Check for updates

동력시스템공학회지 제27권 제1호 pp. 69-78 2023년 2월 ISSN 2713-8429(Print) ISSN 2713-8437(Online)
Journal of Power System Engineering https://doi.org/10.9726/kspse.2023.27.1.069
Vol. 27, No. 1, pp. 69-78, February 2023

흡착기 개수 제어를 통한 흡착식 히트펌프의 성능향상 연구
Research on Performance Enhancement of Adsorption Heat Pump by Controlling Number of Adsorber

설성훈* · 권오경**†
Sung-Hoon Seol* and Oh-Kyung Kwon**†

(Received 06 January 2023, Revision received 30 January 2023, Accepted 02 February 2023)

초록 : AHP(흡착식 히트펌프)의 많은 장점들에도 불구하고, 증기압축식에 비해 부분부하에 대응이 비효율적이라는 단점은 여전히 존재한다. 본 논문에서는 AHP 성능을 보다 효율적으로 관리할 수 있도록 냉각 부하의 변화에 따라 유효 흡착기 수를 조절하는 제어방법론을 제안한다. AHP는 흡착모드에서 탈착 모드로 전환될 때 30℃에서 80℃까지 현열 손실이 불가피하게 발생한다. 부분부하에 따라 재생열원을 필요한 흡착기 수만큼에만 흘려줌으로써 온수 탱크 온도가 일반적인 경우보다 훨씬 높게 형성되어 현열 손실이 감소하게 된다. 이로 인해 AHP의 열원 온도가 낮은 경우를 대비하여 사용되는 보조열원의 사용량이 현저히 감소할 수 있다. 보조열원의 유효 흡착기 수를 제어할 때 887.5 kWh, 최적화 제어 없이 일반 운전할 때 2197.23 kWh로 나타났다.

키워드 : 흡착식 히트펌프(AHP), 부분 냉각 부하, 유효 흡착기 개수, 에너지 절약

Abstract : In spite of a lot of advantages of AHP (Adsorption heat pump), the fact that it responds less effectively than vapor compression system does to partial cooling load diminishes its charming points. This paper proposes control methodology adjusting the effective number of adsorbers according to changing cooling load so as to manage AHP performance better. AHP inevitably undergoes sensible heat loss from approximately 30℃ to 80℃ when changing the mode from adsorption to desorption. By flowing the regeneration heat source only to required number of adsorbers in accordance with partial cooling load, hot water tank temperature distributes much higher than the general case due to reduced sensible heat loss. The higher heat source temperature refers to energy saving especially in case that auxiliary heat source supports solar collectors when it is not enough to operate AHP. Auxiliary heat source consumption was 887.5 kWh when the number of effective adsorber is controlled, and 2197.23 kWh when general operation without any optimization control.

Key Words : AHP (Adsorption Heat Pump), Partial Cooling Load, Effective Number of Adsorber, Energy Saving

**† 권오경(https://orcid.org/0000-0003-1266-4202) : 수석연구원, 한국생산기술연구원 탄소중립산업기술연구부문
E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528
*설성훈(https://orcid.org/0000-0001-9724-9707) : 조교수, 부경대학교 냉동공조공학과

**† Oh-Kyung Kwon(https://orcid.org/0000-0003-1266-4202) : Principal Researcher, Korea Institute of Industrial Technology, Carbon Neutral Technology R&D Department.
E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528
*Sung-Hoon Seol(https://orcid.org/0000-0001-9724-9707) : Assistant Professor, Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University.

— 기 호 설 명 —

A : 면적 [m^2]
C : 열용량 [J/K]
C_p : 비열 [J/gK]
E : 흡착 등온선 상수 [J/g]
$F_R\tau\alpha$: 집열기 최대 효율 [-]
F_RU_L : 집열기 열손실 계수 [W/m^2K]
h : 엔탈피 [J/g]
I : 일사량 [W/m^2]
K_m : 총괄 물질전달 계수 [s^{-1}]
M : 질량 [g]
$\dot{m}$: 질량 유량 [g/s]
N : 흡착기 개수 [-]
n : 흡착 등온선 상수 [-]
P : 압력 [Pa]
Q : 열전달률 [W]
q : 평균 수증기 흡착량 [g/g]
q^* : 포화 수증기 흡착량 [g/g]
q_m : 최대 수증기 흡착량 [g/g]
R : 이상기체상수 [J/gK]
V : 체적 [m^3]

그리스 문자

△H : 흡착열 [J/g]
ε : 열교환기 유용도 [-]

하첨자

a : 흡착제
ad/des : 흡착/탈착 과정
b : 흡착기
1,2 : 흡착기 번호
m : 알루미늄
w : 물
i : 입구측
o : 출구측
sat : 포화
v : 증기
c : 응축기
e : 증발기
R : 환수측
SC : 집열기
L : 손실
tw : 물탱크
amb : 외기

1. 서 론

냉동공조 분야에서 일반적으로 사용되는 증기압축식 냉동기는 현재 GWP(Global Warming Potential)가 높은 HFC, HCFC계 냉매들이 주를 이루어 냉매의 사용 자체로 탄소배출이 되며, 냉동공조기의 운전에 소비되는 에너지를 생산하는 과정에서도 불가피하게 탄소배출을 야기한다.[1)]

냉동공조 분야에서 이러한 국제적인 탄소배출 저감 노력의 일환으로 대두될 수 있는 것이 흡착식 냉동기(Adsorption Heat Pump, AHP)이다. 이러한 시스템은 GWP가 높은 냉매들을 사용하는 대신에 물을 냉매로 하여 대단히 친환경적이며, 전기에너지 소비량도 기존의 증기압축식 냉동기에 비해 상당한 에너지 절감 효과가 있어 냉동기 운전으로 인해 발생되는 탄소의 저감에도 크게 기여할 수 있다.[2)] 흡착식 냉동기의 열원을 태양열로 이용할 경우는 이러한 친환경적인 운전이 더욱 강조될 수 있다.[3-5)] 한편, 태양열을 열원으로 사용하는 AHP에서는 사이클 전환 시간이 가장 영향력있는 파라메터라고 밝힌 Alam 등의 연구[6)]에서 유추할 수 있듯, 흡착 및 탈착 모드를 전환할 때 불필요하게 발생하는 현열 손실을 줄이는 것이 대단히 중요하다.[7)] 이를 위해서는 흡착용량이 큰 흡착제를 사용하는 방법도 있지만 고가의 흡착제를 대량 적용하는 것은 경제성에서 제약이 발생하곤 한다.

따라서 본 연구에서는 AHP의 운전제어를 통해 부하변동에 따라 유효하게 사용되는 흡착기의 개수를 조절함으로써 이러한 현열 손실을 줄이는 방안을 모색하고자 한다. 이를 통해, 불필요하게

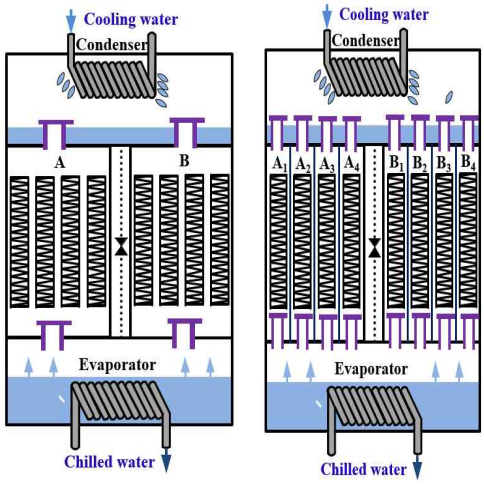
발생되던 열적 손실을 줄여 투입 에너지를 감소시키고 보다 효율적인 AHP의 운전 방안을 제시하고자 한다.

2. 시뮬레이션 분석 조건

Fig. 1은 흡착식 히트펌프 시스템의 개략도를 나타낸다. 기본적인 흡착식 히트펌프 시스템에서는 흡착과정 동안 증발기에서 증발한 냉매 증기가 흡착기로 유입되어 흡착되고, 탈착과정 동안 흡착제로부터 탈착된 냉매 증기가 응축기에서 응축된다. 이러한 과정에서 기본적으로 하나의 밸브를 통해 흡착기와 증발기 사이에서 물질의 이동이 일어나는데 반해, 본 연구에서 주목하는 방식은 흡착기가 여러 개의 칸으로 구분되어 있고 각각의 칸마다 밸브가 설치되어 있다. 이와 같이 시스템을 구성함으로써 얻을 수 있는 장점은 부분부하에 효과적으로 대응할 수 있다는 점이다. 흡착식 냉동기에서는 냉방 부하가 감소함에 따라 증발기에서 증발하는 냉매증기의 양이 감소할 경우, 증발압력 및 온도가 감소하고 흡착기에서의 증기압력 또한 감소하게 된다. 이 경우, 부하가 감소하여 냉매증기 압력이 감소하기 전의 경우와 대비하여 단위시간당 흡착량이 감소하여 흡착제의 비효율적인 사용이 불가피하다.

이와 대조적으로 본 연구에서 제안하는 시스템의 경우, 냉방 부하가 감소함에 따라 흡착기의 일부를 폐쇄하여 흡착과정 동안 냉매증기를 흡착하는 유효한 흡착제 질량을 제한하여 증발압력의 저하를 방지하고 흡착제의 효율적인 사용을 도모하고자 한다. 뿐만 아니라 이러한 방식으로 일부의 흡착기를 폐쇄할 경우, 폐쇄된 흡착기에 설치된 흡착제들은 재생과정을 거치지 않아도 됨을 의미한다. 흡착식 냉동기의 흡착제는 일반적으로 상온수준(25~30℃)에서 흡착하고 70~90℃ 수준의 고온에서 탈착하므로 필연적으로 45~60℃ 가량의 현열교환을 포함하고 있다. 탈착과정에서 흡착된 냉매가스를 탈착하는데 사용되는 열에너지는 증발열량에 비례하기 때문에 이를 감소시키는데 초점을 둘 필요는 없으나, 현열변화에 소모되는 열에너지는 줄일수록 투입 열량의 감소를 가져오므로 의미가 크다.

Fig. 2와 Fig. 3은 부하 변동에 따라 유효한 흡착기의 개수를 조절하는 제어 흐름도를 나타낸다. 사용처에서의 냉방 부하가 증가할 경우, 흡착식 냉동기의 증발기로 유입되는 냉수의 온도가 상승한다. 이 경우, 적절한 흡착기의 개수 제어가 필요하며, Fig. 2에 나타난 조건에 충족된다면 기준 변화량(Div)만큼의 흡착기 개수를 증가시킨다.



(a) without control (b) with controlled

Fig. 1 Schematics of AHP with/without control

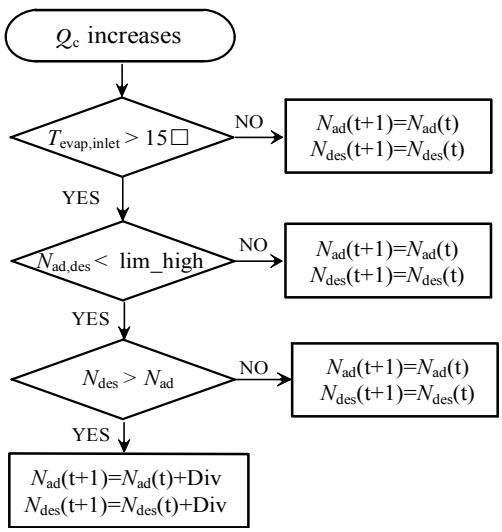


Fig. 2 Control flow case of increasing Qcool

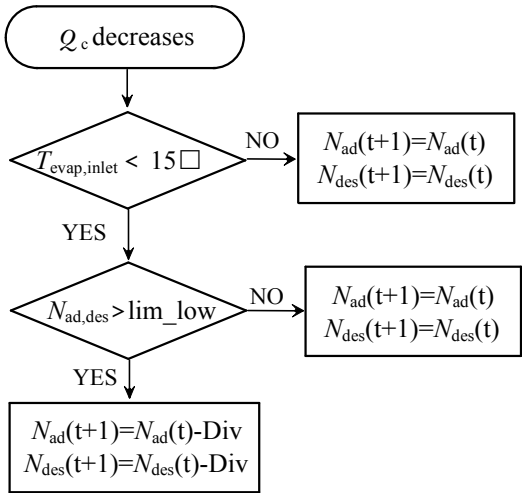


Fig. 3 Control flow in case of decreasing Q_{cool}

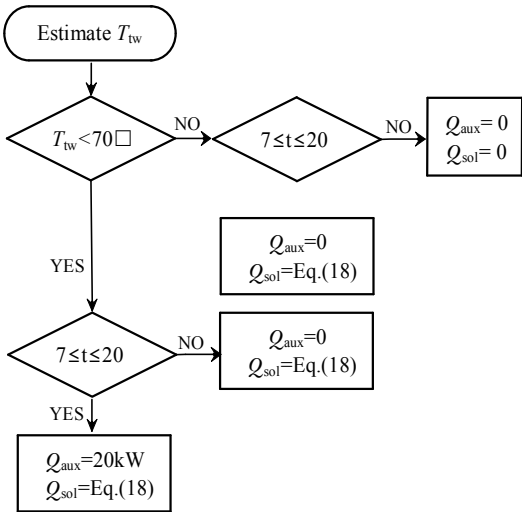


Fig. 4 Control flow of tank water according to temperature and time variation

만약 부하의 증가에도 증발기 입구에서의 냉수 온도가 15℃를 넘지 않거나 탈착된 흡착기가 준비되어 있지 않다면 흡착기의 개수를 증가시키지 않는다. 반대로 부하가 감소하였을 경우(Fig. 3), 증발기로 유입되는 냉수의 온도가 저하하게 되며, 냉수의 온도가 15℃ 이하가 되면 흡착식 냉동기의 냉각 열량을 감소시키기 위해 일부의 흡착기를 폐쇄한다. 단, 흡착 및 탈착과정에서 부하의 감소에 관계 없이 최소한의 흡착기 lim_low는 개방되어 운전되는 것을 가정하였다.

Fig. 4는 흡착식 냉동기에 열원을 공급하는 물탱크에서의 온도제어 흐름도를 나타낸다. 흡착식 냉동기는 많은 경우에서 태양열 집열을 통해 열원을 확보하며, 일사량 변동에 대응하기 위한 보조열원(Auxiliary heat source)으로 가스보일러 등을 사용한다. 물탱크 내 열원의 온도가 70℃ 이하가 될 경우 일반적인 흡착식 냉동기는 성능이 크게 감소한다. 일사량이 부족하거나 사용처에서의 열원 소비가 큰 경우 물탱크 내 수온이 70℃보다 낮아질 수 있으며, 이 경우에는 20 kW 수준의 보조열원의 가동으로 적절한 수온을 유지한다. 다만, 탱크 내 수온이 기준온도 이하가 되더라도, 일반적인 오피스 건물의 사용 시간인 오전 7시와 오후 8시 이외의 시간에는 보조열원을 가동하지 않는다고 가정하였다.

3. 시뮬레이션 모델링

본 연구에서 수행하는 수치해석은 다음의 식들에 근거하여 계산되었다. 흡착식 냉동기의 흡착 및 탈착을 모사하는 방정식은 Eq. (1)에 나타난 바와 같이 LDF(Linear Driving Force)모델을 사용하였다.[8] 이 모델에서 흡착률은 포화 흡착량 q^*과 현재의 흡착량 q 의 차에 비례하며, 비례상수로서 총괄 물질전달 계수 K_m이 적용된다. 여기서, 포화 흡착량은 수증기압과 흡착제 온도의 함수로서 해당 온도와 압력에서 물질마다 특징적으로 가진 흡착량을 말한다. LDF 모델에서는 포화 흡착량 q^*와 특정 시간에서의 흡착량 q의 차이만큼을 물질전달을 야기하는 구동력(Driving force)으로 정의하고, q가 특정 압력과 온도에서의 q^*가 될 때, 더 이상 물질의 전달이 일어나지 않음을 의미한다. 포화 흡착량 q^*는 흡착제의 물리 화학적 특성에 따라 다양한 수학적 모델로 표현 가능하며, 본 연구에서 사용하는 흡착제인 실리카겔의 경우, 많은 연구에서 Eq. (2)에 나타난 바와 같이 D-A모델을 통해 모델링하였다.[9] Table 1은 Eq. (2)에 포함된 계수들의 값을 정리하여 나타낸다.

$$\frac{dq}{dt} = K_m(q^* - q) \tag{1}$$

$$\frac{q^*}{q_m} = \exp\left\{-\left(\frac{RT_a}{E} ln\left(\frac{P_{sat}}{P_v}\right)\right)^n\right\} \tag{2}$$

Table 1 Detailed value of constants of Eq. (2)

Variable	q_m [kg/kg$_{ad}$]	E [J/mol]	n [-]
Value	0.37	248.626	1.1418

흡착제의 흡탈착, 그리고 증발기와 응축기에서의 모델링은 모두 에너지 평형 방정식에 근거하여 이루어진다. 먼저 Eq. (3)~(6)은 탈착 과정에서의 에너지 평형 방정식을 나타낸다. 본 연구에서의 접근은 집중용량적 해석으로써 x, y, z 방향에 따른 온도 및 압력 변화를 고려하지 않고 평균치에 집중하는 개념이다. 이렇게 평균값에 근거한 계산은 정확성은 비교적 떨어지나, 본 연구에서와 같이 장기적인 성능을 계산할 때는 탁월한 장점이 있다. 이 과정에서 좌변은 저장항으로서 탈착 과정 동안 흡착제의 온도 감소량에 비례한다. 우변의 첫째항은 탈착으로 인해 야기되는 열량의 감소를 나타내고, 둘째항은 열원으로부터 흡착제에 공급하는 침입 열량을 나타낸다, 유사한 원리로 Eq. (5)는 탈착 과정동안 흡착기를 통과하는 열원수의 출구온도를 계산하는 식으로서, 가해지는 열량과 흡착제로 전달된 열량의 차이만큼에 비례하여 물측의 온도가 변화한다는 것을 수식화하고 있다.

$$C_{1b}\frac{dT_{1a}}{dt} = M_a\frac{dq}{dt}\triangle H + \dot{Q}_{1w} \tag{3}$$

$$C_{1b} = C_{a1} + C_m + M_a q C_{p,w} \tag{4}$$

$$C_{1w}\frac{dT_{1w,o}}{dt} = \dot{m}_{1w}C_{p,w}(T_{1w,i} - T_{1w,o}) - \dot{Q}_{1w} \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{1w} = \varepsilon_{1b}\dot{m}_{1w}C_{p,w}(T_{1w,i} - T_{1a}) \tag{6}$$

유사하게, 흡착과정에서의 에너지평형 방정식도 아래의 Eq. (7)~(10)과 같이 표현할 수 있다. Eq. (3)에서 나타나 있지 않은 항이 Eq. (7)에 추가된 것은 증발기에서 증발한 저온의 수증기에 의해 냉각되는 흡착제의 열량을 반영하기 위함이며, 이외의 항들은 상기의 탈착과정과 원리가 동일하다.

$$C_{2b}\frac{dT_{2a}}{dt} = M_a\frac{dq}{dt}\{\triangle H - C_{pv}(T_{2a} - T_e)\} - \dot{Q}_{2w} \tag{7}$$

$$C_{2b} = C_{2a} + C_m + M_a q C_{p,w} \tag{8}$$

$$C_{2w}\frac{dT_{2w,o}}{dt} = -\dot{m}_{2w}C_{p,w}(T_{2w,o} - T_{2w,i}) - \dot{Q}_{2w} \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{2w} = \varepsilon_{2b}\dot{m}_{2w}C_{p,w}(T_{2a} - T_{2w,i}) \tag{10}$$

응축기에서 응축되는 단위 시간당 냉매량은 아래의 Eq. (11)을 통해 계산되며, 물측 기준으로 계산된 응축열량과 냉매유량과 엔탈비를 고려해 계산된 응축열량의 평형을 통해 산출한다. 이때, Eq. (11)에서는 상대적으로 미량이지만 응축된 냉매의 현열 변화량을 고려하고 있다.

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_{cw}C_{p,w}(T_{cw,o} - T_{cw,i})}{C_{p,v}(T_{vc,i} - T_c) + h(P_c)} \tag{11}$$

$$C_{cw}\frac{dT_{cw,o}}{dt} = \dot{m}_{cw}C_{p,w}(T_{cw,i} - T_{cw,o}) - \dot{Q}_{cw} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{cw} = \varepsilon_c\dot{m}_{cw}C_{p,w}\left\{(T_{wc,i} - T_c) + \left(\frac{T_{wc,o} - T_c}{1 - \varepsilon_c}\right)\right\} \tag{13}$$

아래의 Eq. (14)는 증발기에서의 시간당 냉매량을 산출하고 있으며, 원리는 응축기에서의 계산과 동일하다.

$$\dot{m}_e = \frac{-\dot{m}_{ew}C_{p,w}(T_{ew,i} - T_{ew,o})}{C_{p,w}(T_c - T_e) - h(P_e)} \tag{14}$$

$$C_{ew}\frac{dT_{ew,o}}{dt}=\dot{m}_{ew}C_{p,w}(T_{ew,i}-T_{ew,o})-\dot{Q}_{ew} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_e=\varepsilon_e\dot{m}_{ew}C_{p,w}\{(T_{ew,i}-T_e)+\left(\frac{T_{ew,o}-T_e}{1-\varepsilon_e}\right)\} \quad (16)$$

본 연구에서는 흡착식 냉동기의 열원수 온도는 태양열 집열기를 통해 확보되는 열량과 흡착식 냉동기에서 사용되는 에너지, 외부로의 열손실 그리고 추가적으로 투입되는 히터열량의 관계에 따라 계산된다. 태영열 집열기를 통해 획득하는 열량을 모사하기 위해서는 종래의 문헌을 통해 계수값을 선정하여 적용하였으며,[10] 외부 열원은 20 kW 히터봉으로 가정하였다. 또한 물탱크의 단위 체적당 열손실량은 문헌을 통해 6.84 W/m^{3}K로 가정하여 해석을 수행하였다.[11]

$$C_{tw}\frac{dT_{tw}}{dt}=\dot{Q}_{sol}-\dot{Q}_R-\dot{Q}_L+\dot{Q}_{aux} \quad (17)$$

$$\dot{Q}_R=\dot{m}_{bw}C_{pw}(T_{tw}-T_{bw,o}) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{sol}=F_RA_{sol}I(\tau\alpha)-F_RU_LA_{sol}(T_{tw}-T_{amb}) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_L=6.84(T_{tw}-T_{amb})V_{tw} \quad (20)$$

4. 흡착식 냉동기 시뮬레이션

4.1 시뮬레이션 조건 설정

부하계산 및 기상조건은 Hawaii, U.S.의 8월달을 기준으로 실시하였다. 태양열을 열원으로 이용한 흡착식 히트펌프의 연간 활용성을 확보하기 위해서는 연중 냉방부하가 지속적으로 발생해야 한다. 국내의 조건과는 다르게 연중 수평에 가까운 기온의 변화를 보여주나, 같은 달이라도 일사량 및 시간에 따라 기온이 약 25℃의 냉방이 요구조건 이하로 내려가는 것도 확인할 수 있다. 일사량 정보를 보더라도 중동의 국가들에 비해 일사량이 적은 날도 빈번하게 나타나는 특징이 있다. 뿐만 아니라 연중 냉방수요가 있다고 하더라도 기존의 증기압축식 냉동기 대비 경제성을 보이기 위해서는 전기에너지 비용(\$/kWh)이 동시에 높아야 한다. 일반적으로 연중 냉방수요가 있는 중동, 남미, 지중해 등의 국가에서는 전기료가 저렴한 경우가 대부분이나, Hawaii의 경우 본토로부터 고립되어 별도의 전력망을 사용하여 발전을 위해 에너지 밀도가 높되 발전단가가 높은 가솔린을 사용하여 전기에너지 비용이 상당히 높은 특징을 가진다. 이러한 이유로 본 연구에서의 시뮬레이션은 Hawaii를 대상으로 하여 흡착식 냉동기의 연중에 대한 시뮬레이션을 진행하되 대표적인 경향에 대해서는 8월달의 경우에 대해 나타내고자 한다. 참고로, 국내의 kWh당 전력요금은 2021년 기준 9.3센트인데 반해, Hawaii의 경우는 37.92센트로 약 4배 가량의 차이를 보인다. 이러한 차이는 경제성 분석에서 Payback period를 크게 줄이는 역할을 한다. Fig. 5는 시뮬레이션을 실시한 삼십일(720시간) 중 일부인 200시간 동안의 냉방부하를 나타낸다. 연중 냉방 부하가 발생하는 지역일지라도 발생하는 부하의 크기는 날씨에 따라 크게 영향을 받고 있음을 확인할 수 있다. 증기압축식 냉동기와 비교하여 흡착식 히트펌프의 단점 중 하나는 전술한 바와 같이 부분 부하 제어가 용이하지 않다는 점인데, 본 연구에서 다루는 흡착기의 개수제어 등의 제어가 포함되지 않는다면 낮은 부하에서의 흡착식 냉동기의 성능은 크게 저하된다. Table 2은 본 연구의 시뮬레이션에서 주요한 질량 및 비열 정보들을 나타낸다.

Table 2 Operating conditions for AHP simulation

Parameters	Value
Max. number of adsorber HEX [-]	16
Weight of adsorbent per HEX [g]	1657.4
Weight of adsorber HEX [g]	3762.2
Specific heat capacity of adsorbent [J/gK]	0.8
Specific heat capacity of HEX [J/gK]	1.05
Adsorber side water flow rate [LPM]	8.2

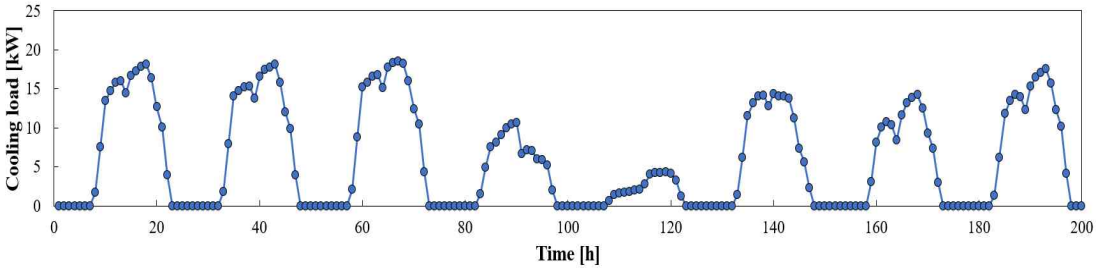


Fig. 5 Variation of cooling load in office building during 200 hours (working hour: 8 A.M to 20 P.M.)

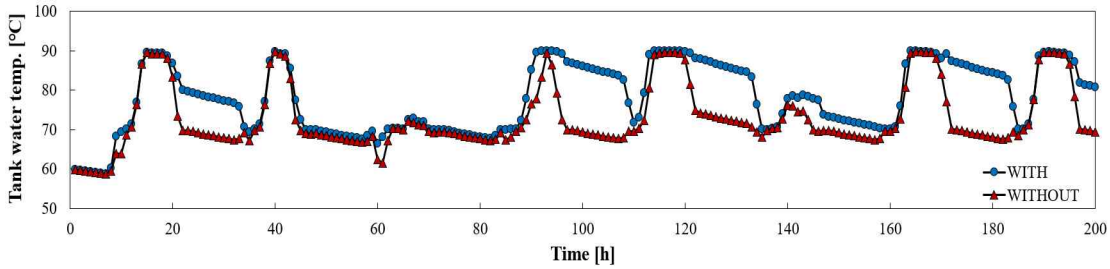


Fig. 6 Comparison of hot water tank temperature between tw cases: with and without N_{ad}/N_{des} control

4.2 시뮬레이션 조건 결과

Fig. 6은 부하 변동에 따라 유효한 흡착기의 개수를 조절한 경우(With control)와 그렇지 않은 경우(Without control)의 열원온도 비교이다. 열원이 되는 물탱크의 관점에서 열획득요소는 태양열 집열기를 통해 집열되는 열량이고, 열손실요소는 탱크의 열손실, 그리고 흡착기의 재생열량이며, 재생열량은 크게 탈착열량와 현열손실로 구분할 수 있다. 탈착열량은 흡착열량 및 증발열량에 정비례하므로 흡착식 냉동기의 성능에 부정적 요소는 아니지만, 현열손실은 불필요한 흡착기의 개수를 부하에 따라 조절하며 감축이 가능하다.

그 결과, 부하가 적으며 일사량도 적은 아침과 저녁시간에서 두 경우의 물탱크 온도 차이가 극명하게 나타남을 확인할 수 있다. Fig. 7은 흡착기 개수제어 유무에 따른 증발기에서 생산된 냉수의 온도를 비교한다. 부하가 감소함에도 불구 유효한 흡착기의 개수가 조절되지 않을 경우, 증발기의 관점에서 열원의 온도가 낮아지므로 증발압력이 낮아지게 된다. 저하된 증발압력으로 인해 흡착압력 또한 저하되며, 이로 인해 흡착제의 SCP(Specific Cooling Performance)와 흡착식 냉동기의 COP (Coefficient Of Performance)가 함께 감소하여 비효율적인 운전이 이루어진다.

반면, 유효한 흡착기의 개수를 조절할 경우 일부의 흡착기의 흡착과정에서의 온도를 탈착온도 수준으로 유지하여 부하감소에 따른 증발온도 저하를 방지하는 동시에 불필요한 흡착기에서 발생하던 현열 손실을 일으키지 않기 때문에 물탱크 온도 저하 정도를 완화하여 효율적인 운전이 가능하다. Fig. 8은 태양열 집열기와 더불어 흡착식 냉동기의 열원으로 사용되는 보조열량의 변화를 나타낸다. 흡착식 냉동기는 열원의 온도가 낮아질수록 탈착 후의 식 Eq. (1)의 흡착량 q가 현저히 높아져 물질이동 구동력(Driving force)이 작아짐에 따라 다음 흡착과정에서의 단위 시간당 흡착량이 현저히 감소하게 된다. 이러한 성능의 저하를 방지하기 위해 일반적으로 흡착식 냉동기에는 보조열원을 사용하고 있으며, 본 시뮬레이션에서는 물탱크 온도가 70℃ 이하가 될 경우, 20 kW의 보조열원을 가하는 것으로 가정하여 분석을 진행하였

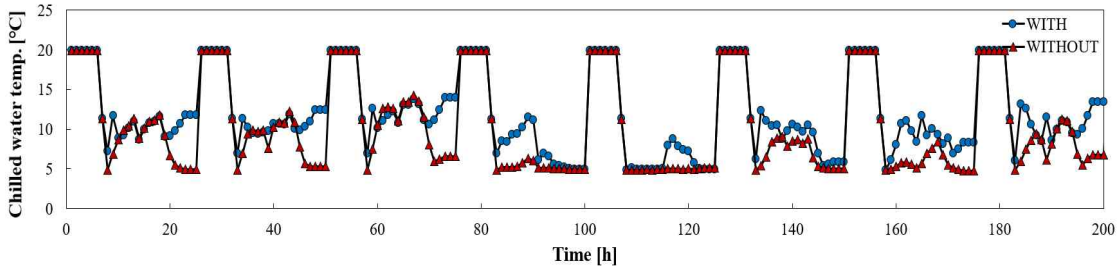


Fig. 7 Comparison of chilled water temperature between two cases: with and without N_{ad}/N_{des} control

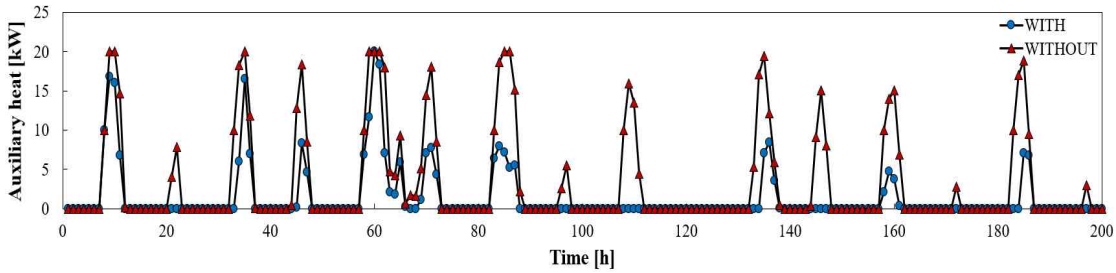


Fig. 8 Comparison of auxiliary heat between two cases: with and without N_{ad}/N_{des} control

다. 전술한 바와 같이 부하변동에 따라 유효한 흡착기의 개수를 조절하며 물탱크 온도의 불필요한 저하를 피할 수 있었으므로, Fig. 6을 통해 제어를 실시한 경우에는 그렇지 않은 경우에 비해 물탱크 온도가 70℃ 이하로 떨어져 보조열원이 가동되는 빈도가 상대적으로 적음을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 하루를 기준으로 시간의 변화에 따른 냉방부하 변화와 유효 흡착기 개수변화를 상세히 보여준다. 아침과 저녁시간을 기준으로는 냉방부하가 감소하는 특성이 뚜렷하여 부분부하 운전을 효율적으로 할 필요가 있다. 이 경우 앞서 전술한 바와 같이 열원수를 공급하는 흡착기 개수를 조절함에 따라 불필요한 현열의 손실을 줄일 수 있다. 이러한 이유로 8월 한 달 동안의 보조열원 사용량은 유효 흡착기의 개수를 제어한 경우 887.5 kWh, 제어를 하지 않은 경우 2197.23 kWh로 크게 차이가 남을 확인할 수 있었다. 이러한 투입 에너지의 차이는 흡착식 냉동기의 경제성 확보에 큰 역할을 할 수 있을 것으로 기대할 수 있다.

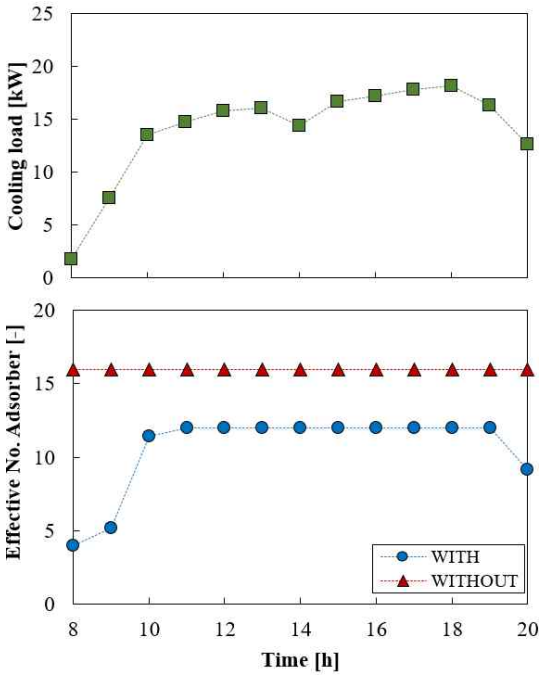


Fig. 9 Change in number of effective adsorber according to cooling load

5. 결 론

본 연구는 부분부하 발생에 대한 AHP 운전 최적화의 일환으로 고안된 유효 흡착기의 개수조절에 따른 성능변화에 대한 시뮬레이션 결과를 제공하였으며 주요 내용의 요약은 아래와 같다.

1) 부하의 감소에도 불구, 모든 흡착기에 열원을 공급하여 흡탈착을 반복할 경우 불필요하게 증발온도가 낮아져 AHP의 성능이 저하되며 비효율적인 운전을 하게 된다.

2) 불필요한 흡착기의 흡탈착 반복은 열원으로 사용되는 물탱크에 흡탈착 과정에서 발생하는 현열손실을 주게 되어 유효 흡착기 개수 제어를 하지 않은 경우 대비 탱크온도의 저하가 뚜렷하게 나타났다.

3) 한 달 동안의 보조열원 사용량은 유효 흡착기의 개수를 제어한 경우 887.5 kWh, 제어를 하지 않은 경우 2197.23 kWh로 크게 차이가 남을 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2021-2022년)에 의하여 연구되었음.

Author contributions

S. H. Seol; Conceptualization. S. H. Seol; Data curation. O. K. Kwon; Formal analysis. S. H. Seol; Funding acquisition. O. K. Kwon; Investigation. O. K. Kwon; Methodology. S. H. Seol; Project adminstration. S. H. Seol; Resources. S. H. Seol; Software. O. K. Kwon; Supervision. S. H. Seol; Validation. S. H. Seol; Visualization. S. H. Seol; Writing-original draft. O. K. Kwon; Writing-review & editing.

References

1. C. K. Jung, Y. C. Kim, K. J. Bae, D. A. Cha and O. K. Kwon, 2017, “Heat Transfer Characteristics of Fin-Tube Heat Exchanger Coated with FAPO Zeolite Adsorbent at Different Operating Conditions”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 21(3), 93-101. (DOI:10.9726/kspse.2017.21.3.093)
2. R. Narayanan, 2017, “Heat-driven cooling technologies”, Clean Energy for Sustainable Development, 191-212. (DOI:10.1016/B978-0-12-805423-9.00007-7)
3. L. Yong and K. Sumathy, 2004, “Modeling and simulation of a solar powered two bed adsorption air conditioning system”, Energy Conversion Management. 45(17), 2761-2775. (DOI:10.1016/J.ENCONMAN.2003.12.004)
4. K. C. A. Alam, B. B. Saha and A. Akisawa, 2013, “Adsorption cooling driven by solar collector: A case study for Tokyo solar data”, Applied Thermal Engineering, 50(2), 1603-1609. (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2011.09.028)
5. M. Ghazy, E. M. M. Ibrahim, A. S. A. Mohamed and A. A. Askalany, 2022, “Experimental Investigation of Hybrid Photovoltaic Solar Thermal Collector (PV/T) -adsorption Desalination System in Hot Weather Conditions”, Energy, 254(B), 124370. (DOI:10.1016/j.energy.2022.124370)
6. A. S. Alsagri, A. A. Alrobaian and S. A. Almohaimeed, 2020, “Concentrating Solar Collectors in Absorption and Adsorption Cooling Cycles: an Overview”, Energy Conversion and Management, 223(1), 113420. (DOI:10.1016/j.enconman.2020.113420)
7. S. H. Seol, K. Nagano and J. Togawa, 2020, “Modeling of Adsorption Heat Pump System Based on Experimental Estimation of Heat and Mass Transfer Coefficients”, Applied Thermal Engineering, 171(5), 115089. (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2020.115089)

8. M. Verde, K. Harby, R. Boer and J. M. Corberán, 2016, “Performance evaluation of a waste-heat driven adsorption system for automotive air-conditioning: Part I – Modeling and experimental validation”, Energy, 116(1), 526-538. (DOI:10.1016/j.energy.2016.09.113)
9. R. Mohammed, O. Mesalhy, M. Elsayed, M. Su and L. Chow, 2018, “Revisiting the adsorption equilibrium equations of silica-gel/water for adsorption cooling applications”, International Journal of Refrigeration, 86, 40-47. (DOI:10.1016/j.ijrefrig.2017.10.038)
10. A. Alahmer, X. Wang, R. Al-Rbaihat, K. C. Amanul Alam and B. B. Saha, 2016, “Performance evaluation of a solar adsorption chiller under different climatic conditions”, Applied Energy, 175(1), 293-304. (DOI:10.1016/j.apenergy.2016.05.041)
11. Z. Zhou, L. Wang, C. Li and A. Ebert, 2016, “Performance analysis of a collective solar domestic water-heating system in the temperate zone of Yunnan Province China”, Journal of Engineering Science and Technology Reivew, 9(3), 60-65. (DOI:10.25103/jestr.093.09)