ハイブリッドサイクルを用いた海洋温度差発電の最適化*
(海水淡水化プラントの組合せ)上原 春男^{*1}, 中岡 勉^{*2}
田代 秀明^{*3}, 古賀 透^{*3}Optimization of OTEC Plant Using a Hybrid-Cycle
(Combination of a Desalination Plant and OTEC Plant)Haruo UEHARA, Tsutomu NAKAOKA,
Hideaki TASHIRO, and Toru KOGA

In this paper, the optimization of a hybrid-cycle OTEC plant is carried out by the method of steepest descent. The hybrid cycle is a combination of a closed-cycle OTEC plant and a spray flash desalination plant. The total heat exchange area per net power is used as an objective function. The numerical results are shown for a 10 MW hybrid-cycle OTEC plant with plate-type heat exchangers. Ammonia is used as a working fluid. The results are compared with that of a closed cycle OTEC system.

Key Words: Optimization, Hybrid-cycle, OTEC, Desalination, Spray Flash Evaporation

1. 結 言

著者らは、海洋温度差発電に関する数多くの研究を行ってきた^{(1)~(4)}。海洋温度差発電は、研究段階から実用化の段階に入りつつある。また、これまで著者らは、クロードサイクルを用いた発電システムに重点を置いて研究を行ってきた。しかし、海洋温度差発電の設置を希望している国では、慢性的な水不足に悩まされている場合が多く、電力とともに水の供給を要求する国が多い。したがって、海洋の熱エネルギーの有効利用を考慮すると、海水の淡水化と発電を同時に行う、いわゆるハイブリッドサイクル発電システムを検討しておく必要がある。

ハイブリッドサイクル発電システムについては、これまでに Panchal ら⁽⁵⁾の研究があるが、システム全体の最適設計法についての研究はなされていない。

上原らはこれまでの理論的、実験的研究によって海洋温度差発電に適したコンパクトで高性能なプレート式熱交換器を開発した^{(6)~(10)}。また、宮武らは海水淡水

化の効率を上げるために、過熱液をノズルから蒸気相に直接放出する方法（スプレーフラッシュ蒸発法）の実験的研究を行っている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。著者らは海水淡水化にスプレーフラッシュ式を、発電システムに上原らのクロード OTEC システムを組合せたハイブリッド OTEC システムの最適化手法を開発した。本報ではその方法と得られた結果の一部について述べる。

記 号

A : 伝熱面積
BPR: 溶解成分による沸点上昇
 Bo^* : 修正ボンド数
 c_p : 定圧比熱
 D : 直径
 D_{eq} : 相当直径
 f_p : 圧力係数
 g : 重力の加速度
 G : 流量
 Gr : グラスホフ数
 h : エンタルピー, 深さ
 H : Henry 定数, 顕潜熱比
 ΔH : 損失水頭
 k : 熱伝導率

* 昭和 63 年 3 月 19 日 関西支部第 63 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 63 年 3 月 24 日。

^{*1} 正員, 佐賀大学理工学部 (〒840 佐賀市本庄町 1)。

^{*2} 正員, 水産大学 (〒759-65 下関市吉見水田本町 1944 番地)。

^{*3} 学生員, 佐賀大学理工学部。

K : 熱通過係数
 l : 長さ, 伝熱面の長さ
 L : 動力, 潜熱
 ΔL : プレート伝熱面の幅
 M : 定数

NETD: 非平衡温度差

Nu : ヌッセルト数

p : ピッチ

P : 出力, 圧力

Pr : プラントル数

ΔP : 圧力差

Q : 熱量

Re : レイノルズ数

t : 液滞留時間

T : 温度

ΔT : 温度差, 液温降下

ΔT_m : 対数平均温度差

ΔT_s : 過熱度

$\bar{u}$: 平均流速

V : 流速

ΔX : プレート伝熱面の長さ

ΔY : プレート伝熱面の間隔

α : 熱伝達係数

γ : 評価関数

η : 効率

μ : 粘性係数

ν : 動粘性係数

ρ : 密度

σ : 表面張力

添 字

a : 大気

ad : 断熱圧縮

A : 空気

C : 凝縮器, 冷, 集合

D : 分配

E : 蒸発器, 蒸発

f : フラッシュ蒸発, フラッシュ室

F : 作動流体

g : 発電機

G : 発電端

I : 入口

L : 液体

min: 最小

n : ノズル

N : 正味

O : 出口

P : 配管, 排気

S : 凝縮, 飽和, 海水

T : タービン, 総

V : 蒸気, 真空

W : 温, 取水, 壁面

2. ハイブリッドシステムと評価関数

図1はスプレーフラッシュ海水淡水化装置とクローズドサイクルである海洋温度差発電とを組合せたハイブリッドサイクル海洋温度差発電システムの原理図を示している。温海水は、減圧したフラッシュ室にノズルにより噴出され、スプレーフラッシュ蒸発をおこなう。発生した蒸気は、クローズドサイクルである海洋温度差発電蒸発器に入り凝縮し、淡水となり、作動流体であるアンモニアやフロンを加熱し蒸発させる。また、蒸発器で凝縮しえなかった不凝縮ガスや、フラッシュ蒸発時に発生した溶存空気は、真空ポンプで大気に放出される。蒸発した作動流体蒸気は、タービンを通過し発電機を回転させて発電する。タービンを出た蒸気は、凝縮器で深層冷水水によって冷却され、凝縮し液体となる。

これまでの海洋温度差発電システムの研究において海洋温度差発電の場合には、利用できる温度差が小さいために、蒸発器と凝縮器の伝熱面積は、他の発電法式に比較して大きくなり、それらは発電所の全コストの30~50%を占めてしまう⁽²⁾。海水淡水化装置を組合せたハイブリッドサイクル海洋温度差発電システムの場合には、表層温海水を直接フラッシュ蒸発させるのでクローズドサイクルにおける温度差が小さくなり、蒸発器、凝縮器の伝熱面積は海洋温度差発電システムの場合よりも大きくなる。したがって、ハイブリッドサイクル海洋温度差発電システムの評価には、海洋温度差発電システムの場合と同様に伝熱面積およびポンプ動力を最小にする次の評価関数 γ を用いた。

図1 ハイブリッドサイクル発電システム

$$\gamma = \frac{\text{熱交換器の総伝熱面積}}{\text{正味発電出力}} = \frac{A_T}{P_N} \quad \dots\dots\dots (1)$$

この場合 γ の関数が最小になることによって最適システムが得られる。なお本報では、蒸発器において加熱媒体が水蒸気であるため、プレート材質に熱伝導率が高く安価なアルミニウムを使用した。

3. 基本式

式(1)の正味発電出力 P_N は、

$$P_N = P_G - (L_W + L_C + L_F + L_V) \quad \dots\dots\dots (2)$$

で示される。ここで P_G は発電端出力、 L_W , L_C , L_F , L_V はそれぞれ温海水、冷海水、作動流体、および真空ポンプ動力で次式より求めることができる。

$$P_G = G_F \eta_T \eta_g (h_1 - h_2) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$L_W = G_W g \Delta H_{LW} / \eta_{WSP} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$L_C = G_C g \Delta H_{LC} / \eta_{CSP} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$L_F = G_F g \Delta H_F / \eta_{FP} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$L_V = L_{ad} / \eta_{VP} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、冷海水配管部全損失 ΔH_{LC} 、作動流体配管部全損失 ΔH_F の算出には、文献(4)を使用した。温海水配管部全損失 ΔH_{LW} は、海水取水部の損失 ΔH_{LWW} 、配管部の損失 ΔH_{LWP} 、およびフラッシュ室から液温降下した温海水を排出するための排出損失 ΔH_{LWO} からなり、次式で示される。

$$\Delta H_{LW} = \Delta H_{LWW} + \Delta H_{LWP} + \Delta H_{LWO} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、海水取水部の損失 ΔH_{LWW} は、文献(4)と同様である。配管部の損失 ΔH_{LWP} は、次式で表される。

$$\Delta H_{LWP} = \Delta H_{LWD} + \Delta H_{LWC} + \Delta H_{LWN} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 ΔH_{LWD} は連続等分布配管損失⁽¹⁴⁾、 ΔH_{LWC} は、連続等分布集合管損失⁽¹⁴⁾、 ΔH_{LWN} は、ノズル損失を示す。排出損失 ΔH_{LWO} は、次式で表される。

$$\Delta H_{LWO} = (P_a - P_f) / \rho_{wsog} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、液温降下した温海水は、圧力 P_f のフラッシュ室から大気圧 P_a 中に放出されると仮定した。式(7)の真空ポンプ動力計算には、次式に示す断熱圧縮動力 L_{ad} によって求めた。

$$L_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_f G_A \{ (P_a / P_f)^{(\kappa - 1) / \kappa} - 1 \} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、放出溶存空気流量 G_A は、次式で表される⁽¹³⁾。

$$G_A = 2.78 G_W \frac{\rho_{ws}(273 + T_{WSI} - \text{BPR})(760 - P_{WSS})}{H_A P_V} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで、BPR は溶解成分による沸点上昇、 H_A は Henry 定数、 P_{WSS} は $T = T_{WSI}$ での飽和蒸気圧、 P_V は

$T = T_{WSI} - \text{BPR}$ での飽和蒸気圧を示す。

次に熱交換器の総伝熱面積 A_T は次式で表される。

$$A_T = A_E + A_C \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 A_E は蒸発器の真実伝熱面積、 A_C は凝縮器の真実伝熱面積で次式より求められる。

$$A_E = Q_E / \{ K_E (\Delta T)_E \} \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$A_C = Q_C / \{ K_C (\Delta T_m)_C \} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$A_C = G_C C_{PC} (T_{CSO} - T_{CSI}) / \{ K_C (\Delta T_m)_C \} \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 Q_E , Q_C , $(\Delta T)_E$, $(\Delta T_m)_C$ はそれぞれ蒸発器、凝縮器での交換熱量と温度差および対数平均温度差で次式より求められる。

$$Q_E = G_F (h_1 - h_4) \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$Q_C = G_F (h_2 - h_3) \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$(\Delta T)_E = T_{FV} - T_E \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$(\Delta T_m)_C = \frac{\{(T_C - T_{CSI}) - (T_C - T_{CSO})\}}{\ln \{(T_C - T_{CSI}) / (T_C - T_{CSO})\}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

また、式(14)、(15)の中で蒸発器と凝縮器の熱通過係数 K_E , K_C を算出するために用いた熱伝達係数には、それぞれ以下に示す式を用いた。

作動流体側蒸発熱伝達係数には、著者が作動流体にアンモニアを用いて、プレート式蒸発器の実験を行ったで得られた次式を用いる。

$$Y = 2.084 (f_p X)^{0.598} H^{-0.834} (\rho_L / \rho_V)^{-0.448} \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここで

$$Y = a_E (D_{eq})_E / k_L \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$X = \{ C_{PL} \rho_L / (M^2 P_0 \lambda_L \sigma_L L \rho_V) \}^{1/2} (D_{eq})_E^{3/2} q \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$M = 900 \text{ [m}^{-1}\text{]} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$P_0 = 1.976 \text{ [W]} \quad \dots\dots\dots (25)$$

作動流体側および水蒸気側凝縮熱伝達係数には、上原らのフルーテッド面上の経験式⁽⁷⁾を用いる。

$$Nu_i = 1.77 Bo^{*-0.1} (Gr_i Pr_i / H)^{1/4} \quad \dots\dots\dots (26)$$

ここで

$$Nu_i = a_{sl} / k_L \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$Bo^* = (g \rho_L \beta^2 / \sigma) (p / l) (p / h) \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$Gr_i = (g l^3 / \nu_i^2) \{ (\rho_L - \rho_S) / \rho_L \} \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$Pr_i = C_{PL} \mu_L / k_L \quad \dots\dots\dots (30)$$

冷海水側熱伝達係数には、著者らの経験式を用いる。

$$Nu_c = 0.058 Re_c^{0.7} Pr_c^{1/3} \quad \dots\dots\dots (31)$$

ここで

$$Nu_c = a_c (D_{eq})_C / k_c \quad \dots\dots\dots (32)$$

$$Re_c = V_c (D_{eq})_C / \nu_c \quad \dots\dots\dots (33)$$

$$Pr_c = C_{PL} \mu_L / k_c \quad \dots\dots\dots (34)$$

次にスプレーフラッシュ蒸発の熱量は次式で与えられる。

$$Q_f = G_W C_{PW} (\Delta T_f) \quad \dots\dots\dots (35)$$

$$Q_f = G_{fV} L \quad \dots\dots\dots (36)$$

ここでフラッシュ室内液温降下 ΔT_f は、次式により求められる。

$$\Delta T_f = T_{wsi} - T_{wso} - \text{NETD} - \text{BPR} \quad \dots\dots\dots (37)$$

ここで非平衡温度差 NETD には、次に示す宮武らの噴流中心無次元温度に関する経験式⁽¹¹⁾を用いる。

NETD

$$= F \frac{(\text{NETD})_1}{[1 - \exp\{-((\text{NETD})_1/(\text{NETD})_2)^2\}]^{1/2}} \quad \dots\dots\dots (38)$$

ここで

$$(\text{NETD})_1 = \Delta T_s \exp\{-S_1(t - t_0)\} \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$(\text{NETD})_2 = \Delta T_s \exp\{-0.22S_1(t - t_0 + 0.055gD_n)\} \quad \dots\dots\dots (40)$$

$$F = [1 - \exp\{-\exp(0.0243gS_1D_n)\}]^{1/2} \quad \dots\dots\dots (41)$$

$$S_1 = \frac{(52f/D_n) \exp(0.053\Delta T_s)}{1 + \exp(16 - 0.76\phi)} \quad \dots\dots\dots (42)$$

$$t_0 = 21.9D_n/(\bar{u}_n \Delta T_s^{1/3}) \quad \dots\dots\dots (43)$$

$$t = l_f/\bar{u}_n \quad \dots\dots\dots (44)$$

$$f = 1 + 0.27\{(T_{wsi}/60)^2 - 1\} \quad \dots\dots\dots (45)$$

$$g = 1 - 0.60\{(T_{wsi}/60) - 1\} \quad \dots\dots\dots (46)$$

$$\phi = (We/Re^{1/8}) \exp(\Delta T_s/35)^2 \quad \dots\dots\dots (47)$$

$$\Delta T_s = T_{wsi} - T_{fv} \quad \dots\dots\dots (48)$$

4. 条件および計算方法

評価関数 γ は、発電端出力 P_G 、作動流体、熱交換器の材質、温海水入口温度 T_{wsi} 、冷海水入口温度 T_{csi} が与えられると、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C 、フラッシュ蒸発温度 T_{fv} 、冷海水取水管の長さ l_{csp} 、直径 D_{csp} 、熱交換器のプレート伝熱面の長さ ΔX 、幅 ΔL 、伝熱面の厚さ δ と熱伝導率 k_w 、流路間隔 ΔY 、ポンプ効率 η_{wsp} 、 η_{csp} 、 η_{fp} 、 η_{vp} 、タービン効率 η_T 、発電機効率 η_g 、温海水流量 G_w 、冷海水流量 G_c 、作動流体流量 G_f 、配管の損失 ΔH_P 、フラッシュ室ノズル径 D_n 、フラッシュ室長 l_f の関数で、次式によって与えられる。

$$\gamma = f(T_E, T_C, T_{fv}, l_{csp}, D_{csp}, \Delta X_E, \Delta X_C, \Delta L_E, \Delta L_C, \delta, k_w, \Delta Y_E, \Delta Y_C, \Delta Y_{FE}, \Delta Y_{FC}, \eta_{wsp}, \eta_{csp}, \eta_{fp}, \eta_{vp}, \eta_T, \eta_g, G_w, G_c, G_f, \Delta H_P, D_n, l_f) \quad \dots\dots\dots (49)$$

式(49)の変数の中で工作上の制約や理論的計算によって決められるものは、入力データとして入れてやるほうが実用的である。本報では、変数を限定し式(49)の γ を次のように表した。

$$\gamma = f(T_E, T_C, T_{fv}, V_C) \quad \dots\dots\dots (50)$$

式(50)の4個の独立変数を変化させて、 γ が最小になる値を求める。ここでは最急こう配法を用いて最適計

算を行った。なお、この計算法の詳細は文献(4)に示している。

5. 計算結果および考察

本報では、作動流体にアンモニアを用い、プレート式熱交換器を用いて、温海水温度 23~33°C、冷海水温度 4~7°C 発電端出力 10 MW の場合の結果についてのみ述べる。入力データとしては、 $l_{csp}=800$ m, $D_{csp}=5$ m, $\Delta X_E, \Delta X_C=4$ m, $\Delta L_E, \Delta L_C=1.5$ m, $\delta=1.0$ mm, $\Delta Y_E, \Delta Y_C, \Delta Y_{FE}, \Delta Y_{FC}=5.0$ mm, $\eta_{wsp}, \eta_{csp}=0.8$, $\eta_{fp}=0.75$, $\eta_{vp}=0.75$, $\eta_T=0.85$, $\eta_g=0.96$, $D_n=10.0$ mm, $l_f=800$ mm を用いる。プレート材質には蒸発器にアルミニウム [$k_{ww}=228.0$ W/(m·K)], 凝縮器にチタン [$k_{cw}=17.17$ W/(m·K)] を用いた。また、クローズド OTEC システムと比較するために、温海水温度 23~33°C、冷海水温度 4°C の場合について計算した。物性値には文献(15)~(17)を使用した。

5.1 最小評価関数 図2は、温冷海水入口温度差 ($T_{wsi} - T_{csi}$) と $\gamma_{\min}$ との関係を示したものである。また図2中の破線はクローズド OTEC システムの場合を示している。図2より、 γ はハイブリッドシステムのほうが、クローズド OTEC システムより大きい値を示していることがわかる。ハイブリッドシステムの $\gamma_{\min}$ は、次式でほぼ近似できる。

$$\gamma_{\min} = 6.53 \times 10^7 (T_{wsi} - T_{csi})^{-4.9} \quad \dots\dots\dots (51)$$

5.2 正味出力とポンプ動力 図3に温度差 ($T_{wsi} - T_{csi}$) と正味出力 P_N 、温冷海水ポンプ動力 L_w, L_c 、真空ポンプ動力 L_v 、作動流体ポンプ動力 L_f との関係を示した。図3より P_N, L_w, L_c, L_f は次式でほぼ近似できる。

$$P_N = 0.16 (T_{wsi} - T_{csi})^{1.07} \quad \dots\dots\dots (52)$$

$$L_w = 89.4 (T_{wsi} - T_{csi})^{-1.07} \quad \dots\dots\dots (53)$$

図2 最小評価関数

$$L_c = 17.8(T_{wsi} - T_{csi})^{-0.73} \quad (54)$$

$$L_v = 101.5(T_{wsi} - T_{csi})^{-1.92} \quad (55)$$

また、温冷海水温度差が20°Cのとき、クローズド OTEC システムでは、約70%の正味出力を得ることができるが、ハイブリッドシステムでは、発電端出力の約40~53%の正味出力しか得ることができない。

5.3 温冷海水流量と造水量 図4は $(T_{wsi} - T_{csi})$ と温冷海水流量 G_w, G_c 、図5は $(T_{wsi} - T_{csi})$ と造水量 G_r との関係を示したものである。温冷海水流量と造水量は、 $(T_{wsi} - T_{csi})$ が増加するほど、減少する傾向にある。

5.4 伝熱面積 図6は、温度差 $(T_{wsi} - T_{csi})$ と蒸発器伝熱面積 A_E 、凝縮器伝熱面積 A_c との関係を示したものである。図6より、 A_E, A_c は、それぞれ次式でほぼ近似できる。

$$A_E = 16.1 \times 10^8 (T_{wsi} - T_{csi})^{-3.51} \quad (56)$$

$$A_c = 1.18 \times 10^{10} (T_{wsi} - T_{csi})^{-4.07} \quad (57)$$

6. 結 言

海水淡水化装置とクローズドサイクルを用いた海洋温度差発電とを組合せたハイブリッドサイクル海洋温度差発電システムについて最適化手法を開発し、その設計方法と得られた結果について述べた。計算結果は、温海水温度23~33°C、冷海水温度4~7°C、発電端出力10 MWの場合について示した。

(1) 正味発電出力 P_N 当たりの総伝熱面積 A_T 、すなわち γ_{min} は、式(51)でほぼ近似できる。

(2) 温冷海水温度差が20°Cのとき、クローズド OTEC システムでは、約70%の正味出力を得ることができるが、ハイブリッドシステムでは、発電端出力の約40~53%の正味出力しか得ることができない。

(3) 正味発電出力 P_N 、温海水ポンプ動力 L_w 、冷海水ポンプ動力 L_c 、真空ポンプ動力 L_v は、それぞれ

図3 正味発電出力とポンプ動力

図5 造水量

図4 温冷海水流量

図6 伝熱面積

式(52)～(55)でほぼ近似できる。

(4) 温度差による温冷海水流量 G_w , G_c の変化は, 図 4 で表される。

(5) 造水量 G_f は, 温度差が増加するほど少なくなる。

(6) 蒸発器伝熱面積 A_e , 凝縮器伝熱面積 A_c は, それぞれ式(56), (57)で表される。

文 献

- (1) 上原, 海洋温度差発電読本, (昭 57), オーム社.
- (2) 上原・ほか 3 名, 機論, 49-442, B (昭 58), 1214.
- (3) 上原・中岡, 機論, 50-453, B (昭 59), 1325.
- (4) 上原・中岡, 機論, 50-456, B (昭 59), 1955.
- (5) Panchal, C. B. and Bell, K. J., *Trans. ASME, J. Solar Energy Eng.*, **109** (1987), 156.
- (6) 上原・ほか 2 名, 冷凍, 58-668 (昭 58), 549.
- (7) 上原・ほか 2 名, 冷凍, 58-673 (昭 58), 1017.
- (8) 上原・ほか 2 名, 冷凍, 59-675 (昭 59), 3.
- (9) 中岡・上原, 冷凍, 3-2 (昭 61), 11.
- (10) 中岡・上原, 冷凍, 3-2 (昭 61), 25.
- (11) 宮武・ほか 3 名, 海水誌, 35-2 (昭 56), 69.
- (12) 宮武・ほか 3 名, 機論, 45-400, B (昭 54), 1883.
- (13) 宮武・ほか 3 名, 海水誌, 32-4 (昭 53), 184.
- (14) 日本機械学会編, 管路・ダクトの流体抵抗, (昭 54), 96.
- (15) 日本冷凍協会, 冷凍空調便覧, (昭 56), 211.
- (16) 日本機械学会編, 流体の熱物性値集, (昭 58), 208.
- (17) 日本海水学会編, 海水利用ハンドブック, (昭 41), 108.