

スターリングエンジンに用いるスコッチ・ヨーク機構のトライボロジ

Tribology of Scotch-Yoke Mechanism for Stirling Engine

○ 正 川田 正國（海技研） 正 平田 宏一 正 今井 康之 正 石村 恵以子

Masakuni KAWADA, Koichi HIRATA, Yasuyuki IMAI and Eiko ISHIMURA,
National Maritime Research Institute, Tokyo

Key words: Stirling Engine, Scotch-Yoke Mechanism, Ball Bearing and Tribology

1. まえがき

著者らは船舶用ディーゼルエンジンの排熱を高温熱源として動作するスターリングエンジンを開発している⁽¹⁾。本エンジンは従来と比較して低い温度の熱源を利用することから、その目標性能を達成するにはピストンシールや機構の摩擦に起因する機械損失の軽減は開発課題の一つである。

本報では、平成 17 年度に開発した実験用スターリングエンジンを用いて 500 時間の基本性能試験を行い、スコッチ・ヨーク機構の摩耗特性と表面性状について調べたので、その結果を報告する。

2. 実験用エンジンのスコッチ・ヨーク機構

図 1 に実験用エンジンの基本構造図を示す。ディスプレイサとパワーピストンの直径は 100 mm、行程はそれぞれ 36 mm と 28 mm である。これらのピストン駆動にはスコッチ・ヨーク機構を採用している（図 2 参照）。ヨークはアルミニウム合金（A7075）を用い、摺動部には機械構造用炭素鋼（S45C）製のプレートを用いている。プレートはねじを用いてヨークに締結されている。出力軸には深溝玉軸受が挿入され、ディスプレイサ用には 2 個の軸受（6814ZZ）が、パワーピストン用には 4 個の軸受（6813ZZ）が用いられている。理想的には、軸受の外輪（SUJ2）は、プレートの摺動面を転がり接触することになる。

3. スコッチ・ヨーク機構のトライボロジ

3.1 運転条件 500 時間の基本性能試験における主な運転条件は、作動ガスにヘリウムを用い、平均圧力 3 MPa、平均エンジン回転数 600 rpm である。高温熱源には、外部

より電気ヒータで 400 の高温空気を発生させ、それをエンジンに供給することによってディーゼルエンジンの排熱を模擬した。エンジンは起動後 20 分でモータリングから自立運転に移行する。

3.2 プレートの摩耗量 プレートの摩耗特性に及ぼす硬さの影響を調べるために、S45C 生材（硬さ：HRC3）と熱処理したもの（HRC47）の 2 種類を用意し、研削加工によって仕上げた。それぞれのプレートを用いて 250 時間運転した後に摩耗量（深さ）を測定したところ、熱処理を施したプレートでは顕著な摩耗が認められなかったため、さらに 250 時間の試験を継続している。したがって、ここでは生材を用いた場合の摩擦面の摩耗量について述べる。

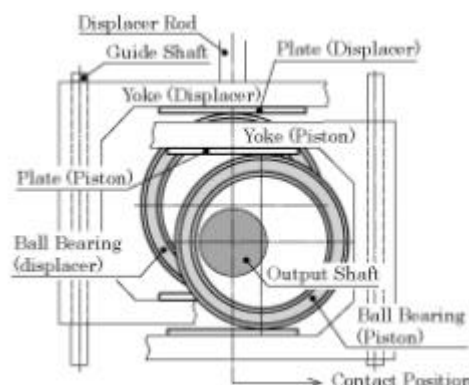


Figure 2, Schematic Structure of Scotch-Yoke Mechanism

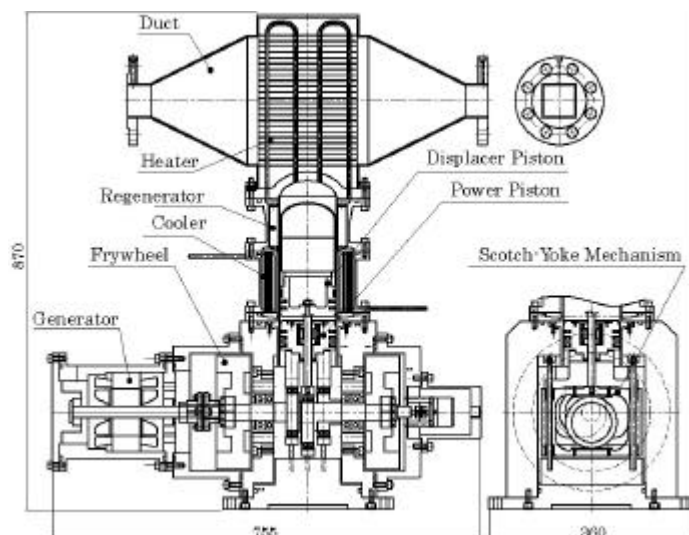


Figure 1, Structure of Prototype Engine

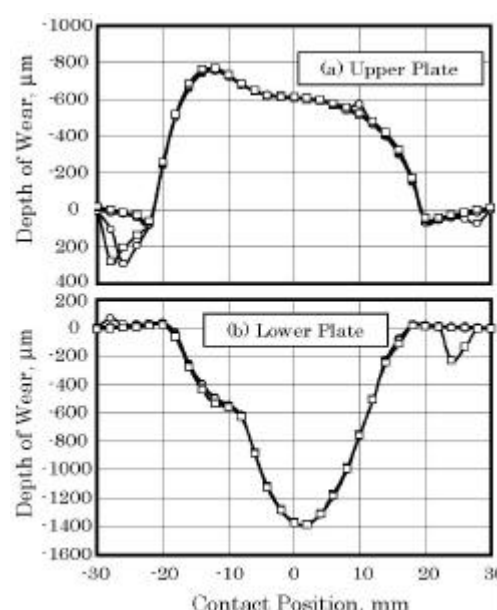


Figure 3, Wear Profile of Plate after 250 hr Operating
(Material: S45C, Hardness: HRC 3)

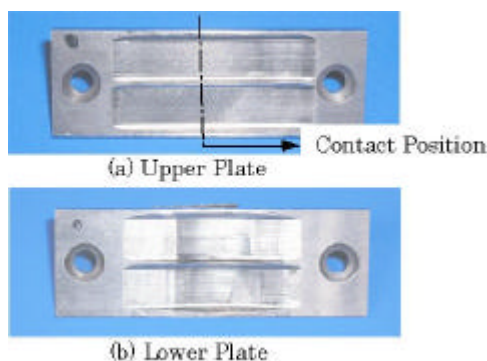


Figure 4, Wearing Surface of Plates after 250 hr Operating (Power Piston)

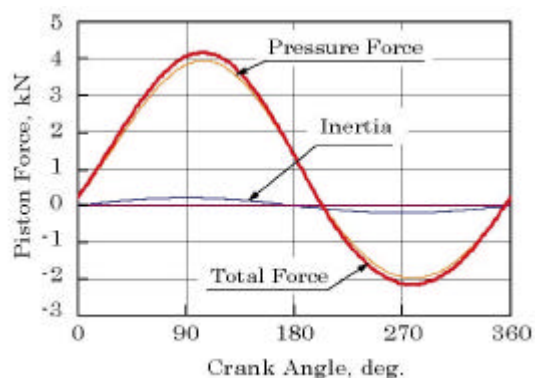


Figure 5, Outer Ring Surface of Ball Bearings for Wear or Scarring after 500 hr Operating.

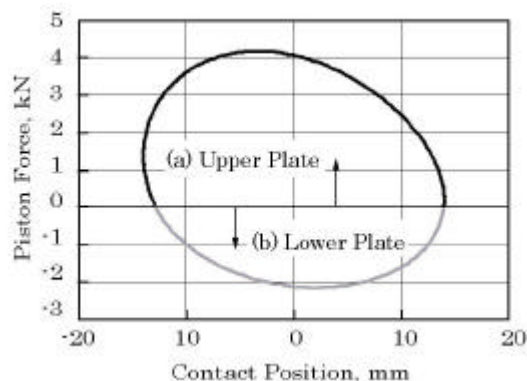
図3に運転時間250時間におけるパワーピストン用プレート(S45C 生材)の摩耗深さについて、測定結果の一例を示す。同図より、上側プレートの摩耗深さの最大は0.8 mmで、異常な摩耗は観測されない。一方、下側プレートの最大摩耗深さは1.4 mmであり、上側プレートと比べて大きな値を示している。さらに、摩耗曲線が2段に大きく変化していることも特徴である。ピストンに作用する力の方向とその大きさおよび摺動面の接触形態によって、摩耗深さが異なると推察される。

3.3 摩耗面の性状 図4にパワーピストン用下側プレートの摩耗の様子を示す。摩耗溝を観察すると、軸受の移動方向と直角方向にプレートの盛り上がりが見られる。軸受とプレートとの間に強い滑りが生じている場合、盛り上がり部には滑り線が生じると考えられる。本プレートを走査型電子顕微鏡によって調べたところ、滑り線は見られなかった。したがって、軸受とプレートとは転がり接触が支配的であると推察される。図5に運転時間500時間後のパワーピストン用軸受外輪の表面を示す。軸受外輪の表面には、移動方向に多数の摩耗痕が観察される。この摩耗痕はS45C 生材の摩耗粉が接触面に入り込んだために発生したものと考えられる。

3.4 ピストン荷重とプレートの摩耗特性 パワーピストン用プレートの摩耗特性とピストンに働く力(ピストン荷重)の関係をシミュレーション計算によって調べた。図6に軸受のプレートに接触する位置とピストン荷重の計算結果を示す。同図より、上側プレートは4 kN、下側プレートには2 kNの最大荷重が作用する。ピストン荷重は4個の軸受で分担するので、軸受1個に作用する最大荷重は約1 kNであり、軸受の基本定格荷重の約1/10である。一方、図3



(a) Crank Angle versus Piston Force



(b) Contact Position versus Piston Force

Figure 6, Calculated Result of Piston Force

に示したプレートの摩耗曲線と計算結果を比較すると、ピストン荷重の左右の偏りが摩耗曲線に対応しており、定性的な傾向は一致している。一方、下側プレートは最大荷重が上側プレートより小さいにも関わらず摩耗深さが大きく現れている。これは機構部各部件の加工精度や幾何学的な組立精度の影響を受けているものと考えているが、詳細については判断できない。

4. あとがき

以上、機械損失の軽減に関する課題の一つとしてスコッチ・ヨーク機構に着目し、軸受外輪と硬さの異なるプレートの組合せによる摩擦・摩耗特性を調べた。これまでの試験結果より、摺動面の耐摩耗性を向上するにはプレートの硬さを高める必要があると考えられる。ただし、プレートの硬さを高くすると軸受外輪との接触応力が大きくなるので、軸受外輪の変形が予測される。軸受の変形を抑制するには外輪に強め環を被せるのが効果的であると考えられる。または、試験によって得られたプレートの摩耗曲線からプレートの摺動面の形状を創製することやプレートの一部を薄肉として弾性構造とすることも、幾何学的な組立精度を緩和できるため、機械損失の低減策として期待できる。

本研究は、(独)鉄道建設・運輸施設整備支援機構の基礎的研究推進制度「港湾内の環境保全を目指した内航船舶用廃熱回収システムの開発」により実施されているものであり、関係各位に深く感謝します。

文 献

- (1) 平田宏一, 加納敏幸, 川田正國, 赤澤輝行, 井上敏彦, 飯田光利, スターリングエンジンを用いた内航船舶用排熱回収システムの提案, 日本機械学会第9回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集, p.97-98 (2005)。