



액체식 제습 시스템의 수조 농도 유지 방안에 따른 수용액 냉각 및 가열 부하 비교

A Comparison on the Cooling and Heating Load for Desiccant Solution by Maintaining the Sump Concentration in a Liquid Desiccant System

이수진(Soo-Jin Lee)¹, 정재원(Jae-Weon Jeong)^{2*}

¹한양대학교 건축공학과 석사과정, ²한양대학교 건축공학부 교수

¹Graduate Student, Department of Architectural Engineering, Hanyang University, Seoul, 04763, Korea

²Professor, Department of Architectural Engineering, Hanyang University, Seoul, 04763, Korea

(Received September 10, 2020; revision received September 29, 2020; Accepted: October 8, 2020)

Abstract The purpose of this study was to compare the cooling and heating loads of liquid desiccant by maintaining the sump concentration in a liquid desiccant system. Case 1 is a liquid desiccant system with a dual sump based on solution exchange. Case 2 is a liquid desiccant system with membrane-based dual sump. Both cases are based on a dual sump, but the technologies used to maintain the concentration of solution in the sump differ. The concentration of the absorber and regenerator sumps in case 2 was similar to that of case 1. The results also indicated that case 2 required 71% lower cooling and heating load for solution than case 1 because the temperature of the absorber sump was lower and the temperature of the regenerator sump was higher. Therefore, case 2 saves energy for solution cooling and heating while maintaining dehumidification and solution regeneration.

Key words Desiccant solution(제습 수용액), Cooling load(냉각 부하), Heating load(가열 부하)
 Dual sump(이중 수조)

* Corresponding author, E-mail: jjwarc@hanyang.ac.kr

기호설명

ϵ : 제습 및 재생 효율 [-]
 ω : 절대 습도 [kg/kg]
 m : 질량 [kg]
 x : 제습 수용액 농도 [-]
 Q : 수용액 냉각 및 가열 부하 [kWh]
 C_p : 비열 [kJ/(kg · K)]
 T : 온도 [°C]

A : 면적 [m²]
 C : 제습 수용액의 단위부피당 물 질량 [kg/m³]
 R_m : 멤브레인의 물질 전달 저항 [s/m]
 h_{tot} : 복합 열전달 계수 [W/(m² · K)]
 Q_{abs} : 제습부 수조의 열 이동 [kJ]
 Q_{reg} : 재생부 수조의 열 이동 [kJ]
 abs : 제습부(Absorber)
 reg : 재생부(Regenerator)

1. 서 론

최근 건축물의 고기밀, 고단열화로 인한 현열비 감소에 따라 잠열 부하 처리를 위한 다양한 제습 시스템들이 많이 제안되어 왔다.⁽¹⁾ 그중에서도 특히 액체식 제습 시스템(liquid desiccant system, LD 시스템)은 다른 제습 시스템 대비 재생에 태양열이나 폐열, 천연가스 등의 저온 열원을 사용하기 때문에 운전 에너지를 절약할 수 있고, 공기에 포함된 미세먼지와 같은 일부 오염물질을 제거할 수 있다는 장점이 있다.⁽²⁾

이러한 LD 시스템은 일반적으로 공기의 제습과 수용액의 재생을 위한 제습부 및 재생부, 수용액의 냉각과 가열을 위한 열원, 수용액끼리의 열교환기 등 다양한 부분을 포함한다. 따라서 액체식 제습 시스템을 활용한 공조 방식은 구조가 복잡하고 규모가 크기 때문에 대형 공공건물 위주로 적용되어 왔다.⁽³⁾ 그러나 액체식 제습 시스템을 적용한 공조의 이점을 활용하기 위해 최근에는 공동주택 등 비교적 규모가 작은 건물에 적용하기 위한 LD 시스템의 소형화 설계 등이 제안되고 있다. Lee et al.⁽⁴⁾은 공동주택 적용을 위한 히트펌프 구동 기반의 LD 시스템을 제안하였다. 이 연구에서는 LD 시스템의 소형화를 위해 단일 수조와 이중 수조가 적용된 방안을 제시하였고, 두 시스템의 실내 냉방과 제습을 위한 운전 에너지 소비의 비교를 통해 이중 수조가 적용된 시스템의 에너지 절감률이 약 77%임을 확인하였다. Advantix⁽⁵⁾에서는 LD 시스템의 농도 유지를 위한 설계를 간소화하기 위해 멤브레인 기반의 이중 수조를 적용한 LD 시스템을 제안하여 여러 건물에 설치하여 제습 성능을 입증하였다.

선행 연구들을 통해 다양한 수조 형태를 가진 LD 시스템의 디자인들이 제시되었음에도 불구하고, 이러한 LD 시스템들은 전반적인 운전이나 제어, 성능 평가에만 초점을 맞추어 개발되었다. 특히 제습 및 재생 성능을 유지하기 위해 수조 농도를 유지할 수 있는 방법이 다양하게 제시된 데 반해 이에 따른 수용액 냉각 및 가열 부하 비교에 대한 연구는 여전히 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 소형화된 LD 시스템들에 대하여 여름철 기간 동안 운전 시 수조 농도 유지 방안에 따른 수용액 냉각 및 가열 부하를 시뮬레이션을 통해 비교하고자 한다.

2. 시스템 개요

2.1 수용액 교환 기반 이중 수조 액체식 제습 시스템(case 1)

LD 시스템 내에서 제습 수용액은 각각 제습부와 재생부를 순환하며 공기를 제습하고 수용액을 재생한다. 이러한 제습과 재생 과정은 수용액과 공기 사이의 수증기 분압 차에 의한 물질 전달에 의해 발생하며 수증기 분압 차를 크게 하기 위해 수용액은 각각 제습부와 재생부로 유입되기 전에 냉각 및 가열된다.

LD 시스템을 운전하기 위해 수용액의 냉각 및 가열에는 많은 에너지가 소비된다. 냉각 및 가열 에너지를 절감하기 위해 Fig. 1(a)와 같은 형태로 운전하는 방식이 제안되었다(case 1).⁽⁴⁾ 제습부와 재생부 수조를 따로 둔 이중 수조로 수용액은 각각 제습부 및 재생부만을 순환하기 때문에 제습부 수조는 낮은 온도로, 재생부 수조는 높은 온도로 유지되며 수용액 냉각 및 가열 에너지를 절감할 수 있다. 그러나 제습부를 통과한 수용액은 계속 묶여지고, 재생부를 통과한 수용액은 진해지므로 농도를 유지할 수 있는 장치가 고려되어야 한다. 따라서 제습부와 재생부 수조 내의 수용액을 각각의 수조로 교환하여 수조 수위와 일정 농도를 유지하며 제습 및 재생 성능을 유지한다. 이와 같은 형태의 LD 시스템은 수용액의 냉각 및 가열 부하를 줄일 수 있는 장점이 있는 반면, 농도를 유지하기 위한 별도의 장치가 필요하며 이에 대한 제어가 복잡하다는 단점이 있다.

2.2 멤브레인 기반 이중 수조 액체식 제습 시스템(case 2)

Fig. 1(b)는 멤브레인 기반 이중 수조 형태의 액체식 제습 시스템을 나타낸다(case 2). 수용액 교환 기반 이중 수조 형태의 LD 시스템의 단점을 보완하기 위해 멤브레인을 적용한 형태의 시스템이 제안되었다.⁽⁵⁾ 수용액 내에 존재하는 물 분자는 농도차로 인한 확산에 의해 멤브레인을 투과하여 이동하게 되지만 공극이 매우 작기 때문에 수용액 이온은 멤브레인을 투과하지 못한다.⁽⁶⁾ 따라서 상대적으로 수용액의 농도가 낮은 제습부 수조에서 농도가 높은 재생부 수조로 물 분자만 이동하여 수용액 교환과 동일한 효과를 얻을 수 있다. 멤브레인을 이용한 농도 유지는 물 분자의 농도차에 의한 자연 확산(삼투현상)을 이용하기 때문에 펌프 등 수용액 수송을 위한 별도의 장치와 에너지가 필요하지 않다는 장점이 있다.

또한 멤브레인을 통해 제습부와 재생부 수조가 분리되고, 이에 따라 제습부 수조는 낮은 온도로, 재생부 수조는 높은 온도로 유지할 수 있다.⁽⁷⁾ 따라서 수용액의 냉각 및 가열 부하를 절감시킬 수 있다.

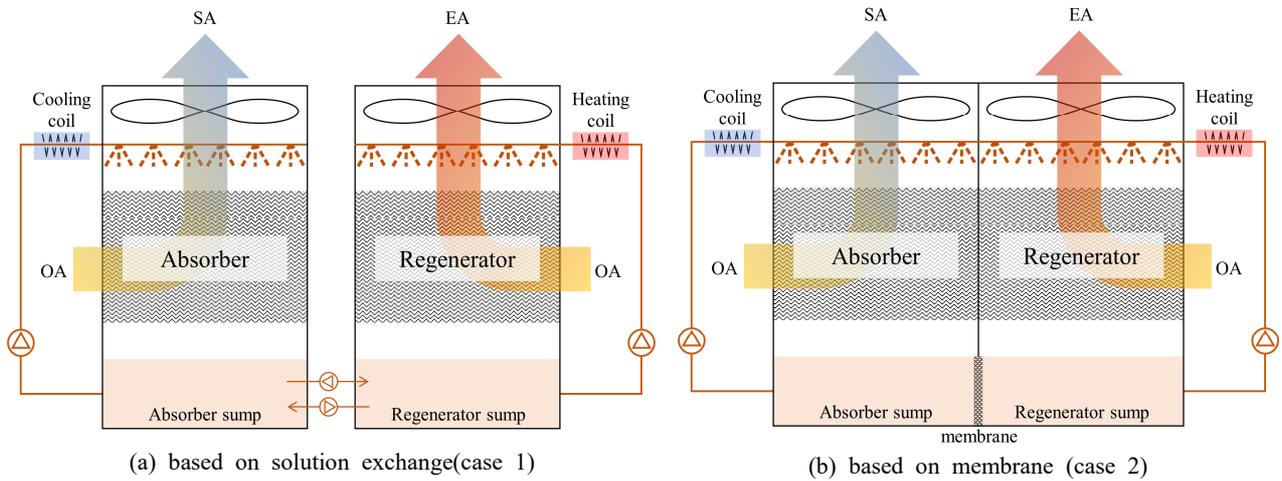


Fig. 1 Liquid desiccant system with dual sump.

3. 시뮬레이션 방법

3.1 시뮬레이션 개요

본 연구에서는 수용액 냉각 및 가열을 위한 코일 부하를 분석하기 위해 수조의 농도 및 온도 변화를 시간 단위로 해석하였으며, 각 수조의 열 및 물질 취득과 손실을 고려하였다. 해석을 위한 계산에는 MATLAB R2019b 프로그램을 사용하였다.

3.2 수조 농도 및 온도 해석

수조의 농도와 온도는 제습 효율과 수용액 냉각 및 가열 부하에 영향을 미치기 때문에 시간당 변화하는 수조의 상태를 해석하는 것이 필요하다. 수조의 농도 및 온도 해석에 필요한 열 및 물질 이동 방향은 Fig. 2에 나타난 것과 같다. 수조의 농도는 Table 1에 정리된 바와 같이 총 6개 방향으로의 물질 이동을 고려하여야 한다. case 1에서는 농도를 유지하기 위한 방안으로 제습부 수조와 재생부 수조 사이에 서로 수용액을 교환하며(P3 and P6), 이를 통한 이동량은 3.4에서 계산된다. case 2의 경우, 제습부 수조에서 재생부 수조로 물만 이동하며(P3) 이에 대한 이동량은 3.5를 통해 계산할 수 있다. case 2에서는 삼투 현상을 통한 수조 농도 유지이므로 재생부 수조에서 제습부 수조로의 물질 이동(P6)은 없다고 가정되었다. 제습부 및 재생부로 분사되기 위해 수조에서 나가는 수용액(P1 and P5) 유량은 13 lpm으로 case 1과 case 2에서 동일하게 가정되었고,⁽⁴⁾ 제습부 및 재생부를 통과하여 수조로 다시 유입되는 수용액(P2 and P4) 유량은 제습량과 재생량을 통해 계산할 수 있다.^(8,9)

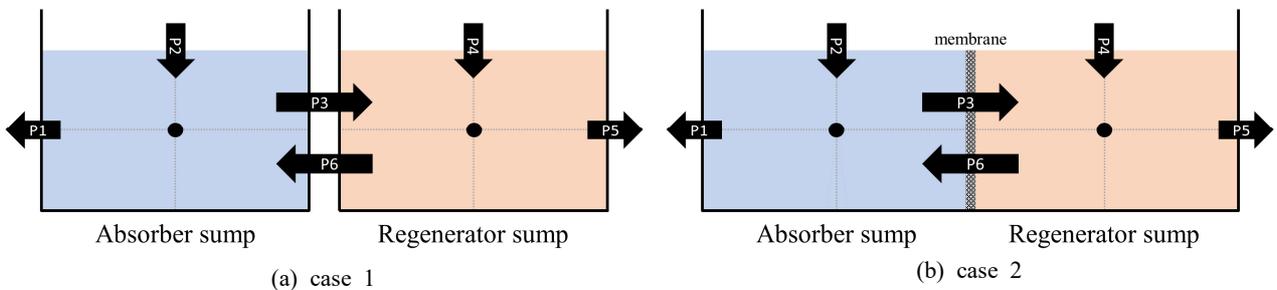


Fig. 2 Heat and mass transfer direction for liquid desiccant sump.

Table 1 Mass transfer components of each sump

		case 1			case 2		
Absorber sump	Gain	P2	$m_{licl,abs,out}, m_{w,abs,out}$	Eq. 4	P2	$m_{licl,abs,out}, m_{w,abs,out}$	Eq. 4
		P6	$m_{licl,reg\ to\ abs}, m_{w,reg\ to\ abs}$	Eq. 8, 9	P6	-	
	Loss	P1	$m_{licl,abs,in}, m_{w,abs,in}$	Table 3	P1	$m_{licl,abs,in}, m_{w,abs,in}$	Table 3
		P3	$m_{licl,abs\ to\ reg}, m_{w,abs\ to\ reg}$	Eq. 8, 9	P3	$m_{w,membrane}$	Eq. 11
Regenerator sump	Gain	P3	$m_{licl,abs\ to\ reg}, m_{w,abs\ to\ reg}$	Eq. 8, 9	P3	$m_{w,membrane}$	Eq. 11
		P4	$m_{licl,reg,out}, m_{w,reg,out}$	Eq. 4	P4	$m_{licl,reg,out}, m_{w,reg,out}$	Eq. 4
	Loss	P5	$m_{licl,reg,in}, m_{w,reg,in}$	Table 3	P5	$m_{licl,reg,in}, m_{w,reg,in}$	Table 3
		P6	$m_{licl,reg\ to\ abs}, m_{w,reg\ to\ abs}$	Eq. 8, 9	P6	-	

Table 2 Heat transfer components of each sump

		case 1			case 2		
Absorber sump	Gain	P2	$Q_{abs,out}$	Eq. 7	P2	$Q_{abs,out}$	Eq. 7
		P6	$Q_{reg\ to\ abs}$	Eq. 10	P6	$Q_{membrane}$	Eq. 12
	Loss	P1	$Q_{abs,in}$	Eq. 7	P1	$Q_{abs,in}$	Eq. 7
		P3	$Q_{abs\ to\ reg}$	Eq. 10	P3	$Q_{w,membrane}$	Eq. 10
Regenerator sump	Gain	P3	$Q_{abs\ to\ reg}$	Eq. 10	P3	$Q_{w,membrane}$	Eq. 10
		P4	$Q_{reg,out}$	Eq. 7	P4	$Q_{reg,out}$	Eq. 7
	Loss	P5	$Q_{reg,in}$	Eq. 7	P5	$Q_{reg,in}$	Eq. 7
		P6	$Q_{reg\ to\ abs}$	Eq. 10	P6	$Q_{membrane}$	Eq. 12

Table 3 Initial and operating condition of each sump

	Absorber sump	Regenerator sump
Initial condition of solution	Temperature	26°C
	Concentration	30%
	Mass	25 kg
Operating condition	Solution flow rate	13 lpm

수조의 온도 역시 6개 방향으로의 열 이동을 고려하여야 하며 각 방향으로의 계산 요소는 Table 2에 정리되었다. 물질 이동과 마찬가지로 제습부 및 재생부로 분사되기 위해 나가는 수용액에 의한 열 이동(P1 and P5)과 제습부 및 재생부를 통과하여 수조로 다시 유입되는 수용액에 의한 열 이동(P2 and P4)는 열용량으로 계산할 수 있으며 case 1과 case 2에서 동일한 방식으로 계산된다. 반면, P3과 P6에 의한 열 이동은 case 1과 case 2에서 다르게 계산된다. case 1에서는 교환되는 수용액에 의한 열 이동을, case 2에서는 물질 이동에 의한 열 이동(P3, $Q_{w,membrane}$)과 두 수조의 온도차에 의한 대류 및 전도 열전달(P6, $Q_{membrane}$)을 의미하며, $Q_{membrane}$ 은 3.5를 통해 계산할 수 있다.

수조의 농도는 질량 보존 방정식에 기반한 식(1)로 도출할 수 있다.⁽⁹⁾ 제습부와 재생부 수조 내의 질량 변화는 염화리튬과 물로 나누어 따로 계산할 수 있고, 농도는 염화리튬의 최종 질량을 수용액의 최종 질량으로 나누어 예측할 수 있다. 제습부 및 재생부 수조의 질량 취득과 손실은 Table 1을 기반으로 계산할 수 있으며, 수조의 초기 농도와 질량은 제습부 및 재생부 크기와 제습 및 재생 성능을 고려하여 30%, 25kg로 가정하였다.⁽⁴⁾

$$x_{sump}^{(i+1)} = \frac{m_{licl,sump}^{(i)} + \sum_{Gain} m_{licl}^{(i)} - \sum_{Loss} m_{licl}^{(i)}}{(m_{licl,sump} + m_{w,sump})^{(i)} + \sum_{Gain} m_s^{(i)} - \sum_{Loss} m_s^{(i)}} \quad [-] \quad (1)$$

수조의 온도는 에너지 보존 방정식에 기반한 식(2)를 통해 계산할 수 있다.⁽¹⁰⁾ 농도와 마찬가지로 수조 내의 열 취득과 손실은 Table 2를 기반으로 계산할 수 있으며, 수조의 초기 온도는 실내 온도로 수렴한다고 가정하여 26°C로 설정하였다.

$$T_{sump}^{(i+1)} = T_{sump}^{(i)} + \frac{\sum Gain Q_{sump}^{(i)} - \sum Loss Q_{sump}^{(i)}}{m_{sump}^{(i+1)} \times C_p} \quad [^{\circ}C] \quad (2)$$

3.3 제습 및 재생 과정을 통한 열 및 물질 전달

case 1과 case 2의 제습 및 재생 과정을 통한 물질 변화는 제습 및 재생 효율을 사용하여 도출할 수 있다. 식(3)을 통해 나타난 바와 같이 제습 및 재생 효율을 통해 제습부 및 재생부를 통과하는 공기의 절대습도를 계산할 수 있고, 공기의 절대습도 차를 통해 제습량 및 재생량을 도출할 수 있다(식(4)). 제습 및 재생 효율은 각각 Chung and Luo⁽⁸⁾와 Martin and Goswami⁽⁹⁾가 제시한 모델식을 사용하였다.

$$\omega_{a,out} = \omega_{a,in} - \varepsilon_{abs \ or \ reg} \times (\omega_{a,in} - \omega_{eq}) \quad [kg/kg] \quad (3)$$

$$m_{abs \ or \ reg} = m_a \times (\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad [kg] \quad (4)$$

제습 및 재생 과정을 통한 열전달은 에너지 보존 방정식을 통해 계산할 수 있다.^(3,8,9) 식(5)는 제습부, 식(6)은 재생부를 통과한 수용액의 엔탈피를 도출하는 과정을 나타내며, 식(7)을 통해 제습 및 재생 과정으로 인해 공기로 전달된 열을 고려한 수용액의 열용량을 계산할 수 있다.

$$h_{s,out} = \frac{m_{s,in} \times h_{s,in} + m_{abs} \times h_{fg}}{m_{s,out}} \quad [kJ/kg] \quad (5)$$

$$h_{s,out} = \frac{m_{s,in} \times h_{s,in} - m_{reg} \times h_{fg}}{m_{s,out}} \quad [kJ/kg] \quad (6)$$

$$Q_{abs \ or \ reg} = m_s \times h_s \quad [kJ] \quad (7)$$

3.4 수용액 교환을 통한 열 및 물질 전달

case 1의 수용액 교환을 통한 물질 전달은 유량을 통해 계산된다. 제습부에서 재생부로 이동하는 수용액(P3)과 재생부에서 제습부로 이동하는 수용액(P6)의 유량은 4 lpm으로 동일하지만,⁽⁴⁾ 각 수용액에 포함된 염화리튬과 물의 양은 농도에 의해 계산되기 때문에 다르다. 따라서 각 수용액에 포함된 염화리튬과 물의 양으로 각각 나누어 이동량을 계산한 뒤(식(8), 식(9)), 수조의 물질 취득 및 손실로 분류하여 농도 변화 계산에 사용한다.

$$m_{licl} = m_s \times x_{sump} \quad [kg] \quad (8)$$

$$m_w = m_s - m_{licl} \quad [kg] \quad (9)$$

case 1의 수용액 교환을 통한 열 이동(P3 and P6)은 이동한 수용액의 열용량으로 계산된다.

$$Q = m_s \times C_{p,s} \times T_{sump} \quad [kJ] \quad (10)$$

3.5 멤브레인을 통한 열 및 물질 전달

멤브레인의 투과성으로 인해 case 2에서 물은 수용액의 농도가 낮은 쪽에서 높은 쪽으로 확산한다(P3, $m_{w,membrane}$). 이동된 물의 양은 멤브레인의 물질 전달 저항과 수용액 내의 수분이 차지하는 비율 차에 의해 예측할 수 있다. 물질 전달은 식(11)에서 나타난 것처럼 물질 전달 저항에 반비례하며, 멤브레인의 면적과 수용액 내 수분의 비율에 비례한다.⁽¹¹⁾ 물질 전달 저항은 350 s/m로 가정되었으며,^(12,13) 멤브레인의 면적은 advantix 사의 실제 수조 크기(L×W×H = 0.64×0.38×0.16 m³)를 참고하여 0.06 m²(W×H = 0.38×0.16 m²)로 가정하였다.⁽⁵⁾ 수용액 내 수분의 비율은 수용액 농도에 따라 달라지며 이는 제습 및 재생 과정에 의해 매시간 변화한다. 이동하는 물에 의해 변화된 열량(P3, $Q_{w,membrane}$)은 case 1의 방식과 동일하게 이동한 물의 열용량으로 계산된다.

$$\dot{m}_{w,membrane} = \frac{A \times (C_{sump,abs} - C_{sump,reg})}{R_m} \quad [\text{kg/s}] \quad (11)$$

멤브레인을 통한 열전달(P6, $Q_{membrane}$)은 복합 열전달계수, 멤브레인의 면적, 수조의 온도 차에 의해 표현된 식(12)를 통해 예측할 수 있다. 복합 열전달계수는 수조와 멤브레인 표면 사이에서 발생하는 대류 열전달계수 ($h_{sump,abs}$, $h_{sump,reg}$), 멤브레인을 통한 전도 열전달을 고려하여 도출할 수 있다.

제습부와 재생부로 수용액을 분사하기 위한 펌프가 존재하고, 시스템이 운전됨에 따라 해당 펌프가 가동되어 수조 내 수용액 유동이 강제적으로 발생하므로 강제대류를 고려하였으며, 누셀 수를 통한 대류 열전달계수를 계산하였다.⁽¹⁴⁾ 멤브레인의 전도 열전달계수는 열전도율(0.334 W/m·K)과 두께(0.5 mm)를 가정하여 계산되었다.⁽¹³⁾ 이와 같은 사항들을 고려하여 복합 열전달계수는 식(13)을 통해 242.4 W/(m²·K)으로 도출되었다. 멤브레인의 면적은 물질 전달 계산에 사용된 값과 동일하며, 수조의 온도는 수용액 내 수분의 비율과 동일하게 매시간 변화한다.

$$Q_{membrane} = h_{tot} \times A \times (T_{sump,reg} - T_{sump,abs}) \quad [\text{W}] \quad (12)$$

$$\frac{1}{h_{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{sump,abs}} + \frac{l_{membrane}}{k_{membrane}} + \frac{1}{h_{sump,reg}}} \quad (13)$$

3.6 수용액 냉각 및 가열 부하

공기의 제습을 위해 LD 시스템에서는 수용액을 제습부로 분사하기 전에 약 20℃까지 냉각한다.⁽⁸⁾ 마찬가지로 수용액의 재생을 위해서는 약 50℃로 가열한 수용액을 재생부에 분사하며,⁽⁹⁾ case 1과 case 2 모두 열원으로 냉각코일과 가열코일을 사용한 것으로 가정하였다. 냉각코일부하는 제습부 수조의 수용액을 20℃까지 냉각하는데 필요한 부하이며 식(14)를 통해 계산할 수 있다. 식(15)는 가열코일부하를 계산하는 식으로, 재생부 수조의 수용액을 50℃로 가열하는데 필요한 부하를 의미한다.

$$Q_{s,cooling} = m_{s,in} \times C_{p,s} \times (T_{sump} - T_{s,in}) \quad [\text{kJ}] \quad (14)$$

$$Q_{s,heating} = m_{s,in} \times C_{p,s} \times (T_{s,in} - T_{sump}) \quad [\text{kJ}] \quad (15)$$

4. 시뮬레이션 결과

4.1 물질 이동량 비교(1hr)

LD 시스템의 수조 농도는 제습량, 재생량, 물질 이동량에 의해 변화한다. 특히 LD 시스템이 운전됨에 따라 제습부 수조 농도는 묽어지고, 재생부 수조 농도는 진해진다. 따라서 지속적인 LD 시스템 운전을 위해 각

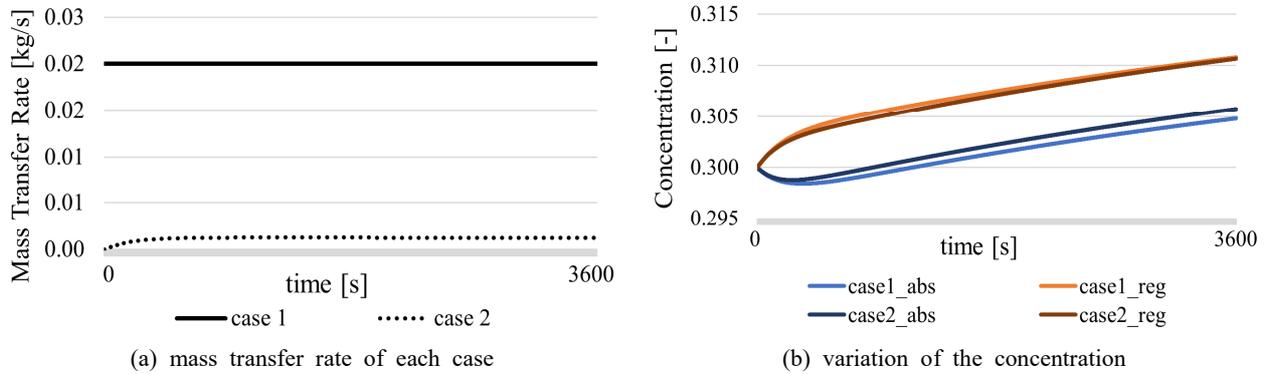


Fig. 3 The concentration of each sump.

수조의 농도를 일정 범위 내에서 유지시켜야 하며, 이는 물질 이동량에 의해 결정된다. Fig. 3(a)는 LD 시스템을 1시간 동안 운전했을 때 수조 농도 유지 방안에 따른 물질 이동량이다. case 1은 수용액을 교환하는 시스템이고, case 2는 물만 이동하는 시스템이기 때문에 물질 이동량은 case 1이 더 많다. 또한 case 1은 제습부와 재생부 수조간의 농도 차이가 크지 않더라도 시스템 운전과 동시에 4 lpm을 교환하는 반면, case 2는 수조의 농도 차이에 의해 물질 이동량이 결정되므로 시스템이 운전됨에 따라 농도 차이가 커질수록 더 많은 양의 물이 이동한다.

Fig. 3(b)는 1시간 동안의 수조 농도 변화를 나타낸 그래프이다. 시스템 운전이 시작되면 제습과 재생량의 변화에 의해 제습부 농도는 감소하고 재생부 농도는 증가하며 이에 따라 각 수조의 농도 차이가 점점 증가한다. 이후, 제습량과 재생량, 물질 이동량들이 균형을 이루게 되면, 각 수조 사이의 농도 차이는 더 이상 증가하지 않고 일정 농도 차이를 유지한다. 또한 case 1과 case 2의 물질 이동량은 농도 유지 방식이 다르기 때문에 차이가 존재하지만 농도는 유사하게 변화한다. 따라서 case 1의 수조 농도 유지 방안은 수용액 교환이므로 더 많은 양을 이동해야 case 2의 물만 이동하는 경우와 유사한 농도 변화를 나타낼 수 있다.

4.2 수조 온도 변화(여름철)

Fig. 4는 LD 시스템을 여름철 기간 동안 운전했을 때 수조의 온도 변화를 나타낸다. case 1과 case 2 모두 수조가 분리된 형태이기 때문에 수조 온도는 초기 온도 26°C에서 제습부와 재생부로 유입되는 수용액의 설정 온도에 가깝게 수렴한다. 열 이동량에 따라 수조 온도가 바뀌며, 이동하는 유량이 적을수록 열 이동이 줄어들기 때문에 수조 온도는 제습부와 재생부로 유입되는 수용액의 설정 온도인 20°C와 50°C에 더욱 가깝게 수렴할 수 있다. 따라서 case 1에서의 수용액 이동 유량이 case 2에서의 이동 유량보다 훨씬 많기 때문에 case 2의 멤브레인을 통한 열전달을 고려하더라도 case 1의 제습부 온도가 case 2의 제습부 온도보다 높고, 재생부 온도는 더 낮게 운전된다.

4.3 수용액 냉각 및 가열 부하

수용액의 냉각 및 가열을 위한 코일 부하는 식(14)와 식(15)에 나타난 것처럼 수용액 유량과 코일 전, 후의 온도 차에 비례한다. 따라서 case 1과 case 2의 수용액 유량은 동일하고, 수조에서 나온 수용액이 각각 냉각 및 가열 코일을 지나 제습부와 재생부에 분사되기 때문에 수조의 온도에 따라 코일 부하가 결정된다. 특히 제습부 수조 온도는 낮을수록, 재생부 수조 온도는 높을수록 수용액의 냉각과 가열에 필요한 부하를 줄일 수 있다. 따라서 멤브레인 기반 이중 수조를 사용할 경우, 수용액 교환 기반 이중 수조를 사용하는 경우보다 제습부 수조의 온도는 낮으므로 수용액의 냉각 부하를 약 71.14% 절감할 수 있다. 재생부 수조 온도 역시 멤브레인 기반 이중 수조를 사용할 경우가 더 높기 때문에 약 70.86%의 가열 부하를 절감할 수 있다. 여름철 기간 동안 LD 시스템을 운전할 시 수용액 냉각과 가열에 필요한 부하는 Fig. 5에 나타나있다.

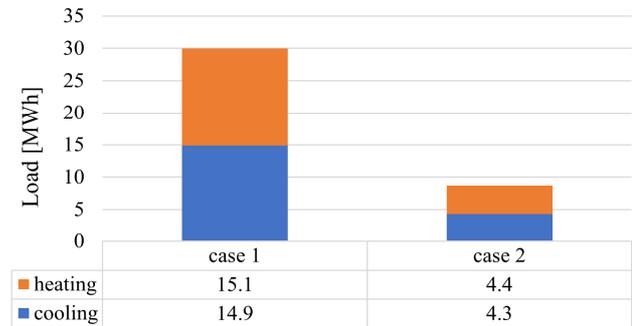
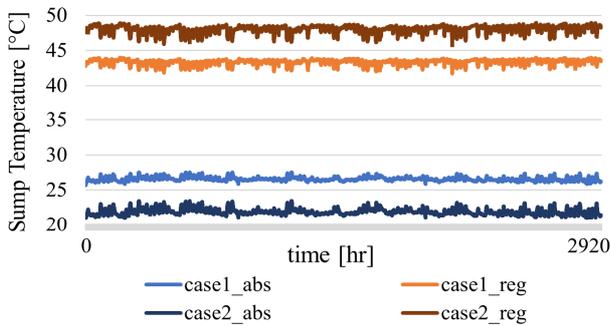


Fig. 4 Variation of the temperature for each sump.

Fig. 5 Heating and cooling load for liquid desiccant solution.

5. 결 론

본 연구에서는 액체식 제습 시스템을 소형화하기 위해 적용된 이중 수조에서 수용액을 직접 교환하는 형태(case 1)와 멤브레인 기술을 활용하여 물만 이동시키는 형태(case 2)의 수용액 냉각 및 가열 부하를 비교하였다. case 1의 물질 이동량이 case 2의 물질 이동량보다 훨씬 많음에도 불구하고 두 case 모두 LD 시스템을 운전할 때 제습부와 재생부 수조 농도가 거의 유사한 것으로 나타났다. 또한, 물질 이동량이 적을수록 열 이동량도 적기 때문에 수조 온도는 제습부 및 재생부로 유입되는 수용액의 설정 온도에 가깝게 수렴한다. 따라서 case 2의 제습부 수조 온도는 case 1의 제습부 수조 온도보다 낮고, case 2의 재생부 수조 온도는 case 1의 재생부 수조 온도보다 높은 결과를 나타냈다. 수조 온도는 수용액의 냉각 및 가열 부하에 직접적인 영향을 미치며 제습부 수조 온도는 낮을수록, 재생부 수조 온도는 높을수록 수용액의 냉각 및 가열 부하를 절감할 수 있다. 따라서 멤브레인 기반의 이중 수조가 적용된 액체식 제습 시스템을 사용할 경우 수조의 농도는 유지하면서 수용액의 냉각 및 가열 부하를 절감할 수 있는 것으로 확인되었다. 하지만 수용액을 직접 교환하는 형태의 이중 수조에서 교환 유량 제어를 통해 열 이동을 최소화하거나 멤브레인 특성에 따라 멤브레인을 통한 열전달이 증가할 수도 있기에 추후 연구에서는 수용액의 냉각 및 가열 부하를 최소화하면서 제습 성능을 유지하기 위한 이중 수조가 적용된 액체식 제습 시스템의 최적 설계 및 제어에 대해서도 수행될 필요가 있다.

후 기

본 연구는 2020년도 미래창조과학부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(No.2019 R1A2C2002514).

References

- Mazzei, P., Minichiello, F., and Palma, D., 2005, HVAC Dehumidification Systems for Thermal Comfort: A Critical Review, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, No. 5-6, pp. 677-707.
- Pahlavanzadeh, H. and Nooriasl, P., 2012, Experimental and Theoretical Study of Liquid Desiccant Dehumidification System by Using the Effectiveness Model, Journal of Thermal Science and Engineering Applications, Vol. 4, No. 1, pp. 1-9.
- Kim, M. H., Park, J. Y., Sung, M. K., Choi, A. S., and Jeong, J. W., 2014, Annual Operating Energy Savings of Liquid Desiccant and Evaporative-Cooling-Assisted 100% Outdoor Air System, Energy and Buildings, Vol. 76, pp. 538-505.
- Lee, J. H., Dong, H. W., and Jeong, J. W., 2019, Development of Heat Pump-Driven Liquid Desiccant System for an Apartment Building, Proceeding of Korea Institute of Ecological Architecture And Environment 2019 Autumn Annual Conference, Vol. 19, No. 2, pp. 142-143.

5. Advantix System. Liquid Desiccant Technology. Available from: <https://ashraemadison.org/downloads/Meeting_Presentations/jan_2014_tech_presentation.pdf> [accessed 27 July 2020].
6. Schofield, R. W., Fane, A. G., and Fell, C. J. D., 1987, Heat and Mass Transfer in Membrane Distillation, *Journal of Membrane Science*, Vol. 33, No. 3, pp. 299-313.
7. Qtaishat, M., Matsuura, T., Kruczek, B., and Khayet, M., 2008, Heat and Mass Transfer Analysis in Direct Contact Membrane Distillation, *Desalination*, Vol. 219, No. 1-3, pp. 272-292.
8. Chung, T. W. and Luo, C. M., 1999, Vapor Pressures of the Aqueous Desiccants, *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 44, No. 5, pp. 1024-1027.
9. Martin, V. and Goswami, D. Y., 2000, Effectiveness of Heat and Mass Transfer Processes in a Packed bed Liquid Desiccant Dehumidifier/Regenerator, *HVAC&R Research*, Vol. 6, No. 1, pp. 21-39.
10. Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 2013, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons.
11. Mahmud, H., Kumar, A., Narbaitz, R. M., and Matsuura, T., 2000, A Study of Mass Transfer in the Membrane Air-Stripping Process Using Microporous Polypropylene Hollow Fibers, *Journal of Membrane Science*, Vol. 179, No. 1-2, pp. 29-41.
12. Abdel-Salam, A. H., Ge, G., and Simonson, C. J., 2013, Performance Analysis of a Membrane Liquid Desiccant Air-Conditioning System, *Energy and Builds*, Vol. 62, pp. 559-569.
13. Zhang, L. Z. and Huang, S. M., 2011, Coupled Heat and Mass Transfer in a Counter Flow Hollow Fiber Membrane Module for Air Humidification, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 5-6, pp. 1055-1063.
14. Cengel, Y., 2014, *Heat and Mass Transfer : Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill Higher Education.