

スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムの最適化

中岡 勉^{*1}, 池上康之^{*2}, 津田 稔^{*3}, 上原春男^{*2}

Optimization of a Spray Flash Desalination System

Tsutomu NAKAOKA, Yasuyuki IKEGAMI,
Minoru TSUDA and Haruo UEHARA

Optimization of a Spray Flash Desalination System is carried out by using steepest descent. The Spray Flash Desalination System is a combination of the flash chamber and the desalination condenser. In the system, warm sea water is evaporated in the flash chamber. The evaporated steam enters the desalination condenser and is condensed by the cold sea water. The station power per desalination rate is used as an objective function. Numerical results are reported for a desalination rate of 1000 tons per day with plate-type heat exchangers.

Key Word : Desalination, Plate-type Heat Exchanger, Optimum Design, Spray Flash, Pressure Loss, Nonequilibrium Temperature Difference

1. 緒言

現在では、人類にとって電力と水は、生活に欠かせない重要なものになっている。熱帯地方や亜熱帯地方の島国では、化石燃料の獲得が十分ではなく、また、水資源も乏しい。しかし、これらの国では、海洋の温度差エネルギーは豊富に所有している。そこで、海洋温度差発電と海水淡水化装置の建設が期待されている。

上原¹⁾は、海洋温度差発電プラントと海水淡水化プラントを組み合わせたインテグレートハイブリッドサイクルの性能解析を行っている。

上原²⁾は、海洋温度差発電と海水淡水化装置とを組み合わせたハイブリッドシステムに適用することを目的として、低温度で効率よく海水を蒸発させるスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化について、ノズル流出液温度が30℃以下で実験を行い、ノズル材質、ノズル口径、ノズル流出液温度、ノズル内平均液流速、ノ

ズル出口の過熱度の影響を考慮した非平衡温度差の経験式を提案している。

著者らは、上原²⁾の経験式を用いて、最小の電力で最大の造水量を得るための最適化プログラムを開発した。本報では、その方法を述べるとともに、1日当たり造水量1000トンの場合についての計算結果を示す。

2. 記号

- A : 伝熱面積, (m^2)
- BPR : 溶解成分による沸点上昇, ($^{\circ}C$)
- Bo : ボンド数, (-), ($g \rho \cdot p^2 / \sigma$)
- Bo* : 修正ボンド数, (-), 式(34)
- c_p : 定圧比熱, (kJ/kgK)
- d : 直径, (m)
- D_{eq} : 相当直径, (m)
- g : 重力の加速度, (m/s^2)
- Gr : グラスホフ数, (-), 式(35)
- h : 熱伝達係数, ($W/(m^2K)$), 溝の深さ, (m)

原稿受付 平成 9年 3月 20日

*1 水産大学校 海洋機械工学科 (〒759-65 下関市永田本町 2-7-1)

*2 佐賀大学理工学部付属海洋温度差エネルギー実験施設
(〒840 佐賀市本庄町 1)

*3 水産大学校 耕洋丸 (〒759-65 下関市永田本町 2-7-1)

H : 顕潜熱比, (-), 式(37)
 H_A : Henry定数
 k : 熱伝導率, (W/(mK))
 l : 長さ, (m)
 L : 潜熱, (kJ/kg)
 ΔL : プレート伝熱面の幅, (m)
 m : 質量流量, (kg/s)
 NETD : 非平衡温度差, ($^{\circ}\text{C}$)
 Nu : ヌッセルト数, (-), 式(33), (39)
 p : ピッチ, (m)
 P : 出力, (W)、圧力, (Pa)
 Pr : プラントル数, (-), 式(36)
 P_{prop} : 物性値
 ΔP : 圧力差, (Pa)
 q : 熱流束, (W/m²)
 Q : 熱流量, (kJ)
 Re : レイノルズ数, (-), 式(40)
 t : 液滞留時間, (s)
 T : 温度, ($^{\circ}\text{C}$)
 ΔT : 温度差, ($^{\circ}\text{C}$)
 ΔT_v : 過熱度, ($^{\circ}\text{C}$), 式(48)
 ΔT_m : 対数平均温度差, ($^{\circ}\text{C}$)
 u : 流速, (m/s)
 U : 熱通過係数, (W/(m²K))
 V : 容積, (m³)
 V_v : 放出溶存空気容量, (m³/s)
 w : 幅, (m)
 We : ウエバー数, (-), 式(56)
 ΔX : プレート伝熱面の長さ, (m)
 ΔY : プレート伝熱面の間隔, (m)
 γ : 評価関数, (kW/(t/h))
 δ : プレート伝熱面の厚さ, (m)
 ζ : 損失係数, (-)
 κ : 比熱比, (-), $\kappa = 1.4$
 μ : 粘性係数, (Pa s)
 ν : 動粘性係数, (m²/s)
 ρ : 密度, (kg/m³)
 σ : 表面張力, (N/m)

CDP : 連続等分布分配管
 CS : 冷海水
 d : 密度
 DC : 造水用凝縮器
 DW : 淡水
 f : 摩擦
 f_c : スプレーフラッシュ室
 H : 位置
 I : 入口
 l : 長さ
 L : 液体
 min : 最小
 n : ノズル
 O : 出口
 P : 配管、ポンプ
 T : 全体
 SP : 直管
 V : 蒸気、真空
 W : 壁面
 WS : 温海水

3. スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システム

図1は、スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムの原理図を示す。

表層の温海水は、温海水ポンプにより、温海水温度の飽和圧力以下に減圧されたスプレーフラッシュ室へ送られ、ノズルを通して噴出される。そこで、温海水は、スプレーフラッシュ蒸発を行い水蒸気とブラインとに分けられる。発生した蒸気は、造水用凝縮器に入り、冷海水ポンプにより汲み上げられた海洋の深層部の冷海水と熱交換し凝縮して淡水となる。一方、ブラインは排出ポンプにより海洋中へ排出される。淡水は、淡水ポンプにより淡水タンクへ送られる。また、ここで凝縮しきれ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、真空ポンプにより大気中へ放出される。

添字

a : 大気圧
 ad : 断熱圧縮
 BD : 排出
 C : 凝縮
 CP : 連続等分布集合管

4. 評価関数

スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムは、膨大な量の海水を利用する。このために、海水用の各種ポンプの動力は、かなり大きくなる。また、スプレーフラッシュ蒸発を促進させるために、真空ポンプが

必要である。そのために、このシステムの各ポンプ動力は相当大きくなる。

最適システムの評価は、運転費用に着目して、消費電力を1時間に得られる淡水量で割った次の評価関数 γ を用いて行う。

$$\gamma = \text{消費電力} / \text{1時間に得られる淡水量} \quad (1)$$

すなわち、この γ の関数が最小になる条件を、このスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムの最適なものとする。

5. 基本式

5.1 ポンプ動力

温海水ポンプ動力 P_{ws} 、冷海水ポンプ動力 P_{cs} 、ブライン排出ポンプ動力 P_{bd} 、淡水ポンプ動力 P_{dw} 、真空ポンプ動力 P_v は、次式より求めることができる。

$$P_{ws} = m_{ws} g \Delta P_{rc} / \eta_{pws} \quad (2)$$

$$P_{cs} = m_{cs} g \Delta P_{cs} / \eta_{pcs} \quad (3)$$

$$P_{bd} = m_{bd} g \Delta P_{bd} / \eta_{pbd} \quad (4)$$

$$P_{dw} = m_{dw} g \Delta P_{dw} / \eta_{pdw} \quad (5)$$

$$P_v = P_{ad} / \eta_{pv} \quad (6)$$

図2は、スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化シ

テムの配管構成図を示す。

図3は、図2中のスプレーフラッシュ室の配管の詳細図を示す。

式(2)中のスプレーフラッシュ室配管部の損失 ΔP_{rc} は、次式で表される。

$$\Delta P_{rc} = (\Delta P_{rc})_{cdp} + (\Delta P_{rc})_{cp} + (\Delta P_{rc})_f + (\Delta P_{rc})_n \quad (7)$$

ここで、 $(\Delta P_{rc})_{cdp}$ は、連続等分布分配管損失^{3,4)}、 $(\Delta P_{rc})_{cp}$ は、連続等分布集合管損失^{3,4)}、 $(\Delta P_{rc})_f$ は管部の摩擦損失⁵⁾、 $(\Delta P_{rc})_n$ は、ノズル損失である。

$(\Delta P_{rc})_{cdp}$ 、 $(\Delta P_{rc})_{cp}$ の計算に必要な損失係数 ξ は、表1を用いて計算を行った。

$(\Delta P_{rc})_n$ は、次式より求める。

$$(\Delta P_{rc})_n = 0.05 \{1 - (d_n^2 / d_{FLP1}^2)\}^2 (u_n^2 / 2g) \quad (8)$$

ここで、 d_n は、ノズルの直径である。 d_{FLP1} は、図3中のFLP1管の直径である。 u_n は、ノズルの流速である。

式(3)中の冷海水管の損失 ΔP_{cs} は、次式より求められる。

$$\Delta P_{cs} = \Delta P_{dc} + (\Delta P_{dc})_p + (\Delta P_{cs})_p \quad (9)$$

ここで、 ΔP_{dc} は造水用凝縮器内の圧力損失、 $(\Delta P_{dc})_p$ は造水用凝縮器回りの配管損失、 $(\Delta P_{cs})_p$ は冷海水取水

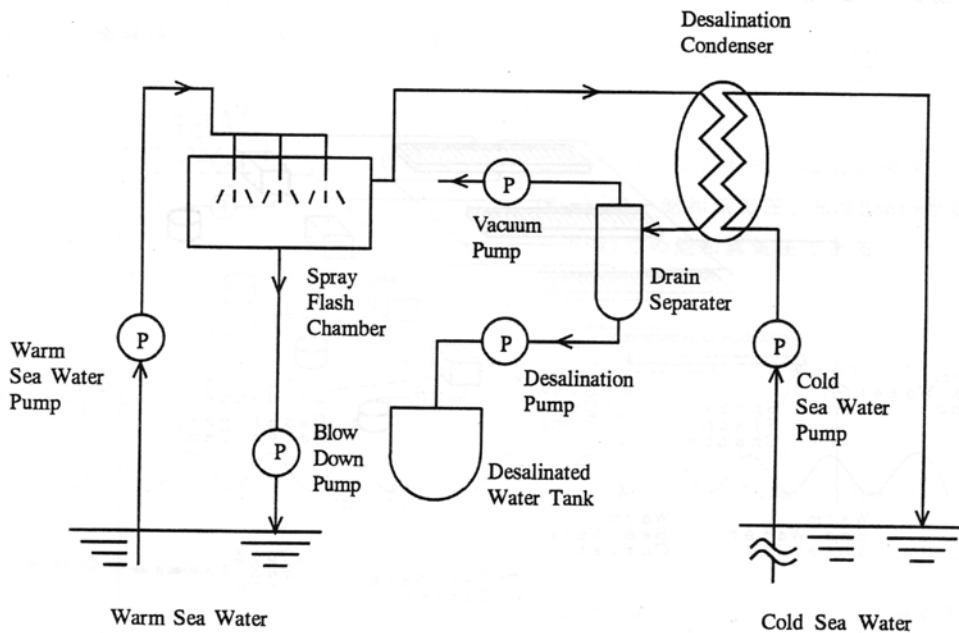


図1 スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムの原理図

管の損失である。また、冷海水取水管の損失は、管内の摩擦 (ΔP_{cs})_{sp} と表層と深層との海水の密度差 (ΔP_{cs})_d による損失の和で求める。

ΔP_{Dc} は、次式より求める。

$$\Delta P_{Dc} = \zeta (u_{oc}^2/2g) \{ \Delta X_{oc}/(D_{e,oc}) \} \quad (10)$$

ここで、 u_{oc} は造水用凝縮器内の冷海水流速、 ΔX_{oc} は造水用凝縮器のプレートの長さ、 $(D_{e,oc})$ は冷海水側の相当直径である。 ζ は、文献[6]の値0.3を用いた。

図4は、造水用凝縮器回りの配管図を示す。造水用凝縮器回りの配管損失 (ΔP_{Dc})_r は、以下に示す管の摩擦損失 (ΔP_{Dc})_f、分岐損失と合流損失 (ΔP_{Dc})_{d,c} の和で計算を行った。

摩擦損失は、次式より計算を行った。

$$(\Delta P_{Dc})_f = \zeta (u^2/2g) (\Delta X/D_{e,oc}) \quad (11)$$

ここで、 ζ はレイノルズ数の関数として文献[5]を使用した。

分岐損失と合流損失は、次式で計算を行った。

$$(\Delta P_{Dc})_{d,c} = \zeta (u^2/2g) \quad (12)$$

ここで、損失係数 ζ は、表1の値^{3,4)}を使用した。

次に、冷海水取水管の損失 (ΔP_{cs})_r は、次式で表される。

$$(\Delta P_{cs})_r = (\Delta P_{cs})_{sp} + (\Delta P_{cs})_d \quad (13)$$

ここで、管内の摩擦による損失 (ΔP_{cs})_{sp} で、次式より求めた。

$$(\Delta P_{cs})_{sp} = 6.82 \rho \text{og} (l_{cs}/d_{cs}^{-1.7}) (u_{cs}/C_{cs})^{1.85}, \quad (C_{cs} = 100) \quad (14)$$

ここで、 l_{cs} 、 d_{cs} は冷海水取水管の長さと同径、 u_{cs} は冷海水の速度である。

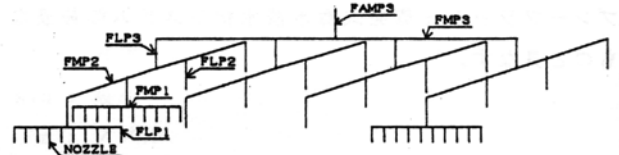


図3 スプレーフラッシュ室の配管図

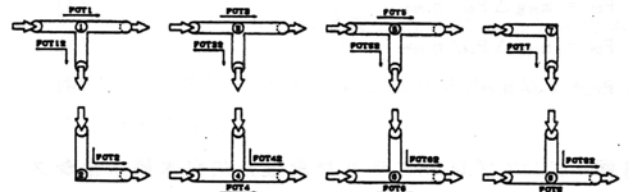
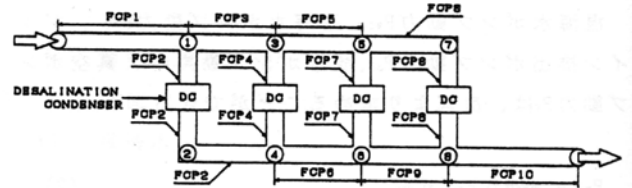


図4 造水用凝縮器回りの配管図

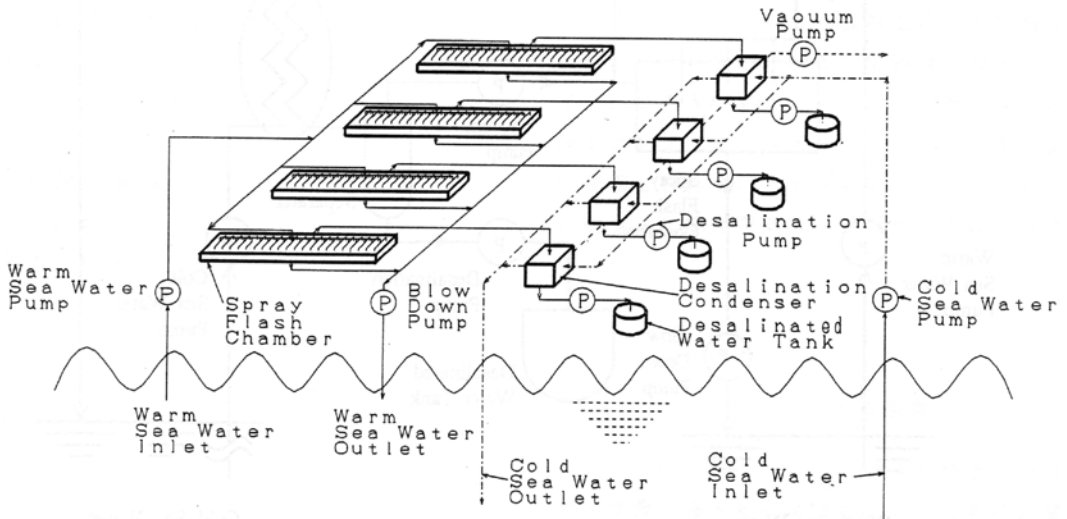


図2 スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムの配管構成図

表1 損失係数

| | |
|-------------------------|--------------------------|
| $\zeta_{FCT1} = -0.029$ | $\zeta_{FCT5} = 0.021$ |
| $\zeta_{FCT12} = 0.849$ | $\zeta_{FCT52} = 0.835$ |
| $\zeta_{FCT2} = 1.130$ | $\zeta_{FCT6} = 0.405$ |
| $\zeta_{FCT3} = -0.022$ | $\zeta_{FCT62} = 0.079$ |
| $\zeta_{FCT32} = 0.830$ | $\zeta_{FCT7} = 1.170$ |
| $\zeta_{FCT4} = 0.510$ | $\zeta_{FCT8} = 0.334$ |
| $\zeta_{FCT42} = 0.455$ | $\zeta_{FCT82} = -0.140$ |

表層と深層の海水の密度差による損失 $(\Delta P_{cs})_d$ は、次式より求めた。

$$(\Delta P_{cs})_d = [1c_s - 1/\rho_{cs}\{1/2(\rho_{ws} + \rho_{cs})l_{cs}\}] \rho_{og} \quad (15)$$

式(4)中のライン排出損失 ΔP_{bd} は、次式で表される。

$$\Delta P_{bd} = (\Delta P_{bd})_{\Delta P} + (\Delta P_{bd})_r + (\Delta P_{bd})_f + (\Delta P_{bd})_H \quad (16)$$

ここで、 $(\Delta P_{bd})_{\Delta P}$ は、スプレーフラッシュ室内圧力 P_{fc} と大気圧力 P_a との差で、次式より算出した。

$$(\Delta P_{bd})_{\Delta P} = P_a - P_{fc} \quad (17)$$

ここで、液温降下した温海水は、圧力 P_{fc} のスプレー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。

ライン排出配管の摩擦損失 $(\Delta P_{bd})_r$ は、次式より計算した。

$$(\Delta P_{bd})_r = \{1 + (\zeta l_{bd})/d_{bd}\} (u_{bd}^2/2g) \quad (18)$$

ζ は、文献[5]より求めた。

ライン排出管の回りの配管損失 $(\Delta P_{bd})_f$ と位置エネルギーによる損失 $(\Delta P_{bd})_H$ は、それぞれ、次のように仮定した。

$$(\Delta P_{bd})_f = 0.5 \times 10^4 \quad [\text{Pa}] \quad (19)$$

$$(\Delta P_{bd})_H = 5.0 \times 10^4 \quad [\text{Pa}] \quad (20)$$

式(5)中の淡水配管損失 ΔP_{dw} は、次式で表される。

$$\Delta P_{dw} = (\Delta P_{dc})_v + (\Delta P_{dc})_{\Delta P} + (\Delta P_{dc})_r + (\Delta P_{dc})_f \quad (21)$$

ここで、造水用凝縮器内の蒸気側の損失 $(\Delta P_{dc})_v$ は、次式で計算される。

$$(\Delta P_{dc})_v = \zeta \{ (u_{dc})^2/2g \} \{ (\Delta X_{dc})_v / (D_{es})_{dcv} \} \quad (22)$$

ここで、 ζ は、文献[5]より求めた。

$(\Delta P_{dc})_{\Delta P}$ は、大気圧力 P_a と造水用凝縮器内圧力 P_{dc} との差で、次式より算出した。

$$(\Delta P_{dc})_{\Delta P} = P_a - P_{dc} \quad (23)$$

淡水配管の摩擦損失 $(\Delta P_{dc})_r$ は、次のように仮定した。

$$(\Delta P_{dc})_r = \{1 + (\zeta l_{dc})/d_{dc}\} (u_{dc}^2/2g) \quad (24)$$

ζ は、文献[5]より求めた。

淡水配管の回りの配管損失 $(\Delta P_{dc})_f$ は、次のように仮定して求めた。

$$(\Delta P_{dc})_f = 0.5 \times 10^4 \quad [\text{Pa}] \quad (25)$$

式(6)の真空ポンプ動力は、次式に示す断熱圧縮動力 P_{sd} によって求めた。

$$P_{sd} = (\kappa / (\kappa - 1)) P_{fc} V_v \{ (P_a / P_{fc})^{(\kappa - 1) / \kappa} - 1 \} \quad (26)$$

ここで、 κ は、比熱比である。 $\kappa = 1.4$ と仮定した。また、放出溶存空気容量 V_v は、次式で表される⁹⁾。

$$V_v = 2.78 m_{ws} (\rho_{ws} (273 + (T_{wsr})_{fc} - BPR) \times (1.013 \times 10^5 - (P_{fc})_v) / H_A P_v) \quad (27)$$

ここで、 BPR は溶解成分による沸点上昇⁹⁾、 $(P_{fc})_v$ は $(T_{wsr})_{fc}$ での飽和蒸気圧、 H_A はHenry定数⁹⁾、 P_v は $((T_{wsr})_{fc} - BPR)$ での飽和蒸気圧である。

5.2 熱伝達

造水用凝縮器伝熱面積 A_{dc} は、次式で表される。

$$A_{dc} = Q_{dc} / \{ U_{dc} (\Delta T_m)_{dc} \} \quad (28)$$

$$= m_{cs} (c_{pdc})_{cs} \{ (T_{dc})_{cso} - (T_{dc})_{cst} \} / \{ U_{dc} (\Delta T_m)_{dc} \} \quad (29)$$

ここで、 Q_{dc} 、 $(\Delta T_m)_{dc}$ は、造水用凝縮器での交換熱量と対数平均温度差で、次式より求める。

$$Q_{DC} = m_{DV}L \quad (30)$$

$$(\Delta T_a)_{DC} = \{(T_{fc} - (T_{DC})_{CSI}) - (T_{fc} - (T_{DC})_{CSO})\} / \ln\{(T_{fc} - (T_{DC})_{CSI}) / (T_{fc} - (T_{DC})_{CSO})\} \quad (31)$$

式(28)の造水用凝縮器の熱通過係数 U_{DC} を算出するために用いた熱伝達係数は、それぞれ、以下に示す式を用いた。

5.2.1 凝縮熱伝達係数

造水用凝縮器の水蒸気側の凝縮熱伝達係数には、上原ら¹⁰⁾のフルーテッド面上の経験式を用いた。

$$Nu_1 = 1.77Bo^{*0.1}(Gr_1Pr_L/H)^{1/4} \quad (32)$$

ここで、

$$Nu_1 = hvl/k_L \quad (33)$$

$$Bo^* = (g\rho_L p^2/\sigma)(p/l)(p/h) \quad (34)$$

$$Gr_1 = (gl^3/v_L^2)((\rho_L - \rho_V)/\rho_L) \quad (35)$$

$$Pr_L = c_{PL}\mu_L/k_L \quad (36)$$

$$H = c_{PL}\Delta T_V/L \quad (37)$$

5.2.2 海水側熱伝達係数

造水用凝縮器の海水側熱伝達係数 h_{DC} は、次式より求めた¹¹⁾。

$$Nu_{DC} = 0.047Re_{DC}^{0.8}Pr_{DC}^{1/3}(\mu/\mu_V)_{DC}^{0.14} \quad (38)$$

ここで、

$$Nu_{DC} = h_{DC}(D_{se})_{DC}/(k_{DC})_{CS} \quad (39)$$

$$Re_{DC} = U_{DC}(D_{se})_{DC}/(\nu_{DC})_{CS} \quad (40)$$

5.2.3 スプレーフラッシュ室の交換熱量

スプレーフラッシュ室の交換熱量は、次式より求められる。

$$Q_{fc} = m_{VS}C_{PVS}\Delta T_{fc} \quad (41)$$

$$Q_{fc} = m_{fc}L \quad (42)$$

ここで、 m_{VS} は温海水流量、 C_{PVS} は定圧比熱、 ΔT_{fc} はスプレーフラッシュ室内液温降下、 m_{fc} はスプレーフラッシュ蒸気流量、 L は蒸発潜熱である。

スプレーフラッシュ室内液温降下 ΔT_{fc} は、次式により求める。

$$\Delta T_{fc} = (T_{VST})_{fc} - T_{fc} - NETD - BPR \quad (43)$$

ここで、 $(T_{VST})_{fc}$ は、スプレーフラッシュ室の温海水入口温度である。 T_{fc} は、スプレーフラッシュ蒸気温度である。 T_{fc} は、スプレーフラッシュ室の交換熱量 Q_{fc} (式(41))と造水用凝縮器の交換熱量 Q_{DC} (式(30))より算出することができる。

非平衡温度差 $NETD$ は、次に示す上原ら²⁾のスプレーフラッシュ蒸発の非平衡温度差に関する経験式を用いた。

$$NETD = G(NETD)_1/[1 - \exp\{-\{(NETD)_1 / (NETD)_2\}^2\}]^{1/2} \quad (44)$$

ここで、

$$(NETD)_1 = \Delta T_V \exp\{-D_1(t - t_0)\} \quad (45)$$

$$(NETD)_2 = \Delta T_V \theta_1 \exp\{-D_2(t - t_1)\} \quad (46)$$

$$G = [1 - \exp\{-\theta_1^2(D_2/D_1)\}]^{1/2} \quad (47)$$

$$\Delta T_V = (T_{VST})_{fc} - T_{fc} \quad (48)$$

$$D_1 = 3.5 \times 10^2 (l_n/d_n) H^{0.8} Pr^{-1.25} We^{0.5} \quad (49)$$

$$D_2 = 0.89 (l_n/d_n)^{-0.25} D_1^{0.8} \quad (50)$$

$$= 96.53 (l_n/d_n)^{0.55} H^{0.64} Pr^{-1} We^{0.4} \quad (51)$$

$$\theta_1 = 1.47 \times 10^{-5} (d_n/l_n) (Pr/H)^{1.5} We^{0.5} \quad (52)$$

$$t = l_{fc}/u_n \quad (53)$$

$$t_0 = 2.0 \times 10^{-4} d_n^{-0.35} l_n^{1.35} u_n^{-1} Pr^{0.8} WeH^{-0.4} \quad (54)$$

$$t_1 = t_0 - 1/D_1 \ln(\theta_1) \quad (55)$$

ここで、

$$We = u_n(d_n \rho_L / \sigma)^{1/2} \quad (56)$$

6. 条件及び計算方法

式(1)の評価関数 γ を支配する諸設計因子を考えると、設計条件因子 C 、形状変数 G 、状態変数 S 、稼働変数 D 、配管変数 P の五つの独立な因子が考えられる。

したがって、評価関数 γ は、次式で与えられるものとする。

$$\gamma = f(C, G, S, D, P) \quad (57)$$

ここで、 C, G, S, D と P は、次式で定義する。

$$C = f(T_{VSI}, T_{CSI}, k_V, P_{rop}) \quad (58)$$

$$G = f(\Delta X_{fc}, \Delta L_{fc}, (\Delta Y_{DC})_v, (\Delta Y_{DC})_{cs}, \delta_{DC}) \quad (59)$$

$$S = f(T_{fc}) \quad (60)$$

$$D = f((U_{DC})_{cs1}, \eta_{PWS}, \eta_{PCS}, \eta_{PBD}, \eta_{PDW}, \eta_{PV}) \quad (61)$$

$$P = f(d_{DC}, l_{DC}, l_{fc}, w_{fc}, d_n, l_n) \quad (62)$$

式(57)~(62)の変数の中で、 ΔX_{fc} , ΔL_{fc} , $(\Delta Y_{DC})_v$, $(\Delta Y_{DC})_{cs}$, δ_{DC} , $(U_{DC})_{cs1}$, η_{PWS} , η_{PCS} , η_{PBD} , η_{PDW} , η_{PV} , d_{DC} , l_{DC} , l_{fc} , w_{fc} , d_n と l_n は、変数から外し入力データとして入れて、設計条件因子Cをあたえると、式(1)の評価関数 γ は、次のようになる。

$$\gamma = f(T_{fc}) \quad (63)$$

式(63)の変数 T_{fc} を変化させて、 γ が最小になる値を求める。ここでは、最急勾配法を用いて最適計算を行った。計算方法の詳細については、文献[1]を参照する。図5に計算の流れ図を示す。

表2に計算条件を示す。

付表1に計算プログラムを示す。

7. 計算結果及び考察

本報では、1日当たり造水量1000トンで、造水用凝縮器にプレート式熱交換器を用いて、温海水入口温度22.0、25.0、28.0、30.0、32.0℃、冷海水入口温度3.0、5.0、7.0℃の場合について述べる。熱交換器のプレート材質には、チタニウム $\{k_w = 17.17 \text{ W}/(\text{mK})\}$ を用いた。海水、水の物性値には、それぞれ、文献[12, 13]を使用した。

表3に、スプレーフラッシュ室への温海水入口温度 T_{WSI} と造水用凝縮器の冷海水入口温度 T_{CSI} を変化させた場合の造水用凝縮器の伝熱面積、各々のポンプ動力、温冷海水流量、圧力損失、最小評価関数等を示す。

7.1 最小評価関数

表3から、最小評価関数 γ_{min} 、すなわち、1時間に得られる淡水量当りの消費電力と温冷海水入口温度 T_{WSI} 、 T_{CSI} との関係がわかる。温海水入口温度 T_{WSI} が高く、冷海水入口温度 T_{CSI} が低いほど、最小評価関数 γ_{min} は小さい。

図6は、温冷海水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ と最小評価関数 γ_{min} との関係を示したものである。図6より明らかなように、 T_{WSI} 、 T_{CSI} が変化しても、表3の範囲では、最小評価関数 γ_{min} はほぼ温海水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ のみで決まり、次式で近似できる。

$$\gamma_{min} = 4.77 \times 10^3 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-1.98} \quad (64)$$

図6よりわかるように、温冷海水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ が大きくなるほど、最小評価関数 γ_{min} は小さくなる。

7.2 各ポンプ動力

図7は、温冷海水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ と総ポンプ動力 P_T 、温冷海水ポンプ動力 P_{WS} 、 P_{CS} 、排出ポンプ動力 P_{BD} 、淡水ポンプ動力 P_{DW} 、真空ポンプ動力 P_V との関係を示したものである。図7からわかるように、温冷海水入口温度差が大きくなると、全てのポンプ動力は減少

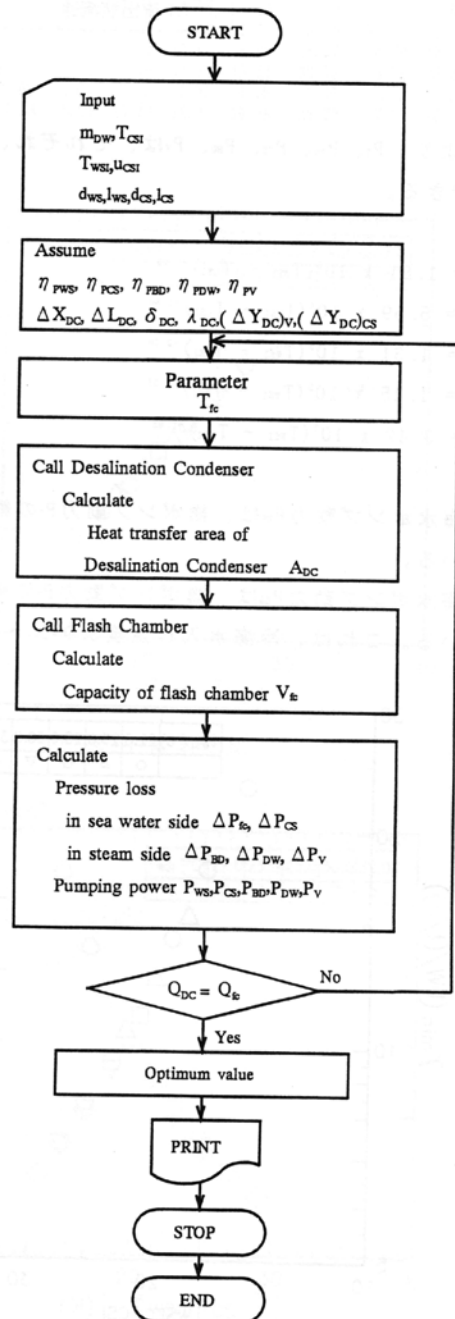


図5 計算の流れ図

表2 計算条件

| | | |
|-------------------|------------------------------|------------------------------|
| 造水量 | (t/Day) | 1000 |
| 温海水入口温度 | T_{WSI} (°C) | 22.0, 25.0, 28.0, 30.0, 32.0 |
| 冷海水入口温度 | T_{CSI} (°C) | 3.0, 5.0, 7.0 |
| 冷海水取水管長 | l_{cs} (m) | 3600.0 |
| 冷海水取水管径 | d_{cs} (m) | 2.0 |
| 造水用凝縮器 | | |
| プレート長さ | ΔX_{oc} (m) | 1.0 |
| プレート幅 | ΔL_{oc} (m) | 0.5 |
| プレート厚さ | δ_{oc} (mm) | 1.0 |
| プレート間隔 (海水側) | $(\Delta Y_{oc})_{cs}$ (mm) | 5.0 |
| プレート間隔 (蒸気側) | $(\Delta Y_{oc})_v$ (mm) | 5.0 |
| プレートの熱伝導率 (チタニウム) | $(k\alpha)_{oc}$ (W/(m k)) | 17.17 |
| 温海水取水管径 | $(d_{cs})_{ws}$ (m) | 1.0 |
| 温海水分配主管直径 | $(d_{cs})_{FAPS}$ (m) | 1.0 |
| 温海水分配支管直径 | $(d_{cs})_{FAPS}$ (m) | 0.1 |
| 温冷海水ポンプ効率 | η_{PWS}, η_{PCS} (%) | 80.0 |
| 排出ポンプ効率 | η_{PBD} (%) | 80.0 |
| 真空ポンプ効率 | η_{PV} (%) | 75.0 |
| 淡水ポンプ効率 | η_{PDS} (%) | 80.0 |
| 冷海水流速 | U_{cs} (m/s) | 0.8 |
| ノズル流出液流速 | U_n (m/s) | 4.0 |

する。

図7より、 $P_r, P_{ws}, P_{cs}, P_{bd}, P_v$ は、それぞれ、次式で近似できる。

$$P_r = 1.81 \times 10^5 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-1.95} \quad (65)$$

$$P_{ws} = 5.59 \times 10^4 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-1.89} \quad (66)$$

$$P_{cs} = 1.31 \times 10^5 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-2.08} \quad (67)$$

$$P_{bd} = 1.45 \times 10^3 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-1.07} \quad (68)$$

$$P_v = 3.42 \times 10^3 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-1.92} \quad (69)$$

温海水ポンプ動力 P_{ws} は、総ポンプ動力 P_r の約40%を占めている。

冷海水ポンプ動力 P_{cs} は、総ポンプ動力 P_r の約50%を占めている。これは、冷海水入口温度3.0°C ~ 7.0°Cを

取水するためには、冷海水取水管長さが $l_{cs}=3600$ mと長くなり管摩擦損失が大きくなるためである。

排出ポンプ動力 P_{bd} は、総ポンプ動力 P_r の約10%を占めている。 P_{bd} は、流量が少ないが、真空状態のスプレーフラッシュ室からラインを排出しなければならないために揚程が大きくなり、大きくなっている。

真空ポンプ動力 P_v は、約10kWとなる。

7.3 温冷海水流量

図8は、温冷海水入口温度差($T_{WSI} - T_{CSI}$)と温冷海水流量 m_{ws}, m_{cs} との関係を示したものである。図8よりわかるように、冷海水流量は、温冷海水入口温度差が大きくなると減少する。これは、温冷海水入口温度差が大きくなると、造水用凝縮器の熱通過係数が大きくな

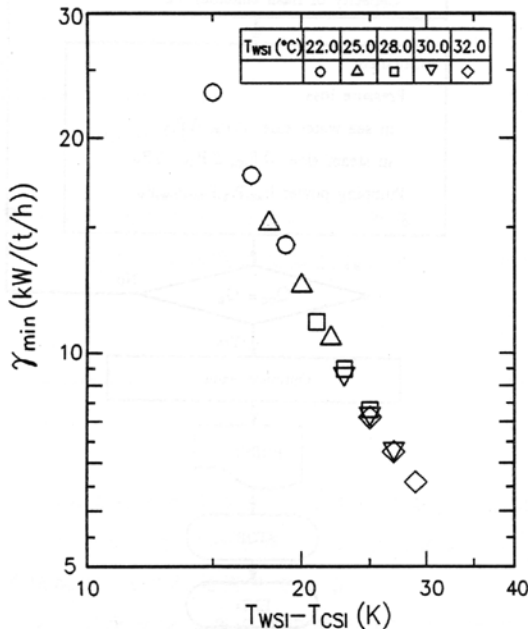


図6 最小評価関数

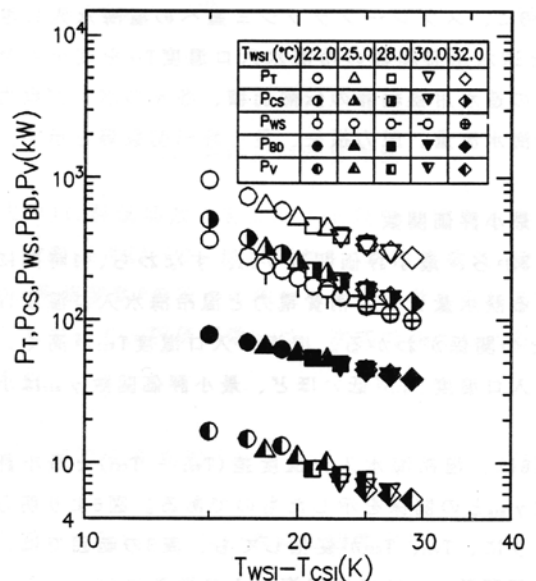


図7 各ポンプ動力

表3 計算結果

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------------------------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|
| Warm Sea Water Inlet temp. T_{wi} (°C) | | 32.00 | 32.00 | 32.00 | 30.00 | 30.00 | 30.00 | 28.00 | 28.00 | 28.00 | 25.00 | 25.00 | 25.00 | 22.00 | 22.00 | 22.00 |
| Cold Sea Water Inlet temp. T_{csi} (°C) | | 7.00 | 5.00 | 3.00 | 7.00 | 5.00 | 3.00 | 7.00 | 5.00 | 3.00 | 7.00 | 5.00 | 3.00 | 7.00 | 5.00 | 3.00 |
| Flash Chamber Temperature T_{fc} (°C) | | 21.71 | 20.90 | 20.11 | 20.57 | 19.37 | 18.96 | 19.44 | 18.63 | 17.87 | 17.74 | 16.93 | 16.12 | 16.01 | 15.23 | 14.42 |
| NETD $\times 10^{-1}$ (°C) | | 0.17 | 0.13 | 0.10 | 0.25 | 0.20 | 0.16 | 0.41 | 0.33 | 0.27 | 0.82 | 0.66 | 0.54 | 1.58 | 1.29 | 1.05 |
| BPR (°C) | | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.37 | 0.37 | 0.37 | 0.36 | 0.36 | 0.36 | 0.35 | 0.35 | 0.35 |
| Flash Chamber Volume V_{fc} (m ³) | | 68.86 | 63.89 | 59.67 | 75.23 | 69.33 | 64.33 | 82.93 | 75.78 | 70.15 | 97.93 | 88.16 | 80.17 | 118.88 | 105.18 | 94.05 |
| Volume of Released Air V_r (m ³ -air/min) | | 12.32 | 11.43 | 10.67 | 15.49 | 14.28 | 13.25 | 19.71 | 18.01 | 16.67 | 28.97 | 26.08 | 23.72 | 44.03 | 39.95 | 34.83 |
| Warm Sea Water Flow Rate \dot{m}_{ws} $\times 10^6$ (kg/h) | | 2.49 | 2.31 | 2.16 | 2.73 | 2.51 | 2.33 | 3.01 | 2.75 | 2.54 | 3.55 | 3.20 | 2.91 | 4.32 | 3.82 | 3.42 |
| Cold Sea Water Flow Rate \dot{m}_{cs} $\times 10^6$ (kg/h) | | 7.06 | 6.62 | 6.24 | 7.70 | 7.17 | 6.73 | 8.46 | 7.82 | 7.27 | 9.93 | 9.04 | 8.32 | 12.09 | 10.73 | 9.70 |
| Pressure Loss | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (Heat Exchanger) ΔP_{ex} (m) | | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 | 0.49 |
| (C. V. P. HF) $(\Delta P_{ca})_w$ (m) | | 0.86 | 0.76 | 0.68 | 1.00 | 0.88 | 0.78 | 1.20 | 1.03 | 0.90 | 1.61 | 1.35 | 1.16 | 2.31 | 1.85 | 1.54 |
| (C. V. P. HD) $(\Delta P_{ca})_c$ (m) | | 2.56 | 2.67 | 2.77 | 2.29 | 2.40 | 2.49 | 2.02 | 2.13 | 2.22 | 1.65 | 1.76 | 1.85 | 1.30 | 1.41 | 1.50 |
| (All Water) $(\Delta P_{ca})_r$ (m) | | 6.72 | 6.39 | 6.13 | 7.12 | 6.66 | 6.31 | 7.73 | 7.10 | 6.58 | 9.29 | 8.19 | 7.39 | 12.30 | 10.22 | 8.82 |
| (Steam) $(\Delta P_{ca})_s$ (m) | | 0.50 | 0.55 | 0.60 | 0.50 | 0.55 | 0.60 | 0.50 | 0.55 | 0.61 | 0.49 | 0.55 | 0.61 | 0.47 | 0.54 | 0.64 |
| (D. V. P.) ΔP_{dw} (m) | | 11.12 | 11.18 | 11.23 | 11.13 | 11.19 | 11.25 | 11.15 | 11.21 | 11.27 | 11.16 | 11.22 | 11.29 | 11.16 | 11.23 | 11.30 |
| (B. V. P.) ΔP_{bv} (m) | | 5.30 | 5.31 | 5.32 | 5.32 | 5.33 | 5.33 | 5.33 | 5.33 | 5.35 | 5.35 | 5.36 | 5.36 | 5.37 | 5.37 | 5.38 |
| Overall Heat Transfer Coef. $U_r \times 10^2$ (W/m ² K) | | 41.71 | 41.02 | 40.33 | 41.58 | 40.88 | 40.19 | 41.46 | 40.75 | 40.05 | 41.30 | 40.56 | 39.84 | 41.16 | 40.39 | 39.65 |
| Work of Pump | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (Warm Sea Water) $P_{pw} \times 10^3$ (kW) | | 12.40 | 10.98 | 9.87 | 14.46 | 12.58 | 11.13 | 17.28 | 14.69 | 12.86 | 23.97 | 19.48 | 16.31 | 36.45 | 27.91 | 22.19 |
| (Cold Sea Water) $P_{pc} \times 10^3$ (kW) | | 16.15 | 14.40 | 13.01 | 18.66 | 16.26 | 14.44 | 22.28 | 18.90 | 16.28 | 31.40 | 25.22 | 20.95 | 50.66 | 37.33 | 29.14 |
| (Desalination Water) $P_{pd} \times 10^3$ (kW) | | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.60 |
| (Blow Down) $P_{pb} \times 10^3$ (kW) | | 44.30 | 41.10 | 38.40 | 48.60 | 44.80 | 41.60 | 53.80 | 49.20 | 45.50 | 64.00 | 57.60 | 52.40 | 78.20 | 69.20 | 61.80 |
| (Vacuum) $P_v \times 10^3$ (kW) | | 6.40 | 5.90 | 5.50 | 7.50 | 7.00 | 6.50 | 9.00 | 8.30 | 7.60 | 12.10 | 10.90 | 9.90 | 16.60 | 14.70 | 13.10 |
| (Total) $P_t \times 10^3$ (kW) | | 39.77 | 30.24 | 27.43 | 38.90 | 34.18 | 30.53 | 46.00 | 39.49 | 34.62 | 63.15 | 51.70 | 43.65 | 96.75 | 73.79 | 75.34 |
| Desalination Condenser Area $A_{dc} \times 10^2$ (m ²) | | 5.49 | 5.14 | 4.84 | 5.98 | 5.57 | 5.22 | 6.60 | 6.08 | 5.64 | 7.72 | 7.02 | 6.46 | 9.39 | 8.67 | 7.84 |
| Optimum Value γ_{opt} (kW/(t/h)) | | 8.11 | 7.26 | 6.58 | 9.34 | 8.20 | 7.33 | 11.04 | 9.48 | 8.31 | 15.16 | 12.41 | 10.48 | 23.22 | 17.71 | 14.16 |

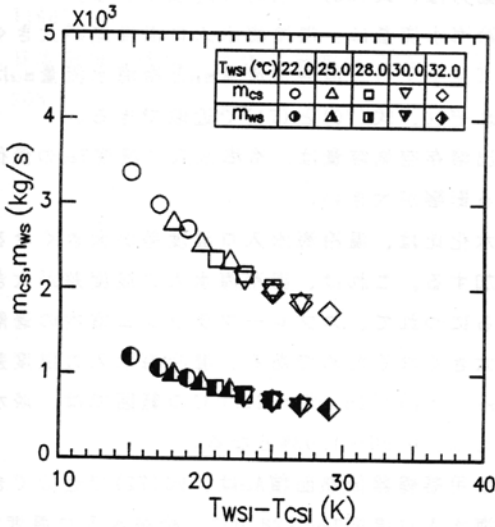


図8 温冷海水流量

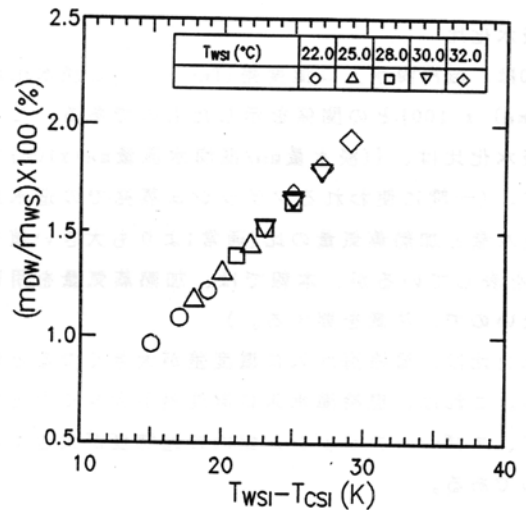


図10 淡水化比

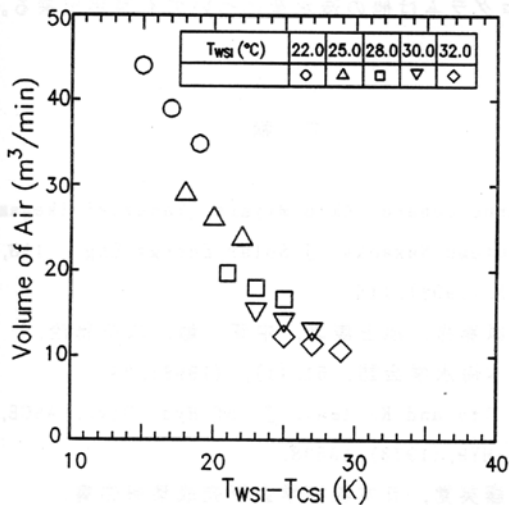


図9 放出溶存空気容量

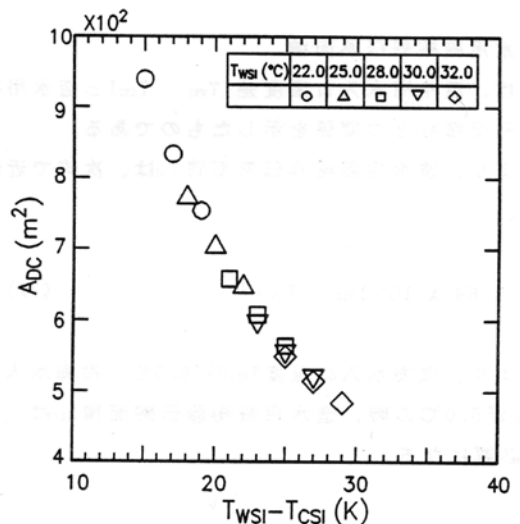


図11 造水用凝縮器伝熱面積

り、伝熱面積が小さくなるためである。温海水流量は、冷海水入口温度 T_{CS1} の大小に関係なくほぼ同等の流量が必要である。

図8より、温冷海水流量 m_{ws} 、 m_{cs} は、それぞれ、次式で近似できる。

$$m_{ws} = 2.63 \times 10^4 (T_{ws1} - T_{CS1})^{-1.13} \quad (70)$$

$$m_{cs} = 5.02 \times 10^4 (T_{ws1} - T_{CS1})^{-1.0} \quad (71)$$

7.4 放出溶存空気容量

図9は、温冷海水入口温度差($T_{ws1} - T_{CS1}$)と放出溶存空気容量 V_v の関係を示す。図9より、冷海水入口温度 T_{CS1} の変化による影響が大きい。また、温海水入口温度 T_{ws1} が高くなると、海水の溶存空気量が少なくなる。このことは、必要とする海水の量が同量の場合、温海水入口温度 T_{ws1} が高い方が放出溶存空気容量が少なくなる。

7.5 淡水化比

図10は、温冷海水入口温度差($T_{ws1} - T_{CS1}$)と淡水化比 $\{(m_{D1}/m_{ws}) \times 100\}$ との関係を示したものである。ここで、淡水化比は、 $\{(淡水量m_{D1}/温海水流量m_{ws}) \times 100\}$ で表わす。(一般に使われるフラッシュ蒸発での造水比は、造水量と加熱蒸気量の比(通常1よりも大きい値をもつ)を表しているが、本報では、加熱蒸気量を用いていないので、注意を要する。)

淡水化比は、温冷海水入口温度差が大きくなると増加する。これは、温冷海水入口温度差が大きくなるにつれて、スプレーフラッシュ室内の過熱度が大きくなるためである。

温冷海水入口温度差($T_{ws1} - T_{CS1}$)が $15.0^\circ\text{C} \sim 29.0^\circ\text{C}$ の範囲では、淡水化比は、 $0.96 \sim 1.93\%$ となる。

7.6 造水用凝縮器伝熱面積

図11は、温冷海水入口温度差($T_{ws1} - T_{CS1}$)と造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} との関係を示したものである。

図11より、造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} は、次式で近似できる。

$$A_{DC} = 1.64 \times 10^4 (T_{ws1} - T_{CS1})^{-1.05} \quad (72)$$

図11より、温海水入口温度 T_{ws1} が 28.0°C 、冷海水入口温度 T_{CS1} が 5.0°C の時、造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} は、約 600 m^2 必要になる。

8. 結 論

スプレーフラッシュ蒸発の非平衡温度差の経験式を用いて、最小電力量で最大造水量を得るための最適化プログラムの詳細を示すとともに、1日当たり造水量1000トンのスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化システムの計算結果について示した。主な結果をら列する。

- (1) 1時間に得られる淡水の量当りの消費電力、すなわち、最小評価関数 γ_{min} は、式(64)で近似できる。
- (2) 温冷海水入口温度差が大きくなると、全てのポンプ動力は減少する。また、温海水ポンプ動力 P_{ws} は、総ポンプ動力 P_T の約40%を占める。冷海水ポンプ動力 P_{cs} は、総ポンプ動力 P_T の約50%を占める。排出ポンプ動力 P_{D1} は、総ポンプ動力 P_T の約10%を占めている。真空ポンプ動力 P_v は、約10kWになる。各ポンプ動力は、式(65)~(69)で近似できる。
- (3) 温冷海水流量は、温冷海水入口温度差が大きくなれば減少する。温海水流量 m_{ws} と冷海水流量 m_{cs} は、それぞれ、式(70)と(71)で近似できる。
- (4) 放出溶存空気容量は、冷海水入口温度 T_{CS1} の変化による影響が大きい。
- (5) 淡水化比は、温冷海水入口温度差が大きくなると増加する。これは、温冷海水入口温度差が大きくなるにつれて、スプレーフラッシュ室内の過熱度が大きくなるためである。温冷海水入口温度差($T_{ws1} - T_{CS1}$)が $15.0^\circ\text{C} \sim 29.0^\circ\text{C}$ の範囲では、淡水化比は、 $0.96 \sim 1.93\%$ となる。
- (6) 造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} は、式(72)で近似できる。温海水入口温度 T_{ws1} が 28.0°C 、冷海水入口温度 T_{CS1} が 5.0°C の時、造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} は、約 600 m^2 必要である。

本プログラムは他の造水量についても適用出来る。

文 献

- (1) Haruo Uehara, Akio Miyara, Yasuyuki Ikegami, Tsutomu Nakaoka, J. Solar Energy Eng., 118, (2), (1996), 115.
- (2) 上原春男, 池上康之, 中岡 勉, 広田稔治, 日本海水学会誌, 51, (1), (1996), 34.
- (3) H. Ito and K. Imai, J. of Hyd. Div., ASCE, 99-HY9, (1973), 13538.
- (4) 伊藤英覚, 日本機械学会研究成果報告書, B5-156, (1986).

- (5) 日本機械学会編, 機械工学便覧, (1986), 145.
- (6) Haruo Uehara, Hisao Kusuda, Masanori Monde and Tsutomu Nakaoka, Proc., of the ASME - JSME Thermal Engineering Joint Conf., (1983), 253.
- (7) 宮武 修, 田中逸夫, 橋本俊行, 富村寿夫, 日本海水学会誌, 32, (4), (1978), 183.
- (8) R. W. Stoughton and M. H. Lietzke, J. Chem. Eng. Data, 12, (1967), 101.
- (9) A. G. Loomis, International Critical Tables, McGraw-Hill, 3, (1928), 255.
- (10) 上原春男, 中岡 勉, 中島昌二, 冷凍, 58, (673), (1983), 1017.
- (11) 上原春男, 中岡 勉, 機論, 50, (456), (1984), 1955.
- (12) 日本海水学会編, 海水利用ハンドブック, (1966).
- (13) 日本機械学会編, 流体の熱物性値集, (1983), 208.