

VAV 시스템의 현장 운전방식에 따른 에너지 성능평가

서 종 욱*, 허 정 호*

서울시립대학교 대학원, *서울시립대학교 건축·도시·조경학부(건축공학전공)

Energy Performance Evaluation of VAV System through Various Operating Strategies in Office Buildings

Jong-Uk Seo[†], Jung-Ho Huh^{*}

Department of Architectural Engineering, Graduate School, University of Seoul, Seoul 130-743, Korea

^{*}Faculty of Architecture, Urban Planning and Landscape of Architecture,

Program in Architecture Engineering, University of Seoul, Seoul 130-743, Korea

(Received April 15, 2003; revision received December 29, 2003)

ABSTRACT: The purpose of this study is to evaluate the performance of various control strategies in commercial buildings which have been operated by the variable air volume (VAV) system. Two buildings in Seoul were chosen for the field study. The one (D building) combined by LonWorks has the constant airflow of supply fan and the proportional control of VAV units (damper type). The other (S building) combined by DDC has the PI control mode of the supply fan and the floating control of VAV units (venturi type). In estimating thermal comfort and energy performance through control modes of PI, PID, and CAV in the supply fan, we could identify several energy efficient operating control strategies for the VAV system.

Key words: VAV system(변풍량시스템), CAV system(정풍량시스템), Thermal comfort(열쾌적), Energy performance(에너지 성능), Control strategy(제어방식)

기 호 설 명

$bias$: 초기 설정값
 i_{ma} : 혼합공기 엔탈피 [kcal/kg']
 i_{sa} : 급기 엔탈피 [kcal/kg']
 K_d : 미분계수
 K_i : 적분계수
 K_p : 비례계수
 L : 시간 지연 [t]
 op : 출력 주파수 [Hz]

$P_{comp, ch}$: 냉동기 소비에너지 [kcal/h]
 $P_{fan, ahu}$: 공조기 팬의 전력량 [kwh]
 P_{total} : 전체 에너지소비량 [kcal/h]
 Q : 송풍량 [m^3/h]
 q_c : 코일 냉방부하 [kcal/h]
 R : 응답률
 1.2 : 공기 비중량 [kg/m^3]

1. 서 론

1990년대부터 공조용 에너지 절감과 거주환경 쾌적향상을 목적으로 실내 부하변동에 따라 급기 풍량을 조절하는 VAV 시스템의 적용이 급증하고 있으나 체계적인 연구나 관리가 미흡한 채 여

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2210-2928; fax: +82-2-2248-0382

E-mail address: hanal001@hanmail.net

과 없이 진행되고 있다. 일반적으로 최적 설계된 VAV 시스템은 에너지 효율적이고 재실자에게 쾌적한 실내 환경을 제공한다.⁽¹⁾ 그러나, VAV 시스템의 규모와 구조 및 제어를 상호 고려하여 설계하지 않으면, 실내 조건은 악화되고 에너지 효율성은 떨어지게 된다. 실제로 운전시 발생하는 많은 문제점으로 인하여 VAV 시스템이 CAV 시스템으로 운전되는 경우도 많다.⁽²⁾

VAV 시스템과 관련된 국내의 연구는 VAV 유닛 제어, 급·배기팬 제어, 최소 외기도입 제어 등에 관한 것이며 현장 운전성능관련 연구보다는 시뮬레이션 기반 연구가 주로 수행되었다.

본 연구의 목적은 VAV 시스템이 설치된 서울 소재 2개의 건물(D건물, S건물)을 대상으로 기존 제어방식과 CAV 방식으로 제어방식을 변화시키기에 따른 일별 에너지소비량(급·배기팬 전력량, 냉방코일 부하), 시스템 성능(급기온도, 급기풍량), 그리고 실내 열쾌적(실내 온·습도, CO₂, PMV)을 비교·평가하여 효율적인 운전방식을 제시하는데 있다.

2. 대상건물 및 현장 운전방식

2.1 대상건물

VAV 시스템 운전평가를 위한 2개의 대상건물 서울시 강남에 위치한 사무실 건물로 건물개요는 Table 1 및 Table 2와 같다.

D건물은 2000년 12월에 완공된 중소형 사무실 건물로서, 규모는 지상 7층, 지하 5층으로 연면적 11,472 m²이다. 지하층은 기계실, 주차장으로 사용되며 지상 1층은 자동차 전시실, 2층은 자동차 수

Table 2 S building summary

Item		Description
Building	Type	Office building
	Construction type	Rein forced concrete
	Exterior finish	24 mm double glass
	Floor service type	B 7-8 : plant, engineering room B 2-6 : parking B 1 : store F 1 : lobby F 2 : bank F 3-43 : office
BAS system		DDC

리 및 정비실로 사용되고 있다. 나머지 층은 사무실로 사용되고 있다. BAS 시스템은 LonWorks를 사용하여 공조, 조명, 주차, 보안을 통합화하였다. 수직 조닝은 2개층을 하나의 존으로 구성하여 옥상층에 공조실을 배치하였다.

측정대상 공간은 사무실로 사용되는 4층으로 한정하였다. 실내 환경 측정이 용이한 바닥으로부터 1.2m 지점에서 실내 온·습도, CO₂, PMV (Predicted Mean Vote; 예상 평균 온냉감신고)를 측정하였다. Fig.1은 대상층 평면과 실내 환경 측정위치를 나타낸 것이다.

냉방 설정온도는 24℃, 습도는 55%로 운전되고 있다. 외기 덤퍼를 에너지절약 목적으로 닫고 운전하고 있으며 외주부에서 창의 개폐로 인한 외기와 코어 부분을 통한 침기의 영향으로 인해 실내 CO₂는 900 ppm 이하에서 유지되는 것으로 측정되었다.

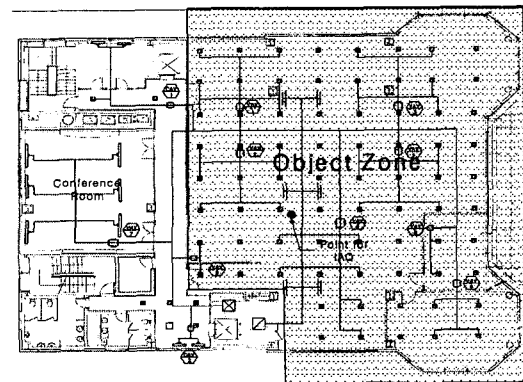


Fig. 1 Floor plan (D building).

Table 1 D building summary

Item		Description
Building	Type	Office & car show-room building
	Construction type	Rein forced concrete
	Exterior finish	24 mm double low-E glass
	Floor service type	B 5 : plant B 1-4 : parking F 1 : car show-room F 2-7 : office
BAS system		LonWorks

재실자는 총 41명이 근무하고 있으며 동시 사용률은 약 85%이다. 재실 밀도는 12.44 m²/인이다. 재실 스케줄은 오전 8시 반에 재실을 시작하여 오후 6시에 종료된다. 조명 밀도는 11 W/m²로 조사되었으며, 조명에 의한 부하보다는 사무용 OA로 인한 기기 부하가 높은 것으로 조사되었다.

열원장비는 냉온수기(냉방 : 170 USRT, 난방 : 514,100 kcal/h) 2대가 설치되어 있으며 옥탑층에 직교류형 냉각탑(250 USRT×2대)이 있다.

S건물은 2001년 9월에 완공된 국내의 대표적인 인텔리전트 빌딩이다. 규모는 지상 45층, 지하 8층으로 연면적 213,510 m²이다. 지하층은 주로 기계실, 주차장으로 사용되며 지상 1층은 로비, 2층은 은행으로 사용된다. 나머지 층은 임대사무실로 사용되고 있다. BAS 시스템은 DDC를 사용하였다.

대상 존은 본 연구의 목적상 칸막이가 없는 7층 남쪽 2번 존에 위치한 임대사무실로 한정하였다. 설비설계 당시 평면조닝은 2개층씩 4개의 존으로 나누어 흡수층 동·서측에 공조실이 배치되어 있다.

실내 환경 측정지점은 D건물 조건과 같이 하였다. Fig. 2는 분석대상 존이 포함된 해당 층의 평면도와 실내 환경 측정지점을 나타낸 것이다.

냉방설정온도는 25℃, 상대습도는 50%로 설정하여 운전되고 있으며, 외기도입을 위해 30%의 댐퍼 개도율을 유지하고 있다.

재실자는 총 66명이 근무하고 있으며, 동시 사용률은 95% 정도가 된다. 재실 밀도는 9.2 m²/인이다. 재실 스케줄은 오전 8시 반에 재실을 시작하여 6시에 종료된다. 조명 밀도는 11.2 W/m²이다.

열원설비로는 터보냉동기(650 USRT×1대, 1,550 USRT×1대), 스팀터보냉동기(1,800 USRT×2대), 수관식 보일러(11,317,000 kcal/h×2대), 노통연관 보

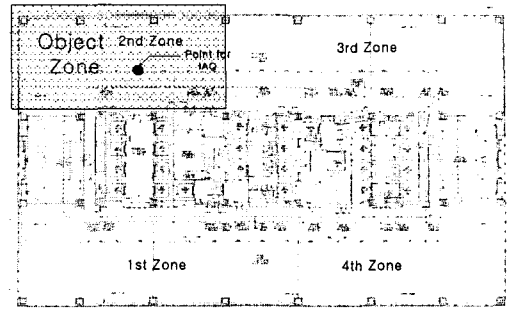


Fig. 2 Floor plan (S building).

일러(2,303,000 kcal/h×1대), 냉각탑(5,000,000 kcal/h×7대) 등이 설치되어 있다.

두 건물에서 실내 환경 측정을 위해 실내 온·습도 및 PMV는 Young Environmental System사의 IAQ DATE와 Innova Air Tech사의 Thermal Comfort Meter를 사용하여 외주부 영향이 없는 곳을 선정하였다. 시스템 성능 측정은 BAS 시스템에 모니터링되는 값을 15분 간격으로 저장하였으며, 급·배기팬 전력량 및 주파수 변화는 CANDURA사의 PowerPro 전력·주파수 측정기를 이용하였다.

2.2 현장 운전방식

현장 운전에 따른 에너지 성능을 평가하기 위하여 기존 운전방식을 부하가 비슷한 조건에서 Table 3 및 Table 4와 같이 급기온도 제어, VAV 유닛 제어, 급기팬 제어로 분류하여 비교 분석하였다. 즉, D건물은 기존 운전(CAV+VAV), 30 Hz CAV, VAV, 40 Hz CAV 방식으로, S건물에서는 기존 운전(PI 제어), 25 Hz CAV, PID 제어로 운전하였다. 두 건물의 제어방식이 다른 것은 D건물에

Table 3 Control variable condition (D building)

Operating mode	Date	Supply temperature control	VAV unit control	Supply fan control	Cooling valve control	Damper
Current operation	8/26	Variable	Proportional control	30 Hz frequency	Proportional control	Close
30 Hz CAV	8/20	Variable	Open mode	30 Hz frequency	Proportional control	Close
VAV	8/21	Constant	Proportional control	Frequency step control	Proportional control	Close
40 Hz CAV	8/23	Variable	Open mode	40 Hz frequency	Proportional control	Close

Table 4 Control variable condition (S building)

Operating mode	Date	Supply temperature control	VAV unit control	Supply fan control	Cooling valve control	Damper
Current operation (PI control)	8/28	Variable	Floating control	PI control	PID control	Open (30%)
25 Hz CAV	8/29	Variable	Open mode	25 Hz frequency	PID control	Open (30%)
PID control	8/30	Variable	Floating control	PID control	PID control	Open (30%)

서 정압제어가 헌팅현상과 이에 따른 소음문제로 인해 정상적인 VAV 방식이 불가능하여 이와 유사한 대안인 주파수를 다단으로 증감하는 간이 VAV 방식으로 운전하였기 때문이다.

2.2.1 기존 운전

D건물의 운전방식은 급기팬에서 일정 풍량을 덕트로 공급하고 부하변동에 따라 실내로 유입되는 VAV 유닛 풍량과 급기온도를 가변시킨다. 급기팬은 주파수 비례제어를 하여 덕트 정압을 일정하게 유지하는 방식으로 설계되었으나 헌팅현상과 이에 따른 소음으로 주파수를 30 Hz로 고정하여 운전되고 있다. VAV 유닛은 댐퍼 타입으로 실내 온도와 설정점(24℃)을 비교하여 비례제어(비례대 : 2℃)되고 있다. 즉, 급기팬 제어는 CAV 방식이나 말단부 VAV 유닛은 VAV 방식으로 VAV와 CAV 방식의 혼합형으로 제어된다. 30 Hz 일 때 풍량은 6,000 CMH가 된다.

S건물에서 VAV 유닛 제어(벤츄리 타입)는 실내 온도 센서와 설정점(25℃)에 따라 floating 방식으로 제어되고 급기팬을 PI 제어하여 정압제어하는 방식이다.

급기팬의 PI 제어 기본식은 다음과 같다.

$$op = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + bias \quad (1)$$

여기서, $\int_0^t e(t) dt$ 는 샘플링 시간 동안 에러의 합이다.

적정 K_p 와 K_i 값을 구하기 위해 Ziegler and Nichols⁽³⁾가 제시한 튜닝법을 사용하였다. 식을 적용하면 K_p 는 0.78, K_i 는 0.05가 된다. 실제 적용결과 Fig. 3과 같이 적정계수값은 0.5 내외에서 값이 결정된다. Fig. 3은 S건물에서 PI 제어시 정압변화를 5초 간격으로 측정된 것이다.

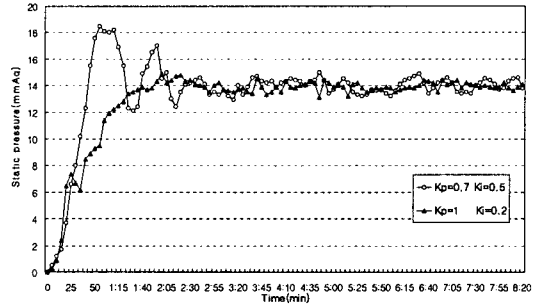


Fig. 3 PI control (S building).

현재 운전되고 있는 PI 제어에서 K_p 값은 0.7, K_i 값은 0.5가 사용되고 있으며, 정상 상태에 도달시 설정 정압(14 mmAq)을 기준으로 약 ± 0.8 mmAq 정도 범위 내에서 변화한다.

급기팬을 P 제어로 운전하게 되면 오프셋⁽⁴⁾ 및 시스템의 현장 여건상 헌팅현상으로 인하여 제어를 할 수 없는 것으로 조사되었다.

2.2.2 CAV 운전

일반적인 CAV 방식은 인버터가 설치되지 않은 채 정격 주파수인 60 Hz에서 최대 풍량으로 실내 부하변동에 따라 급기온도를 조절하는 방식으로 운전되고 있다. CAV 운전은 항상 일정량의 급기가 실내로 유입되어 쾌적한 실내 환경을 유지할 수 있으나 부분부하시 실내 온도조절이 어렵고 급기팬의 전력소비를 증대시킨다.

인버터가 설치된 건물인 경우, 송풍량을 주파수에 따라서 조정할 수 있기 때문에 D건물은 기존 운전방식에 사용되는 주파수인 30 Hz와 VAV 운전에서 사용되는 평균 주파수보다는 높은 40 Hz의 주파수를 기준으로 CAV 운전 평가를 하였다. S건물은 기존 운전제어 주파수 평균보다 약간 높은 25 Hz로 선정하였다. 두 건물 VAV 유닛은 모두 개방상태로 하였다.

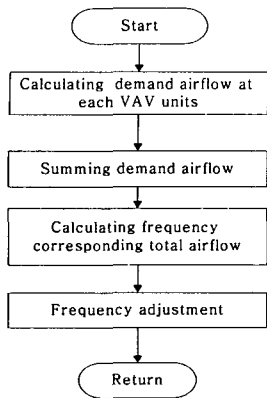


Fig. 4 Frequency adjustment procedure (D building-ing).

2.2.3 주파수 다단운전/급기팬 PID 제어

D건물은 정압제어방식으로 설계되었으나 헌팅 현상과 소음문제로 인해 정압제어가 불가능하여 BAS 화면에 표시되는 실내 요구 풍량에 의해 급기팬 주파수를 2.5Hz씩 다단으로 제어하는 방식을 사용하여 VAV 운전 평가를 하였다. Fig. 4는 VAV 운전에 적용된 제어방식을 보여준다.

S건물에서는 급기팬의 PID 제어를 하였다. PID 제어는 PI 제어식과 비교하여 보면, 에러에 대한 변화(미분)항이 추가되어, 설정제어 목표에 신속하게 응답하는 특성을 가지게 한다.

VAV 유닛 조건은 PI의 경우와 동일하게 하였다. 급기팬 PID 제어의 기본식은 다음과 같다.

$$op = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} + bias \quad (2)$$

여기서, $\frac{de(t)}{dt}$ 는 샘플링 시간 동안 에러의 미

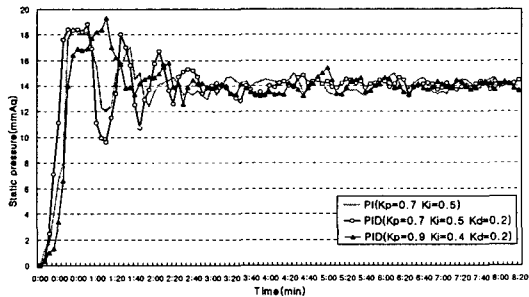


Fig. 5 PID control (S building).

분값이다.

적정계수를 구하기 위해 Ziegler-Nichols의 PID식에 적용하면 K_p 는 1, K_i 는 0.1, K_d 는 2.56이 된다.

실제 대상건물에서 적정계수값은 Fig. 5에서와 같이 K_p 는 0.7, K_i 는 0.5, K_d 는 0.2가 적당한 것을 알 수 있다. Fig. 5는 PID 제어와 기존 운전시 정압변화를 5초 간격으로 나타낸 것이다.

3. 결과분석

현장측정 연구가 갖는 한계성을 최대한 극복하면서 상이한 운전방식에 대한 성능을 상대평가하기 위하여 측정기간 중 비교적 외기조건 등 부하의 패턴이 비슷한 날들을 선택하여 분석하였다. 현장 조사결과, D건물과 S건물은 열 관류율과 면적당 제실밀도 및 기기부하가 거의 동일한 수준으로 파악되었다.

3.1 실내 환경

3.1.1 외기온도

측정기간은 D건물에서는 2002년 8월 12에서 8월 26일, S건물에서는 2002년 8월 27일에서 8월

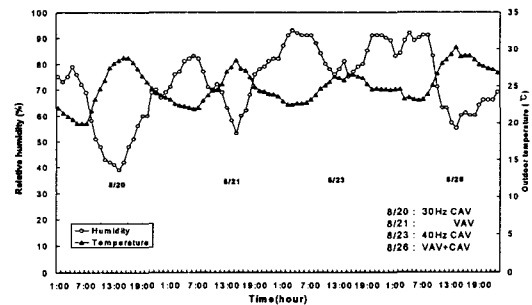


Fig. 6 Outdoor condition (D building).

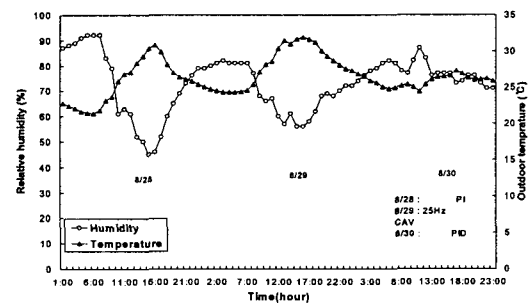


Fig. 7 Outdoor condition (S building).

30일까지 하였다. 운전평가는 무더운 여름철 날씨 조건일 때 하였으며, Fig.6 및 Fig.7은 측정일의 외기조건과 제어방식을 각각 나타낸다.

3.1.2 실내 온도

D건물의 실내 온도는 Fig.8과 같이 4가지 제어방식 모두 설정점(24°C)을 기준으로 ±1°C 범위를 유지한다. 기존 운전방식에서는 제습목적으로 급기온도를 14°C까지 낮추기 때문에 실내 온도가 낮다. 30Hz와 40Hz CAV 방식인 경우 실내 온도는 23~24°C의 범위 내에서 제어된다. 이는 환기온도와 실내 온도를 참조하여 급기온도를 설정하여 제어하기 때문에 설정점(24°C)을 기준으로 평균 0.8°C의 제어오차가 생기는 것으로 판단된다. VAV 방식인 경우 급기온도가 16.5°C로 일정하게 유지되면서 실내 부하에 따라 풍량을 가변시키기 때문에 실내 온도는 설정점(24°C) 전후로 0.3°C 범위를 가진다.

S건물의 실내 온도변화는 Fig.9와 같이 온도 설정점인 25°C 전후로 하여 세 가지 제어방식 모두 양호하게 제어되는 것을 볼 수 있다. PI 제어인 경우 실내 온도는 24.5~26°C 범위를 가지며 PID 제어와 25Hz CAV 방식에 비해 실내 온도

가 0.5°C 높은 특성을 가진다. 이는 VAV 유닛의 정압손실이 발생하기 때문으로 추정된다. 25Hz CAV 운전인 경우 VAV 유닛이 개방된 상태에서 13°C의 급기풍량이 일정하게 유입되어 실내 온도는 24.5~25.5°C을 유지한다. PID 제어인 경우 미분계수의 영향으로 인해 실내 부하에 따라 신속하게 급기풍량과 급기온도를 가변시키기 때문에 PI 제어에 비해 설정점(25°C)를 0.3°C 범위 내에서 유지된다.

두 건물에서 주파수 변화 CAV 운전은 VAV 운전에 비해 실내 온도가 2배 정도 편차가 생기는 것을 볼 수 있다. 이는 급기온도를 제어하는 것이 급기풍량을 제어하는 것보다 제어성능이 떨어지기 때문이다.

3.1.3 실내 PMV

Fig.10와 Fig.11은 D건물과 S건물에서 측정된 PMV값을 나타낸 것으로 실내 PMV값은 두 건물 모두 쾌적 기준치인 ±0.5 범위에서 유지되고 있다. VAV 제어가 쾌적 기준인 0에 가깝게 되고 있다. CAV 제어시 VAV 유닛이 개방되기 때문에 기류의 영향으로 PMV 범위가 다소 크게 유지된다.

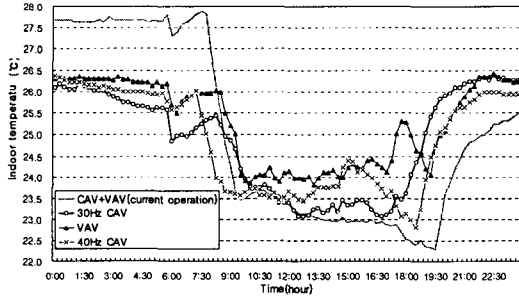


Fig. 8 Indoor temperature (D building).

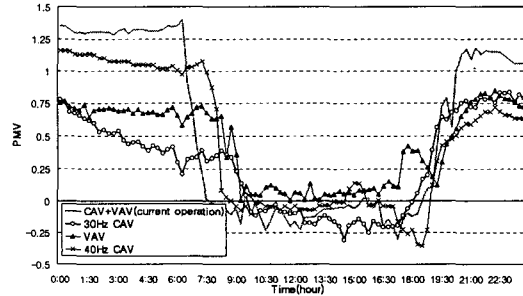


Fig. 10 PMV (D building).

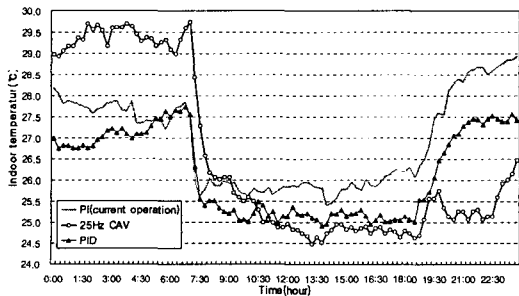


Fig. 9 Indoor temperature (S building).

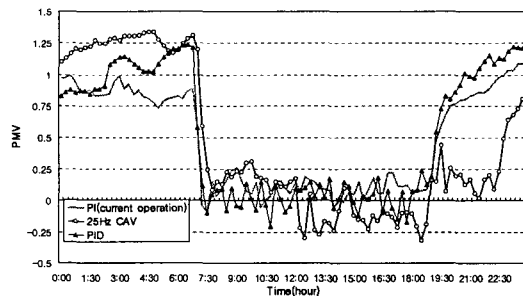


Fig. 11 PMV (S building).

두 건물의 실내 CO₂ 농도는 실내 환경 기준점인 1,000 ppm를 넘지 않고 대부분 800 ppm 이하에서 실내 환경을 유지하나 부하 감소시 적정 외기량을 도입하는 제어가 필요한 것으로 측정되었다.

3.2 시스템 성능

3.2.1 급기온도

Fig. 12과 Fig. 13은 두 건물에서 제어방식에 따른 급기온도 변화를 나타낸 것이다.

D건물의 급기온도는 기존 방식인 경우 제습목적으로 급기온도를 낮게 설정하기 때문에 15°C 이하를 유지한다. CAV 운전인 경우 급기풍량에 따라 급기온도를 재설정하기 때문에 30 Hz CAV 방식은 14.5~15.5°C, 40 Hz CAV 방식은 17~18.5°C 온도범위를 가진다. VAV 방식은 초기 부하시 14.5°C까지 낮아지고 이후 16.5°C로 일정하게 유지된다.

S건물의 급기온도 변화는 기존 운전(PI 제어)인 경우 초기 부하 이후 평균 13°C로 유지된다. 25Hz CAV 운전에서는 외기조건이 PI 제어와 비슷하여 급기온도는 기존 운전패턴과 유사하다. PID 제어인 경우 미분계수의 영향으로 풍량이 부

하변동에 따라 빠른 변화를 가지기 때문에 급기온도는 이에 따라 재설정되며 외기부하 감소로 기존 운전에 비해 평균 2°C 정도 높은 값을 가진다.

3.2.2 급기풍량

Fig. 14와 Fig. 15는 두 건물에서 제어방식에 따른 실내로 유입되는 풍량변화를 나타낸 것이다.

D건물의 급기풍량 변화는 기존 운전방식인 경우 급기팬에서 일정 풍량을 실내로 공급하고 부하변화에 따라 VAV 유닛을 비례제어하며 2,700~3,300 CMH 범위에서 변화한다. 고정 주파수를 가지는 30 Hz와 40 Hz CAV에서는 각각 3,400 CMH와 4,200 CMH 정도의 일정한 풍량이 실내로 유입된다. VAV 방식인 경우 부하변동에 따라 급기팬 주파수를 다단계제어하기 때문에 2,600~4,500 CMH의 범위에서 풍량이 가변된다.

3.3 에너지사용량

3.3.1 급기팬 전력량

Fig. 16 및 Fig. 17은 대상건물에서 제어방식에 따른 급기팬의 시간별 전력량을 나타낸 것이다.

D건물의 급기팬 전력량은 기존 운전과 30 Hz

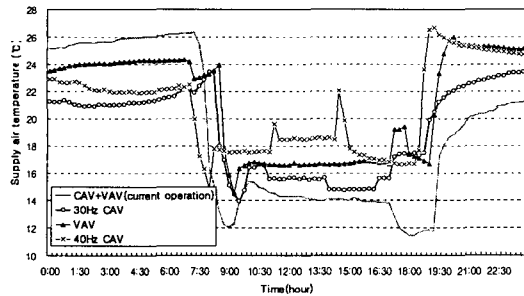


Fig. 12 Supply air temperature (D building).

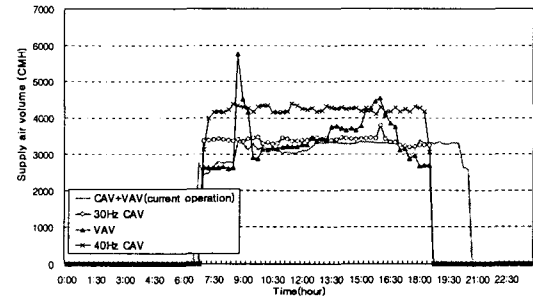


Fig. 14 Supply air volume (D building).

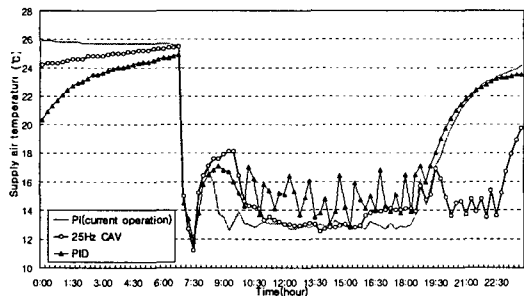


Fig. 13 Supply air temperature (S building).

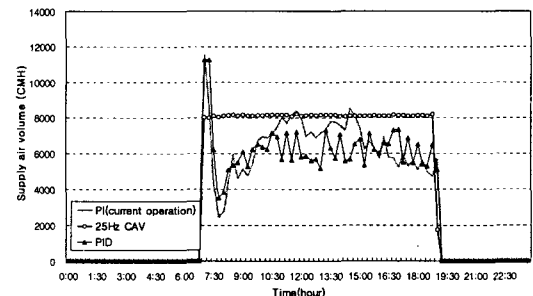


Fig. 15 Supply air volume (S building).

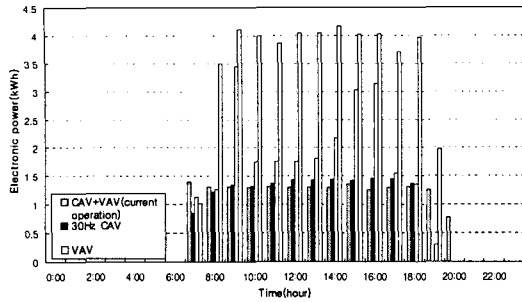


Fig. 16 Electric power of supply fan (D building).

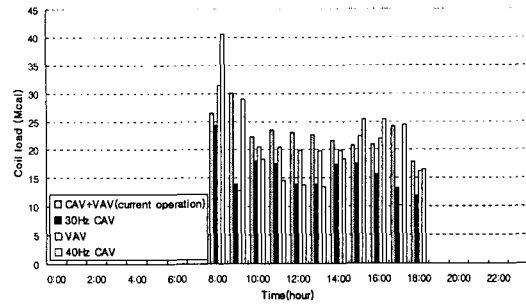


Fig. 18 Coil load (D building).

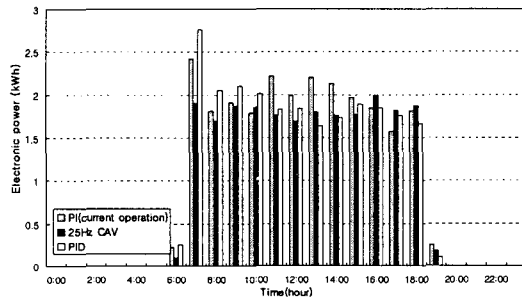


Fig. 17 Electric power of supply fan (S building).

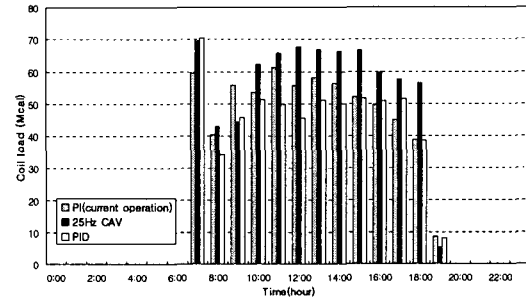


Fig. 19 Coil load (S building).

CAV 운전은 주파수가 같기 때문에 평균 1.5 kWh를 소비하고 VAV 제어는 부하 변동에 따라 1.5~3.5 kWh의 범위를 가지고 변화한다. 40 Hz CAV 운전은 주파수 증가로 인해 30 Hz CAV와 비교하면 약 2.6배 정도 전력소비가 크게 된다.

S건물인 경우 급기팬의 전력은 PI와 PID 제어에서 전력사용량은 비슷하고, 1.7~2.8 kWh 범위를 가진다. 25Hz CAV 운전시에는 고정 주파수이기 때문에 평균 1.8 kWh 정도 전력을 소비한다.

3.3.2 코일부하

냉방부하에 따른 시간별 냉방 코일부하를 구하기 위해 급기 온·습도, 혼합공기 온·습도와 습공기 선도를 이용하여 엔탈피를 구하였다.

관계식은 다음과 같다.

$$q_c = 1.2Q(i_{ma} - i_{sa}) \quad (3)$$

Fig. 18과 Fig. 19에서 나타난 바와 같이 두 대상건물에서 부하패턴은 비슷하고 오전 초기 부하가 크게 걸리는 것을 알 수 있다.

D건물에서 오전 초기 부하는 35,000 kcal/h 정도이며 15,000~25,000 kcal/h의 범위를 가진다. S건물인 경우 초기 부하시 70,000 kcal/h까지 상승하여 50,000~60,000 kcal/h 범위에서 부하가 변한다.

S건물은 전공기 방식으로 운전되기 때문에 외주부에 팬코일이 설치된 D건물에 비해 공조기 냉방 코일부하가 크게 요구되는 것을 알 수 있다.

4. 에너지소비량 비교

열원 시스템의 구성요소 중 정유량 특성을 가지는 팬과 펌프의 소요동력은 운전시간 동안 일정하다고 가정하였다. 따라서, 본 연구의 목적상 운전제어방식에 따른 에너지소비량의 상대적인 평가는 다음 식과 같이 단순화할 수 있다.⁽⁵⁾

$$P_{total} = P_{comp, ch} + P_{fan, ah} \quad (4)$$

운전제어방식에 따른 에너지 성능 상대평가를 위하여 D건물과 S건물의 현재 운전방식을 기준으로 하여 비교하였다. Fig. 20 및 Fig. 21은 D건

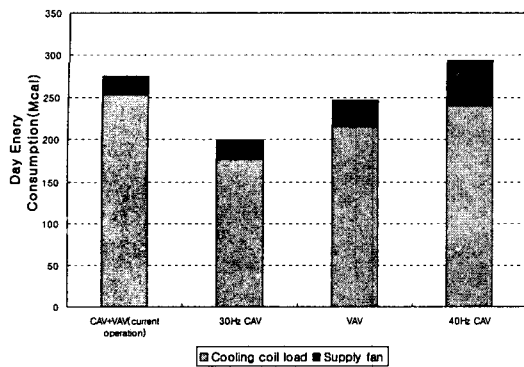


Fig. 20 Total energy consumption (D building).

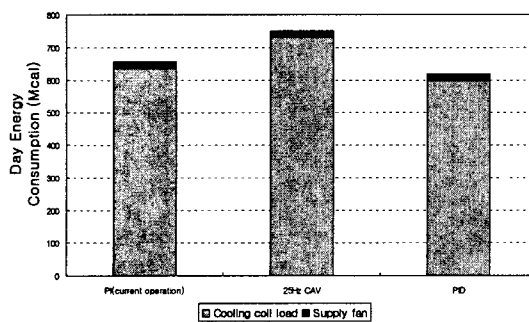


Fig. 21 Total energy consumption (S building).

물과 S건물에서 각 제어방식에 따른 에너지소비량을 나타낸 것이다.

D건물에서는 30Hz CAV 운전방식이 작은 풍량과 댐퍼 개방에 따른 정압손실이 작아 가장 효율적으로 나타났으며, 40Hz CAV는 급기풍량 증가로 인해 7% 정도 에너지소비가 증가한다. 그리고 VAV 운전은 30Hz CAV 운전에 비해 19% 증가하나 40Hz CAV 운전과 비교하면 19% 감소한다.

S건물에서는 PI와 PID는 외기조건을 고려하면 비슷한 에너지소비를 보이고 25Hz CAV는 풍량 증가로 인해 14% 정도 에너지소비가 증가한다.

5. 결 론

VAV 시스템이 적용된 2개의 대상건물에서 현장 제어방식에 따른 여름철 실내 환경 및 에너지 성능을 비교 분석한 결과는 다음과 같다.⁽⁶⁾

(1) D건물에서 적용한 4가지 현장 제어방식 모두 실내 온도 23~24.5℃로 여름철 쾌적범위 내에서 제어되고 있으며 실내 PMV는 ±0.25 범위

에서 운전된다. 에너지소비량을 기존 운전방식 (CAV+VAV)과 비교하면 30Hz CAV 방식은 27%, VAV 방식은 10%의 에너지 절감효과가 있으며, 40Hz CAV 방식은 7%가 증대된다.

(2) S건물의 3가지 현장 제어방식 모두 실내 온도가 24.5~26℃로 D건물과 마찬가지로 여름철 쾌적범위를 만족한다. 에너지소비량은 기존 운전방식(PI 제어)을 기준으로 25Hz CAV 방식은 14% 에너지가 증대되고 PID 제어는 외기조건을 고려할 경우 비슷한 에너지소비량을 가진다.

(3) VAV 시스템의 정압제어가 소음과 현탕현상으로 인해 제대로 되지 않을 경우, 실내 요구 풍량을 입력신호로 하여 급기팬 주파수를 부하변동에 따라서 다단 제어방식이 적용 가능하다.

(4) VAV 시스템은 설계 복잡성 증대, 현장시공의 어려움, 부적절한 시스템의 조정·평가, 시스템 유지에 관한 전문지식의 부족으로 인해 생기는 문제점으로 실제로는 CAV 시스템으로 운전되는 사례가 많다. 따라서, 이에 대한 현실적인 대안으로, 실내 부하에 따른 급기팬의 적정 주파수를 구하여 급기팬을 일정한 풍량(고정 주파수)으로 하고 급기온도를 가변으로 하는 운전방식으로도 실내 쾌적범위 내에서 효율적인 운전이 가능한 것을 본 실험에서 확인할 수 있었다.

향후, VAV 시스템으로 운전되는 다양한 건물을 대상으로 본 연구에서 얻은 급기팬은 일정 주파수로 정풍량 방식으로 하고 급기온도는 부하에 따라 가변으로 하는 운전방식을 장기간 모니터링 자료를 이용하여 제어성능 평가가 수행되어야 한다. 그리고 현장 적용 가능한 제어방식의 연구가 지속적으로 수행될 필요가 있다.

후 기

본 연구의 현장 측정에 도움을 제공해 주신 디엔티 모터스(주)의 이재영 사장님, 에버론(주)의 정영완 사장님, 아이콘트롤스(주)의 이현주 과장님, 아이서비스(주)의 이상연 소장님에게 깊이 감사드립니다.

참고문헌

1. Mark, D. K., 1997, Situations to consider when variable air volume is an option, ASHRAE

- Transactions, Vol. 97, Part 2, pp. 823-825.
2. Thomas, E. and Cappellin, P. E., 1997, VAV systems—What makes them succeed? What makes them fail?, ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part 2, pp. 813-816.
 3. Franklin, G. F. and Powell, J. D., 1995, Feedback Control of Dynamic Systems, 3rd ed., Abbas Emami-Naeini, Inc., pp. 191-192.
 4. Kreider, J. F. and Rabl, A., 2002, Heating and Cooling of Buildings Design for Efficiency, McGraw-Hill, Inc., pp. 648-650.
 5. Ju, Y. D., 2000, Control technology for energy saving in CAV system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp. 115-116.
 6. Seo, J. U., 2003, Energy Performance Evaluation of VAV System through Various Operating Strategies in Commercial Buildings during the Cooling Season, Master's Thesis, University of Seoul.