

## 해수 열원 및 폐열 이용 고성능 열펌프 시스템 모사

최광일, 오종택<sup>\*</sup>, 오후규<sup>\*\*</sup>

여수대학교 대학원, \*여수대학교 냉동공학과, \*\*부경대학교 냉동공조공학과

### Simulation for High Efficient Heat Pump System using Seawater Heat Source and Exhaust Energy

Kwang-Il Choi, Jong-Taek Oh<sup>\*</sup>, Hoo-Kyu Oh<sup>\*\*</sup>

Graduate School, Yosu National University, Chonnam 550-749, Korea

<sup>\*</sup>Department of Refrigeration Engineering, Yosu National University, Chonnam 550-749, Korea

<sup>\*\*</sup>Department of Refrigeration and A/C Engineering, Pukyong University, Pusan 608-737, Korea

(Received August 16, 2002; revision received December 4, 2002)

**ABSTRACT:** The purpose of this study is to analyze the characteristics (COP) of the heat pump system for various operating conditions with the use of seawater heat source and exhaust energy. To accomplish the goal, first of all, the computer simulation for heat pump system is carried out. The heat pump system model is made of a waste heat recovery system and a vapor compression refrigeration system, and the working fluid is R-22. The model calculated the change of COP with the variation of temperature and flow rate. The COP and the plate heat exchanger (PHE) area of the heat pump system are considered moderately high in the condensation temperature of 25°C and the evaporation temperature of 2°C in indoor culture system. The simulation results will be used effectively for the design and the performance prediction of heat pump system using unused energy in a land base aquaculture system.

**Key words:** PHE(판형 열교환기), Waste heat recovery(폐열회수), Heat pump system(열펌프 시스템), Unused energy(미활용 에너지), Heat transfer area(전열면적), COP(성능계수)

---

#### 기호설명

---

A : PHE 전열면적 [ $m^2$ ]

G : 질량속도 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

h : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]

NTU : 이동단위수

Nu : Nusselt number,  $hd/k$

Pr : Prandtl number,  $c_p\mu/k$

Re : Reynolds number,  $Gd/\mu$

$R_f$  : 오염계수

T : 온도 [ $^\circ C$ ]

U : 총괄열전달계수 [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]

#### 그리스 문자

$\lambda$  : 열전도계수 [ $W/m \cdot ^\circ C$ ]

$\epsilon$  : 유용도

#### 하첨자

<sup>\*</sup> Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3003

E-mail address: ohjt@yosu.ac.kr

$c$  : 저온유체

$h$  : 고온유체

*HS* : 가열 시스템

*in* : 입구측

*out* : 출구측

*RS* : 냉각 시스템

## 1. 서 론

현재 육상수조식 양식장의 해수(담수)온도 조절은 수온이 저하하면 보일러를 사용하고 수온이 상승하면 뚜렷한 대책 없이 양식현장의 사정에 따라서 액체질소, 얼음 및 지하수를 이용하여 일시적으로 수온을 저하시키고 있다(우리나라 남해안 해수의 최저 및 최고 온도는 각각 5°C와 30°C임). 또한 다수 확 우량 종묘생산과 양어기간을 단축시키고 양식어민의 소득을 극대화시키기 위해서는 수온의 자동조절 시스템이 긴요함에도 불구하고 여기에 대한 대책 및 연구개발이 거의 없는 상태이다. 따라서 연중 항상 양식수조의 적정온은 유지시키고 에너지 다소비형인 기존의 보일러보다 에너지 비용이 저렴하면서 수온을 자동조절시킬 수 있는 고성능 열펌프(high efficient heat pump) 개발이 절실히 요구되어 왔다.

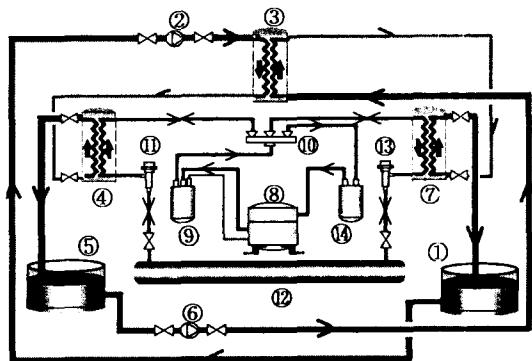
열펌프는 1950년대 초 미국에서 최초로 주거용에 사용되었으나 충분한 연구개발을 거치지 않았기 때문에 신뢰도가 낮아 보급되지 못하였으며, 1960년대부터 압축기의 재설계, 고저압스위치 및 그 외의 보호장치 등을 개선하여 산업용 및 건물용 열펌프로 많이 이용되고 있다.<sup>(1~4)</sup> 해수열원을 이용한 열펌프는 1970년대부터 스웨덴 및 노르웨이 등 북유럽에서 지역난방용으로 사용되고 있으며,<sup>(5~8)</sup> 1985년 일본에서 육상수조 양식장에 이용하여 보일러로 양식수조에 필요한 해수를 가열시킨 것보다 충분히 경제성이 있다고 보고하였다.<sup>(9)</sup> 그리고 최근에는 일본 북해도 전력회사와 미쓰비시 전기회사가 공동으로 10°C 이하의 저온수를 이용하는 열펌프 시스템을 개발하여 넘치양식에 이용한 보고 등<sup>(10~11)</sup>에 의하면 최대 COP가 7로서 기름 직화식 보일러 시스템보다 에너지 소비를 상당히 절약할 수 있다고 하였다. 그러나 이와 같은 열펌프 시스템도 폐열을 이용하지 않거나 브라인을 이용한 간접 가열방식으로써 에너지 효율이 그다지 높지 않을 뿐만 아니라 수조의 급수 냉각용으로는 이용할 수 없는 많은 문제점을 가지고 있다.

따라서 본 연구는 해수 및 담수 육상수조 양식장에서 사용하는 해수(담수)와 그 해수(담수)의 폐열을 열원으로 이용하여 연중 양식수조에 필요한 급수온도(최적 18°C)를 자동조절시키고 에너지를 상당히 절약시킬 수 있는 고성능 열펌프 시스템을 개발하고자 하며, 이를 위해 우선 1차적으로 열펌프 시스템에 대해 성능예측을 한 컴퓨터 모사(simulation) 결과를 발표하고자 한다.

## 2. 열펌프 시스템 모델

해수열원 및 해수폐열을 이용한 열펌프 시스템 모델<sup>(12)</sup>은 Fig. 1과 같이 폐열회수기, 압축기, 유분리기, 사방절환밸브, 응축기, 수액기, 전자팽창밸브, 증발기 등으로 구성된 냉매회로 전환인 물대 물 방식이다. 이 시스템은 크게 세 부분으로 나눌 수 있다. 즉 냉매회로 및 물(급수)회로 부분, 그리고 폐열회수 부분이다.

Fig. 1을 간단히 설명하면, 먼저 냉매흐름은 가열운전(겨울철)의 경우 ⑧ 압축기에서 토출된 고온고압의 냉매증기는 ⑨ 유분리기를 통하여 ⑩ 4방절환밸브에 의해 ④ 응축기(냉각의 경우는 ⑦ 이 응축기가 됨)로 들어간다. 거기서 가열체(①)와 열교환하여 냉매액으로 되고 ⑫ 수액기에 저



- |                         |                 |
|-------------------------|-----------------|
| ① Seawater waste tank   | ⑧ Compressor    |
| ② Supply seawater pump  | ⑨ Oil separator |
| ③ Waste heat recovery   | ⑩ 4-way valve   |
| ④ Heat exchanger        | ⑪ Exp. valve    |
| ⑤ Indoor culture system | ⑫ High receiver |
| ⑥ Exhaust pump          | ⑬ Exp. valve    |
| ⑦ Heat exchanger        | ⑭ Accumulator   |

Fig. 1 Schematic diagram of heat pump system model.

장된다. 수액기의 액냉매는 ⑬ 팽창밸브에서 교축 팽창되고 ⑦ 증발기에서 폐해수(⑤)와 열교환하여 다시 압축기로 흡입되는 1단압축 1단팽창 증기압 축식 냉동사이클과 유사하다. 냉각운전(여름철)은 ⑩ 4방절환밸브에 의해 ④와 ⑦의 열교환기(응축기 및 증발기)가 서로 전환되어 가열운전의 경우와 같은 냉매회로를 구성한다.

두번째로 급수(양식장 급수) 및 폐수(양식장에 급수된 후 바다에 버리는 물)의 흐름을 살펴보면 ① 원수조에서 ② 급수펌프에 의해 펌핑된 물은 ③ 열회수기로 들어가 목적수조(⑤, 양식수조)에서 버려지는 폐수와 1차적으로 열교환되어 예열(겨울철) 및 예냉(여름철)된다. 그리고 예열 및 예냉된 해수는 ④ 열교환기에 의해 열교환(가열 및 냉각)을 거치면서 예정된 온도로 조절된 후 ⑤ 목적수조에 공급된다. 목적조에서 사용 후 버려지는 오염된 폐수는(기준 양식장에서는 바다로 버림) 다시 ③ 열회수기로 보내져 원수를 예열 및 예냉한 후 다시 열펌프의 열원(증발 및 응축열원)으로서 사용하기 위하여 ⑦ 열교환기로 들어가며 순환방식에 의해 열교환에 이용된다. 열교환에 이용된 물은 실제 양식장에 본 시스템을 설치할 경우는 버려지는 폐수가 되겠지만 본 연구에서는 실험을 위해 폐수를 다시 원수조로 되돌리는 시스템으로 구성하였다. 그리고 차후 실험을 위한 ① 원수조의 온도는 냉동기로 조절시킨다. 사방절환밸브는 ⑤ 목적조온도와 ① 원수온도를 비교하여 원수온도가 급수조온도보다 낮을 경우 자동으로 가열운전상태로 전환시키고, 온도가 높을 경우 냉각운전으로 전환시킨다. 즉 응축기와 증발기를 상호 전환시켜 가열 및 냉각운전이 되도록 하는 것이다.

### 3. 컴퓨터 모사

본 열펌프 시스템에서 열회수기, 증발기 및 응축기는 PHE(Plate Heat Exchanger)를 사용하였다. PHE의 전열 및 면적을 구하기 위해 기본적 성능모델을 단순화하였으며, 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 모든 구간에서의 물성치는 저온측 유체와 고온측 유체의 평균 온도값으로 한다.
- (2) 위치에너지, 운동에너지의 변화와 중력은 무시한다.

(3) 유로의 유동분산은 모든 채널에서 동일하게 이루어지고 완전한 대향류이다.

(4) 유동방향으로의 열전달은 없고 총괄열전달 계수는 일정하다.

(5) 오염이나 채널벽의 열전도도에 의하여 발생하는 열전달저항은 무시한다.

(6) 열교환기 주변의 열손실은 없는 것으로 가정한다.

(7) 정상상태 조건 하에서 운전된다.

또한 열펌프 시스템 성능예측을 위한 압축기 및 팽창밸브 등 기타 조건들의 가정은 다음과 같다.

(1) 압축기는 제작회사 모델(MT64HM3C)의 성능<sup>(13)</sup>을 기준으로 한다.

(2) 열교환기에 있어서의 압력변화는 없는 것으로 한다.

(3) 응축기 및 증발기에서 과냉각과 과열도는 각각 5°C로 한다.

(4) 팽창밸브는 등엔탈피 팽창이라고 한다.

(5) 원수펌프(②, 양식장 공급수 펌프)는 모든 양식장에서 사용하고 있는 것이므로 열펌프 시스템 동력에서 제외시킨다.

단상(물/물)유동에서 PHE 열전달 특성의 해석을 위해 쉐브론각( $\beta$ ) 120°인 난류유동에서 Cooper and Usher<sup>(14)</sup>가 제안한 다음의 상호 관계식(1)을 이용하였다.

$$Nu = 0.2 Re^{0.67} Pr^{0.4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.1} \quad (1)$$

방정식(1)에서 구한 열전달계수를 이용하여 총괄열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{\lambda_p} + \frac{1}{h_c} + R_f \quad (2)$$

단,  $t$  및  $\lambda_p$ 는 각각 PHE의 두께와 열전도도이며,  $R_f$ 는 오염계수이다.

열교환기 성능해석에는 LMTD<sup>(15-17)</sup>와  $\epsilon$ -NTU의 2가지 방법<sup>(18)</sup>이 있다. 본 연구에서는 열교환기의 형식 및 치수가 나타나 있고 주어진 유량과 입구온도를 이용하여 열전달계수 및 출구온도를 구하므로  $\epsilon$ -NTU법을 사용하였다. 즉 이 방법은 저온측 및 고온측 유체의 입출구온도를 가정하고 식(3)을 이용하여 온도효율( $\epsilon$ )을 계산한다. 그리

고 양유체 열용량비( $R$ )를 식(4)로써 구하고 열이동단위수(NTU)를 방정식(5)과 같이 계산하며, 최종적으로 전열면적( $A$ )을 식(6)과 같이 계산하는 것이다.

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3)$$

$$\epsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})}$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{\Delta T} \quad (5)$$

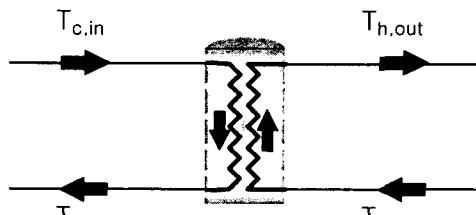
$$A = \frac{C_{\min}}{U} \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{\Delta T} \quad (6)$$

단,  $C_{\min}$  및  $C_{\max}$ 는 각각 저열용량과 고열용량으로서 열교환되는 유체가 서로 동일한 경우는 같으므로  $\epsilon$ 도 1이 된다.

### 3.1 열회수기의 PHE 면적

열펌프 시스템의 컴퓨터 모사에 앞서 폐열회수기(Fig. 1의 ③) 성능해석을 위해 유량과 원수 및 급수온도,  $\Delta t$ (Fig. 2 참조)의 변화에 따른 전열면적( $A$ )의 크기에 대한 컴퓨터 모사 순서도를 Fig. 3에 나타내었고, 그 결과를 Fig. 4 및 Fig. 5에 각각 나타내었다.

즉, Fig. 4는 급수온도 18°C, 수량을 6,000 kg/h로 일정하게 하고 원수온도를 9°C, 7°C 및 5°C로 각각 변화시켰을 때  $\Delta t$ 의 증가에 따른 전열면적의 변화를 나타낸 것이다.  $\Delta t$ 가 증가할수록 열회



$$\Delta t = T_{h,out} - T_{c,in} = T_{h,in} - T_{c,out}$$

Fig. 2 Temperature difference ( $\Delta t$ ) in waste heat recovery.

수기인 PHE의 전열면적이 상당히 감소하고 있다. 이것은  $\Delta t$ 가 증가할수록 NTU값이 감소하기 때문이다.

Fig. 5는 고열원(⑤ 목적수조) 및 저열원(① 원수조)의 입구온도를 일정하게 하고 수량을 변화시켰을 때  $\Delta t$ 의 증가에 따른 열회수기 전열면적( $A$ )을 나타낸 것이다. Fig. 4와 같은 경향을 나타내고 있지만, Fig. 5의 수량 증가에 따른 전열면적의 증가보다 Fig. 4의 원수온도(①) 변화에 따른 전열면적의 증가가 더 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 Fig. 4 및 Fig. 5의 결과를 기초로 한 열펌프 시스템의 제작비용과 경제성을 고려하여  $\Delta t$ 를 2.4°C로 하였다.

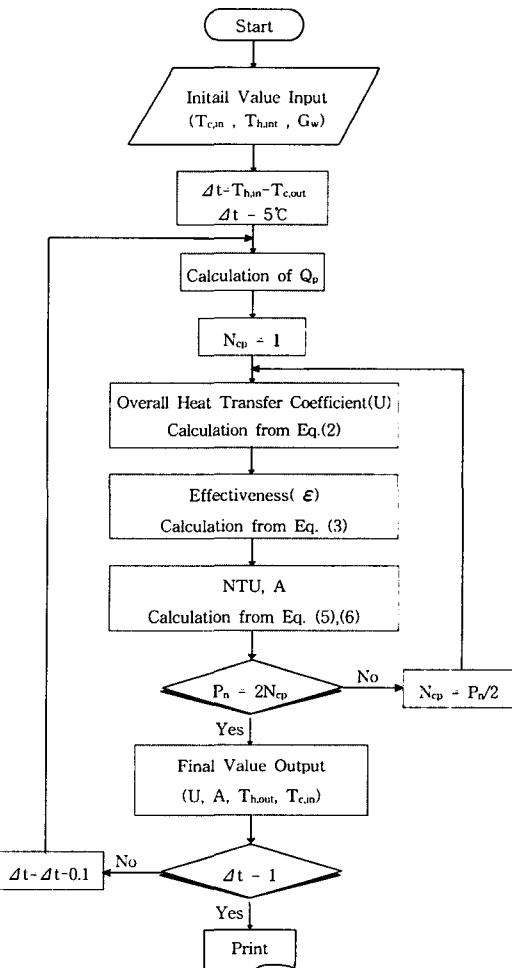


Fig. 3 Flow chart of PHE area simulation in waste heat recovery.

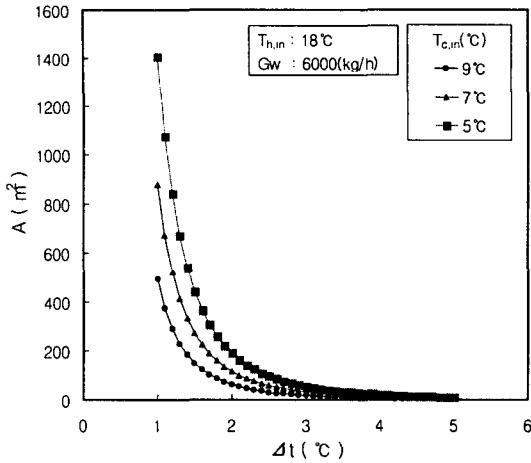


Fig. 4 Simulation of PHE area at different evaporative temperature  $T_{c,in} = 18^\circ\text{C}$ ,  $G_w = 6,000 \text{ kg/h}$ .

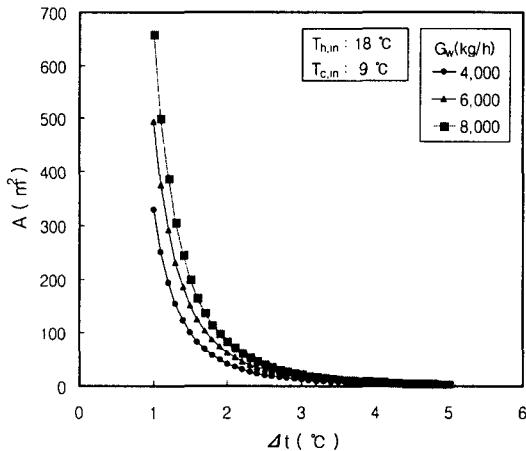


Fig. 5 Simulation of PHE area at different water flow rate,  $T_{h,in} = 18^\circ\text{C}$ ,  $T_{c,in} = 9^\circ\text{C}$ .

### 3.2 열펌프 시스템 COP

열펌프 시스템의 성능계수는 일정량의 난방(가열) 열량을 발생하는 데 소요되는 전력량 결정의 중요한 변수이다. 즉 난방(목적수조의 급수(해수) 가열) 시의 열펌프 시스템 성능계수는 총전력 입력이 압축기 동력보다 크기 때문에 열펌프 자체 만의 성능계수와 같지 않으므로 다음의 방정식 (7)과 같이 열펌프 시스템 성능계수로 나타내는 것이 타당하다고 하겠다.<sup>(3)</sup>

$$COP_{HS} = \frac{Q_{tc}}{AW_e} \quad (7)$$

여기서  $Q_{tc}$ 는 응축열량뿐만 아니라 폐열회수기에서의 폐열회수열량 등을 합한 전체열량이고,  $AW_e$ 는 압축일( $AW_{comp}$ )과 열교환기의 헌 및 응축기 헌 등(여기서는 폐열회수용 펌프(⑥) 동력을 포함시킴)의 전기입력까지 포함한 것이다.

또한 냉방(목적수조의 급수(해수)냉각) 시스템의 COP 구하는 방정식도 식(7)과 유사하므로 다음의 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$COP_{RS} = \frac{Q_{te}}{AW_e} \quad (8)$$

여기서  $Q_{te}$ 는 증발열량 및 폐열회수기에서의 폐열회수열량 등을 합한 전체열량이다.

Fig. 6은 Fig. 3에서 행한 판형 열교환기의 컴퓨터 모사를 이용하여 예열기(폐열회수기)의 온도 차( $\Delta t$ ) 변화에 따른 열펌프 시스템 성능계수 변화를 알기 위한 컴퓨터 모사의 순서도이고, Fig. 7부터 Fig. 12는 컴퓨터 모사 결과를 각각 나타낸 것이다.

즉, Fig. 7과 Fig. 8은 가열 및 냉각 운전시 옹축온도( $T_c$ )가 각각 25°C와 36°C일 때 열회수기 온도차( $\Delta t$ ) 및 증발온도( $T_e$ )의 변화에 따른 열펌프 시스템의 성능계수를 나타낸 것이다. 증발온도가 높고  $\Delta t$ 가 저하할수록 열펌프 시스템 성능계수가 증가함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 4 및 Fig. 5에서 알 수 있듯이  $\Delta t$ 가 저하하면 PHE의 전열면적이 상당히 증가하여 열펌프 시스템의 크기 및 제작비용과 압력강화의 문제가 발생하고, 증발온도가 상대적으로 높으면 시스템 내 냉매와의 대수평균온도차(LMTD)가 감소하기 때문에 역시 전열면적이 증가하게 된다. 그러므로 이러한 것을 고려하여 우리나라 어민 양식장이 있는 남해안 연중 5~30°C의 해수를 가열 및 냉각시키기 위한 본 시스템의 열회수기  $\Delta t$ 가 2.4°C일 때 증발온도 및 COP는 각각 2°C와 18이 가장 적합하다고 사료된다. 또한 Fig. 9와 Fig. 10은 가열의 경우 증발온도 2°C 냉각의 경우 증발온도 10°C일 때 열회수기의 온도차 및 옹축온도의 변화에 따른 열펌프 시스템의 성능계수를 나타낸 것이다. Fig. 9에

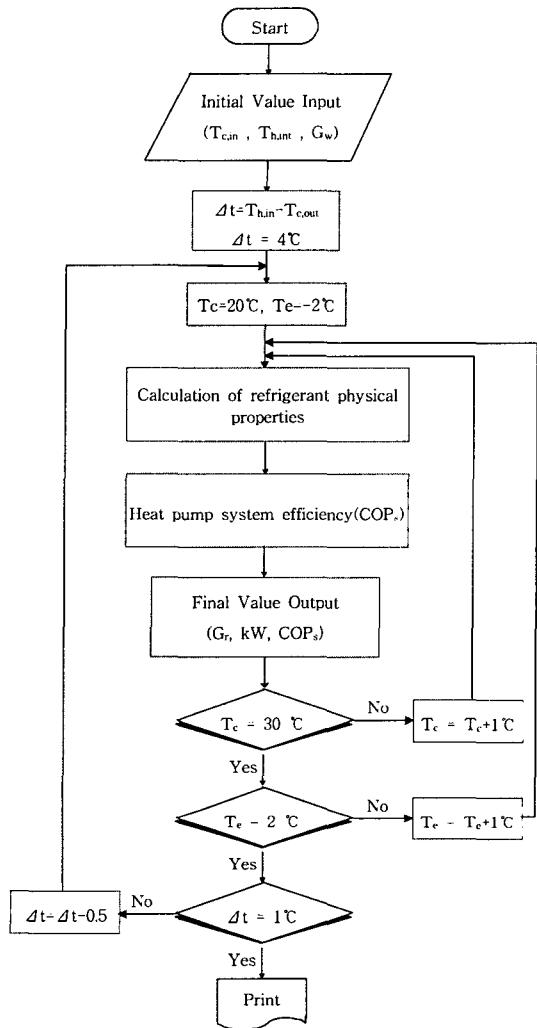


Fig. 6 Flow chart of heat pump system simulation.

서 알 수 있듯이 응축온도가 낮고  $\Delta t$ 가 저하할수록 열펌프 시스템 성능계수가 증가하고 있다. 즉, Fig. 7과 같은 경향으로서  $\Delta t$ 가 2.4°C이고 응축온도 25°C일 때 COP가 18이 됨을 알 수 있다. 따라서 열펌프 시스템의 증발 및 응축온도를 각각 2°C와 25°C로 하는 것이 COP도 증가시키면서 실제 양식장에 적용시키는 제작비용을 고려한 가장 경제적인 열펌프 시스템이 될 수 있다고 생각된다.

Fig. 11은 가열운전의 경우 응축온도 25°C와 증발온도 2°C일 때 열회수기의 온도차 및 원수온도

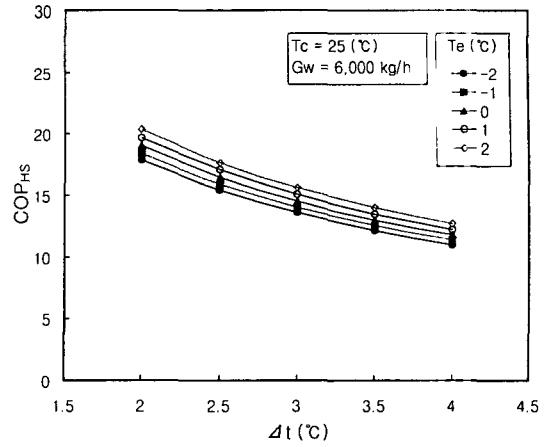


Fig. 7  $COP_{HS}$  of the heating simulation at different evaporative temperatures in heat pump system,  $Tc=25^{\circ}\text{C}$ .

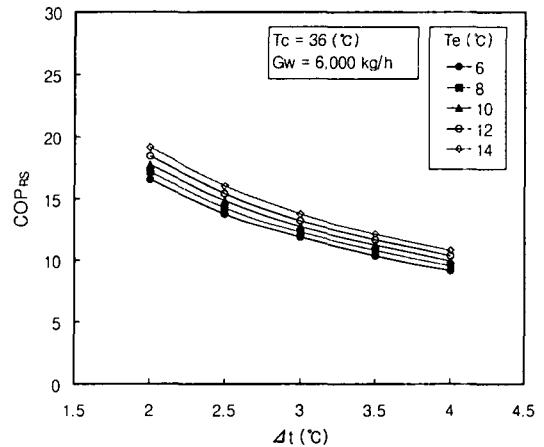


Fig. 8  $COP_{RS}$  of the cooling simulation at different evaporation temperatures in heat pump system,  $Tc=36^{\circ}\text{C}$ .

(Fig. 1의 ①)  $T_s$  변화에 따른 열펌프의 성능계수를 나타낸 것이다. 열회수기의 온도차와 원수온도가 낮을수록 성능계수는 증가함을 나타내고 있으며,  $\Delta t$  2.4°C와 원수온도 5°C일 때 성능계수 18 정도임을 알 수 있다. Fig. 12는 반대로 냉운전의 경우 응축온도 36°C와 증발온도 10°C일 때 성능계수를 나타낸 것으로써, 열회수기 온도차( $\Delta t$ )가 낮을수록 원수온도  $T_s$ 가 높을수록 성능계수는 높아지고 있다. 또한  $\Delta t$ 가 2.4°C이고 원수온도 30°C(우리나라 하절기 연안해수 최고온도

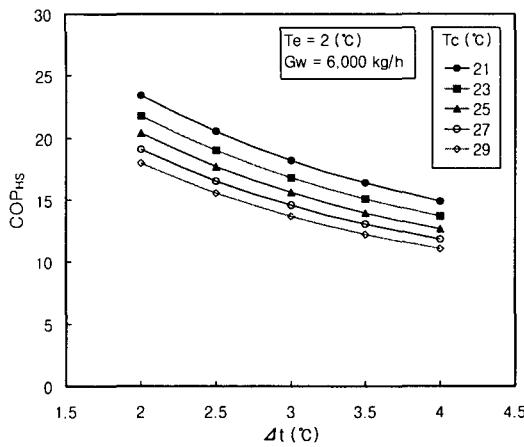


Fig. 9  $COP_{HS}$  of the heating simulation at different condensation temperatures in heat pump system,  $Te=2^{\circ}\text{C}$ .

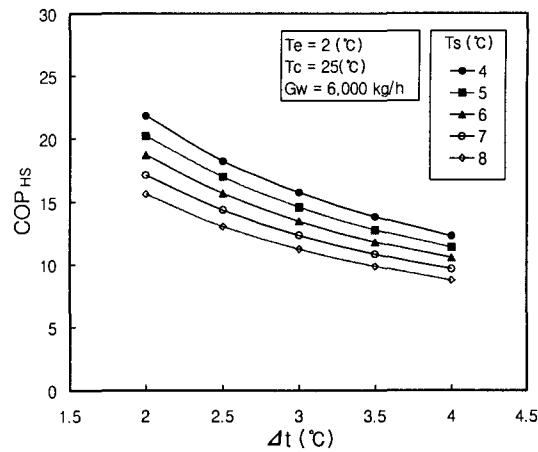


Fig. 11 Results of heat pump system simulation at different seawater temperature in seawater tank,  $Te=2^{\circ}\text{C}$ ,  $Tc=25^{\circ}\text{C}$ .

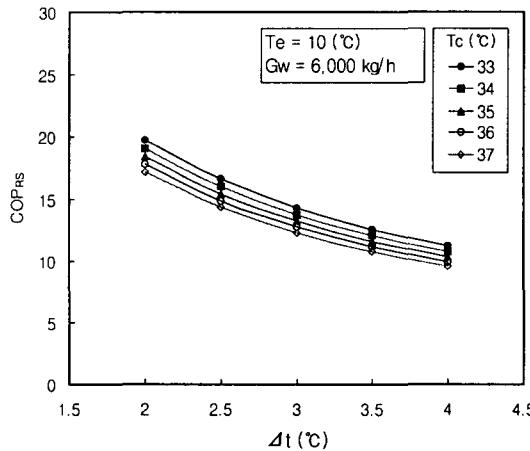


Fig. 10  $COP_{RS}$  of the cooling simulation at different condensation temperatures in heat pump system,  $Te=10^{\circ}\text{C}$ .

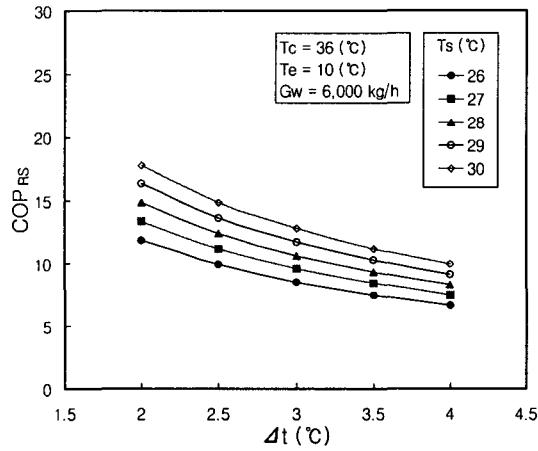


Fig. 12 Results of heat pump system simulation at different seawater temperature in seawater tank,  $Te=10^{\circ}\text{C}$ ,  $Tc=36^{\circ}\text{C}$ .

임)일 때 COP는 15.7로서 동절기에 해수를 가열시킬 때보다 COP가 저하함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

미활용 에너지인 해수열원과 해수폐열을 이용한 육상수조 양식장용 열펌프 시스템 개발을 위해 1차적으로 컴퓨터 모사를 실시하였다. 그 결과 열회수기의 고열원 입구온도( $T_{h,in}$ )와 저열원 출구온도( $T_{c,out}$ ) 차( $\Delta t$ )를 작게 할수록 전열면적이 상당히 증가함을 알 수 있었다.

또한 우리나라 남해안 최저 5°C와 최고 30°C의 연안해수를 가열 및 냉각시킬 때 제작비용을 고려한 경제적인 열펌프 시스템 COP는 열회수기에서 저열원과 고열원의 온도차( $\Delta t$ ) 2.4°C, 증발 및 응축온도가 각각 2°C와 25°C일 때 18로서 가장 이상적인 것으로 산출되었다. 이러한 컴퓨터 모사 결과를 이용하여 육상수조 양식장용 열펌프 시스템을 설계한다면 열펌프 시스템의 제작비용을 최소화시킬 수 있을 뿐만 아니라 에너지 소비를 최대로 절약시킬 수 있을 것이다. 또한 본 컴퓨터 모사의 모델 및 데이터는 하천수, 하수, 지

하수 등을 열원으로 하는 열펌프 시스템에도 적 용시킬 수 있다고 하겠다.

## 후 기

본 연구는 해양수산부(한국해양개발원) 수산특 정연구개발과제(No. 1907030-2) 연구비 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Smith, I. R., 1989, Assessment of a domestic heat pump—the house heat pump interaction, *Int. J. Energy Research.*, Vol. 13, No. 6, pp. 673–686.
2. Christion, J. E., 1977, Unitary Air-to-Air Heat pumps, ICES Technol. Evaluations, Report ANL/CES/TE77-10, Argonne National Laboratory.
3. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, Heating, Ventilating, and Air conditioning, John Wiley & Sons, Chapter 13.
4. Sauer, H.J. and Howell, R.H., 1983, Heat pump systems, John Wiley & Sons, pp. 75–90.
5. Bradowicz, K. and Dyakowski, T., 1993, Heat pumps, Great Britain by Butterworth-Heinemann, pp. 1–40.
6. Kerman, G. and Brady, J., 1997, Economic evaluation of heat pump, *Int. J. Energy Research*, No. 2, pp. 115–125.
7. Shin, H. J., 1995, Analysis on the availability of the treated municipal waste water as heat source, *Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 24, No. 3, pp. 346–360.
8. Bang, K. H., Lee, K. J. and Cho, S. H., 1998, Design and demonstration experiment of heat pump system utilizing ocean thermal energy, *SAREK 1998 Summer Annual Conference*, pp. 363–368.
9. Tsuji, T., 1989, Heat pump application for fish spawning and breeding, *JAR Refrigeration*, Vol. 64, No. 735, pp. 8–15.
10. CADDET, 1996, CADDET Demo. 389 JP93. 512/1X. H03.
11. Kiyono, M., 1992, Development of high efficient system for a flatfish production in door culture system, *JAR Refrigeration*, Vol. 67, No. 780, pp. 39–43.
12. Choi, K. I., Youn, K. Y., Oh, J. T., Park, K. W. and Oh, H. K., 2000, Development of high efficient heat pump using seawater heat source for indoor culture system, *Proceedings of the SAREK 2000 Summer Annual Conference* (1), pp. 526–531.
13. Maneurop, MT Compressor Performance Data Sheets, 1999, Maneurop Asia (Pty) Ltd.
14. Cooper, A. and Usher, J. D., 1998, Heat Exchanger Design Handbook, Part III, Chapter 3.7, Begall House, Inc.
15. Hilgendorf, S., Jung, D. S. and Radermacher, R., 1990, Computer aided designs of refrigeration cycle, *Int. J. Appl. Engng.*, Vol. 6, No. 6.
16. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerant, *Rev. Int. Froid.*, Vol. 14.
17. Kim, H. J., Jung, D. S., Choi, H. O. and Ha, K. Y., 1994, The Performance simulation of 'super-heat-pump', *Proceedings of the SAREK 1994 Summer Annual Conference*, pp. 102–107.
18. Min, M. G., 1996, Theory and truth of heat exchanger, Part III, Chapter 10, Youngpoong, Co. Ltd.