

### 多種熱源に対応したスターリングエンジンの 開発(スターリングエンジン及び関連要素と 応用システム(1))

MINORIKAWA, Gaku / 高田, 康夫 / KAWADA, Masakuni /  
HIRATA, Koichi / 御法川, 学 / TAKADA, Yasuo / 川田, 正國  
/ 平田, 宏一

---

(出版者 / Publisher)

一般社団法人 日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

スターリングサイクルシンポジウム講演論文集

(巻 / Volume)

2004

(号 / Number)

8

(開始ページ / Start Page)

9

(終了ページ / End Page)

12

(発行年 / Year)

2004-10-22

## A03 多種熱源に対応したスターリングエンジンの開発

### Development of a Multi Fuel Stirling Engine System

○学 高田 康夫 (法政大) 正 御法川 学 (法政大)  
正 平田 宏一 (海技研) 正 川田 正國 (海技研)

Yasuo TAKADA and Gaku MINORIKAWA, Hosei University, Kajinotyou 3-7-2, Koganei, Tokyo  
Koichi HIRATA and Masakuni KAWADA, National Maritime Research Institute, Shinkawa 6-38-1, Mitaka, Tokyo

The authors proposed the design technique of a Stirling engine in case the limited heat source like waste heat or the biomass. In order to estimate the design technique and the engine system performance, a Stirling engine for experiments is designed. The engine is multi-stage type engine of three-step composition. When swept volume of a displacer piston and a power piston of each engine can be adjusted according to a heat source suitably, the heat source is changed to engine output efficiently.

Key words: Stirling engine, Waste heat, Biomass, Engine Design and Multi-stage type Engine

#### 1. 緒言

廃熱やバイオマスなどの熱源を有効に活用することは、環境問題及びエネルギー問題の解決に繋がる。スターリングエンジンは熱源を選ばず、温度差があれば運転できるという特徴を持つことから、それらの有効活用方法として適していると考えられる。しかし、工場等からの廃熱は化石燃料の燃焼と比べて一般的に温度が低い。また、バイオマスの燃焼は化石燃料のように安定した燃焼が困難である<sup>1)2)</sup>。そのため、限りある熱量を有効に利用するためのエンジン設計や、多様な熱源に対応したエンジン構造が重要になってくる。

本研究では、廃熱やバイオマス利用を想定したスターリングエンジンの設計手法を検討する。また、出力 100 W 程度の実験用スターリングエンジンを設計・試作し、設計手法の妥当性について考察することを目的としている。本報では、多段化したスターリングエンジンの性能試算結果並びに実験用エンジンの概要について述べる。

#### 2. 多段式スターリングエンジンの検討

廃熱などのように限られた熱量、温度の熱源を有効に利用するためには、エンジンを運転する温度レベルが重要になる。また、1台のエンジンでは回収しきれない熱量が生じ、熱源を有効に利用することができない。そこで、限られた熱源を最大限に活用するためのエンジン構造を検討する。同時に、熱源の条件に対応したエンジン運転温度レベルの簡易的な予測方法を検討する。

**2.1 エンジン構造の検討** 熱源の熱量を無駄なく利用するには、エンジンへの入熱量を増加させればよい。エンジンへの入熱量を増加させると、ヒータを通過した熱源温度(熱源出口温度)は低下していく。それに伴い、膨張空間内の作動ガス温度を十分に高めることができず、結果としてエンジンの熱効率及び出力が低下してしまう。このことから、スターリングエンジンは、最大限の出力を得るために入熱量を適切に設定し、適切な温度レベルで運転する必要があることがわかる。したがって、熱源に対して1台のエンジンにより出力を得ようとする

と、回収しきれない熱量が生じることになり、限られた熱源を有効に利用することができない。そこで、図1のように熱源に対し複数のエンジンを直列に並べ、1台目で温度低下した熱量を2台目で回収するような多段化したエンジン形式を検討する。

エンジンを多段化して熱源の熱量を1段ずつ回収していくと、熱源の熱量は下流に行くに従い減少する。一方、ディスプレイサ形スターリングエンジンにおいては、ディスプレイサピストンとパワーピストンの行程容積の大きさや比を変化させることで、入熱量や出力を調整できる。したがって、熱源の変化に合わせて各段の行程容積を変化させた出力特性の異なるそれらのエンジンを多段に組み合わせることで、熱源を有効に利用でき、組み合わせを変更することで多種熱源に対応できると考えられる。

**2.2 多段式エンジンの性能予測** 多段式エンジンでは、熱源の熱量を最大限に活用するため、各エンジンの運転温度レベルが重要になる。そこで、多段式エンジンの運転温度レベルと性能の簡易予測計算を行う。図2に多段式エンジンの簡易計算モデルを示す。熱源の条件として、質量流量  $m$ 、温度  $T_0$  及び比熱  $c$  を設定する。この熱源の値を用い、エンジン出口温度  $T_1$  をパラメータとして、次式によりスターリングエンジンへの有効熱入力  $Q_m$  を算出する。

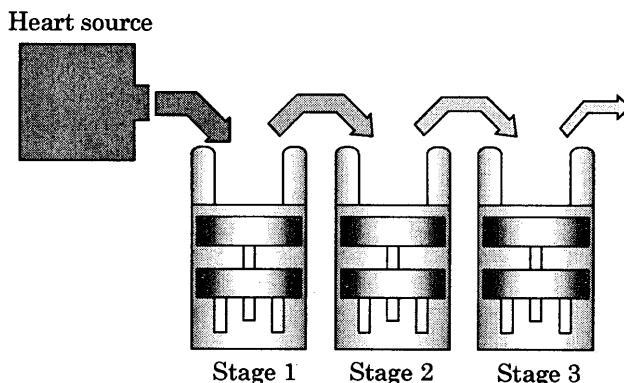


Fig.1, Outline of Multi-stage type Stirling engine

$$Q_{in} = mc(T_0 - T_1) \quad (1)$$

次に、膨張空間の温度低下を考慮したカルノー効率  $\eta_{car}$  に、熱損失及び圧力損失の影響を補正するためのカルノー係数  $k_{car}$  を乗じて図示熱効率  $\eta_{ind}$  を求める。

$$\eta_{ind} = k_{car} \eta_{car} = k_{car} \left( 1 - \frac{T_C}{T_1 - \Delta T} \right) \quad (2)$$

ここで、 $T_C$  は圧縮空間ガス温度、 $\Delta T$  はエンジン出口温度に対する膨張空間の温度低下であり、両者ともエンジンや熱源の条件に合わせて設定する。

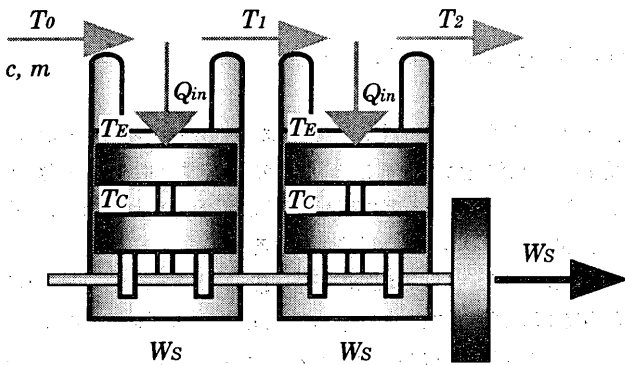
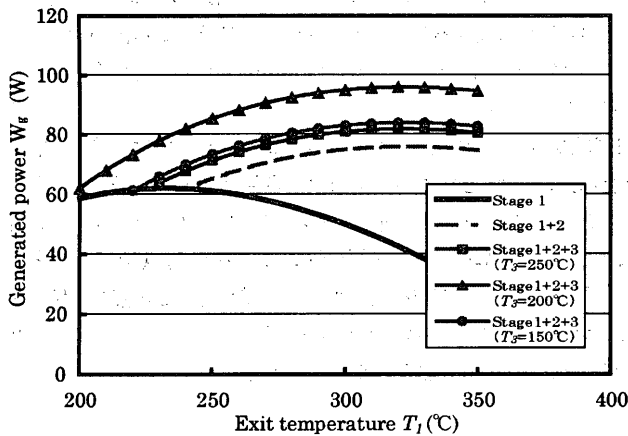
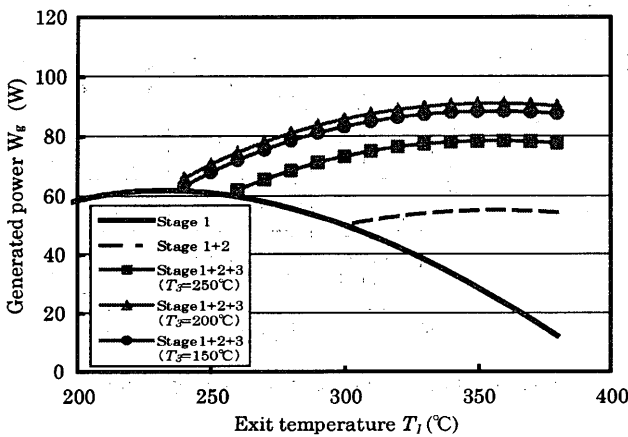


Fig.2, Simple model for multi-stage type engine



(a)  $T_2=240^\circ\text{C}$



(b)  $T_2=300^\circ\text{C}$

Fig.3, Calculated result of 3-stage composition engine

機械効率  $\eta_m$  及び発電機効率  $\eta_g$  をそれぞれ設定し、次式により発電出力  $W_g$  を求める。

$$W_g = Q_{in} \eta_{ind} \eta_m \eta_g \quad (3)$$

式(1)~(3)により、出口温度  $T_1$  に応じたエンジン出力の試算が可能になる。そして、1 段階エンジンの出口温度  $T_1$  を 2 段階エンジンの入口温度、2 段階エンジンの出口温度  $T_2$  を 3 段階エンジンの入口温度とし、各段にて同様の計算を行うことで、多段階エンジンの性能を予測することが可能となる。

図 3 は、質量流量  $m=0.0035 \text{ kg/s}$ 、温度  $T_0=400^\circ\text{C}$  の廃熱を想定し、3 段階構成エンジンの出力試算を行った結果である。計算は、2 段階エンジン出口温度  $T_2$  を  $160^\circ\text{C}$  から  $10^\circ\text{C}$  ごとに  $340^\circ\text{C}$  まで固定し、それぞれの  $T_2$  に対し 1 段階及び 3 段階エンジン出口温度をパラメータとして行った。なお、カルノー係数  $k_{car}$ 、機械効率  $\eta_m$  及び発電機効率  $\eta_g$  はそれぞれ 0.7、0.7 及び 0.8、膨張空間の温度低下  $\Delta T$  は 50 K とした。また、1 段階、2 段階及び 3 段階エンジンの圧縮空間ガス温度  $T_c$  は、それぞれ  $60^\circ\text{C}$ 、 $50^\circ\text{C}$ 、 $40^\circ\text{C}$  とした。同図(a)及び(b)は 2 段階エンジン出口温度  $T_2$  をそれぞれ  $240^\circ\text{C}$  及び  $300^\circ\text{C}$  として計算した結果である。図中の実線は 1 段階エンジンの出力、破線は 1 段階目と 2 段階エンジンの合計出力、その他の線は 1 段階目から 3 段階エンジンの合計出力を表している。(a)では  $T_1=320^\circ\text{C}$ 、 $T_2=160^\circ\text{C}$  付近で最大出力 96 W が得られている。一方(b)では  $T_1=360^\circ\text{C}$ 、 $T_2=200^\circ\text{C}$  付近で最大出力 91 W が得られている。エンジン出口温度をパラメータとしたマトリクス計算を行った結果、エンジン出口温度がそれぞれ  $T_1=320^\circ\text{C}$ 、 $T_2=240^\circ\text{C}$  及び  $T_3=160^\circ\text{C}$  の時に最大出力の得られ、1~3 段階エンジンの出力はそれぞれ 43W、33W 及び 20W となった。このような計算を行うことで、多段階エンジンの出力並びに最適な運転条件を試算することができる。

図 4 は、同様の熱源を想定した場合、1~4 段階構成エンジンの最高出力をまとめた結果を示す。エンジン段数を増やすことで出力の向上を見込めることが確認できる。しかし、エンジン段数を増やすごとにエンジン 1 台ごとの出力は減少していき、エンジン寸法や製作コストに見合った出力の上昇は見込まれなくなる。したがって、エンジン段数の決定は出力の向上とエンジン寸法及び製作コストを考慮して行う必要がある。

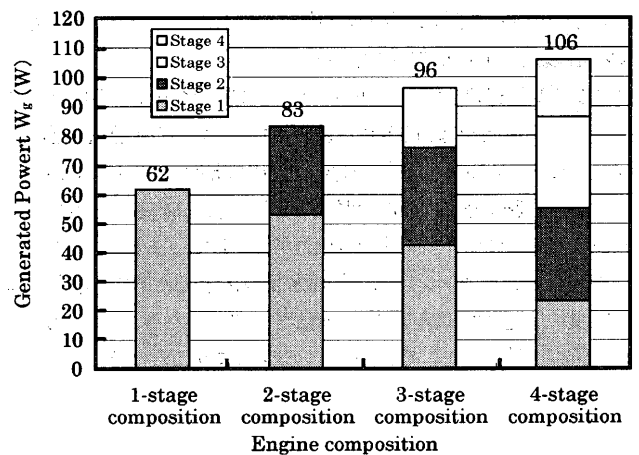


Fig.4, Power as a function of the number of engine stages

### 3. 実験用スターリングエンジンの設計・試作

前章の考えに基づき、多段式スターリングエンジンの設計・試作を行う。3 段式エンジンの性能評価を行うことで、多段式エンジンの特性を把握できると考え、前章で求めた最高出力の値を目標としてエンジンの各寸法を決定した。

**3-1 実験用スターリングエンジンの基本構造** 図 5 に設計した実験用の実験用スターリングエンジンの構造、表 1 にエンジン仕様と目標性能を示す。各ピストンの行程容積が異なる 3 機のエンジンはクランクケースに設置されており、各クランクシャフトはカップリングにより連結されている。それぞれのエンジンは、製作と実験を容易にするため、作動ガスを空気、平均圧力を大気圧とした  $\beta$  形エンジンである。熱量や温度レベルが異なる多様な熱源に対応して適切なエンジンを組み合わせて使用することが可能である。ストローク等のエンジンの各寸法は、各段で適切な出力・伝熱特性が得られるように、ヒータ管の伝熱計算<sup>3)</sup>と等温モデル<sup>4)</sup>をリンクさせた計算を行い決定している。

**3-2 性能試算** 図 6 は、計算結果の一例であり、長さを一定としたヒータ管本数に対する発電出力を示している。前章の計算により求められた 3 段式エンジンの適切な熱量レベルを計算条件として、簡略的な伝熱計算を行い、膨張空間作動ガス温度を算出した。その値を用いて

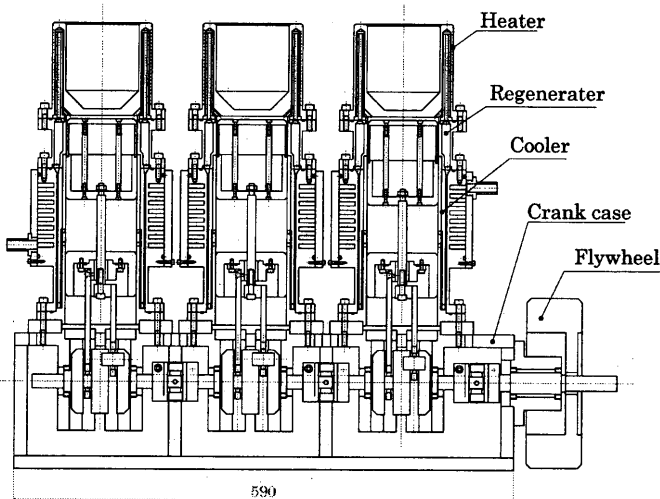


Fig. 5, Structure of the experimental Stirling engine

Table 1, Specifications and target performance

	Stage-1	Stage-2	Stage-3
Engine type	Beta-type		
Working gas	Air		
Mean pressure	Atmosphere (101.3 kPa)		
Expansion space gas temperature	270°C	190°C	110°C
Compression space gas temperature	60°C	50°C	40°C
Power piston Bore × Stroke	84 × 48 mm	84 × 44 mm	84 × 46 mm
Displacer piston Bore × Stroke	84 × 52 mm	84 × 54 mm	84 × 46 mm
Target engine speed	1000rpm		
Target generated power	43 W	33 W	20 W
Total generated power	96 W		

等温モデルにより出力を求めた。これより、ヒータ管本数が 10 本以上になると出力の変化はほとんどなくなり、13 本をピークにだらかにかに減少していく。このような結果並びにエンジン寸法の制限から、伝熱面積を多く確保できるような管本数を 20 本とした。

図 7 は回転数に対する発電出力の計算結果である。回転数が増加するに従い、各エンジンの出力も上昇している。しかし、この計算は機械効率及び発電機効率を一定として行った結果である。実際の機械効率及び発電機効率は、回転数の増加に伴い低下する。したがって、実際の発電出力はある回転数で最大値を持つ。発電出力が前章により求められた各エンジンの最高出力値である 43W、33W 及び 20W となる 1000 rpm 付近を目標回転数とした。

**3-3 熱交換器の構造** 以上のような設計計算を行い、エンジンの詳細寸法を決定した。図 8 に熱交換器の構造を示す。同図(a), (b), (c) はそれぞれヒータ、再生器及びクーラ内の作動ガス及び冷却水の流れを示している。ヒータは加熱ヘッドと内管で構成されている。加熱ヘッドは中央のくぼんだ円筒に、内管の入る  $\phi 10\text{mm}$  の穴が 20 本空いている。内管は外径  $\phi 8\text{mm}$ 、内径  $\phi 4\text{mm}$  のパイプを用いる。膨張空間から流れ出る作動ガスは加熱ヘッドと内管の隙間を上昇し、上端で折り返して内管の内側を通り再生器へ流れる。この構造により、溶接部分をなくし、伝熱面積を増加させることで高い伝熱特性が期待できる。再生器は同心円状に径の異なる円管を 2 つ配置し、各円管の隙間に黄銅金網のマトリクス材料を詰める。ヒータ管より流れてきた作動ガスはマトリクス材を通り抜け、再生器内管に開けられた 20 個の穴からクーラ管へと流れる。クーラはシリンダの同心円状に内径  $\phi$

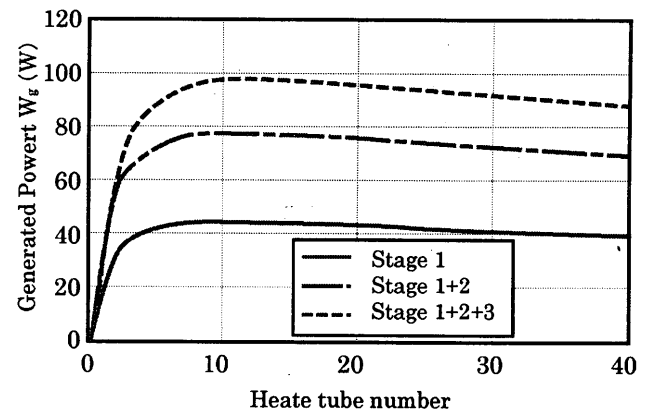


Fig. 6, Power as a function of heater pipe number

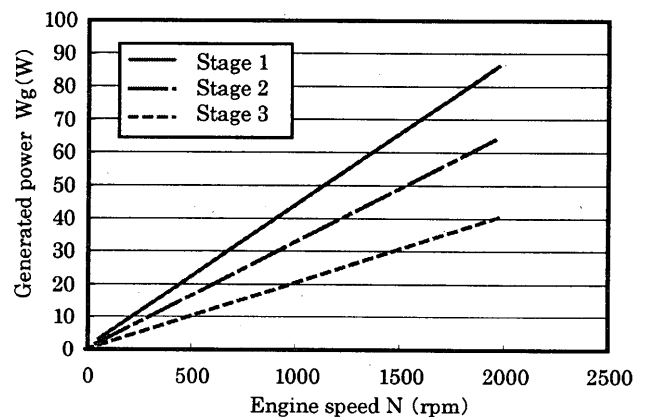


Fig. 7, Generated power as a function of engine speed

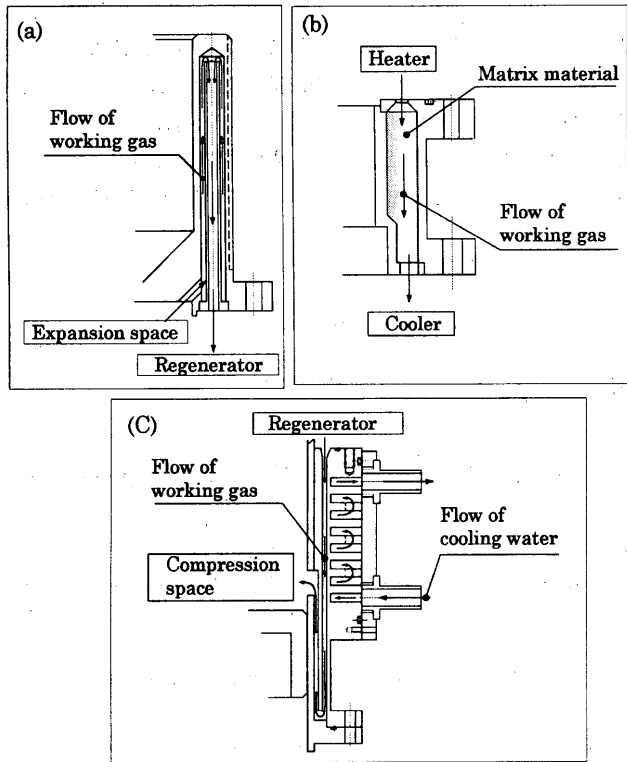
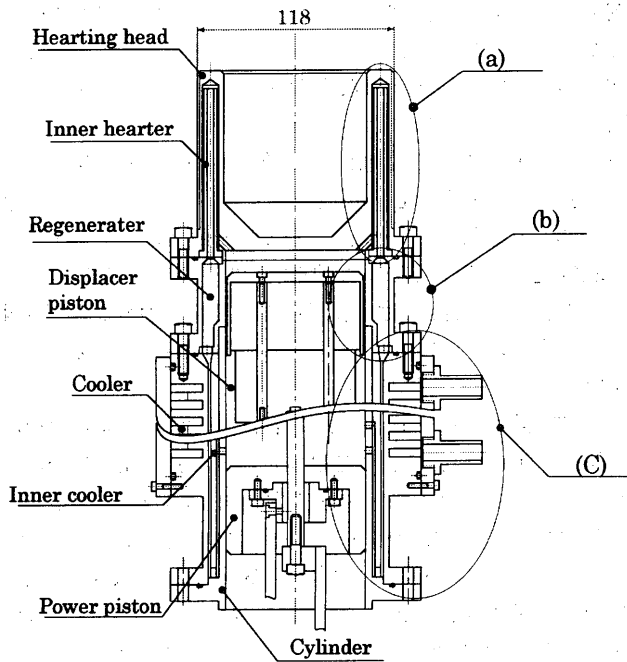


Fig. 8, Structure of heat exchanger system

105mm のクーラ管と内径・外径がそれぞれφ95mm 及びφ102mm のクーラ内管を配置してある。再生器から流れてきた作動ガスは、クーラ管と内管の間を通り、下端で折り返し、内管とシリンダの間を流れて圧縮空間に流れる。この構造で、ヒータと同様に溶接部分をなくし、広い伝熱面積を確保でき、高い伝熱特性を期待できる。冷却水は、クーラ管に設けられた深さ 15mm、幅 5mm のフィンの隙間を階段状に流れる。

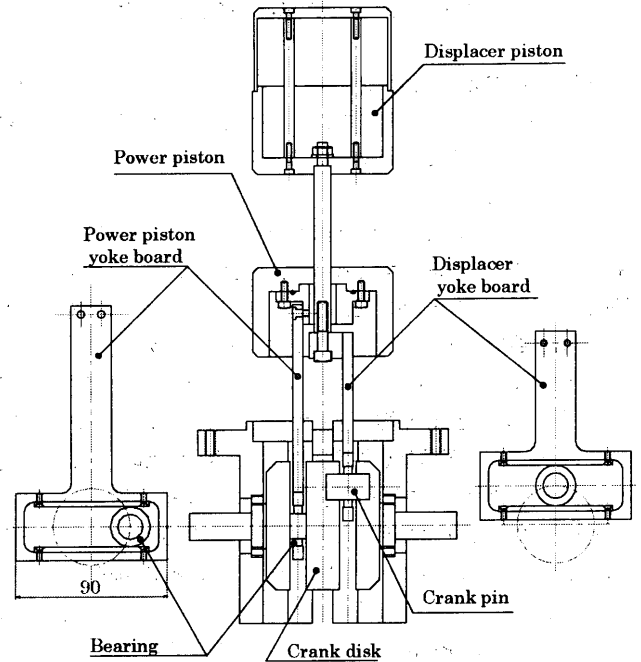


Fig. 9, Pistons and Scotch yoke mechanism

3.4 ピストン駆動機構の構造 出力取り出し機構にはスコッチヨーク機構を用いた。図9にスコッチヨーク機構の構造を示す。パワーピストン及びディスプレーサピストンのヨークを中心にからずらし、1つずつ配置することで、エンジンを小型化し、部品点数を削減した。

#### 4. 結言

本研究では、廃熱やバイオマスのような限られた熱源を有効に利用するためのエンジン構造として、多段式スターリングエンジンを検討した。また、簡易的に多段式スターリングエンジンの性能を予測する計算方法を検討し、これにより、多段式エンジンでは熱源に応じた適切なエンジンの運転温度レベルが存在することが確認できた。この考えに基づき、多段式エンジンの性能を実際に調べるため、実験用の3段式スターリングエンジンを設計した。現在、実験用エンジンの製作を行っている。エンジン製作後、様々な入熱条件にて性能測定を行い、多段式スターリングエンジンの性能評価を行い、設計手法の妥当性について考察する。

#### 参考文献

- (1) 社団法人日本エネルギー学会, バイオマスハンドブック, オーム社, (2002)
- (2) 水谷幸夫, 燃焼工学入門-省エネルギーと環境保全のための-, 森北出版, (2003)
- (3) 江草龍男, 他 3名, ボイラ熱交換器, オーム社, (1988)
- (4) 山下巖, 他 4名, スターリングエンジンの理論と設計, 山海堂, (1999)