

スターリングエンジンにおける再生熱交換器の伝熱特性

日大生産工(院) ○鈴木 啓一 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

近年、環境保全や化石燃料枯渇問題が深刻となり、これらの対策として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再生熱交換器を用いることで高い理論熱効率を実現している。再生熱交換器は加熱部から流入する高温作動流体の熱を蓄熱し、冷却部によって冷やされた低温作動流体を加熱する役割を担う。そのためスターリングエンジンの熱効率は再生熱交換器の性能に大きく左右される。しかし、再生熱交換器は性能面等に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に寄与しない無効容積の低減、熱交換量増大および流動抵抗減少の検討を目的としている。過去の研究により、矩形断面および円形断面再生熱交換器の伝熱および流動特性について実験的に調べ、熱再生率の向上には有効流路断面積の増大が有効であるとわかった¹⁾。

そこで本報では、再生熱交換器の圧力損失低減および熱交換器内の有効利用、すなわち有効流路断面積の増大をねらい、熱交換器の出入口にテーパ流路を持つ再生熱交換器を用いて実験を行った。また、さらなる性能向上を目指しメッシュ数の異なる蓄熱材を用いて評価を行った。

2. 再生熱交換器実験装置

2.1 実験装置概要

実験装置全体の概略を Fig.1 に示す。実験装置は α 型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。作動流体は大気圧空気を用いた。スターリングエンジンの再生熱交換器は過去の実験と比較を行うため、容積 80 cc としてテーパ流路付き円形断面を用いた。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。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 180° とした。したがって自立運転を行わず、可変速直流モータによって主軸を回転させることとした。外部への熱流出を極力防ぐため再生熱交換器全体を断熱材で覆った。テーパ流路付き再生熱交換器は、広がり部、円筒部および狭まり部と分け、蓄熱材は円筒部

だけでなくテーパ部にも充填した。

2.2 蓄熱材

再生熱交換器に内蔵する蓄熱材は SUS304 のメッシュ（平織積層金網）を 3 種類用いた。蓄熱材の形状値を Table.1 に示す。なお、表中の空隙率は質量、体積および素材密度を用いて求めた。異なるメッシュ数の蓄熱材を比較するため、再生熱交換器に充填する質量を用いて熱容量を合わせた。金網の設置方法は流れに垂直な面方向に設置し、流れ方向に積層した。

3. 実験結果

3.1 流動特性

流動特性実験は 3 種類の充填する蓄熱材の質量をそれぞれ 0, 30, 45, 60, 75 g と変化させた。実験用エンジンの回転速度は 100, 200 および 300 rpm とした。23 M の蓄熱材を用いた、各回転速度における円形断面¹⁾ およびテーパ流路付き円形断面の最大圧力損失のグラフをそれぞれ Fig.2 および Fig.3 に示す。圧力損失は再生熱交換器加熱側と冷却側の最大圧力

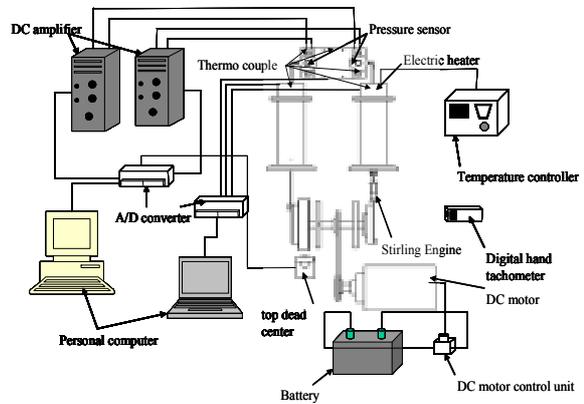


Fig.1 Experimental apparatus.

Table1. Specification of wire mesh.

Mesh No.	Wire diameter d_m (mm)	Min. screen opening l (mm)
23	0.25	0.85
50	0.22	0.288
100	0.1	0.154
Pitch p (mm)	Porosity ϕ	Hydraulic diameter d_h (mm)
1.1	0.847	1.293
0.508	0.817	0.982
0.254	0.749	0.298

差を代表値とした。Fig.2 および Fig.3 を比較すると、どちらも回転速度の上昇および充填質量(枚数)の増大に伴い圧力損失は増加している。また、すべての条件でテーパ流路付き円形断面の圧力損失が明らかに低減されていることが確認できる。このことからテーパ流路を設置することで、圧力損失低減に効果があったと考えられる。50 M および 100 M の各回転速度におけるテーパ流路型円形断面の最大圧力損失のグラフを Fig. 4 および Fig.5 に示す。こちらも回転速度の上昇および充填質量(枚数)の増大に伴い圧力損失は増加している。23M, 50M および 100M の圧力損失を比較すると、どの回転速度および充填質量においてもメッシュ数の増大と共に圧力損失が増えていることが確認できる。300rpm における各蓄熱材質量ごとの圧力損失のグラフを Fig.6 に示す。メッシュ数が高くなると僅かではあるが傾きが大きくなる。このことからメッシュ数が高くなるほど(目が細くなるほど)、作動流体の流速が速くなるにつれ圧力損失の増大量も増えると考えられる。

3.2 熱再生率特性

熱再生率特性実験では 3 種類の充填する蓄熱材の質量をそれぞれ 30, 45, 60, 75g と変化させた。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、再生熱交換器内部が温度平衡に達したところで実験を開始した。円形断面およびテーパ流路型円形断面の 300 rpm, 蓄熱材枚数 75g における加熱側、冷却側

の温度履歴を Fig.7 に示す。クランク角 0° のとき加熱側のピストンが下死点である。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。往復動における再生熱交換器の評価は熱再生率 E を用いて以下のように定義する²⁾。

$$E = (\text{再生熱量}) / (\text{流入熱量})$$

$$E = \frac{\int_{180^\circ}^{360^\circ} c_p \dot{m} (T_{h-out} - T_{c-in}) d\theta}{\int_0^{180^\circ} c_p \dot{m} (T_{h-in} - T_{c-out}) d\theta} \quad (1)$$

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ガス圧力、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。たとえば 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た各回転速度における円形断面およびテーパ型円形断面の熱再生率のグラフを Fig.8 および Fig.9 に示す。円形断面およびテーパ流路型円形断面再生熱交換器を比較するとすべての条件においてテーパ流路の熱再生率が高い。特に 100, 200 rpm においては明確な熱再生率の優位性を見ることができ。これは、テーパ流路を用いることで圧力損失が軽減されたこと、再生熱交換器内の外周方向の

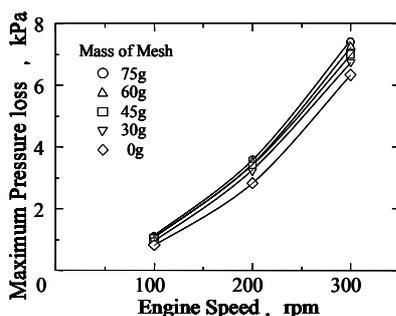


Fig.2 Maximum pressure loss in 23 mesh cylinder type.

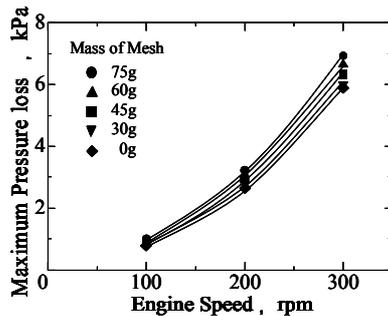


Fig.3 Maximum pressure loss in 23 mesh tapered cylinder type.

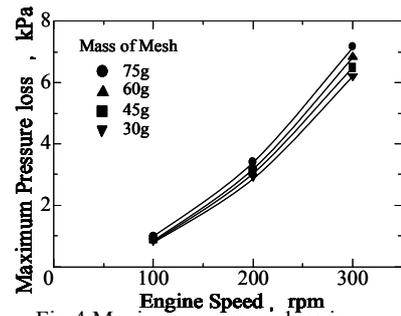


Fig.4 Maximum pressure loss in 50 mesh tapered cylinder type.

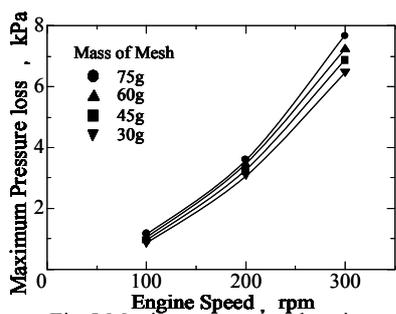


Fig.5 Maximum pressure loss in 100 mesh tapered cylinder type.

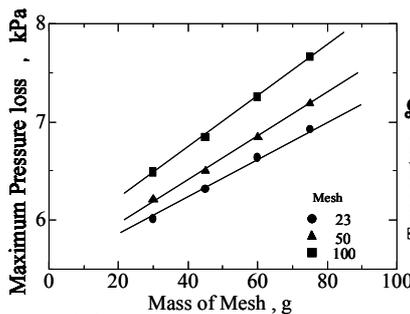


Fig.6 Relation between mass of mesh and maximum pressure loss.

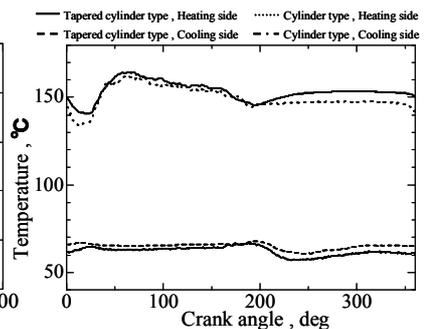


Fig.7 Relation between crank angle and temperature.

隅に存在した無効容積の減少によって、熱再生率が向上したと考えられる。また、円形断面では各回転速度において蓄熱材 45 ~ 60g が最大熱再生率を示すが、テーパ流路においては 75g が最大熱再生率を示している。熱再生率は圧力損失と熱交換のバランスが重要であるが圧力損失が最大となる 75g が最大熱再生率を示したことからも無効容積の減少が示唆される。

しかし、テーパ流路および円形断面の 300 rpm においては熱再生率の差は僅かになっている。これは作動流体の流速が高速になることで、テーパ流路においても流れの剥離が生じ、テーパ管路部から平行部に設置した蓄熱材において、熱交換に寄与しない無効容積が生じてしまったためと考えられるがさらに検討を要する。

各回転速度におけるテーパ流路型円形断面のメッシュ数 50M および 100M の熱再生率の結果を Fig.10 および Fig.11 に示す。23M, 50M および 100M の熱再生率を比較してみると 23M では最大熱再生率を示すのは 75g だったが、50M および 100M では 45g が最大熱再生率を示している。また、熱再生率がメッシュ数の増加と共に明らかに減少している点もみられる。特に 100M においてその傾向が顕著に表れている。これは、メッシュ数が高く質量の多い 100M において蓄熱材が密着することで伝熱面積が低下し熱再生率に影響したと考えられる。

また、テーパ流路を用いてはいるがテーパ部および円形断面平行部部の熱交換器壁面付近には無効容積が存在しており、その影響が考えられる。23M などのメッシュ数が低いものは熱交換器の長手方向に対してバランスよく蓄熱できていると考えられる。しかし、メッシュ数が高いものは流動抵抗や伝熱面積が増大することで、再生熱交換器加熱側付近の蓄熱材で流入してくる高温作動流体のほとんどの熱を蓄熱している。そのため、熱交換器壁面付近に存在する無効容積へより熱が流入してしまい、熱再生率が減少したと考えられる。

この再生熱交換器において最大の熱再生率は 100M, 45g かつ 100rpm 時に蓄熱材が最大値を示したが、どの回転速度においても高い熱再生率を示した 23M の蓄熱材を使用したほうが再生熱交換器を有効に利用できると考えられる。

3.3 熱伝達率特性

メッシュ数の異なるものや様々な蓄熱材を評価するにあたり、平均ヌセルト数を用いた評価方法が用いられる³⁾。そこで熱再生率という観点以外からも蓄熱材の評価を行なう。ヌセルト数を求めるにあたり、再生熱交換器でのエネル

ギバランス式を考える。再生熱交換器長手方向の温度勾配を Fig.12 に示す。再生熱交換器内温度を T_r とし、その他の記号は前述の通りである。再生熱交換器の温度は加熱側と冷却側の中間位置に存在すると仮定して、以下の式が成り立つ。

$$Q = \bar{\alpha}A(T_{c-out} - T_r) = \frac{\bar{\alpha}A(T_{c-out} - T_{c-in})}{2} \quad (2)$$

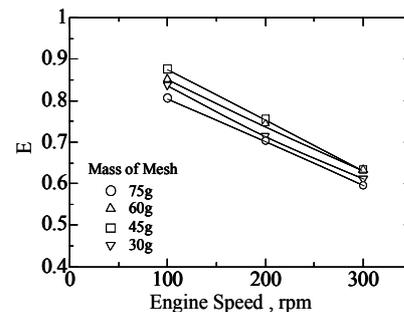


Fig.8 Thermal regeneration rate of 23 mesh cylinder type.

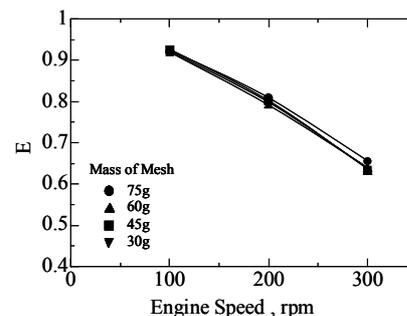


Fig.9 Thermal regeneration rate of 23 mesh tapered cylinder type.

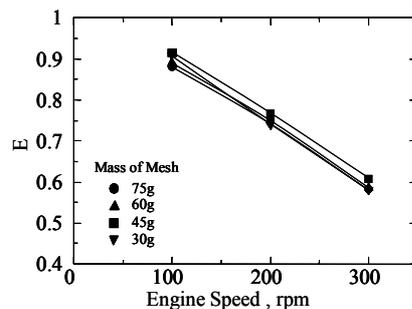


Fig.10 Thermal regeneration rate of 50 mesh tapered cylinder type.

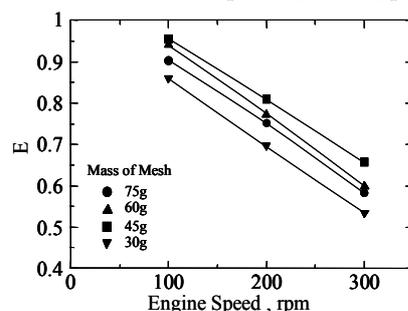


Fig.11 Thermal regeneration rate of 100 mesh tapered cylinder type.

A は伝熱面積であり、 $\bar{\alpha}$ は平均熱伝達率である。高温作動流体が熱交換器へ与えた熱量および回収するはずの熱量が長手方向に対してどの位置においても等しいとするならば、

$$Q = \frac{\bar{\alpha}A(T_{c-out} - T_{c-in})}{2} = c_p \bar{m}(T_{h-in} - T_{c-out}) \quad (3)$$

となる。各々の瞬時質量流量を用い、さらに整理すると平均熱伝達率 $\bar{\alpha}$ を求めることができる。

$$\bar{\alpha} = 2 \left(\frac{c_p \dot{m}(T_{h-in} - T_{c-out})}{c_p \dot{m}(T_{c-out} - T_{c-in})} \right) \left(\frac{c_p \bar{m}}{A} \right) \quad (4)$$

ここで、 \bar{m} は熱交換器内平均流速 (\bar{u}) を用いた平均質量流量とする。充填する蓄熱材質量が 75g の各々のメッシュ数の平均熱伝達率を Fig.13 に示す。平均熱伝達率はメッシュ数および作動流体の増大に伴い高まっていることが確認できる。平均熱伝達率から平均ヌセルト数を求める際には以下の式を用いた。

$$Nu = \bar{\alpha} d_h / \lambda \quad (5)$$

λ は再生熱交換器内の平均温度における作動流体の熱伝導率である。 d_h は流力直径とし $d_h = 4\phi d_m / \varepsilon(1-\phi)$ を採用した。 ε は素材の形状係数である。レイノルズ数の代表長さにも流力直径を用いて、

$$Re = \bar{u} d_h / \nu \quad (6)$$

とする。 ν は動粘性係数である。これらの式を用いて整理した、平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を Fig.14 に示す。レイノルズ数の増加に伴いヌセルト数も増大している。しかし、メッシュ数が増加するにしたがいヌセルト数は減少している。これはメッシュ数の増大に伴い平均熱伝達も増大してはいるが、その増大量が少なく、流力直径の影響が大きくなり、結果としてヌセルト数が減少している。蓄熱材の質量ごとに比較すると 60g が高い値を示している。この再生熱交換器においては、必ずしも充填する質量およびメッシュ数の高いものが熱交換に有利ではないことを示唆している。

4. 結言

メッシュ数の異なる蓄熱材およびテーパ流路型円形断面の再生熱交換器を用いて、伝熱特性について実験的に調べた以下の結論を得た。

(1) 円形断面に比較し、テーパ流路型再生熱交換器の熱再生率が回転速度 100, 200 rpm で向上した理由は、圧力損失が軽減されたことおよび再生熱交換器内の外周方向の隅に存在した無効容積の減少が考えられる。

(2) メッシュ数の増加に伴い熱再生率が減少する傾向を示した。これはメッシュ数および充

填質量が高いものほど蓄熱材どうしが密着することで伝熱面積が減少したことから、熱交換器壁面に存在する無効容積の影響が考えられる。

(3) 平均ヌセルト数を用いて評価を行なった結果、蓄熱材の質量ごとに比較すると 60g が高い値を示し、ヌセルト数の評価においても充填する質量およびメッシュ数の高いものが必ずしも熱交換に有利ではないことがわかった。

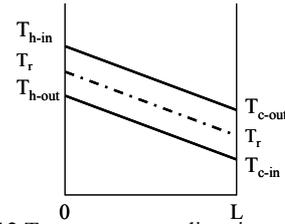


Fig. 12 Temperature gradient in regenerator.

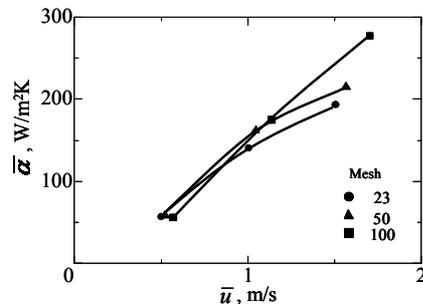


Fig. 13 Relation between heat transfer coefficient and mean flow velocity.

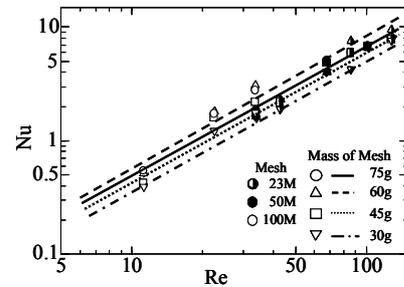


Fig. 14 Relation between Reynolds number and Nusselt number.

参考文献

- 1) 鈴木, 山崎, 野村, 氏家, スターリングエンジンにおける再生熱交換器の性能評価 日本機械学会, 第十三期総会講演会講演論文集 (2007・3), P113-114.
- 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.
- 3) 田中, 山下, 千阪, 往復流れ場に置かれたスターリングエンジン用再生器材料の流動特性および伝熱特性, 日本機械学会論文集(B 編), 55-516 (1989), pp.2478-2485.