

## 순간냉각식 정수기 냉수조의 설계변수에 따른 성능 특성에 관한 해석적 연구

전 용 석, 박 홍 희, 이 주 성, 김 용 찬<sup>\*†</sup>

고려대학교 대학원, \*고려대학교 기계공학과

### Analytical Study on the Performance Characteristics of an Instant Cooling Type Water Purifier with the Design Parameters of the Cooling Tank

Yongseok Jeon, Honghee Park, Jooseoung Lee, Yongchan Kim<sup>\*†</sup>

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Korea University, Seoul 136-713, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

(Received March 19, 2012; revision received May 10, 2012)

**ABSTRACT:** The objective of this study is to analyze the effect on the energy consumption of an instant cooling type water purifier by the design parameters of the cooling tank. Initially, the simulation program was developed and verified. The simulation results showed that the energy consumption was reduced by replacing the shape of the cooling tank from a rectangular to a cube, increasing the evaporator length, decreasing the volume of the cooling tank, and increasing the performance of the insulator. The order of the effect magnitude on the energy consumption was as follows; volume of the cooling tank, conductivity and thickness of the insulator, shape of the cooling tank, length of the evaporator, and length of the water tube.

**Key words:** Instant cooling type water purifier(순각냉각식 정수기), Cooling tank(냉수조), COP(성능계수), Simulation(시뮬레이션), Energy consumption(소비전력)

#### 기 호 설 명

$T$	: 온도 [K]	
$W$	: 소비동력 [W]	
$COP$	: 성능계수	
$h$	: 엔탈피 [kJ/kg]	
$k$	: 열전도도 [W/mK]	그리스 문자
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]	
$P$	: 압력 [kPa]	$v$ : 비체적 [ $m^3/kg$ ]
$P_1$	: 무출수 소비전력 [kwh/day]	
$P_2$	: 출수 소비전력 [kwh/day]	하첨자
$P_m$	: 월간 소비전력 [kwh/mon]	
		$act$ : 실제값
		$atm$ : 대기
		$c$ : 응축기
		$cooling$ : 냉각

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

<i>e</i>	: 증발기
<i>isenact</i>	: 등엔트로피 실제값
<i>isenmap</i>	: 등엔트로피 맵데이터
<i>map</i>	: 맵데이터
<i>off</i>	: 비구동
<i>on</i>	: 구동
<i>s1</i>	: 표면 1
<i>s2</i>	: 표면 2
<i>s3</i>	: 표면 3
<i>wat</i>	: 물

1. 서론

기존의 정수기의 냉각방식은 크게 두 가지로 분류된다. 정수된 물이 저장되어 있는 저수조 내부에 증발기가 위치해 물을 냉각하는 직접냉각식과 저수조 밖을 증발기가 감싸고 저수조 자체를 냉각해 내부의 물을 냉각하는 간접냉각식으로 구분된다. 하지만 이런 방식들은 정수된 물을 저장하고 있는 별도의 저수조가 필요하기 때문에 세균의 증식이 일어날 수 있으며 2차 오염의 우려가 있다. 또한, 필요 냉수량을 만족시키기 위해 저수조의 크기를 키울 수밖에 없는데 이는 정수기의 부피가 커지는 문제와 소비전력이 증가되는 문제를 야기 시킨다.

순각냉각식 정수기는 Fig. 1과 같이 냉수조 내에 증발기와 물관이 같이 존재한다. 위쪽에 있는 코일이 증발기이며 아래쪽에 위치한 코일이 물관이다. 냉각 원리는 저온의 증발기가 냉수조 내의 물을 냉각시키고, 냉각된 냉수조 내의 물은 축냉수의 역할을 해 물관 코일을 지나가는 정수된 물을 냉각시키는 방식이다. 순간냉각식의 장점은 세균의 증식을 억제할 수 있고 증발기 표면에 형성된 얼음의 융해열을 이용하므로 부피에 비해 더 많은 냉수량을 확

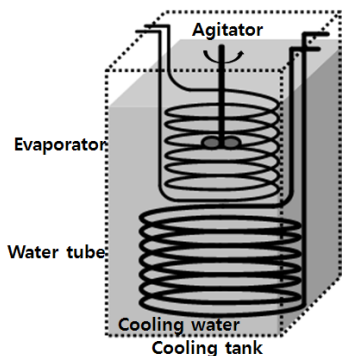


Fig. 1 Schematic of cooling tank of instant cooling type water purifier.

보할 수 있다. 최근 위생과 소비전력에 대한 소비자들의 관심이 커짐에 따라 순간냉각식 정수기 시장이 확대되는 추세이다.

최근 정수기 시장의 급성장에 따라 정수 기술, 렌탈 서비스 관련 연구 등과 같은 소비자들의 요구를 만족시키기 위한 연구는 활발히 진행 중이지만 정작 소비전력에 가장 큰 영향을 끼치는 정수기 냉동사이클에 대한 연구는 미미한 실정이다. Han et al.<sup>(1)</sup>과 Park et al.<sup>(2)</sup>은 대체냉매를 적용한 정수기 냉동시스템의 성능을 실험하여 각각 R134a와 R430A의 타당성을 증명하였고, Lee et al.<sup>(3)</sup>은 기존의 공랭식 응축기를 수냉식 응축기와 비교하여 수냉식 응축기를 사용할 때 소비전력이 줄어드는 것을 보고하였다.

본 연구의 목적은 냉수조의 설계변수에 따른 소비전력과 영향도를 분석하고, 필요 냉수량과 설계적 제한조건을 만족하는 범위 내에서 소비전력을 감소시키는 것이다. 냉수조의 성능특성 분석을 위해 시뮬레이션 프로그램을 개발하였고, 실험을 통해 검증하였다. 제작된 시뮬레이션 프로그램을 이용해 냉수조의 설계변수를 변경시켜가며 성능특성을 분석하였다.

2. 시뮬레이션 프로그램 개발 및 검증

2.1 시뮬레이션 개요

본 연구에서는 순간냉각식 정수기 냉동사이클을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 본 프로그램

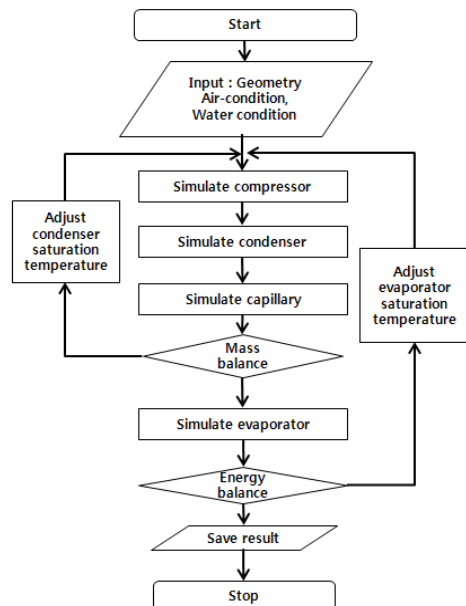


Fig. 2 Flow chart of the cycle simulation.

Table 1 Specifications of the refrigeration cycle unit

Item	Specification		Unit
Compressor	Type	Reciprocating	
	Working fluid	R600a	
	Frequency	60	Hz
	Capacity	60	W
Condenser	Type	Fin tube	W
	Length	9.328	m
	Diameter	0.0042	m <sup>2</sup>
	Area	0.105	m
Evaporator	Type	Tube	
	Length	3.267	m
	Diameter	0.007	m
Capillary	Length	2	m
	Diameter	0.00061	m

램은 ORNL<sup>(4)</sup> 방식을 기반으로 하여 개발하였으며, Fig. 2는 본 시뮬레이션 프로그램의 순서도를 나타낸다. 우선 응축온도와 증발온도 및 과열도를 가정하고 외기조건에 따른 압축기, 응축기, 모세관 순으로 해석한 후 응축온도의 변화를 통한 반복계산으로 질량평형을 맞춘다. 질량평형이 맞춰지면 증발기에서의 계산을 진행한 후 증발온도의 변화를 통한 반복계산으로 에너지평형을 맞춘다. 계산은 두 평형이 맞게 될 때까지 반복 수행한다.

Table 1은 순간냉각식 정수기 냉동사이클의 구성 요소에 대한 상세정보를 나타내고 있다. 본 연구에서 개발한 해석 프로그램은 Visual basic 6.0을 이용해 작성하였고, 냉매의 물성은 REFPROP 7.0<sup>(5)</sup>을 사용하였다.

## 2.2 압축기 모델링

압축기에 대한 해석모델은 Fischer and Rice<sup>(6)</sup>가 제안한 압축기 성능곡선을 이용한 map-based 모델을 기본으로 하였으며, 질량유량과 소비동력의 관계식은 식(1)과 식(2)에 제시되어 있다.

$$\dot{m}_{map} = \beta_1 + \beta_2 T_e + \beta_3 T_c + \beta_4 T_e^2 + \beta_5 T_e T_c + \beta_6 T_c^2 + \beta_7 T_c^3 + \beta_8 T_e T_c^2 + \beta_9 T_e T_c^3 + \beta_{10} T_c^3 \quad (1)$$

$$W_{map} = \alpha_1 + \alpha_2 T_e + \alpha_3 T_c + \alpha_4 T_e^2 + \alpha_5 T_e T_c + \alpha_6 T_c^2 + \alpha_7 T_c^3 + \alpha_8 T_e T_c^2 + \alpha_9 T_e T_c^3 + \alpha_{10} T_c^3 \quad (2)$$

식(1)과 식(2)는 일정 과열도에 관한 모델이므로 과

열도가 변하는 경우 보정이 요구된다. 본 연구에서는 Dabiri and Rice<sup>(7)</sup>의 과열도 보정관계식을 적용하였으며 식(3)과 식(4)와 같다.

$$\dot{m}_{act} = (0.75 \frac{v_{map}}{v_{act}} + 0.25) m_{map} \quad (3)$$

$$W_{act} = (\frac{m_{act}}{m_{map}}) (\frac{\Delta h_{isenact}}{\Delta h_{isenmap}}) \quad (4)$$

## 2.3 열교환기 모델링

응축기는 공기측 열전달 향상을 위해 응축기 냉매관 전후에 원통형 핀이 붙어있는 형상이며, 증발기는 냉수조에 삽입되어 냉수조 물과 열교환을 하며 핀이 없다. 열교환기의 해석은 관순법을 적용하였다. 관순법은 열교환기를 n개의 구간으로 나눈 다음 각 구간에서 에너지 보존법칙과 열전달 관계식을 적용하여 순차적으로 해석하는 방법이다. 열교환기를 등가 열저항 회로로 나타내어 열전달량을 계산하였으며, 증발기는 표면에 생성되는 얼음이 열저항 회로에 추가적으로 적용되었다. 각각의 열교환기 모델링에 적용된 냉매측 및 공기측 열전달 상관식들은 Table 2에 나타내었다.

응축기와 증발기의 열전달 모델링 방법은 모두 ε-NTU 방법을 이용하였다. 각 구간의 입구조건을 가지고 ε-NTU 방법을 이용해 각 구간의 열교환량을 계산하여 출구조건을 계산하였다.

## 2.4 모세관 모델링

모세관 해석모델은 모세관의 냉매유량을 예측할 수 있는 Li and Wen<sup>(12)</sup>의 연구결과를 활용하였다. Li and Wen은 주어진 조건에서 모세관을 통과하는 냉매유량을 예측할 수 있는 경험적 유량모델을 개발하

Table 2 Heat transfer correlation

Side	Mode	Corellation
Refrigerant	Single-phase	Dittus-Boelter <sup>(8)</sup>
	Two-phase	Gungor and Winterton <sup>(9)</sup>
Air	Natural convection	Churchill and Chu <sup>(10)</sup>
	Forced convection	Hilpert <sup>(11)</sup>

기 위하여 모세관의 유량에 영향을 미치는 요소들에 대한 무차원 변수를 도입해 상관식을 개발하였다.

2.5 열부하 모델링

냉수조 내부의 물과 벽면 열전달은 사이클 운전 시에는 교반기의 회전에 의한 강제대류이며 사이클 정지 시에는 자연대류이다. 냉수조 외부는 공기와 단열재와의 자연대류를 통한 열전달이 일어난다. 직렬로 연결된 복합 회로벽에 대한 등가 열저항 회로와 총괄 열전달계수를 사용하여 열전달량을 구하였다. Fig. 3은 냉수조의 구조와 열저항 회로를 나타낸다.

2.6 월간 소비전력 계산

시뮬레이션 프로그램은 실험에 사용된 정수기의 제어로직을 참고하였다. 냉수조 내의 물의 온도가 3°C 이상일 때 사이클이 구동되며, 2°C 이하가 되면 사이클이 구동을 멈춘다. 계산된 열부하와 물의 열용량을 이용해 사이클의 비구동시간을 계산하였으며, 열교환기 모델링에서 계산된 증발열량을 이용해 사이클 구동시간을 계산하였다. 소비전력은 한국산업기술시험원<sup>(13)</sup>에서 지정한 소비전력 계산식들을 이용하였다. 식(5)은 무출수 소비전력을 식(6)은 출수 소비전력을 의미한다. 앞에서 계산된 값들을 이용해서 식(7)을 통해 월간 소비전력을 계산하였다.

$$P_1 = W \times 24 \times \frac{Time_{on}}{Time_{on} + Time_{off}} \times \frac{1}{1000} \quad (5)$$

$$P_2 = Q_{cooling} \times \Delta T / (860 \times 0.7) \quad (6)$$

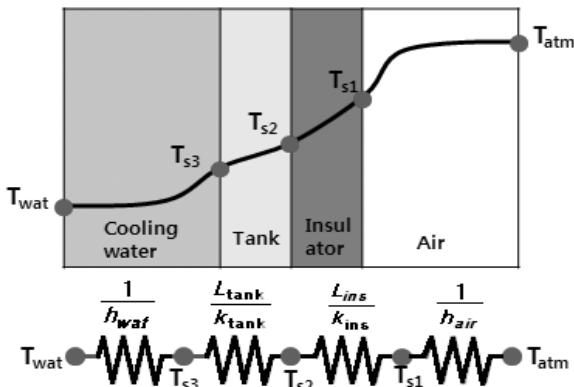


Fig. 3 Heat transfer model of the cooling tank.

$$P_m = (P_1 + P_2) \times 365 / 12 \quad (7)$$

2.7 필요 냉수량 계산

냉수조 내의 열의 흐름을 살펴보면, 정수된 물이 물관을 통과할 때 방출하는 열이 냉각부하가 되고, 방출되는 열의 일부는 증발기와 냉수조 간의 열교환에 의해 흡수되고 나머지는 증발기 표면의 얼음이 녹으면서 용해열로 흡수된다. 냉수의 출수시간 동안 열평형을 고려하여 냉수조의 물 온도를 계산하고, 출수되는 물의 온도를 계산하였다. 정수기 업체에서는 연속출수 시 한계온도를 넘지 않는 냉출수량의 기준을 설정하여 사용하고 있다. 한 잔을 150 ml로 가정하고 30°C의 정수된 물이 물관으로 들어갈 때, 10°C 이하의 물이 열 잔 이상 연속출수가 가능하도록 목표를 설정하고 있는데, 본 연구에서도 이 기준을 적용하여 필요 냉수량을 1.5 L로, 최종 출수온도의 최대 허용치를 10°C로 선정하였다.

2.8 시뮬레이션 프로그램의 검증

본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램의 검증을 위하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구성하였다. 항온챔버 내에서 외기온도를 15°C에서 45°C까지 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 냉동능력은 식(8)과 같이 온도와 압력을 측정 한 후, 각 지점의 냉매의 엔탈피의 차이와 냉매유량의 곱으로 계산하였다. COP(성

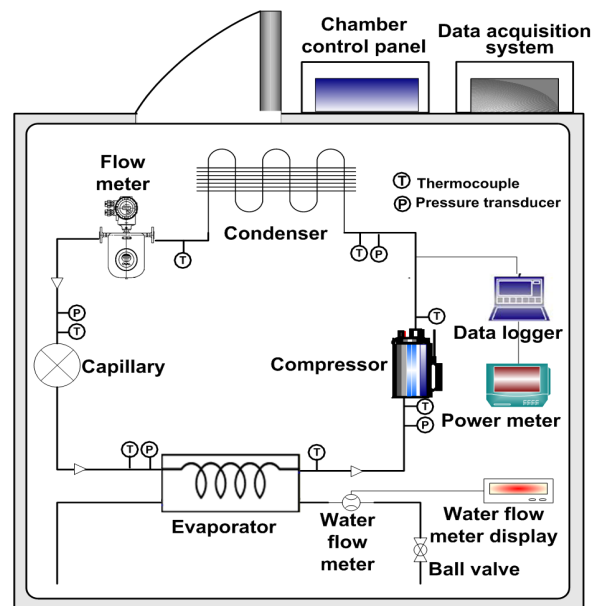


Fig. 4 Schematic diagram of the test setup.

능계수는 식(8)에 의해 계산된 냉동능력과 파워미터로 측정된 소비동력의 비로 계산하였으며, 식(9)와 같다.

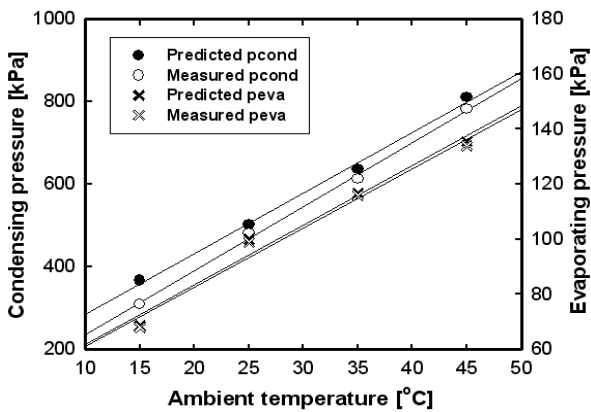
$$Q_{cooling} = \dot{m} \Delta h \quad (8)$$

$$COP = \frac{Q_{cooling}}{W} \quad (9)$$

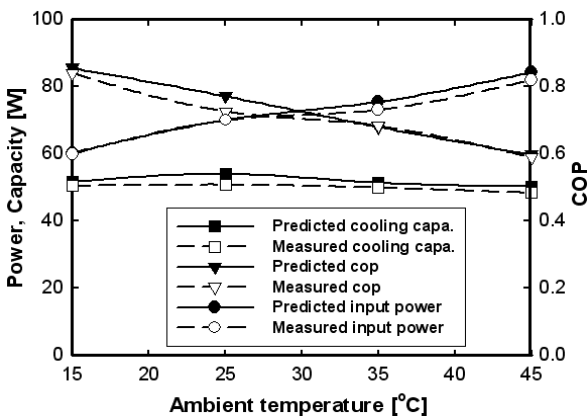
Fig. 5는 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 나타내고 있다. 응축압력, 증발압력, 냉동용량, 소비동력 및 COP를 비교해 본 결과, 평균오차는 3.31%, 최대오차는 COP 비교에서 11.97%로 나타났으며 전체적인 경향이 서로 잘 일치하였다.

### 3. 결과 및 고찰

냉수조 내부는 증발기와 물관이 위치해 있으며 외



(a) Pressure



(b) Cooling capacity, input power, COP

Fig. 5 Comparison of the predicted with the measured data.

부는 단열재로 덮여 있다. 본 연구에서는 설계변수로 냉수조의 부피와 형상, 증발기 길이, 물관 길이, 단열재를 선정하였다. 본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 냉수조의 설계변수들을 변경시켜가며 성능 특성을 분석하였다.

### 3.1 냉수조의 형상 및 용량

Park and Cho<sup>(14)</sup>는 육면체의 냉장전용고의 단열 부하를 줄이기 위한 최적형상은 정육면체임을 해석적으로 확인하였다. 본 연구에서 사용한 냉수조의 크기는 가로, 세로, 높이 각각 0.1, 0.1, 0.2 m의 직육면체이므로 이를 동일한 부피의 정육면체의 형상을 가지도록 가로, 세로, 높이가 0.126 m로 동일하게 설정하고 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 6은 냉수조 형상이 정육면체가 되면서 공기와 접촉하는 표면적이 4.7% 줄어들어 소비전력은

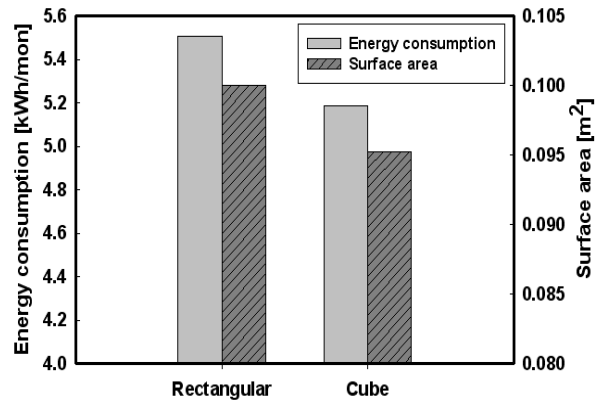


Fig. 6 Energy consumption with cooling tank shape.

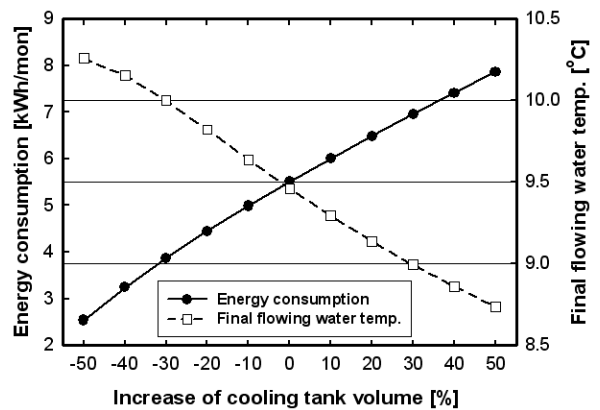


Fig. 7 Energy consumption and final flowing water temperature with cooling tank volume.

5.8% 감소하는 것을 나타낸다.

Fig. 7은 냉수조 용량을 10% 씩 증가 혹은 감소시켜 냉수조 용량이 ±50%까지 가변될 때 냉수조 용량에 따른 소비전력과 최종 출수온도를 나타낸다. 냉수조의 용량이 감소할수록 소비전력은 감소하고, 최종 출수온도는 상승하는 것으로 나타났다. 30% 이상 용량을 감소시킬 경우 최종 출수온도가 10°C를 넘어서 냉수온도 기준을 만족하지 못하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 냉수조의 부피변화에 따른 열 부하와 사이클 구동시간을 나타낸다. 냉수조의 용량이 작아짐에 따라 공기와 접촉하는 열 교환 면적이 줄어들어 열부하가 감소하고, 냉수조 내의 물의 부피도 감소하므로 냉각시킬 열용량이 줄어들어 사이클 구동시간이 줄어들었다. 즉, 비구동시간은 늘어나고 구동시간은 짧아져 식(5)에 의해 소비전력이 감소하게 된다. 하지만 냉수조의 용량이 과도하게 줄어들

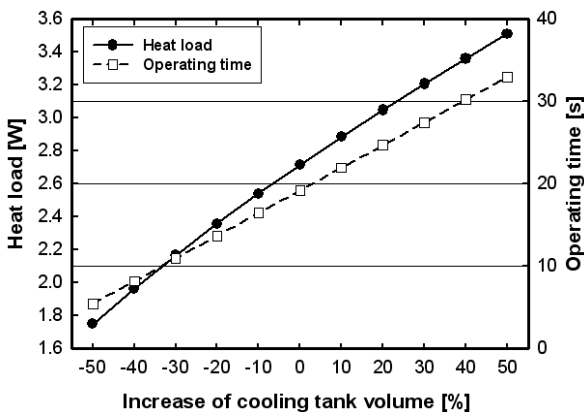


Fig. 8 Heat load and operating time with cooling tank volume.

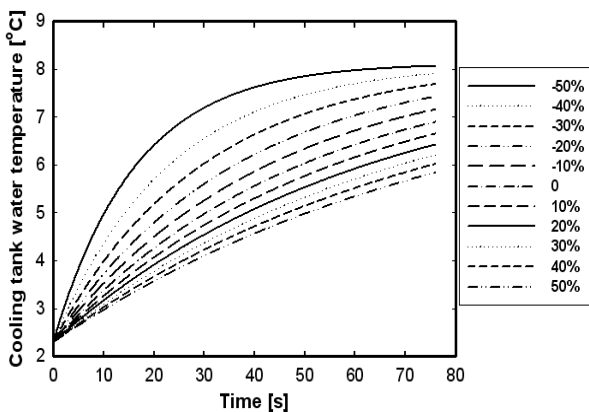


Fig. 9 Cooling tank water temperature with time.

게 되면 냉수조 내 물의 축냉량이 부족하므로 냉출수량에 제한이 생긴다.

Fig. 9는 냉수조 용량에 따른 연속출수 시 냉수조 내부 유체의 온도를 나타낸다. 열교환 시간은 1.2 LPM 기준으로 1.5 L가 출수 되는 시간인 75초로 가정하고 시뮬레이션을 수행하였다. 용량이 작을수록 냉수조의 축냉수의 온도가 빠르게 상승하는 것을 확인하였다. 따라서 정수된 물과의 열전달량이 감소해서 정수된 물의 출수온도가 증가하게 되어 냉수온도 기준을 만족하는 냉수량이 부족하게 된다.

### 3.2 증발기 길이

Fig. 10은 증발기의 길이를 기준인 3.3 m에서 10% 씩 증가 혹은 감소시켜 ±50% 변화시켰을 때의 월간 소비전력과 1.5 L 연속출수 시 최종 출수온도를 나타낸다. 증발기의 길이가 증가하면 동일 부피의 얼음이 생성될 때 정수기의 증발기 표면에 형성되는 얼음의 두께가 상대적으로 얇아져서 얼음에 의한 열저항 증가가 적으며 열교환 면적이 넓어지기 때문에 월간 소비전력이 감소하였고 1.5 L 연속출수 시 최종 출수온도가 감소하는 것으로 나타났다. 월간 소비전력이 감소한 또 다른 이유는 증발기의 길이가 증가할수록 구동전력은 소량 증가하지만 냉동능력이 크게 증가하였으며, 증발기 부피가 커져 냉수조 내 물의 상대적 부피감소로 인해 사이클 구동시간이 짧아졌기 때문이다.

### 3.3 물관 길이

Fig. 11는 물관의 길이를 4.3 m에서 10%씩 증가

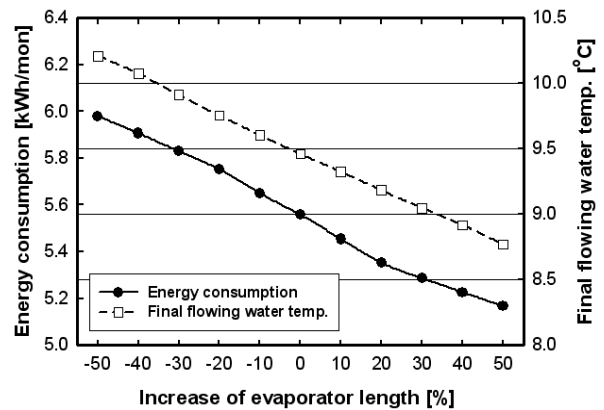


Fig. 10 Energy consumption with evaporator length.

혹은 감소시켜  $\pm 50\%$  변화시켰을 때 물관길이에 따른 물관 입출구의 온도차와 1.5 L 연속출수 시 최종 출수온도를 나타내고 있다. 물관의 길이가 길어짐에 따라 물이 출수될 때까지의 열전달 시간이 증가하므로 입출구의 온도차는 증가하였다. 같은 원리라면 1.5 L를 연속출수 했을 때 최종 출수온도 역시 물관의 길이에 증가함에 따라 감소해야 한다. 하지만 최종 출수온도는 물관의 길이 증가에 따라 감소하다가  $-10\%$  지점부터 다시 증가하기 시작하는 것을 확인할 수 있다. 이는 물관의 부피 증가에 따라 냉수조 내의 냉각부하는 증가하며 냉수조 물의 상대적 부피감소로 인해 열용량이 줄어들어 생기는 현상이다. 따라서 물관의 길이가 길어질수록 정수된 물의 입출구 온도차는 커지며 냉수의 양은  $-10\%$  길이에서 가장 많은 것으로 계산되었다.

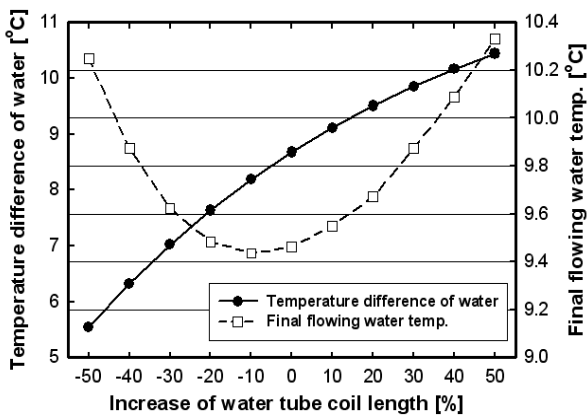


Fig. 11 Water temperature and final water temperature with water tube coil length.

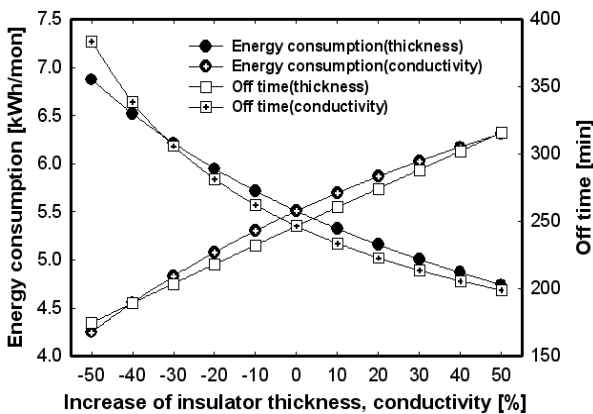


Fig. 12 Energy consumption and off time with insulator thickness and conductivity.

### 3.4 단열재

Fig. 12은 단열재의 두께, 단열재의 열전도계수에 따른 소비전력과 비구동시간의 변화를 나타내었다. 단열재의 두께가 증가할수록 열전도계수는 작아질수록 단열부하는 줄어들고 비구동시간이 증가하여 소비전력이 감소하였다. 단열재의 두께와 열전도계수를  $\pm 50\%$ 까지 변화시켰을 때 소비전력이 각각 최대 13.9% 및 22.9% 감소하였다.

### 3.5 설계변수별 소비전력 영향도 비교

Fig. 13는 설계변수들에 의한 월간 소비전력 감소의 영향도를 알아보기 위해 냉수조의 형상을 변경하였고 나머지 설계변수들을 동일하게 변경하였을 때의 결과이다. 설계변수를 동일하게 20%씩 변경시켰는데 여기서 20%라는 수치는 설계변수별 소비전력 저감이 대부분 5% 이상이 되므로 영향도 비교에 적당한 수치라 판단되어 선정하였다. 설계변수별 소비전력의 저감은 냉수조 부피의 변화에 따른 영향이 가장 크게 나타났으며, 그 다음으로 단열재의 열전도계수와 두께로 나타났다. 물관 길이의 감소에 따른 소비전력의 감소는 크지 않은 것으로 확인되었다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 순간냉각식 정수기에 대한 시뮬레이션 프로그램을 개발하고, 냉수조 설계변수의 변화에 따른 성능 특성을 고찰하였다. 개발된 프로그램은 실험결과를 통하여 검증하였으며, 이를 이용

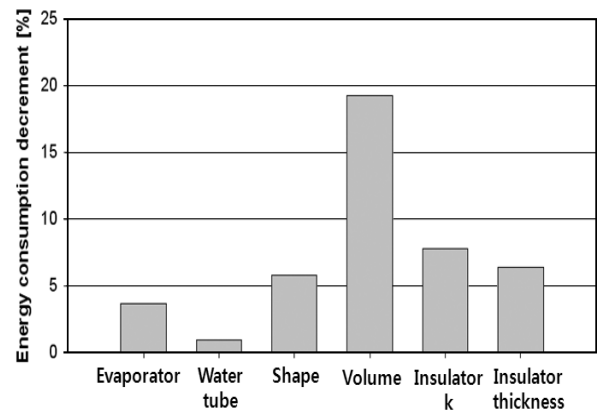


Fig. 13 Comparison of energy consumption with the design parameters.

하여 설계변수에 따른 소비전력의 저감에 대한 영향도를 분석하였다. 다음은 본 연구를 통해 얻은 결론이다.

(1) 냉수조의 형상을 현재 직육면체에서 같은 부피의 정육면체로 변경 시 소비전력이 5.8% 감소하였다.

(2) 냉수조의 부피가 감소할수록 소비전력이 크게 감소하였지만 30% 이상 감소시키면 필요 냉수량 기준을 만족시키지 못하였다.

(3) 증발기의 길이가 길어질수록 사이클 구동시간이 짧아져 소비전력은 감소하였으며, 최종 출수온도 역시 낮아졌다.

(4) 물관의 길이는 기준치보다 -10% 감소할 때 냉수량이 가장 많았으며 그 이상 짧아지거나 길어질수록 최종 출수온도가 증가하였으며 소비전력에는 큰 영향이 없었다.

(5) 각각의 설계변수들의 소비전력 저감에 대한 영향도를 분석해본 결과 냉수조의 부피, 단열재의 열전도계수, 단열재의 두께, 형상, 증발기의 길이, 물관의 길이 순으로 나타났다.

## 후 기

본 연구는 2011년도 한국산업기술평가관리원의 연구비(10031835) 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- Han, J. H., Gu, M. S., Sun, J. G., and Jung, D. S., 2001, Experimental study on cool and heat purifier using HFC-134a, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, pp. 213-218.
- Park, K. J., Lee, Y. H., Jung, D. S., and Kim, K. K., 2009, Performance of R430A on refrigeration system of domestic water purifiers, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 2, pp. 109-117.
- Lee, J. W., Jung, C. W., Kim, S. S., and Kang, Y. T., 2010, Performance comparison between the conventional air cooled type condenser and the water cooled type condenser using drain water of the reverse osmosis type cold and hot water purifier, Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference, pp. 1165-1170.
- Fisher, S. K. and Rice, C. K., 1983, The Oak Ridge heat pump models : I. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Energy Division, Oak Ridge National Lab.
- Huber, M. Gallagher, J., McLinden, M., and Morrison, G., 2006, NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixture (REFPROP), Version 7.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, U. S. A.
- Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models : I. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
- Dibiri, P. M. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, ASHRAE Trans., Vol. 87, pp. 771-782.
- Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1985, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, Int. Comm. Heat mass transfer, Vol. 12, pp. 3-22.
- Gunger, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 29, pp. 351-358.
- Churchill, S. W. and Chu H. H. S., 1975, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, p. 1049.
- Hilpert, R., 1933, Forch. Geb. Ingenieurwes, Vol. 4, p. 215.
- Li, Y. and Wen, W., 2007, A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes, International Journal of Refrigeration., Vol. 31, pp. 197-203.
- <http://www.ktl.re.kr/>.
- Park, J. K., 2003, Optimization of heat insulation system for a household refrigerator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 95-102.