4에서 7' 점의 수증기 분압에 대해 4' 점의 수증기 분압은 상대습도 rh와 관계가 있고 6' 점과 5' 점 그리고 4' 점과 5' 점이 서로 관계가 있는 것을 이용하고 2.2.1의 방법을 사용하면 다음 식이 유도된다.

$$SHG \left\{ (T_2 - T_6') + 2,501 \times 0.622 \cdot \left\{ \frac{f(e^{T_6'})}{P_a - f(e^{T_6'})} - \frac{0.9f(e^{T_6'} - FSHG/Q)}{P_a - 0.9f(e^{T_6'} - FSHG/Q)} \right\} \right\} / (T_2 - T_6') THG = 1 \dots\dots\dots (14)$$

식(14) 좌변의 T_6' 값에 Fig.4의 T_6 의 값을 대입하기 시작하여 재대입할 때 마다 1(K) 씩 증가시켜 대입하여 우변의 값 1과 같아지거나 근사한 값이 될 때 까지 반복 계산한다. 우변의 값과 근사하거나 같아지는 T_6' 의 대입 값이 Fig.4에서 구하고자 하는 T_6' 값이 되며, 송풍기 선도상에서 X_2' 의 값을 찾을 수 있다. X_2' 의 값이 실내습도 허용 범위내에 있으면 폐적조건의 무재열 냉방사이클의 구성이 가능

하나, 허용 범위를 벗어나면 허용 한계습도를 기준으로 하여 재열량이 적은 무재열 냉방사이클의 구성이 가능하다.

2.3.2 실내가 완전히 밀폐되지 않은 냉방 사이클

실내를 둘러싸고 있는 구조체에 틈이 있어 신선 외기가 실내에 침입되는 실제 냉방사이클에 관한 것으로 흡입 송풍기 방식에 의한 무재열 냉방사이클을 고찰한다. 이것은 Fig.4에서 실내습도의 증가에 따라 실내 냉방 부하의 감소가 생기는 것이 본 냉방사이클의 특징이므로, Fig.4의 증가된 실내습도에 대한 실내 현열비 RSHP가 본 냉방사이클에서는 RSHP'으로 바뀌게 된다. 2.3.1을 참고하고 RSHP 대신 RSHP'을 대입 정리하면 다음과 같다.

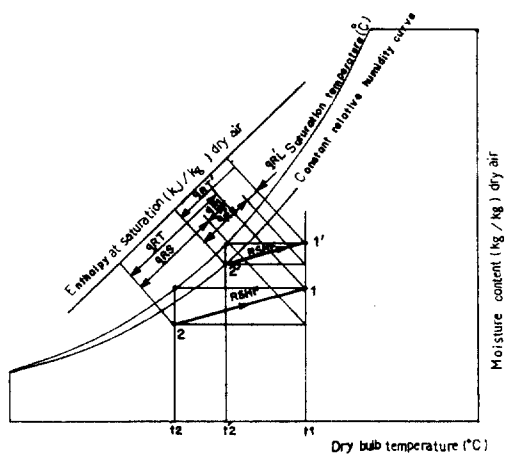
$$SHG \left\{ (T_2 - T_6') + 2,501 \times 0.622 \cdot \left\{ \frac{f(e^{T_6'})}{P_a - f(e^{T_6'})} - \frac{0.9f(e^{T_6'} - FSHG/Q)}{P_a - 0.9f(e^{T_6'} - FSHG/Q)} \right\} \right\} / (T_2 - T_6') [SHG + LHG_C + M(T_1 - T_2) + 2,501(X_1 - X_2)] = 1 \dots\dots\dots (15)$$

식(15)에서 T_6' 의 값을 구하거나 이용하는 방법은 전술한 2.3.1과 같다.

3. 무재열 냉방사이클의 에너지 평가

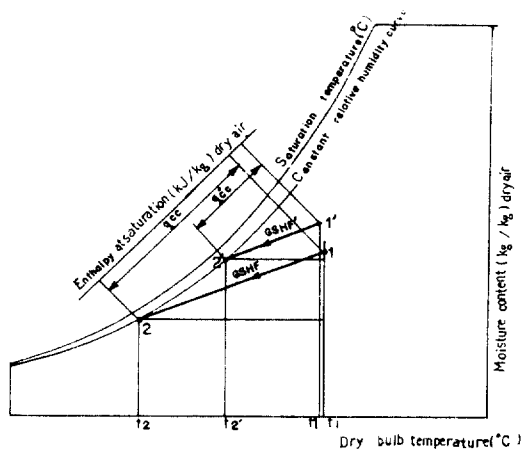
무재열 냉방사이클은 재열 냉방사이클 보다 실내에서 제거되어야 할 냉방 부하가 적다. 그 원인은 실내에 부가되는 재열량과, 실내습도가 증가되므로서 공기조화기를 통하여 냉각 공급되는 외기 잠열냉방부하와 그리고 외기침입에 따른 냉방부하가 감소되기 때문이다. 이와 같은 냉방부하의 감소로 인하여 실내에 공급된 냉풍공기가 흡수 할 열량이 적어지므로 냉각코일의 흡수열량은 적어져서 응축기에서 방출하는 열량과 압축기의 동력이 감소하게 된다. 그러나 실내현열 냉방부하는 일정한데 허용 취출온도의 차가 감소되어 건공기의 단위 중량당 흡수가능 열량이 감소되므로서 냉각코일을 통과하는 공기량은 증가하게 된다.

직접팽창식 냉방시스템에서 무재열 냉방시스템을 구성하면 냉동기용 압축기와 응축기용



Number [1, 1', 2, 2'] : Condition of wet air

Fig. 5 Room sensible heat factor line in re-heating and non-reheating cooling cycle without fan



Number [1, 2, 1', 2'] : Condition of wet air

Fig. 6 Grand sensible heat factor line in re-heating and non-reheating cooling cycle without fan

송풍기의 동력은 감소하나 냉풍을 실내로 공급하는 송풍기의 동력은 송풍기 전압의 변화가 없는 경우 송풍량의 증가로 동력은 증가한다. 이러한 실내 습도의 증감에 따른 전기에너지의 증감을 비교하여 전체 냉방시스템에서 전기에너지가 절약되는지의 여부를 살펴보고자 한다.

Fig. 5는 습풍기전도상에서 재열 냉방사이클

과 무재열 냉방사이클에 대해 Fig. 3을 참고하여 실내에 공급된 냉풍이 실내에서 열을 얻는 과정을 별도로 도시한 것이다. Fig. 6은 재열 냉방사이클과 무재열 냉방사이클에서 혼합공기가 냉각코일에 의해 냉각되는 과정을 나타낸 것이다.

Fig. 5와 Fig. 6을 참고하고 송풍량의 증감에도 송풍기의 효율과 송풍기의 정압이 일정하며 냉동기의 용량 증감에도 냉동기의 기계효율이 일정하고 냉동기와 응축기의 용량 증감에도 성적계수 기계효율 대수평균 온도차 및 송풍기 전압이 일정하다면 또한 재열량의 증감을 전기 히타로 조절한다고 하면 전기 에너지 증감을

$$ESR = \frac{SHG \left(\frac{q_{CC}'}{q_{RS}'} - \frac{q_{CC}}{q_{RS}} \right) \left\{ \frac{1}{\epsilon \cdot \eta_{CM}} + \frac{P_{CO}}{\Delta t_{MC} \cdot \eta_{CO}} \right\}}{SHG \left(\frac{q_{CC}'}{q_{RS}'} \left\{ \frac{1}{\epsilon \cdot \eta_{CM}} + \frac{P_{CO}}{\Delta t_{MC} \cdot \eta_{CO}} \left(1 + \frac{1}{\epsilon \cdot \eta_{CM}} \right) \right\} \right)}$$

$$\frac{\left(1 + \frac{1}{\epsilon \cdot \eta_{CM}} \right) + \frac{P_{SF}}{\eta_{SF}} \left(\frac{1}{q_{RS}'} - \frac{1}{q_{RS}} \right) + (Rht' - Rht)}{\frac{P_{SF}}{\eta_{SF} \cdot q_{RS}}} + Rht$$

..... (16)

이 된다. 최적의 냉방사이클을 구성하기 위해서는 전기에너지의 절감율과 실내의 상대습도 증감에 따른 인체의 쾌적도를 적절히 조화시켜야 한다. 먼저 전기에너지의 증감율과 실내 상대습도의 상관관계를 나타내기 위하여 식(16)에서 실내의 상대습도에 대한 변화는 민감하지 않지만 기후에 따른 냉방장치의 규모나 용량의 결정에 큰 영향을 미치는 인자들을 문헌을 통하여 정리하면 Table 2와 같다.^{4,10,11)}

서정윤²⁾이 예시한 사무소 건물에 대한 전기에너지 증감비율을 식(15)와 Table 2를 이용하여 구하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

- (1) 건물 내외부 및 공기 수송로내에서의 공기는 표준상태이다.
- (2) 기준한 냉방시스템의 장치와 변화된 냉방시스템의 장치 효율은 변함이 없다.
- (3) 냉매 및 공기수송 도중의 열교환이나 누설, 흡입은 없다.
- (4) 실내는 완전밀폐되어 있어 외기의 침입

Table 2. Design factor for optimum cooling system

Nomenclature	Value	Description
$\varepsilon \cdot \eta_{CM}$	5.0 ~ 5.5	Coefficiency of performance × Efficiency of compressor in water chiller
η_{CO}	0.1 ~ 0.5	Efficiency of propeller fan in condenser
η_{SF}	0.45 ~ 0.85	Efficiency of fan in air handling unit. (Multibrade and air foil type).
P_{CO}	150 ~ 200 (Pa)	Total pressure of fan in condenser
P_{SF}	400 ~ 1,200 (Pa)	Total pressure of fan in air handling unit
Δt_{MC}	4.7 °C	Logarithm mean temperature difference (= 40 °C - 35.3 °C = 4.7 °C in Seoul Korea) between inlet air and out air in condenser coil.

Table 3. Design factor in the five selected cases

Nomenclature	Case I	Case II	Case III	Case IV	Case V
$\varepsilon \cdot \eta_{CM}$	5.0	5.1	5.2	5.3	5.5
η_{CO}	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
η_{SF}	0.45	0.55	0.65	0.75	0.85
P_{CO}	150	162.5	175	187.5	200
P_{SF}	400	600	800	1000	1200
Δt_{MC}	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7

이 없다.

(5) 직접팽창식 냉각코일을 사용하며, 응축기는 공기의 현열교환에 의해서만 냉매보유열을 방출한다.

전술한 가정하에서 전기에너지의 증감비를 구하기 위하여 가정한 기본사항은 다음과 같다.

- (1) 건물내 상주인원 : 300인
- (2) 외부 공기상태 : 건구온도 32 °C, 습구온도 27 °C
- (3) 실내 공기상태 : 건구온도 26 °C, 상대습도 50 %
- (4) 신선 외기 도입량 : 300인 × 25 m³/h · 인 = 7,500 m³/h
- (5) 실내 총냉방부하 : 335,000(kJ/h)
- (6) 냉방사이클은 냉각코일에서 얼음이 얼

지 않는 경우로서 실내습도 50%를 중심으로 5%씩 증감시켜 실내의 상대습도의 범위를 35%~80%로 한정한다.

(7) Table 2의 각 인자는 장치용량에 따라 다르지만 큰 순서로 5개의 단계로 나누었다. 이를 표로 나타내면 Table 3과 같다.

(8) 재열은 전기에너지에 의해 이루어진다.

(9) 실내 냉방부하 특성은 다음과 같다.

총 냉방부하 : 335,000 (kJ/h)

현열 냉방부하 : 247,000 (kJ/h)

잠열 냉방부하 : 88,000 (kJ/h)

전술한 가정과 기본사항을 바탕으로 실내현열비

$$RSHF = \frac{247,000}{335,000} \approx 0.737$$

을 습공기 선도상에 냉방사이클을 도시한 후 식(16)의 계산에 필요한 인자들에 대한 값을 구하면 Table 4와 같으며, 기준 냉방사이클과 습도 조정후의 전기재열 에너지를 별도로 구하되 도표로 나타내면 Table 5와 같다.

Table 3과 4 및 5의 값과 실내 현열 냉방부하를 식(16)에 대입하여 전기에너지 증감율을 구하여 그래프로 나타내면 Fig. 7과 같다.

Fig. 7에서 상대습도가 50% 근방인 실내습도에서 에너지 절감이 큰 경우 ASHRAE¹²⁾를 참조한 쾌적도와 전기에너지 증감율을 구하여

Table 4. Governing factor for equation (16), (RSHF = 0.737 ; constant)

Factor of equation (16)	Supply air volume (m ³ /h)		Mixture air dry bulb (°C)	q _{RS'} (kJ/kg)	q _{CC'} (kJ/kg)		
	Relative humidity (%) of room air	Supply air dry bulb (°C)			Supply air volume (m ³ /h)	Entering air specific enthalpy (kJ/kg)	Leaving air specific enthalpy (kJ/kg)
35	9.3	14,790	29.0	16.7	65.0	18.6	46.4
40	11.5	17,030	28.6	14.5	63.5	25.1	38.4
45	13.0	19,000	28.4	13.0	63.5	30.6	32.9
50	14.6	21,670	28.1	11.4	64.0	35.8	28.2
55	16.0	24,700	27.8	10.0	64.2	41.0	23.2
60	17.8	30,120	27.5	8.2	65.1	47.0	18.1
65	18.7	38,000	27.2	6.5	65.8	52.1	13.7
70	21.0	49,400	26.9	5.0	67.2	57.0	10.2
75	22.2	65,000	26.7	3.8	68.6	61.5	7.1
80	23.5	98,800	26.5	2.5	70.5	65.7	4.8

Note : 1. Basic value is room humidity 50%

2. q_{RS} = 11.4. q_{CC} = 28.2

Table 5. Electric reheating energy (RSHF = 0.737 ; constant)

Factor of equation (16)	Specific electrical reheating energy		Rh _t ; Total reheating energy (kJ/kg)	Remarks
	Supply air specific enthalpy (kJ/kg)	Specific reheating energy (kJ/kg)		
35	22.0	3.4	60,340	
40	27.7	2.6	53,100	
45	32.5	1.9	43,320	
50	37.0	1.2	31,200	Basic value
55	41.5	0.5	14,820	
60	47.0	0	0	
65	52.1	0	0	
70	57.0	0	0	
75	61.5	0	0	
80	65.7	0	0	

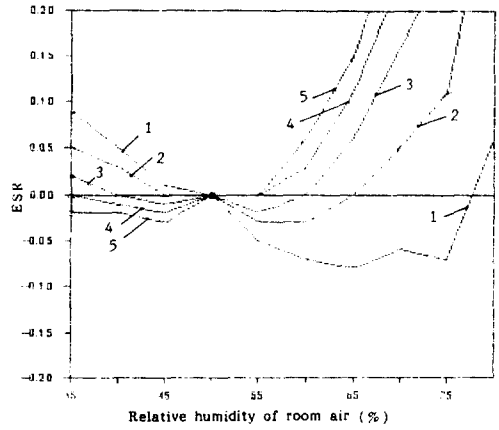
Note : 1. Ref.) Table 4

2. Rht = 31,200

나타내면 Table 6과 같다.

각각의 Case 별로는 실내습도의 상태가 변동되지만 선정된 하나의 Case내에서는 상대습도의 변동에 관계없이 기준 냉방사이클은 동일하므로 각각의 Case내에서 상이한 상대습도를 사용하는 시스템에 대하여는 그의 전기에너지의 증감을 상호 비교할 수 있다.

Table 6에서 각 Case 별로 식(16)의 분모값에 해당되는 전기에너지의 소비량은 서로 다르다. 이 전기에너지의 소비량이 크다는 것은 냉방장치에 소비되는 총체적인 전기에너지가 다른 Case보다 큰 것을 의미한다. Table 6에서 Case V의 냉방장치의 구성이 총체적인 전기에너지 소비가 제일 적다는 것을 의미하지만 소규모 장치에서는 용량이 작아서 급기 송풍기



Number [1, 2, ..., 5] : Case I, Case II, ..., Case 5.

Fig.7 Evaluation of electric energy in cooling cycle(RSHF; constant = 0.737)

Table 6. Optimum energy saving cooling cycles in the selected cases (basic cooling cycle reheating of 50% rh)

Case Description	Case I	Case II	Case III	Case IV	Case V
Room relative humidity (%)	65	60	55	45	45
Energy saving ratio (%)	8	3	2	2	3
Comfort ratio of person (%) (Ref, ASHRAE)(%)	65	75	85	95	95
Consumption of total electric energy * (kJ/kg)	2.6×10^8	1.5×10^8	1.17×10^8	1.01×10^8	0.909×10^8

* ; Basic cooling cycle with reheating of 50% rh.

의 전압이나 효율을 Case V와 같이 구성하기가 곤란하다. 그러므로, Case와 Case 간의 상호비교는 큰 의미가 없지만 Case내의 운용 상태에 대한 상호비교는 그 의미가 깊다. 왜냐하면 Case는 요구되는 용량에 따라 결정되지만 운용 상태에 대한 비교는 에너지의 절감을 초래할 수 있기 때문이다. Case별로 실내 습도를 50%에서 65%까지 증가시키면 최고 8%의 에너지 절감이 가능하지만, 실내 상대

습도가 65%를 초과하면 오히려 전기에너지의 소비가 증가하고 인체의 쾌적감을 감소시킨다.

5. 결 론

본 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 재열 냉방사이클을 무재열 냉방사이클로 구성하고자 할 경우 습공기 선도상에서 작

도에만 의존하던 종래의 방법을 개선하여 해석적으로 구할 수 있도록 수식화하였다.

2) 냉방용 전기에너지를 최소화시킬 수 있는 실내공기 상대습도는 65%였다.

3) 냉방사이클 구성시 사용자의 쾌적도에 따라 설정되는 기준 실내 상대습도와 전기에너지 소모량에 대한 상관관계를 일반적으로 많이 쓰이고 있는 5가지로 나누어 도표로 제시 하므로써 에너지절약 효과를 높일 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 김주목, 최신건축설비 포켓북, 대광서림, pp.186~199. 1974.
2. Rudoy, W., Cooling and heating Load Calculation Manual, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, pp.2.1-6.4, 1979.
3. 이흥주, 김용구, "실내습도 증가를 이용한 재열 냉방사이클의 개선에 관한 연구", 공기조화냉동공학회지, 제16권, 제16호, pp.613~619. 1987.
4. 서정윤, 임장순, 냉동공학, 형설출판사, pp.125~146. 1982.
5. Jaax, M.J., Rohles, F.H., and Springer, W.E., "Thermal Comfort (Thermally Neutral) Condition for Three Levels of Activity", ASHRAE Transactions, Vol.79, Part II, p.52, 1973.
6. Wyon, D.P., Fanger, P.O., Olson, B.W., and Pedersen, C.J.K., "The Mental Performance of Subjects Clothed for Comfort at Two Different Air Temperatures", Ergonomics, Vol.18, No.4, p.359, 1975.
7. 김교두, 표준공기조화, 금탑, pp.62~79. 1985.
8. ASHRAE Hand Book, 1985 Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, pp.6.1-6.20, 1985.
9. ASHRAE Hand Book, 1981 Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, pp.5.2-5.4, 1981.
10. 김교두, 井上宇市外, 建築設備 핸드북(上), 金塔, pp.152~155. 1982.
김효경, "한국의 공기조화설계용 외기조건", 공기조화냉동공학회지, 제1권, 제1호, pp.3~11, 1972.
11. ASHRAE Guide and Data Book, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, p.117, 1963.