船用機関の廃熱を利用した発電システムの性能解析*

西田 哲也** 大原 順一***
堀田 将史*** 中岡 勉***

Power System Performance Analysis Utilizing Waste Heat Energy from Marine Engines

By Tetsuya Nishida, Junichi Ohara, Masafumi Horita and Tsutomu Nakaoka

Performance analysis of a power system utilizing waste heat energy from marine engines was conducted with Trifluoroethanol (TFEA) as the working fluid. The power system performance analysis was carried out using two methods. One involved the evaluation of the Rankine cycle thermal efficiency, and the other is the objective function for inlet and outlet temperature difference of waste heat gas. In the latter method, the maximum net power was obtained by minimizing the heat transfer area of the heat exchangers. The minimum value of the objective function was about 4 m²/kW when the inlet temperature of waste heat gas was 450 degrees Celsius. The marine engine power output was obtained from a performance analysis of a power system utilizing waste heat energy.

1. はじめに

近年、産業界は、燃料油の高騰による燃料費の増大や化石燃料の使用による環境悪化への対応を迫られている。特に地球温暖化の原因とされるCO₂については、その排出削減や排出量の取引等を行う必要が出てきている。すなわち、燃料節減は直接・間接に経費削減に結びつき、産業界の国際競争力に直結するものとなっている。したがって、我が国の産業界は、種々の省エネルギー技術を導入して、大幅な省エネルギー化を図る必要が出てきているといえよう。

船舶では、新しい船形の開発、省エネに適した主機の開発、省エネデバイスの開発、船用機関の排ガスからの熱回収等や船舶の運航方法等の省エネルギー化を行う技術が考えられている。これらの省エネ技術のうち、エンジンについて考えると、そもそも船用ディーゼルエンジンでは、特に大型船用2サイクルロングストローク機関などで、熱効率が50%を越すものもある¹⁾。すなわち、廃熱エネルギーは、船用ディーゼル機関の高効率化や高効率過給機の採用により減少している。また、冷却水温度は高温化が進んでいる。しかし、視点を変えるならば、このような高効率エンジンでも残り半分のエネルギーは、排気ガスや冷却海水に捨てられているとも言える。また、従来の廃熱を利用した発電システムで、作動流体に水を使用するシステムは、

エンジン自身の高効率化によって廃熱の温度レベルが低下していることから、設備投資に見合うに十分なエネルギーを回収することが難しくなっている²⁾。

しかし、既述の通り、船用機関において、廃熱として捨てられるエネルギー量は、供給熱量の約半分であり、低温、つまり熱機関にとっては低質の熱源ではあるものの、決して無視し得ない量である。この大量の低質な熱エネルギーを省エネルギー化のために利用するために、種々の熱回収システムが考えられ、検討がなされているとともに、一部の船舶では実用に供されている^{3), 4), 5), 6)}。例えば、作動流体としてだけでも、水、アンモニア、アンモニア/水およびフロン系冷媒等の利用があり得る。しかし、これら排熱回収システムは、システムの複雑化、大型化、あるいは高コスト化等、広く船舶で利用されるためには解決すべき問題を有している。例えば、熱交換器の重量や備え付け面積は、スートファイア防止の観点からの低い伝熱面積密度、あるいは低温の船用エンジンからの排熱回収といった条件故に、廃熱回収量に比し大きくなり、広く船舶に適用可能とするためには、コンパクト化が必要となってきた。

著者らの従来の研究⁷⁾では、船用機関の排気ガスや冷却水に捨てられる熱エネルギーを有効利用するシステムの解析において、発電端出力を定め、それに必要な廃熱量を算出して、船用機関の出力を見積るとともに、熱交換器に必要な伝熱面積を熱交換器の大きさの指標として解析を行ってきた。

*原稿受付 平成22年 9月16日。

**正会員 独立行政法人 水産大学校 (下関市永田本町2-7-1)。

***独立行政法人 水産大学校 (下関市永田本町2-7-1)。

本研究では、大量の低質な熱エネルギーを利用した廃熱回収システムを考え、同システムが広く船舶で活用可能とするための検討を行った。一般に、船用廃熱回収システムは多くの場合2ストローク大形主機を対象としている。しかし、同エンジンの熱効率は高く、したがって排ガス温度も低くなっている。廃熱による省エネを追求する場合、船用補機もその対象として検討すべきであるが、同エンジンからの廃熱回収を対象とした研究はほとんどなされていない。そこで、本研究では船用補機を対象とした廃熱回収システムの性能解析を行った。特に、解析では船内という限られたスペースに設置可能な発電システムの検討を行うため熱交換器の大きさ等も検討の指標とした。

具体的には、現在運航されている船用機関（補機相当）の廃熱量を調べ、この廃熱に対する熱エネルギーの有効利用を考えて、この省エネルギーシステムの性能について、以下の2つの解析を行った。

- ・廃熱エネルギーの熱量に対するサイクルの熱効率、交換熱量と発生する仕事を明らかにした。
- ・発電システムの大きさを評価するため、熱交換器の総伝熱面積と正味出力の比の評価関数を使用する方法により最適設計を行った⁷⁾。

解析の結果、この省エネルギーシステムの省エネルギー性能の指標となる発電端出力とシステムの全体の大きさを見積もる際に必要なポンプ動力、熱交換器の伝熱面積が得られた。

記 号

- A

:

伝熱面積

[m²]
- h

:

比エンタルピー

[kJ/kg]
- k

:

熱伝導率

[kW/(m・K)]
- ΔL

:

プレート伝熱面の幅

[m]
- m

:

質量流量

[kg/h]
- P

:

出力

[kW]
- Q

:

熱流量

[kW]
- s

:

比エントロピー

[kJ/(kg・K)]
- T

:

温度

[℃]
- U

:

熱通過係数

[kW/(m²・K)]
- v

:

流速

[m/s]
- W

:

仕事

[kW]
- ΔX

:

プレート伝熱面の長さ

[m]
- ΔY

:

プレート伝熱面の間隔

[m]
- γ

:

評価関数

[m²/kW]
- δ

:

プレート伝熱面の厚さ

[m]
- η

:

効率

[-]

添 字

- C
- :
- 凝縮器

表 1 船用機関の出力と排気ガス量の状況の一例

Type	6N18AL-EV	6N21AL-UV	6N280L-GV	6N330L-EV	8N330L-EV
Rated power (kW)	660	800	1728	2354	3089
Rated speed (rpm)	900	900	720	720	720
Flow rate of exhaust gas (Nm ³ /h)	3780	4590	10630	14000	18660
Temperature of exhaust gas (℃)	430	375	420	400	400
Heat flow rate of cooling water (J/h) × 10 ⁶	560	683	2418	3328	4369
Inlet temperature of cooling water (℃)	80	80	75	75	75
Outlet temperature of cooling water (℃)	85	85	84	84	84

- CS
- :
- 海水
- E
- :
- 蒸発器
- ENG
- :
- エンジン
- g
- :
- ガス
- G
- :
- 発電機
- I
- :
- 入口
- min
- :
- 最小
- N
- :
- 正味
- O
- :
- 出口
- R
- :
- ランキン
- T
- :
- タービン
- V
- :
- 蒸気
- W
- :
- 壁面
- WF
- :
- 作動流体

2. 船用機関の廃熱の現状について

表 1 に、船用機関の出力と排気ガス量の状況の一例を示す。船用機関の定格出力は、660～3,089kW 範囲である。この範囲での排気ガス温度はT/C 出口で、約 375～430℃、排気ガス量は約 3,780～18,660 Nm³/h である。計算は、この範囲について行った。

3. 船用機関の廃熱エネルギーについて

図 1 に、船用機関の廃熱エネルギーの一例を示す⁸⁾。図 1 より、供給熱量に対して軸出力 41.6%，残りの

図 1 船用機関の廃熱エネルギーの一例

58.4%はエネルギー損失となっている。エネルギー損失の内27.0%は排気損失, 17.3%は冷却水損失である。ここで, 排気損失は, 過給機で仕事を行った後, 煙突から排出される廃熱エネルギーである。また, 冷却水損失は, 清水により機関のシリンダライナーやシリンダヘッドを冷却した後, 冷却水用熱交換器により熱交換し, 海水中に捨てられる廃熱エネルギーである。

本研究は, このエネルギー損失の内の排気損失を熱源として, この廃熱を利用した発電システムの大きさと発電量を見積もる。

4. 作動流体について

現在, 低温度, 低温度差の発電システムの作動流体については, 自然冷媒 (水, アンモニア, プロパン等) やフロン系冷媒等が検討されている。ここでは, 作動流体には環境に優しい冷媒 TFEA ($C_2H_2F_3O$) を用いた⁹⁾。

計算に使用する物性値は, 熱力学的な飽和圧力, 定圧比熱, 比エンタルピー, 比エントロピー, 密度, 蒸発潜熱と輸送性質の粘性係数, 熱伝導率, 表面張力, 動粘性係数である。また, これらの物性値は, 最小二乗法により近似式を作成して使用した。

5. 廃熱を利用した発電システムについて

図2に, 船用機関の廃熱を利用した発電システムを示す。この廃熱を利用した発電システムは, ランキンサイクルである。高熱源側に, プレート式蒸発器があり, ここで, 船用機関の排気ガスにより作動流体を蒸発させる。低熱源側は, 海水を利用する。また, 煙突の排気側には, スート捕集装置があり, そこを通った排気ガスがプレート式蒸発器に入る。さらに, 排ガス規制の強化に伴う燃料油中の硫黄分削減等も含めて, 排ガス性状の問題は将来改善されることが期待できることも加味し, また, 熱交換器の小型化, 洗浄しやすさを考

図2 廃熱を利用した発電システム

えてプレート式熱交換器を使用した。

作動流体は, 作動流体ポンプでプレート式蒸発器へ送られる。ここで, 船用機関の排気ガスにより加熱されて蒸気となる。蒸気は, タービンに入り発電機を回し発電する。タービンを出た蒸気は, プレート式凝縮器で海水によって冷やされ液体となる。

発電した電力の一部は, この廃熱を利用した発電システムのポンプ動力として使用し, 残りが正味出力となる。また, この正味出力は, 船内の機器を運転する電力として使用する。

6. T-s 線図

図3に, この廃熱を利用した発電システムのT-s線図を示す。熱源の排気ガスは, 排気ガスの入口温度 T_{gI} から, 出口温度 T_{gO} に変化する。

また, 海水の入口温度 T_{CSI} は, 出口温度 T_{CSO} に変化する。図3中の番号は, 図2の番号と同様である。図中の番号1はタービン入口, 2はプレート式凝縮器入口, 3は作動流体ポンプ入口, 4はプレート式蒸発器入口である。

計算は, 以下の仮定を用いて行った。(1) タービン入口は飽和蒸気とする。(2) タービンでの膨張過程では, 等エントロピー変化とする。(3) プレート式凝縮器の出口は飽和液とする。(4) 作動流体ポンプの圧縮過程では, 等エントロピー変化とする。

7. 限られた廃熱エネルギーの検討について

廃熱を利用した発電システムは, 大別するとシステムの熱効率, 交換熱量, 発生する仕事といった量で評価されるのが一般的である。あるいは, これらの量と例えばシステムの導入・運転時コストを組み合わせた評価関数の値で評価される。ここで, 評価関数の構成は目的に応じて変わり得る。すなわち任意であることに

図3 T-s 線図

注意されたい。本研究では、熱効率を評価指標とした場合と、評価関数に基づき評価した場合の2つについて検討を行った。

評価関数の設定においては、熱効率、交換熱量、発生する仕事といった量とともに、実用の観点からシステムの大きさを含めることとした。これは、「システムの大きさ」が実機導入における重要な拘束条件であることによるからである。

以下、2つの方法について示す。

7. 1 ランキンサイクルの熱効率の検討 この廃熱を利用した発電システムのランキンサイクルの熱効率 η_R は、次式で定義される。

$$\eta_R = (Q_E - Q_C) / Q_E = 1 - Q_C / Q_E \\ = 1 - \{(h_2 - h_3) / (h_1 - h_4)\} \quad (1)$$

ここで、 Q_E はプレート式蒸発器の交換熱量、 Q_C はプレート式凝縮器の交換熱量である。 h_1 , h_2 , h_3 , h_4 は、タービン入口(状態点1(図3中の番号))、タービン出口(状態点2)、プレート式凝縮器出口(状態点3)とプレート式蒸発器入口(状態点4)のエンタルピーである。

以下、簡単に、プレート式蒸発器、凝縮器の交換熱量の算出方法について示す。

プレート式蒸発器の交換熱量 Q_E は、1) 熱源の排気ガスの交換熱量 Q_g , 2) 排気ガスからプレート伝熱面への交換熱量 Q_{hp} , 3) プレート伝熱面を通過する交換熱量 Q_{pw} , 4) プレート伝熱面より作動流体への交換熱量 Q_b , 5) 作動流体の交換熱量 Q_t の順で計算し、各交換熱量が等しくなるようにする。

前述の4)の交換熱量 Q_b を算出するのに必要な沸騰熱伝達係数は、西川・山果ら¹⁰⁾のプール沸騰熱伝達の式を用いた。また、2)の交換熱量 Q_{hp} を算出するのに必要な排気ガスの熱伝達係数は、平板の強制対流熱伝達係数の式を用いた¹¹⁾。

次に、プレート式凝縮器の交換熱量 Q_C は、1) 作動流体から伝熱面への交換熱量 Q_{wp} , 2) プレート伝熱面を通過する交換熱量 Q_{pw} , 3) プレート伝熱面からの海水への交換熱量 Q_{cs} , 4) 冷却水の交換熱量 Q_{ct} の順に計算し、各交換熱量が等しくなるようにする。

前述の1)の交換熱量 Q_{wp} を算出するのに必要な凝縮熱伝達係数は、フルーテッド面上の経験式を用いた¹²⁾。また、3)の交換熱量 Q_{cs} を算出するために必要な冷却する海水の熱伝達係数は、文献[13]の経験式を用いた。

7. 2 評価関数の検討 船用機関の廃熱を利用した発電システムの評価は、従来と同様に¹⁴⁾ 据付コスト(熱交換器の総伝熱面積)と正味出力に着目して、

表2 計算条件

Working fluid		TFEA (C ₂ H ₅ F ₃ O)	
Inlet temperature of surface sea water	T _{CSI}	12.0	[°C]
Flow velocity of waste heat gas	V _g	20.0	[m/s]
Inlet temperature of gas	T _{gi}	300, 350, 400, 450	[°C]
Dimensions of Evaporator, Condenser			
Length of plate	ΔX	1.0	[m]
Width of plate	ΔL	0.5	[m]
Thickness of plate	δ	1.0	[mm]
Clearance of plate (waste heat gas side)	ΔY _g	5.0	[mm]
Clearance of plate (evaporating side)	ΔY _{WF}	5.0	[mm]
Clearance of plate (condensing side)	ΔY _C	5.0	[mm]
Clearance of plate (sea water side)	ΔY _{CS}	5.0	[mm]
Thermal conductivity of plate (titanium)	k _{pl}	17.17	[W/m·K]
Surface sea water pump efficiency	η _p	80.0	[%]
Working fluid pump efficiency	η _{WF}	75.0	[%]
Turbine efficiency	η _T	85.0	[%]
Generator efficiency	η _G	96.0	[%]

次式の評価関数 γ を用いた。

評価関数 γ :

$$\gamma = \text{熱交換器の総伝熱面積 } A_T / \text{正味出力 } P_N \\ = (A_E + A_C) / P_N \quad (\text{m}^2/\text{kW}) \quad (2)$$

ここで、 A_E , A_C は、プレート式蒸発器、凝縮器の伝熱面積、 P_N は正味出力である。

計算は、与えられた条件において、評価関数 γ が最小となる点を、この廃熱を利用した発電システムの最適値とした。

8. 計算条件と方法

式(2)の評価関数 γ を支配する諸設計因子には、設計条件因子、状態変数、稼働変数と配管変数が考えられる。このような変数の中で、工作上の制約や理論的計算によって決められるものは変数から外し入力データとすると、評価関数は、次式となる。

$$\gamma = f(T_E, T_C, v_{CSI}) \quad (3)$$

ここで、 T_E , T_C は、蒸発、凝縮温度、 v_{CSI} は海水入口流速である。

式(3)の3個の独立変数を変化させて、 γ の値が最小になるように求めた。ここでは、従来と同様な方法で最適計算を行った。

表2は、計算条件を示す。作動流体はTFEAを使用した。船用機関の廃熱の条件は、表1の船用機関の一例(8N330L-EV)を参考にして、排気ガス入口温度 T_{gi} は300, 350, 400, 450°C、排気ガス流速 v_g は19.2m/sで一定と仮定した。また、船用機関の熱交換器の海水の温度変化を考えて、海水入口温度 T_{CSI} は10.0, 24.0, 32.0°Cに変化させた。

また、プレート式蒸発器、凝縮器のプレート伝熱面の長さ ΔX は1.0 m、幅 ΔL は0.5 m、プレート式蒸発器のガス側、作動流体側とプレート式凝縮器の作動流体側、海水側のプレート伝熱面の間隔 ΔY は、それぞれ、5mmとした。また、海水、作動流体ポンプ効率 η_{CS} 、 η_{WF} は、それぞれ、80、75%とした。また、タービン効率、発電機効率 η_T 、 η_G は、それぞれ、85、96%とした。

プレート式蒸発器、凝縮器のプレート材質は、それぞれ、チタニウム $\{k_w=17.17 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})\}$ を用いた。また、海水の物性値は、文献 [15]を使用した。

図4に、計算のフローチャートを示す。

計算は、 T_{gl} 、 m_g 、 v_g 、 ρ_g 、 T_{CSI} 、 T_{CSO} を与える。次に、各効率と各熱交換器の長さ、幅、伝熱面の間隔と厚さを与える。次に、初期値として T_E 、 T_C 、 v_{CSI} を与える。次に、排気ガスの熱量 Q_g を計算し、蒸発温度 T_E を計算する。次に、作動流体の質量流量 m_{WF} を計算する。そして、プレート式蒸発器の伝熱面積 A_E 、プレート式凝縮器の伝熱面積 A_C を計算して、総伝熱面積 A_T を計算する。次に、サイクルの熱効率 η を計算し、各圧力損失 ΔP を計算し、作動流体ポンプ動力 P_{WF} 、海水ポンプ動力 P_{CS} を計算する。次に、発電端出力 P_G を計算し、そして、正味出力 P_N を計算する。次に、評価関数 γ を求める。

9. 計算結果と考察

9. 1 排気ガスの出入口温度差($T_{gl} - T_{g0}$)とサイクルの熱効率、交換熱量、発生する仕事について

図5(a)～(c)に、排気ガスの出入口温度差とサイクルの熱効率、交換熱量、発生する仕事の関係について示す。排気ガス・海水の流量をそれぞれ24,000 kg/h, 72,000 kg/h、排気ガス入口温度は350℃、海水入口温度は12℃、プレート式凝縮器の伝熱性能 $(UA)_C = Q_C / (\Delta T_m)_C$ は40 kW/Kで一定とした。また、排気ガスの出入口温度差 $(T_{gl} - T_{g0})$ は10～110℃の範囲である。プレート式蒸発器、凝縮器の伝熱性能が有限の場合について示す。すなわち、プレート式蒸発器の伝熱性能 $(UA)_E = Q_E / (\Delta T_m)_E$ を1, 2, 3 kW/Kに変化させた。

図5(a)～(c)より、サイクルの熱効率は、排気ガスの出入口温度差の増加によって単調に低下する。交換熱量は単調に増加する。その結果、発生する仕事は上に凸の曲線となり最大値がある。この廃熱を利用する発電システムでは、ある限られた熱源流量に対して、最大の仕事を得ようとする、図のような最大値が存在することが重要な特性となる。

サイクルの熱効率は、熱源熱量、タービンの仕事と作動流体ポンプ仕事に関係している。そのために、以下、タービンの熱落差についてのみ示す。

9. 2 排気ガスの出入口温度差($T_{gl} - T_{g0}$)とタービンの熱落差について

図6に、排気ガスの出入口

図4 計算のフローチャート

図 5 排気ガスの出入口温度差とサイクルの熱効率，交換熱量，発生する仕事の関係

図 6 排気ガスの出入口温度差とタービンの熱落差の関係

温度差 ($T_{gI} - T_{gO}$) とタービンの熱落差の関係を示す。図より，排気ガスの出入口温度差 ($T_{gI} - T_{gO}$) が増加すると，タービンの熱落差は減少する。これは，排気ガスの出入口温度差 ($T_{gI} - T_{gO}$) が大きくなると，蒸発温度 T_E が小さくなり，タービンの入口のエンタルピー h_1 が小さくなるためである。

このために，排気ガス出入口温度差の増加によって，サイクルの熱効率は単調に低下する。また，交換熱量

図 7 最小評価関数 $\gamma_{\min}$ と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gI} - T_{gO}$) の関係

は単調に増加すると考えられる。

9. 3 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) と最小評価関数 γ_{min} について 図7 (a) ~ (d) に、最小評価関数 γ_{min} と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) との関係を示す。図7の (a), (b), (c) および (d) は、それぞれ排気ガスの入口温度 T_{gl} が 300, 350, 400, 450 °C の場合である。

図7 (a) ~ (d) より、最小評価関数 γ_{min} の値は排気ガスの入口温度が高くなると小さくなる。このとき、排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) は大きくなる。排気ガスの入口温度 T_{gl} が 350 °C の時、最小評価関数 γ_{min} の値は、排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) が約 37 °C、排気ガスの入口温度 T_{gl} が 450 °C の時、排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) が約 47 °C となる。排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) は、約 10 °C の差がある。

また、排気ガスの入口温度 T_{gl} が 350 °C の時、最小評価関数 γ_{min} の値は約 4.8 m²/kW、排気ガスの入口温度 T_{gl} が 450 °C の時、最小評価関数 γ_{min} の値は約 4 m²/kW となる。評価関数 γ_{min} の値は、約 17 % の差がある。このように、排気ガスの入口温度が 100 °C 高くなると、最小評価関数 γ_{min} の値は約 0.8 m²/kW 小さくなる。

図7 (a) ~ (d) より、この廃熱を利用した発電システムのサイクルの熱効率から、発生する仕事 W は、熱効率と交換熱量を掛け合わせた割合で大きくなり最大値が存在する。この廃熱を利用した発電システムの場合、発生する仕事の最大値は、排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) が約 30 ~ 48 °C の範囲にある。

また、排気ガスの入口温度 T_{gl} が 450 °C の場合、サイクルの熱効率は、排気ガスの出入口温度差が約 20 ~ 60 °C の範囲で、18 ~ 40 % となる。

このことは、第 3 節で述べたエネルギー損失の内 27 % は排気損失となっているので、この内の 18 ~ 40 % が有効に利用され、機関出力全体の約 5 ~ 11 % が利用されると考えられる。

また、図7 (a) ~ (d) より、発生する仕事と評価関数の極値は、排気ガスの出入口温度差が同様な値のところにある。これは、ポンプ動力を計算する時に圧力損失が必要であるが、本研究の場合、圧力損失が小さくなっているために、発生する仕事と評価関数の極値は近い値となっている。しかし、圧力損失が大きくなった場合では、この極値に差が生じるものと考えられる。

以上、このことは、船舶のように限られた熱源やスペースの場合には、詳細な検討が必要である。

9. 4 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) と正

図8 正味出力 P_N 、各ポンプ動力 P_{CS} 、 P_{WF} と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) の関係

図9 プレート式熱交換器の伝熱面積と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) の関係

味出力, 各ポンプ動力について 図8 (a) ~ (d) に, 正味出力, 各ポンプ動力と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) との関係について示す. 図8 (a) ~ (d) は, それぞれ排気ガスの入口温度 T_{gi} が 300, 350, 400, 450 °C の場合である.

図8 (a) ~ (d) より, 正味出力 P_N の最大値は, 排気ガスの入口温度が大きくなると高くなる. また, その最大出力値に対応する排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) も大きくなる. 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 350 °C の時, 正味出力 P_N の最大値は, 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) が約 35 °C, 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 450 °C の時, 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) は, 約 45 °C となる. 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) は, 約 10 °C の差がある.

排気ガスの入口温度 T_{gi} が 350 °C の時, 正味出力 P_N の最大値は約 24 kW, 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 450 °C の時, 正味出力 P_N の最大値は約 33 kW となる. 比較すると, 正味出力 P_N は, 約 27 % の差がある. このように, 排気ガスの入口温度が100 °C 高くなると, 正味出力 P_N が約 11 kW 大きくなる.

以上, このことから, 船用機関の排気ガスの入口温度が出来る限り高い温度の使用が望ましいことと排気ガスの流量が多い方が望まれる.

9. 5 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) とプレート式熱交換器の総伝熱面積, 蒸発器伝熱面積, 凝縮器伝熱面積の関係について 図9 に, プレート式熱交換器の総伝熱面積 A_T , 蒸発器伝熱面積 A_E , 凝縮器伝熱面積 A_C と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) の関係を示す. 図9より, 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) が増加すると, プレート式凝縮器の伝熱面積 A_C は増加する. また, 廃熱を利用した発電システムの蒸発器 (プレート式蒸発器) の伝熱面積 A_E は一定である. その結果, 熱交換器の総伝熱面積 A_T は単調に増加する.

このことから, 評価関数 γ は, 熱交換器の総伝熱面積 A_T が増加すると大きくなる. したがって, この熱交換器の総伝熱面積 A_T は, 最小評価関数 $\gamma_{\min}$ の凹の曲線と関係ないと考えられる.

10. まとめ

本研究は, 船用機関の廃熱エネルギーを調べて, この廃熱に対する熱エネルギーの有効利用を考えた. 船用機関の廃熱に対して, このシステムの必要な船内動力を算出し, システム全体の大きさを見積もる際に必要なポンプ動力, 伝熱面積を見積った. 以下の結果を得た.

1) サイクルの熱効率は, 排気ガスの出入口温度差の増加によって単調に低下する. また, 交換熱量は

単調に増加する. その結果, 発生する仕事は上に凸の曲線となり最大値がある.

- 2) 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) が増加すると, タービンの熱落差は減少する.
- 3) 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 350 °C の時, 最小評価関数 $\gamma_{\min}$ の値は約 4.8 m²/kW, 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 450 °C の時, 最小評価関数 $\gamma_{\min}$ の値は約 4 m²/kW となった.
- 4) 発生する仕事の最大値は, 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) が約 30 ~ 48 °C の範囲にある. 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 450 °C の場合, サイクルの熱効率は, 排気ガスの出入口温度差が約 20 ~ 60 °C の範囲で, 18 ~ 40 % となった.
- 5) 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 350 °C の時, 正味出力 P_N の最大値は約 24 kW, 排気ガスの入口温度 T_{gi} が 450 °C の時, 正味出力 P_N の最大値は約 33 kW となった.
- 6) 排気ガスの出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) が増加すると, プレート式凝縮器の伝熱面積 A_C は増加する. プレート式蒸発器の伝熱面積 A_E は一定である. その結果, 熱交換器の総伝熱面積 A_T は単調に増加した.

謝 辞

おわりに, TFEAの物性値の技術資料は, 東ソー・エフテック株式会社, また, 船用機関の出力と排気ガス量の技術資料は, ヤンマー株式会社に提供して頂きました. ここに, 深く感謝の意を表します.

参考文献

- 1) 田中孝雄ほか1名, 日マリ学誌, No. 9 (平13-9), 193-206.
- 2) 成毛竹夫ほか1名, 造船技術, No. 7 (昭56-7), 172-176.
- 3) 田口昌之, 舶機誌, 9-5 (昭49-5), 33-43.
- 4) 音成卓哉ほか5名, 舶機誌, 14-7 (昭54-7), 24-33.
- 5) 大窪範夫, 舶機誌, 42-6 (平19-6), 947-952.
- 6) 志岐純平ほか2名, 日機講, 14 (平20-3), 439-440.
- 7) 西田哲也ほか4名, 水産工学, 45-1 (平20-7), 35-44.
- 8) 日本機械学会編, 機械工学便覧応用編B7 (内燃機関), B7-8, 1, (昭61).
- 9) 東ソー・エフテック株式会社, TFEA物性値, 私信.
- 10) 日本機械学会編, 伝熱工学資料改訂第2版 (昭41), 54-55.
- 11) 日本機械学会編, 伝熱工学資料第4版 (昭61), 46-47.
- 12) H. Uehara, T. Nakaoka and S. Nakashima, Int. J. Refrigeration, 8-1 (1985-1), 22-28.
- 13) 中岡 勉ほか1名, 日機講, No. 848-3 (昭59), 128-130.
- 14) 上原春男ほか1名, 機論, B50-453 (昭59-5), 1325-1333.
- 15) 日本海水学会編, 海水利用ハンドブック, 1 (1974).