

スターリングエンジンの設計・製作及び性能評価

日大生産工（院）○ 中澤 圭介 日大生産工
日大生産工

野村 浩司
氏家 康成

1. 緒言

近年、化石燃料の枯渇問題、二酸化炭素による地球温暖化や有害物質による大気汚染など地球規模での環境問題が発生しており対策が必要である。その解決策の一つとしてスターリングエンジンが注目されている。スターリングエンジンは、その内部に密封された作動流体を外部より加熱・冷却することにより、動力を得る外燃機関である。外部加熱に基づく連続燃焼によるため、内燃機関のような不完全燃焼が起こらず低公害であること、熱源に多様性があること、爆発音が無いため静粛性に優れることなどの特徴がある。熱効率は理想的な熱機関サイクルであるカルノーサイクルと等価であり、省エネルギー、環境問題などにも対応した動力源である。しかし、未だ民生レベルでの実用域に達していないのが現状である。スターリングエンジンの問題点として作動流体の外部への漏れ、耐熱材料の使用、重量増大などがある。さらにこれらの問題点に起因する摩擦損失や熱損失を低減させることがエンジン性能向上には必須である。

本研究では β 型スターリングエンジンの設計・製作を行い、さらに追加実験用として各構成要素を単純化させた α 型スターリングエンジンを設計・製作した。これらの実験用エンジンを用いてスターリングエンジンの問題点の解決策を見出すことを目的としている。

2. 実験装置

2. 1. 1. エンジン型式の選定

スターリングエンジンの基本的な型式には、 α 型、 β 型および γ 型がある。 α 型は高性能エンジンに用いられており、複数のシリンダや熱交換器を配置する自由度が大きい。しかし、パワーピストンを複数用いる形式のため密封性の高いピストンリングを装着する必要があり、機械損失が大きくなるという短所がある。 γ 型は β 型に比べ駆動機構が簡単であるなどの利点を有するが、エンジンが大型に

なる、高出力化が難しいなどの短所がある。そのため、実用型エンジンの例は少ない。

一方、 β 型は駆動機構が複雑になりやすいという欠点はあるが、 α 型同様に高性能エンジンに用いられ、一般に α 型と比べて機械損失を小さくしやすい、エンジンの形状を軸対称にしやすいことから小型化や外部への熱損失の低減などの利点がある⁽¹⁾。そのため、本研究では β 型をエンジンの基本形式として採用した。

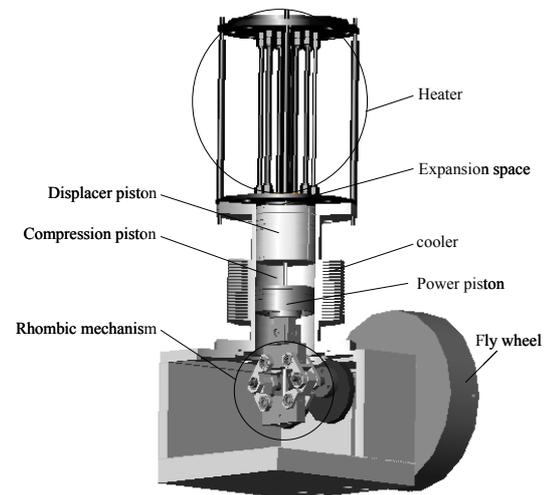


Fig. 1 Schematic of β type Stirling engine

Table. 1 Specifications and target performance

Engine type	β type	
Bore×Stroke	$\phi 80.0 \times 30.9$ mm	
Working gas	Nitrogen	
Target shaft power	200 W	
Heating method	Kanthal wire	
Cooling method	Air cooling	
Phase angle	90.7 deg	
Rated operation	Rated engine speed	1000 rpm
	Mean pressure	0.8 MPa
	Expansion space temp.	600 °C
	Compression space temp.	40 °C
Design (Limit)	Maximum pressure	1.01 MPa
	Heater wall temp. (max)	800 °C

Development and Testing of Stirling Engine

Keisuke NAKAZAWA, Hiroshi NOMURA, Yasushige UJIIE

図1に実験用エンジンの構造, 表1に目標性能および主な仕様を示す. エンジンの形式は, ディスプレーサーピストンとパワーピストンを一つのシリンダ内に直線上に配置した β 型である. 再生器をディスプレーサーピストンに内蔵することによりエンジン内の空間を有効に利用できる構造とした. 加熱部にはカンタル線を用いた管状炉を設け, その内部に作動流体が流れる構造になっている. ボアおよびストロークは, それぞれ 80 mm, 30.9 mm とし, エンジン内最高圧力は, 1.01 MPa に設定した. ピストン駆動機構には, 動的バランス性に優れたロンビック機構を採用した.

2. 1. 2. ピストン駆動機構

図2にロンビック機構の基本構造を示す. ここで P : 歯車の軸間距離, L : 接続棒長さ, R : クランク半径, e : オフセット, Y : ヨーク長さである. ロンビック機構は2個の歯車, 4本の接続棒および2本のヨークで構成されており, 図中のクランク半径, 接続棒長さおよびヨーク長さを設定することで適切なピストンのストロークおよび位相差が得られる. 両歯車が内側に回転することで2本のヨークが上下し, ヨークに接続されているディスプレーサーピストンとパワーピストンが上下運動を行う機構となっている. 実験用エンジンは, $L=31.2$ mm, $R=11.6$ mm, $Y=44.2$ mm とすることでストロークを 30.9 mm, 位相差を 90.7 deg としている. 歯車にはピッチ円直径 80 mm, モジュール 1, 歯数 80 枚の平歯車を用いている. ピストンとシリンダの摺動部に作動流体の漏れ防止のためにピストンリングを装着した. ピストンリングは無潤滑で摺動しながら漏れを防止するため, 張力の弱い組合せオイルリングのレール部分を3箇所を設置しており, ピストンの直線運動のガイドとしても機能している. シリンダには摩擦と摩耗を低減させるために, 内壁に硬質クロムメッキ処理されたホーニング管を使用している.

ロンビック機構が理想的に組み立てられた場合, パワーピストン, ディスプレーサーピストンは厳正な直線運動を行う. しかし, 接続棒長さ, クランク半径, ヨーク長さ, シリンダ位置などの寸法, 組立精度が十分でない場合, 適切な直線運動を実現できないと考えられる. そこで, 図3に示すようにパワーピストンとヨークの間に2軸のジョイントを設け, ディスプレーサーロッドとヨークの連結

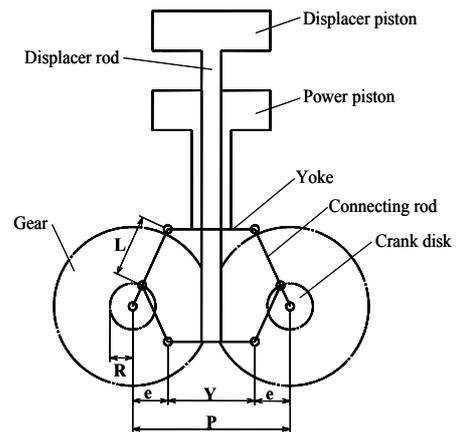


Fig. 2 Rhombic mechanism

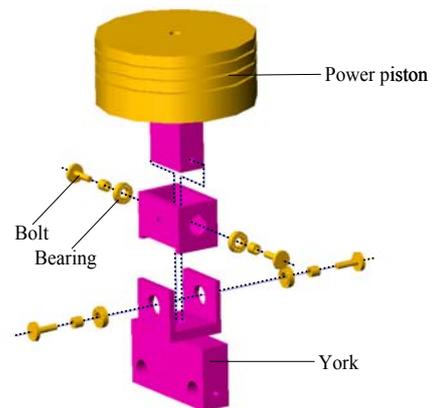


Fig. 3 Schematic of power piston and joint

部分にはピロボールを設置し自由度を持たせた. これらの加工および組立誤差の補償によりヨークの振れ角を低減し, ロンビック機構の動作確認を行った.

2. 1. 3. 実験結果および考察

ロンビック機構の動作確認実験を行った結果, ジョイントを設けることにより上ヨークの運動は, 理想的な軌跡で動いたが下ヨークの運動が不安定になった. これは, ピロボールの自由度が大きすぎるためだと考えられる. そこで, ピロボールの自由度を制限して動作確認を行った結果, ロンビック機構は厳正な直線運動に近い軌跡で動くことが確認できた. また, 加熱部を加熱し, 実験用 β 型スターリングエンジンにて自立運転実験を行った. 実験条件は, 作動流体に大気圧空気を使用し, 完全な無負荷状態で実験を行った. その結果, カンタル線を用いた加熱器では自立運転には至らなかった. そこで, バーナーを用いて加熱したところ自立運転を確認できた. これは主として加熱方法, 熱交換器に改善の余地があると考えられる.

2. 2. 1. 追加実験装置および実験方法

実験用 β 型スターリングエンジンの加熱方法と熱交換器の最適化の検討のため、構造を比較的単純化させた α 型スターリングエンジンを製作し、基礎的な知見を得ることとした。図 4 に追加実験用 α 型スターリングエンジンの構造、表 2 に主な仕様を示す。作動流体は大気圧空気とした。ピストンのボアは 50 mm とし、ストロークを 20, 25, 30, 35, 40 mm と変化することができる構造とした。シリンダは SUS 304 を使用し、内壁にホーニング加工および硬質クロムメッキを施した。ピストン材質はカーボンを使用し、シール機構としてラビリンスシールをピストン下部に施し作動流体の外部への漏れを軽減している。ピストン駆動機構にはクランク機構を採用した。再生器は膨張空間と圧縮空間の間に配置し、矩形断面形状とした。再生器マトリックスは金属繊維とし、スチールウールを充填してある。また、再生器空間はステンレス製のスペーサブロックを配置することで任意の再生器容積を得ることができる。加熱方法は電気容量 350 W の電気ヒータをヒートキャップに取付け加熱した。ヒータ外周をセラミックファイバーにて断熱した。冷却部は空冷とした。図 5 に追加実験用 α 型スターリングエンジンと各測定器の配置を示す。

α 型スターリングエンジンを組立て、再生器を任意のストロークに設定し、再生器空間にマトリック材を充填する。マトリックス材の空隙率 ϕ は式 (1) で示され、

$$\phi = \frac{\text{自由流路体積}}{\text{全体積}} \quad (1)$$

$\phi = 0.95$ とした⁽²⁾。その後、膨張ピストンと圧縮ピストンの位相差を 90 deg に合わせる。電気ヒータにより加熱を開始し、ヒートキャップ壁面温度が 550 °C となるように温度調節器により調節する。ヒートキャップ壁面温度が設定値に達したことを確認し、フライホイールを手動により回転させる。

エンジン性能は、温度、圧力、トルク、回転速度の諸量を測定することで評価した。温度計測は膨張空間、圧縮空間およびヒートキャップ壁面に素線径 0.1 mm の K 種熱電対を設置し A/D 変換器を介しパーソナルコンピュータに出力した。圧力計測は膨張空間および圧縮空間に圧力センサを固定し、直流ひずみ増幅器、A/D 変換器を介しパーソナルコンピュータに出力し、圧力に変換した。トルク測定は、直流モータと電子上皿天秤を使

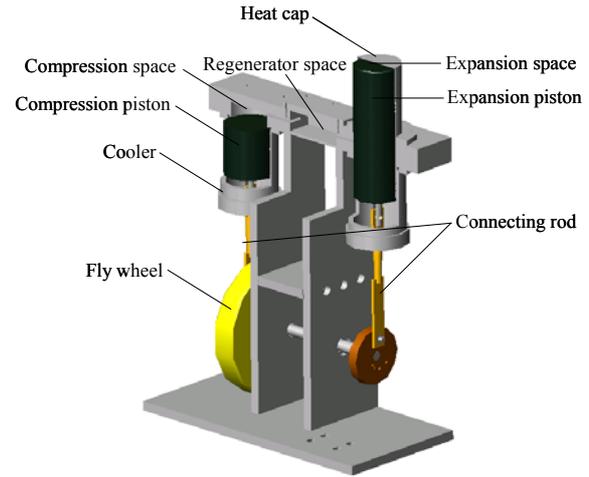


Fig. 4 Schematic of α type Stirling engine

Table. 2 Specifications of α type Stirling engine

Engine type	α type
Working gas	Air
Cooling method	Air cooling
Heating method	Electric heater
Bore×Stroke	$\phi 50 \times 20, 25, 30, 35, 40$ mm
Heater wall temperature	550 °C
Compression space gas temperature	50 °C
Phase angle	90 deg

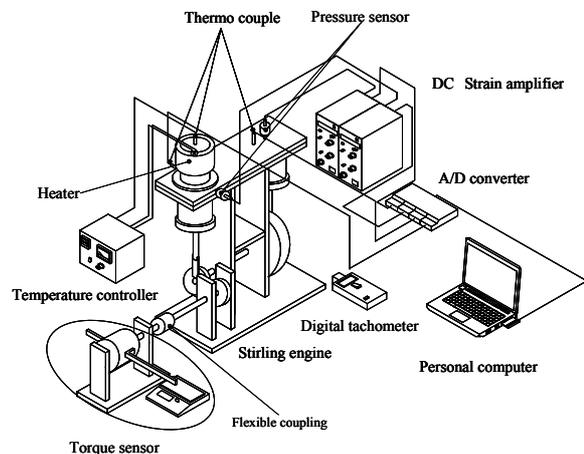


Fig. 5 Schematic of experimental apparatus

用した直流電気動力計を製作し、測定を行った。回転速度は非接触形回転計を用いた。本計測器は、反射型フォトインタラプタが内蔵されており、反射光の周波数により回転数を算出する計測器である。したがって本実験のように微小トルクを計測する場合でも、測定値に対して影響をあたえない。

2. 2. 2. 実験結果および考察

図 6, 7 に再生器容積 78.7 cm^3 , 空隙率 0.95 での各ストロークでの軸トルクおよび軸出力と回転速度との関係を示す. 図 6 より全体の傾向として回転速度の増加に伴い軸トルクは減少していることがわかる. また, 回転速度の増加に伴う軸トルクの値はストロークが長いほど急激に減少しており, ストロークが短い 25 mm , 20 mm では緩やかな減少傾向にある. 図 7 より, 各ストロークで出力にピーク値が存在している. これは回転速度の増加に伴い, ピストンとシリンダ間でのシール性がある程度よくなるとともに, 回転速度の増加も出力の増加を誘起することを示す. しかし, その後のさらなる回転速度の増加に伴い作動流体の流動抵抗や機械損失の急激な増加が誘起され, 出力にピーク値が出現した後, 急激に軸出力を低下させていると考えられる. また, ストロークごとのピーク値がストロークが長いほど低回転域に存在している. これは, ストロークの増大に伴いピストンとシリンダ間の摩擦による機械損失の増加に起因していると考えられる. 図 8 に再生器容積 78.7 cm^3 , 空隙率 0.95, 回転速度 300 rpm 時の P-V 線図を示す. この図からストロークが増加するとサイクルの面積である図示仕事が増加していることがわかり, 上記の考察を裏付けている.

3. 結言

スターリングエンジンを設計・製作して性能評価した結果以下のことが確認できた.

- ・ 実験用 β 型スターリングエンジンの自立運転を確認することができた.
- ・ 2 軸のジョイントの有用性が認められた.
- ・ β 型スターリングエンジンでは加熱システムに改良の必要がある.
- ・ ストロークが大きいほど最大軸トルク, 最大軸出力共に向上する.
- ・ 軸出力にピーク値が確認でき, ストロークの増大に伴ってピーク値の出現する回転速度が減少することがわかった. これはストロークが大きいほど図示仕事は増加するが, 同時に摩擦損失も増大することを示唆している.

4. 参考文献

(1) 濱口和洋, 平田宏一, 松尾政弘, 戸田富士夫, 模型スターリングエンジン [第 2 版] 山海堂(2000)

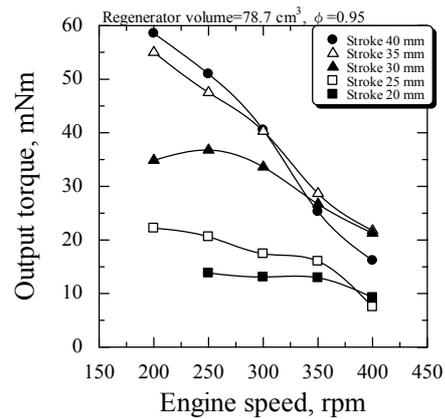


Fig. 6 Relation between engine speed and output torque

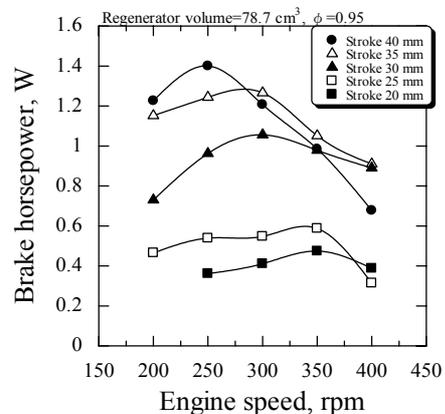


Fig. 7 Relation between engine speed and shaft power

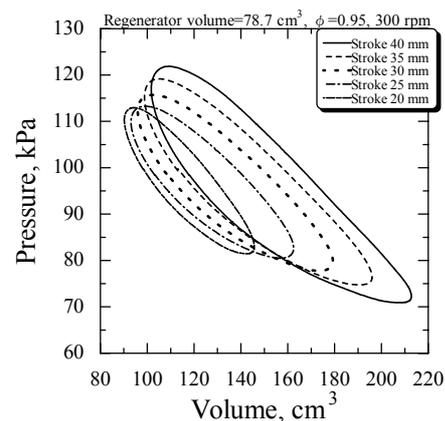


Fig. 8 P-V diagram

(2) 山下 巖, 濱口和洋, 香川 登, 平田宏一, 百瀬 豊, スターリングエンジンの理論と設計 山海堂(1999)