

정풍량방식 덕트에서 이중압력측정방법을 이용한 취출구 풍량조정

Balancing air flow at terminal in CAV duct system with DPM method

이 대 우*, 박 명 식*, 박 영 우*
 D. W. Lee, M. S. Park, Y. W. Park

Key words : CAV duct system(정풍량방식 덕트시스템), DPM method(이중압력측정방법), TAB(시험, 조정, 밸런싱), Damper(댐퍼), Opening rate(개도율)

Abstract

Adequate ventilation with the proper amount of air to the right place is important factor to achieve a good indoor air climate. Thus it is of prime importance that the ventilation system is working properly. This requires reliable pressure loss calculation to balance the air flow through duct systems. So a computer program for balancing CAV duct system is developed in this study. The results of CAV duct system is compared with the "Balans" code developed by Larsen from Norway. To obtain the pressure drop characteristics of damper at duct terminal, some experiments are performed using DPM(Dual Pressure Measurement) system. To adjust the resistance of damper, present study suggests that some special diffusers should be designed and damper producers should give the data of air flow vs. pressure drop to the customs when they manufacture the damper. One of the results concludes that the working time can be reduced from several minutes to several seconds per damper in the present experimental site, if the DPM system and the air volume adjusting process are used.

기 호 설 명

| | | | |
|-------|-------------------------------|----------------|---|
| A | : 덕트의 단면적(m^2) | $(\Delta P)_t$ | : 전압강하량(total pressure difference) (Pa) |
| dP | : 댐퍼 압력강하량(Pa) | $(\Delta P)_c$ | : 마찰손실(friction loss)과 부차손실 (minor loss)로 인한 압력강하량(Pa) |
| D_h | : 수력직경(m) | Q | : 유량(m^3/h) |
| f | : 마찰계수 | Re | : Reynolds수 |
| g | : 중력가속도(m/s^2) | v | : 관내의 평균유속(m/s) |
| k | : 댐퍼저항계수($[Pa]/[m^6/hr^2]$) | z | : 기준면으로 부터 높이(m) |
| P | : 압력(Pa) | | |

* 정회원, 현대건설(주) 기술연구소

그리스 문자

- α : 댐퍼의 개도율 (전체열린면적에 대한 현재 열린면적의 비)
- ϵ : 표면조도(mm)
- ρ : 공기의 밀도(kg/m³)
- ζ : 부차손실계수

1. 서 론

설계사무소에서 주로 사용되고 있는 정풍량덕트 설계법으로는 등속법(equal velocity method), 정압법(equal friction method), 정압재취득법(static regain method) 등⁽¹⁾이 있다. 특히 정압법은 설계방법이 간단하기 때문에 국내에서 가장 많이 사용되는 방법이다. 이외에도 1988년에 R.J.Tsal과 H.F.Behls^(2~4)에 의해 소개된 T-method가 있다. 국내에서도 이재현⁽⁵⁾등이 T-method를 이용한 덕트설계법 검증방법을 소개한 바 있다. 즉 상기방법을 이용하면 덕트망을 설계하였을 경우에 설계치 풍량이 제대로 설정되었는지 검증하기 쉽다. 현재 국내 실정상 상기와 같은 연구도 필요하지만 이와 병행하여 덕트의 각 취출구에서 풍량밸런싱 방법에 관한 연구도 절실히 요구된다. 왜냐하면 건물 시공 후 TAB작업에 비용과 시간이 많이 소요되기 때문이다.

1991년 Norway NTH대학의 Stang⁽⁶⁾에 의하여 이중압력측정방법(dual pressure measurement method, DPM method)이 처음 소개되었다. 그리고 이중압력측정방법의 이론에 근거하여 소형팬, 압력센서 2개, 소형오리피스, A/D장착 PC, 그리고 간단한 추가 덕트로 구성된 이중압력 측정시스템이 제작되었다. 이어서 Norway Oslo시의 어느 양노원에서 수행된 실험에 의하여 이 방법의 타당성이 실증되었다. 이 방법은 컴퓨터 프로그램을 사용하여 각 취출구 댐퍼에서의 소요압력값을 예측한 후에 이 값을 실제 덕트시스템에서 실측에 의하여 풍량을 조절하는 방법이다. 또한 이 방법을 사용할 때 두사람의 연구원이 한개의 취출구용 댐퍼에서 원하는 압력강하특성을 유지하도록 한개의 댐퍼개도를 조정하는데 필요한 시간은 30초 정도였다.

이때 풍량 밸런싱정도는 약 10% 정도 오차로 나타나서 매우 성공적이라고 할 수 있었다.

그러나 이 방법을 사용하기 위해서는 최소한 두 사람의 인원이 소요되며 어느정도 부피를 차지하는 이중압력측정장치를 운반해야 하는 번거로움이 있다. 따라서 본 연구에서는 기존방법보다는 더욱 시간을 단축시키는 방법을 사용하고자 한다. 즉, 현장에서 이중압력측정장치를 운반하지 않고 댐퍼제조시에 미리 예비적으로 이중압력측정장치를 적용하여 댐퍼가 수요자에게 공급될 때에 댐퍼의 성능 곡선도 같이 공급하는 방법을 제시함으로써 설계치 풍량을 밸런싱하는데 소요되는 시간과 경비를 절약하는 방안을 제안하고자 한다. 즉 본 연구에서는 정풍량방식 덕트시스템에서 압력평형에 관한 정확한 밸런싱이론을 정립하고 응용하여 독자적인 국내형 댐퍼밸런싱 해석용 프로그램을 개발하고 덕트시스템 시공 후에 정확한 덕트밸런싱방법을 제시하고자 한다.

2. 소요압력을 구하기 위한 이론해석방법

2.1 모델의 선정

본 연구를 수행하기 위하여 선정된 정풍량방식 덕트시스템 기본모델의 개략도를 Fig.1에 나타내었다. 이것은 Larsen⁽⁷⁾이 각 덕트시스템의 말단 댐퍼에서의 소요압력특성을 해석한 모델과 동일한 것이다.

상기덕트시스템에서 총송풍량은 1,410CMH이고 각 원형덕트의 지름은 각각 125mm, 200mm, 250mm

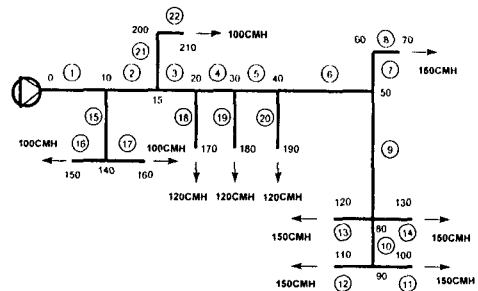


Fig.1 Schematic diagram for numerical analysis

Table 1 Specification of Larsen's⁽⁷⁾ duct system

| number | start | end | dia.[mm] | length[m] | Q[CMH] |
|--------|-------|-----|----------|-----------|--------|
| 1 | 0 | 10 | 315 | 5 | 0 |
| 2 | 10 | 15 | 315 | 4 | 0 |
| 3 | 15 | 20 | 315 | 5 | 0 |
| 4 | 20 | 30 | 315 | 5 | 0 |
| 5 | 30 | 40 | 315 | 5 | 0 |
| 6 | 40 | 50 | 250 | 8 | 0 |
| 7 | 50 | 60 | 125 | 4 | 0 |
| 8 | 60 | 70 | 125 | 2 | 150 |
| 9 | 50 | 80 | 200 | 5 | 0 |
| 10 | 80 | 90 | 160 | 4 | 0 |
| 11 | 90 | 100 | 125 | 3 | 150 |
| 12 | 90 | 110 | 125 | 3 | 150 |
| 13 | 80 | 120 | 125 | 3 | 150 |
| 14 | 80 | 130 | 125 | 3 | 150 |
| 15 | 10 | 140 | 200 | 5 | 0 |
| 16 | 140 | 150 | 125 | 4 | 100 |
| 17 | 140 | 160 | 125 | 4 | 100 |
| 18 | 20 | 170 | 125 | 3 | 120 |
| 19 | 30 | 180 | 125 | 3 | 120 |
| 20 | 40 | 190 | 125 | 3 | 120 |
| 21 | 15 | 200 | 125 | 3 | 0 |
| 22 | 200 | 210 | 125 | 2 | 100 |

및 315mm이며 자세한 제원은 Table 1과 같다. 또한 각 덕트의 취출구에는 댐퍼가 존재하지 않아서 댐퍼에 의한 저항이 발생하지 않는 것으로 가정한다.

2.2 댐퍼의 소요압력 이론해법

본 연구에서는 덕트시스템에서 댐퍼의 소요압력 특성을 예측하기 위하여 다음과 같은 이론해법을 도입하였다. 유체가 덕트시스템 내부를 흐를 때 다음과 같은 베르누이(Bernoulli) 정리가 성립한다.

$$\frac{v^2}{2g} + \int \frac{dP}{\rho} + z = const \quad (1)$$

상기식은 공기가 덕트내를 흐르는 경우에 두점간의 높이차가 매우 크지 않으므로 높이의 항이 무시

될 수 있다. 따라서 다음과 같이 표기된다.

$$\frac{\rho v^2}{2} + P = \frac{\rho v^2}{2} + P_2 + \Delta P_e \quad (2)$$

마찰손실은 유체의 점성과 입자간의 운동량 교환에 의해서 발생하며 덕트전체를 통하여 일어난다. 마찰손실은 식(3)에 의해 계산된다.

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (3)$$

위의 식에서 마찰계수 f 는 유동이 층류인가 난류인가에 따라 구하는 방법이 다르다. 즉 마찰계수는 원형덕트내에서 Re 수가 2,000보다 작은 층류영역에서는 Re 수만이 함수이지만 난류영역에서는 Re 수 및 덕트 표면조도 등의 함수가 된다. 그리고

Re수가 아주 큰 경우에 마찰계수는 단지 덕트 표면조도만의 함수가 된다. 여기서 덕트 표면조도라 함은 덕트내면의凹凸의 평균높이를 말한다.

본 연구에서는 마찰계수 값을 구하기 위하여 반복계산이 필요 없으면서도 정확한 해를 얻을 수 있다고 알려져 있는 Tsai과 Altshul⁽²⁾의 식(4)를 사용하였다.

$$f = 0.11 \left(\frac{\epsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (4)$$

여기서,

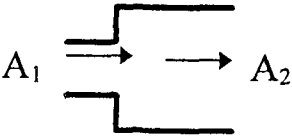
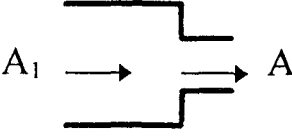
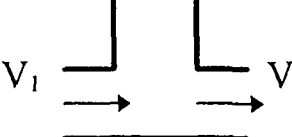
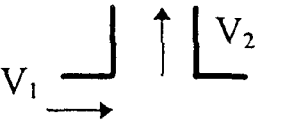
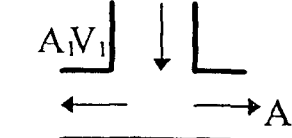
$$f \geq 0.018 : f = f$$

$$f < 0.018 : f = 0.085, f + 0.0028$$

덕트단면이나 방향의 변화 또는 댐퍼등의 장애물 때문에 발생하는 손실을 마찰손실과 구분하여 부차손실이라고 하며, 보통 부차손실계수(ζ)로서 나타낸다. Table 2에는 본연구에서 사용한 부차손실계수의 계산식을 나타내었다. 부차손실은 다음과 같이 표기된다.

$$\Delta P_m = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (5)$$

Table 2 Application equations of minor loss in present study

| type | geometry | pressure loss coefficient ζ |
|-------------------------------------|---|--|
| sudden expansion |  | $\zeta_2 = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2$ |
| sudden contraction |  | $\zeta_2 = 0.15 \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)$ |
| straight through for T or X fitting |  | $\zeta_1 = 0.35 \left(\text{abs} \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right) \right)^{1.5}$ |
| 90 degree branch for T or X fitting |  | $\zeta_1 = 0.52 \left(\text{abs} \left(\frac{V_2}{V_1} - 0.55 \right) \right)^{1.5} + 0.9$ |
| meeting T fitting |  | $\zeta_1 = 2.5 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \left(\frac{V_2}{V_1} - 1.33 + 0.95 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \right)^2 + 0.63 - 0.1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$ |

식(6)에서는 덕트시스템에서 적용되는 물리적인 현상으로서 각 덕트의 유입유량과 유출유량이 같다는 Kirchhoff의 제1법칙을 나타내었다.

$$Q_1 = Q_8 + Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{16} + Q_{17} + Q_{18} + Q_{19} + Q_{20} + Q_{22} \quad (6)$$

여기서 Q 는 각 덕트 분지부분에서 공기의 통과 유량이다.

송풍기로부터 덕트시스템의 각 취출구로 향하는 각 덕트경로에 관한 압력손실값은 송풍압력과 동일해야 한다는 Kirchhoff의 제2법칙을 식(7)과 같이 나타내었다.

$$\begin{aligned} (\Delta P_i)_{path1} &= \Delta P_1 + \Delta P_{15} + \Delta P_{16} \\ (\Delta P_i)_{path2} &= \Delta P_1 + \Delta P_{15} + \Delta P_{17} \\ (\Delta P_i)_{path3} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{21} + \Delta P_{22} \\ (\Delta P_i)_{path4} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_8 \\ (\Delta P_i)_{path5} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_9 \\ (\Delta P_i)_{path6} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_{20} \\ (\Delta P_i)_{path7} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8 \\ (\Delta P_i)_{path8} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_9 + \Delta P_{13} \\ (\Delta P_i)_{path9} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_9 + \Delta P_{14} \\ (\Delta P_i)_{path10} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_9 + \Delta P_{10} + \Delta P_{11} \\ (\Delta P_i)_{path11} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_9 + \Delta P_{10} + \Delta P_{12} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 ΔP_i 는 각 경로에서 발생된 압력손실값인 전압강하량(difference of total pressure)⁽⁸⁾를 나타낸다. 그러므로 어떤 경로에서 든지 전압차는 동일해야 하므로 댐퍼에서 소요압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P_i = \Delta P_j + \Delta P_m \quad (8)$$

$$\begin{aligned} (\Delta P_i)_{path1} &= (\Delta P_i)_{path2} = (\Delta P_i)_{path3} \\ &= \dots = (\Delta P_i)_{path11} \end{aligned} \quad (9)$$

$$(dP_{damper})_{each\ path} = \max(\Delta P_i) - (\Delta P_i)_{each\ path} \quad (10)$$

여기서 $\max(\Delta P_i)$ 는 각 경로에서 발생된 전압차

중에서 가장 큰 값을 나타내며 이것은 송풍전압(fan total pressure)⁽⁸⁾를 의미한다. 상기이론을 근거로 하여 본 연구에서 개발된 프로그램은 CDBS(Constant-air-volume Duct Balancing System)으로 지칭하며 흐름도를 Fig.2에 나타내었다.

2.3 프로그램 타당성 고찰

Fig.1에서 나타내었던 덕트시스템은 프로그램 타당성 증명을 위한 시험대상모델로 정해졌다. 이어서 그와 동일한 덕트시스템 모델에 관하여 Larsen⁽⁷⁾이 개발한 “Balans”라고 불리는 프로

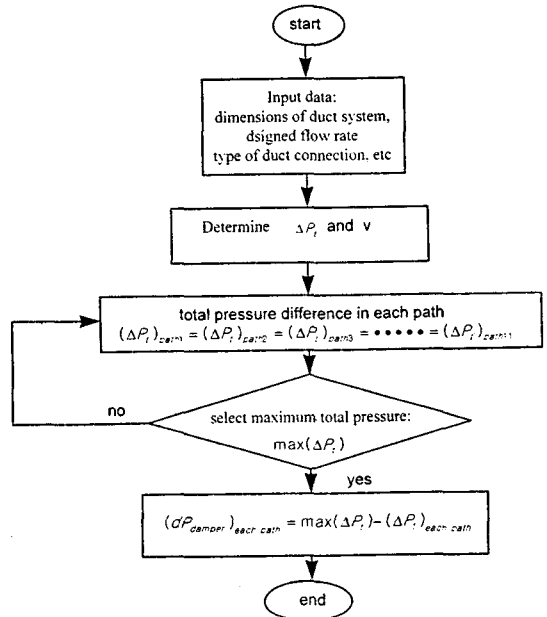


Fig.2 Flow chart of CDBS program

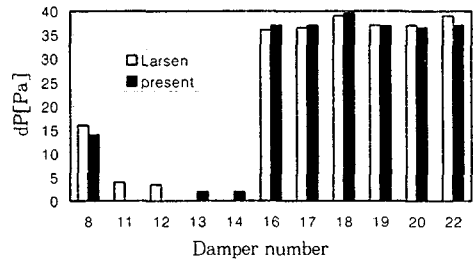


Fig.3 Comparison of the results between Larsen's⁽⁷⁾ and the present study

그램의 결과와 비교되었다. 그 결과를 Fig.3에 나타내었는데, 그림에서 총측은 덕트시스템의 각 취출구 댐퍼의 번호를 나타내고 있으며 횡측은 취출구에 존재하는 댐퍼에서 소요압력값이다. 검은색 막대는 본 연구의 결과치이며 흰색 막대는 동일한 조건인 경우에 Larsen⁽⁷⁾의 결과치이다.

본 연구에서 선택된 덕트시스템의 설계치 유량을 유지시키기 위해서는 11번과 12번덕트의 댐퍼는 충분히 열고(full opened) 8번덕트의 댐퍼는 적절히 개도를 조정하여 14 Pa만큼의 추가압력을 부여해야 한다. 특히 송풍기로부터 가까이 위치한 16번, 17번, 18번, 19번, 20번 및 22번 댐퍼에서는 평균적으로 37 Pa만큼의 추가압력을 부여해야 할 것으로 예상되었다.

이에 반하여 Larsen⁽⁷⁾의 결과에서는 각실의 설계치풍량을 유지시키기 위해서 13번과 14번덕트의 댐퍼를 충분히 열어야 할 것으로 나타났다. 이와 같은 차이는 부차압력손실의 산정방법 및 관마찰손실의 결과가 상호간에 완전히 동일하지 않기 때문으로 판단된다. 그러나 덕트의 댐퍼위치가 서로 근접하므로 이것은 큰 오차가 아니라고 생각된다. 따라서 상기 결과들은 전반적으로 상호간에 유사한 정성적 경향을 보이고 있으며 정량적으로도 대략 15% 정도의 오차를 보이고 있으므로 본 연구의 결과는 타당하다고 사료된다.

3. 댐퍼모델실험

3.1 이중압력측정 실험장치

댐퍼의 개도성능을 측정하기 위하여 Fig.4에서

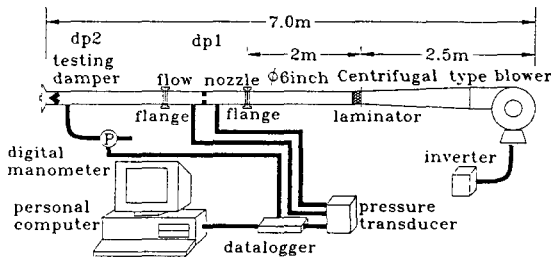


Fig.4 Experimental apparatus for damper opening test

보이는 바와같이 전장 7m 정도의 실험장치를 구성하였다. 본 실험에서는 원형덕트를 사용하였는데 직경은 150mm(6인치)이다. 그림의 우측에는 정격풍량이 1,380CMH이며 전력이 0.4KW인 원심식 다익형 송풍기가 설치되어 있다. 이 송풍기로부터 약 2.5m 후방에는 유속의 편심을 방지하기 위하여 정류기(laminator)를 설치하였다. 정류기에는 길이가 2m 정도인 원형덕트가 연결되어 있고 그 끝에는 플렌지이음으로 오리피스와 유사한 플로우노즐(flow nozzle)이라고 불리는 유량측정장치가 연결되어 있다. 여기서 플로우노즐은 원형덕트를 통과하는 공기의 유량을 측정하기 위한 것으로 압력변환기(transducer)를 이용하여 1,000~5,000mV의 전기신호를 데이터 저장장치인 데이터로거(datalogger)에 송신하고 있다. 플로우노즐로부터 2.5m 후방에는 테스트용 댐퍼가 설치되어 있다. 댐퍼에서는 대기압과의 차압을 측정하기 위한 디지털압력계(manometer)가 설치되어 데이터로거로 전기적 신호를 0~1,000mV로 송신한다. Pc에 장착된 A/D카드를 이용하면 데이터로거로부터 pc로 데이터를 저장하여 해당댐퍼의 압력강하특성을 구할 수 있다. Fig.4에서 dp1 및 dp2는 각각 실험장치에서 송풍량 측정을 위한 플로우노즐에서의 압력강하 및 댐퍼에서의 압력강하를 뜻한다.

3.3 댐퍼성능이론

일반적으로 덕트시스템에서 댐퍼 개도율조정에 따라 각기 특유한 압력강하특성을 갖는다. 환기시스템에서의 유동은 대개 난류이며, 유량과 압력강하 사이의 관계는 아래와 같다.

$$\Delta P = kQ^2 \tag{11}$$

상기식에서 ΔP , Q 및 k 는 각각 댐퍼의 압력강하량, 댐퍼통과유량 및 댐퍼저항계수이다.

덕트내에 정격공기유량 Q_{nom} 이 흐르는 경우에 전술한 dp2를 실험에 의하여 구한다면 저항계수 k 는 식(11)로부터 구할 수 있다. 이러한 댐퍼저항계수 k 값에 의하여 댐퍼성능을 예측할 수 있다. 만약 댐퍼개도가 불변이면 송풍유량과 압력강하는 2차함수에 의하여 표현될 수 있다. 전술한 실험장치로부터 구한 dp1은 유량측정장치에서 측정되는

전압과 정압의 차이이며, 압력차 dp_1 을 이용하여 아래와 같이 덕트내에 흐르는 유량 Q 에 대한 관계식을 얻을 수 있다.

$$Q = A \sqrt{\frac{2dP_1}{\rho}} \quad (12)$$

여기서 A , ρ 는 각각 덕트의 단면적 및 공기의 밀도이다.

3.4 실험결과 및 고찰

댐퍼 개도율이 40%, 50%, 60%, 70%, 80% 및 100%인 경우 상기 실험장치로 측정된 송풍유량대 압력강하인 댐퍼성능결과를 Fig.5, Fig.6, Fig.7, Fig.8, Fig.9 및 Fig.10에 나타내었다. 그림에서 종축에는 송풍유량을 나타내었고 횡축에는 압력강하를 나타내었다. 댐퍼의 개도율을 일정하게 하고 송풍유량을 조정하기 위한 인버터를 일정한 값에 고정한 임의의 경우에 관하여 300개씩의 데이터를 저장하였다. 각 그림에서 보면 송풍유량이 증가함에 따라 압력강하는 거의 2차함수적으로 증

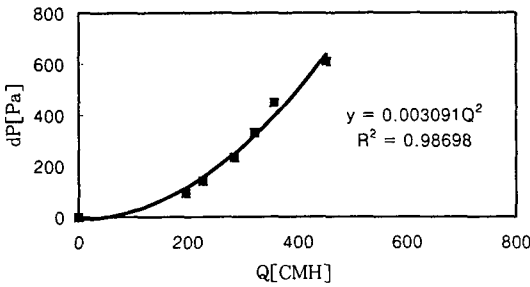


Fig.5 Pressure distributions according to the flow rate Q with damper opening rate 40%

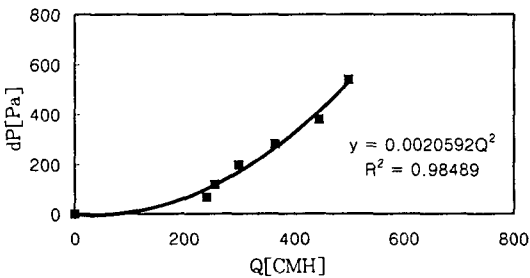


Fig.6 Pressure distributions according to the flow rate Q with damper opening rate 50%

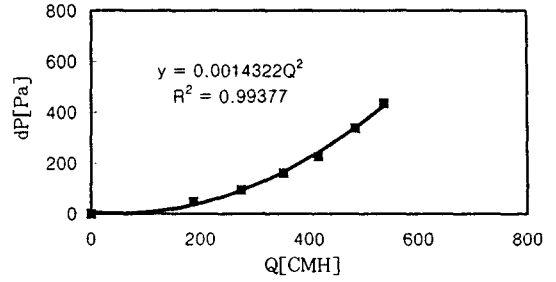


Fig.7 Pressure distributions according to the flow rate Q with damper opening rate 60%

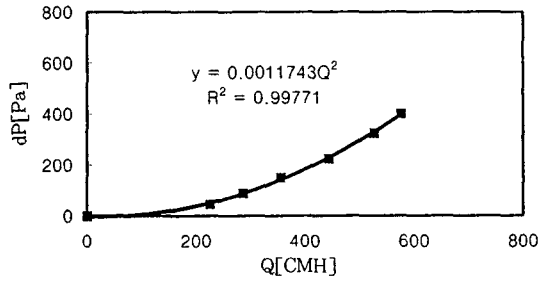


Fig.8 Pressure distributions according to the flow rate Q with damper opening rate 70%

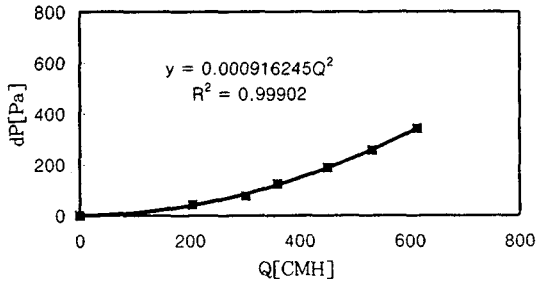


Fig.9 Pressure distributions according to the flow rate Q with damper opening rate 80%

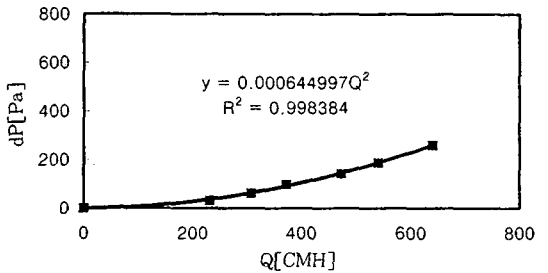


Fig.10 Pressure distributions according to the flow rate Q with damper opening rate 100%

가한다. 이때 결정계수 R^2 는 1에 근사하므로 최소승수법⁽⁹⁾(least square)을 사용한 회귀분석식들이 타당하다고 사료된다.

상기 결과에 관하여 상호, 비교 및 고찰하기 위하여 Fig.11에는 위에서 언급한 각 댐퍼개도율에 관한 압력강하량을 종합적으로 나타내었다. 그림에는 직경이 150mm인 원형덕트시스템에 설치된 댐퍼에서 댐퍼개도율이 각각 40%, 50%, 60%, 70%, 80% 및 100%인 경우에 풍량증가에 따른 압력강하를 나타내었다. 여기서 댐퍼의 개도율이 크다는 것은 댐퍼가 많이 열려있다는 것을 의미한다. 본 연구에서 채택된 디퓨저는 댐퍼가 완전히 개방되어서 댐퍼개도율이 100%가 되어도 댐퍼내부에 존재하는 조절장치 문치로 인한 유동저항이 발생하여 약간의 압력저항특성이 나타난다. 결과적으로 댐퍼 압력강하량은 유량과 댐퍼개도율의 함수라고 할 수 있다.

3.5 이중압력댐퍼의 조정방안 제안

본 연구에서는 이중압력측정방법을 사용하여 댐퍼의 풍량제어방법을 검토하고자 한다. 상기 내용들을 종합하여 볼 때 Fig.12에 나타낸 바와 같은 절차에 의하여 정풍량방식 덕트시스템의 풍량 TAB작업을 수행하면 될 것으로 판단된다.

먼저, 전술한 CDBS프로그램을 활용하여 정풍량방식 덕트시스템의 각 취출구 댐퍼에서 소요압력을 이론방법으로 구한다. 그후 이중압력 측정장치를 활용하는 실험방법을 사용하면 취출구 댐퍼 개도율에 따른 압력특성곡선을 구할 수 있다.

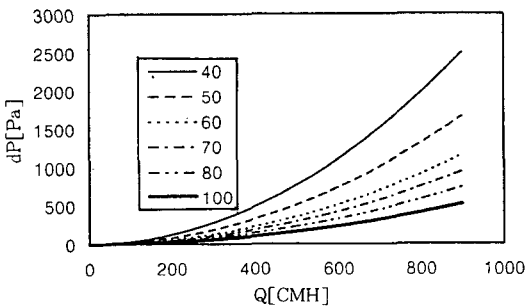


Fig.11 Pressure distribution according to damper opening rate α

그리고, 이 곡선식들을 종합하여 Stoecker⁽¹⁰⁾가 제안한 방법에 의하여 독립변수가 풍량 Q와 댐퍼개도율 α 일때 종속변수가 압력강하 dP 인 방정식을 산출한다. 본 연구에서 선정된 댐퍼의 경우에는 댐퍼 압력강하량은 다음과 같은 식으로 나타났다.

$$dP = (1.6252\alpha^{-1.7059})Q^2 \quad (13)$$

윗식을 댐퍼개도율 α 에 관한 방정식으로 만들면 다음과 같이 된다.

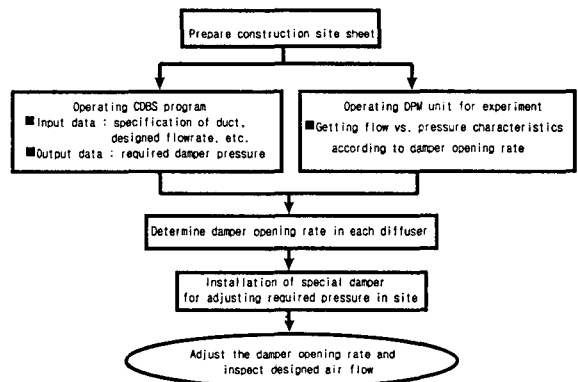


Fig.12 Flow chart of damper opening rate adjusting process

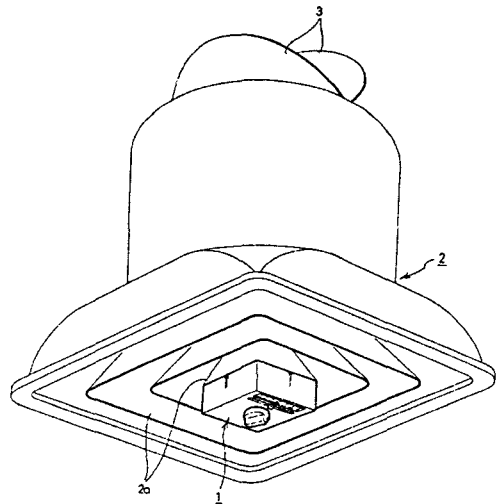


Fig.13 Schematic diagram of developed diffuser for adjustable damper opening rate

$$\alpha^{-1.7059} - \frac{1}{1.6252} \frac{dP}{Q^2} = 0 \quad (14)$$

윗식에 설계치 풍량과 댐퍼소요 압력값을 대입하고 해를 구하면 댐퍼의 개도율을 구할 수 있다. 본 연구에서는 윗식의 해를 구하기 위하여 전산수치해석법중 일반방정식의 해법으로 주로 사용되는 Secant method⁽⁹⁾를 사용하였다.

마지막으로 Fig.13에 소개하는 바와 같은 댐퍼 개도율 조정용 디퓨저의 개도를 조절함으로써 풍량 제어를 할 수 있다. 이 디퓨저는 댐퍼조정을 쉽게 할 수 있도록 국내에서 새로 고안한 것이다.

상기작업을 정확히 수행하기 위하여 가장 주의해야 할 중요한 사항은 우선 시공이 도면대로 수행되어야만 한다. 이와 병행하여 이중압력측정장치를 이용하여 현장에 설치할 댐퍼의 압력특성을 파악해야 하는데, 만일 댐퍼생산자가 댐퍼를 현장에 납품할 때 정확한 풍량대 압력선도를 제시하면 가장 이상적인 공정이 될 것이다. 상기 두가지 작업이 완벽하게 이루어지면 현장에 설치된 댐퍼의 개도율을 신속하게 조정할 수 있는데 보통 한개의 취출구 댐퍼를 조정하는 데 불과 몇 초밖에 소요되지 않는다.

5. 실증현장 적용실험

5.1 실증현장 선정

본 연구에서 새로 개발된 방법의 타당성을 검토하기 위하여 현장 실증실험을 실시하였다. 대상 현장으로 채택된 건물은 현대건설 기술연구소[용인

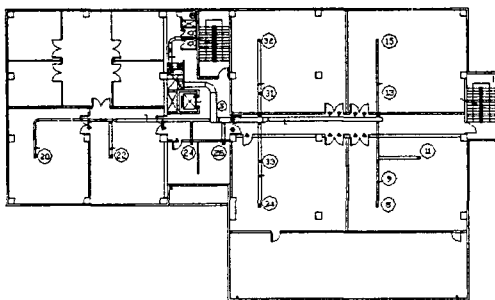


Fig.14 Plan figure of experimental site

마북리 소재]의 환경실험동(제2실험동) 2층이며 그 평면도를 Fig.14에 나타내었다. 대상 실험동에는 원래 급기(supply)와 환기(return)덕트가 모두 존재하나 실험의 편의를 위하여 급기덕트만을 실험 대상으로 선정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 현장의 덕트시스템에는 13개의 취출구가 설치되어 있다. 각 취출구에서는 유량을 측정하기 위하여 Balometer라는 유량계를 사용하였다. 그림에서 각 번호는 취출구의 위치를 나타낸다.

5.2 CDBS program 입력데이터

Fig.15에는 본 연구에서 채택된 사각덕트시스템을 간략하게 개략도로 나타내었다.

그림에서 각 덕트의 분지부에 지칭번호를 나타내었으며 이는 본 연구에서 개발된 CDBS 프로그램을 구동시키기 위한 입력데이터로 활용된다. 이때 주의해야 할 사항은 프로그램의 구동 논리상 대상 덕트 지칭번호를 부여할 때에 공기가 상류측에서 하류측으로 진행함에 따라 번호가 증가되는 경향을 나타내야 한다.

Table 3에는 Fig.15에서 제시한 접속부의 번호, 각 덕트의 제원, 분기덕트에서의 접속부 형태 및 설계치 풍량을 나타내었으며 이 값들은 본 연구에서 개발된 CDBS 프로그램을 구동시키기 위한 입력데이터로 활용된다. 여기서 설계치 풍량은 각 취출구에서 댐퍼를 완전 개방하였을 경우에 취출풍량을 실측하여 전체풍량을 구한 후에 전체 취출구 수인 13으로 나누어 각 취출구에 균일하게 배분한 값이다.

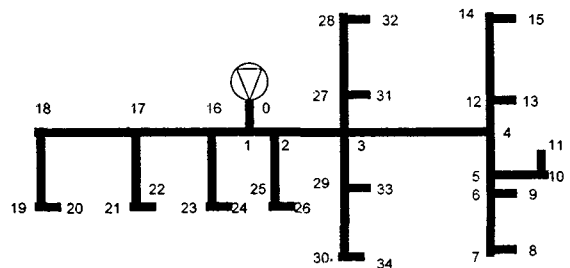


Fig.15 Numbering of the duct system at the experimental site

Table 3 Input data for CDBS program

| start | end | length [m] | dia. [mm] | width [mm] | height [mm] | fitting type | designed Q[CMH] |
|-------|-----|---------------|--------------|---------------|----------------|-----------------|--------------------|
| 0 | 1 | 0.8 | 0 | 500 | 300 | 3 | 0 |
| 1 | 2 | 0.9 | 0 | 450 | 250 | 5 | 0 |
| 2 | 3 | 3.5 | 0 | 450 | 250 | 3 | 0 |
| 3 | 4 | 11.2 | 0 | 350 | 200 | 3 | 0 |
| 4 | 5 | 3.4 | 0 | 250 | 150 | 5 | 0 |
| 5 | 6 | 0.1 | 0 | 250 | 150 | 3 | 0 |
| 6 | 7 | 4.2 | 0 | 250 | 150 | 3 | 0 |
| 7 | 8 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 6 | 9 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 5 | 10 | 2.4 | 0 | 250 | 150 | 4 | 0 |
| 10 | 11 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 4 | 12 | 2.1 | 0 | 250 | 150 | 5 | 0 |
| 12 | 13 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 12 | 14 | 5.2 | 0 | 250 | 150 | 3 | 0 |
| 14 | 15 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 3 | 27 | 2.1 | 0 | 250 | 150 | 5 | 0 |
| 27 | 31 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 27 | 28 | 5.2 | 0 | 250 | 150 | 3 | 0 |
| 28 | 32 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 3 | 29 | 3.4 | 0 | 250 | 150 | 5 | 0 |
| 29 | 33 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 29 | 30 | 4.2 | 0 | 250 | 150 | 3 | 0 |
| 30 | 34 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 2 | 25 | 2.1 | 0 | 150 | 100 | 4 | 0 |
| 25 | 26 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 1 | 16 | 2.1 | 0 | 300 | 200 | 5 | 0 |
| 16 | 23 | 2.1 | 0 | 150 | 100 | 4 | 0 |
| 23 | 24 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 16 | 17 | 7 | 0 | 300 | 200 | 3 | 0 |
| 17 | 21 | 3.3 | 0 | 250 | 150 | 4 | 0 |
| 21 | 22 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |
| 17 | 18 | 7.1 | 0 | 250 | 150 | 3 | 0 |
| 18 | 19 | 3.3 | 0 | 250 | 150 | 4 | 0 |
| 19 | 20 | 0.1 | 150 | 0 | 0 | 4 | 175 |

Table 4 The results of CDBS program

| start | end | dia. [mm] | area [m ²] | designed Q[m ³ /h] | vel. [m/s] | total P[Pa] | damper dP[Pa] | fitting type |
|-------|-----|--------------|---------------------------|----------------------------------|---------------|----------------|------------------|-----------------|
| 7 | 8 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 33 | 7 | 4 |
| 6 | 9 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 34 | 6 | 4 |
| 10 | 11 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 40 | 0 | 4 |
| 12 | 13 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 30 | 10 | 4 |
| 14 | 15 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 29 | 11 | 4 |
| 27 | 31 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 24 | 15 | 4 |
| 28 | 32 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 23 | 17 | 4 |
| 29 | 33 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 25 | 15 | 4 |
| 30 | 34 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 24 | 16 | 4 |
| 25 | 26 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 30 | 10 | 4 |
| 23 | 24 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 23 | 17 | 4 |
| 21 | 22 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 15 | 25 | 4 |
| 19 | 20 | 150 | 0.0177 | 175 | 2.75 | 15 | 25 | 4 |

Table 5 The procedure of solving the damper opening rate

| start | end | designed Q[CMH] | damper dP[Pa] | dP + dP' ($\alpha=100$) [Pa] | damper opening rate α |
|-------|-----|--------------------|------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| 7 | 8 | 175 | 7.19 | 29.19 | 78 |
| 6 | 9 | 175 | 5.9 | 27.9 | 81 |
| 10 | 11 | 175 | 0 | 22 | 100 |
| 12 | 13 | 175 | 10.16 | 32.16 | 74 |
| 14 | 15 | 175 | 11.29 | 33.29 | 73 |
| 27 | 31 | 175 | 15.38 | 37.38 | 68 |
| 28 | 32 | 175 | 16.51 | 38.51 | 67 |
| 29 | 33 | 175 | 14.66 | 36.66 | 69 |
| 30 | 34 | 175 | 15.95 | 37.95 | 67 |
| 25 | 26 | 175 | 9.59 | 31.59 | 75 |
| 23 | 24 | 175 | 17.09 | 39.09 | 66 |
| 21 | 22 | 175 | 25.37 | 47.37 | 59 |
| 19 | 20 | 175 | 24.65 | 46.65 | 60 |

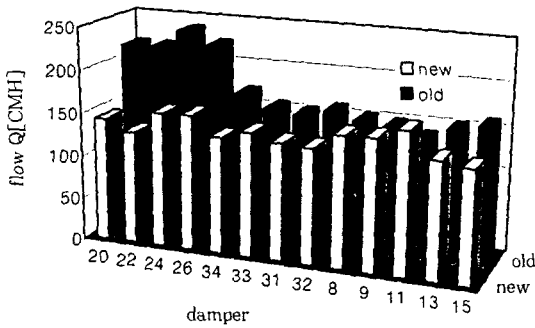


Fig. 16 Comparison of the results between adjusting the damper opening rate

5.3 프로그램 출력결과

Table 4에는 CDBS 프로그램을 구동시킨 결과를 나타내었다. 결과에서 보면 덕트 취출구 번호가 8번, 9번, 11번, 13번, 15번, 31번, 32번, 33번, 34번, 26번, 24번, 22번, 20번인 곳에서는 각각 7Pa, 6Pa, 0Pa, 10Pa, 11Pa, 15Pa, 17Pa, 15Pa, 16Pa, 10Pa, 17Pa, 25Pa 및 25Pa 정도의 압력소요가 있는 것으로 나타났다. 그러므로 11번 취출구에서는 댐퍼를 완전히 개방(full opened)하여 압력손실을 최소화하여야 한다.

상기 결과의 취출구 11번에서 보면 댐퍼소요압력은 0으로 나타났다. 그러나 Fig.9에서 설명한 바와 같이 댐퍼가 완전히 개방되어서 댐퍼개도율이 100%가 되어도 댐퍼내부에 존재하는 조절몽치로 인한 유동저항이 발생하여 약간의 압력차가 발생하는 특성을 나타낸다. 즉, 유량이 175CMH이면서 댐퍼를 완전 개방할 경우에 실제로 압력강하는 0이 되지 않고 일정치 22Pa 정도가 존재한다. 따라서 최종적으로 댐퍼 개도율을 구할 때는 Table 4로부터 각 취출구의 소요압력 결과에 Fig.11에서 언급한 댐퍼가 원전개방된 경우의 풍량 175CMH 일때의 일정차압 dp' 인 22Pa씩을 일괄적으로 더하여 사용해야 한다. 이와 관계된 구체적인 작업순서를 Table 5에 나타내었다. 이 표에서 보면 댐퍼 개도율을 구하기 위하여 댐퍼의 자체저항이 고려된 실제저항값이 입력값으로 사용되었으며 그 과정은 전절에서 설명한 바와 같다.

상기 도표에서 구한 댐퍼개도율 α 를 현장에 도

입하는데 소요되는 인원은 단 한사람이며 댐퍼당 조정하는데 소요되는 시간은 약 3초정도였다.

5.4 결과 및 고찰

실험현장에서 모든 댐퍼가 완전히 열린 경우를 편의상 [old]인 경우로 칭하고 이중압력측정방법에 의해 댐퍼가 조정된 경우를 [new]로 칭하기로 하며 두 경우를 비교하여 Fig.16에 나타내었다. 결과에서 보면 댐퍼가 완전히 개방된 [old]인 경우에는 수평측의 중간점을 기준으로 할 때 좌측압력분포가 우측압력분포보다 평균적으로 약 1.4배정도 크게 나타났으나 댐퍼조정후[new]인 경우에는 분포가 비교적 수평적으로 균일해 짐을 알 수 있다. 댐퍼조정전[old]에는 전체풍량은 대략 2,275CMH 정도였지만 댐퍼조정후[new]에는 1,872CMH 정도로 18%정도 전체풍량이 감소되었다. 이는 댐퍼 개도를 조정에 따라 전체적인 관로마찰 부하가 약간 증가하였기 때문인 것으로 판단된다. 본 연구에서 개발된 이중압력측정방법을 사용하여 댐퍼개도율의 조정작업을 수행한 결과, 작업시간은 13개의 취출구가 존재하는 본 연구의 경우에 경험적인 방법을 사용할 때 소요되던 수시간 단위로부터 수분 단위로까지 단축시킬 수 있었다. 또한 풍량조정결과는 평균적으로 11.8% 정도의 편차를 가지고 예상결과인 175CMH보다 작은 값인 144CMH로서 수평적으로 균일하게 나타났다.

6. 결 론

본 연구에서는 정풍량방식 덕트시스템에서 밸런싱작업(TAB)을 수행할 때 시간, 인력, 비용이 과다하게 드는 것을 개선하고자 간편한 밸런싱 방법을 개발하는 것을 목적으로 하였다. 이에 따라 압력평형에 관한 정확한 밸런싱이론을 유체역학을 기본으로 정립하고 응용하여 덕트시스템 시공후에 수행하는 정확하고 간편한 공기유량 밸런싱방법을 제시하였다. 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서 개발된 CDBS 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 동일한 용도의 노르웨이에서 개발된 프로그램인 Balanse와 결과비교를 수행하니 전반적으로 상호간에 유사한 정성적 경향을

보였다. 정량적으로도 대략 15% 정도의 오차를 보이고 있으므로 본 연구의 CDBS프로그램 결과는 타당하다.

(2) DPM방법 적용을 위한 현장 실증 실험결과에서 보면 모든 댐퍼가 완전히 개방되었을 경우에는 일부분의 취출구로 유량이 편중되어 토출되는 현상이 나타났으나 이중압력방법에 의한 댐퍼조정 후에는 분포가 의도대로 비교적 균일해 짐을 알 수 있었다.

(3) 현장 실증 실험결과에서 댐퍼조정 이전에는 전체풍량이 대략 2,275CMH 정도였지만 댐퍼조정 후에는 1,872CMH 정도로 18% 정도 전체풍량이 감소되었다. 이는 댐퍼 개도율조정에 따라 전체적인 마찰압력부하가 약간 증가하였기 때문인 것으로 판단된다.

(4) 본 연구에서 개발된 이중압력측정방법을 사용하여 댐퍼개도율의 조정작업을 수행한 결과, 작업시간은 13개의 취출구가 존재하는 덕트시스템인 경우에 경험적인 방법을 사용할 때 소요되던 수시간 단위로부터 수분 단위로까지 단축시킬 수 있었다. 또한 풍량조정결과는 평균적으로 11.8% 정도의 편차를 가지고 예상결과인 175CMH보다 작은 값인 144CMH로서 수평적으로 균일하게 나타났다.

참 고 문 헌

1. Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, 1988, Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design, John Wiley & Sons, 4th edition, new York, pp. 461~535.
2. Tsal, R. J. and M. S. Adler, 1987, "Evaluation of numerical methods for duct work and pipelines optimization", ASHRAE Trans, Vol. 93, Part 1, pp. 17~34.
3. Tsal, R. J., H. F. Behls and M. S. Adler, 1988, "T-method duct design, part 1, Optimization theory, part 2: Calculation procedure and economic analysis", ASHRAE Trans, Vol. 94, Part 2, pp. 90~111.
4. Tsal, R. J., H. F. Behls, and R. Mangel, 1990, "T-method duct design, part 3: Simulation", ASHRAE Trans, Vol. 96, Part 2, pp. 3~31.
5. 문종선, 이승철, 이재현, 김두성, 1997, "덕트 설계용 확장 T-method 제안", 공기조화 냉동 공학회 하계학술대회 발표논문집(I), pp. 783~791.
6. Jacob Stang, 1991, UTBALANSERING AV VENTILASJON SANLEGG, Norges Tekniske Hogskole Institutt for VVS-tekniikk, Trondheim, Norway.
7. Bjorn Tore Larsen, 1994, A Computerised Method for Balancing Ventilation Systems, Stiftelsen VEKST AS, Norway.
8. ASHRAE, 1997, Duct Design, ASHRAE Handbook Fundamentals, 32.1
9. Melvin J. Maron, Robert J. Lopez, 1991, Numerical Analysis, Wadsworth Inc. 3rd edition, pp. 227~270.
10. W. F. Stoecker, 1989, Design of Thermal systems, McGraw-Hill, pp. 63~66.