A11 再生熱交換器の特性と適した設計

On Characteristics of the Regenerator and Appropriate Design

○正 渡部弘一（日大工） 藤沢祐一（日大院） 森谷信次（日大工） 一色尚次（東工大）

Hiroichi WATANABE, College of Engineering, Nihon University, Koriyama-shi

Yuichi FUJISAWA, Graduate Student of Nihon University

Shinji MORIYA, College of Engineering, Nihon University, Koriyama-shi

Naotsugu Isshiki, Tokyo Institute of Technology

Over 98% at the regeneration efficiency of the Regenerator must be made with the goal so that the thermal efficiency of Stirling engine may achieve over 30%. Though the regeneration efficiency is improved, as the volume of Regenerator is increased, and as the area of the heating surface is increased, on the other hand dead space volume and pressure loss increase, and they become the output lowering of the engine.

It is a problem that the regeneration efficiency measures the temperature change of operative gas and matrix of the Regenerator inside. However, the accurate thermometry is not possible, when the working fluid is the gas, since the flow velocity of the gas is big for the responsibility of temperature sensor.

Then, model test by the water was tried instead of operative gas in this study. Features of the experiment using the water are that the measurement of the temperature behavior is easy, because that it can decrease the flow velocity in the equal Reynold's number region and fact of the matrix in which the model length is done can be increased.

Key Word: Regenerator, Stirling Engine, Temperature Distribution, Temperature Efficiency

1. 緒言

スターリングエンジンに用いられる再生熱交換器（以下再生器）に求められる特性は、第1に高熱伝達率、高熱容量、高温度伝導率が望まれる。第2に低流動抵抗、低流量係数、低圧力損失、低空隙率が挙げられる。この二点は相反する特性であり、エンジンの性能向上にはエンジンの設計構成に適した寸法が求められることになる。したがって、スターリングエンジン用の具体的な再生熱交換器の設計寸法は、そのエンジンについて実験を行い、改良を繰り返した経験値が元になる。

しかし、一般的に初期の設計段階における基本的な設計寸法について知る必要がある。この研究の特徴は、赤外線温度計を用い、再生熱交換器の温度変化をリアルタイムに画像可視化できる点である。そのために、作動流体には水を用いた。水を用いることにより、温度測定の実答性はほとんど問題が無い上、高レイノルズ数領域の結果を得ることが出来た。

2. 実験方法および実験装置

図1に実験装置の概略図を示す。

Fig.1 Experimental apparatus of water model

液体（水）を用いた再生器のモデル実験装置は、温水用水槽と冷水用の水槽を用い、二つの水槽の間に水路（ $W \times H \times L = 64 \times 25 \times 475 \text{ mm}$ ）を設けた。水路は断熱材（発泡スチロール）を使用し、その流路中央にマトリクスを設置した。

2-1 マトリクス

マトリクスには金網と金属柱を用いた。金網の材質は銅およびステンレス製の二種類、金属円柱についてはステンレスを用いた。

金網は等間隔（5mm）に並べて、往復流における温度変化の違いを比較した。金属柱についてはマトリクスの熱伝達性能を測定した。

それぞれの実験は、温水（約 50℃）と冷水（約 25℃）の温度を一定に保つために、温水の水槽にはヒーターと攪拌器を入れ、サーモスタットで温度コントロールをした。また、同様に冷水の水槽には等温コントロール付きのクーラーと攪拌器を使用した。

流体（水）の往復流の方法は、両水槽に同じ体積の浮き子（ $200 \times 100 \times 100 \text{ mm}$ ）を用い、両者を同時かつ交互に上下運動した。

水路部に設けた、再生器用マトリクスの真上に、赤外放射温度計（NEC Thermo Tracer TH3100MR）を取り付け、マトリクスの温度変化（測定点 10 箇所）をリアルタイム（5 秒ごと）に記録し、パソコンでMOに収録した。

2-2 金属円柱による温度変化

往復流におけるマトリクスの熱の授受を赤外放射温度計で測定した。マトリクスの形状はSUSの円柱とした。

円柱の材質はステンレス製(SUS 304)で、直径 $D = 2.5, 3.0, 3.5 \text{ mm}$ の3種類のサイズを用意した。円柱の高さは 21 mm である。円柱の直径は、流体の流速と実験目標

のレイノルズ数領域 ($Re > 200$) より決定した。

温度測定点は、図 2 に示すように円柱上面の 10 点 (a 点 ~ j 点) と流体の 2 点 (k、l 点) とした。

Fig.2 The measuring point by infrared thermometer

Fig. 3 The measuring point for heat transfer coefficient measurement by the K thermocouple.

3. 実験結果

3-1. マトリックスの温度変化と温度分布

Fig. 4 Changing Temperature in Regenerator

図 4 は、温水と冷水を交互に繰り返して往復流させたときのマトリックスの温度変化を赤外放射温度計によって撮影した結果である。マトリックスの温度変化、経過時間、測定位置との関係を 3D 表示したものである。

図 4 は、往路および復路の終わりにおけるマトリックスの温度分布を表す。図 4-1 は銅メッシュ、図 4-2 は SUS メッシュの結果である。両者とも流体が往復流するとき、マトリックス内部の温度分布は、温水側から冷水側に流入するときの温度傾斜が、冷水側から温水側に流入するときの温度傾斜より、やや大きい勾配を示している。

図中の材料名後ろの数字 1.0 は片道流量が再生熱交換器容積に等しいときである。

Fig.4-1 Temperature distribution of Cu matrices

Fig.4-2 Temperature distribution of SUS matrices

3-2 流体の温度変化

Fig.5 Changing temperature of Fluid passed the matrices

図 4 のデータから、マトリックス内を通過する流体 (水) が逐次変化していく温度を表すと図 5 のようになる。図 5 から、流体 (水) の流入過程における温度変化は冷水側から温水側へ流入するときの温度傾斜が、温水側から冷水側へ流入するときの温度傾斜より大きくなる事がわかる。これは、高温側での熱伝達率が高く、低温側では低いことを意味している。

また、材質の違いでは、熱伝導率の低いステンレス製メッシュを用いた場合は、流体の温度変化が緩やかであり、銅製メッシュの方が大きい温度傾斜を示していることがわかる。したがって、熱伝導率の高い銅メッシュのほうが、温度変化が大きい。これはマトリックスの並べ方に数ミリの間隔をあけているので、マトリックス同志の接触が無く、再生器全体では流れ方向の熱伝導率は見かけ上小さくなり、温度傾斜が大きくなったものである。

3-3 金属円柱の温度変化

一定容積の流体の往復する時間が同じ場合、熱容量の異なるマトリックスの温度変化を比較したものが図 5 である。

この条件では、熱容量の小さいマトリックス (小さい直径)

の方が熱の授受が早い。θは一周期を 1.0 とする無次元時間とした。θ = 0.0 ~ 0.4 はおよそ半周期の測定画像を示す。

図 6 は、同じ熱容量のマトリクス（円柱の直径が一定）に、一定の往復流量を異なる周期で測定したサーモグラフィである。この場合、周期の長い方が、流体とマトリクスとの熱交換がより効果的であることがわかる。したがって、作動流体の流速が小さい（周期の長い）方が、伝熱特性が良いことを意味している。

Fig. 5 Temperature change of the column of heat capacity differs.

Fig. 6 The thermographs as cycle of the reciprocating current differs.

3-4 ヌセルト数とレイノルズ数

マトリクスの熱伝達率を求めるために次式を用いた。

$$q = A \bar{h} \Delta \bar{T} \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$= \frac{MC_m \Delta \bar{T}_m}{t} \quad \dots \dots \dots (2)$$

A: Heat transfer surface area

$\bar{h}$: The average of the heat transfer coefficient

$\Delta \bar{T}$: The average of the difference temperature.

M: The mass of the matrix

C_m : The specific heat of the matrix

$$\bar{h} = \frac{MC_m \Delta \bar{T}_m}{At \Delta \bar{T}_m} \quad \dots \dots \dots (3)$$

実験によるヌセルト数 Nu とレイノルズ数の関係は上式と(5)、(6)式から、(4)式のように得ることが出来た。

$$\frac{Nu}{Pr^{0.2}} = 0.34 Re^{0.69} \quad \dots \dots \dots (4)$$

Pr: Prandtl number

Nu: Nusselt number

$$Nu = f(Pr, Re) = \frac{hD}{\lambda_f} \quad \dots \dots \dots (5)$$

Re: Reynold's number

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad \dots \dots \dots (6)$$

V: Fluid velocity

ν : The kinematic viscosity

図 7 はヌセルト数、レイノルズ数そしてプラントル数の相関結果を示す。図 7 より、フーリエ数が大きくなるとビオ数が小さくなるがわかる。

Fig. 7 Nu-Re diagram

(4)式の結果をまとめたのが図 7 である。 Nu/Pr^n と Re の関係にして整理すると田中氏や浜口氏の実験式の線上にほぼ合致することがわかる⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。

3-5 ビオ数とフーリエ数

図 8 にマトリクスのビー数とフーリエ数の関係を示す。

マトリクスの特性を見るために、ビオ数およびフーリエ数を以下の式で求めた。

Fig. 8 Bi-Fo diagram

ビオー数 Bi は、

$$Bi = \frac{h}{\lambda_m} \frac{D}{2} = \frac{Nu}{2} \left(\frac{\lambda_f}{\lambda_m} \right) \quad \dots\dots(5)$$

h : Heat transfer rate

D : Hydraulic diameter

λ_f : The average of the heat transfer coefficient

λ_m : The thermal conductivity of the matrix

フーリエ数 F_0 は

$$F_0 = \frac{at}{R^2} = \frac{4at}{D^2}$$

a : Thermal diffusivity

D : Hydraulic diameter

t : $\frac{60}{n}$ (Period)

図 8 より、フーリエ数が大きくなるとビオー数が小さくなることからわかる。したがって、**Bi- F_0 diagram** でわかることは、素線の細いほど伝熱性能が良い。また、流体の往復周期が長いほど熱交換性能が良い。再生熱交換器の伝熱性能は、円柱の径が細いほど良い。

再生熱交換器の最適な大きさを決定する場合は、細い素線使用のマトリクスで、損失の小さい形状を探索することが課題となる。マトリクスの素線は細いほど良いことになるが、反面、流動損失の増加による影響はここでは省く。

4 結言

1. 水モデルによる熱交換器の特性を見ることが出来た。
2. 再生器内の温度分布は、再生器の出入り口付近の温度勾配は緩やかで、中央付近では傾斜が大きく、再生器内中央である一定の温度勾配を形成したまま、前後に温度変化を繰り返すことが実測できた。
3. 再生器内の温度勾配は大きい方が、温度効率が低い。
4. 熱交換器マトリクスの熱伝導率は大きいほうが良い。
5. 素材の線径は細いほうが熱交換の応答性が良い。
6. 高温側の素材は耐風化性、耐熱性材料が良い。
7. 低温側素材は、高熱伝導性の Cu と低熱伝導性の SUS を交互に積層したものが良い。

参考文献

- (1) 田中誠、「往復流れ場に置かれたスターリングエンジン用再生熱交換器材料の流動および伝熱性能」、日機論、55-516B.
- (2) 浜口和洋、「再生器マトリクスの流動損失」、日機論、48-435B.
- (3) 山下巖、田中誠ほか「スターリングエンジンおよびその要素技術に関する基礎的研究」、機技研報告、No145.
- (4) 浜口和洋、「再生器マトリクスの伝熱性能」、日機論、49-445B.