

密閉サイクル式太陽熱エンジン

Closed-Cycle Solar Heat Engines

宍戸 昂 郎 *¹

Koro SHISHIDO

香 川 澄 *²

Noboru KAGAWA

Abstract

A simple closed and its improved cycles are proposed for solar-driven generator. A possibility of solar-driven engine which is worked by a closed cycle and has a simple mechanism with an environmentally acceptable operation, has been studied. Two types of the cycle engines, a rotary type with a turbine and a reciprocating type with pistons and a crank mechanism, are designed. The fundamental cycle consists of two isentropic and two isobaric processes. The cycle performance is calculated with the theoretical background. From the results, an improved closed cycle which has a heat-regeneration mechanism and isothermal processes, is proposed. It promises to obtain a high performance for the solar application. Actual engines are currently designed to achieve the 25% system efficiency. This paper shows the arrangements of the proposed engines and the calculation results of the cycle performance.

キーワード：太陽熱発電，エンジン，密閉サイクル，サイクル性能，ロータリー形，レシプロ形

Key Words：Solar-Driven Generator, Engine, Closed Cycle, Cycle Performance, Rotary Type, Reciprocating Type

1. はじめに

近年，太陽熱を熱源とするスターリングエンジン発電機に関する研究開発が盛んであり，いくつかのシステムにおいては実用化のための試験が行われている^(1~9)．近い将来，このような太陽熱利用システムが現在関心を集めている地球環境問題およびエネルギー問題を緩和するものと期待されている．そのために優れた性能および高い信頼性を有するスターリングエンジンおよび発電システムを開発する必要がある．しかし，これらの開発では様々な高度技術が要求されるが，まだ確立されていないものが多くあり，実用化が思うように進んでいないのが現状である⁽¹⁰⁾．中でもスターリングエンジンの主要構成要素であるヒーター，再生器，クーラー等の熱交換器の開発は難かしく，しかも構造が複雑になるので，価格がなかなか安くない．このような問題を解決し，高性能なスターリングエンジンを実用化しようと，欧米をはじめ日本でも大規模な研究開発プロジェクトが計画・

実施された．しかし，最終目的である実用化に辿り着いたプロジェクトはほとんどない⁽¹⁰⁾．

このようにスターリングエンジンがなかなか発展しない背景の一つとして，スターリングエンジン特有の熱交換器の複雑な構造と，それによるエンジン運転性能の限界にあると考えられる．理想スターリングエンジンは(1)等温膨張，(2)等容冷却，(3)等温圧縮，(4)等容加熱の四つの過程による密閉サイクルで作動する．つまり，(1)膨張空間において作動流体が外部高温熱源により加熱された後，膨張空間において作動ガスが膨張してピストンに作用し，(2)作動ガスが再生器を通過することで再生器内マトリックスに作動ガスの熱量を蓄え，(3)圧縮空間において外部低温熱源により作動流体が冷却された後，圧縮空間において作動ガスが圧縮してピストンに作用し，(4)再び作動ガスが再生器を通過して再生器内マトリックスから熱量を貰って膨張空間に入るサイクルである．ところが，実際のエンジンではピストン速度が

*1 太陽エネルギー開発研究所

*2 防衛大学校機械システム工学科
(原稿受付：平成12年9月10日)

Solar Energy Development Laboratory
Dept. of Mechanical Systems Engineering, National Defense Academy

500 rpm 以上になると作動空間を形成するシリンダー壁が断熱状態に近くなり、外部熱源との熱の出入りが制限される。したがって、広い伝熱面積を有するヒーターとクーラーを両空間と再生器の間に設ける。ところが、このヒーターおよびクーラーの伝熱面積を増やす目的で内容積を大きくするとエンジンの圧縮比が低下し、出力が下がる。また、熱伝達率を増加させる目的でヒーターおよびクーラー内の流路を狭めることで流速を増したり、フィン等を設けると圧力損失が増加して、エンジンの最高回転数および出力が低下する。

また、効率が高いスターリングエンジンを実現するには伝熱面積および蓄熱容量を増やして作動ガスが再生器を通過する際に蓄熱および熱再生を効率良く行う必要があるが、ヒーターとクーラー同様、圧縮比の低下、圧力損失の増加を考慮しなければならない。スターリングエンジンの場合、作動ガスが再生器内のマトリックスを交互に通過するので、伝熱・蓄熱現象が複雑になる。一般的に細線による積層金網、発泡金属等が再生器マトリックスとして用いられるが、限られた容積において往復動流に対して十分な伝熱性能を要求するとマトリックス伝熱面積が大きくなり、圧力損失が大きくなってしまふ。また十分な蓄熱性能を確保するため、ある程度太い線あるいは大きな半径の球等による十分な熱浸透深さを有する材料によりマトリックスを構成するので、再生器の内容積が増加して圧縮比が低下してしまふ。通常、ヘリウムを作動ガスとして用いる高性能スターリングエンジンでは、再生器において最も大きな圧力損失が生じて、最高回転数は2000 rpm以下である。

太陽熱駆動スターリングエンジンの実験から、太陽熱を利用する場合にはヒーターは簡単な構造で、広い面積を有することが望まれることが判明している^(10, 11)。しかるにスターリングエンジンの場合には広い面積のヒーターを用いると内容積が大きくなり出力が低下する。したがって、複雑な形状で、しかもコンパクトなヒーターとなるので、熱損失の少ないレシーバーや熱伝達効率のよいヒートパイプ等を使用したり、あるいは高精度な反射鏡制御システムによ

りヒーターを内蔵するレシーバーに集光するシステムが提案されているが、何れも高度な技術を要して高価になる。なお、レシーバー効率はアパーチャ比にもよるが最高80%程度である。

このような現状を鑑みて、地球環境上容認される簡単な機構を持つ密閉サイクルによる太陽熱駆動エンジンの可能性を検討してきた。その結果、膨張タービンによるロータリー形、およびピストンとクランク機構によるレシプロ形の2形式のエンジンを提案する。本報告では提案するエンジンの構成および理論サイクル性能の計算結果を示す。

2. 基本エンジンの作動原理

先に述べたスターリングエンジンの熱交換器の問題点を解消するには、まず伝熱面積を広げるために作動空間の容積に性能があまり作用されないサイクルを考える必要がある。そのためには等容過程の代わりに等圧過程を導入することを検討する。等圧過程を導入により膨張開始点は圧力比つまり、圧縮機および作動流体の熱力学性質によって定まり、断熱あるいは等温膨張によって仕事を得る。作動流体を等圧冷却した後、圧縮機で断熱あるいは等温圧縮する。等温過程となる場合には図1の温度-比エントロピ ($T-s$ 線図) 上に示したエリクソンサイクル (図中記号1-2-3E-4E) となり、等圧過程において出入りする熱を再生するエリクソンサイクルの理論熱効率はカルノーサイクル (図1中記号1-2-3C-4C) およびスターリングサイクル (図1中記号1-2-3S-4S) と

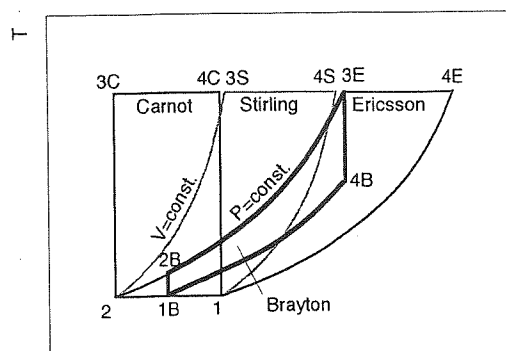


図1 サイクルの比較

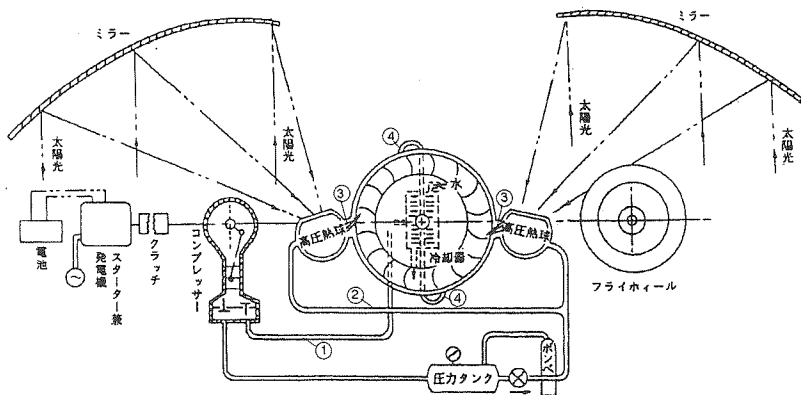


図2 ロータリー形エンジン (図中数字は図4の点に対応)

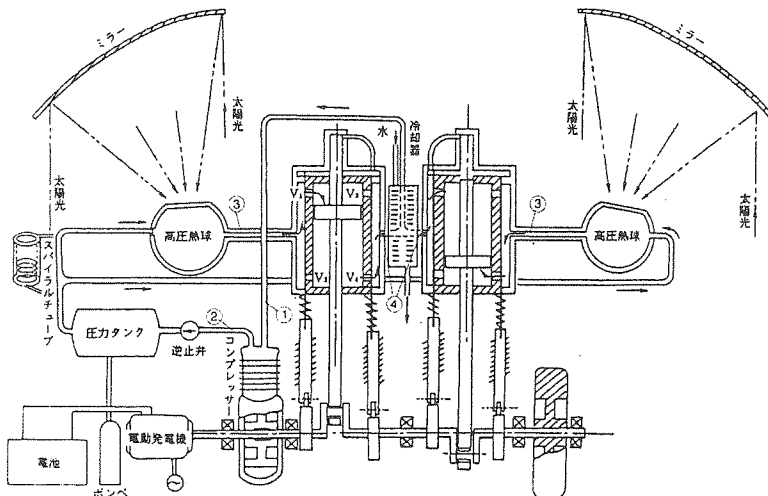


図3 レシプロ形エンジン (図中数字は図4の点に対応)

同じになる。一方、熱効率が等しいこれら三つのサイクルで比較を行うと（等温加熱過程における加熱量がそれぞれのサイクルで同じとして、作動温度（高温熱源および低温熱源）が等しいとする仮定）、等圧過程を有するエリクソンサイクルの圧力比が低くなり、サイクルの最高圧力が最も小さくなる。これは熱機関として構造上望ましいことであり、軽量になることになる。

このようなサイクル論に基づきロータリー形とレシプロ形熱機関を提案する。提案例として図2に膨張タービンを有するロータリー形エンジンの概念設計図を示す。また、図3には二つのピストンとクランク機構によるレシプロ形エンジンを示すが、これらは同じ作動原理で動く。

後述するように両形式ともその基本サイクルはエリクソンサイクルやスターリングサイクルと同じように単純である。基本動作としては、まずはじめに作動流体（作動ガス）は圧力タンクに充填され、以下の過程を繰り返すことでエンジンは動作する。

1. 作動ガスは二つの球状タンク（高圧熱球）に流れる
2. 高圧熱球は放物面状ミラーによって加熱される（図2、3中③）
3. 設計圧力および温度まで到達した後、高圧熱球と膨張タービン（ロータリー形）またはシリンダー（レシプロ形）の間にある弁を開く

4. 噴出した高温ガスは主軸に連結されているタービンローター（ロータリー形）またはピストン（レシプロ形）を駆動する（図2, 3中④）
5. 作動ガスは膨張タービンまたはシリンダー出口に設けられた水冷方式の冷却器で冷やされる（図2, 3中①）
6. 冷却された作動ガスはコンプレッサーに吸込まれる
7. コンプレッサーは作動ガスを圧縮した後、圧力タンクに蓄え、圧力を調整した後、高圧熱球へ導く（図2, 3中②）

図2, 3のようにフライホイールを用いることで、回転主軸はコンプレッサーおよびクラッチを介した発電機を円滑に回転させる。なお、蓄電池に接続されている発電機はスターターの役割も果たす。

また、集光ミラーとして放物面鏡ではなく、楕円面鏡や双曲面鏡を使用する場合には、高圧熱球ではなく、スパイラルチューブを用いることでより簡潔な構造となる（図3の左側参照）。さらに、システムを簡潔にすると運転条件にもよるが圧力タンクを省略することができ、空気を作動ガスとする場合にはサイクルを開放型として水冷式の冷却器を省くことができる。

ここで、レシプロ型エンジンの作動原理をシリンダーとピストンの動きのみについて考えると、シリンダーの左側の板弁が回転主軸のcamsの動きによって上がり、シリンダーのバルブ V_1 が開いてバルブ V_3 が閉じれば、高圧熱球からの作動ガスはバルブ V_1 にあるガス流入口から入ってピストンを押し下げる。この作動ガスがピストンの上から流入する状態において、シリンダー右側の板弁は左側の板弁同様、主軸のcamsの動きによって、下がった状態でシリンダーのガス口 V_2 を閉じて、 V_4 が開いてピストン下部の作動ガスは V_4 を通してシリンダーの外側に出る。この作動ガスは冷却器を通して、コンプレッサーの吸引口に吸い込まれる。この時、例えば高圧熱球が2個ある場合には、図3に描かれているように左右のピストンの位置が上下対象となる。

しかし、図2, 3の構造では膨張および圧縮行程を等温に保つことが難しいので、図1のブレイトンサイクルのように膨張および圧縮は断熱過程となる。一方、熱交換器の設計に関する自由度が大きく、等圧過程において熱交換器で加熱あるいは冷却されるのでエンジン性能は内容積に関与せず、広い伝熱面積を確保することができる利点の他に、圧力比が小さくなりエンジンの構造が簡素になる利点を得られる。

3. 密閉サイクルの理論性能

基本エンジンの動作を実現する密閉サイクルは二つの断熱過程および二つの等圧過程からなり、図4に示すように圧力-容積（ $P-V$ ）および温度-比エントロピ（ $T-s$ ）線図上に描くことができる。なお、このサイクルは1853年に提案された密閉ブレイトンサイクル（または密閉ジュールサイクル）として分類することができる⁽¹²⁾。密閉ブレイトンサイクルによる機関、いわゆる熱気機関は当初若干実用化されたが、熱効率が低く、出力も小さかったので、今日までほとんど使用されていない。しかし、今日の技術により一層の性能向上が見込まれよう。そこで、このサイクルにおける理論的および技術的な問題点を明らかにして、機関性能の向上を試みる。提案した理想サイクルでは等温加熱過程でミラーより熱量 Q_1 を受ける。

$$Q_1 = mc_p(T_3 - T_2) \quad (1)$$

ここで、 m は質量、 c_p は作動流体の定圧比熱を表す。等圧冷却過程の間、熱量 Q_2 が冷却器で捨てられる。

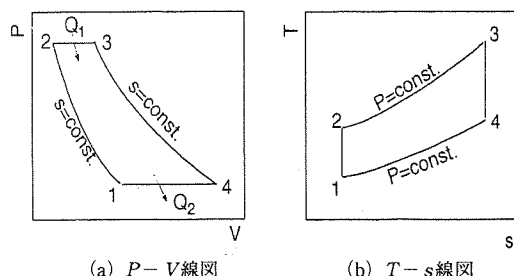


図4 基本密閉サイクル

$$Q_2 = mc_p(T_4 - T_1) \quad (2)$$

したがって、損失を伴わない理論熱効率は次式により表すことができる。

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3)$$

式(3)中の理論仕事は $mc_p(T_3 - T_2 - T_4 + T_1)$ となる。エンジンの性能を向上させるには基本的には膨張タービン入口温度、 T_3 をできる限り高温に保ち、膨張タービン出口温度、 T_4 をできる限り低温に保つように設計すれば良い。しかし、図1のように作動温度(高温熱源 T_3 、および低温熱源 T_1 が等しいとするサイクルを仮定)を限定すると、明らかに等温過程のエリクソンサイクルよりも熱効率が低くなる。ブレイトンサイクルをエリクソンサイクルに近づけるためには、断熱膨張を多段の断熱膨張—中間加熱—断熱膨張、および断熱圧縮を多段の断熱圧縮—中間冷却—断熱圧縮に近似させることが考えられる。しかし、この方法はタービンあるいはピストン、圧縮機の増加となり、システムが複雑になる。

また、このサイクルを実現する場合には、高温側の温度条件がエンジンの使用用途や、タービンおよびシリンダーの材質に強く依存する。例えば、実用的なガスタービンの最高タービン入口温度は約1800 K⁽¹³⁾であり、自動車用のターボチャージャのタービン入口温度は約1200～1300 K程度⁽¹⁴⁾である。太陽熱を利用する場合には集光効率および実用性を考慮する必要がある。そこで、 T_3 は1300 K以下に設定すべきである。これらの部品はエンジンコストに深く関係するが、市販品を流用することでコストを低下させることが可能である。

そしてこの密閉サイクルにおける考慮すべき問題点は二種類の熱損失である。実機のサイクルでは図4中の断熱過程、1→2、3→4を実現することが難しく、実際の過程は熱損失を伴う非断熱過程となり、実機の出力および熱効率を著しく低下させる。その熱損失はコンプレッ

ーおよび膨張タービンあるいはピストンの断熱効率(圧縮機効率およびタービン効率)、それぞれ η_K 、 η_T に関係する実際の T_4 は完全な断熱膨張を実現することが難しいことから、理想の場合よりも高くなる。この低温側温度の上昇はサイクル効率を幾分か低下させる。さらに、圧縮過程が理論圧縮過程と異なることで、作動ガスを圧縮する際により多くの仕事を必要とする。一般に圧縮仕事を減少するには、可能な限り等エントロピー過程に近付ける必要がある。しかしそのためには、圧縮したガスを冷却する機構、たとえばウォータージャケットや水噴射を、コンプレッサーに付加する工夫を要する。

もう一つの熱損失は、膨張タービンまたはシリンダーから出た作動ガスは高温であり、まだ十分高いエネルギーポテンシャルを有することに起因する。図4中の状態点4において作動ガスは高いエネルギーを有しているが、膨張過程の前に冷却器で低温熱源の冷却水に捨てられる。

4. 改良密閉型サイクル

以上に述べたように図2および3に示した密閉サイクルによる熱機関では、スターリングエンジンよりも熱交換器の伝熱面積を容易に大きくすることができるが、熱損失によって熱効率および仕事が共に減少する。太陽エネルギーは無限に近いエネルギー源であるが、殆どの太陽エネルギー応用システムではミラー等の受光面積を減らすために高い熱効率が要求される。これはミラーのシステムがシステム価格に大きく影響を及ぼすことと、システムの保守性に関連する。

このような観点から密閉サイクルの改良を試みた(図5)。熱量 Q_1 を減らすもっとも簡単な方法は再生用熱交換器を膨張タービンあるいはシリンダーと冷却器の間に設けることである。等圧冷却過程(図5中4→1)において捨てられる熱の一部を等圧加熱過程(図5中2→3)に熱交換することで、熱量 Q_1 を減らすことができる。しかし、スターリングエンジンの再生器とは異なって作動ガスの対向流方式の簡単な熱交換器でよく、熱効率の大幅な向上が期待できる。

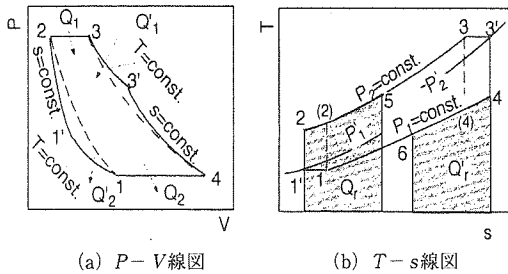


図5 改良密閉サイクル

熱交換器を用いると、圧縮空気の温度は T_2 から T_4 より少し低い T_5 まで上昇し、冷却器入口温度 T_4 は T_6 まで下がる。最新の实用ガスタービンにおいてはシェルアンドチューブ方式による熱交換機を用いて温度効率84%、圧力損失5%程度が実現されている⁽¹³⁾。熱交換器による熱再生量 Q_r (図5 (b) 中2-5および4-6の下側斜線部) は以下の式で計算される。

$$Q_r = \eta_r m c_p (T_4 - T_2), \quad \eta_r = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \text{ (if } c_p = \text{const.)} \quad (4)$$

ここで、 η_r は熱交換器の温度効率を表す。

さらに太陽熱を利用する際のサイクル仕事を増加させるために、図5のように2つの等温過程(1-1', 3-3')を付け加えるを試みる。このことによりサイクル仕事は図5 (b) の面積1 (2) 3 (4) 1から1' 233' 411'に増加する。膨張あるいは圧縮過程の全過程を等温過程にすることは実際には困難であるが、一部を等温過程にできる可能性はある。たとえば、膨張タービンのハウジング部に窓を取り付け、太陽熱によって膨張過程の作動ガスおよびタービンブレードを加熱して、等温過程の実現を試みることができよう。等温加熱過程(3-3')における熱量 Q_1' は次式のように定義される。

$$Q_1' = mRT_3 \ln P_2'/P_1' \quad (5)$$

ここでRは気体定数であり、 P_2' は等温膨張後の圧力である。一方、等温冷却過程における熱量は、

$$Q_2' = mRT_1 \ln P_1'/P_1 \quad (6)$$

ここで P_1' は等温圧縮後の圧力である。したがって、サイクル仕事および熱効率は以下の式により算出される。

$$W = Q_1 + Q_1' - (Q_2 + Q_2') \quad (7)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_1 + Q_1' - Q_2}$$

また、理論サイクルでは比熱比 κ を用いて、圧縮機および膨張タービン出口温度 T_2 、 T_4 を算出することができる。

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad T_4 = T_3 \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (8)$$

もし、膨張および圧縮効率を考慮すると、非断熱過程による実際の圧縮機および膨張タービン出口温度、 T_2 および T_4 を以下のようにして計算することができる。

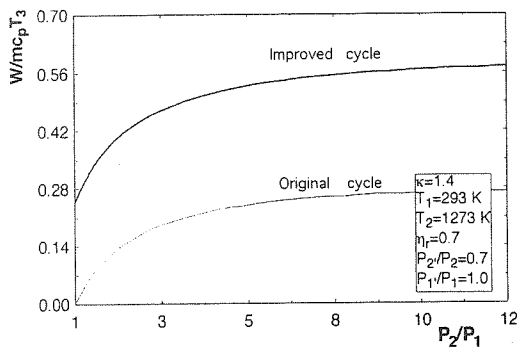
$$T_2 = \frac{T_2 - T_1}{\eta_K} + T_1, \quad T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_4) \quad (9)$$

式(1-8)を用いることで、基本サイクルおよび改良サイクルの基本性能を計算することができる。今回は理論サイクルの性能を算出することで、基本サイクルと改良サイクルの性能の差を調べる。実際にエンジンを設計す場合には実在気体の状態式、運動方程式、エネルギー等を連立させてシミュレーション解析して詳細設計を行うべきであるが、今後の研究課題としたい。なお、筆者の多分割モデルを用いたスターリングエンジンの性能解析に関する研究結果によると、理想気体の状態式と実存気体の式を用いる場合に出力差が5%以上となるのは最高圧力が10 MPa以上の高圧にならないと生じないことが判明している⁽¹⁵⁾。したがって、この密閉サイクルもスターリングサイクルと同様にガスサイクルであり、同じことが言及できる

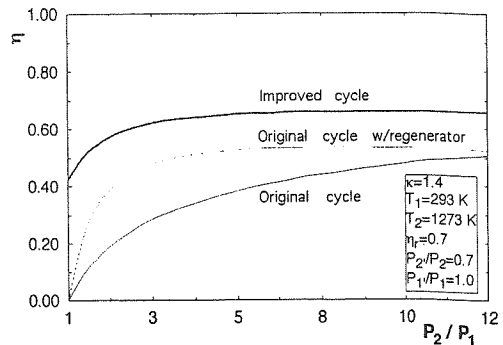
と思われる。

図6には $T_1=293\text{ K}$, $T_2=1273\text{ K}$, $\eta_r=70\%$ の運転条件において圧縮比 P_2/P_1 を変化させて算出したサイクル性能を示す。再生熱交換器の温度効率 η_r は 70% と少し低めに設定しているが、コストダウンを見込んで低減させている。なお、作動流体として空気あるいは窒素を用いるとし、 $\kappa=1.4$ とする。改良サイクルでの等温加熱による圧力の減少分 P_2'/P_2 を 0.7 とし、等温冷却は行わないものとする。また、サイクル仕事は $mc_p T_3$ (kJ) で無次元化した。圧縮比を増加させるとサイクル仕事および熱効率 η は向上する。この図からわかるように基本サイクル、再生式基本サイクル、改良サイクル（再生式、等温加熱過程有り）の順にサイクル性能が向上することがわかる。特に、改良サイクルではサイクル仕事 W が著しく増加する。一般に膨張タービン、圧縮機の圧力比は単段で $2\sim 5$ である^(13, 14)。シリンダーが断熱状態であるとした断熱モデル

によるスターリングエンジンの性能解析では一般的なスターリングエンジンの運転条件として温度比が 0.313 ($= 300\text{ K}/960\text{ K}$) のときに無次元サイクル仕事は 0.16 、熱効率は 0.62 程度である⁽¹⁰⁾。しかし、これは再生器効率を 100% とした結果であり、実際の再生器損失を考慮した熱効率は高性能エンジンでさらに 0.1 ほど低下する。したがって、密閉サイクルの理論サイクルは再生式基本サイクルによってスターリングエンジンと同程度の熱効率を有し、改良サイクルによってより高い熱効率および 2 倍以上の無次元サイクル仕事を得られることになる。勿論、両エンジン共に実際には膨張、圧縮効率、熱伝達損失をはじめ、熱伝導損失、機械損失等の諸損失が加算されて、出力、効率共にさらに低下する。因に自動車用のターボチャージャーでは膨張、圧縮効率はおおよそ $80\% \sim 90\%$ 程度であり⁽¹⁴⁾、往復式やスクロール式等の容積型で 70% 程度である。

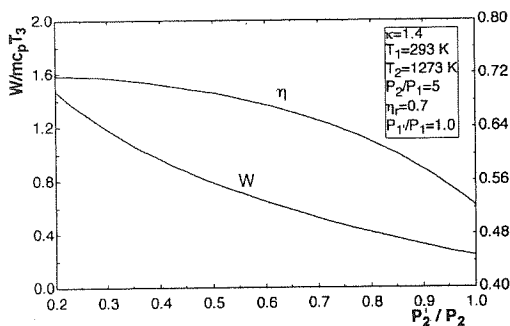


(a) サイクル仕事

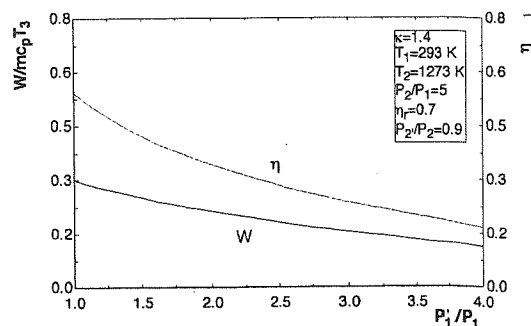


(b) 熱効率

図6 サイクル性能



(a) 高温側



(b) 低温側

図7 等温過程がサイクル性能に及ぼす影響

図7には改良サイクルにおける等温過程の効果に関する計算例を示す。図7 (a) は等圧加熱過程がサイクル性能を著しく増加させることを示唆している。図7 (a) の左側では膨張過程における等温過程の割合が増加していて、等温過程が増加するに従ってサイクル性能が向上することがわかる。一方、図7 (b) に示すように圧縮過程における等温過程の占める割合が増加すると (図中右側)、サイクル仕事および熱効率共に低下する。したがって、この計算によると改良密閉サイクルでは等温冷却過程よりも等温加熱過程が重要な役割を果たすことになる。しかし、実機における両等温過程がサイクル性能に及ぼす影響は不明であり、これを明らかにする目的で実験を行い、確認すべきであると考えている。

5. 改良エンジン

以上に述べたサイクル解析結果から、改良サイクルによるエンジンを二種設計した。

5.1 ロータリー形エンジン

図8に改良されたロータリー形エンジンの概略図を示す。対向流式の再生器は高圧熱球に入る前に作動ガスを予熱し、作動ガスが膨張した後、冷却器によって冷却される。等温加熱過程を実現するために、膨張タービンはサブミラー

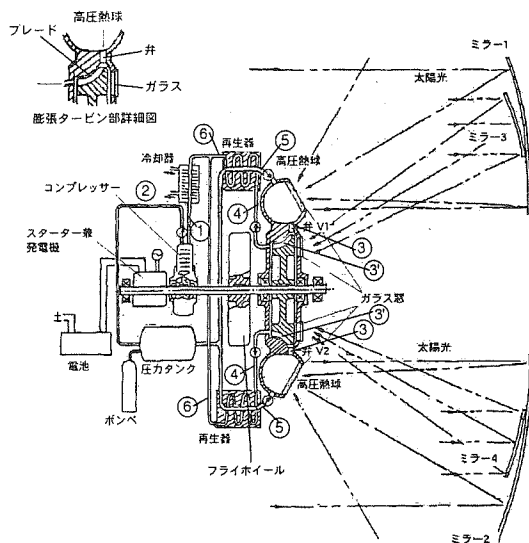


図8 改良ロータリー形エンジン
(図中数字は図5の点に対応)

によりタービンハウジングの一部に取り付けられたガラスを介して直接加熱される。膨張タービンホイールは熱伝導のよい耐熱合金で作られ、等温膨張に近付くように工夫されている。さらに太陽熱により V_1 , V_2 の弁も加熱して膨張時の効率向上を試みることができる。

5.2 レシプロ形エンジン

図9に改良されたレシプロ形エンジンの概略図を示す。ロータリー形エンジンと同様に作動ガスは高圧熱球に入る前に再生器によって予熱される。シリンダーを対向配列として、太陽熱を直接受けるようにする。この配置を採用することで、 V_1 , V_2 の弁における熱損失低減を試みると共にピストンの往復動により発生する慣性力を釣り合わせることで、膨張機にはバランスウェイトが不要であるという特長を有する。

6. 将来の研究

以上に述べた設計方針に従って、本研究では実機を試作する予定である。より高い熱効率を得るためには、高温下で十分な耐久性を有するエンジン要素部品が要求される。ロータリー型エンジンの場合には膨張タービンあるいは圧縮タービンとして市販品のターボチャージャー等を流用することが可能である。また、レシプロ型

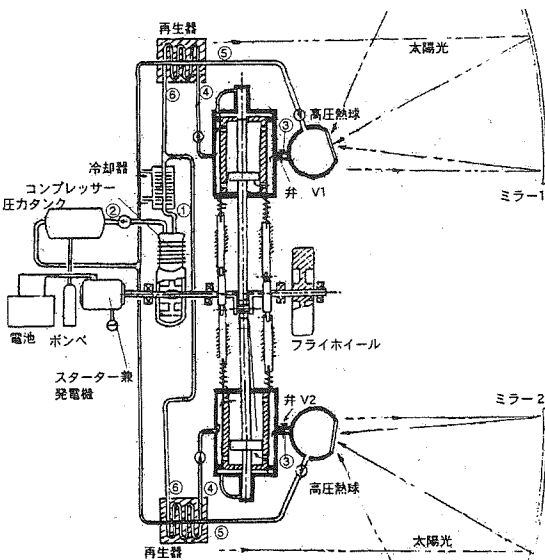


図9 改良レシプロ形エンジン
(図中数字は図5の点に対応)

の場合にはセラミックスあるいは耐熱合金によるシリンダーおよびピストンを開発する必要があるが、圧縮比が小さいのでスターリングエンジンほど耐圧性を重視する必要はない。また、このエンジンの熱交換器は内容積をある程度大きくして伝熱面積を大きくすることができ、設計がより自由である。したがって、市販のシェルアンドチューブ型の熱交換器を使用することができる。

一方、効率に関しては提案した改良密閉サイクルの実現によりスターリングサイクルと同程度かそれ以上の効率が得られることが推定される。現時点でのシステムの目標発電出力は3 kWe、目標総合熱効率は25%である。発電効率80%、レシーバー・集光器効率75%として、エンジン熱効率42%程度となる。なお、実用型の中でもっとも高性能な3 kW級スターリングエンジンの最高熱効率は40%程度であり⁽¹⁰⁾、その運転条件（熱交換器温度）より算出したカルノーサイクルの熱効率（＝（ヒータ壁温度－クーラ壁温）／ヒータ壁温度）との比（＝40%／{(1023 K－298 K)／1023 K}）は約56%になる。この値と本システムのエンジン目標値および運転条件より算出した比はほぼ同じであり、本システムの目標値は十分高い値と考える。

本システムは作動ガスとして水蒸気も利用することができる。この場合には高圧熱球をボイラーとして使用し、熱球を加熱するミラーは二酸化チタンでコーティングする。

7. おわりに

本論文ではシンプルな密閉サイクルおよびその改良サイクルを太陽熱駆動の発電機用として提案した。理論的背景に基づいて、サイクル性能を計算した。その結果、改良された密閉サイクルの性能はスターリングエンジンと同等かより高い性能になることが期待される。目標のシステム熱効率25%を得るために、現在二種のエンジンを設計している。本論文ではその概念図の一部と概念設計のためのサイクル計算結果を示した。

提案したエンジンにおいては設計の自由度が

高く、要素機器の性能が単独で評価でき、それらの組み合わせでエンジンを構成できる点に特長があり、エンジン部品の多くは市販の物を使用できる。なお、実機性能および要素ごと、特に改良ロータリー形エンジンの膨張タービンの性能を確認することは工学的に非常に重要なことであり、実験結果が得られ次第報告する予定である。（特許出願中）

文献

- (1) Keck et al., An Innovative Dish/Stirling System, Proc.25th IECEC 6 (1990-8), Reno.
- (2) Coleman, G.C. and J.E. Raetz, Performance of Dish/Stirling Solar Electric Systems, Proc.21st IECEC (1986-8), Paper No.869136, Denver.
- (3) Meijer, R.J., The Evolution of the Stirling Engine at Philips, Proc.4th ISEC (1988-11), 205-217, Tokyo.
- (4) Corey, J.A. and G.A. Yarr, Hots to Watts, The FPSE Linear Alternator Re-Invented, Proc. 27th IECEC, (1992), Paper No.929261, San Diego, CA.
- (5) Watanabe, H. et al, R&D on Terrestrial Solar Stirling Engines TNT-3, NAS-2, Proc. 6th ISEC. (1993), 445-451, Eindhoven, Netherlands.
- (6) Stine, W.B. and R.B. Diver, A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology, (1995), National Technical Information Service US Department of Commerce: Springfield, VA.
- (7) Bean, J.R. and R.B. Diver, Technical Status of the Dish/Stirling Joint Venture Program, Proc. 30th IECEC, 2 (1995-8), 497-504, Orlando, Florida.
- (8) Beninga, K.J., R.L. Davenport, and S.N. Johansson, Design, Testing, and Commercialization Plans for the SAIC/STM 20 kWe Solar Dish/Stirling System, Proc. 30th IECEC, 2 (1995-8), 487-493, Orlando, Florida.

- (9) Rawlison, K.S. and R.D. Gallup, On-sun Testing of the STM4-120 Stirling Power Conversion System, Proc. 30th IECEC, 2 (1995-8), 481-486, Orlando, Florida.
- (10) 山下巖, 浜口洋, 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, (1999), 山海堂, 東京
- (11) Shishido, K. et al, Second Type's Optical System for Using Solar Stirling Engine (TNT3), Proc.7th ISEC, (1995-11), 377-382, Tokyo.
- (12) Kazimierskie, Z. and L. Brzeski, Experimentally Heated Valve Engine - an Alternative to the Stirling Engine, Proc. 31st ISEC (1996), New York.
- (13) 例えば, 佐々正, 田中眞也, 三上隆男, 再正式1軸セラミックガスタービンCGT301の開発, 日本ガスタービン学会誌, 27-5 (1999.9), 6-11.
- (14) 例えば, 古川弘, 軽自動車用ターボチャージャ, 日本ガスタービン学会誌, 28-3 (2000-5), 18-21, または内田弘, 自動車用ターボチャージャ, 日本ガスタービン学会誌, 28-3 (2000-5), 22-26.
- (15) 香川澄, スターリングエンジンおよびクーラに関する解析手法, 機論 (B編), 61-586 (1995-6), 2312-2319.