

여름철 공조시스템의 최적 운전 제어 방식

Optimal air-conditioning system operating control strategies in summer

허 정 호*
J. H. Huh

Key words : Air-Conditioning system(공조시스템), Energy consumption(에너지 소비), Humidity control(습도 제어), Simulation(시뮬레이션), Optimization(최적화), Part load(부분부하), System operating strategies(시스템 운전 방식), Thermal comfort(온열 쾌적감)

Abstract

Buildings are mostly under part load conditions causing an inefficient system operation in terms of energy consumption. It is critical to operate building air-conditioning system with a scientific or optimal manner which minimizes energy consumption and maintains thermal comfort by matching building sensible and latent loads. Little research has been performed in developing general methodologies for the optimal operation of air-conditioning system. Based on this research motivation, system simulation program was developed by adopting various equipment operating strategies which are energy efficient especially for humidity control in summer. A numerical optimization technique was utilized to search optimal solution for multi-independent variables and then linked to the developed system simulation model within a main program.

The main goal of the study is to provide a systematic framework and guideline for the optimal operation of air-conditioning system focusing on air-side. For given cooling loads and ambient outdoor conditions the optimal operating strategies of a commercial building are determined by minimizing a constrained objective function by a nonlinear programming technique. Desired space setpoint conditions were found through evaluating the trade-offs between comfort and system power consumption. The results show that supply airflow rate and compressor fraction play main roles in the optimization process. It was found that variable setpoint optimization technique could produce lower indoor humidity level demanding less power consumption which will be benefits for building applications of humidity problem.

* 정회원, 명지대학교 건축공학부

기 호 설 명

상첨자

- $X_{i,j}$: 점 X 의 i 번째 요소
- $r_{i,j}$: 0과 1 사이의 난수
(random number)
- L : X 의 하한 값
- U : X 의 상한 값
- J : 목적함수
- E : 전체 에너지 소비량 (= 압축기 동력
+ 응축기 팬의 동력
+ 송풍기 팬의 동력)
- PMV : 예상 평균 온냉감 신고
(Predicted Mean Vote)
- X : 독립(또는 운전 제어) 변수
- c_i : 가중계수
- $EvapFrac$: 증발기 전체에 대한 작동되는 부분
(0~1사이의 실수)
- $CondFrac$: 응축기 전체에 대한 작동되는 부분
(0~1사이의 실수)
- $CompFrac$: 압축기 전체에 대한 작동되는 부분
(0~1 사이의 실수)
- $BypassFrac$: 송풍되는 공기량에 대한 냉각코일 주
변으로 바이패스 되는 부분(0~1사
이의 실수)
- $MAirFrac$: 설계 풍량에 대한 송풍되는 공기량의
부분(0~1 사이의 실수)
- T_{ra} : 실내 설정 온도
- ω_{ra} : 실내 설정 절대습도비
- P_a : 주위 공기의 수증기 분압
- ω : 절대습도비
- P : 대기압
- Q_{sen}, Q_{lat} : 현열 및 잠열(냉방) 부하
- K_{sen}, K_{lat} : 그래프의 기울기
- T_o, ω_o : 외기 온도 및 절대습도비
- T_{bat}, ω_{bat} : 온도 및 절대습도비의 균형점

- l : 하한값
- u : 상한값

하첨자

$i=1, \dots, n, j=2, \dots, k$

1. 서 론

최근 몇 년 동안 여름철 우리나라의 전력 수급은 매우 불안하며 혹독한 전력 난을 겪고 있다. 건물의 냉방 부하 중 잠열부하가 커지는 여름철 공조시스템의 적절한 운전과 제어는 효율적인 에너지 사용과 쾌적한 실내 온열 환경 측면에서 중요한 연구 과제이다. 특히, 적당한 실내 습도 조절은 에너지 효율적인 건물 운전, 인체의 온열 쾌적감, 건강, 건축 재료, 그리고 생산성 효율 등에 큰 영향을 준다. 더욱이 갈수록 실내 공기의 질에 대한 요구는 커지며 외기 도입량은 증가되어가고 있기 때문에 건물의 부하 상태에 따른 공조시스템의 최적 운전 방식을 결정하는 것은 매우 절실하다. 공조시스템에 의한 습도 조절은 단순히 공기 온도를 이슬점 온도 이하로 내림으로써 간접적으로 습도를 조절하고 있기 때문에 비효율적인 운전이 되기 쉽다. 따라서 좀더 적극적이고 직접적인 습도 조절 방법을 고려할 필요가 있다. 이 경우 부분부하 상태에서 시스템 운전 용량의 결정은 에너지 절약적인 차원에서 중요하다. 즉, 시스템 용량이 그때의 부하 상태에 비해 상당히 맞지 않을 경우 불만족스러운 운전상태를 초래한다. 예를 들면 현열부하를 만족시키기 위해 공기온도는 적당한 상태로 공급되지만 습도는 너무 높게 되어 결과적으로 잠열부하가 문제가 된다.

지금까지 건물 에너지 시스템의 최적화에 관한 연구는 주로 시스템의 디자인에 관한 것이었고 최적 운전과 관련된 연구는 대부분 냉방 열원 장치에 관련되어 있으며 최근의 예로서 Arnold⁽¹⁾, Sud⁽²⁾, Lau⁽³⁾, Hackner⁽⁴⁾, 그리고 Wong⁽⁵⁾ 등의 연구를 들 수 있다. 외기의 조건, 건물의 부하 상태, 실내

그리스 문자

- α : 임의의 수 >1(예 : 1.3)
- ϵ : 효율성 (Effectiveness)

공기의 온열환경 조건 특히 온도 뿐만 아니라 습도 제어까지 포괄적으로 고려한 공조시스템의 최적 운전에 관한 연구는 현재까지 매우 미흡한 실정에 머물러 있다. 따라서 본 연구의 목적은 실내 최적 설정 온도와 습도 조건을 구함으로써 동시에 최소 에너지 사용과 쾌적한 실내 온열환경이 만족되는 공조시스템의 최적 운전 방식을 결정하는데 있다. 이를 위하여 적합한 시뮬레이션-최적화 실행 방법을 개발하였다.

건물의 부분부하 상태에서 다양한 공조 기기 운전 테크닉을 실제와 유사하게 시뮬레이션 하기 위하여 이론식과 경험식이 혼합된 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 이것에 연계하여 최적 운전 방식을 수학적으 로 결정하기 위한 수치적 최적화 기법을 적용하였고 그 대상 건물은 고온 다습한 기후에서의 대형 소매점이었다. 건물의 냉방(현열 및 잠열)부하는 실내 외 온습도 차의 함수인 선형 회귀식으로 추정하였으며 이것이 공조시스템의 순간운전 용량과 일치할 때 최적 시스템 운전 방식이 결정되도록 하였다. 실내 공기의 설정 온습도 조건은 냉방부하의 결정과 실내 온열환경의 평가에 매우 중요하므로 그 조건이 일정한 경우와 가변적인 경우로 나누어 체계적으로 고찰하였다.

2. 시뮬레이션 모델

시스템 시뮬레이션 모델만을 사용하여 변수의 최적값을 구하기에는 일반적으로 상당한 계산 시간과 노력이 요구되며 변수가 많을 경우 거의 불가능해지기 때문에 본 연구에서는 시뮬레이션 방법과 수치적 최적화 방법을 연계시키는 방법을 개발하였다. 따라서 우선 이러한 시뮬레이션-최적화 연구에 적합한 모델을 개발하는 것이 매우 중요하다. 공조시스템의 핵심 요소라 할 수 있는 냉각코일의 모델은 이미 많은 연구가 진행되어 왔다. 특히, 최근의 연구로서 Hill과 Jeter⁽⁶⁾는 냉각코일과 히트 파이프 열교환기로 이루어진 증발기 모델을 성공적으로 개발하였으며 Brandemuehl⁽⁷⁾은 HVAC 시스템의 다양한 구성 요소의 컴퓨터 모델을 철저한 실험 검증 을 통하여 개발하였고 사용자가 상황에 따라 편리하게 사용할 수 있도록 하였다. 또한 Brande

muehl⁽⁶⁾과 Mitchell⁽⁸⁾은 현존하는 건물에서의 효과적인 습도 조절 방법에 초점을 두고 HVAC 시스템 디자인 및 운전과 건물의 냉방부하에 관하여 선도적인 연구를 행하였다. 본 논문에서 기술하는 시스템 시뮬레이션 모델의 기본적인 열 전달이나 물질 전달 이론의 알고리즘은 기존의 연구 결과에 근거를 두었으며 특히, 연구의 핵심인 여러 가지 시스템 운전 방식에 대한 부분을 중점적으로 확장 발전시켜 이를 최적화 기법과 연계시킬 수 있게 하였다. 개발된 모델의 특징은 기기 요소의 물리적인 자세한 정보(형태와 크기 등)없이도 에너지 사용량을 정확히 예측할 수 있다는 이점이 있다.

공조시스템은 Fig.1에서 보는 바와 같이 전형적인 직팽식(DX : Direct Expansion)의 공냉식 콘덴싱 유니트(condensing unit)로서 공기측의 프로세스를 중심으로 이론식과 실험식을 혼용하여 모델링 하였다. 즉, 압축기와 팽창밸브는 제조 회사의 성능 데이터를 이용하여 다항식의 회귀식으로 표현하였고 증발기와 응축기는 ϵ -NTU 방식⁽¹⁰⁾을 이용한 열 및 물질 전달 모델로서 자세히 모델링 하였다. 특히, 여름철 건물의 부분부하 상태에서 에너지와 습도 제어에 효율적인 공조 기기의 다양한 운전 방식을 취함으로써 이를 기본적인 시뮬레이션 모

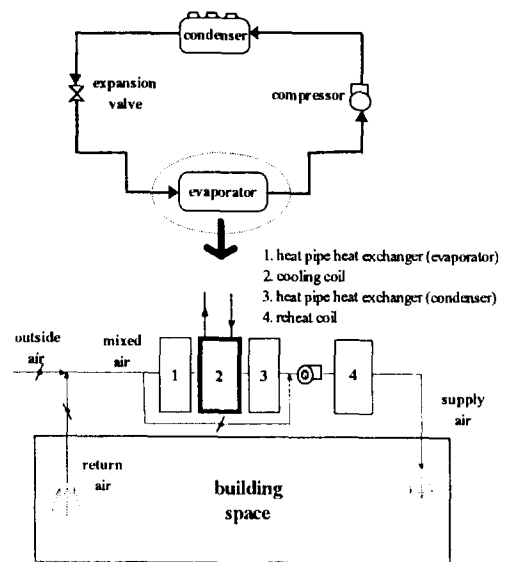


Fig.1 Schematic diagram of air-conditioning system

델로 하였다.⁽¹¹⁾ 이 운전 방식은 냉각코일의 열 교환되는 표면적 제어, 응축기 팬 제어, 실린더 사용에 따른 압축기의 용량 제어, 냉각코일 주위로 바이패스 되는 공기량의 제어 그리고 송풍 공기량의 제어로서 공조시스템의 기기의 운전 변수이다. 그 외 공조기 측의 설계 변수라고 할 수 있는 히트파이프 열교환기도 과대한 잠열부하를 위하여 시뮬레이션 모델에 포함하였다. 건물의 부분부하 상태에서 각각의 운전 방식을 전체 중 몇 % 정도 사용할 것인가를 단순화하고 융통성 있게 모델링하기 위하여 위의 변수들은 0~1 사이의 실수 값(fraction 또는 normalized value)으로 표현하였다. 반복계산을 통해서 어떤 값을 수립시키는데 필요한 함수의 수치 해석법으로서 Newton-Raphson법을 사용하였다. 모델의 타당성을 검증하기 위하여 시스템의 전체 운전 용량, 현열 운전 용량 그리고 잠열 운전 용량의 시뮬레이션 결과를 실제와 비교한 결과 ±10% 오차 범위 내에서 서로 일치됨을 확인할 수 있었다. 또한 최적화 문제의 효과적인 구성과 실행을 위하여 시스템 운전에 관여하는 변수 중 목적함수에 민감한 반응을 보이는 변수를 찾는 민감도 분석도 실시 하였다.

본 연구에서 개발된 모델의 한계점은 다음과 같이 요약할 수 있다. 한 개의 규모가 30 냉동톤(90720 kcal/h)인 직랭식 공조시스템을 모델링하였으며, 설계용 총량은 1냉동 톤 당 680(m³/h)로 가정하였다. 최적해를 찾는 절차를 간략하게 하기 위하여 가장 기본이 되는 시스템 용량 규모의 단일 유니트만을 고려하였다. 향후 좀더 큰 부하의 규모를 대상으로 한다면 개발된 모델을 기반으로 간단히 확장할 수 있다. 일반적으로 과열도(superheat)는 팽창밸브를 사용하여 설정 온도에 가깝게 유지할 수 있으나 응축기의 과냉도(subcooling)는 쉽게 조절할 수 없다. 응축기와 증발기 모델의 과냉도와 과열도는 운전 중 변하지 않는다고 가정하였다. 공조시스템의 운전은 외기 조건이나 건물의 부하 상태에 따라 동적으로 조절 되어야 하겠지만 본 연구에서는 준 정상상태로 가정하였다. 즉, 시스템은 건물보다 그 반응이 상대적으로 훨씬 빠르다는 점과 매 시간의 건물 에너지 소비량 해석에는 준 정상상태의 모델로도 큰 무리가 없다는 점에 착

안하여 모델링하였다. 일반적으로 공조기를 선택하는 지표로서 시스템의 냉각 용량을 나타내는 현열비가 사용된다. 보통의 공조시스템으로서는 70~85%를 현열 냉각을 나머지 15~30%는 잠열 냉각을 할 수 있다. 만약 어떤 시스템의 현열비가 너무 높으면 건물의 잠열부하를 감당하기에 성능이 부족하게 된다. 본 연구의 목적상 다습한 기후 조건이 관심의 대상이기 때문에 시스템의 현열비를 0.7로 가정하였다. 공조시스템 시뮬레이션 모델에 관한 사항은 기존의 연구⁽¹¹⁾에 상세히 기술되어 있다.

3. 수치적 최적화 알고리즘

사용된 최적화 기법은 콤플렉스 추적 방법(complex search method)으로서 미분에 대한 어떠한 정보도 필요 없이 각 꼭지점에서 함수 값 비교만으로 최적값을 추적해 가는 방법이다. Box⁽¹²⁾에 의해 개발되었으며 n 개의 변수로 이루어진 제약된 함수의 최적값을 결정하는 수치적 기법이며 다음과 같은 최적화 문제를 대상으로 하고 있다.

$$\text{최소화(minimize)} \quad \text{목적함수 } f(X) \quad (1)$$

$$\text{제약함수 } g_j(X) \leq 0, \quad j=1, 2, \dots, m \quad (2)$$

$$x_i^{(l)} \leq x_i \leq x_i^{(u)}, \quad i=1, 2, \dots, n \quad (3)$$

적용된 알고리즘은 다음과 같이 요약된다. 우선, m 개의 제약함수(constraints)를 만족하는 $k \leq n + 1$ 점들을 갖는다. 초기치 X_0 과 나머지 $k-1$ 개의 점들을 0부터 1사이의 난수(random number)를 이용하여 아래와 같이 차례로 찾아간다.

$$X_{i+1} = L_i + r_i (U - L_i) \quad (4)$$

다음은, 각 꼭지점에서 목적함수를 계산하고 그 값이 가장 불리한 꼭지점은 버리고 새로운 점과 교체가 된다. 이때 새로운 점은 버려진 꼭지점과 나머지 꼭지점들로 이루어진 무게중심(centroid)을 연결한 선상에서 결정되는데 그 위치는 버려진 꼭지점과 무게중심간의 거리 이상으로 잡는다.

$$X_{i, (new)} = \bar{X}_{i, i} + \alpha(\bar{X}_{i, i} - X_{i, (old)}) \quad (5)$$

$$\bar{X}_{i, i} = \frac{1}{k-1} \left[\sum_{j=1}^k X_{i, j} - X_{i, (old)} \right] \quad (6)$$

만약에 새로운 꼭지점이 적당하다면 함수는 다시 계산되고 위의 절차를 반복해 나간다. 혹시 새로운 점이 이전의 가장 불리한 함수 값보다 더 불리하거나 내재된 제약조건을 위배했을 때는 그 점은 합당한 점이 결정될 때까지 무게중심쪽으로 움직여서 잡도록 한다.

$$X_{i, (new)} = \frac{(X_{i, (old)} + \bar{X}_{i, i})}{2} \quad (7)$$

일반적으로 이 방법은 계산 초기에는 상당히 빠른 속도로 최적해에 접근해 가지만 최적해 부근에서는 경우에 따라서 상당한 반복 실행이 요구된다. 특히 본 연구에서와 같이 시뮬레이션 방법을 최적화 기법과 연계할 경우 에러가 불규칙하게 나타나 이 현상은 더욱 현저해질 가능성이 높다. 그러므로 최적화 계산 과정을 향상시키기 위하여 본래의 Box의 알고리즘을 수정 보완하였다. Fig.2는 사용된 최적화 프로그램(CPX)의 개략적인 구조를 나타내고 있다.^(13~14)

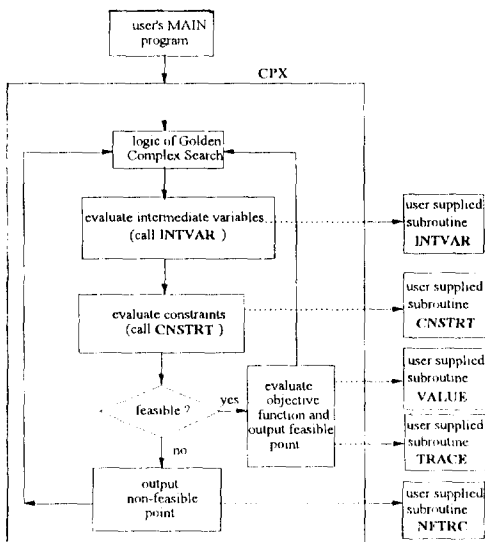


Fig.2 Optimization program structure

본 연구에서는 시뮬레이션 모델을 통해서만 목적함수의 값을 알 수 있기 때문에 방대한 계산 과정이 예측된다. 따라서 이에 적합하도록 최적화 프로그램의 실행 구조를 구성하였다. CPX는 사용자가 작성한 주 프로그램이나 다른 서브루틴에서 호출할 수 있으며 사용자의 5가지 서브루틴이 실행을 위하여 추가적으로 필요하다. 즉, INTVAR에서는 변수의 중간 계산 과정이 처리된다. 특히 시뮬레이션 모델은 이 곳에서 실행되도록 하였다. CNSTRT에서는 제약함수를 정의하고, 목적함수는 VALUE에서 최종 계산된다. 적합한 점들에 관한 출력 정보는 TRACE에서, 그리고 적합하지 않은 점들에 관한 사항은 NFTRC내에서 처리하도록 한다. 제약된 최적화 문제를 해결하는 동안 3개의 서브루틴들(INTVAR, CNSTRT, VALUE)은 목적함수 값을 계산하기 위해 항상 순서대로 호출된다. 만약, CNSTRT에서 시도되는 점이 적합하지 못하면 VALUE의 호출은 생략된다. 이때 시도되는 점이 적합한가의 여부에 따라 CPX에 의해 TRACE 또는 NFTRC가 호출된다.

4. 최적화 문제의 구성

4.1 개요

일반적으로 최적화를 다루는 문제에서는 최적화 알고리즘의 선정, 독립변수, 목적함수, 제약조건 등을 명확히 파악하여 문제를 체계적으로 구성하는 것이 가장 중요한 사항이 된다. 특히, 본 논문에서는 오직 시스템 모델을 시뮬레이션 해봄으로써 평가의 지표인 목적함수 값을 알 수 있기 때문에 시뮬레이션-최적화 환경에 알맞은 모델의 개발과 적절한 최적화 알고리즘의 선택은 매우 중요하다. 시뮬레이션 모델과 최적화 기법은 진술한 바와 같으며 그 외 본 논문의 최적화 문제에 대한 구성 절차는 다음과 같이 요약된다.

4.2 독립변수(Independent variable)

본 연구에서 사용된 독립변수는 운전 방식에 관계된 것으로서 연속적인 변수로 가정하였으며 대부분 부분부하 상태에서 시스템이 운전된다는 점을

고려하여 0부터 1사이의 실수 값으로 단순하고 융통성있게 표현하였다. 실내 온습도 조건이 고정된 경우는 총 5개의 변수를 최적화하며 이들은 압축기의 운전 용량, 송풍되는 공기량, 냉각코일 주위로 바이패스 되는 공기량, 열 교환되는 코일의 표면적 그리고 응축기 팬의 운전 제어에 관계된 변수이다. 이러한 운전 제어 방식들은 일반적으로 여름철 특히 습도 제어에 에너지 효율적이라고 알려져 있다. 실내 최적 설정 온습도 조건이 부하에 따라 달라져야 한다고 가정할 경우는 실내 설정 온습도 조건 자체가 최적화 과정에 포함되므로 총 7개의 독립변수가 된다. 따라서 독립변수 (X)의 범위는 다음과 같이 각각의 최소값과 최대값으로 표현될 수 있다.

$$X_{min}(i) \leq X(i) \leq X_{max}(i) \quad (8)$$

여기서,

- $0 \leq EvapFrac \leq 1.0$
- $0 \leq CondFrac \leq 1.0$
- $0 \leq CompFrac \leq 1.0$
- $0 \leq BypassFrac \leq 1.0$
- $0 \leq MAirFrac \leq 1.0$
- $22.2^{\circ}\text{C} (72.0^{\circ}\text{F}) \leq T_{in} \leq 25.6^{\circ}\text{C} (78.0^{\circ}\text{F})$
- $0.0044 \leq \omega_{in} \leq 0.0120$

4.3 목적함수(Objective function)

본 연구에서는 에너지 사용을 최소화하면서 동시에 실내 온열환경을 쾌적하게 유지시켜야 하는 양면성이 있으므로 목적함수와 제약조건에는 어떠한 형식으로든 에너지와 온열환경에 관한 정보가 필수적으로 포함되어야 한다. 여기서 에너지 항은 압축기, 응축기 팬, 송풍기 팬의 소비 동력의 총합이며 온열환경에 관한 사항으로는 단순화된 ASHRAE의 쾌적 범위 또는 PMV(Predicted Mean Vote)를 사용하였다.

요구되는 온열환경 항목을 제약조건으로 보느냐 혹은 목적함수의 일부분 즉, 벌칙함수(penalty function)로 보느냐에 따라 목적함수의 형태가 달라지므로 다음과 같은 목적함수를 개발하여 향후 단계적으로 최적해를 구하고 상호 비교할 수 있게 하였다.

최소화

$$J_1(X) = E \quad (9)$$

$$J_2(X) = c_1 E + c_2 PMV^2 \quad (10)$$

$$J_3(X) = c_1 E + c_2 (e^{PMV^2} - 1) \quad (11)$$

식 (10)과 (11)에 포함되어 있는 PMV항은 비선형의 벌칙 함수이며 쾌적조건과 에너지 소비간의 상대적인 중요성에 따라 가중계수 c_1 과 c_2 를 결정하였다.

여기서 PMV를 제외한 이유는 다음과 같은 이점이 있기 때문이다. 첫째, PMV가 만약 음수 일지라도 양수로 쉽게 변환되며 값이 0일 때 최소가 된다. 둘째, 쾌적조건이 $PMV=0$ 에서 멀어질수록 이에 상응하는 벌칙점이 가중된다. 이 때 상대적으로 이 벌칙함수 값을 더욱 크게 하고 역시 $PMV=0$ 일 때 목적함수 값이 최소가 되도록 식의 형태를 (11)과 같이 하였다. 셋째, 이러한 종류의 함수에서는 확실한 변곡점이 존재하여 전체적인 최적해(global optimum)를 용이하게 찾을 수 있다.

위와 같은 목적함수를 위하여 몇 가지 조건들을 가정하였다. 1) 에너지 사용량만을 대상으로 하고 그 비용에 대한 고려는 하지 않는다. 2) 이러한 시뮬레이션-최적화 방법은 어떠한 부하 조건에서도 가능하다. 3) 온열환경 요소 중 실내 온도와 습도만이 변수이고 나머지는 일반적인 상태로 가정하여 PMV 값을 개략적으로 산출하였다. 4) 최적해를 찾는 절차를 간략하게 하기 위하여 시스템의 단일 유니트만을 고려하였다.

4.4 제약조건(Constraints)

건물의 냉방부하(현열 및 잠열)와 쾌적조건은 본 연구에서 필요로 하는 제약조건으로서 공조시스템의 다양한 운전 조합을 통하여 만족된다. 즉, 쾌적한 실내 온열환경을 만족시키면서 공조시스템의 에너지 사용을 최소화하기 위하여 실질적으로 건물의 현열과 잠열부하 중 적어도 어느 한 가지는 시스템의 운전용량에 정확히 맞추어져서 재열이나 가습의 필요성이 없도록 해야 한다.

본 연구에서는 건물의 부하가 미리 예측 가능하다고 가정하고 최적화가 진행되는 확정분적 최적화(deterministic optimization)문제를 취급하고 있

이 방대하므로 확장된 빈(bin) 분석법을 통하여 이를 단순화시켰다. 즉, 냉방기의 시간별 TMY 데이터를 온도와 습도가 동시에 어떤 조건을 갖는가에 대하여 분석하였다. 외기온의 빈 간격은 2.8°C (5°F)이며 외기 절대습도비의 간격은 0.0020이다. Table 1은 냉방기 5월부터 9월까지 총 3672시간의 결과이며 출현 빈도가 20시간 이상인 조건에 대해서만 분석되었다.

목적함수 식(10)과 (11)에서는 PMV=0일 때가 최적 환경이 되지만 식(9)는 쾌적조건이 완화된 경우로서 단지 그 범위를 만족하면 된다. ASHRAE Standard 55-92⁽¹⁶⁾와 ISO(the International Organization for Standardization) standard 7730⁽¹⁷⁾이 추천하는 쾌적 조건은 예상 불만족도(PPD : Predicted Percentage of Dissatisfied)가 10% 미만이어야 한다고 규정하고 있으며 이를 PMV로 환산하면 $-0.5 \leq PMV \leq +0.5$ 가 된다.

PMV는 원래 반복해 기법이 필요한 분석적인 식이다. 그러므로 반복 계산이 많은 본 연구에서는 원래의 식을 단순화시킬 필요가 있다. 여름철 상업용 건물의 실내 온열환경에 영향을 주는 요소 중 실내 온도와 습도를 제외한 나머지 요소들은 다음과 같은 범위 내에서 크게 벗어나지 않을 것으로 보고 고정 값으로 가정하였다. 즉, 신진대사율은 1.2, 외부 일은 없으며, 의복량은 0.5clo, 상대기류속도는 0.2(m/s) 그리고 실내 기온과 평균복사온도(MRT)는 동일하다고 가정하였다. PMV계산에 사용된 습도 관련식 중 p_a 와 ω 관계식은 다음과 같다.

$$p_a = \frac{\omega p}{0.622 + \omega} \quad (16)$$

5. 시스템의 반응 곡선 (System response surface)

이상과 같은 방법론을 광범위하게 적용하기 전에 독립변수에 의한 최적화의 대상이 되는 시스템의 성능을 육안으로 확인할 수 있다면 해결하고자 하는 최적화 문제의 특성을 쉽게 파악할 수 있을 것이다. Fig.4는 어떤 주어진 조건에서 수치적 최적화

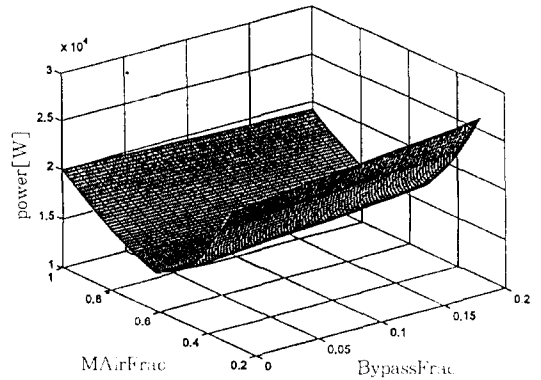


Fig.4 System response surface

기법을 적용하지 않고 순수하게 시뮬레이션 과정만을 통한 결과의 예이다. 외기 조건은 건구온도가 25.1°C이고 절대습도비는 0.0160이다. 냉방부하량은 현열이 20117kcal/hr이며 잠열은 24023kcal/hr이다. 독립변수가 4개 이상인 경우 이들에 의한 함수값(여기서는 시스템의 소비 동력)을 그림으로 나타내는 것은 불가능 하므로 5개의 독립변수 중 2개의 변수 즉, 증발기의 fraction과 응축기의 fraction을 1.0으로 가정하고 나머지 3개의 변수에 대한 시뮬레이션만을 통하여 최적해를 계산하였다. 즉, 일정한 간격으로 송풍량의 fraction과 바이패스 공기량의 fraction을 가정하면서 시스템의 운전 용량이 건물의 부하에 만족되는 순간 수렴되는 응축기의 fraction을 구하였다. 이때 적용된 수치해석법은 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson)의 알고리즘을 적용하였다. 그림에서와 같이 시스템의 반응 표면이 전체적인 최적해를 갖는 단순한(unimodal) 함수임을 확인할 수 있다. 또한 상호 검증용 목적함수로 위의 결과를 시뮬레이션-최적화 기법을 적용

Table 2 Comparison of two approaches for the optimal solutions

	EvapFrac	CondFrac	CompFrac	BypassFrac	MAirFrac	energy (kcal/hr)
simulation + optimization	0.9998	0.9753	0.3826	0.3006	0.6111	11316
simulation	1.0	1.0	0.3554	0.0	0.610	11351

한 결과와 비교하였다. Table 2는 두 기법의 결과를 서로 비교하여 요약한 것으로서 최적해가 서로 거의 일치함을 알 수 있다.

6. 최적화의 실행 결과 및 고찰

6.1 서론

본 논문에서는 오프라인 상태(off-line mode)의 확정론적인 최적화 문제로서 확장 빈 분석을 통하여 다양한 외기 조건을 단순화시키면서 실질적인 시뮬레이션-최적화 연구가 가능하도록 하였다. 또한 부수적으로 중간기와 하계의 전형적인 날의 최적화 변동을 매 시간별로 분석하였다.

시뮬레이션과 최적화 프로그램을 연계하고 상호 정보 교환을 원활히 하기 위하여 주 프로그램을 작성하였다. 외기 온도와 절대습도비로 이루어진 각 빈은 외부의 파일로 만들고 이것을 주 프로그램에서 읽은 다음 최적화 계산을 실행하였다. 이러한 과정을 자동으로 수행하기 위해 배치(batch) 프로그램을 작성하였다. 수 많은 반복 계산과 목적함수를 평가한 후 각각의 빈에 해당하는 출력 파일을 만든다. 그 중 필요한 정보만을 선택적으로 추출하기 위해 스프레드시트 프로그램(spread sheet program)에서 구현할 수 있는 매크로(macro) 프로그램을 작성하여 작업을 자동화 하였다. 개발된 시뮬레이션-최적화 방법을 적용하는 과정에서 실내 설정 온습도 조건이 최적화 되는 거의 여부에 따라 전혀 다른 계산 결과와 의미가 예상되므로 다음과 같이 체계적으로 나누어 실행하였다. 첫째, 현재 산업계에서 일반적으로 사용되는 실내 설정 온습도 조건이 단순히 쾌적 범위 내에서 일정하게 유지되는 경우, 둘째, ASHRAE의 쾌적 범위 내에서 실내 설정 온습도 조건이 변한다고 가정한 경우, 셋째, PMV가 제약조건 이면서 실내 설정 온습도 조건이 변한다고 가정한 경우, 그리고 넷째, PMV가

벌칙함수로서 에너지 소비량과 함께 목적함수에 포함되고 실내 설정 온습도 조건이 변한다고 가정한 경우이다. 즉, 실내 설정 온습도가 가변되는 경우는 최소에너지와 쾌적조건을 유지시키기 위하여 변동하는 외기 조건과 부하 상태에 따라 실내 설정 온습도 역시 가변적으로 최적화 되도록 하였다. 따라서 그 실행에서는 총 7개의 독립변수 즉, 5개의 운전 방식에 관계된 운전 변수와 2개의 실내 설정 조건에 관계된 변수가 최적화 된다.

Table 3은 최적화 계산 과정에서 공통으로 사용된 운전 변수의 초기 값을 정리한 것으로서 외기 도입량은 설계 풍량의 15%로 일정하게 가정하였고 실내로 송풍되는 총 공기량은 아무리 적어도 설계 풍량의 50%는 유지되도록 하였다.

6.2 확장 빈 최적화 분석

6.2.1 실내 설정 조건이 고정일 때 (경우 1)

기존의 보편적인 운전방식으로서 다른 경우와 비교되도록 하였다. Table 4는 각 운전 변수의 상태를 정리한 것이며 압축기의 사용 규모만이 최적화 되도록 하고 다른 변수들은 실제로 운전되는 상태로 가정하였다. 즉, 증발기와 송풍되는 공기량은 최대로 유지하며 이때 냉각코일 주변으로 바이패스되는 공기가 없도록 바이패스 댐퍼를 닫는다. 응축기의 운전은 최적화되는 압축기의 규모로 하며 히트파이프 열교환기는 사용하지 않는다고 가정하였다. 외기의 조건이나 부하 조건에 상관없이 실내 설정 온도는 25.6°C 그리고 절대습도비는 0.0113 (상대습도 55%)로 항상 고정시켰다. 이것을 단순화된 PMV로 환산하면 대략 0.04가 된다. Fig.5는 최적화의 계산 결과를 외기 온습도의 빈 간격으로 요약한 것이다. 냉방부하가 매우 적은 조건에서도 압축기는 전체 용량 중 약 44% 이상을 사용해야 하므로 다른 경우와 비교하여 상대적으로 많은

Table 3 List of starting values of independent variables

EvapFrac	CondFrac	CompFrac	BypassFrac	MAirFrac
1.0	1.0	1.0	0.0	0.5

Table 4 Independent variables for the base case operation

	EvapFrac	CondFrac	CompFrac	BypassFrac	MAirFrac	EffHych
variables	1)	=CompFrac	optimal solution	0.0	1.0	0.0 (not use)

에너지를 소비하고 있다.

6.2.2 실내 설정 조건이 ASHRAE의 쾌적 범위 내에서 가변적일 때 (경우 2)

이론적으로 외기 조건 및 건물의 부하 상태에 따라 쾌적한 온열환경을 유지하면서 실내 설정 온습도 조건이 가변적으로 적절하게 설정될 수 있다면 상당한 에너지를 절약할 수 있다. 그 첫 단계는 Fig.6과 같이 단순화된 ASHRAE의 쾌적 범위를 제약조건으로 하는 경우이다. 나머지 제약조건은 예측된 건물의 현열 및 잠열부하이고 목적함수는 가장 기본이 되는 식 (9)를 사용하였다.

Fig.7에서와 같이 최적화된 PMV는 경우 1과 비슷하다. 따라서 이러한 최적화 운전 방식을 통하여 쾌적한 온열환경을 유지하면서도 종래의 운전 방식에 비해 여름철 냉방 에너지의 소비가 약 44% 정도 절감될 수 있다. 최적화 결과에 의하면 외기 온도가 높아짐에 따라 실내 최적 설정 습도는

낮아지며 반면에 외기의 습도가 높아질수록 높아진다. 이론적으로 보면 실내 설정 온습도 조건의 상한선에서 에너지 소비는 최소가 될 것이다. 그러나 본 연구에서는 쾌적조건과 최소 에너지 소비가 동시에 만족되도록 최적화가 진행되므로 설정 습도가 상대적으로 낮게 결정될 수 있었다. 이러한 설정 습도 조건에 관한 유사한 결과는 경우 3과 4에서도 찾아볼 수 있으며 Braun등의 연구^[10]에서는 유사한 결과가 보고되고 있다.

외기가 고온 다습할수록 압축기의 동력을 많이 필요로 하므로 압축기의 최적 fraction은 증가한다. 응축기의 경우, 외기 온도가 상승함에 따라서 비례적으로 그 최적 사용 정도는 증가해야 한다. 이 원인은 시뮬레이션 모델에서 사용된 응축기 가 건조코일 모델로서 현열 교환만이 이루어지기 때문이다. 그러나 모델의 민감도 분석^[11]에서 확인한 결과 응축기의 사용 정도에 따른 에너지 소비의 영

Ventilation Airflow: 3060CMH (15%OA)

Location: Miami, FL
Building type: retail store

Seasonal Summary:

Total Cooling Energy Consumption (kWh):	164087.3
---	----------

Base case power consumption (Watts) -

		Tdb (°C)			
		23.9	26.7	29.4	32.2
m	0.0100	35147.5	39212.0	43918.1	
	0.0120	36002.4	40246.3	45052.5	
	0.0140	37893.5	41284.8	46193.4	51709.7
	0.0160	40438.0	42393.5	47340.9	52968.2
	0.0180		45228.9	48495.3	54234.5

Base case Compressor fraction

		Tdb (°C)			
		23.9	26.7	29.4	32.2
m	0.0100	0.436	0.554	0.688	
	0.0120	0.464	0.587	0.724	
	0.0140	0.528	0.621	0.761	0.916
	0.0160	0.618	0.657	0.798	0.956
	0.0180		0.756	0.835	0.997

PMV: 0.04

Note:

- 3570 hours were analyzed during the cooling season (May through September: total 3672 hours) - OA conditions of low frequency occurrence (below 20hrs) were excluded in this analysis
- Fixed setpoint: 25.6°C/ 0.0113
- Other variables:
EvapFrac=1.0
CondFrac= CompFrac
BypassFrac=0.0
MAirFrac=1.0

Fig.5 Base case(conventional operation)

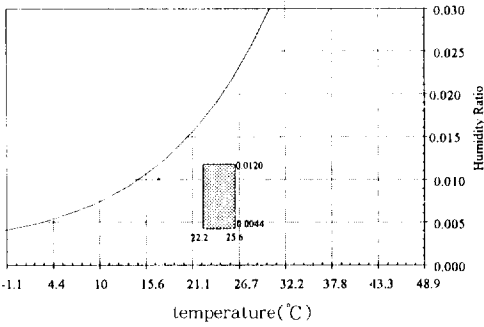


Fig.6 Simplified ASHRAE comfort zone

Ventilation Airflow: 3060CMH (15%OA)
 Minimum Supply Airflow Rate: 50% of the nominal airflow
 Seasonal Summary:

Location: Miami, FL
 Building type: retail store

Total Cooling Energy Consumption (kWh):	91812.6
---	---------

% Savings:	44.0%
------------	-------

Optimal power consumption(Watts)

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	14614.3	17393.5	21250.9	
0.0120	15852.4	18956.3	23110.5	
ω 0.0140	17170.6	20606.6	24789.1	29779.9
0.0160	18649.3	22355.6	26903.0	32923.2
0.0180		24272.3	29418.9	35995.8

Optimal compressor fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	0.311	0.393	0.517	
0.0120	0.348	0.447	0.579	
ω 0.0140	0.399	0.509	0.634	0.784
0.0160	0.455	0.570	0.707	0.834
0.0180		0.634	0.790	0.948

Optimal supply airflow fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	0.500	0.500	0.500	
0.0120	0.500	0.503	0.500	
ω 0.0140	0.500	0.503	0.503	0.500
0.0160	0.500	0.501	0.500	0.554
0.0180		0.502	0.500	0.528

Optimal bypass air fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	0.009	0.000	0.002	
0.0120	0.000	0.000	0.000	
ω 0.0140	0.000	0.004	0.001	0.000
0.0160	0.000	0.001	0.000	0.000
0.0180		0.001	0.004	0.000

Optimal evaporator fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	1.000	1.000	1.000	
0.0120	1.000	1.000	1.000	
ω 0.0140	1.000	1.000	1.000	1.000
0.0160	1.000	1.000	1.000	1.000
0.0180		1.000	0.998	1.000

Optimal condenser fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	0.774	0.993	0.831	
0.0120	0.995	1.000	0.877	
ω 0.0140	1.000	1.000	1.000	1.000
0.0160	0.955	1.000	1.000	1.000
0.0180		1.000	1.000	0.947

Optimal setpoint temperature

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	25.56	25.56	25.56	
0.0120	25.56	25.56	25.56	
ω 0.0140	25.56	25.56	25.56	25.56
0.0160	25.56	25.56	25.56	25.55
0.0180		25.56	25.51	25.56

Optimal setpoint humidity

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	0.0092	0.0087	0.0082	
0.0120	0.0097	0.0092	0.0087	
ω 0.0140	0.0101	0.0096	0.0091	0.0086
0.0160	0.0105	0.0100	0.0095	0.0093
0.0180		0.0104	0.0099	0.0096

PMV

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100	-0.03	-0.05	-0.07	
0.0120	-0.02	-0.03	-0.05	
ω 0.0140	0.00	-0.02	-0.04	-0.05
0.0160	0.01	-0.01	-0.02	-0.03
0.0180		0.01	-0.02	-0.02

Note:

- 3570 hours were analyzed during the cooling season (May through September: total 3672 hours)
 -- OA conditions of low frequency occurrence (below 20hrs) were excluded in this analysis
- Bound of setpoint temperature: 22.2- 25.6°C
- Bound of setpoint humidity ratio: 0.0044- 0.0120
- Starting setpoint: 25.6°C/ 0.0120

Fig.7 Variable setpoint case with a simplified ASHRAE comfort bound

향은 미비한 것으로 나타나 명확한 분석이 어렵다고 본다. 바이패스 댐퍼를 운전할 때 냉각코일 주위로 바이패스 되는 공기가 없도록 하여 냉각코일의 열 교환되는 표면적을 가능한 커지도록 하는 것이 유리하다. 그 이유는 실내로 송풍되는 최적 공기량은 최적화 과정에서 되도록이면 적게 결정되므로 냉각코일에서의 열 교환량이 줄어들어 상대적으로 좀더 넓은 냉각코일 면적이 요구되기 때문이다.

한편, 결과에서 보듯이 대형 소매점에서의 최적 PMV 값이 0에 가까워 온열환경이 비현실적으로

Ventilation Airflow: 3060CMH (15 %OA)
 Minimum Supply Airflow Rate: 50% of the nominal airflow
 -0.5 ≤PMV ≤ +0.5 used as constraint

Location: Miami, FL
 Building type: retail store

Seasonal Summary:

Total Cooling Energy Consumption (kWh):	73399.3
---	---------

% Savings:	52.0%
------------	-------

Optimal power consumption(Watts)

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	15659.4	17646.2	20456.8	24264.4
0.0160	15807.0	19049.4	23302.4	26680.9
0.0180		22037.1	25201.9	28892.0

Optimal compressor fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.327	0.396	0.468	0.578
0.0160	0.343	0.441	0.566	0.630
0.0180		0.540	0.611	0.724

Optimal supply airflow fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.519	0.500	0.507	0.501
0.0160	0.500	0.500	0.506	0.532
0.0180		0.501	0.513	0.500

Optimal bypass air fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.000	0.050	0.000	0.000
0.0160	0.022	0.007	0.000	0.002
0.0180		0.089	0.000	0.000

Optimal evaporator fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.879	1.000	1.000	0.997
0.0160	1.000	1.000	0.933	1.000
0.0180		1.000	0.995	1.000

Optimal condenser fraction

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.794	0.755	0.861	0.920
0.0160	0.899	0.776	0.932	1.000
0.0180		0.765	0.843	0.992

Optimal setpoint temperature

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	27.03	27.06	27.08	27.15
0.0160	26.95	27.01	27.09	27.09
0.0180		27.01	27.02	27.08

Optimal setpoint humidity

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.0114	0.0111	0.0109	0.0103
0.0160	0.0121	0.0116	0.0108	0.0109
0.0180		0.0116	0.0115	0.0109

PMV

	Tdb (°C)			
	23.9	26.7	29.4	32.2
0.0100				
0.0120				
ω 0.0140	0.50	0.50	0.50	0.50
0.0160	0.50	0.50	0.50	0.50
0.0180		0.50	0.50	0.50

Note:

- 3293 hours were analyzed during the cooling season (May through September; total 3672 hours)
 -- OA conditions of low humidity ratio (below 0.0140) were excluded in this analysis
- Bound of setpoint temperature: 21.1- 32.2°C
- Bound of setpoint humidity ratio: 0.0020- 0.0200
- Starting setpoint: 26.7°C/ 0.0110

Fig.8 Variable setpoint case with PMV constraint

결정되고 있다. 따라서 현실적으로 적절하게 완화된 PMV 값이 유지되도록 경우 3을 실행하였다.

6.2.3 실내 설정 조건이 가변적이며 PMV가 제약조건일 때 (경우 3)

경우2와 같은 목적함수를 이용하였고 온열환경의 제약조건은 본 연구에 좀더 적절한 지표($-0.5 \leq PMV \leq 0.5$)를 이용하였다. 냉방 기간 중 외기가 건조한 경우는 분석에서 제외하였으며 상당히 광범위한 실내 설정 온습도 범위(온도는 $21.1 \sim 32.2^\circ\text{C}$, 절대습도비는 $0.0020 \sim 0.0200$)내에서 최적값을 추적하였다.

Fig.8의 최적화 결과 중 예상한 바와 같이 PMV 값은 상한값인 $+0.5$ 에서 최적값이 결정되었다. 경우 2보다 상대적으로 온열환경의 질은 낮지만 대상 건물의 특성을 고려한다면 현실적인 실내 환경이다. 따라서 실내 설정 온습도가 완화되기 때문에 에너지를 보다 더 절약할 수 있게 된다. 각 운전 방식에 대한 최적값은 대략적으로 경우 2와 흡사한 경향을 보이고 있다.

6.2.4 실내 설정 조건이 가변적이며 PMV가 별첨함수로서 목적함수의 일부분으로 사용될 때 (경우 4)

전술한 두 경우와는 달리 쾌적 온열환경에 관계되는 제약함수가 없는 경우이다. 다만, PMV가 별첨함수로서 목적함수의 일부분을 형성하기 때문에 유일한 제약조건인 건물의 냉방부하를 감당하면서 목적함수가 최소일 때 최적의 온습도 조건을 추적하게 된다. 목적함수의 식 (10)과 (11)을 사용하기에는 가중계수인 C_1 과 C_2 의 결정이 중요한 문제가 된다. 많은 시행착오를 거친 후 본 연구에서는 경험적으로 임의의 가중계수를 사용하는 것 보다 에너지 항과 PMV 항의 상대적인 중요성의 비(ratio)에 초점을 두어 다음과 같이 변형된 형태를 사용하였다. 즉, 에너지 항이 적어짐에 따라 온열환경의 항도 비례하여 적어지므로 PMV가 0에 가까울 때 목적함수 값은 최소가 되도록 하였다.

$$J(X) = E + E(e^{PMV^2} - 1) \quad (17)$$

경우 3을 실행한 후 그 결과와 비교할 목적과 만약 PMV가 0에 가까워질수록 결정해야하는 고급 건물의 경우의 최적운전 방식은 어떠한가의 의문점에서

이 경우를 실행하였다. Fig.9에 그 결과가 요약되어 있으며 최적 운전 방식은 역시 다른 경우와 유사하며 종래의 운전 방식인 경우 1과 비교하면 대략 44.7%의 에너지가 절약될 수 있다.

6.3 시간별 최적화 분석

매 시간의 기상 조건과 부하 상태에서 그 때의 최적 운전 방식과 최적 실내 조건을 구함으로써 좀더 실질적인 결과를 파악할 수 있다. Fig.10~Fig.13은 중간기와 하계의 전형적인 날인 4월 1일과 7월 16일의 최적화 결과이다. 전술한 경우2와 같이 실내 설정조건의 제약조건은 단순화된 ASHRAE의 쾌적 범위($22.2^\circ\text{C} \leq T_{in} \leq 25.6^\circ\text{C}$, $0.0044 \leq \omega_{in} \leq 0.0120$)이며 실내 설정 온습도 조건 역시 부하 조건에 따라 최적화하였다. 최적 설정 온도는 거의 일정하게 결정되지만 습도는 가변적으로 결정된다. 즉, 최적 실내 설정 온도는 단순화된 ASHRAE 쾌적대 중 온도의 상한값인 25.6°C 이었다. 반면에, 습도는 그 상한 값인 0.0120보다 낮게 결정되어 통상적인 기준의 개념과는 상이한 결과를 보이고 있다. 이것은 시스템 기기 운전간의 최적 조합을 통하여 쾌적조건과 최소 에너지 소비가 동시에 고려되었기 때문이라고 사료된다.

최적 운전 방식은 전반적으로 확장 빈 최적화 분석의 경우와 유사한 결과를 보인다. 즉, 외기 조건에 상관없이 증발기 즉, 냉각코일의 면적은 항상 최대로 사용하는 것이 유리하다. 응축기 역시 외기 온도가 비교적 낮은 중간기의 몇 시간을 제외하고는 가능한 많이 사용하고 있다. 즉, 전반적으로 응축기 사용 정도는 외기 온도가 상승함에 따라서 비례적으로 증가하고 있다. Fig.11과 Fig.13에 나타난 바와 같이 압축기의 fraction은 유일하게 상당한 변동을 보이면서 부하 조건에 대처하고 있다. 총 송풍량은 설계 풍량의 약 50%정도가 최적임을 나타내고 있다.

7. 결론

건물의 공조시스템은 대부분 부분부하 상태로 운전된다고 볼 수 있으므로 에너지 소비 측면에서 매우 비효율적인 운전이 되기 쉽다. 따라서 애초에

Ventilation Airflow: 3060CMH (15 %OA)
 Minimum Supply Airflow Rate: 50% of the nominal airflow

Location: Miami, FL
 Building type: retail store

Seasonal Summary:

Total Cooling Energy Consumption (kWh):	90684.5
---	---------

% Savings:	44.7%
------------	-------

<p>Optimal power consumption(Watts)</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>14345.8</td> <td>17299.2</td> <td>20139.2</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>15533.4</td> <td>18746.2</td> <td>22396.7</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>17181.7</td> <td>20185.9</td> <td>24474.1</td> <td>29783.9</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>18577.1</td> <td>22143.7</td> <td>26797.4</td> <td>32100.5</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>24666.3</td> <td>29039.1</td> <td>34588.6</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	14345.8	17299.2	20139.2		0.0120	15533.4	18746.2	22396.7		ω 0.0140	17181.7	20185.9	24474.1	29783.9	0.0160	18577.1	22143.7	26797.4	32100.5	0.0180		24666.3	29039.1	34588.6	<p>Optimal compressor fraction</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>0.277</td> <td>0.380</td> <td>0.462</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>0.326</td> <td>0.425</td> <td>0.539</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>0.390</td> <td>0.482</td> <td>0.604</td> <td>0.736</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>0.440</td> <td>0.546</td> <td>0.692</td> <td>0.784</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>0.615</td> <td>0.727</td> <td>0.900</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	0.277	0.380	0.462		0.0120	0.326	0.425	0.539		ω 0.0140	0.390	0.482	0.604	0.736	0.0160	0.440	0.546	0.692	0.784	0.0180		0.615	0.727	0.900
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	14345.8	17299.2	20139.2																																																																		
0.0120	15533.4	18746.2	22396.7																																																																		
ω 0.0140	17181.7	20185.9	24474.1	29783.9																																																																	
0.0160	18577.1	22143.7	26797.4	32100.5																																																																	
0.0180		24666.3	29039.1	34588.6																																																																	
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	0.277	0.380	0.462																																																																		
0.0120	0.326	0.425	0.539																																																																		
ω 0.0140	0.390	0.482	0.604	0.736																																																																	
0.0160	0.440	0.546	0.692	0.784																																																																	
0.0180		0.615	0.727	0.900																																																																	
<p>Optimal supply airflow fraction</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>0.507</td> <td>0.500</td> <td>0.500</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>0.500</td> <td>0.500</td> <td>0.500</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>0.500</td> <td>0.502</td> <td>0.500</td> <td>0.550</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>0.500</td> <td>0.500</td> <td>0.502</td> <td>0.534</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>0.501</td> <td>0.528</td> <td>0.500</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	0.507	0.500	0.500		0.0120	0.500	0.500	0.500		ω 0.0140	0.500	0.502	0.500	0.550	0.0160	0.500	0.500	0.502	0.534	0.0180		0.501	0.528	0.500	<p>Optimal bypass air fraction</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>0.000</td> <td>0.000</td> <td>0.000</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>0.000</td> <td>0.000</td> <td>0.003</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>0.000</td> <td>0.000</td> <td>0.000</td> <td>0.004</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>0.013</td> <td>0.003</td> <td>0.007</td> <td>0.000</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>0.008</td> <td>0.000</td> <td>0.000</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	0.000	0.000	0.000		0.0120	0.000	0.000	0.003		ω 0.0140	0.000	0.000	0.000	0.004	0.0160	0.013	0.003	0.007	0.000	0.0180		0.008	0.000	0.000
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	0.507	0.500	0.500																																																																		
0.0120	0.500	0.500	0.500																																																																		
ω 0.0140	0.500	0.502	0.500	0.550																																																																	
0.0160	0.500	0.500	0.502	0.534																																																																	
0.0180		0.501	0.528	0.500																																																																	
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	0.000	0.000	0.000																																																																		
0.0120	0.000	0.000	0.003																																																																		
ω 0.0140	0.000	0.000	0.000	0.004																																																																	
0.0160	0.013	0.003	0.007	0.000																																																																	
0.0180		0.008	0.000	0.000																																																																	
<p>Optimal evaporator fraction</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>1.000</td> <td>0.992</td> <td>1.000</td> <td>0.997</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> <td>1.000</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	1.000	1.000	1.000		0.0120	1.000	1.000	1.000		ω 0.0140	1.000	1.000	1.000	1.000	0.0160	1.000	0.992	1.000	0.997	0.0180		1.000	1.000	1.000	<p>Optimal condenser fraction</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>0.882</td> <td>0.664</td> <td>1.000</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>0.945</td> <td>0.798</td> <td>0.880</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>0.747</td> <td>0.977</td> <td>0.900</td> <td>1.000</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>0.900</td> <td>0.967</td> <td>0.943</td> <td>0.999</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>0.864</td> <td>1.000</td> <td>0.989</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	0.882	0.664	1.000		0.0120	0.945	0.798	0.880		ω 0.0140	0.747	0.977	0.900	1.000	0.0160	0.900	0.967	0.943	0.999	0.0180		0.864	1.000	0.989
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	1.000	1.000	1.000																																																																		
0.0120	1.000	1.000	1.000																																																																		
ω 0.0140	1.000	1.000	1.000	1.000																																																																	
0.0160	1.000	0.992	1.000	0.997																																																																	
0.0180		1.000	1.000	1.000																																																																	
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	0.882	0.664	1.000																																																																		
0.0120	0.945	0.798	0.880																																																																		
ω 0.0140	0.747	0.977	0.900	1.000																																																																	
0.0160	0.900	0.967	0.943	0.999																																																																	
0.0180		0.864	1.000	0.989																																																																	
<p>Optimal setpoint temperature</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>26.05</td> <td>26.14</td> <td>26.15</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>26.00</td> <td>26.14</td> <td>26.09</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>25.98</td> <td>25.95</td> <td>26.09</td> <td>25.80</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>25.91</td> <td>25.98</td> <td>25.85</td> <td>26.22</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>26.05</td> <td>26.00</td> <td>26.11</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	26.05	26.14	26.15		0.0120	26.00	26.14	26.09		ω 0.0140	25.98	25.95	26.09	25.80	0.0160	25.91	25.98	25.85	26.22	0.0180		26.05	26.00	26.11	<p>Optimal setpoint humidity</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>0.0097</td> <td>0.0091</td> <td>0.0086</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>0.0100</td> <td>0.0095</td> <td>0.0089</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>0.0104</td> <td>0.0098</td> <td>0.0094</td> <td>0.0090</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>0.0107</td> <td>0.0102</td> <td>0.0096</td> <td>0.0096</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>0.0107</td> <td>0.0103</td> <td>0.0097</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	0.0097	0.0091	0.0086		0.0120	0.0100	0.0095	0.0089		ω 0.0140	0.0104	0.0098	0.0094	0.0090	0.0160	0.0107	0.0102	0.0096	0.0096	0.0180		0.0107	0.0103	0.0097
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	26.05	26.14	26.15																																																																		
0.0120	26.00	26.14	26.09																																																																		
ω 0.0140	25.98	25.95	26.09	25.80																																																																	
0.0160	25.91	25.98	25.85	26.22																																																																	
0.0180		26.05	26.00	26.11																																																																	
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	0.0097	0.0091	0.0086																																																																		
0.0120	0.0100	0.0095	0.0089																																																																		
ω 0.0140	0.0104	0.0098	0.0094	0.0090																																																																	
0.0160	0.0107	0.0102	0.0096	0.0096																																																																	
0.0180		0.0107	0.0103	0.0097																																																																	
<p>PMV</p> <p style="text-align: center;">Tdb (°C)</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td>23.9</td> <td>26.7</td> <td>29.4</td> <td>32.2</td> </tr> <tr> <td>0.0100</td> <td>0.14</td> <td>0.14</td> <td>0.13</td> <td></td> </tr> <tr> <td>0.0120</td> <td>0.13</td> <td>0.16</td> <td>0.12</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ω 0.0140</td> <td>0.14</td> <td>0.11</td> <td>0.14</td> <td>0.03</td> </tr> <tr> <td>0.0160</td> <td>0.13</td> <td>0.13</td> <td>0.07</td> <td>0.19</td> </tr> <tr> <td>0.0180</td> <td></td> <td>0.17</td> <td>0.14</td> <td>0.16</td> </tr> </table>						23.9	26.7	29.4	32.2	0.0100	0.14	0.14	0.13		0.0120	0.13	0.16	0.12		ω 0.0140	0.14	0.11	0.14	0.03	0.0160	0.13	0.13	0.07	0.19	0.0180		0.17	0.14	0.16																																			
	23.9	26.7	29.4	32.2																																																																	
0.0100	0.14	0.14	0.13																																																																		
0.0120	0.13	0.16	0.12																																																																		
ω 0.0140	0.14	0.11	0.14	0.03																																																																	
0.0160	0.13	0.13	0.07	0.19																																																																	
0.0180		0.17	0.14	0.16																																																																	

Note:

- 3570 hours were analyzed during the cooling season (May through September: total 3672 hours)
 -- OA conditions of low frequency occurrence (below 20hrs) were excluded in this analysis
- Bound of setpoint temperature: 21.1- 32.2°C
- Bound of setpoint humidity ratio: 0.0020- 0.0200
- Starting setpoint: 26.7°C/ 0.0110
- Comfort=Energy*(EXP(PMV**2)-1)
 Objective Function=Energy+Comfort

Fig.9 Variable setpoint case with a penalty function of PMV

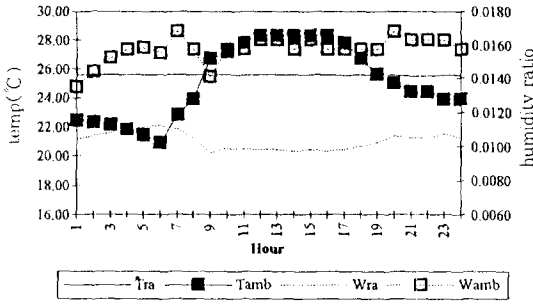


Fig.10 Hourly profiles of space optimal set-point(April 1)

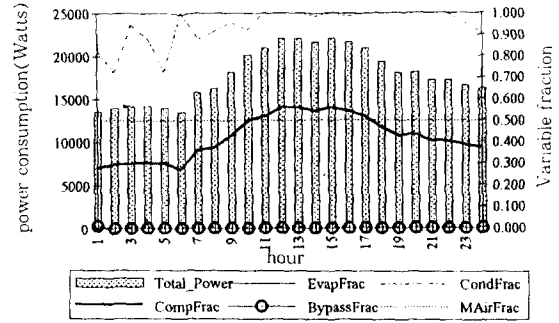


Fig.11 Hourly profiles of power consumption and independent variables(April 1)

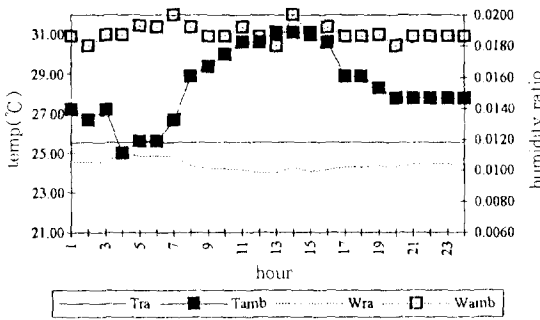


Fig.12 Hourly profiles of space optimal set-point(July 16)

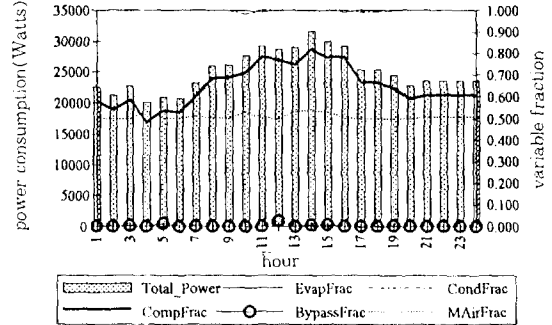


Fig.13 Hourly profiles of power consumption and independent variables(July 16)

설계된 다양한 시스템의 운전 방식을 어떤 조합으로 어느 정도를 사용할 것인가를 그 때의 건물의 현열부하 및 잠열부하에 맞게 결정한다면 최적의 운전 상태가 될 것이다. 본 연구에서는 여름철 공조시스템의 최적 운전 제어 방식을 위하여 시뮬레이션 모델과 수치적 최적화 기법을 연계하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 실내 설정 온습도가 부하의 조건에 따라 최적화 될 경우, 설정 습도 조건이 상대적으로 낮게 결정될 수 있다. 따라서 실내 습도 문제로 인해 초래되는 실내 환경 문제나 에너지가 과대하게 사용되는 건물에 있어서는 유용한 결과라고 사료된다.

2) 시스템의 최적 운전 방식은 주로 급기되는 송풍량과 압축기 사용 정도의 최적화에서 결정된다. 바이패스 밸브는 되도록이면 닫고 냉각코일의 열 교환 면적을 최대한으로 확대하며, 응축기 사용

은 대체로 되기 온도에 비례하여 제어한다.

3) 여름철 대형소매점의 경우 실내 설정 온습도와 다양한 공조시스템의 운전 방식의 최적 조합을 결정함으로써 기존의 운전 방식에 비해 약 44%~52%의 에너지를 절약할 수 있다.

본 논문은 공조시스템 운전의 최적화 문제를 해결하기 위하여 화성론적 최적화 방법론과 이를 적용한 이론적인 결과를 제시함으로써 향후 실제 건물에서 온라인 제어 상태(on-line control mode)의 연구에 기초적인 자료를 제공하였다. 이 연구는 방대한 계산 작업량으로 인해 특정한 최적화 기법만을 적용하였지만 결과의 보편성을 위하여 향후 다른 최적화 알고리즘을 적용하여 결과를 비교 검토하고 나아가 실험 검증까지 거치는 지속적인 연구가 수행되어야 한다.

참고 문헌

1. Arnold, J., 1981, "Analysis and optimization of a large HVAC system", Proceedings of the 1981 Joint automatic control, Vol. 1.
2. Sud, I., 1984, "Control strategies for minimum energy usage", ASHRAE Transactions, vol. 90, Part 2A.
3. Lau, A. S., Beckman, W. A. and Mitchell, J. W., 1985, "Development of computerized control strategies for a large chilled water plant", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1.
4. Hackner, R. J., Mitchell, J. W. and Beckman, W. A., 1985, "System dynamics and energy use", ASHRAE Journal, June.
5. Wong, K. V., 1991, "Thermodynamic optimization of boiler and turbine with condenser", ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part2.
6. Hill, J. M. and Jeter, S. M., 1994, "The use of heat pipe heat exchangers for enhanced dehumidification", ASHRAE Transaction, Vol. 100, Part 2.
7. Brandemuehl, M. J., 1992, A ToolKit for secondary HVAC system energy calculations, ASHRAE Research Project-629, ASHRAE.
8. Brandemuehl, M. J., 1995, EPRI project draft report, RP 3656-06, Electric Power Research Insitute.
9. Mitchell, J. W., 1992, Analysis of supermarket dehumidification alternatives(TR-100352), Electric Power Research Institute.
10. Kays, W. and London, A., 1984, Compact heat exchangers, 3rd edition, New York : McGraw-Hill.
11. Huh, Jung-Ho, 1995, Optimal air-conditioning system operating strategies for combined temperature and humidity control in buildings, Ph. D. dissertation, University of Colorado at Boulder.
12. Box, M. J., 1965, "A new method of constrained optimization and comparison with other methods", Computer Journal, Vol. 8.
13. Hughes, R. R., 1972, "Mathematical models for process design optimization", AIChE Today series notes.
14. Malik, R. K., 1979, Optimal design of flexible chemical processes, Ph. D., dissertation, University of Wisconsin at Madison.
15. Klein, S. A. and et al, 1990, TRNSYS : A transient system simulation program(version 13.1), Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.
16. ASHRAE, 1992, ASHRAE Standard 55-92, Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
17. ISO, 1984, International Standard 7730, Moderate thermal environments determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. Geneva : International Standard Organization.
18. Braun, J. E., Klein, S. A., Beckman, W. A. and Mitchell, J. W., 1989, "Applications of optimal control to chilled water systems without storage", ASHRAE Transactions, Vol. 95, Part 1.