

# ハーメティック形スターリングエンジンの性能特性

## Performance of a Hermetic Type Stirling Engine

正 平田 宏一（海技研）

Koichi HIRATA, National Maritime Research Institute, Shinkawa 6-38-1, Mitaka, Tokyo

A hermetic Stirling engine, which has a generator in a pressurized crankcase, is suitable for an application of a generator set. Because the hermetic engine does not have an external seal device between the working space and the atmosphere, and it has small mechanical loss. In this paper, the author reorganizes a 100 W class Stirling engine named "Ecoboy-SCM81" to the hermetic type. The original engine was developed at a RC127 committee of JSME in 1995, and it had a mechanical seal as the external seal device. And, the performance of the hermetic engine is measured for a comparison with that of the original engine. As the result, it is confirmed that the hermetic engine has very smaller mechanical loss and higher generator power than that of the original engine.

Key words: Stirling Engine, External Combustion Engine, Generator Set and Mechanical Loss

### 1. まえがき

昨今、家庭用コジェネレーションに用いる出力 1 kW 程度の小型スターリングエンジンの開発が盛んに行われ、一部は市販されているものもある<sup>(1)</sup>。このようなコジェネレーション用エンジンでは、エンジンの出力を利用して発電機を駆動する。発電用スターリングエンジンの出力向上を目指す場合、発電機をクランクケースに内蔵したハーメティック形式とすることが極めて有効であると考えられる。本報では、1995 年に開発された出力 100 W 程度の実験用小型スターリングエンジン"Ecoboy-SCM81"をハーメティック形式に改造する。さらに、その基本性能を測定し、ハーメティック形スターリングエンジンの有用性について考察する。

### 2. 供試スターリングエンジンのハーメティック化

実験用小型スターリングエンジン"Ecoboy-SCM81"は、日本機械学会 RC127 研究分科会（1994～1996 年）において設計・開発された<sup>(2)</sup>。1995 年に試作された後、様々な実験の開発を進め、目標性能である軸出力 100 W を達成した<sup>(3)</sup>。さらに、機械損失やパフ損失を含めたシミュレーションの開発等にも貢献した<sup>(4)</sup>。

2.1 実験用エンジンの構造 図 1 に開発当初の実験用エンジンの構造、表 1 に主なエンジン仕様並びに目標性能を示す。本エンジンは、可搬式の小型発電機の動力源として開発されたものであり、エンジンの小型・軽量化、構造の簡単化及び低コスト化を目指して、様々な工夫がなされている。図 1 に示すように、ディスプレイサとパワーピストンを直線上に配置し、再生器をディスプレイサに内蔵することでエンジンの小型化が図られている。ヒータ及びクーラには、二重の伝熱管を利用した特殊な形式が採用されている。ディスプレイサの上端に取り付けた複数のヒータ内管と下端に取り付けたクーラ内管は、ディスプレイサとともに往復運動を行う。ピストン駆動機構には、高さ方向に小型化が可能で、機械効率の点でも有利であると考えられたスコッチ・ヨーク機構が採用されている。また、開発

当初の実験用エンジンでは、出力軸を大気中へ取り出す箇所外部シールとして、小型のメカニカルシールが使われている。運転の際には、出力軸にトルク測定装置並びに直流モータ(澤村電気工業社,SS60E8,定格出力 350 W/2500 rpm)を流用した発電機を取りつけ、負荷を与えている。

2.2 ハーメティック形エンジンの性能試算 図 2 は本エンジンの機械損失の要因を示している。本エンジンをハーメティック形式とすることにより、メカニカルシール並びに同シールの潤滑油を貯めておくためのオイルシールを省略できる。図 3 に等温モデルに基づくシミュレーション<sup>(4)</sup>により求めた機械損失の内訳を示す。メカニカルシールとオイルシールの機械損失は運転時のエンジン回転数や作動ガス圧力により異なるが、平均圧力  $P_m=0.8$  MPa、エンジン回

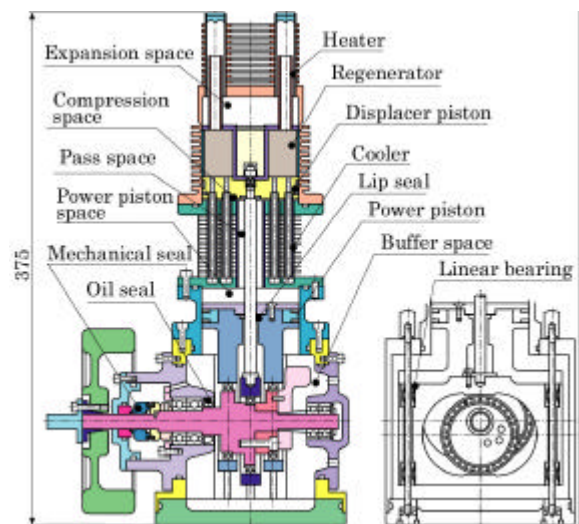


Fig. 1. Schematic view of Ecoboy-SCM81 (1995)

Table 1. Engine specifications and target performance

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

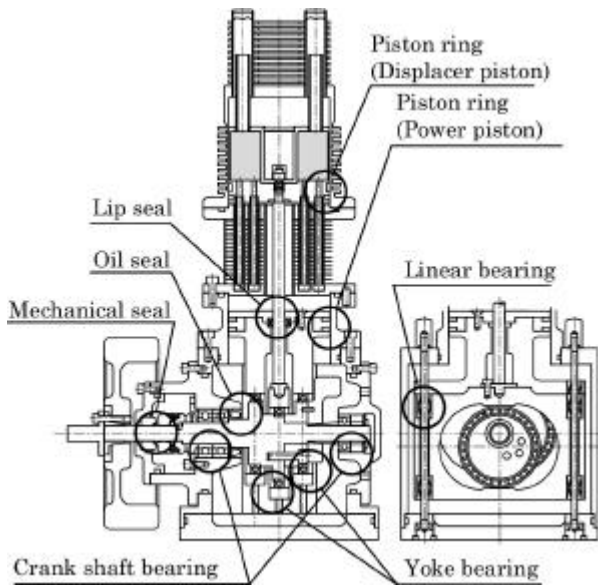


Fig. 2, Factors of mechanical loss

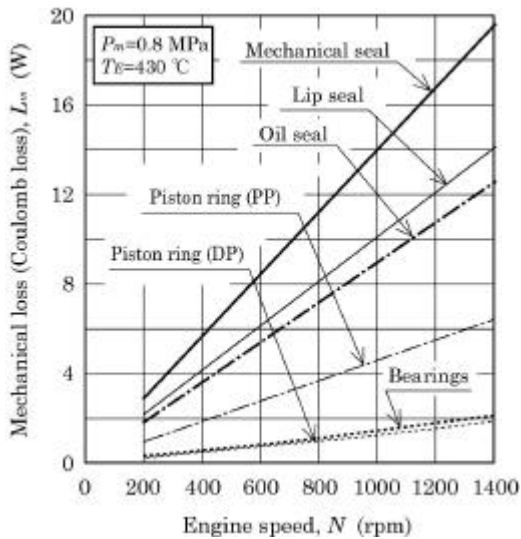


Fig. 3, Calculated results of mechanical loss

回転数  $N=1000$  rpm において、約 20 W もの機械損失の低減が可能であることがわかる。このように、小型スターリングエンジンにおいて、外部シールの機械損失の割合は極めて大きい。

2.3 ハーメティック形式への改造 本実験用エンジンはクランクケースを加圧する形式であり、しかも、ピストン駆動機構はグリース封入式の軸受で支持されており、クランクケースは潤滑機構を持たない形式である。そのため、発電機をクランクケースと連結した圧力容器に内蔵することは比較的容易である。図 4 は、新たに改造したハーメティック形式の実験用エンジンを示している。フライホイールや発電機を内蔵するためのいくつかの部品を試作し、容器端部には密封性の高い発電端子を取り付けた。なお、圧力容器内空間の制限により、軸トルクを測定するための測定装置やピストン位置を正確に検知するためのクランク角度センサを取り付けることはできなかった。

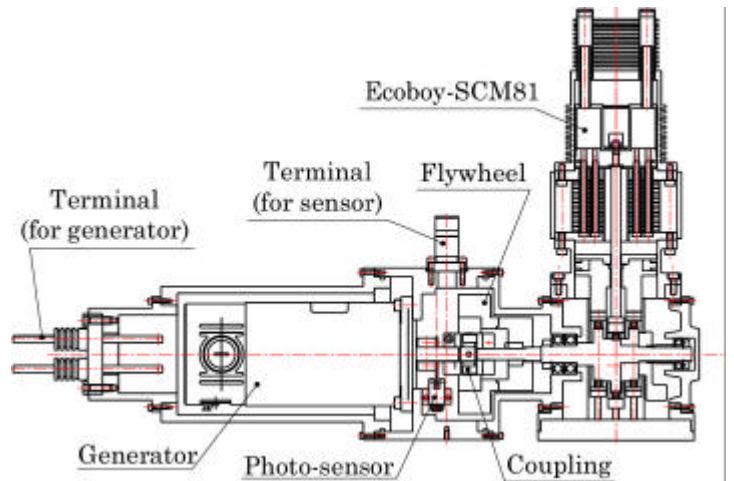


Fig. 4, Reorganized hermetic type Stirling engine (2002)

### 3. 実験方法並びに実験条件

3.1 測定装置 図 5 に実験用エンジンの測定装置を示す。実験用エンジンには 4 つの歪ゲージ式圧力センサ及び 10 本の K 熱電対が取り付けられ、作動ガス圧力、ヒータ壁温、作動ガス温度並びに冷却水出入口温度を測定する<sup>(2)</sup>。また、新たに製作した圧力容器内に 1 回転に 1 パルスを発生するマイクロフォトセンサを取り付け、それらの信号をパーソナルコンピュータで処理することで、エンジン回転数や指示出力を算出する。また、発電端子には負荷（抵抗）を取り付け、電圧と電流を測定し、発電機出力を求める。なお、上述の通り、軸トルクを測定する装置を取り付けることができなかったため、軸出力及び機械損失を求めることはできない。

3.2 実験条件 表 2 に示す 2 種類の実験条件でエンジン性能を測定する。表 2(a)は、改造前（図 1）と改造後（図 4）の出力性能を比較するための実験であり、作動ガスには平均ガス圧力  $P_m=0.4, 0.6$  及び  $0.8$  MPa のヘリウムを用い、膨張空間ガス温度  $T_E$  が  $490$  になるように、電気ヒ-

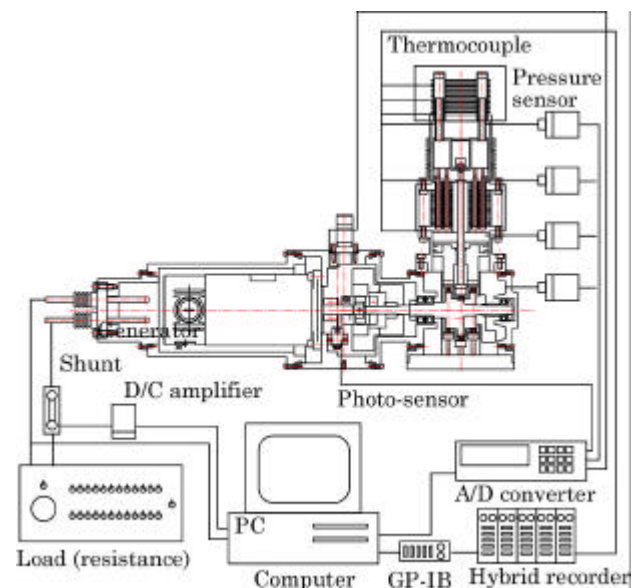


Fig. 5, Measuring system of the engine

タへの入力  $Q_{in}$  を調節する。得られた図示出力及び発電機出力は、改造以前に測定したメカニカルシールを使用した際の実験結果<sup>3)</sup>と比較する。なお、改造後の実験における冷却水温度は、改造前の実験と比べて約 10 も高いため、厳密な比較は難しい。表 2(b)は、現状での最高性能を調べるための実験であり、平均ガス圧力  $P_m=0.9$  MPa (最高ガス圧力が約 1.1 MPa) としたヘリウムを使用し、電気ヒータへの入力  $Q_{in}$  を 1.1 kW (110 V × 10 A) 一定とする。

Table 2, Experimental conditions

(a) Comparison between hermetic and previous type

Heat source	Electric heater
Expansion space gas temp, $T_E$	490 deg C
Working gas	Helium
Mean pressure, $P_m$	0.4, 0.6, 0.8 MPa
Cooling type	Water cooling
Cooling water flux	2 L/min [3 L/min (1997)]
Cooling water inlet temp.	22 deg C [12 deg C (1997)]
Engine speed, $N$	500~1500 rpm

(b) Maximum performance

Heat source	Electric heater
Total heat input, $Q_{in}$	1.1 kW (110 V × 10 A)
Working gas	Helium
Mean pressure, $P_m$	0.9 MPa
Cooling type	Water cooling
Cooling water flux	2 L/min
Cooling water inlet temp.	22 deg C
Engine speed, $N$	1000~1600 rpm

#### 4. ハーメティック形スターリングエンジンの性能特性

4.1 ハーメティック化の有効性 図 6 は、表 2(a)の実験条件により得られたエンジン回転数  $N$  に対する図示出力  $L_i$  の実験結果を示している。これより、ハーメティック形エンジンの図示出力  $L_i$  は、改造以前の結果より、最大 10 W 程度も低くなっていることがわかる。これは、冷却水温度が高いため、圧縮空間ガス温度  $T_c$  が上昇したことが主な原因であると考えられる。

図 7 は、同条件における、エンジン回転数  $N$  に対する発電機出力  $L_g$  の実験結果を示している。これより、ハーメティック形エンジンの発電機出力  $L_g$  は、改造以前の結果より、

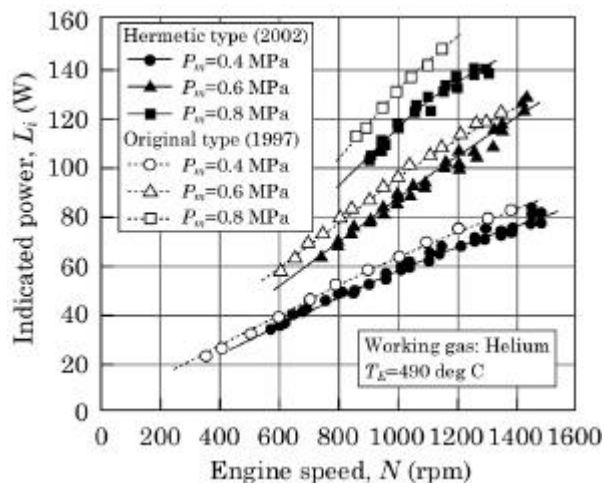


Fig. 6, Indicated power as a function of engine speed

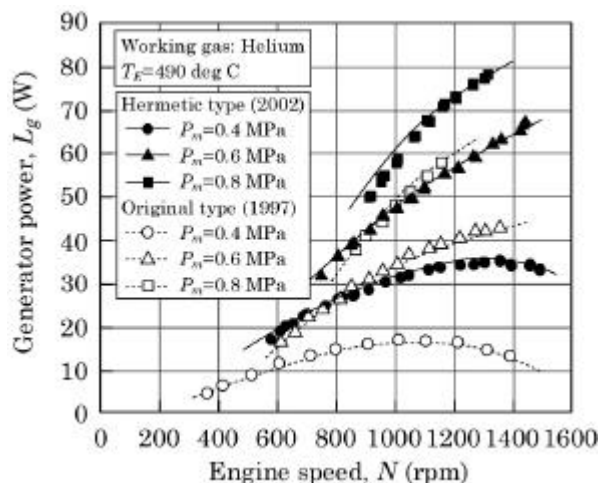


Fig. 7, Generator power as a function of engine speed

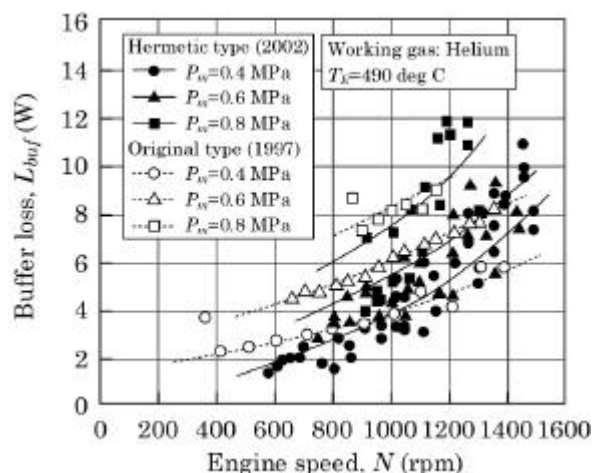


Fig. 8, Buffer loss as a function of engine speed

大幅に上昇していることがわかる。特に作動ガス圧力が低い場合にその度合いが大きくなり、最高の発電機出力が得られるエンジン回転数が高くなっている。また、作動ガス平均ガス圧力  $P_m=0.8$  MPa、エンジン回転数  $N=1000$  rpm において、発電機出力  $L_g$  の上昇は 10 W 程度であった。図 6 より、図示出力  $L_i$  の低下が 10 W 程度であったことを考えると、ハーメティック化による出力向上は、図 3 に示した性能試算の結果に概ね一致していると言える。ただし、本実験結果だけから機械損失を推定することはできず、ハーメティック形式の有効性を詳細に評価するためには、より詳細な実験並びにデータ解析が必要である。

図 8 は、同条件における、エンジン回転数  $N$  とバッファ損失  $L_{buf}$  の関係を示している。ここで、バッファ損失とは、バッファ空間の P-V 線図から求まる不可逆的な熱損失である。ハーメティック形エンジンのバッファ空間容積は、改造以前のバッファ空間容積と比べてかなり増大しているため、バッファ損失の低減が期待されたが、図 8 の結果からバッファ損失の低減はほとんど見られなかった。また、ハーメティック形エンジンの実験結果はばらつきがかなり大きい。これは圧力波形のデータ処理方法が異なっているためである。



4.2 最高性能の測定 図9は、表2(b)の実験条件により得られたエンジン回転数  $N$  に対する図示出力  $L_i$  及び発電機出力  $L_g$  の実験結果である。これより、エンジン回転数  $N=1400$  rpm において、最高発電機出力 88 W、図示出力 165 W が得られていることがわかる。

図10は、同実験条件における、ヒータ上端・外側の壁温  $T_w$ 、膨張空間及び圧縮空間ガス温度  $T_E, T_C$  を示している。電気ヒータへの入熱量  $Q_{in}$  を一定としているため、ヒータ壁温  $T_w$  及び膨張空間ガス温度  $T_E$  は、エンジン回転数  $N$  の上昇に伴い、大きく低下している。エンジン回転数  $N$  が高い場合、ヒータ壁温は設計時の最高温度に達しておらず、入熱量をさらに増大できる高温熱源を用いることによって、さらなる出力向上が期待できる。

図11は最高出力が得られたエンジン回転数  $N=1400$  rpm におけるエネルギーバランスを示している。ここで、有効熱入力  $Q_h$  は、冷却水出入口の温度差及び冷却水流量から求まる冷却損失  $Q_{rej}$  と図示出力  $L_i$  の和より求めている。これより、シリンダ壁を伝わる熱伝導損失を主成分とする雑熱損失  $Q_{cond}$  の割合がかなり大きいことがわかる。また、全システム効率 ( $= L_g / Q_{in}$ ) は 8% であった。全入熱量をさらに増大できる高温熱源を用いて膨張空間と圧縮空間の

温度差を増大させることによって、図示出力  $L_i$  が増大し、より高効率化が可能であると考えられる。

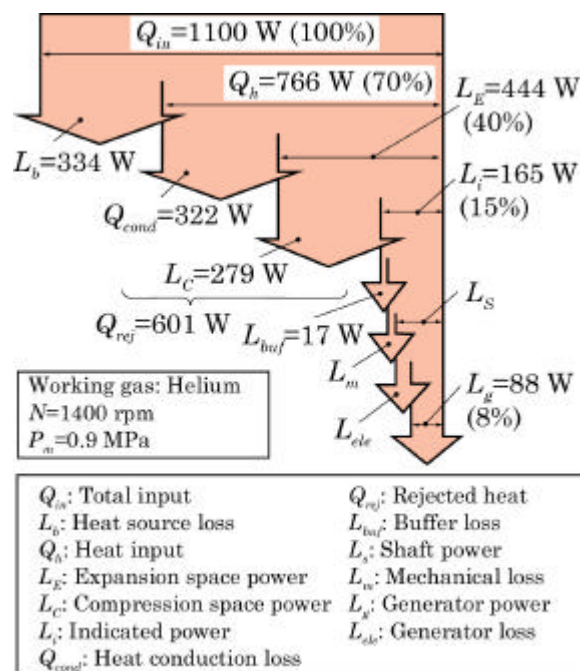


Fig. 11, Energy balance ( $N=1400$  rpm,  $P_m=0.9$  MPa)

#### 4. あとがき

本報では、実験用小型スターリングエンジンをハーメティック形式に改造し、その基本性能を測定した。その結果、本エンジンはメカニカルシール及びその周囲に潤滑油を貯めておくためのオイルシールの機械損失が相対的に大きいため、ハーメティック形式とすることによって大幅な出力向上が可能であることが確認された。また、ハーメティック形式とすることにより、メカニカルシールの油潤滑が不要となり、構造の簡略化が可能であることが確認された。このように、小型スターリングエンジンのハーメティック化は性能向上に極めて有効である。一方、本エンジンの発電機には、市販の直流モータを流用しているが、数時間の運転を行うと、発電機周囲の温度が著しく上昇することが確認された。発電機の冷却や高効率化を検討は今後の課題である。

#### 文献

- (1) Whisper GEN 社ホームページ, <http://www.whisperotech.co.nz/> など。
- (2) 日本機械学会, RC127 地球環境および多種熱利用に適したスターリングサイクル機器の最適システム設計手法に関する研究分科会研究成果報告書(1996)。
- (3) 平田ほか 3 名, 小型発電機用スターリングエンジンの開発に関する基礎研究(第 1 報 エンジンの設計・試作並びに性能特性), 日本機械学会論, B, 第 64 巻 621 号(1998), 1600-1607。
- (4) 平田ほか 2 名, 小型発電機用スターリングエンジンの開発に関する基礎研究(第 2 報 シミュレーション計算によるエンジンの性能予測法), 日本機械学会論, B, 第 64 巻, 621 号(1998), 1608-1615。

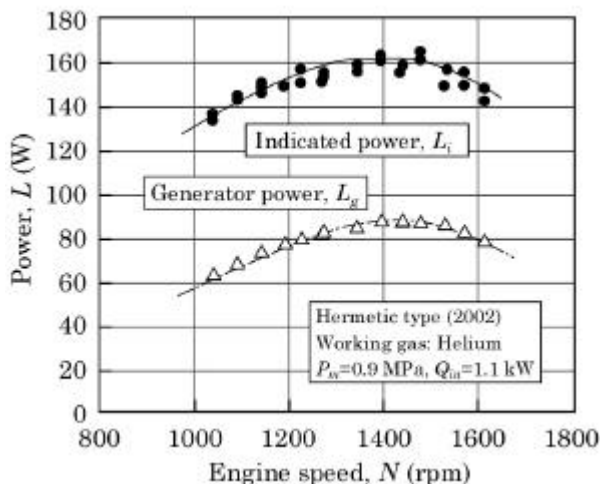


Fig. 9, Power as a function of engine speed

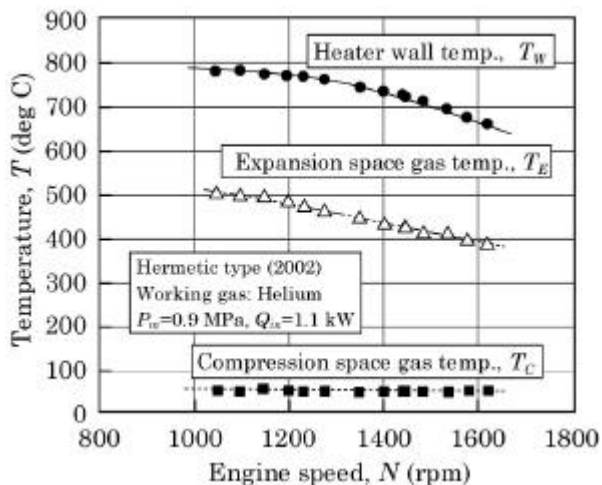


Fig. 10, Temperature as a function of engine speed