

不凝縮ガスの影響を考慮したバロメトリック型  
オープンサイクル海洋温度差発電の  
可能性に関する研究

2011年11月

天野雅継

不凝縮ガスの影響を考慮したバロメトリック型  
オープンサイクル海洋温度差発電の  
可能性に関する研究

天野雅継

システム情報工学研究科  
筑波大学

2011年11月

## 目次

記号	3
第 1 章 序論	9
1.1 海洋の熱エネルギー	10
1.2 海洋温度差エネルギーの変換	12
1.3 海洋温度差発電システム	12
1.4 本研究の目的	15
1.5 各章の目次	16
1.6 参考文献	17
第 2 章 オープンサイクルでの作動流体の凝縮特性	24
2.1 不凝縮ガスを含んだ水蒸気の凝縮とモデル解析	24
2.1.1 海水中に溶存する不凝縮ガス量と流入不凝縮ガス濃度	25
2.1.2 隔壁型における不凝縮ガス濃度と凝縮モデル解析	26
2.1.3 水蒸気と噴流が直接接触する場合の凝縮モデル	42
2.2 凝縮実験の方法	46
2.2.1 隔壁型凝縮器	46
2.2.2 直接接触型凝縮器	49
2.3 実験結果および考察	51
2.4 第 2 章のまとめ	56
2.5 参考文献	57
第 3 章 不凝縮ガスを考慮したバロメトリック型 OC-OTEC システムの設計	81
3.1 OC-OTEC システム構成とシミュレーション・プログラム	82
3.2 OC-OTEC システムの評価	85
3.3 各部分のシステム特性	87
3.4 OC-OTEC システムの提案	93

3.5 第 3 章のまとめ	95
3.6 参考文献	97
第 4 章 結論	116
謝辞	118

[記号]

$a$ : 定数

$A_n$ : ノズル面積

$A_1, A_2, A_3$ : 定数

$b_o, b_n$ : 液相中の酸素、窒素のモル分率

$B$ : Bunsen 係数 [hPa / モル分率]

$B_1, B_2, B_3$ : 定数

$C$ : 係数, 海水への窒素または酸素の溶解度 [m l / l]

$C_l$ : 塩素量 [%o]

$C_p$ : 定圧比熱

$C_w$ : 深層海水 (体積) 流量 [ $m^3/s$ ]

$DC$ : 直接接触型凝縮器 (冷却水量)

$D$ : 拡散係数

$D, d$ : 直径、凝縮器直径、距離

$d_f$ : 不凝縮ガス濃度の割合

$D_{tub}$ : タービンの直径

$D_n$ : ノズル径

$D_a$ : 噴流直径

$E$ : エネルギー

$E$ : Henry 定数 [hPa / モル分率]

$Ex$ : 排気量係数  $G_o = Ex * 0.00001$  [kg/s]

$E_w$ : 表層海水 (体積) 流量 [ $m^3/s$ ]

$f$ : 管内の摩擦係数, 係数

$f$ : 流れ関数

$Fr$ : Froude 数

$g$ : 重力加速度

$g_c$ : 単位面積当りの凝縮量

$G1, G2, G3, G4$ : ガスクロサンプリング位置

$G$ : 流量 (凝縮量、海水量など) [kg/s]

$Gr$ : Grashof 数

$H$ : Yakob 数、顕潜熱比、水頭、高さ  
 $h$ : 局所熱伝達率  
 $h_v$ : 気体側単位面積当り熱伝達率  
 $I.D$ : 内径  
 $j$ : 拡散質量速度  
 $L$ : 長さ  
 $L_0$ : 基準長さ、熱交換器高さ  
 $L_p$ : ポンプ動力  
 $M$ : 水 1kg のモル数  
 $M_g$ : 気体（空気）のモル数  
 $M_v$ : 蒸気（水蒸気）のモル数  
 $m$ : 噴流単位面積当たりの蒸発質量束  
 $N_2$ : 窒素  
 $Nu$ : Nusselt 数  
 $O.D$ : 外径  
 $O_2$ : 酸素  
 $P$ : 圧力  
 $P_a$ : 排出口圧力（大気圧）  
 $P_{co}$ : タービン出口圧力  
 $P_o$ : 背圧  
 $P_{pre}$ : 前置脱気器圧力  
 $Pr$ : Prandtl 数  
 $P_s$ : 限界圧力  
 $P_{net}$ : 正味出力  
 $P_{gross}$ : 総出力  
 $P_{oEx}$ : 排気動力損失  
 $Q$ : 処理熱量  
 $q$ : 単位面積当りの熱伝達量（局所熱流速）  
 $Q_{cs}$ : 理論凝縮熱量、不凝縮ガスのない場合の凝縮熱量  
 $Q_c/Q_{cs}$ : 凝縮処理熱量と理論凝縮熱量の比  
（凝縮処理熱量／不凝縮ガスのない場合の凝縮熱量）

$Q_{cx}$ : 排気動力  
 $Q_{oEx}$ : 排気動力 (従来方式)  
 $Q_{oExS}$ : 排気動力 (新方式)  
 $Q_{tub}$ : タービン出力  
 $Q_v$ : 蒸気から凝縮面への熱伝達量  
 $q_v$ : 蒸気から凝縮面表面への単位面積当りの熱伝達量 (局所熱流速)  
 $r$ : 半径  
 $R$ : 気体定数  
 $Re$ : Reynolds 数  
 $RM$ :  $\rho\mu$  比  
 $S$ : 係数, エントロピー  
 $S_A$ : 噴流の直径変化を考慮した表面積  
 $S_{al}$ : 塩分濃度 [%]  
 $Sc$ : Schmidt 数  
 $S_{ep}$ : 表面積, 円柱とした場合の表面積  
 $t$ : 時間  
 $T_1, T_2, T_3, T_4, T_5$ : 温度測定位置  
 $T_{c1}, T_{c2}, T_{e1}, T_{e2}$ : 温水および冷水の温度測定位置  
 $T$ : 温度  
 $TR$ : タービン回転数 [rpm]  
 $T_w$ : 凝縮壁面温度  
 $T_c$ : 凝縮内温度  
 $T_e$ : 蒸発器内温度  
 $u$ : 流速  
 $U$ : 熱通過率  
 $WA$ : 隔壁型凝縮器 (冷却水量)  
 $We$ : Weber 数  
 $W_g$ : 不凝縮ガス濃度  
 $W_{g\infty}$ : 十分に離れたところでの不凝縮ガス濃度  
 $W_{gix}$ : 前置脱気器における脱気ガス濃度  
 $W_{gix}/W_{gin}$ : 前置脱気器における濃度割合

$V$ : 流速

$V_{tub}$ : ノズル断面における流速

$x$ : 液相中の溶質ガスのモル分率, 流れ方向距離

$X$ : 脱気量

$X_1$ : 流入する海水の溶存空気量

$X_2$ : 脱気圧力における海水の溶存空気量

$x_c, z_c$ : は仮定値

$X_n$ : 水 1kg 中に含まれる窒素量

$X_o$ : 水 1kg 中に含まれる酸素量

$Y$ : 凝縮面に鉛直な方向

$Y$ : 温度効率:  $Y = (T_{co} - T_{cin}) / (T_x - T_{cin})$

[ギリシャ文字]

$\alpha$ : 温度伝達率

$\alpha$ : 係数, 物質伝達係数

$\beta$ : 体積膨張係数

$\gamma$ : 比重量

$\delta$ : 厚さ

$\Delta p$ : 管内の圧力降下

$\Delta T$ : 過熱度, 温度差 ( $= T_{ei} - T_{ci}$ )

$\Delta T_{cs}$ : 冷水と  $T_x$  間の対数平均温度差

$\lambda$ : 潜熱

$\phi$ : ノズル速度係数

$\phi$ : 無次元化した濃度  $\phi = \frac{W_g - W_{g\infty}}{W_{g0}}$

$\varepsilon$ : 比熱比

$\sigma$ : 表面張力

$\rho$ : 密度

$\mu$ : 粘性係数

$\nu$ : 動粘性係数

$\kappa$ : 熱伝導率, ( $\kappa_p$ : 管壁の熱伝導率)

$\theta$ : 無次元温度, 温度効率 ( $= \frac{T_{co} - T_{cin}}{T_x - T_{cin}}$ )

$\eta$ : 効率, ( $\eta_G$ : 発電効率)

$\Psi$ : 流れ関数

$\phi$ : 無次元化した流れ関数  $\Psi = \frac{\phi}{\phi_0}$

$\xi$ : 無次元化した y 方向距離  $\xi = \frac{y}{y_0} = \frac{c(y - \delta_{Lx})}{\frac{1}{x^4}}$

[添字] (下付き)

$\infty$ : 凝縮面から十分に離れた場所の気体、バルク、ガス本体

1: 添字: 一般に入口、内側、番号など

2: 添字: 一般に出口、外側、番号など

a: 添字: 大気 (圧) 雰囲気

C, c: 添字: 凝縮器

cs: 添字: 凝縮器飽和状態

D, d: 添字: 直接接触凝縮器

ds: 添字: 直接接触凝縮器飽和状態

E, e: 添字: 蒸発器

es: 添字: 蒸発器飽和状態

G, g: 添字: 不凝縮ガス, 気体

gin: 添字: 流入不凝縮ガス

go: 添字: 流出不凝縮ガス

I: 添字, 界面

i, in: 添字: 入口、流入、内側

ix: 添字: 脱気

L: 添字, 液体 (添字なしは気体)

n: 添字: ノズル

o: 添字: 出口、排気、外側

s: 添字: 飽和状態

t: 添字: 乱流

tub: 添字: タービン, タービン・ノズル

w: 添字: 水、海水、壁

u: 添字, 流速, 周速

v: 添字, 流速, 蒸気

x: 添字, x 方向位置、距離

x: 添字, 不凝縮ガスのない場合 (純蒸気) とした場合の飽和状態

\*単位については、特に断らない限り M.K.S 単位です。

## 第 1 章 序論

今日、温暖化による地球環境問題は重要性を増しつつある。北極海の氷や氷河の融解などに見られるように、自然界に対する温暖化の影響は著しく、平均気温はさらに上昇傾向を示している。この状況を抑制するためには、CO<sub>2</sub> の発生および、その大気中への排出を減少させる方策が必要であるといわれている<sup>(1)</sup>。

2100 年において人類のエネルギー需要が 1970 年の 100 倍まで増加すると仮定し、この需要を化石燃料と核資源で供給した場合には 2100 年における地球の平均気温変動は 2~3℃となり、気象面から人類のエネルギー使用の限界を超えると考えられている<sup>(1)</sup>。このエネルギー使用の一部を海洋温度差エネルギーのような再生可能なエネルギーで担うと、平均気温変動は 1℃程度に抑えることが可能であり、エネルギー使用の限界は超えないという試算がある<sup>(2)</sup>。このような観点から、再生可能エネルギーを活用し、その拡大を促進することが必要である。

再生可能エネルギーを利用することにより、化石燃料依存の軽減が可能となり CO<sub>2</sub> の発生を抑制することができる。地球に降り注ぐ太陽エネルギーの約半分が最終的に熱へと変換されるので、この熱となる過程の中間を利用する方法が最も有効であると思われる<sup>(3)</sup>。そして、地球上の動植物の多くが太陽から直接的にエネルギーを得ており、その恩恵を受けていることから、地球環境とのバランスを保ちながら共存可能な利用方法が必要である。

本論文においては、再生可能エネルギー、特に海洋熱エネルギー利用を促進する為のオープンサイクル海洋温度差発電を取り上げ、技術上克服すべき問題を示し、その解決に向けた実証的総合的検討を行い、基礎的設計法を明らかにした。

## 1.1 海洋の熱エネルギー

海表面に降り注いだ太陽光は、海水により吸収され一部は蒸気として大気に放出されるが、残りは熱として海水に蓄えられる。海洋では直接的な縦方向対流がほとんどないため、太陽熱による温度上昇は表層部のみにとどまる。このため、図 1-1 に示すように、海洋における代表的な温度分布は、水深 0-100m の表層で 25℃以上の高温度、深層 800m 付近で 5℃程度の低温度となるパターンを持つ<sup>(7)</sup>。このように、熱を蓄えているのは表層部分であるから、その表層水を集めることにより太陽熱の収集が可能となる。

海洋温度差エネルギーによる出力  $E$  [W] は、表層海水温度  $T_{e,i}$  と深層海水温度  $T_{c,i}$  間の温度差エネルギーに由来し、次式で表わせる。

$$E = \rho C_p C_w \Delta T \quad (1.1)$$

$\rho$  : 密度 [kg/m<sup>3</sup>],  $C_p$  : 比熱 [J/kg/°C],  $C_w$  : 海水流量 [m<sup>3</sup>/s],  
 $\Delta T$  : 温度差 [°C] ( $=T_{e,i} - T_{c,i}$ ),  $E$  : エネルギー [W]

太陽熱で暖められた海洋水は 1000 年オーダーの時間をかけて地球上を循環しており<sup>(4)(5)</sup>、海洋には再生可能な温度差エネルギーが大量に存在する。

潜在資源量を推定すると、全地球上の平均として表層と深層 400m との温度差は約 12℃であることから、非凍結部分の海洋面積  $3 \times 10^{14} \text{ m}^2$  の表面混合厚さ 100m が 12℃暖まるエネルギー量を算出すると、 $E = 15 \times 10^{23} \text{ J}$  となり、それに海水の循環時間として想定されている 1000 年 ( $3 \times 10^{10} \text{ s}$ ) の循環時間を考慮すると、得られる熱出力は  $50 \times 10^9 \text{ kW}$  となる。

ここで、熱から仕事を得る場合は、カルノー効率により制限されるので、カルノー効率を 4% とするとして海洋温度差発電の無尽潜在総発電出力としては、 $2 \times 10^9 \text{ kW}$  となる<sup>(6)</sup>。

図 1-2 は表層（0m）と深層（800m）の年平均温度<sup>(6)</sup>から温度差を色により表示したものである。この図から分かるように、温度差約 25℃以上の海域が、赤道を中心に特に太平洋、インド洋に広がっている。

再生可能エネルギーの多くは希薄で低レベルのエネルギーであり、気象環境などにより影響を受けやすく安定度が低い。この点、海洋温度差エネルギーは、比較的安定して大量に、そして継続的な供給を可能にするエネルギー源と考えられる。

海洋温度差エネルギーの場合は、海水に蓄積されたエネルギーを利用するため、日照時間や天候に左右されることはない。したがって、太陽エネルギーを直接、電気エネルギーに変換する方法に比べて安定度が高く、海水流入量により出力を制御しやすい特徴をもつ。すなわち、これは海中に大面積の蓄積機能を有する無料の太陽コレクターを設置したことと同じことになる<sup>(8)</sup>。

海洋温度差エネルギーを有効利用するためには、その長短を以下のように整理して検討する必要がある。

長所は、以下の項目である。

1. 他の再生可能エネルギーよりも安定している。
2. 資源量が大きく、継続的供給を受けられる。
3. 熱源が海水である為、無料、安全、無尽である。

短所は、以下の項目である。

1. 海水の温度差が小さいため、カルノー効率は最大でも 4%程度であり、大容量の変換を行うには多量の海水を必要とする。
2. 海水中には不凝縮ガスが溶存するため、海水を内部に直接導入する場合、システムに対して不凝縮ガスの影響が出る。

ここにおいて、海水の温度差が小さいという短所に関しては、流量により解決が可能であり、さらに不凝縮ガスの影響を回避する手段を取ることで海洋温度差エネルギーは基礎的な安定電力供給源としての可能性を備えると考えられる。

## 1.2 海洋温度差エネルギーの変換

海洋温度差エネルギーのエネルギー変換システムは、他の再生可能エネルギーに比べて安定が良く、多量の熱源が確保できるため高効率なエネルギー供給源としての役割を担える可能性は大きい。

また、不凝縮ガスを効率よく駆逐することで、発電と共に海水から真水を作るエネルギー変換システムを構成することが可能で、発電以外にも多目的に利用することができる。これは、赤道付近の海域（環礁域）において、海洋温度差エネルギーが多く得られることから、これらの地域の孤島などに適した、発電以外の多目的に利用できる変換システムを構築することにより、これらの地域の発展に貢献できる。

## 1.3 海洋温度差発電システム

### (1) ランキンサイクル

熱機関による最大効率はカルノー効率により得られる。カルノー熱機関の効率 $\eta$ は、次のように表わされる。

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_E - T_C}{T_E} \quad (1.2)$$

$Q_1$  : 供給熱量,  $Q_2$  : 放出熱量,

$T_E$  : 高温側温度,  $T_C$  : 低温側温度

このサイクルは、等温変化と断熱変化による可逆サイクルである。

熱機関を用いる海洋温度差発電では、理想的なカルノーサイクルに近い効率が得られるランキンサイクルを採用している。

ランキンサイクルは図 1-3 a のような構成において TS 線図で表わすと図 1-3 b のサイクル (I→II→III→IV→V→VI→I) になる。

I→II で断熱膨張、II→III で等温冷却（凝縮）、IV→V で断熱圧

縮、 $V \rightarrow VI$  で等温加熱（蒸発）が行われ、 $VI \rightarrow I$  で元に戻るサイクルから成り立っている。このように、 $I \rightarrow II$  の断熱膨張過程で有効仕事が行われ、外部に仕事として取り出される。

海洋温度差発電でのランキンサイクルの効率は、理想的なカルノーサイクルに比べて 95～98%程度であり、熱源である温水と冷水の全体温度差の約 50%がタービン間の温度差となる。

海洋温度差発電サイクルでは、上述のランキンサイクルで表わされる外部に仕事をする作動媒体が閉じたクローズドサイクルと、海水を直接作動媒体とする開いたオープンサイクルがある。

## (2) クローズドサイクル

海洋温度差発電には、一般にクローズドサイクルがタービンをコンパクトにするため、多く用いられる。図 1-4 に示すように温海水は蒸発器で作動流体に熱を与え、作動流体を蒸発させる。作動流体は蒸気となり、タービンで膨張して外部に仕事をし、凝縮器へ入り冷海水に熱を与えて凝縮する<sup>(8)(9)</sup>。

海洋温度差発電に用いるポンプ類の動力に関しては、例えばナウルでのクローズドサイクルのパイロットプラントでは約 88.9%のポンプ動力を必要としている<sup>(14)</sup>。そのため、海洋温度差発電では、ポンプ類による損失を少なくすることが、性能に大きく貢献する。

また、作動流体には、アンモニア、フロン系冷媒、プロパン等炭化水素などが考えられている。特に作動流体の選定、および熱交換器の高性能化が重要となる。潜熱が大きく蒸気密度の大きい作動流体を用いるとコンパクトなシステムを実現できる。

クローズドサイクルの一種で、作動流体にアンモニア水を用いたカリーナサイクルの発展型であるウエハラサイクル<sup>(10)</sup>があり、構造は複雑であるが効率は良いとされている。

## (3) オープンサイクル

オープンサイクル方式海洋温度差発電 (Open Cycle - Ocean Thermal Energy Conversion 以下 OC-OTEC と称する) システム

は、図 1-5 のように、温海水を蒸発器で蒸発させて水蒸気を作り、その蒸気はタービンで膨張し、外部に仕事をした後、凝縮器により復水する<sup>(11)</sup>。ランキンサイクルの TS 線図（図 1-3b）において、III から給水ポンプにより圧縮されボイラに送られる前までの部分が外へ開いたサイクルになる。内部を低圧状態にしておくことで、25℃程度でも水は蒸発しタービンを回すことができる。

OC-OTEC システムの特徴は、凝縮器に隔壁型を用いることで作動媒体である水蒸気を凝縮させ、淡水を得ることができる点である。

また、作動媒体が海水からの水蒸気であるため、クローズドサイクルに用いられるような環境汚染の元となるガス類（フロンなど）、高圧になる可燃ガス（プロパンなど）や腐食性ガス（アンモニア）の使用を回避でき、より地球環境にやさしいシステムである。また、蒸発器、凝縮器共に直接型を用いることも可能なため、生物汚れなどに強い簡便な構造の発電システムが期待できる。

その反面、海水と共に流れ込む空気を主体とする不凝縮ガスは、凝縮性能を劣化させるため、それを取り除く工夫が必要となる。不凝縮ガスを適切に取り除くシステムを構築することが本システムの最大の課題であり、いまだ明確な解決策が提示されていない。この不凝縮ガス駆逐システムを構築することで、隔壁型の凝縮器により淡水化が容易となり、発電と淡水の両方を得られる高効率なシステムを構築できる可能性がある。

この方式では、海水を流入させると同時に、ほぼ同量の海水を外部へ出すための海水ポンプと余分なガスを排気するポンプが重要となる。

#### (4) バロメトリック型のオープンサイクル

OC-OTEC は流入する海水を蒸発させるため内部を低圧な状態にしなければならない。これを低損失で実現する方法がサイホンの原理を使ったバロメトリック型システム構成である。

バロメトリック型<sup>(11)</sup>OC-OTEC システムは、図 1-6 に示すような構成のオープンサイクル方式である。一般的なノン・バロメトリック型に対して、装置全体が大気圧よりも水頭で最大約 10m 高い位置に

設置されている。図内の高さを示す数値は表層海水温度 28℃および深層海水温度 8℃の場合での理想的な位置を示している。このように、各機器は内部圧力に見合った高さに配置される。起動時には、真空ポンプにより低圧状態にしたのち、内部に海水を導入することで、連続運転が可能となる。作動中に流入し滞留するのは凝縮しない空気などの不凝縮ガスであるため、理想的には流入不凝縮ガスを排気するのみで圧力を維持できることになる。

海洋温度差発電システムに用いる海水ポンプに関しては、例えばハワイの通常型オープンサイクルシステムで約 70% のポンプ動力を必要としている<sup>(13)</sup>。クローズドシステム<sup>(14)</sup>に比べて作動流体ポンプ分の動力を必要としないが、温度差が小さいためポンプ類による損失を少なくすることが、性能に大きく貢献する。バロメトリック型では原理的に海水ポンプ動力が内部流れの配管抵抗に対抗するのみであるため、一般的なオープンサイクル型に比べて損失を少なくできる。

また、不凝縮ガスを適切に取り除くことができれば、隔壁型の凝縮器により淡水化が容易となり、発電と淡水の両方を得られる高効率なシステムを構築できる可能性がある。

## (5) ランキンサイクル以外の変換方式

ランキンサイクル以外の温度差発電では、熱電変換、ニチノールエンジンなどがある。

## 1.4 本研究の目的

本研究はバロメトリック型 OC-OTEC システムの実現に向けて、重要な課題である不凝縮ガスの影響について出力および凝縮量との関係を明らかにする。また、淡水と発電の両方を可能にできるシステムを構築するための知見を得るために、研究の目的は、以下のようである。

1. オープンサイクルのシステムの課題である不凝縮ガスの物質伝達の挙動を明らかにし、熱伝達に対する影響を検討し、凝縮処理熱量と排気量との関係を明らかにする。
2. 流入不凝縮ガス量当りの排気量に対する凝縮処理熱量への排気効果から排気量における最適化を明らかにする。
3. OC-OTEC システムの前置脱気器、蒸発器、タービン、隔壁型凝縮器、直接接触型凝縮器および排気ポンプなどの各機器類とそれらにより構成されるシステム全体について、不凝縮ガスによる影響の駆逐方法を明らかにし、基礎的設計法の確立を行う。
4. 直接接触型と隔壁型凝縮器の組み合わせについて検討し、淡水と発電を共に供給可能にする OC-OTEC システムの有効性を明らかにする。

## 1.5 各章の目次

第 1 章では、再生可能エネルギー利用は、エネルギーバランスの点において温暖化に対する地球環境保全に有効であり、再生エネルギーの中でも海洋温度差エネルギーは、豊富な資源量と高い安定性の面および淡水化など多目的なエネルギー供給の面からきわめて有効な手段となることを示した。

第 2 章では、OC-OTEC システム内に海水と共に連続的に流入する不凝縮ガスの凝縮器への影響について検討を行う。そして、隔壁型と直接々触型について、単管型による実験と Sparrow-Lin の理論による凝縮モデルを用いて検討を行い凝縮特性と排気量とが密接な関係にあることを明らかにする。また、凝縮器内部の排気による不凝縮ガス駆逐の評価方法を提案する。

第 3 章では、前章における凝縮熱伝達への不凝縮ガスの影響につい

ての結果を基にシステム全体の不凝縮ガスの影響についての検討を行う。排気量と海水流量に対する凝縮量の関係を明らかにし、システムとしての性能評価方法を明らかにする。そのための、シミュレーション・プログラムを開発することで、OC-OTECの高性能化について、前置脱気器における低損失な脱気方法、システム内部の不凝縮ガス駆逐方法のシミュレーションを行い低損失化の検討を行う。また、電力と淡水を得るシステム構成として、隔壁型と直接接触型凝縮器の最適な構成方法を明らかにすることで、基本的設計方法の確立を行う。

## 1.6 参考文献

1. Core Writing Team, Pachauri, R.K. and Reisinger, A. (Eds.), 'Summary for Policymakers of Climate Change 2007 Synthesis Report', IPCC
2. 本間琢也, 堀米孝, 谷辰夫, 牛山泉, 「自然エネルギー」, 共立出版, 1980
3. 本間琢也, 黒木敏郎, 梶川武信, 「海洋エネルギー読本」, オーム社, 1980
4. 高野健三, 「海の大循環」, 海洋出版, 1976
5. W. S. Broecker, "Radioisotopes and large scale oceanic mixing. In M. N. Hill (ed), The Sea", Vol. 2, INTERSCIENCE PUBLISHERS, pp. 88-108, 1963
6. G. L. Wick, W. R. Schmitt, "Prospects for Renewable Energy from the Sea", Marine Technology Society Journal, vol. 11, pp.16-21, 1977
7. 日本海洋データセンター (JODC), 「温度統計図」, JODC, 2008
8. 梶川武信, 「クローズドサイクル海洋温度差発電の研究開発」, 電子技術総合研究所調査報告, 電子技術総合研究所, 1981
9. J. H. Anderson Jr., "Economic Power and Water from Sea Energy", ASME, 72-WA/sol-2, 1972

10. 上原春男、池上康之、西田哲也、「吸収と抽気作用を伴うサイクルを用いた海洋温度差発電システムの性能解析」、日本機械学会論文集（B編）、64巻624号、1998
11. 天野雅継、梶川武信、「オープンサイクル海洋温度差発電システム不凝縮ガスによる影響」、TECHNO-OCEAN'92, Vol.1, 1992, PP.196-200
12. Perry J. H, "Chemical Engineers Handbook", 4th ed., 14-314-6, McGraw-Hill, New York, 1963
13. L. A. Vega, "OTEC Work in Progress at PICHTR", IOA Meeting, Tahiti, 2-08-3, 1991
14. 瀬谷胖、「海洋温度差発電」、火力原子力発電、Vol.32, No10, 1981, pp.1117-1124

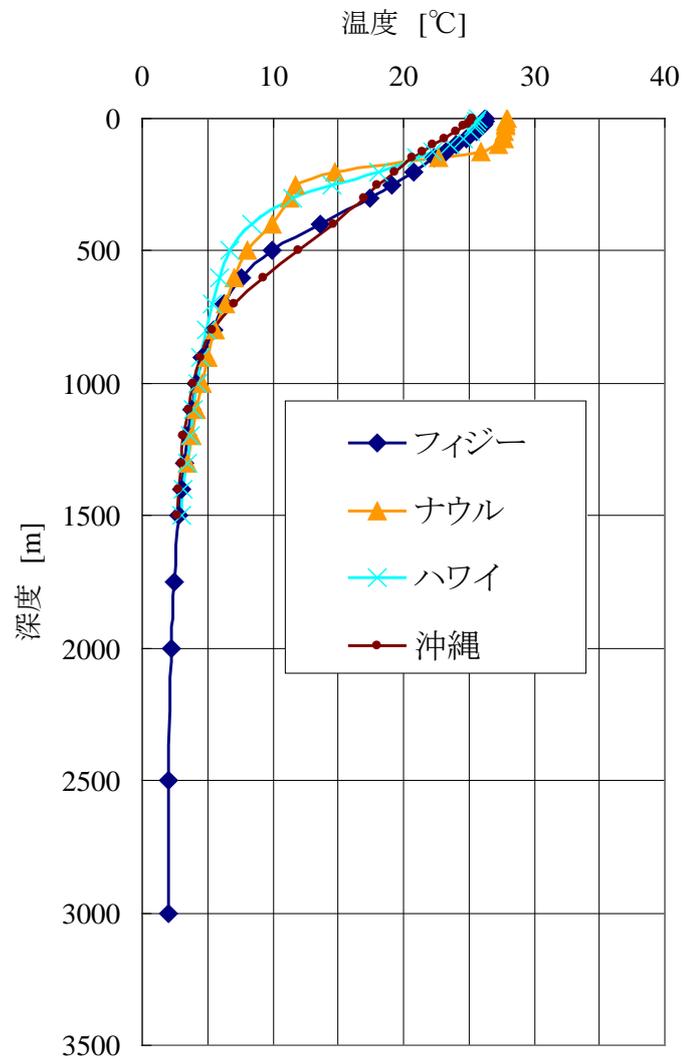


図 1-1 海洋の深度方向年平均温度分布<sup>(7)</sup>

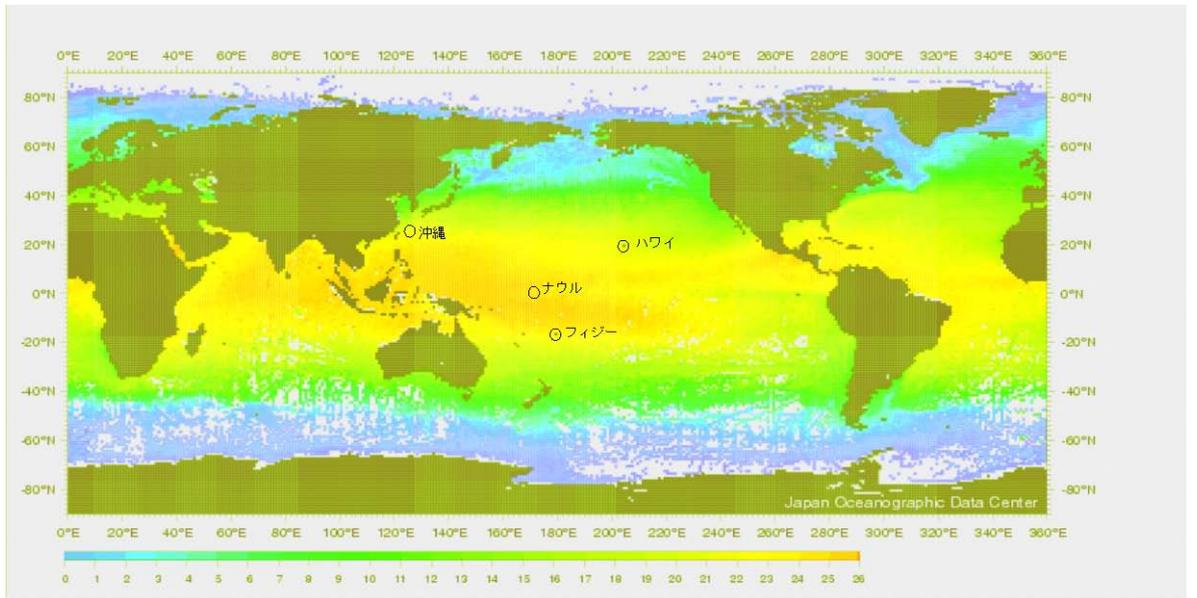


図 1-2 海洋の温度差 (海表面の温度 0m と 800m の温度分布から求めた年平均温度差)  
 代表温度ポイントをハワイとして、JODC データ<sup>(7)</sup>からに製作した。

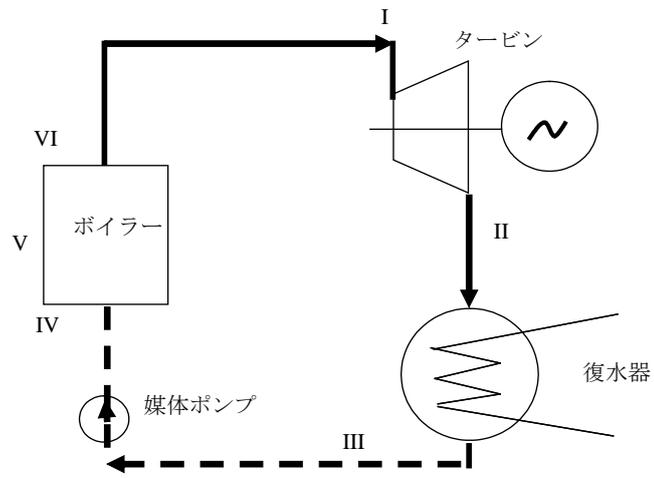


図 1-3 a ランキンサイクルの構成

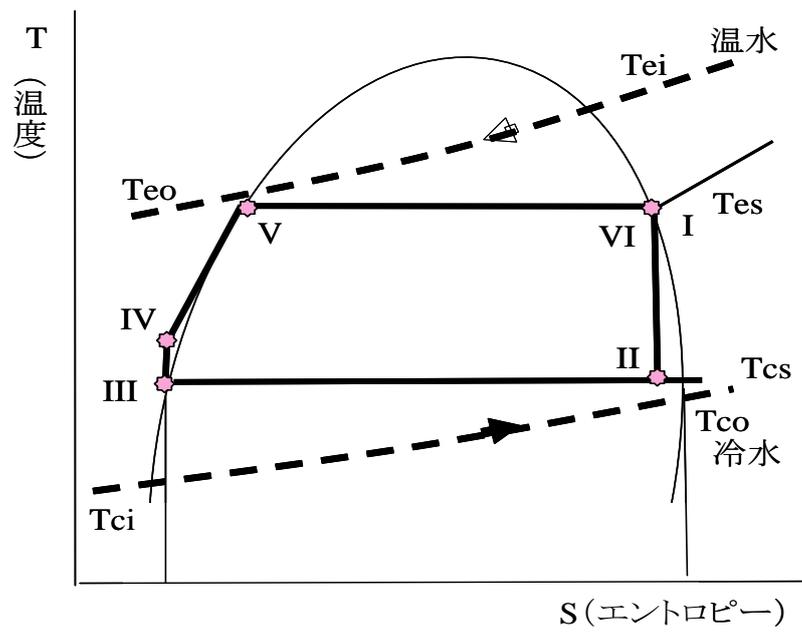


図 1-3 b ランキンサイクルの TS 線図

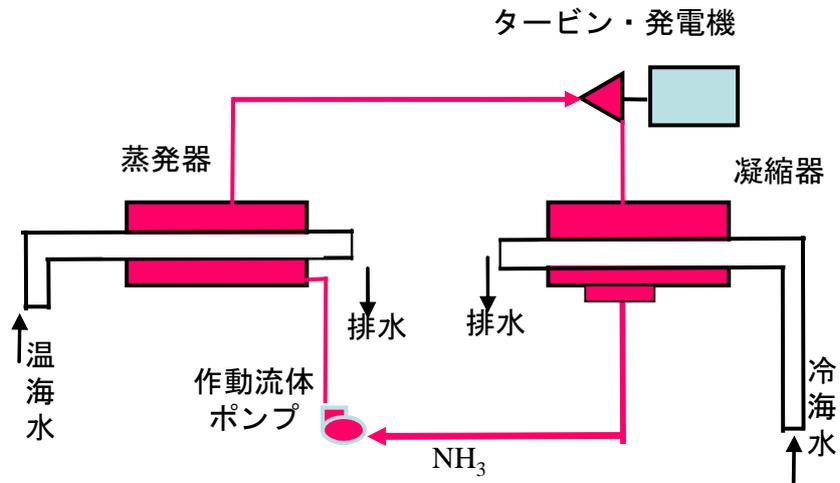


図 1-4 クローズドサイクルの概念図

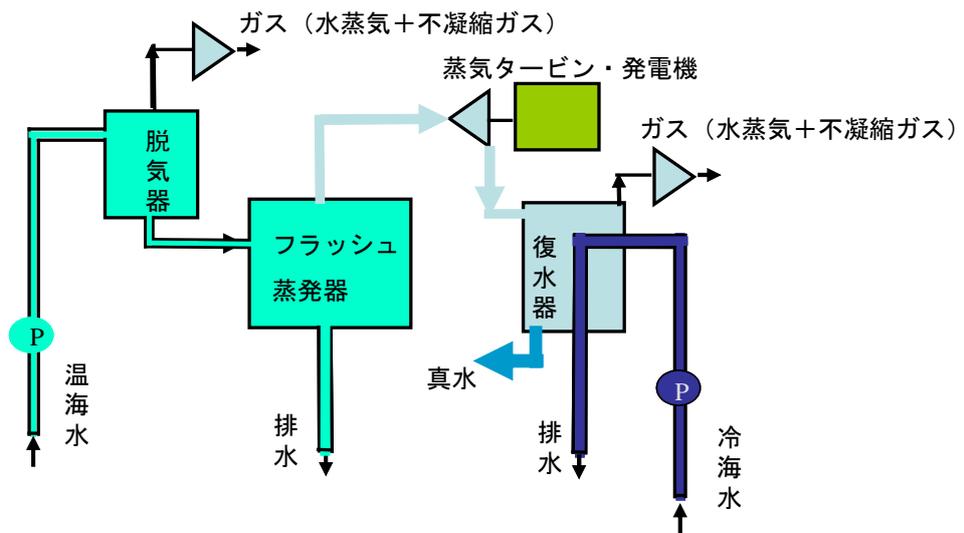


図 1-5 オープンサイクルの概念図

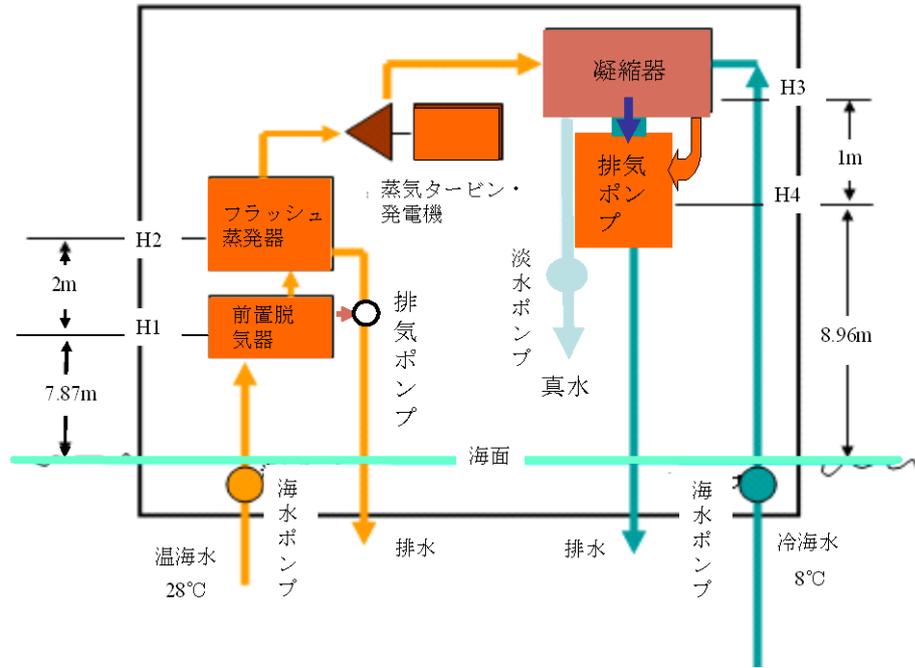


図 1-6 バロメトリック型 OC-OTEC システムの例

## 第 2 章 オープンサイクルでの作動流体 の凝縮特性

OC-OTEC システムにおける不凝縮ガスの影響を把握するために、空気を含んだ水蒸気の凝縮に関する実験と、凝縮モデルによる解析を行った。そして、凝縮器へ連続的に流入する不凝縮ガスの駆逐と凝縮処理熱量との関係を明らかにした。

以下に 2 章における研究手順を示す。

### 2.1 不凝縮ガスを含んだ水蒸気の凝縮実験と凝縮モデル

システムに流入する場合の蒸発量と不凝縮ガス量から求められる流入不凝縮ガス濃度の凝縮現象への影響を隔壁型と直接接触型凝縮器について凝縮モデルにより解析・検討を行う。

### 2.2 凝縮実験の方法

不凝縮ガスの影響を見るための凝縮器を製作し、各部の温度を測定するとともに、ガスクロを用いたガス濃度の測定を行い、排気量の違いによる凝縮量変化を測定する。また、直接々触凝縮用噴流については形状測定を行う。

### 2.3 実験結果および考察

実験値と計算値との比較から凝縮器内部の濃度分布と入口と出口の濃度変化について検討を行う。排気量による凝縮量の違いを計算値と比較・検討し、不凝縮ガスの影響度合いを明らかにする。

## 2.1 不凝縮ガスを含んだ水蒸気の凝縮とモデル解析

オープンサイクルシステムでは、図 1-5 に示すようにシステム内部へ海水が直接流入するため、海水に溶存している空気すなわち不凝縮ガスが凝縮量に対し相変化を伴う熱伝達現象に影響することが問題となる<sup>(1)(2)</sup>。不凝縮ガスは、表層海水にほぼ飽和状態で 1ℓ 中約 15mℓ が溶存している。この海水と共に流入する不凝縮ガスを OC-OTEC の中でどのように処理するかが、出力向上に関して大きな課題となる。そのため、不凝縮ガスの効率的排除方法を求め、システムとして許容できる不凝縮ガス濃度の限界を決定し、OC-OTEC の正味出力を高めることを目指し、蒸発器および凝縮器などの設計法を確立することが重要となる。

ここでは、小型の実験用凝縮器を試作し、凝縮器内での不凝縮ガスの蓄積状態、伝熱面近傍における不凝縮濃度分布および排気による定常状態での不凝縮ガス濃度と凝縮熱伝達量との関係を得るための実験を行った。この結果に基づき不凝縮ガスによる凝縮量への影響を明らかにする。

## 2.1.1 海水中に溶存する不凝縮ガス量と流入不凝縮ガス濃度

### (1) 溶存量と溶存ガス成分

一般に海水表層では波浪や風などによる大気との接触が多く、空気は飽和状態まで溶けていると考えられる。

### (2) 溶解度・深さ・温度による各種ガス溶存量

溶質ガス分圧は Henry 定数の圧力依存性を用いて以下の式で表わせる<sup>(4)</sup>。

$$P = E x \quad (2.1)$$

$P$  : 液と平衡にある気相中の溶質ガスの分圧 [hPa],

$x$  : 液相中の溶質ガスのモル分率,  
 $E$  : Henry 定数 [hPa / モル分率]

酸素、窒素、空気、炭酸ガスの Henry 定数の値は表 2-1 に示す通り温度により変化する。

### (3) 塩水における窒素・酸素の溶解度

海水への窒素または酸素の溶解度  $C$  [ml/L] から Bunsen 係数  $B_{N_2}, B_{O_2}$  を求める。 $C$  は温度  $T$  [K] との関係から次のように得られる<sup>(5)</sup>。

$$\ln C = A_1 + A_2 \left( \frac{199}{T} \right) + A_3 \ln \left( \frac{T}{100} \right) + A_4 \left( \frac{T}{100} \right) + S \left[ B_1 + B_2 \left( \frac{T}{100} \right) + B_3 \left( \frac{T}{100} \right)^2 \right] \quad (2.2)$$

上式の定数  $A_1 \sim A_4$ 、 $B_1 \sim B_3$  の値を表 2-2 に示す。

塩分濃度  $Sal$  ‰ は、塩素量  $Cl$  ‰ により次式の通り表わせる<sup>(3)</sup><sup>(7)</sup>。

$$Sal = 1.80655 Cl \quad (2.3)$$

### (4) OTEC 凝縮実験に関する海水、淡水、空気等の熱物性値について

物性値は主に機械学会発行の流体の熱物性値集<sup>(6)</sup>と東海大学海洋学部テキスト<sup>(3)</sup>および化学工学協会編；物性定数 10 集<sup>(7)</sup>を参考とし近似式を得た。

それぞれの近似式は、4℃～60℃までを最小自乗法により求めた。5℃～45℃の範囲では 0.1% 以内の精度で近似されている。

## 2.1.2 隔壁型における不凝縮ガス濃度と凝縮モデ

## ル解析

淡水化を目的とした隔壁型凝縮器の実験を行った。また、不凝縮ガスが存在する条件下の凝縮モデルにより垂直平面への水蒸気凝縮に関するモデル解析を行った<sup>(8)</sup>。

### (1) 蒸気供給と蒸発器内の不凝縮ガス濃度

蒸気は蒸発器により生成され凝縮器へ送られる。蒸発における処理熱量は、次のように求められる。温水流量に関しては、蒸発量  $G_{ve}$  が温水流量に比べて小さいため、温水入口流量  $G_{win} \approx$  温水出口流量  $G_w$ 。として、入口流量を温水流量  $G_{we}$  として用いた。温水の温度降下から次式が成り立つ。

$$Q_e = G_{ve} \lambda = C_p G_{we} (T_{ei} - T_{eo}) \quad (2.4)$$

$Q_e$ : 温水処理熱量 (=蒸発熱量),  $\lambda$ : 蒸発潜熱

$C_p$ : 比熱,  $G_{ve}$ : 蒸発量

$G_{we}$ : 温水流量,  $T_{ei}$ : 温水入口温度

$T_{eo}$ : 温水出口温度, 添字  $i, o$ : 入口、出口

本実験においては、水道水を用いて凝縮実験を行っても凝縮熱伝達に大きな違いがなく、凝縮現象に対する不凝縮ガスの影響を十分に解析できると考えられるため、主に実海域で採取した海水を用いず淡水（水道水）を用いた。海水中に溶存する気体は主に空気である。また、表層の海水は波によりよく攪拌されているために空気はほぼ飽和状態で溶存している<sup>(3)</sup>と考えられるため、実験に用いる水道水も十分にバブリングし飽和状態にした。

大気(空気)の成分構成比は簡単には  $N_2 : O_2 = 4 : 1$  であるとして、それらの水中での溶存割合を式 2.1 で求めると約 2:1 となる。大気圧中で水 1kg、28℃での溶存を考えると、 $N_2 = 4.93 \times 10^{-4}$  [mol]、 $O_2 = 2.41 \times 10^{-4}$  [mol]となる。一方、1.3hPa の低圧下では、

$N_2 = 6.49 \times 10^{-7}$  [mol]、 $O_2 = 3.17 \times 10^{-7}$  [mol]となる。

以上のように低圧下の水中では酸素と窒素は溶けにくく、大気圧で飽和状態まで空気を溶存させた水は、1.3 hPa まで圧力を下げること、溶存していた空気のほとんど全てが気相中に放出されることが分かる。したがって、本実験では、流入する温水中に溶存している不凝縮ガスの全てが蒸発器内に放出されると仮定してもよいことが分かる。したがって、流入する不凝縮ガス量  $G_{ge}$  は、温水流量  $G_{we}$  を用いて次式により求められる。

$$G_{ge} = G_{we}(X_{n2} + X_{o2}) \quad (2.5)$$

ここで、

$$X_{n2} = \frac{b_{n2}}{1-b_{n2}} M, \quad X_{o2} = \frac{b_{o2}}{1-b_{o2}} M \quad (2.6)$$

$$b_{n2} = \frac{4}{5 E_{N2}}, \quad b_{o2} = \frac{1}{5 E_{O2}} \quad (2.7)$$

$X_{n2}$ : 水 1kg 中に含まれる窒素量,

$X_{o2}$ : 水 1kg 中に含まれる酸素量,

$M$ : 水 1kg のモル数,  $b_{n2}$ : 液相中の窒素のモル分率,

$b_{o2}$ : 液相中の酸素のモル分率,  $E_{N2}$ : 窒素の Henry 定数,

$E_{O2}$ : 酸素の Henry 定数

蒸発器内の不凝縮ガス濃度  $w_{ge}$  は、式 2.5 から得られる  $G_{ge}$  と蒸発量  $G_{ve}$  とから、次式のように求められる。

$$w_{ge} = \frac{G_{ge}}{G_{ge} + G_{ve}} \quad (2.8)$$

$G_{ge}$ : 不凝縮ガス量,  $G_{ve}$ : 蒸気量

$$G_{ve} = G_{win} - G_{wo} \quad (2.9)$$

$G_{win}$ : 流入温水量,  $G_{wo}$ : 流出温水量

である。

## (2) 凝縮実験に用いた不凝縮ガスの溶存した淡水

実験では、空気を十分にバブリングして飽和状態まで溶解させた水道水を用いた。あらかじめ飽和状態であることをガスクロマトグラフィー（以降：ガスクロ）によりチェックした。

海水と淡水との熱的物性値の主な違いは、溶けた塩分による沸点上昇であるため、海水と比較した結果を図 2-1 に示す。溶液における水の蒸気圧は次の式により表わせる<sup>(7)</sup>。

$$P = P_0 (1 - 0.000969 Cl) \quad (2.10)$$

$Cl$ : 塩素量

塩素量 [%] は、次式で表わせる。

$$Cl = \frac{Sal}{1.80655} \quad (2.11)$$

$Sal$ : 塩分濃度 [%]

蒸気圧は  $Sal=33\%$  の場合、海水と淡水の蒸気圧の差は  $0.18\%$  で、淡水を用いての実験結果は十分に海水へ適応できる。

## (3) 凝縮器における処理熱量

冷却水側の熱伝達は、冷水の温度上昇により次式で表わせる。

$$Q_c = G_c \lambda = C_p G_{wc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.12)$$

$Q_c$ : 凝縮処理熱量,  $G_c$ : 凝縮量,  $\lambda$ : 凝縮潜熱

$C_p$ : 比熱,  $G_{wc}$ : 冷水流量

$T_{ci}$ : 冷水入口温度,  $T_{co}$ : 冷水出口温度

冷却水への熱伝達は、実験条件（流速 3 m/s、内径  $D_{ci} = 16 \text{ mm}$ ）から管内流れが乱流状態であるため、次式のように Petukhov-Gnielinski<sup>(9)</sup>の式を用いた。

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}(Re-1000)Pr\right)}{\left(1+12.7\sqrt{\frac{f}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)\right)} \quad (2.13)$$

$Nu$ : Nusselt 数,  $Re$ : Reynolds 数,  $Pr$ : Prandtl 数

上式の  $f$  は、簡易的に Blasius の式から次のように表わせる<sup>(9)</sup>。

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad 3000 < Re < 10^6 \quad (2.14)$$

である。

したがって、熱伝達率  $h_c$  は、

$$h_c = Nu \frac{\kappa}{D_{ci}} \quad (2.15)$$

$\kappa$ : 冷却水の熱伝導率,  $D_{ci}$ : 内径

となる。

凝縮管はアルミニウム製であり熱伝導率は、 $\kappa_p = 238 \text{ W/m K}$  として<sup>(10)</sup>、隔壁を考慮した凝縮管外表面から冷却水への熱伝達率は、次式で表わせる。

$$\frac{1}{U_c} = \frac{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)}{\kappa_p} + \frac{1}{h_c R_i} \quad (2.16)$$

$U_c$ : 水側熱通過率,  $R_o$ : 外側半径,  $R_i$ : 内側半径,

$\kappa_p$ : 管壁の熱伝導率,  $h_c$  は冷水の熱伝達率

#### (4) 不凝縮ガスのない場合の凝縮

気体側の凝縮熱伝達について、図 2-2 に示すようなモデルにより求める。ここでの凝縮現象については垂直平板への凝縮として扱った。

不凝縮ガスがない場合は、気液界面温度  $T_I$  は水蒸気の飽和蒸気温度  $T_{es}$  に等しい。 $\delta_{Lx}$  層は凝縮液層で、次の Nusselt の式から導出される。

$$\frac{\delta_{Lx}}{x} = \left( \frac{H}{Pr} \right)^{\frac{1}{4}} \left( \frac{4}{Gr} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.17)$$

$$h_v = \frac{\kappa}{\delta_{Lx}} \quad (2.18)$$

$$H = \frac{C_p \Delta T}{\lambda} \quad (2.19)$$

$$\Delta T = T_s - T_w \quad (2.20)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\kappa} \quad (2.21)$$

$$Gr = \frac{x^3 g \left( \frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v} \right)}{\nu^2} \quad (2.22)$$

$H$ : Yakob 数,  $Pr$ : Prandtl 数,  $Gr$ : Grashof 数

$C_p$ : 定圧比熱,  $\mu$ : 粘性係数,  $\nu$ : 動粘性係数,

$\lambda$ : 潜熱,  $g$ : 重力加速度,  $x$ : 流れ方向距離,

蒸気から凝縮面表面への単位面積当りの熱伝達量 (局所熱流速)  $q_v [\text{W}/\text{m}^2]$  は、次式のように表わせる。

$$q_v = h_v (T_s - T_w) \quad (2.23)$$

$h_v$ : 気体側単位面積当り熱伝達率,  $T_w$ : 凝縮面温度

$T_{es}$ : 飽和蒸気温度 ( $= T_I$ , 気液界面温度)

また、蒸気から凝縮面への熱伝達量 $Q_v$ は、次式で求められる。

$$Q_v = \frac{4}{3} q_v \text{Sep} = \text{Sep} h_G (T_s - T_w) \quad (2.24)$$

$h_G$ : 気体側熱伝達率 ( $= \frac{4}{3} h_v$ ),  $\text{Sep}$ : 表面積

冷却水の温度上昇に関する関係式 2.12 による  $Q_c$  は、上式 2.24 から与えられる  $Q_v$  に等しい。

全体の熱通過率  $U$  は、式 2.16 の  $U_c$  に気体側熱伝達率を加えた形で表わせる。熱伝達係数  $h_c$  と気体側熱伝達率  $h_G$  と凝縮壁の熱伝導率  $\kappa_p = 238 \text{ W/m K}^{(10)}$  を考慮した凝縮管外表面から冷却水への全熱通過率<sup>(9)</sup>は、次の通りである。

$$\frac{1}{U} = \frac{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)}{\kappa_p} + \frac{1}{h_c R_i} + \frac{1}{h_G R_o} \quad (2.25)$$

$U$ : 全体の熱通過率,  $R_o$ : 外側半径,  $R_i$ : 内側半径,  
 $\kappa_p$ : 管壁の熱伝導率,  $h_c$  は冷水の熱伝達率

## (5) 不凝縮ガスがある場合の鉛直平板への凝縮モデル

不凝縮ガスのある場合の凝縮面近傍では不凝縮ガス濃度の濃い混合気体層が生じる。これは水蒸気の凝縮により不凝縮ガスが取り残されるためと考えられる。不凝縮ガスが存在する場合の凝縮モデルを図 2-3 および図 2-4 に示す。

ここでは隔壁型の凝縮器を想定しているので、鉛直凝縮面上における体積力対流凝縮を考えることにする。混合気体側の熱伝達に関しては、密度変化に対する重力の影響が大きいと考えられるため、本モデルでは「温度差が小さいため浮力への影響をガス濃度による」とした Sparrow-Lin の方法<sup>(8)</sup>を用いて解析した。

### 1). 不凝縮ガス存在下の凝縮熱伝達量の整理方法

不凝縮ガスがある場合の冷却水の温度上昇による熱量は、式 2.12

で表わされ、不凝縮ガスのある場合の凝縮処理熱量に等しい。

また、界面温度を不凝縮ガスのない場合の圧力  $p_c$  による飽和温度  $T_x$  とした凝縮処理熱量  $Q_{cs}$  は次式のように表わす。

$$Q_{cs} = SepU \frac{T_{co} - T_{ci}}{\Delta T_{cs}} \quad (2.26)$$

$Sep$ : 表面積,  $U$ : 熱通過率

$T_{ci}$ : 冷水入口温度,  $T_{co}$ : 冷水出口温度

$\Delta T_{cs}$ : 冷水と  $T_x$  間の対数平均温度差

式 2.12 の気体から冷水への凝縮処理熱量  $Q_c$  と、式 2.26 の理論凝縮熱量  $Q_{cs}$  との比によって、不凝縮ガスの影響の度合いを次式のように表わす。

$$\frac{Q_c}{Q_{cs}} = \frac{C_p G_{wc}}{SepU} \ln \left( \frac{T_x - T_{cin}}{T_x - T_{co}} \right) \quad (2.27)$$

$Q_c$ : 温度上昇による処理熱量

$Q_{cs}$ : 理論凝縮熱量,  $C_p$ : 比熱,  $G_{wc}$ : 冷水量

$Sep$ : 表面積,  $U$ : 熱通過率

$T_{cin}$ : 冷水入口温度,  $T_{co}$ : 冷水出口温度

$T_x$ : 不凝縮ガスがないと仮定した場合の飽和温度

上式の  $\frac{T_x - T_{cin}}{T_x - T_{co}}$  と温度効率  $\theta$  ( $= \frac{T_{co} - T_{cin}}{T_x - T_{cin}}$ ) とは、次の関係がある。

$$\frac{T_x - T_i}{T_x - T_o} = \frac{1}{1 - \theta} \quad (2.28)$$

また、凝縮における物質伝達の関係について、不凝縮ガス濃度の割合  $d_f$  を温度効率  $\theta$  と同様に表わすことができる。

$$d_f = \frac{W_{go} - W_{gin}}{W_{gI} - W_{gin}} \quad (2.29)$$

この  $d_f$  は温度効率  $\theta$  に比例する。また、排気量と次の関係がある。

$$d_f \approx \frac{1}{W_{gI} \frac{G_o}{G_{gin}}} \quad (\propto W_{go}) \quad (2.30)$$

$d_f$ : 濃度割合,  $G_o$ : 排気量,  $G_{gin}$ : 流入不凝縮ガス量  
 $W_{gI}$  が一定ならば  $d_f$  と  $G_{gin}/G_o$  は比例する。

## 2). 凝縮モデルにおける、凝縮液の熱伝達

凝縮液の境界層  $\delta_{Lx}$  については、Nusselt の式<sup>(2)</sup>を用いる。単位面積当りの熱伝達量（局所熱流速） $q$  [W/s] は次式により表わせる。

$$q = h \Delta T = \frac{\kappa}{\delta_{Lx}} \Delta T \quad (2.31)$$

$h$ : 局所熱伝達率,  $\kappa$ : 熱伝導率

これにより局所熱流速  $q$  は次式により与えられる。

$$q = \frac{\mu \lambda}{x} \left( \frac{H}{Pr} \right)^{\frac{3}{4}} \left( \frac{4}{Gr} \right)^{-\frac{1}{4}} \quad (2.32)$$

3). 混合気体層内での蒸気の振る舞いは次の方程式により表わされる

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.33)$$

$$u \frac{\partial W_g}{\partial x} + v \frac{\partial W_g}{\partial y} = D \frac{\partial^2 W_g}{\partial y^2} \quad (2.34)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = g \left(1 - \frac{\rho_\infty}{\rho}\right) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.35)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.36)$$

$x$ : 鉛直下向きな方向,  $y$ : 凝縮面に鉛直な方向,  
 $u$ :  $x$  方向流速,  $v$ :  $y$  方向流速,  
 $D$ : 拡散係数

混合気体側のエネルギーの主な伝達は物質移動として考えられるため、温度が均一に近いので式 2.36 の影響は小さいとして無視できる<sup>(8)</sup>。よって、上式において考慮する方程式は、式 2.33、2.34、2.35 となる。式 2.35 において非圧縮性の混合気体についての浮力項は、温度変化が小さい範囲であるため次式が成り立つ。

$$1 - \frac{\rho_\infty}{\rho} = \beta (W_g - W_{g\infty}) \quad (2.37)$$

ここで、体積膨張係数  $\beta$  は次式のように表わせる。

$$\beta = \frac{M_g - M_v}{M_g - (M_g - M_v)W_{g\infty}} \quad (2.38)$$

境界条件は、次のようになる。

$$y=0 \text{ で、 } u = 0, v = v_w, T = T_w, W_g = W_w \quad (2.39)$$

$$y \rightarrow \infty \text{ で、 } u = 0, T = T_\infty, W_g = W_\infty \quad (2.40)$$

式 2.33、2.34、2.35 を流れ関数  $\Psi$  で表すと、

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial Y}, \quad v = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad (2.41)$$

となり、式 2.33 は自動的に満たされ式 2.34、2.35 は次式のようになる。

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial W_g}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial W_g}{\partial Y} = D \frac{\partial^2 W_g}{\partial Y^2} \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X \partial Y} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = \nu \frac{\partial^3 \Psi}{\partial Y^3} + g \beta (W_g - W_{g\infty}) \quad (2.43)$$

さらに、

$$X = \frac{x}{x_0}, \quad Y = \frac{Y}{Y_0} \quad (2.44)$$

$$\Psi = \frac{\phi}{\phi_0}, \quad \varphi = \frac{W_g - W_{g\infty}}{W_{g0}} \quad (2.45)$$

とおき、無次元化すると、式 2.42、2.43 は、次式に表わせる。

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \varphi}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \varphi}{\partial Y} = \frac{D x_0}{\phi_0 Y_0} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial Y^2} \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X \partial Y} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = \frac{\nu x_0}{\phi_0 Y_0} \frac{\partial^3 \Psi}{\partial Y^3} + \frac{g \beta \phi_0 x_0 Y_0^2}{\phi_0^2} \varphi \quad (2.47)$$

境界条件、式 2.39、2.40 は、次式のように表わせる

$$Y = 0 \text{ で、 } \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial \Psi}{\partial X} = v_w, \quad \varphi = \frac{W_{gw} - W_{g\infty}}{W_{g0}} \quad (2.48)$$

$$Y \rightarrow \infty \text{ で、 } \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 0, \quad \varphi = 0 \quad (2.49)$$

ここで、

次元解析から<sup>(2)</sup>、

$$\frac{x}{x_0} = 1, \quad \frac{W_g - W_{g\infty}}{W_{g0}} = 1, \quad \frac{\nu x_0}{\phi_0 Y_0} = \frac{1}{4}, \quad \frac{g \beta \phi_0 x_0 Y_0^2}{\phi_0^2} = \frac{1}{4} \quad (2.50)$$

とおくと、

$$x_0 = x, \quad W_{g0} = W_g - W_{g\infty}, \quad Y_0 = \frac{x^{\frac{1}{4}}}{C}, \quad \phi_0 = 4 \nu C x^{\frac{3}{4}} \quad (2.51)$$

ただし、 $C$  は次式で表わされる。

$$C = \left[ \frac{\frac{g(M_g - M_v)}{4\nu^2}}{M_g - (M_g - M_v)W_{g\infty}} \right]^{\frac{1}{4}} = \left( \frac{g \beta}{4 \nu^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.52)$$

そして、

$$\xi = \frac{Y}{Y_0} \quad (2.53)$$

とおくと、

$$\xi = \frac{c(Y - \delta_{Lx})}{x^{\frac{1}{4}}} \quad (2.54)$$

したがって、

$$\frac{\partial \xi}{\partial x} = -\frac{\xi}{4x} \quad (2.55)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial Y} = \frac{1}{Y_0} \quad (2.56)$$

したがって、流れ関数  $\Psi$  が  $\xi$  の関数として表わされる、式 2.45 より、

$$\Psi = \frac{\phi}{\phi_0} = f(\xi) \quad (2.57)$$

とすれば、次のようになる。

$$\phi = \phi_0 \Psi = 4 \nu c x^{\frac{3}{4}} f(\xi) \quad (2.58)$$

これから、流速  $u$ ,  $v$  は、

$$\frac{\partial \Psi}{\partial \xi} = f' \quad (2.59)$$

として、次式のようになる。

$$u = 4 \nu c^2 x^{\frac{1}{2}} f' \quad (2.60)$$

$$v = \frac{\nu c}{x^{\frac{1}{4}}} (\xi f' - 3f) \quad (2.61)$$

また、濃度  $W_g$  と  $\xi$  の関係は次式のように表わせる。

$$W_g - W_{g\infty} = \varphi(\xi) \quad (2.62)$$

以上の式 2.60、2.61、2.62 の関係から式 2.46、2.47 は、以下の  
ように表わせる。

$$\varphi'' + 3 Sc f \varphi' = 0 \quad (2.63)$$

$$f'' + 3ff' - 2(f')^2 + \varphi = 0 \quad (2.64)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (2.65)$$

$Sc$ : Schmidt 数,  $\nu$ : 動粘性係数,  $D$ : 拡散係数

境界条件は、以下の通りである。

$$\xi = 0 \text{ で、 } f=f'=0, \varphi=1 \quad (2.66)$$

$$\xi \rightarrow \infty \text{ で、 } f'=\varphi=0 \quad (2.67)$$

#### 4). 数値計算を行うための準備と手順

まず、気液界面の条件において成り立つ関係を物質移動、流れ関数  $f$ 、 $\phi$  について示す。これらは計算における初期条件として用いられる。

計算は、1 および 2 の手順により処理熱量から壁面温度を求め、Nusselt の式を用いて界面温度を求める。その界面温度と圧力から界面のガス濃度を算出する。十分に離れたところでのガス濃度  $w_{g\infty}$  を仮定して計算を行う。

気液境界での物質移動および流れ関数  $f$ ,  $\varphi$  は次の関係がある。  
界面における拡散質量速度は次の通りであるから、

$$j_v = -\rho D \frac{\partial W_v}{\partial \xi} \quad (2.68)$$

$$j_g = -\rho D \frac{\partial W_g}{\partial \xi} \quad (2.69)$$

$j$ : 拡散質量速度,  $v, g$ : 添字 (蒸気、ガス)

界面における物質移動量は次式で表わせ、不凝縮ガスは境界を通りぬけることができないため式 2.71 のように 0 となる。

$$g_v = \left[ \rho u \frac{d\delta}{dx} - \rho v \right]_{y=\delta} = 3\mu c x^{\frac{1}{4}} f(0) \quad (2.70)$$

$$g_g = \left\{ \left[ \rho_g u \frac{d\delta}{dx} - \rho_g v \right] - j_g \right\}_{y=\delta} = 0 \quad (2.71)$$

$y = \delta$  は式 2.54 より  $\xi = 0$  である。

$f$  については、以下の関係が成り立つ。

$$f_{(0)} = \frac{1}{3} [RM]^2 [\beta]^{-\frac{1}{4}} \left[ \frac{H}{Pr} \right]^{\frac{3}{4}} \quad (2.72)$$

$$f'_{(0)} = \frac{1}{2} [\beta]^{-\frac{1}{2}} \left[ \frac{H}{Pr} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.73)$$

$$f' \rightarrow 0 \text{ as } \xi \rightarrow \infty \quad (2.74)$$

$\varphi$  については次の関係が成り立つ。

$$\frac{\varphi'_{(0)}}{\varphi_{(0)} + W_{g\infty}} = -3f_{(0)} Sc \quad (2.75)$$

$$\varphi \rightarrow 0 \text{ as } \xi \rightarrow \infty \quad (2.76)$$

ここで、 $RM$  および  $H$  は次式のように表わせる。

$$RM = \frac{\rho_L \mu_L}{\rho \mu} \quad (2.77)$$

$\mu$ : 粘性係数,  $L$ : (添字) 液体、(添字のない場合は気体)

$$H = \frac{C_{pL} (T_I - T_w)}{\lambda} \quad (2.78)$$

$\lambda$ : 潜熱,  $H$ : 顕潜熱比

上記の関係を踏まえて数値計算を行うために、

$$F1 = f, F2 = f', F3 = f'', F4 = \varphi, F5 = \varphi' \quad (2.79)$$

とおけば数値計算のための連立一次常微分方程式は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} \frac{dF1}{d\xi} &= F2, & \frac{dF2}{d\xi} &= F3, & \frac{dF3}{d\xi} &= 2F2^2 - 3F1F3 - \varphi, \\ \frac{dF4}{d\xi} &= F5, & \frac{dF5}{d\xi} &= -3ScF1F5 \end{aligned} \quad (2.80)$$

このとき、 $\eta = 0$ で必要な境界条件は、次の通りである。

$$\begin{aligned} F1 &= 0, & F2 &= 0, & F3 &= xc, & F4 &= 1, & F5 &= zc \end{aligned} \quad (2.81)$$

$xc$ 、 $zc$  は仮定値

上記の関係を用いて、連立方程式（式 2.63, 2.64）についての数値計算を `rugkta` 法と NS (Nachtsheim-Swigert) 法<sup>(15)</sup><sup>(16)</sup>を用いて行った。

図 2-4 に、Sparrow-Lin により得られた  $w_{g\infty}$  に対する  $Q_c/Q_{cs}$  の関係を示す。

## (6) 排気を伴う凝縮器における物質伝達の関係

気液界面における物質伝達と排気の関係については、気液の適合条件から単位面積当りの凝縮量  $g_c$  について、式 2.68 の関係より次式の関係が得られる。

$$g_c = \frac{\rho D}{w_{gI}} \frac{\partial w_g}{\partial y} \quad (2.82)$$

不凝縮ガスの濃度勾配  $\frac{\partial w_g}{\partial \xi}$  は、Sparrow-Lin の計算から求められる。

物質伝達係数  $\alpha$  を用いると濃度との関係は次式のようにになる。

$$g_c = \rho \alpha (w_{gI} - w_{g\infty}) \quad (2.83)$$

$\delta_{gx}$ が薄いときは、境界の濃度  $w_{gI}$  と、十分に離れた場所の濃度  $w_{g\infty}$  から境界面の濃度勾配は次式のように表わせる。

$$\int \frac{\partial w_g}{\partial y} = C \frac{w_{gI} - w_{g\infty}}{\delta_{gx}} \quad (2.84)$$

したがって、 $w_{gI} \gg w_{g\infty}$  より、式 2.82 は次式のようにになる。

$$g_c = C \frac{\rho D}{\delta_{gx}} \quad (2.85)$$

これから、単位面積当りの凝縮量  $g_c$  の変化は境界層厚さ  $\delta_{gx}$  に直接関連していることが分かる。

### 2.1.3 水蒸気と噴流が直接接触する場合の

#### 凝縮モデル

直接接触型においては水蒸気と冷海水の噴流が直接に接触する場合を考える。直接接触の場合においても、隔壁型と同様に凝縮面近傍に不凝縮ガスの濃い層ができると考えられる。さらに、噴流表面近くに伴流が生じて凝縮現象に影響すると考えられる。図 2-5 に不凝縮ガス存在下の直接接触における凝縮モデルの概要を示す。

直接接触における噴流モデルでは、噴流表面の摩擦が小さいため内部への対流はほとんど無く、さらに凝縮液は密度差により噴流表面に留まり、すぐには内部へ入り込まないと仮定する。また、前提として気体側で、伴流による噴流と同速度の流れが生じている。

ここでの凝縮実験結果については、初期段階で行われた水噴流へのフロン蒸気凝縮実験<sup>(11)(12)</sup>を基に解析し、それを踏まえた水蒸気の水噴流への直接接触凝縮のモデル化を行った。

### (1) 低速（層流）噴流における直接接触凝縮

低速の噴流は表面から内部への対流が生じていないと仮定すれば、噴流表面から内部へは熱伝導で伝わり、平均熱伝達率  $h_c$  は次式により得られる。

$$h_c = \frac{G_{wc} C_p}{S_A} \ln \frac{T_w - T_o}{T_w - T_{in}} \quad (2.86)$$

$S_A$ : 噴流の直径変化を考慮した表面積

$G_{wc}$ : 噴流流量,  $C_p$ : 比熱

$T_w$ : 噴流表面温度,  $T_{in}$ : 噴出時温度,  $T_o$ : 噴流後端温度

蒸気側は噴流と同速度で下方へ流れる仮定から次式が得られる。

$$\delta_{(x)} = \left[ \frac{2\kappa (T_i - T_w)}{\lambda \rho u} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.87)$$

$\kappa$ : 熱伝導率,  $\lambda$ : 凝縮潜熱,  $\rho$ : 密度,  $u$ : 流速

これから平均熱伝達率  $h_G$  は、次のようになる。

$$h_G = \frac{2\kappa}{\delta_{(x)}} \quad (2.88)$$

噴流はノズルから一定速度で下向きに噴出されるが、落下距離  $L$  までの速度は重力により加速される。本モデルでは距離  $L$  までの平均流速  $u$  を用いる。噴流直径  $d$  については流量と平均流速から求める。

### (2) 高速（乱流）噴流への直接接触

噴流内部の流れは層流状態の場合と乱流状態の場合とでは、熱伝達が異なると考えられる。ノズル出口で乱流状態である噴流は、管内の

ような摩擦がないため乱流状態は維持されることはないが、ノズル出口直後では、緩和時間の程度で乱流状態が維持されると考えられる。

高速噴流モデルは、Levich の理論<sup>(13)</sup>を用いた乱流状態でノズルから吹き出る噴流への凝縮モデルである。速い速度で吹き出る噴流の場合、ノズル直後では乱流になっていると考えられることから、表面近くの渦温度伝達率が減少する境界層厚さから熱伝達率を求める。

この乱流モデルでは、次の仮定を置く。

- a. 噴流表面に凝縮液による境界層が形成される。
- b. 噴流の渦速度はノズル部分の Reynolds 数で決まる。
- c. 温度変化は数℃であるため、物性値は温度に対して一定とする。

乱流渦が表面張力により減衰する距離  $d$  は、以下のように表わせる。

$$d = \frac{a_1 \sigma}{\rho u_0^2} \quad (2.89)$$

$a_1$ : 定数

$$\alpha_t = a_2 u_0 \frac{y^2}{d} \quad (2.90)$$

$a_2$ : 定数

境界層厚さ  $\delta_L$  は、 $\alpha_t$  が層流での温度伝達率  $\alpha$  に等しくなる厚さと定義すると、

$$\frac{u_0 \delta_L^2}{d} = \frac{\alpha_t}{a_2} \quad (2.91)$$

$$\alpha_t = \frac{\kappa}{\rho C_p} \quad (2.92)$$

である。よって  $\delta_L$  は、次式のようにになる。

$$\delta_L = \left( \frac{\alpha d}{a_2 u_0} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\alpha \sigma}{\rho u_0^3} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.93)$$

したがって、次の凝縮処理熱量の関係から、水側熱伝達率  $h_c$  が得られる。

$$q = \frac{\kappa}{\delta_L} \Delta T \quad (2.94)$$

$$h_c = \frac{\kappa}{\delta_L} = a \left( \frac{\rho^2 \kappa C_p u_0^3}{\sigma} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.95)$$

$$a = \left( \frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.96)$$

$\delta_L$  は凝縮液内に存在すると仮定しているから、淡水の物性値をとる。  
また、渦速度  $u_0$  はノズル出口の流速  $u$  によりブラジウスの式から次式で定義される。

$$u_0 = 0.2 u Re^{-\frac{1}{8}} \quad (2.97)$$

上式より、Nusselt 数は次式のようにになる。

$$Nu = \frac{h_c d_n}{\kappa} = a (We Pr)^{\frac{1}{2}} Re^{\frac{5}{16}} \quad (2.98)$$

$d_n$ : ノズル直径,  $a$ : 定数

さらに、落下による流速の変化を考慮に入れると以下のように表わせる<sup>(11)</sup>。

$$Nu = a Fr^{1.813} (1 + Fr^{-2})^{1.359} (We Pr)^{\frac{1}{2}} Re^{\frac{5}{16}} \quad (2.99)$$

$Fr$ : Froude 数

## 2.2 凝縮実験の方法

### 2.2.1 隔壁型凝縮器

図 2-6 は装置全体のフロー図である。さらに詳しい凝縮実験装置の概要を図 2-7 に示す。また、表 2-3 に実験装置の仕様と設計条件を示す。

温度計測を精密に行わない初期実験を行い、予め排気口の位置と排気量および実験開始時の圧力を決定した。

実験装置は、直接接取向きの縦長形状になっている。排気口は、上部と下部の二箇所であるが、下部からの排気を行うことにした。直径 0.15 m の凝縮器容器の場合、内部気体の温度は下部へ行くに従い徐々に降下し、混合による温度乱れのない状態であった。

#### (1) 実験用蒸気供給装置（蒸発器）の構成

この凝縮実験においては、蒸発装置として動力が小さいスプレーフラッシュ型を蒸気供給用として用いた。入口不凝縮ガス濃度は凝縮器入口にあるノズル直前にガス採取孔を設けて測定した。

#### (2) 装置と方法

凝縮管は、外径 0.02 m、内径 0.016 m であり、内部へ流速 2 m/s ～ 6 m/s で流すことができる。隔壁型への凝縮実験では、冷水には不凍液（ナイブライン：日曹油化工業株式会社製、対腐食性グリコール系ブライン）を 26 wt%（比重：1.03）混合した水道水を用いた。ナイブライン水溶液の物性値は、日曹油化工業株式会社技術資料<sup>(14)</sup>を参考にした。

温水としては、空気を十分に吹き込んだ水道水を 25℃～40℃に加熱して用いた。

OC-OTEC の性能に対する不凝縮ガスの影響を把握するため、図 2-7 に示す装置を用いて実験を行った。この装置は十分に保温された蒸発器と凝縮器から成り、両者はタービンを代用した膨張弁を介して

接続されている。

実験を開始する前に系全体を真空ポンプで約 50 時間、連続排気し、内部を十分脱気した後、十分に低圧（約 1.2 hPa）であることを確かめた上で、真空ポンプを停止した。その後、実験を行うために、蒸発器に取り付けた内径 3 mm のノズルから恒温槽で最高約 40℃に加熱した温水を空洞の蒸発器に注入した。内部は低圧になっているため温水は蒸発し、飽和蒸気となり、蒸発しない残りの温水は下部からタンク外に排出した。温水は恒温槽内の水道水を大気中で攪拌して、空気が十分溶存するようにし、ガスクロにより温水中の溶存窒素を測定し、飽和状態まで溶存していることを確かめた後、蒸発器に注入した。

蒸発器は直径 0.15 m、高さ 1 m のステンレス製の円筒容器で、図中に示した位置(上方から 0.2 m の T4 と 0.7 m の T5)において器内温度を測定した。ノズル噴出口は上方から 0.39 m の位置にあり、0.3 m にあるデミスタを通過した後、上部出口から凝縮器へ送られる。

また、外側はヒーターを巻き、その上に断熱材で保温し、ヒーターにより外部への熱損失がないように制御した。蒸発量を求めるために必要な温度測定はノズル部と下部出口(図中の Te1 と Te2)において行った。

伝熱管表面における凝縮を観察できるように、凝縮器の中央部に一ヶ所、直径 0.15 m の観測窓を設けた。また、管同士による凝縮への干渉およびフィンなどによる拡大凝縮面の効果を持たない、単純化した 1 本の円筒状平滑管を凝縮管として縦に配置した。

凝縮器内の不凝縮ガスの挙動を見るために、高さが 1 m で、直径 0.15 m と 0.3 m の二つの凝縮器を用いた。

凝縮器の外側には蒸発器と同様にヒーターを取り付け、その上を断熱材で保温し、外部への熱損失を抑える工夫をした。

凝縮面となる伝熱管は外径 0.02 m、内径 0.016 m、長さ 1 m の平滑鉛直管である。冷水タンクより約 4℃から 8℃の冷水を管内に送り、3 m/s の流速で実験を行った。

管外に凝縮した凝縮液は下部タンクに溜められ、凝縮量を液面式液量計により測定した。また、凝縮処理熱量を求めるための冷却水温度

上昇測定のために伝熱管出入口(図中の Tc1 と Tc2 )において温度を計測した。

実験結果をまとめるにあたり、温度測定は水晶型温度計により予め校正したサーミスタ温度計を用いて行った。精度は±0.05℃以下である。圧力は蒸発器および凝縮器上部の巻き線式抵抗圧力センサーとマクラウド型水銀マンオメータおよび 0.5 m の水銀柱を併用して測定した。温度と圧力は約 1 秒間隔で計測した。

水蒸気中の窒素量を測定するために、蒸発器と凝縮器の間(図中の G4 の位置)および凝縮器本体のサンプリング孔(内径 0.15 m では、上方から 0.25 m の G1、0.43 m の G2、0.9 m の G3、内径 0.3 m では、上方から 0.3 m の G1、0.450 m の G2、0.6 m の G3、0.75 m の G4、0.9 m の G5) から同時刻に自動サンプリングし、その試料に対し 2 台のガスクロにより測定を行った。また、凝縮器には、凝縮面に垂直方向の濃度分布を測定するための可動式サンプリングプローブ(図 2-8)を図 2-7 中の G2 の位置に取り付け、Oリングで固定して、挿入の深さを変えて試料を収集した。

蒸発器と凝縮器の間にタービンの代替として膨張弁を設け、凝縮器への流入量を制御できるようにした。

蒸発器と凝縮器は周囲に断熱材を取り付け、さらにヒーターにより器内の平均温度となるように調整することで外部温度の影響を受けにくい構造とした。

これらの条件のもとで、実験条件を設定し熱的条件が定常に達したと思われる時点から計測を開始した。

### (3) 測定方法と測定手順

温度、圧力、液流量、ガス流量、ガス濃度、および分布測定(内部ガス濃度の計測)について、温度、圧力および流量の測定値は AD コンバータを介して PC により記録される。

#### a. 温度測定

全てのサーミスタは、水晶温度計(東京電波製、ITS-90、分解

能：0.001℃）により校正し、精度±0.05℃で測定した。

#### b. 圧力測定

圧力測定は、以下の測定装置を用いた。水銀マンノメータは、実験開始直前の真空度の初期値を測定した。バラトロンにより実験開始後の圧力変化を測定した。

水銀マンノメータ 0.15 m（マクラウド型）、初期値設定用  
巻線型 MKS バラトロン（122A）（精度：0.5%）

#### c. 流量測定

排気ガスの測定には、以下の熱伝導型流量計を用いた。

熱伝導型流量計 STEC（精度：2%）

温水および冷水の流量は、以下の電磁流量計を用いた。

電磁流量計 横川電気（YM100）（精度：0.5%）

#### d. ガス濃度測定

不凝縮ガスの測定は、ガスクロ装置（ガスクロ工業製）を用いた。これは、低圧状態からのサンプリングが可能な複数の配管から成る分析用測定ラインから構成される。

また、分析用カラムはポラパック Q を使用した。

#### e. 不凝縮ガスの分布測定

ガスクロ用のガス採取プローブは、入口（G4）、凝縮器内部（プローブ）、および出口部に配置した。

また、測定位置可変のガス採取プローブ（図 2-8）を製作し凝縮器内部を測定した。

## 2.2.2 直接接触型凝縮器

### (1) 直接接触凝縮実験における装置と実験方法

下方向への噴流型においては、重力を用いて低圧力の噴流を作り、

下方への一定流れを形成することにより、内部の不凝縮ガスを下部へ集積させる効果が期待できる。この下方噴流では、内部混合気体の濃度が隔壁型と同様な分布となることが考えられる。図 2-9 に直接接触凝縮実験の概略図を示す。

直接接触凝縮の場合、蒸気と接触する面積を求めることが必要になる。噴流の表面積は流速と重力に関係する。そこでノズル出口流速で整理した平均直径を求め、ノズル内径との比を代表値として表わすことにした。

## (2) 噴流を用いた直接接触凝縮実験の装置と実験方法

下方向への噴流方式は、重力を用いて低圧力の噴流を作り、一定の流れ方向を形成することにより、内部の不凝縮ガスを排出し易くできるなど、高効率化が図れる可能性を有している。

凝縮器内部の混合気体分布は、入口から出口にかけて流れる隔壁型に類似した分布となると思われる。直接接触方式であっても不凝縮ガスの影響は避けられないと考えられ、いかに不凝縮ガスの影響が少ない接触方法を探れるかに係ると思われる。したがって、接触の度合いをどのように見積もるかが問題となる。

直接接触凝縮の場合、蒸気と接触する面積を求めることが必要になる。噴流の表面積は流速と重力に関係する。そこでノズル出口流速により整理した平均直径を求め、ノズル内径との比を代表値として表わすことにした。

噴流の形状観察と、接触面積の測定は、高速度カメラにより撮影した噴流形状によった（図 2-10、2-11、2-12）。乱流の場合においては、ノズルから出た後しばらくはノズル内部と同様な乱流状態が維持されると仮定する。噴流の表面積は変動しているが、時間平均した場合、凸部と凹部が相殺され、さらに落下による流速の増大から直径が小さくなるため表面積の増加は少なくなる。

## 2.3 実験結果および考察

### (1) 不凝縮ガスの隔壁型凝縮器に対する影響

図 2-13a は、凝縮器内に流入する不凝縮ガス濃度  $W_{gin}$  に対する凝縮処理熱量と理論凝縮熱量の比  $Q_c/Q_{cs}$  の関係を示す。直線は、凝縮面温度の平均値からの Sparrow-Lin による計算結果、破線は凝縮面温度の標準偏差である。

図 2-13b は、凝縮器内に流入する不凝縮ガス濃度  $W_{gin}$  に対する凝縮処理熱量と理論凝縮熱量の比  $Q_c/Q_{cs}$  の関係を示す。実線は凝縮面温度により整理した Sparrow-Lin による計算結果である。

不凝縮ガス濃度の実験値は、凝縮器入口 G4 の位置でサンプリングしたガスをガスクロにより計測して求めた値で、凝縮器への流入ガス濃度である。実験条件は、凝縮器内の圧力が 37~43 hPa、冷水温度が 5~7℃で、凝縮面の温度が 9℃~18℃である。実線は、Sparrow-Lin の方法により計算したバルクの不凝縮ガス濃度値で、伝熱面温度が 10℃、器内圧力が 40 hPa としたときの値である。この Sparrow-Lin の凝縮値と実験値を比較すると、約 6.7% の不確かさで一致する。これは、凝縮面温度の推定誤差、ガスクロのプロブ位置の違いなどの可能性があり明確ではないが、凝縮熱伝達に及ぼす影響が、流入する不凝縮ガス濃度に関係すると言える。

以上の結果から凝縮面近傍の不凝縮ガスの濃度が高くなるにしたがい密度差により下方への流れが生じる。水蒸気は移動しにくくなり凝縮が阻害されるため凝縮処理熱量は減少する。これにより、不凝縮ガスの影響は、凝縮面から離れた場所における濃度よりも、近傍の濃度変化が支配的となると考えられる。

#### 1). 凝縮面に垂直の方向の不凝縮ガス濃度分布

この状況を明らかにするため、図 2-14 に凝縮面に垂直の方向の不凝縮ガス濃度分布を示した。これは、上部から 0.3 m の G1 における伝熱面に垂直な方向 (R 方向) へサンプリングした結果である。実験は、ほぼ  $W_{gin}=0.5 \text{ wt} \%$ 、 $Te=34 \text{ }^\circ\text{C}$  の条件で排気を絞って行った。

器内の圧力は均一であるが、伝熱面では、蒸気が凝縮して蒸気分圧が低下するために、その分、不凝縮ガスの分圧が増すことになる。伝熱面から離れるにしたがい、不凝縮ガスの濃度は低下するが、0.03 m 付近から上昇している。これは、凝縮器近傍では、不凝縮ガスが多くなるために密度が大きくなり、下方への流れが生じ、一種の境界層を形成しているからである。これにより、不凝縮ガスは周囲に拡散し、閉空間であるために離れた領域に蓄積する。

すなわち、図 2-14 と同一の条件で求めた Sparrow-Lin の結果と比較するとこの状況が分かり易い。伝熱面近傍では両者の値は一致しているが、伝熱面から遠ざかるにつれて値に違いが生じる。

Sparrow-Lin の解析は、境界のない開放空間に伝熱管を配置して全圧を一定とし、凝縮に伴う熱と物質移動から濃度の変化を解析したものであり、凝縮面近傍の密度差から誘引される対流は、開放空間に広がり流速は低下してゼロになる。本実験は閉空間内における実験であるため、この対流による不凝縮ガスの拡散により離れた領域で堆積しているものと考えられる。しかし、伝熱面から離れた点において不凝縮ガスの濃度が高くなっていても、伝熱面近傍では密度差による流れのため、Sparrow-Lin の計算結果に近い低濃度な点を生じ、結果的に凝縮器入口の濃度値にほぼ一致する。

これは、式 2.82 から分かるように凝縮量は凝縮面近傍のガス濃度の変化率により決まるため、凝縮面から離れた凝縮器内部の濃度が高い値を示しても、求めることができると考えられる。

したがって、凝縮面近傍のガス濃度変化率は、凝縮面の濃度と流入ガス濃度で近似できると考えられる。

## 2). 管軸方向の不凝縮ガスの濃度分布

一方、管軸方向の不凝縮ガスの濃度分布は図 2-15 に示す通りである。実験値は、凝縮面から 0.03 m の位置における不凝縮ガス濃度をサンプリングプローブにて採取し、ガスクロにより測定した値である。Nusselt によれば垂直方向の凝縮量は  $-1/4$  乗に比例して多くなるため、管軸方向への不凝縮ガス濃度の減少割合は、次式のような関係に

なる。

$$\frac{L}{L_0} = a W_g^{-\frac{4}{3}} \quad (2.100)$$

a: 比例定数

この実験は二つの異なった大きさの凝縮器を用いて行った結果であり、いずれの場合も上部で不凝縮ガスの濃度は小さく、下部に行くにしたがい濃度が高くなっている。そして、凝縮器直径が大きいほど底部の濃度は増加し、排気量が多くなると下部の濃度は減少する。

このように伝熱管の管軸方向に不凝縮ガス濃度が分布し、底部から約 1 割の高さで高濃度となるために、下部での凝縮が低下すると考えられるが、下部からの排気を行うことにより、全体のガス濃度を低下させることができる。

### 3). 出口不凝縮ガス濃度と排気量の関係

ここで、排気による不凝縮ガス駆逐効果を見るため、図 2-16 に示した  $w_{g_0}$  と排気量  $G_0$  の関係について以下のような考察を行った。

$w_{g_0}$  は図 2-16 から分かるように排気量  $G_0$  が大きくなるにしたがって  $w_{g_0}$  は小さくなる。これは、排気量が多くなると不凝縮ガスの駆逐は促進され、この実験のように流入不凝縮ガス量がほぼ一定ならば、排出口での不凝縮ガス濃度が小さくなるためと考えられる。しかし、凝縮量が多くなる反面、未凝縮分が外部へ出ることから凝縮の効率は悪くなると考えられる。

流入不凝縮ガス量当たりの排気量に関しては次式のような関係がある。

$$\frac{G_0}{G_{gin}} = \frac{1}{W_{gin}} \frac{G_0}{G_{in}} \doteq \frac{1}{W_{gin}} \frac{G_0}{G_c} \quad (2.101)$$

$G_{in}$ : 流入混合気体量,  $G_0$ : 排気量,  $G_c$ : 凝縮量

$G_{gin}$ : 流入不凝縮ガス量,  $w_{gin}$ : 流入不凝縮ガス濃度

これにより、流入ガス量当たりの排気量は、凝縮量当たりの排気量

と流入ガス濃度で表わすことができる。

図 2-17 に示すように凝縮処理熱量と理論凝縮熱量の比  $Q_c/Q_{cs}$  は、排気による影響を表わし、排気を多くするにしたがい最初、急に増加するが、ある点から増加は抑えられ、排気の効果小さくなる。

単管型実験装置での凝縮器に関する研究結果を総合すると、最適な  $G_o/G_{gin}$  を決定することにより、少ない排気量でも不凝縮ガス濃度を減少させることが可能となり、凝縮性能の向上を図ることができることが分かる。

#### 4). 最適排気量を決定

最適排気量を決定するために、次のように考察した。

OC-OTEC システムにおける効率  $\eta_G$  を考えると、凝縮処理熱量  $Q_c$  から得られる出力から、必要動力であるところの排気動力  $Q_{ex}$  を損失として差し引いた値を、この凝縮器を有する OC-OTEC システムにおける正味出力  $P_{net}$  と考える。

本システムにおける総出力  $P_{gross}$  は、凝縮処理熱量  $Q_c$  と発電効率  $\eta_G$  から次式で求められる。

$$P_{gross} = \frac{\eta_G Q_c}{1 - \eta_G} \quad (2.102)$$

$\eta_G$  は、(蒸発熱量 - 凝縮熱量) / 蒸発熱量でランキンサイクル効率である。そして、理想熱機関であるカルノーサイクルのカルノー効率にほぼ等しい。この効率は飽和蒸気温度  $T_{cs}$  により変化するが  $T_{cs} = 20 \sim 30^\circ\text{C}$  とした場合、実験値は  $\eta_G = 0.015 \sim 0.04$  であった。ここでは  $\eta_G = 0.03$  一定として用いた。

排気動力は断熱圧縮仕事として排気量  $G_o$  から次式により表わせる。

$$Q_{ex} = \varepsilon(\varepsilon - 1) R T_c \left[ \left( \frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}} - 1 \right] G_o \quad (2.103)$$

$\varepsilon$  : 比熱比,  $R$  : 気体定数,  $T_c$  : 凝縮器内温度  
 $P_a$  : 排出口圧力 (大気圧) .  $P_c$  : 凝縮器内圧力

ここで、排気量  $G_o$  は排気の蒸気分  $G_v$  と不凝縮ガス分  $G_g$  の和であるため、それぞれの排気動力を出口ガス濃度に応じて求め加算した。また、 $\varepsilon$  の値は蒸気の場合は 1.135、不凝縮ガスの場合は空気として 1.4 とした。

この排気動力  $Q_{ex}$  から、排気動力損失  $P_{oEx}$  はポンプ効率を 0.8 として、次式で求めた。

$$P_{oEx} = \frac{Q_{ex}}{0.8} \quad (2.104)$$

したがって、正味の出力は次式で表わせる。

$$P_{net} = P_{gross} - P_{oEx} \quad (2.105)$$

この正味出力は、排気による不凝縮ガスの影響を表わしている。

排気は不凝縮ガス分だけでなく未凝縮蒸気分を含むので、蒸気分が多いほど排気による損失は大きくなる。結果を図 2-18 に示す。

この図 2-18 から正味出力  $P_{net}$  の最大値は、 $G_o/G_{gin} \approx 20$  の場合となり、凝縮器における排気の最適値を示す。

## (2) 隔壁型と直接接触型の比較

図 2-19 および 2-20 に直接接触凝縮の場合の実験結果、Nusselt 数の値を示す。また、図 2-21 に隔壁型と直接接触型の温度効率の比較を示す。

温度効率で見ると直接接触型は隔壁型の約 16 倍の性能があり、それぞれの関係はグラフから次のように表わせる。

直接接触凝縮の場合

$$Y = 0.13 \ln(x) + 0.45 \quad (2.106)$$

$Y$ : 温度効率  $Y = (T_{co} - T_{cin}) / (T_x - T_{cin})$

$x$ : 流入不凝縮ガス量当りの排気量  $X = G_o / G_{gin}$

隔壁型凝縮の場合

$$Y = 0.012 \ln(X) + 0.02 \quad (2.107)$$

凝縮処理熱量と理論凝縮熱量の比と温度効率との関係は、温度上昇  $\Delta T_c$  が小さい場合に次式が成り立つ。

$$\frac{Q_c}{Q_{cs}} \approx \frac{C_p G_{wc} T_{co} - T_{cin}}{SU T_x - T_{cin}} \quad (2.108)$$

隔壁型との差が 16 倍は大きく、直接接触凝縮には不凝縮ガスの影響が無いかのごとくである。噴流の面積増大割合は約 1.5 倍であり、熱伝達の大幅な増大には寄与をしていない。本論文では噴流内部の乱流渦による熱伝達であるとしているが、一般にはガスの吸い込み現象に対して界面更新モデル<sup>(17)</sup><sup>(18)</sup>で表される現象と考えられている。しかし、本噴流の高速度カメラの観察によれば破波的な現象はなく、目に見える界面の変化は見られなかった。また、表面変動は激しいため、不凝縮ガスによる隔壁型のような境界層が形成されない可能性も否定できない。したがって、本噴流における凝縮量増大についての明確な結論は得られなかった。

## 2.4 第 2 章のまとめ

OC-OTEC システムの凝縮器において、海水と共に連続的に流入し、排気される不凝縮ガスが、水蒸気凝縮量に影響する現象について検討を行った。隔壁型と直接々触型について、単管型による実験と Sparrow-Lin による凝縮モデルを用いて検討を行い凝縮特性と排気量とが密接な関係にあることを明らかにし、結果を得た。

1. 凝縮熱伝達率に関しては、海水は淡水と、ほとんど同じであることが実験により明らかになった。

2. 凝縮器内部の不凝縮ガス濃度は入口の上部において小さく（1 wt%以下）、下部においては数10wt%と大きくなり、十分な混合はされない。また、排気量が大きいほど下部濃度は小さくなる。このため濃度の大きい下部からの排気が性能の向上を期待できる。
3. 凝縮壁面近傍の不凝縮ガス濃度分布を測定し、凝縮量と密接な関係にあることを明らかにした。また、流入不凝縮ガス濃度は、凝縮面温度から Sparrow-Lin により計算した凝縮面近傍のガス濃度とほぼ一致することを明らかにした。
4. 直接接触凝縮方式について、噴流形状と凝縮の実験結果を基に、噴流の形状の統計的解析から円柱として近似し得ることを示し、平均流速から求めた直径を用いて直接接触凝縮モデルを構築した。
5. 排気による性能評価方法について、排気動力を凝縮処理熱量から差し引いた正味凝縮熱量と排気量との関係として排気効果を明らかにし、その最適値を導出した。これから不凝縮ガスの影響は、流入不凝縮ガス量の約20倍の排気量の場合に最も効果があることを明らかにした。これは、排気損失になる蒸気が約95%であり排気の限界を意味している。
6. 隔壁型と直接接触型との比較を行い、排気量と凝縮性能の関係を明らかにし、隔壁型よりも直接接触型は約16倍高性能であることが明らかとなった。

## 2.5 参考文献

1. Masatsugu Amano, Takenobu Kajikawa, "Influence of noncondensable gas on the Open-Cycle OTEC system", TECHNO-OCEAN'92, Vol.1, 1992, pp.196-200
2. 甲藤好郎, 「伝熱概論」, 養賢堂, 1984
3. 東海大学, 「海洋学 I」, 東海大海洋学部テキスト, 1976, pp.119-136
4. 化学工学協会編, 「化学工学便覧」, 第3版, 丸善, 1968, p.459
5. R,F,Weiss, "The solubility of nitrogen, oxygen and argon in water and seawater", Deep-Sea Research, Vol17, 1970,

PP.721-735

6. 日本機会学会, 「流体の熱物性値集」, 日本機械学会, 1983, pp.468-488
7. 化学工学協会編, 「物性定数 10 集」, 丸善, 1972, pp.3-9
8. E. M. Sparrow, "S. H. Lin, Condensation Heat Transfer in the Presence of a Noncondensable Gas", Transactions of the ASME, AUGUST, 1964, PP.430-436
9. 日本機械学会, 「伝熱ハンドブック」, 日本機械学会, 1993, p74
10. 国立天文台編, 「理科年表」, 丸善, 1980
11. 天野雅継, 「冷凍」, 第 54 卷 615 号, 1979, pp 3-10
12. 天野雅継, 西山勝男, 梶川武信, 「落水水柱に対するフロソ 114 蒸気の直接接触凝縮」, 電子技術総合研究所彙報, 第 50 卷, 第 9, 10 号, 1986
13. V. G. Levich, "Physicochemical Hydrodynamics", Prentice-Hall, Inc., 1962
14. 日曹油化工業株式会社, 「技術資料」, 日曹油化工業株式会, No.6, 1955
15. 中村博一, 「Fortran77 による伝熱解析プログラム」, サイエンス社, 1989
16. Nachtsheim, P. R. and Swigert, P. "Satisfaction of the asymptotic boundary conditions in numerical solution of the system of non-linear equations of boundary layer type", NASA TND-3004. 1965
- 17 V. Danckwerts, "Significance of Liquid-Film Coefficients in Gas Absorption" Industrial and Engineering Chemistry, Vol.43 No.6, pp 1460-1467, 1951
- 18 G. E. FORTESCUE and J. R. A. PEARSON, "On gas absorption into a turbulent liquid" Chemical Engineering Science, Vol. 22, pp. 1163-1176, 1967

表 2-1 Henry 定数の温度依存性 (5, 7)

気体ガスの種類	5℃	10℃	15℃	20℃	25℃	30℃
N <sub>2</sub>	5.97	6.68	7.38	8.04	8.65	9.24
O <sub>2</sub>	2.91	3.27	3.64	4.01	3.83	4.75
Air	4.88	5.49	6.07	6.64	7.20	7.71
CO <sub>2</sub>	0.0876	0.104	0.122	0.142	0.164	0.186

表 2-2 式 2.4 における定数 A, B (2)

気体ガスの種類	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>
N <sub>2</sub>	-172.4965	248.4262	143.0738	-21.7120
O <sub>2</sub>	-173.4292	249.6339	143.3483	-21.8492
Gas	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	
N <sub>2</sub>	-0.049781	0.025018	-0.0034861	
O <sub>2</sub>	-0.033096	0.014259	-0.0017000	

表 2-3 実験装置の設計仕様

表層海水温度 °C	$T_{ei}$	20 ~ 40
深層海水温度 °C	$T_{ci}$	4 ~ 10
表層海水流量 m <sup>3</sup> /s	$E_w$	0.00005 ~ 0.001
深層海水流量 m <sup>3</sup> /s	$C_w$	0.00005 ~ 0.001
ノズル直径 m	$D_n$	0.004 ~ 0.01

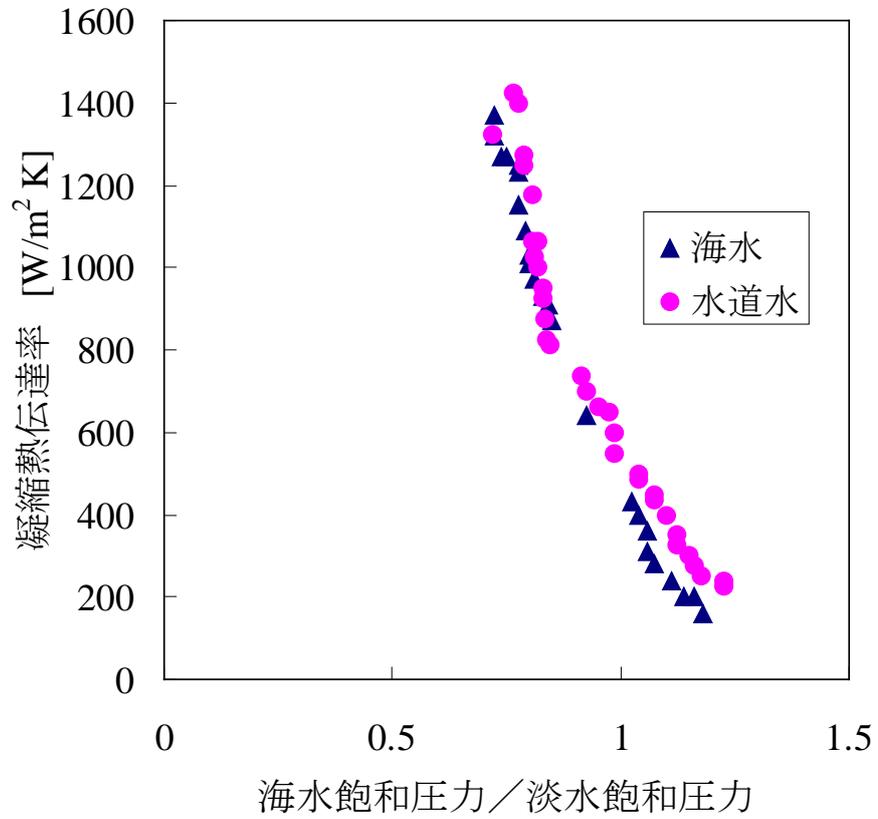


図 2-1 海水と淡水（水道水）の凝縮熱伝達率の違い

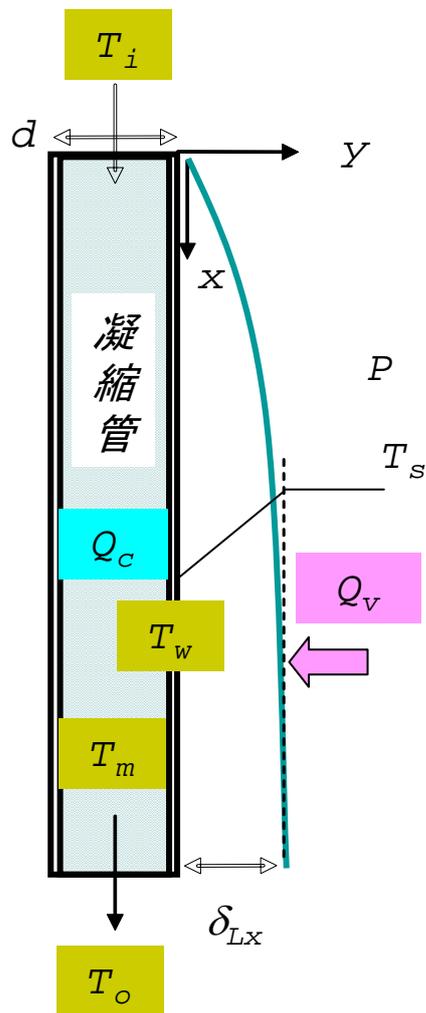
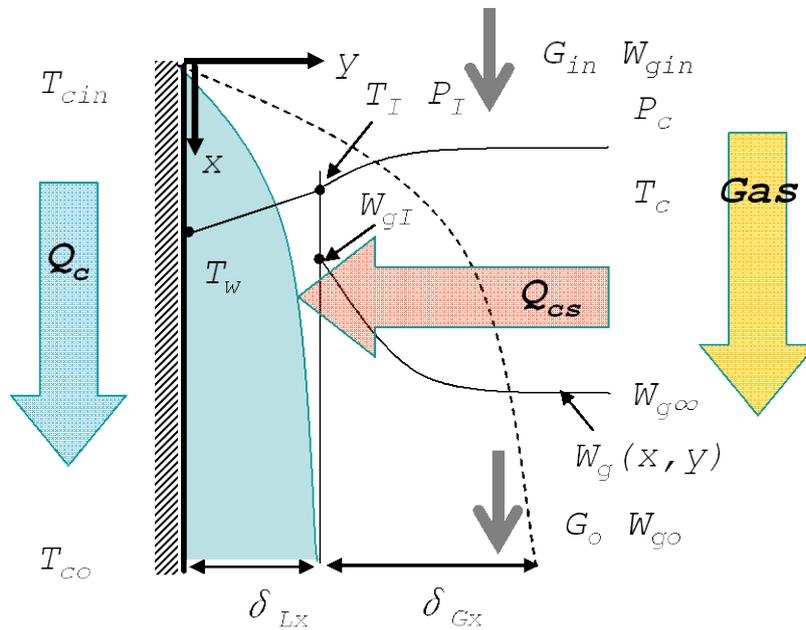


図2-2 不凝縮ガスの無い場合の凝縮



$T_{cin}$ : 冷海水入口温度  $T_{co}$ : 冷海水出口温度  
 $T_I$ : 界面温度,  $T_w$ : 凝縮面温度,  $T_c$ : 凝縮器内温度  
 $\delta_{Lx}$ : 凝縮液膜厚さ,  $\delta_{Gx}$ : 不凝縮ガス境界層厚さ  
 $P_c$ : 凝縮器内圧力,  $P_I$ : 気液界面圧力  
 $W_g$ : 不凝縮ガス濃度,  $W_{gI}$ : 気液界面の不凝縮ガス濃度  
 $W_{g\infty}$ : 凝縮面から十分離れた場所の不凝縮ガス濃度  
 $Q_c$ : 凝縮処理熱量,  $Q_{cs}$ : 理論凝縮熱量

図 2-3 凝縮モデルの概要

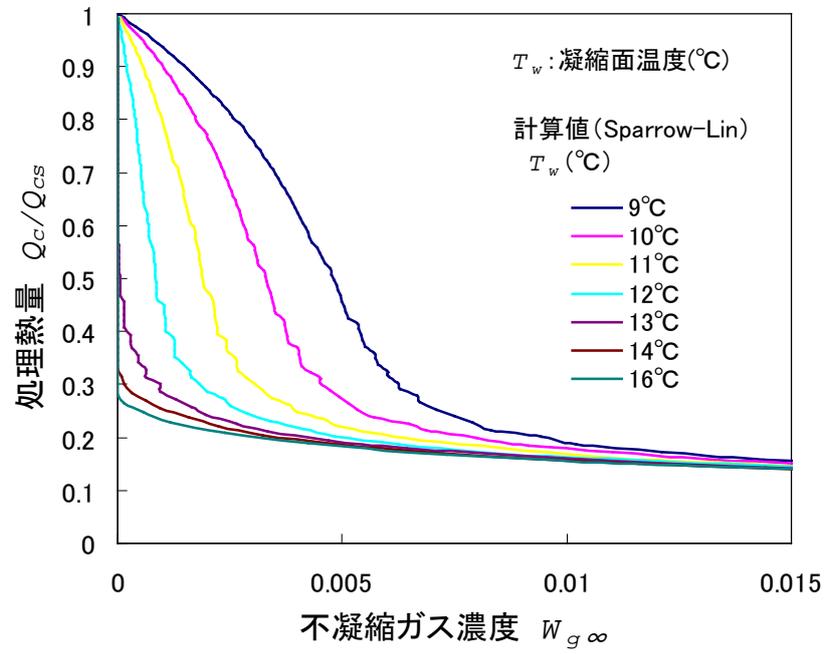
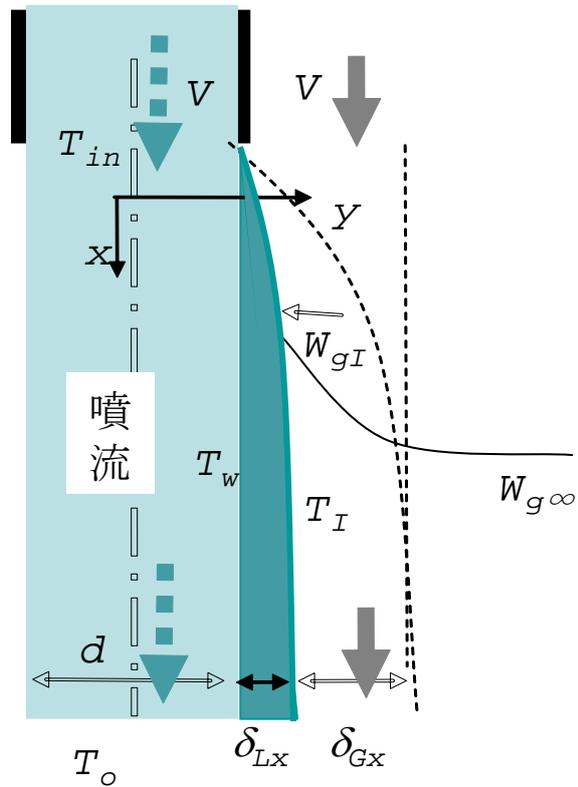


図 2-4 Sparrow-Lin により得られた不凝縮ガス濃度に対する処理熱量の関係



$v$  は噴流の平均流速で、表面に生じる凝縮液膜と同速度で下方へ流れると仮定する。噴流に接する境界層内部も同速度とする。

$d$  は噴流直径で流量と平均流速により決定される。

不凝縮ガスについては、隔壁型の気体領域と同様であるとする。

図 2-5 不凝縮ガス存在下の直接接触凝縮モデルの概要

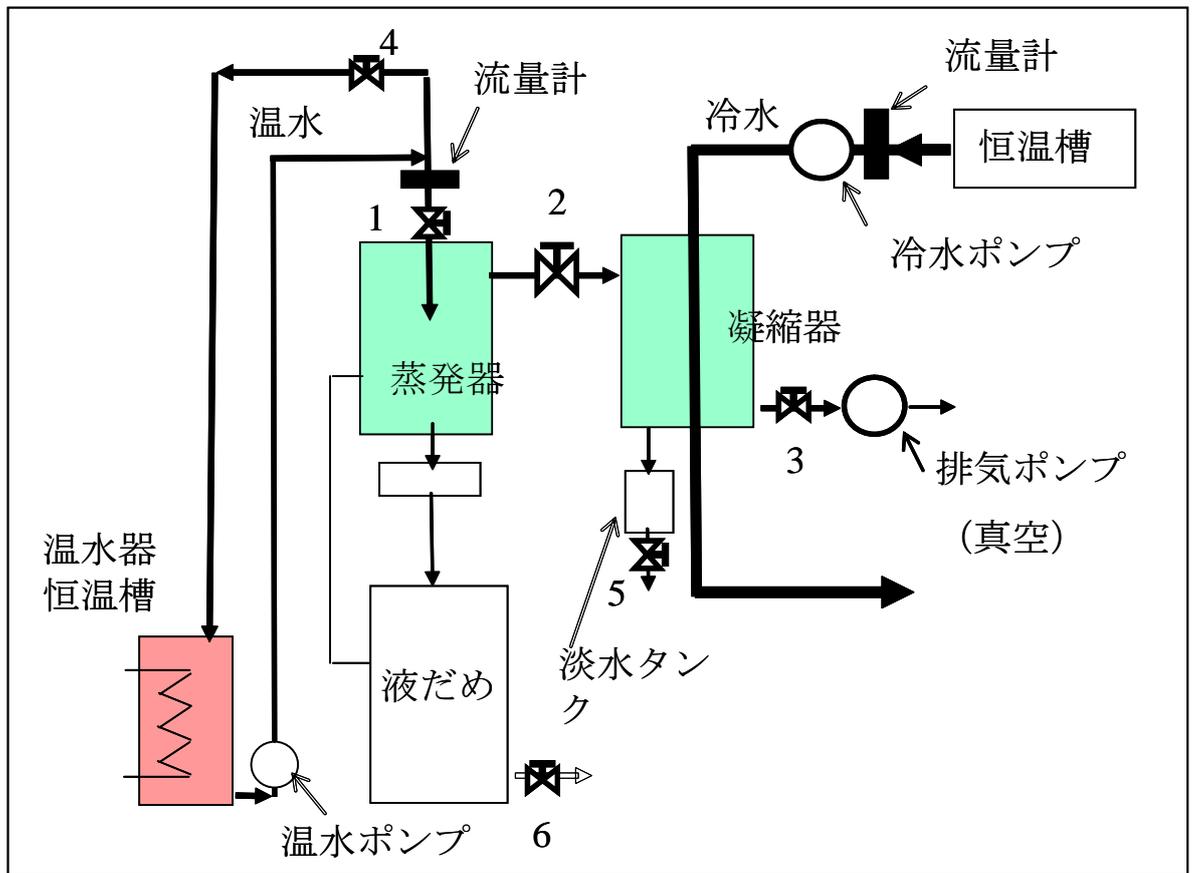


図2-6 実験装置における温水と冷水の流れ

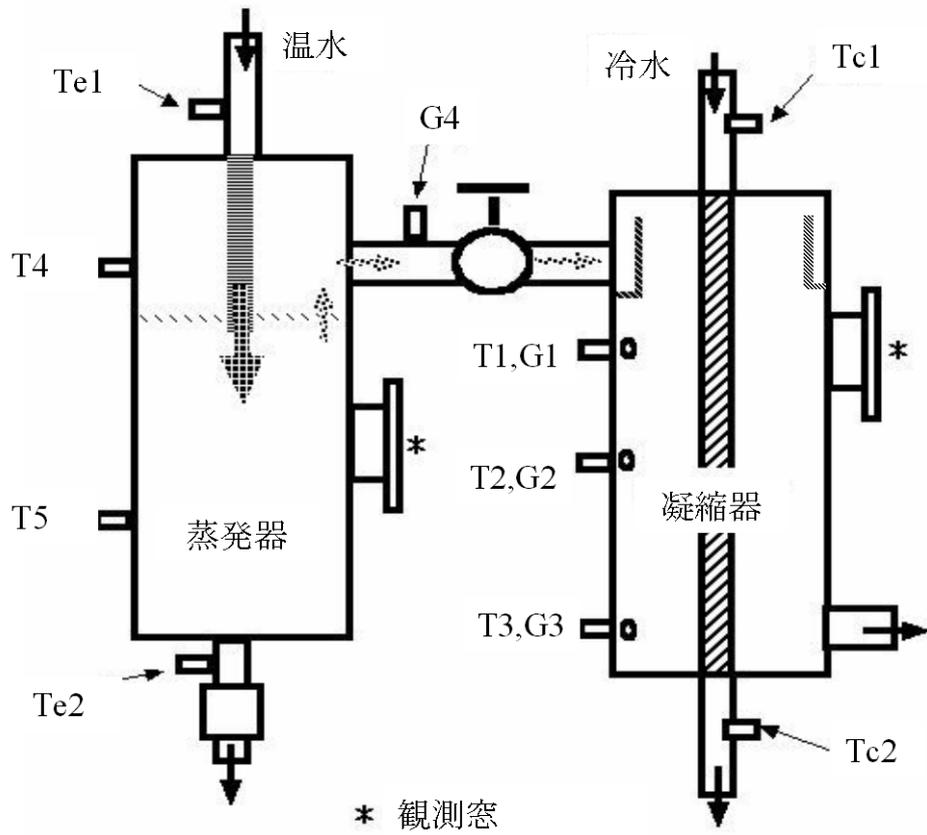


図 2-7 実験装置の構成と測定位置

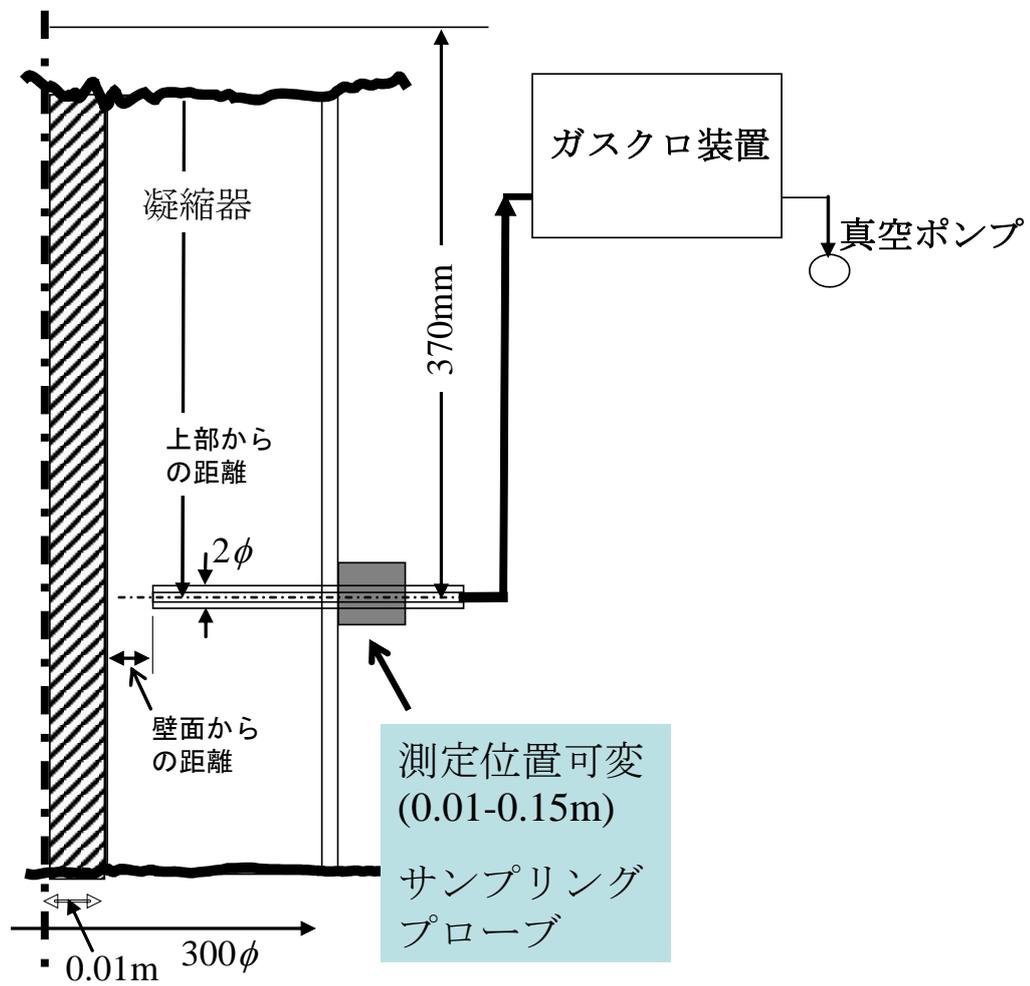


図 2-8 可動式サンプリングプローブの構成

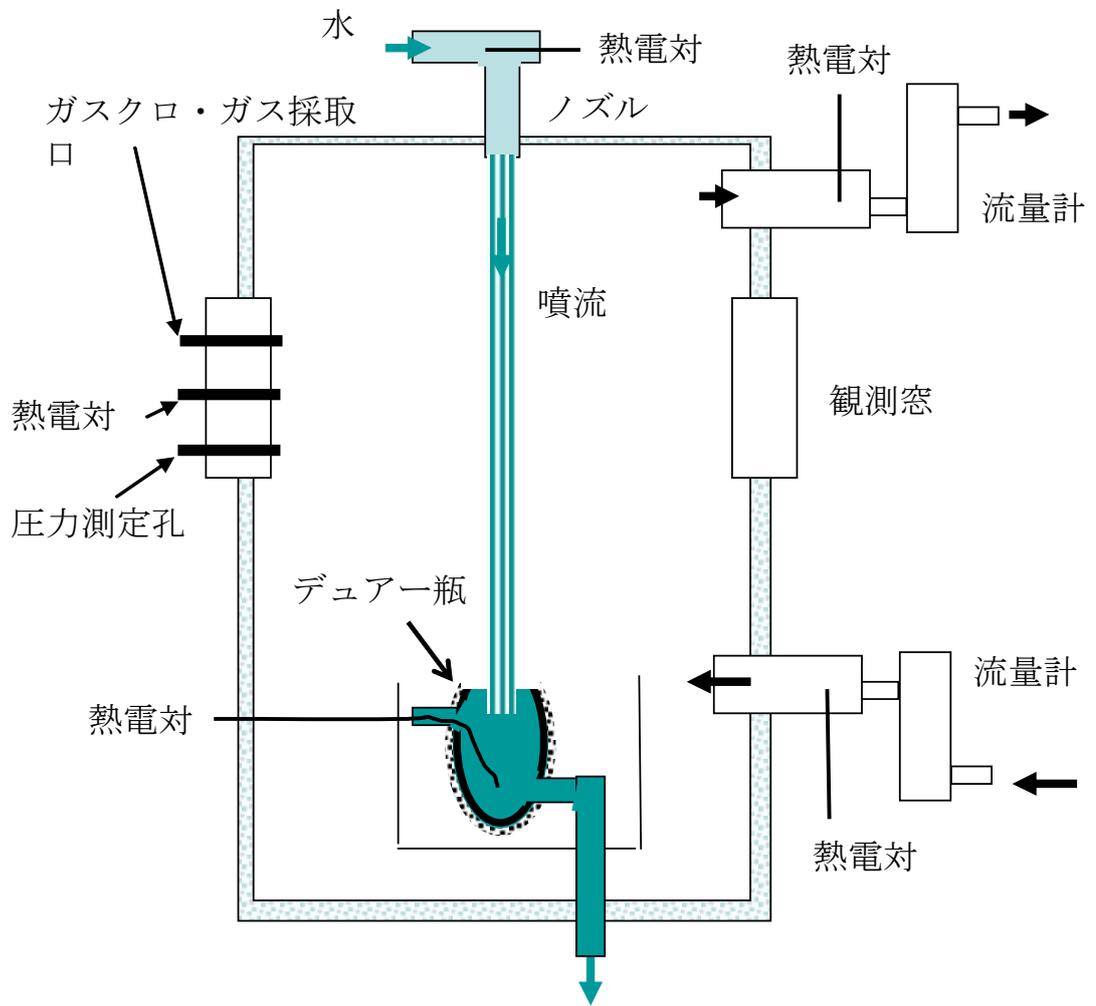


図 2-9 直接接触凝縮実験の装置

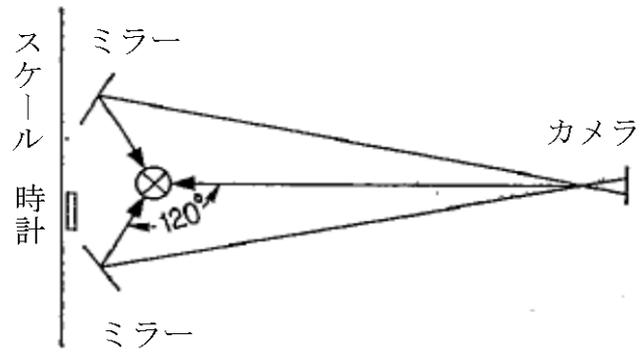
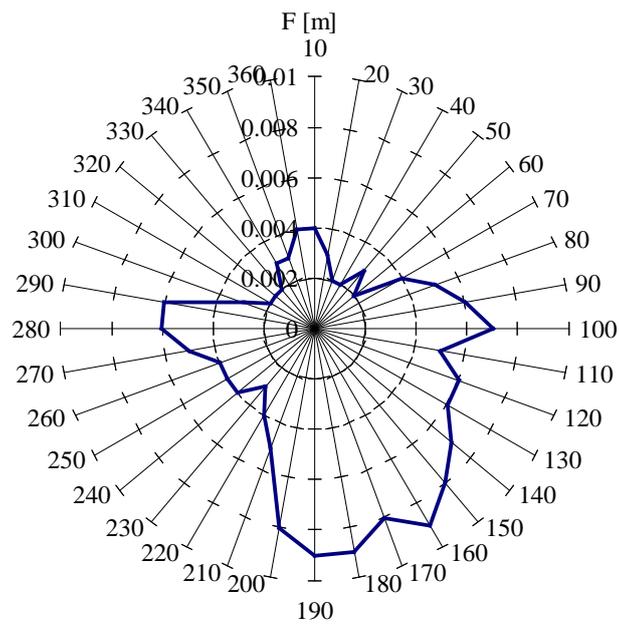


図 2-10 噴流周囲の形状測定



流量  $0.006 \text{ m}^3$ 、ノズル内径  $0.056 \text{ mm}$

図 2-11 噴流の半径方向の出現確率

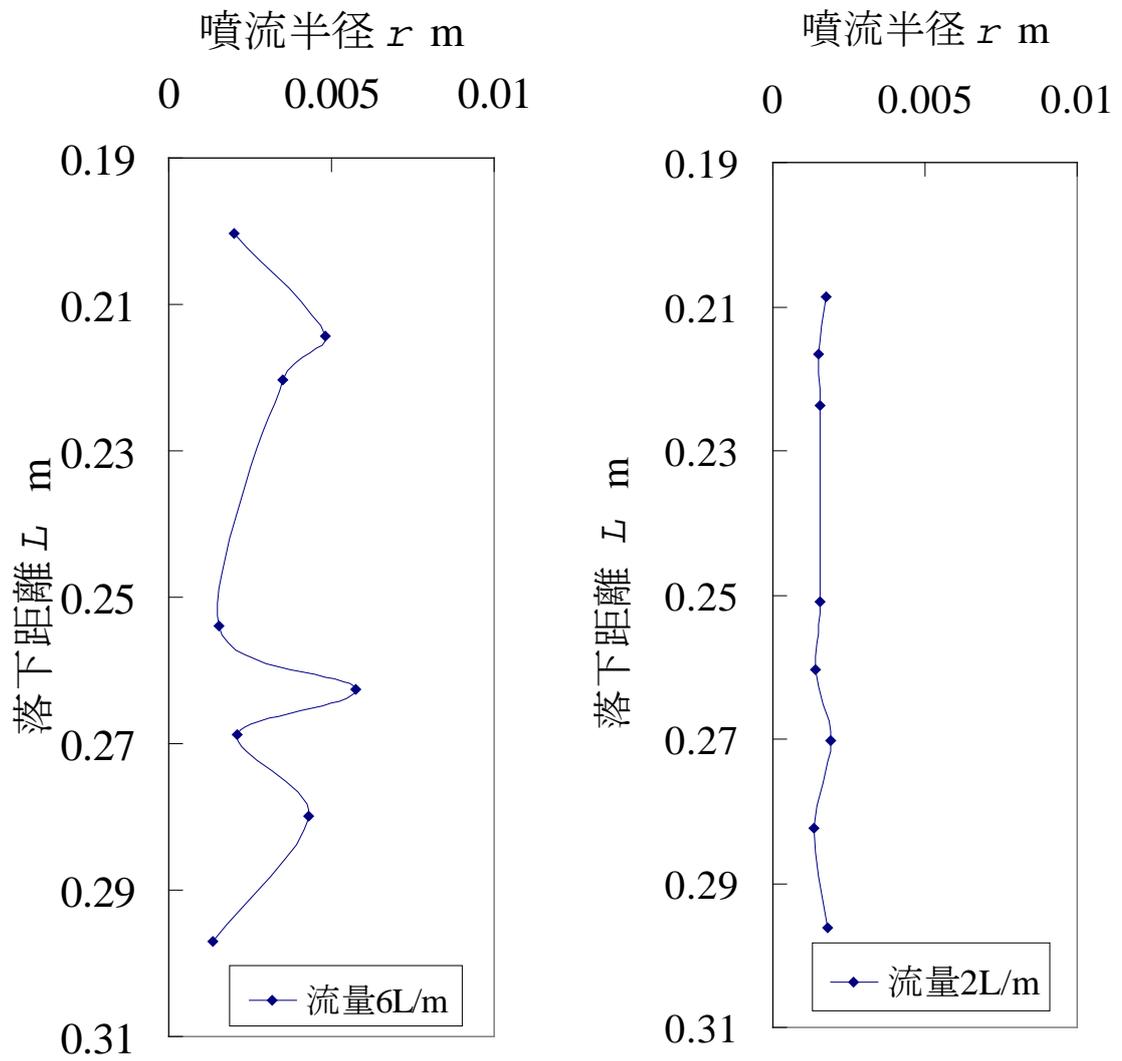


図 2-12a 噴流半径変化の例、高速度  
カメラによる瞬時形状

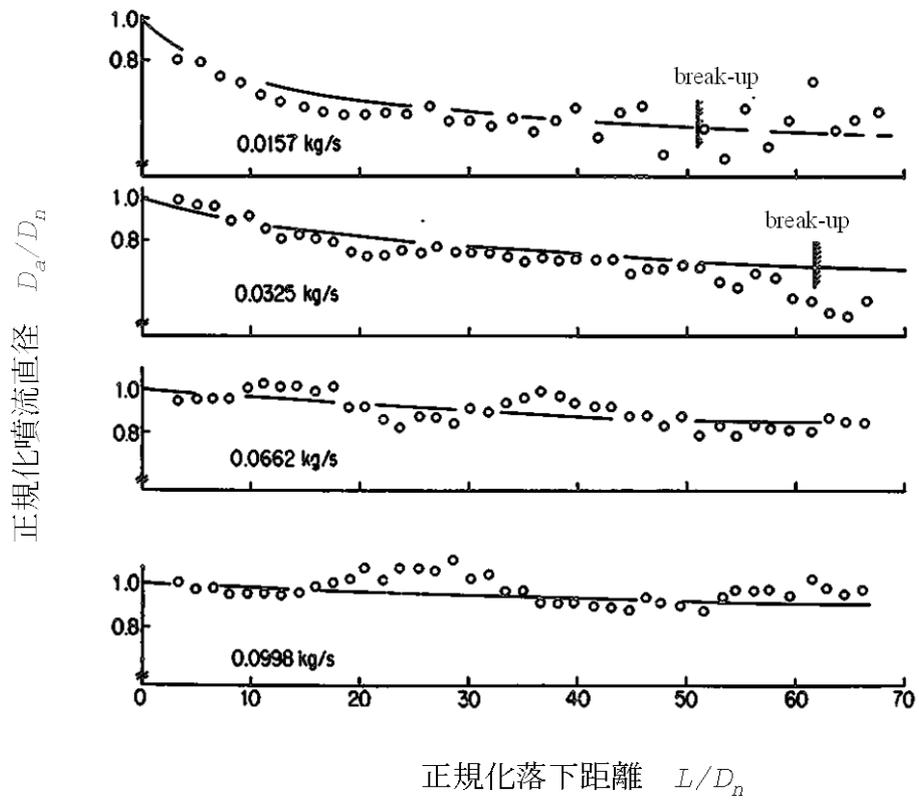


図 2-12b 時間平均値による噴流半径の変化

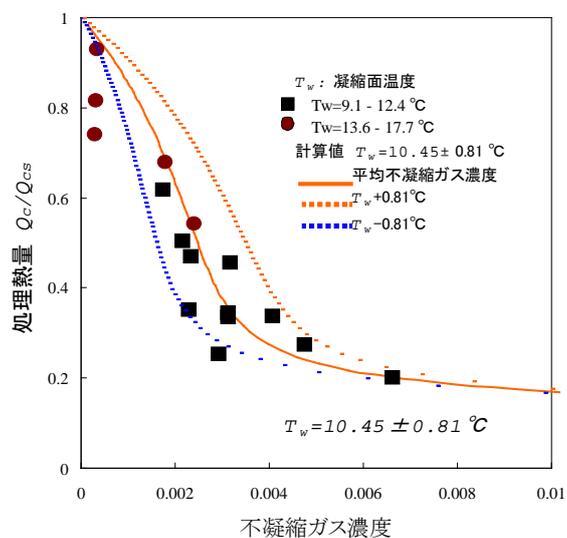


図 2-13 a 十分に離れた位置での不凝縮ガス濃度  
に対する処理熱量の関係

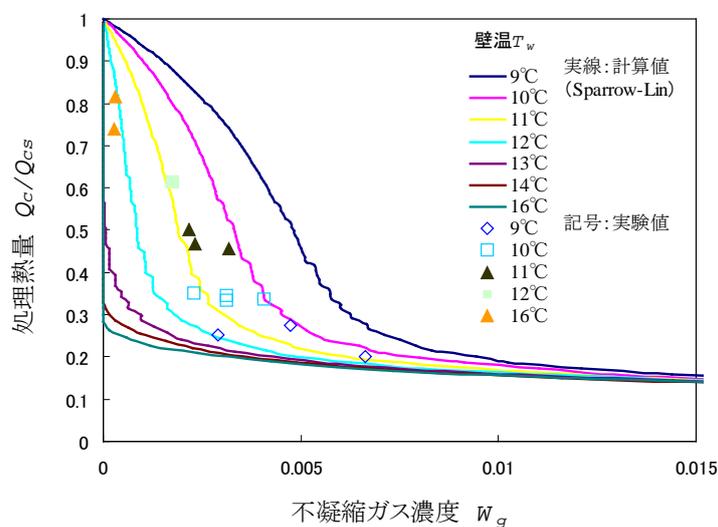
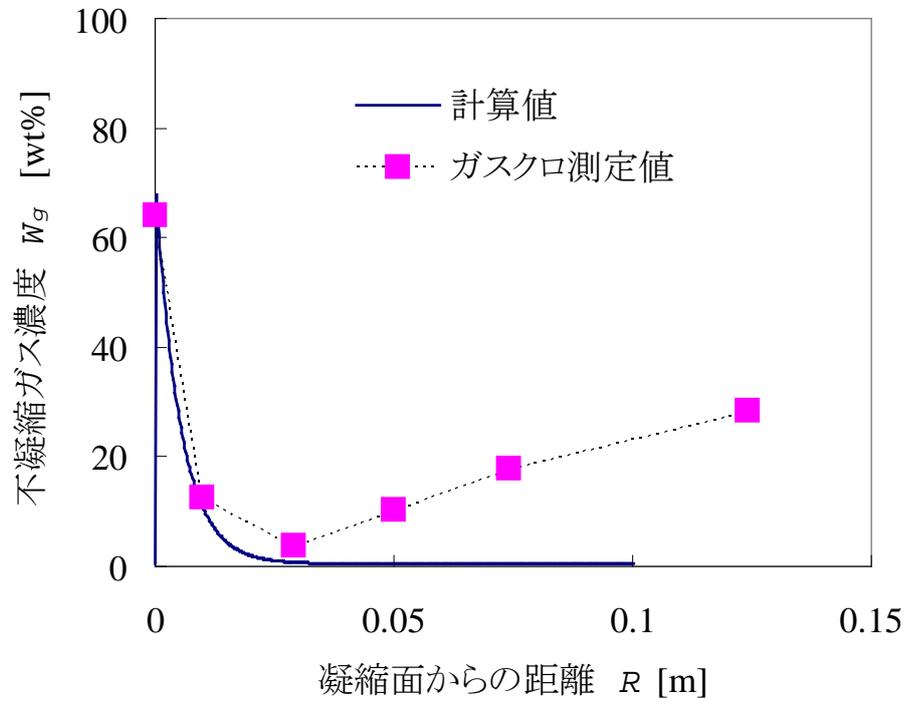
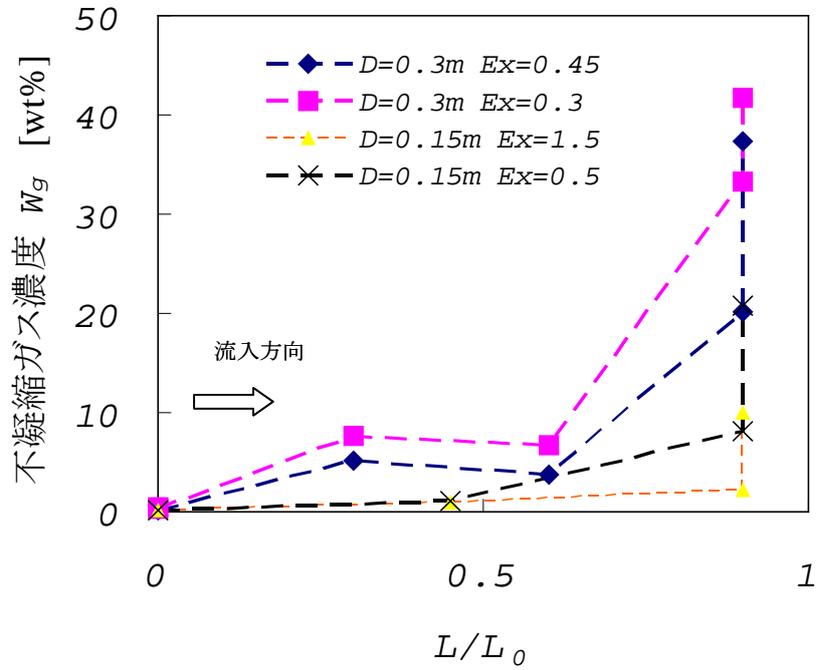


図 2-13 b 凝縮面から十分に離れた位置での不凝縮ガス濃度に対して Sparrow-Lin による計算値濃度と入口不凝縮ガス濃度に対する処理熱量



計測点:  $L / L_0 = 0.6$

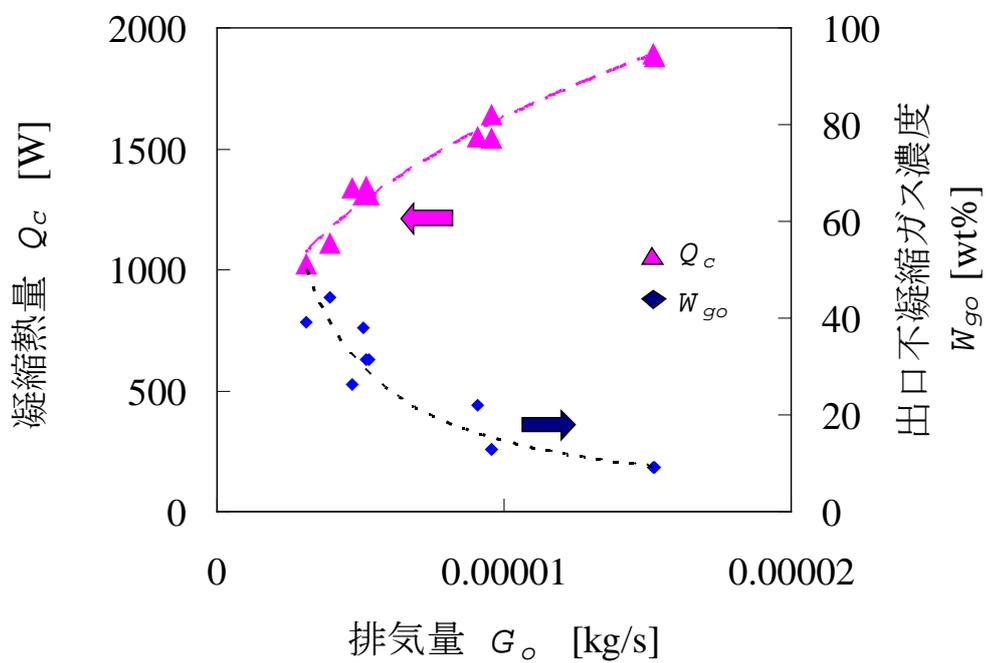
図 2-14 凝縮面に垂直な方向の凝縮面からの距離に関する濃度分布



$D$ : 凝縮器直径 [m],  $L/L_0$ : 正規化高さ

$Ex$ : 排気量係数  $G_o = Ex * 0.00001$  [kg/s]

図 2-15 凝縮器高さ方向の不凝縮ガス分布

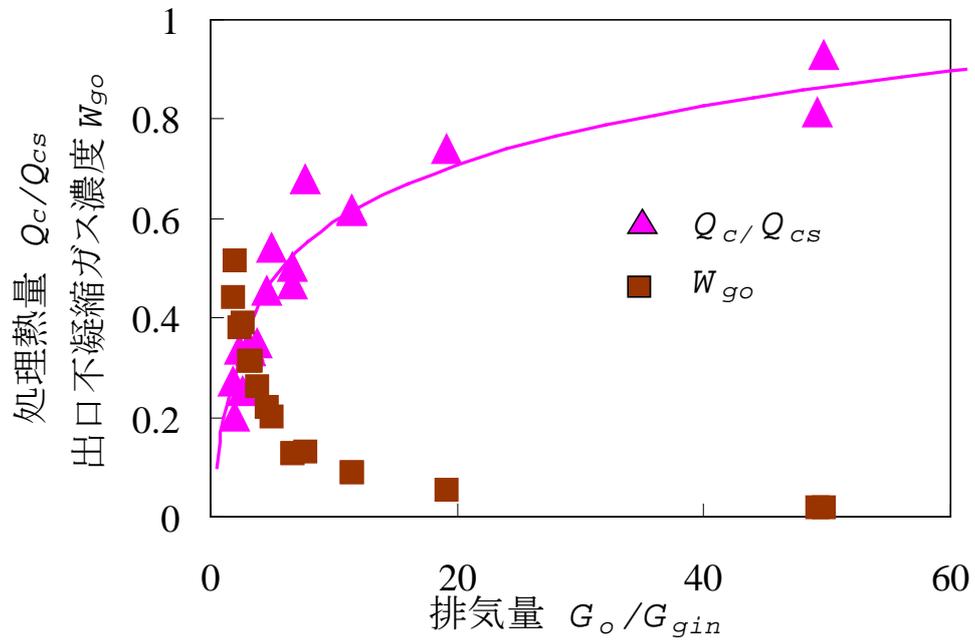


実験条件

温水：33℃，0.00006 m<sup>3</sup>/s

冷水：5℃，0.00005 m<sup>3</sup>/s

図 2-16 排気量による処理熱量と出口濃度

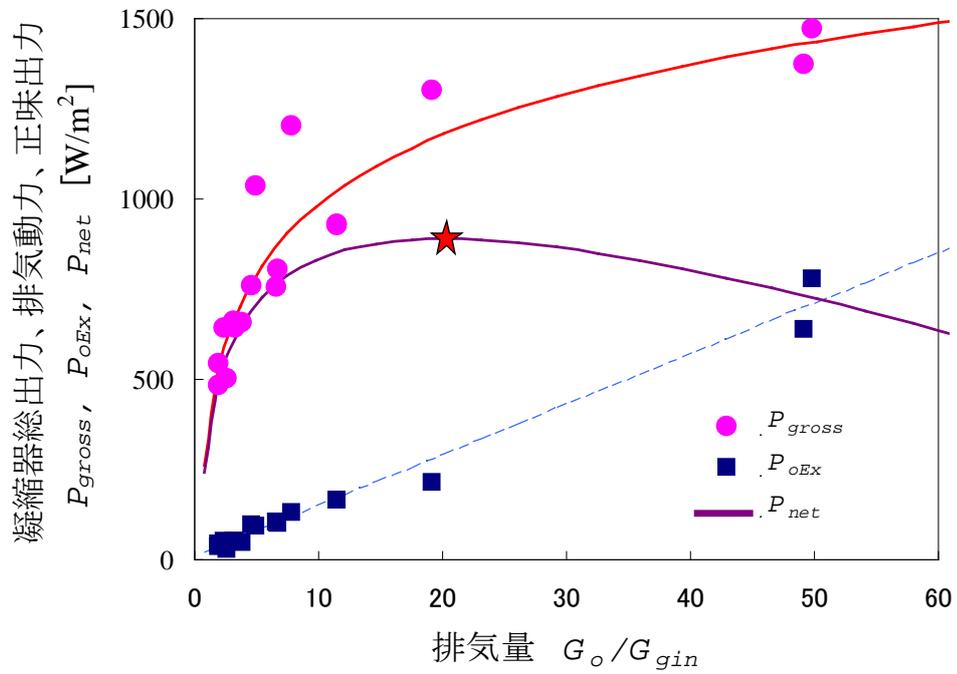


実験条件

温水：33～40℃， $6 \times 10^5 \sim 7.5 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$

冷水：5～6℃， $5 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{s}$

図 2-17 流入不凝縮ガス当りの排気量に対する  
処理熱量変化と出口不凝縮ガス量



実験条件

温水：33～40℃， $6 \times 10^5 \sim 7.5 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$

冷水：5～6℃， $5 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{s}$

★：最適値

図 2-18 流入不凝縮ガス量当りの排気量に対する凝縮処理熱量への排気効果。

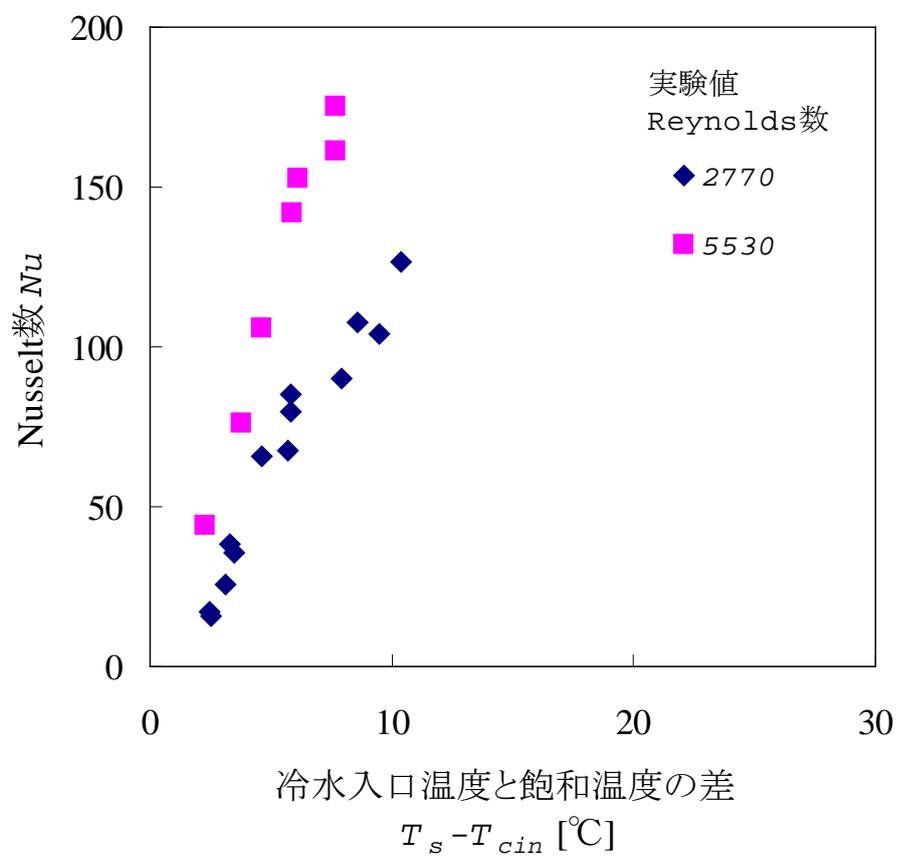
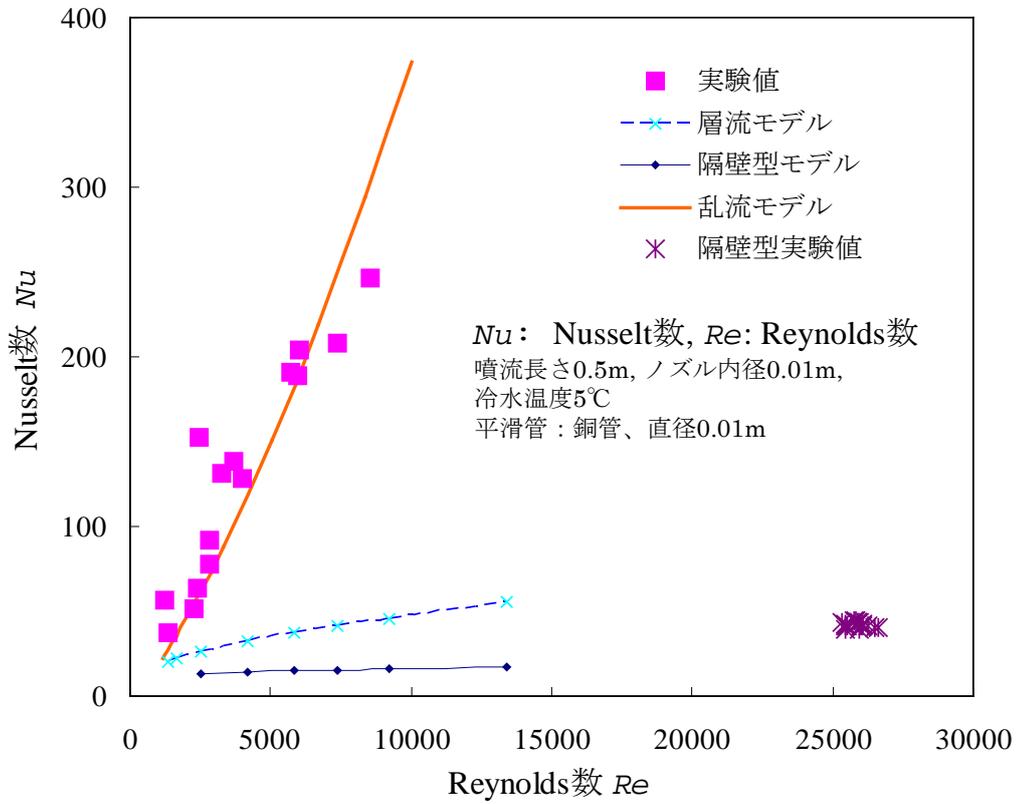


図 2-19 直接接触凝縮の場合の冷水入口温度と飽和温度の差による Nusselt 数  $Nu$  の関係



噴流長さ 0.5 m, ノズル内径 0.01 m, 冷水温度 5°C  
 $T_x - T_{c i n} = 7.5 \sim 8.5 \text{ } ^\circ\text{C}$

図 2-20 冷却水の Reynolds 数に対する直接  
 接触型凝縮熱伝達の Nusselt 数

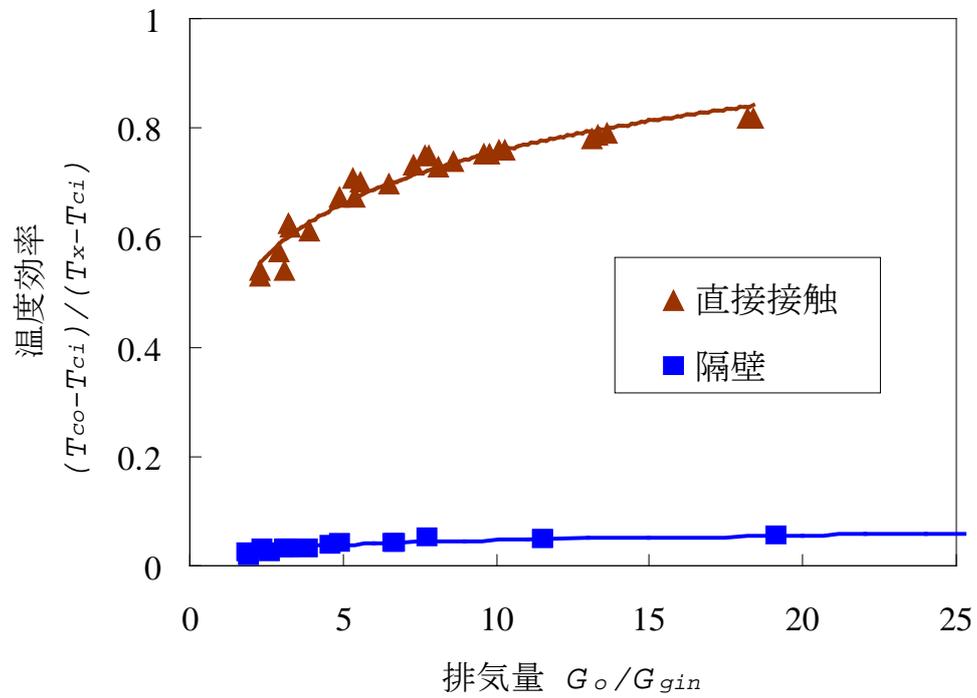


図 2-21 排気量に関する直接接触型と隔壁型凝縮における温度効率の比較

# 第 3 章 不凝縮ガスを考慮したバロメトリック型 OC-OTEC システムの設計

前章では不凝縮ガスの影響について排気量との関係を明らかにした。本章では前章の結果を踏まえて、バロメトリック型 OC-OTEC システム全体への不凝縮ガスの影響を減じ、高性能化を図るため、シミュレーションモデルを用いて発電と淡水を得るシステムの評価を行う。

以下に 3 章の論旨を示す。

## 3.1 OC-OTEC システム構成とシミュレーション・プログラム

不凝縮ガスの影響を考慮した OC-OTEC システムの構成について検討し、シミュレーション計算を行うためのプログラムの製作を行った。

## 3.2 OC-OTEC システムの評価

正味出力を求めることにより OC-OTEC システムおよび凝縮器の最適値を導出することで、不凝縮ガスの影響を駆逐程度を評価する方法を示す。また、最大出力とその周りの温度条件を求め作動範囲を設定する。

## 3.3 各機器の特性

システムを構成する各機器の不凝縮ガスに対する影響度合いを検討し、最適な組み合わせを行う。

## 3.4 OC-OTEC システムの構成

淡水化と発電を効率よく行うための組み合わせを検討し、その可能性を検討する。

## 3.1 OC-OTEC システムの構成とシミュレーション・プログラム

### (1) 不凝縮ガスの影響を考慮した OTEC システムの構成

第 2 章の実験結果を基に第 3 章ではシステム・シミュレーションによる解析を行う。シミュレーションには 2 章での実験結果から得られたグラフの関係を用いた。

OC-OTEC システムを構成する各機器は次の通りである。

1. 前置脱気器
2. 蒸発器
3. タービン・ノズル
4. 凝縮器
5. 排気ポンプ

これらの構成を図 3-1 に示す。このうち、蒸発器は直接型であり、凝縮器は淡水生成を目的とした隔壁型と、出力増大を目的とした直接接触型で構成した。各凝縮器に対しては、流入蒸気量と冷却水の調節が必要となる。

さらにシステム全体への不凝縮ガスの駆逐効率を高め、出力増大を可能にする組み合わせを目指す。

### (2) OC-OTEC システムにおけるシミュレーション・モデルと設計概念

以下に不凝縮ガスの影響を考慮した駆逐効果の高いシステム構成を考察する。

第一段階として、図 3-2 に示すような直接型蒸発器と単管型凝縮器を用いた構成のモデル化<sup>(1)</sup><sup>(2)</sup>を行った。表 3-1 に、その設計条件を示す。

蒸発器への流入量  $G_{e,i}$ 、凝縮器への流入量  $G_{c,i}$ 、および排気量  $G$ 。

については、圧力などが時間的に変化しない定常状態では、 $G_{e i}=G_{c i}+G_o$ と仮定する。また、蒸発器への流入不凝縮ガス量  $G_{g e}$ 、凝縮器への流入不凝縮ガス量  $G_{g i n}$ 、および排気される不凝縮ガス量  $G_{g o}$ については、定常状態では、 $G_{g e}=G_{g i n}=G_{g o}$ と仮定する。

システム構築における設計の前提条件は次の通りである。

- (a) 流入する不凝縮ガス濃度を小さく抑える。
- (b) 不凝縮ガスが存在しても、十分運転が可能なシステムを構築する。
- (c) 不凝縮ガスを素早く駆逐できる機能を持つ。

### (3) シミュレーション・プログラムの開発

シミュレーション計算の作業は、個々の現象を計算して実験データと照合させる必要がある。また基本的な物性値データを温度や圧力の関数として用いるために、ファンクション型に加工して計算式内で使えるようにする必要がある。

また、システム特性を見るためには、計算のパラメータ範囲を広くし、設定条件を切り替えるなどの柔軟なプログラムが必要になる。そのためには、適切に計算を収斂させるための工夫が必要となる。

熱バランスの数値計算は、初期値に値を仮定し、一定誤差内に収斂するまで繰り返す計算方法を用いる。このためトライアンドエラーにより短時間に答えを得やすく、 $10^{18}$ 以上の数値計算が可能である言語を選択して用いた<sup>(3)</sup>。シミュレーション計算に用いた統合化環境PC用の高速科学サブルーチンは、フォートランとベーシック言語を参考にプログラムを開発した。特に連立方程式の解法アルゴリズムについては、Nachtsheim-Swigertの解法(NS法)を用いた<sup>(4)</sup>。

### (4) シミュレーション・プログラムにおける計算手順

図 3-3 にバロメトリック OC-OTEC システムのシミュレーション・フローチャートを示す。

初期設定は、表層海水温度  $T_{e i}$ 、深層海水温度  $T_{c i}$ 、表層海水流量  $G_{w e}$ 、深層海水流量  $G_{w c}$ 、前置脱気器の圧力  $P_{p r e}$  を一定に設定し、最初に蒸発器圧力  $P_e$  を仮定し、さらに表層海水からの温水出口温度

$T_{e_o}$  を仮定して蒸発器の処理熱量  $Q_{es}$  を計算する。蒸発による温水の温度降下 ( $T_{e_i} - T_{e_o}$ ) から計算した  $Q_e$  と比較して一定の誤差範囲内で一致すれば次のタービンの計算に移る。 $Q_{es}$  と  $Q_e$  の比較は、次式により行った。

$$\frac{|Q_{es} - Q_e|}{Q_e} \leq 10^{-6} \quad (3.1)$$

タービンについても同様に蒸発量  $G_{ev}$  とタービン・ノズル流量  $G_{tub}$  が等しくなるまで繰り返し計算により求めた。

蒸発器と同様に、凝縮器の場合についても冷水出口温度  $T_{c_o}$  を仮定して凝縮処理熱量  $Q_s$  を計算し、冷水の温度上昇 ( $T_{c_o} - T_{c_i}$ ) から求めた  $Q_c$  とを比較して  $Q_c = Q_s$  とみなせる状態まで繰り返し計算を行った。

## (5) 大型化へのシフトに対応するシミュレーション

実験室規模から実用規模への大型化シフトは、実験室規模の装置に比べて温水および冷水流量の増大により、排気ポンプや海水ポンプ類の大型化が考えられる。凝縮器など構成機器を小型に設計し、それを複数台併用することでメンテナンスしやすいメリットがある。

計算方法は、必要な出力の得られる条件を整数倍して行った。蒸発器、凝縮器の大きさ（高さ、底面積）の倍率に応じた蒸発器ノズル数、凝縮管本数を想定した。凝縮器の場合では、凝縮面積に応じた海水流量を得るため単管での値を基に凝縮面積に応じた凝縮管本数を増し、一本当りの海水量が同一となるような総海水流量とした。これは凝縮面の大きさ、凝縮管直径、長さおよび配置などが変わると凝縮現象も変わる可能性があるため、同一の凝縮条件で計算を行い、現象が同一になるように Stanton 数を一定とすることで大型化し、シミュレーションを行う方法をとった。また、単管のみでは、計算単位が小さいため5本程度の大きさの凝縮器（基本モジュール）を製作して、その凝縮器の数を増やす方法でシミュレーション・プログラムを製作した。

蒸発器も同様な手法で倍率化を行った。タービン出力は、全ての蒸気がノズルを通るとして求めた。

本シミュレーションの方法は、流入不凝縮ガスの絶対量ではなく濃度の変化に対する凝縮処理熱量の関係を求めているため、流入する不凝縮ガス量が増加した場合であっても、適用可能であると考えられる。

この基本モジュールとしては、実験経験のある装置として、電子技術総合研究所（1992年）において実験を行った3kW級のOTECシステム<sup>(10)</sup>を参考にし、その後開発された30W~100Wの直接接触型実験システムの構成にあわせ、ほぼ同流量、同伝熱面積の熱交換器として決定した。表3-2に、隔壁型凝縮器と直接接触型凝縮器を用いたバロメトリック型OC-OTECシステム基本モジュールの仕様を示す。

また、直接接触凝縮においては、ノズル間隔0.01mで5本配置して流速がReynolds数 $10^4$ の場合、熱伝達係数は単数の噴流の約1.23倍であった<sup>(11)</sup>。

## 3.2 OC-OTECシステムの評価

### (1) 正味出力

正味出力はOTEC発電システムの総出力からシステムに必要な動力であるポンプ動力を差し引いて考える。ポンプ動力には表層海水（温海水）、深層海水（冷海水）ポンプ、排気ポンプなどがある。

海水取得用ポンプの揚程はバロメトリック型の場合では配管抵抗のみが関係すると考えてよいが、他のOTECと同様に取水口までの距離がある場合や、深層水くみ上げパイプでは、さらに数百mの配管を必要とするため、その部分のポンプ動力が必要になる。凝縮器内部へ流すための動力は、比較的少ないと考えられる。ナウルで行われた東電の100kWプラント<sup>(5)</sup>によれば、100kWクラスの内部凝縮器への動力 $L_p$ は約8.4kWと小さい。この場合の凝縮器内部の動力損失は海水流量 $0.4\text{m}^3/\text{s}$ として式3.2および式3.3を用いて求められ、内径16mm、長さ1mで水頭0.11mの凝縮管1000本で構成した場合

に相当する。しかし、他の配管、つまり温水取水口までの距離を 200m と想定し、深層水取水に長さ 800m、直径 0.7m の配管を用いる場合は、約 50kW のポンプ動力が必要になる。

管内の圧力降下  $\Delta p$  は次式で表わせる<sup>(6)</sup>。

$$\Delta p = f \frac{l}{d} \frac{\rho u^2}{2} \quad (3.2)$$

$f$  : 管内の摩擦係数,  $l$  : 管長,  $d$  : 内径,  
 $\rho$  : 比重,  $u$  : 流速

また、ポンプ動力  $L_p$  は次式のようにになる。

$$L_p = \frac{\rho g C_w H}{\eta} \quad (3.3)$$

$C_w$  : 流量,  $g$  : 重力加速度,  $H$  : 水頭,  $\eta$  : ポンプ効率

ここにおいて、配管の摩擦係数を 0.02 としている。抵抗は管長  $l$  と流速  $u$  の 2 乗に比例し、内径  $d$  に反比例して大きくなる。このため、システム本体は、海岸近くまたは海上に設置して距離を短くし、深層水を汲み上げるための配管は十分に大きくする方がよい。

## (2) OC-OTEC システム内の不凝縮ガス駆逐と淡水生成についての評価

OC-OTEC システムで、不凝縮ガス存在下においても運転が可能となるためには、排気動力が少なく凝縮処理熱量の多い状態が望ましい。

OC-OTEC システムは初期条件である海水温と海水量とからシステム特性が決定されるため、凝縮処理熱量や出力特性は海水流量と排気量の関数として求められる。図 3-4 に排気に対する凝縮処理熱量から計算した総出力により凝縮器への影響を示した。排気は流入する不凝縮ガス量当りの排気量で、流入温海水量当りの排気量に比例する。

凝縮処理熱量と理論凝縮熱量の比  $Q_c/Q_{cs}$  については、次式が成り立つ。

$$\frac{Q_c}{Q_{cs}} = 0.22 \ln\left(\frac{G_o}{G_{we}}\right) + 0.9 \quad (3.4)$$

$G_o$ : 排気量,  $G_{we}$ : 温海水流量

$$\frac{G_o}{G_{we}}: (\approx 0.000025 \frac{G_o}{G_{gin}})$$

排気量が多くなるに従い処理熱量の増加が緩和することから排気の効果は徐々に薄れてくる。凝縮処理熱量の増加傾向を見ると、排出蒸気が多くなり損失が大きくなることが分かる。

### (3) OC-OTEC システムの海水温度による作動範囲

図 3-5 には、OC-OTEC システムにおける温海水流量  $G_{we}$  当たりの凝縮量  $G_c$  に対する出力および圧力の変化を、排気量の違いについて示した。この図は、「必要な温度差」および「不凝縮ガス量と蒸気量に關係する温海水流量」を基に「作動流量としての凝縮量」に対して、システム内部の圧力と出力の關係を示したもので、作動可能な範囲のシステム設計条件を決定できる。また、排気を増やすと、多くの淡水が得られ、出力  $Q_{tub}$  も多くなることが分かる。さらに最高出力が得られる点以外の温度差条件においても発電可能な範囲があることが分かり、設計における中心位置の決定を行う場合に参考となる。

## 3.3 各部分のシステム特性

### (1) 前置脱気器

バロメトリック型では、比較的簡単に脱気が可能である。海水を海面からさらに上部へ持ち上げるため、その過程の減圧される部分で脱気が行われることから、蒸発器への導入部に大口径の配管を用いて流速を小さくし、滞留時間を大きくすることにより一層容易に脱気を行うことができる。

図 3-6 に前置脱気器のシミュレーションにおけるブロック図を示す。

脱気器は蒸発器に入る海水から溶存ガスを抜き取るために必要となるが、飽和蒸気圧力より高い圧力、つまり蒸発器圧力  $P_e$  によりも高い圧力に設定され制御される。なぜならば、それ以下では溶存ガスを取り除くことはできるが、蒸発も同時に起きてしまい損失になる。さらに、蒸発により温度が低下してしまうからである。

脱気量  $X$  kg/s は流入する海水の溶存空気量  $x_1$  を 100% とし、それと前置脱気器内海水温度と脱気圧力における海水の溶存空気量  $x_2$  との差から求められる。

$$X = X_1 - X_2 \quad (3.5)$$

図 3-7 に前置脱気器の蒸発器との圧力比、脱気割合、および蒸気発生量の関係を示す。 $W_{gix}/W_{gin}$  は、蒸発器の飽和圧力  $P_{es}$  より高い圧力  $P_{pre}$  で脱気した場合の濃度割合を示す。このとき、 $P_{pre}/P_{es}=10$  の場合、 $W_{gix}/W_{gin}=0.26$  となる。つまり飽和蒸気圧力 20hPa の 10 倍の 200hPa で脱気したとき、蒸発器に入るガス濃度は、脱気前の 0.26 倍である。これは圧力が高い場合でも脱気が行われることを示す。したがって、脱気器の圧力が蒸発器より大きい場合であっても、不凝縮ガスは 1/4 程度に取り除ける。

## (2) 蒸発器

噴出孔の大きい下向噴流式は、ポンプ動力が少ないだけでなく、噴出口が大きいこと汚れなどに強いと考えられる。故障もしにくく、邪魔板等を置くなど、流れの内部から気体が出やすくする工夫により、蒸発効率を向上できると考えられる。

実験では、蒸発器にスプレーフラッシュ型（ノズル径 4mm）を採用した。これは小流量での実験に適していると考えられたためである。蒸発については、流入する海水自体が熱源のため、外部の熱源からの直接接触の蒸発と異なり、海水内部の沸騰も考えられる。

図 3-8 に蒸発器特性、図 3-9 に蒸発器のブロック図を示す。

フラッシュ蒸発について噴流径  $d$  を一定であるとし、内部温度は一様に  $T_{e(x)}$  と仮定すると、噴流単位面積当たりの蒸発質量束  $m$  は次式で与えられる。

$$m = -\frac{C_p \rho d}{4 h_{fg}} \frac{dT_{e(x)}}{dt} = \alpha(T_{es} - T_{e(x)}) \quad (3.6)$$

$t$ : 時間

$T_{es}$ : 飽和蒸気温度,  $T_{e(x)}$ : 噴流内部温度

$\alpha$ : 係数

これから、下部（出口）の時間  $t=t_0$  で噴流温度  $T_{e(x)}=T_0$  として積分すると無次元温度  $\theta$  は次式のようにになる。

$$\theta = e^{-s(t-t_0)} \quad (3.7)$$

ここで、 $s$  は、

$$s = \frac{4 \lambda \alpha}{C_p \rho d} \quad (3.8)$$

実験によると過熱度  $\Delta T$  を増大していくと、ある値  $(sd)_{max}$  に漸近し、その実験式を示す<sup>(7)</sup>。

$$(sd)_{max} = 0.52 e^{0.053 \Delta T} \quad (3.9)$$

$\Delta T$ : 過熱度 ( $=T_{ei} - T_{e0}$ )

蒸発による熱伝達量  $Q_e$  は、式 3.8 と式 3.9 から次式のようにになる。

$$Q_e = \alpha S_{ep} C_p \rho e^{0.053(T_{ei} - T_{es})} (T_{ei} - T_{es}) \quad (3.10)$$

$C_p$ : 海水の比熱,  $\rho$ : 密度,  $T_{ei}$ : 温水入口温度

$T_{es}$ : 飽和蒸気温度,  $S_{ep}$ : 円柱とした場合の表面積

$\alpha$ : 係数  $\alpha = \frac{0.52}{4}$

ただし、式 3.10 は次式の条件下で成り立つ。

$$\frac{We}{Re^{\frac{1}{8}}} \exp\left(\frac{\Delta T}{35}\right)^2 \geq 24 \quad (3.11)$$

$\Delta T$ : 過熱度、 $We$ : Weber 数、 $Re$ : Reynolds 数

### (3) タービン・ノズル

図 3-10 にタービン・ノズルの概略を示す。図 3-11 にタービンのブロック図を示す。

タービン・ノズルにおいて、理想気体の等エントロピー流れを考える。ノズル入口流速は小さいとして無視すれば、ノズル断面における流速  $V_{tub}$  は、次のようになる<sup>(8)</sup>。

$$V_{tub} = \varphi \sqrt{2gR \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} T_e \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}}\right)} \quad (3.12)$$

$\varphi$ : ノズル速度係数,  $\varepsilon$ : 比熱比,  $g$ : 重力加速度,  
 $T_e$ : 入口温度,  $R$ : 気体定数

また、ノズル出口温度  $T_{tub}$  と流量  $G_{tub}$  は以下のようなになる。  
 ただし、ノズル入口速度のもつエネルギー量は小さいので無視する。

$$T_{tub} = T_e - \varphi^2 \left( T_e - T_e \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}} \right) \quad (3.13)$$

$$G_{tub} = \varphi A_n V_{tub} \frac{P_2}{R T_{tub}} \quad (3.14)$$

$T_{tub}$ : 出口温度,  $P_2$ : 出口圧力,  $P_1$ : 入口圧力,  
 $A_n$ : ノズル面積,  $G_{tub}$ : 流量,  $V_{tub}$ : 流速

運動エネルギーを完全に利用できたと仮定して得られる仕事量  $Q_{tub}$  は、以下のようになる。

$$Q_{tub} = \frac{V_{tub}^2}{2} G_{tub} \quad (3.15)$$

ノズルを流れる蒸気流量  $G_{ve}$  がノズル流量  $G_{tub}$  に等しくなるように計算する。

$$G_{ve} = G_{tub} \quad (3.16)$$

背圧  $P_o$  が限界圧力  $P_s$  より大きい場合と小さい場合とで出口圧力  $P_2$  は異なる。

$$\begin{aligned} P_o > P_s & \quad P_2 = P_o \\ P_o < P_s & \quad P_2 = P_s \end{aligned} \quad (3.17)$$

限界圧力  $P_s$  は次式による。

$$P_s = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} P_1 \quad (3.18)$$

また、タービンの直径  $D_{tub}$  は、回転数  $TR[\text{rpm}]$  のとき、周速  $u$  として、以下のように表わせる。

$$u = \frac{\pi D_{tub} TR}{60} \quad (3.19)$$

衝動タービンの最大効率時の  $u$  と  $v_{tub}$  の関係<sup>(9)</sup>は、以下の通りである。

$$u = \frac{V_{tub}}{2} \quad (3.20)$$

これを用いると、基本モジュールでは  $v_{tub}=365\text{ m/s}$  程度であるので回転数を  $1200\text{ rpm}$  とすれば、直径は約  $2.5\text{ m}$  となる。

#### (4) 凝縮器

凝縮器には、隔壁型と直接接触型を用いる。図 3-12 に凝縮器のブロック図を示す。ここでのモデル化は図 3-13 に示すように熱交換を行う凝縮器と排気を行うポンプ部と分けて考え、直接接触の場合の気液が混合する現象部分は排気ポンプ部とした。

淡水を生成する目的から隔壁型を主に用いて、発電出力をさらに高めるために直接接触型を併用する。隔壁型凝縮器のシステム特性は、式 2.107 の関係で表わせる。

また、直接接触型凝縮器について、凝縮特性は式 2.106 で表わせる。直接接触型は高い凝縮熱伝達を示し、ノズル出口において乱流の場合においては隔壁型に比べて 10 倍以上の熱伝達がある。

#### (5) 低損失方式排気方法

図 3-13 に不凝縮ガスを配管途中へ排出する低損失方式<sup>(10)</sup>を示す。

一般的な排気方法としては、真空ポンプを用いて外部の大気圧まで凝縮器内部の気体を排出する方法が取られる。排気損失を軽減するために配管途中へ排出する方式を考案し、海水とともに排出することで低損失なポンプシステムを構成した。

凝縮器から不凝縮ガスを大気圧（図中 a の位置）へ排気する場合の排気ポンプの仕事は、凝縮器内圧力  $P_c$  から大気圧  $P_a$  まで持ち上げる仕事として捉えることができるから大気圧までの排気動力は、断熱圧縮で次のようになる。

$$Q_{oEx} = \varepsilon(\varepsilon - 1) R T_c \left( \left( \frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}} - 1 \right) G_o \quad (3.21)$$

$\varepsilon$  : 比熱比,  $R$  : 気体定数,  $T_c$  : 凝縮器内温度

ここで、排気量  $G_o$  は排気する不凝縮ガスの濃度  $w_{g_o}$  により蒸気分とガス分に分けられるため、排気動力はそれぞれについて計算し加算する必要がある。

図中の **b** の冷却用の海水流路内へ排出する場合は、図中の圧力  $P_b$  までの仕事でよい。後は水流と共に大気圧まで運ばれるためである。**b** 方向への配管途中へ排出する排気動力  $Q_{oExS}$  は、等温圧縮と考えられるので次のようになる。

$$Q_{oExS} = \ln\left(\frac{P_a}{P_c}\right) R T_c G_o \quad (3.23)$$

図 3-14 に排気動力と出力の関係を示す。図中、排気動力  $Q_{oEx}$  は従来の排気ポンプによる動力であり、排気動力  $Q_{oExS}$  は低損失方式により排気する場合の動力である。

温水流量  $0.0002 \text{ m}^3/\text{s}$  では、排気動力は約  $0.2 \text{ W}$  であり、出力の  $1/5$  程度を必要とする。低損失方式では  $0.012 \text{ W}$  となり、 $1/17$  程度に低下できる。

途中配管へ排出する方法については、気泡の混入した排出海水の密度に応じた設置高さを維持する必要がある。

## 3.4 OC-OTEC システムの提案

### (1) 隔壁型と直接接触型を備えた柔軟なシステム構成

発電量と淡水生成量の調整は、隔壁型と直接接触型への冷水供給量

を調整することにより行われる。また、構成により発電量と淡水生成量の割合を大きく変更することが可能である。

図 3-15 に 100kW 級 OC-OTEC において隔壁型と直接接触型が直列に構成された場合の計算結果を示す。

ナウルの 100kW プラント<sup>(5)</sup>によれば、クローズドサイクル内部では、各熱交換器に対し海水量  $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$  を必要とし、排気ポンプを必要としない代わりに作動流体用ポンプ (15.3kW) が必要になる。蒸発器用温水ポンプ (約 8.4kW) と凝縮器への海水ポンプ (約 8.4kW) を合わせて約 32kW の動力が必要になる。

一方、オープンサイクルでは前置脱気器の排気と凝縮器の排気用ポンプおよび冷水ポンプが主な必要動力となる。排気用ポンプを低損失なポンプとすることによりクローズドサイクルよりもポンプ動力の点で優位なシステムになり得る。

図 3-15 に 100kW 級の条件におけるシステム構成と各部分の数値を示す。比較のために 100kW 級の OC-OTEC 用凝縮器として内径 0.016m、長さ 1m の凝縮管 2000 本の構成を考えると、その海水流量は約  $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$  である。また、図 3-15 で示されるように、直接接触凝縮を併用すれば 100kW を得るのに必要な全海水量は  $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$  と 1/2 程度ですむことが分かる。

図 3-16 に 100kW 級の条件におけるシステムの各部分の温度を示す。これは、海水量を極力少なくした場合の計算例である。温水流量が一定の場合、不凝縮ガス濃度はほとんど変化しない。また、温度差が大きくなると圧力差も大きくなるためタービン・ノズルの出口温度は上昇する傾向がある。

図 3-17 に凝縮器の構成について示した。並列の場合はタービンの低圧部分から隔壁型凝縮器へ水蒸気を導き淡水化を行う構成である。

図 3-18 に隔壁型凝縮器単独の場合と直列構成の場合の計算結果を示した。隔壁型と直接接触型を併用すると凝縮量は多くならないが、発電出力が増えることが分かる。

図 3-19 に並列接続の計算結果を示す。この構成では直接接触型と隔壁型に供給する全温海水と全冷海水量を同量とした。直列の場合と

同様に凝縮量の増大は少ないが出力は大きく改善されることが分かる。しかし、並列構成では全体水量が多くなる傾向があり、温海水量が少ないと蒸気の供給不足、冷海水量が少ないと凝縮量不足に陥る。図の例では凝縮量不足の結果でこの温度差条件ではこれ以上の改善が難しく扱いが難しいシステムとなる。

### 3.5 第3章のまとめ

不凝縮ガスが OC-OTEC システムに与える影響について、モデルを考案し、そのシミュレーション・プログラムを開発して検討した。

OC-OTEC システムの評価に関しては、以下の通りである。

1. 排気量と海水流量による発電効率評価法を導入した。

海水量で見ると約 0.0002 の排気量（不凝縮ガス量当り排気量では 10）で処理熱量は約 0.55 の処理熱量が得られた。排気量を多くするに従い処理熱量の増加が緩和することから、排気の効果は徐々に薄れ、排出される蒸気濃度は大きくなることが分かる。これから凝縮処理熱量の増加傾向を考慮すると、排出蒸気が多くなるため損失が大きくなると言える。

2. 温度差による発電可能水域が明らかとなり OC-OTEC システムの設置条件を明らかにした。

3. 以下の考慮点により、圧損を生じにくい OC-OTEC に関する構成を提案した。

- 1). 前置脱気器により、高効率に流入不凝縮ガスを減少させる。
- 2). 海水量とタービン・ノズル面積を調整することにより、蒸気と不凝縮ガス量のバランスを調整する。
- 3). 隔壁型凝縮器と直接接触型凝縮器を用いて不凝縮ガスを駆逐する。

4. システム全体に対する不凝縮ガスの影響に関してシミュレーション

を行い、凝縮器における水蒸気と不凝縮ガスの流入量の関係から、発電出力、排気損失等に関する解決策を以下のように提案した。

- 1). 前置脱気器の脱気割合によりシステム効率、出力等に関して計算を行い、高効率なシステムの可能性を示した。
- 2). 蒸発方式を検討し、その蒸発特性から低圧力の垂れ流し方式の優位性を示した。
- 3). 高効率な OC-OTEC システムを実現するために、不凝縮ガス駆のための新しい排気方式を採用し、その検討を行い、内部損失を抑えることで実現可能性を示した。
- 4). 隔壁型と直接接触型凝縮器との組み合わせによる効率的排気の可能性について流量配分を検討し、発電出力と淡水生成を効率よく同時に実現できることを明らかにした。
- 5). 提案に沿った構成に関して、出力 100kW 級システムにおける必要ポンプ動力について以下に示す。

ナウルで行われたクローズドサイクルの 100kW パイロットプラント<sup>(5)</sup> 内部では、各熱交換器へ海水量  $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$  を必要とし、排気ポンプが必要でない代わりに作動流体用ポンプ (15.3kW) が必要となり、蒸発器用温水ポンプ (約 8.4kW) と凝縮器への海水ポンプ (約 8.4kW) を合わせて約 32kW の動力が必要になる。

オープンサイクルでは前置脱気用ポンプと凝縮器用排気ポンプおよび冷水ポンプが主な必要動力となる。さらに低損失型の排気ポンプとすることで約 1/3 に軽減でき、海水ポンプも直接接触型の蒸発器と凝縮器を用いることで 1/5 以下にできることから、より複雑で補機動力の多いクローズドサイクルよりも優位なシステムになり得る。また、図 3-15 で示されるように、直接接触型凝縮を用いれば 100kW を得るのに必要な全海水量はクローズドサイクルと比較して 1/2 程度ですむことが分かる。

- 6). 今後の課題として、提案したシステムの実用化については、実用に即した各機器の形状、大きさについての検討が必要であり、よりコンパクトな設計にすることで、小規模な多目的発電所として

実用の可能性がある。また、海水ポンプ動力が大きいことから、立地についての検討も必要である。

### 3.6 参考文献

1. Masatsugu Amano, Hiroyuki Takazawa, and Tadayoshi Tanaka, "Effect of Changes of Steam Temperature and Gas Flow rate on System Performance in Barometric Type OC-OTEC System", *Oceanology International 97 Pacific Rim (IOA97)*, Singapore, 1997, pp.77-81
2. 天野雅継, 田中忠良, 「淡水化機能を有するオープンサイクル海洋温度発電システム（凝縮器における不凝縮ガスによる凝縮量への影響）」, 電気学会論文誌 B（電力・エネルギー部門誌）, Vol.124-B, 2004, pp.1021-1026
3. ボーランド, 「ターボパスカル・マニュアル」, ボーランド, Ver.3-8, 1983
4. 中村博一, 「Fortran77による伝熱解析プログラム」, サイエンス社, 1989
5. 瀬谷胖, 「海洋温度差発電」, 火力原子力発電, Vol.32, No10, 1981, pp.1117-1124
6. 横堀進, 久我修 訳, 「ギート基礎伝熱工学」, 丸善, 1960
7. 宮部修, 富村寿夫, 井出雄一, 藤井哲, 「スプレーフラッシュ蒸発に関する実験的研究」, 日本機械学会論文集（B編）, 45巻400号, 1979, pp.1883-1891
8. 谷下市松, 「工業熱力学」, 裳華房, 1989
9. 兵頭務, 石田雄三, 「タービンの設計」, パワー社, 1971, p.71
10. 天野雅継, 田中忠良, 「不凝縮ガスの効率的排気方式を用いた OC-OETC システム」, 再生可能エネルギー2006国際会議, 幕張メッセ, 2006,

pp850-854

11. 天野雅繼，西山勝男，梶川武信，「低温度差発電用直接々触凝縮器」，第17回日本伝熱シンポジウム講演論文集，1980，pp484-486
12. Nachtsheim, P. R. and Swigert, P. "Satisfaction of the asymptotic boundary conditions in numerical solution of the system of non-linear equations of boundary layer type", NASA TND-3004. 1965

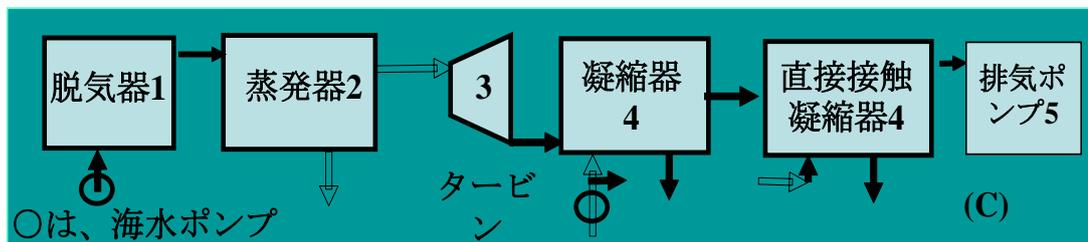


図 3-1 バロメトリック型 OC-OTEC システムの構成

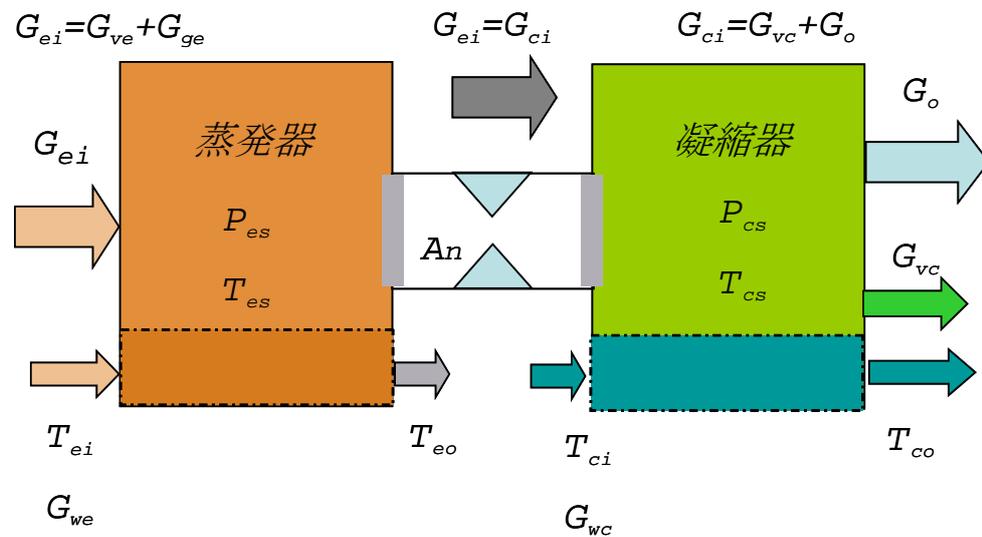
表 3-1 単管システム条件

表層海水温度 °C	$T_{e i}$	20 ~ 40
深層海水温度 °C	$T_{c i}$	4 ~ 10
表層海水流量 $m^3/s$	$E_w$	0.00006 ~ 0.0006
深層海水流量 $m^3/s$	$C_w$	0.00006 ~ 0.0006
タービン・ノズル直径 m	$D_n$	0.01 ~ 0.1

表 3-2 基本モジュールの各構成要素条件

蒸発器	筐体	$\phi 400$ O.D. x 900 mm H
	伝熱方式	噴流方式
	ノズル	$\phi 10$ I.D. x 900 mm H, 5 本
	温水流量	2 ~ 6 m <sup>3</sup> /h
隔壁型凝縮器	筐体	$\phi 400$ O.D. x 900 mm H
	伝熱方式	隔壁方式
	パイプ	$\phi 20$ O.D. x 900 mm H, 5 本
	冷水流量	2 ~ 6 m <sup>3</sup> /h

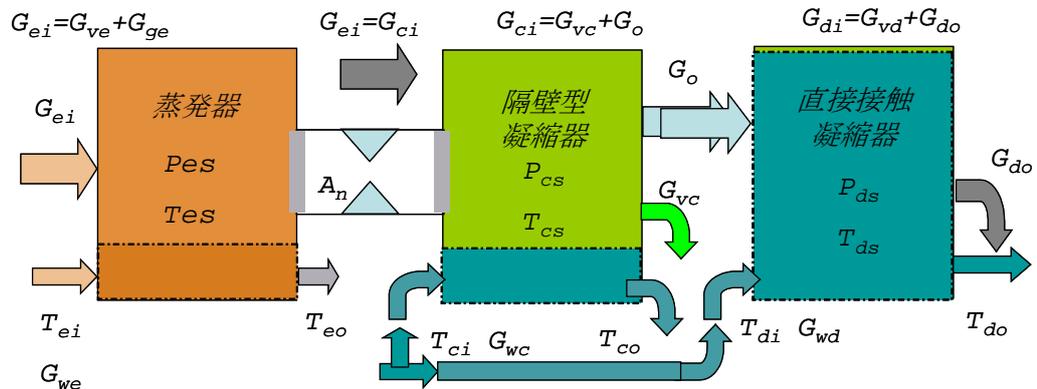
直接接触凝縮器	筐体	$\phi 400$ O.D. x 900 mm H
	伝熱方式	直接接触方式
	ノズル	$\phi 10$ I.D. x 570 mm H, 5 本
	冷水流量	2 ~ 6 m <sup>3</sup> /h



$T_{ei}$	温海水入口温度	$T_{eo}$	温海水出口温度
$T_{ci}$	冷海水温度	$T_{co}$	冷海水出口温度
$G_{we}$	温海水流量	$G_{wc}$	冷海水流量
$P_{es}$	蒸発器飽和圧力	$T_{es}$	蒸発器飽和温度
$P_{cs}$	凝縮器飽和圧力	$T_{cs}$	凝縮器飽和温度
$G_{ei}$	蒸発器流入ガス量	$G_{ci}$	凝縮器流入ガス量
$G_o$	排気量	$G_{ve}$	蒸発量
$G_{eg}$	不凝縮ガス量	$G_{cv}$	凝縮量

f

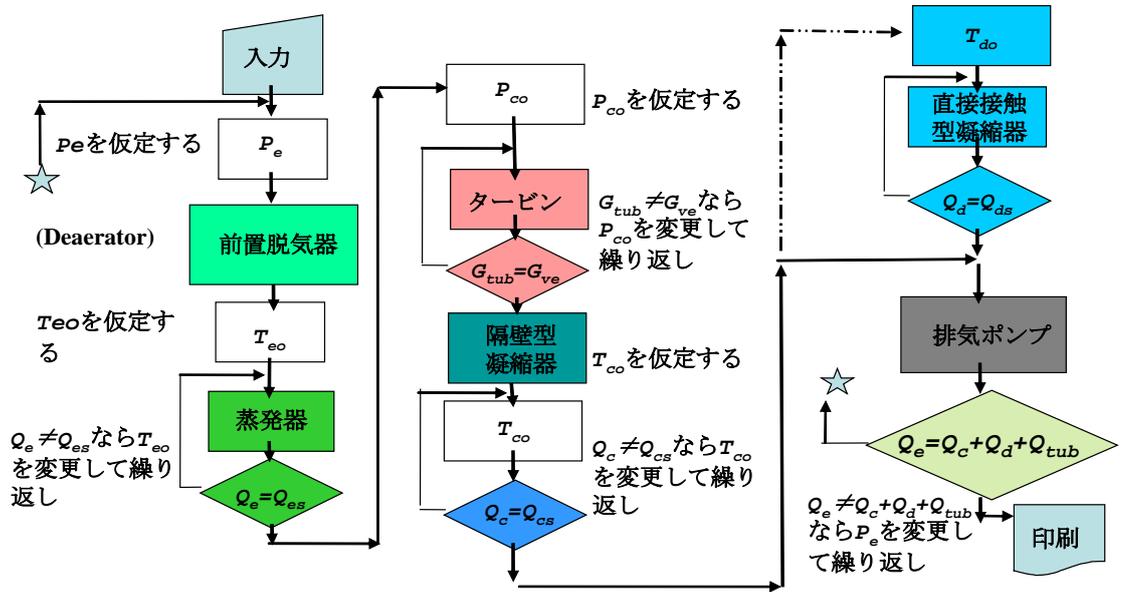
図 3-2a OC-OTEC システムモデル  
ケース A



$T_{ei}$	温海水入口温度	$T_{eo}$	温海水出口温度
$T_{ci}$	冷海水温度	$T_{co}$	冷海水出口温度
$G_{we}$	温海水流量	$G_{wc}$	冷海水流量
$P_{es}$	蒸発器飽和圧力	$T_{es}$	蒸発器飽和温度
$P_{cs}$	凝縮器飽和圧力	$T_{cs}$	凝縮器飽和温度
$G_{ei}$	蒸発器流入ガス量	$G_{ci}$	凝縮器流入ガス量
$G_o$	排気量	$G_{ve}$	蒸発量
$G_{eg}$	不凝縮ガス量	$G_c$	凝縮量

$T_{di}$	DC 冷海水温度	$T_{do}$	DC 冷海水出口温度
$G_{wd}$	DC 冷海水流量	$T_{ds}$	DC 飽和温度
$P_{ds}$	DC 飽和圧力	$G_{di}$	DC 流入ガス量
$G_{do}$	DC 排気量	$G_{vd}$	DC 蒸気量

図 3-2b OC-OTEC システムモデル  
ケース B



$P_e$	蒸発器圧力			$T_{eo}$	温水出口温度
$Q_e$	温水処理熱量	$Q_{es}$	蒸発器処理熱量	$P_{co}$	タービン出口圧力
$G_{ve}$	タービン流量	$G_{ve}$	蒸発量	$T_{co}$	凝縮器出口温度
$Q_{cs}$	凝縮器処理熱量	$Q_c$	冷水処理熱量	$Q_{tub}$	タービン出力

図 3-3 バロメトリック OC-OTEC システムのシミュレーション・フローチャート

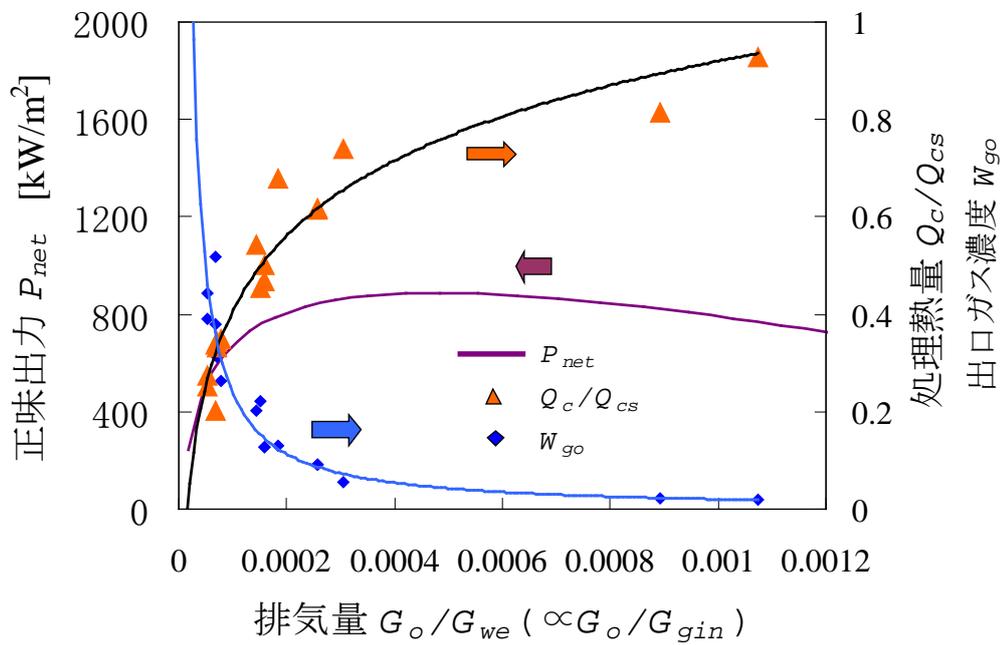
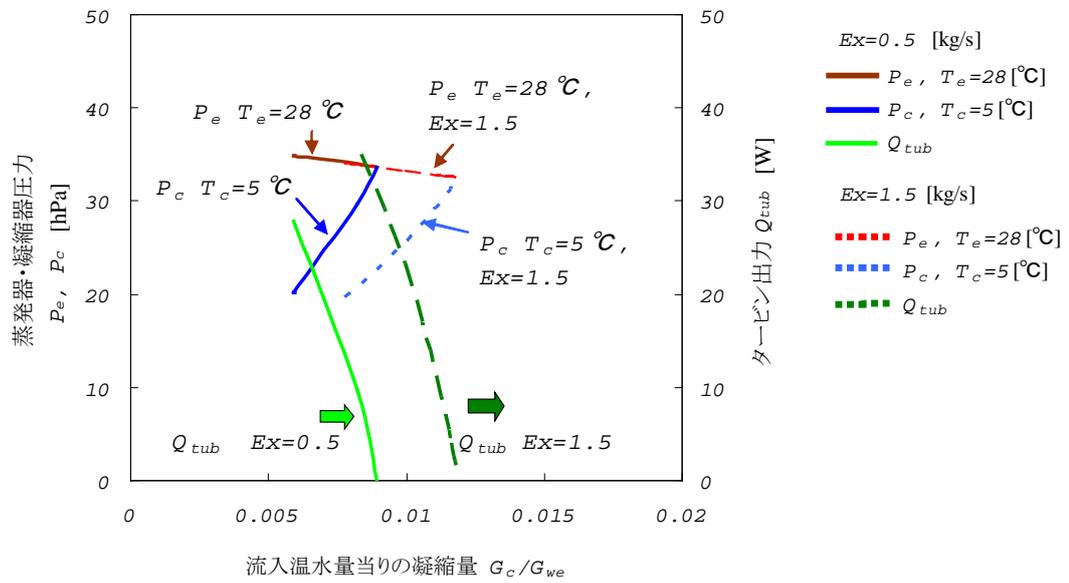


図 3-4 流入温水量当りの排気量対する凝縮処理熱量と出口不凝縮ガス濃度の関係 (図 2-18 より)



排気量固定モード

$P_e$ : 蒸発器圧力,  $P_c$ : 凝縮器圧力,  $G_c$ : 凝縮量

$G_{we}$ : 流入温水量,  $Q_{tub}$ : タービン出力

図 3-5 流入海水量当りの凝縮量に対する圧力と出力の関係と排気による変化から示される作動範囲

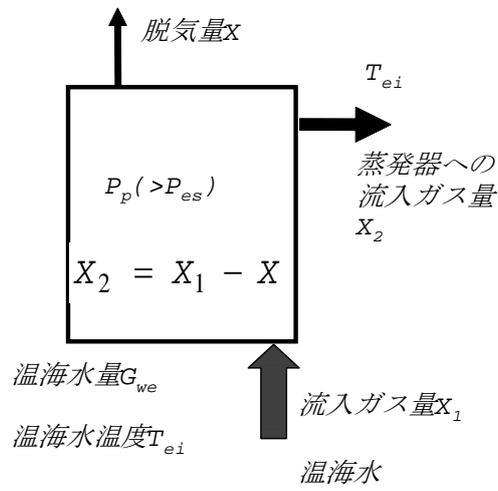


図 3-6 前置脱気器のブロック図

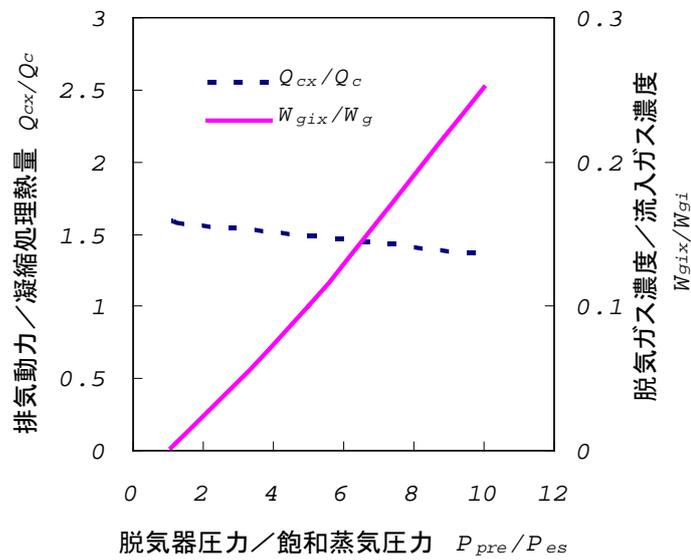


図 3-7 蒸発器との圧力差と脱気割合

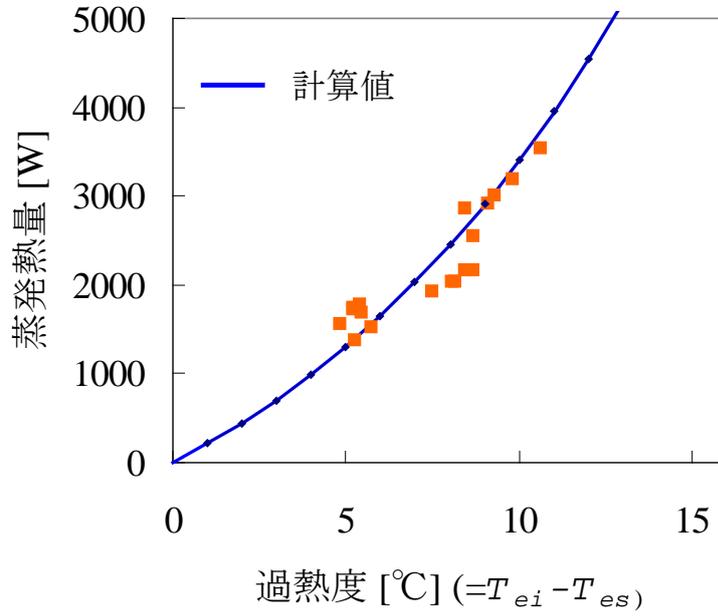


図 3-8 蒸発特性

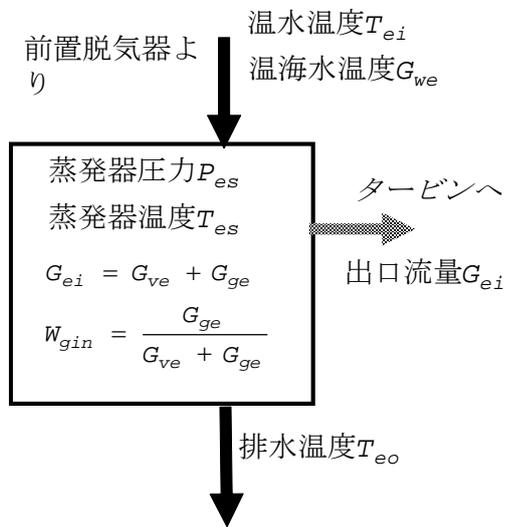


図 3-9 蒸発器ブロック図

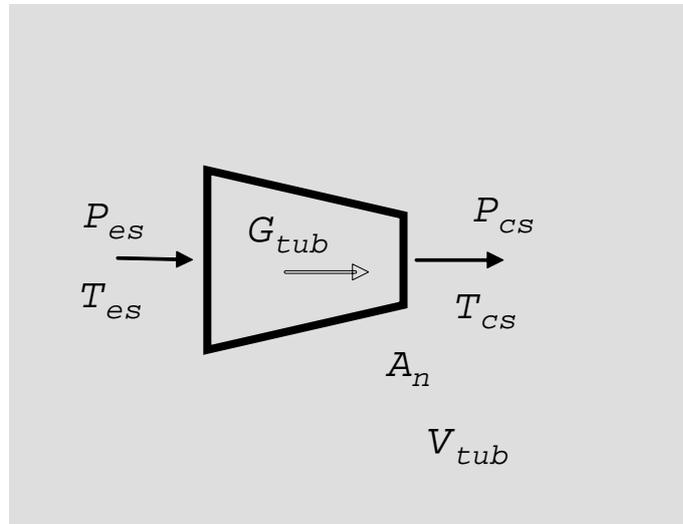


図3-10 タービン・ノズル

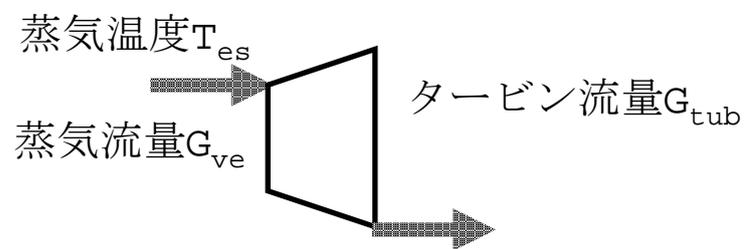


図3-11 タービンプロック図

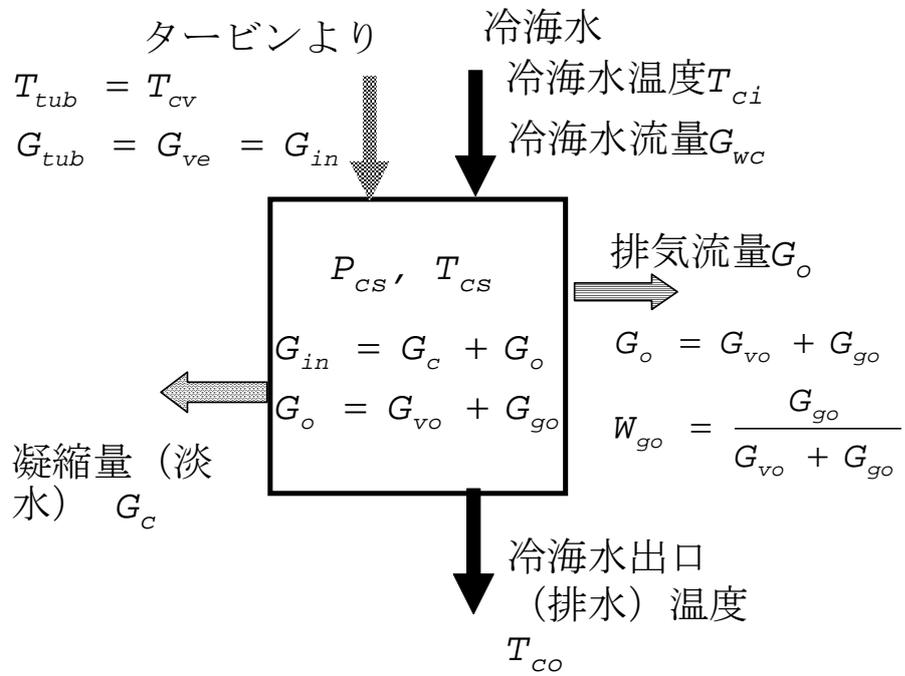


図3-12 凝縮器ブロック図

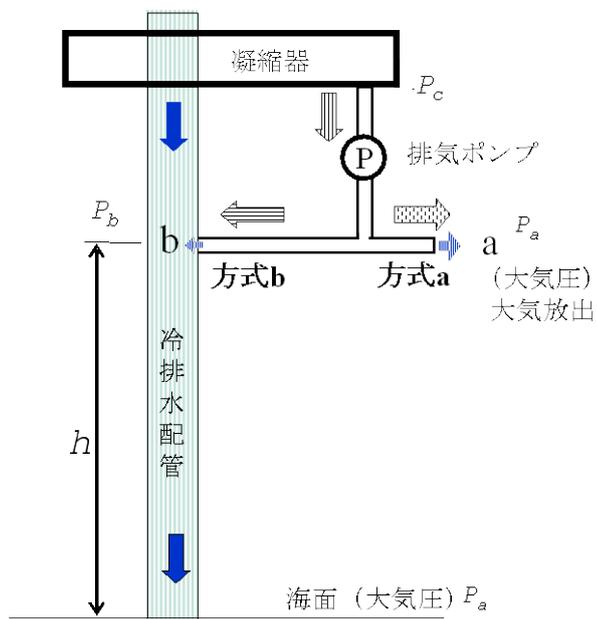


図3-13 新排気方式のポンプの概要

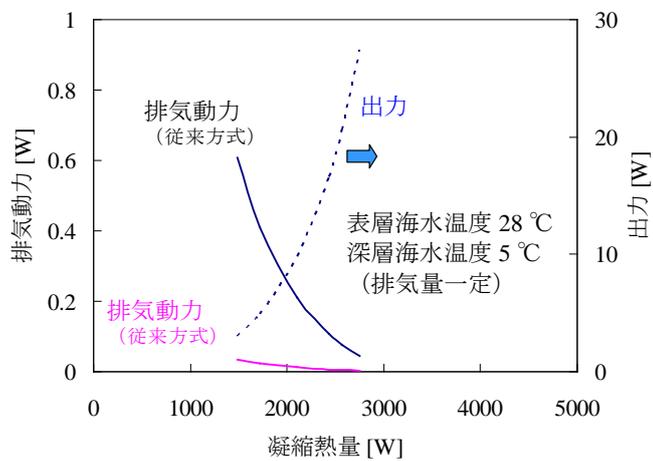


図3-14 排気動力と出力

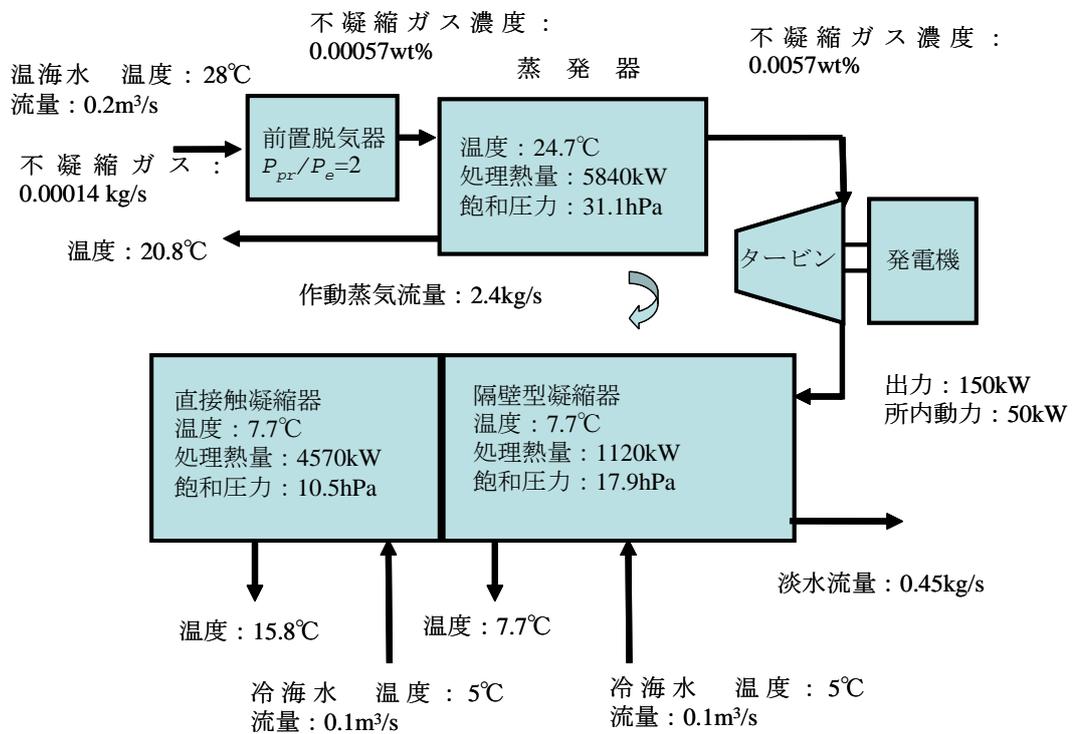
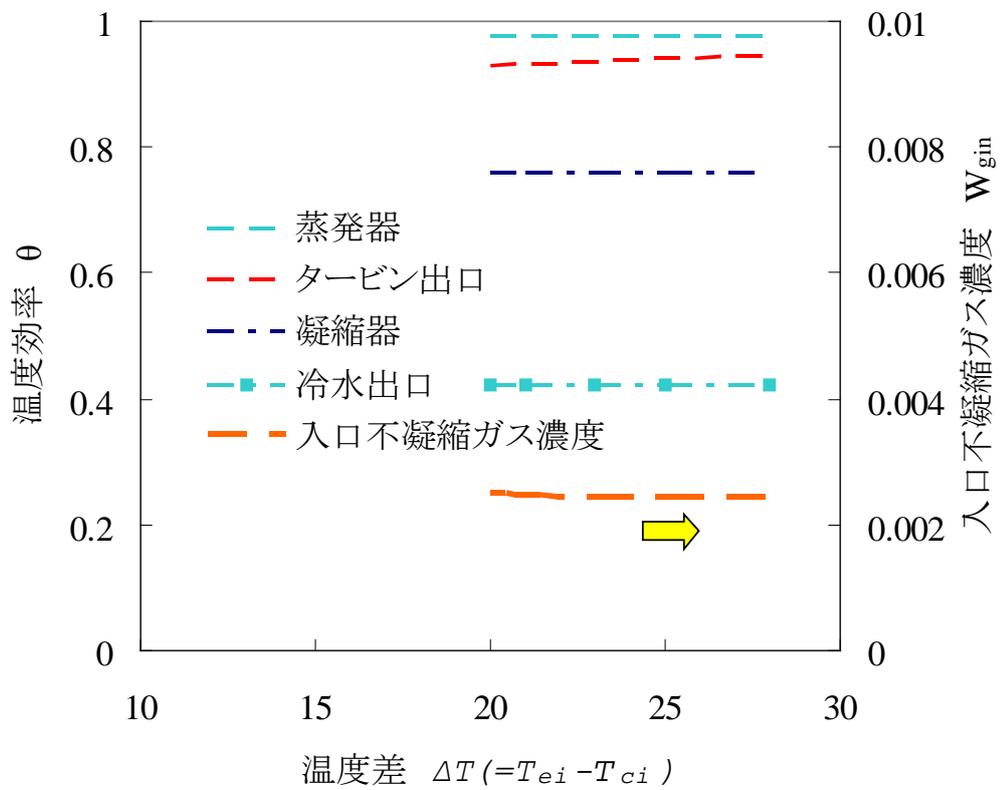


図3-15 100kW級OC-OTECの計算結果



温海水 0.0005 m<sup>3</sup>/s 、 25 ~ 32 °C  
 冷海水 0.001 m<sup>3</sup>/s 、 5 °C  
 ノズル面積 0.0079 m<sup>2</sup>  
 前置脱気器使用  $P_{es} = 2$  倍  
 直接接触凝縮器割合 0.6

図 3-16 温度配分

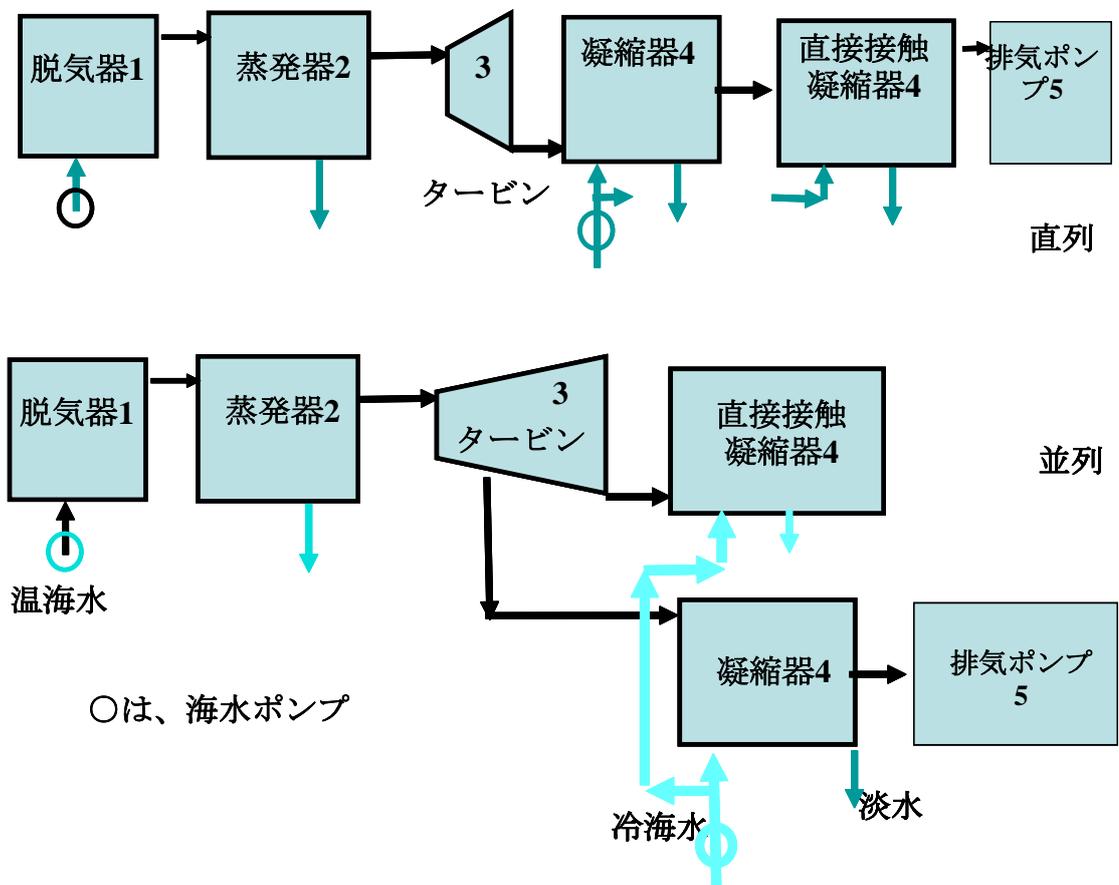
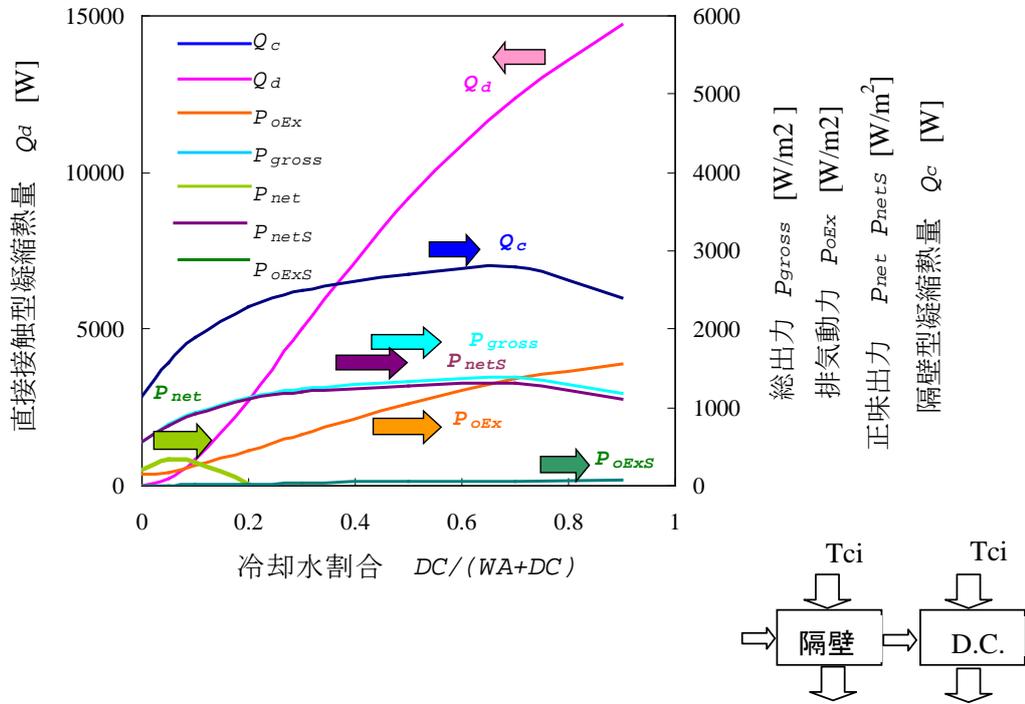
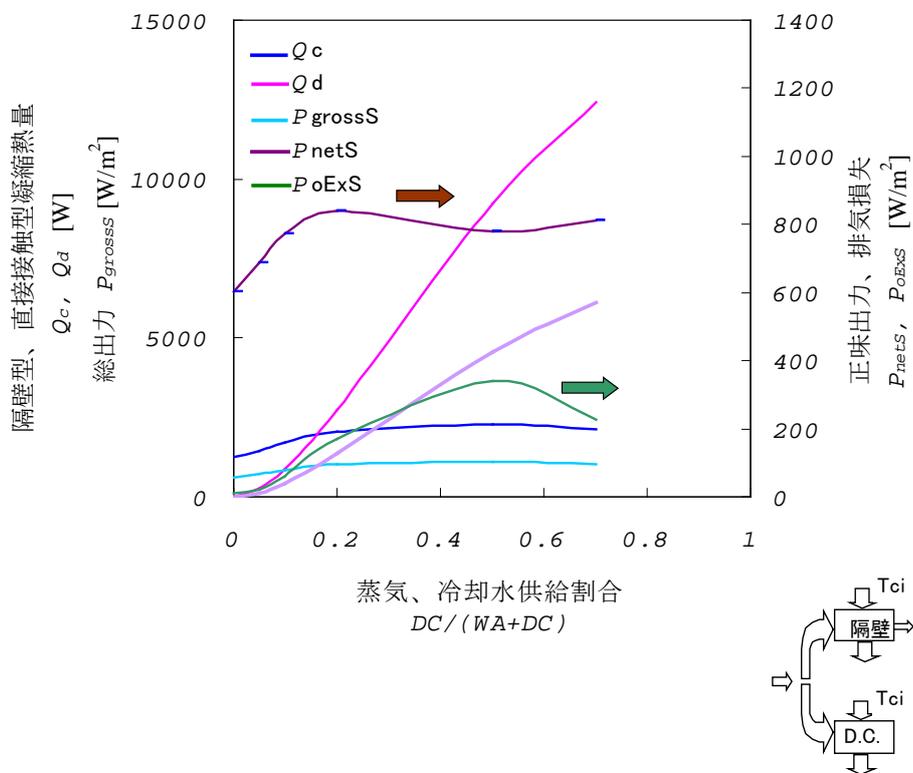


図 3-17 OC-OTEC システムの凝縮器構成



DC : 直接接触型凝縮器      WA : 隔壁型凝縮器  
 温水温度 : 28℃、 温水流量 0.00005 m<sup>3</sup>/s  
 冷水温度 : 5℃、 冷水流量 0.00005 m<sup>3</sup>/s  
 直接々触型 (DC) と隔壁型 (WA) に流れる冷水量は  
 WA+DC 一定で WA/(WA+DC) の割合で供給される。

図3-18 直接接触凝縮器との直列組み合わせ



DC : 直接接触型凝縮器      WA : 隔壁型凝縮器

温水温度 28 °C      温水流量 0.00005 m<sup>3</sup>/s

冷水温度 5 °C      冷水流量 0.00005 m<sup>3</sup>/s

直接々触(DC)と隔壁型(WA)に流れる冷水量は WA+DC  
一定で WA/(WA+DC)の割合で供給される。

直接々触(DC)と隔壁型(WA)へは、水蒸気とガス量が  
WA+DC一定で WA/(WA+DC)の割合で供給される。

図3-19 直接接触凝縮器との並列組み合わせ

## 第 4 章 結論

再生可能エネルギーの中で最も安定したエネルギー源と目される海洋温度差エネルギーに関し、発電と同時に淡水が得られ、低損失化を可能とする変換方式としてのバロメトリック型 OC-OTEC システムの研究を行った。

1. 凝縮器内部の不凝縮ガス濃度分布をガスクロにより測定し、実験的に明らかにした。そして、Sparrow-Lin による計算結果と実験による流入ガス濃度との関係を明らかにし、不凝縮ガス存在下における OC-OTEC 用凝縮器の設計指針を示した。
2. 傾向としては、図 2-17 に示すように排気量を増すと徐々に凝縮熱量の増加が緩慢になる。また、排気により凝縮器内部の不凝縮ガス濃度は小さくなるため、凝縮器外部への蒸気流出量が多くなることを示した。
3. 直接接触凝縮に関しては、噴流についての凝縮モデルを構築し、直接接触における凝縮現象を明らかにし、排気量に対する温度効率が隔壁型よりも約 16 倍あることを明らかにした。
4. 不凝縮ガスによる影響解析のための OC-OTEC シミュレーション・プログラムを開発した。それを用いたシミュレーション計算によりシステム全体への不凝縮ガスによる影響について検討し、温海水量当たりの排気量に対する凝縮処理熱量の関係を見ることで、最適な不凝縮ガス駆逐量を明らかにした。海水量で見ると約 0.0002 の排気量（不凝縮ガス量当り排気量では 10 倍）で 0.55 の凝縮処理熱量が可能となる。正味出力は、排気量 / 流入不凝縮ガス量  $G_o / G_{gin}$  が 20 の場合に最大となり最適値を示す。さらに、冷海水

流量当たりの排気量に対する出力と圧力変化から、その作動範囲を明らかにした。

5. 淡水生成と発電をバランスさせた隔壁型と直接接触型凝縮器を直列配置させたシステム構築方法を明らかにし、各機器について低損失化の方法を示すことで、OC-OTECシステムの基本的設計法を確立した。主な低損失化については、OC-OTEC用前置脱気器と排気動力を低減可能なバロメトリック型の高さを利用した新排気方式の排気ポンプを用いたシステム構成を明らかにし、従来型の真空ポンプの約1/10の動力で行われることを示した。その例として、発電端電力150kWの場合、新排気方式を用いた主な所内動力として差し引いた100kWが正味電力となることを示した。
6. 今後の課題として、海洋温度差エネルギーは再生可能エネルギーの中では安定したエネルギー源であるため、実用に即した各機器の検討を行うことで、よりコンパクトで淡水が得られる事を特徴とした多目的小規模発電所が可能となる。温度差エネルギーの豊富な太平洋の孤島群におけるスマートグリッド（又はマイクログリッド）のベース電力を担う発電所の一つと成り得ると考えられる。

## 謝辞

本研究をまとめるにあたり、指導教官石田政義筑波大学教授には、親切な御指導と有益な御助言を賜りました。ここに、謹んで感謝の意を表します。

本研究の機会と共に本論文をまとめる機会を与えていただき、多くの御助言と御指導を賜りました本間琢也筑波大学名誉教授に心から感謝いたします。

本研究の機会を与えてくださった梶川武信元環境エネルギー研究室長（現湘南工科大学名誉教授）には、本研究をまとめるにあたって本論文について極めて多くの御助言と御指導をもいただき、論文審査の副査も引き受けていただきました。ここに深く感謝いたします。

副査を勤めていただいた、阿部豊筑波大学教授、西岡牧人筑波大学教授、文字秀明筑波大学准教授には、適切な御意見と御討論を賜りました。ここに深く感謝いたします。

岩崎和市筑波大学教授そして花田信子筑波大学助教には論文を精査していただき、御助言と御指導を賜りました。ここに深く感謝いたします。また、石田研究室の学生の皆様には論文完成に関して御協力いただきました。ここ厚くお礼申し上げます。

産業技術総合研究所における後半の研究と学会論文執筆に関して、御指導いただいた田中忠良前環境エネルギー研究室長に厚くお礼申し上げます。

本研究は電子技術総合研究所（現産業技術総合研究所）においてサンシャイン計画の新エネルギー技術の基礎研究開発の一環である「海洋温度差発電システムに関する基礎研究」で行なわれた発電システムの最適化および熱交換器の高性能化の一部についてまとめたものである。この間に旧電子技術総合研究所・環境エネルギー研究室各位には多大なご支援をいただいたことに厚くお礼申し上げます。