

반도체 클린룸용 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 에너지소비량 평가

김 기 철, 송 근 수, 김 형 태, 유 경 훈[†], 신 대 건^{**}, 박 덕 준^{**}
한국생산기술연구원 나노오염제어연구실, ^{*}(주) 대한피엔씨, ^{**}(주) 신성이엔지

An Assessment of Energy Consumption in Steam-Humidification- and Water-Spray-Humidification-Type Outdoor Air Conditioning Systems for Semiconductor Manufacturing Clean Rooms

Ki-Cheol Kim, Gen-Soo Song, Hyung-Tae Kim,
Kyung-Hoon Yoo[†], Dae-Kun Shin^{*}, Dug-Jun Park^{**}

Nanoscale Contamination Control Laboratory, Korea Institute of Industrial Technology(KITECH),
Ansan-si 426-910, Korea

^{*}Daehan PNC Co., Dangjin 343-827, Korea

^{**}Shinsung ENG Co., Seongnam 463-420, Korea

(Received October 30, 2012; revision received December 17, 2012)

ABSTRACT: For a large-scale semiconductor manufacturing clean room, the energy consumed in an outdoor air conditioning system to heat, humidify, cool and dehumidify incoming outdoor air is very large. In particular, the energy requirement to humidify outdoor air in the winter season is generally known to be high. Recently, in order to overcome the high energy consumption nature of a steam generator in a conventional steam humidification type outdoor air conditioning system, an air washer is often introduced instead of the steam generator in the outdoor air conditioning system, which can be called a water spray humidification type outdoor air conditioning system. Therefore, the assessment and comparison of the annual energy consumed in the steam humidification type and the water spray humidification type outdoor air conditioning systems deserves to be examined in order to reduce the outdoor air conditioning load of a clean room. In the present study, a numerical analysis was conducted to obtain the annual electric power consumption of the two outdoor air conditioning systems. It was shown from the comparison of the numerical results that the water spray humidification type outdoor air conditioning system can reduce about 30% of annual electric power consumption of the steam humidification type outdoor air conditioning system.

Key words: Clean room(클린룸), Outdoor air conditioning system(외기공조시스템), Annual energy consumption(연간 에너지 소비량), Steam humidification(증기가습), Water spray humidification(수분무가습)

기 호 설 명

EC : 소비에너지 [kWh]

h : 엔탈피 [kJ/kg]

q : 단위부하당 소비전력 [kW/kW]

RH : 상대습도 [%]

SA : Supply Air

OA : Outdoor Air

T : 온도 [°C]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-8040-6437; fax: +82-31-8040-6420

E-mail address: khyoo@kitech.re.kr

\dot{V} : 체적유량 [m^3/s]
 CMH : 단위시간당 도입 외기량 [m^3/h]

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

c : 냉각
 h : 가열
 sh : 증기가습
 $pump$: 펌프
 fan : 팬
 $DPCR$: 이슬점

1. 서 론

반도체, 디스플레이 등의 첨단전자산업용 대규모 클린룸에서는 클린룸 실내의 청정도 및 양압(positive pressure)을 유지하기 위하여 대량의 외기를 도입하기 위한 외기공조시스템이 필수적으로 운용되고 있다. 이 외기공조시스템은 클린룸 실내를 23°C, 45%RH로 유지하기 위해 도입된 외기를 공조하기 위한 많은 에너지를 소비하고 있고, 그 에너지 소비량은 클린룸 사용면적의 증가와 반도체 집적기술의 고도화에 동반해서 증가하는 추세에 있다. 따라서 첨단전자산업용 클린룸에서 소비되는 공조에너지의 상당부분을 차지하는 외기공조시스템의 에너지소비에 대한 사용효율 증대 및 철저한 사용합리화가 요구되고 있다.⁽¹⁻³⁾

한편, 클린룸 실내의 온도는 드라이코일에 의해서도 제어될 수 있지만, 이 드라이코일은 클린룸 실내의 절대습도를 제어할 수는 없다. 따라서 외기공조시스템은 첨단전자산업용 클린룸 시스템에서 습도를 제어할 수 있는 유일한 수단이기 때문에 이곳에서의 습도 제어는 매우 중요하다. 특히 겨울철에 도입되는 외기를 가습하기 위해 정밀한 습도 제어가 요구되기 때문에 겨울철 도입 외기의 가습 방법으로 보일러를 이용한 증기가습(steam humidification) 방식이 일반적으로 채용되고 있다. 그러나 이 증기가습 방식은 화석연료에 의한 방대한 가열에너지를 소비하고 있고,⁽⁴⁾ 이에 따른 이산화탄소의 배출량도 매

우 높다. 따라서 에너지 소비가 높은 증기가습 방식을 에어와셔(air washer)를 이용한 수분무가습 방식(water spray humidification)으로 대체하려는 다양한 연구들이 수행되었다.⁽⁵⁻¹⁰⁾ 수분무가습은 분무된 물이 공기로부터 증발잠열을 흡수하여 기화되는 방식이기 때문에, 물을 100~120°C의 증기로 만들기 위한 가열 에너지가 불필요하여 증기가습에 비해 에너지 소비가 적다는 장점을 가지고 있다.

반도체 클린룸용 수분무가습 외기공조시스템의 개발은 증기가습 외기공조시스템의 에너지소비량의 절감을 목적으로 하기 때문에, 외기공조시스템의 연간 에너지소비량의 산출이 필수적으로 요구된다. 또한 클린룸 입지 조건이 상이한 경우에 대해서도 동일한 에너지소비량 산출방법의 확립이 필요하다. 그러나 반도체 클린룸의 실제 운전을 통한 연간 에너지소비량의 실측은 많은 비용과 시간이 소모되므로, 수치해석을 통한 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 연간 에너지소비량 평가방법의 개발은 경제적인 관점에서 매우 가치가 있다고 판단된다.

본 연구에서는 우리나라 기흥 지역의 외기 조건을 대상으로 외기량 1,000 m^3/h 의 반도체 클린룸용 외기공조시스템에 대해 전극봉식 증기가습기에 의한 증기가습 방식과 에어와셔에 의한 수분무가습 방식을 채용한 경우에 대한 연간 에너지소비량을 산출하여 비교분석하는 수치해석적 연구를 수행하였다.

2. 수치해석방법

클린룸 실내는 반도체, 디스플레이 제조공정의 최적 조건인 0.0078 kg/kgDA 근처의 절대습도를 가지는 23°C, 45%RH의 조건을 유지하는 것이 매우 중요하다. 이를 위해 외기공조시스템에서는 일반적으로 급기(SA)의 절대습도를 0.0078 kg/kgDA로 고정하고, 클린룸 실내의 발열부하에 따라 급기의 건구온도를 변화시켜 급기 조건을 결정한다. 이를 수치해석에 적용하기 위해 외기공조시스템에서 외기의 상태를 0.0078 kg/kgDA의 절대습도를 가지는 이슬점인 10.4°C, 100%RH로 만드는 것을 기본 방향으로 설정하고 그 다음 그 절대습도선을 따라서 클린룸의 실내 발열부하에 따라 재열의 정도를 결정한다. 본 연구에서는 외기공조시스템 출구의 공기 상태를 12°C, 90%RH의 급기 조건이 되도록 외기공조시스템을 작동하였다.

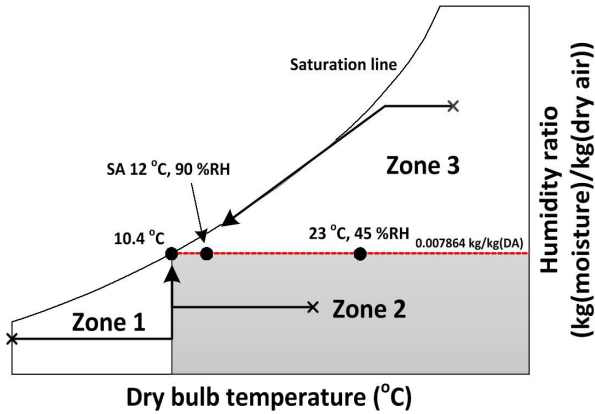


Fig. 1 Schematic diagram of outdoor air conditioning process on psychrometric chart for steam humidification type outdoor air conditioning system.

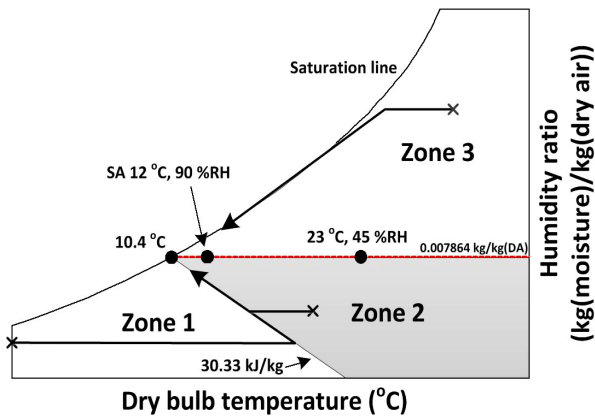


Fig. 2 Schematic diagram of outdoor air conditioning process on psychrometric chart for water spray humidification type outdoor air conditioning system.

본 연구에서는 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 연간 에너지소비량 수치해석을 위하여, Kim et al.⁽⁴⁾의 실험적 연구에서 고려한 전극봉식 증기가습 외기공조시스템과 수분무가습 방식을 채용한 에어와셔 외기공조시스템을 각각 채택하였다. 그 외기공조시스템들의 도입 외기의 엔탈피에 따른 분할 영역(zone) 및 공조프로세스의 개략도가 Fig. 1과 Fig. 2에 각각 도시되어 있다. Fig. 1에서 Zone 1은 동계 모드로서, 외기를 10.4°C까지 예열한 후, 증기가습기를 이용해 외기의 절대습도를 0.0078 kg/kgDA가 되도록 가습, 마지막으로 재열하여 외기가 급기 조건(12°C, 90 %RH)를 만족하게 된다. Zone 2는 중간기 모드로, 외기를 10.4°C까지 냉각한 후, 증기가습기로 가습, 다시 재열하여 급기 조건에

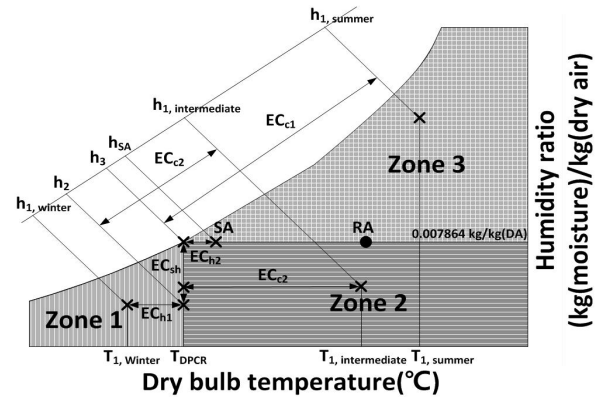


Fig. 3 Schematic diagram of outdoor air conditioning process on psychrometric chart for numerical analysis.

도달하게 된다. Zone 3은 하계 모드로서, 외기를 절대습도가 0.0078 kg/kgDA가 될 때까지 냉각한 후, 재열하여 급기 조건 상태로 만들게 된다. 수분무가습 외기공조시스템의 공조프로세스가 Fig. 2에 도시되어 있는데, 증기가습 외기공조시스템의 경우와 동일하게 Zone 1은 동계 모드, Zone 2는 중간기 모드, Zone 3은 하계 모드로, 각각 증기가습 외기공조시스템의 공조프로세스와 동일한 과정을 거쳐 외기가 급기 조건에 도달하게 된다. 다만 증기가습 대신 수분무가습을 실시하기 때문에, 가습 시의 공조프로세스가 등온선이 아니라 등엔탈피선을 따라 진행된다는 점에서 차이가 있다.

본 연구에서는 연간 에너지소비량을 계산하기 위해 Fig. 1, Fig. 2에 도시된 증기가습 및 수분무가습 공조프로세스를 Fig. 3과 같이 세분화 하였다. 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템에서 동계, 중간기, 하계의 경우에 모두 동일한 전기히터, 냉동기, 전극봉식 증기가습기, 수분무식 가습장치를 사용한다고 가정하였기 때문에, 다음의 식과 단위부하당의 소비전력 데이터를 이용하여 연간 에너지소비량을 계산할 수 있다. 외기공조시스템에서 각 모드별 소비된 에너지를 구하기 위해 사용된 방정식은 다음과 같다.

동계 모드(Zone 1)일 때 소비되는 에너지 :

$$EC_{Zone1} = EC_{h1} + EC_{sh} + EC_{h2} + EC_{pump} + EC_{fan} \quad (1)$$

중간기 모드(Zone 2)일 때 소비되는 에너지 :

$$EC_{Zone2} = EC_{c2} + EC_{sh} + EC_{h2} + EC_{pump} + EC_{fan} \quad (2)$$

하계 모드(Zone 3)일 때 소비되는 에너지 :

$$EC_{Zone3} = EC_{c1} + EC_{h2} + EC_{pump} + EC_{fan} \quad (3)$$

가열부하에 의해 소비되는 에너지 :

$$EC_{h1} = \rho \times \dot{V} \times (h_2 - h_{1,winter}) \div 3600 \times q_h \quad (4)$$

$$EC_{h2} = \rho \times \dot{V} \times (h_{SA} - h_3) \div 3600 \times q_h \quad (5)$$

냉각부하에 의해 소비되는 에너지 :

$$EC_{c1} = \rho \times \dot{V} \times (h_{1,summer} - h_3) \div 3600 \times q_c \quad (6)$$

$$EC_{c2} = \rho \times \dot{V} \times (h_{1,intermediate} - h_2) \div 3600 \times q_c \quad (7)$$

가습부하에 의해 소비되는 에너지 :

$$EC_{sh} = \rho \times \dot{V} \times (h_3 - h_2) \div 3600 \times q_{sh} \quad (8)$$

여기서 EC_{Zone1} , EC_{Zone2} , EC_{Zone3} 은 각 모드별 총 소비전력량을 나타내며, 동계(EC_{Zone1})의 경우에는 $EC_{h1} + EC_{sh} + EC_{h2} + EC_{pump} + EC_{fan}$ 의 에너지, 중간기(EC_{Zone2})의 경우에는 $EC_{c1} + EC_{sh} + EC_{h2} + EC_{pump} + EC_{fan}$ 의 에너지, 하계(EC_{Zone3})의 경우에는 $EC_{c1} + EC_{h2} + EC_{pump} + EC_{fan}$ 의 에너지를 소비한다고 가정하여 외기공조시스템의 연간 에너지소비량을 계산하였다. EC_{h1} 는 동계 모드에서 외기를 급기 공기의 이슬점 온도(T_{DPCR})까지 가열하는데 소비되는 에너지, EC_{h2} 는 외기를 이슬점 온도에서 급기 온도까지 가열하는데 소비되는 에너지를 나타낸다. EC_{c1} 은 하계 모드에서 외기를 급기 공기의 이슬점까지

냉각하는데 소비되는 에너지, EC_{c2} 는 중간기 모드에서 외기를 급기 공기의 이슬점 온도(T_{DPCR})까지 냉각하는데 소비되는 에너지, EC_{sh} 는 동계 및 중간기 모드에서 외기를 급기 공기의 절대습도까지 가습하는데 소모되는 에너지를 나타낸다. 마지막으로 EC_{pump} 는 에어와셔의 물분사를 위해 사용된 펌프의 소비전력을, EC_{fan} 은 송풍기의 소비전력을 나타낸다.

$h_{1,winter}$ 는 동계 모드에서 외기의 엔탈피를 나타내고, $h_{1,intermediate}$ 는 중간기 모드에서 외기의 엔탈피, $h_{1,summer}$ 는 하계 모드에서 외기의 엔탈피를 나타낸다. h_2 는 동계 및 중간기에서 외기가 가열 및 냉각에 의해 급기 공기의 이슬점 온도(T_{DPCR})에 도달하였을 때의 엔탈피, h_3 는 급기(SA) 공기의 이슬점의 엔탈피, h_{SA} 는 급기 공기의 엔탈피를 나타낸다. ρ 는 공기의 밀도(kg/m^3), \dot{V} 는 공기의 체적유량(m^3/h), q_h 는 전기히터의 가열부하당의 소비전력, q_c 는 냉동기의 냉각부하당 소비전력, q_{sh} 는 증기가습기의 가습 부하당의 소비전력을 나타낸다. 하첨자의 숫자 및 SA는 공조프로세스상의 각 위치를 나타내고, 하첨자 h, c, sh는 각각 가열, 냉각, 증기가습을 나타낸다.

수치해석에 사용된 조건 및 상수들을 Table 1에 정리하였다. 도입 외기량은 $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, 공기의 밀도는 $1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ 으로 고정하였다. 전기히터의 가열부하당의 소비전력(q_h), 냉동기의 냉각부하당 소비전력(q_c), 증기가습기의 가습부하당의 소비전력(q_{sh})은 Kim et al.⁽⁴⁾의 연구 결과인 1.24, 0.47, 3.40 kW/kW로 정하였다. h_3 는 10.4°C , 100 %RH의 상태일 때의 엔탈피인 30.33 kJ/kg, h_{SA} 는 급기 조건인 12°C , 90 %RH의 상태일 때의 엔탈피인 31.88 kJ/kg으로 설정하였다. 한편, 수분무가습의 경우에는 등엔탈피 과정을 통한 단열가습이 되기 때문에 가습부하당 소비전력 없이 Kim et al.⁽⁴⁾의 연구에 나와 있는 에어와셔 펌프동력(EC_{pump})을 소비하는 것으로 하였다. 또한, 증기가습 및 수분무가습 외기공조 시스템 모두 송풍기로 인해 소비되는 동력(EC_{fan})을 포함하였다.

Table 1 Numerical analysis conditions and constants

$\dot{V} [\text{m}^3/\text{h}]$	1000
$\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$	1.2
$q_h [\text{kW}/\text{kW}]$	1.24
$q_c [\text{kW}/\text{kW}]$	0.47
$q_{sh} [\text{kW}/\text{kW}]$	3.40
$h_3 [\text{kJ}/\text{kg}]$	30.33
$h_{SA} [\text{kJ}/\text{kg}]$	31.88
$EC_{pump} [\text{kW}]$	Steam humidification : 0 Water spray humidification : 1.47
$EC_{fan} [\text{kW}]$	Steam humidification : 0.26 Water spray humidification : 0.51

3. 결과 및 검토

우리나라 기흥지역에 대한 증기가습 및 수분무가

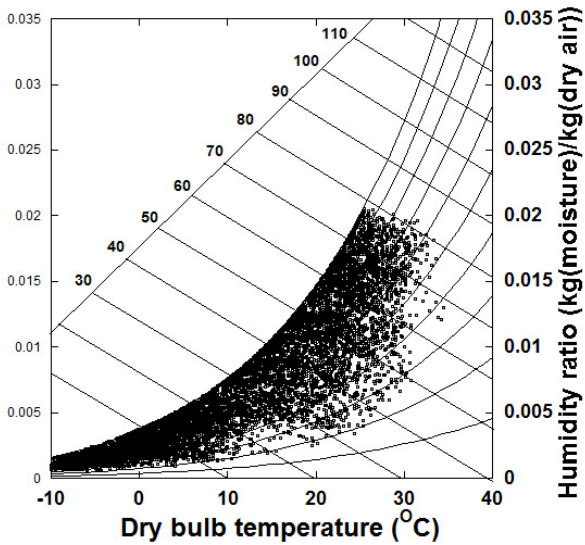


Fig. 4 Annual meteorological data at Giheung in 2010.

습 외기공조시스템의 연간 에너지소비량을 산출하기 위한 수치해석을 실시하였다. 외기(OA) 조건은 Fig. 4에 도시된 바와 같이 우리나라에서 반도체 공장이 집중적으로 배치되어 있는 기흥지역에 대한 2010년도의 1시간 마다의 8,760개의 온습도 기상데이터를 사용하였다.

3.1 수치해석 타당성 검토

우선 본 연구의 수치해석 방법의 타당성을 검토하기 위해 수치해석 결과를 Kim et al.⁽⁴⁾의 실험결과와 비교하여 보았다. 비교에 사용된 실험결과는 증기가습 외기공조시스템의 하계 및 동계 실험결과이며, 하계 실험 시 38°C, 50 %RH, 동계 실험 시 5°C, 10.1 %RH 조건의 외기를 급기 상태인 12°C, 90 %RH로 만들기까지의 공조프로세스와 소비전력량을 수치해석 결과와 비교하여 수치해석의 타당성을 검토하였다. 수치해석에 사용된 설정 값들은 실험 조건들과 최대한 근접하게 하여, 실험과 수치해석의 정확한 비교가 될 수 있게 하였다.

Fig. 5는 증기가습 외기공조시스템의 공조프로세스에 대한 실험 결과와 수치해석 결과를 함께 도시한 것이다. 그림으로부터 실험결과와 수치해석 결과가 미미한 차이는 있으나, 대체로 일치하는 경향을 보여주고 있음을 알 수 있다. 다만 동계의 경우, 수치해석은 재열의 편의성을 위하여 외기를 우선적으로 10.4°C, 100 %RH의 상태로 만드는 것을 기본 방향으로 설정하였기 때문에, 외기를 10.4°C까지 예

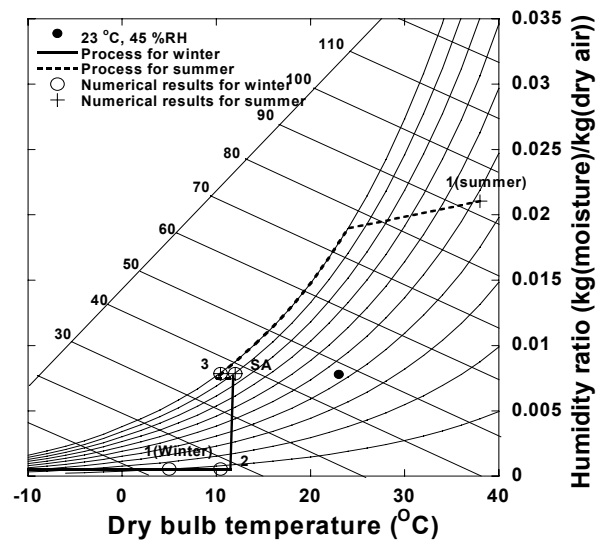


Fig. 5 Feasibility study of numerical analysis.

열을 한 후, 증기가습을 통해 10.4°C, 100 %RH 상태로 만들고, 마지막으로 재열을 하는 공조프로세스를 보인다. 반면 실험에서는 외기를 12°C까지 예열을 하고, 증기가습을 하여 외기가 급기상태로 공조하기 때문에, 재열과정을 거치지 않는다는 차이가 있다. 하지만 이는 단순히 외기를 가열, 가습하는 순서의 차이이기 때문에 소비전력량 값에 주는 영향은 미미하고, 재열을 위해 소비되는 에너지는 예열에 비해 상대적으로 작기 때문에 계산 결과에 거의 영향을 주지 않는다. 따라서 실험에 의한 공조프로세스와 수치해석의 공조프로세스에 미미한 차이는 있지만, 실험과 수치해석의 비교가 충분히 가능하다고 판단된다.

수치해석을 통해 얻은 소비전력량의 정확성을 평가하기 위해 각 공조프로세스를 겪는 동안 소비된 에너지의 실험 결과 값과 수치해석 값을 Table 2에 함께 수록하였다. 총 소비전력량을 살펴보면, 동계의 경우 실험 결과는 23.67 kW, 수치해석 결과는 25.87 kW로 9.29%의 오차로 과대 예측하였고, 하계의 경우 실험 결과는 10.8 kW, 계산 결과는 10.66 kW로 1.3% 과소 예측을 하였다. 표에서 확인할 수 있듯이 동계와 하계 모두 10%의 오차 내에서 소비전력량 값을 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다. 오차의 원인을 분석하기 위해 부분별로 살펴보면, 동계의 경우 증기가습을 위해 소모된 에너지의 차이가 오차의 주요 원인이라는 것을 확인할 수 있다. 증기가습기의 가습부하당의 소비전력이 크기 때문에 실험과 계산 시에 얻은 각 외기 상태점의 엔탈피 차이가 적더라도, 소비전력량을 구하기 위해 엔탈피 차이에 가습부하당 소비전력을 곱하게 됨에 따라 그

Table 2 Comparison of energy consumption of experimental and numerical results

Season	Category	Item	Experimental results	Numerical results
Winter (5°C, 10.1 %RH)	Break-down	Pre-heating(kW)	2.71	2.27
		Steam humidifier(kW)	20.7	22.67
		Reheating(kW)	0	0.67
		Fan(kW)	0.26	0.26
	Total	Power consumption(kW)	23.67	25.87
		Proportion(%)	100	109.29
Summer (38°C, 50 %RH)	Break-down	Cooling coil(kW)	9.97	9.73
		Reheating(kW)	0.57	0.67
		Fan(kW)	0.26	0.26
	Total	Power consumption(kW)	10.8	10.66
		Proportion(%)	100	98.70

차이의 크기가 커지기 때문인 것으로 판단된다. 반면 하계의 경우 모든 항목에서 수치해석과 실험 결과가 비슷한 소비전력량을 보이기 때문에, 수치해석이 소비전력량을 비교적 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

3.2 연간 에너지소비량

우리나라 기흥지역에 대한 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 연간 에너지소비량을 산출하기 위해 Table 1의 조건을 바탕으로 수치해석을 실시하였다. 클린룸은 연간 항시 운전하는 것으로 가정하였으며, 급기 조건은 12°C, 90 %RH로 일정하게 유지되는 것으로 가정하였다. Table 3은 수치해석을 통해 계산된 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 연간 소비전력량을 나타낸 것이다. 표로부터 증기가습 외기공조시스템의 연간 소비전력량은 108,826.4 kWh, 수분무가습 외기공조시스템의 연간 소비전력량은 76,333.3 kWh 임을 알 수 있다. 이는 수분무가습 외기공조시스템이 증기가습 외기공조시스템에 비해 약 30%의 에너지를 절감한 것으로, 수분무가습 외기공조시스템이 증기가습 외기공조시스템에 비해 에너지 절약적인 시스템임을 확인할 수 있다.

세부적으로 살펴보면, 예열에 사용된 에너지는 증기가습의 경우 14985.7 kWh, 수분무가습의 경우 35,401.4 kWh로, 수분무가습 시스템이 증기가습 시스템에 비해 약 2.3배의 예열 에너지를 더 소비하였다. 이 에너지 소비량의 차이는 수분무가습을 사용

함으로써 필연적으로 증가하는 에너지로, 수분무가습 과정을 겪는 동안 감소하는 외기의 현열을 보충하기 위해 소비된 에너지이다. 하지만 가습을 위해 사용된 에너지를 살펴보면, 증기가습의 경우 67,538.1 kWh, 수분무가습의 경우 12,877.2 kWh로 수분무가습 시스템이 증기가습 시스템에 비해 가습을 위해 소비한 에너지가 매우 적은 것으로 나타났다. 이 값의 차이는 앞에서 명시한 예열 에너지의 증가분을 압도하여 전체적으로 외기공조시스템의 소비전력량이 감소하게 된다. 또 Fan을 구동하기 위해 사용된 소비전력량을 보면 증기가습의 경우 2,277.6 kWh, 수분무가습의 경우, 4,467.6 kWh로 수분무가습 시스템이 증기가습 시스템에 비해 약 2배의 소비전력량을 보인다. 이는 수분무가습 외기공조시스템의 경우 증기가습 외기공조시스템에 에어와셔 및 엘리미네이터를 추가로 설치하였기 때문에, 외기공조시스템 전후의 차압이 증가하여 이를 보상하기 위해 증가한 소비전력량이다.

Table 3에 나타나 있는 외기공조시스템에 따른 월별 에너지소비량을 Fig. 6에 도시하였다. 가습이 거의 필요가 없는 5월부터 10월까지의 두 외기공조시스템은 거의 비슷한 에너지소비량을 나타낸다. 하지만 전술한대로 차압의 증가를 보상하기 위한 Fan의 에너지소비량의 증가로 수분무가습 외기공조시스템이 증기가습 외기공조시스템에 비해 약간 높은 에너지소비량을 나타낸다. 하지만 가습량이 많은 11월부터 4월까지의 수분무가습 외기공조시스템이 증기가습 외기공조시스템에 비해 현저히 낮은 에너지소비량을 나타낸다.

Table 3 Annual energy consumption of steam humidification type and water spray humidification type outdoor air conditioning systems

Type	Month	Energy consumption of each air conditioning process						
		EC_{h1} (kWh)	EC_{h2} (kWh)	EC_{c1} (kWh)	EC_{c2} (kWh)	EC_{sh} (kWh)	EC_{fan} (kWh)	EC_{total} (kWh)
Steam humidification	Jan	4630.7	477.2	0.0	0.0	13656.4	193.4	18957.7
	Feb	2626.8	431.0	15.3	26.9	10229.6	174.7	13504.3
	Mar	1845.9	477.2	0.8	9.2	10233.3	193.4	12759.8
	Apr	707.9	461.8	34.9	146.3	7491.3	187.2	9029.3
	May	37.9	477.2	930.3	280.8	1628.0	193.4	3547.7
	Jun	0.0	461.8	2814.6	37.3	115.3	187.2	3616.2
	July	0.0	477.2	4702.1	0.0	0.0	193.4	5372.7
	Aug	0.0	477.2	5305.5	0.0	0.0	193.4	5976.2
	Sep	7.6	461.8	3095.3	63.3	428.4	187.2	4243.6
	Oct	237.1	477.2	784.0	87.8	2786.1	193.4	4565.7
	Nov	1369.8	461.8	11.6	53.9	8693.6	187.2	10777.8
	Dec	3522.1	477.2	1.0	5.5	12276.1	193.4	16475.4
	Total	14985.7	5618.7	17695.4	711.0	67538.1	2277.6	108826.4
Water spray humidification		EC_{h1} (kwh)	EC_{h2} (kwh)	EC_{c1} (kwh)	EC_{c2} (kwh)	EC_{pump} (kwh)	EC_{fan} (kwh)	EC_{total} (kwh)
	Jan	9134.0	477.2	0.0	0.0	1093.7	379.4	11084.4
	Feb	5878.6	431.0	15.1	4.1	987.8	342.7	7659.5
	Mar	5079.2	477.2	0.8	0.2	1093.7	379.4	7030.6
	Apr	2691.0	461.8	34.5	28.0	1058.4	367.2	4640.9
	May	167.2	477.2	925.8	183.8	1093.7	379.4	3227.2
	Jun	1.2	461.8	2807.0	27.6	1058.4	367.2	4723.3
	July	0.0	477.2	4694.0	0.0	1093.7	379.4	6644.3
	Aug	0.0	477.2	5297.4	0.0	1093.7	379.4	7247.8
	Sep	28.3	461.8	3088.2	29.2	1058.4	367.2	5033.0
	Oct	925.3	477.2	778.9	29.9	1093.7	379.4	3684.5
	Nov	3984.8	461.8	11.2	10.4	1058.4	367.2	5893.8
	Dec	7511.7	477.2	1.0	1.2	1093.7	379.4	9464.2
Total	35401.4	5618.7	17653.8	314.4	12877.2	4467.6	76333.3	

3.3 에너지 환산계수(Energy Index)

증기가습 외기공조시스템과 수분무가습 외기공조시스템의 단위 풍량당 소비에너지의 비교를 위해 에너지환산계수를 구하였고, 이를 Table 4에 나타냈다.⁽¹¹⁾ 계산에 사용된 2010년 기흥지역의 연간 총 외기량은 본 연구의 1,000 m³/h의 외기공조시스템에 대해 8,760,000 m³이므로, 이를 이용하여 단위 외기량당 소비전력량을 계산하면 에너지 환산계수의 산

출이 가능하다. 증기가습 외기공조시스템의 에너지 환산계수는 $108,826.4 \text{ kWh} \div 8,760,000 \text{ m}^3 = 0.012423 \text{ kWh/m}^3$ 이고, 수분무가습 외기공조시스템의 에너지 환산계수는 $76,333.3 \text{ kWh} \div 8,760,000 \text{ m}^3 = 0.008714 \text{ kWh/m}^3$ 임을 알 수 있다. 이를 통해 수분무가습 외기공조시스템이 증기가습 외기공조시스템에 비해 동일한 1 m³의 외기를 공조하더라도 0.003709 kWh의 에너지를 절감하여 약 30% 만큼 에너지 절약적임을 알 수 있다.

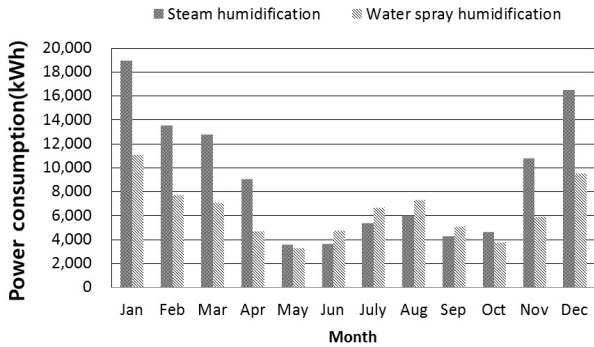


Fig. 6 Monthly energy consumption of steam humidification type and water spray humidification type outdoor air conditioning system.

Table 4 Energy index

Steam humidification [kWh/m ³]	Water spray humidification [kWh/m ³]
0.012423	0.008714

우리나라 기흥지역에서 가동되고 있는 메이저 급 반도체 클린룸의 도입 외기량은 약 16,500,000 m³/h로, 도입 외기량 및 에너지환산계수를 이용해 두 외기공조시스템의 연간 소비전력량 및 에너지 절감량을 산출할 수 있다. 증기가습 외기공조시스템의 경우 연간 소비전력량은 0.012423 kWh/m³ × 16,500,000 m³/h × 8760 h = 1,795.62 GWh/년, 수분무가습 외기공조시스템의 경우 연간 소비전력량은 0.008714 kWh/m³ × 16,500,000 m³/h × 8760 h = 1,259.52 GWh/년으로 산출된다. 이를 통해 증기가습 외기공조시스템을 모두 수분무가습 외기공조시스템으로 대체하였을 경우, 536.10 GWh/년의 에너지를 절감할 수 있는 것을 알 수 있다. 또한 연간 전력절감량에 우리나라의 발전용 연료의 구성에 따른 전력량당 탄소 배출계수인 0.4836 kgCO₂/kWh를 곱하면, 연간 이산화탄소 감축량은 259,257,960 kgCO₂/년이 되어 약 260,000 톤의 온실가스 배출권을 확보할 수 있게 되어, 경제적으로도 유효함을 알 수 있다.

4. 결 론

전극봉식 증기가습기에 의한 증기가습 외기공조시스템과 에어와셔에 의한 수분무가습 외기공조시스템에 대한 공조프로세스 및 에너지소비량을 구하기 위하여 우리나라 기흥지역의 외기 조건을 대상

으로 1,000 m³/h의 외기량에 대한 수치해석을 수행하였다. 얻어진 수치해석 결과를 비교분석하여 다음과 같은 사항들을 관찰하였다.

(1) 본 연구에서 개발된 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 소비전력량 계산을 위한 수치해석 방법은 기존의 실험 결과와 매우 일치하는 계산 결과를 보여주었다.

(2) 도입 외기량 1,000 CMH급 클린룸을 대상으로 수치해석을 실시한 결과, 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 연간 소비전력량은 각각 108,826.4 kWh, 76,333.3 kWh인 것으로 나타났다. 이로부터 수분무가습 외기공조시스템은 증기가습 외기공조시스템에 비해 연간 소비전력량의 약 30%를 절감할 수 있는 에너지 절약적인 시스템임을 확인할 수 있었다.

(3) 각 외기공조시스템의 에너지환산계수를 계산한 결과, 증기가습 및 수분무가습 외기공조시스템의 에너지환산계수는 각각 0.012423 kWh/m³, 0.008714 kWh/m³임을 알 수 있었다.

(4) 기흥지역에서 가동되고 있는 메이저 급 반도체 클린룸의 도입 외기량을 적용하여 수치해석을 실시한 결과, 수분무가습 외기공조시스템이 증기가습 외기공조시스템에 비해 536.10 GWh/년의 에너지를 절감할 수 있음을 알 수 있었다.

(5) 본 연구의 수치해석을 통하여 수분무가습 외기공조시스템이 기흥지역의 증기가습 외기공조시스템을 모두 대체할 경우, 절감되는 에너지소비량 및 이산화탄소 감축량은 경제적으로 매우 유효하다는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 중소기업청이 주관하고 중소기업기술정보진흥원이 지원한 제조현장녹색화기술개발사업 “클린룸 제조환경을 위한 에너지절약형 외기공조기술 개발”과 출연연-중소기업공동기술개발사업 제조현장녹색화기술개발과제 “첨단전자산업을 위한 절전형 열원기술 개발”의 일환으로 수행되었으며, 이에 대해 관계자들에 감사드립니다.

참고문헌

1. Hu, S. C., Wu, J. S., Chan, D. Y. L., Hsu, R. T. C., and Lee, J. C. C, 2008, Power consum-

- ption benchmark for a semiconductor clean-room facility system, *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 1765-1770.
2. Tsao, J. M., Hu, S. C., Chan, D. Y. L., Hsu, R. T. C., and Lee, J. C. C., 2008, Saving energy in the make-up air unit(MAU) for semiconductor clean rooms in subtropical areas, *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 1387-1393.
 3. Babur, N., 2008, Design concepts in air management systems, *Controlled Environments*, September, pp. 10-18.
 4. Kim, H. T., Song, G. S., Yoo, K. H., Son, S. W., Shin, D. K. and Ko. M., 2011, Comparative study on energy consumption of steam humidification type and water spray humidification type outdoor air conditioning systems for semiconductor manufacturing clean rooms, *Transactions of the KSME B*, submitted for publication.
 5. Song, G. S., Yoo K. H., Kang, S. Y., and Son, S. W., 2009, An experimental study on energy reduction of an exhaust air heat recovery type outdoor air conditioning system for semiconductor manufacturing clean rooms, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21, No. 5, pp. 273-281.
 6. Watanabe, T., Fujii, T., Murata, K., and Wada, T., 1998, Removal of chemical components in air by air washer, *Proc. of the 16th Annual Technical Meeting on Air Cleaning and Contamination Control*, pp. 1-4(in Japanese).
 7. Yoshizaki, S., Hasegawa, T., Fujii, M., and Iijima, K., 1999, Removal of chemical compounds from outside air by air washer (part 3) The influence of the temperature and humidity of inlet air on removal efficiency, *Proc. of the 17th Annual Technical Meeting on Air Cleaning and Contamination Control*, pp. 1-4 (in Japanese).
 8. Yamamoto, H., Katsuki, T., Fujisawa, S., Moriya, M., Nabeshima, Y. and Oda, H., 2002, Removal of gaseous contaminants by air washer and development of a heat recovery system, *Technical Report, Seiken Company, Osaka, Japan*, Vol. 2 pp. 19-30(in Japanese).
 9. Yamamoto, H., Katsuki, T., Fujisawa, S., Yosa, K., Nishiwaki, S., Nabeshima, Y., and Oda, H., 2003, Removal of gaseous chemical contaminants as well as heat recovery by air washer (Part 3), *Proc. of the 21st Annual Technical Meeting on Air Cleaning and Contamination Control*, pp. 151-154(in Japanese).
 10. Fujisawa, S., Moriya, M., Yosa, K., Nishiwaki, S., Yamamoto H., Katsuki, T., Nabeshima, Y., and Oda, H., 2002, Removal of gaseous chemical contaminants as well as heat recovery by air washer (Part 2), *Proc. of the 20th Annual Technical Meeting on Air Cleaning and Contamination Control*, pp. 162-165(in Japanese).
 11. Japan Air Cleaning Association Energy saving technical committee, 2007, The energy conversion factors for a semiconductor factory, *Journal of Japan Air Cleaning Association*, Vol. 46, No. 6, pp. 16-28(in Japanese).