

# 発電用小型スターリングエンジンの性能解析

## Engine Performance Analysis of Stirling Engine for Small Portable Generator

正 平田 宏一(埼玉大) 正 岩本 昭一(埼玉大) 正 戸田 富士夫(埼玉大)

Koichi HIRATA, Shoichi IWAMOTO, Fujio TODA, Saitama University

A 100 W Stirling engine was developed as a prime mover of a portable generator set. Special bayonet-type heat exchangers whose inner tubes move inside of the outer tubes, were applied for the engine's heater and cooler. An annular regenerator was located in a displacer piston. The engine had already achieved the target performance. To improve the engine performance efficiently, a simulation model for the prototype engine was developed. The pressure in the working space was analyzed by an isothermal analysis which takes into account a gas leakage between the buffer space and working space, and a pressure losses in the heat exchangers. For the pressure loss in the regenerator, the model can treat the effects by the velocity distribution in the regenerator matrix. To estimate the engine output, the model calculates the mechanical loss and the buffer loss which is caused by a pressure change in the buffer space. The buffer loss was calculated with three models, an isothermal, an adiabatic and a simple heat transfer model to determine a suitable model for the buffer space. The analysis results were compared with the experimental data carefully.

Key words: Stirling Engine, Irreversibility, Friction, Simulation, Engine Performance, Mechanical Loss, Pressure Loss

### 1. 緒言

小型ポータブル発電機の動力源として、出力 100 W 程度の小型スターリングエンジンの開発を行った。エンジンの性能特性を詳細に評価し、エンジン性能の向上策を検討する場合、図示出力のみならず、軸出力も正確に予測することが望まれる。そのため、正確に図示出力を評価することはもちろんのこと、パワーピストンの背面の空間(以下、バッファ空間と称す)の圧力変化による非可逆的熱損失(以下、バッファ損失と称す)及び駆動機構における機械損失を精度よく評価する必要がある。

本報では、実用的かつ簡易的な性能予測法の確立を目的として、バッファ損失及び機械損失を考慮した解析モデルを提案する。そして、解析モデルによる計算結果と実機による実験結果とを比較・検討し、本解析モデルの妥当性について考察する。

### 2. 供試スターリングエンジン

供試エンジンの構造を図 1、目標性能及び主要目を表 1 に示す<sup>(1)</sup>。このエンジンは、アニュラ型再生器をディスプレイサピストンの内部に挿入し、内管が移動するバヨネット式熱交換器を採用することで、構造の簡単化・小型化を実現した形エンジンである。運転時には、作動空間内及びバッファ空間内に作動ガスを加圧して封入する。また、供試エンジンは、バッファ空間とクランク室とを兼用している、いわゆるクランク室加圧型と呼ばれる形式である。

### 3. 解析モデル

3.1 作動空間内圧力 作動空間のガス圧力の解析には、計算が容易な等温モデルを用いる。図 2 に解析モデルを示す。同図に示すように、作動空間を膨張空間(ヒータを含む)再生器空間、圧縮空間(クーラを含む)連結空間及びパワーピストン空間の 5 つの空間に分割する。それぞれの空間内のガス温度は、一様で同一に保たれると仮定すると、損失を考慮しない場合の

作動空間内圧力  $P$  は、全ガス質量を  $M_T$ 、ガス定数を  $R$ 、それぞれの空間の容積を  $V$ 、そしてガス温度を  $T$  とすれば、次式で算出される。

$$P = \frac{M_T R}{\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_C}{T_C} + \frac{V_{CP}}{T_{CP}} + \frac{V_P}{T_P}} \quad (1)$$

3.2 作動ガスの漏れ ガスの漏れ量の計算は、ピストンリング部及び軸シール部の隙間から漏れる流路を、それらの隙間面積に等しい断面積  $a_{leak}$  を持ったノズルに置き換え、ノズル内

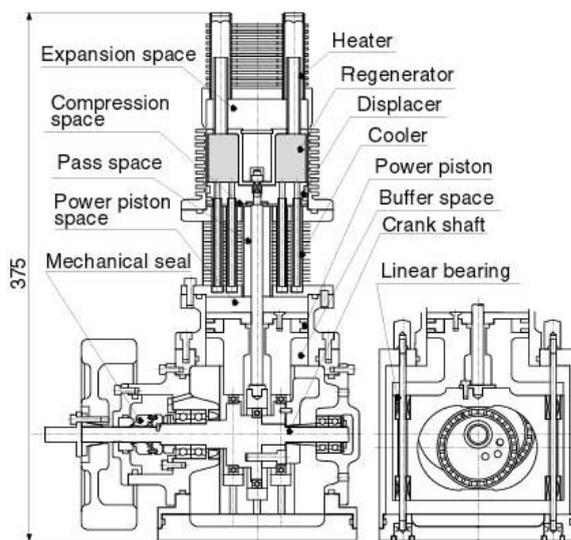


Fig. 1 Schematic view of prototype engine

Table 1 Specifications and target performance

Engine type	Improved Gamma-type
Working gas	Helium
Maximum pressure	1.1 MPa
Heater wall temperature	750°C
Compression space gas temp.	40°C (Water cooling) 70°C (Air cooling)
Rated engine speed	1000 rpm
Bore x Stroke	72 x 20 mm
Output power	100 W
Net thermal efficiency	20 %

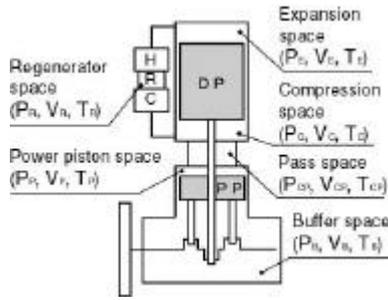


Fig. 2 Analysis model

Table 2 Specifications of heat exchanger system

(a) Heater and cooler		
	Heater	Cooler
Type	Bayonet type	Bayonet type
No. tubes	10	24
Diameter of tubes (mm)		
inner (OD, ID)	9.5, 7.0	5.0, 4.0
Outer (OD, ID)	13.8, 12.4	8.0, 7.4
Length of tubes (mm)	54	66
Material	Stainless steel	Copper

(OD: outer diameter, ID: inner diameter)

(b) Regenerator	
	Regenerator
Type	Annular housing
Unit No.	1
Diameters of housing (mm)	
inner	27
outer	66
Length of housing (mm)	35
Matrix	Spring Mesh
Material	Stainless steel
Porosity	0.704
Surface area (m <sup>2</sup> )	1.18

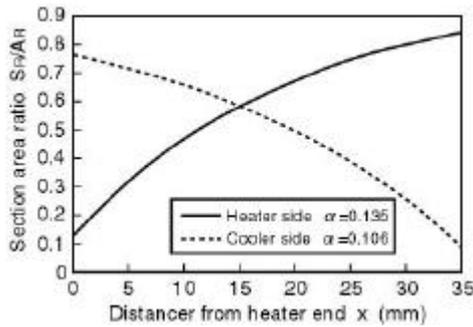


Fig. 3 Section area ratio

の流れの計算式を用いる<sup>2)</sup>。

3.3 圧力損失 ヒータ及びクーラの圧力損失の計算には、円管内の発達した乱流の式<sup>3)</sup>を採用する。一方、供試エンジンの再生器マトリックスには、ステンレス線を編み込んで製作されるスプリングメッシュ<sup>4)</sup>が用いられている。そのため、再生器における圧力損失の計算には、スプリングメッシュの試験結果を含めて整理されている評価式<sup>4)</sup>を用いる。

さらに、再生器とヒータあるいはクーラとの連結部による流路断面の拡大・縮小の影響を考慮する。再生器ハウジングの断面積  $A_R$  に対する端部の流路断面積  $B$  の比を  $\alpha$ 、端部からの流路方向の距離を  $x$  とし、 $x$  における拡大または縮小された面積  $S_R$  と  $A_R$  との比  $S_R/A_R$  は、次式で表される<sup>6)</sup>。

$$\frac{S_R}{A_R} = 1 - (1 - \alpha) \cdot \exp\left(-\frac{11}{30} \cdot \alpha \cdot x \cdot 10^{-3}\right) \quad (2)$$

表2は供試エンジンの熱交換器の諸寸法である。これより再生器端部の断面積比は、ヒータ側で0.135、クーラ側で0.106となる。図3は、式(2)より得られる流路断面積比  $S_R/A_R$  を  $x$  に対して図示したものである。これより、再生器長さ方向の流路断面積比の平均値はヒータ側からの流れでは0.589、そしてクーラ側からの流れでは0.511になり、流れの方向により異なる。しかし、両流路断面積比にそれ程大きな違いがないので、計算を容易にするためにヒータ側とクーラ側両者の平均値0.55を使用して再生器内の作動ガス流速を補正する。

圧力損失  $L_{\text{loss}}$  は、膨張空間圧力の  $P_E$ 、圧縮空間圧力の  $P_C$  及び毎秒当たりのエンジン回転数  $n$  を用いて、次式で定義される。

$$L_{\text{loss}} = \int (P_E - P_C) \cdot dV_E \cdot n \quad (3)$$

3.4 バッファ損失 バッファ損失を評価するために、バッファ空間内部の圧力変化を解析する。供試エンジンはクランク室加圧型であるため、バッファ空間には発熱を有する多くの機械部品が含まれている。そのため、バッファ空間の壁面やガスの温度分布は極めて複雑であり、バッファ空間の壁面及び機械部品と内部のガスとの伝熱を詳細に評価することは難しい。そこで、本解析モデルでは、バッファ空間のガス圧力の計算に、等温モデル、断熱モデル並びにバッファ空間の壁面及び機械部品からの伝熱を簡易的に考慮したモデル（以下、伝熱モデルと称す）の3種類の計算手法を試み、バッファ損失の評価手法を検討する。

i) 等温モデル バッファ空間内のガス温度  $T_B$  はサイクル中、常に一定であると仮定すれば、バッファ空間圧力  $P_B$  はバッファ空間ガス質量  $M_B$  及びバッファ空間容積  $V_B$  より、次式で算出される。

$$P_B = \frac{M_B RT_B}{V_B} \quad (4)$$

ii) 断熱モデル バッファ空間内のガスが断熱的に変化すると仮定すると、バッファ空間におけるエネルギーは、比熱比、 $m_{\text{leak}}$ ：ガス漏れの質量流量、 $T_1$ ：流入側のガス温度を用いて、次式で表される。

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{\kappa}{M_B} m_{\text{leak}} T_1 - (\kappa - 1) \frac{T_B}{V_B} \frac{dV_B}{dt} \quad (5)$$

ここで式(5)を解くことにより、バッファ空間内のガス温度  $T_B$  を算出し、式(4)よりバッファ空間圧力  $P_B$  が求められる。

iii) 伝熱モデル 伝熱に寄与するバッファ空間内の全壁面上では、どこでも同一温度  $T_{WB}$  に保たれると仮定すれば、バッファ空間におけるエネルギーは、回転角速度、 $N_{tu}$ ：ユニット数を用いて、次式で表される。

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{\kappa}{M_B} m_{\text{leak}} T_1 - (\kappa - 1) \frac{T_B}{V_B} \frac{dV_B}{dt} + \omega \kappa N_{tu} (T_{WB} - T_B) \quad (6)$$

ここに、ユニット数  $N_{tu}$  は、 $h$ ：熱伝達率、 $A_B$ ：全伝熱面積、 $c_p$ ：定圧比熱を用いて、次式で定義される。

$$N_{tu} = \frac{hA_B}{2\pi n c_p M_B} \quad (7)$$

ここで、ユニット数  $N_{tu}$  の値を適宜仮定し、式(6)を解くことにより、バッファ空間内のガス温度  $T_B$  及びバッファ空間内の圧力  $P_B$  が求められる。

また、バッファ損失  $L_B$  は、バッファ空間の容積変化  $dV_B$  を用いて次式で定義される。

$$L_B = -\oint P_B dV_B \cdot n \quad (8)$$

3.5 機械損失 供試エンジンにおける機械損失の要因は、ピストンリング、軸シール、オイルシール、メカニカルシール及び各軸受である。本解析モデルでは、機械損失  $L_m$  は摺動部の速度に影響されないクーロン摩擦損失  $L_{co}$  と、潤滑油やグリース等の影響により生じる粘性摩擦損失  $L_{vi}$  とで成り立っていると考え、次式によって算定する。

$$L_m = 2\pi(K_{co} + c_{vi}\omega)h \quad (9)$$

ここで、 $K_{co}$ : クーロン摩擦による全摩擦トルク、 $c_{vi}$ : 粘性摩擦係数、である。

各機械要素部品のクーロン摩擦損失は、それぞれのクーロン摩擦力を摩擦トルクに換算して求める。クーロン摩擦力  $F_{co}$  は、垂直荷重  $F_n$  及び摩擦係数  $\mu$  を用いて、次式で表される。

$$F_{co} = \mu \cdot F_n \quad (10)$$

一方、供試エンジンにおける粘性摩擦の要因としては、メカニカルシールの潤滑油、軸受内のグリースがあるが、これらは作動部の温度等の影響を顕著に受けるため、解析的にこれらの値を求めることは困難である。本解析モデルでは、実機の前備実験結果から粘性摩擦係数  $c_{vi}$  を  $9.0 \times 10^{-4}$  Nms とした。

3.6 図示出力及び軸出力 膨張出力  $L_E$ 、圧縮出力  $L_C$  及び図示出力  $L_i$  は、膨張空間の圧力  $P_E$ 、圧縮空間の圧力  $P_C$ 、パワーピストン空間の圧力  $P_p (= P_C)$  及び各空間の容積変化  $dV_E$ 、 $dV_C$ 、 $dV_p$  を用いて次式で算出する。

$$L_E = \oint P_E dV_E \cdot n \quad (11)$$

$$L_C = -\left(\oint P_C dV_C + \oint P_p dV_p\right) \cdot n \quad (12)$$

$$L_i = L_E - L_C \quad (13)$$

軸出力  $L_s$  は、それぞれ式(13)、(8)及び(9)により求まる図示出力  $L_i$ 、バッファ損失  $L_B$  及び機械損失  $L_m$  を用いて、次式で算出される。

$$L_s = L_i - L_B - L_m \quad (14)$$

#### 4. 実験方法

実験条件を表3に示す。上述した解析モデルの妥当性を検証するために、作動ガスにヘリウムと窒素との2種類を用いて性

Table 3 Experimental condition

Heat source	Electric heater (-1 kW)
Expansion space gas temp.	430 °C (±5°C)
Working gas	Helium / Nitrogen
Mean pressure	0.8 MPa
Cooling type	Water cooling
Cooling water flux	3 L/min
Cooling water inlet temp.	12 °C (±0.5°C)
Engine speed	500 -1400 rpm

能特性試験を行った。そして、ガス漏れの等価断面積  $a_{leak}$  は、実機を用いた静的試験により測定した。

#### 5. 実験結果との比較

5.1 圧力損失 図4は、作動ガスとしてヘリウム及び窒素を使用し、平均圧力0.8 MPa、膨張空間ガス温度を430において、エンジン回転数と式(3)で定義される圧力損失との関係を図示したものである。なお、計算に際して、膨張空間、圧縮空間及びパワーピストン空間のガス温度は、それぞれ430、50及び30とし、バッファ空間の平均ガス温度は40と設定した。また、再生器内ガス温度は、膨張空間のガス温度と圧縮空間のガス温度との平均、連結空間ガス温度は、圧縮空間のガス温度とピストン空間のガス温度との平均とした。これより、作動ガスにヘリウム及び窒素を用いた場合とも、計算は実測とよく一致しており、作動ガスの相違がよく評価されていることがわかる。

5.2 バッファ損失 図5は、一例として作動ガスにヘリウムを使用し、平均圧力0.8 MPa、膨張空間のガス温度430において、エンジン回転数と式(8)で定義されるバッファ損失  $L_B$  の関係を図示したものである。これより、等温モデル及び断熱モデルより求めたバッファ損失の計算結果は、実測の約5~10%程度であって、これらの手法はバッファ空間の解析に適していないことがわかる。一方、伝熱モデルによるバッファ損失の計算結果は、ユニット数  $N_{tu}$  が0.1の場合には、計算と実測とは比較的良好に対応しているのがみられる。これは、作動ガスの

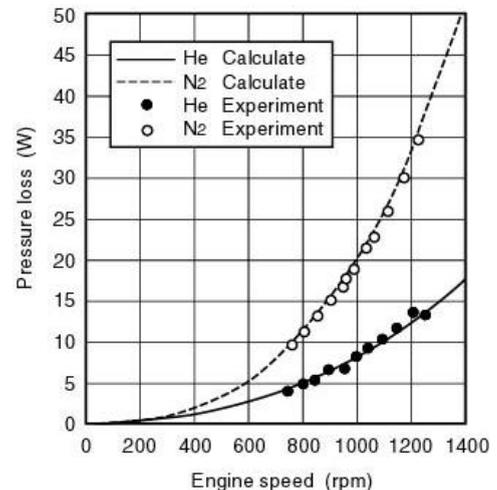


Fig. 4 Pressure loss as a function of engine speed

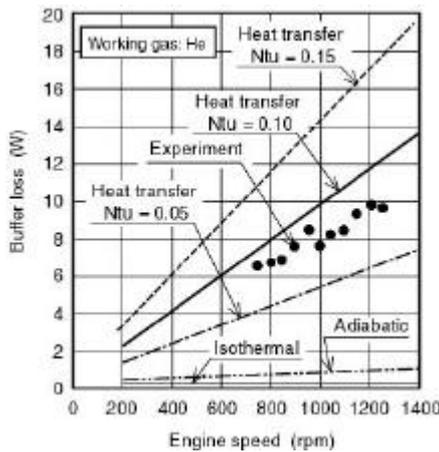


Fig. 5 Buffer loss as a function of engine speed

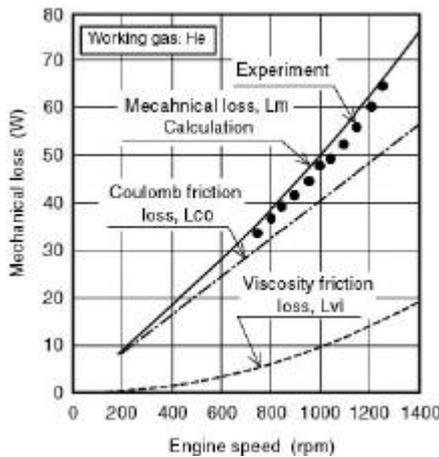


Fig. 6 Mechanical loss as a function of engine speed

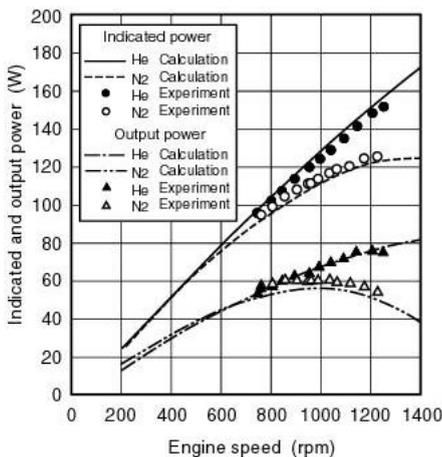


Fig. 7 Power as a function of engine speed

種類や平均圧力等実験条件を変えた場合でも、同様の図が得られ、ユニット数  $N_{tu}$  が 0.1 で実測と計算とは比較的良好に一致しているのがみられた。したがって、バッファ損失は本報で提案した伝熱モデルを用いることで、概ね評価できると考えられる。

5.3 機械損失 図6はエンジン回転数に対する機械損失  $L_m$  を図示したものである。これより、機械損失の中で、クーロン摩擦損失の占める割合は非常に大きく、エンジン回転数が低

い場合には、機械損失のほとんどがクーロン摩擦損失となっていることがわかる。そして、機械損失はクーロン摩擦損失と粘性摩擦損失とで成り立っているという考え方は、実状をよく模擬できることがわかり、本解析モデルの妥当性が確認された。

5.4 図示出力及び軸出力 図7はエンジン回転数と図示出力及び軸出力との関係を図示したものである。計算において、バッファ損失の計算には伝熱モデルを用い、 $N_{tu}=0.10$  としている。これより、図示出力及び軸出力の計算結果は実測結果とよく一致しており、作動ガスの違いによる出力特性の相違をよく示している、ということがわかる。

## 6. 結言

小型スターリングエンジンを対象として、性能予測のための解析モデルを開発した。そして、計算と実測とを比較・検討した結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 図示出力は、ピストンリング並びに軸シール部からの作動ガスの漏れ及び再生器端部の流路面積の変化による熱交換器における圧力損失を評価すれば、適切に計算することができる。
- (2) バッファ空間における伝熱特性及び機構部での機械損失を考慮することで、小型エンジンの性能特性を適切に評価できる。
- (3) クランク室加圧型の小型スターリングエンジンのバッファ損失は、ユニット数を用いてその内部の伝熱を考慮することで概ね評価できる。
- (4) 小型スターリングエンジンの機械損失は、クーロン摩擦と粘性摩擦とで成り立っており、これによって適切に評価できる。

なお、本研究の一部は(社)日本機械学会 RC127 研究分科会の研究活動の一環として行われたものであり、エンジンの設計に関して、協力を頂いた委員の方々に深甚なる謝意を表します。

## 文献

- (1) 平田, 他 6 名, 100W 級スターリングエンジンの性能特性, 機講論, No.96-15( ), (1996), 475.
- (2) 豊倉富太郎, 亀本喬司, 流体力学, (1986), 274-280, 実教出版.
- (3) 山下, 他 10 名, スターリングエンジン及びその要素技術に関する基礎的研究, 機械技術研究所報告, No.145, (1988), 59.
- (4) Hamaguchi, K., et al., Basic Characteristics and Applied Tests of 'Spring Mesh' as a New Regenerator Matrix for Stirling Engine, Proc. 8th ISEC, (1997), 51.
- (5) 吉川 豊, 他 2 名, 出入口面積比が再生器マトリックス中の流速分布に及ぼす影響, 機講論, No.96-15( ), (1996), 499.