

RTU 적용 공조시스템의 성능특성 분석을 위한 MATLAB 기반 시뮬레이션 코드 개발 연구

Development of Simulation MATLAB Code for Analysis of Performance Characteristics of HVAC Utilizing RTU

주영현* · 설성훈* †

Yeong-Hyeon Joo* and Sung-Hoon Seol* †

(Received 03 December 2024, Revision received 19 December 2024, Accepted 19 December 2024)

초록 : 본 연구에서는 실내의 재실 인원의 변화에 따라 공간의 현열비가 달라지며, 그에 따라 요구되는 장치노점 온도(ADP) 변화의 필요성을 분석하기 위해 Rooftop Unit (RTU) 공조시스템의 성능분석 시뮬레이션 코드를 개발하여 분석하였다. 현열비 변화를 구현하기 위해 대상 공간은 영화관, 예식장 등과 같이 시간대에 따라 재실 인원이 크게 변동하는 것을 가정하였고, 증발온도 설정 범위는 5~15°C로 고정하여 실내 상대습도에 따라 제어되도록 코드를 구현하였다. 증발온도를 10°C로 일정하게 유지하였을 때와 증발온도를 제어하는 경우의 실내 상대습도 비교 및 소요동력 비교를 하였으며, 불필요하게 낮은 증발온도로의 운전을 지양하여 에너지 절감 효과를 확인할 수 있었다. 한편, 증발온도의 저하로 인해 취출 온도가 저하되는 문제가 발생하였으나, 재열코일을 통해 현열 가열시킴으로써 취출 풍량의 확보 및 국소적인 불쾌감을 완화할 수 있을 것으로 사료된다.

키워드 : 루프탑 유닛, 공조시스템 시뮬레이션, 장치 노점온도 제어, 재열, 에너지 소비량 비교

Abstract : In this study, a performance analysis simulation code for a Rooftop Unit (RTU) air conditioning system was developed to analyze the necessity of adjusting the Apparatus Dew Point (ADP) based on changes in the sensible heat factor (SHF) caused by varying occupancy levels indoors. To simulate changes in the SHF, the target spaces were assumed to have significantly fluctuating occupancy, such as cinemas and banquet halls. The evaporating temperature range was set between 5°C and 15°C, controlled according to indoor relative humidity. Comparisons were made between maintaining a constant evaporating temperature of 10°C and controlling the evaporating temperature, focusing on differences in indoor relative humidity and power consumption. The analysis confirmed energy savings by avoiding unnecessarily low evaporating temperatures. However, a drop in evaporating temperature led to reduced supply air temperature, which could cause discomfort. This issue could be mitigated by using a reheat coil to ensure adequate supply airflow and alleviate localized discomfort.

Key Words : Rooftop Unit, HVAC Simulation Code, ADP Control, Regeneration, Energy Consumption Comparison

* † 설성훈(<https://orcid.org/0000-001-9724-9707>) : 조교수,

국립부경대학교 냉동공조공학전공

E-mail : seolsh@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6184

* 주영현(<https://orcid.org/0009-0008-2375-2586>) : 대학원생,

국립부경대학교 냉동공조공학전공

* † Sung-Hoon Seol(<https://orcid.org/0000-0001-9724-9707>) :

Assistant Professor, Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University.

E-mail : seolsh@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6184

* Yeong-Hyeon Joo(<https://orcid.org/0009-0008-2375-2586>) :

Graduate student, Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University.

— 기 호 설 명 —

하첨자

- A : 면적 [m²]
- b_{w,m} : 습공기 포화선 기울기 [J/kgK]
- D_c : 환산 튜브 직경 (D_o+2δ) [mm]
- D_o : 튜브 외경 [mm]
- F : 강제 대류 열전달 지표 [-]
- F_p : 핀피치 [mm]
- f : 마찰계수 [-]
- G : 질량 유속 [kg/m²s]
- g : 중력가속도 [m/s²]
- h : 대류 열전달계수 [W/m²K]
- h_{o,w} : 습표면 전열 열전달 계수 [W/m²K]
- h_{c,o} : 습표면 현열 열전달 계수 [W/m²K]
- J_g : 응축 Regime 판별 인자 [-]
- k : 열전도율 [W/mK]
- Le : Lewis 수 [-]
- M : 냉매 물질량 [g/mol]
- m : 질량유량 [kg/s]
- N : 열교환기 튜브 갯수 [-]
- Nu : Nusselt 수 [-]
- P_r : 압력비 (증기압력/임계압력) [-]
- P_i : 가로방향 튜브 피치 [mm]
- P_l : 세로방향 튜브 피치 [mm]
- Pr : Prandtl 수 [-]
- Q : 열전달률 [W]
- q : 열유속 [W/m²]
- R : Eq. (24)의 무차원 지표 [-]
- Re : Reynolds 수 [-]
- S : 비등 억제 지표 [-]
- U : 총괄열전달계수 [W/m²K]
- Z : Shah 상관식 계수 [-]

- a : 공기
- c : 응축기
- e : 증발기
- eq : 등가 (Equivalent)
- i : 입구측
- LS, L, l : 액체 상태
- o : 출구측
- pool : 풀비등
- R : 냉매
- Re,H : 재열 히터
- s : 포화
- TP : 2상 (Two-phase)
- v : 기체 상태

1. 서 론

공기조화(Air Conditioning)는 실내온도, 습도, 공기 청정도 및 기류를 조절하여 사용자의 건강과 쾌적함을 보장하고, 기계 및 시설의 안정적 운영을 지원하는 필수 기술이다. 특히 루프탑 유닛(Rooftop Unit, RTU)은 냉난방과 환기 기능을 하나의 패키지로 통합한 시스템으로, 상업용 및 산업용 건물의 옥상에 설치되어 공간 활용도를 극대화하고, 초기 설치 및 유지보수가 간소화된 효율적인 솔루션으로 주목받고 있다. 쇼핑몰, 영화관, 이벤트홀과 같은 시설은 시간대나 계절에 따라 재실 인원이 크게 변동하며, 이에 따른 실내 부하 변화가 빈번히 발생한다. ASHRAE 90.1 표준에서는 HVAC 시스템 설계 시 이러한 부하 변동을 고려한 에너지 효율적 운영을 권장하고 있다.

HVAC 시스템의 성능 개선에 관한 선행 연구는 크게 HVAC 시스템에서의 최적 제어 및 설계를 통한 에너지의 절약 및 효율성 분석에 관한 연구와 외부 환경에 따른 영향 분석에 관한 연구로 분류된다. 그 중 최적 제어 분야의 경우, 포괄적인 HVAC 시스템과 RTU로 분류될 수 있다.

포괄적인 HVAC 시스템에 관하여 Hensen과 Tracka는 HVAC 시스템 시뮬레이션에 대한 연구

그리스 문자

- ρ : 밀도 [kg/m³]
- μ : 점성계수 [N.s/m²]
- ε : 유용도 [-]
- η_f : 핀 효율 [-]
- δ : 핀 혹은 튜브 두께 [-]

를 수행하였다.¹⁾ 그 결과, HVAC 시뮬레이션 도구와 모델링 기술을 분석하고, 특정 시뮬레이션 목표에 적합한 방법을 선택할 수 있음을 보였다. Molhim 등은 HVAC 시스템의 동적 모델을 이용한 제어 분석에 대한 연구를 수행하였다.²⁾ 해당 연구에서는 PID 제어기와 Ziegler-Nichols 조정법을 적용하여 온도와 습도를 효율적으로 제어할 수 있음을 확인하였으며, 에너지 소비를 줄이고 시스템 응답 시간을 단축하는 성능 개선을 보였다.

RTU에 관한 연구로 Kim 등은 RTU의 최적 운영을 위한 동적 프로그래밍 기반 접근법에 대한 연구를 수행하였으며,³⁾ 동적 프로그래밍을 활용하여 RTU의 에너지 소비를 효율적으로 줄이고 제어 복잡성을 완화하며, 특정 상황에서 최대 30%의 에너지 절감 효과를 보였다. Braun과 Kim은 다수의 RTU 에코노마이저를 관리하기 위한 모델 예측 제어(MPC)에 대한 연구를 수행하였다.⁴⁾ MPC를 통해 다수의 RTU가 동일 공간을 효과적으로 냉각하도록 최적화할 수 있음을 입증하였으며, 다양한 기후 조건에서 최대 35%의 에너지 절감 효과를 얻을 수 있음을 보였다. Braun과 Cai는 가변 속도 장비가 적용된 RTU에 대한 성능 평가를 수행하였고, 가변 속도 팬 및 압축기를 사용하여 최대 74%의 팬 에너지 절감과 함께 실내 습도 조절 성능 향상을 확인하였다.⁵⁾

외부 환경에 따른 영향 분석으로 Aleksandr는 다양한 관람객 수를 고려한 영화관 환기 시스템에 대한 연구를 수행하였고, 환기 부하와 관람객 수에 따라 설계를 조정함으로써 에너지 효율을 높이고, 실내 공기 품질을 유지할 수 있음을 보였다.⁶⁾

Lee 등은 가변 혼합 공기 온도를 활용한 에코노마이저 제어 방법에 대한 연구를 수행하였다. 그 결과, 인공신경망을 이용한 부하 예측을 통해 기존 제어 방법 대비 에너지 소비를 19% 절감할 수 있음을 보였다.⁷⁾

본 연구에서는 MATLAB을 활용해 RTU의 입력 데이터와 외부 환경 변화 간의 상호작용을 분석하고, 자체 개발한 코드(In-house code)를 통해 다양한 제어모드 적용 여부에 따른 성능 변화를 평가하였다. 해당 코드는 열교환기 설계변수 및 냉

매 유량, 풍량 등의 운전변수에 따른 열전달 특성 계산을 포함하며, 이를 반영한 냉동 및 공조사이클의 상태점 변화를 구현하였다.

본 연구에서는 이를 통해 여러 가지 조건에서의 실내 온습도 분석, 에너지 소비량 분석, 냉동 및 공조사이클 운전특성 분석을 실시하고자 한다.

2. Rooftop Unit 적용 HVAC 시스템

2.1 시뮬레이션 대상 및 방법론

본 연구에서 다루고자 하는 RTU(Rooftop unit)의 구조 및 개념은 아래의 Fig. 1과 같다. 일반적인 중앙공조 방식에서 AHU(Air Handling Unit)와 칠러 등의 설비가 기계실에 위치하는 것과 달리, RTU의 적용으로 인해 기계실이 아닌 옥상 공간을 활용할 수 있으며, 개별 공간의 공조를 위한 직פק식 열교환 장치를 통해 시스템을 소형화하고 개별제어 특성을 가지는 장점이 있다.

본 연구에서는 대체로 독립적으로 공조되며 재실 인원의 변화가 뚜렷하게 나타나는 경향이 있는 대형 강당, 교회, 음식점 등을 분석 대상으로 가정하였다. 이는 전술한 바와 같이 실내의 재실

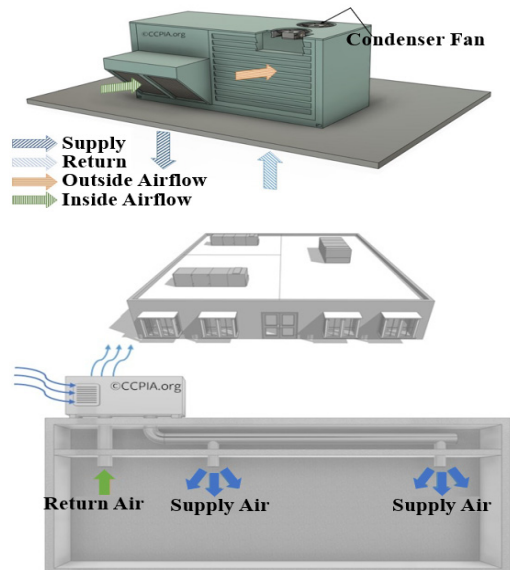


Fig. 1 Schematic diagram of rooftop unit

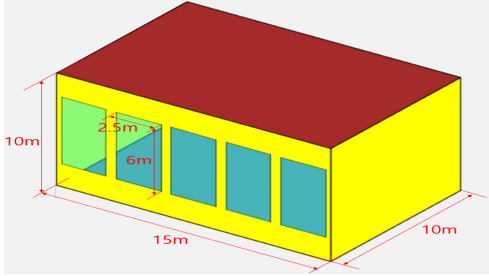


Fig. 2 Target design building of this study

인원에 따라 인체로부터의 잠열 부하 발생으로 인해 현열비(Sensible Heat Factor, SHF)가 변화하게 되며, 이로 인해 제습 부하가 크게 달라질 것으로 사료되기 때문이다. 잠열부하가 크게 증가한 경우, 이에 대응하기 위해서는 취출공기의 절대습도를 낮추어 공급할 필요가 있는데, 이를 위해서는 결국 장치노점온도(Apparatus Dew Point, ADP)가 낮아질 필요가 있다. 이 경우, 취출공기의 온도가 허용수준 이하로 저하되는 것이 우려되는데, 이에 대응하기 위하여 본 연구에서는 취출공기의 온도가 일정 수준 이하가 되면 재열하여 공급하는 것을 가정하여 추가적인 분석을 실시하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 부하계산 및 공조 시뮬레이션을 실시한 대상 공간이며, 가로 15 m, 세로 10 m, 높이 10 m의 예식장을 가정하였으며, 일반적으로 해당 바닥면적의 예식장의 수용인원이 60명 내외라는 것을 고려하여 1시간 단위의 인원 변동을 가정하였다.

2.2 시뮬레이션 변수 설정 및 알고리즘

Fig. 3은 본 연구에서 개발한 공조시스템의 성능해석을 위한 코드의 개념도를 나타낸다. 먼저 기상 데이터를 로드하여 대상 공간에서의 냉방부하를 계산한다. 또한 로드된 외기 온도 및 습도 데이터와 목표 실내온도 및 습도 데이터를 통해 정의된 혼합 비율에 따라 냉각 코일 입구에서의 공기 상태를 정의하게 되며, 냉각 코일에서는 ADP의 변화를 통해 적절한 실내의 습도를 제어하는 것을 목표로 한다. 이때, 냉각 코일을 지난 공기의 온도 수준에 따라 재열의 필요성이 판단되며, 취출공기의 온도가 14℃ 이하일 경우에는

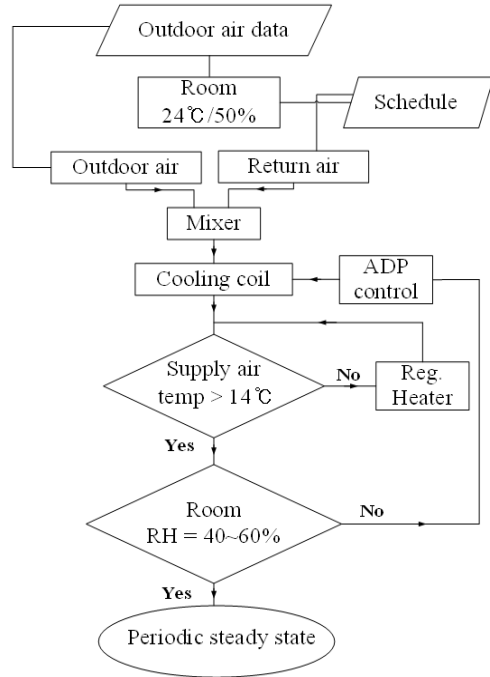


Fig. 3 Flow chart of RTU control according to given conditions

재열 과정을 거쳐 현열 가열된 공기를 공급하는 것으로 설정하였다.

하절기 일반적인 실내의 온습도 범위가 22~26℃, 상대습도 40~60%인 것을 고려하였을 때, 실내로 취출되는 풍량은 실내온도가 24℃가 되도록 실내 현열 부하에 따라 조절되도록 코드를 구현하였으며, 위에서 언급된 ADP의 조절은 실내의 상대습도가 50% 내외로 유지되도록 설정하였다.

3. 시뮬레이션 코드 관련 이론

3.1 시뮬레이션 코드의 개요

본 연구에서 개발한 RTU 공조시스템의 코드는 크게 세 가지로 구분된다. 첫째로는, 열전달 상관식에 근거한 응축기 및 증발기의 모델링이며, 둘째는 이를 바탕으로 한 엔탈피 차이에 근거한 냉동사이클의 구현이다. 마지막으로 습공기 선도에 근거한 환기(RA), 급기(SA), 외기(OA) 그리고 배기(EA)의 상태점 구현을 위한 코드로 구성된다.

3.2 응축기 공기 측 상관식

아래의 Eq. (1)과 Eq. (2)는 각각 응축기의 공기 측 유동에 있어서의 Nusselt number와 friction factor를 계산하는 상관식을 나타낸다.⁸⁾ 응축기의 열수 및 핀 피치, 관의 외경, 튜브 피치와 Reynolds number를 이용하여 대류 열전달 계수 및 마찰계수의 산출이 가능하며, 이렇게 얻어진 값을 통해 응축기의 공기 측 열저항 및 압력강하 값의 계산이 가능하다. Eq. (3)은 해당 상관식에 포함된 핀 튜브 열교환기에서 Reynolds 수의 계산을 나타낸다.

$$Nu = 1.565 Re^{0.341} \left(N \frac{F_p}{D_o} \right)^{-0.165} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{0.055} \quad (1)$$

$$f = 1.565 Re^{0.341} \left(N \frac{F_p}{D_o} \right)^{-0.165} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{0.055} \quad (2)$$

$$Re = \frac{\rho \mu_{\max} D_c}{\mu} \quad (3)$$

3.3 응축기 냉매 측 상관식

응축기에서의 냉매의 응축 열전달 계수의 계산은 Eq. (4)~(6)과 같이 세 가지 Regime으로 구분하여 각각에 해당하는 상관식의 적용을 통해 계산하였다⁹⁾. Regime 1에 속할 경우, Eq. (7)이 적용되며, Regime 3에 해당될 경우, Eq. (9)을, 그리고 Regime 2에 해당될 경우, Eq. (7)의 값과 Eq. (9)의 값을 더하여 응축 열전달 계수를 산출하였다. Regime의 구분은 Eq. (10)을 통해 계산된 값에 따라 결정될 수 있다.

$$h_{TP} = h_I \quad (4)$$

$$h_{TP} = h_I + h_N \quad (5)$$

$$h_{TP} = h_{Nu} \quad (6)$$

$$h_{Nu} = 1.32 Re_{LS}^{-1/3} \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g k_L^3}{\mu_L^2} \right]^{1/3} \quad (7)$$

$$h_I = h_{LS} \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left(\frac{\mu_L}{14 \mu_G} \right)^{(0.0058 + 0.557 \mu)} \quad (8)$$

$$h_{LS} = 0.023 Re_{LS}^{0.8} Pr_L^{0.4} k_L / D \quad (9)$$

$$J_g = \frac{x G}{(g D \rho_G (\rho_L - \rho_G))^{0.5}} \quad (10)$$

3.4 증발기 공기 측 상관식

증발기의 공기 측 측은 응축기의 공기 측과 다르게 냉각 제습이 일어나 현열 및 잠열 열전달이 모두 발생하는 것에서 큰 차이가 있다. Wang 등의 연구에 따르면, 증발기 공기 측의 전열 열전달 계수($h_{o,w}$)는 Eq. (11)과 같이 현열 열전달 계수($h_{c,o}$)와 비열 그리고 냉각표면 온도에서의 포화증기선의 기울기 ($b_{w,m}$)를 이용하여 계산된다.¹⁰⁾ $h_{c,o}$ 는 아래의 Eq. (12)에 따라 j factor와 공기의 질량유속 (G_c) 그리고 Prandtl 수를 통해 계산되며, Eq. (13)과 Eq. (14)는 증발기 설계요소에 따른 j factor 상관식을 나타낸다.

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{C_{P,a}}{b_{w,m} h_{c,o}}} \quad (11)$$

$$j = \frac{h_{c,o}}{G_c C_{P,a}} Pr^{2/3} \quad (12)$$

$$j = 19.36 Re^{j1} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{1.352} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{0.6795} N^{-1.291} \quad (13)$$

$$j1 = 0.37 - 1.55 \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0.24} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (14)$$

3.5 증발기 냉매 측 상관식

증발기에서 냉매의 비등 열전달 계수는 아래의 Eq. (15)에 따라 계산되었으며,¹⁾ 식을 구성하는 계수 F와 S는 각각 Eq. (16)과 Eq. (17)로 계산되었다. 또한 대류 비등계수 (h_L)과 풀비등 계수(h_{pool})

은 각각 Eq. (18)과 Eq. (19)로 계산하였다.

$$h^{2m} = (Fh_L)^2 + (Sh_{pool})^2 \quad (15)$$

$$F = [1 + xPr_l(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1)]^{0.35} \quad (16)$$

$$S = (1 + 0.55F^{0.1}Re_L^{0.16})^{-1} \quad (17)$$

$$h_L = 0.023(k_l/d)Re_L^{0.8}Pr_l^{0.4} \quad (18)$$

$$h_{pool} = 55Pr_l^{0.12}q^{2/3}(-\log_{10}Pr_r)^{-0.55}M^{-0.5} \quad (19)$$

3.6 유용도-NTU Method

앞서 도출한 응축기와 증발기에서의 냉매 측과 공기 측 열저항의 합을 통해 각각의 열교환기에서의 총괄 열저항(R)을 산출할 수 있으며, 계산의 편의를 위해 상대적으로 대단히 작은 전도 열저항은 무시하였다.

열저항의 역수가 총괄 열전달 계수(UA)이므로, 응축기 공기측의 질량 유량 및 비열 그리고 계산된 UA 값을 이용하여 NTU 그리고 응축기의 유용도를 Eq. (20) 및 (21)과 같이 계산할 수 있다.

$$\epsilon_c = \frac{Q_{c,actual}}{Q_{c,ideal}} = 1 - \exp(-NTU_c) \quad (20)$$

$$NTU_c = \frac{UA_c}{m_{a,c}C_{p,a}} \quad (21)$$

증발기의 공기 측 열전달에서는 현열 열전달뿐만 아니라 제습에 의한 잠열 열전달이 함께 일어나므로 응축기의 NTU와 유용도를 산출하는 방식을 동일하게 적용할 수는 없으며, 아래의 Eq. (22)~(24)를 통해 구할 수 있다.¹²⁾

$$NTU_e = \frac{h_{o,w}\eta_f Le_{eq}A_o}{m_{a,e}C_{p,a}} \quad (22)$$

$$R = \frac{h_{o,w}}{h_{TP}} \frac{\eta_{fin} b_{w,m} Le_{eq}}{C_{p,a}} \frac{A_o}{A_i} \quad (23)$$

$$\epsilon_e = \frac{NTU_e}{((1 + R) + 0.5NTU_e)} = \frac{(h_{ai} - h_{ao})}{(h_{ai} - h_{se})} \quad (24)$$

4. 시뮬레이션 결과

4.1 ADP 제어에 따른 성능분석

4.1절에서는 ADP가 10℃로 일정하게 유지되는 경우와 실내의 상대습도에 따라 ADP를 조절하는 경우로 나누어서 비교 분석하였다. Fig. 4는 8월 한 달간의 ADP 변화를 나타낸다. 실내의 상대습도가 60% 이상을 초과할 경우, 제습량을 늘려 취출공기의 절대습도를 감소시킬 필요가 있으므로 증발온도를 10분마다 1℃씩 낮추도록 코드를 구성하였다. 반대로 실내의 상대습도가 40% 이하가 될 경우, 필요 이상으로 낮은 절대습도의 취출공기로 판단하여 증발온도를 10분마다 1℃씩 높이도록 코드를 제작하였다. 취출하는 공기의 절대습

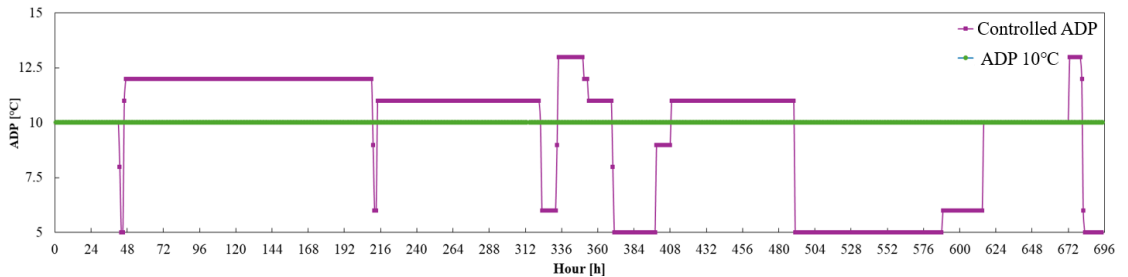


Fig. 4 ADP comparison between two cases: controlled ADP and constant ADP of 10℃

도는 외기의 온습도, 실내의 현열 부하에 따른 취출 풍량, 그리고 ADP에 따라서 달라지며, 실내의 잠열 부하는 대체로 재실 인원의 수에 따라 변화하여 이 두 값의 대소 관계에 따라 공간의 상대습도가 증가 혹은 감소하는 결과가 나타난다.

Fig. 5는 ADP 조절하는 경우와 그렇지 않은 경우의 실내 상대습도를 나타낸다. 실내의 잠열 부하가 크지 않은 기간에는 ADP를 12℃ 이상으로 설정하여도 실내의 상대습도를 50% 수준으로 유지할 수 있었기에 압축기 운전에서 경제적인 운전을 도모할 수 있으나, Fig. 6에 나타난 바와 같이 취출공기의 온도가 다소 높아지기 때문에 Fig.

7과 같이 취출 풍량이 증대되어 송풍 동력의 증가한다. 반대로 잠열 부하가 큰 경우에는 ADP를 낮게 유지함으로써 실내 상대습도를 적정 수준으로 유지할 수 있으나, 이 경우는 앞서와 반대로 취출공기의 온도가 저하될 우려가 있어 국소적인 불쾌감과 실내 기류 분포의 불균일을 야기할 수 있다.

4.2 취출공기 재열에 따른 성능분석

Fig. 8은 앞서 언급한 증발온도의 조절에 따라 취출공기의 온도가 저하되는 문제를 해결하기 위해 공기를 재열한 결과를 나타낸다. 재열을 실시하지 않은 경우 취출하는 공기의 온도는 최저 7℃

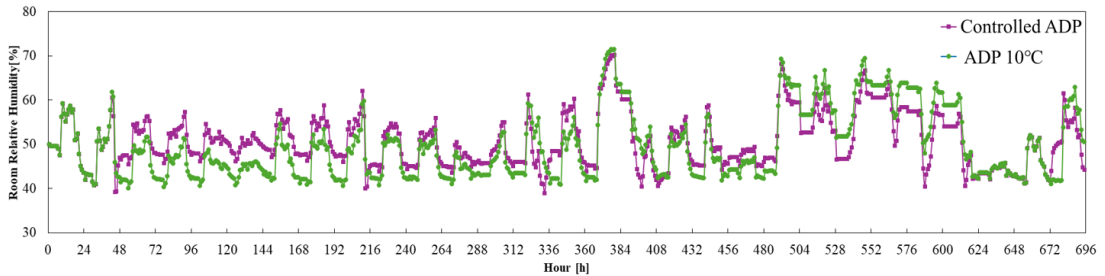


Fig. 5 Room relative humidity comparison between two cases: controlled ADP and constant ADP of 10℃

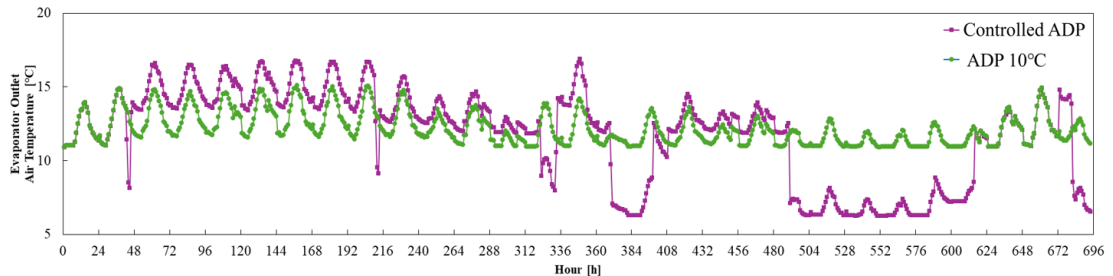


Fig. 6 Evaporator air flow rate comparison between two cases: controlled ADP and constant ADP of 10℃

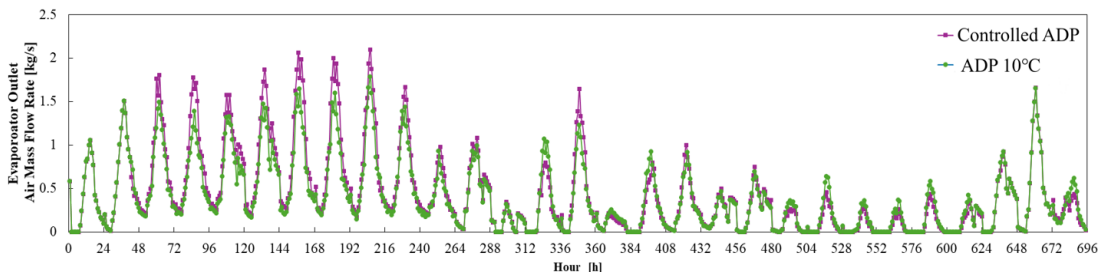


Fig. 7 Supply air temperature comparison between two cases: controlled ADP and constant ADP of 10℃

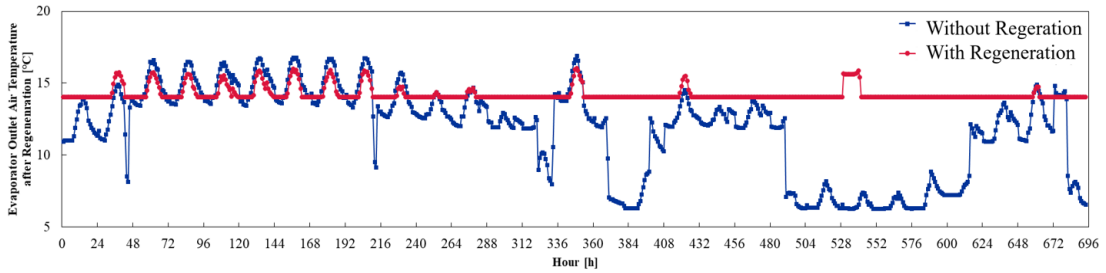


Fig. 8 Supply air temperature comparison between two cases: with regeneration and without regeneration

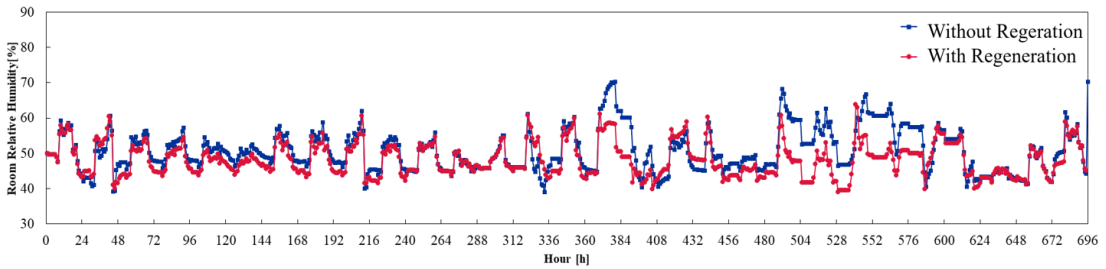


Fig. 9 Room relative humidity comparison between two cases: with regeneration and without regeneration

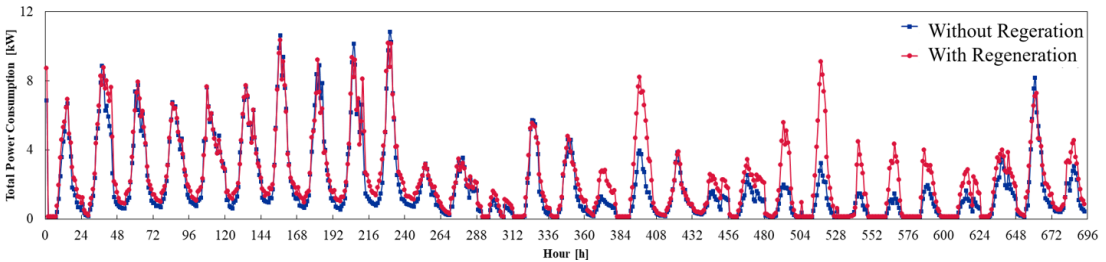


Fig. 10 Power consumption comparison between two cases: with regeneration and without regeneration

내외까지 저하하게 되는데, 이는 실내온도가 24℃라는 가정하에 실내온도와의 차이가 17℃로 허용수준 이상이 된다. 따라서 취출공기의 온도가 14℃ 이하가 될 경우, 증발기 후단에 설치된 전기히터를 통해 가열하는 것을 가정하였으며, 이를 공식으로 표현하면 Eq. (25)와 같다.

Fig. 9는 취출공기 재열을 실시한 경우와 그렇지 않은 경우의 실내 상대습도 분포를 나타낸다. 참고로, ASHRAE Guideline 36은 취출 공기 온도를 13~18℃로 권장¹³⁾하고 있으므로 본 연구에서 가정하는 14℃의 취출 공기 온도는 합리적 가정으로 사료된다.

$$Q_{ReH} = m_{a,e} C_{p,a} ((273.15 + 14) - T_{ao,e}) \quad (25)$$

재열을 실시하지 않은 경우에도 ADP의 제어를 실시하고 있으므로 상대습도 분포가 쾌적 범위 내에 대체로 분포하는 모습을 보이나, 한 달간 상대습도가 60%를 초과하는 시간은 재열을 실시한 경우에서 9시간, 재열을 실시하지 않은 경우, 59시간으로 나타남을 확인할 수 있다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 재열을 실시함으로써 취출공기와 실내온도의 차이가 감소하며 이로 인해 풍량이 증가하였기 때문으로 사료된다.

가령, 취출 온도가 7.36℃인 경우는 14℃인 경우 대비 취출 풍량이 789 m³/h에서 1,314 m³/h로 약 66% 증가하는 결과를 보였다. 다만, 재열에는 추가적인 에너지의 투입이 필요하기 때문에 전체적인 에너지 소비량은 Fig. 10에 나타난 것과 같이 재열을 포함하는 경우 1661.23 kWh, 그렇지 않은 경우 1295.03k Wh로 약 28%의 증가가 발생하였다.

4. 결 론

1) 본 연구에서는 RTU 공조기의 성능특성 해석을 위해 열전달 상관식에 근거한 응축기 및 증발기의 설계, 엔탈피 계산에 근거한 냉동사이클 분석, 습공기 선도에 근거한 공조 사이클 분석을 포함한 시뮬레이션 코드를 개발하였다.

2) 시뮬레이션 분석에서 주목하고자 한 바는 실내 재실 인원의 밀도가 높은 경우의 실내 온도 및 상대습도 제어를 위한 운전점 도출이었으며, 이를 위해 ADP 조절 및 재열 부하의 도입을 가정하였다.

3) ADP를 10℃로 유지할 경우, 대상 공간의 현열비에 따라 실내 상대습도가 다소 과하게 낮게 유지되어 투입 에너지의 낭비를 일으키거나, 반대로 상대습도가 적정 수준 이상으로 올라가는 형태를 보였다.

4) 실내 재실 인원의 밀도가 높아 현열비가 낮은 경우에는 ADP를 낮게 설정하여 실내 상대습도 유지에 대응할 수 있으나, 이 경우 취출공기의 온도가 허용수준 이하로 낮아지는 경우가 발생하여, 재열을 통해 일정 수준 이상으로 가열하여 취출할 필요가 있었다. 재열을 포함하는 경우 1661.23 kWh, 그렇지 않은 경우 1295.03 kWh로 약 28%의 증가가 발생하였다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2023-2024년)에 의하여 연구되었음.

Author contributions

Y. H. Joo; Conceptualization. S. H. Seol; Data curation. Y. H. Joo; Formal analysis. S. H. Seol; Funding acquisition. Y. H. Joo; Investigation. S. H. Seol; Methodology. S. H. Seol; Project administration. S. H. Seol; Resources. Y. H. Joo; Software. S. H. Seol; Supervision. Y. H. Joo; Validation. Y. H. Joo; Visualization. Y. H. Joo; Writing-original draft. S. H. Seol; Writing-review & editing.

References

1. J. L. M. Hensen and M. Trčka 2010, "Overview of HVAC System Simulation", *Automation in Construction*, 19(2), 93-99. (<https://doi.org/10.1016/j.autcon.2009.11.019>)
2. M. Molhim, M. Al-Rousan and B. Tashtoush 2005, "Dynamic Model of an HVAC System for Control Analysis", *Energy*, 30(10), 1729-1745. (<https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.10.004>)
3. D. Kim, J. Cai, J. Hu, J. E. Braun and V. K. Putta, 2015, "Science and Technology for the Built Environment", 21(6), 752-760. (<https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1059153>)
4. J. E. Braun and D. Kim, 2020, "Model Predictive Control for Supervising Multiple Rooftop Unit Economizers to Fully Leverage Free Cooling Energy Resource", *Applied Energy*, 275(1), 1-12. (<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115324>)
5. J. E. Braun and J. Cai, 2018, "Assessments of Variable-Speed Equipment for Packaged Rooftop Units (RTUs) in the United States", *Energy and Buildings*, 164(1), 203-218. (<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.01.007>)
6. C. Aleksandr, 2012, "Ventilation System at the Cinema Hall with Different Customer Loading", BS thesis, Mikkeli University of Applied Sciences, Finland.
7. J. Lee, Y. Kim, H. Cho and Y. Cho, 2018, "Development of Economizer Control Method

- with Variable Mixed Air Temperature”, *Energies*, 11(9), 1-18.
(<https://doi.org/10.3390/en11092445>)
8. Q. Wang, B. Sunden and G. Xie, 2009, “Parametric Study and Multiple Correlations on Air-Side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Large Number of Large-Diameter Tube Rows”, *Applied Thermal Engineering*, 29(1), 1-16.
(<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.014>)
 9. M. M. Shah, 2022, “Improved General Correlation for Condensation in Channels”, *Inventions*, 7(4), 114.
(<https://doi.org/10.3390/inventions7040114>)
 10. Y. T. Lin, C. J. Lee and C. C. Wang, 2000, “An Airside Correlation for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(10), 1869-1872.
([https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00240-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00240-9))
 11. Z. C. Sun, X. Ma, L. X. Ma, W. Li and D. J. Kukulka, 2019, “Flow Boiling Heat Transfer Characteristics in Horizontal, Three-Dimensional Enhanced Tubes”, *Energies*, 12(5), 927.
(<https://doi.org/10.3390/en12050927>)
 12. M. K. Mansour, 2016, “Practical Effectiveness -NTU Model for Cooling and Dehumidifying Coil with Non-Unit Lewis Factor”, *Applied Thermal Engineering*, 100, 1111-1118.
(<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.096>)
 13. H. Elehwany, B. Gunay, M. Ouf, N. Cotrufo and J. S. Venne, 2024, “Evaluating common supply air temperature setpoint reset strategies with varying occupancy patterns and behaviours”, *Building and Environment*, 266, 112129.
(<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2024.112129>)