

50 W 級小型スターリングエンジンの性能特性

(その3, ロンビック機構に関する考察と性能試験)

Performance of a 50 W Class Small Stirling Engine

(3rd Report, Discussion of a Rhombic Mechanism and Measuring of Engine Performance)

正 平田 宏一 (海技研)

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

In order to develop a low cost and small Stirling engine, a gamma-type Stirling engine which has simple moving-tube-type heat exchangers and a Rhombic mechanism has been developed. Its target shaft power is 50 W at the engine speed, 4000 rpm and the mean pressure, 0.8 MPa using helium as the working gas. In the published reports [1], [2], we measured the engine performance with atmosphere air and the mechanical loss on the motoring test. We also developed a hermetic generator set using the prototype engine. As the results, it was confirmed that the friction loss of a piston drive mechanism is too strong, and the engine has big gas leakage from the power piston. In this paper, we discuss about the Rhombic mechanism. Still more we reform the engine with reorganized parts of the power piston, connecting rods and a heat exchanger, and try to measure the engine performance.

Key words: Stirling Engine, Heat Exchanger, Friction, Mechanical Loss and Generator Set

1. まえがき

スターリングエンジンの問題点として、熱交換器の製造コストが高いこと及びエンジン重量当たりの出力が小さいことがあげられる。著者らは、それらの解決策を見出すことを目的として、50 W 級小型スターリングエンジンの開発を進めている。これまでに、大気圧空気における運転試験や加圧条件下での機械損失の測定を行い⁽¹⁾、さらに実験用エンジンのハーメティック化を試みた⁽²⁾。それらの結果、ピストン駆動機構の機械損失が大きいこと及びパワーピストン部でのガス漏れが多いこと等、様々な課題が明らかになっているものの、目標性能には全く至っていない。

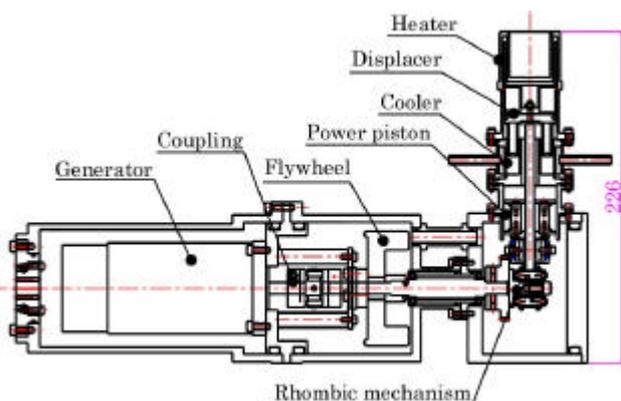


Fig. 1. Prototype Engine (2001)

Table 1. Specifications and target performance

Bore x Stroke		36x10 mm
Phase angle		90.2 deg
Working gas		Helium / Air
Target shaft power		50 W
Target efficiency		15 %
Heating method		Nichrome wire / Combustion gas
Cooling method		Water cooling
Rated operation	Rated engine speed	4000 rpm (Helium)
	Mean pressure	0.8 MPa
	Expansion space temp.	600 deg C
	Compression space temp.	40 deg C
Design (Limit)	Maximum pressure	1.1 MPa
	Heater wall temp. (max.)	650 - 800 deg C

本報では、ピストン駆動機構に採用しているロンビック機構について検討する。そして、実験用エンジンの様々な改造を試み、運転試験を実施する。

2. 実験用エンジン

図1に実験用エンジンの構造、表1に目標性能及び主な仕様を示す。本エンジンは、ディスプレイサとパワーピストンを直線上に配置した形である。ディスプレイサの上部及び下部にそれぞれ簡易的なヒータ及びクーラを配置している。発電機及びフライホイールは、クランクケースに連結した圧力容器に内蔵され、密封されている。ピストン駆動機構には、バランス性に優れたロンビック機構を採用している。しかし、本実験用エンジンにおいて、ロンビック機構の構成部品やピストン・シリンダの加工精度が十分ではなく、本機構が適切に機能しているとは言い難い。

3. ロンビック機構に関する考察

3.1 構造 図2にロンビック機構の基本構造を示す。ロンビック機構は、2個の歯車、4本のコンロッド及び2本のヨークで構成されており、図中のクランク半径 R 、コンロッド長さ L 及びヨーク長さ Y を設定することで適切なピストンのストローク及び位相差が与えられる。実験用エンジンは、 $L=18$ mm, $R=3.6$ mm, $Y=18$ mm とすることで、ストロークを10 mm、位相差を約90 degとしている。歯車には、ピッチ円直径42 mm、モジュール1、歯数42枚の平歯車を用いている。また、ピストンシールにはPTFE製の摺り合わせシール、ディスプレイサ・ロッドのシールには滑り軸受を使用しており、それらのシールはピストン運動の直動ガイドとしても機能している。

3.2 寸法精度と運動 ロンビック機構が理想的に組み立てられた場合、両ピストンは厳正直線運動を行う。しか

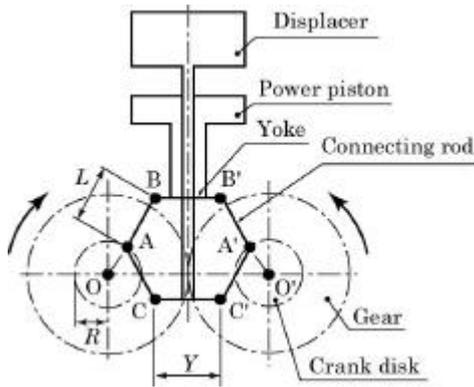


Fig. 2. Structure of the Rhombic Mechanism

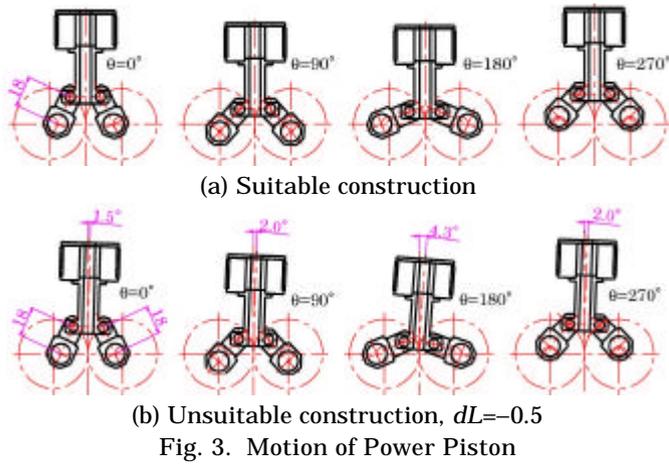


Fig. 3. Motion of Power Piston

し、構成部品の寸法にわずかでも誤差がある場合、適切な直線運動を実現できない。ロンビック機構の寸法精度について検討するため、実験用エンジンの寸法に基づき、簡易的な解析を行う。図3(a)は、適切に組み立てられたロンビック機構におけるパワーピストンの運動を表している。同図(b)は、左側のコンロッド長さを18 mm、右側のコンロッド長さを17.5 mm(寸法精度 $dL = -0.5$ mm)とした場合のパワーピストンの運動を表している。解析を簡単にするため、左側のクランクの運動は理想的な軌跡を保つものとしている。このように左右のコンロッド長さが異なると、パワーピストンは大きく傾く。

図4は歯車の回転角度に対するピストンの傾斜角度の関係を示している。傾斜角度は、左右のクランクピンが最も離れている状態($\theta = 180$ deg)において最大となることがわかる。図5に寸法精度 dL と傾斜角度の最大値 α_{max} の関係を示す。ロンビック機構を用いたエンジンを設計する場合、このような検討結果に基づき、諸寸法を決定する必要がある。なお、シリンダ、ディスプレイサ・ロッド及びロッドシールを取り付けた場合、適切な運動のための条件はさらに厳しくなる。

高い寸法精度が必要とされる部品には、コンロッド長さの他、クランク半径、ヨーク長さ、シリンダ位置等がある。また、各ピストンの運動はピストンシールや軸受の隙間によっても影響を受けるため、その運動を正確に推測するこ

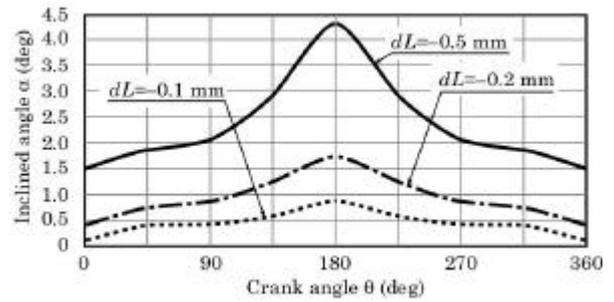


Fig. 4. Inclined Angle of the Power Piston

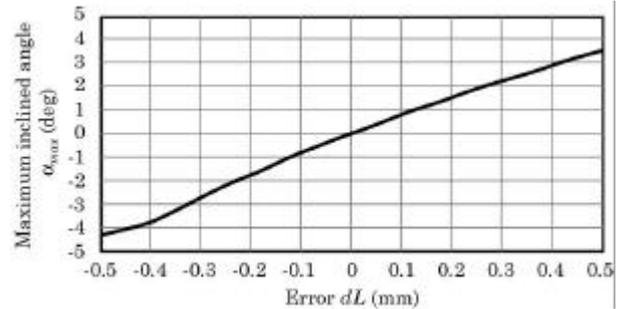


Fig. 5. Maximum Inclined Angle

とは難しい。さらに、本実験用エンジンにおいて、各ピストンの運動は、機構部での機械損失やシール性能ばかりでなく、ディスプレイサに取り付けた内管移動式熱交換器とシリンダとの接触等にも影響する。

4. 実験用エンジンの改造

以上の検討結果に基づき、様々な改造部品を製作し、実験用エンジンの運転試験を試みる。

4-1 コンロッド 軸受の隙間によるロンビック機構の運動を調べるため、図6に示す2種類のコンロッドを製作した。同図(a)は、前報までに使用していたコンロッドと同じ形状であり、1本のコンロッドにつき、2個のクランクピン軸受を使用している。同図(b)は、1本のコンロッドにつき、1個のクランクピン軸受を使用している。これは、軸受のねじり方向の隙間が大きくなるため、シリンダやロッドシールの平行度の誤差に対応できる。

4-2 パワーピストン ピストン部のシール性能と機械損失を検討するため、図7に示す3種類のパワーピストンを製作した。同図(a)の多自由度形は、ヨークとピストンシールの間に2軸のジョイントを設けている。この形式は各

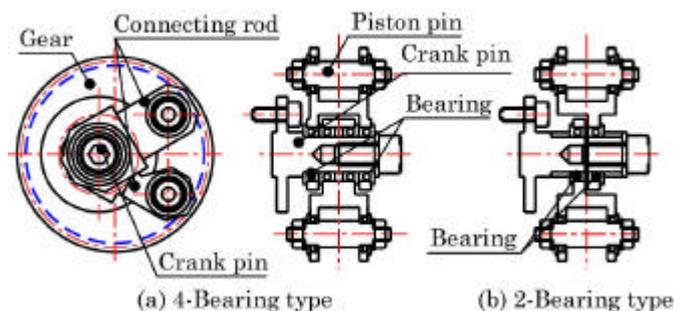


Fig. 6. Connecting Rod

構成部品の寸法誤差に対応しやすい。しかし、コンロッドの運動が不安定になりやすく、アルミニウム合金製のヨークとディスプレイサ・ロッドとが接触することがある。同図(b)の固定形はジョイントを持たない形式であり、シール面を長くし、ロッドシール(滑り軸受)を2段に重ねることで、シール性能の向上を試みている。同図(c)は、後述する大気圧及び加圧状態での運転試験を行った後、新たに製作したパワーピストンである。ヨーク部は多自由度形と同じであるが、ピストンシール部の内側に Oリングを取り付けることでシール性能の向上を図った形式である。

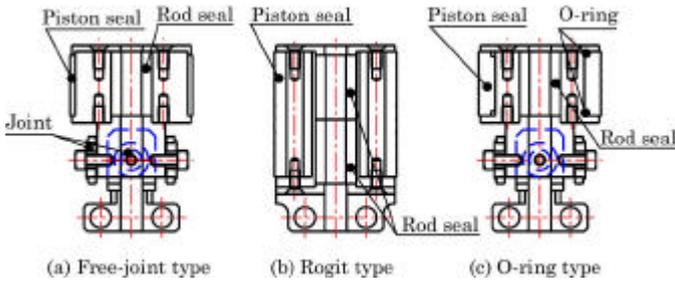


Fig. 7. Power Piston and Yoke

4.3 熱交換器 小型エンジンにおいて、熱交換器の伝熱性能がエンジン性能に及ぼす影響は大きい。また、本実験用エンジンのディスプレイサは厳密な直線運動を実現できていないため、ディスプレイサとシリンダとの接触が確認されている。これらの検討に基づき、図 8 に示す 3 種類の熱交換器を用いて運転試験を行うこととした。同図(a)は前報までに使用していた形式である。同図(b)はヒータの伝熱面積を大きくした形式である。同図(c)は模型エンジンによく用いられる形式であり、再生器を取り付けていない。ディスプレイサとシリンダとの接触を防ぐため、隙間を大きくしており、熱伝導による冷却部の温度上昇を防ぐため、シリンダを長くしている。

以上の 3 種類の熱交換器において、シリンダ下部の温度上昇により、ピストンリングでの摩擦が大きくなるため、ディスプレイサにピストンリングを取り付けていない。作動ガスが再生器を通過しにくくなるため、熱的な性能は大幅に低下するが、機械損失の面で有利になると考えたためである。ディスプレイサのシール装置は今後の課題として残されている。

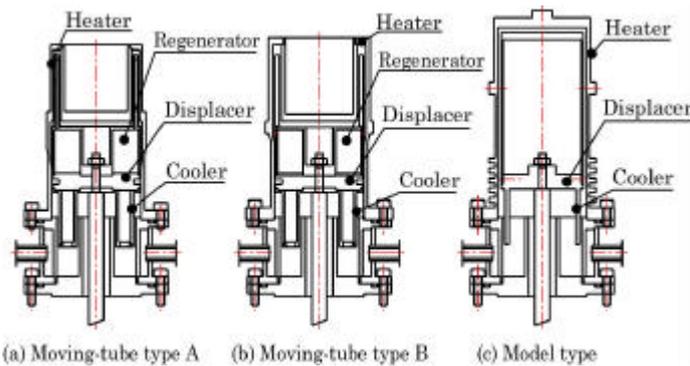


Fig. 8. Heat Exchanger

上述した様々な改造部品を組み合わせることで運転試験を行う。運転条件としては、(i) 大気圧空気による無負荷運転、(ii) 加圧条件下での無負荷運転、(iii) 加圧条件下での出力測定を行う。測定方法は前報^{(1),(2)}に準じている。

5.1 大気圧空気による無負荷運転 上述の改造は、主として機械損失の低減を目指しており、その有効性を調べるには大気圧空気での運転が目安となると考えた。以下の実験においては、出力軸に何も接続しない完全な無負荷状態で運転した。表 2 に大気圧運転における実験結果を示す。表中には概ね定常状態に至った際の温度を記しているが、各熱交換器において温度測定の整合性がないため、目安としての比較である。

図 6(b)の 1 軸受形コンロッド及び図 7(a)の多自由度形パワーピストンを用いた運転では、1000 rpm 程度のエンジン回転数で順調に動作している。一方、図 6(a)の 2 軸受形コンロッドを用いた場合、大気圧条件で自立運転に至らなかった。これは、ディスプレイサ・ロッドに自由度を持たせていないため、そこでの摩擦損失が大きいためであると考えられる。また、図 6(b)の 1 軸受形コンロッドを用いた場合でも図 7(b)の固定形パワーピストンを用いて、図 8(a)及び(b)の内管移動式熱交換器を取り付けた場合、自立運転に至らなかった。図 9 は、図 7(b)の固定形パワーピストン及び図 8(c)の熱交換器を取り付けた場合、運転開始からの時間とエンジン回転数及び温度の変化を示している。これより、運転開始直後は 1000 rpm 程度のエンジン回転数で動作しているが、徐々にエンジン回転数は低下し、運転開始から約 25 分後にはエンジンが停止している。固定形パワーピストンは PTFE 製のシール部を大きくしているため、温度上昇による熱膨張が摩擦の増大につながりやすいと考

Table 2. Experimental Results (Air, $P_m=0.1$ MPa)

No.	Connecting Rod (Fig. 6)	Power Piston (Fig. 7)	Heat Exchanger (Fig. 8)	Engine Speed (rpm)	Heater Wall Temp. (deg C)	Exp. Gas Temp. (deg C)	Comp. Gas Temp (deg C)
1	(b) 2-B	(a) Free	(a) Move A	1200	880	510	140
2	(b) 2-B	(a) Free	(b) Move B	900	760	580	120
3	(b) 2-B	(a) Free	(b) Move B	900	760	580	120
4	(b) 2-B	(a) Free	(c) Model	1200	780	550	72
5	(b) 2-B	(b) Rigid	(c) Model	500-1100	810	580	68

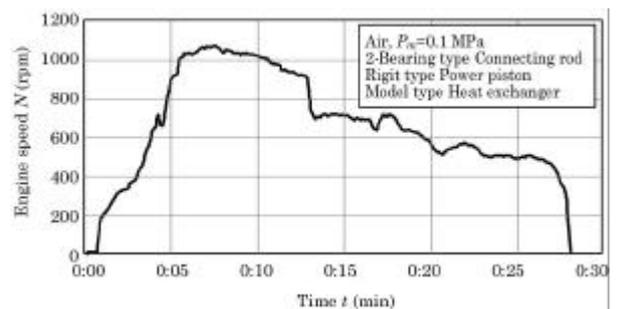


Fig. 9. Experimental Result (Air, $P_m=0.1$ MPa)

Table 3. Experimental Results (Pressurized Condition)

No.	Connecting Rod (Fig.6)	Power Piston (Fig.7)	Heat Exchanger (Fig.8)	Mean Pressure (MPa)	Working Gas	Engine Speed (rpm)	Indicated Power (W)	Shaft Power (W)	Heater Wall Temp. (deg C)	Exp. Gas Temp. (deg C)	Comp. Gas Temp (deg C)
1	(b) 2-B	(a) Free	(a) Move A	0.6	He	1460	7.3	3.0	680	380	100
2	(b) 2-B	(b) Rigid	(a) Move A	0.6	He	500	5.2	0.9	860	510	100
3	(b) 2-B	(a) Free	(b) Move B	0.6	He	1390	10.4	2.8	530	460	92.5
4	(b) 2-B	(b) Rigid	(b) Move B	0.6	He	---	---	---	710	540	94
5	(b) 2-B	(a) Free	(c) Model	0.4	He	---	---	---	---	580	---
6	(b) 2-B	(b) Rigid	(c) Model	0.4	He	440	2.1	0.8	740	544	60

えられ、それによって安定した運転に至らなかったものと考えられる。

5.2 加圧条件における無負荷運転 以下の実験では、出力軸に発電機を接続しているが、発電機に抵抗（負荷）を取り付けていない状態でエンジン性能を測定した。表3に加圧条件における実験結果を示す。温度や圧力等の運転条件は統一されていないが、図7(a)の多自由度形パワーピストンを用いた運転では、1400 rpm 程度のエンジン回転数で動作しているのに対し、図7(b)の固定形パワーピストンを用いた運転では、500 rpm 程度である。自立運転に至らなかった運転条件では、固定形パワーピストンの摩擦損失が大きいこと及び模型形熱交換器の伝熱性能が十分ではなかったことが原因であると考えられる。

5.3 加圧条件における出力性能 以上の運転結果より、1 軸受形コンロッド及び多自由度形パワーピストンが性能向上に有効であると考えられた。しかし、多自由度形パワーピストンはシール性能が十分でないと考えられたため、新たなピストンシール（図7(c)）を製作して、出力性能を測定した。平均圧力 P_m を 0.95 MPa、ヒータ壁温度 T_w を 650 としており、これらは設計時のほぼ上限の状態である。また 実験の前に発電機を別の直流モータで駆動させ、そのときの回転数、電圧、電流及び駆動トルクの関係式を求め、その結果からエンジンの軸出力を算出する。

図10はエンジン回転数と出力及び機械損失の関係を示している。これより、最高軸出力は、エンジン回転数が約1100 rpm で 8 W 程度であり、これは目標軸出力の 50 W に全く至らない結果である。主な原因としては、エンジン回転数が設計時の回転数の 4000 rpm に比べてかなり低いことである。エンジン回転数を高めるためには機械損失の低減が不可欠である。

図11はエンジン回転数と各効率との関係を示している。これより、熱源効率（=有効熱入力/全入熱量）及び発電機効率（=発電出力/軸出力）が約60%であるのに対し、図示効率（=図示出力/有効熱入力）及び機械効率（=軸出力/図示出力）は10~30%とかなり低いことがわかる。図示効率を上昇させるためには、熱伝導が小さいシリンダ（熱交換器）の開発が必要である。また、機械効率を上昇させるためには、機械損失の低減が必要であるとは言ってもない。

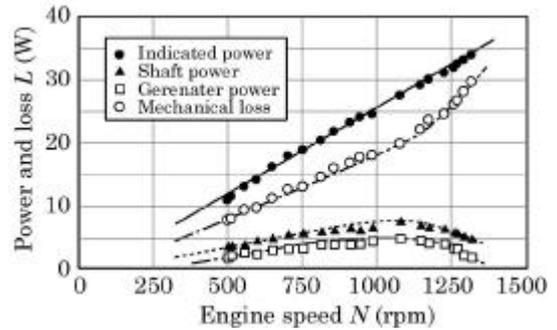


Fig. 10. Engine Performance

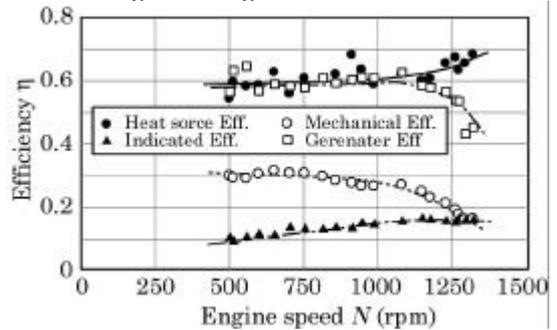


Fig. 11. Efficiency

6. あとがき

以上、ロンビック機構の運動について検討した後、様々な改造部品を製作し、エンジン性能の測定を試みた。しかし、本実験用エンジンを安定した状態で運転させることは難しく、改造部品の有効性を十分に検討するには至らなかった。また、ロンビック機構の運動は、機構部での機械損失ばかりでなく、シール性能やディスプレイサでの機械損失あるいは熱交換器の伝熱性能にまで影響するため、各構成要素の性能を的確に評価するのも容易ではない。ロンビック機構の運動は複雑であり、各部品を適切に設計・製作することは極めて難しいが、本報で述べたような様々な改造を試みることによって、性能向上のための解決策が見出されるものと考えている。

文献

- (1) 平田宏一ほか 2 名, 50 W 小型スターリングエンジンの性能特性 (その 1 大気圧空気における運転試験結果並びに機械損失の測定), 日本機械学会第 3 回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集, (1999), p.49-52.
- (2) 平田宏一ほか 2 名, 50 W 小型スターリングエンジンの性能特性 (その 2, 発電機のハーメティック化とその運転結果), 日本機械学会第 4 回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集, (2000), p.23-26.