

スターリングエンジンにおける熱交換器の流動および熱再生特性

日大生産工(院) ○山口 智裕 日大生産工(院) 葛西 浩平
日大生産工 山崎 博司 日大生産工 野村 浩司 日大生産工 氏家 康成

1. 緒言

現在、エネルギー源のほとんどが化石燃料に依存している。しかしながら、化石燃料には限りがあるため、エネルギー需要の増大に伴う化石燃料枯渇問題の対策が必要となっている。環境問題としては、温室効果ガスによる地球温暖化、 NO_x 、 SO_x による酸性雨や HC 、 CO などの大気汚染がある。これらを背景に再び注目を浴びたのがスターリングエンジンである。スターリングエンジンは、ヘリウムや水素等の圧縮性気体を作動流体とする密封式の往復動形外燃機関である。スターリングエンジンの特徴は、理論熱効率がきわめて高いこと、外燃機関であるため熱源を選ばないこと、静粛かつ低 NO_x 等の低公害であることなどが挙げられる。これらの特徴が注目され、多くの研究が行われてきたが重量増大、ガス漏れおよびコスト削減などの問題点から民間レベルでの普及には至っていない。特にスターリングエンジンの要である再生熱交換器の工作性の低さ、性能面等にいまだ種々の問題点が残されている。

本研究では、再生熱交換器の改善点として熱交換量増大および流動抵抗減少を検討することを目的としている。本報では2つのメッシュ数の異なる蓄熱材を使用し、再生熱交換器の内部で流体が再生器内壁と蓄熱材外周部の隙間への漏れ（以後、サイドリーク）を抑止することによる流動および伝熱特性について実験的に調べた。

2. 再生熱交換器実験装置

2.1 再生熱交換器

再生熱交換器には、長さ 64mm、内径 40mm、容積 80cc の円形断面を用いた。

メッシュの積層方法は、作動ガスの流れに垂直な積層方法と作動ガスの流れに平行な積層方法が考えられるが、過去の研究より、どの領域でもバランスが良い垂直積層を採用した。

2.2 蓄熱材および積層方法

再生熱交換器に内蔵する蓄熱材を Fig.1、幾何学的形状値を Table.1 に示す。素線径 0.25mm、目開き 0.65 mm の 30 メッシュと素線径 0.22 mm、目開き 0.288 mm の 50 メッシュの 2 種類のメッシュ（平織積層金網）を使用し、材質は SUS304 である。メッシュの幾何学的形状は曲線部を近似的に直線とみなし定義する¹⁾。

$$\text{ピッチ: } p = l + d_m \quad (1)$$

開口比 : $B = \frac{\text{最小自由流路面積}}{\text{全前面積}}$

$$= \left(\frac{l}{p} \right)^2 \quad (2)$$

再生熱交換器に蓄熱材を積層する方法として、通常型は、直径 40mm にカットしたメッシュの間隔を一定とするために SUS304 の線材を C リング状にしたものとメッシュと交互に積層した。

抑止型は、SUS304 の材質で外径 45mm、内径 40mm のシムリングと直径 45mm にカッ

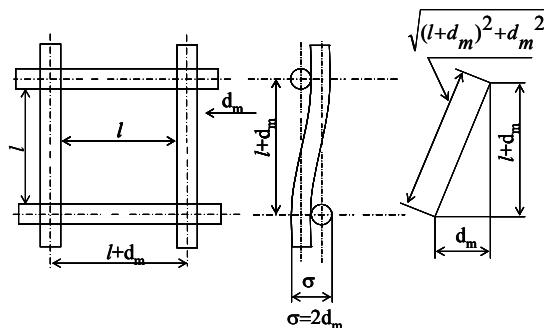


Fig.1 Schematic view of mesh

Table.1 Specification of wire mesh

Mesh No.	Wire diameter d_m (mm)	Min.screen opening l (mm)	Pitch p (mm)
30	0.25	0.85	1.1
50	0.22	0.288	0.508

Flow and Thermal regeneration Characteristics

in Regenerator of Stirling Engine

Tomohiro YAMAGUCHI, Kohei KASAI, Hiroshi YAMASAKI,

Hiroshi NOMURA and Yasushige UJIIE

トした蓄熱材を交互に積層し、蓄熱材同士の間隔を一定に保つように積層し、蓄熱材がシミリングに挟まれている部分の隙間と再生熱交換器内壁に液体ガスケットを塗りサイドリードを防止した。

2.2 流動実験装置および方法

流動実験の実験装置全体の概略を Fig.2 に示す。実験装置は、コンプレッサ、圧力調整弁、再生熱交換器および計測装置から構成されている。

再生熱交換器両端に圧力センサを取り付け、コンプレッサから入口の圧力を所定の圧力に圧力調整弁で調整し、出口側を大気開放とした。

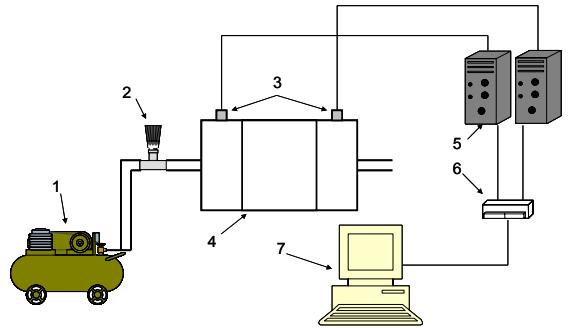
2.3 伝熱実験装置および方法

スターリングエンジンの基本型式は α 型、 β 型および γ 型に分類される。本実験は膨張空間および圧縮空間それぞれにパワーピストンを持つ、 α 型スターリングエンジンを用いた。実験装置全体の概略を Fig.3 に示す。実験装置はスターリングエンジン、制御装置および計測装置から構成されている。

α 型スターリングエンジンの詳細を Fig.4 に示す。シリンダのボアは 50 mm，ストロークは 80 mm とした。スターリングエンジンのピストン位相は、圧力損失および再生熱交換作用が顕著に表れるように 180° とした。熱源には電気ヒーターを用い、温度制御器により所定の温度に調整した。加熱側シリンダ内に膨張空間を設け、ヒーターで直接、作動流体を加熱した。冷却方法は冷却側シリンダ内に膨張空間と同じ容積の圧縮空間を設け、空冷式とした。出力取り出し機構には、ピストンクランク機構を用いた。本実験では自立運転を行わず、可変速直流モータによって主軸を回転させた。作動流体には大気圧空気を用いた。加熱部、再生熱交換器および流路は断熱材で覆うことにより外部への熱損失を軽減した。

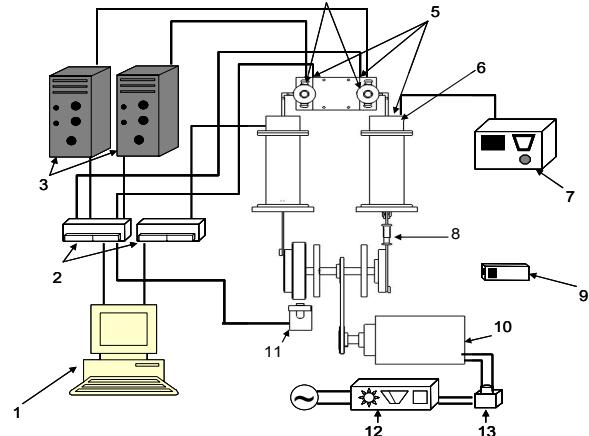
計測装置はひずみゲージ式圧力センサ、K 種熱電対および上死点センサから構成されている。圧力センサは再生熱交換器の両端に設置した。熱電対は再生熱交換器両端、再生熱交換器のケース外側、加熱器および冷却器に設置した。再生熱交換器両端には応答性に優れている線形 25 μm の極細熱電対を、再生熱交換器外部に 0.3 mm の熱電対を用いた。上死点センサには磁性式近接センサを用い、冷却側ピストンの上死点に対応するフライホイール位置に鉄片を取り付け検出した。

加熱器および熱交換器は、外部への熱流出



1 : Air Compressor 5 : DC amplifier
2 : Pressure control valve 6 : A/D convertor
3 : Pressure sensor 7 : Personal computer
4 : Regenerator

Fig.2 Experimental apparatus for flow test



1 : Personal computer 8 : Stirling engine
2 : A/D convertor 9 : Digital hand
3 : DC amplifier tachometer
4 : Pressure sensor 10 : DC motor
5 : Thermo couple 11 : Top dead center
6 : Electric heater sensor
7 : Temperature controller 12 : Power supply
13 : DC motor 13 : DC motor
control unit

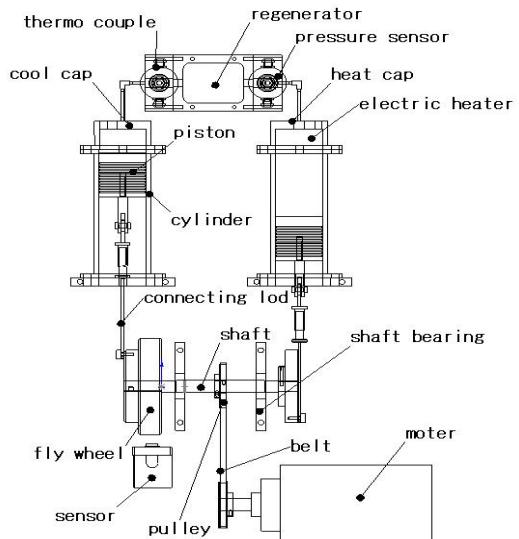


Fig.4 Detail view of α type stirling engine

を極力防ぐため再生熱交換器全体を断熱材で覆った。

3. 実験結果および考察

3.1 流動特性

流動実験では、2種類の異なる蓄熱材をサイドリークの有無で充填量を45, 60および75gと変化させて一方向流での実験をおこなった。入口の圧力を10kPa, 20kPaに調整し、入口から出口までの圧力損失を計測した結果をFig.5, Fig.6に示す。再生熱交換器に蓄熱材が入っていないときの圧力損失分を差し引いて原点とした。

当然のことながら目開きの大きい30メッシュの方の圧力損失が小さい。

30メッシュ, 50メッシュ共に抑止型の方が通常型より圧力損失が低い。

これは、サイドリークのある場合には、熱交換器内の中心より再生器内壁と蓄熱材外周部の隙間に作動流体が流れ、出入口付近で作動流体が急激に曲がることによって圧力損失が高くなることが原因だと思われる。

3.2 伝熱特性

伝熱特性実験は、流動特性実験と同様にサイドリークの有無で2種類の蓄熱材の充填量を45, 60および75gと変化させ、実験用エンジンの回転速度は100, 200および300rpmとした。熱交換器内条件を同一とするため、膨張空間の温度を200°Cとし各回転数で、再生熱交換器内部が温度平衡に達したところで、計測を開始した。通常型の30メッシュ75gの300rpmにおける加熱側、冷却側の温度をFig.7に示す。クランク角0°のとき冷却側のピストンが上死点である。クランク角0°~180°において加熱された作動流体が熱交換器へ流入し、クランク角180°~360°では冷却された作動流体が熱交換器へ流入する。往復運動における再生熱交換器の評価には、熱再生率Eを用いて以下のように定義する³⁾。

$$E = (\text{再生熱量}) / (\text{流入熱量})$$

$$E = \frac{\int_{0}^{180^\circ} c_p (\dot{m}_{h-out} T_{h-out} - \dot{m}_{c-in} T_{c-in}) d\theta}{\int_{0}^{180^\circ} c_p (\dot{m}_{h-in} T_{h-in} - \dot{m}_{c-in} T_{c-out}) d\theta} \quad (3)$$

ここで、 c_p は定圧比熱。 \dot{m} は質量流量、Tは温度を表している。質量流量の算出には往復運動における圧力、温度およびシリンダ容積変化を用いた。

小文字のhは加熱側温度、cは冷却側温

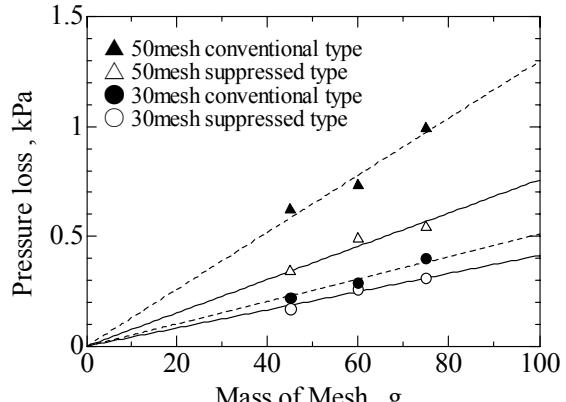


Fig.5 Pressure loss of entrance 10kPa

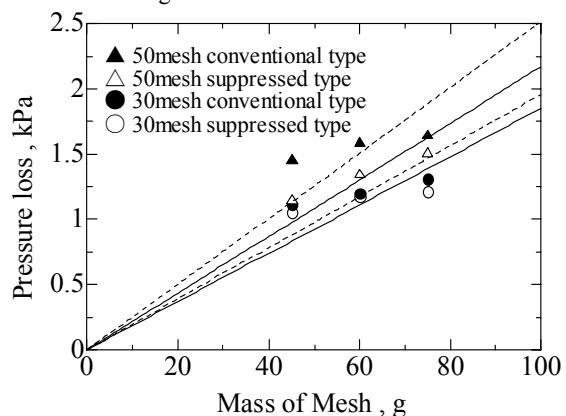


Fig.6 Pressure loss of entrance 20kPa

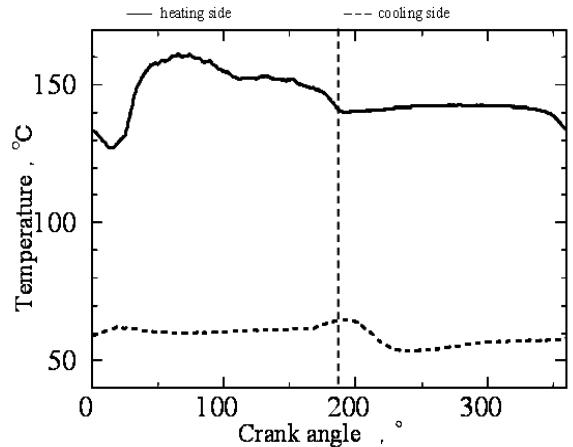


Fig.7 Relation between crank angle and temperature.

度を表しており、inは熱交換器への流入、outは熱交換器からの流出を表している。例えば、 T_{h-in} は熱交換器に流入する加熱側温度を表している。

この方法を用いて整理し、45gの熱再生率をFig.8に、60gにおける熱再生率をFig.9そして、75gにおける熱再生率をFig.10に示す。また、抑止型における50メッシュと30

メッシュの熱再生率を Fig.11 に示す。

30 メッシュ、50 メッシュ共に全ての充填量で、抑止型の方が通常型より優位だということがわかる。これは、通常型では、蓄熱材外周部と再生熱交換器内壁に流体が流れ、再生熱交換器全体から熱交換できず、抑止型では、サイドリークを抑止し、再生熱交換器全域に作動流体が広がり容器全域から熱回収ができたことがその理由と考えられる。また、50 メッシュは、通常型より抑止型の熱再生率が各回転数で 5% ~ 10% の向上に見られた。これは、目開きの小さい 50 メッシュは、流体が流れにくく、通常型では、流体が比較的流れやすい蓄熱材外周部と再生熱交換器内壁に流入し、熱交換に寄与しなかつたが、サイドリークを抑止することにより、蓄熱材に流体が流れるこにより、熱交換が出来たと考えられる。

50 メッシュ抑止型の各充填量における各回転数の熱再生率に、大きさ差はなかった。

4. 結言

メッシュ数の異なる蓄熱材を使用し、再生熱交換器内部のサイドリークを抑止することによる流動および伝熱特性について実験的に調べ以下の結論を得た。

(1) 一方向流での圧力損失の結果から 30 メッシュ、50 メッシュ共に通常型より抑止型の方が圧力損失は低いことから、サイドリークを抑止すると圧力損失を低減できることがわかった。

(2) 熱再生率を調べた結果、30 メッシュ、50 メッシュ共にサイドリークを抑止することが熱再生率の向上に有効であることがわかった。

理由は、熱交換器内全域に作動流体が広がり、全域から有効に熱回収ができたためと考えられる。

(3) 目開きの小さい 50 メッシュは、通常型より抑止型の熱再生率が 5% ~ 10% 向上したことにより、目開きの小さい蓄熱材では、サイドリークを抑止したほうが熱再生率は、向上する、理由として、通常型では、目開きが小さくなるほど流体が比較的流れやすい蓄熱材外周部と再生熱交換器内壁に流入しやすく、熱交換に寄与しないからである。

参考文献

- 1) 山下 崑、濱口和洋、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、(1999)、pp. 116-140.
- 2) 西本圭一、稗田 澄、スターリング機関用蓄熱対の性能試験、日本機械学会論文集(B編)、55-518 (1989)、pp. 3255-3265.

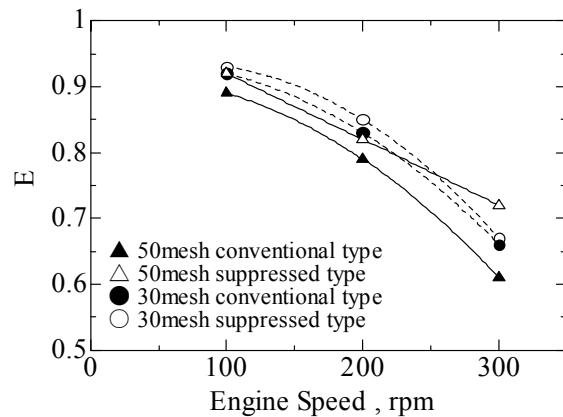


Fig.8 Thermal regeneration rate of 45g

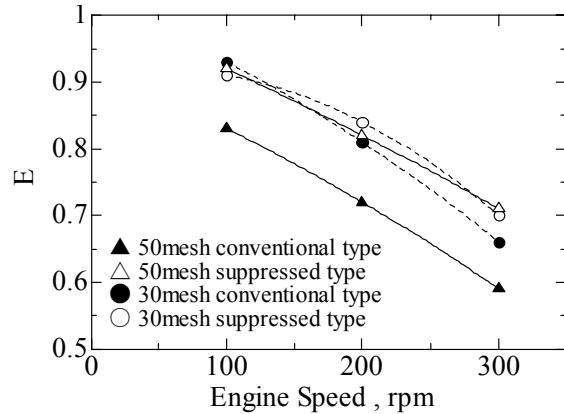


Fig.9 Thermal regeneration rate of 60g

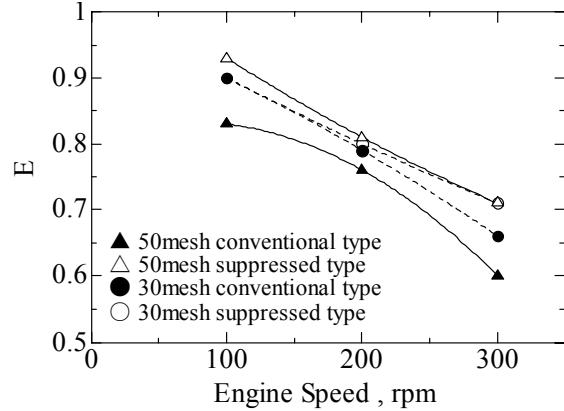


Fig.10 Thermal regeneration rate of 75g

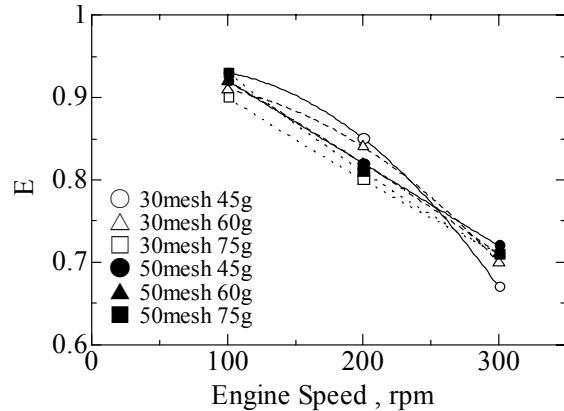


Fig.11 Thermal regeneration rate in suppressed type