

# DOAS/CRCP 시스템 설계

by Jae-Weon Jeong, Ph.D., Associate Member ASHRAE; and Stan Mumma, Ph.D., P.E., Fellow ASHRAE

번역:경 대 호/증신회원(ddhojh@naver.com)

## Abstract

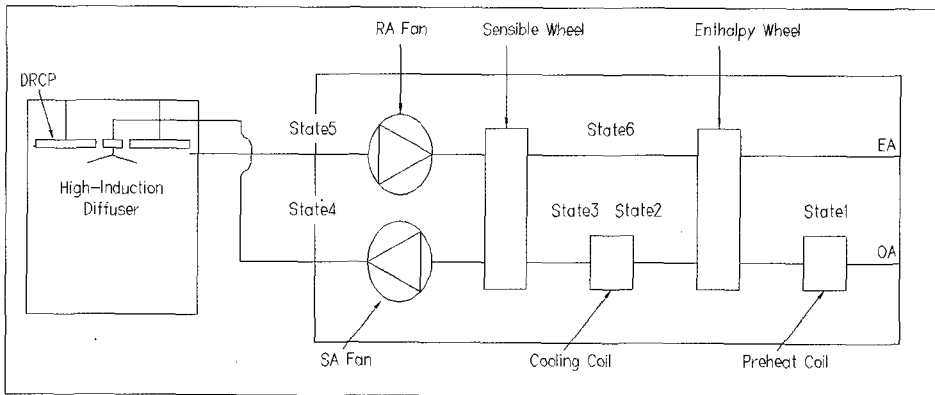
For the Designing a Dedicated Outdoor Air System with Ceiling Radiant Cooling Panels the concept of a dedicated outdoor air system(DOAS) with parallel sensible cooling was born from the decoupled system concept, which can be summarized as decoupling of ventilation and air-conditioning functions, or decoupling of sensible and latent load functions.

First, remove the latent loads from the outside air(OA) intake and generated in spaces using a 100% OA ventilation system(i.e.,DOAS).Second, remove the space sensible loads using a parallel mechanical cooling system, such as fan coil units,

conventional variable air volume, and ceiling radiant cooling panel(CRCP) independent of the ventilation system.

## 서론:

특기할만한 몇 가지 현열 냉각시스템 중에서 Mumma 는 CRCP 가 일반적으로 중요시되는 투자비, 에너지소비, 열적 안정성과 실내 공기질에 있어서 최선의 선택이라고 제시하고 있다. 그림 1에서 DOAS/CRCP 에 대한 조합된 기본적인 계통을 보여 주고 있다. 과거 수십 년간 DOAS/CRCP 시스템의 핵심기술이 각각 발전되어 왔는데 몇몇 장비 제작회사가 미국, 캐나다 및 유럽에 현존하고 있으나 불과 5년 전만 하더라도 확신이 없이 DOAS/CRCP 시



[그림 1]

시스템을 통합하려는 시도가 있었다. 지난 몇 년간 열적 향상과 경제적 이익에 초점을 맞추어 기술적 통합에 노력을 기울여 왔었다. 현재, 엔지니어들은 DOAS/CRCP 시스템이 품질, 과거의 경험적 한계 및 한정적 예산을 바탕으로 한 설계를 강요당하고 있는 실정이다. HVAC 설계자와 시공자는 익숙지 않은 DOAS/CRCP 시스템의 개념에 대해 거부감을 갖고 있어 이를 극복하기 위하여 여기에 간단한 8개의 단계를 제시하고자 한다.

**건축기계설비기술사 (중신회원)**

**[단계-1] 외기 설계조건 결정**

여러 공조시스템 설계 시에 설계용 기후조건은 2005년도 미국공조냉동협회(ASHRAE) 발행 기초편에 3가지의 데이터가 있다.

- (1) 습구온도(WBT)에 상응하는 최대건구온도
- (2) 건구온도(DBT)에 상응하는 최대노점온도
- (3) 건구온도(DBT)에 상응하는 최대습구온도

첫째 데이터는 최대 현열부하를, 둘째 데이터는 최대 잠열부하를, 셋째 데이터는 최대 냉방부하를 계산하는 데 사용된다. 이들 세 데이터 중 하나의 데이터만이 DOAS 설계에 적용되어야 할 것이다. DOAS에서 외기 엔탈피는 여름에는 전열교환기(Enthalpy wheel; 이하 EW)에 의해 감소된다.

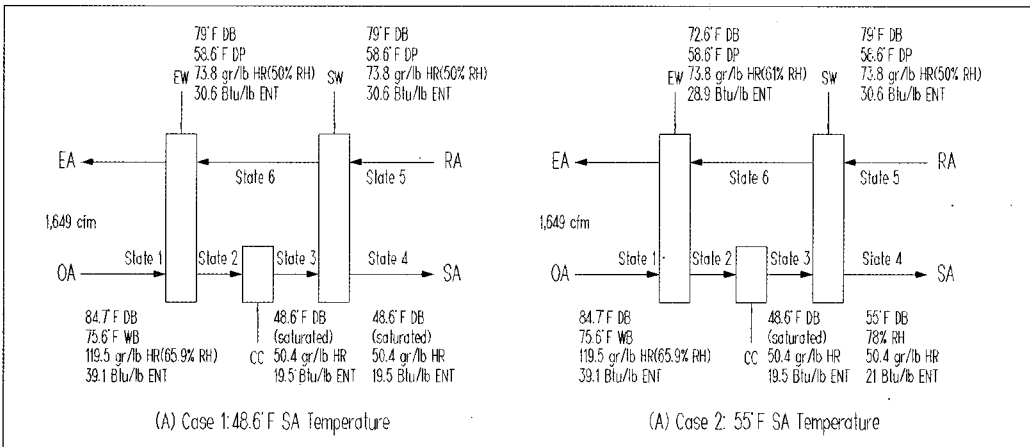
EW은 예냉 및 제습에 의해 외기에 포함된 현열이

나 여분의 습분이 변환되고 있음을 나타낸다. 냉각코일은 전처리 된 EW에 의해 외기엔탈피를 기초로 용량이 결정 된다. 그러므로 외기 설계조건은 적절한 냉각과 제습을 고려한 최대 외기엔탈피에 의해 고려된다(최대건구온도에 대응한 최대습구온도). 테이블 2의 외기 데이터 중 세 번째 데이터인 [24.2℃]WBTT와 [29.3℃]DBTT가 DOAS/CRCP 에 적용되고 있다.

**[단계-2] 공조공간의 조건결정**

공조공간의 조건(건구온도 및 상대습도 등)을 결정하기 전에 먼저 DOAS/CRCP 파넬의 표면온도를 결정하여야 한다. 파넬 표면의 설계온도는 파넬 표면의 결로를 방지하기 위한 노점온도 이상으로 유지되어야 한다. 일반적으로 파넬 표면 온도는 16℃를 적용 한다. 그러므로 공간조건하의 거실의 건구온도는 파넬 표면 온도와 같거나 그 이하여야 한다.

전통적인 냉방설계에서 많은 엔지니어들은 공조공간을 24℃ 건구온도와 50%상대습도를 사용한다. 이 조건은 9.34 g/kg의 습도와 12.9℃의 건구온도와 일치한다. 이 설계조건은 DOAS/ CRCP의 설계조건으로도 적용된다. 그런데 문헌에 의하면 천정 복사 파넬이 냉방용으로 사용될 경우 설계온도인 25℃내지 26℃보다 1℃ 내지 2℃ 높다면 큰 충격 없이 운전온도로 충분히 사용될 수 있다. 운전온도(OT)는 공조공간의 평균 건구온도와 평균 복사온도(MRT)로 요약될 수 있다. 일반적으로 공간의 MRT는 천정 복사



[그림 2]

냉방에 의해 1℃ 내지 2℃ 감소한다. 결과적으로 룸서모스타트는 운전온도의 변화 없이 1℃ 내지 2℃ 더 높게 설정될 수 있다.

더 많은 공간 내 현열부하를 급기에 의하여 필요한 CRCP 지역은 감소될 수 있고 위의 근거에 의하면 26℃ 건구온도와 50%상대습도가 DOAS/CRCP 공간설계조건으로 선정 된다. 그것은 10.54 g/kg의 상대습도와 14.8℃의 노점온도와 일치 된다. 이 거실의 노점온도는 평균 파넬표면온도 16℃보다 낮게 된다. 그러므로 26℃/50%RH의 공간의 조건으로 받아들여진다.

### [단계-3] 각 공간마다 설계 냉방부하와 유효 환기량의 결정

표 1과 예측된 외기조건과 공조공간의 조건에 기초하여 각 공간에 대한 현열과 잠열부하가 계산되어진다. 각 공간의 유효 환기량은 ANSI/ASHRAE Standard 62.1, a class room-for students ages 9 and older-외기 5 L/s.1인당 또는 바닥면적 당(FT<sup>2</sup>) 0.6 L/s을 적용 한다. 테이블3은 대략적인 각 공간의 냉방부하와 환기량을 보여준다. DOAS/CRCP시스템에서 총급기량은 778.6 L/s 이며 정풍속으로 공급하고 오염된 공기는 재순환되지 않도록 한다.

### [단계-4] 급기조건의 결정

DOAS/CRCP시스템에서 급기는 공간의 적정 습도를 유지하는 조건하에서 충분히 제공되어야 한다. 그러나 각 공간의 급기(SA)건조도는 다를 수가 있는데 그것은 현대의 DOAS에 의해 공급되는 잠열이나 급기풍량이 경험적으로 다를 수 있기 때문이다. 결과적으로 DOAS에서 접근하고자 하는 한계 공간은 건조한(최저RH)공간이다. 요구되는 SA의 상대습도 비율은 식-1의 공식에 의해 계산 된다. 최저 습도 비율은 SA습도 레벨에 의해 선택 되어야만 한다.

$$W_{sa} = W_{SP} - \frac{Q_L}{0.68 \times V_{sa}} \quad (식-1)$$

여기서

$W_{sa}$  = SA의 습도량, gr/lb

$W_{SP}$  = 지정 공간의 습도량, gr/lb

$Q_L$  = 공간의 잠열부하, Btu/h

$V_{sa}$  = 급기량, cfm

표 4에서 각 교실의 급기의 습도는 식-1에 의해 계산 된다.

이번 설계에서 한계 공간은 [교실2]인데 건공기인 50.4 gr/lb(7.26 g/kg)로 공급되어야만 한다. 그림 1의 냉각코일은 건공기와 만나는 EW에 의해 전처리된 급기를 냉각하고 제습 한다.포화상태에서 냉각코일을 통과하는 급기는 대략 건구온도 48.6°F(9.2℃)와 습도 50.4 gr/lb(7.26 g/kg)이다. 그림 1의 냉각코일은 SA에 대응하는 EW에 의해 전처리된 SA를 냉각하고 제습한다.포화상태에서 냉각코일을 통과하는 급기는 대략 9.2℃ DBT와 상대습도 7.26g/kg가 된다. 이 온도는 일반적으로 적용되는 설계 급기 DBT 온도인 12.8℃보다 낮은 온도가 된다. 그러나 상대적으로 낮은 공기온도는 재열 없이 유도되는 취출구를 통하여 공조된 공간에 직접 급기될 수 있다. 연구에 의하면 DOAS/CRCP 시스템에서 SA 온도는 고효율유도 취출구에 의해 안정적 온도로 오류 없이 장기간에 걸쳐 7.2℃로 낮게 유지될 수 있었다. 한편 설계자가 높은 SA온도와 DOAS에 근접한 전통적 천정형 취출구를 사용하기를 원한다면 그림 1에서 보여주듯이 전열교환기의 현열에 의해 재열을 할 수도 있다. 현열 전열교환은 회전체에 의해 설계 SA DBT를 유지할 수 있는 것이다. 그런데 각 공조공간에 있어 유효 CRCP의 면적은 필연적으로 증가하는 데 그것은 급기의 현열 냉각용량이 감소하기 때문이다. 본 설계에서 두개의 다른 SA온도가 존재하게 되는 데 (1)고효율 취출구에 의한 9.2 SA DBT(전열교환기의 현열에 의한 재열이 없이)경우와 (2)12.8℃의 전통적인 천정 취출구에 의한 (전열교환기의 현열에 의한 재열이 있는)경우 이다. 이 두 경우에 있어서 SA의 습도는 변화가 없는 데 그것은 전열교환에서 RA를 통한 습분을 회수하지 않기 때문이다. 비근한 예로 회수공기의 습도가 10.54 g/kg이라도 현열,전열교환의 운전에 영향을 미치지 않는다.

회수공기의 건구온도는 26℃에서 22.4℃로 감소하고 그림 2의 [케이스2]에서 보듯이 급기온도는 9.2℃에서 12.8℃이다. 지금까지 설계조건은 그림 2에서와 같이 정리되고 본 설계 예에서는 팬의 발생열은 단순히 취급되어 고려되지 않았다.

유효 냉각코일의 대략적인 설계용량을 어렵잡기 위하여 그림 1의 과정 2에서 EW 이 후의 SA의 조건

은 알 수 있어야 한다. SA DBT 와 HR의 조건으로 통과하는 EW는 공식-2와 3을 사용하여 전열교환기에 공급되는 상태1과 상태6의 SA와 EA의 DBTS 와 HRS 을 알게 되므로써 쉽게 결정된다.

$$T_2 = T_1 - \epsilon_s \frac{(mCp)_{min}}{(mCp)_1} (T_1 - T_6) \quad (\text{식-2})$$

$$W_2 = W_1 - \epsilon_L \frac{m_{min}}{m_1} (W_1 - W_6) \quad (\text{식-3})$$

여기서

<표 1> 공조공간의 기본 설계 데이터

위 치	Williamsport, Pa.
시스템 사양	DOAS/CRCP 시스템 4개의 교실(Class Room)
교실 크기	26.2ft x 26.2ft x 11.5ft
재실 인원	30인(크라스 1) 35인(크라스 2) 28인(크라스 3) 32인(크라스 4)
재실자 발생열	현열 256 Btu/h.인 잠열 205 Btu/h.인
외주벽의 열통과율	123.1Btu/h.°F
지붕의 열통과율	18.9Btu/h.°F
전 등 열	75Btu/FT <sup>2</sup>
태 양 열	9.9kBtu/h.실당
기타 가정치	침입공기 없음 습기 발생원 없음 재실자 외 불고려

<표 3> 각 공간의 냉방부하 및 환기량

	교실 1	교실2	교실 3	교실 4
현열(QS)	23.2 kBtu/h	24.5 kBtu/h	22.7 kBtu/h	23.7 kBtu/h
잠열(QL)	6.1 kBtu/h	7.2 kBtu/h	5.7 kBtu/h	6.5 kBtu/h
재실자	30	35	28	32
필요환기량	318 cfm(인당)	318 cfm(인당)	318 cfm(인당)	318 cfm(인당)
층 당	81 cfm	81 cfm	81 cfm	81 cfm
필요환기량 (각실별 V <sup>SA</sup> )	399cfm	452cfm	378cfm	420cfm
총 SA(V <sup>SA,tot</sup> ) = 1,649cfm				

T1,T2 & T6 는 DBTS 상태 1,2 및 6, °F  
 W1,W2 & W6 는 HRS 상태 1,2 및 6,gr/lb  
 (mCp)<sub>min</sub> 는 SA와 EA,Btu/h.°F에서 최소 용량을  
 m<sub>min</sub> 는 SA와 EA,lb/min에서 최소 통과율  
 ε<sub>s</sub> 는 EW에서의 현열효과  
 ε<sub>L</sub> 는 EW에서의 잠열효과  
 전열교환기를 통과하는 SA와 EA의 조건은 전술한 각 단계에 따라 결정되어지며 나머지 알려지지 않은 현열과 잠열효과는 식-2와 식-3에서 설계되는데 EW의 일반적인 회전수는 20rpm을 초과하지 않는다. EW효과는 제조회사의 시험 데이터나 소프트웨어에 의하는 데 데시칸트 재료, 전열교환기를 통과하는 공기의 조건, 면풍속, 공기순환비율(즉, SA와 RA의 순환비율) 등이다. 일반적으로 카타로그 데이터는 ANSI/ARI Standard 1060-2001, Performance Rating of Air to Air Heat Exchangers for Energy Recovery Ventilation Heat Equipment,에따른 비율로 반영되며, 그러나 제조회사는 비표준 설계조건 하에서 재생산되는 비율에 대하여는 보증을 하지 않는다. 그러나 엔지니어는 EW의 시행에서 비표준조건에 직면했을

<표 2> 설계외기조건(2005년도 ASHRAE-기초편)

	설계조건	엔탈피
최대 건구온도	89.4 °F DB	36.1 Btu/lb
평균 습구온도	72.5 °F WB	
최대 노점온도	72.9 °F DB	38.3 Btu/lb
평균 건구온도	79.9 °F WB	
최대 습구온도	75.6 °F DB	39.1 Btu/lb
평균 건구온도	84.7 °F WB	(선택)

때 보정계수를 고려할 수 있다. EW효과에 대한 설계 조건을 결정함에 있어 그 결과는 냉각코일이나 냉동기 등의 용량을 결정하는 데 결정적이기 때문이다. 설계용 EW효과의 값은 Jeong & Mumma에 의해 개발된 실질적인 EW 효과와 상관관계에 의해 비교할 수 있다. 여기서 현열, 잠열 그리고 실리카겔 또는 Molecular sieve coated EW의 효과로 순환되는 단순한 선형 식으로 제안되며 일반 회전속도에서 6개의 전처리를 포함한 면속도라든가 SA DBT와 RH 및 EA

DBT와 RH 및 공기량을 포함하고 있다. 이 예제에서 보듯이 남겨져 있는 미지의 설계 현열 및 잠열 효과는 표 5에서 보여주듯이 실리카겔이나 Molecular sieve coated EW의 상관관계로 어렵짐작이 가능하다. OA와 EA가 유속비가 1.0이고 전열교환기 인입면풍속이 590 cfm(3 m/s)라는 것을 짐작할 수 있다. 전열교환기에 인입되는 OA와 EA의 온도와 상대습도 값이 [케이스 1] 과제이스 2에서 이미 그림 2의 전 단계에서 그 효과를 어렵잡을 수 있는 것이다.

<표 4> 각 공간에 있어 급기의 습도량

	교실1	교실 2	교실 3	교실 4
잠열(QL)	6.1 kBtu/h	7.2 kBtu/h	5.7 kBtu/h	6.5 kBtu/h
급기량(V <sub>sa</sub> )	399cfm	452cfm	378cfm	420cfm
목표치				
HR(Wsp)	73.8gr/lb	73.8gr/lb	73.8gr/lb	73.8gr/lb
필요SA HR(W <sub>sa</sub> )	51.3gr/lb	50.4gr/lb	51.6gr/lb	51.0gr/lb

\*교실2 는 가장 건조한 급기를 필요로 하는 공간이다.

<표 5> EW(Enthalpy Wheel)효과 값의 설계

		현열효과 $\epsilon_s$	잠열효과 $\epsilon_L$	총괄효과 $\epsilon_T$
실리카 겔	Case 1*	85.6%	83.5%	83.9%
EW	Case 2**	85.6%	83.9%	84.5%
Molecular	Case 1	84.8%	68.5%	71.4%
Sieves EW	Case 2	84.8%	69.2%	74.0%

\*48.6 °F SA 의 경우 \*\* 55°F SA 의 경우

<표 6> CRCP 시스템에서 현열냉방부하

		Classroom 1	Classroom2	Classroom3	Classroom4
Case 1 (T <sup>sa</sup> = 48.6°F)	공간의 현열부하 Load(Q <sup>s</sup> )	23.2kBtu/h	24.5kBtu/h	22.7kBtu/h	23.7kBtu/h
	급기풍량(V <sup>sa</sup> )	399cfm	452cfm	378cfm	420cfm
	SA 냉각용량(Q <sup>sen,sa</sup> )	13.1kBtu/h	14.8kBtu/h	12.4kBtu/h	13.8kBtu/h
	CRCP냉방부하(Q <sup>sen,p</sup> )	10.1kBtu/h	9.7kBtu/h	10.3kBtu/h	10.1kBtu/h
Case 1 (T <sup>sa</sup> = 55°F)	공간의 현열부하 Load(Q <sup>s</sup> )	23.2kBtu/h	24.5kBtu/h	22.7kBtu/h	23.7kBtu/h
	급기풍량(V <sup>sa</sup> )	399cfm	452cfm	378cfm	420cfm
	SA 냉각용량(Q <sup>sen,sa</sup> )	10.3kBtu/h	11.6kBtu/h	9.7kBtu/h	10.8kBtu/h
	CRCP냉방부하(Q <sup>sen,p</sup> )	12.9kBtu/h	12.9kBtu/h	13.0kBtu/h	12.9kBtu/h

표 5에서 보여주듯이 실리카겔로 코팅된 전열교환기는 높은 현열, 잠열 및 총 효과 면에 두 케이스의 경우에서 Molecular sieve EW보다 높은 효과를 보여주고 있다. 결과적으로 2단계 EW이후의 SA DBT와 HR은 그림 3의 각 현열과 잠열의 EW 효과 값으로 [공식-2]와 [공식-3]에 의해 결정 되어진다. 한 편 냉각코일(그림 3의 2단계 및 3단계)전·후 공기의 열역학적 영역은 냉각코일의 설계부하(Q<sub>CC</sub>)가 [공식-4]를 이용하는 등 두 가지 설계케이스가 알려져 있다. 그 두 경우에 있어 냉각코일에 의해 처리된 SA의 평균 밀도(ρ)는 두 케이스에 의해 0.075 lb/ft<sup>3</sup>(1.2 kg/m<sup>3</sup>)으로 예측된다. 결과적으로 유효 냉각코일 용량은 [케이스1]과 [케이스2]에서 각각 91.1 Btu/h 또는 7.6 ton(26.7 kW)와 80.9 Btu/h 또는 6.7 ton(23.7 kW)이다.

$$Q_{CC} = 0.06 \cdot \rho V_{sa,tot} (h_2 - h_3) \quad \text{식-4}$$

여기서

Q<sub>CC</sub> = 유효 냉각코일 용량, kBtu/h

ρ = 평균 습기의 밀도, lb/ft<sup>3</sup>

V<sub>sa,tot</sub> = 총 습기량, cfm

h<sub>2</sub> 와 h<sub>3</sub> = 단계2와3에서 습기 엔탈피, Btu/lb

전 단계에서 검토되었듯이 EA의 흐름은 케이스 2

에서 현열에 의해 냉각되고 한편, 설계 SA DBT 고정점(55°F[12.8°C])을 유지하기 위하여 회수되는 현열에 의하여 재열이 된다.

마침내 [케이스2]에서 취입되는 OA는 케이스1의 비율에 의해 절연교환기에 들어오는 EA의 낮은 온도의 엔탈피에 의해 예냉 되어진다. 그리고 냉각코일 규격은 약 1ton(3.517 kW)감소 한다. 그러나 이 냉각코일 부하의 절약은 CRCP면적의 증가로 상쇄 된다.

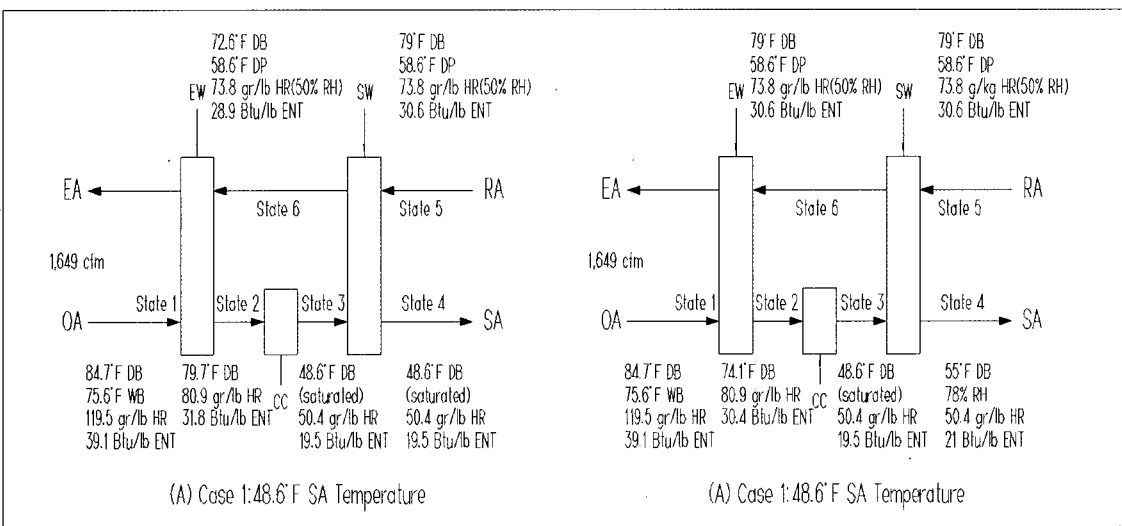
**[단계-6] CRCP 시스템의 현열 냉각부하**

DOAS/CRCP 시스템에서 각 공간에 설치되는 천정 복사판넬은 DOAS로부터 공급되는 습기와 만나지 않는 잔류 현열부하에 적용 되어야 한다. 이 설계 예제에서 각 교실의 설계 현열부하(Q<sub>s</sub>)는 단계-3(표 3)에서 예측되고 있다. SA(Q<sub>sen, sa</sub>)에 의한 현열 냉각은 [공식-5]에 의해 계산 된다. 결과적으로 공간의 현열부하와 SA 냉각용량의 차이는 현열 냉방부하가 각 교실에 설치된 CRCPs에 배분되는 현열냉방부하가 된다.

$$Q_{sen,sa} = 1.08 \times V_{sa} \cdot (T_{sp} - T_{sa}) \quad \text{식-5}$$

$$Q_{sen,p} = Q_s - Q_{sen,sa} \quad \text{식-6}$$

여기서



[그림 3]

$Q_{sen,sa}$  = SA 냉각용량, Btu/h  
 $Q_{sen,p}$  = 파넬의 현열 냉각부하, Btu/h  
 $Q_s$  = 공간의 현열 냉각부하, Btu/h  
 $V_{sa}$  = 공간에서의 SA의 유량, cfm  
 $T_{sp}$  = 공간의 건구온도, °F  
 $T_{sa}$  = SA의 건구온도, °F

표 6에서는 각 공간의 CRCP 시스템에 의해 만나는 현열부하는 존재하게 된다.

기대되는 것처럼 CRCPs는 표 2에서 보다 많은 현열부하를 적용하여야 하는 데 그 이유는 급기(높은 SA의 온도)의 냉각용량이 감소하기 때문이다.

### [단계-7] 파넬 냉각용량의 설계

실전에서는 파넬 면적당(Btu/h.ft<sup>2</sup>[W/m<sup>2</sup>]) 설계 냉각용량은 파넬 메이커의 표준시험규정에 의한 카다로그에 의해 결정되어지는 데 예를 들면 DIN 4715 및 ANSI/ASHRAE Standard 138-2005, Method of Testing for Rating Ceiling Panels for Sensible Heating and Cooling이다. 유니트 파넬의 냉각용량은 거실의 온도와 파넬표면의 온도(평균 기류의 온도)차이에 의한 파넬 메이커의 설계 데이터에서 선택하게 된다.

그런데 표준 시험 참바에 의한 메이커의 데이터는 실제 공간에 설치 후 기계환기와 단열벽의 이상적 조건하에서 테스트 참바 내에 설치된 상태에서 수행된 측정된 실질 용량보다 일반적으로 5% 내지 30% 적게 된다. 결과적으로 필요로 하는 파넬 면적은 과다책정 될 수도 있는 데 CRCP 시스템에서 초기투자와 운전비용이 역시 증가될 수도 있을 것이다.

이러한 CRCP 시스템의 과다설계는 실질 운전조건 하에서 파넬 냉각용량을 예측하므로써 피할 수 있을 것이다. 최근에는 기계환기가 이루어지는 T-bar의 불량한 전통적인 천정재 위에 단열이 이루어진 단위

파넬의 냉각용량이 가변적인 기능을 가진 8가지 안으로 제안되고 있는데, 그 8가지는 다음과 같다.

tube spacing( $\omega$ ), panel thickness( $\delta$ ), panel thermal conductivity(k), panel inlet chilled water temperature ( $T_{in}$ ), room temperature( $T_{sp}$ ), room position(interior or perimeter space with or without fenestration), diffuser discharge air velocity(V) and diffuser characteristic width(W)

[예제]

상부에 단열된 알루미늄 파넬( $\delta=0.04in.$ [0.001m],  $k=137Btu/h.ft.$  [237W/m.°C] w/5.9in[150mm]tube spacing( $\omega$ )로 각 교실에 설치되어 있다고 한다. 그리고 파넬에 공급되는 냉각수 온도는 DPT( $T_{fi} = 59°F$ [15°C]), 공간의 설계온도(TSP = 79°F[26°C])라 한다. 그리고 각 교실 하나의 외벽의 개구부는 교실 전체표면적의 5% 이상으로 한다.

일반적인 취출구 선정 방법으로 2-Way 고효율 디퓨저(W=24in.[0.6m], V=984fpm[5.0m/s])로 케이스 1의 각 교실에 선정되었으며, 2개의 일반적인 사각 디퓨저(W=7.9in.[0.2m], V=590fpm[3.0m/s])는 케이스 2의 교실에 선정되었다. 디퓨저 선정 성능표(ADPI)에 의해 고효율 유도 디퓨저는 95%와 일반 천정형 디퓨저는 85%로 각각 선정되었다. 앞의 설계조건에 의해 각 케이스별 단위파넬의 냉각용량은 메이커의 데이터 및 테이블 기의 자료에 의해 제안된다. 예상대로 기계환기에 의해 파넬 주위의 기류이동으로 실제 운전조건의 대응은 2개의 케이스에 있어 신중한 테스트조건에 의한 메이커의 테스트 데이터 하에서 높은 효율의 파넬 설계 냉각용량이 주어진다.

### [단계-8] 유효 CRCP면적의 계산

각 교실에 유효 CRCP면적( $A_p$ )은 [공식-7]에 의해 쉽게 계산되어지며 [단계7]에서 결정된 단위 파넬 용

<표 7> 파넬 냉각용량의 설계

	Case 1*	Case 2**
Manufacturer's Data	31Btu/h.ft <sup>2</sup>	31Btu/h.ft <sup>2</sup>
Jeong and Mumma's	42Btu/h.ft <sup>2</sup>	32Btu/h.ft <sup>2</sup>
*48.6°C SA DB w/ high induction diffusers	**55°F SA DB w/ conventional ceiling diffusers	

<표 8> 유효 천정 복사 냉각 파넬 면적

Design Capacity	Design Case	Item	Classroom1	Classroom2	Classroom3	Classroom4
Manufacture's Data	Case 1*	Q <sup>SEN,P</sup>	10.1kBtu/h	9.7kBtu/h	10.3kBtu/h	10.1kBtu/h
		q <sub>p</sub>	31 Btu/h.ft <sup>2</sup>	31 Btu/h.ft <sup>2</sup>	31 Btu/h.ft <sup>2</sup>	31 Btu/h.ft <sup>2</sup>
		A <sub>p</sub>	329 ft <sup>2</sup>	319 ft <sup>2</sup>	340 ft <sup>2</sup>	329 ft <sup>2</sup>
		CCR	48 %	46 %	49 %	48%
	Case 2**	Q <sup>SEN,P</sup>	12.9kBtu/h	12.9kBtu/h	13.0kBtu/h	12.9kBtu/h
		q <sub>p</sub>	31 Btu/h.ft <sup>2</sup>	31Btu/h.ft <sup>2</sup>	31 Btu/h.ft <sup>2</sup>	31Btu/h.ft <sup>2</sup>
		A <sub>p</sub>	418 ft <sup>2</sup>	418 ft <sup>2</sup>	428 ft <sup>2</sup>	418 ft <sup>2</sup>
		CCR	61 %	61 %	62 %	61 %
Jeong and Mumma's (2004)Correlation	Case 1	Q <sup>SEN,P</sup>	10.1kBtu/h	9.7kBtu/h	10.3kBtu/h	10.1kBtu/h
		q <sub>p</sub>	42 Btu/h.ft <sup>2</sup>	42 Btu/h.ft <sup>2</sup>	42 Btu/h.ft <sup>2</sup>	42 Btu/h.ft <sup>2</sup>
		A <sub>p</sub>	244 ft <sup>2</sup>	237 ft <sup>2</sup>	253 ft <sup>2</sup>	244 ft <sup>2</sup>
		CCR	35 %	34 %	37 %	35 %
	Case 2	Q <sup>SEN,P</sup>	12.9kBtu/h	12.9kBtu/h	13.0kBtu/h	12.9kBtu/h
		q <sub>p</sub>	32Btu/h.ft <sup>2</sup>	32Btu/h.ft <sup>2</sup>	32Btu/h.ft <sup>2</sup>	32Btu/h.ft <sup>2</sup>
		A <sub>p</sub>	409 ft <sup>2</sup>	409 ft <sup>2</sup>	420 ft <sup>2</sup>	409 ft <sup>2</sup>
		CCR	59%	59 %	61 %	59 %

\*48.6? SA DB w/ high induction diffusers \*\*55°F SA DB w/ conventional ceiling diffusers

량(q<sub>p</sub>)으로 나뉘어지는 현열 냉각부하(Q<sup>SEN, P</sup>)는 [단계6]으로 추정을 할 수 있다.

$$A_p = \frac{Q_{SEN,P}}{q_p} \quad (식-7)$$

여기서

- A<sub>p</sub> = 유효 CRCP 면적, ft<sup>2</sup>
- Q<sup>SEN,P</sup> = 공간의 현열 냉각부하, Btu/h
- q<sub>p</sub> = 파넬의 냉각 용량, Btu/h.ft<sup>2</sup>

**[테이블 8]유효 천정 복사 냉각 파넬 면적**

[테이블 8]에서 보여주듯이 케이스 2는 케이스1에 비교하여 각 교실 복사파넬에 요구되는 것으로 그 이유는 [단계-6]에서 논의된 대로 SA 냉각용량의 감소로 야기된 파넬부하의 증가에 있다.

결과적으로 천정 점유비율(CCR)이 복사파넬에 의해 점유되는 비율이 [케이스 2]에서 더 높다.

케이스1에서는 파넬면적이 12% 내지 13% 정도 줄일 수 있는 데 그 것은 메이커의 신중한 설계용량 대

신에 기계환기에 의한 파넬 용량을 고려하였기 때문이다. 비근한 예로 케이스 2의 재래식 설계조건(케이스2)에서도 1 % 내지 2%의 파넬 면적을 줄일 수 있다. 이것은 아주 작은 절약으로 보이지만 DOAS/CRCP 시스템의 총 초기투자비와 총들은 CRCPs의 비교적 높은 가격 때문에 중요하게 보일 수도 있을 것이다.

**결언:**

본문에서 일반적인 DOAS/CRCP 시스템 설계절차는 간단한 설계 예제를 이용하여 실행하였다. 비록 DOAS/CRCP 시스템의 설계도구로 신뢰할 수 있는 설계 데이터, 여러가지 시뮬레이션 모델 및 더 많은 시스템 설계 가이드는 아직 부족하며, 단순한 8단계로 이루어진 현실적인 설계에서 DOAS/CRCP시스템을 심사숙고하는 엔지니어에 유용하며 품질에 근거한 경험적 범위와 신중한 예측을 가능하게 할 것이다.

\*참고문헌:ASHRAE JOURNAL (October 2006)

Page 56 to 66