スターリングエンジンを用いた排熱回収システムの開発 (第1報 実験用エンジンの設計・試作並びに性能特性)

Development of Heat Recovery System with Stirling Engine (1st Report, Design and Trial Production of an Experimental Stirling Engine)

> 正 平田 宏一(海技研) 正 今井 康之 正 川田 正國 赤澤 輝行(eスター) 坂口 諭

Koichi HIRATA, Yasuyuki IMAI and Masakuni KAWADA, National Maritime Research Institute,, Tokyo Teruyuki AKAZAWA and Satoshi SAKAGICHI, e stir Co.,Ltd., Osaka

When a freight ship is in a harbor, a Diesel engine generator is operated to supply electric energy in the ship. Exhaust gas from the Diesel engine causes air pollution in the harbor area. We have tried to develop a heat recovery system with a Stirling engine generator. This system is expected that the harbor area is kept clean, because the exhaust gas of the Diesel engine decreases in the area. In this paper, we report structure and performance of an experimental Stirling engine for the system. The engine has target power of 500 W, and it can operate using heat source of 400 deg C.

Key words: Stirling Engine, Waste Heat Recovery System, Ship and Marine Diesel Engine

1.まえがき

港湾に停泊している船舶のディーゼルエンジンから放出 される排ガスは,港湾地域の大気環境汚染の原因となって いる。著者らは,その解決方法の一つとして,運航中のデ ィーゼルエンジンから放出される排熱をスターリングエン ジン発電機によって回収し,電気エネルギーとして蓄える システムを提案している¹⁾。本報では,2005年度に設計・ 試作した実験用スターリングエンジンについて概説し,デ ィーゼルエンジンの排ガスを模擬した高温空気による運転 結果について報告する。そして,実験結果と等温モデルシ ミュレーションとを比較し,エンジンの性能評価を行う。

2.実験用スターリングエンジンの構造

2.1 基本構造 図1及び図2に本研究で開発した実験用 スターリングエンジンの構造と外観,表1に主なエンジン 仕様と目標性能を示す。本実験用エンジンは,同一シリン ダにディスプレーサとパワーピストンとを配置した 形で ある。シリンダの上端には銅パイプを用いたヒータが設置 され,その周囲に高温熱源をヒータに導くためのステンレ ス鋼製ダクトが取り付けられる。シリンダ周囲には円環形 状の再生器及び多管式クーラが設置されている。

発電機は,出力750Wの三相交流誘導モータを流用して おり,クランクケースに取り付けられる。これは,発電機 を耐圧容器に内蔵したハーメティック形式であり,高圧の 作動ガスを密封するための動的シールを必要としないため, 機械損失の低減を図ることができる。

2.2 熱交換器 表 2 に熱交換器の仕様を示す。本エンジ ンの熱源に使用する排熱は最高でも 400 程度であり,燃 焼ガスを熱源とする従来の高性能スターリングエンジンよ りもかなり低い作動温度である。そのため,ニッケル合金 のような高温強度を有する材料を選定する必要はなく,熱 伝導率が高い銅合金(C1100)を使用している。一方,デ ィーゼルエンジンの排ガスに含まれる硫酸化合物等により, 熱交換器の腐食の可能性がある。以下に述べる実験におい ては高温空気を熱源としているため,腐食の問題は生じて いないが,今後のディーゼルエンジン排ガスを用いた運転 を考え,コーティング技術についての調査・検討を進めて いる。

再生器マトリックスにはステンレス鋼製の積層金網を使 用している。エンジン組立直後の運転試験において,メッ シュ数#100 と#60 の金網を用いて性能比較を行った結果, 本実験用エンジンは圧力損失が出力性能に与える影響が大 きかったため,以下の実験においては#60 のメッシュを使 用している。

クーラは,外径 3,内径 2.2,420本のステンレス管 を用いたシェルアンドチュープ式熱交換器である。管内に は作動ガスが流れ,その周囲に冷却水が流れる。

2.3 ピストン駆動機構 本実験用エンジンのピストン駆動 機構には,100 W 級スターリングエンジン「Ecoboy-SCM81」²⁾で開発実績のあるスコッチ・ヨーク機構を採用 している。各ピストンに直線運動をさせるため,ディスプ レーサは2本のピン,パワーピストンは4本のピンをリニ



Figure 1, Structure of Prototype Stirling Engine



Figure 2, Photograph of Prototype Stirling Engine

Table 1, Specifications and Target Performance

Engine Type	Beta type
Piston Diameter	100 mm
Displacer Stroke	36 mm
Power Piston Stroke	28 mm
Working Gas	Helium / Nitogen
Mean Pressure	3 ~4 MPa
Rated Engine Speed	1000 rpm
Target Power	500 W
Generator	Induction type

Table 2, Specifications of Heat Exchangers

Heater	Material	Copper
	O.D x I.D. x Length	6 x 4 x 590 mm
	Number	64
Regenerator	Matrix	Piled Mesh
	Mesh Number	#60
	Material	SUS304
Cooler	Туре	Shell and Tube
	Material	SUS304
	O.D x I.D. x Length	3 x 2.2 x96 mm
	Number	420

ア軸受で支持した構造としている。クランク軸には転がり 玉軸受が圧入されており,ヨーク内の溝を回転する。本機 構を適切に運動させるためには,軸受とヨークの適切なク リアランス管理やクランク軸やヨークの高い組立精度が重 要である。

2.4 発電システム 本実験用エンジンには,三相誘導発電機が取り付けられている。その発電機は汎用インバータと 接続されており,始動時にはモータとして機能する。そして,エンジン運転時には汎用インバータの回生モードにより電気負荷が与えられ,発電出力を得る。本システムにより,運転中の回転数制御を容易に行うことができるが,インバータやその周辺機器での損失は大きく,高効率発電は 期待できない。発電システムの高効率化は今後の課題である。

3.実験用スターリングエンジンの性能特性

3.1 実験方法及び実験条件 以上の実験用スターリング エンジンを設計・試作した後,ディーゼルエンジンの排ガ スを模擬した高温空気を熱源として性能測定を行う。

図3に測定装置系統を示す。作動ガス圧力及び作動ガス 温度は,膨脹空間,圧縮空間及びバッファ空間のそれぞれ 3ヶ所を測定する。さらに,高温空気の入口・出口温度, 冷却水の入口・出口温度を測定することで,本実験用エン ジンのエネルギーバランスを評価できる。また,ヒータ壁



Figure 3, Measuring System

温は,高温空気の流入側と流出側,さらに上下方向に計8 ヶ所を測定している。

発電出力は,発電機端部に取り付けた三相電力計及び回 生抵抗に取り付けた単相電力計により測定している。なお, 運転時にはインバータが発生する高周波成分の影響を受け る可能性があるため,測定精度については不明である。

実験は, 空気コンプレッサで 1000 NL/min の空気を送 風し, 最大容量 12 kW の電気ヒータによって, 400 まで 加熱する。作動ガスにはヘリウムを使用し, 平均圧力 Pm は 2.0~3.0 MPa としている。

32 図示出力 図 4 は,エンジン回転数 N に対する上記 の実験条件により測定された膨脹空間ガス温度 T_E を示し ている。これより,膨脹空間ガス温度 T_E は平均圧力 P_m の 増加及びエンジン回転数 N の上昇に伴い低下しており,概 ね200~250 程度で運転していることがわかる。これは, 設計時の目標温度より 30~50 程度低い値である。

図 5 は ,Pm=3.0 MPa とした場合のエンジン回転数 N に 対する膨脹空間図示出力 WE 及び圧縮空間図示出力 Wcを 示している。同図には,実験結果と本実験用エンジンの設 計に使用した等温モデルシミュレーションの計算結果とを 併記している。本シミュレーションは,等温モデルで求ま る圧力波形に熱交換器内での圧力損失並びに内部シールの ガス漏れを考慮している。さらに,熱伝導損失や再生器損 失を計算しており、ヒータの管内熱伝達やヒータ壁温、膨 脹空間ガス温度と収束計算することにより,高温熱源から のエネルギーバランスを評価することができるシミュレー ションである。なお,本実験においてはヒータ壁温の温度 分布が大きく,適切な計算が困難であったため,実測で得 られた膨脹空間ガス温度TEを計算条件として与えている。 図 5 より,膨脹空間図示出力 W_E 及び圧縮空間図示出力 Wcの計算結果は,実験結果の10%以内の計算精度で求め られていることがわかる。

図 6 は,エンジン回転数 N に対する図示出力 W_iを示している。本実験における最高図示出力は,P_m=3.0 MPa, N=700 rpm において約 310 W であった。目標出力に至っていないが,これは膨脹空間ガス温度が設計値よりも低い



Figure 4, Expansion Space Gas Temperature



Figure 5, Expansion Space Power and Compression Space Power (P_m=3.0 MPa)



ことが主要因であると考えられる。また,図示出力 Wiの 計算結果と実験結果とは 50%以上もの差が生じているこ とがわかる。低温度差で作動するスターリングエンジンの 図示出力は,膨脹空間及び圧縮空間図示出力と比べてかな り小さく,高精度な計算が難しい。シミュレーションの高 精度化は今後の課題である。

3.3 各種熱損失及び熱量 図 7 に、 P_m =3.0 MPa とした 場合のエンジン回転数 N に対する各種熱損失及び熱量を 示す。高温ガス全熱量 Q_{total} 及び排熱損失 Q_{exh} は、それぞ れダクト入口温度及びダクト出口温度と空気流量、空気の 比熱より求めた実験結果である。これより、8.5 kW 程度の 熱量がダクト内に入り、エンジン内に一部の熱が取り込ま れた後、 $6 \sim 7$ kW の熱量がダクトから排出されていること がわかる。有効熱入力 Q_{eff} 、冷却熱量 Q_{rej} 及び雑熱損失に ついては、実験結果と計算結果を併記しており、比較的熱 量が大きい有効熱入力 Q_{eff} や冷却熱量 Q_{rej} の計算結果は、 実験結果を概ね模擬できていることがわかる。一方、熱伝 導損失 Q_{cond} と再生器損失 Q_{reg} の和として求められる雑熱 損失の計算結果は、実験結果と比べて低回転数域で約 30% の差が生じている。

3.4 機械損失及び軸出力の推定 本実験用エンジンは,



Figure 7, Heat and Losses (P_m=3.0 MPa)

発電機を圧力容器に内蔵したハーメティック形式であり, 軸トルクを直接測定することはできず,軸出力や機械損失 を求められない。そのため,無負荷図示出力を測定するこ とで機械損失を求めることとする。

図 8(a)は, Pm=3.0 MPa における本実験用エンジンの運転状況を示している。加熱開始から約3時間後に定常状態となり,約8時間の定常運転を行っている。その後,電気ヒータへの入熱を切ると同時に,負荷をはずし,無負荷運転をしている。同図(b)は過渡状態のエンジン回転数及び図示出力を示している。ここで,無負荷時は図示出力と機械損失がバランスして運転しているため,機械損失が温度条件の影響を受けないものと仮定すると,エンジン回転数N に対する機械損失 Wmを推定することができる。同図(c)はエンジン回転数Nと機械損失 Wmの関係を示しており,本 測定結果は3次の多項近似式でよく表されることがわかる。

図9は,以上の近似式を用いて,エンジン回転数Nに対 する出力特性を整理した結果である。これより,最高軸出 力はN=600 rpmにおいて約250Wであることがわかる。 一方,三相電力計により測定された発電出力は100W程度 であり,発電機損失は機械損失よりも3倍程度大きいこと がわかる。また,700 rpm以下のエンジン回転数で運転し ているときの機械効率は80%を超えており極めて高い結 果である。それに対して,発電機効率は40%以下と低く, 発電機並びに発電システムの高性能化がシステム開発に極 めて重要であることがわかる。

3.5 エネルギーバランス 図 10 は , Pm = 3.0 MPa , N=700 rpm における本実験用エンジンのエネルギーバランスを 示している。ダクトへは約 8.5 kW の熱が入力されており , 約 6.5 kW の熱が排出されている。一方 , エンジン内に取



Figure 8, Analysis of Mechanical Loss (P_m=3.0 MPa)



Figure 9, Engine Performance

り込まれた 2 kW の熱量のうち ,1.5 kW が作動ガスに伝え られ ,313 W が図示出力となっている。これらの結果を踏 まえて ,各種損失の低減並びにエンジンの高出力化を進め ていきたいと考えている。

排熱を熱源とするスターリングエンジンは,作動温度が低く,しかも燃焼ガスを熱源とするスターリングエンジンのような空気予熱ができないため,高効率化が難しい。本実験用エンジンにおいても,高温ガス全熱量Q_{total}を基準とした図示熱効率はわずか4%である。しかし,排熱が持つ総熱量は大きく,エネルギー有効利用に効果的な技術であることは間違いない。

4.あとがき

本報では、港湾地域の環境保全を目指した排熱回収シス



Figure 10, Energy Balance

テムに用いるための実験用スターリングエンジンの運転結 果について述べた。上記の実験以外にも様々な条件で運転 を行い,現在までに延べ780時間の運転を行っている。そ れらを踏まえて,現在までに確認されている実験用エンジ ンの課題をまとめる。

(1) 膨脹空間ガス温度が十分に高められておらず,目標出 力に達していない。今後,ヒータの伝熱性能を詳細に評価 する必要があると考えている。

(2) 本実験用エンジンは,平均圧力 4.0 MPa での運転が可能な設計としている。しかし,ガス圧力を高めた場合の作動ガス温度の低下や機械損失の増大が問題となり得る。

(3) 設計時の定格エンジン回転数は1000 rpm であったが, 現状で最高出力が得られているエンジン回転数は700 rpm 程度である。これは,圧力損失が大きいことが主要因であ ると考えられ,作動ガス流路の拡大などの改良が必要であ ると考えられる。

(4) その他,排熱回収システムの充電・蓄電システムの構築や船舶へのマッチング,さらに,熱交換器の腐食防止, スターリングエンジンの寿命や信頼性向上,エンジンの多段配置による出力向上等,システム開発には様々な技術課題があり,それらを順次解決する必要がある。

今後,実際のディーゼルエンジンの排ガスを利用した性 能評価実験並びに排熱回収システムの実海域での実証試験 を進めていく予定である。

本研究は,(独)鉄道建設・運輸施設整備支援機構 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 排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,関係各位並びに共同研究メンバーに対し,深い感謝の 意を表したい。

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 ボジウム講演論文集, p.97-98 (2005).
- (2) 平田宏一,香川 澄,山下 巌,岩本昭一,小型発電機用ス ターリングエンジンの開発に関する基礎研究(第1報 エン ジンの設計・試作並びに性能特性),日本機械学会論文集,B 編,第64巻,621号,1998年5月,1600-1607.