

電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジン 発電システムに関する研究開発

平田 宏一*、市川 泰久*、仁木 洋一*、赤澤 輝行**
坂本 修**、田原 妙子**、坂口 諭**、飯田 光利***

Research and Development of Waste Heat Recovery Stirling Engine Generator for Electric Propulsion Ship

by

Koichi HIRATA, Yasuhisa ICHIKAWA, Yoichi NIKI, Teruyuki AKAZAWA,
Osamu SAKAMOTO, Taeko TAHARA, Satoru SAKAGUCHI
and Mitsutoshi IIDA

Abstract

From the viewpoint of the energy saving in the marine field, a development of a waste heat recovery system with high efficient is required. We have been trying to develop a marine heat recovery system with a Stirling engine generator since 2005. The Stirling engine operates with exhaust gas from a marine Diesel engine as the heat source. From 2008 to 2009, we had the endurance test of a 500 W class waste heat recovery Stirling engine, and improved an isothermal simulation model for the engine design based on a lot of experiences. From 2010 to 2011, in order to set a waste heat recovery system to an electric propulsion ship, a 3 kW class waste heat recovery Stirling engine generator was developed.

In this report, we describe the results of our research project related to the waste heat recovery Stirling engine system for the electric propulsion ship. Also we discuss technical subjects for practical design, experimental results of the Stirling engine on bench tests, a development of a control system for a safety operation, and performance of the system after installation to the electric propulsion ship "Kakuyo-Maru".

* 動力システム系、** 株式会社eスター、***東海運株式会社
原稿受付 平成24年10月29日
審査日 平成24年11月13日

目 次

1. まえがき	32
2. スターリングエンジンの概要と開発経緯	33
2.1 スターリングエンジンの原理と特徴	33
2.2 船舶用排熱回収システム	33
2.2.1 船用ディーゼルエンジンからの 排熱回収	34
2.2.2 各種排熱回収システムの特徴	34
2.3 排熱利用スターリングエンジンの開発経緯	34
3. 排熱利用スターリングエンジンの シミュレーション開発	35
3.1 シミュレーションモデル	35
3.2 シミュレーションと実機性能との比較	36
3.2.1 膨脹空間ガス温度基準の計算結果	36
3.2.2 熱交換器の伝熱計算に基づく 性能計算	37
3.3 シミュレーションによるエンジン設計	39
4. 電気推進船に用いる排熱利用スターリング エンジンの設計と開発	39
4.1 電気推進船に用いる排熱回収システム の概要	40
4.2 排熱利用スターリングエンジンの基本設計	40
4.3 排熱利用スターリングエンジンの詳細設計	41
5. 排熱利用スターリングエンジンの陸上試験	42
5.1 陸上試験設備	42
5.1.1 計測項目および試験方法	42
5.1.2 試験条件	43
5.2 試験結果	43
5.2.1 排熱利用スターリングエンジンの 基本性能	43
5.2.2 排気ガス温度及び排気ガス流量 の影響	44
5.2.3 バッファ空間平均圧力の影響	45
5.2.4 熱効率と排熱回収率	45
5.3 陸上試験結果のまとめ	45
6. 制御システムの開発と電気推進船への搭載	46
6.1 スターリングエンジンの制御システム	46
6.1.1 制御システムの基本構成	46
6.1.2 制御プログラムによる自動運転	47
6.1.3 システムの基本操作と監視	47
6.2 電気推進船への排熱回収システム搭載	48
6.3 排熱回収システムの動作確認及び性能特性	48

6.3.1 運転開始・停止シーケンスの動作確認	48
6.3.2 排熱回収システムの性能特性	49
6.4 船上試験結果のまとめ	50
7. あとがき	51
謝 辞	51
参考文献	51

1. まえがき

昨今、地球温暖化に代表される環境問題や石油価格の変動などの社会的背景により、環境・エネルギー分野の研究・開発が活発に行われている。船舶における省エネ技術としては、推進効率のさらなる向上、運航上の改善や最適化、あるいはディーゼルエンジンからの排熱回収などが期待されている。排熱回収の手段としては、従来から主に大型船舶で実用されている蒸気エネルギーを利用した技術の他、あらゆる高温熱源を利用できるといった特徴を有するスターリングエンジンを用いるシステム構成などが期待されている。

筆者らは、2005 年から 2007 年まで、(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」を受けて、船舶のディーゼルエンジンから放出される排ガスの熱を利用した排熱利用スターリングエンジンの研究・開発を進めてきた¹⁾²⁾。そして、2008 年から 2009 年までは、これらの研究成果を発展させるために海上技術安全研究所内の先導研究「電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジンに関する研究」により、スターリングエンジンの設計技術及び制御技術の高度化を目的として、排熱利用スターリングエンジンの耐久性能評価試験³⁾やエンジン設計支援のためのシミュレーション開発⁴⁾を行ってきた。さらに、2010 年から 2011 年まで、株式会社 e スターは (独) 鉄道建設・運輸施設整備支援機構 高度船舶技術実用化助成を受けて、電気推進船に用いる排熱回収システムを開発し、2011 年 10 月にそのシステムを電気推進船「鶴洋丸」に搭載した。

本報告書は、これらの研究・開発の成果を取りまとめたものであり、スターリングエンジンを電気推進船の排熱回収システムに適用するための研究・開発を実施した結果について述べている。

2. スターリングエンジンの概要と開発経緯

2.1 スターリングエンジンの原理と特徴

スターリングエンジンは1816年にスコットランドの牧師ロバート・スターリングによって発明された外燃機関である⁵⁾。図-2.1に示すように、スターリングエンジンは、温度差を持つ2つの空間と約90°の位相差を持つ2つのピストン、ヒータ・再生器・クーラと呼ばれる熱交換器、さらに平滑な回転運動を可能とするためのフライホイールなどから構成されている。運転時には、ディスプレイサの運動により、エンジン内の作動ガスが高温空間（膨脹空間）と低温空間（圧縮空間）の間を往復し、圧力変化を生じさせながら、パワーピストンによって膨脹と圧縮を繰り返す。

スターリングエンジンは、工場や内燃機関からの排熱、バイオマス燃料、太陽熱など、あらゆる熱源を利用できる。また、理論熱効率が高いこと、エンジン内での爆発がないため静粛な運転が可能なことなどの優れた特徴がある。

図-2.2に排熱及び燃焼ガスを利用したスターリングエンジンの基本構成を示す。排熱利用スターリングエンジンは、排熱のエネルギーの一部をエンジン内に取り込み、残りを出口側に放出する。

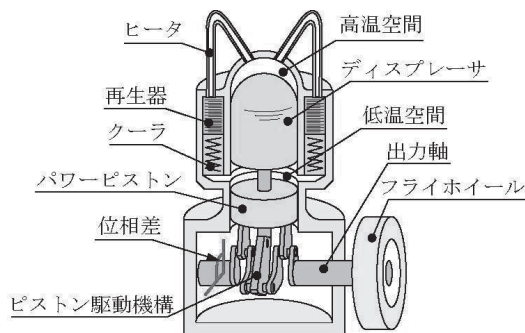
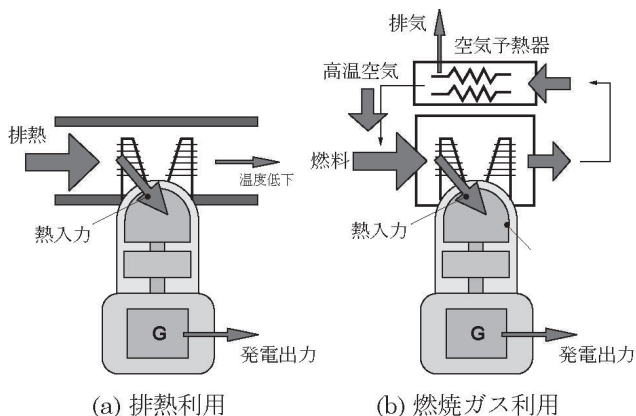


図-2.1 スターリングエンジンの基本構成



(a) 排熱利用 (b) 燃焼ガス利用

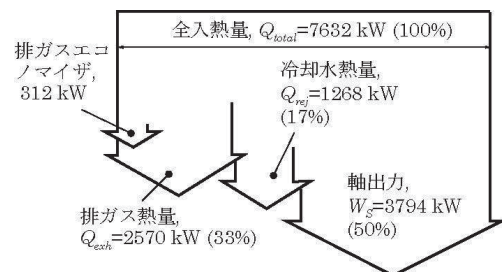
図-2.2 排熱利用スターリングエンジンと燃焼ガス利用スターリングエンジン

エンジン内に取り込む熱が増大するに従って、排ガス出口温度は低下する。スターリングエンジンはその熱交換器の特性上、膨脹空間内の作動ガス温度は排ガス出口温度よりも低くなる。したがって、限られたエネルギーの排熱を用いる場合、エンジン内に取り込む熱が多すぎると、膨脹空間と圧縮空間の温度差が小さくなり、エンジンの熱効率が低下する。逆にエンジン内に取り込む熱が少ないと、膨脹空間ガス温度が排ガス入口温度に近づき、熱効率が高められるもののエンジン出力は小さくなる。すなわち、排熱利用スターリングエンジンは適量の熱を取り込むことで最大の出力を得ることができる。

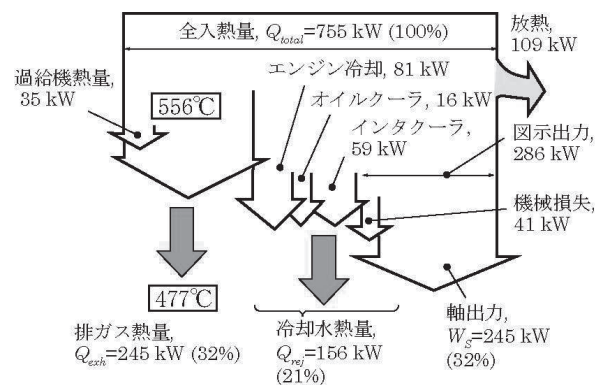
一方、図-2.2 (b)に示すように、燃焼ガスを利用したスターリングエンジンでは高温熱交換器後流の熱を利用して燃焼用空気を予熱するシステムが適用できるため、高効率化が図りやすい。この違いが、排熱利用スターリングエンジンを高性能化する際の難しさである。

2.2 船舶用排熱回収システム

船舶における省エネ技術の1つとして、ディーゼルエンジンからの排熱回収が期待されている。以下、船用ディーゼルエンジンからの排熱回収技術について概説する⁶⁾。



(a) 2ストロークエンジンの試算例



(b) 4ストロークエンジンの測定例

図-2.3 船用ディーゼルエンジンの熱バランス

2.2.1 船用ディーゼルエンジンからの排熱回収

図-2.3 は船用ディーゼルエンジンの熱バランスを示している。同図(a)は低速 2 ストロークエンジン（定格出力 3800 kW/210 min⁻¹）の試算例であり、熱効率は 50 %程度にも達しており、エンジン自体でのさらなる熱効率向上は難しい。同図(b)は、陸上に設置された中速 4 ストロークエンジン（定格出力 257 kW/420 min⁻¹）の測定例であり、低速 2 ストロークエンジンほどの熱効率には達していないものの、32 %程度の熱効率で運転している。いずれのエンジンも、排ガスの熱量は軸出力と同程度である。

図-2.3 からわかるように、排熱は冷却水及び排ガスへと放出されている。排ガスは、冷却水と比べて温度が高く、排熱回収をしやすい。一般に 2 ストロークディーゼルエンジンの排気ガス温度は 250℃程度、4 ストロークディーゼルエンジンの排ガス温度は 300～400℃程度である。

排熱回収に熱機関を用いる場合、回収可能なエネルギーは熱源温度に大きく影響を受ける。図-2.4 に熱源温度と常温（20℃）を基準としたカルノーサイクルの理論熱効率を示す。これより、熱源温度が 250℃の場合の理論熱効率は 44 %であり、図-2.3(a)に示したディーゼルエンジンの排ガスを用いた場合、1100 kW もの排熱回収が可能であることになる。実際の排熱回収では、各種熱損失、熱源温度と熱機関内作動温度との相違、さらに機器の大きさによる制限などがあり、このような高い熱効率は実現できない。排熱回収システムの開発においては、可能な限り熱損失を低減し、理想的な熱効率に近づけることが重要である。

2.2.2 各種排熱回収システムの特徴

比較的大型の船舶では、排ガスエコノマイザによって、排熱回収が行われることがある。排ガスエコノマイザで得られる蒸気の熱エネルギーは、船内での空調や給湯、燃料油の加熱・保温などに利用される。さらに熱エネルギーの一部を運動エネルギーとして取り出す蒸気タービンにより発電機を駆動し、電気エネルギーとして利用すること

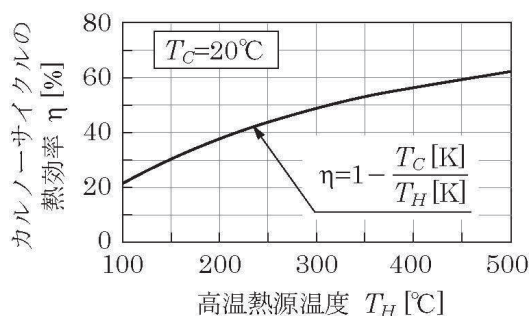


図-2.4 カルノーサイクルの理論熱効率

表-2.1 各種排熱回収システムの特徴

種 類	特 徴
スターリングエンジン	・理論熱効率が低い。 ・比較的低温レベルが高く、小出力の排熱回収に適する。
熱電発電モジュール	・機械的な駆動部がない。 ・高効率化を目指した材料開発されている。 ・材質によって使用温度に制限を受ける。
蒸気タービン	・熱エネルギーから得られる水蒸気を利用する。 ・一般に大出力の排熱回収に適する。
ORC (オーガニックランキンサイクル)	・低沸点の熱媒を用いることで、低い温度レベルの排熱回収ができる。
往復動スチームエンジン	・比較的低温の蒸気を利用しやすい。
過給機付ターボ発電機	・ディーゼルエンジンとの整合性が重要である。

もある。一方、小型船舶では、設置スペースの制限から、排ガスエコノマイザや蒸気タービン発電機の搭載は難しく、ディーゼルエンジンの排ガスをそのまま大気に放出していることが多い。

表-2.1 に各種排熱回収システムの一般的な特徴をまとめている。例えば、スターリングエンジンは、温度レベルが高く、比較的小出力の排熱回収に適するといった特徴を有する。また、熱電発電モジュールは、機械的な駆動部がないため簡単なシステムを構成できるが、モジュールに用いる熱電変換素子の材質によって使用温度に制限を受ける等の課題がある。一方、水蒸気を用いるスチームエンジンや低沸点の熱媒を用いる ORC(オーガニックランキンサイクル) は比較的低温レベルが低い排熱回収に適していると言える。

これらの各種排熱回収発電機器の特徴を踏まえた上で、用途に見合ったシステムを開発できれば、排熱回収システムの高性能化が図られると考えられる。

2.3 排熱利用スターリングエンジンの開発経緯

上述の通り、筆者らは 2005 年より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開発を進めてきた¹⁾²⁾。図-2.5 及び表-2.2 は 2007 年に設計・試作した目標発電出力 500 W の排熱利用スターリングエンジンの構造並びに主な仕様、図-2.6 は直列に配置した 3 台の排熱利用スターリングエンジンの外観である。

2005 年より実施した研究では、これらの排熱利

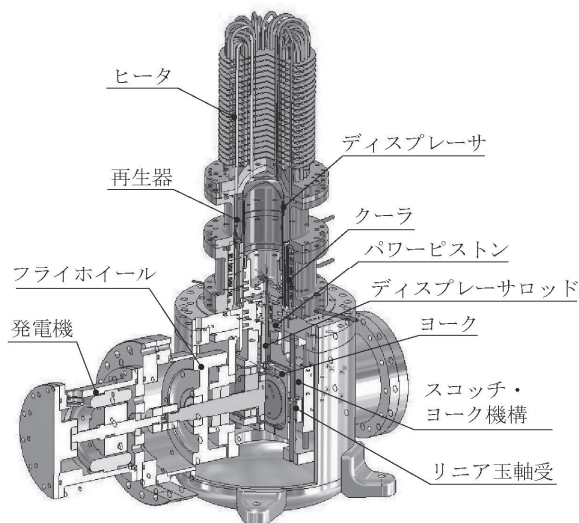


図-2.5 500W 級排熱利用スターリングエンジンの構造 (2007)

表-2.2 エンジン仕様

エンジン形式	β 形
シリンダ径	100 mm
ディスプレーサストローク	32 mm
パワーピストンストローク	28 mm
作動ガス	ヘリウム
作動ガス平均圧力	3~4 MPa
目標発電出力	500 W
エンジン質量	約 120 kg

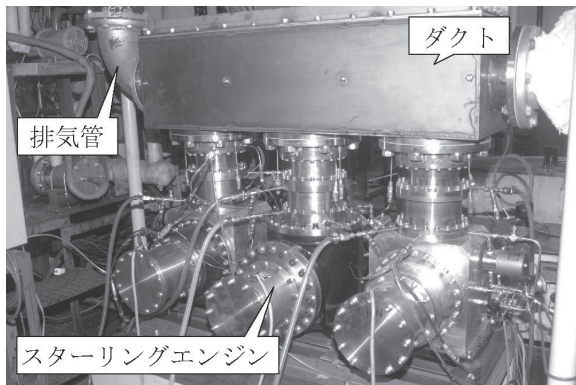


図-2.6 排熱利用スターリングエンジンの外観 (2005-2007)

用スターリングエンジンを設計・試作し、陸上での評価試験を終えた後、約 36 時間の連続発電運転等の実海域におけるフィールド試験を実施した。この試験により、排熱回収により得られた電気エネルギーを蓄電池に充電し、その一部を船内電力に供給するなど、本排熱回収システムの有効性を実証している。

さらに、フィールド試験を終了した後、排熱利用スターリングエンジンを船舶から取り外し、そのうちの 1 台のスターリングエンジンを用いて高温空気を熱源とした耐久性能評価試験を実施した³⁾。断続運転ではあるが、約 1 年間で 3000 時間程度の運転を行い、エンジン内部のピストン機構部品の摩耗や各軸受の破損状況、ピストンシール性能の低下による発電出力の低下など、いくつかの技術課題を明らかにした。

本報告書第 4 章以降に述べる電気推進船に搭載する排熱利用スターリングエンジンにおいては、これらの研究で得られた多くの知見に基づき、開発が行われている。

3. 排熱利用スターリングエンジンのシミュレーション開発

比較的溫度が低い熱源を利用する排熱利用スターリングエンジンにおいては、作動ガス溫度がエンジン性能に与える影響が大きい。そのため、エンジン設計時の作動ガス溫度や出力の高精度な予測が重要となる。本章では、排熱利用スターリングエンジンの設計に用いることを目的として開発を進めているシミュレーションモデルについて概説し、高温熱交換器（ヒータ）と低温熱交換器（クーラ）の伝熱計算を考慮した等温モデルシミュレーションによる計算結果と 500 W 級排熱利用スターリングエンジンによる実験結果とを比較・検討した結果について述べる⁴⁾。

3.1 シミュレーションモデル

図-3.1 に排熱利用スターリングエンジンのシミュレーションモデルを示す。作動空間は、高温

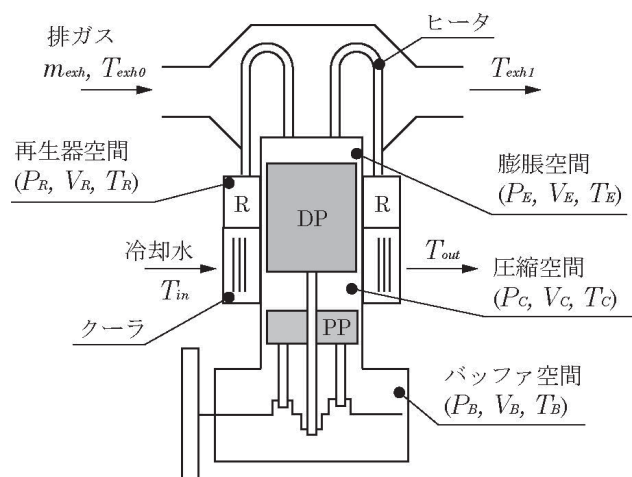
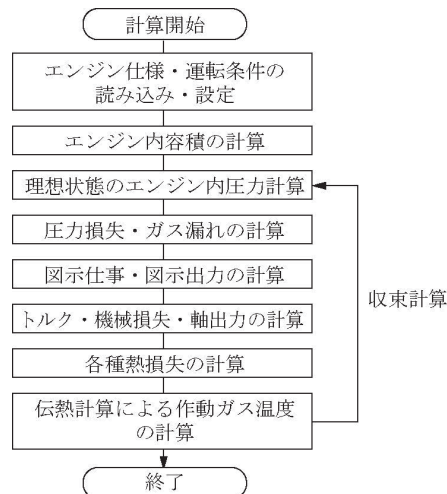


図-3.1 排熱利用スターリングエンジンのシミュレーションモデル



図－3.2 シミュレーションプログラムのフローチャート

表－3.1 シミュレーション計算に必要な主な計算条件

項目	詳細
エンジン仕様	シリンダ径 ストローク ディスプレーサロッド径 ピストン位相差 無効容積 シリンダ厚さ及び長さ
ヒータ	管内径及び管外径 管長さ 管本数 管外流路の断面積
再生器	積層金網の寸法 メッシュ数
クーラ	管内径及び管外径 管長さ 管本数 管外流路の断面積
機構部	ピストン質量 ガス漏れ特性（等価直径） ピストンリング寸法 軸受寸法 摩擦係数等
運転条件	作動ガスの種類 エンジン回転数 平均作動ガス圧力
排ガス条件	入口温度及び流量
冷却条件	入口温度及び流量

空間ガス温度 T_E に保たれるヒータ及び膨張空間、低温空間ガス温度 T_C に保たれるクーラ及び圧縮空間、 T_E と T_C の算術平均温度 T_R に保たれる再生器空間に分割されている。本シミュレーションは等温モデル⁵⁾がベースであり、これらの作動空間ガス温度を設定することで、作動空間圧力を算出することができる。

図－3.2 に本シミュレーションのフローチャートを示す。本シミュレーションでは、等温モデル

による理想状態の圧力計算を行い、熱交換器での圧力損失及びピストンシールからのガス漏れが計算された後、機構部での荷重計算等に基づく機械損失の計算が行われる。さらに、ヒータ及びクーラの伝熱計算を行い、再熱損失並びに熱伝導損失、ヒータ壁温とのバランスから高温空間ガス温度 T_E や低温空間ガス温度 T_C が算出される。この一連の計算を収束させることで、熱源の状態に応じたエンジン性能を求めることができる。

なお、本シミュレーションは複数の伝熱管で構成されるヒータ及びクーラを対象としており、高温熱源に排ガス（高温空気）、低温熱源に冷却水を用いた場合の伝熱計算を行っている。表－3.1 に本シミュレーションにおいて必要となる主な計算条件をまとめておく。

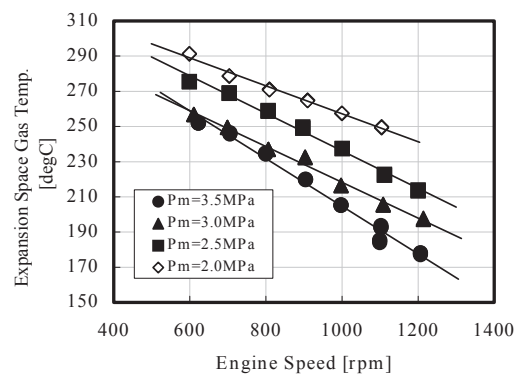
3.2 シミュレーションと実機性能との比較

以上のシミュレーションによる計算結果と2006年に開発した500 W級排熱利用スターリングエンジンの実験結果¹⁾²⁾との比較を行う。比較の対象としているスターリングエンジンは図－2.5及び表－2.2に示したエンジンとほぼ同一の形式・仕様である。なお、以下の実験においては、高温熱源として、定格出力10 kWの電気ヒータで加熱した高温空気（温度400℃、流量1000 NL/min）を用いている。また、エンジン冷却には水道水（温度14℃、流量1.8 L/min）を用いており、これらの値が熱源に関する計算条件となる。

3.2.1 膨張空間ガス温度基準の計算結果

上述の通り、比較的溫度が低い熱源を利用する排熱利用スターリングエンジンにおいては、作動ガス温度がエンジン性能に大きく影響する。また、排ガスの熱量が十分でない場合、膨張空間作動ガス温度はエンジン回転数の上昇に伴い大きく低下することが知られている。

図－3.3は、平均作動ガス圧力 P_m を2.0、2.5、3.0及び3.5 MPaとした場合のエンジン回転数に



図－3.3 膨張空間ガス温度の実験結果

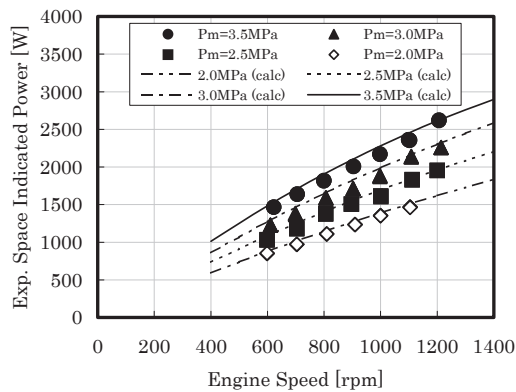


図-3.4 膨脹空間図示出力の比較

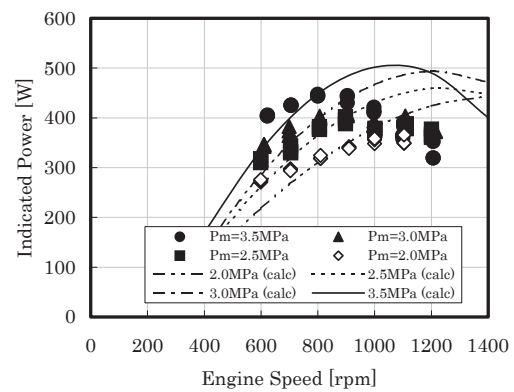


図-3.6 図示出力の比較

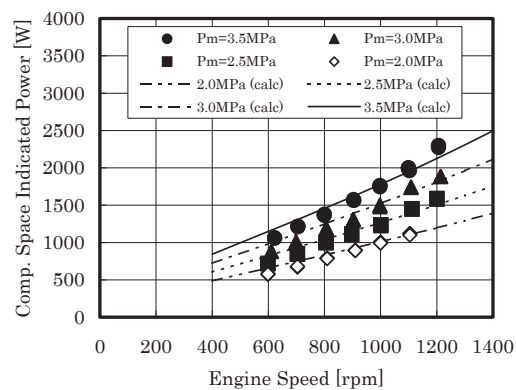


図-3.5 圧縮空間図示出力の比較

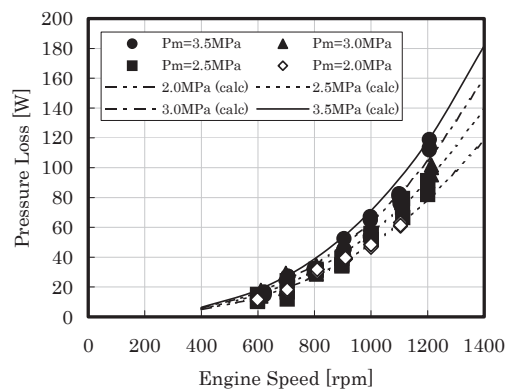


図-3.7 圧力損失の比較

対する膨脹空間ガス温度の実験結果である。シミュレーションの妥当性を検討するため、熱交換器の伝熱計算を行わず、実測の膨脹空間ガス温度を用いて計算する。また、圧縮空間温度は実測に基づき、 30°C (一定) に設定している。図-3.4～図-3.6は、膨脹空間図示出力 W_E 、圧縮空間図示出力 W_C 及び図示出力 $W_i (= W_E - W_C)$ の計算結果並びに実験結果を示している。これより、実測の作動ガス温度を用いて計算することによって、膨脹空間図示出力及び圧縮空間図示出力の計算結果は実測に概ねよく一致していることがわかる。一方、図-3.6に示すように、図示出力 W_i の計算結果は、実験結果と比べて、 200 min^{-1} 程度高いエンジン回転数で最大値となり、その最大値は実験結果より10～20%も大きくなっている。これは、低温度差で作動する排熱利用スターリングエンジンでは、膨脹空間図示出力 W_E 及び圧縮空間図示出力 W_C と比べて図示出力の値が小さいため、 W_E や W_C のわずかな計算の相違が図示出力 W_i に大きく影響するためである。

なお、図-3.7に示すように、エンジン回転数に対する圧力損失 (膨脹空間と圧縮空間の圧力差を膨脹空間容積変化で積分して求めた値) の計算

結果は実測によく一致しており、圧力損失の評価式は概ね適切であることがわかる。

3.2.2 熱交換器の伝熱計算に基づく性能計算

図-3.8～図-3.15は、熱交換器の伝熱計算を行い、スターリングエンジンの性能評価を行った結果である。

図-3.8は平均作動ガス圧力 P_m を 3.0 MPa とした場合のエンジン回転数に対する膨脹空間ガス温度 T_E 及び排ガス出口温度 T_{exh1} の計算結果並びに実験結果を示している。これより、計算におけるエンジン回転数の上昇に伴う温度低下は実験結果の傾向とよく一致していることがわかる。また、排ガス出口温度 T_{exh1} の計算結果は実測によく一致しているが、膨脹空間ガス温度 T_E の計算結果は実測よりも 20°C 程度低くなっている。

図-3.9は同条件における冷却水出口温度 T_{out} 及び圧縮空間ガス温度 T_C の計算結果並びに実験結果を示している。計算におけるエンジン回転数の上昇に伴う温度上昇は実測の傾向と一致しているものの、圧縮空間ガス温度 T_C の計算結果は実測より 15°C 程度も高くなっている。この相違の要因は、シミュレーションにおけるクーラのモデル化、あるいは熱伝達率の算出式が適していない

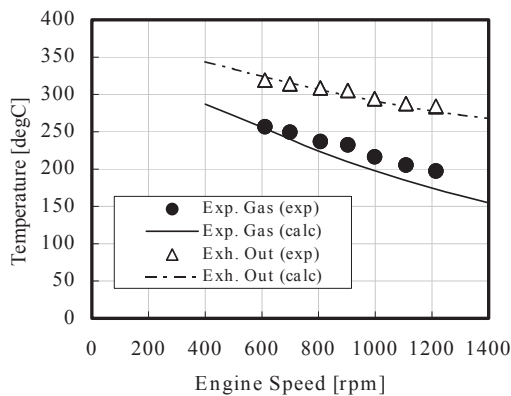


図-3.8 膨脹空間ガス温度と排ガス出口温度の比較（伝熱計算）

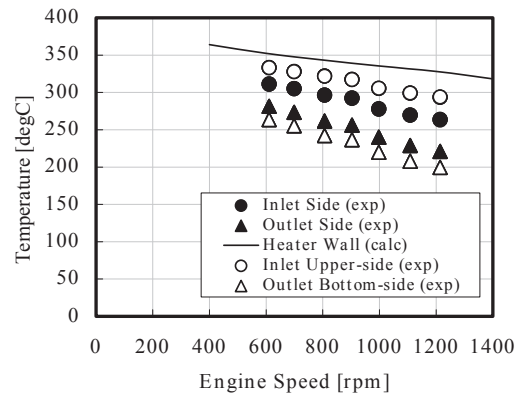


図-3.10 ヒータ壁温度の比較（伝熱計算）

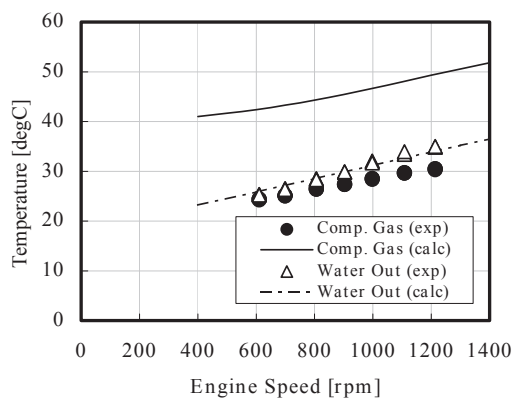


図-3.9 圧縮空間ガス温度と冷却水出口温度の比較（伝熱計算）

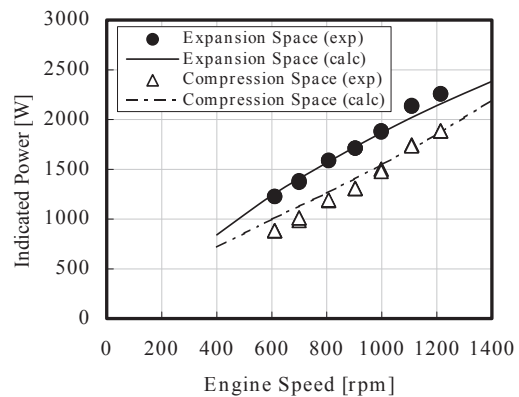


図-3.11 膨脹空間図示出力及び圧縮空間図示出力の比較（伝熱計算）

めであると考えられ、計算精度の向上のためには熱交換器単体の要素試験等が必要になるものと考えられる。

図-3.10 は同条件におけるヒータ壁温 T_W の計算結果並びに実験結果を示している。図-2.6 に示したように、排ガス（高温空気）はダクト内を横方向に流れる。そのため、排ガス入口側と出口側のヒータ壁温には温度差が生じる。また、運転中のヒータ壁温は上下方向に温度分布が生じることが確認されている。同図には、排ガス入口および出口側の中央部ヒータ壁温の他、測定値の中で最も温度が高い排ガス入口側の上部、最も温度が低い排ガス出口側の下部の実験結果を併記している。一方、シミュレーションにおいては、ヒータ壁温の温度分布を考慮していないため、計算上、一様な温度となっている。これより、ヒータ壁温の計算結果は、排ガス入口側の上部の実測よりも 30°C 程度高くなっていることがわかる。ヒータの伝熱計算においては、ヒータ壁温の温度分布や管外熱伝達の算出が課題である。

図-3.11 及び図-3.12 は、膨脹空間図示出力

W_E 、圧縮空間図示出力 W_C 、図示出力 W_I 及び軸出力 W_S の計算結果並びに実験結果を示している。膨脹空間図示出力 W_E 及び圧縮空間図示出力 W_C の計算結果は概ね実験結果に一致しているが、図-3.6 と同様、図示出力 W_I の計算結果と実測は大きく異なっている。この相違は図-3.9 に示したようにシミュレーションにおける圧縮空間ガス温度 T_C が実測よりも高いことが主原因であり、そのため、軸出力 W_S の計算結果は実測の $1/2$ 程度の大きさとなっている。すなわち、高精度にスターリングエンジンの出力特性を計算・予測するためには、高精度な作動ガス温度の推定が重要である。

図-3.13 は熱伝導損失 Q_{cond} 、再熱損失 Q_{rej} 及びその総和（雑熱損失）の計算結果並びに雑熱損失の実験結果を示している。実測の雑熱損失は冷却熱量 Q_{rej} と圧縮空間図示出力 W_C との差として求めており、この結果から熱伝導損失 Q_{cond} と再熱損失 Q_{rej} には分割できない。これより、雑熱損失の計算結果は実測よりもやや大きいものの、エンジン回転数に対する傾向をよく表していることがわかる。

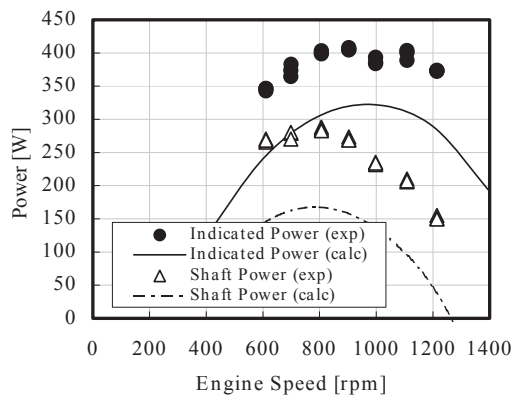


図-3.12 図示出力及び軸出力の比較 (伝熱計算)

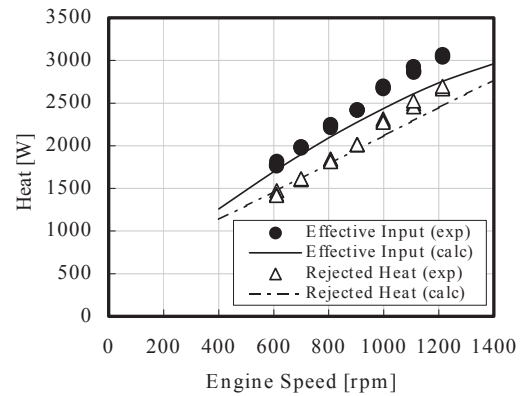


図-3.14 有効熱入力及び冷却熱量の比較 (伝熱計算)

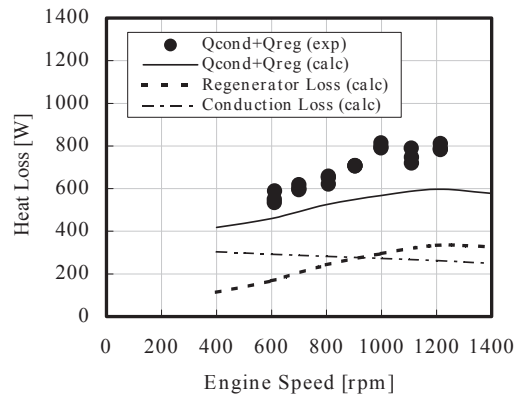


図-3.13 各種熱損失の比較 (伝熱計算)

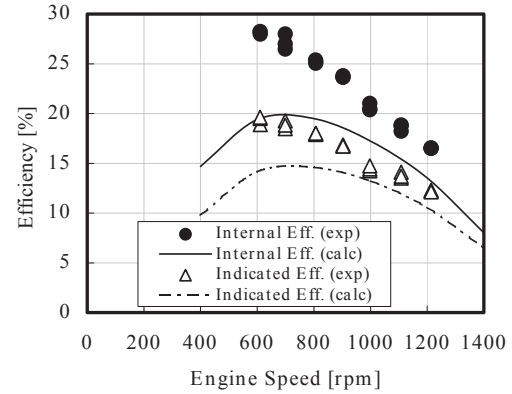


図-3.15 内部変換効率及び図示熱効率の比較 (伝熱計算)

図-3.14 は有効熱入力（ヒータの交換熱量に相当） Q_{eff} 及び冷却熱量（クーラの交換熱量） Q_{rej} の計算結果並びに実験結果を示している。計算結果は実験結果よりもやや低くなっているが、これは雑熱損失の相違による影響が大きいためであると考えられる。

図-3.15 は、内部変換効率（ W_i/W_E ）及び図示熱効率（ W_i/Q_{eff} ）の計算結果並びに実験結果を示している。図示出力 W_i の相違による影響が大きく現れており、計算結果は実験結果を大きく下回っている。

3.3 シミュレーションによるエンジン設計

本章では、排熱利用スターリングエンジンを対象として、ヒータ及びクーラの伝熱計算を考慮した等温モデルシミュレーションによる計算結果と 500 W 級排熱利用スターリングエンジンによる実験結果とを比較・検討した。その結果、排熱利用スターリングエンジンでは膨脹空間図示出力 W_E や圧縮空間図示出力 W_C のわずかな計算の相違が図示出力 W_i に大きく影響するため、高精度

な性能予測が難しいこと、ヒータやクーラのモデル化や熱伝達率の算出式に課題があることなどが確認された。一方、熱交換器の伝熱性能のエンジン回転数依存性や各種熱損失は概ね適切に計算されており、本シミュレーションを用いてエンジン全体の広範囲な評価やエンジン設計支援のための諸計算が可能であると考えられる。

次章に述べる電気推進船に搭載する 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの基本設計においては、熱交換器やピストン駆動機構等の諸元決定並びにエンジン性能の予測において、本シミュレーションによる計算結果を参考にした。設計時、熱交換器の管外熱伝達や機械損失等の計算に必要なパラメータを決める際には、経験的な係数を用いる等、予測精度を高めるための工夫をしている。

4. 電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジンの設計と開発

2010 年から、株式会社 e スターは（独）鉄道建

設・運輸設備整備支援機構 高度船舶技術実用化助成を受けて、内航船舶用排熱回収スターリングエンジン発電システムの実用化開発を進めてきた。本プロジェクトはディーゼルエンジンから放出される温度 300℃程度の排ガスから電力変換を行い、船舶電力の 100 V 系統に連系することにより、ディーゼルエンジンの排熱エネルギーの有効活用を目指している。本プロジェクトでは、コンパクトな 3 kW 級排熱利用スターリングエンジン発電機の開発、系統連系が可能な制御システムなどを含めたシステムの構築を行ってきた。本章では、電気推進船に搭載する 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの概要並びに設計コンセプトについて述べる。

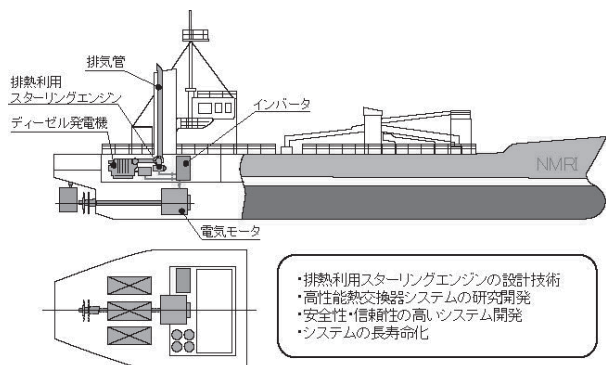


図-4.1 排熱回収システムの基本コンセプト



図-4.2 電気推進船「鶴洋丸」

表-4.1 電気推進船「鶴洋丸」の諸元

船名	鶴洋丸
船種	セメント運搬船
船主	佐伯汽船株式会社
オペレータ	東海運株式会社
長さ×幅×深さ	72.0m x 14.6m x 7.60/4.71m
総トン数	749 GT (二層甲板船)
載貨重量トン	2200 DWT
計画航海速力	12.5 knot
推進方式	ラインシャフト 二重反転プロペラ
ディーゼル発電機	800 kW x 3 基
推進モータ	900 kW x 2 基

4.1 電気推進船に用いる排熱回収システムの概要

図-4.1 に本プロジェクトで実用化開発を目指した排熱回収システムの基本コンセプトを示す。本排熱回収システムの初号機は、佐伯汽船所有の電気推進セメント運搬船「鶴洋丸」に設置する(図-4.2、表-4.1 参照)。鶴洋丸は、3 台のディーゼルエンジン発電機(定格発電出力 800 kW)により発電し、推進用電動機でプロペラを駆動して推進する。3 台のうち 1 台のディーゼルエンジン発電機に本プロジェクトで開発する排熱回収システムを取り付ける。設置スペースの限られる電気推進船や小型船への導入が可能な排熱回収システムを目指しており、排気管に設置するスターリングエンジンの小型化・軽量化が求められる。

本船のディーゼルエンジンは燃料に C 重油を用いるため、排ガスは強い腐食性を持つ。本スターリングエンジンの多管式ヒータは排ガスに晒されるため、高い信頼性が求められる。また、排ガスに含まれるすす等がヒータの管外周部に付着することにより、熱交換効率の低下ばかりでなく、スートファイアも懸念される。

さらに、排気ガスの排熱温度も 300℃程度と低いため、スターリングエンジン各部の高効率化も不可欠であり、高効率化の要素技術開発も求められる。

4.2 排熱利用スターリングエンジンの基本設計

表-4.2 は、鶴洋丸に搭載されているディーゼルエンジンの主要目である。排熱利用スターリン

表-4.2 ディーゼルエンジンの主要目(鶴洋丸)

形式	立形単動 4 サイクル直接噴射式
機関形式	ヤンマー 6N21AL-SV x 800kW
定格発電出力	800 kW _e
定格回転速度	900 min ⁻¹
シリンダ数	6
気筒径×行程	210×290 mm

表-4.3 ディーゼル排ガスの特性(推測値)

負荷率 [%]	25	50	75	100
機関回転速度 [min ⁻¹]	900			
発電出力 [kW _e]	200	400	600	800
過給機出口 排ガス温度 [℃]	295	314	311	315
排ガス流量 [Nm ³ /h]	2132	2962	4117	5223
排ガス熱量 [kW]	206	306	421	542

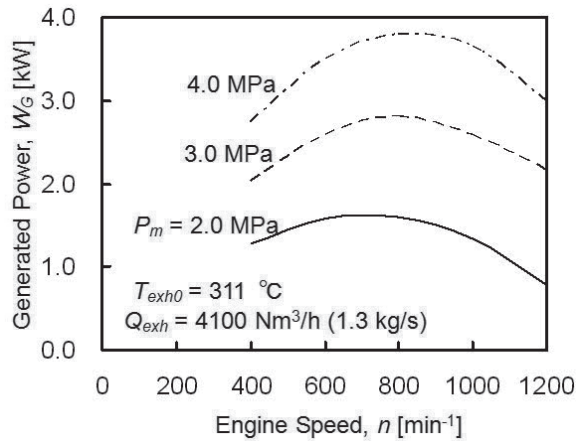


図-4.3 シミュレーションによる性能予測

グエンジンの設計諸元を検討する際には、ディーゼルエンジンの排ガス条件が必要不可欠となる。

表-4.3 は、本ディーゼルエンジンの陸上試験結果並びにその結果から推測した船舶搭載時の排ガス温度及び排ガス流量を示している。本プロジェクトでは、同表における負荷率 75% の排ガス条件において排熱利用スターリングエンジンの定格発電出力 3 kW が得られることを設計目標とし、シミュレーションによる性能試算や各損失の分析を行い、排熱利用スターリングエンジンの諸元を決定している。

図-4.2 は、第 3 章に述べた等温モデルシミュレーションによって得られた 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの予測性能の一例である。計算条件として、電気推進船のディーゼル発電機が負荷率 75 % で運転している場合の排ガス条件を用いており、排気ガス流量を 4100 Nm³/h、排ガ

ス温度を 310℃としている。また、冷却水流量は 20 L/min、冷却水入口温度は 20 °Cとしている。これより、平均作動ガス圧力を 2.0~4.0 MPa とした場合、回転数 800 min⁻¹ 程度で最大発電出力が得られることがわかる。また、平均圧力 3.0 MPa、エンジン回転数 800 min⁻¹ で約 3 kW の発電出力が得られ、このときの膨張空間ガス温度は 268℃、圧縮空間ガス温度は 53℃と計算されている。

4.3 排熱利用スターリングエンジンの詳細設計

図-4.4 に本プロジェクトで開発した 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの構造、図-4.5 に組み立てられた排熱利用スターリングエンジンの写真、表-4.4 に主なエンジン仕様を示す。

排熱利用スターリングエンジンは小型高効率化を図った結果、長さ 1 m の排気ガスダクトに設置可能となった。ダクトまでの高さも 1.4 m であり省設置性を実現した。主な実用化開発のポイントは下記の通りである。

(1) ヒータの高出力化

300℃程度の低い温度の熱源を用いるため、ヒータにおける十分な入熱量の確保が重要である。そのため、制限された設置スペースの中での伝熱面積の確保と高出力化のための無効容積の低減の両立を目指した。その結果、ヒータ管本数は 125 本となり、結果的には緻密なヒータ形状となった。ヒータ中心部と外周部でヒータ管壁温の大きな温度分布の発生やすず等の付着などによる伝熱性能低下等が懸念される。したがって、適切なスートブローの設置やメンテナンスしやすいヒータ構成の検討等を進め、詳細寸法を決定した。

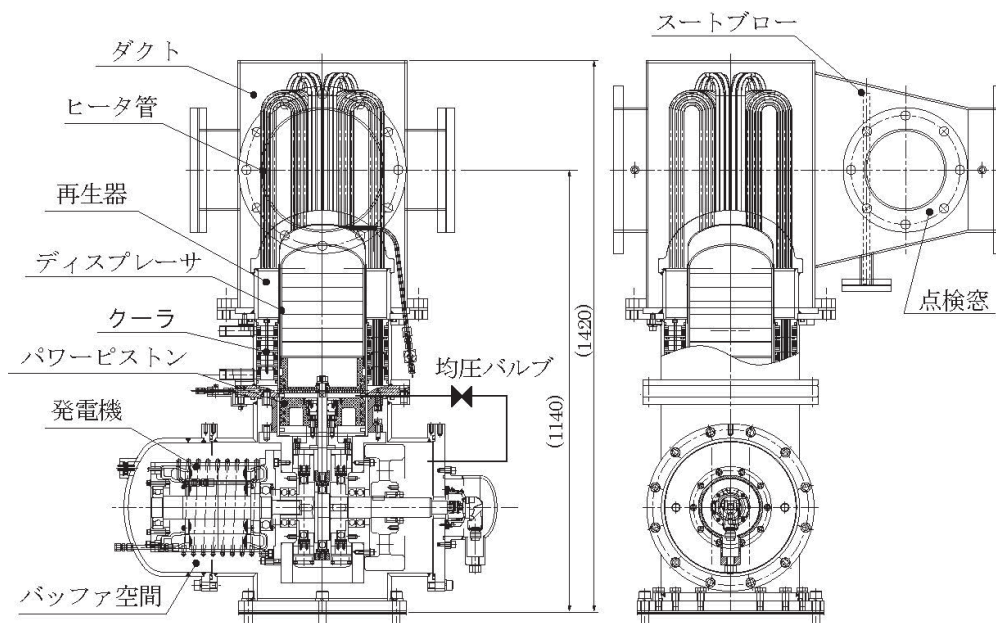
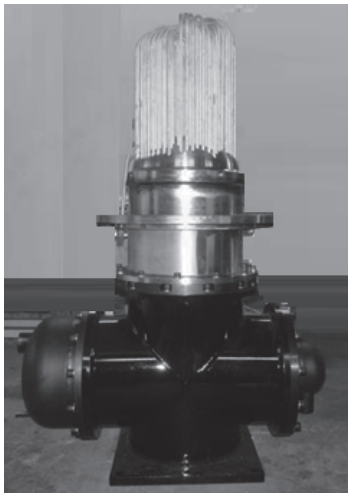


図-4.4 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの構造



図－4.5 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの外観

表－4.4 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの主な仕様

エンジン	
形式	β 形
定格発電出力	3 kW
定格回転数	700 min^{-1} (max. 1000 min^{-1})
作動ガス	ヘリウム
ディスプレイサ行程容積 (シリンダ径×ストローク)	1900 cm^3 $\phi 220 \times 50 \text{ mm}$
パワーピストン行程容積 (シリンダ径×ストローク)	1900 cm^3 $\phi 220 \times 50 \text{ mm}$
高温熱源	
熱源	ディーゼル排ガス
高温熱源温度	310°C
高温熱源流量	1.3 kg/s
低温熱源	
冷却形式	水冷
冷却水温度	35°C
冷却水流量	20 Lm/min
ヒータ	
形式／材質	多管式／SUS316
ヒータ管寸法	ID7.53xOD9.52xL1725
ヒータ管本数	125
再生器	
形式	積層金網
クーラ	
形式／材質	ブロック式／C1100
外形寸法	OD830xID224xL130
伝熱孔寸法	$\phi 3.5 \times L170 \times 640$

(2)クーラの高性能化

船舶で用いる冷却水の温度は $30 \sim 35^\circ\text{C}$ であり、陸上設備等に比べてやや高い。そのため、クーラ構成は環状のヘリウム通路の外周だけでなく、ヘリウムガス通路の内周部にも冷却水経路を設け、冷却能力の向上を目指した。

(3) 発電機の小型化

発電機の小型・高出力化のため、磁石埋込式発

電機を採用した。また、クランク軸と発電機の締結をスプラインとすることで軸方向の寸法を最小限に抑える構成とした。

5. 排熱利用スターリングエンジンの陸上試験

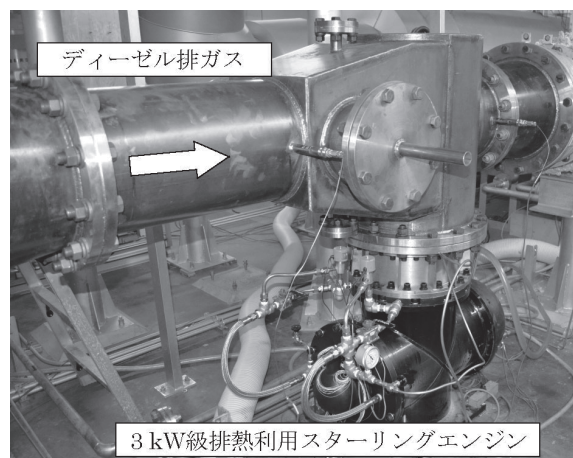
前章では、開発した排熱利用スターリングエンジンの設計指針と構造について述べた。本章では船舶搭載前に実施した陸上設備による 3 kW 級排熱利用スターリングエンジンの性能試験の結果について記す⁸⁾。そして、性能試験の結果と設計時に用いたシミュレーションによる計算結果とを比較し、エンジン性能の評価を行う。

5.1 陸上試験設備

5.1.1 計測項目および試験方法

陸上試験では、排熱利用スターリングエンジンの熱源として、海上技術安全研究所に設置されている定格出力 750 kW の 4 ストローク中速ディーゼルエンジンの排ガスを用いる。

図－5.1 に陸上ディーゼルエンジンの排気管に設置された排熱利用スターリングエンジンの外観を示す。スターリングエンジンに取り付けたセンサは、船舶に搭載する際の制御・監視用のものとほぼ同じであり、陸上試験のために特別なものは使用していない。主な計測項目は排ガス入口・出口温度、冷却水入口・出口温度、冷却水流量、膨張空間ガス温度、圧縮空間ガス温度、バッファ空間平均圧力、インバータの発電出力である。計測値は制御盤内の PLC (Programmable Logic Controller) に取り込まれ、保存及び表示される。スターリングエンジンの回転数はインバータにより制御され、手動操作により任意に設定することができる (6.1 節参照)。



図－5.1 陸上ディーゼルエンジンの排気管に取り付けられた級排熱利用スターリングエンジン

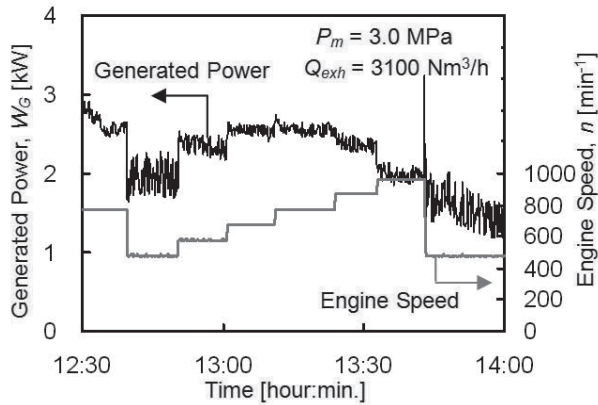


図-5.2 時系列データの一例

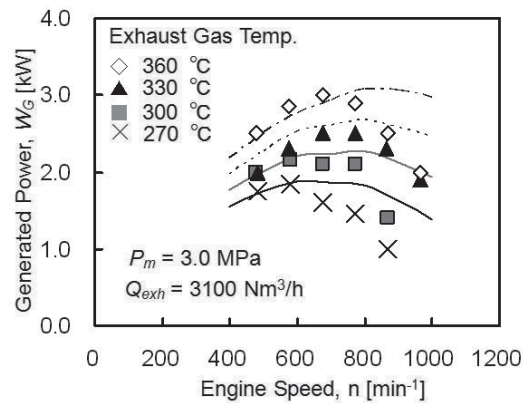


図-5.3 エンジン回転数と発電出力の関係

表-5.1 試験条件

ディーゼルエンジン軸出力	570 kW
排ガス流量	3100 Nm³/h
排ガス入口温度	270~360℃
作動ガス	ヘリウム
バッファ空間平均圧力	2.0~3.5 MPa
スターリングエンジン回転数	500~1000 min⁻¹
冷却水温度	22℃
冷却水流量	20 L/min

計測は、排ガス温度及びバッファ圧力を試験条件に調節し、回転数を変更してから約 10 分後の安定した状態で行っている。図-5.2 に本試験で取得した時系列データの一例を示す。スターリングエンジンの熱交換器や排気管の熱容量が大きいので、十分な定常状態に至っているとは言えないが、排ガス熱量は十分に大きく、条件変更後のエンジン状態は速やかに収束することを確認している。

5.1.2 試験条件

表-5.1 に試験条件を示す。ディーゼルエンジンを 570 kW の出力（負荷率 75%）で運転しており、排ガス流量はおおよそ 3100 Nm³/h (1.3 kg/s) である。この排ガス流量は電気推進船のディーゼルエンジンが負荷率 50 %程度で運転している場合に相当している（表-4.3 参照）。過給機直後の排ガス温度は 360 °C程度であり、電気推進船のディーゼルエンジンの 300 °Cに比べるとかなり高い。そのため、本陸上設備の排気管に設置されている排ガス温度を調節するための水噴射装置を用いて、排ガス温度を 270~360 °Cの範囲で変更して試験を行うこととした。作動ガスにはヘリウムを用い、バッファ空間平均圧力を 2.0~3.5 MPa、エンジン回転数を 500~1000 min⁻¹の範囲で試験を行った。冷却水温度は約 22℃、冷却水流量は約 20 L/min である。

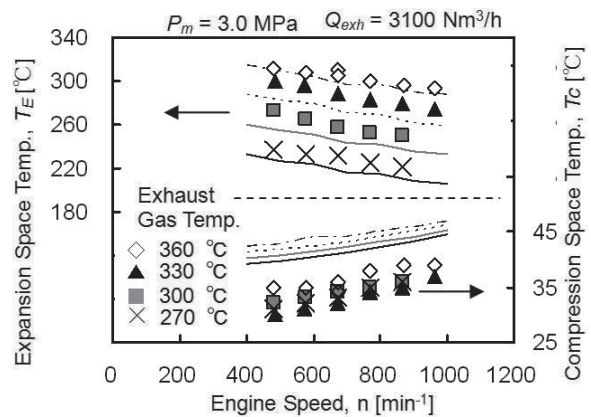


図-5.4 膨張空間ガス温度と圧縮空間ガス温度の試験結果及び計算結果

5.2 試験結果

以下、設計時に用いたシミュレーションの計算結果と陸上試験の結果とを比較し、本排熱利用スターリングエンジンの性能特性を評価する。

5.2.1 排熱利用スターリングエンジンの基本性能

図-5.3~図-5.5 は、排ガス温度を 270、300、330 及び 360℃に変更して性能試験を実施した結果である。バッファ空間平均圧力は 3.0 MPa である。図-5.3 にエンジン回転数と発電出力の関係を示す。これより、スターリングエンジンの発電出力は試験を行った排ガス温度範囲において、回転数 700~800 min⁻¹で最大となることがわかる。また、同図には、排ガス及び冷却水の条件、バッファ空間平均圧力を試験条件に合わせてシミュレーションを行った計算結果を併記している。これより、700 min⁻¹以下のエンジン回転数において、発電出力の計算結果は試験結果と概ねよい一致が見られることがわかる。一方、700 min⁻¹以上のエンジン回転数では、発電出力の試験結果は回転数の増加に伴って大幅に低下するのに対して、計算結果は低下の幅が小さい。これは、シミュレー

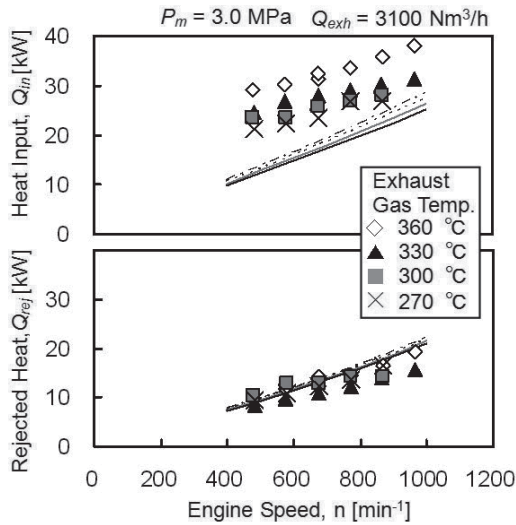


図-5.5 ヒータ及びクーラにおける交換熱量

ションにおける圧力損失や機械損失が実機と異なっているためであると考えられる。

図-5.4 に膨張空間ガス温度と圧縮空間ガス温度の試験結果及び計算結果を示す。膨張空間温度の計算結果は、試験結果に比べて 10℃程度低くなっているが、エンジン回転数の増加に対する膨張空間ガス温度の低下の傾向はよく一致している。シミュレーションにおける熱交換器の管外熱伝達を見直すことによって、より高精度な計算が可能なるものと考えられる。一方、圧縮空間ガス温度の計算結果は試験結果に比べて 10℃程度高く計算されている。これは設計時のシミュレーションではシェルアンドチューブ式クーラのモデルを用いて伝熱計算を行っていたのに対して、実機は銅合金製のブロック式クーラを採用しているため、その伝熱特性の相違が現れたものと考えられる。

図-5.5 にスターリングエンジンのヒータ入熱量及び冷却熱量（クーラの交換熱量）の試験結果並びに計算結果を示す。ヒータ入熱量と冷却熱量の試験結果は排ガスまたは冷却水の入口・出口温度の差及び比熱から算出している。ヒータ入熱量の試験結果は、計算結果に比べて 1.5～2 倍程度も大きい値となっている。これは、試験において排気管を断熱していなかったため、排気管表面からの放熱の影響が大きかったことが原因であると考えられる。一方、冷却熱量の試験結果は計算結果と概ねよく一致している。

5.2.2 排気ガス温度及び排気ガス流量の影響

図-5.6 に、エンジン回転数を 700 min⁻¹ としたときの排ガス入口温度と発電出力の関係を示す。発電出力は膨張空間ガス温度の上昇に伴って増加しており、排ガス入口温度 360℃で目標出力の 3 kW が得られることがわかる。また、計算結果と

試験結果は概ねよく一致している。

図-5.7 に排ガス入口温度と膨張空間ガス温度の関係を示す。これより、膨張空間温度は、排ガス入口温度の上昇に伴って、ほぼ直線的に上昇していることがわかる。本試験において、排ガス入口温度と膨張空間温度との温度差は 40℃程度であり、この温度差は排ガス入口温度によらずほぼ一定である。

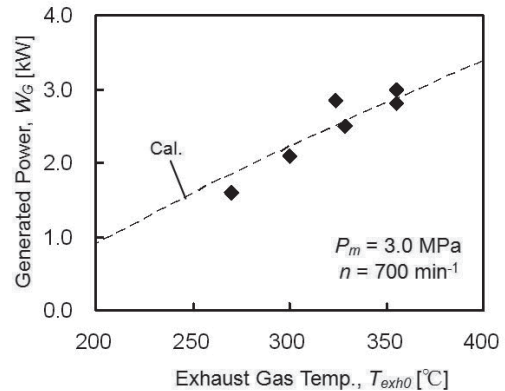


図-5.6 排ガス入口温度と発電出力の関係

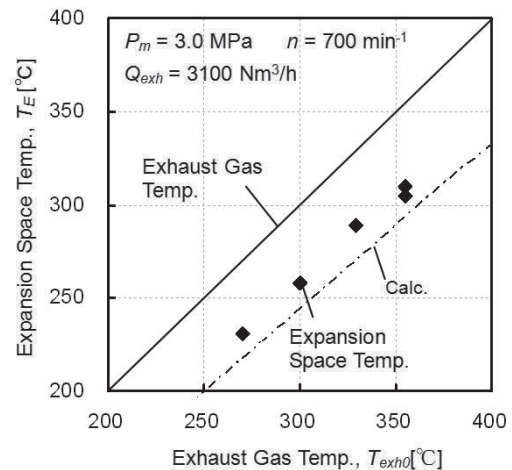


図-5.7 排ガス入口温度と膨張空間ガス温度の関係

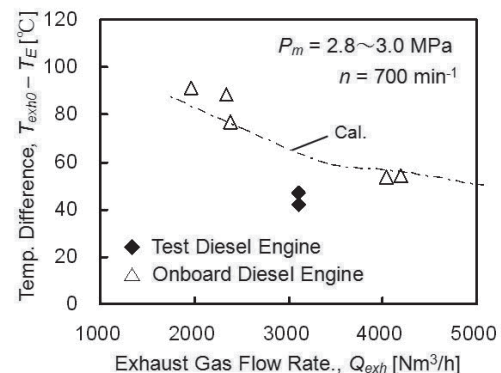
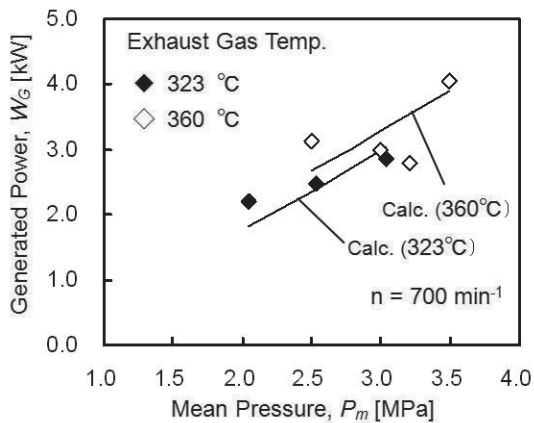
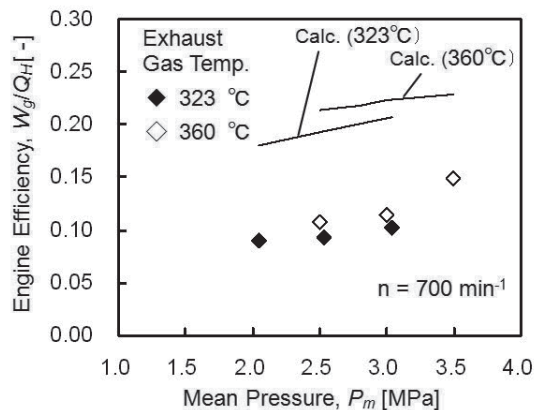


図-5.8 排ガス流量に対する排ガス入口温度と膨張空間ガス温度の温度差



図－5.9 バッファ空間平均圧力と発電出力の関係



図－5.10 ヒータ入熱量を基準とした熱効率

図－5.8 は排ガス流量に対する排ガス入口温度と膨張空間ガス温度の温度差を示しており、排ガス流量の低下によって温度差が大きくなることがわかる。これは排ガス流速の低下によるヒータ管外熱伝達率の低下と排ガス熱量の低下が原因であると考えられる。なお、同図において、陸上試験では排ガス流量を変更した試験を行っていないため船上で行った動作確認試験のデータを用いている（第6章参照）。また、船上データにおける排ガス流量はディーゼルエンジンの過給圧力とエンジン回転数、行程容積等から簡易的に算出をしている。

排熱利用スターリングエンジンを高出力化するためには、排ガス入口温度と膨張空間ガス温度の温度差を小さくすることが重要である。すなわち、排ガス流量が少ない場合でも排ガス入口温度と膨張空間ガス温度の温度差を小さくすることができれば、より高性能な排熱利用スターリングエンジンが開発できるものと考えられる。

5.2.3 バッファ空間平均圧力の影響

図－5.9 にエンジン回転数 700 min⁻¹、排ガス入口温度が 323℃及び 360℃のときのバッファ空間

平均圧力と発電出力の関係を示す。これより、試験結果のばらつきは大きいものの、発電出力はバッファ空間圧力を高めることで増加していることがわかる。また、計算結果は試験結果をよく再現できている。

本試験における最大発電出力は、排ガス入口温度 360℃、バッファ空間平均圧力 3.5 MPa において約 4 kW であった。また、最大発電出力条件において、圧縮空間温度は 35℃程度であり、十分なクーラ性能が実現できている。

5.2.4 熱効率と排熱回収率

図－5.10 に排熱利用スターリングエンジンのヒータ入熱量に対する発電出力で表した熱効率（エンジン効率）の試験結果及び計算結果を示す。排ガス入口温度が 323℃のときのエンジン効率はおよそ 10%であり、最大出力条件におけるエンジン効率は 15%程度であった。この結果は、低温度の排熱回収発電システムとして、良好な熱効率が得られていると考えられる。また、シミュレーションによるエンジン効率は 18～23%程度である。上述の通り、試験では排気管を断熱していないため、その放熱の影響を受けて熱効率が低下しているものと考えられる。

一方、排ガス熱量に対する発電出力を表す排熱回収率は、いずれの試験条件においても 1%以下であり、排熱エネルギーを十分に有効利用しているとは言えない。排熱回収率は、エンジン単体及び熱交換器性能の向上やエンジンの多段配置等が高められるものと考えられる。

5.3 陸上試験結果のまとめ

目標発電出力 3 kW の排熱利用スターリングエンジンを陸上ディーゼルエンジンの排ガスを用いて性能試験を行い、シミュレーション結果との比較を行うことで、以下の結果が得られた。

- (1) 排ガス温度を変更した試験を行った結果、排ガス入口温度によらずエンジン回転数 700～800 min⁻¹ で発電出力が最大になる。バッファ空間平均圧力 3.0 MPa、エンジン回転数 700 min⁻¹、排ガス入口温度 360℃程度とすることで、目標発電出力 3 kW を得られる。
- (2) バッファ空間平均圧力 3.5 MPa、排ガス入口温度 360℃において、最大発電出力 4 kW が得られた。
- (3) 開発した排熱利用スターリングエンジンのヒータ入熱量基準の熱効率は 10～15%程度であり、低温排熱からの排熱回収技術として、良好な性能を有している。
- (4) シミュレーション結果は概ね試験結果と一致しており、排熱利用スターリングエンジン

を設計する際、本シミュレーションが有効である。

6. 制御システムの開発と電気推進船への搭載

前章までに、開発した排熱利用スターリングエンジンの設計指針と構造、陸上設備によるエンジン性能試験の結果について述べた。本章では、排熱利用スターリングエンジンの制御システムの構成、船舶搭載の概要並びに船上での初期動作確認試験の結果について述べる⁹⁾。

6.1 スターリングエンジンの制御システム

排熱利用スターリングエンジンの制御システムは、適切な発電出力が安定して得られること、ユーザがシステムを停止させたい場合やシステムに異常が生じた場合、確実かつ速やかにスターリングエンジンを停止できること等が要求される。以下の述べる制御システムは、インバータ・コンバータを用いて発電機の回転数制御を行うことで安定した発電運転を行うことができ、異常時には確実にエンジンを停止できるようにいくつかの工夫がなされている。

6.1.1 制御システムの基本構成

図-6.1 に制御システムの基本構成、表-6.1 に主な構成部品を示す。本スターリングエンジンに

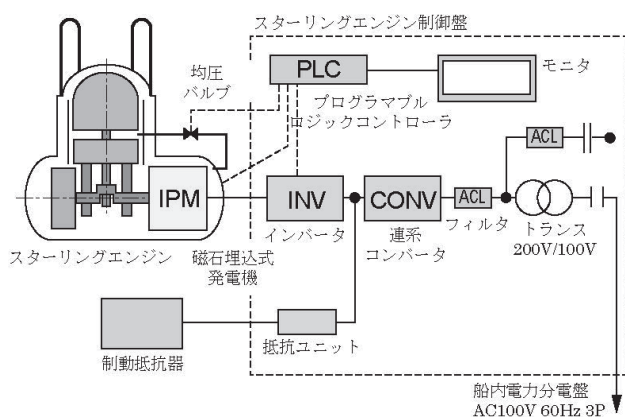


図-6.1 制御システムの基本構成

表-6.1 主な構成部品

発電機	SSGX-23P0XIN 磁石埋込式、3 kW/800min ⁻¹
インバータ	Varispeed G7, CIMR-G7A27P5 200 V、34 A
コンバータ	Enewell GC, CEPT-R1AA2015AMA 200 V、20 kW、60 A(DC)、64A(AC)
制動抵抗器	LKEB-4045 9.6 kW、13.6Ω×2台

* 安川電機製

は定格出力 3 kW の磁石埋込式発電機が内蔵されている。発電機はインバータ及び連系コンバータに接続されており、連系コンバータによって船内電力 AC100V との系統連系運転を行う。

上述の通り、本排熱利用スターリングエンジンはインバータによる回転数制御が行われ、起動時のモータリング及び発電運転時には、あらかじめ設定した回転数で運転する。

排熱利用スターリングエンジンの運転・停止等の制御は、インバータ・コンバータや各種センサを接続した PLC（Programmable Logic Controller）によって行われる。エンジンに取り付けられているセンサとしては、バッファ空間ガス圧力を測定する圧力センサ、3 箇所の作動ガス温度を測定する熱電対並びに回転数を測定するロータリエンコーダがある。さらに、排ガス及び冷却水の出入口温度並びに冷却水流量、インバータ・コンバータから出力される電力・電流や回転数の信号を PLC に取り込み、制御システムを構成している。PLC は、インバータ及びコンバータの運転・停止、インバータの設定回転数、作動空間とバッファ空間の間に設置した均圧バルブの制御信号を出力する。

なお、インバータには制動抵抗器が取り付けられているが、これは系統連系が遮断された場合等の非常時だけに使われ、通常の運転時には使用さ

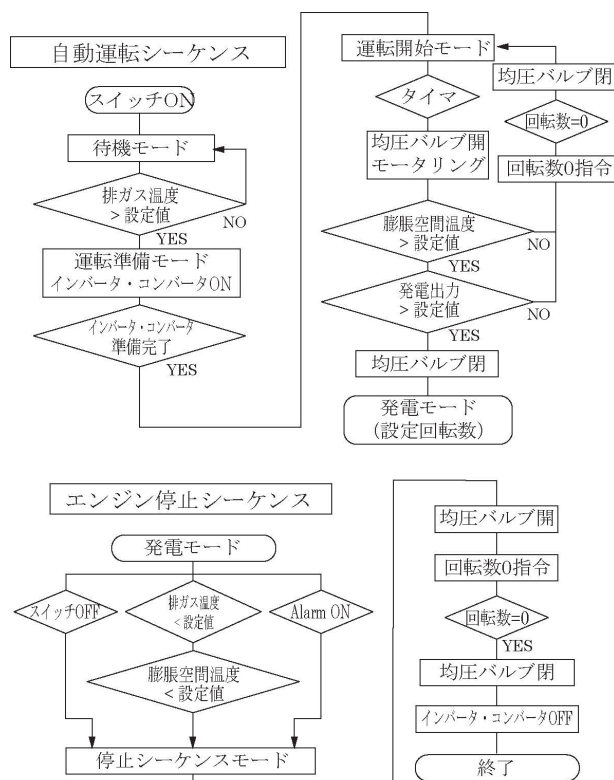


図-6.2 制御プログラムのフローチャート

れない。また、インバータ・コンバータには使用電圧が AC200V の汎用製品を使用しているため、船内電力 AC100V との接続に連系トランスを取り付けている。

6.1.2 制御プログラムによる自動運転

図-6.2 に制御プログラムのフローチャートを示す。運転開始時には、磁石埋込式発電機を駆動用モータとして使用する。その際、起動トルクを低減するために均圧バルブを開く。モニタ（タッチディスプレイ）上の自動運転 ON のスイッチが押されて自動運転が開始されると、はじめに待機モードとなり、インバータ・コンバータの運転準備が整い、温度条件が成立した後に運転開始シーケンスが始まる。そして、適切な温度条件で発電が開始したことを確認した後、発電運転モードに至る。温度条件が成立しない場合等、起動ができなかった場合は、設定した時間間隔で設定回数だけ運転開始シーケンスを繰り返す。

スターリングエンジンを停止させる際には、通常、作動空間とバッファ空間を連結した均圧バルブを開いてスターリングエンジンの出力を低下させるとともに、インバータの設定回転数を 0 にするという操作が行われる。

自動運転中のスターリングエンジンは、次の条件(a)～(g)のいずれかが成立した場合に停止する。

- (a) 自動運転 OFF のスイッチが押された場合
- (b) ディーゼル発電機が停止した場合等、排ガス温度及び膨張空間ガス温度が設定値以下になった場合
- (c) 発電運転モードにおいて、発電出力が負になった場合、またはインバータ発電出力にある程度以上の急激な変動が生じた場合
- (d) 系統連系が行われず、制動抵抗器の連続運転時間が設定値を上回った場合
- (e) 各温度や作動ガス圧力、冷却水流量に異常が生じた場合、または熱電対に異常が生じた場合
- (f) 発電運転モードにおいて、インバータ電流が設定値（定格値に対する割合）を上回った場合
- (g) 電力系統の切断等により、インバータ・コンバータに異常が生じた場合

条件(a)及び(b)は通常の運転で行われる停止方法である。一方、(c)～(g)は異常停止に相当する。(c)は、スターリングエンジンに取り付けた手動の均圧バルブを開けた場合を想定しており、この条件を入れることにより、制御盤（モニタ）の操作をすることなく、スターリングエンジンの近くの手動操作だけでエンジンを安全に停止させることができる。(d)は、連系運転が無効となった場合に制動抵抗器の温度を上昇させないための制御である。(e)は温度や圧力が想定された範囲からはずれ



図-6.3 PLC のモニタ画面

た場合に停止させる制御である。(f)はインバータ過負荷によるトリップを起こりにくくするための対策であり、(g)は系統電源が喪失する等でインバータ・コンバータがトリップした場合の制御である。

なお、(a)～(f)の場合、プログラム操作によってインバータの設定回転数を 0 にすることで緩やかにエンジンを停止させる。一方、(g)のインバータ異常が生じた場合は回転数制御ができなくなる。その場合、インバータはダイオードモジュールとして機能し、制動抵抗器によって発電機に負荷を与えて急停止させるシステムとなっている。

その他の機能としては、運転時、自動的にデータログを保存する機能、運転の開始や停止等のイベント状況を記録する機能がある。さらに、ヒータ管外部に付着したすすを高圧空気によって洗浄するスートブローを定期的に運転するプログラムが組み込まれている。

6.1.3 システムの基本操作と監視

図-6.3 は使用者が運転・停止の操作、運転状態の監視をするためのモニタ画面である。運転開始条件や運転開始シーケンスの条件や各設定値をあらかじめ入力しておけば、自動運転の操作は極めて簡単である。モニタ上の自動運転 ON のスイッチを押すことで自動運転を開始し、自動運転 OFF のスイッチを押すことで運転を停止する。

なお、通常停止後、常に待機モードにしており、再度条件が整い次第、自動運転を開始するプログラムとすることもできるが、本プログラムでは、一度停止したスターリングエンジンは、改めて自動運転 ON スwitchを押さないと運転しないようにしている。これは、使用者が気付かないうちにエンジンが起動するといったことがないようにしたためである。

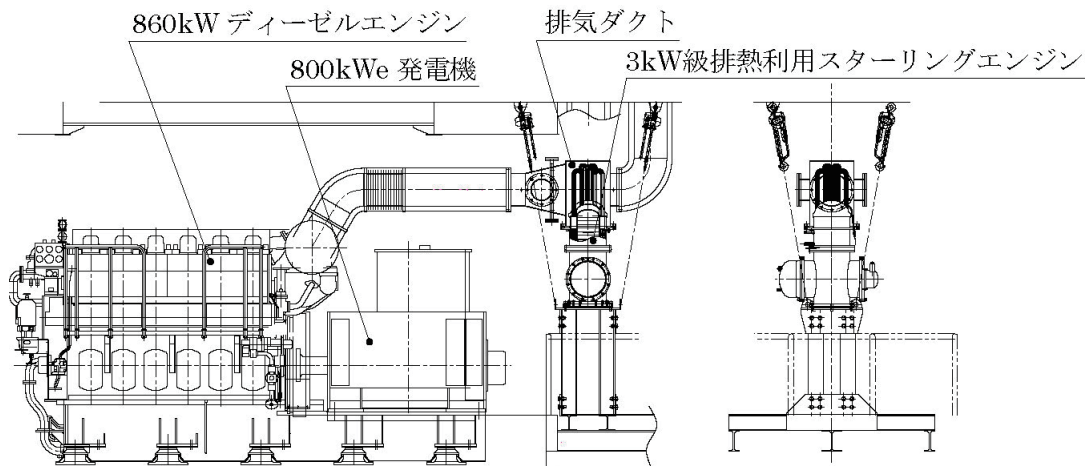


図-6.4 排熱回収システムの設置



図-6.5 電気推進船に搭載した排熱利用スターリングエンジン

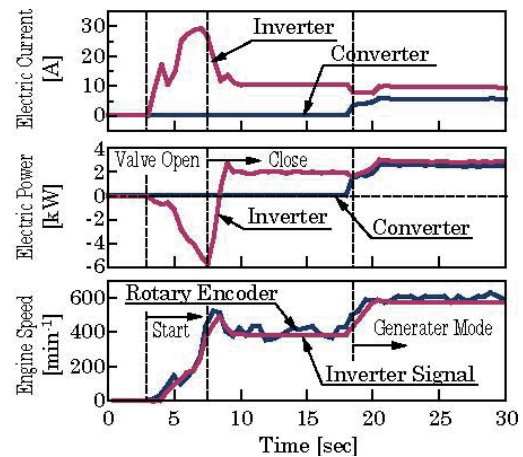


図-6.6 エンジン始動時のシーケンス制御

6.2 電気推進船への排熱回収システム搭載

以上に述べた制御システムや排熱利用スターリングエンジンを開発しながら、陸上での電気ヒータ加熱及び陸上ディーゼルエンジンの排ガスによる運転を実施した（第5章参照）。そして、2011年10月には電気推進船「鶴洋丸」（図-4.2）に本排熱回収システムを搭載し、実運航を開始した。

図-6.4 に本排熱回収システムの設置位置を示す。排熱利用スターリングエンジンは、鶴洋丸の2号ディーゼル発電機の排気管に取り付けられ、下方からの架台及び上方からのチェンブロックによって固定されている。制御盤は船体の右舷側通路に設置されており、制御・監視用のモニタを制御盤及び機関制御室の2箇所に取り付けられている。

図-6.5 は鶴洋丸に搭載した排熱利用スターリングエンジンの外観である。

6.3 排熱回収システムの動作確認及び性能特性

排熱回収システムを船舶に搭載した後、制御プ

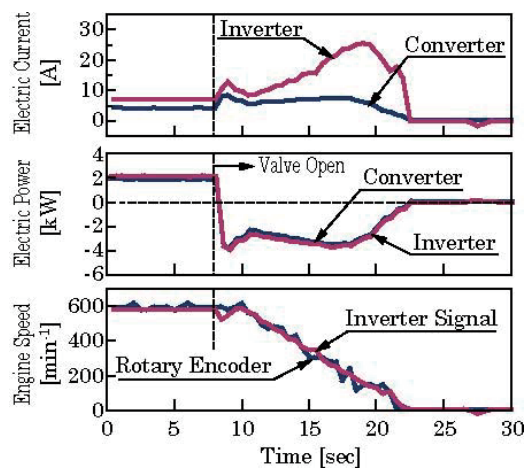


図-6.7 エンジン停止時のシーケンス制御

ログラムの修正や各設定値の調整を行った。以下、船上における制御シーケンスの動作確認並びに実運航開始直後に得られた排熱回収システムの性能特性を紹介する。

6.3.1 運転開始・停止シーケンスの動作確認

図-6.6 は、約 310℃の排ガスによってヒータ

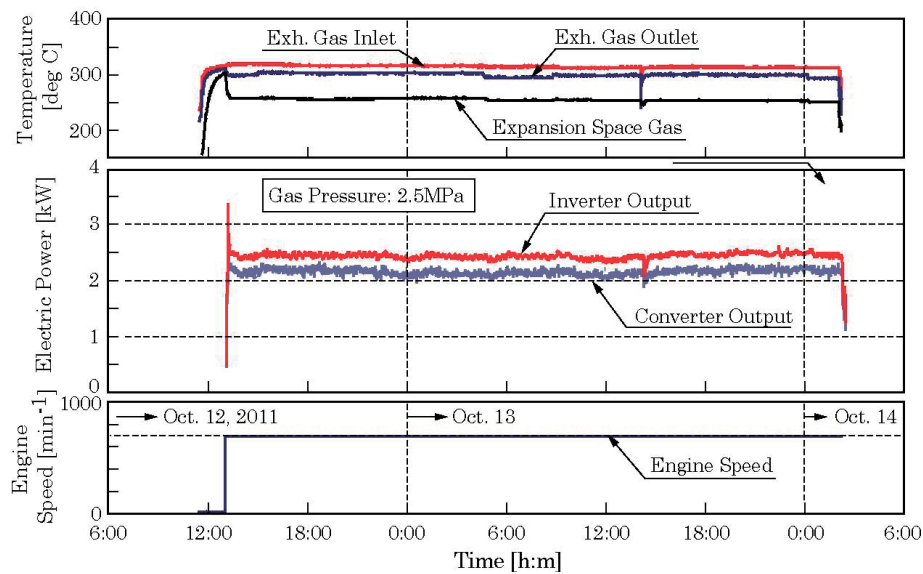


図-6.8 電気推進船搭載直後のログデータ

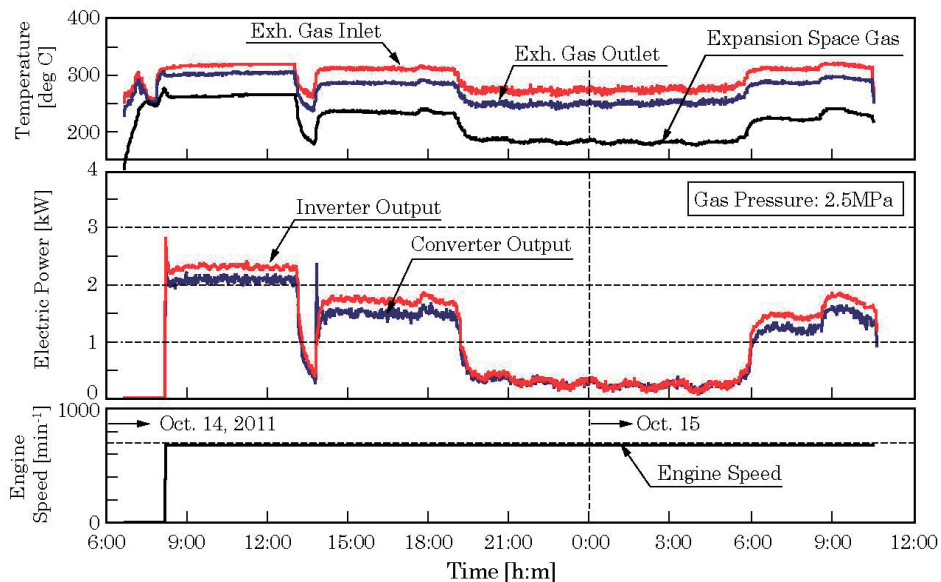


図-6.9 荷役・停泊中にスターリングエンジンを運転したときのログデータ

管が十分に暖められた状態で、スターリングエンジンを起動したときの時系列データである。モータリング時の設定回転数を 400 min^{-1} 、発電運転時の設定回転数を 600 min^{-1} としている。これより、モータリング時に約 5 kW の負の電力、最大 30 A 程度のインバータ電流を生じた後、スターリングエンジンは発電運転を始め、約 3 kW の発電出力で系統連系運転が行われていることがわかる。

図-6.7 は、発電モードで運転している状態から、自動運転 OFF のスイッチを押してスターリングエンジンを停止させたときの時系列データである。均圧バルブを開くことで、約 3 kW の負の電力、最大 25 A 程度のインバータ電流を生じながら、約 15 秒後にスターリングエンジンは停止

している。この際、エンジンが確実に停止したことを確認するため、PLC はロータリエンコーダの信号とインバータによる零速度信号の両方を監視している。なお、連系電源を喪失させる等、様々な異常停止条件を与えた場合でも、停止シーケンスが適切に機能することを確認している。

図-6.6 及び図-6.7 からわかるように、運転開始や停止のシーケンスは概ね意図した通りに機能している。しかし、運転開始・停止時のインバータ電流は通常の発電運転時の電流よりもかなり大きく、インバータや使用機器の選定には十分に留意する必要がある。

6.3.2 排熱回収システムの性能特性

図-6.8 は、実運航開始後、津久見（大分）か

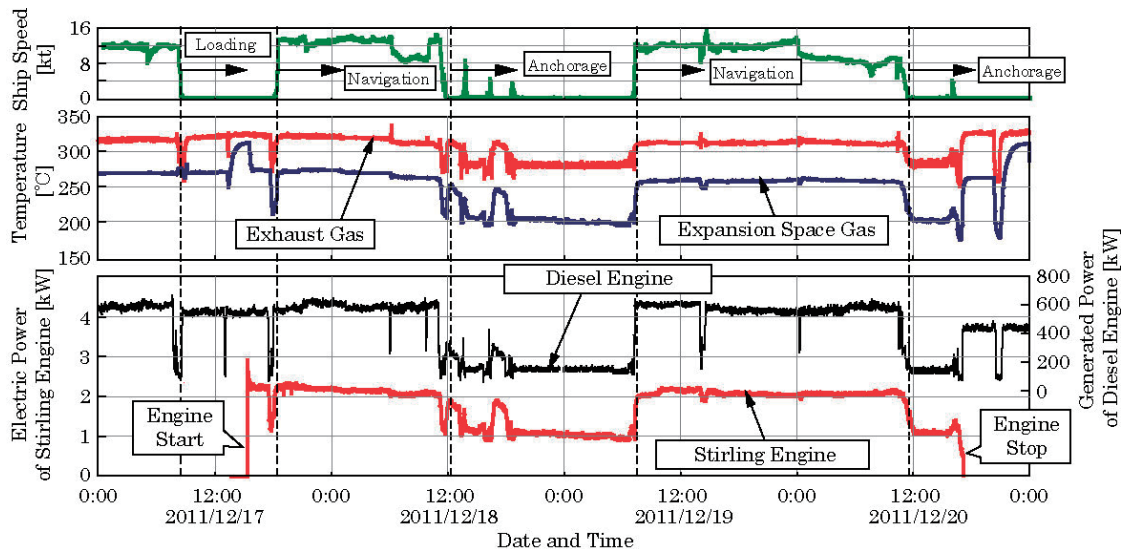


図-6.10 排熱回収システムのログデータ（73時間連続自動運転）

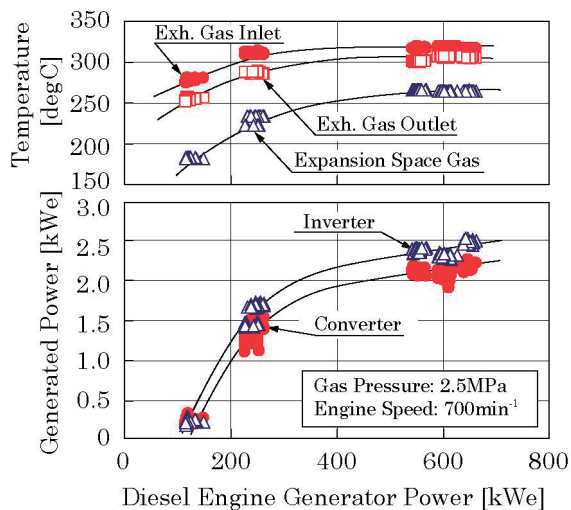


図-6.11 ディーゼル発電機の出に対する各温度と発電出力

ら東京までの航路中、37時間の連続運転を行ったときのログデータである。ディーゼル発電機の出力は650 kW程度、排ガス温度は310℃程度であり、スターリングエンジンは約2.5 kWの発電出力で安定して運転を続けていることがわかる。

図-6.9は、船舶が着岸し、荷役・停泊中にスターリングエンジンを運転したときのログデータである。このとき、ディーゼル発電機の出力は600～120 kWの範囲で大きく変動している。スターリングエンジンの設定回転数を700 min⁻¹一定としているため回転数の変化はほとんどないが、発電出力は排ガス温度や排ガス流量に応じて大きく変化していることがわかる。

図-6.10は、実運航開始後に収集したログデータの一例であり、運航時及び停泊・荷役時に73時間の連続運転を行っていることがわかる¹⁰⁾。

図-6.11は、これらの結果から、スターリングエンジンが概ね定常状態で運転しているときのディーゼル発電機の出に対する各温度と発電出力をまとめたものである。これより、ディーゼル発電機の出が低い場合、膨張空間ガス温度及び発電出力が大きく低下していることがわかる。これは、回転数を700 min⁻¹一定として運転したため、排ガス熱量が少ない場合に膨張空間ガス温度が十分に高められなかったためであり、排ガスの状態に合わせて設定回転数を決める制御を行うことで、低負荷運転時により高い発電出力が得られるものと考えられる。

なお、上記の試験結果は、実運航開始直後の運転であったため、作動ガスの封入圧力を2.5 MPa程度としており、定格設計条件の3 MPaよりもやや低くしている。そのため、発電出力は目標の3 kWには至っていない。

6.4 船上試験結果のまとめ

本章では、排熱利用スターリングエンジンの制御システムの構成や船上での初期動作確認試験の結果について述べた。動作確認試験の結果、本排熱回収システムは概ね順調に機能することが確認できた。2011年10月に本排熱回収システムを電気推進船「鶴洋丸」に搭載し、2012年10月までの1年間の運転時間は1600時間程度、排熱回収によって得られた電気容量は約3300 kWhである。この間、温度センサや回転数センサに若干の不具合は確認されたものの、エンジンや制御システムに大きなトラブルはなく、概ね順調に運転を続けている。現在、耐久性能や信頼性を評価するためのデータ分析、操作やメンテナンスのためのマニュアルの整備等の作業を進めている。

一方、本排熱回収システムを船舶に搭載するにあたっては、スターリングエンジン本体の耐圧、発電機単体の基本性能及び制御プログラムを含めた制御盤並びに船舶搭載後の基本性能について、国土交通省海事局の船舶検査を受検している。現状のスターリングエンジンは3 kW程度の発電出力であり、船舶用排熱回収システムとして十分な出力レベルとは言い難いが、スターリングエンジンを用いた船舶用排熱回収システムの実用化への第一歩を踏み出したものと考えている。

7. あとがき

本報告書では、2008年から実施した海上技術安全研究所内の先導研究「電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジンに関する研究」の研究成果及び2010年から(独)鉄道建設・運輸設備整備支援機構 高度船舶技術実用化助成を受けて、電気推進船に用いる排熱回収システムを開発し、そのシステムを電気推進船「鶴洋丸」に搭載した結果について述べた。

排熱利用スターリングエンジンは、将来活躍し得る省エネ・環境技術の一つとして有望であると考えている。また、スターリングエンジンに限らず、今までは大気に放出していた排熱から電気エネルギーを回収する手法は、近い将来、広範囲に必要とされる省エネ技術であることは間違いない。現状の排熱利用スターリングエンジンは性能面やコスト面において十分な普及には達していないものの、安価で信頼性の高いシステムを完成させれば、エネルギー有効利用技術の一つとして広範囲で活躍するものと考えている。

謝 辞

本報告書に述べた電気推進船「鶴洋丸」に搭載した排熱利用スターリングエンジンは、株式会社eスターが(独)鉄道建設・運輸施設整備支援機構の高度船舶技術実用化助成を受けて、(独)海上技術安全研究所と東海運株式会社が共同で開発したものである。

また、実船での性能評価に多大なご協力をいただいた佐伯汽船株式会社殿並びに太平洋セメント株式会社殿、システム開発にご協力をいただいた株式会社安川電機殿及び渦潮電機株式会社殿、船舶搭載にご協力をいただいた共栄船渠株式会社殿及び株式会社渡辺造船所殿の関係各位に対し、深い感謝の意を表したい。

参考文献

- 1) 平田宏一ほか: 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、海上技術安全研究所報告、第8巻、第2号(2008)、pp.143-182
- 2) 平田宏一ほか: 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、鉄道・運輸機構、運輸分野における基礎的研究推進制度、平成19年度研究終了課題研究成果報告書(2008)、pp.Ⅱ-1-54
- 3) 平田宏一、仁木洋一、川田正國: 500W級排熱利用スターリングエンジンの耐久性能、日本機械学会第12回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集(2009)、pp.31-34
- 4) 平田宏一、仁木洋一、市川泰久: 排熱利用スターリングエンジンのシミュレーション開発、日本機械学会第13回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集(2010)、pp.73-76
- 5) 山下巖、平田宏一ほか、スターリングエンジンの設計、パワー社(2009)など。
- 6) 平田宏一: スターリングエンジンを用いた排熱回収装置、日本マリンエンジニアリング学会誌、Vol.45、No.3(2010)、pp.33-38
- 7) 赤澤輝行、坂本修、田原妙子、平田宏一、市川泰久、仁木洋一、飯田光利: 電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジンの開発～第1報 スターリングエンジンの製品化とエンジン設計～、日本機械学会第14回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集(2011)、pp.71-72
- 8) 市川泰久、平田宏一、仁木洋一、赤澤輝行、田原妙子、飯田光利: 電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジンの開発～第2報 陸上予備試験によるスターリングエンジンの性能特性～、日本機械学会第14回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集(2011)、pp.73-76
- 9) 平田宏一、市川泰久、仁木洋一、飯田光利、赤澤輝行、坂口論: 電気推進船に用いる排熱利用スターリングエンジンの開発～第3報 制御システムの開発と船舶搭載～、日本機械学会第14回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集(2011)、p.77-80
- 10) 平田宏一: スターリングエンジンを利用した排熱回収システム、技術総合誌オーム、オーム社、Vol.99、No.3(2012)、pp.40-44