

# 육상 수조식 양식장의 해수 열원 히트펌프 시스템 적용을 위한 열부하 분석

윤민기 · 김태훈 · 정석권<sup>1\*</sup>

부경대학교 대학원 냉동공조공학과 대학원생, <sup>1</sup>부경대학교 냉동공조공학과 교수

## Thermal load analysis of tank culture system for applying seawater source heat pump

Min-Gi YOON, Tae-Hoon KIM and Seok-Kwon JEONG<sup>1\*</sup>

*Student, Graduate School of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University, Busan 48513, Korea*

*<sup>1</sup>Professor, Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University, Busan 48513, Korea*

This study deals with the maximum thermal load analysis and optimal capacity determination method of tank culture system for applying seawater source heat pump to save energy and realize zero energy. The location of the fish farm was divided into four sea areas, and the heat load in summer and winter was analyzed, respectively. In addition, two representative methods, the flow-through aquaculture system and the recirculation aquaculture system were reviewed as water treatment methods for fish farms. In addition, the concept of the exchange rate was introduced to obtain the maximum heat load of the fish farms. Finally, power consumption for heat pumps was analyzed in the view point of sea areas, tank capacity, and exchange rate based on the calculated maximum thermal load.

Keywords: Tank culture system, Heat pump, Cooling and heating loads, Power consumption, Zero energy

### 서론

양식 수산물 수요는 전 세계적으로 증가 추세이며, FAO에서는 2030년의 세계 양식 생산량이 1억 1천만 톤에 달해 2016년의 약 8천만 톤 대비 37.5% 증가할 것으로 예상하고 있다. 또한, 양식업이 전체 어업 생산에서 차지하는 비율도 2016년 약 47%에서 2030년 약 55% 수준까지 증가할 것으로 예상된다. 그럼에도 불구하고

국내 양식 산업은 인구 감소와 고령화로 인한 노동력 부족, 사료비 및 광열비 증가 등으로 인한 고비용 저효율 구조에 따른 경영 악화가 심화되고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 사물인터넷, 빅데이터, 인공지능 기술을 이용한 스마트 양식 산업이 대안으로 부상하고 있다. 현재 스마트 양식은 양식 수산물의 최적 생육 관리에 집중되어 있고(Kang et al., 2021), 극히 일부만 생산,

Received 20 February 2023; Revised 22 March 2023; Accepted 3 April 2023

\*Corresponding author: skjeong@pknu.ac.kr, Tel: +82-51-629-6181, Fax: +82-51-629-6174

Copyright © 2023 The Korean Society of Fisheries and Ocean Technology

가공, 판매에 이르는 양식 시스템 전반의 자동화를 시도하고 있다. 이러한 시도는 노동력 부족, 인건비 문제 해결에는 기여하지만, 어업 경영비의 13~30%를 차지하는 광열비의 비중을 줄이는 방향으로 접근하지 못하고 있다. 육상 양식장의 광열비 절약 문제는 양식 산업 전반의 경쟁력 향상뿐만 아니라 국가 차원의 에너지 수급 문제와도 깊이 연관되어 있다(Jeong et al., 2021).

우리나라의 건물 부문 에너지 소비량은 전체 에너지 소비량의 약 23%이며, 소비전력의 약 33%가 건물 냉·난방에 사용된다. 특히 동·하절기의 피크전력 관리와 에너지 고효율화를 통한 에너지 절감이 국가적 현안이 되고 있다. 육상 수조식 양식장은 수조의 수온을 일정하게 유지하기 위해 공급수에 대한 냉·가열이 필요하며, 24시간 365일 운전해야 하는 양식장의 특성으로 인해 대표적 에너지 다소비 시설로 꼽힌다. 따라서 이 시설의 피크전력 분산을 위한 복합 열원 구성, 에너지의 최적 관리 그리고 향후 제로 에너지 실현 등이 강력히 요구된다. 이는 범지구적 기후 변화에 대응하기 위한 탄소 중립, RE-100, 제로 에너지 빌딩 등의 세계적인 추세와도 부합한다(Rolando et al., 2017). 우리나라에서도 ‘탄소 중립 2050 기본법(21.8.31)’이 통과되어 이를 위한 다양한 정책 수단들을 구체화하고 있다. 따라서 육상 양식장에도 이들 추세에 부합하는 고효율 최적 에너지 관리 시스템이 강력히 요구된다.

기존 양식장의 수조 온도 조절은 하계에는 냉각기, 액체질소나 지하수, 얼음 주입이, 그리고 동계에는 유류 보일러가 많이 사용되었다. 하지만 이들은 열효율이 낮고, 일부는 대기 오염물질인 CO<sub>2</sub>를 다량 배출한다. 냉각기의 경우도 대부분 정속(定速) 압축기를 사용하는 까닭에 부분부하 대응이 어렵고 효율(Coefficient of Performance; COP)이 현저히 낮다. 국가의 ‘농어업 에너지이용효율화사업’으로 양식 어가에 히트펌프(Heat Pump; HP)가 일부 공급되었으나 정확한 열부하 해석에 근거하지 않아 과대 용량 적용 등으로 에너지 낭비가 심하다. 따라서 정확한 열부하 분석에 기반한 히트펌프 용량 산정과 에너지 관리가 절실히 필요하다(Kwon and Seol, 2013).

본 논문에서는 육상 수조식 양식장의 해수 열원 최적 용량 히트펌프 적용을 전제로 양식장의 최대 열부하를 분석한다. 히트펌프는 냉·난방 겸용이어서 설치 공간을

줄일 수 있는 장점이 있고, 고효율이어서 에너지 절감이 가능해 건물 냉·난방 장치로서 전 세계적인 주목을 받고 있다(Park et al., 2014). 또한, 히트펌프의 연평균 난방 성능계수(COP)는 해수 열원의 경우가 3.30, 공기 열원의 경우가 3.04로 보고되었다(Baik et al., 2012). 특히 히트펌프 시스템은 저온의 열원에서 얻은 에너지를 고온으로 이동시키는 변환 과정에 연소 과정이 없어 탄소 배출량 절감이 가능한 친환경 냉·난방 기술이다.

관련 연구로는 다수의 히트펌프로 구성된 냉·난방 시스템에서 하절기 히트펌프의 최적운전(Shin, 2006), 복합열원 히트펌프 최적 제어를 위한 열원에 따른 히트펌프 성능 및 에너지 소요량 패턴 비교(Ko et al., 2020), 하천수 이용 수열 히트펌프 시스템의 연간 성능 분석(Kwon and Nam, 2022) 등이 있다. 이들은 공기 열원이나 수열원 등을 이용한 건물의 냉·난방 연구에 초점을 맞추고 있다. 해수 열원 히트펌프를 이용한 난방 연구(Baik et al., 2012), 해수 열에너지를 이용한 히트펌프의 국내 적용을 위한 성능평가(Lim et al., 2014) 등의 해수 열원 히트펌프에 관한 연구도 일부 있으나 이들도 건물의 냉·난방에 초점을 맞추고 있고, 양식장을 대상으로 열부하 해석과 이에 기반한 히트펌프 용량의 최적화 등은 검토되지 않았다. 양식장의 최대 열부하는 히트펌프의 최적 용량 결정뿐만 아니라 향후 피크전력 감소를 위한 복합 열원 구성 시에도 매우 중요한 설계 자료이나 이에 관한 연구는 거의 없는 실정이다.

따라서 본 논문에서는 육상 수조식 양식장의 공급수에 대한 냉·가열에 초점을 맞추어 해수 열원 히트펌프 적용을 위한 열부하를 분석하고 소비전력을 계산한다. 열부하 계산 시, 하계의 냉각 및 동계의 가열 부하로 구분하고, 외기 조건으로는 해역별 해수 온도, 구조 변수로는 순환율, 수처리 방식, 수조 용적 등을 각각 고려한다.

## 재료 및 방법

### 해역별, 계절별 해수 온도 데이터

해수 열원 히트펌프는 기존의 냉동사이클에 사방밸브(4-way valve)를 적용, 해수를 양식 어류 사육에 적절한 온도로 냉각·가열시키는 장치이다(Kwon and Seol, 2013). HP의 용량은 최대 열부하에 의존하고, 이는 하계 고수온과 동계 저수온 시에 발생한다. 따라서 양식장의 위치, 계절별 해수 온도 정보가 필요하며, 본 연구에서는

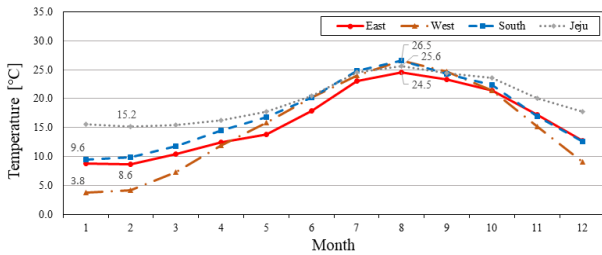


Fig. 1. Average monthly temperature of seawater.

Table 1. Average monthly maximum and minimum temperature of seawater

Sea area	$T_{ms}$ (°C)	$T_{nw}$ (°C)
East	24.5	8.6
West	26.5	3.8
South	26.5	9.6
Jeju	25.6	15.2

우리나라 해역을 동해, 서해, 남해, 제주로 구분한다. 해수 온도 관측점은 동해의 속초와 포항, 서해의 인천, 군산, 목포, 남해의 거제와 여수, 제주는 제주와 서귀포의 관측 자료를 이용하였다(Ocean Data, 2021).

Fig. 1은 해역별 월 평균 온도, Table 1은 월 평균 최고 ( $T_{ms}$ )와 최저( $T_{nw}$ ) 온도를 각각 나타낸다(Ocean Data, 2021). 하첨자 m은 최대, n은 최저, s와 w는 하계와 동계를 각각 나타낸다.

최대 열부하 계산 시, 월 평균 최고 또는 최저 온도를 취한 것은 1일 온도를 기준으로 할 경우의 HP 용량의 과대 또는 과소를 방지하기 위함이다. Fig. 1로부터 월 평균 해수 최고 온도는 모든 해역에 걸쳐 하계 8월, 최저 온도는 서해와 남해에서는 1월, 제주와 동해는 2월에 나타났다. Table 1로부터 하계 최고 온도의 편차는 2°C, 동계 최저 온도의 편차는 11.4°C였다.

**양식장의 사양 및 수처리 방식, 목표 수온**

Table 2는 본 연구의 대상인 육상 양식장의 수조 사양을 나타낸다. 양식장의 사양은 수조(사육조) 용적을 기준으로 소, 중, 대 규모의 A, B, C 세 가지 유형(type)으로 가정하였고, 수조 재질은 가장 널리 사용되는 폴리프로필렌(polypropylene)으로 가정하였다.

수처리 방식은 육상 수조식의 대표 방식인 유수식(Flow-through Aquaculture System; FAS)과 순환여과식

Table 2. Specifications of tank culture system model

Type	Shape	Dimension	Number	Capacity
A	rectangle	6×5×1 (m <sup>3</sup> )	32 (EA)	30 (m <sup>3</sup> )
B	circle	D=8 m, H=1.2 m	24 (EA)	60 (m <sup>3</sup> )
C	rectangle	10×10×1 (m <sup>3</sup> )	20 (EA)	100 (m <sup>3</sup> )

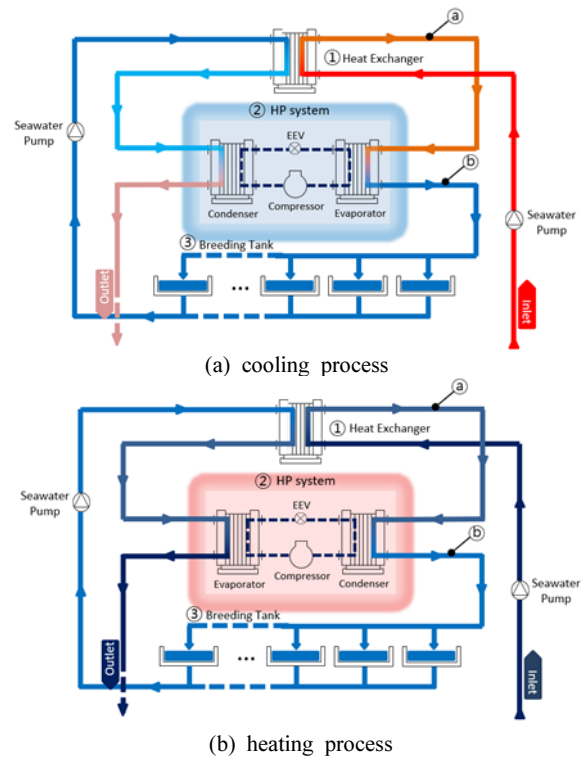


Fig. 2. Cooling and heating process using HP system in FAS farm.

(Recirculation Aquaculture System; RAS)의 두 경우를 가정하였다. Fig. 2와 Fig. 3은 HP 시스템을 이용, FAS와 RAS 양식장의 해수를 냉각·가열하는 과정을 나타내는 개략도이다.

그림의 (a)는 냉각 과정을, 그리고 (b)는 가열 과정을 각각 나타낸다. FAS 시스템과 RAS 시스템의 큰 차이점은 사육조(breeding tank)의 사육수를 처리하는 방식에 있다. FAS의 사육수는 폐열회수열교환기(Heat Exchanger for waste heat recovery; HE) ①과 HP 시스템 ②를 각각 1회 거치면서 공급수를 예냉 또는 예열한 뒤 양식장 외

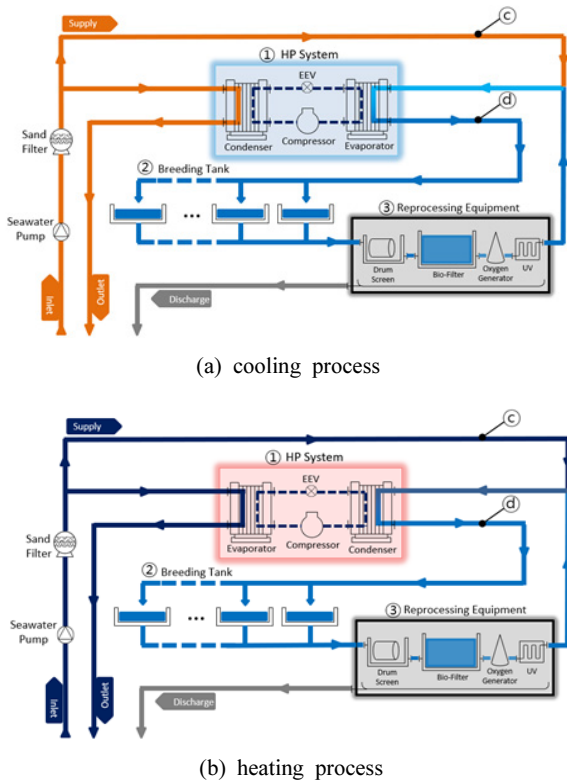


Fig. 3. Cooling and heating process using HP system in RAS farm.

부로 배출된다. 반면, RAS의 경우, 사육수는 재처리 장치(reprocessing equipment) ③을 거쳐 HP 시스템 ①과 사육조 ②를 반복적으로 순환한다. 재처리 장치 ③에서 걸러진 오염원을 포함한 폐수들은 양식장 외부로 배출되고, 배출된 폐수로 인해 부족한 사육수는 취수원으로부터 새로운 공급수가 경로 ③를 따라 보충되며, HP 시스템 ①에서 냉각/가열을 거쳐 사육조 ②로 재유입된다. FAS 양식장의 사육수 재활용 비율은 0%, RAS 양식장의 사육수 재활용 비율은 90% 이상이다. 순환율(cycle/day)은 현장 사례를 참조, 10, 20, 30의 세 경우로 가정하였다.

Fig. 2와 Fig. 3의 HP 시스템에서 열교환기인 응축기(condenser)와 증발기(evaporator)의 위치가 냉각과 가열 시에 서로 바뀌어 기술된 것은 실제로 장치의 자리 바뀌어 아니라 사방밸브에 의해 냉매의 순환 경로 바뀜으로 인한 열교환기의 역할 변경을 의미한다.

사육조의 목표 온도는 사육 어종에 따라 각기 다르지만, 대표 양식 어종인 넙치와 돌돔의 경우를 고려하여

23℃로 가정하였다.

### 수처리 방식에 따른 열부하

일반적으로 열부하  $Q$ 는 수조 내의 사육수 온도를 어류 양식에 필요한 적정 온도로 유지하기 위해 유입 해수에 1일간 공급하는 에너지 양으로 식 (1)과 같이 정의한다.

$$Q = m \times c_p \times \Delta T \quad (1)$$

여기서  $m(\text{kg})$ 은 질량,  $c_p(\text{kJ/kg}\cdot\text{K})$ 는 정압비열,  $\Delta T(\text{K})$ 는 공급수 온도  $T_i$ 와 사육조의 목표 수온  $T_g$ 와의 온도차  $T_i - T_g$ 이다.  $Q > 0$ 이면 냉각부하,  $Q < 0$ 이면 가열부하이다.  $\Delta T$ 는 FAS일 경우, Fig. 2의 HE의 출구 측 ③과 HP 시스템의 열교환기 출구 측 ④와의 온도차이다. RAS일 경우, Fig. 3의 HP 시스템으로 공급되는 공급(보충)수 ③과 HP 시스템의 열교환기 출구 측 ④와의 온도차이다. 최대 열부하는 목표 수온  $T_g$ 가 일정하므로 공급 수온  $T_i$ 가 최대일 때, 즉 하계 최고 온도와 동계 최저 온도일 때 발생한다. 또한, 식 (1)의 질량은 순환율(exchange rate)에 의존하므로 수처리 방식별로 구분하여 열부하를 분석한다.

### FAS 양식장의 열부하

HE와 HP 시스템을 갖는 FAS 양식장의 1일 열부하  $Q_f(\text{kJ})$ 는 식 (2)와 같이 도출된다.

$$Q_f = N_r \times V_t \times \rho_{sw} \times c_p \times \Delta T + \beta \times Q_l \quad (2)$$

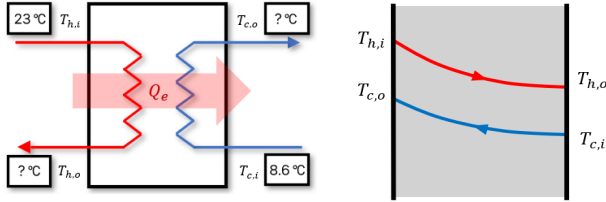
여기서  $N_r$ 는 순환율,  $V_t$ 는 수조 용적( $\text{m}^3$ ),  $\rho_{sw}$ 는 해수밀도( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),  $Q_l$ 는 사육수와 외기와의 열교환량,  $\beta$ 는 열부하 단위를 맞추기 위한 환산계수로서 86.4이다. 또한, 순환율은 1일간 공급수가 수조 전체 용적에 해당하는 사육수를 교체하는 회수로 정의한다.

Table 3은 수조 타입별 순환율과 Table 2의 수조 사양으로부터 계산한 1일 총 공급 수량이다. 식 (2)의 열부하 계산 시, 밀도  $\rho_{sw}$ 와 비열  $c_p$ 는 각각 1,026과 3.9로 하였다.  $\Delta T$  계산 시의  $T_i$ 는 Fig. 2에서 HE의 출구 측 ③의 온도에 해당하며, Fig. 4의 HE 모델을 통해 계산된다.

Fig. 4에서 하첨자  $h$ 와  $c$ 는 각각 고온과 저온 측,  $i$ 와

**Table 3. Total amount of supplied seawater**

Exchange rate (cycle/day)	Amount of supplied seawater (m <sup>3</sup> )		
	A-type	B-type	C-type
10	9,600	14,400	20,000
20	19,200	28,800	40,000
30	28,800	43,200	60,000



**Fig. 4. Model of a heat exchanger for waste heat recovery.**

o는 각각 입·출구 측을 의미한다. 좌측 그림의 온도 값들은 동계 동해의 경우를 가정하였다. 동계의 경우,  $T_{h,i}$ 와  $T_{h,o}$ 는 수조로부터 배출된 고열원 사육수가 HE를 통과할 시의 입·출구 온도이고,  $T_{c,i}$ 와  $T_{c,o}$ 는 수조로 공급될 저열원 해수가 HE를 통과할 시의 입·출구 온도이다. 따라서 식 (2)의  $\Delta T$  계산을 위한 공급수 온도  $T_i$ 는  $T_{c,o}$ 에 해당한다. HE를 통한 유체 간의 열교환량  $Q_e$ 는 저열원의 유입 해수가 HE로부터 얻은 열량과 고열원 사육수가 HE에서 잃은 열량이 같다고 가정하여 식 (3)과 같이 구해진다. 이때 HE의 고열원과 저열원의 입·출구 측의 해수 유량은 동일하며, 입·출구 양측의 온도차가 작으므로 물성치 또한 동일한 것으로 가정한다.

$$Q_e = N_r \times V_t \times \rho_{sw} \times c_p \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3)$$

$$= N_r \times V_t \times \rho_{sw} \times c_p \times (T_{h,i} - T_{h,o})$$

또한,  $Q_e$ 는 HE의 대수  $N_e$ , 열전달계수  $K_e$ (W/m<sup>2</sup>·K), 열교환 면적  $A_e$ (m<sup>2</sup>)를 이용해 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다. 이때  $\Delta T$ 는 HE의 고열원과 저열원 측 각각의 입·출구의 온도차가 작으므로 산술평균 온도차를 이용한다.

$$Q_e = \beta \times N_e \times K_e \times A_e \times \Delta T \quad (4)$$

$$= \beta \times N_e \times K_e \times A_e \times \left( \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} - \frac{T_{c,o} + T_{c,i}}{2} \right)$$

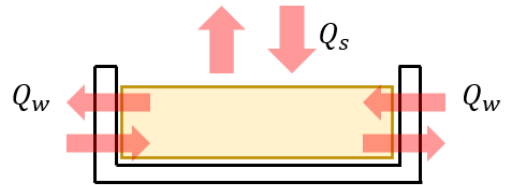
식 (4)의 열교환량 계산 시, FAS 양식장의 판형 HE

대수  $N_e$ 는 1 대, 열전달계수  $K_e$ 는 2,325 W/m<sup>2</sup>·K, 열전달 면적  $A_e$ 는 200 m<sup>2</sup>로 하였다. 식 (3)에서  $T_{h,o} = T_{h,i} + T_{c,i} - T_{c,o}$ 이므로 이를 식 (4)에 대입한 후, 식 (3)과 식 (4)를 연립하여 풀면 구하고자 하는  $T_{c,o}$ 는 이미 알고 있는 값들만으로 식 (5)와 같이 도출된다.

$$T_{c,o} = \frac{C \times T_{h,i} + T_{c,i}}{(C+1)} \left( C = \frac{\beta \times N_e \times K_e \times A_e}{N_r \times V_t \times \rho_{sw} \times c_p} \right) \quad (5)$$

하계의 경우 미지의 온도값  $T_{h,o}$ 는 동계와 동일한 방법으로 추정된다.

한편, 식 (2)의  $Q_l$ 은 수조 사육수의 열손실로서 사육수와 외기와의 열교환량에 해당하며, Fig. 5의 열교환 모델을 통해 계산된다. 이때,  $Q_l = Q_s + Q_w$ 이며,  $Q_s$ 는 수조 표면의 열교환량,  $Q_w$ 는 수조의 벽면을 통한 열교환량을 나타낸다.



**Fig. 5. Heat exchange model of breeding tank.**

$Q_s$ 와  $Q_w$ 는 각각 식 (6), 식 (7)과 같이 구해진다.

$$Q_s = K_s \times A_s \times \Delta T \quad (6)$$

$$Q_w = K_w \times A_w \times \Delta T \quad (7)$$

여기서  $K_s$ 와  $K_w$ 는 총괄열전달계수로서  $K_s = 1/R_s$ ,  $K_w = 1/R_w$ 이고,  $R_s = 1/\alpha_1 + 1/\alpha_2$ ,  $R_w = 1/\alpha_1 + d/k + 1/\alpha_2$ 이다.  $\alpha_1$ 은 외기의 대류 열전달계수,  $\alpha_2$ 는 사육수의 대류 열전달계수이며 각각 15 W/m<sup>2</sup>·K와 3,150 W/m<sup>2</sup>·K를 이용하였다. 한편,  $d$ 는 수조의 두께,  $k$ 는 수조의 열전도도로서 각각 0.1 m, 0.125 W/m·K를 사용하였다.  $\Delta T$ 는 양식장 외기 온도와 사육수 온도와의 차다. 양식장 내부에 공조시스템이 운전될 경우, 외기 온도는 공조기의 설정 온도로 대체되며 공조시스템이 없는 경우의 외기 온도는 양식장이 위치한 지역별 월 평균 최고 또는 최저 온도 데이터를 사용한다.

**RAS 양식장의 열부하**

HP 시스템을 갖는 RAS 양식장의 1일 열부하  $Q_r$  (kJ) 은 식 (8)과 같이 산출된다.

$$Q_r = S_r \times N_r \times V_t \times \rho_{sw} \times c_p \times \Delta T + \beta \times Q_l \quad (8)$$

여기서  $S_r$ 은 사육수 1 회 순환 시의 보충수 비율 ( $0 < S_r < 1$ )을 의미하며 실제 계산 시에는 0.1로 가정하였다.  $\Delta T$ 의  $T_i$ 는 Fig. 3에서 HP의 해수 보충수 측 ㉔의 온도에 해당하며, 실제 계산 시에는 Table 1의 월 평균 해수 온도의 최고와 최저값인  $T_{ms}$ ,  $T_{nw}$ 를 적용한다.

**결과 및 고찰**

Table 4와 Table 5는 FAS와 RAS 양식장에 있어서

하계와 동계의 순환율, 수조 용적별로 1일 동안의 냉각 및 가열부하를 식 (2)와 식 (8)에 따라 각각 계산한 값이다. Table 4와 Table 5에서는 사육 수조의 열손실  $Q_l$ 은 배제되었다. 이는  $Q_l$ 이 실제 양식장들의 순환율 20~30을 적용할 경우, 전체 열부하의 4% 이하이며, 계산에 필요한 각종 파라미터의 값들을 특정하기 어려웠기 때문이다. 또한, 식 (8)의 계산 시 사육수의 재처리 공정에서 발생하는 열손실도 제외하였다.

Fig. 6은 FAS 양식장에서 HE 적용 시와 미적용 시의 에너지 효율을 비교하기 위해 에너지 절감률을 순환율과 수조 타입별로 구분하여 나타낸 자료이다.

FAS 양식장에서 HE 적용 시의 에너지 절감율은 미적용 시 대비 최대 51%에서 최소 14%로 나타났다. 또한, 에너지 절감률은 순환율과 공급 수량이 많을수록 더 작

**Table 4. Daily thermal load of FAS farm according to the sea area, exchange rate, and tank type**

Sea area	Exchange rate (cycle/day)	Cooling load (GJ)			Heating load (GJ)		
		A-type	B-type	C-type	A-type	B-type	C-type
East	10	28.16	50.92	79.92	270.37	488.87	767.23
	20	75.67	128.18	191.91	726.43	1230.48	1842.35
	30	128.18	210.39	308.50	1230.48	2019.76	2961.61
West	10	65.72	118.82	186.48	360.50	651.82	1022.98
	20	176.56	299.08	447.79	968.57	1640.64	2456.47
	30	299.08	490.91	719.84	1640.64	2693.01	3948.81
South	10	65.72	118.82	186.48	251.60	454.92	713.95
	20	176.56	299.08	447.79	675.98	1145.03	1714.41
	30	299.08	490.91	719.84	1145.03	1879.50	2755.94
Jeju	10	48.82	88.27	138.53	146.45	264.80	415.58
	20	131.16	222.17	332.65	393.48	666.51	997.94
	30	222.17	364.68	534.74	666.51	1094.04	1604.21

**Table 5. Daily thermal load of RAS farm according to the sea area, exchange rate, and tank type**

Sea area	Exchange rate (cycle/day)	Cooling load (GJ)			Heating load (GJ)		
		A-type	B-type	C-type	A-type	B-type	C-type
East	10	5.76	8.64	12.00	55.32	82.97	115.24
	20	11.52	17.29	24.01	110.63	165.95	230.48
	30	17.29	25.93	36.01	165.95	248.92	345.72
West	10	13.44	20.17	28.01	73.75	110.63	153.65
	20	26.89	40.33	56.02	147.51	221.26	307.31
	30	40.33	60.50	84.03	221.26	331.89	460.96
South	10	13.44	20.17	28.01	51.47	77.21	107.24
	20	26.89	40.33	56.02	102.95	154.42	214.48
	30	40.33	60.50	84.03	154.42	231.63	321.71
Jeju	10	9.99	14.98	20.81	29.96	44.94	62.42
	20	19.97	29.96	41.61	59.92	89.89	124.84
	30	29.96	44.94	62.42	89.89	134.83	187.27

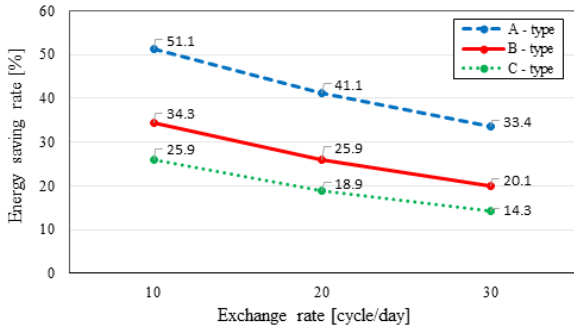


Fig. 6. Energy saving rate by HE.

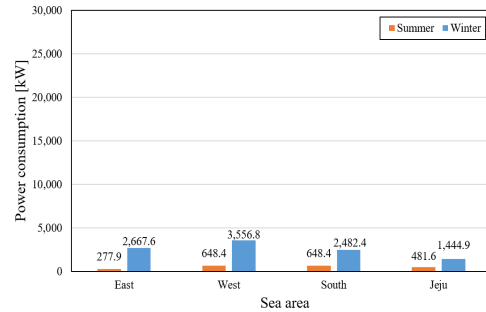
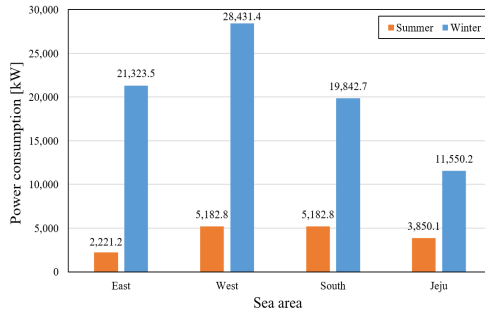
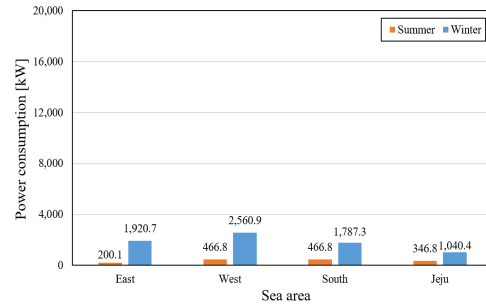
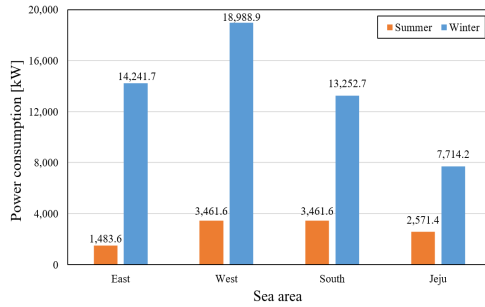
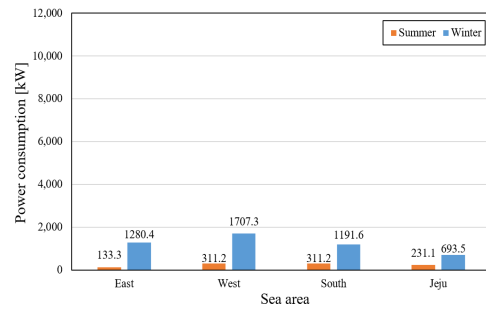
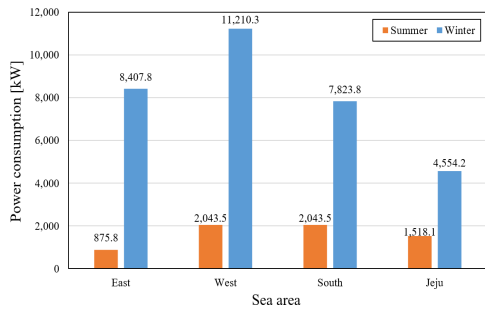
게 나타났다. 그 이유는 순환율과 공급 수량이 많을수록 식 (5)의  $C$  값이 매우 작아져 근사적으로  $T_{c,o} \approx T_{c,i}$ 로 되기 때문이다. 이는 식 (3)에서  $N_r, V_t$ 가 증가할수록

$\Delta T(T_{c,o} - T_{c,i})$ 가 현저히 작아져  $Q_f$ 의 감소를 초래하므로 에너지 절감률이 작아지게 된다. 동일한 수조 타입 일 경우, HE 적용 시의 에너지 절감률은 순환율에 따라 최대 25%에서 최소 19%까지의 차이를 보였다.

식 (9)는 Table 4, Table 5를 이용해 HP 시스템의 용량을 소비전력  $P$ 로 산출하는 식이다.

$$P = \frac{Q}{t \times 3,600} \quad (9)$$

여기서  $t$ 는 가동 시간으로서 소비전력 계산 시에는 1일 24 시간 운전을 가정하였다. 현장에서는 냉동톤 (RT) 단위가 많이 사용되며, 이 단위로의 환산은



(a) FAS

(b) RAS

Fig. 7. Power consumption of HP system for FAS and RAS by season and tank type.

RT = P/3.86로 얻어진다. 실제 HP 장치 용량은 식 (9)에서 산출된 용량에 대략 20% 정도의 안전 여유를 두어 선정한다.

Fig. 7은 Table 4와 Table 5에 식 (9)를 적용하여 구한 FAS와 RAS 양식장의 소비전력을 A-type (top), B-type (middle), C-type (bottom)으로 각각 구분하여 계절, 해역별로 나타낸 그래프이다. 이때 양식장의 순환율은 20로 가정하였다.

그래프로부터 FAS의 소비전력은 동일 계절, 동일 해역일 경우 RAS보다 A-type은 6.6배, B-type은 7.4배, C-type은 8배로 공급 수량에 비례해 더 크게 나타났다. 이는 열부하 계산에 이용된 식 (2)와 식 (8)의 차이인  $S_r$ 과  $\Delta T$ 의 영향 때문이다. 또한, 소비전력은 수처리 방식과는 무관하게 해역에 따라 동계가 하계보다 약 3~10배 크게 나타났고 이는 동계의 가열부하가 하계의 냉각부하보다 약 3~10배 크기 때문이다. 해역별 소비전력 분석에서는 동계와 하계 모두 서해가 가장 크고, 하계의 동해가 가장 작게 나타났다. 이는 열부하 계산의 주요

파라미터인  $\Delta T$ 의 차이에 기인한다. 동계와 하계의 계절별 소비전력 비교 분석에서는 동해가 9.6배로 가장 크고, 제주가 3배로 가장 작게 나타났다. 따라서 HP 시스템의 용량 산정 시에는 양식장의 위치를 고려한 동계의 소비전력을 기준으로 하되 안전율을 부가하여 산출하는 것이 바람직하다.

Fig. 8은 최대 열부하가 나타나는 동계에 FAS와 RAS 양식장의 소비전력을 순환율과 각 해역별로 구분하여 나타낸 그래프이다. 이때 수조는 B-type으로 가정하였다.

그래프로부터 소비전력은 수처리 방식과는 무관하게 순환율에 비례한다. 동일 해역일 경우 FAS의 소비전력은 RAS보다 순환율 10일 경우 5.9배, 20일 경우 7.4배, 30일 경우 8.1배로 각각 크게 나타났다. 이는 식 (2)와 식 (8)의 열부하가 순환율에 비례하고, 순환율이 클수록 공급 수량이 많아져 FAS의 HE 성능이 열화하기 때문이다. 해역별 소비전력의 크기는 수처리 방식과는 무관하게 서해가 가장 큰 값을, 그리고 동해, 남해, 제주의 순으로 크게 나타났다.

## 결론

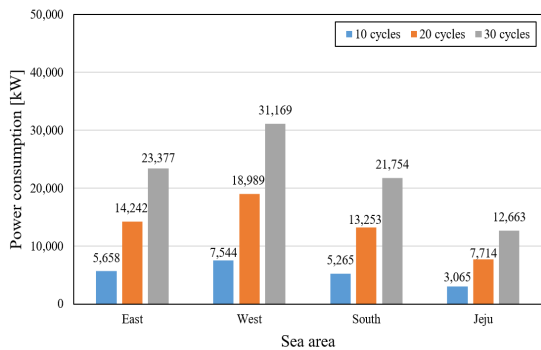
본 연구에서는 육상 수조식 양식장의 에너지 절약을 위한 해수 열원 히트펌프 적용을 목적으로 최대 열부하 계산과 이에 기반한 히트펌프의 최적 용량을 결정하는 방법을 제안하였다. 각종 열부하 계산 시, 양식장의 대표적 수처리 방식인 유수식과 순환여과식을 각각 검토하였고, 순환율 개념을 도입하여 최대 열부하를 구하였다. 뿐만 아니라 양식장 위치에 따른 네 개의 해역과 하계 및 동계 시의 계절적 열부하를 각각 분석하였다. 본 연구를 통해 얻은 주요결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 열부하는 전 해역에 걸쳐 동계의 가열부하가 하계의 냉각부하보다 최대 10배 크다. 따라서 히트펌프의 용량은 동계의 최대 가열부하를 기준으로 산정함이 타당하다.

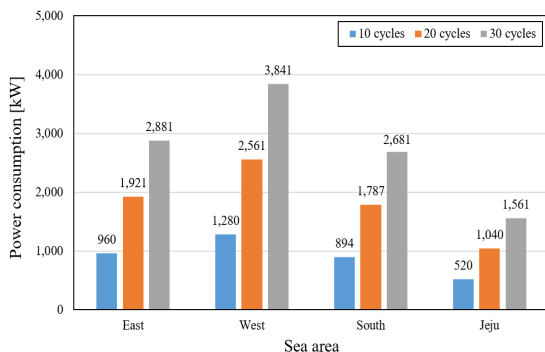
(2) 동계에 가장 큰 열부하가 나타나는 해역은 수처리 방식과 무관하게 서해이고, 다음 동해, 남해, 제주의 순으로 나타났다. 따라서 히트펌프의 최적 용량은 양식장이 위치하는 해역을 고려하여 산정한다.

(3) 유수식 양식장에 설치되는 폐열회수열교환기는 미적용 시 대비 에너지를 최대 51%, 최소 14% 절감할 수 있는 것으로 나타났다.

(4) 유수식 양식장의 동계 소비전력은 동일 해역 및



(a) FAS



(b) RAS

Fig. 8. Comparison of power consumption of FAS and RAS farms by exchange rate.



순환율이 20인 경우, 순환여과식 양식장에 비해 A-type 6.6배, B-type 7.4배, C-type 8배로 공급 수량이 클수록 더 크게 나타나 순환여과식 양식장의 에너지 절약 효과가 현저히 큰 것으로 나타났다.

(5) 양식장의 히트펌프 시스템의 소비전력은 수처리 방식과는 무관하게 순환율에 비례한다. 동일 해역일 경우, 우수식 양식장의 소비전력은 순환여과식 양식장보다 순환율 10일 경우 5.9배, 20일 경우 7.4배, 30일 경우 8.1배로 크게 나타났다. 에너지 절감률이 순환율에 반비례하므로 에너지 절감률을 높이기 위해서는 공급 수량에 따른 폐열회수열교환기의 적정 대수와 최적 용량 설계가 필요하다.

이러한 연구 결과들은 향후 양식장의 실제 운전 데이터와의 비교 분석을 통해 양식장의 에너지 절약을 위한 해수 열원 히트펌프 적용과 양식장의 제로 에너지 실현을 위한 복합 열원 구성 시의 설계 자료로서 유용하게 사용될 것으로 기대된다.

## 사 사

본 연구는 2022년도 교육부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업입니다(과제번호: 2021R1I1A304901511).

## References

- Baik YJ, Kim MS, Chang KC, Lee YS and Kim HJ. 2012. A simulation study on the annual heating performance of the seawater-source screw heat pump. *Journal of the Korean Solar Energy Society* 32, 88-95.
- Baik YJ, Lee SH, Kim MS, Lee YS, Chang KC, and Ra HS. 2012. A simulation study on the annual heating performance of a seawater-source heat pump and air-source heat pump. *Journal of the Korean Solar Energy Society*, 103-108.
- Jeong H, Heo TW and Lee IW. 2021. Domestic smart aqua-farming technology. *ETRI* 36, 62-73. <http://doi.org/10.22648/ETRI.2021.J.360507>.
- Kang TJ, Min EB, Yu YS, Lee JS and Hwang DJ. 2021. The development of feeding amount monitoring system of the abalone aquaculture using load cell. *Journal of The Korean Society of Fisheries and Ocean Technology*. 57, 390-400. <https://doi.org/10.3796/KSFOT.2021.57.4.390>.
- Ko YJ, Park SH and Min JK. 2020. Comparison of heat pump performance and energy consumption patterns according to heat sources for optimal control of multi-source heat pumps. *Korea Society of Geothermal Energy Engineers* 16, 31-38. <https://doi.org/10.17664/ksgee.2020.16.4.031>.
- Kwon OK and Seol WS. 2013. Research and development of sea water heat pump. *Journal of the Korean Society for Power System Engineering* 17, 7-13. <http://dx.doi.org/10.12813/kieae.2017.17.5.069>.
- Kwon YS and Nam YJ. 2022. Annual performance analysis of river water source heat pump system according to building type and local condition. *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering* 34, 163-171. <https://doi.org/10.6110/KJACR.2022.34.4.163>.
- Lim ST, Kim JS and Oh C. 2014. Performance analysis simulation for domestic application of heat pump by using sea water heat source. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering* 38, 814-820. <http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2014.38.7.814>.
- Korea Hydrographic and Oceanographic Agency. 2021. Ocean Data in Grid Framework. Retrieved from <http://www.khoa.go.kr/oceangrid>. Accessed 2 Feb 2023.
- Park YS, Jeong JH and Ahn BH. 2014. Heat pump control method based on direct measurement of evaporation pressure to improve energy efficiency and indoor air temperature stability at a low cooling load condition. *Applied Energy* 132, 99-107.
- Rolando D, Madani H, Braida G, Tomasetig R and Mohammadi Z. 2017. Heat pump system control: the potential improvement based on perfect prediction of weather forecast and user occupancy. 12<sup>th</sup> IEA Heat Pump Conference, 1-10.
- Shin KW. 2006. A study on optimal operation of summer season cooling system with numbers of heat pumps. *Trans. KIEE* 55, 35-40.