

## 스프레드시트 모델을 이용한 비표준 공기상태에서의 국소환기시스템의 설계

조 석 호  
지산전문대학 산업위생과  
(1997년 6월 15일 접수)

### Design of a Local Ventilation System in the Non-Standard Air Condition using the Spreadsheet Model

Seok-Ho Cho  
*Dept. of Industrial Hygiene, Jisan Junior College, Pusan 609-757, Korea*  
(Manuscript received 15 June 1997)

A study on ventilation design using the spreadsheet model is carried out to propose means of available design. A sample of complex ventilation system in the non-standard condition is used to illustrate this spreadsheet model.

In developing the spreadsheet model, this study has attempted to it general by using computational equations and design parameters that can be readily applied to any spreadsheet software. Also, most design data is contained in the spreadsheet template. This template provides the same design information as the ACGIH worksheet, and operates quickly and efficiently, and is flexible enough to use under different conditions.

This spreadsheet model allows the ventilation engineer to design quickly and accurately the ventilation system, without spending too much effort in the design process.

By storing on computer and diskette, the design data computed finally can be used as a permanent record of specific ventilation system, and because of flexibility to be able to design over and over again while making only slight changes to the input data, the spreadsheet model is used availably to accomplish the design optimization by redesign and troubleshooting by review from field measurements.

Also, the spreadsheet model is available for designing ventilation system under different condition or evaluating existing system or design drawing, because changes in the layout or formulae can be readily made to fit the needs of the designer.

**Key words :** Local ventilation system, Spreadsheed model, Non-standard air condition

#### 1. 서 론

유해물질로 오염된 작업환경을 개선하기 위한 공학적인 대책방법 중 산업현장에서 가장 널리 사용되는 것은 환기에 의한 방법이다. 환

기 시스템은 전체환기 시스템(General or dilution ventilation system)과 국소환기 시스템(Local ventilation system)으로 구분된다. 일반적으로 작업환경을 관리하는 데는 전체환기

시스템보다는 국소환기 시스템이 더욱 효과적이다. 국소환기 시스템을 설계하기 위해서는, 먼저 작업공정 등을 고려하여 적절한 후드 형식, 설치 위치, 제어속도 등을 결정하고, 이것을 기초로 하여 필요송풍량을 산출한다. 그리고 나서 취급물질을 고려하여 반송속도를 결정하고 덕트 직경을 산출하며, 작업장의 상태 등을 고려하여 덕트의 설치장소 및 덕트의 길이를 결정한다. 또한, 환경보전법상의 배출허용기준 등을 고려하여 공기정화기를 선정한다. 그리고 나서 환기 시스템에 대한 배치도와 계통도를 작성하고, 시스템의 총압력손실을 계산한다. 그리고 최종적으로 송풍기의 형식과 크기를 결정한다(조석호, 1995; ACGIH, 1995).

이처럼 국소환기 시스템의 설계과정은 매우 복잡하다. 그렇기 때문에 환기 시스템을 수계산으로 설계하는 데는 상당한 노력과 시간이 소요되고 있다. 계산과정 또한 복잡하기 때문에 계산상의 오차도 발생하기 쉬우며, 이것은 작업환경 개선에 악영향을 미칠 수 있다. 따라서 설계에 요구되는 노력과 시간을 경감함과 아울러 계산의 정확성을 확보함으로써 보다 정교한 환기 시스템을 설계하려는 시도가 마이크로 컴퓨터의 발달과 함께 증가되어 왔다.

컴퓨터를 이용한 환기설계는 크게 두 방향으로 연구가 진행되어 왔다. Clapp et al. (1982), Shotwell(1984), Esmen(1986) 등은 FORTRAN, BASIC 등과 같은 컴퓨터 언어를 사용하여 특정 환기시스템의 설계에 관한 소프트웨어를 직접 개발한 연구결과들을 제시하고 있다. 그러나 이들 설계 소프트웨어들은 설계인자나 변수의 변화에 따라 복합적으로 발생하는 환기 시스템 전체에 걸친 설계 결과들을 순간적으로 제공하는 기능들이 미흡했다. 또한, Rennix(1987), Koshland와 Yost(1987) 등은 LOTUS 1-2-3 등과 같은 기존의 스프레드시트 소프트웨어를 이용한 환기설계 방법을 제시하고 있다. 그러나, 이들 또한 유용성면에서 아직 초기단계의 연구에 머물러 있는 실정이다.

국내에서도 최근에 와서 작업환경 개선 문제와 관련하여 환기설계의 전산화에 대한 관심이 고조되고 있는 실정이다. 후드 설계에 관한 연구로는 QUATTRO PRO 스프레드시트를 이용한 연구(윤명조, 1993)와 C-VENT라는 소

프트웨어를 직접 개발한 연구(김태형과 배병훈, 1996)가 있으며, 환기시스템 설계에 관한 연구로는 스프레드시트 모델을 이용한 연구(조석호, 1996)와 VPMC라는 소프트웨어를 직접 개발한 연구(한국 산업안전공단, 1995) 등이 있다.

이처럼 국내외를 통해 두 방향의 연구 흐름이 있지만, 그 중에서 LOTUS 1-2-3, QUATTRO PRO, EXCEL 등과 같은 기존의 스프레드시트를 이용한 환기설계 방법은 방대한 설계자료 및 설계조건들을 스프레드시트 모델에 삽입하는 데 다소 제약이 있음에도 불구하고, 나름대로 장점을 가지고 있다. 즉, 스프레드시트를 이용한 환기설계 방법은 설계용 소프트웨어를 직접 개발하는 경우에 비해 환기설계에 대한 전문적인 지식과 컴퓨터 언어에 대한 깊은 지식을 필요로 하지 않으며, 비교적 짧은 시간 내에 스프레드시트 모델을 만들어 설계를 진행할 수 있다. 또한, 작업장에는 실제적으로 다양한 조건의 환기 시스템이 요구되며 덕트의 배치상태도 다양각색이므로 이런 모든 경우를 다 만족시킬 수 있는 범용 환기설계 소프트웨어를 개발한다는 것은 매우 힘든 실정이다. 따라서, 필요에 의해 환기설계용 소프트웨어나 스프레드시트 모델의 수정이 요구될 수 있다. 그러나 환기설계용 소프트웨어의 프로그램 내용을 수정하는 것은 그것을 개발한 사람이 아니면 쉬운 일이 아니지만, 스프레드시트를 이용한 환기설계는 그 절차와 방법을 한번 터득해 놓으면 시스템 조건이 다양하게 변하더라도 누구나 쉽게 그것을 수정하거나 모델을 다시 만들 수 있으므로 작업장 실정에 적합한 특정 환기시스템을 설계하는 데 매우 유익할 것이다.

따라서, 본 연구에서는 환기설계에 대한 전문지식이 부족하거나 컴퓨터 언어를 잘 모르는 환기설계자들이 효과적으로 설계를 하는 데 도움을 주기 위해 비표준공기상태에서도 이용 가능한 스프레드시트 모델을 개발하고, 유용성면에서 보다 정교한 설계 방안을 제시하고자 한다. 이를 위해, 비표준공기상태를 제공하는 분자관을 포함하고 있는 복합환기 시스템을 하나의 표본으로 하여, 시스템 설계에 필요한 수치값 및 계산식과 이에 관련된 주요 변수들을 스프레드시트 공식으로 변환하는 방법을 제시한다. 이 때, 압력손실을 계산하는 데에는 속도압 방법(velocity pressure method)을 사용하며,

총압력손실을 계산하는 데에는 정압조절평형법(static pressure balance method) 이론을 적용한다. 또한, 환기설계용 스프레드시트 모델의 개발에는 최근에 WINDOW 환경에서 많이 사용되고 있는 EXCEL 소프트웨어를 이용한다.

## 2. 설계이론

### 2.1 외부 설계변수

외부 설계변수는 건습도, 고도 및 온도 변화에 따른 밀도수정에 관련된 변수를 말하며, 환기 시스템의 설계에 들어가기 전에 이에 대한 고려가 있어야 한다.

국소환기 시스템을 설계하기 위해서는 먼저 환기 시스템을 필요로 하는 작업공정과 취급물질을 포함한 운전특성을 고려하여야 한다. 환기 시스템을 설계할 때 이용하는 표 및 그래프에 제시되어 있는 데이터는 표준공기상태하에서 얻어진 것들이다. 표준공기란 온도 21℃, 대기압 760mmHg, 상대습도 50% 상태의 공기를 말한다. 이 때의 공기 밀도는 1.2kg/m<sup>3</sup>이다. 그러므로 밀도는 온도와 습도에 따라 변하며, 또한 대기압은 고도와 관련되므로 밀도는 고도의 영향을 받는다. 따라서, 표준공기상태가 아닌 경우에는 외부 설계변수들의 변화에 의한 밀도수정 계산이 필요하다. 일반적으로 온도가 4.4~37.8℃ 범위에서 변화하고, 고도가 -308.4~+308.4m의 범위에서 변하는 경우에는 표준공기와의 밀도차가 그다지 크지 않으므로 밀도수정을 고려할 필요가 없으며, 또한 온도가 37.8℃ 이하인 경우에는 습도변화에 따른 밀도수정 계산이 불필요하다. 따라서, 이런 경우에는 아무런 수정절차 없이 표준공기상태의 국소환기시스템 설계이론(조석호, 1996)에 의해 설계를 수행할 수 있다. 그러나 공기의 밀도가 표준공기의 밀도와 현저하게 달라지는 경우에는 온도, 습도 및 고도 변화에 따른 밀도수정 계산을 행해야 한다.

통상적으로 대기압은 구체적으로 설명되지 않지만, 시스템이 설치되는 위치의 고도는 알려진다. 광산의 깊은 갱도 속이나 고산지대와 같이 고도 변화를 고려해야 할 장소에서는 대기압 P<sub>b</sub>[mmHg]는 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$P_b = 760 - 0.0926 A \quad (1)$$

단, A ; 고도[m]

습도 변화에 따른 필요한 변수값들은 수작업 설계시에는 당연히 습공기선도로부터 구하는 것이 편리할 것이다. 그러나 컴퓨터를 이용한 설계용 프로그램을 개발하는 데 있어서는 가능한 한 식으로 표시하는 것이 바람직할 것이다. 일반적으로 습공기란 수증기를 포함한 공기를 말한다. 공기 및 수증기의 열역학적 성질은 잘 알려져 있으며, 이것에 의해 공조 및 환기분야에서 취급하는 압력 및 온도의 범위에서는 공기와 수증기는 모두 이상기체로 취급될 수 있다. 또한, 이상기체들의 혼합물인 습공기는 달톤(Dalton)의 법칙을 따르게 된다. 이러한 사실에 의해, 공조분야에서의 습공기 이론은 이상기체 이론에 근거를 두고 있으며, 습공기선도 또한 이러한 이론의 타당성을 뒷받침하고 있다. 그러므로, 습공기가 이상기체로 가정할 수 없을 정도로 고압, 저온이 아닌 한, 습공기의 비체적과 엔탈피를 구하는 이론식은 습공기선도를 이용한 경우와 비교할 때 거의 오차없이 사용될 수 있음은 공조분야에서 널리 알려진 사실이다. 따라서, 본 논문에서는 이론적으로 유도된 공지된 식을 스프레드시트 모델을 개발하는 데 사용한다.

습공기 중에 포함되는 건조공기 1kg당 습공기의 체적인 습공기 비체적 v[m<sup>3</sup>/kg of dry air]는 달톤의 분압법칙으로부터 다음과 같이 쉽게 유도된다.

$$v = 2.15(t_{db} + 273.16) (1 + 1.6055w) / P_b \quad (2)$$

단, t<sub>db</sub> ; 건구온도[℃]

w ; 습도비[kg of H<sub>2</sub>O/kg of dry air]

이 때 습공기 밀도 ρ<sub>moist</sub> [kg/m<sup>3</sup>]는

$$\rho_{moist} = (1 + w) / v \quad (3)$$

이고, 밀도수정인자 DCF는 다음과 같다.

$$DCF = \rho_{moist} / \rho_{STP} \quad (4)$$

단, ρ<sub>STP</sub> ; 표준공기 밀도[= 1.2kg/m<sup>3</sup>]

또한, 습공기의 엔탈피 h[kJ/kg of dry air]는 건조공기의 엔탈피와 수증기의 엔탈피와의 합이며, 엔탈피의 정의는 dh = C<sub>p</sub>dt (단, C<sub>p</sub>는 정압비열)이므로 다음과 같이 쉽게 유도된다.

$$h = 1.0t_{db} + w(2501.3 + 1.86t_{db}) \quad (5)$$

각 후드에 대한 건조공기 질량유량 M<sub>dry</sub>[kg/min]은 표준공기 밀도와 건조공기 체적유량으로부터 다음 식과 같이 계산된다.

$$M_{dry} = \rho_{STP} Q_{dry} \quad (6)$$

단,  $Q_{dry}$ ; 건조공기 체적유량[m<sup>3</sup>/min]

따라서, 실제 체적유량  $Q$ [m<sup>3</sup>/min]은 다음 식과 같이 건조공기 질량유량과 습공기 비체적으로부터 구해진다.

$$Q = M_{dry}V \quad (7)$$

표준공기가 비표준공기와 혼합할 때 두 공기는 질량유량과 같은 혼합비율로 혼합되고, 혼합에 의한 현열량 전체는 변하지 않기 때문에, 혼합공기유동의 건구온도  $t_{db,mix}$ [°C]는

$$t_{db,mix} = (M_1 t_{db1} + M_2 t_{db2}) / (M_1 + M_2) \quad (8)$$

단,  $M_i$ ; 각 공기유동의 질량유량( $i = 1, 2$ ) [kg/min]

$t_{dbi}$ ; 각 공기유동의 건구온도( $i = 1, 2$ ) [°C]

이다. 유사한 방법으로, 혼합 전후의 전체 수증기량은 변화하지 않으므로 혼합공기의 습도비  $w_{mix}$ [kg of H<sub>2</sub>O/kg of dry air]는 다음 식과 같다.

$$w_{mix} = (M_1 w_1 + M_2 w_2) / (M_1 + M_2) \quad (9)$$

단,  $w_i$ ; 각 공기유동의 습도비( $i = 1, 2$ ) [kg of H<sub>2</sub>O/kg of dry air]

이 때 식(8)과 식(9)의 결과치를 식(2)~식(7)에 대입함으로써 새로운 습공기 혼합물의 특성을 계산할 수 있다.

## 2.2 시스템 설계변수

시스템 설계변수는 덕트를 통한 속도압 및 압력손실과 부가적인 입구, 엘보 및 접합 손실 등의 계산에 관련된 변수를 포함한다. 덕트는 그 단면의 형상에 따라 원형관, 방형관 및 신축형관으로 나누어지지만, 원형관은 유속분포가 균일하여 배기효율이 가장 좋아서 가장 많이 사용되고 있으며, 방형관과 신축형관의 경우에도 원형관의 설계이론을 간단히 확장할 수 있기 때문에, 본 논문에서는 원형관의 경우에 한정하여 설계이론을 기술하고자 한다.

총압력손실을 계산하기 전에 송풍량과 반송속도로부터 덕트의 직경  $d$ [cm]을 계산한다.

$$d = 100\{4Q / (60\pi V_i)\}^{1/2} \quad (10)$$

단,  $V_i$ ; 최소 반송속도[m/s]

따라서, 덕트의 단면적  $A_d$ [m<sup>2</sup>]은

$$A_d = \pi(d/100)^2/4 \quad (11)$$

이고, 실제 덕트속도  $V_d$ [m/s]는

$$V_d = Q / (60A_d) \quad (12)$$

이다. 이 때 실제 덕트속도가 최소 반송속도보다 작을 때는 덕트직경을 약간 작게 하여 식

(11)과 식(12)에 의해 덕트 단면적과 덕트속도를 다시 계산해야 한다. 덕트속도가 정해지면 덕트 속도압  $VP_d$ [mmH<sub>2</sub>O]는

$$VP_d = DCF\{1.2 V_d^2 / (2g)\} \quad (13)$$

단,  $g$ ; 중력가속도[m/s<sup>2</sup>]

이다.

만약 시스템이 슬로트를 가진다면, 슬로트 속도  $V_s$ [m/s]는

$$V_s = Q / (60A_s) \quad (14)$$

단,  $A_s$ ; 슬로트 단면적[m<sup>2</sup>]

이며, 슬로트 속도압  $VP_s$ [mmH<sub>2</sub>O]은 다음과 같다.

$$VP_s = DCF\{1.2V_s^2 / (2g)\} \quad (15)$$

또한, 플레넘 손실계수  $f_p$ 는 슬로트 유입손실계수  $f_{sc}$ 와 가속손실계수  $f_{sa}$ 의 합으로 나타난다. 즉,

$$f_p = f_{sc} + f_{sa} \quad (16)$$

여기서, 슬로트 유입손실계수는 보통 1.78이며, 가속손실계수는 슬로트속도가 덕트속도보다 크면 1.0이고 그렇지 않으면 0이다. 따라서, 플레넘 정압손실  $SPL_{plenum}$ [mmH<sub>2</sub>O]은 다음 식에 의해 계산된다.

$$SPL_{plenum} = f_p VP_s \quad (17)$$

또한, 후드의 경우에도 속도압당 후드유입손실 HL, 즉 후드 손실계수는 후드 유입손실계수  $f_{hc}$ 와 가속손실계수  $f_{ha}$ 의 합으로 나타난다. 즉,

$$HL = f_{hc} + f_{ha} \quad (18)$$

여기서, 후드 유입손실계수는 후드의 형상에 의해 좌우되며, 가속손실계수는 슬로트속도가 덕트속도 이하이거나 슬로트가 없는 경우에는 1.0이고 그렇지 않으면 0이다.

한편, 길이 1m당 직관 마찰손실계수  $f_d$ 는

$$f_d = \{76.46 / (10d)^{1.22}\} (VP_d^{0.95} / VP_d) \quad (19)$$

이며, 속도압당 직관손실 DL은 다음과 같다.

$$DL = f_d l \quad (20)$$

단,  $l$ ; 직관 길이[m]

또한, 엘보손실계수  $f_e$ 는 ACGIH(1995)에서 제시한 값을 사용하며, 이 때 속도압당 엘보 손실 EL은

$$EL = f_e n_e \quad (21)$$

단,  $n_e$ ; 엘보의 수

이다. 분지관 손실계수  $f_b$ 는

$$f_b = 0.0625\theta / 10 \quad (\text{단, } \theta \leq 45^\circ) \quad (22.a)$$

혹은

$$f_b = \sin\theta(0.35 + 0.65\sin^8\theta) \quad (22.b)$$

이고, 이 때 속도압당 분지관 유입손실 BL은 다음과 같이 구해진다.

$$BL = f_b n_b \quad (23)$$

단,  $n_b$ : 분지관의 수

덕트 시스템에 확대나 수축이 있을 때 정압의 회복이나 손실이 일어난다. 확대의 경우 정압회복량  $SPR_{cm}$ [mmH<sub>2</sub>O]은

$$SPR_{cm} = SP_2 - SP_1 = R_f(VP_1 - VP_2) = R_f(1 - B^4)VP_1 \quad (24)$$

단,  $SP_1$ : 상류측 정압[mmH<sub>2</sub>O]

$SP_2$ : 하류측 정압[mmH<sub>2</sub>O]

$VP_1$ : 상류측 속도압[mmH<sub>2</sub>O]

$VP_2$ : 하류측 속도압[mmH<sub>2</sub>O]

$R_f$ : 정압회복계수[ACGIH(1995)]

$B$ : 하류측 직경에 대한 상류측 직경의 비  
이므로 속도압당 정압회복 ER은

$$ER = R_f(1 - B^4) \quad (25)$$

이다. 축소의 경우 정압감소량  $SPL_{co}$ 은

$$SPL_{co} = SP_1 - SP_2 = (1 + L_f)(VP_2 - VP_1) \\ = (1 + L_f)(B^4 - 1)VP_1 \quad (26)$$

단,  $L_f$ : 압력손실계수[ACGIH(1995)]

이므로 속도압당 정압감소 CL은

$$CL = (1 + L_f)(B^4 - 1) \quad (27)$$

이다.

또한, 속도압당 배기구 손실 EL, 즉 배기구 손실계수는 ACGIH(1995)에서 제시한 값을 사용하며, 기타 속도압당 특수부속손실 FL이 있다면 이것도 고려해야 한다.

따라서, 각 분지관의 어떤 구간에서의 정압손실  $SPL_{duct}$ [mmH<sub>2</sub>O]은 속도압당 손실을 합하여 덕트 속도압을 곱함으로써 계산된다. 즉,

$$SPL_{duct} = (HL + DL + EL + BL + CL \\ + EL + FL - ER) VP_d \quad (28)$$

또한, mmH<sub>2</sub>O 단위로 계산된 다른 손실들은 중대한 덕트높이 변화 혹은 유체가 압력강하를 겪는 데 원인이 되는 공기정화기 혹은 분지관에서의 다른 장치에 관련된다.

공기정화기의 운전압력강하  $SPL_{clean}$ [mmH<sub>2</sub>O]는

$$SPL_{clean} = (Q/Q_{rated})^2 SPL_{rated} DCF \quad (29)$$

단,  $Q_{rated}$ : 규정유량(표준상태)[m<sup>3</sup>/min]

$SPL_{rated}$ : 규정압력손실(표준상태)[mmH<sub>2</sub>O]식 (29)는 사이클론과 같은 많은 형식의 공기정화기에 대해 적절하다. 하지만 다른 공기정화기들의 압력강하는  $Q$ 에 비례한다. 덕트의 높이 변화로부터의 손실  $SPL_z$ [mmH<sub>2</sub>O]는 다

음과 같다.

$$SPL_z = 10^3 Z \rho_{moist} / \rho_{water} \quad (30)$$

단,  $Z$ : 높이 변화[m]

$\rho_{water}$ : 물의 밀도 (=10<sup>3</sup>kg/m<sup>3</sup>)

따라서, 각 덕트의 총정압손실  $SPL_{total}$ [mmH<sub>2</sub>O]는 플레넘 정압손실, 덕트 정압손실, 공기정화기 손실, 덕트 높이변화에 기인한 손실 및 기타 정압손실(특수부속 손실, 합류부의 가속에 의한 부가적 손실 등)을 모두 합함으로써 구해진다. 즉,

$$SPL_{total} = SPL_{plenum} + SPL_{duct} + SPL_{clean} \\ + SPL_z + SPL_{other} \quad (31)$$

단,  $SPL_{other}$ : 기타 정압손실[mmH<sub>2</sub>O]

한편, 누적정압  $SP_{cum}$ [mmH<sub>2</sub>O]는 송풍기 입구쪽 덕트에서는 대기압보다 총정압손실에 해당하는 값만큼 적어지므로 (-)값으로 나타나지만, 송풍기 출구쪽 덕트에서는 대기압보다 총정압손실에 해당하는 값만큼 많아져야 하므로 (+)값으로 나타난다. 이것을 절대압력으로 나타내면, 덕트구간 끝에서의 절대정압  $ASP_{duct\ end}$ [mmHg]는 다음과 같다.

$$ASP_{duct\ end} = ASP_{duct\ start} (SPL_{total} / 13.6) \quad (32)$$

단,  $ASP_{duct\ start}$ : 덕트의 출발점 압력[mmHg]

덕트구간 끝에서의 절대정압은 계속되는 덕트구간에 대한 입력압력으로 사용되며, 그 시스템의 압력손실에 기인한 밀도변화를 설명하는 수단이 된다.

총압력손실을 계산하는 방법은 크게 정압조절평형법과 저항조절평형법이 있다. 본 연구에서는 합류점으로 유입되는 모든 분지관의 손실이 일치되도록 보정하여 합류점의 정압이 같아지도록 하면서 전체의 압력손실을 계산하는 정압조절평형법을 사용한다. 총압력손실 계산은 먼저 압력손실이 가장 큰 분지관에 연결된 후드에서 시작하여, 분지관에서 주관으로 그리고 주관의 한 끝에서 다른 부분으로 진행하여 송풍기 입구까지 수행된다. 그러나, 송풍기 출구쪽 덕트의 압력손실 계산은 배기구 출구에서 시작하여 송풍기 출구까지 거슬러 수행된다. 이처럼 총압력손실을 계산할 때 분지관이 또 다른 덕트와 합류하는 경우 그 합류점에서의 누적정압은 서로 같아야 한다.

통상적으로 합류부에서 두 분지관 사이의 정압비가 1.05 이내일 때는 더 큰 손실을 가진 덕트의 정압(지배정압)에서 유로들이 완전한 평

형상태에 있는 것 처럼 취급되므로 어떠한 재 계산도 필요하지 않다. 만약 정압비가 1.05~1.20일 때는 손실이 작은 분지관의 공기유량을 다음 식에 의해 증가시킴으로써 정압평형을 얻을 수 있다. 즉, 교정송풍량  $Q_{\text{correction}}[\text{m}^3/\text{min}]$ 은

$$Q_{\text{correction}} = Q_{\text{design}} (SP_{\text{gov.}}/SP_{\text{cum.}})^{1/2} \quad (33)$$

단,  $Q_{\text{design}}$ : 설계송풍량 $[\text{m}^3/\text{min}]$

$SP_{\text{gov.}}$ : 지배정압 $[\text{mmH}_2\text{O}]$   
이 된다. 만약 정압비가 1.2 이상인 경우에는 덕트 중 어느 하나의 직경이나 길이 등의 재설계가 필요하다.

주관속으로 분지관의 흐름이 합류할 때 합류관의 유속이 각 분지관의 유속보다 더 큰 경우가 종종 발생한다. 이 때 합류관의 속도압과 두 관의 합성속도압(resultant velocity pressure) 사이의 차이가 2.54mmH<sub>2</sub>O 미만일 때는 무시되어도 좋으나, 그 이상일 때는 증가된 속도에 의한 운동에너지의 증가로 인해 부가적인 정압손실이 발생하므로 수정계산이 필요하다.

수정계산은 먼저 합류관의 유사속도(pseudo velocity)에 의해 계산된 합성속도압을 구함으로써 달성된다. 즉, 합성속도압  $VP_r[\text{mmH}_2\text{O}]$ 은

$$VP_r = [(Q_1 + Q_2)/(242.2(A_{d1} + A_{d2}))^2] \quad (34)$$

단,  $Q_i$ : 각 분지관의 송풍량( $i = 1, 2$ )  $[\text{m}^3/\text{min}]$   
 $A_{di}$ : 각 분지관의 단면적( $i = 1, 2$ )  $[\text{m}^2]$

이며, 가속작용에 의해 부가되는 정압손실  $SPL_m[\text{mmH}_2\text{O}]$ 은 다음과 같다.

$$SPL_m = VP_m - VP_r \quad (35)$$

단,  $VP_m$ : 합류관 속도압 $[\text{mmH}_2\text{O}]$

분지관이 주관에 연결되는 이들 합류부에서, 그 합류부에서의 건조공기의 전 질량유량이

계산된다. 질량유량을 처리함으로써 일정한 건조공기 질량유량이 시스템의 모든 부분에서 보장되고 질량평형이 보장된다. 이들 값들은 2.1절에서 설명한 바와 같이 그 합류부에서의 온도와 습도의 함수인 실제 체적유량으로 변환된다.

송풍기 입구 및 출구측의 총압력손실 계산이 끝나면 실제 송풍기전압  $TP_f[\text{mmH}_2\text{O}]$  및 송풍기정압  $SP_f[\text{mmH}_2\text{O}]$ 를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$TP_f = (SP_{\text{out}} - SP_{\text{in}}) + (VP_{\text{out}} - VP_{\text{in}}) \quad (36)$$

단,  $SP_{\text{in}}$ : 송풍기 입구정압 $[\text{mmH}_2\text{O}]$   
 $SP_{\text{out}}$ : 송풍기 출구정압 $[\text{mmH}_2\text{O}]$   
 $VP_{\text{in}}$ : 송풍기 입구 속도압 $[\text{mmH}_2\text{O}]$   
 $VP_{\text{out}}$ : 송풍기 출구 속도압 $[\text{mmH}_2\text{O}]$

$$SP_f = (TP_f - VP_{\text{out}}) \quad (37)$$

따라서, 송풍기의 실제 축동력  $L_s[\text{kw}]$ 은

$$L_s = Q TP_f / (6120\eta_f) \quad (38)$$

단,  $\eta_f$ : 송풍기 전압효율  
이며, 실제 전동기 동력  $L_d[\text{kw}]$ 은

$$L_d = a L_s \quad (39)$$

단,  $a$ : 여유율  
이다. 그러나, 비표준공기에서 운전될 송풍기를 표준공기 평가 테이블로부터 선정하기 위한 등가 송풍기전압  $TP_{\text{equi.}}[\text{mmH}_2\text{O}]$ 와 등가 송풍기정압  $SP_{\text{equi.}}[\text{mmH}_2\text{O}]$ 는 다음과 같다.

$$TP_{\text{equi.}} = TP_f / \text{DCF} \quad (40)$$

$$SP_{\text{equi.}} = SP_f / \text{DCF} \quad (41)$$

또한 등가 축동력  $L_{s_{\text{equi.}}}[\text{kw}]$ 과 등가 전동기 동력  $L_{d_{\text{equi.}}}[\text{kw}]$ 도 다음과 같이 계산된다.

$$L_{s_{\text{equi.}}} = L_s / \text{DCF} \quad (42)$$

$$L_{d_{\text{equi.}}} = L_d / \text{DCF} \quad (43)$$

### 3. 스프레드시트 모델

Table 1. Hood design data

Hood identification	1	2
Desceiption	Dryer hood	Slot hood
Altitude [m]	0	0
Dry bulb temperature [°C]	200	21
Wet bulb temperature [°C]	53	
Moisture removed [kg/hr mmH <sub>2</sub> O]	190	
Humidity ratio [kg H <sub>2</sub> O/kg dry air]	0.04	0.00785
Slot area [m <sup>2</sup> ]		0.1008
Dry air volume flow rate [m <sup>3</sup> /min]	66	31
Hood entry loss factor	0.29	0.25

스프레드시트 모델을 이용한 비표준 공기상태에서의 국소환기시스템의 설계

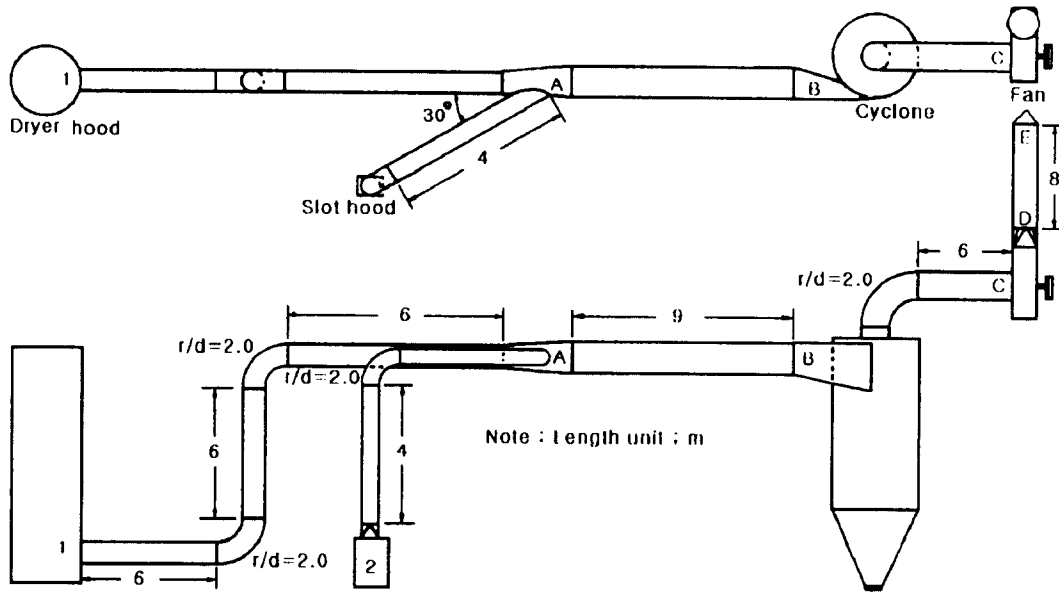


Fig. 1. Schematic of ventilation system.

3.1 환기시스템

국소환기시스템의 설계과정 중 후드 형식의 선정으로부터 환기시스템에 대한 계통도를 작성하는 단계까지는 수작업으로도 비교적 쉽게 설계를 진행할 수 있다.

따라서, 본 논문에서 스프레드시트 모델을 적용하기 위해 수작업 설계에 의한 후드의 설계자료를 Table 1과 같이 잡았으며, 이것을

기초로 하여 작성된 환기시스템의 배치도와 계통도는 Fig. 1과 같다.

1번 후드는 건조 작업공정용 후드로서 건구 온도 200℃, 습구온도 53℃이고, 수증기 발생량이 190kg/hr이며, 이 때 후드의 송풍량은 66m<sup>3</sup>/min이 된다. 2번 후드는 용접 작업공정의 용접대 측면에 설치된 길이 0.96m, 폭 0.105m인 슬로트형 후드로서 송풍량은 31m<sup>3</sup>/

Table 2. System characteristics for each duct

Duct segment identification		1-A	2-A	A-B	B-C	D-E
Minimum transport velocity [m/s]		18	15	18	18	18
Straight duct length [m]		18	8	9	6	8
Duct elevation change [m]		6	6	0	0	8
Elbows	number and angle	2-90°	1-90°		1-90°	
	curvature, r/d	2.0	2.0		2.0	
Entries	number and angle		1-30°			
Enlargement ducts	taper angle					
	diameter ratio					
Contraction ducts	taper angle					
	diameter ratio					
Air cleaner	type				cyclone	
	rated volume flow rate [m <sup>3</sup> /min]				160	
	rated pressure drop [mmH <sub>2</sub> O]				80	
Exhaust stack	type					weather cap
	condition, h/d					1.0

min이다. 따라서, 이 환기시스템은 스프레이 건조기 후드를 포함하고 있으므로 설계 계산 시 고온공기와 수증기로 인한 밀도변화의 영향을 고려해야 한다. 또한 계통도의 자세한 정보는 Table 2에 나타낸 시스템 특성자료와 같으며, 이것은 수작업으로 계산되거나 테이블로부터 선정된 값들로서 스프레드시트 모델에 직접 입력해야 할 값들이다.

3.2 스프레드시트 구조 및 프로그램 개발  
 LOTUS 1-2-3, QUATTRO PRO, EXCEL 등의 스프레드시트는 열과 행의 포맷을 사용한 소프트웨어로서 열과 행의 각 교차점은 그 열과 행에 의해 식별되는 셀(cell)이라는 공간으로 정의된다. 본 논문에서는 Excel 소프트웨어를 국소환기 설계에 사용한다. 스프레드시트의 각 열은 분지관, 주관 단면(공기정화기 포함) 혹은

Table 3. Translation of tabular data and equations into spreadsheet formulae

	A	B	
1	DUCT DESIGN SPECIFICATIONS	*****	
2	Duct segment identification	1-A	Table 2
3	Altitude [m]	0	Table 1
4	Abs. pressure at duct start [mmHg]	= 760-0.0926*B3	Equ. (1)
5	Dry bulb temperature [°C]	200	Table 1
6	Humidity ratio [kg H2O/kg dry air]	0.04	Table 1
7	Humid air volume [m3/kg dry air]	= 2.15*(B5+273.16)*(1+1.6055*B6)/B4	Equ. (2)
8	Moist air density [kg/m3]	= (1+B6)/B7	Equ. (3)
9	Density correction factor	= B8/1.2	Equ. (4)
10	Enthalpy [kJ/kg dry air]	= 1*B5+B6*(2501.3+1.86*B5)	Equ. (5)
11	Dry air volume flow rate [m3/min]	66	Table 1
12	Dry air mass flow rate [kg/min]	= 1.2*B11	Equ. (6)
13	Actual volume flow rate [m3/min]	= B7*B12	Equ. (7)
14	Minimum transport velocity [m/s]	18	Table 2
15	Duct diameter [cm]	= INT(SQRT(4*B13/(60*PI()*B14))*100)	Equ. (10)
16	Duct area [m2]	= PI()* (B15/100)^2/4	Equ. (11)
17	Actual duct velocity [m/s]	= B13/(60*B16)	Equ. (12)
18	Duct velocity pressure [mmH2O]	= B9*(1.2*B17^2/(2*9.81))	Equ. (13)
19	SLOT/PLENUM LOSS	*****	
20	Slot area [m2]	0	Table 1
21	Slot velocity [m/s]	= IF(B20=0.0,B13/(60*B20))	Equ. (14)
22	Slot velocity pressure [mmH2O]	= B9*(1.2*B21^2/(2*9.81))	Equ. (15)
23	Slot entry loss factor	= IF(B21=0.0,1.78)	
24	Slot acceleration loss factor	= IF(B21>B17,1.0)	
25	Plenum loss factor	= SUM(B23:B24)	Equ. (16)
26	Plenum static pressure [mmH2O]	= B25*B22	Equ. (17)
27	HOOD AND DUCT LOSS FACTORS	*****	
28	Hood entry loss factor	0.29	Table 1
29	Hood acceleration loss factor	= IF(B21<=B17,1.0)	
30	Straight duct length [m]	18	Table 2
31	Duct friction factor	= (76.46/(10*B15)^1.22)*(B18^0.95/B18)	Equ. (19)
32	Number of elbows	2	Table 2
33	Elbow curvature, r/d	2	Table 2
34	Elbow loss factor	= LOOKUP(B33, ("r/d", 1.25, 1.5, 1.75, 2.2, 2.5, 2.75, "fe", 0.55, 0.39, 0.32, 0.27, 0.26, 0.22, 0.26))	ACGIH (1995)
35	Number of entries	0	Table 2
36	Branch entry angle [degree]	0	Table 2
37	Branch entry loss factor	= 0.0625*B36/10	Equ. (22)
38	Enlargement taper angle [degree]	0	Table 2
39	Diameter ratio of enlargement duct	1	Table 2



스프레드시트 모델을 이용한 비표준 공기상태에서의 국소환기시스템의 설계

배기구를 나타낸다. 각 행은 시스템 요소의 특성, 운전상태 혹은 설계 계산 등에 관련된 라벨(label), 공식 혹은 수치값을 나타낸다.

일반적으로 첫번째 열의 각 행에 라벨을 먼저 기입한다. 그리고, 두번째 열의 위에서 아래로 계산을 행하고 그 다음 열에서 같은 방법

으로 계산을 수행하도록 한다. 이 때 수치값이 발생될 때 그것들은 연속적인 수학적 연결고리를 형성하면서 다른 셀안으로 놓여지도록 프로그래밍한다.

Table 1 및 Table 2의 자료와 앞의 설계이론에 관련된 계산식들을 스프레드시트에 설정하

Table 3. (Continued)

40	Enlargement regain factor	=LOOKUP(B38, {"angle", 0.5, 7, 10, 20, 30, 40, 50, 60; "Rf", 1.0, 83, 0.78, 0.72, 0.56, 0.42, 0.28, 0.13, 0})	ACGIH (1995)
41	Contraction taper angle (degree)	0	Table 2
42	Diameter ratio of contraction duct	1	Table 2
43	Contraction loss factor	=LOOKUP(B41, {"angle", 0.10, 20, 30, 40, 50, 60, 90, 120; "Lf", 0.0, 0.05, 0.06, 0.08, 0.1, 0.11, 0.13, 0.2, 0.3})	ACGIH (1995)
44	Condition of exhaust stacks(h/d, etc.)		
45	Exhaust stack loss factor		
46	DUCT LOSS	*****	
47	Hood entry loss per VP	=SUM(B28:B29)	Equ. (18)
48	Straight duct loss per VP	=B30*B31	Equ. (20)
49	Elbow loss per VP	=B32*B34	Equ. (21)
50	Branch entry loss per VP	=B35*B37	Equ. (23)
51	Contraction SP loss per VP	=(1+B43)*(B42^4-1)	Equ. (27)
52	Exhaust stack loss per VP		
53	Special fitting loss per VP	0	
54	Enlargement SP regain per VP	=B40*(1-B39^4)	Equ. (25)
55	Subtotal duct loss per VP	=SUM(B47:B53)-B54	
56	Subtotal duct loss (mmH2O)	=B55*B18	Equ. (28)
57	Air cleaner type		
58	Rated volume flow rate (m3/min)		
59	Rated pressure drop (mmH2O)		
60	Operating pressure drop (mmH2O)		
61	Duct elevation change (m)	6	Table 2
62	Loss from elevation change (mmH2O)	=1000*B61*(B8/1000)	Equ. (30)
63	Other losses (mmH2O)	0	
64	Total duct loss (mmH2O)	=SUM(B26, B56, B60, B62, B63)	Equ. (31)
65	Cumulative static pressure (mmH2O)	=-B64	
66	Abs. pressure at duct end (mmHg)	=B4-(B64/13.6)	Equ. (32)
67	Governing static pressure (mmH2O)		
68	Corrected volume flow rate (m3/min)		
69	Resultant velocity pressure (mmH2O)		
70	FAN PERFORMANCE	*****	
71	Actual fan total pressure (mmH2O)		
72	Actual fan static pressure (mmH2O)		
73	Actual shaft horsepower (kw)		
74	Actual motor horsepower (kw)		
75	Equivalent fan total pressure (mmH2O)		
76	Equivalent fan static pressure (mmH2O)		
77	Equivalent shaft horsepower (kw)		
78	Equivalent motor horsepower (kw)		

Table 4. Correction of spreadsheet formulae for each duct

	D	E	F	
4	=MIN(B66,C66)	=D66		
5	=(B12*B5+C12*C5)/(B12+C12)	=D5	=E5	Equ. (8)
6	=(B12*B6+C12*C6)/(B12+C12)	=D6	=E6	Equ. (9)
11	=B68+C11	=D11	=E11	
45			=LOOKUP(F44,("h/d",0.45,0.5,0.55,0.6,0.65,0.7,0.75,1;"EL",2,1.73,1.56,1.41,1.3,1.22,1.18,1.1))	ACGIH (1995)
52			=F45	
60		=(E13/E58)^2*E59*E9		Equ. (29)
63	=IF(D18-B69<2.54,0,D18-B69)			Equ. (35)
65	=B67-D64	=D65-E64	=F64	
66			=F4+(F64/13.6)	Equ. (32)

Table 5. Spreadsheet formulae for branch entries to main duct

	B	
67	=MIN(B65,C65)	
68	=IF(B67/B65<=1.05,B11,IF(B67/B65)=1.2,"Redesign",B11*SQRT(B67/B65)))	Equ. (33)
69	=(D13/(242.2*(B16+C16)))^2	Equ. (34)

는 방법은 대략 다음과 같다.

① Table 3과 같이 열 A의 각 행에 환기 설계에 필요한 라벨을 입력하고, 열의 폭을 조정한다.

② Table 3과 같이 열 B의 각 행에 후드 1 및 덕트 1-A에 관련된 수치값(Table 1 및 Table 2)과 설계 계산식을 입력하고, 열의 폭을 조정한다.

③ 나머지 열(C~F)에 열 B를 복사하고, 각 덕트 구간에 따른 설계 수치값을 수정 입력한다.

④ 열 D, E, F에 각 덕트 구간에 따른 설계식을 Table 4와 같이 수정하거나 새로 입력한다.

⑤ 연결부 지배정압, 교정송풍량, 합성속도 압 등의 계산과 이에 관련된 다른 조정을 ACGIH 워크시트(ACGIH, 1995)에서와 같은 방식으로 행한다. 즉, 덕트 1-A와 2-A 구간 중 총정압 손실이 작은 구간, 즉 누적정압이 큰 구간쪽에 Table 5와 같이 계산식을 입력한다. 이 때 B68 혹은 C68셀에 Redesign라는 메시지가 나타나면, B15 혹은 C15 셀에 덕트 직경을 직접 입력한다.

⑥ 이미 계산식이 입력되어 있는 셀에 오류 메시지가 나타나면, 해당 셀 혹은 참조 셀에 데이터를 직접 입력한다.

⑦ 송풍기 유효전압, 유효정압, 송풍기 축동

Table 6. Spreadsheet formulae for fan performance

	F	
71	=(F65-E65)+(F18-E18)	Equ. (36)
72	=F71-F18	Equ. (37)
73	=E13*F71/(6120*0.7)	Equ. (38)
74	=1.2*F73	Equ. (39)
75	=F71/E9	Equ. (40)
76	=F72/E9	Equ. (41)
77	=F73/E9	Equ. (42)
78	=F74/E9	Equ. (43)

력, 전동기 동력 등의 계산식을 Table 6과 같이 입력한다. 본 논문에서는 송풍기 효율 70%, 전동기 동력의 여유율 1.2를 사용한다.

⑧ 스프레드시트의 계산값들은 소수 4자리까지 나타내도록 셀폭을 설정한다.

이상과 같은 방법으로 개발된 최종적인 환기 설계용 스프레드시트 모델은 Table 7과 같다. 테이블에서 각 열의 34행, 40행, 43행과 셀 B 68 및 F45에서는 셀폭 범위내에서 스프레드시트 공식이 일부만 나타나 있지만, 나머지는 숨겨진 상태로 존재한다.

#### 4. 결과 및 고찰

Table 8은 스프레드시트 모델에 의해 본 연구에서 고려한 국소환기시스템(Fig.1과 Table 1, 2)에 대한 최종 설계결과를 나타낸 것이다. 결과치 중 ( )로 표시된 값은 EXCEL 스프레드

스프레드시트 모델을 이용한 비표준 공기상태에서의 국소환기시스템의 설계

Table 7. Template of spreadsheet model for ventilation design

DUCT DESIGN SPECIFICATIONS	1 - A	2 - A	A - B	B - C	D - E
Duct segment identification	1 - A	2 - A	A - B	B - C	D - E
Altitude [m]	0	0		+D66	0
Abs. pressure at duct start [mmHg]	+780-0.0026 * B3	+780-0.0026 * C3	+MIN(B66,C68)	+D5	+780-0.0026 * F3
Dry bulb temperature [°C]	20.0	21	-(B12 + B5+C12 + C5)/(B12+C12)	+D8	+E5
Humidity ratio [g H2O/kg dry air]	0.00785	0.00785	-(B12 + B6+C12 + C6)/(B12+C12)	+2.15 - (E5+273.16) * (1+1.8055 - E6)/E4	+E6
Humid air volume [m³/kg dry air]	+2.15 * (B5+273.16) * (1+1.8055 - B6)/B4	+2.15 * (C5+273.16) * (1+1.8055 - C6)/C4	+2.15 * (D5+273.16) * (1+1.8055 - D6)/D4	+(1+E6)/E7	+2.15 * (F5+273.16) * (1+1.8055 - F6)/F4
Moist air density [kg/m³]	+1/(B6)/B7	+1/(C6)/C7	+1/(D6)/D7	+E8/1.2	+1/(F6)/F7
Density correction factor	+B9/1.2	+C9/1.2	+D9/1.2	+E9	+F9/1.2
Enthalpy [kJ/kg dry air]	+1 * B5+B6 + 2501.3+1.86 * B5	+1 * C5+C6 + 2501.3+1.86 * C5	+1 * D5+D6 + 2501.3+1.86 * D5	+D11	+1 * F5+F6 + 2501.3+1.86 * F5
Dry air volume flow rate [m³/min]	B6	31	+B66+C11	+1.2 * E11	+E11
Dry air mass flow rate [kg/min]	+1.2 * B11	+1.2 * C11	+1.2 * D11	+E7 * E12	+1.2 * F11
Actual volume flow rate [m³/min]	+B7 * B12	+C7 * C12	+D7 * D12	18	+F7 * F12
Minimum transport velocity [m/s]	18	15	18	+NT(SORT14 + E13/80 * P10 + E14) / 100	18
Duct diameter [cm]	+NT(SORT14 + B13/80 * P10 + B14) / 100	+NT(SORT14 + C13/80 * P10 + C14) / 100	+NT(SORT14 + D13/80 * P10 + D14) / 100	+P10 * (E15/100)^2/4	+NT(SORT14 + F13/80 * P10 + F14) / 100
Duct area [m²]	+P10 * (B15/100)^2/4	+P10 * (C15/100)^2/4	+P10 * (D15/100)^2/4	+E13/80 * E16	+P10 * (F15/100)^2/4
Actual duct velocity [m/s]	+B13/80 + B16	+C13/80 + C16	+D13/80 + D16	+E9 * (1.2 + E17^2/2 * 9.81)	+F13/80 + F16
Duct velocity pressure [mmH2O]	+B9 * (1.2 + B17^2/2 * 9.81)	+C9 * (1.2 + C17^2/2 * 9.81)	+D9 * (1.2 + D17^2/2 * 9.81)		+F9 * (1.2 + F17^2/2 * 9.81)
SLOT/PLENUM LOSS				0	
Slot area [m²]	0	0.1008	0	+IF(E20<0,E13/80 * E20)	0
Slot velocity [m/s]	+IF(B20<0,0,B13/80 + B20)	+IF(C20<0,0,C13/80 + C20)	+IF(D20<0,0,D13/80 + D20)	+E9 * (1.2 + E21^2/2 * 9.81)	+IF(F20<0,0,F13/80 + F20)
Slot velocity pressure [mmH2O]	+B9 * (1.2 + B21^2/2 * 9.81)	+C9 * (1.2 + C21^2/2 * 9.81)	+D9 * (1.2 + D21^2/2 * 9.81)	+IF(E21<0,0,1.78)	+F9 * (1.2 + F21^2/2 * 9.81)
Slot entry loss factor	+IF(B21<0,0,1.78)	+IF(C21<0,0,1.78)	+IF(D21<0,0,1.78)	+IF(E21<0,0,1.78)	+IF(F21<0,0,1.78)
Slot acceleration loss factor	+IF(B21<0,17,1.0)	+IF(C21<0,17,1.0)	+IF(D21<0,17,1.0)	+SUM(E23:E24)	+IF(F21<0,17,1.0)
Plenum loss factor	+SUM(B23:B24)	+SUM(C23:C24)	+SUM(D23:D24)	+E25 + E22	+SUM(F23:F24)
Plenum static pressure [mmH2O]	+B25 + B22	+C25 + C22	+D25 + D22		+F25 + F22
HOOD AND DUCT LOSS FACTORS				0	
Hood entry loss factor	0.25	0.25	0	+IF(E28<0,0,IF(E21<0,E17,1.0))	0
Hood acceleration loss factor	+IF(B28<0,0,IF(B21<0,B17,1.0))	+IF(C28<0,0,IF(C21<0,C17,1.0))	+IF(D28<0,0,IF(D21<0,D17,1.0))	6	+IF(F28<0,0,IF(F21<0,F17,1.0))
Straight duct length [m]	18	8	9	+76.46/10 * (E15^1.22) + (E18^0.95/E18)	8
Duct friction factor	+76.46/(10 * B15^1.22) + (B18^0.95/B18)	+76.46/(10 * C15^1.22) + (C18^0.95/C18)	+76.46/(10 * D15^1.22) + (D18^0.95/D18)	1	+76.46/(10 * F15^1.22) + (F18^0.95/F18)
Number of elbows	2	1	2	2	0
Elbow curvature [m]	2	2			
Elbow loss factor	+LOOKUP(B33,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(C33,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	0	+LOOKUP(E33,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	0
Number of entries	0	1	0	0	0
Branch entry angle [degree]	0	30	0	+0.0825 * E36/10	0
Branch entry loss factor	+0.0825 * B36/10	+0.0825 * C36/10	+0.0825 * D36/10	0	+0.0825 * F36/10
Enlargement taper angle [degree]	0	0	0	1	0
Diameter ratio of enlargement duct	1	1	1	+LOOKUP(E38,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	1
Enlargement regain factor	+LOOKUP(B38,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(C38,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(D38,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(F38,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	
Contraction taper angle [degree]	0	0	0	1	0
Diameter ratio of contraction duct	1	1	1	+LOOKUP(E41,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	1
Contraction loss factor	+LOOKUP(B41,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(C41,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(D41,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	+LOOKUP(F41,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}	
Condition of exhaust stack(s), etc.					1
Exhaust stack loss factor					+LOOKUP(F41,{1,1.25,1.5,1.75,2.2,2.25}
DUCT LOSS				+SUM(E26:E28)	
Hood entry loss per VP	+SUM(B28:B29)	+SUM(C28:C29)	+SUM(D28:D29)	+E30 + E31	+SUM(F28:F29)
Straight duct loss per VP	+B30 + B31	+C30 + C31	+D30 + D31	+E32 + E34	+F30 + F31
Elbow loss per VP	+B32 + B34	+C32 + C34	+D32 + D34	+E35 + E37	+F32 + F34
Branch entry loss per VP	+B35 + B37	+C35 + C37	+D35 + D37	+1*(E43) + (E42^4)*1	+F35 + F37
Contraction SP loss per VP	+1*(B43) + (B42^4)*1	+1*(C43) + (C42^4)*1	+1*(D43) + (D42^4)*1		+1*(F43) + (F42^4)*1
Exhaust stack loss per VP				0	+F45
Special fitting loss per VP	0	0	0	+E40 + (1-E39^4)	0
Enlargement SP regain per VP	+B40 + (1-B39^4)	+C40 + (1-C39^4)	+D40 + (1-D39^4)	+SUM(E47:E53)+E54	+F40 + (1-F39^4)
Subtotal duct loss per VP	+SUM(B47:B53)+B54	+SUM(C47:C53)+C54	+SUM(D47:D53)+D54	+E55 + E18	+SUM(F47:F53)+F54
Subtotal duct loss [mmH2O]	+B55 + B18	+C55 + C18	+D55 + D18	Cyclone	+F55 + F18
Air cleaner type				160	
Rated volume flow rate [m³/min]				80	
Rated pressure drop [mmH2O]				+E13(E58)^2 + E59 + E9	
Operating pressure drop [mmH2O]				0	
Duct elevation change [m]	6	6	0	+1000 * E61 + (E61/1000)	6
Loss from elevation change [mmH2O]	+1000 * B61 + (B61/1000)	+1000 * C61 + (C61/1000)	+1000 * D61 + (D61/1000)	0	+1000 * F61 + (F61/1000)
Other losses [mmH2O]	0	0	+IF(D18-B68<2.54,D18-B68)	+SUM(E26:E54,E56,E62,E63)	0
Total duct loss [mmH2O]	+SUM(B26:B56,B60,B62,B63)	+SUM(C26:C56,C60,C62,C63)	+SUM(D26:D56,D60,D62,D63)	+D65-E64	+SUM(F26:F56,F60,F62,F63)
Cumulative static pressure [mmH2O]	+B64	+C64	+D64	+E4(E64/13.6)	+F64
Abs. pressure at duct end [mmHg]	+B4(B64/13.6)	+C4(C64/13.6)	+D4(D64/13.6)		+F4(F64/13.6)
Governing static pressure [mmH2O]	+MIN(B65,C65)				
Corrected volume flow rate [m³/min]	+IF(B67/B65<1.05,B11,IF(B67/B65=1.2))				
Resultant velocity pressure [mmH2O]	+(D13/242.2 + (B16+C16))^2				
FAN PERFORMANCE					
Actual fan total pressure [mmH2O]					+F65-E65+(F18-E18)
Actual fan static pressure [mmH2O]					+F71-F18
Actual fan shaft horsepower [kw]					+E13 + F71/(6120 * 0.7)
Actual motor horsepower [kw]					+1.2 * F73
Equivalent fan total pressure [mmH2O]					+F71/E9
Equivalent fan static pressure [mmH2O]					+F72/E9
Equivalent shaft horsepower [kw]					+F73/E9
Equivalent motor horsepower [kw]					+F74/E9

Table 8. Ventilation design spreadsheet

DUCT DESIGN SPECIFICATIONS					
Duct segment identification	1 - A	2 - A	A - B	B - C	D - E
Altitude [m]	0.0000	0.0000			0.0000
Abs. pressure at duct start [mmHg]	760.0000	760.0000	756.7134	756.3243	760.0000
Dry bulb temperature [°C]	200.0000	21.0000	142.7938	142.7938	142.7938
Humidity ratio [kg H2O/kg dry air]	0.0400	0.0079	0.0297	0.0297	0.0297
Humid air volume [m3/kg dry air]	1.4245	0.8427	1.2382	1.2389	1.2329
Moist air density [kg/m3]	0.7301	1.1960	0.8316	0.8312	0.8352
Density correction factor	0.6084	0.9967	0.6930	0.6927	0.6960
Enthalpy [kJ/kg dry air]	314.9320	40.9418	225.0405	225.0405	225.0405
Dry air volume flow rate [m3/min]	66.0000	31.0000	101.3602	101.3602	101.3602
Dry air mass flow rate [kg/min]	79.2000	37.2000	121.6323	121.6323	121.6323
Actual volume flow rate [m3/min]	112.8209	31.3466	150.6080	150.6854	149.9567
Minimum transport velocity [m/s]	18.0000	15.0000	18.0000	18.0000	18.0000
Duct diameter [cm]	36.0000	21.0000	42.0000	42.0000	42.0000
Duct area [m2]	0.1018	0.0346	0.1385	0.1385	0.1385
Actual duct velocity [m/s]	18.4733	15.0838	18.1179	18.1272	18.0396
Duct velocity pressure [mmH2O]	12.6966	13.8698	13.9136	13.9208	13.8534
SLOT/PLENUM LOSS					
Slot area [m2]	0.0000	0.1008	0.0000	0.0000	0.0000
Slot velocity [m/s]	0.0000	5.1830	0.0000	0.0000	0.0000
Slot velocity pressure [mmH2O]	0.0000	1.6376	0.0000	0.0000	0.0000
Slot entry loss factor	0.0000	1.7800	0.0000	0.0000	0.0000
Slot acceleration loss factor	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Plenum loss factor	0.0000	1.7800	0.0000	0.0000	0.0000
Plenum static pressure [mmH2O]	0.0000	2.9149	0.0000	0.0000	0.0000
HOOD AND DUCT LOSS FACTORS					
Hood entry loss factor	0.2900	0.2500	0.0000	0.0000	0.0000
Hood acceleration loss factor	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Straight duct length [m]	18.0000	8.0000	9.0000	6.0000	8.0000
Duct friction factor	0.0512	0.0985	0.0423	0.0423	0.0423
Number of elbows	2.0000	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000
Elbow curvature(r/d)	2.0000	2.0000			
Elbow loss factor	0.2700	0.2700	0.0000	0.2700	0.0000
Number of entries	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Branch entry angle [degree]	0.0000	30.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Branch entry loss factor	0.0000	0.1875	0.0000	0.0000	0.0000
Enlargement taper angle [degree]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Diameter ratio of enlargement duct	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Enlargement regain factor	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Contraction taper angle [degree]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Diameter ratio of contraction duct	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Contraction loss factor	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Condition of exhaust stacks(r/d, etc.)					1.0000
Exhaust stack loss factor					1.1000
DUCT LOSS					
Hood entry loss per VP	1.2900	1.2500	0.0000	0.0000	0.0000
Straight duct loss per VP	0.92222	0.7876	0.3803	0.2535	0.3381
Elbow loss per VP	0.5400	0.2700	0.0000	0.2700	0.0000
Branch entry loss per VP	0.0000	0.1875	0.0000	0.0000	0.0000
Contraction SP loss per VP	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Exhaust stack loss per VP					1.1000
Special fitting loss per VP	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Enlargement SP regain per VP	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Subtotal duct loss per VP	2.7522	2.4951	0.3803	0.5235	1.4381
Subtotal duct loss [mmH2O]	34.9493	34.6068	5.2915	7.2880	19.9230
Air cleaner type				Cyclone	
Rated volume flow rate [m3/min]				160.0000	
Rated pressure drop [mmH2O]				80.0000	
Operating pressure drop [mmH2O]				49.1485	
Duct elevation change [m]	6.0000	6.0000	0.0000	0.0000	8.0000
Loss from elevation change [mmH2O]	4.3805	7.1763	0.0000	0.0000	6.6818
Other losses [mmH2O]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Total duct loss [mmH2O]	39.3298	44.6980	5.2915	56.4365	26.6048
Cumulative static pressure [mmH2O]	(39.3298)	(44.6980)	(49.9895)	(106.4260)	26.6048
Abs. pressure at duct end [mmHg]	757.1081	756.7134	756.3243	752.1746	761.9562
Governing static pressure [mmH2O]	(44.6980)				
Corrected volume flow rate [m3/min]		70.3602			
Resultant velocity pressure [mmH2O]		20.7763			
FAN PERFORMANCE					
Actual fan total pressure [mmH2O]					132.9636
Actual fan static pressure [mmH2O]					119.1101
Actual fan shaft horsepower [kw]					4.6769
Actual motor horsepower [kw]					5.6122
Equivalent fan total pressure [mmH2O]					191.9618
Equivalent fan static pressure [mmH2O]					171.9614
Equivalent shaft horsepower [kw]					6.7521
Equivalent motor horsepower [kw]					8.1025

시트를 본 연구에 사용했으므로 음수값을 의미한다. 각 덕트 구간에서 덕트 속도가 최소 반송속도 이상이며, 합류점에서 정압평형이 달성되고 있으므로 덕트 직경의 선정은 타당한 것으로 생각된다. 또한, 덕트 1-A에서의 누적정압은  $-39.3298\text{mmH}_2\text{O}$ 이며 덕트 2-A에서의 누적정압은  $-44.698\text{mmH}_2\text{O}$ 이므로 합류점의 지배정압은  $-44.698\text{mmH}_2\text{O}$ 이고, 두 덕트의 정압비는 1.136이다. 두 덕트의 정압비가 1.05~1.20의 범위에 있으므로 덕트 1-A의 송풍량을 약간 증가시킴으로써 정압평형이 달성되었으며, 이 때 시스템 전체(송풍기 입구)에 요구되는 실제 송풍량은  $150.6854\text{m}^3/\text{min}$ 으로 나타났다. 또한, 합류관 A-B의 속도압과 두 분지관(1-A와 2-A)의 합성속도압과의 차이가  $-6.8627\text{mmH}_2\text{O}$ 로서 합류에 의한 감속이 일어나므로 증가된 속도에 대해 부가되는 정압손실은 0이다. 최종적으로 시스템 전체에 걸쳐 계산된 실제 유효전압은  $132.9636\text{mmH}_2\text{O}$ 이므로, 본 환기시스템에 요구되는 송풍기의 실제 축동력은  $4.6769\text{kW}$ 이며 실제 전동기 동력은  $5.6122\text{kW}$ 로 나타났다. 그러나, 송풍기의 자료는 일반적으로 표준공기상태로 주어진다. 그러므로 송풍기 자료로부터 송풍기를 선정하는 경우는 등가 축동력  $6.7521\text{kW}$ , 등가 전동기 동력  $8.1025\text{kW}$ 의 동력특성이 요구된다. 이와 같이 스프레드시트 모델은 시스템 특성에 관한 몇몇 설계 변수값들(Table 1 및 Table 2)을 입력하면 순식간에 전동기 동력까지의 계산 결과를 나타내며, ACGIH 워크시트(ACGIH, 1995)와 같은 설계정보를 한 눈에 볼 수 있도록 설계결과를 제공한다.

## 5. 결 론

환기설계에 대한 전문적인 지식이나 부족하거나 컴퓨터 언어를 잘 모르는 환기설계자들이 효과적으로 환기 시스템을 설계하는 데 도움을 주기 위해, 표준공기상태 뿐만 아니라 비표준공기상태에서도 이용 가능한 스프레드시트 모델의 개발과 그것을 이용한 환기설계 방안을 제시하였다.

계산식을 포함한 설계자료를 스프레드시트 공식으로 변환할 때 다른 스프레드시트 소프트웨어에도 적용될 수 있는 식들을 사용함으로써 일반성이 유지되고 있다. 가능한 한 설계

매뉴얼을 참고하지 않고 자동적으로 설계 계산이 행해질 수 있도록 대부분의 설계 데이터는 스프레드시트 모델에 포함시켰다. 즉, 환기 시스템 설계자들이 단지 외부 설계변수(고도, 온도, 습도비 등)와 시스템의 배치도나 계통도에 관련된 시스템 설계변수(송풍량과 슬로트 면적 및 후드 유입손실계수, 덕트길이, 엘보의 수 및 곡률 반경비, 분지관의 수 및 유입각, 확대 및 축소관의 경사각과 직경비, 비마개의 높이비, 공기정화기의 규정풍량 및 규정 압력손실 등)만 입력함으로써 ACGIH 워크시트와 같은 설계절차에 따라 신속하고 효율적으로 설계 계산을 행할 수 있도록 스프레드시트 모델을 개발하였다.

이렇게 개발된 스프레드시트 모델은 환기설계자가 설계과정에 너무 많은 시간과 노력을 소비하지 않고 신속하고 정밀하게 환기 시스템을 설계하는 데 유익하게 사용된다. 또한, 스프레드시트 모델에 의해 계산된 최종 설계 데이터는 컴퓨터의 하드 디스크나 디스켓에 저장하여 특정한 환기시스템의 영구적인 기록으로 사용될 수 있으며, 변수 입력치를 근소하게 변화시키면서 몇 번이고 반복하여 설계할 수 있는 융통성이 있으므로 설계의 재검토 및 재설계를 통한 설계 최적화를 달성하는 데 유익하며, 측정값과의 비교 평가를 통해 환기시설의 유지관리, 즉 고장의 발견과 보수 및 고장조정에도 유용하게 사용될 수 있다.

또한, 배치도나 시스템 특성의 다양한 변화에 따라 유연하게 설계 계산을 행할 수 있으며, 설계자의 요구에 적합하도록 설계 계산식을 쉽게 수정할 수 있으므로 다양한 조건의 환기 시스템에 대한 새로운 설계나 설계도면 및 현존하는 환기 시스템의 평가에도 응용이 가능할 것이다.

## 참 고 문 헌

- 김태형, 배병훈, 1996, 작업환경 개선을 위한 산업환기 시스템 설계 소프트웨어 개발, 한국 환경과학회지, 5(6), 683~697.
- 윤명조, 1993, 국소환기 설계의 전산화에 관한 연구, 한국산업위생학회지, 3(2), 213~226.
- 조석호, 1995, 산업환기공학, 동화기술, 341pp.

조 석 호

- 조석호, 1996, 국소환기시스템의 설계를 위한 스프레드시트 모델의 개발, 지산전문대학 논문집, 14, 201~214.
- 한국산업안전공단, 1995, VPMC 매뉴얼.
- ACGIH, 1995, Industrial Ventilation - A Manual of Recommended Practice, 22nd ed., ACGIH, Cincinnati, OH., 428pp.
- Clapp, D.E., D.S. Groh and J.D. Nenadic, 1982, Ventilation Design by Microcomput, Am.Ind.Hyg.Assoc.J., 43(3), 212~217.
- Esmen, N.A., 1986, Numerical Expressions for Ventilation Parameters, Ventilation '85, edited by H.D. Goodfellow, 623~631.
- Koshland, C.P. and M.G. Yost, 1987, Use of a Spreadsheet in the Design of an Industrial Ventilation System, Appl. Ind.Hyg., 2(5), 204~212.
- Rennix, C.P., 1987, Computer-Assisted Ventilation Design and Evaluation, Appl.Ind.Hyg., 2(1), 32~35
- Shotwell, H.P., 1984, A Ventilation Design Program for Hand-Held Programmable Computers, Am.Ind.Hyg.Assoc.J., 45(11), 749~751.