

ロス機構スターリング機関の設計と試作

水 島 一 祐*・山 下 哲 生**・位 田 晴 良***

Designing and Trial Production of A Ross Drive Stirling Engine

Kazuhiro Mizushima, Tetuo Yamashita and Haruyoshi Ida

A Ross drive Stirling engine, of which pistons are driven by T-type connecting rod and some link mechanisms, was analyzed. The operating characteristics of the Ross mechanism were understood. And a designing method for producing more compact Stirling engine was found. As a variation of the Ross mechanism, a new T-type connecting rod with a sliding element was developed and produced by way of trial. The new type Stirling engine could be operated for a short time.

1. 緒 言

外燃式機関であるスターリング機関は、在来の内燃式のガソリン機関やディーゼル機関とはかなり異なった構造・性能特性を持っている。一般にスターリング機関は、複数のピストンと3種類の熱交換器によって構成され、これらの数や配置、ピストンの駆動機構などによって種々の形式が考えられている。これらのスターリング機関の基本的な形式は、図1に示されるような4種類に分類される。

図の(a) α 形は、2ピストン形と呼ばれ、膨張ピストンと圧縮ピストンの二つのピストンを持ち、これらを収めるシリンダと熱交換器の配置が種々考えられる。そしてシリンダの配置も図のようなV形の他に、直列対向や直列背向なども可能である。(b) β 形は、単シリンダ・ディスプレーサ形と呼ばれ、高温側と低温側の作動空間の容積割合を変更するためのディスプレーサピストンと、全作動空間の容積を変更するための出力ピ

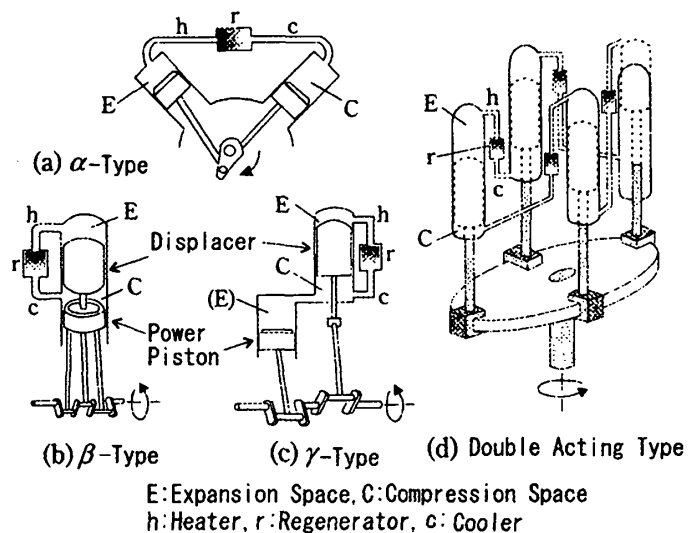


図1 スターリング機関の基本形式⁽¹⁾

* 機械工学科 ** ダイヤモンド電気株式会社 *** 応用理化学専攻大学院生

ストンとが一つのシリンダに収められている。また、(c) γ 形は、2シリンダ・ディスプレイサ形と呼ばれ、ディスプレイサピストンと出力ピストンを別々のシリンダに収めた形式である。さらに、(d) ダブルアクティング形は、復動形と呼ばれ、先述の α 形、 β 形、 γ 形の場合とは異なり、多気筒化をはかるための形式であり、図の場合は、ピストンの駆動機構として回転斜板を用いた例を示している。以上のように、スターリング機関の構成には種々の組み合わせがあり、その構成によって機関性能が複雑に変化する。

筆者らは、これまでにスターリング機関の性能について熱力学的解析を行い、熱効率を向上するための条件について検討を行ってきた^{(2), (3)}。そこで本研究では、比較的単純な構成の α 形を対象として小形スターリング機関の製作を試みる。

2. 機関の仕様と基本構成

例年スターリング機関によるカーラリーが開催されており、将来これに参加できる程度の規模を想定して、軸出力 15 W を目標に計画する。また、基本的な構成として、比較的簡単な2ピストンの α 形を採用する。この場合、動作ガスの漏れを防止するために、ピストン・シリンダ間の十分な気密を保持する必要がある、一般に往復ピストン機関ではピストンリングが使用されるが、リングとシリンダの間の機械摩擦が増加するため若干不利になる。そこで、本研究では気密を十分に保持し、かつ、機械摩擦が比較的少ないガラス注射器に着目し、これを切断して利用する。これにしたがって、試作するスターリング機関のピストン直径は、注射器の仕様によって限定され、その中で最も大きい直径の注射器として、直径 42.1 mm のものを選定した。また、ピストンの駆動機構については、比較的コンパクトにできるものとして、T字形クランクと3本のロッドから構成されるロス機構を採用する。

まず、シリンダ直径 42.1 mm の条件の下に、シュミット理論によって性能を求め、軸出力 15 W を達成するために必要なピストンの行程長さ（ピストンストローク）を設定する。シュミット理論では、ピストンの行程が正弦波的に変位するものとし、空間内に閉じこめられたガスの質量は一定とする。また、高温側および低温側空間の温度はそれぞれ一定に保たれるとし、両空間のガスは均一な圧力のもとで変化する。このような条件で計算した結果の一例を図2に示す。図は、ピストン行程長さを変更したときに得られる出力について示したもので、

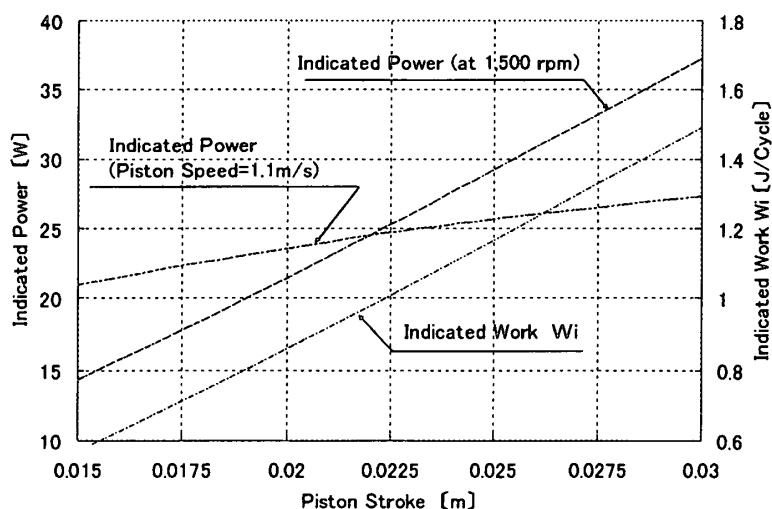


図2 ピストン行程と出力

p-V 線図で囲まれる面積から得られる 1 サイクル当たりの図示仕事 W_i 、機関回転数が 1,500 rpm における図示出力および平均ピストン速度が 1.1 m/s において得られる図示出力をそれぞれ表している。1 サイクル当たりの図示仕事は、ピストン行程長さに比例して増大し、これに従って回転数一定における図示出力も同様に増加する。これに対して平均ピストン速度一定のもとでは、行程長さが長くなるほど機関回転数を低下させることになり、行程長さに対する出力の増加率が小さくなる。ここで、所要の軸出力 15 W を得るために必要な図示出力について考えると、仮にこの機関の機械効率が 0.6 程度とすると、図示出力は 25 W となり、図 2 から回転数が 1,500 rpm の場合に行程長さが 0.0225 m (22.5 mm) において目標軸出力が得られる。そこで、行程長さを 22.5 mm として計画する。

次いでロス機構により所定のストロークを得るために必要な各ロッドの長さを求め、これらの結果を基に機関各部の設計を行い製作することになる。

3. ロス機構の計画と設計

スターリング機関に関する研究は既に数多く実施されており、その中で機関の小形化、低コスト化や出力制御に対して、種々の出力取り出し機構が取り上げられている。その一つがロス機構であり、基本的に T 字形クランクと 3 本のロッドによって構成される。ロス機構の構成を線図で表したのが 図 3 である。点 D がクランク軸中心で、点 A がこの中心周りに回転運動する。ロッド AB とロッド EF とは点 B で直交し、一体になって T 形クランクを形成している。T 形クランクの直交点 B は、ロッド BC を介して固定点 C によって拘束され、クランク軸の回転に伴ってロッド BC を半径とする円弧

上で往復運動している。これにしたがってロッド EG および FH はシリンダに拘束されながら上下に往復運動することになる。この点 G および H の軌跡がピストンの往復運動を表すことになる。

そこで、点 D の座標を原点 (0, 0) として、各ロッドの長さを 図 3 の a, b, c, d のように定め、クランク半径を r としてクランクの回転角度 α に対する各点の座標を逐次求めると、点 H および G の Y 座標が高温側およ

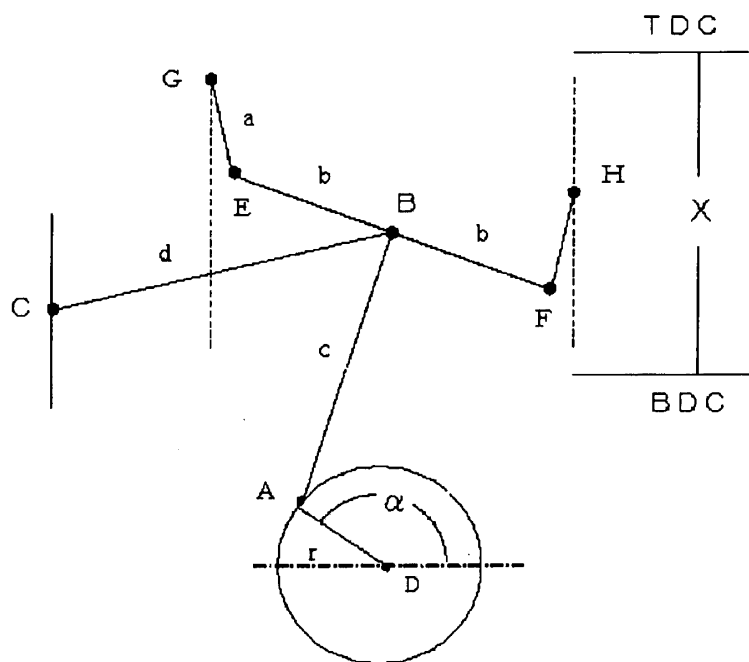


図 3 ロス機構のモデル

び低温側のピストン位置を示すことになる。そして、上死点(TDC)から下死点(BDC)までのピストン変位をXとして種々の条件におけるXを計算して比較検討する。

まず、各ロッドの長さおよびクランク半径の種々の組み合わせによって得られるピストン変位を求め、これが先述の基準値 $X=22.5\text{ mm}$ になる組み合わせを模索した。その結果、クランク半径 $r=8\text{ mm}$ 、ロッド $d=100\text{ mm}$ において、ロッド $a=30\text{ mm}$ 、 $b=60\text{ mm}$ 、 $c=60\text{ mm}$ 、の組み合わせによって基準のピストン変位が得られた。

そこで、さらに将来種々の機関を設計することを想定して、基準ピストン変位 $X=22.5\text{ mm}$ におけるロッドの長さおよびクランク半径を基準としてそれらの値を増減し、それらの変化がピストン変位に与える影響を求めた。その結果をまとめたのが 図4 である。

クランク半径 r を増加すると、当然の結果としてそれに比例してピストン変位が増大する。通常のピストン機関のコネクティングロッドに相当するT形クランクの長さ c を長くすると、ピストン変位は減少し、T形クランクのピストン駆動部のロッド長さ b を長くするとピストン変位は増大する。すなわち c を短くして b を長くする方が大きいピストン変位が得られる。しかし、 c をクランク半径より小さくすることは不可能ではないが、バランスが良くないと思われる。また、 b を大きくしていくと、二つのピストンの間隔が広がって機関のコンパクト性が失われることになり、実用上好ましくない。結局、機関のコンパクト性、見た目のバランスなどを考慮して各ロッドの長さを設定するべきである。

なお、T形クランクとピストンとを結合するロッドの長さ a 、およびT形クランクの点Bを拘束するロッドの長さ d は、これらを変化させてもピストン変位は全く変化せず、適当な長さを設定すればよい。点Bの往復動は、点BがロッドBCによって拘束されているため円弧運動になり、ロッド長さ d を長くするほど点Bの往復動が直線運動に近づくが、これを長くすると機関のコンパクト性が失われるので、極端に長くすることはできない。

以上のように、ロス機構の作動特性がわかったので、さらに実用的な改良について検討を行った。すなわち、先述の図3に示したロッドBCによるT形クランクの拘束を、ロッド無しで行うことができれば機関のコンパクト化に有効である。その一つとして考えられるのが、T形クランクの点Bの往復円弧運動を直線運動に変更することである。例えば、ロッドBCを取り除いて点Bをスライダによって拘束すると、点Bの往復運動を直線運動に変えることができる。スライ

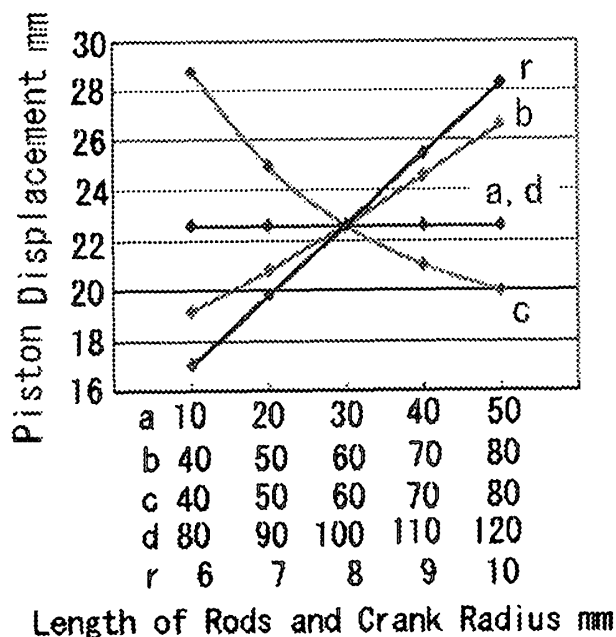


図4 各ロッドの長さとピストン変位

ダーによる点Bの拘束例の一つを図5に示す。図から点Bは、スライダによって拘束されて通常の往復ピストン機関と同様の往復運動を行うことがわかる。この場合、元のロス機構において点Bを拘束するロッドの長さが無限大になった場合と同等であるから、ピストンの往復運動も元のロス機構と全く同等であると考えてよい。この場合のクランク回転角度に対するピストン行程を、先に定めた各ロッドの基準条件を用いて求めると、図6のようになり、ピストンの行程長さは2.26 cm となり、計画通りの値が得られていることがわかる。

次に、点Bの拘束のもう一つの例を図7に示す。図においてT形クランクにスライダが設けられており、このスライダは固定点Cに拘束されて運動する。したがってT形クランクの点Bは、首を振りながら往復することになり、元のロス機構とは若干異なった往復運動を行う。そこで、先と同様の基準条件の下にピストン行程の変化を求めると、図8のようになり、この場合のピストン行程長さは1.94 cm となり、計画値を下回っていることがわかる。これを計画値にするためには、先の図4 からクランク半径 r またはT形クランクのピストン駆動部の腕の長さ b を変更すればよいことがわかる。T形クランクのコネクティングロッド部の長さ c

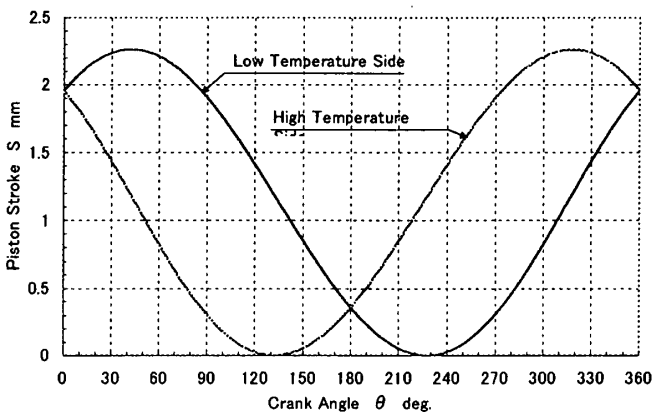


図6 改良モデル(I)におけるピストン行程

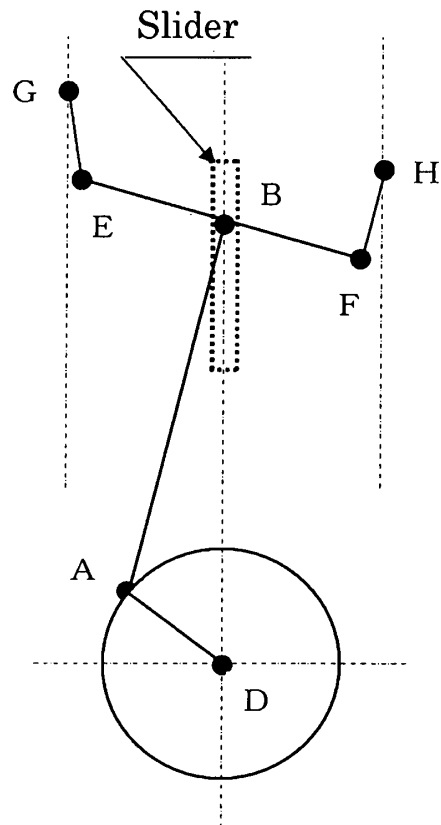


図5 ロス機構の改良モデル (I)

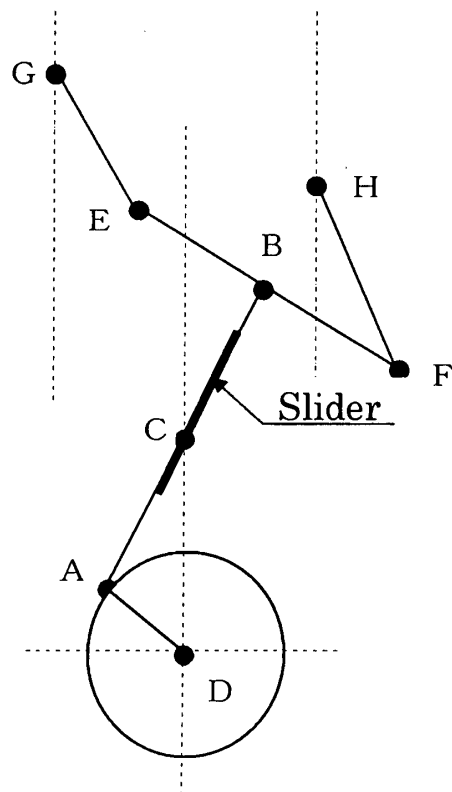


図7 ロス機構の改良モデル (II)

を長くしても良さそうに見えるが、この部分にスライダーを設けているため様子が異なり、実際計算してみるとかえってピストン行程長さが小さくなることがわかった。そこで、クランク半径 r を先に設定した基準値の 8 mm から 9.5 mm に増加すると、ピストン行程長さ 22.3 mm が得られ、目標を達成できることがわかった。また、T形クランクのピストン駆動腕長さ b を基準値の 60 mm から 85 mm に増大するとピストン行程長さは 22.3 mm となり、これでも目標を達成できることになるが、この腕長さを大きくすることは機関の幅を大きくすることになり、コンパクト化の思想に反する。したがって、クランク半径を増大して所要のピストン行程長さを得るのが最善と考えられる。なお、クランク半径 9.5 mm におけるピストン行程の変化を図 9 に示す。

4. 機関の試作

以上の結果から、試作機関の仕様として当初クランク半径を $r = 8 \text{ mm}$ と

して設計試作した。その組み立て断面図を図 10 に示す。図の①～⑥の部品名称はそれぞれ次のとおりである。

① ガラスピストン、② 高温側シリンダ (ステンレス製)、③ 低温側シリンダ (アルミ製)

④ T形クランク、⑤ ピストン駆動リンク、⑥ 接続リンク (T形クランクを拘束)

試作機関をガスバーナで加熱して運転を試みたが、各部の動きが悪く十分に運転することができなかった。その原因として、まず各リンクの寸法精度および加工精度の不良によるがたつきが挙げられ、これを修正して運転を試みたがそれでも運転ができなかった。また、機関の加熱を続けると、低温側シリンダに熱が伝わり、高温側と低温側との温度差が小さくなってしまいうことも運転できない原因の一つと考えられたため、高温側シリンダと低温側シリンダをつなぐ連結板を耐熱材 (商品名ウルテム) に変更してみたが、十分な結果が得られなかった。

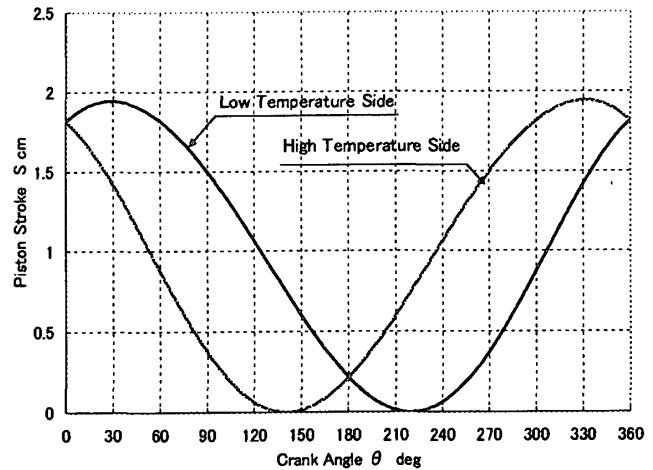


図 8 改良モデル(Ⅱ)におけるピストン行程
(クランク半径 8 mm)

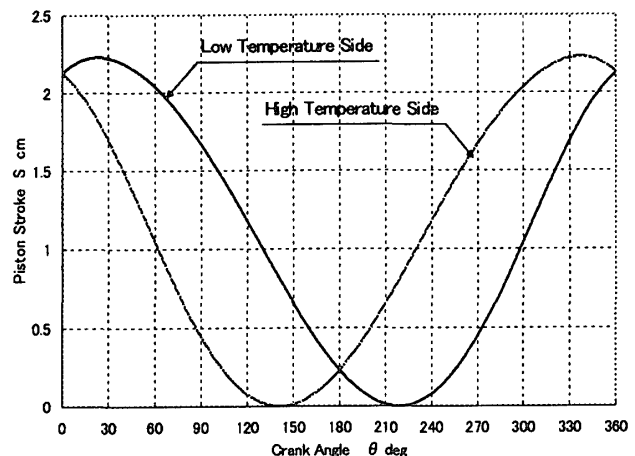


図 9 改良モデル(Ⅱ)におけるピストン行程
(クランク半径 9.5 mm)

そこで、総合的に見直しを行い、リンクによる拘束を避けるために、図10における⑥の接続リンクを除去することを考えた。先にも述べたようにこの接続リンクのT形リンクとの結合部の円弧運動が直線運動に近いことから、この運動をスライダによって拘束するように改良した。この基本的な考え方は先に図5および図7に示したとおりである。ここでは機関のコンパクト化にも配慮して図7に示した改良モデル(Ⅱ)を採用することにし、その断面図を図11に示す。さらに、高温側と低温側の温度差を十分にとれるようにするため、低温側に水ジャケットを設け水冷構造にした。その結果漸く連続運転に成功した。

5. 運転試験結果と今後の課題

実際に製作した機関の運転状況の写真を図12に示す。機関を始動してからの運転経過時間に対する状況を図13に示す。図からわかるように、機関始動後回転数ならびに図示出力は時間の経過とともに増加し、約3.5分経過後に極大になり、その後時間とともに低下している。そして5分後に機関は停止した。機関の停止後調べたところ、ガラスピストンのアルミ製ピストンホルダーの部分にクラックが発見された。試作機関のピストンとしてガラス注射器の中空ピストンを切断して使用しており、ガラスピストンを保持するためのピストンホルダーとして、その中空部にアルミの丸棒をはめ込んで接着する構造をとっているため、温度の上昇とともに熱膨張の差による応力が作用したためと考えられる。すなわち、アルミ材の熱膨張率はガラスのそれに比べて5～7倍大きく、はめ込まれているアルミ材の熱膨張によって中空のガラスピストンが押し広げられたものである。そこでこの対策として、ピストンホルダー部分の

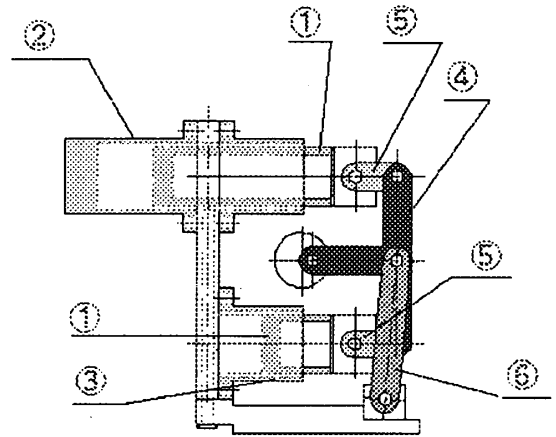


図10 試作ロス機構スターリング機関の断面図

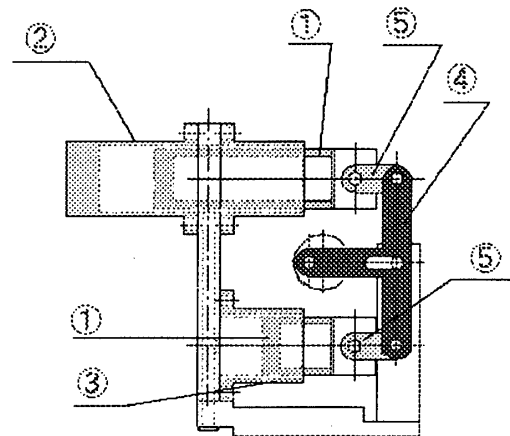


図11 改良ロス機構スターリング機関の断面図

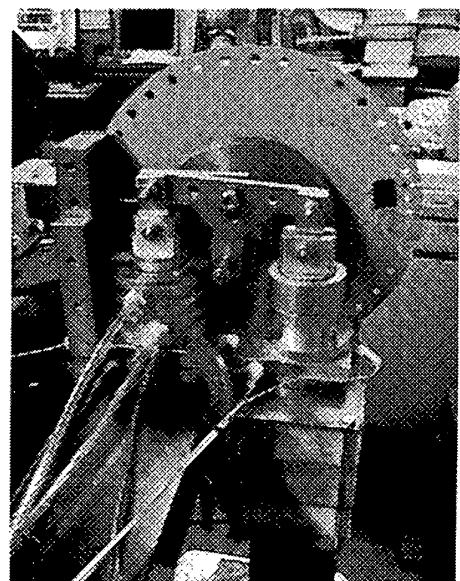


図12 試作機関の運転状況

アルミ材を中実から中空に変更するとともに、放射状に数個の溝を設け、熱膨張による応力を撓みによって吸収できるようにしたいと考えている。

機関出力としては、最大約 7.5 W (220 rpm) を得ているが、計画目標値 25 W には遙かに及ばない。この試作機関で目標出力を得るために必要な機関回転数を予測すると、図 1 4 のようになり、回転数を 650 rpm まで上昇させることができれば目標の 25 W を達成できることがわかり、今後の課題である。

6. まとめ

以上の結果は次のようにまとめられる。

- (1) ロス機構のスターリング機関について構造解析を行い、その作動特性が明らかになるとともに、機構の作動シミュレーション手法を確立することができた。
- (2) シミュレーションの結果に基づいて機関の設計を行い、その設計手法が明らかになった。
- (3) ロス機構スターリング機関を製作し、運転をすることができたが、ガラスピストンの破損により短時間で停止に至った。
- (4) ガラスピストンの破損原因がアルミ製ピストンホルダーの熱膨張によることがわかり、熱膨張による影響を避ける方法を立案した。この結果については後日試験する計画である。
- (5) 短時間の運転結果から、機関出力 7.5 W (220rpm) が得られた。このデータから、回転数を 650 rpm まで上昇させれば目標出力 25 W が得られることが予測され、今後の課題である。

参考文献

- (1) 山下 巖・浜口和洋・香川 澄・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。
- (2) 水島一祐、スターリング機関の性能とその評価、福井工業大学研究紀要第 31 号 (第 1 部)、149～156 (2001)。
- (3) 水島一祐・位田晴良、スターリング機関の性能および熱効率の向上、福井工業大学研究紀要第 33 号 (第 1 部)、127～134 (2003)。

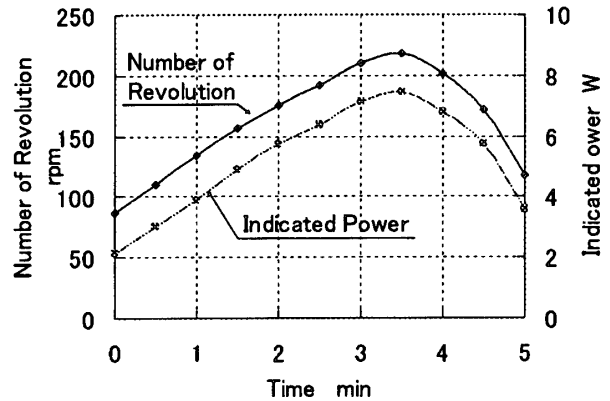


図 1 3 図示出力と回転数の経過

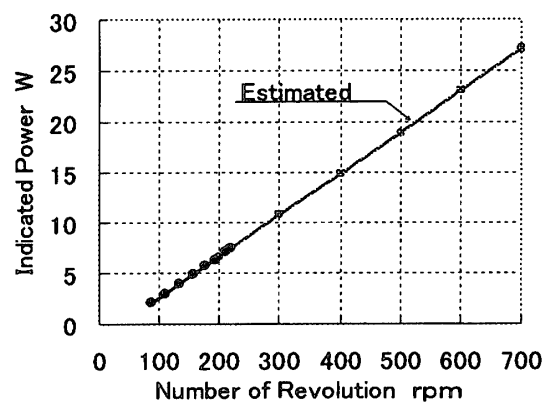


図 1 4 出力の予測

(平成 16 年 12 月 6 日受理)