回転式新形スターリングエンジンの研究*

(第1報, 機構の提案とサイクル効率)

大 竹 一 友*¹, 太 田 和 彦*²

A Study on a New-Type Stirling Engine

(1st Report, System Proposal and Cycle Efficiency)

Kazutomo OHTAKE and Kazuhiko OHTA

A new-type rotary stirling engine which consists of two rotary engines, one which is used for high-temperature processes and another for low-temperature ones, is proposed. The engine mounts tubular heat exchangers, not regenerative ones such as in an ordinary reciprocating stirling engine. This system can realize a simpler heat exchanging process which could not be attained in the ordinary system, and can turn the engine at a higher speed. Cycle calculation shows that this system has a thermal efficiency close to that of a Carnot cycle

Key Words: Stirling Engine, Rotary Engine, Heat Exchanger, Thermal Efficiency, Carnot Cycle

1. は じ め に

スターリング機関は, 1816年, Robert Stirling の発明による外燃機関で, 理論的にカルノーの熱効率と等しい高い熱効率が得られるということから, 今日まで数多くの研究がなされてきた。

スターリングエンジンの駆動機構にはさまざまなタイプがあり⁽¹⁾, 例として二ピストン形⁽²⁾, ディスプレーサ形^{(3)~(5)}, ダブルアクティング形⁽⁶⁾, 逆 T 形⁽⁷⁾などが挙げられるが, これらはすべて蓄熱式熱交換器をもつ往復式スターリングエンジンについてであり他の機関についてはあまり研究がなされていない。

このように, これまでのスターリングエンジンの機械的構造が往復動式に固執したこともあって, スターリングエンジンに関する研究は機構的なものよりも, 応答性のよい熱交換器の開発^{(8)~(10)}に集中しているといっても過言ではない。しかし, このようなすう勢にもかかわらず, 熱交換器が蓄熱式であることから来る問題としての, 流動抵抗, 潤滑油による目づまり, あるいは蓄熱・再生の熱的時定数を短くできないために,

回転数を上昇することができないというような諸問題が未解決のまま残されている。

本研究ではそのような制約から脱却するために, 従来の蓄熱式熱交換器に代わって前述の諸問題が軽減できる隔壁式熱交換器をもつ新形の回転式スターリングエンジンを考案し, 現在製作中である。本報では本エンジンの機構の提案と動作原理の説明を行い, サイクル効率を示す。この種のエンジンが小形化できれば, 通常のエンジンの排気温度で駆動できるため, 各種補機類を現在のように主動力からとるの必要がなくなるため, エンジン熱効率の向上, 燃費の削減, それによる CO₂ 生成量の低減など, その波及効果は大きい。

2. 主 な 記 号

r : ロータの創成半径

e : ロータの偏心量

b : ロータの幅

T_e : 膨張室の温度

T_c : 圧縮室の温度

V_e : 膨張室容積

V_c : 圧縮室容積

$V_{\max}$: 最大容積

$V_{\min}$: 最小容積

* 原稿受付 平成3年4月12日。

¹ 正員, 豊橋技術科学大学工学部 (〒441 豊橋市天伯町字雲雀ヶ丘 1-1)。

² 豊橋技術科学大学大学院。

G : ガス質量
 R : 作動ガスの気体定数
 c_v : 作動ガスの定容比熱
 τ : 温度比 $= T_c/T_e$
 η : 熱効率
 L : 図示仕事
 Q : 熱量
 θ : 偏心軸角度

3. 回転式スターリングエンジンの基本概念

回転式スターリングエンジンを構成するにあたり、回転式機関として現在実用化されているバンケル機関を2個使用するものとした。また、動作ガスの流れを制御するためにバンケル機関では通常用いないバルブを使用することとした。

スターリングサイクルは

- (1) 等容圧力上昇
- (2) 等温膨張
- (3) 等容圧力降下
- (4) 等温圧縮

の四つの行程からなり、このサイクルを行う機関として、図1に示すような機関を提案した。この機関は2個のバンケル機関を偏心軸角度で90°位相をずらし、取付けたもので、右側のエンジンは高温で等温膨張するロータ (Expansion rotor)、左側のエンジンは低温で等温圧縮するロータ (Compression rotor) である。両ロータとも、ガスに等温動作をさせるため、左側ロータでは除熱を、右側ロータでは加熱をするための装置を設置する。それぞれケーシングには、四つのバルブを取付けた管路を図1のように接続する。a, bの2本は等容圧力上昇行程時に使用する加熱用のパイプでヒータがあり、残りのc, dの2本は等容圧力降下行程時に使用する冷却用のパイプでクーラがある。また、

加熱用パイプと冷却用パイプには、隔壁式熱交換器が取り付けられており、互いに熱交換を行うようになっている。

この機関の基本動作を図2に示す。実際パイプは加熱用2本、冷却用2本の2対、計4本であるが、ここでは加熱用1本、冷却用1本の1対について説明する。

本図のロータは各図面ごとに共に時計方向に90°ずつ回転しており、偏心軸2回転(720°)分を示した。ロータの上のパイプは加熱用で、下のパイプは冷却用であり、これらが交差しているところで熱交換を行う。

まず、ガス1について説明すると、(a)の状態ではバルブ1、バルブ2は閉じており圧縮容積 V_{c1} は冷却されながら容積を減らし、状態(c)へと変化する(等温圧縮)。状態(c)に達したらバルブ1を開いて、圧縮容積 V_{c1} のガスを膨張容積 V_{e1} へ流す。このときガスは熱交換器、ヒータにより加熱され、圧力が上昇する(等容圧力上昇)。次に(d)の状態に達したら、バルブ1を再び閉じて、膨張容積 V_{e1} のガスを加熱させながら膨張させる(等温膨張)。 V_{e1} が下死点まで膨張したところ[状態(f)]でバルブ2を開いて、これから容積が減少する V_{e1} のガスを容積が増加する V_{c2} へ流す。このとき、ガスは熱交換器、クーラによって冷却され、圧力が降下する(等容圧力降下)。この等容圧力降下は状態(a)まで行われ、状態(a)からまた同じ行程が行われる。

もう片方(ガス2)について見ると、(e)から(g)までが等温圧縮、(g)から(h)までが等容圧力上昇、(h)から(b)までが等温膨張、(b)から(e)までが等容圧力降下、となっており、ちょうど360°ずれてサイクルが行われている。そして、ガス1とガス2が(c)から(d)あるいは(g)から(h)で等容圧力上昇と等容圧力降下を行うとき、熱交換器で熱交換を行うもので

図1 回転式スターリングエンジンの概略図

図2 回転式スターリングエンジンの基本動作

ある。

次に、各行程を偏心軸角度で見ると、等温圧縮が 180° 、等容圧力上昇が 90° 、等温膨張が 180° 、等容圧力降下が 270° と合計 720° (偏心軸2回転) で1サイクルとなる。

説明の都合上、ロータ半分についてのみ説明したが以上のことは、もう半分についても同じであり、そのサイクルは前述のサイクルから 180° ずれて行われる。

つまり偏心軸2回転で1サイクルを行うガスが4個あり(2ピストン形4台分)、これらは 180° ずつずれてサイクルが行われるから出力となる等温膨張は常に存在することになる。また、本図からわかるように、作動ガスの流れが等容圧力上昇時は等温圧縮ロータから等温膨張ロータへ、等容圧力降下時はその逆の方向へと、常に決まった方向になっているため、回転式であるというほかに、従来の蓄熱式熱交換ではなく、隔壁式熱交換器が使用可能であることを意味し、これにより、従来、蓄熱式熱交換器の最も大きな課題であった回転数があまり上げられないという問題を解消できるはずである。

4. サイクルの計算

スターリングサイクルの計算には通常シュミットの理論⁽¹⁾が用いられるが本サイクルにおいては、バルブを使用するなど、機構が異なるので以下のようにして計算を行った。

4.1 仮定 計算を行うにあたり次の仮定を用いた。

- (1) 熱交換効率を100%とする。
- (2) パイプで連結されている容積内の瞬時圧力は、どの場所でも同じである。

(3) 作動流体は、完全ガスの法則に従う。

(4) 作動流体の系外への漏れはない。

(5) 死容積(加熱器、熱交換器、冷却器など)は零。

(6) 圧縮室壁温は低温 T_c で一定、膨張室壁温は高温 T_e で一定であり、熱の授受はガスと壁との間で損失なく行われる。

(7) パイプで連結されている容積内の作動流体は完全混合。

(8) 同上容積内の作動流体温度は一定。

(9) 機械の回転速度は一定。

(10) 配管路は断熱。

表 2 解析結果

L [kJ]	10.2
Q_{in} [kJ]	15.1
η [-]	0.68

図 3 容積変化

図 4 p - V 線図

表 1 解析条件

e [mm]	15
r [mm]	105
b [mm]	80
V_{max} [$\times 10^{-6} \text{m}^3$]	655
V_{min} [$\times 10^{-6} \text{m}^3$]	88
Gas	He
c_v [kJ/kg $\cdot$ K]	3.16
R [kJ/kg $\cdot$ K]	2.08
T_e [K]	1000
T_c [K]	300
P_{max} [MPa]	3.0

(11) 定常状態が成立。

4・2 計算 計算には

気体の状態方程式

$$pV = GRT \cdots \cdots (1)$$

熱力学の第1法則

$$Q = Gc_v \int dT + \int p dV \cdots \cdots (2)$$

を用いた。

本機関ではバルブを使用するので、バルブが開いているとき(等容変化時)、閉じているとき(等温変化時)に分けて計算を行った。すなわち、等容変化時の圧力の式は、式(1)を変形して容積変化に対する式として

$$p = \frac{GRT_e}{V_e + V_c/\tau} \cdots \cdots (3)$$

また等温変化時では、同様にして

$$p = \frac{GRT_{e,c}}{V_{e,c}} \cdots \cdots (4)$$

とした。

バンケル機関は、エンジン一つにつき三つの作動室がそれぞれ180°ずれて回転し、その容積変化は式(5)で示されるように、偏心軸角度540°で1周期となる。すなわち、

$$V = 3^{3/2}/2 \cdot \text{erfb}\{1 - \sin(2/3 \cdot \theta + \pi/6)\} \cdots \cdots (5)$$

高温側ロータと低温側ロータは、位相が90°ずれているので、等容圧力上昇は90°ずれた作動室間で、等容圧力降下は270°ずれた作動室間で行われる。したがって、等容圧力降下では完全な等容であるのに対し、等容圧力上昇では完全な等容とはならず、擬似的なものとなっている。

1サイクルの熱の授受については、まず各行程に対して式(2)を適用し、必要とする総加熱量 Q_i を求め、次に等容圧力降下行程の放熱量 Q_e が、等容圧力上昇行程の加熱量に完全に回収されるものとして、 $Q_i - Q_e$ を供給すべき熱量 Q_{in} として算出した。

出力は図示出力として、次式より算出した。

$$L = \oint p dV \cdots \cdots (6)$$

熱効率 η は、供給すべき熱量に対する図示出力の比として、次式となる。

$$\eta = L/Q_{in} \cdots \cdots (7)$$

5. 計算結果

5・1 容積変化 解析条件を表1に示す。膨張温度を1000 K、圧縮温度を300 Kとし、ガスはHeとした。図3に各室に封入された作動ガスの容積変化を示す。スターリングサイクルは二つの等容変化と二つの等温変化からなるが、本機関では前述のように等容圧

力上昇行程が完全な等容とはならず、擬似的なものとなっており、偏心軸角度720°(2回転)で1サイクルを行う。また、本機関では作動ガスは四つ存在し、それぞれ180°ずれてサイクルを行うため、出力を出す等温膨張は常に行われることになり、滑らかな出力が期待できる。

5・2 p-V線図 図4にp-V線図、表2に解析結果を示す。p-V線図からもわかるように圧力上昇行程が完全に等容となれず擬似的なものとなっている。そして、この曲線に囲まれた部分が図示出力となり本解析結果では偏心軸1回転あたり図示出力は10.22 kJ、熱効率67.9%となった。熱効率について見れば、等容圧力上昇行程が擬似的であるため、カルノーのそれ(70%)よりは若干低い値となっている。

6. ま と め

従来の固定概念化された感のある往復動式エンジンと蓄熱式熱交換器の組合せからなるスターリングエンジンから脱却した、回転式エンジンと隔壁式熱交換器の組合せからなる新形式のエンジンを考案し、その動作原理を示し、サイクル計算を行った結果、次の結論を得た。

(1) 本報で考案した回転式スターリングエンジンは、計算の結果、理論的には回転可能な機構であることが確認できた。

(2) 回転式にすることにより、作動ガスの流れを一方向とし、蓄熱式熱交換器ではなく、隔壁式熱交換器を用いることができるので、高回転域の駆動が可能である。

(3) 二つのバンケル機関を用いることにより、二ピストンエンジン4台分の機能を果たすことができ、よりコンパクトなエンジンを作ることが可能である。

(4) 本報では、現在実用可能であるバンケル機関を2個用いるという制限と、初期段階ということもあって、バルブを使用しているが、さらに研究を重ね、バルブを用いない方法を提案する必要がある。

文 献

- (1) 山下、内燃機関、23-12 (1984), 87.
- (2) 平塚・ほか3名、機論、54-503, B (1988), 1872.
- (3) 高橋、内燃機関、27-10 (1988), 29.
- (4) 山下・ほか4名、機論、53-495, B (1987), 3459.
- (5) 西本・北元、機論、51-462, B (1987), 613.
- (6) 川喜多・ほか2名、自動車技術会論文集、(1981), 48.
- (7) 一色・ほか4名、舶機誌、15-10 (1980), 803.
- (8) 田中・ほか2名、機論、55-516, B (1989), 2478.
- (9) 西本・北元、機論、55-518, B (1989), 3255.
- (10) 神坂・岩淵、機論、56-531, B (1990), 3451.
- (11) 一色・ほか4名、舶機誌、12-9 (1977), 109.