

20 kW급 해양온도차 파이롯 플랜트 성능실험

엄 지 흥, 이 재 용, 김 남 진, 김 중 보*

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

An Experimental Investigation of 20 kW OTEC Pilot Plant

Ji-Hong Uhm, Jae-Yong Lee, Nam-Jin Kim, Chong-Bo Kim*

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received December 23, 2000; revision received August 20, 2001)

ABSTRACT: The energy is the basis for almost all industrial activities and domestic needs. But recently there are increasing concerns internationally over environmental problems and consequent climate changes caused by the excessive use of fossil fuels. Furthermore the price of crude oil is increasing steadily with unstable supplies. In order to solve these national energy problems, the utilization of Ocean Energy is introduced as one of the best alternative technologies for the future. OTEC Power Plant has been installed at the West Incheon Power Plant Site. Temperature differences of 20~25°C have been utilized for plant operations, where R22 is used as a working fluid. The system is composed of low pressure turbine, plate type heat exchanger, and pumps. In the present investigation the experimental results, such as gross power, net power and objective function, are analysed when temperature differences change from the reference design point.

Key words: OTEC(해양온도차 발전), Plate type heat exchanger(판형 열교환기), Gross power(터빈출력), Net power(정미출력), Objective function(평가계수)

기 호 설 명

A_T : 열교환기 총면적	P_N : 정미출력
Cp_{WS} : 고온수의 비열	P_{WF} : 냉매펌프 출력
D_h : 시험덕트 수력직경, $4A/P$ [m]	P_{WS} : 고온수 펌프 출력
h : 열전달계수 [W/m^2K]	P_{CS} : 저온수 펌프 출력
\dot{m}_{WF} : 작동유체 유량	Pr : Prandtl 수, ν/α
\dot{m}_{WS} : 고온수 유량	Re : Reynolds 수, UL/ν
P_G : 터빈출력	Q_E : 증발기에 유입된 열량
	Q_C : 응축기로 버려진 열량
	ΔT : 해수온도차
	y : 발전단가
	y_i : 발전에 필요한 비용의 총계
	γ : 평가계수
	η_T : 터빈효율

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7313; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: cbkim@inha.ac.kr

η_{cycle} : OTEC 사이클효율

1. 서 론

현재 인류는 급격한 산업화에 따른 엄청난 자원을 사용하고 있으며, 한정된 석유자원과 기타 천연자원은 점차 고갈되어 가고 있다. 그로 인해 심각한 에너지·환경 문제에 직면하게 되었고, 이에 환경에 무해하고 무한한 대체 에너지원을 필요로 하게 되었으며, 이에 관련한 많은 연구가 수행되었다.

이러한 대체에너지원 중 실제 이용 가능한 것으로 알려진 해양에너지를 이용하여 발전하는 시스템을 해양온도차 발전(Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC)이라 한다. OTEC 과정의 핵심은 증기발전 시스템을 가동시키기 위해 표층수와 심층수의 온도차를 이용한다는 것이다. 그리고 이러한 온도차가 20℃ 이상일 때 OTEC 시스템이 동력을 생산할 수 있다는 사실은 잘 알려져 있다.

이러한 OTEC의 개념은 1881년 프랑스의 공학자인 D'Arsonal가 처음으로 제안하였고,⁽¹⁾ 그후 1930년에 Claude는 쿠바의 Matanzas만에서 플랜트를 설계하여 실지 실험을 수행하였다.⁽²⁾ 이 실험장치는 22 kW의 동력을 생산하였으며, 이것은 장치를 구동시키기 위해 소모되는 동력보다 더 적은 양이었다. 그러나 1970년대의 오일파동으로 인해 많은 국가들이 대체 에너지원을 찾기 시작했고, 이에 따라 OTEC의 잠재력에 대한 연구가 다시 시작되었다. 그 결과 1979년 하와이에서 소형의 폐쇄형 OTEC 사이클이 처음으로 18 kW의 정미출력을 낼 수 있었다. 1980년 하와이 천연에너지 연구소(NELHA)는 1 MW급 OTEC용 열교환기에 대한 실험을 하와이에서 성공리에 수행하였다. 한편 1993년에는 NELHA에서 OTEC 플랜트의 성능시험을 수행한 결과, 213 kW의 전기를 생산하였고 시스템 구동에 필요한 전기를 제외하면 정미출력은 60 kW였다. 이처럼 정미출력이 낮은 이유는 양식업에 쓰기 위해 발전에 필요한 유량보다 더 많은 양의 심층수를 퍼 올리기 위해 펌프일이 부가적으로 많이 늘어났기 때문이다.⁽³⁾ 1994년에 Avery와 Wu는 OTEC 시스템이 생산할 수 있는 동력이 해수가 흡수하는 평균 태양에너지의 약 0.07%에 정도인 약 0.19 MW/km²

정도임을 보여주었다.⁽⁴⁾ 1996년 Takahashi와 Trenka는 OTEC 발전 시스템이 특히 섬지방과 화석연료 제품을 수입하는 많은 연안국가들의 경우에 엄청난 잠재력을 가지고 있음을 강조하였으며, 또한 Nihous와 Syed는 OTEC 발전 시스템에 대하여 전력생산을 포함한 여러 측면에서의 경제성 평가를 수행하여 OTEC 발전 시스템의 사용 가능성에 대한 타당성을 제시하였다.^(5,6)

일본의 경우에는 구주의 사가대학이 자신들의 실험실에서 R22와 암모니아를 작동유체로 사용하는 75 kW 출력의 OTEC 시스템을 갖추고 지난 20년간 연구를 진행하고 있다. Uehara와 그의 동료들은 OTEC용 열교환기와 새로운 사이클 개발 등 많은 연구를 수행하였다.⁽⁷⁾

한국의 경우, 1989년부터 1991년까지의 3년 동안 한국전력공사에서는 한반도에 적절한 OTEC 시스템에 대한 연구를 수행하였다. 그 결과 비록 한국이 열대지방에 위치해 있지는 않지만 포항 근처의 동해안에서는 겨울을 제외하고는 거의 일년 내내 표층수와 수심이 약 200 m인 곳의 해수의 온도차가 20℃인 것을 밝혀냈다.⁽⁸⁾

한국에서는 지난 20여 년간 많은 원자력발전소가 건설되었으나 발전소 응축기에서 방출되는 물이 발전소 주변의 해수온도를 증가시켜 많은 어패류가 죽어가고 있고, 이로 인한 현지주민들의 불만이 큰 상태이다. 이러한 원자력발전소의 응축기에서 방출된 물과 차가운 해수를 이용한 OTEC 시스템의 연구가 수행되어, 이러한 개념으로 일년 내내 가동이 가능한 육상 설치 폐쇄형 발전소를 건설한다면 환경 및 에너지 문제를 동시에 해결할 수 있을 것으로 전망된다.

따라서, 본 연구에서는 기존의 OTEC 에너지원과는 다른 원자력발전소의 온배수를 에너지원으로 이용할 수 있는 OTEC 시스템 설계를 위하여 20 kW급 파이롯 플랜트를 설치하고, 그 성능실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험장치의 개략도를 나타내고 있으며, Fig. 2는 OTEC 사이클의 T-s 선도를 나타내고 있다. 실제의 원자력발전소의 온배수를 이

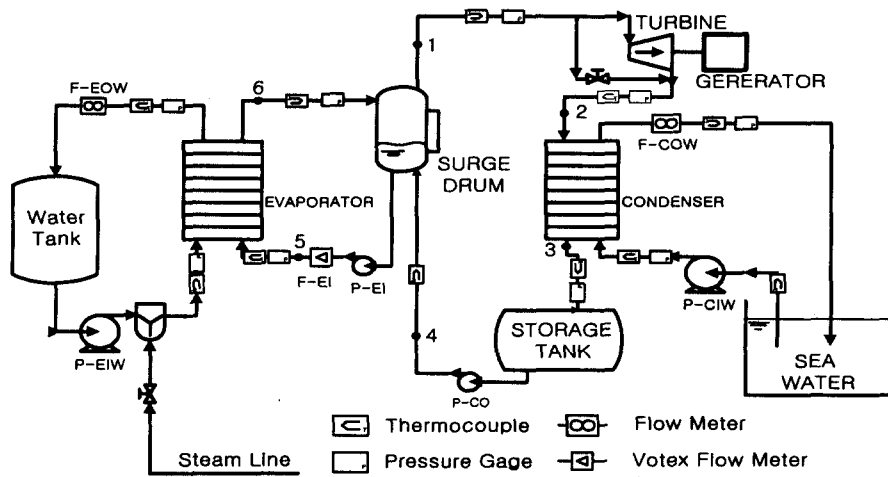


Fig. 1 Schematic diagram of OTEC cycle.

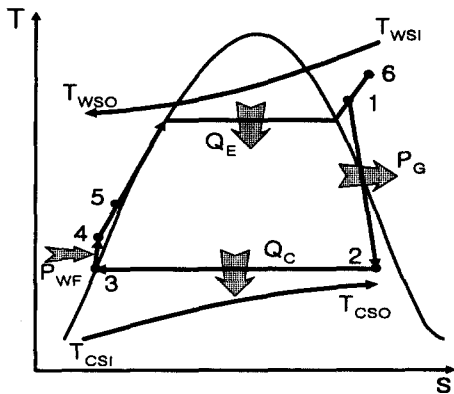


Fig. 2 T-s diagram of 20 kW OTEC cycle.

용한 실험은 부지선정과 설치의 어려움으로 인하여 서인천 복합화력 발전처 내에 파이롯 플랜트를 설치하고, 발전처에서 생산되는 수증기를 사용함으로써 고온 표층수의 온도를 24~29℃ 정도로 임의적으로 제어하는 방법을 취하였다.

OTEC 플랜트를 제작하는 데 있어서 가장 중요한 부분을 차지하는 것이 증발기와 응축기를 구성하는 열교환기이다. OTEC 플랜트의 낮은 열효율 특성상 열교환기의 크기가 커지게 되는데, 가능한 한 작은 크기로 높은 열용량을 가지며 적은 온도차에서도 원활한 열교환능력을 발휘하고, 열교환기 내 압력강하가 적어 펌프동력을 절감할 수 있으며, 바닷물에 의한 부식을 방지할 수 있는 재질을 가진 열교환기를 선정하는 것이 필수적이다. 그리하여 OTEC 플랜트에는 티타늄 재질

Table 1 Experimental data of OTEC Pilot Plant ($\Delta T=21^\circ\text{C}$)

	Temperature(°C)	Pressure(kPa)
Point 1	21.6	931
Point 2	8.2	643
Point 3	5.3	643
Point 4	5.5	931
Point 5	6.4	931
Point 6	22.9	931

의 Alfa-Laval사의 판형 열교환기 15-BWFG를 채택하였다.

또 다른 주요 구성품의 하나가 저압 터빈이라 할 수 있다. 터빈의 종류로는 원심(radial) 터빈을 선정하였으며, 이러한 원심 터빈은 축류(axial) 터빈에 비하여 길이를 작게 할 수 있고 구조가 간단하여 제작비용이 적게 드는 장점이 있으며, 구조적인 측면에서는 디스크(disk)와 로터(Rotor)가 일체형이므로 강도 면에서 축류 터빈보다 유리한 면이 있다. 따라서 본 플랜트에 원심 터빈을 제작하여 장착하였다. 본 실험장치의 열교환기와 터빈은 21℃의 해수온도차에서 최적의 성능을 나타내도록 설계되었다.

냉매유량계는 증발기로 유입되는 냉매의 유량을 정확히 측정하기 위하여 크론(KROHNE)사의 볼텍스 유량계(Vortex Flowmeter, VFM 1091 K+F)를 사용하였다.

증발기로 유입되는 물의 유량을 측정하기 위해서

정확도가 $\pm 0.5\%$ 인 크론사의 자기유량계(AQUAFLEX 080K)를 사용하였으며, 웅축기로 유입되는 물의 유량을 측정하기 위하여 정확도가 $\pm 2\%$ 인 오리피스 차압유량계를 사용하였다.

본 실험장치의 경우 전체 플랜트의 펌프 및 밸브제어를 위하여 PLC(Programmable Logic Controller)를 이용한 시스템 제어방식을 채택하였다. PLC 컨트롤러로는 지멘스(Siemens)사의 SIMATIC 7-300 PLC 컨트롤러를 사용하였으며, 본 PLC 컨트롤러에 의하여 각각의 펌프의 On/Off 제어 및 P-CO에 의한 서지드럼(Surge Drum)의 작동유체 수위조절 및 유량계, 열전대 및 압력계의 데이터 획득에 이용되었다. 또한 플랜트 공정감시, 데이터 수집 및 데이터의 관리를 위하여 인텔루션(Intellution)사의 Fix32 프로그램을 이용하였다.

각 지점에서의 온도, 압력값을 얻기 위해서 온도센서와 압력계를 사용하였다. 압력계는 정확도 $\pm 0.3\%$ 의 코닉스(Konics)사의 PT-3300형 전자식 압력계를 이용하였으며, 온도센서로는 총 18곳에 J-Type 온도센서를 사용하였다. 각 온도센서는 항온조에서 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 의 정확도를 가지고 측정되도록 보정하였다. 또한 온도측정에 있어서 중요한 부분에서는 배관의 동일한 위치에 깊이가 다르게 두 개씩 설치하여 온도를 평균하여 사용하였다.

본 실험에서는 고온 표층수의 온도조건을 충족시킬 수 있도록 별도의 물탱크와 스팀믹서를 장착하였으며, 각각의 펌프들은 냉매 및 물의 유량과 양정을 계산하여 적절한 펌프를 선정하였다.

2.2 실험방법

본 실험은 다음과 같은 방법으로 수행되었다. 우선 증발기에 공급할 물을 물탱크에 채운 후, P-EIW 펌프를 가동시킨다. 이때 P-EIW 펌프를 가동시킨 후, 스팀믹서를 통하여 물과 스팀을 섞어 주어 전체 시스템이 적절한 온도차를 가지도록 무부하상태로 운전한다. 이때 작동유체는 인버터에 의하여 유량이 조절되는 냉매펌프에 의해서 증발기로 공급되고, 여기서 고온수와의 열교환을 통해 과열증기가 되어 서지드럼으로 유입된다. 서지드럼은 증발기에 냉매를 공급하기 위한 액체상태의 작동유체를 저장하는 역할을 하는 동시에 증발기로부터 나온 증기만 저압터빈 쪽으로 넘어가도록 하는 기수분리 역할을 수행하게 된다.

일정시간 무부하 운전으로 설정온도차에 도달하게 되면, 서지드럼 위쪽의 터빈으로 작동유체 증기가 유입되는 밸브를 서서히 개방하여 터빈이 점차 회전수를 높여가도록 만들어 우선 부하시험기의 히터를 켜지 않은 상태에서 정상상태를 유지하도록 만든다. 시스템이 정상상태에 도달할 때까지 서지드럼의 수위를 일정하게 유지시키면서 P-EI 펌프의 회전수를 서서히 올리면서 냉매 유량을 증가시키게 되면 터빈의 회전수가 증가하게 된다. 이때 터빈이 10,000 rpm에 도달하게 되면 발전기는 1,800 rpm을 지시하게 되며 이 순간 부하시험기의 히터 하나를 가동시켜 발전되는 전기를 소모하게 된다.

전체 시스템이 전기를 생산하게 되면서 더 많은 열량을 소비하게 되면 고온수측 물온도는 떨어지게 되는데, 이때 온도센서로 제어되는 스팀 컨트롤 밸브가 PID 제어에 의하여 최적의 스팀양을 공급하여 항상 고온수측 온도가 일정하게 유지되도록 조정하게 된다. 또한 서지드럼의 수위가 급변하게 되면 터빈으로 들어가는 작동유체의 공급량이 일정하게 유지되지 않아 터빈에 무리가 갈 수 있으므로 PLC가 서지드럼에 부착되어 있는 고수위·저수위 센서에서 신호를 받아 서지드럼의 수위가 일정하게 유지될 수 있도록 P-CO 펌프를 간헐적으로 가동시켜 주게 된다.

저온 심해수는 서인천복합발전처에서 냉각수로 사용하는 바닷물을 펌프로 끌어올려 사용된다. 이러한 바닷물과 터빈을 통과한 냉매증기와 열교환함으로써 냉매를 웅축시킨다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 각 부품별 성능해석 결과

3.1.1 증발기

증발기는 실제 설계상 923.71 kW의 열량을 전달하도록 되어 있다. 실험에서 증발기가 설계와 맞는 열량을 전달하는가는 고온수측 입·출구의 물온도차와 유량을 가지고 확인할 수 있으며, 또한 냉매의 유량과 엔탈피차에 의해서도 확인할 수 있다.

3.1.2 웅축기

웅축기는 증발기와 마찬가지로 실제 설계상

Table 2 Experimental data of evaporator and condenser ($\Delta T=21^\circ\text{C}$)

	Evaporator	Condenser
Water flow rate	61.4 kg/s	61.4 kg/s
Refrigerant flow rate	4.22 kg/s	4.22 kg/s
ΔT of water side	3.4 $^\circ\text{C}$	3.3 $^\circ\text{C}$
ΔT of refrigerant side	16.5 $^\circ\text{C}$	2.9 $^\circ\text{C}$
Capacity	870 kW	838.3 kW
LMTD	2.0	1.93

923.71 kW의 열량을 전달하도록 되어 있다. 실험에서 응축기가 설계와 맞는 열량을 전달하는가는 증발기와 같은 방법으로 확인할 수 있다. Table 2는 증발기와 응축기의 데이터를 정리한 것이다.

3.1.3 터빈

저압터빈 설계에 따른 효율의 변화는 전체 시스템의 효율에 큰 영향을 미친다. 따라서 시스템에 알맞은 최적의 터빈설계가 매우 중요하다고 할 수 있다. 현재 OTEC 플랜트에 설치된 저압터빈은 입구압력 930 kPa과 출구압력 640 kPa일 때 효율이 90%가 되도록 설계되었으며 효율이 상당히 좋은 터빈이라고 할 수 있다. 실험에서 터빈의 효율을 검증하기 위하여 터빈 입·출구의 온도, 압력값을 이용하여 터빈에서 발생할 수 있는 이상적인 일과 비교하였다. 우선 터빈의 실험값을 정리하면 Table 3과 같다.

위의 데이터에서 이론적인 등엔트로피 과정에서 터빈 일을 계산하면 36.7 kW가 나올 수 있으나 실제로는 여러 손실들에 의하여 효율이 90% 정도인 33 kW의 출력이 생산됨을 알 수 있었으며 이는 설계조건과 같은 결과를 나타내고 있다.

터빈의 경우에는 물측의 온도차가 변화하면 위의 설계조건이 변화하게 되므로 이에 따른 효율의 변화가 생기게 된다. Fig. 3은 물측 온도차의

Table 3 Experimental data of the turbine ($\Delta T=21^\circ\text{C}$)

Turbine inlet temp.	21.6 $^\circ\text{C}$
Turbine inlet press.	931 kPa
Turbine outlet temp.	8.2 $^\circ\text{C}$
Turbine outlet press.	643 kPa
Turbine power	33 kW
Turbine efficiency	0.9

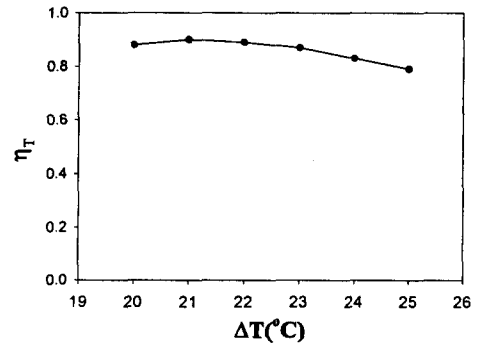


Fig. 3 Turbine efficiency versus various sea-water temperature difference.

변화에 따른 터빈의 효율변화를 나타낸 것이다.

3.1.4 펌프

P-EIW 펌프는 증발기에 고온수를 공급하는 기능을 수행하며, 최고 75 kg/s의 유량을 공급할 수 있으나 본 실험장치에서는 61.39 kg/s의 유량을 증발기에 공급한다.

P-CIW 펌프는 응축기에 저온 해수를 공급하는 기능을 수행하며, P-EIW 펌프와 마찬가지로 최고 75 kg/s의 유량을 공급할 수 있으며, 본 실험장치에서는 61.39 kg/s의 유량을 공급하였다.

P-EI 펌프는 증발기에 작동유체를 공급하는 기능을 수행하며, 최대 5.25 kg/s의 유량을 증발기에 공급할 수 있도록 설계되어 있다. 이는 열교환기가 요구하는 유량 5.19 kg/s보다 많은 양으로 작동유체를 공급할 수 있어 큰 문제는 없다.

3.2 OTEC 플랜트의 성능해석 결과

3.2.1 전력생산량

고온수와 저온수의 온도 차이에 대한 실험을 수행하였다. 고온수의 온도를 조정하는 방법을 사용하여 원하는 온도차를 만들었으며, 각각의 온도 차이에서 여러 번의 실험을 수행하여 그 값을 평균하여 표시하였다.

온도차의 변화에 따른 플랜트의 전력변화량에 대해 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 물측의 온도차가 20 $^\circ\text{C}$ 이상에서는 펌프동력을 제외한 전력생산이 20 kW 이상이 됨을 알 수 있다. 그러나 20 $^\circ\text{C}$ 이하가 되면 정미출력이 급격히 줄어들어 17 $^\circ\text{C}$ 의 온도차만 되도 정미출력의 생산이 되지 않는다. 그러나 이를 원자력발전소

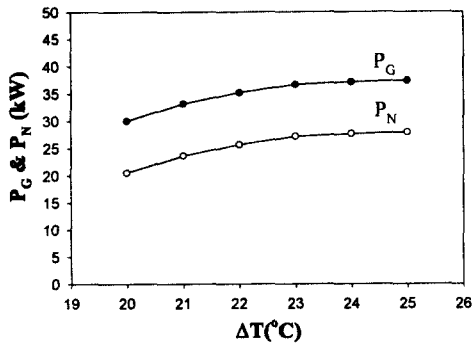


Fig. 4 Effect of seawater temperature difference on cycle power.

등의 온배수 등을 이용한 우리나라 실정에 맞는 발전형태를 취한다면 온도차를 20°C 이상으로 유지하는 것은 그다지 어려운 문제는 아니라고 생각되며, 따라서 앞으로의 유가상승과 환경문제 고려한다면 이러한 OTEC 발전시스템의 활용이 기대되어진다.

3.2.2 효율

전체 사이클의 효율은 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_{cycle} = \frac{P_N}{Q_E} \tag{1}$$

여기서,

$$Q_E = \dot{m}_{WF} \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m}_{WS} \cdot C_{p_{WS}} \cdot (T_{WSI} - T_{WSO}) \tag{2}$$

$$P_N = P_G - (P_{WF} + P_{WS} + P_{CS}) \tag{3}$$

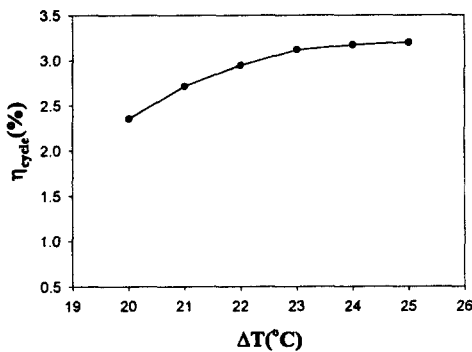


Fig. 5 Effect of seawater temperature difference on cycle efficiency.

위의 식을 이용하여 해수의 온도차에 대한 전체 시스템의 효율의 관계를 Fig. 5에 나타내었다. 온도차가 감소할수록 효율은 점차 감소하였으며, 추후 열역학 사이클의 최적화 및 마찰저항 감소 등에 의한 열효율 향상을 위한 연구에 의하여 좀 더 개선될 수 있으리라 생각된다.

3.2.3 평가계수

OTEC에서의 발전단가 y 는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$y = \frac{y_t}{P_N} \tag{4}$$

전체 발전시스템의 최적화는 발전단가 y 가 최소가 되도록 각종 지배인자를 결정할 필요가 있다. 특히 OTEC 플랜트의 경우 발전에 필요한 총 비용 중에서 응축기나 증발기의 제작에 드는 비용이 전체의 30~50%가 된다. 따라서 증발기나 응축기의 표면적을 최소화하는 것이 y 값을 가장 최소로 하는 중요한 인자가 된다. 그러므로 증발기 전열면적과 응축기 전열면적의 합을 정미출력으로 나눈 값 γ 를 최적화는 것이 y 값을 이용하는 것보다 타당하다. 이러한 평가계수는 Uehara에 의하여 제안된 지수로서 해양온도차 발전 플랜트를 최적화하는 데 필요한 계수이다.⁽⁷⁾ 즉 평가계수 γ 가 최소가 되는 경우가 OTEC 플랜트가 최적화된 경우라고 할 수 있다.

$$\gamma = \frac{A_t}{P_N} \tag{5}$$

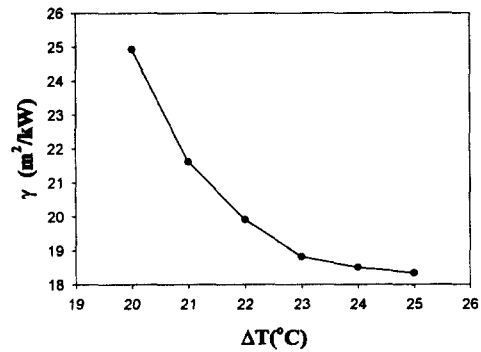


Fig. 6 Effect of seawater temperature difference on objective function.

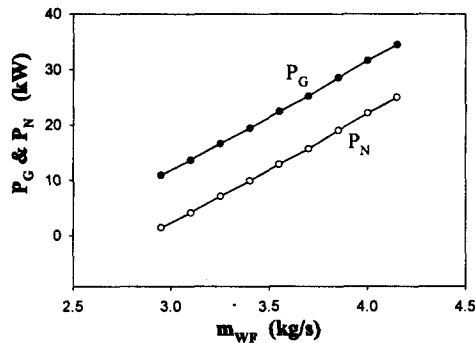


Fig. 7 Cycle power versus various working fluid mass flow rate ($\Delta T=21^\circ\text{C}$).

식(5)를 이용하여 해수의 온도차에 따른 평가 계수의 관계를 Fig. 6에 나타내었다.

3.2.4 냉매유량

고온수와 저온수의 유량 그리고 해수의 온도차를 고정한 상태에서 냉매의 질량유량 변화가 전체 시스템의 정미출력에 미치는 영향에 대해서 실험하였다.

Fig. 7은 해수의 온도차가 21°C 의 경우에 대해 냉매유량의 변화에 대한 정미출력의 변화를 나타낸 그래프이다.

4. 결 론

본 연구는 R22를 작동유체로 하는 20 kW급 폐쇄형 해양온도차 파이롯 플랜트를 직접 제작, 실험하여 그 성능해석을 수행하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 해수온도차가 20°C 이상일 경우 펌프동력을 제외한 정미출력 생산이 가능하며, 21°C 정도의 온도차에서 약 23.43 kW의 정미출력이, 25°C 온도차에서 최고 28 kW의 정미출력이 생산되었다.

(2) 해수온도차가 21°C 정도일 때의 전체 시스템의 효율은 약 2.7% 정도, 25°C 온도차에서 최고 3.2%의 효율이 나타났다.

(3) 작동유체인 R22의 유량변화에 따라 시스템의 출력은 거의 선형적으로 변화한다. 그러나 적정유량을 초과하게 되면 시스템의 운전이 불가능하게 된다. 이는 작동유체의 질량유량이 너무 많으면 증발기에서 증발이 원활히 일어나지 못하기 때문이다.

(4) OTEC 플랜트의 평가계수는 해수의 온도차가 증가할수록 감소한다. OTEC 플랜트의 설계에 있어서 평가계수가 최소가 될 수 있도록 설계하는 것이 최적의 설계라 할 수 있으므로 되도록 해수의 온도차가 큰 지역, 그리고 계절에 따른 표층수의 온도변화가 작은 지역에서의 플랜트 설계가 타당하다고 할 수 있다.

후 기

본 실험은 과학기술부에서 시행한 특정연구개발사업(LA-01-01-A-01)의 일환으로 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. D'Arsonal, A., 1881, Utilisation de forces naturelles, *Revue Scientifique*, Vol. 17, pp. 370-372.
2. Claude, G., 1930, Power from the Tropical Seas, *Mechanical Engineering*, Vol. 52, No. 12, p. 1039.
3. Sangho Shin, 1999, Analysis of a Simple Rankin cycle and Regenerative Rankin cycle for OTEC applications, *International OTEC/DOWA Association*, pp. 142-151.
4. Avery, W. H. and Wu, C., 1994, *Renewable Energy From the Ocean: A Guide to OTEC*, Oxford University Press, Oxford, England.
5. Takahashi, P. and Trenka, A., 1996, *Ocean Thermal Energy Conversion*, John and Wiley & Sons, Chichester, England.
6. Nihous, G. C. and Syed, M. A., 1997, Financing Strategy for Small OTEC Plants, *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 38, No. 3, pp. 201-211.
7. Uehara, H. and Ikegami, Y., 1990, Optimization of a Closed-Cycle OTEC System, *J. of Solar Energy Engineering*, Vol. 112, pp. 247-256.
8. Korea Power Company, 1989, A Study on the Development of Ocean Thermal Energy Conversion and Wave Power Generation System, Technical Report, KRC-89G-T10.