

# スターリングエンジンの簡易ガス温度推定法

Simple Prediction method of Gas Temperature for Stirling Engine

戸田富士夫\*<sup>1</sup>  
TODA Fujio

This paper propose new simple prediction method in cylinder gas temperature which allow the rapid and accurate calculation of boundary surface gas temperature in to the heat exchanger ( expansion spece, heater, regenerator, cooler and compression space ) in crank-driven Stirling engine, basis of temperature effectiveness. These model equation can be calculated only main dimension of Stirling engine. In these equations main necessary factor the compression ratio  $\epsilon$  and heat transfer unit number;  $NTU$ , overall heat transfer coefficient;  $K$  and meane mass flow rate  $\bar{m}$ , Reynolds number;  $Re$ , Nusselt number;  $Nu$ , Prandtl number;  $Pr$ .

It is possible that this analytical method quickly calculates gas temperature by giving the engine speed. It does not diverge like the quasi-steady flow model. Moreover, it is possible to obtain the value which is approximate to the measured value.

*Key words* : Stirling Engine, Engine Performance, Gas Temperature, Engine Analysis

## 1. まえがき

スターリングエンジンの性能解析法として、2nd-order<sup>1)</sup>による等温解析モデルおよび断熱解析モデルを用いることによって比較的有効な性能解析が可能であることが現在までの研究により示されている<sup>2)</sup>。しかし、等温解析モデル<sup>3)</sup>は膨張空間、圧縮空間の作動ガス温度、断熱解析モデル<sup>4)</sup>は加熱器、冷却器内の作動ガス温度がそれぞれ必要となり、設計の段階での内部ガス温度の予測や再生器効率の影響および圧縮比を変化させた場合における作動ガスの温度降下の影響を正確に予測することは事実上不可能である。これらの影響を考慮した解析法としては、3rd-order<sup>5)</sup>の準定常流解析モデル<sup>6)</sup>による解析が必要となる。しかし、準定常流解析モデルは数値積分による解析法であり、解析に時間を要する、またある程度信頼のある初期計算条件を与えられない場合、解析時に発散しやすくなる、等の設計初期段階における性能予測や熱交換器の設定の影響を考察する場合に不向きである。そこで、断熱変化の近似を用いることにより解析解として熱交換器の壁温度から内部のガス温度を推定する方法について提案する。

本報はエンジンの初期設計段階における有効な作動ガス温度を推定するために、熱交換器における温度効率から各空間でのガス温度を解析解として求め、各因子について考究する。

---

\*<sup>1</sup> 宇都宮大学 教育学部 技術教育教室

## 2. 解析方法

### 2.1 解析モデル

図1はエンジン各要素とその内部におけるガス温度の変化を示したものである。

各熱交換器の作動ガス温度の変化は温度効率 $E$ <sup>7)</sup>を用いて式(1)で示される。

$$T_{out} = E \cdot (T_w - T_{in}) \quad (1)$$

ここで、 $T_{in}$ ; 熱交換器入口温度,  $T_{out}$ ; 熱交換器出口温度,  $T_w$ ; 熱交換器壁温度,  $E$ ; 温度効率である。

また、高温空間及び低温空間では作動ガス温度が断熱変化をするという仮定<sup>8)</sup>を用いた場合、その温度変化はエンジンの圧縮比 $\varepsilon$ を用いて以下の式で表される。

$$T_{out} = \varepsilon^{1-\kappa} \cdot T_{in} \quad (2)$$

$$T_{out} = \varepsilon^{\kappa-1} \cdot T_{in} \quad (3)$$

式(2)は断熱圧縮, 式(3)は断熱膨張の場合を表している。ここで、 $T_{in}$ ; 高温・低温空間入口温度,  $T_{out}$ ; 高温・低温空間出口温度,  $\kappa$ ; 比熱比である。これらの関係式を用いて各境界面でのガス温度決定する。

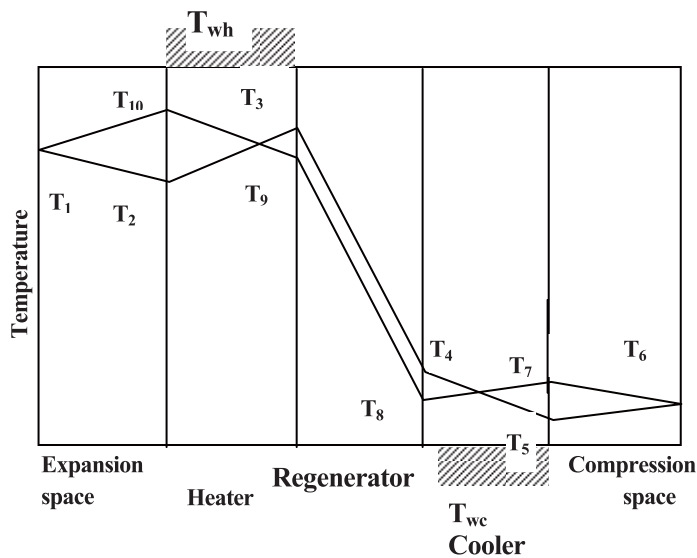


Fig.1 Simple prediction model of gas temperature

図中において  $T_1$  を膨張空間内の代表ガス温度とする。作動ガスは  $T_2 \rightarrow T_3$  において加熱器内を通過し加熱され,  $T_3 \rightarrow T_4$  において再生器内部を通過することによって再生器金網に熱が蓄えられ, そして  $T_4 \rightarrow T_5$  において冷却器内を通過することによって作動ガスが冷却される。これが等容冷却行程における作動ガスの流れである。次に作動ガスは断熱圧縮行程において圧縮されることになるが, 圧縮空間内の作動ガスは外部との熱交換を行わずに断熱変化をすると仮定する。また, 各熱交換器内に存在する作動ガスのサイクル中の温度変化は特に考慮しないものとする。次に, 作動ガスは

$T_7 \rightarrow T_8$  の加熱行程において冷却器を通過し冷却され、 $T_8 \rightarrow T_9$  において再生器内部を通過する際に蓄えていた熱を受け取り、そして  $T_9 \rightarrow T_{10}$  において加熱器で加熱される。加熱された作動ガスは膨張空間内において断熱変化をする。この熱交換器内のガス温度変化の関係を温度効率を用いて示すと以下ようになる。

$$T_1 = (T_2 + T_{10})/2 \quad (3)$$

$$T_3 = T_2 + (T_{wh} - T_2) \cdot E_h \quad (4)$$

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{wr2}) \cdot E_r \quad (5)$$

$$T_5 = T_4 - (T_4 - T_{wk}) \cdot E_k \quad (6)$$

$$T_6 = (T_5 + T_7)/2 \quad (7)$$

$$T_8 = T_7 - (T_7 - T_{wk}) \cdot E_k \quad (8)$$

$$T_9 = T_8 + (T_{wr1} - T_8) \cdot E_r \quad (9)$$

$$T_{10} = T_9 + (T_{wh} - T_9) \cdot E_h \quad (10)$$

$$T_{wr1} = (T_3 + T_9)/2 \quad (11)$$

$$T_{wr2} = (T_4 + T_8)/2 \quad (12)$$

ここで、 $E_h$  : 加熱器の温度効率、 $E_r$  : 再生器の温度効率、 $E_k$  : 冷却器の温度効率、 $T_{wr1}$  : 加熱器側の再生器平均温度、 $T_{wr2}$  : 冷却器側の再生器平均温度、 $T_{wh}$  : 加熱器の壁面温度、 $T_{wk}$  : 冷却器の壁面温度である。

また、膨張空間及び圧縮空間のガス温度は、断熱変化をするものと仮定すれば、エンジンの圧縮比  $\varepsilon$  を用いて次式で表される<sup>8)</sup>。

$$T_1 = T_{10}(1 + \varepsilon^{1-\kappa})/2 \quad (13)$$

$$T_6 = T_5(1 + \varepsilon^{\kappa-1})/2 \quad (14)$$

以上の関係式を連立させて解くことにより、膨張空間の作動ガス温度  $T_1$  ( $T_1 = T_h = T_e$ ) は、次式で与えられる。

$$T_1 = \frac{\alpha_{wh} \cdot T_{wh} + \alpha_{wk} \cdot T_{wk}}{\alpha_1} \quad (15)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 2 \cdot [(1+z_r^2) + \varepsilon_1 \cdot z_h^2 \cdot (1+z_r) \cdot E_r - \varepsilon_2 \cdot E_r \cdot (1+z_r) \cdot z_k^2 + \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot (4 \cdot z_r^2 - E_r^2) \cdot z_h^2 \cdot z_k^2] + \varepsilon_2 \{4 \cdot z_h \cdot z_r^2 - E_r^2 \cdot z_h - E_r \cdot (1+z_r)\} E_h \cdot z_k^2 \\ \alpha_{wh} &= (1+\varepsilon_1) \cdot [E_h \cdot (1+z_r) \{(1+z_r + E_r \cdot z_h)\} \\ \alpha_{wk} &= 2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_k \cdot z_h \cdot z_r \cdot (1+z_r) (1+\varepsilon_2 \cdot z_k) \end{aligned}$$

である.

ただし,

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \varepsilon^{1-\kappa}, \quad \varepsilon_2 = \varepsilon^{\kappa-1}, \\ Z_h &= 1 - E_h, \quad Z_r = 1 - E_r, \quad Z_k = 1 - E_k \end{aligned}$$

である.

以上のようにして膨張空間内の平均ガス温度を求める事ができる.  $T_1 \sim T_{10}$  の内の温度の一つを求めた事により式 (3) ~ 式 (14) により逐次境界面でのガス温度を計算することができる. 膨張空間温度と圧縮空間温度を求めた後は, 解析して得られたガス温度を与える事によって 2nd-order の等温解析モデル<sup>9)</sup> および断熱解析モデル<sup>4)</sup> が使用できる.

## 2.2 加熱器および冷却器の温度効率

加熱器及び冷却器での温度効率  $E$  は熱単位移動数  $NTU$  (ユニット数) を用いて簡易的に次式で表される<sup>10)</sup>.

加熱器, 冷却器:

$$E_{h,k} = 1 - e^{-NTU_{h,k}} \quad (16)$$

$$NTU_{h,k} = \frac{h_{h,k} \cdot S_{h,k}}{\bar{m}_{h,k} \cdot c_p} \quad (17)$$

$$h_{h,k} = Nu \frac{\lambda_{h,k}}{d_{h,k}} \quad (18)$$

ここで,  $h_{h,k}$  は加熱器及び冷却器の円管内乱流熱伝達率 (管外壁からは熱通過率を用いる),  $S_{h,k}$  は作動ガスと接している加熱器及び冷却器の表面積,  $\bar{m}_{h,k}$  は加熱器または冷却器を通過する単位時間当たりの質量流量の平均値,  $c_p$  は定圧比熱,  $Nu$  はヌセルト数 (熱伝達率の大きさを表す無次元数) を示している.  $NTU$  はその熱交換器の熱交換能力を示す無次元数であり, この値が大きいかほど性能は良い事になる.

(1) 加熱器および冷却器の熱通過率<sup>10)</sup>

対流熱伝達率は物体の表面温度  $T_w$  と  $T_f$  なる流体（ガスや液体）が流れているとき、物体表面には温度境界層が形成され、それを貫いて熱が流体と物体間を高温より低温に流れる。その熱流束を  $q$  とすると、 $q$  は層変化をしないときにはほぼ温度差  $|T_f - T_w|$  に比例し、例えば  $T_f > T_w$  のときは  $q = h (T_f - T_w)$  となる。ここで  $h$  は比例定数で熱伝達率と呼んでいる。単位は  $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$  である。熱伝達率は流体の種類、流速、物体の形状、大きさなどで決まるなかば技術的な係数であり、設計上かなり変えられる。もし壁を通して管外から管内への伝熱に関して、高温流体  $T_f$  から低温流体  $T_h$  への直接の伝熱に関する係数  $K$  を導入すると

$$Q = K \cdot (T_f - T_h) \quad (19)$$

で表される。 $K$  は熱通過率もしくは熱貫流率とも呼ばれる係数である。

この熱通過率の値は加熱器の形状によって大きく異なるが、ここでは一つの例としてフィンチューブ式加熱器の計算式について述べる。フィンチューブ式加熱器では中空円筒をモデルとし、熱通過率  $K_h$  は、管内の伝熱面積  $S_{hi}$ 、管内熱伝達率  $h_{hi}$  と管外の伝熱面積  $S_{ho}$ 、管外熱伝達率  $h_{ho}$ 、フィン効率  $\phi_o$  及び管の熱抵抗  $R_w$ 、汚れ係数  $R_f$  より次式で与えられる。

$$\frac{1}{K_h} = \frac{1}{h_{hi} \cdot S_{hi}} + \frac{1}{\phi_o \cdot h_{ho} \cdot S_{ho}} + R_w + R_f \quad (20)$$

円管内および円管外の熱伝達率は以下のようにして求める。

円管内の乱流熱伝達に対して、Dittus, Boelter の関係式<sup>11)</sup> からヌセルト数は次式で表される。

$$\text{Nu}_{di} = 0.023 \text{Re}_{di}^{0.8} \text{Pr}_i^n \quad (21)$$

ここで、 $\text{Re}$ ; レイノルズ数（流れにおける粘性に関する値） $u \cdot d / \nu$ 、 $u$ ; ガス速度、 $d$ ; 代表長さ、 $\nu$ ; 動粘性係数 [空気;  $1.196 \times 10^{-4} \cdot P^{-1} \cdot T_h^{1.67}$  ( $\text{m}^2/\text{s}$ )] である。 $\text{Pr}$ ; プラントル数（速度境界層と温度境界層の厚さに比例する物性値） $C_p \cdot \mu / \lambda$ 、 $C_p$ ; 定圧比熱 [空気;  $0.522 T_h^{0.1136}$  ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )]、 $\mu$ ; 作動ガスの絶対粘度 [空気;  $0.3065 \times 10^{-6} \cdot T_h^{0.7214}$  ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )]、 $\lambda$ ; 熱伝導率 [空気;  $3.178 \times 10^{-4} \cdot T_h^{0.8}$  ( $\text{W}/\text{mK}$ )] とする。

指数  $n$  は次の値を用いる。

$$n = 0.3 \quad (\text{流体を加熱する場合})$$

$$n = 0.4 \quad (\text{流体を冷却する場合})$$

よって、管内と管内壁の熱伝達率  $h_i$  は、熱源流体の熱伝導率  $\lambda_i$  と管内直径  $d_i$  より無次元化した熱伝達率として次式となる。

$$h_{hi} = \text{Nu}_{di} \frac{\lambda_i}{d_i} \quad (22)$$

ここで、円管群の円管外の強制対流熱伝達は、Grimson の関係式<sup>6)</sup> から、次式で与えられる。

$$Nu_{do} = 0.244 C_H Re_{do \max}^{0.6} Pr_o^{0.33} \quad (23)$$

ここで、物性値は管群流入および流出前後の流体の平均温度と円管壁温度の平均温度を基準とする。なお、 $C_H$  は管列数に関する補正係数である。

管外壁と管外の熱伝達率  $h_o$  は、作動ガスの熱伝導率  $\lambda_o$  と管外直径  $d_o$  から次式で与えられる。

$$h_{ho} = Nu_{do} \frac{\lambda_o}{d_o} \quad (24)$$

管の熱抵抗  $R_w$  は、管の熱伝導率  $\lambda_w$  と管全長  $L_w$  から次式で与えられる<sup>7)</sup>。

$$R_w = \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi\lambda_w L_w} \quad (25)$$

実際の熱交換器では、流体中のさび・ごみ・炭素などの不純物の伝熱面へのたい積により、熱抵抗が増大し、伝熱性能が悪化する。しかし、汚れ方は、流体の性質・温度・流速、熱交換器の伝熱管温度・材質・表面状態などの運転条件により大きく変化し、解析に実際に組み込む事は非常に難しい。

フィンには、伝熱面積を上げ、伝熱量を増加させるために工業上、しばしば利用される。フィンには、直線フィン・環状フィン・突起フィン・螺旋状フィンなどの形式がある。

フィンのすべての部分の温度が、フィンの根本の温度に等しいと仮定したときの放熱量に比べると実際の放熱量は小さい。その比をフィン効率といい、次式で表せる<sup>7)</sup>。

$$\phi = \frac{\int h \cdot \Delta T \cdot dA}{h \cdot \Delta T_w \cdot A_f} \quad (26)$$

上式の記号を以下に示す。

ここで、 $h$ : 熱伝達率、 $\Delta T$ : フィン部と外部の温度差、 $\Delta T_w$ : フィンの根本部と外部の温度差、 $dA$ : 面積、 $A_f$ : フィン全面積である。

以上のようにして熱通過率を計算する事ができるが、熱交換器壁面の温度を直接与える場合、または熱交換器壁面と熱源の温度が等しいと仮定した場合には式 (22) または式 (24) を用いて熱通過率の変わりに熱伝達率のみを与えて計算する。

また、冷却器は一般に加熱器と同様の形式としているため、上式をそのまま用いるものとする。

## (2) 再生器の温度効率<sup>12)</sup>

再生器の温度効率  $E_r$  は次式で与えられる。

$$E_r = \frac{NTU_r}{NTU_r + 1} \quad (27)$$

また、 $NTU_r$  は以下の式によって導かれる。

$$NTU_r = \frac{h_r \cdot S_r}{c_p \cdot \frac{\dot{m}_r}{2} \cdot \frac{N}{60} \cdot 2} \quad (28)$$

熱伝達率  $h_r$  の計算はヌセルト数  $Nu$  に換算し、レイノルズ数  $Re$  の関数として表示するのが一般的である。

(i) 金網線径を代表長さとする熱伝達率の評価式

積層金網において金網線径を代表長さとした場合のヌセルト数とレイノルズ数の定義式を以下に示す。

$$h_r = Nu_r \cdot \frac{\lambda}{d_r} \quad (29)$$

$$Re = \frac{\bar{u}_r \cdot d_r}{\nu} \quad (30)$$

ここに、 $h_r$  は再生器内の熱伝達率、 $d_r$  は金網線径、 $\lambda$  は作動ガスの熱伝導率、 $\bar{u}$  は1サイクル中の再生器内のガス流速の平均値とする。以下にヌセルト数の実験による評価式を示す。

a) 定常一方向流の実験式

Coppage らの実験式<sup>13)</sup>

$$Nu_r = 0.56 \cdot Re^{0.51} \quad (4 < Re < 300) \quad (31)$$

本実験式は、一様な低温度場にある再生器材料を高温空気で加熱する事により変化する再生器出口部空気温度挙動に基づき、その平均熱伝達率を算出する加熱法を用いる事により得られた結果である。供試金網は、5, 10, 16, 24 メッシュの5種類であり、本実験式の各実験値に対するバラツキは±16%である。

浜口らの実験式<sup>13)</sup>

$$Nu_r = 0.42 \cdot Re^{0.56} \quad (3 < Re < 400) \quad (32)$$

本実験式は、予め一様な高温度場に加熱してある材料を低温空気で冷却することにより変化する再生器出口部の空気温度挙動に基づき、その平均熱伝達率を算出する冷却法を用いる事により得られた結果である。供試金網は10～250メッシュの6種類である。本実験式の各実験値に対するバラツキは±12%である。

b) 非定常往復動流の実験式

田中らの実験式<sup>13)</sup>

$$Nu_r = 0.24 \cdot Re^{0.67} \quad (5 < Re < 120) \quad (33)$$

本実験は、50, 100, 200 メッシュの金網3種類を使用しており、本実験式の各実験値に対するバ

ラツキは -13 ~ +20% である.

(ii) 水力直径を代表長さとする熱伝達率

田中らは、再生器材料として積層金網の他に発泡金属の熱伝達率の測定を行ない、ヌセルト数とレイノルズ数との関係を圧力損失係数に水力直径を代表長さとして整理している. なお、実験は往復流れ場におかれた再生器端面の瞬時ガス温度を計測し、これより熱伝達率を算出した. 水力直径を代表長さとしたヌセルト数とレイノルズ数の定義式を次に示す<sup>12)</sup>.

$$h_r = Nu_r \cdot \frac{\lambda}{d_{hy}} \quad (34)$$

$$Re = \frac{\bar{u}_r \cdot d_{hy}}{\nu} \quad (35)$$

積層金網の場合には以下の実験式で近似できる.

$$Nu_r = 0.33 \cdot Re^{0.67} \quad (36)$$

上記の実験式は圧力損失の評価式と同様に多少の誤差を容認すれば各種材料についても適用可能である.

(3) 質量流量<sup>9)</sup>

各熱交換器内の平均質量流量は次の関係式によって求めることができる.

$$\bar{m} = \rho \cdot F_A \cdot \bar{u} \quad (37)$$

ここで、 $\rho$  : 作動ガスの密度,  $F_A$  : 熱交換器各要素のガスの通路面積,  $\bar{u}$  : 作動ガスの平均流速である.

(i) 作動ガス密度

作動ガス密度  $\rho$  は次式によって求めることができる.

$$\rho = p / (R \cdot T) \quad (38)$$

ここで、 $p$  ; シリンダ内圧力,  $R$  ; ガス定数 [空気の場合 ; 286.84J / kgK],  $T$  ; シリンダ内ガス温度である.

(ii) 熱交換器各要素のガスの通路面積

加熱器および冷却器はパイプを用いることが多いので、総パイプ数の断面積となる.

(iii) 作動ガス流速

作動ガス流速は参考文献 (9) で与えられるガス流速を用いる.

(a) 瞬時加熱器内ガス流速



$$u_h = \frac{\omega}{2F_{Ah}} \left\{ \frac{A_h + B_h \cos\theta + C_h \sin\theta}{A - D \cos(\theta - \phi)} \right\} \quad (39)$$

ここで

$$A_h = -\frac{V_e}{2\tau} (2\tau B \sin \Delta\theta + 2\tau C \cos \Delta\theta)$$

$$B_h = \frac{V_e}{2\tau} \{2\tau A \sin \Delta\theta + 2\tau C(1 + X_h + 2X_{ed})\}$$

$$C_h = -\frac{V_e}{2\tau} \{-2\tau A \cos \Delta\theta + 2\tau B(1 + X_h + 2X_{ed})\}$$

$\omega$  : 回転の角速度,  $n$  : エンジン回転数 (rpm) である.

(b) 瞬時再生器内ガス流速

$$u_r = \frac{\omega}{2F_{Ar}} \left\{ \frac{A_r + B_r \cos\theta + C_r \sin\theta}{A - D \cos(\theta - \phi)} \right\} \quad (40)$$

ここで,

$$A_r = -\frac{V_e}{2\tau} \{(\tau + X_D)(B \sin \Delta\theta + C \cos \Delta\theta) - X_s C\}$$

$$B_r = \frac{V_e}{2\tau} \{A \sin \Delta\theta(1 + \tau) - X_s C - X_D C(1 - \tau) - 2C(X_{cd} + X_k - \tau X_{hd} - \tau X_h)\}$$

$$C_r = -\frac{V_e}{2\tau} \{ \tau(B - A \cos \Delta\theta) + X_s(A - B) - X_D(A \cos \Delta\theta + B) \\ + 2B(\tau X_{cd} + \tau X_h - X_k - X_{cd}) \}$$

である.

(a) 瞬時冷却器内ガス流速

$$u_k = \frac{\omega}{2F_{Ak}} \left\{ \frac{A_k + B_k \cos\theta + C_k \sin\theta}{A - D \cos(\theta - \phi)} \right\} \quad (41)$$

ここで,

$$A_k = -\frac{V_e}{2\tau} \left\{ -2\tau X_s C + X_D (2\tau B \sin \Delta\theta - 2\tau C \cos \Delta\theta) \right\}$$

$$B_k = \frac{V_e}{2\tau} \left\{ X_D (2\tau A \sin \Delta\theta - 2\tau C) - 2\tau C (X_s + 2X_{cd} + X_k) \right\}$$

$$C_k = -\frac{V_e}{2\tau} \left\{ 2\tau X_s (A - B) - X_D (2\tau A \cos \Delta\theta + 2\tau B) - 2\tau B (X_k + 2X_{cd}) \right\}$$

である.

NTU においては質量流量は一サイクルの平均値を用いるため, ガス流速においても一サイクルの平均ガス流速  $\bar{u}$  とする.

#### (4) 圧縮比

##### (i) $\alpha$ 形スターリングエンジン<sup>7)</sup>

エンジンの圧縮比  $\varepsilon$  は次のように定義される.

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (42)$$

ここで,  $V_{\max}$ ; 最大容積,  $V_{\min}$ ; 最小容積である. 式 (42) を用いると圧縮比  $\varepsilon$  は次のようになる.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(a+b)}{(a-b)} \quad (43)$$

ここで

$$a = 1 + 2X_{tot} + X_s \quad (44)$$

$$b = \sqrt{(1 + X_s \cos \Delta\theta)^2 + (X_s \sin \Delta\theta)^2} \quad (45)$$

であり, ここに,  $X_{tot} = X_{ed} + X_h + X_r + X_k + X_{cd}$  であり,  $X_h = V_h/V_e$ : 加熱器容積比,  $X_r = V_r/V_e$ : 再生器容積比,  $X_k = V_k/V_e$ : 冷却器容積比,  $X_{ed} = V_{ed}/V_e$ : 膨張室死容積比,  $X_{cd} = V_{cd}/V_e$ : 圧縮室死容積比,  $\Delta\theta$ : 位相角である.

##### (ii) $\beta$ 形スターリングエンジン

圧縮比  $\varepsilon$  (作動空間の最大容積/作動空間の最小容積) は死容積比  $X$  と行程容積比  $X_s$  とを用いて, 表示すれば次のようになる.

$$\varepsilon = \frac{X_{tot} + X_s - a + 1}{X_{tot} + X_s - a} \quad (46)$$

ここで,

$$a = \frac{1}{2} + \frac{X_s}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{X_s \cos \Delta\theta}{2} + \frac{X_s^2}{4}} \quad (47)$$

$X_{tot} = X_{ed} + X_h + X_r + X_k + X_{cd}$ であり,  $X_h = V_h/V_e$ : 加熱器容積比,  $X_r = V_r/V_e$ : 再生器容積比,  $X_k = V_k/V_e$ : 冷却器容積比,  $X_{ed} = V_{ed}/V_e$ : 膨張室死容積比,  $X_{cd} = V_{cd}/V_e$ : 圧縮室死容積比,  $\Delta\theta$ : 位相角である.

(iii)  $\gamma$ 形スターリングエンジン<sup>14)</sup>

圧縮比  $\varepsilon$  (作動空間の最大容積 / 作動空間の最小容積) は死容積比  $X$  と行程容積比  $\kappa$  とを用いて, 表示すれば次のようになる.

$$\varepsilon = 1 + \frac{X_s}{1 + X_{tot}} \quad (48)$$

ここに,  $X_{tot} = X_{ed} + X_h + X_r + X_k + X_{cd}$  であり,  $X_h = V_h/V_D$ : 加熱器容積比,  $X_r = V_r/V_D$ : 再生器容積比,  $X_k = V_k/V_D$ : 冷却器容積比,  $X_{ed} = V_{ed}/V_D$ : 膨張室死容積比,  $X_{cd} = V_{cd}/V_D$ : 圧縮室死容積比,  $X_s = V_p/V_D$ : 行程容積比, である.

### 3. 計算結果および考察

本報で検証する供試エンジンは, 数百ワット級低温度差スターリングエンジン<sup>15)</sup>を対象とする.

図2は, 本解析法を用いて算出した膨張室側ガス温度及び圧縮室側ガス温度の計算値と実測値とを比較したものである. 実験は, 高熱源温度に 127°Cの熱水, 低温熱源には, 35°Cの冷水を用いていることから, 本解析法の壁温度には, 両熱源温度を用いて計算している. この図を見ると, 高温側ガス温度は若干低めに算出されている. また低温側ガス温度は若干大きめに計算されている. しかし計算結果と実測値とではほぼ同様な変化を示しており, 回転数が増加しても本解析法は, 実測値を良くシミュレートしていることがわかる.

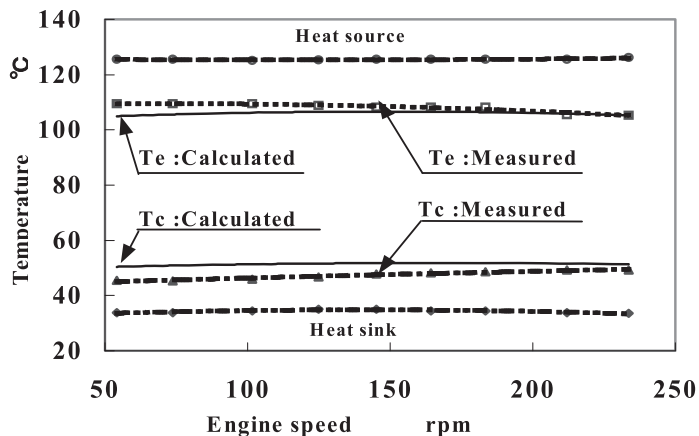


Fig.2 Comparison with analysis value and measured value of gas temperature

#### 4. まとめ

スターリングエンジン内のガス温度をシミュレートする場合、準定常流モデルが用いられるが、簡易的なガス温度推定法として温度効率を用いた解析解並びに質量流量を算出する解析解とを組み合わせた簡易ガス温度推定法を提案することができた。さらに、本解析手法と実測値とを比較検討した結果、実測値と本解析法は比較的良好一致を示し、本解析法の有用性を明らかにすることができた。本解析法は、設計初期段階における熱交換器内のガス温度予測ができることからスターリングエンジン性能予測法の精度向上に大きく貢献するものと考えられる。

#### 参考文献

- 1) Israel Urieli, David M Berchowitz, Stirling Cycle Engine Analysis, JW Arrowsmith LTD, pp.124 – 151, (1984).
- 2) Theodor Finkelstein, Thermodynamic Analysis of Stirling Engines, J.SPACECRAFT, 4-9, p.1184, (1967).
- 3) 戸田富士夫, 岩本昭一, 針谷安男, 鈴木道義, 教育用スターリングエンジンの開発 – 性能解析法の提案と大学教育への利用 –, 宇都宮大学教育学部教育実践センター紀要, Vol.24, pp.124-133, (2001).
- 4) 戸田富士夫, 磯野高宏, 中島克彰, 磯野高宏, 理想断熱モデルを用いたスターリングエンジンの性能解析, 宇都宮大学教育学部教育実践総合センター紀要, 第 31 号, pp.243 - 248, (2008).
- 5) 関谷弘志, スターリングエンジンの数値解析, 機論 B, 56-527, p.2121, (1990-7).
- 6) Israel Urieli, David M Berchowitz, Stirling Cycle Engine Analysis, JW Arrowsmith LTD, pp.102 – 112 (1984).
- 7) 尾花英朗, 熱交換器ハンドブック, 工学図書出版, p.1233 (1990).
- 8) 畔津昭彦 他 2 名, スターリング機関の特性解析 (第 1 報), 機論 B, 48-428, pp.1753-1760 (1982).
- 9) 戸田富士夫, 岩本昭一, 低温度差スターリングエンジンの性能解析 (作動ガスの流動損失が図示出力に及ぼす影響) 日本機械学会論文集 (B 編), 64-619, pp.304-312, (1998).
- 10) 山下巖: スターリング機関の基本特性の熱力学的解析, 機械技術研究所報, Vol.31, No.6, pp.27-49, (1977).
- 11) 一色尚次, わかりやすい熱と流れ, 森北出版, p.102, (1989).
- 12) 西川兼康, 藤田恭伸, 伝熱学, 理工学社出版, p.171, (1989).
- 13) RC110 地球環境及び多種熱量に適合したスターリング機器の最適要素設計手法に関する研究, 日本機械学会研究協力部会研究成果報告書, II -36 – II 50, (1994).
- 14) 岩本昭一, 戸田富士夫, 低温度差スターリングエンジンの性能解析 (メカニズム効率の定義とエンジン性能を支配する諸因子) 日本機械学会論文集 (B 編), 63-611, pp.318-326, (1997).
- 15) 岩本昭一, 戸田富士夫, 鈴木伸治, 100W 級低温度差スターリングエンジンの動特性, 日本船舶機関学会, 第 56 回学術講演会, pp.118 – 122, (1996).