KOREAN JOURNAL OF PACKAGING SCIENCE & TECHNOLOGY
Vol. 30, No. 3 203~214 (2024)
https://doi.org/10.20909/kopast.2024.30.3.203

포장식품의 유통체인에서 저온저장고의 축열 제상에 의한 소비전력 감소 효과에 관한 실험적 연구

지형용[1]* · 박천완[2]

[1]한국생산기술연구원 지속가능기술연구소
[2]국립농업과학원 농업공학부

An Experimental Study on the Energy Consumption Reduction Effect of Thermal Storage Defrosting in Cold Storage within the Packaged Food Distribution Chain

Hyung-Yong Ji[1]* and Chun-Wan Park[2]

[1]Research Institute of Sustainable Development Technology, Korea Institute of Industrial Technology
[2]Department of Agricultural Engineering, National Institute of Agricultural Sciences

Abstract In the food industry, maintaining appropriate temperatures through cold packaging and storage technologies is crucial for preserving food freshness and preventing quality degradation. Cold storage systems with fin-tube heat exchangers are commonly used as evaporators to cool air. But, under low-temperature and high-humidity conditions, condensation rapidly forms on the evaporator surface, leading to frost accumulation on the fins and tubes. This reduces heat exchanger performance and increases energy consumption. In this study, a thermal storage defrost (TSD) system was applied to cold storage, to analyze the reduction in energy consumption and the effectiveness of stable operation. The TSD system was fabricated using organic phase change material in a latent heat storage tank and installed in a cold storage unit. The freezing and defrosting operations were carried out. A comparative experiment was conducted under identical humidity and outdoor temperature conditions for cold storage units equipped with TSD and electric heater defrost (EHD) systems. The results showed that the TSD system significantly reduced defrost energy consumption compared to the EHD system, confirming its efficiency in reducing energy use while maintaining adequate cold storage conditions.

Keywords Defrost, Waste heat, Phase change material, Thermal storage, Cold storage

1. 서 론

포장식품산업에서 식품의 신선도를 유지하고 품질 저하를 방지하기 위해 적정온도에서의 포장 및 저장 기술은 식품의 안전성을 보장하는 데 중요한 역할을 한다. 저온저장고는 상온 이하의 온도에서 식품을 저장하여 온도, 습도, 공기 순환 등을 정밀하게 조절하여 식품의 부패와 품질 손실을 최소화한다. 저온저장고는 설정 온도와 환경 및 냉각방식에 따라 분류되고, 냉장이나 냉동 저장은 식품의 신선도 유지뿐만 아니라, 특별한 숙성 과정이 필요하거나 저장 식품의 구조와 형태를 유지하기 위해 사용한다. 이러한 저온저장고의 시스템은 일반적으로 압축기와 응축기가 포함된 실외기와 고내 설치되는 증발기 및 팽창밸브 그리고 저장고로 구성된다. 이러한 저온저장고 냉각 사이클은 대상 포장식품에 적합한 온도와 습도를 제어하여 안정적인 식품의 포장 보관과 효율적인 운영을 수행한다[1,2]. 특히, 수분함량이 90% 이상 많은 식품의 경우 증산작용(transpiration)만으로도 품질 저하가 크게 일어나고, 수분의 증산이 약 5% 이루어져도 품질이 현저하게 저하되고 조직감이 결여된다. 따라서, 가습기를 설치하거나 고내 바닥에 물을 분사하여 고습 조건을 유지하는 고내 환경조성으로 증산작용을 억제한다[3-5].

저온저장고에서 핀-튜브(fin-tube) 열교환기는 일반적으로

*Corresponding Author: Hyung-Yong Ji
Research Institute of Sustainable Development Technology, Korea Institute of Industrial Technology
Tel: +82-41-5898-355
E-mail: jhyong@kitech.re.kr

산업용 또는 상업용 냉장 시스템에서 공기를 냉각시키는 증발기로 사용된다. 증발기는 저온·다습조건에 노출될 때, 증발기 표면에 수분의 응축이 빠르게 일어나고, 공기 냉각 시 증발기의 핀과 튜브에는 영하의 온도에서 자연스럽게 서리층이 성장하게 된다. 이러한 서리층은 핀 사이의 공기 유로를 차단하여 증발기를 통과하는 공기량을 감소시켜 압력 강하를 초래하고, 증발기와의 열전달 성능이 급격히 저하된다. 공기 열원 냉각 장치의 열교환기 표면은 착상(frost)이 가속되기 위한 조건을 가지고 있으며, 이는 열교환기 성능 감소와 함께 소비전력을 증가시키는 주된 이유이다[6,7]. 관련 연구에 따르면, Aljuwayhel 등[8]은 서리가 성장함에 따라 증발기의 유량과 출구 온도가 감소하는 결과를 보였고, Wu 등[9]은 서리 성장으로 인한 공기 유량의 감소와 증발기 팬의 가동 소비전력이 증가하는 결과를 제시하였다. 이러한 소비전력 증가와 관련하여, Tassou와 Marquand[10]와 O'Neal 등[11]은 서리가 발생한 증발기의 경우 냉장고의 COP가 약 20~30% 감소한다는 결과를 보였으며, Huang 등[12]은 성장하는 서리층이 공기와 냉매 사이의 열전달을 감소시키는 단열 효과를 수치적으로 확인하였다. 열전달 성능저하를 억제하기 위해, Yang 등[13]은 핀-튜브 열교환기에서 핀 간격 최적화를 위한 연구를 진행했으며, Kim 등[14]은 친수성 및 소수성의 표면 처리에 따른 서리 형성에 미치는 영향을 연구하였다.

서리 착상을 제거하기 위한 제상(defrost) 운전에 대하여, 현재 보편적으로 이용되는 전기히터 제상(EHD: Electric Heater Defrost, 이하 EHD) 방식의 경우 시즈히터(sheath heater)가 사용되고 안정적인 열원 공급이 가능하다. 하지만, EHD는 제상 과정에서 과도한 열원의 공급으로 과열을 제어해야 하는 문제가 있고, 제상 운전으로 인한 고내 온도상승이 확인되었다[15].

현재 제상 방식에는 EHD, RCD와 함께 고온·고압 가스(hot gas defrost), 전기장(electro- hydrodynamic defrost), 고온 공기열(air defrost), 고온수(water defrost), 그리고 상변화물질(PCM: Phase Change Material, 이하 PCM) 기반의 축열 제상(Thermal Storage Defrost, 이하 TSD) 방식 등이 제상 운전에 활용 및 연구되고 있다[16-18]. Yin 등[19]은 전기히터와 RCD 방식의 개선된 제상 효율을 확인했지만, Choi 등[20]은 원활한 제상 운전을 위한 보조열원 추가적인 연구가 필요하다고 언급하였다. 전기히터와 고온 가스의 바이패스 방식은 대부분 압축형 냉동시스템에 적용되며, 이러한 방식은 냉동시스템의 전력 소비를 증가시키는 요인으로 볼 수 있다. 소비전력 측면에서, Yin 등[19]은 EHD 방식이 냉장 시스템에서 최대 25%의 소비전력의 증가를 초래한다고 밝혔고, Shin 등[21]은 전기히터가 저장시설 전체 소비전력의 15%를 차지한다고 보고하였다. 따라서, 각각의 제상 운영 방식에 따라, 설치 환경과 용도에 적정한 운영관리를 고려할 필요가 있다.

본 연구에서는 포장식품의 유통체인에서 저온저장고의 축열 제상에 의한 소비전력 감소 효과를 분석하기 위하여, 유기계 상변화물질(organic PCM)을 사용한 축열조를 기반으로 TSD 시스템을 제작하였고, 이를 보급형 저온저장고(16.5 m^2)에 설치하여 냉동 및 제상 운전을 시행하였다. 잠열·축열재의 PCM은 융해온도 범위의 열원을 일정하게 공급받을 수 있으며, 저온저장고 냉동 과정에서 발생하는 응축열을 잠열로 저장한다. 이렇게 저장된 잠열원은 제상 운전에서 작동유체와 열교환을 통해 증발기에 공급하는 보조열원으로 다시 활용하여, 기존 시스템에서 폐기되는 응축폐열을 활용해 소비전력 감소 효과를 기대할 수 있다. 결과분석으로, TSD와 EHD 시스템을 각각 갖는 저온저장고에서 상대습도 및 외기온도의 동일한 환경 모사 조건으로 실험을 수행하여, 제상 성능의 결과 및 냉동기가 운전하는 동안 저장고 내부의 환경변화를 비교·분석하였다.

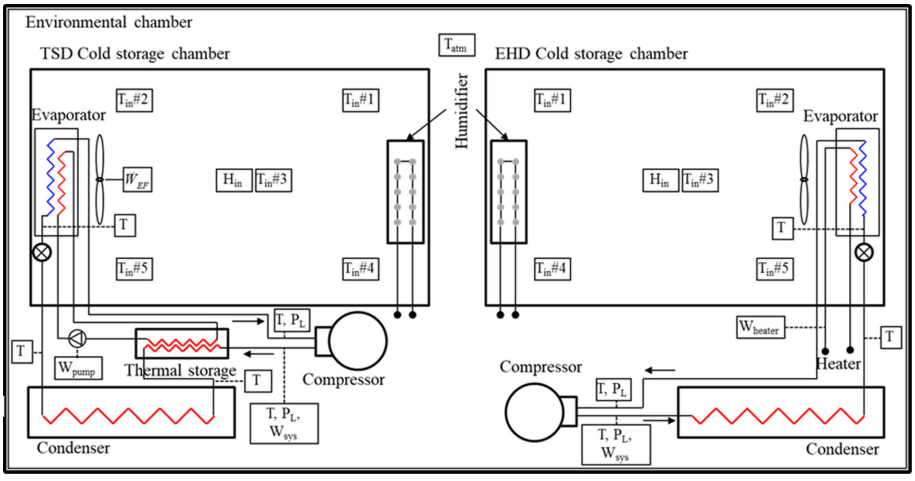

Fig. 1 Schematics of the TSD and EHD cold storage chamber, and the sensor type and measurement position for pressure(P), temperature(T), and consumption power(W), in the environment test chamber.

2. 저온저장고 제상 시스템 실험 장치 및 방법

2.1. 제상 시스템 실험 장치

TSD와 EHD 시스템으로 각각 구성된 2기의 저온저장고와 온도, 습도, 전력량 센서의 측정 위치 등에 대하여 Fig. 1과 같이 도식화하였다. 항온이 유지되는 대형 챔버 내부에 16.5 m^2 크기의 저온저장고 2기를 동일한 구성으로 설치하였고, 주요 구성 장치의 사양은 Table 1에 나타냈다. 제상 운전은 영하의 온도에 노출된 증발기 표면에 성장한 서리를 녹이는 과정이다. 서리를 녹이기 위한 열원은 일반적으로 전기히터(EHD)를 사용한다. 반면에 TSD 시스템은 전기히터를 이용한 열원을 응축기에서 발생하는 폐열로 대체한 제상시스템이다. 응축기는 압축기에서 토출되는 고온·고압의 냉매를 이용해 축열조에 충전된 PCM에 축열을 진행한다. 그리고 제상을 위한 열원공급이 필요할 때 축열된 PCM으로부터 열원을 공급해 전기히터가 공급했던 열원을 대체하게 된다. 따라서 TSD시스템은 전기히터로 사용하는 열원을 응축폐열로 공급할 수 있어 전력저감 효과를 기대할 수 있다. PCM은 유지보수 및 물질의 안정성과 응축열과의 열교환 온도을 고려하여 30°C의 융점을 갖는 유기계 물질로 4.5 kg 충전하여, 축열조의 잠열량은 757 kJ/kg이고, 이는 상대습도 90%에서 2시간 연속 증발기를 가동하였을 때, 형성된 서리 2 kg을 녹일 수 있는 열량이다. TSD가 적용된 증발기는 제상 열원을 공급하는 9.52 mm 동관이 16개 삽입 되어있고, 반면 EHD는 시즈히터(sheath heater) 800 W 2개가 제상 열원으로 공급되며 900 W 1개가 증발기 배수부에 설치되어 있다.

Table 1. Specification of the fin-tube evaporator for EHD and TSD

	Item		
Fin	Material		aluminum
	Type		plate
	Thickness/Pitch (mm)		0.2/6
Tube	Material		copper
	D/t (mm)		Φ9.52/0.7
	Row/Column/Pass		16/4/2
Heater (EHD system)	Type		sheath
	Output (kW)		0.8*2ea, 0.9*1ea
Defrost coil (TSD system)	D/t (mm)		Φ9.52/0.7
	Row		16
	PCM	NMP[1] (°C)	30
		Filling (kg)	4.5
		Latent heat (kJ)	757
	Working fluid		Ethylene glycol 50wt%

1) NMP: normal melting point

2.2. 제상 시스템 실험 방법

본 연구에서 저온저장고의 제상 성능실험을 위한 환경 모사 실험 챔버와, TSD와 EHD 제상 시스템이 구성된 각각의 저온저장고와 응축기는 Fig. 2의 사진과 같이 볼 수 있다. 제상 실험의 초기 온도 조건으로 환경 챔버와 저온저장고 내부의 온도는 각각 35°C, 0°C를 유지할 수 있도록 설정하였다. 저온저장고의 냉각운전을 시작한 후 내부 온도가 35°C에서 0°C까지 감소하는 구간을 초기 냉각구간(I.C, Initial cooling phase)과, 이후 0°C를 유지하는 재냉각 구간(R.C, Re-cooling phase)으로 구분하여 분석하였으며, 보

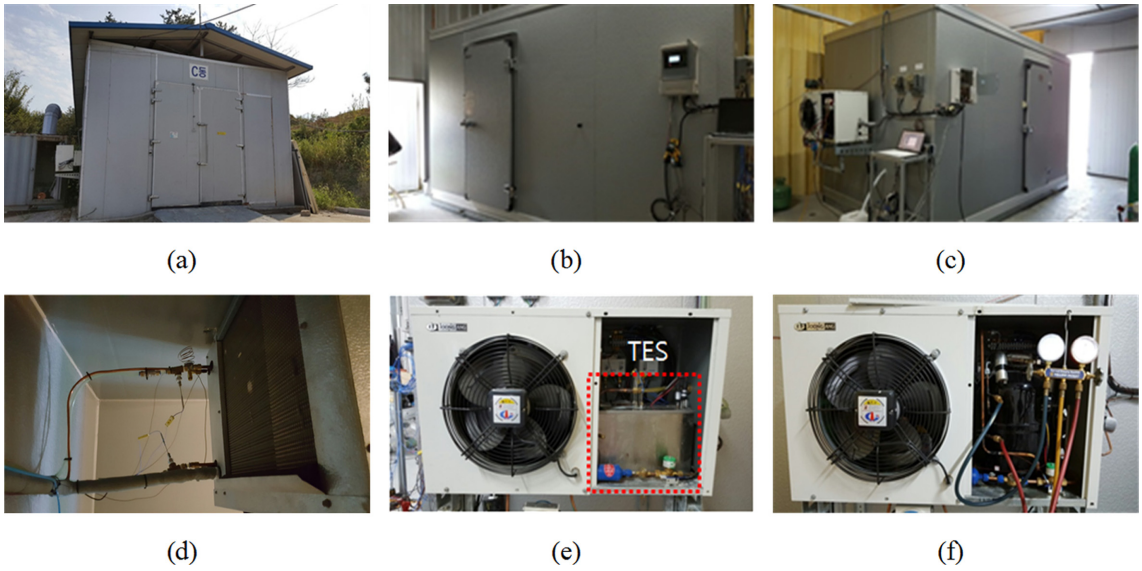

Fig. 2 Photo-graphics of experimental device for the defrost cycle test of cold storage: (a) Environment chamber, (b) TSD cold storage, (c) EHD cold storage, (d) TSD evaporator, (e) TSD condensing unit, and (f) EHD condensing unit.

Table 2. Specifications of measurement sensors

	Type	NI-DAQ error	Sensor error	Measurement error
Voltage	-	±1% (F.S 500V)	±0.1% (F.S 500V)	1.1 V
Current	-	±1% (F.S 5A)	±0.1% (F.S 5A)	0.05 A
Temp.	K-type	0.02°C	±1.5°C (F.S -40~1000°C)	0.006°C
Humidity	Capacitance-type	±1% (F.S 100%)	±3% (F.S 0~100%)	0.4 RH%
Pressure	-	±1% (F.S 35bar)	±0.5% (F.S 1~35bar)	0.03 bar
Flow rate	Paddle type	±1% (F.S 20LPM)	±1% (F.S 0~20LPM)	0.02 LPM

냉구간에서 120시간 동안의 데이터를 수집하였다. 저장고 내부 상대습도는 시간당 3 L 분무가 가능한 초음파 가습기(MH-601A, Mtechwin, Korea)를 이용하여 각각 70%RH, 90%RH로 저습도와 고습도 상태를 유지했다. 센서 측정 위치는 농업기계화촉진법[22]에 따라 제시되는 농업기계 검정방법[23]을 기준으로 저온저장고 내부 5곳(Fig. 1)의 온도를 측정하였다. 그 외에 냉각 사이클의 특성을 파악하고자 압축기, 축열조 등 냉매 배관 입/출구 온도 및 작동압력을 측정하고, 전력과 전압으로 소비전력을 분석했다. 운전이 진행되는 동안 저장고 및 냉각 사이클의 구간 온도, 전력, 작동압력은 데이터로거를 이용해 5초 간격으로 실시간 측정 및 저장하였다. Fig. 1의 센서 위치에 따른 전력량, 온도, 습도, 전력량, 압력 및 유량에 대한 계측 사양은 Table 2에 나타냈다. 저온저장고의 냉각 운전은 온도와 전력의 실시간 측정값을 기준으로 운전 단계를 설정하였고, Fig. 3에서 보는 바와 같이 TSD 제상 열원 공급 시 제상 시점 자동검출 알고리즘[24]을 이용했다. 제상 시점 알고리즘은 착상에 따라 증가하는 증발기 팬의 전류를 측정하여 제상 운전을 진행하였다.

3. EHD와 TSD 저온저장고의 제상 운전 성능 결과

3.1. 냉각 사이클 운전 특성

EHD와 TSD 제상운전에 대한 성능분석에 앞서, 먼저 제상 사이클 적용에 따른 저온저장고의 냉각 사이클의 운전 특성을 분석하였다. Fig. 4는 EHD(a)와 TSD(b) 시스템이 각각 적용된 저온 저장고를 24시간 동안의 90%RH의 습도 조건에서 냉각운전을 수행하였을 때, 압축과 증발 온도, 작동압력에 관한 결과이다. 이때, T는 온도, P는 압력을 의미하고, 냉동기를 구성하는 장치의 압축기(compressor), 응축기(condenser), 팽창밸브(expansion valve)는 각각 comp,

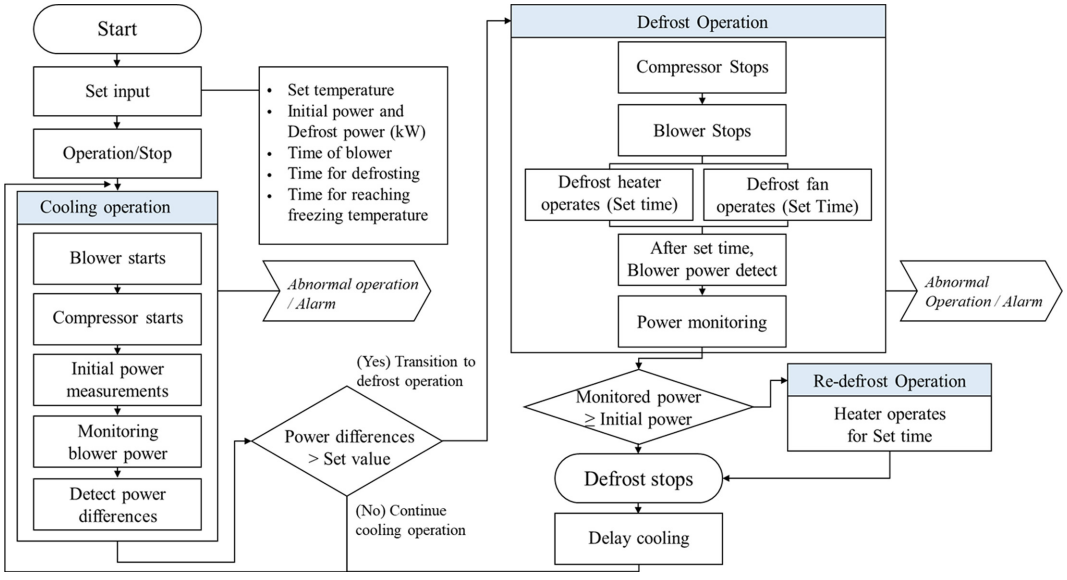

Fig. 3. Operation algorithm of defrost in cold storage.

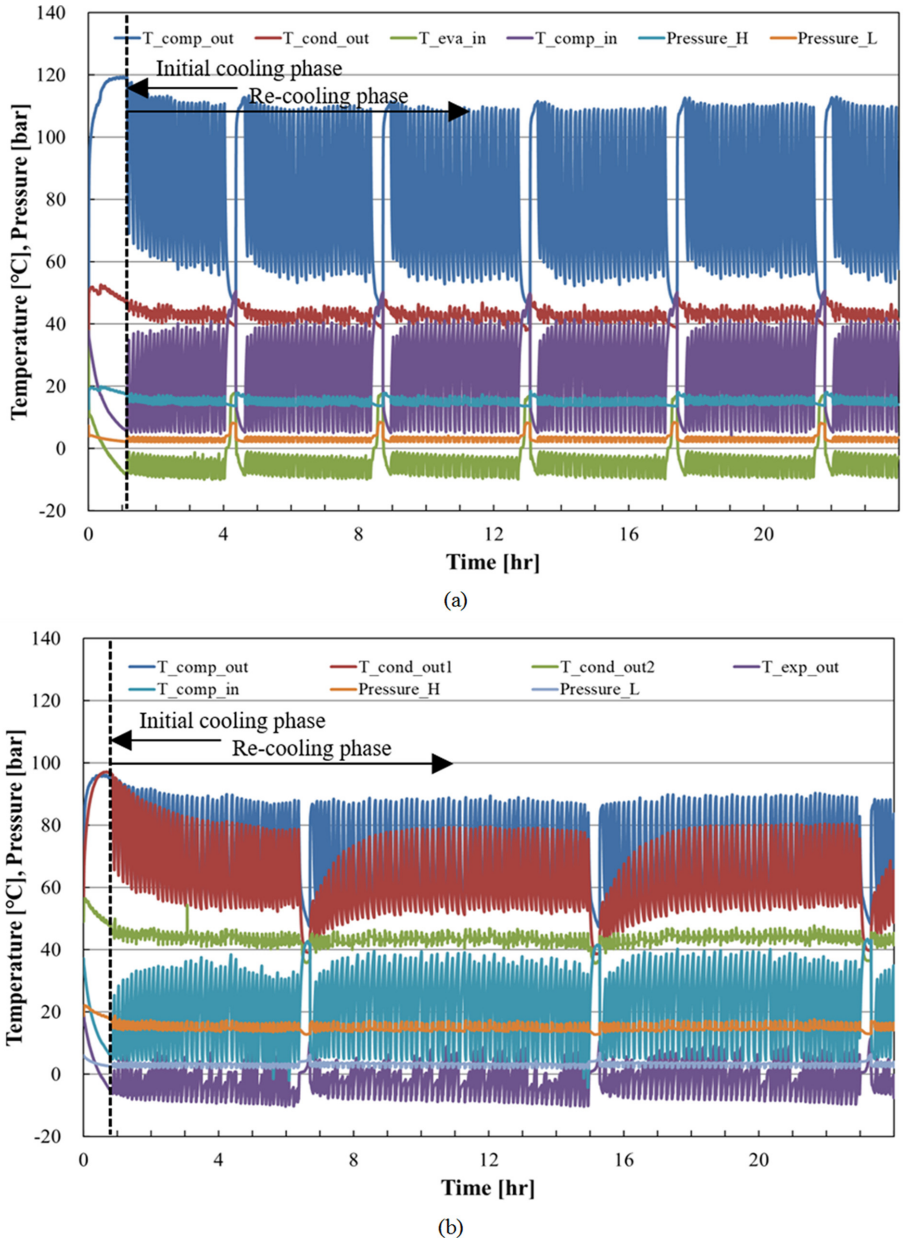

Fig. 4. Temperature curves of operating cycle: (a) EHD and (b) TSD, (T_comp_out: Compressor outlet temperature., T_comp_in: Compressor inlet temperature, T_cond_out: Condenser outlet temperature, T_exp_out: Expansion valve outlet temperature, Pressure_H/L: high/low pressure).

cond, eva로, 그리고 냉매의 유동방향을 기준으로 입구와 출구는 in과 out으로 표현하였다. 또한 팽창밸브와 압축기를 기준으로 고압부는 H, 저압부는 L로 표시하였다. Fig. 4(a)에서 EHD가 적용된 냉각 사이클은 초기 35°C에서 0°C까지 냉각되는 동안 압축기의 토출 온도가 최대 119.4°C까지 상승하고 증발 압력은 0.3 MPa로 유지되었다. 소비전력은 저장고 내부의 온도가 냉각됨에 따라 증발온도가 낮아지면서 소비전력도 2.5 kW에서 1.7 kW까지 감소했다. Fig. 4(b)의 TSD가 적용된 냉각 사이클은 압축기와 응축기 사이에 축열조가 삽입되어 응축열을 축열하여, 이에 따라 냉매 배관은 길어지고 응축 구간이 늘어난다. 초기 35°C에서 0°C까지 냉각이 진행되는 동안 TSD의 냉각시스템의 작동압력이 1.9 MPa과 0.35 MPa로 EHD에 비해 높게 측정되었다. 소비전력은 초기에 EHD보다 다소 높은 2.8 kW로 나타났고, 온도가 감소함에 따라 1.8 kW로 감소했다. 냉매의 압축기 토출 온도는 97°C 이하로 낮게 나타났으며, 축열조를 통과한 응축 온도는 제상 열원 공급을 위한 방열공정에 의해 약 40°C까지 감소하고, 다시 축열조가

축열 되면서 다시 80°C까지 상승했다. TSD는 축열조 삽입으로 인해 높은 작동압력과 냉매 질량유량에 의해, 증발량이 많아져 압축기 입구의 냉매온도가 감소한 것으로 보인다. 또한, TSD의 경우 제상이 완료된 후에 냉각운전에 소비되는 시간이 EHD에 비해 적게 나타나고 있고, 이는 EHD 제상 과정에서 상승하는 저장고 내부의 온도를 대응하기 위한 높은 냉각부하를 예상할 수 있다.

3.2. EHD와 TSD 저온저장고의 제상 운전 특성

EHD는 열교환기 표면에 삽입된 히터를 통해 열이 공급되지만, 열교환기를 구성하는 알루미늄 핀과 동관의 접촉 면적이 상대적으로 확보되지 않아 히터를 중심으로 국부적인 온도상승이 높게 나타난다. 반면에 TSD는 알루미늄 핀 사이에 삽입된 동관을 이용하여 접촉 면적이 넓고 열전달률이 높아 낮은 열원으로도 열교환기 표면의 서리를 신속하게 녹일 수 있는 장점이 있다. Fig. 5와 6은 저온저장고 내부 습도를 90%RH로 유지하는 동안 EHD와 TSD가 적용된 냉각시스템의 전력 및 내부 온도변화를 나타낸 그래프이다. 120시간 동안 운전을 수행하였고, 초기 24시간 동안의 운전 결과를 확대하여 (a), (b)로 구분하여 정리하였다. 이때, T_in#1-5는 저온저장고 내부 측정점 5곳의 위치를 나타내며, T_atm은 대형환경챔버 내부의 온도, Humidity는

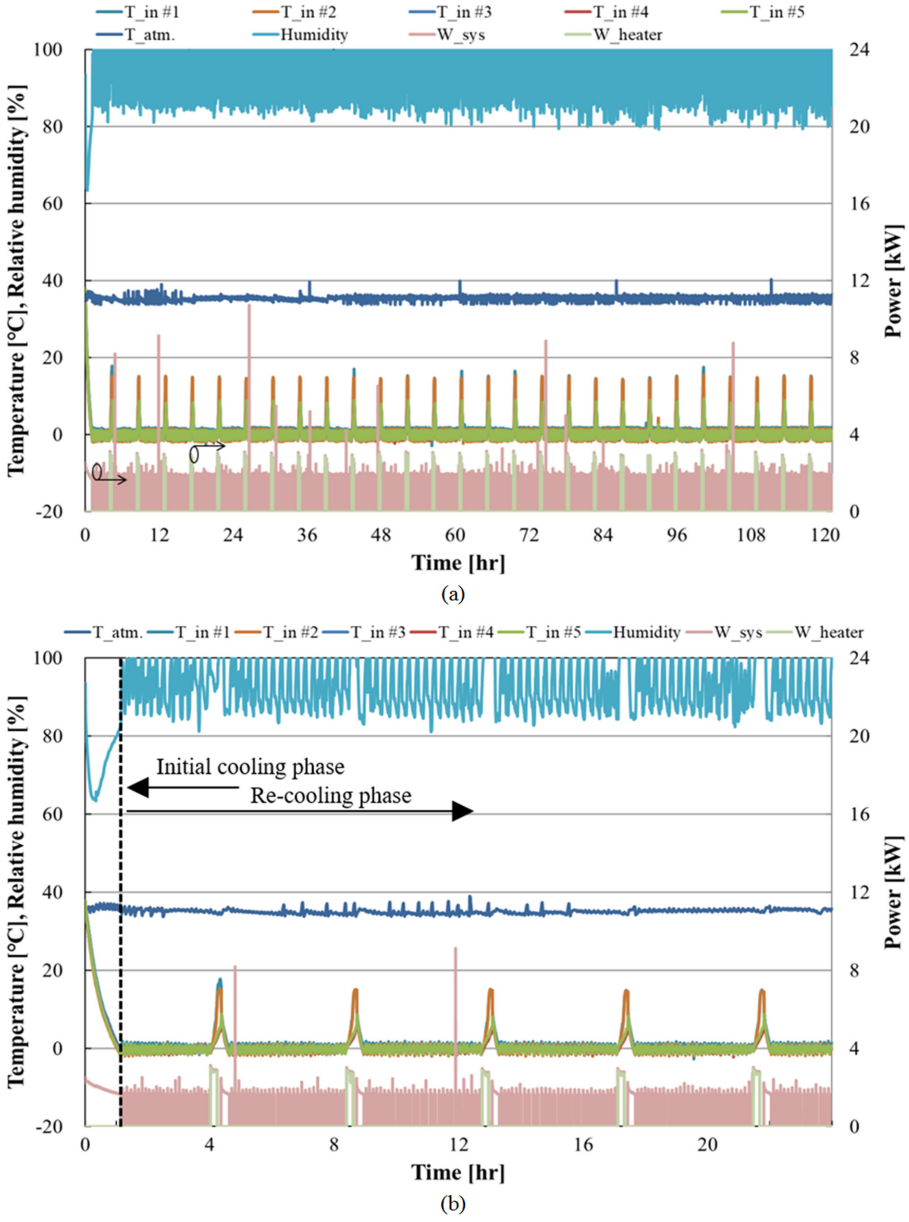

Fig. 5 Defrost performances of EHD system at90 %RH: (a) 120 hours, (b) first 24 hours, (T_atm: Outside ambient temperature., T_in#1-5: Inside air temperature, W_sys: System power consumption, W_heater: heater power consumption).

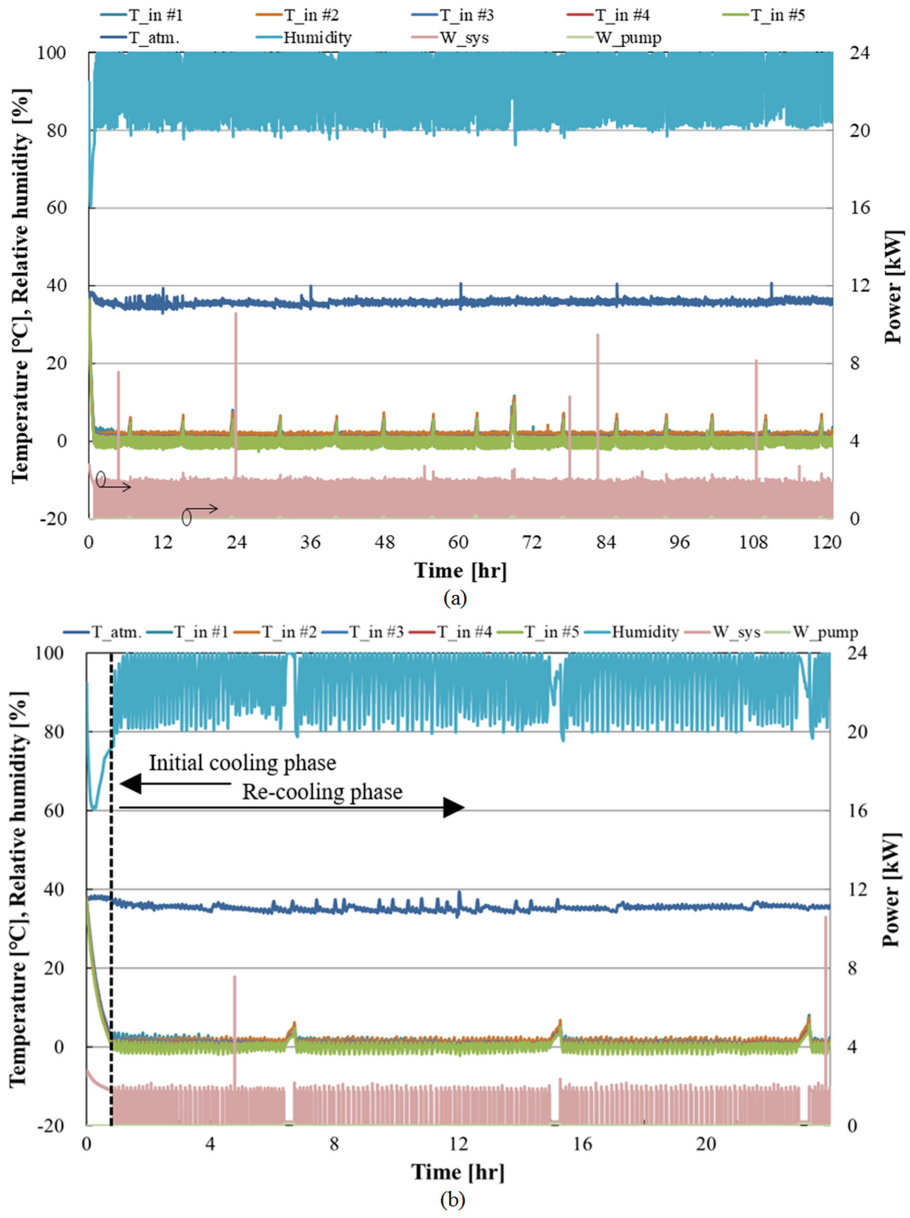

Fig. 6. Defrost performances of TSD system at 90%RH: (a) 120 hours, (b) first 24 hours.

저온저장고 내부 상대습도, W_sys와 W_heater, W_pump는 냉각시스템, 히터, 펌프의 동작 소비전력을 나타내고 Fig. 1의 시험장치 개략도에서 세부위치를 알 수 있다. EHD는 4시간 주기로 20분씩 제상이 진행되며, 재냉각운전 120시간 동안 27회 제상 운전을 진행했다. 제상에 소비된 전력은 14.88 kWh이며 1회당 평균 소비전력은 0.55 kWh로 나타났다, 제상 운전이 진행된 구간의 평균온도는 2.3°C로 낮았으나, 온도 측정 위치 5곳 중에 증발기와 가장 가깝게 위치한 지점에서 14.9°C까지 온도가 상승했고, 5곳의 평균온도는 9.2°C까지 상승했다. TSD는 전류차를 이용해 제상 운전을 진행하기 때문에 재냉각운전 120시간을 진행하는 동안 15회 제상 운전이 진행되었고, 평균 8시간 주기로 운전하였다. 제상 평균온도는 3.4°C로 EHD보다 1.1°C 높게 나타났으며, 내부 온도 5곳 측정 위치에서 온도는 9.3°C로 일정했으나 측정값 중 최고온도는 11.7°C로 EHD에 비해 3.2°C 낮았다. 이때, 제상 운전의 소비전력은 0.58 kWh로 EHD의 3.9% 수준으로 제상을 완료하였다. 0°C 재냉각운전의 120시간 동안의 소비전력은 TSD 적용 56.22 kWh로 EHD에 비해 8.66 kWh 낮게 측정되었다. 축열 제상 운전 이후에는 제상 열원(히터)으로 공급되어 서리를 녹이고, 잔열이 냉각부하로 작용하여 제상 종료 후 저장고 내부 온도를 상승시킨다. 따라서 EHD 운전에서 열원은 TSD에 비해

과하게 공급되어 저장고 내부 온도상승 폭이 높으며, 제상 운전 이후 냉각운전 시간이 길어져 소비전력을 높이는 주요 요인으로 판단된다.

3.3. 저장고 내부 상대습도에 따른 제상 특성

Fig. 7과 8은 저온저장고 내부 습도를 70%RH로 설정하여, EHD와 TSD 시스템을 이용해 120시간 제상 시험을 진행한 결과이고, Fig. 5, 6의 90%RH의 조건과 같이 120시간(a)과 초기 24시간(b)으로 구분하였다. EHD 시스템은 120시간 동안 제상 운전 횟수는 27회로 습도 90%RH 조건과 같이 4시간 주기로 20분 동안 제상 운전을 진행하였다. EHD 시스템의 제상 운전에서 소비전력량은 13.89 kWh로 낮았지만, 온도측정 5곳 중 최고온도는 16.5°C로 높게 나타났다. 이는 습도 70%RH 조건에서 4시간 동안 형성된 서리가 90%RH 조건보다 적었고, 전기히터를 이용해 20분 동안 공급된 제상 열원은 서리를 녹이고 난 이후 냉각부하로 변환된 양이 더 많기 때문이다. TSD 시스템의 제상 운전은, 상대적으로 낮은 상대습도에서 서리 성장이 천천히 발생하여 제상 운전이 필요한 시점이 확연하게 지연되었다. 첫 번째 제상 운전이 도입되기까지 약 36시간이 소요되었고 총 7회 제상이 진행되었다. 제상 운전 중 온도측정 5곳의 최고온도는 5.6°C로 가장 낮았다. 습도 70%RH 조건에

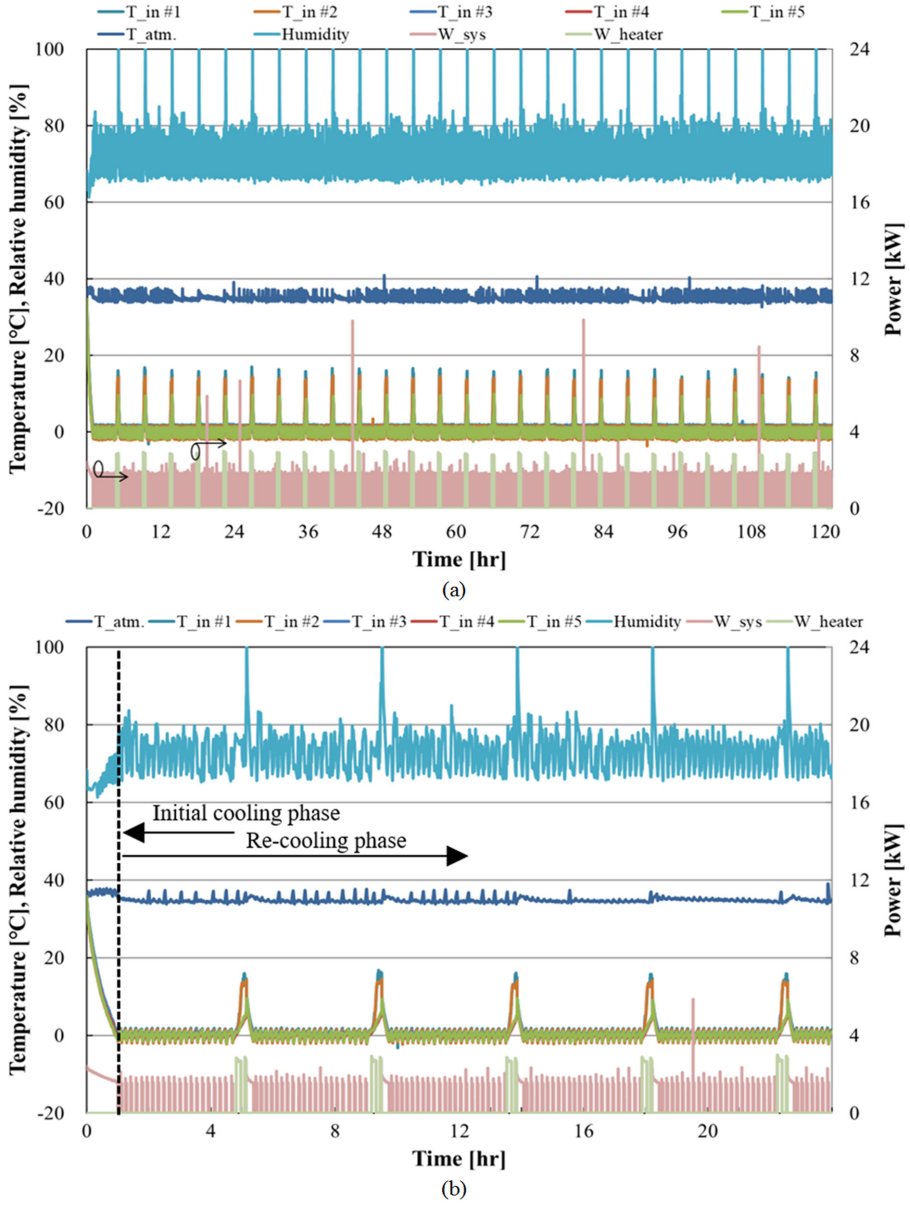

Fig. 7. Defrost performances of EHD system at 70%RH: (a) 120 hours, (b) first 24 hours.

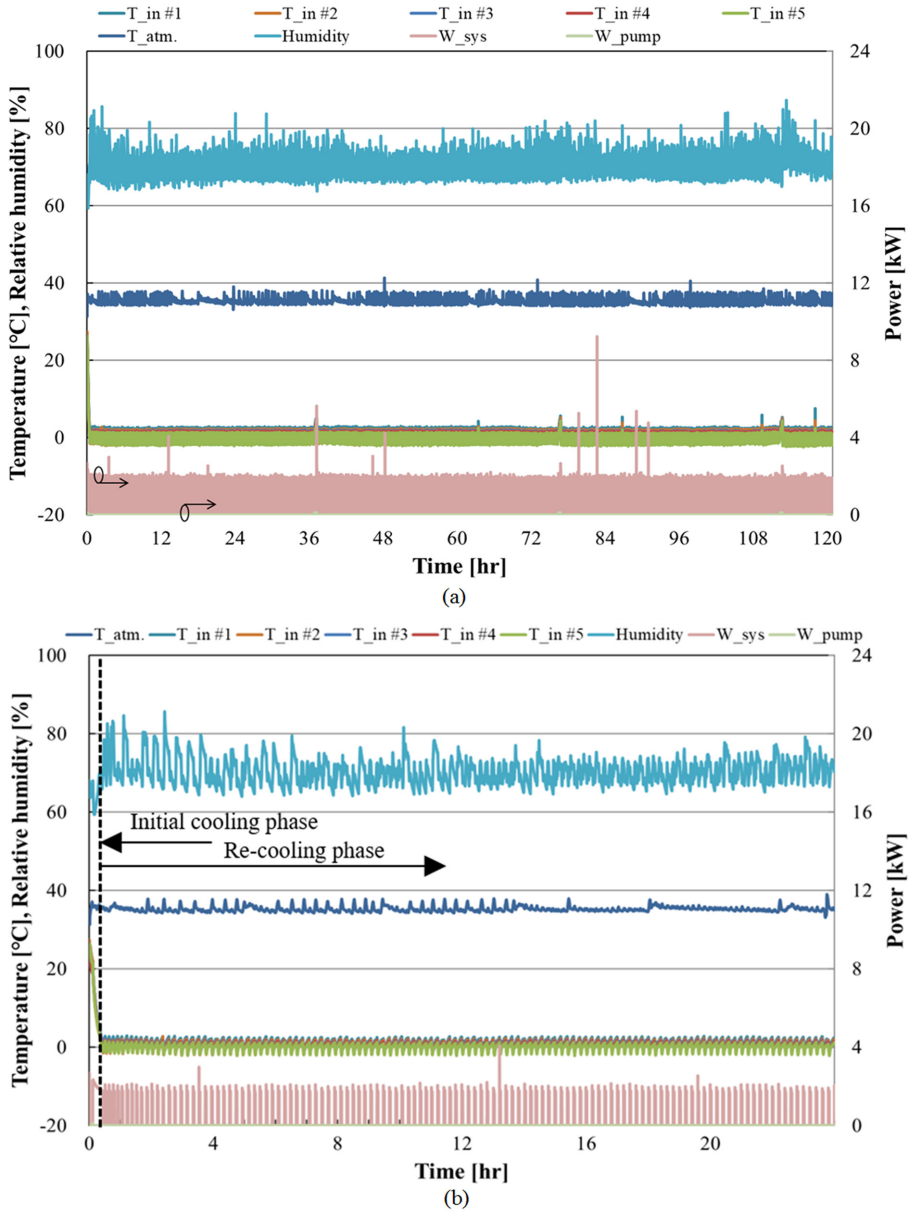

Fig. 8. Defrost performances of TSD system at 70%RH: (a) 120 hours, (b) first 24 hours.

서 120시간 재냉각 운전 소비전력은 EHD와 TSD 각각 57.56 kWh와 35.17 kWh로 90%RH 조건에 비해 낮게 나타났다.

저장고 내부 상대습도제어를 위한 초음파 가습장치는 저장고 내부온도에 비해 높은 온도로 미립화된 수분을 공급한다. 이는 저장고의 냉각부하를 증가시키는 요인이며, 습도를 70%RH에 비해 90%RH로 유지할 때 가습량이 많고 증발기로 사용되는 핀-관 열교환기의 표면에 서리성장을 가속시킨다. 이때 열교환기는 서리층 성장으로 열교환 성능이 낮아지게 되고 핀-관 사이가 좁아져 증발기 팬의 전력부하는 증가한다. 전기제상의 경우 습도 70%RH 유지했을 때 서리의 양이 적어서 열교환기 표면의 얼음을 녹이고 과열 방지온도까지 빠르게 상승하여 히터 전원이 차단되기 때문에 공급된 제상전력량은 습도 90%RH 조건보다 40 Wh 낮은 510 Wh/cycle이다. 저장고 내부의 냉각부하는 증가하여 제상 평균온도 및 최고온도가 각각 0.8°C, 1.6°C 높게 나타났다. 반면, TSD는 열교환기 표면을 고르게 가열하고 과열 방지 온도까지 상승한 후에 제상열원 공급이 차단되기 때문에 착상량이 적은 습도 70%RH 조건에서 90%RH보다 제상전력이 24 Wh/cyle 적은 16 Wh/cyle로 제상을 완료했고, 저장고 내부 평균온도와 측정 위치의 최고온도 또한 각각 4.9°C, 6.1°C 보다 낮은 4.4°C, 5.6°C로 나타났다. 특히, 낮은 상대습도 조건에서 증발기 팬의 전력부하를 이용한 제상시점 검출 알고리즘을 통해 제상 횟수를 15회에서

Table 3 Summary of EHD and TSD cold storage operation results

Type	RH	Mode	Operation time [hr]	Inside temp. [°C] (Avg.)	Energy consumption [kWh]		
					Refrigeration system	Defrost heater	Total
EHD	90	I.C.[1)]	1.14	-	2.23	-	2.23
		R.C.[2)]	120.00	0.52	64.88	14.88	79.76
	70	I.C.	1.00	-	1.92	-	1.92
		R.C.	120.00	0.63	43.67	13.89	57.56
TSD	90	I.C.	0.86	-	1.84	-	1.84
		R.C.	120.00	0.67	56.22	0.58	56.80
	70	I.C.	0.45	-	0.67	-	0.67
		R.C.	120.00	0.62	35.06	0.11	35.17

1) I.C.: Initial cooling, 2)R.C.: Re-cooling

Table 4 Summary of defrost performances depending on the EHD and TSD

Type	RH%	Defrost operation times	Defrost energy consumption per cycle [kWh]	Defrost Temp.[°C] (Avg.)	Defrost Temp.[°C] (Max.)	Measured Temp.[°C] (Max.)
EHD	90	27	0.55	2.3	9.2	14.9
	70	27	0.51	3.1	9.3	16.5
TSD	90	15	0.04	3.4	9.3	11.7
	70	7	0.016	2.8	4.4	5.6

7회까지 줄일 수 있었으며 120시간 동안 소비된 제상 전력도 580 Wh에서 110 Wh로 감소하였다. 이러한 제상검출 알고리즘은 TSD 뿐만 아니라 EHD에 적용했을 경우에도 상당한 소비전력 감소효과를 예상한다. 다만, EHD는 히터를 기준으로 열교환기 표면의 국부적인 온도상승을 보이는 만큼 제상완료시점에 대한 제어 기준이 TSD와는 다르게 적용되어야 할 것으로 판단되며, 증발기 팬이 노후 되거나 제상을 완료하지 못했을 경우 전력 부하가 달라질 수 있어 이에 대한 정밀한 검증과 피드백 제어가 필요하다.

EHD는 제상 운전이 설정된 시간에 맞춰 주기적으로 작동하는 방식으로 4시간 재냉각 운전(Re-cooling phase) 이후에 20분간 제상 운전이 설정되어 진행된다. 따라서, 상대습도의 변화에 따른 제상 운전 횟수 차이가 없다. 반면에 TSD는 제상 운전의 시점에 대하여, 서리의 성장률을 고려하여 측정된 증발기 팬의 전력 부하(전류, A)를 기준으로 능동적인 제상 운전을 수행한다. 본 제상 실험에서는, TSD의 제상 운전 패턴, 제상 시점 검출 및 상대습도에 따른 영향을 분석하였고, EHD와 TSD 시스템과 상대습도 조건에 따른 운전 특성의 비교 결과를 Table 3과 Table 4에 요약하였다. Table 3은 상대습도 조건에 따른 냉각 및 재냉각 운전에서의 저온저장고 운전 특성에 관한 결과이고, Table 4는 제상 성능에 따른 결과이다.

앞서 언급한 바와 같이, TSD 시스템은 응축열을 제상 열원으로 공급하는데, 이는 EHD의 전기히터에 의한 제상 소비전력을 대체한 것으로, 동일한 상대습도 조건에서 TSD의 제상 운전의 소비전력은 EHD에 비해 매우 효과적으로 감소하는 것을 확인 할 수 있다. TSD 제상 시스템은 증발기 표면에 열원을 저온으로 고르게 공급하여 제상을 빠르게 진행하고, 제상 운전 과정에서 저장고 내부 온도상승을 소폭으로 유지할 수 있다. 따라서, 저장고 내부의 상대습도 변화 및 서리의 성장량에 따라 제어되는 자동 제상 검출 알고리즘(Fig. 3) 기반으로, 제상 운전 시점 검출 및 운전 횟수를 적정하게 제어할 수 있고, 마찬가지로 EHD 시스템에 적용하더라도 제상 전력 감소 효과를 기대할 수 있다.

본 연구에서 90%RH의 높은 습도 조건을 유지하는 저온저장시스템에 TSD 시스템을 적용한 결과, EHD 시스템에 비해 약 28.8%의 소비전력 감소 효과를 확인하였다. 이는 식품 및 농산물 유통을 위한 국내 콜드체인(cold-chain) 시스템에 TSD 기술을 도입함으로써, 에너지 효율을 향상시키고 소비전력 감소효과를 통해 전력 수급 안정성에 기여할 수 있음을 시사한다.

4. 요 약

본 연구에서는 식품저장용 저온저장고의 제상 운전에 대한 소비전력 감소를 위해, 유기계 상변화물질을 사용한 축열조를 기반으로 응축 폐열을 축열하고, 이를 제상 열원에 사용할 수 있는 TSD 시스템을 제작하였다. TSD 시스템의 제상 성능을 분석하기 위하여, EHD 시스템과 동일한 외기온도 및 상대습도 조건에서 제상 운전을 수행하였고, 이에

대한 비교 결과 다음과 같다.

1) TSD는 축열조 삽입으로 작동압력과 질량유량이 증가하여 증발량이 많고, 이에 따라 EHD 비해 압축기 토출 온도 기준 119.4ºC에서 97ºC까지 냉매온도가 감소하였다.

2) 저온저장고 습도를 90%RH 조건으로 유지하고 재냉각 운전을 할 경우, EHD의 제상 소비전력은 14.88 kWh의 결과를 보였고, TSD의 제상 소비전력은 0.58 kWh로 EHD 대비 3.9% 수준으로 제상을 완료하였다. 또한 전체 소비전력은 EHD와 TSD 각각 64.88 kWh와 56.22 kWh로, TSD는 EHD 대비 8.66 kWh 감소하였다.

3) 제상 시점 검출 알고리즘을 적용한 결과, TSD 시스템은 90%RH 및 70%RH 조건에서 제상이 각각 15회, 7회 진행되어 상대습도의 변화에 따른 서리 성장 속도에 맞춰 제상 시점 검출이 가능했다.

4) TSD의 제상 운전이 진행되는 동안 EHD에 비해 전반적으로 낮은 저장고 내부 온도를 보였고, EHD는 낮은 상대습도 조건에서 공급된 제상 열원보다 서리양이 적어 제상 열원이 냉방부하로 작용하여 16.5ºC의 가장 높게 상승한 온도 값을 보였다.

사계절이 뚜렷한 국내 기후 특성상, 식품 및 농산물의 저온 저장, 냉동고, 쇼케이스 등에 사용되는 단방향 냉각 시스템에서 응축열은 외기 온도가 낮아질수록 감소하는 경향을 보인다. 따라서, 적정 잠열 축열 온도의 선정 및 PCM 응용시스템의 개발을 통한 보조 열원의 활용과, 디지털 트윈 및 예측 제상운전 기술을 통한 냉각 시스템의 최적 제어 방안에 대한 향후 연구가 필요 할 것으로 판단된다.

References

1. Kang S., Nadia B., Chris Y, Richard D, Guann-P L, Bingbing L., 2024. Dynamic Life Cycle Assessment Framework of Cold Food Storage Facilities, Procedia CIRP 122: 976-981.
2. Yuan P., Liu A. L., He Z. Y.,Chen S. L. , Lu Y. L. , Sun H. C., Hou F. , Hu C. L. 2024. Experiment and theoretical analysis of using natural cold source and cold storage in food refrigerated display cabinet, International Journal of Thermofluids 21: 100533.
3. Nam. S. W, Kim M. K., 1990. The Estimation of Traspiration Rate of Crops in Hydroponic Culture in the Plastic Greenhouse, Solar Energy 10(3): 27-34.
4. Unkovich M., Baldockb J., Farquharson. R., 2018. Field measurements of bare soil evaporation and crop transpiration, and transpiration efficiency, for rainfed grain crops in Australia – A review, Agricultural Water Management 205: 72-80.
5. Yenare R. R., Sonawane C. R., Sur A., Singh B., Panchal H., Kumar A., Sadasivuni K. K., Siddiqui M. I. H., Bhalerao Y.. 2024. A comprehensive review of portable cold storage: Technologies, applications, and future trends, Alexandria Engineering Journal 94: 23-33.
6. Guoqiang L., Tong X., Tengfei S., Guixiang H., Gang Y., 2024. Frosting and defrosting characteristics of household refrigerators and freezers: Recent progress and perspectives, Energy & Buildings 303: 113755.
7. Gin B., Farid M. M., Bansal P. K. 2010. Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels, Energy Conversion and Management 51: 2698-2706.
8. Aljuwayhel, N. F., Reindl, D. T., Klein, S. A., and Nellis, G. F., 2008. Experimental investigation of industrial evaporators under frosting conditions, International Journal of Refrigeration 31(1): 98-106.
9. Wu, J. H., Guang, O., Hou, P., and Xiao, H.B., 2011. Experimental investigation of frost formation on a parallel flow evaporator, Applied Energy 88(5): 1549-1556.
10. Tassou, S.A., and Marquand, C.J., 1987. Effects of evaporator frosting and defrosting on the performance of air-to-water heat pumps, Applied Energy 28(1): 19-33.
11. O"Neal, D.L., Peterson, K.T., Anand, N.K., and Schliesing, J.S., 1989. Refrigeration system dynamics during the reverse cycle defrost, ASHRAE Transactions 95(2): 689-698.
12. Huang, J.M., Hsieh, W.C., Ke, X.J., and Wang, C.C., 2008. The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types, Applied Thermal Engineering 28(7): 728-737.
13. Yang, D.K., Lee, K.S., and Song, S., 2006, Fin spacing optimization of a fin-tube heat exchanger under frosting condition, Int. J. Heat Mass Transfer 49: 2619-2625.
14. Kim, K., and Lee, K.S., 2011. Frosting and defrosting Characteristics of a fin according to surface contact angle, Int. J. Heat Mass Transfer 54: 2758-2764.
15. Melo, C., Knabben, F.T., and Pereira, P.V., 2013. An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators, Applied Thermal Engineering 51(1-2): 239-245.
16. Nasr M. R., Kassai M., Ge G., Simonson C. J., 2015 Evaluation of defrosting methods for air-to-air heat/energy exchangers on energy consumption of ventilation, Applied Energy, 151(1): 32-40.
17. Wang F., Liang C., Zhang X., 2018 Research of anti-frosting technology in refrigeration and air conditioning fields: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81(10): 707-722.
18. Qu M., Lu M., Li Z., Song X., Chen J., Ziviani D., Braun J. E., Thermal energy storage based (TES-based) reverse cycle defrosting control strategy optimization for a cascade air source heat pump, 2020 Energy and Buildings 219(15): 110014.
19. Yin, H-J., Yang, Z., Chen, A-Q., and Zhang, N., 2012. Experimental research on a novel cold storage defrost method based on air bypass circulation and electric heater, Energy 37(1): 623-631.
20. Choi, J.M., Shim, Y.-H., Lee, S.H., Lee, J., Park, S.-R., Kim, Y., and Yoon, J., 2005. An Analysis of the Control and Defrost patents for Heat Pump, Journal of SAREK 17(12): 1192-1203.
21. Shin, Y. H., Oh, W. K., Park, K. H., Kim, Y. and Shin, Y.

2005. Measurement and Analysis of Showcase Field Data. Korean Journal Of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 17(5): 436-444.
22. Agricultural Mechanization Promotion Act. Available online: (accessed on 17 October 2023). https://elaw.klri.re.kr/kor_service/lawViewMultiContent.do?hseq=35821
22. The Korea Agriculture Technology Promotion Agency, Testing Agricultural Machinery for Approval https://lab.koat.or.kr/front/analysis/AgriMachStruRsearchMethodAction.do?method=list&bbId=10
24. Korea. Patent, 2012 Defrosting System and Defrosting Method (10-1145080)

투고: 2024.10.23 / 심사완료: 2024.11.13 / 게재확정: 2024.12.02