

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.9.557>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

고성능 상용튜브를 사용한 태양열 가열 해양온도차발전용 열교환기 설계 최적화

주천준* · 웬반합* · 이근식*†

* 울산대학교 기계공학부

Design Optimization of Heat Exchangers for Solar-Heating Ocean Thermal Energy Conversion (SH-OTEC) Using High-Performance Commercial Tubes

Zhou Tianjun*, Nguyen Van Hap* and Geun Sik Lee*†

* School of Mechanical Engineering, Univ. of Ulsan

(Received July 12, 2015; Revised July 7 2016 Accepted July 10 2016)

Key Words: Multi-Objective GA(다목적함수 유전자알고리즘), Heat Exchanger Optimization(열교환기 최적화), Renewable Energy(재생에너지), Solar Heating Ocean Thermal Energy Conversion(SH-OTEC 태양열 가열 해양온도차발전)

초록: 태양열 가열을 도입한 해양온도차발전용 열교환기(증발기와 응축기)설계 최적화가 수행되었다. 출력은 100kW이고 작동유체는 R134a이며 고성능 상용튜브를 사용하였다. 열전달면적과 압력강하는 관수의 증가와 관통로수의 감소에 따라 서로 상반되는 경향이 존재하므로 이를 해결하기 위하여, 설비투자비에 관련되는 열전달면적과 압력강하에 관련되는 운전비용 최소화를 고려한 두 목적함수를 갖는 유전자 알고리즘(GA)을 이용하여 다목적설계최적화를 수행하였다. 설계최적화 결과, 구현 가능한 최적의 열전달면적 및 압력강하의 조합들이 적절한 관수 및 관통로 수에 대하여 존재하였다. 도출된 증발기와 응축기의 Pareto 선들은 설계자들에게 재정적인 면을 고려하여 선택할 수 있도록 넓은 범위의 최적해를 제공하였다. 또한, 총열전달면적 중 응축기의 열전달면적이 증발기 쪽보다 크게 나타났다.

Abstract: In this study, the optimal design of heat exchangers, including the evaporator and condenser of a solar-heating ocean thermal energy conversion (SH-OTEC), is investigated. The power output of the SH-OTEC is assumed to be 100 kW, and the SH-OTEC uses the working fluid of R134a and high-performance commercial tubes. The surface heat transfer area and the pressure drop were strongly dependent on the number of tubes, as well as the number of tube passes. To solve the reciprocal tendency between the heat transfer area and pressure drop with respect to the number of tubes, as well as the number of tube passes, a genetic algorithm (GA) with two objective functions of the heat transfer area (the capital cost) and operating cost (pressure drop) was used. Optimal results delineated the feasible regions of heat transfer area and operating cost with respect to the pertinent number of tubes and tube passes. Pareto fronts of the evaporator and condenser obtained from multi-objective GA provides designers or investors with a wide range of optimal solutions so that they can select projects suitable for their financial resources. In addition, the surface heat transfer area of the condenser took up a much higher percentage of the total heat transfer area of the SH-OTEC than that of the evaporator.

- 기호설명 -

A : 면적 (m²)
C : 가격 (\$)
D : 지름 (m)

f : 마찰계수
g : 중력가속도(m/s²)
GA : 유전자 알고리즘(genetic algorithm)
h : 열전달계수(W/m² K)
H : 연간 운전시간(h/year)
i : 이자율(%)
k : 열전도계수(W/m.K)

† Corresponding Author, gslee@mail.ulsan.ac.kr
© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

L	: 관 길이(m)
LMTD	: 대수평균온도차(°C)
m	: 질량유량(kg/s)
n	: 관수, 관통로수
Nu	: Nusselt 수
N	: 핀수, 관열
P	: 압력(Pa)
Pr	: Prandtl 수
Q	: 열전달율(W)
Re	: Reynolds 수
SH-OTEC	: 태양열 가열 해수온도차발전
T	: 온도(°C)
U	: 총합열전달계수(W/m ² K)
V	: 관측 속도(m/s)
W	: 펌핑동력(W)

그리스문자

μ	: 점성계수 (Pa.s)
ρ	: 밀도 (kg/m ³)
η	: 효율 (%)
τ	: 핀 두께 (m)

하첨자

E	: 에너지
f	: 핀
ny	: 연수 (number of year)
p	: 통로, 펌프
t	: 관
r	: 뿌리
i	: 내부
o	: 외부

1. 서 론

해양온도차발전(OTEC)은 20-30°C의 표면해수와 3~10°C의 심층해수 사이에서 발생하는 온도차를 이용하여 전력을 생산하는 재생에너지의 일종이다. 화석연료의 연소과정에서 생성되는 배출가스는 지구온난화의 주범이며, 화석연료 또한 고갈되어가고 있는 실정이다. 이런 맥락에서 해양온도차발전은 매력적이며 연간 생산 가능한 전력은 약 7TW로 평가되고 있다. 그럼에도 불구하고 OTEC이 상용화되지 못하고 있는 큰 이유는 이 열기관의 효율이 1~2%로 너무 낮고 심층냉수를 끌어오는 문제가 쉽지 않기 때문이다.^(1,2)

최근 몇 년 동안 해양온도차발전 기술개발에 대한 관심이 다시 고조되고 있다. 미국, 일본, 한국,

인도, 필리핀 등 50개국 이상이 재생에너지와 담수화 원천으로서의 해양온도차발전 플랜트 구축을 조사하고 있으며, 파푸아 뉴기니아는 냉해수의 유량과 온도가 해양온도차발전의 순효율에 미치는 영향을 조사하였다.⁽³⁻⁵⁾ 이들은 파이프의 크기와 해수유량을 설계변수로 간주하였다. 최대동력은 적정냉수유량에서 얻어졌으며, 온수유량이 증가하면 순출력이 크다는 사실을 도출하였다.

Sun 등⁽⁶⁾은 R717(암모니아)과 R134a를 작동유체로 하는 OTEC 시스템에서 출력최적화를 수행하였다. 암모니아는 순출력면에서 본다면 좋은 냉매이다. Yang and Yeh⁽⁷⁾는 OTEC 시스템에서 최대목적함수에 대한 최적의 변수들을 결정하는 연구를 5개의 작동유체에 대하여 수행하였다. OTEC의 열효율을 높이기 위하여 표면 온해수의 온도 상승용으로 태양열(Yamada 등⁽⁸⁾)이나 폐열을 보조열원으로 사용하기도 하였다. Wang 등⁽⁹⁾은 태양열 재생사이클을 제안하였다. 산업용으로 사용하기 위해서는 OTEC 시스템의 출력은 최소 50 kW는 되어야 한다. Nguyen과 Lee⁽¹⁰⁾는 한국에서 태양열 이용 OTEC 시스템의 성능을 몇 가지 작동유체에 대하여 분석하였다.

OTEC 시스템은 공해물질을 배출하지 않는 환경친화적인 기술이지만, 충분히 큰 동력을 생산하기 위해서는, 증발기와 응축기에서(작은 온도차의 열전달을 보상하는 매우 큰 열전달 면적에 기인한) 매우 큰 초기설비비와(증발기와 응축기 각각에서 주어진 전열량을 만족하기 위한 작은 온도차의 열전달을 보상하는 표면온해수와 심층해수들의 매우 큰 질량유량에 기인한) 표면온해수와 심층해수의 펌핑에 소요되는 높은 운전비용에 대한 고려가 필수적이다. 따라서, OTEC 시스템의 상용화를 위해서는 이들 증발기와 응축기의 설비비와 운전비를 낮추는 것이 매우 절실하다. 최근 유전자 알고리즘(genetic algorithm, GA)이 열교환기 최적설계에 효과적인 접근방법으로 알려졌다.⁽¹¹⁻¹⁴⁾ 면적과 관련한 설비비와 펌핑과 관련된 운전비를 포함한 총비용을 최소화하는데 GA알고리즘을 사용함으로써 50% 이상의 비용절감의 효과가 있었다고 알려졌다.⁽¹⁵⁾ Ghost⁽¹⁶⁾는 최적의 적층패턴을 찾기 위하여 다중 흐름 평판-핀 열교환기를 조사하였다. GA를 통하여 얻어진 결과들은 모든 요구조건에 적합함을 보여주었다. Allen과 Gosselin⁽¹⁷⁾은 셸 혹은 관에서 11개의 변수를 사용한 작동유체로 응축기의 최적총비용을 얻었다. 약 1억3천4백만 개의 경우에 대해 GA를 이용하여 계산하였다. 또한 Sanaye와

Hajabdollahi,⁽¹⁸⁾ Hajabdollahi 등,⁽¹⁹⁾ Najafi 등,⁽²⁰⁾ Fettaka 등,⁽²¹⁾ Amini와 Bazargan⁽²²⁾에 의해 열교환기의 최적화를 위한 다목적 GA를 사용한 연구도 수행되었다.

상기의 OTEC 연구들 대부분은 열역학적 사이클 최적화 혹은 열원들의 온도차 증가를 통한 OTEC의 효율개선을 시도하였다. 그러나 OTEC용 열교환기의 설계를 최적화하는 연구는 매우 필요함에도 불구하고 이에 대한 문헌은 아직 발견되지 않았다. 또한 기존의 연구에서는 열전달면적과 관련된 초기투자비와 해수펌핑에 관련된 운전비용을 통합하여 총비용의 최소화를 다루었다. 그러나, 설계, 제작 및 설치비용과 관련된 초기설비비(혹은 총비용에 대한 가중치 도입도 유사함)는 기술수준, 정치적 및 경제적 상황 등에 따라 크게 변할 수 있으며 이에 따라 총비용이 크게 달라질 수 있다. 따라서 무리하게 총비용이라는 하나의 함수로 표현하는 것보다는 크기, 운영방법, 초기설비비의 가격함수형태에 따라 국가나 기업체의 의사결정자(decision maker)가 결정하도록 하는 것이 타당하므로, 본 연구에서는 열전달면적의 최소화와 운전비용의 최소화를 적정 타협을 통하여 추구하는 다목적 최적화로 설정하였다.

본 연구에서는 100kW급 SH-OTEC의 열교환기(증발기와 응축기)의 적정 열전달 면적과 압력강하를 결정하기 위하여 열전달 및 압력강하 모델링을 통하여 해석하고자 한다. 초기설비비용과 연관된 열전달면적과 압력강하와 연관된 운전비용을 적정 타협을 통하여 최소화하기 위하여 GA를 이용한 다목적 최적화를 수행하였다. 증발기와 응축기에는 상업용 고성능 튜브와 작동유체 R134a가 사용되었다.

2. 모델링

2.1 시스템 개요

태양열 가열 OTEC(SH-OTEC)의 개략도가 Fig. 1에 제시되어 있다. 시스템의 주요 구성품은 태양열 집열기, 증발기, 응축기, 터빈과 발전기, 펌프, 그리고 내부열교환기이다. 고압펌프에 의해 가압되어 이송된 압축수 상태의 액은 태양열집열기에 의해 추가로 가열된 표면 온해수로부터 가열되어 증발기의 셸측(shell side)에서 포화증기상태로 된다. 이 포화증기가 터빈을 통과하면서 팽창되어 동력을 발생시키며 연결된 발전기를 구동하여 전기를 생산한다. 터빈에서 중간팽창(intermediate expansion)된 작동유체의 일부는 내부열교환기(IHE)에 유입

Table 1 Operating conditions of SH-OTEC

Parameters	Values
Turbine work done	100 kW
Condenser duty	1040kW
Evaporator duty	1162kW
Evaporating temperature	60°C
Condensing temperature	14°C
Inlet cooling temp. of condenser	4°C
Outlet cooling temp. of condenser	9°C
Inlet heating temp. of evaporator	75°C
Outlet heating temp. of evaporator	65°C

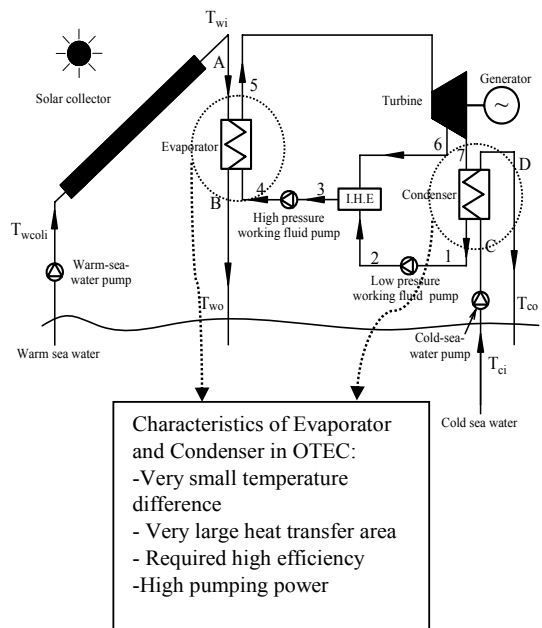


Fig. 1 Schematic diagram of SH-OTEC cycle and evaporator and condenser

되고, 나머지의 작동유체는 응축기의 압력까지 팽창한 후 응축기의 셸측(shell side)을 통과하면서 심층 냉해수로 열을 방출하면서 포화액 상태로 냉각된다. 응축기를 통과한 포화액은 저압펌프에 의해 가압된 후 내부열교환기에 유입되어(앞서 중간팽창되어 내부열교환기에 유입된) 보다 고온고압의 습증기와 혼합되면서 온도가 상승한다. 이들 혼합액은 내부열교환기 압력의 포화액 상태로부터 다시 고압펌프에 의해 증발기의 압력으로 가압된 후 증발기에 공급됨으로써 한 사이클을 이루게 된다.

출력 100kW급 SH-OTEC의 작동조건이 Table 1에 제시되어 있다. 증발기와 응축기의 경우, 작동유체 R134a는 셸측(shell side)으로 유동하며, 냉각용 및 가열용 해수는 관측(pipe side)으로 유동한다. 작동유체의 성질들은 상용소프트웨어 EES⁽²³⁾를 이용하였다. 열전달을 향상시키기 위하여 응축기에는 고성능 핀 튜브⁽²⁴⁾와 증발기에는 Turbo-B⁽²⁵⁾ 튜

Table 2 Geometrical parameters of tubes

Low finned tube, smooth bore for condenser (High Performance Tube, Inc.)					
D_i (mm)	D_r (mm)	A_{tot} (m ² /m)	N_f (fins/m)	τ (mm)	F_h (mm)
19.03	20.45	0.18	1102	0.31	0.89
Turbo-B tube, smooth bore for evaporator (Wolverine Tube, Inc.)					
D_r (mm)	D_o (mm)	N_f (fins / m)			
17.37	19.05	1574			

브를 적용하였다. 핀 튜브의 외부 확장면은 비등 및 응축열전달을 확장시켜 이들 상변화 열교환기의 성능을 향상시키게 된다. Turbo-B 튜브의 경우, 비등표면은 나관(bare tube)과 비교할 때 15배 확장된다. 이들 튜브들의 기하학적 변수들은 Table 2에 제시되어 있다. 또한 관 길이와 셸 지름의 비는 3에서 15의 범위 내에서 제어된다.⁽²⁶⁾

2.2 증발기와 응축기의 열전달 모델

해석의 편의성과 최적화를 위하여 도입된 가정은 다음과 같다.

- 시스템은 정상상태로 작동되며, 증발기와 응축기에서의 파울링(fouling) 효과와(셸측에서 작동하는) R134a의 압력강하는 무시한다.

- 터빈입구는 포화증기상태이며 고압 및 저압펌프의 입구는 포화액 상태로 취급하며, 증발기와 응축기의 셸측 R134a의 상변화 과정을 제외한 다른 부분에서의 압력강하는 단상으로 취급한다.

관측(냉해수 및 온해수) 난류열전달계수 및 압력강하는 Reynolds 수의 범위에 따라 다음의 관계식들⁽²⁷⁾을 사용하였다.

$$Nu_i = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (1)$$

$$f = (1.5 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (2)$$

(2300 < Re < 10⁴)

$$Nu_i = \frac{(f/8)RePr}{1.07+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^n \quad (3)$$

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

(10⁴ < Re < 5x10⁶)

여기서, 가열의 경우 지수 n=0.11, 냉각의 경우 n=0.25 를 사용하였다.

한편, 셸측(shell side)을 유동하는 증발기와 응축기의 이상유동열전달은 기존의 연구들을 다음

과 같이 이용하였다. 증발기의 경우, 고성능튜브(Turbo B)를 사용한 셸측 R134a 비등열전달계수는 Wolverine제작사(25)가 소개한 다음 식을 도입하였다.

$$h_o = 350.2706q^{*0.23602} \quad (\text{Btu/f.ft}^2.\text{F}) \quad (5)$$

여기서, q*은 Btu/h.ft²로 표시된 열플럭스이다.

응축기의 경우, 핀이 달린 셸측 응축열전달계수는 Beatty and Katz⁽²⁸⁾가 소개한 다음 관계식으로 계산하였다.

$$h_{os} = 0.689 \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g k_L^3 h_{LG}}{\mu_L (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} \times \left(\frac{1.3\eta_f A_{fin} E^{-0.25} + A_{prime} D_r^{-0.25}}{\eta_w A_{tot}} \right) \quad (6)$$

여기서,

$$A_{tot} = A_{fin} + A_{prime} \quad (7)$$

$$A_{prime} = \pi D_r (1 - N_f \tau) \quad (8)$$

$$E = \frac{\pi(D_o^2 - D_r^2)}{4D_o} \quad (9)$$

핀의 효율은 다음의 식들로 계산하였다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m\psi)}{m\psi} \quad (10)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k\tau}} \quad (11)$$

$$\psi = (r_{2c} - r_1) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_{2c}}{r_1} \right) \right] \quad (12)$$

$$r_{2c} = \frac{D_o}{2} + \frac{\tau}{2} \quad (13)$$

$$r_1 = \frac{D_r}{2} \quad (14)$$

$$\eta_w = \frac{\eta_f A_{fin} + A_{prime}}{A_{tot}} \quad (15)$$

핀이 달린 관 군에 대한 평균열전달계수는 관열 N_r 의 함수이며 다음과 같다.⁽²⁹⁾

$$\frac{h_o}{h_{os}} = N_r^{-0.08} \quad (16)$$

2.3 압력강하 모델

관측 압력강하 모델은 다음으로 표시되는⁽²⁵⁾ 바와 같이 Darcy 마찰손실, 부차적 손실, 노즐손실의 세 부분으로 구성되어 있다.

- Darcy 손실:

$$\Delta P_f = \frac{f L \rho V^2 n_p}{2 d_i} \quad (17)$$

여기서, Darcy 마찰인자 f 는 다음으로 표시된다.

$$f = 0.4137 \text{Re}^{-0.2585} \quad (\text{Re} \geq 2300)$$

- 관의 부차적 손실:

$$\Delta P_r = 5 \times 10^{-4} (2n_p - 1.5) \left(\frac{4mn_p}{\pi d_i^2 n_t} \right)^2 \quad (18)$$

- 노즐 손실:

$$\Delta P_n = 7.5 \times 10^{-4} \frac{4m^2}{\pi d_n^2} \quad (19)$$

따라서 총압력강하는

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n \quad (20)$$

로 계산되며, 펌핑동력은 다음 식으로 된다.

$$W_p = \frac{m \Delta P}{\rho \eta_p} \quad (21)$$

2.4 목적함수

다목적함수들인 열전달면적과 운전비용을 포함한 SH-OTEC 열교환기의 최적화를 위하여 가격함수(cost function)를 도입하였다. 열전달면적은 아래의 식과 같이 전열량, 총합열전달계수, 대수평균온도차로부터 계산된다.

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD} \quad (22)$$

여기서, 대수평균온도차와 총합열전달계수는

$$LMTD = \frac{|T_i - T_o|}{\ln \frac{|T_s - T_i|}{|T_s - T_o|}} \quad (23)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(D_r / D_i)}{2\pi k L n_t n_p} + \frac{1}{h_o} \frac{A_i}{A_o}} \quad (\text{For evaporator}) \quad (24)$$

와 같이 계산되며, 증발기의 내부 및 외부면적은 다음과 같다.

$$A_i = \pi D_i L n_t n_p$$

$$A_o = \pi D_o L n_t n_p$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(D_r / D_i)}{2\pi k L n_t n_p} + \frac{1}{\eta_w h_o} \frac{A_i}{A_o}} \quad (\text{For condenser}) \quad (25)$$

응축기의 내부 및 외부면적은 다음과 같다

$$A_i = \pi D_i L n_t n_p$$

$$A_o = A_{tot} L n_t n_p$$

운전비용과 관계된 목적함수는 운전 기간 동안 운전비용을 현재의 가격으로 환산한 양으로서, 편익상 펌핑동력이 가장 큰 영향을 준다고 가정하여, 다음과 같이 관측의 압력강하의 함수로 계산된다.

$$C_o = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_{ao}}{(1+i)^k} \quad (26)$$

여기서, ny 는 운전 연수(number of year)이며,

$$C_{ao} = W_p \times C_E \times H \quad (27)$$

는 (펌핑동력)(시간당 에너지 가격)(연간 운전시간)을 가리킨다.

목적함수, 구속조건, 설계변수를 요약하면, 서로 상충되는 다목적함수 열전달면적 A 와 운전비용 C_o 에 대하여 최적화를 위해 설계변수인 관수 n_t 와 관통로 수 n_p 의 구속조건은 다음과 같다.

$$1 \leq n_p \leq 4 \quad (28)$$

$$50 \leq n_t \leq 850 \quad (29)$$

2.5 GA 최적화

1970년대에 Holland⁽³⁰⁾는 유전자 알고리즘에 대한 선구자적 개념을 도입하였다. GA는 확률론적 검색 알고리즘이다. GA의 아이디어는 진화원리와 Charles Darwin의 진화론의 주요 특징인 유전자적 변동에 기초를 두고 있다. GA는 목적가격함

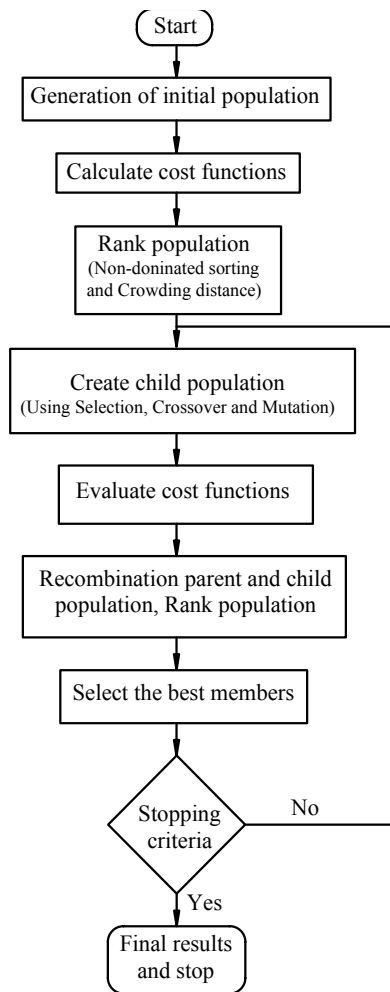


Fig. 2 Flow chart of optimization using NSGA-II

수의 최적값을 찾는 많은 실제 문제에 폭 넓게 적용되고 있다. 또한, GA는 서로 상충되는 다목적함수들로 이루어진 복잡한 문제의 최적화에 적합하다.^(31,32)

본 연구에서는, SH-OTEC 열교환기(증발기와 응축기)의 최적 기하학적 변수를 얻기 위하여, 설계 변수를 관수 n_f 와 관통로 수 n_p 로 설정하여, 열전달면적과 운전비용을 포함하는 두 개의 목적함수를 최적화하기로 한다. 이를 위해 MATLAB 소프트웨어에 있는 GA를 이용한 다목적 툴박스를 열전달면적과 운전비용을 최소화하는데 적용하였다. 다목적함수 GA의 경우, 목적함수 사이의 상충성 때문에 한 목적함수에 대한 최적변수는 다른 목적함수들에 대해서는 예기치 않은 결과로 도출되기도 한다. 따라서, 다목적함수 최적화는 다른 목적함수가 지배적이지 않으면서 허용범위 내에서 각각의 목적함수를 만족시키는 해의 조(a set of solutions)를 구하는 것이다.⁽²⁹⁾ 본 연구에서 사용한

비지배분류 유전자알고리즘(NSGA-II) 최적화에 대한 순서도를 Fig. 2에 제시하였다. 밀집거리 접근 방법을 이용하는 NSGA-II는 적합도 분배 매개변수를 사용하지 않고도 가장 잘 알려진 파레토 전면(Pareto front)를 따라 균일하게 분포된 해를 얻는데 목적이 있다. 밀집거리 접근방법의 주된 장점은 사용자가 정의한 매개변수 없이도 어떤 해 주위의 밀집밀도가 계산된다는 점이다. NSGA-II에서는 이러한 밀집거리 척도가 밀집 토너먼트 선정 연산자라고 부르는 하나의 선정 기술에서 동점 결정수단(tie-breaker)으로 다음과 같이 사용된다. 두 해를 임의로 선정한다. 만일 이들 두 해가 동일한 비지배 면에 있다면, 밀집도 거리가 큰 해가 자식 염색체로 선택되게 한다. 이러한 선택 이유는 다목적 최적화에서 목적식을 만족하는 다양한 해들이 포함되도록 하기 위한 것이다. 이 때 정렬과정을 통해 가장 처음에 있는 염색체와 가장 마지막에 있는 염색체는 밀집도 거리를 무한대로 하여 무조건 자식세대로 유전되도록 한다.

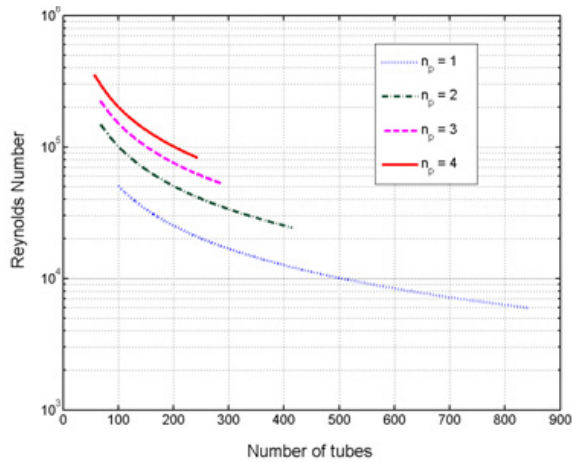
다목적함수GA의 설정 매개변수들은 다음과 같다. 최대세대 수는 1000으로 설정하였다. 이전 세대로부터 교차(crossover)에 의해 생산되어 각 세대의 엘리트(elite) 자녀를 포함하는 개체의 퍼센트가 되는 교차분율 (crossover)은 0.8로 설정하였다. 수렴허용조건은 10^{-4} 으로 설정하였다.

3. 결과 및 토의

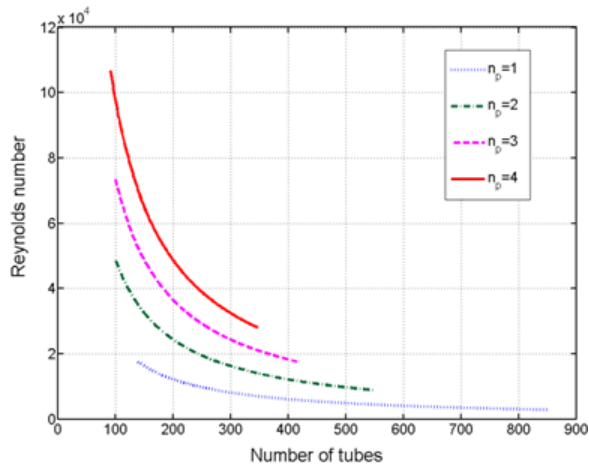
앞 2절의 설계 및 운전조건과 GA최적화를 사용하여, SH-OTEC 열교환기(증발기와 응축기)에 대하여 두 개의 목적함수 열전달면적과 운전비용 최적화를 설계변수인 관수 n_f 와 관통로 수 n_p 에 대하여 수행한 결과는 다음과 같다.

3.1 SH-OTEC 열교환기의 해석

관수와 관통로 수가 증발기의 관측 Reynolds에 미치는 영향이 Fig. 3(a)에 제시되었다. Reynolds 수는, 관 수와 관 통로 수에 크게 의존하며, 관 수가 증가하면 크게 감소하게 되며, 관 통로 수가 증가하면 증가함을 볼 수 있는데, 이는 Table 1에 설정된 바와 같이 증발기와 응축기의 전열량이 정해져 있기 때문이다. 관수와 관통로수에 따른 Reynolds 수의 변동 범위는 6000(850 관수와 1 관통로)부터 3.6×10^5 (55 관수와 4 관통로)까지이다. 유사하게, 응축기의 경우 Fig. 3(b)에 제시된 바와 같이, 관수와 관통로수에 따른 Reynolds 수의 변동 범위는 2.8×10^3 (850 관수와 1 관통로)부터 10.7×10^4 (91 관



(a)

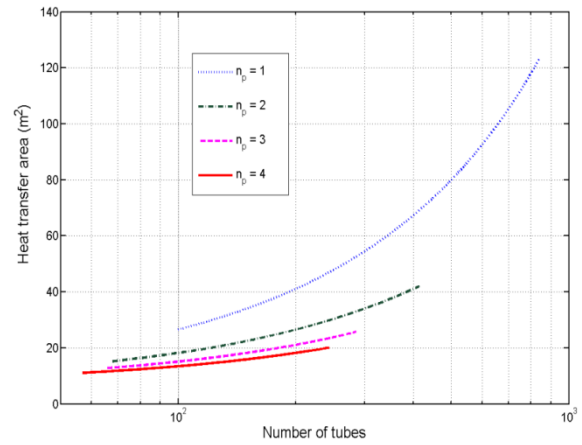


(b)

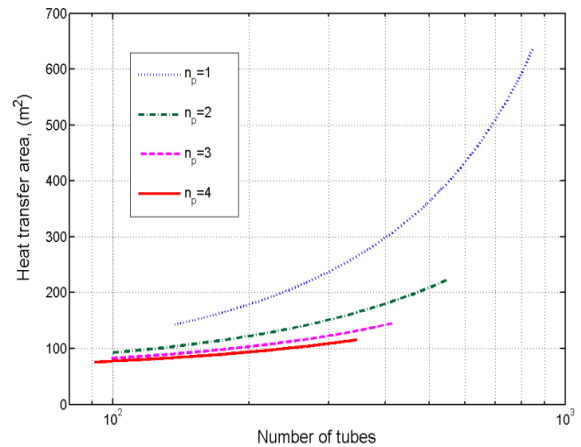
Fig. 3 Reynolds number vs number of tubes and tube passes (a) Evaporator; (b) Condenser

수와 4 관통로)까지이다. 따라서, 본 연구에서 설정된 모든 관수와 관통로수에 대해, 증발기와 응축기의 관내유동은 난류임을 확인할 수 있다.

관수가 증가하거나 관통로 수가 감소하면 응축기와 증발기의 면적이 증가함을 Fig. 4에서 살펴볼 수 있다. 한편, 동일 통로수에 대해 관수를 늘리면, Reynolds수는 감소하며 열전달면적은 증가한다. 따라서, 1개의 통로수에 대해 아주 많은 관수를 선정하게 되면 열전달면적이 현저하게 커지게 되어 큰 설비투자비가 소요되므로 설계 시 피해야 할 경우임을 의미한다. 증발기의 경우 Fig. 4(a)에 제시된 바와 같이, 관통로수에 따른 열전달면적의 변동 범위는 다음과 같다. 1~4개의 각각의 관통로수에 대해 28~123m², 18~42m², 16~25m², 14.5~ 21.5m² 범위이다. 응축기의 경우 Fig. 4(b)에 제시된 바와 같이, 관통로수에 따른 열전달면적의 변동 범위는 다음과 같다. 1~4개의 각각의 관통로수에 대해



(a)



(b)

Fig. 4 Heat transfer area vs number of tubes and tube passes (a) Evaporator; (b) Condenser

148~640m², 95~225m², 98~146m², 97~118m² 범위이다. 이로부터 총열전달면적 중에서 증발기보다 응축기의 열전달면적이 차지하는 비율이 훨씬 높음을 알 수 있다.

관수 및 관통로 수의 증가에 따른 응축기와 증발기의 압력강하의 변화를 Fig. 5에서 살펴볼 수 있다. 관수가 증가하면 유속의 강하로 인하여 압력강하는 작아지며, 관통로 수가 증가하면 응축기와 증발기에서 정해진 전열량 만족하기 위해 유속이 증가하므로 압력강하는 증가하게 된다. 압력강하는 열교환기의 펌핑동력 즉 운전비용과 관련된다. 따라서, 적은 관수와 많은 관통로수로써 응축기와 증발기를 설계 및 운전하는 것은 피해야 함을 알 수 있다.

3.2 다목적함수 유전자 알고리즘(GA) 최적화

앞 절의 해석에서 SH-OTEC 열교환기의 설계에서 열전달면적과 압력강하 사이에는 서로 상충되

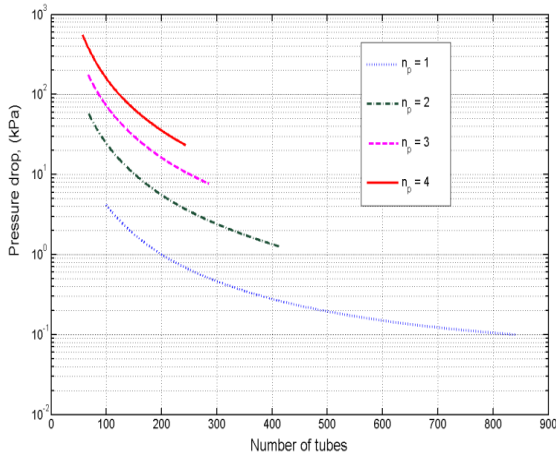
Table 3 The input parameters for multi-objective GA

Parameters	Values	Unit
Pump efficiency	80	%
Total operating time	10	years
Interest rate	10	%
Energy cost	0.12	\$/kWh
Annual operating time	3600	Hours/year

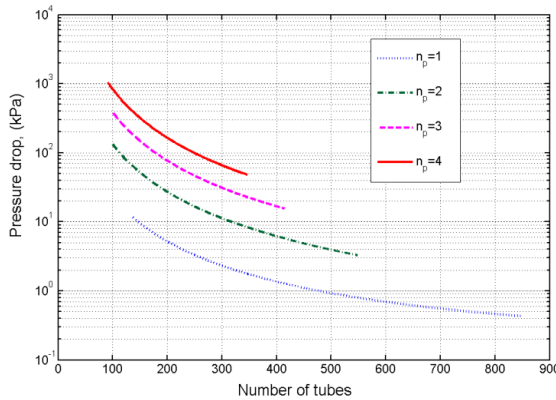
Table 4 Some optimal points of evaporator

Points	Heat transfer area (m ²)	Operating cost (\$)	Passes	Tubes	¹⁾ Length(m) /Velocity (m/s)
A	17.04	144741.4	4	174	1.72/2.47
B	26.18	53216.4	3	284	1.61/1.14
C	42.12	22825.7	2	403	1.83/0.54
D	91.15	7962.3	1	671	2.37/0.16

1) The length and velocity were calculated from the number of tubes and passes, the heat transfer area, and the flow rate.



(a)

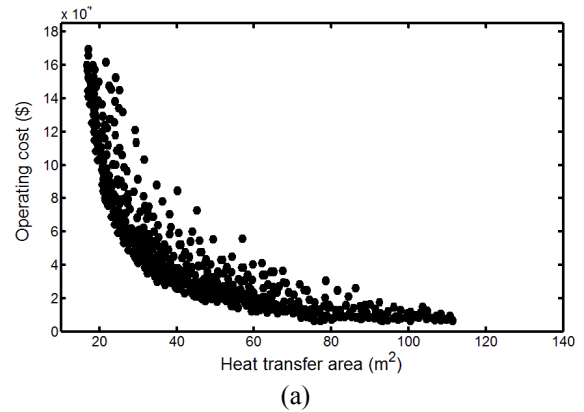


(b)

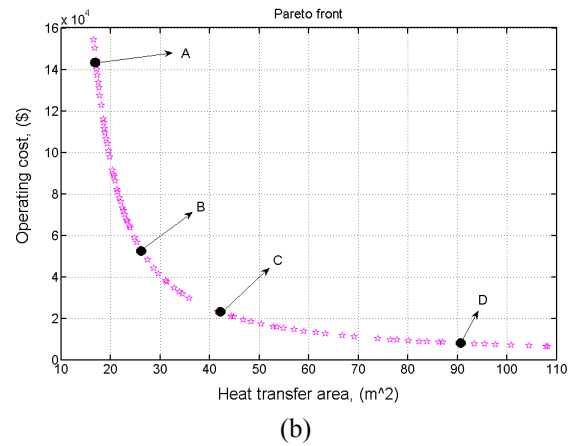
Fig. 5 Pressure drop vs number of tubes and tube passes (a) Evaporator; (b) Condenser

는 경향을 보이지만, 증발기와 응축기의 적정 열 전달면적과 압력강하에 해당하는 적정 관수와 관통로 수가 존재함을 살펴볼 수 있었다. 따라서, 열 전달면적과 압력강하를 적절히 타협하면서 최적화하게 되면 향상된 열교환기 설계가 가능함을 알 수 있다. 본 연구에서는 다목적함수 GA 최적화를 도입하였으며 설정한 매개변수는 Table 3과 같다.

증발기와 응축기에 대한 다목적 GA 최적화의 결과는 Fig. 6-7에 제시되어 있다. 다목적 GA 최적화로 얻어진 해가 다른 어떤 해에 의해서도 지배되지 않는다면 이를 Pareto 최적해(optimal)라 부르



(a)



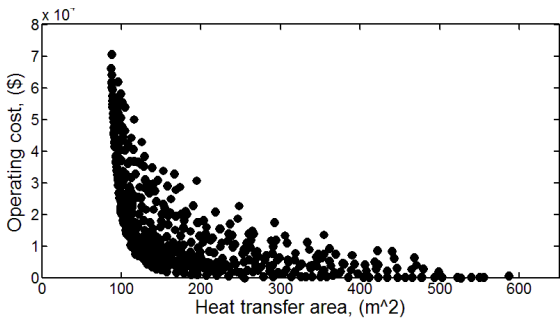
(b)

Fig. 6 Evaporator (a) History of optimization process (b) Pareto front

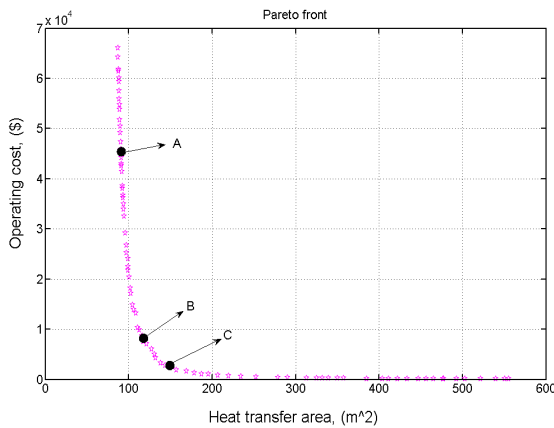
며 이에 대응하는 최적해의 집합을 Pareto 선(front)⁽²⁹⁾라 부르며 Fig. 6-7에서 볼 수 있다. 증발기의 최적화 과정 이력은 Fig. 6(a)에, Pareto선이 Fig. 6(b)에 제시되어 있다. 최적열전달면적은 16.5 m²부터 108.5m²까지 변하며 이에 대응하는 최적운전비용은 7.5 x 10³ \$부터 15.8 x 10⁴ \$까지 변한다. 설계자 혹은 주문자는 경제성에 따라 운전비용을 낮추려면 열전달면적을 크게(높은 설비비용) 선택할 수도 있고 혹은 이와 반대로 설비비를 낮추려면 높은 운전비(큰 압력강하)를 선택할 수도 있다. Fig. 6(b)로부터 취한 몇 가지 Pareto점들이 Table 4

Table 5 Some optimal points of condenser

Points	Heat transfer area (m ²)	Operating cost (\$)	Passes	Tubes	¹⁾ Length (m)/ Velocity (m/s)
A	89.8	46748.1	4	197	7.35/3.31
B	120.57	9651.2	3	310	6.27/1.57
C	140.86	4327.5	3	357	6.36/1.36



(a)



(b)

Fig. 7 Condenser (a) History of optimization process (b) Pareto front

에 제시되어 있다. 이로부터 계산된 길이와 작동 유체의 속도를 편의상 추가하였다. 최적열전달면적과 최적운전비용에 대한 변화 경향은 다음으로 설명된다. 전열량과 온도차가 주어진 열교환기 설계에서 열전달면적을 감소시키면 열전달계수가 증가하게 되며, 이에 따라 작동유체의 속도가 증가하게 된다. 작동유체의 속도가 증가하게 되면 압력강하가 증가하게 되며 펌핑동력의 증가에 따른 운전비용이 증가하게 된다. 반대로 열전달면적을 증가시키면 유사한 기작으로 운전비용이 감소하게 된다. 응축기에서도 이와 유사한 기작이 적용된다.

응축기의 최적화 과정 이력은 Fig. 7(a)에, Pareto 선이 Fig. 7(b)에 제시되어 있다. Pareto 선의 경향은

증발기의 경향과 유사함을 볼 수 있다. 전반적으로 응축기의 최적열전달면적(85m² ~ 565m²)은 증발기의 최적열전달면적보다 큰 값이다. 이에 대응하는 운전비용의 범위는 650 \$~6.7 x 10⁴\$ 이다. Fig. 7(b)로부터 취한 몇 가지 Pareto점들이 Table 5에 제시되어 있다.

3.3 열교환기 모델링 및 해석결과 고찰

해양온도차 발전용 열교환기에 대하여는, 관수와 관통로수에 대한 증발기와 응축기에서의 열전달면적 및 압력강하의 경향과 값의 검증은 이제까지 알려진 문헌이나 자료가 없어서 직접적으로 비교할 수는 없으나, 대신 물 냉각기(water chiller)에 대하여 셸-관(shell and tube) 형상의 응축기와 증발기의 열교환기 설계에서 관 갯수와 관통로 수, 직경을 적절하게 선정하는 절차를 요약하여 보여주는 예를 찾아볼 수 있다. 냉각부하가 3000kW인 물 냉각기의 응축기, 증발기를 대상으로 하여 계산한 결과, 관통로수가 작을수록 관의 수가 증가할수록 Re와 ΔP가 감소함을 보고한 바 있다.⁽³³⁾ 여기서는 증발기와 응축기에서의 열부하에 대한 압력강하를 모델과 HTRI 소프트웨어 두 가지 방법으로 계산결과를 비교하였을 때 오차 4% 이내로 모델의 타당성을 입증하였다. 이 문헌의 전개 과정 및 결과는 ‘밀집형 증기보일러의 고부하 열교환기 설계평가’⁽³⁴⁾와 본 연구에도 적용되었다. 이 경우 관통로 수가 작을수록 관의 수가 증가할수록 열전달면적은 증가(열저항이 감소)하여 압력강하와 서로 상반된 경향을 제시하게 되어 본 연구결과의 경향과 서로 잘 일치함을 볼 수 있다.

여기서 서론에서 언급하였던 초기투자비의 함수형태(Case1~Case5)에 따른 (초기투자비와 운전비용을 합한) 총비용의 변화와 최소총비용 및 이에 대응하는 설계변수(관수 및 관통로수) 변화를 살펴볼 필요가 있으며, 이와 함께 왜 다목적 최적화가 필요한지 간단한 수치계산을 통하여 살펴볼 필요가 있다. 이를 위해 증발기의 경우 Table 4의 열전달면적과 운전비용을 이용하여 계산한 총비용의 변화와 최소총비용이 Table 6에 제시되어 있다.

초기투자비의 함수형태에 따라 총비용의 값은 최소 29962\$ (Case2의 D-point)에서 최대15080382\$ (Case5의 D-point)까지 변한다. 또한 초기투자비의 함수형태에 따라 최소총비용 및 해당 설계변수는 달리 정해짐을 살펴볼 수 있다. Case1는 C점(관통로수2, 관수 403개), Case2는 D점, Case3는 B점, Case4는 B점, Case5는 A점(관통로수1, 관수 671개)

Table 6 Minimum total cost variation of evaporator with respect to various types of initial investment cost function

Poi-nts	Case1 ¹⁾ (\$)	Case2 (\$)	Case3 (\$)	Case4 (\$)	Case5 (\$)
A	161781	155741	181741	176641	244001
B	79390	66210	108210	123720	406040
C	64946	80826	109826	202226	1505586
D	99112	29962	192962	839062	15080382
Min	C	D	B	B	A

1) Initial investment cost functions

Case1: 1000 (Area) (\$) Case2: 3000+2000(Area)^{0.5}
 Case3: 3000+2000(Area) Case4: 3000+100(Area)²
 Case5: 1000+20 (Area)³

으로 각각 다르게 나타나므로, 무리하게 하나의 총비용으로 통합하기보다는 Fig. 6(증발기)과 Fig. 7(응축기)의 Pareto 선으로 제시하여 의사결정자가 결정하도록⁽³⁵⁾ 하는 것이 타당함을 알 수 있다.

4. 결 론

효율 향상과 투자비 절감은 SH-OTEC을 통한 재생에너지와 관련하여 가장 도전적인 사항이다. 본 연구에서는 R134a를 작동유체로 하는 100 kW급 SH-OTEC 증발기와 응축기의 설계 및 운전비용을 최소화하기 위하여 해석 및 최적화를 수행하였다.

해석결과, 증발기와 응축기의 열전달면적과 압력강하는 관통로수와 관수에 크게 의존함을 알 수 있었다. 열전달면적은 관통로수가 커지면 증가하고 관수가 많아지면 감소한다. 반면에 관측 압력강하는 열전달면적의 경우와 반대이다. 증발기의 열전달면적에 비해 응축기의 열전달면적은 매우 커서 총열전달면적에서 차지하는 비율이 아주 높다. 또한 증발기와 응축기 각각에 대하여 열전달면적과 압력강하에 대한 최적의 조합이 최적의 관통로수와 관수에서 얻어졌으며 이들 최적해들의 집합으로서 새로운 Pareto선들이 증발기와 응축기 각각에 대하여 도출되었다. 본 SH-OTEC 열교환기 해석에서 열전달면적과 압력강하의 관통로수와 관수에 대한 경향은 서로 상반되는 것으로 나타났으므로 이에 대한 타협점을 찾기 위하여 초기설비비용에 관련된 열전달면적과 압력강하에 관련된 운전비용을 포함하는 두 가지 목적함수를 갖는 다목적 유전자 알고리즘(GA)을 사용하였다.

이로부터 도출된 최적해들의 조합인 Pareto 선들은 증발기와 응축기 각각에 대하여 설계자 혹은 주문자가 그들의 재정적인 상황에 따라 넓은 범위

에 걸쳐 선택할 수 있는 설계 및 운전자료로서 제공될 수 있다.

후 기

이 논문은 2014년 울산대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌 (References)

- (1) Rajagopalan, K. and Nihous, G. C., 2013, "Estimates of Global Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Resources using an Ocean General Circulation Model," *Renewable Energy*, Vol. 50, pp. 532~540.
- (2) Berger, L. R. and Berger, J. A., 1986, "Countermeasures to Microbiofouling in Simulated Ocean Thermal-Energy Conversion Heat-Exchangers with Surface and Deep Ocean Waters in Hawaii," *Applied and Environmental Microbiology*, Vol. 51, pp. 1186~1198.
- (3) Meegahapola, L., Udawatta, L. and Witharana, S., 2007, "The Ocean Thermal Energy Conversion Strategies and Analysis of Current Challenges," *Proceeding of Second International Conference on Industrial and Information Systems (ICIIS 2007)*, Sri Lanka.
- (4) Ahmadi, P., Dincer, I. and Rosen, M. A., 2013, "Energy and Exergy Analyses of Hydrogen Production via Solar-boosted Ocean Thermal Energy Conversion and PEM Electrolysis," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, pp. 1795~1805.
- (5) Yeh, R. H., Su, T. Z. and Yang, M. S., 2005, "Maximum Output of an OTEC Power Plant," *Ocean Engineering*, Vol. 32, pp. 685~700.
- (6) Sun, F. M., Ikegami, Y., Jia, B. and Arima, H., 2012, "Optimization Design and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle in Ocean Thermal Energy Conversion," *Applied Ocean Research*, Vol. 35, pp. 38~46.
- (7) Yang, M. H. and Yeh, R. H., 2014, "Analysis of Optimization in an OTEC Plant Using Organic Rankine Cycle," *Renewable Energy*, Vol. 68, pp. 25~34.
- (8) Yamada, N., Hoshi, A. and Ikegami, Y., 2009, "Performance Simulation of Solar-boosted Ocean Thermal Energy Conversion Plant," *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 1752~1758.
- (9) Wang, T., Ding, L., Gu, C. and Yang, B., 2008, "Performance Analysis and Improvement for CC-OTEC system," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, pp. 1977~1983.
- (10) Nguyen, V. H. and Lee, G. S., 2013, "Performance Investigation of Solar-heating Ocean Thermal Energy

- Conversion (SH-OTEC) in Korea,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B.*, Vol. 37, pp. 43~49.
- (11) Ozcelik, Y., 2007, “Exergetic Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers using a Genetic Based Algorithm,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1849~1856.
- (12) Selbas, R., Kizilkan, O. and Reppich, M., 2006, “A New Design Approach for Shell-and-tube Heat Exchangers using Genetic Algorithms from Economic Point of View,” *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 45, pp. 268~275.
- (13) Tayal, M. C., Fu, Y. and Diwekar, U. M., 1999, “Optimal Design of Heat Exchangers: a Genetic Algorithm Framework,” *Industrial Engineering Chemical research*, Vol. 38, pp. 456~467.
- (14) Ponce-Ortega, J. M., Serna-González, M. and Jiménez-Gutiérrez, A., 2009, “Use of Genetic Algorithms for the Optimal Design of Shell-and-tube Heat Exchangers,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 203~209.
- (15) Caputo, A. C., Pelagagge, P. M. and Salini, P., 2008, “Heat Exchanger Design Based on Economic Optimization,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 1151~1159.
- (16) Ghosh, S., Ghosh, I., Pratihari, D.K., Maiti, B. and Das, P.K., 2011, “Optimum Stacking Pattern for Multi-stream Plate-fin Heat Exchanger through a Genetic Algorithm,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, pp. 214~224.
- (17) Allen, B. and Gosselin, L., 2008, “Optimal Geometry and Flow Arrangement for Minimizing the Cost of Shell and Tube Condensers,” *International Journal of Energy Research*, Vol. 32, pp. 958~969.
- (18) Sanaye, S. and Hajabdollahi, H., 2010, “Thermoeconomic Multi-objective Optimization of Plate Fin Heat Exchanger using Genetic Algorithm,” *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1893~1902.
- (19) Hajabdollahi, H., Ahmadi, P. and Dincer, I., 2011, “An Exergy-Based Multi-Objective Optimization of a Heat Recovery Steam Generator (HRSG) in a Combined Cycle Power Plant (CCPP) using Evolutionary Algorithm,” *International Journal of Green Energy*, Vol. 8, pp. 44~64.
- (20) Najafi, H., Najafi, B. and Hoseinpoori, P., 2011, “Energy and Cost Optimization of a Plate and Fin Heat Exchanger using Genetic Algorithm,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1839~1847.
- (21) Fettaka, S., Thibault, J. and Gupta, Y., 2013, “Design of Shell-and-tube Heat Exchangers using Multiobjective Optimization,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 60, pp. 343~354.
- (22) Amini, M. and Bazargan, M., 2014, “Two Objective Optimization in Shell-and-tube Heat Exchanger using Genetic Algorithm,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 69, pp. 278~285.
- (23) Klein, S. A., 2013, *Engineering Equation Solver (EES)*, fChart Software Inc.
- (24) High Performance Tube, Inc., available from: www.highperformancetube.com
- (25) Wolverine Tube, Inc., available from: www.wlv.com
- (26) Costa, A. L. H. and Queiroz, E. M., 2008, “Design Optimization of Shell-and-tube Heat Exchangers,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 1798~1805.
- (27) Kalac, S. and Liu, H., 1998, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press LLC, Florida.
- (28) Serth, R. W., 2007. *Process Heat Transfer Principles and Applications*, Elsevier Ltd., Texas.
- (29) Cavallini, A., Censi, G., Col, D. D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L. and Zilio, C., 2003, “Condensation inside and outside Smooth and Enhanced Tubes - a Review of Recent Research,” *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 373~392.
- (30) Holland, J. H., 1975, *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, University of Michigan Press, Ann Arbor.
- (31) Guo, D., Liu, M., Wang, J. and Xie, L., 2014, “Optimization in Plate-fin Safety Structure of Heat Exchanger using Genetic and Monte Carlo Algorithm,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, pp. 342~349.
- (32) Konak, A., Coit, D. W. and Smith, A. E., 2006, “Multi-objective Optimization using Genetic Algorithms: A Tutorial,” *Reliability Engineering and System Safety*, Vol. 91, pp. 992~1007.
- (33) Nguyen, M. P. and Lee, G. S., 2011, “Characteristics of the Water Pressure Drop Considering Heat Transfer in the Evaporator and Condenser of a Water Chiller,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, No. 12, pp. 1293~1300.
- (34) Kim, S., Yang, J. and Choi, S., 2013, “Design Evaluation of Heavy Duty Heat Exchangers for Compact Steam Boilers,” *J. of the Korean Soc. of Comb.*, Vol. 18, No.2, pp. 23~31.
- (35) Wong, J. Y. Q., Sharma, S. and Rangaiah, G. P., 2016, “Design of Shell-and-tube Heat Exchangers for Multiple Objectives using Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm with Termination Criteria,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 93, pp. 888~899.