

# 海洋温度差発電用タービンの 最適化プログラミング (TURBOTEC)

上原 春男<sup>\*1</sup>, 中岡 勉<sup>\*2</sup>,  
池上 康之<sup>\*1</sup>, 武石 誠二<sup>\*3</sup>

## Optimization Programming of a Single-Stage Reaction Axial Flow Turbine for OTEC(TURBOTEC)

Haruo UEHARA, Tsutomu NAKAOKA,  
Yasuyuki Ikegami and Seiji TAKEISHI

Optimization programming of a single-stage reaction axial flow turbine for ocean thermal energy conversion(OTEC) are developed by using the method of steepest descent and the method of Hook and Jeeves. This programming is named TURBOTEC. The parameters in the objective function consist of the number of nozzle and rotor blades, specific speed, specific diameter, nozzle outlet angle and ratio of blade to diameter. The calculation method of the turbine efficiency, change of state in turbine, blade shape of the turbine, pressure loss of the turbine, specific speed and the specific diameter are present. The procedure a main program, and subroutine programs for these calculations are shown.

Key Words: OTEC, Optimization, Turbine, Programming, Pressure Loss

### 1. 緒言

海洋温度差発電は、海洋の表層と深層の海水の温度差による熱エネルギーを、電気エネルギーに変換するシステムである。海洋温度差発電の各構成機器については、各方面で、理論的および実験的研究が多数行われている<sup>(1)</sup>。特に、海洋温度差発電の主要な構成機器である熱交換器については、多くの論文が発表されている<sup>(2-4)</sup>。

タービンは、海洋温度差発電システムで主要な役割を果たす構成機器の1つである。Veenemaら<sup>(5)</sup>は、アンモニアタービンの設計法を提案している。彼らは、周速度一定の仮定のもとに設計を行っている。さらに、タービンの種々の形状を決定するのに多くの図や表を用いている。このために、多大の時間と労力を要する割には、彼らの設計法は精度が高くはない。OTEC用の

タービンは、従来の水蒸気タービンやガスタービンと比較して、利用できる温度差が小さいために、タービンの入口と出口の熱差が小さい。このために、OTEC用のタービンの性能は、海水の温度変化に大きく影響を受ける。このことから、海洋温度差発電用タービンの設計は精度良く行う必要がある。

そこで、著者らは、オペレーションリサーチで用いられている最急勾配法<sup>(6)</sup>と、HookとJeevesのパターン探索法<sup>(7)</sup>を併用した海洋温度差発電用タービンの最適設計法を開発した。本報は、その最適化のためのプログラミングを示す。また、その使用方法について述べる。

### 主な記号

- b : 軸方向長さ ■
- c : 弦長 ■, 式(13)
- C : 絶対速度 ■/s
- C<sub>d</sub> : 回転円板摩擦係数, 式(47)~(50)
- C<sub>PO</sub> : ディフューザー効率
- D : 直径 ■
- D<sub>p</sub> : ピッチ円径 ■, 式(5)

原稿受付 平成 4年11月31日

\*1 佐賀大学工学部付属海洋温度差エネルギー  
実験施設

\*2 水産大学校機関学科

\*3 九州電力株式会社

$D_a$  : 比直径  $m, m^3/s, m$ , 式(56)  
 $g$  : 重力加速度  $m/s^2$   
 $h$  : 翼高さ, エンタルピー  $m, kJ/kg$   
 $h_0$  : 全エンタルピー  $kJ/kg$   
 $H$  : 形状係数  
 $H_{ad}$  : 理論断熱熱落差  $kJ/kg$   
 $l$  : そり線長  $m$ , 式(14)(15), 図 4  
 $m_{wf}$  : 作動流体質量流量  $kg/s$   
 $n$  : 回転数  $rpm$   
 $N_s$  : 比速度  $r.p.m, m^3/s, m$ , 式(55)  
 $P_G$  : 発電端出力  $W$ , 式(3),  
 $P_0$  : 全圧力  $Pa$   
 $R$  : 半径  $m$   
 $R_{ms}$  : 平均二乗半径  $m$ , 式(4)  
 $P_{r,op}$  : 物性値  
 $Q$  : 作動流体体積流量  $m^3/s$   
 $Re$  : 翼レイノルズ数, 式(25)  
 $Re_d$  : 式(51)  
 $s$  : 頂げき  
 $t$  : ピッチ  $m$ , 式(12)  
 $t_b$  : 後縁厚さ  $m$   
 $T$  : 温度  $^{\circ}C$   
 $U$  : 周方向速度  $m/s$   
 $W$  : 相対速度  $m/s$   
 $Z$  : ブレード数  
 $\alpha$  : 絶対流出入角  $^{\circ}$   
 $\beta$  : 相対流出入角 ( $\Delta \beta_{cl}$ : 偏向角)  
 $\delta$  : 歩み  
 $\delta^*$  : 運動量厚さの無次元数, 式(22)  
 $\zeta$  : 損失係数  
 $\eta$  : 効率  
 $\theta$  : 排除厚さ  $m$ , 式(26)  
 $\theta^*$  : 排除厚さの無次元数, 式(23)  
 $\lambda_1$  : 入口角  $^{\circ}$   
 $\lambda_2$  : 出口角  $^{\circ}$   
 $\lambda_s$  : 食違い角  $^{\circ}$   
 $\lambda_{\infty}$  : ベクトル平均角  $^{\circ}$   
 $\nu$  : 動粘性係数  $m^2/s$   
 $\rho$  : 密度  $kg/m^3$   
 $x_m$  : タービン入口, 出口での平均乾き度  
 $\Delta$  : ハブとハウジングとの隙間  $m$   
 $\Delta h$  : 損失  $kJ/kg, J/kg$

2 : ノズル出口 (ロータ入口)  
 3 : ロータ出口  
 $ad$  : 断熱  
 $IN$  : タービン入口  
 $N$  : ノズル  
 $OUT$  : タービン出口  
 $R$  : ロータ  
 $s$  : 食違い角

## 2. 海洋温度差発電用タービンの特徴と基礎式

### 2.1 タービンの特徴

海洋温度差発電用タービンの特徴は、次のようなものがあげられる。

(1) 海洋温度差発電で利用される温海水の温度が  $20 \sim 30^{\circ}C$  であるため、タービンの初温は、およそ  $15 \sim 25^{\circ}C$ 、初圧は、 $0.6 \sim 0.9 MPa$  である。

(2) 海洋温度差発電で利用できる温冷海水の温度差が  $15 \sim 25^{\circ}C$  と限られるため、タービン入口と出口の温度差は  $10 \sim 15^{\circ}C$ 、圧力差は  $0.3 \sim 0.5 MPa$  と小さく、このためタービンでの断熱熱落差は小さくなる。

(3) これらの理由により、タービンの出力を大きくするには、多量の作動流体が必要になる。

本報は、海洋温度差発電用タービンには、図 1 に示すような単段反動軸流タービンの最適形状について述べる。

### 2.2 タービン効率と設計評価

タービンの最適設計では、ノズル損失、ロータ損失、排気損失、回転円板損失、湿り損失、外部漏れ損失、機械損失などを最小にして、タービン効率を最大にするのが目的である。

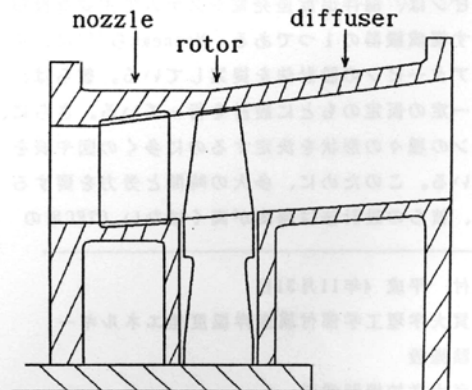


図 1 単段反動軸流タービンの断面図

添字

1 : ノズル入口

本報では、タービン効率 $\eta_T$ を、次式のように定義する。

$$\eta_o = \{ H_{ad} - (\Delta h_N + \Delta h_R + \Delta h_{ex} + \Delta h_o + \Delta h_{wet}) \} / H_{ad} \quad \text{-----(1)}$$

$$\eta_T = \eta_o \cdot \eta_m \quad \text{-----(2)}$$

ここで、 $\eta_o$ はタービン理論内部効率、 $\eta_m$ はタービン機械効率、 $\eta_T$ はタービン効率、 $\Delta h_N$ はノズル損失、 $\Delta h_R$ はロータ損失、 $\Delta h_{ex}$ は排気損失、 $\Delta h_o$ は回転円板損失、 $\Delta h_{wet}$ は湿り損失、 $H_{ad}$ は理論断熱熱差である。

発電端出力 $P_o$ は、式(2)を用いて次式で定義する。

$$P_o = m_{wf} \eta_T H_{ad} \quad \text{-----(3)}$$

図2に、タービン内部での状態変化と各損失を示す。

本報では、式(2)のタービン効率が、与えられた条件のもとで最大になるようにする。すなわち、式(2)の $\eta_T$ を評価関数にとる。

2・3 エネルギー式

図3に直径と翼高さを示す。平均二乗半径 $R_{ms}$ は、次式で表せる。

$$R_{ms} = \{ (R_{lp}^2 + R_{hub}^2) / 2 \}^{1/2} \quad \text{-----(4)}$$

ここで、 $R_{ms} = D_p / 2$  ( $D_p$ はピッチ円径)、 $R_{lp} = D_{lp} / 2$  ( $D_{lp}$ はロータ径)、 $R_{hub} = D_{hub} / 2$  ( $D_{hub}$ はハブ径)である。

ピッチ円径 $D_p$ は、平均二乗半径 $R_{ms}$ の2倍と定義する。ロータ出口におけるピッチ円径は、 $D_3$ をロータ出口径、 $h_3$ をロータ出口の翼高さとするとき式(4)は次式のようになる。

$$D_p = [ D_3^2 \{ 1 - 2 (h_3 / D_3) + 2 (h_3 / D_3)^2 \} ]^{1/2} \quad \text{-----(5)}$$

ロータ入口におけるピッチ円径も同様に計算できる。速度三角形は、定義したピッチ円上で考える。

ノズルにおけるエネルギー式は、エネルギー保存の法則より次式が導入される。

$$h_1 = h_2 + (C_2^2 - C_1^2) / 2 \quad \text{-----(6)}$$

同様に、ロータにおいても次式が導入される。

$$h_2 + (W_2^2 - U_2^2) / 2 = h_3 + (W_3^2 - U_3^2) / 2 \quad \text{--(7)}$$

設計においては、エネルギー式(6)、(7)が保存されるように、流体の各速度、ノズルとロータの種々の形状を決定する。

2・4 ブレード形状の決定

図4に翼の形状を示す。ノズル・ロータの種々の形状は次式のBaljeの式<sup>(9)~(11)</sup>を用いて決定する。

$$\lambda_\infty = \tan^{-1} \{ 2 / (\cot \lambda_1 + \cot \lambda_2) \} \quad \text{---(8)}$$

$$F = 422.4465 - 7.99316 \lambda_1 + 0.0554526 \lambda_1^2 - 0.000133965 \lambda_1^3 \quad \text{-----(9)}$$

$$\lambda_B = \lambda_\infty \quad (\lambda_2 \leq F) \quad \text{-----(10)}$$

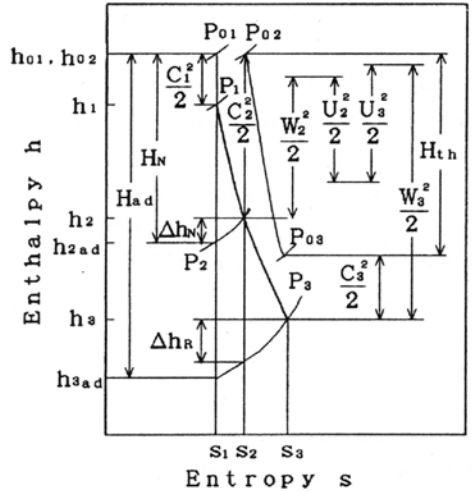


図2 タービン内部の状態変化

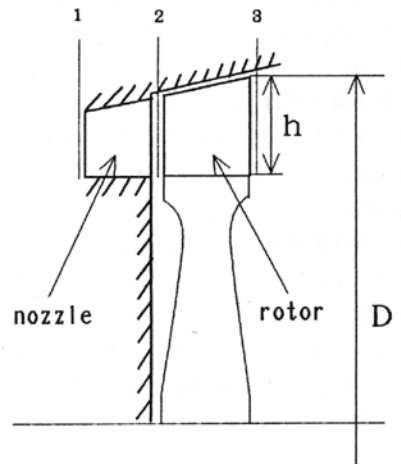


図3 直径と翼高さ

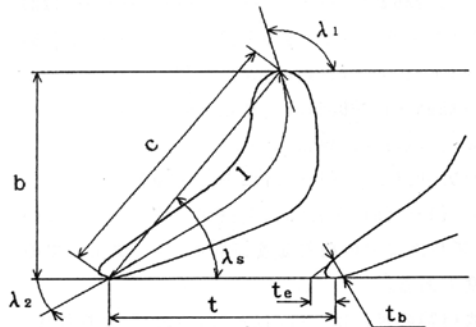


図4 翼の形状

$$\lambda_s = 15.2930 + 0.33845 \lambda_1 - 0.000669674 \lambda_1^2 \text{ -----(27)}$$

$$+ 0.4413227 \lambda_2 + 0.000266053 \lambda_2^2$$

$$+ 0.001201732 \lambda_1 \lambda_2 \quad (\lambda_2 > F) \text{ ----(11)}$$

$$t = D_p \pi / Z \text{ -----(12)}$$

$$c = 2t (\cot \lambda_2 - \cot \lambda_1) \sin^2 \lambda_2 / (0.9 \sin \lambda_s) \text{ -----(13)}$$

$$l = \{0.7221988 + 0.00504736 (\lambda_1 - \lambda_2)\} c$$

$$(\lambda_1 - \lambda_2 < 55.039) \text{ ----(14)}$$

$$l = c \quad (\lambda_1 - \lambda_2 \geq 55.039) \text{ ----(15)}$$

$$b = c \sin \lambda_s \text{ -----(16)}$$

### 3. 諸損失

タービンの最適設計を行うにあたって、式(1)に示した種々の損失をどのように見積もるかが必要になってくる。これについては、多くの研究者らが理論的および実験的解析を行い、タービンの損失を見積もる経験式を種々発表している<sup>(8)~(14)</sup>。

本報では、Veenema<sup>(5)</sup>の検討結果を参照し、次の諸式を用いる。

#### 3.1 断面損失係数 $\zeta_p$

断面損失係数 $\zeta_p$ は、CraigとCox<sup>(8)</sup>の定義に従って次式を用いる。

$$\zeta_p = N_{p1} \cdot \zeta_{p1} + \Delta \zeta_{p1} \text{ -----(17)}$$

$\zeta_{p1}$ は翼の流体摩擦損失係数で、高レイノルズ数域での補正項がある次式のBaljeの式<sup>(9)~(11)</sup>を用いて見積もられる。

$$\zeta_{p1} = 1 - [ \{ (K_1^2 / K_2^2) \cos^2 \lambda_2 + K_1 \sin^2 \lambda_2 \} / \{ 1 + 2(K_2^2 - K_1) \sin^2 \lambda_2 \} ] \text{ -----(18)}$$

ここで、

$$K_1 = 1 - \delta^* - \theta^* - t_s / t \text{ -----(19)}$$

$$K_2 = 1 - \delta^* - t_s / t \text{ -----(20)}$$

$$t_s = t_b / \sin \lambda_2 \text{ -----(21)}$$

$$\delta^* = 1.286 \theta^* \text{ -----(22)}$$

$$\theta^* = f \cdot \theta / (t \cdot \sin \lambda_2) \text{ -----(23)}$$

$$f = 1 + 71.0 / (\log_{10} Re)^{2.58} - \tanh (1.96508 \log_{10} Re - 8.51713) \text{ ----(24)}$$

$$Re = (C_2 \text{ or } W_3) l / \nu \text{ -----(25)}$$

$$\theta = 0.00211 [ \{ 1 - (\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1)^{4.5} \} / \{ 1 - (\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1) \} ]^{0.8} \text{ ----(26)}$$

$C_2$ はノズル出口での絶対速度、 $W_3$ はロータ出口での相対速度である。

また、式(17)の $N_{p1}$ は、CraigとCoxの図<sup>(8)</sup>より作成した次式を用いる。

$$N_{p1} = 1 + a_1 \cdot t_b / t + a_2 (t_b / t)^2$$

ここで、

$$a_1 = -5.3772 + 2.4626 \lambda_2 - 0.18742 \lambda_2^2$$

$$+ 0.53371 \times 10^{-2} \lambda_2^3 - 0.50168 \times 10^{-4} \lambda_2^4 \text{ -----(28)}$$

$$a_2 = 0.63683 \times 10^3 - 0.10251 \times 10^3 \lambda_2 + 6.0368$$

$$\times \lambda_2^2 - 0.14954 \lambda_2^3 + 0.12953 \times 10^{-2} \lambda_2^4 \text{ -----(29)}$$

式(17)の後縁形状による損失係数 $\Delta \zeta_{p1}$ には、CraigとCoxの文献<sup>(8)</sup>に示された図より作製した次の近似式を用いる。

$$\Delta \zeta_{p1} = 0.02750 (t_b / t) - 0.7500 (t_b / t)^2$$

$$+ 18.75 (t_b / t)^3 \text{ -----(30)}$$

#### 3.2 二次損失係数 $\zeta_c$

二次損失係数 $\zeta_c$ はBalje<sup>(9)</sup>によると、翼弦と翼高さの比に比例し、転向角と流れの加速度および翼列直前における境界層厚さを用いて次式で表す。

$$\zeta_c = K_c \cdot \zeta_{cmax} \text{ -----(31)}$$

ここで、

$$\zeta_{cmax} = (c / h) E$$

$$(\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1 \leq 1.0) \text{ -----(32)}$$

$$\zeta_{cmax} = (c / h) E (\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1)^2$$

$$(\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1 > 1.0) \text{ -----(33)}$$

$$E = [0.0388 \{ (\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1) + 0.08 \} \times \{ 1 + (\lambda_1 - \lambda_2) / 100 \} + 0.3377 \times 10^{-3} \{ 10 \{ (\sin \lambda_2 / \sin \lambda_1) + 0.08 \} \}^n]^{0.8}$$

$$\text{ -----(34)}$$

$$n = 1.5 + (\lambda_1 - \lambda_2) / 160 \text{ -----(35)}$$

Balje<sup>(9)</sup>は $K_c$ の値として、次のように提案している。

$$\text{ノズル} : K_c = 0.3 \text{ -----(36)}$$

$$\text{ロータ} : K_c = 0.3 + \tanh (2.875 H \zeta_{cN}) \text{ ----(37)}$$

$H$ は形状係数1.286である。

#### 3.3 頂げき損失係数 $\zeta_{c1}$

頂げき損失係数 $\zeta_{c1}$ は、次のHubert<sup>(12)</sup>の式を用いる。

$$\zeta_{c1} = \zeta_c (c / h) \sin \lambda_\infty \cdot \delta_u \text{ -----(38)}$$

ここで、

$$\zeta_c = 0.06963 \tanh (13s / c) \text{ -----(39)}$$

$$\delta_u = \cot \lambda_2 - \cot \lambda_1 \text{ -----(40)}$$

#### 3.4 ノズル損失 $\Delta h_N$

ノズル損失 $\Delta h_N$ は、ノズル損失係数を $\zeta_N$ とすると次式で表される。

$$\Delta h_N = \zeta_N / (1 - \zeta_N) \times (C_2^2 - C_1^2) / 2 \text{ ----(41)}$$

ここで、ノズル損失係数 $\zeta_N$ は、断面損失係数 $\zeta_p$ と二次損失係数 $\zeta_c$ の和として次式で表される。

$$\zeta_N = (\zeta_p + \zeta_c) N \text{ -----(42)}$$

3.5 ロータ損失  $\Delta h_R$

ロータ損失  $\Delta h_R$ は、ロータ損失係数を  $\zeta_R$ とすると次式で表される。

$$\Delta h_R = \zeta_R / (1 - \zeta_R) \times (W_3^2 - W_2^2) / 2 \quad \text{-----(43)}$$

ここで、ロータ損失係数  $\zeta_R$ は、断面損失係数  $\zeta_P$ 、二次損失係数  $\zeta_s$ と頂げき損失係数  $\zeta_{s1}$ の和として次式で表される。

$$\zeta_R = (\zeta_P + \zeta_s + \zeta_{s1})_R \quad \text{-----(44)}$$

3.6 排気損失  $\Delta h_{ex}$

排気損失  $\Delta h_{ex}$ は、ディフューザによる損失と残留速度損失の和として次式で表される。

$$\Delta h_{ex} = (1 - C_{P0}) \times C_3^2 / 2 + C_3^2 / 2 \quad \text{-----(45)}$$

ここで、ディフューザには、環状円すいディフューザを用いる。また、ディフューザ効率  $C_{P0}$ は、Sovranらのグラフ<sup>(13)</sup>より0.45とする。

3.7 回転円板損失  $\Delta h_D$

回転円板損失  $\Delta h_D$ は、摩擦トルクである次式で表される。

$$\Delta h_D = C_d \rho \omega^3 R^5 / 2 m_{WF} \quad \text{-----(46)}$$

ここで、回転円板摩擦係数  $C_d$ は貫流がないので、DailyとNeceの式<sup>(14)</sup>の次式を用いた。

$C_d$ は、 $C_{d1}$ 、 $C_{d2}$ 、 $C_{d3}$ および $C_{d4}$ の値の中で、一番最大のものとする。

$$C_{d1} = 2\pi / (B \cdot Re_d) \quad \text{-----(47)}$$

$$C_{d2} = 3.7 B^{0.1} \cdot Re_d^{-1/2} \quad \text{-----(48)}$$

$$C_{d3} = 0.08 B^{-1/6} \cdot Re_d^{-1/4} \quad \text{-----(49)}$$

$$C_{d4} = 0.102 B^{0.1} \cdot Re_d^{-1/5} \quad \text{-----(50)}$$

$$Re_d = R^2 \omega / \nu \quad \text{-----(51)}$$

$$B = 2\Delta / R \quad \text{-----(52)}$$

ここで、 $\omega$ は角速度、 $R$ はハブ径である。

3.8 湿り損失  $\Delta h_{wet}$

湿り損失  $\Delta h_{wet}$ は、次式で表される。

$$\Delta h_{wet} = (1 \sim 1.15) (1 - x_m) H_{s,d} \quad \text{-----(53)}$$

ここで、 $x_m$ は、アンモニアおよびフロン系を作動流体とする場合には、蒸気は湿り蒸気内で膨張すると考えられ、 $x_m$ をタービン入口、出口での乾き度の平均とする。

3.9 外部漏れ損失

海洋温度差発電では作動流体の完全密封が必要であるので、ここでは考慮しない。

3.10 機械損失  $\eta_m$

機械損失係数  $\eta_m$ は、作動流体を完全密封するために必要な軸シールによる損失等を考慮して、ここでは、 $\eta_m = 0.98$ とする。

本報では、3.1~3.10節以外の損失については考慮していない。

4. 最適化プログラミング

4.1 設計における仮定

(1) 流れは自由渦流れとする。すなわち、速度三角形はピッチ円上で考え、半径方向の流れは無視して設計を行うFree-Vortex-Design-technicを使う。図5にピッチ円上における速度三角形を示す。

(2) 全周送込翼列を考え、ノズル入口角は90°、ノズル入口における蒸気は飽和蒸気、ノズル入口における旋回はないものとする。

(3) 軸方向速度成分は一定とする。

(4) ノズル出口角  $\alpha_2$ は、食速い角とソリディティの比の関係が使える範囲  $\alpha_2 \geq 15^\circ$ とする。また、(1)の方法は、ロータ径に比べて翼高さが大きくなった場合使用できないので、この比  $h/D$ は0.3以下とする。

(5) 頂げきと翼高さの比  $s/h$ 、ハブとハウジングとのすき間とロータ出口径の比  $\Delta/D_3$ 、後縁厚さと翼高さの比  $t_{00}/h$ は、製作上の限界と思われる値0.02とする。

4.2 支配変数

タービン効率 $\eta_T$ は、前節での諸関係を用いると次式で表すことができる。

$$\eta_T = f(T_{IN}, T_{OUT}, P_G, m_{WF}, n, D_{1,2,3}, h_{1,2,3}, \alpha_{1,2,3}, \beta_{1,2,3}, Z_N, Z_R, P_{r,0}) \quad \text{-----(54)}$$

ここで、 $T_{IN}$ は蒸気入口温度、 $T_{OUT}$ は蒸気出口温度、 $P_G$ は発電端出力、 $m_{WF}$ は作動流体質量流量、 $n$ は回転数、 $D$ は各直径、 $h$ は各翼高さ、 $\alpha$ は各絶対流出入角、 $\beta$ は各相対流出入角、 $Z_N$ はノズルブレード数、 $Z_R$ はロータブレード数、 $P_{r,0}$ は物性値である。

タービンの設計の際には、一般に次の比速度  $N_s$ 、比直径  $D_s$ が用いられる。

$$N_s = n Q_3^{1/2} / (H_{s,d} / g)^{3/4} \quad [r.p.m, m^3/s, m] \quad \text{-----(55)}$$

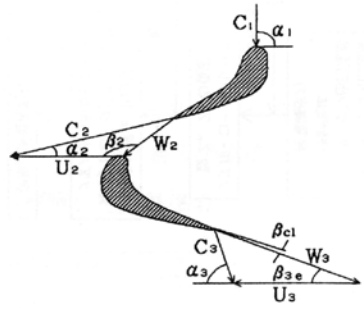


図5 速度三角形

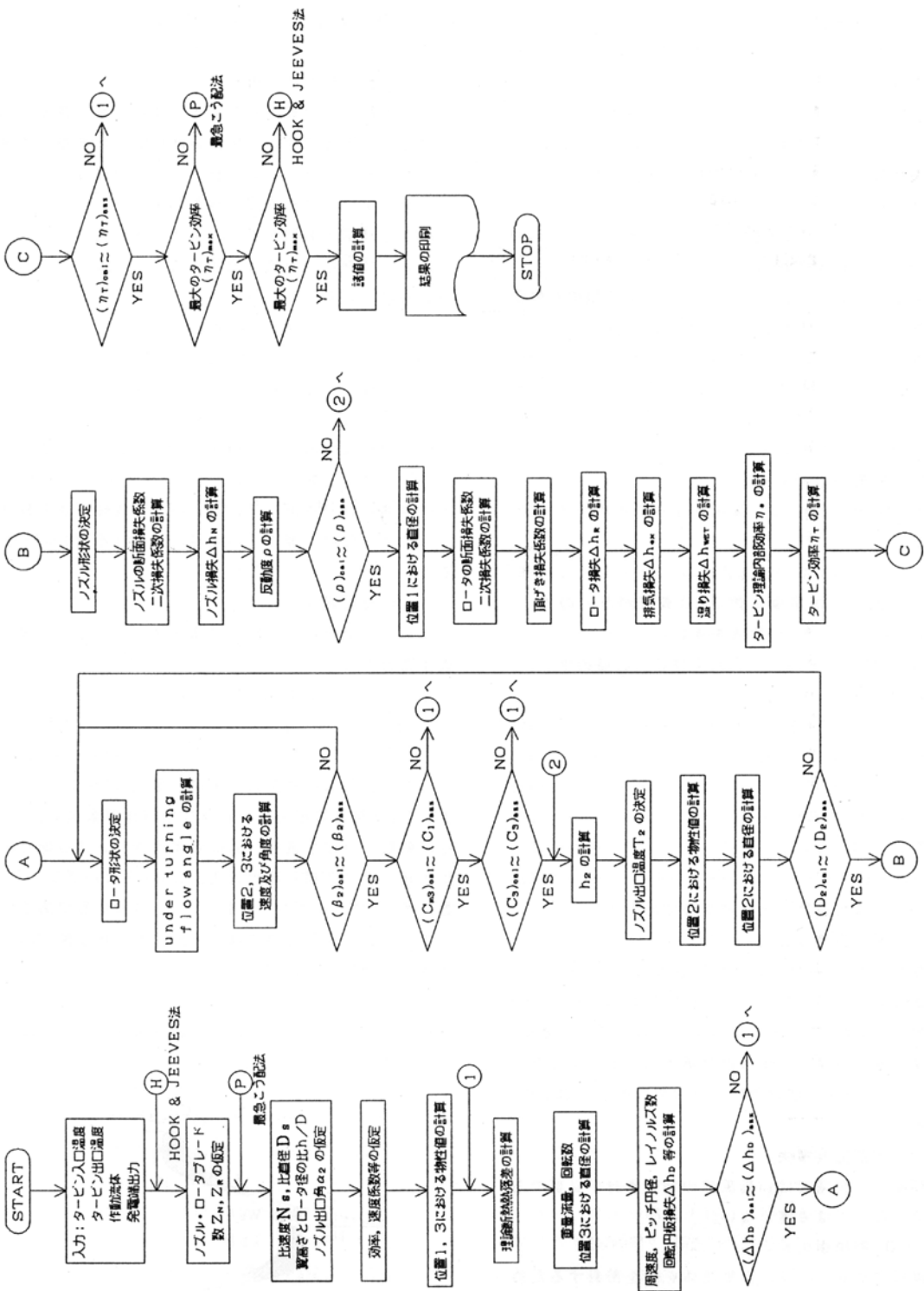


図6 最適化プログラミングのフローチャート

$$D_s = D_0 (H_{s,4} / g)^{1/4} / Q_3^{1/2} \quad [m, m^3/s, m] \quad \text{-----} (56)$$

ここで、 $Q_3$ はロータ出口での作動流体の体積流量である。

タービンの設計の場合、一般に、蒸気入口温度、蒸気出口温度、発電端出力、作動流体は与えられる。ゆえに、比速度、比直径を用いて製作上の限度を考慮すると、式(54)は次式のように整理できる。

$$\eta_T = f (N_s, D_s, \alpha_2, Z_N, Z_R, h/D) \quad \text{---} (57)$$

すなわち、式(57)の6変数、比速度、比直径、ノズル出口角、ノズルブレード数、ロータブレード数、翼高さ、とロータ径の比を組み合わせて、最もタービン効率が高い点を見つける。

#### 4.3 最適化プログラミング

図6に、最適化プログラミングのフローチャートを示す。1). タービンの入口温度、出口温度、作動流体の種類および発電端出力を与える。2). ノズルブレード数  $Z_N$ 、ロータブレード数  $Z_R$ 、比速度  $N_s$ 、比直径  $D_s$ 、ノズル出口角  $\alpha_2$ 、翼高さ、とロータ径の比  $h/D$  を仮定する。3). ノズル・ロータの各絶対速度および各相対速度の計算、ノズル・ロータブレード形状の決定、各損失等の計算を行う。4). タービン効率を求める。 $Z_N$ 、 $Z_R$ を決定する際には、HookとJeevesのパターン探索法を適用し、 $N_s$ 、 $D_s$ 、 $\alpha_2$ 、 $h/D$ を決定する際に

は、最急勾配法を適用して、最大のタービン効率を求める。

##### (1) 最急勾配法<sup>(6)</sup>

固定した  $Z_N$ 、 $Z_R$  に対して  $N_s$ 、 $D_s$ 、 $\alpha_2$ 、 $h/D$  を与えてタービン効率  $\eta_T$  を計算する。次に、他の変数は固定して  $N_s$  のみを若干変化させた場合のタービン効率  $(\eta_T)_{N_s}$  を計算する。これにより  $N_s$  に対する偏微分係数  $\{\eta_T - (\eta_T)_{N_s}\} / \Delta N_s$  を求める。そして、 $N_s$  に対する新しい値として、 $N_s' = N_s + \delta N_s \cdot [\{\eta_T - (\eta_T)_{N_s}\} / \Delta N_s]$  とする。以下同様にして  $D_s$ 、 $\alpha_2$ 、 $h/D$  と変化させ、タービン効率を計算する。これらの計算を繰返してタービン効率の最大値を求めて行く。

付録1に、最急勾配法の計算のアルゴリズムを示す。

##### (2) HookとJeevesのパターン探索法<sup>(7)</sup>

図7に、HookとJeevesのパターン探索法による  $Z_N$ 、 $Z_R$  の計算方法を示す。(図7の数字は計算順序を表す。)

仮定された  $Z_N$ 、 $Z_R$  (基準点) を含む周りの点の中で、一番効率の高い点 (以下最大効率点) を求める。その最大効率点と基準点が一致していなければ、基準点を移動させ同様な探索を行う。このように、一定の間隔でパターン移動を繰返すことによって最大値を求めて行く。そして、基準点と最大効率点が一致したと

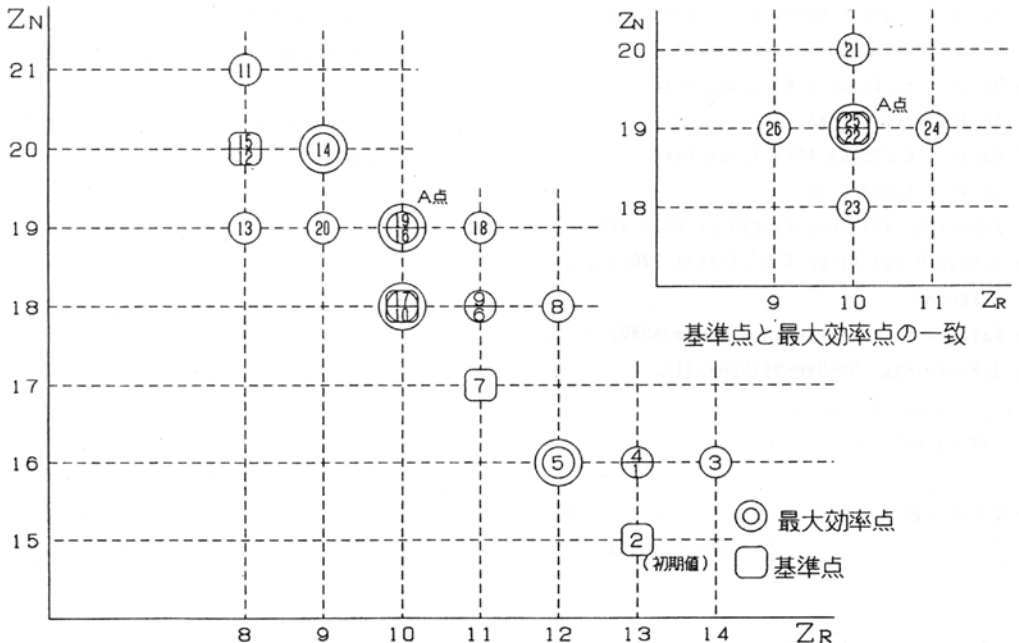


図7 Hook & Jeeves 法によるノズル・ロータブレード数の探索

きに探索は終了する。

付録1に、HookとJeevesのパターン探索法による計算のアルゴリズムを示す。

付録2に、海洋温度差発電用タービンの最適化プログラミング(TURBOTEC)のリストを示す。

付表1に、そのプログラム中の主なパラメータの説明を示す。

## 文 献

- (1) 上原, 海洋温度差発電本, (1983) オーム社, 1
- (2) Uehara, H. ・ほか4名, Proc. 6th OTEC Conf., 8・6 (1979), 1.
- (3) Uehara, H. ・ほか5名, Proc. 8th OTEC Conf., 2 (1981), 803.
- (4) Uehara, H. ・ほか4名, Proc. ASME/JSME Thermal Eng. Joint Conf., 2(1983), 253.
- (5) Veenema, R. J. Jr. ・ほか1名, National Technical Information Service, (1975)
- (6) 志水, システム制御と数理計画法, (1971), 48, コロナ社.
- (7) Dixon, L. C. W (松原訳), 非線形最適化計算法, (1974), 72, 培風館.
- (8) Craig, H. B. M. and Cox, H. J. A., Inst. Mech. Eng., 185-32/71(1970-71), 407.
- (9) Balje, O. E. and Binsley, R. J., Trans. ASME, J. Eng. Power, 68-GT-13(1968), 341.
- (10) Balje, O. E., Trans. ASME, J. Eng. Power, 60-WA-230(1962), 83.
- (11) Balje, O. E., Trans. ASME, J. Eng. Power, 60-WA-231(1962), 83.
- (12) Hubert, G., VDI Forschungsh., (1963), 496.
- (13) Sovran, G. and Klomp, E. D., (1967), 270, Elsevier.
- (14) Daily, J. W. and Nece, R. e., Trans. ASME, J. Basic Eng., 59-Hyg-9(1960), 217.