

船用推進機関の排熱利用システムの研究

中岡 勉^{*1}, 西田 哲也^{*2}, 一瀬 純弥^{*2}
中島 大輔^{*3}, 植田 貴宏^{*3}

Study of Ship-Discharged Thermal Energy Conversion system utilizing waste heat energy of marine engine

Tsutomu NAKAOKA^{*1}, Tetsuya NISHIDA^{*2}, Junya ICHINOSE^{*2}
Daisuke Nakashima^{*3} and Takahiro Ueda^{*3}

*National Fisheries University

2-7-1 Nagatahonmachi Simonoseki City, Yamaguchi 759-65, Japan

This paper is carried out performance analysis of the Ship-Discharged Thermal Energy Conversion (S-DTEC) utilizing waste heat energy of marine engine. Numerical results are shown for 100 kW of busbar power using an ammonia as working fluid. The objective function is obtained 2.82 m³/kW when the temperature difference of inlet of warm water and surface sea water is 45 °C and Rankine cycle efficiency is obtained about 5.7~13.4 % in the temperature difference of inlet of warm water and surface sea water range of 35.0~75.0 °C. The net power is obtained about 87 % of busbar power when warm inlet temperature of warm water is 65 °C and surface sea water temperature is 20 °C. The power of marine engine is estimated from the flow rate of exhaust gas required to the Ship-Discharged thermal Energy Conversion system.

Key Words : Ship, S-DTEC, Waste heat energy, Alternative energy, Ammonia

1. 緒 言

現在、船舶運航においては、経費に占める燃油経費の割合が高く、これをいかに抑えるかが効率的かつ安定的な経営の実現に向け極めて重要な課題であり、これまで様々な省エネルギー対策が検討されている¹⁾。

船舶の省エネルギー対策としては、船首バルブや船尾バルブの採用による船体形状の改善²⁾、電気推進システム・ポッド式推進装置の採用による推進システムの再構築³⁾、排熱回収技術の導入や風力や太陽光等の自然エネルギーを利用した発電等が考えられている。

これまで、燃油価格が最近まで低迷していたことから、積極的な開発はあまり行われていなかった。

しかし、最近の原油価格の高騰や環境問題の社会的な関心から、船用機関においても省エネルギー対策を推進する事が課題となる。

従来から、排熱回収技術は、船舶の省エネルギー対策として行われている。しかし、近年、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、冷却水温度の高温度化により、排熱エネルギーは減少し

ている。また、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%を超すエンジンもある⁴⁾。しかし、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る。また、従来の作動流体に水を使用するシステム⁵⁾は、エンジン自身の高効率化によって排熱の温度レベルは低下し、排熱エネルギーを利用する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。

しかし、船用機関において、排熱として捨てられるエネルギー量は、供給熱量(100%)に対して、44%と多量の利用可能なエネルギー量がある。

本研究は、船用推進機関の排熱利用システムについて、従来用いられているランキンサイクルを用いて、高熱源として、船用推進機関の排熱の利用可能なエネルギーと、低熱源に表層海水を用いるシステムを構築し、性能解析を行った。また、システムを構築するために必要な機関出力についても検討を行った。

このシステムの特徴として、作動流体に、自然冷媒であるNH₃を用いている事と、熱交換器には、高

¹⁾ 水産大学校水産学研究所(759-6595 下関市永田本町2-7-1)。

²⁾ 水産大学校海洋機械工学科(759-6595 下関市永田本町2-7-1)。

³⁾ 水産大学校練習船(759-6595 下関市永田本町2-7-1)。

い熱通過係数が得られるプレート式熱交換器を用いている事である。

2. 船用推進機関の排熱エネルギー

図1は、船用推進機関の排熱エネルギーの一例を示す⁶⁾。図1より、供給熱量に対して軸出力は41.6%、残りの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排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排熱エネルギーである。本研究は、この2つのエネルギー損失の有効利用を考える。

3. 船用推進機関の排熱利用システム(S-DTEC)

図2は、船用推進機関の排熱利用システムを示す。このシステムは、ランキンサイクルの構成機器と、高熱源側には排熱を利用するために、温水-冷却水熱交換器 A_{CW} と温水-排気ガス熱交換器 A_{WG} がある。

低熱源側は、表層海水を利用する。また、このシステムの作動流体は、 NH_3 を使用した。

作動流体は、作動流体循環ポンプでプレート式蒸発器へ送られ、ここで、船用推進機関の排気ガス及び冷却水と熱交換した温水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表層海水によって冷やされ液体となる。

発電された電力は、船内の電力として利用される。

4. 船用推進機関の排熱利用システムの評価

船用推進機関の排熱利用システムの評価は、従来の研究⁷⁾と同様に、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、次式の評価関数 γ を用いた。

$$\text{評価関数 } \gamma = \frac{\text{熱交換器の総伝熱面積 } A_T}{\text{正味出力 } P_N}$$

$$= (A_B + A_C + A_{CW} + A_{WG}) / P_N \quad (1)$$

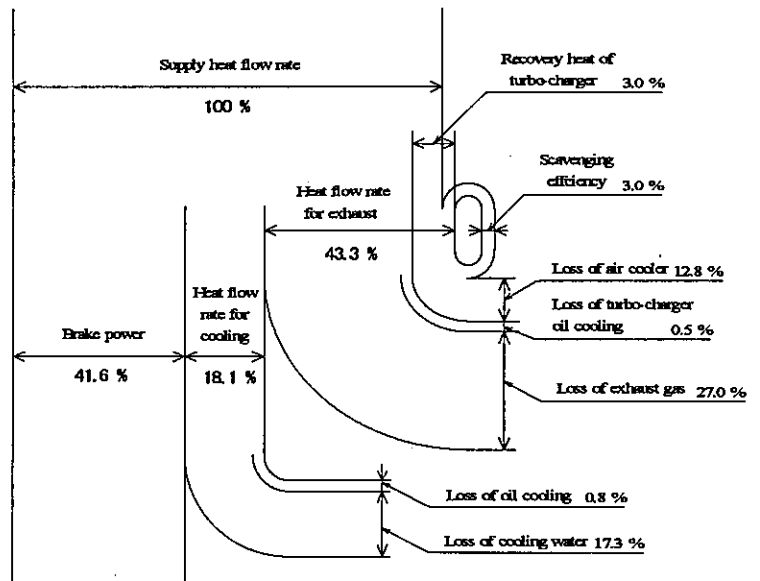


Fig.1 Waste heat energy of marine engine

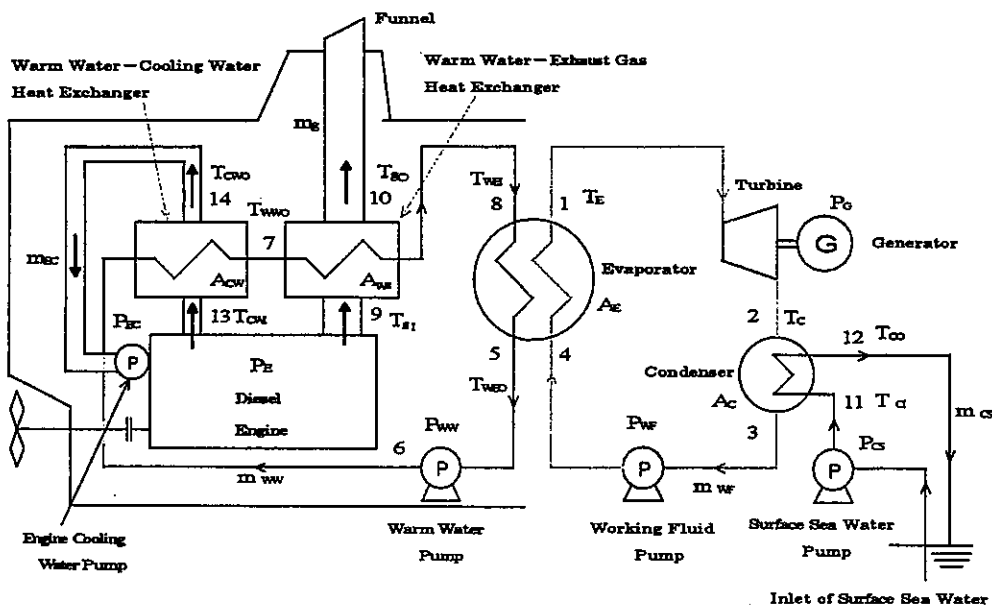


Fig.2 Ship-Discharged Thermal Energy Conversion system

ここで、 A_E 、 A_C 、 A_{CW} 、 A_{WG} は、プレート式蒸発器、凝縮器、温水-冷却水熱交換器、温水-排気ガス熱交換器の伝熱面積、 P_N は正味発電出力である。

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システムの最適値とする。最適な評価関数 γ を求める方法として、最急勾配法を用いた。

$$A_E = m_{WW} C_{PWW} (T_{WEI} - T_{WEO}) / \{U_E (\Delta T_m)_E\} \quad (8)$$

$$A_C = m_{CS} C_{PCS} (T_{CI} - T_{CO}) / \{U_C (\Delta T_m)_C\} \quad (9)$$

$$A_{CW} = m_{CW} C_{PCW} (T_{CWI} - T_{CWO}) / \{U_{CW} (\Delta T_m)_{CW}\} \quad (10)$$

$$A_{WG} = m_{WG} C_{PWG} (T_{WWO} - T_{WEI}) / \{U_{WG} (\Delta T_m)_{WG}\} \quad (11)$$

5. 基本式

ここでは、式(1)の変数の計算方法について、簡単に説明する。

5.1 正味出力

式(1)の正味出力 P_N は、次式より求める。

$$P_N = P_G - (P_{WW} + P_{CS} + P_{WF} + P_{EC}) \quad (2)$$

ここで、 P_G は発電端出力、 P_{WW} 、 P_{CS} 、 P_{WF} 、 P_{EC} は、それぞれ、温水、表層海水、作動流体及び機関冷却水ポンプ動力である。次式より求める。

$$P_G = m_F \eta_F \eta_G (h_1 - h_2) \quad (3)$$

$$P_{WW} = m_{WW} \Delta P_{WW} / \eta_{WW} \quad (4)$$

$$P_{CS} = m_{CS} \Delta P_C / \eta_{CS} \quad (5)$$

$$P_{WF} = m_F \Delta P_{WF} / \eta_{WF} \quad (6)$$

$$P_{EC} = m_{EC} \Delta P_{EC} / \eta_{WW} \quad (7)$$

ここで、 ΔP_{WW} は、高熱源側の温水の圧力損失である。この圧力損失は、プレート蒸発器、温水-冷却水熱交換器、温水-排気ガス熱交換器の圧力損失を加算したものである。 ΔP_C は、凝縮器内の圧力損失、 ΔP_{WF} は、作動流体側の圧力損失、 ΔP_{EC} は、機関側の温水-冷却水熱交換器の冷却水側の圧力損失を加算したものである。機関側の圧力損失は、 1.96×10^4 Paとした。

5.2 伝熱面積

式(1)の各熱交換器 A_E 、 A_C 、 A_{CW} 、 A_{WG} は、次式より求める。

ここで、 U_E 、 U_C 、 U_{CW} 、 U_{WG} は各熱交換器の熱通過係数、 $(\Delta T_m)_E$ 、 $(\Delta T_m)_C$ 、 $(\Delta T_m)_{CW}$ 、 $(\Delta T_m)_{WG}$ は対数平均温度差である。

以下、各熱交換器の伝熱面積を計算するために、熱通過係数が必要である。また、これを算出するために必要な熱伝達係数について、以下に示す。

5.2.1 プレート式蒸発器の熱伝達係数

a) 蒸発側

プレート式蒸発器の蒸発側の沸騰熱伝達係数は、次式に示す、西川ら⁹⁾の高熱流束域の核沸騰熱伝達の経験式を用いた。

$$\alpha_B = \alpha_H F_H (P/P_C) f_s^{45} q^{45} \quad (12)$$

ここで、

$$\alpha_H = 300 (P_C^{15}) / (M^{21} T_C^{29}) \quad (13)$$

$$F_H (P/P_C) = (P/P_C)^{0.23} [1.0 + 3.0 (P/P_C)^{20} + 8.0 (P/P_C)^{80}] \quad (14)$$

ここで、 P 、 P_C 、 f_s 、 q 、 M 、 T_C は、それぞれ、圧力、臨界圧力、起泡係数、熱流束、無次元定数、臨界温度である。ここで、 $f_s = 10$ とした。

b) 温水側

温水側の熱伝達係数は、プレート式熱交換器の実験で得られた、次式を用いた⁹⁾。

$$Nu_{WW} = 0.047 Re_{WW}^{0.8} Pr_{WW}^{1/3} \quad (15)$$

ここで、

$$Nu_{ww} = \alpha_{ww} (Deq)_{ww} / k_{ww} \quad (16)$$

$$Re_{ww} = v_{ww} (Deq)_{ww} / \nu_{ww} \quad (17)$$

$$Pr_{ww} = c_{pww} \mu_{ww} / k_{ww} \quad (18)$$

5.2.2 プレート凝縮器の熱伝達係数

a) 凝縮側

作動流体側の凝縮熱伝達係数は、上原ら¹⁰⁾のフルーテッド面上の経験式を用いた。

$$Nu_L = 1.77 B_o^{*0.1} (Gr_L Pr_L / H)^{1/4} \quad (19)$$

ここで、

$$Nu_L = \alpha_v l / k_v \quad (20)$$

$$B_o^* = B_o (p/l) (p/h) \quad (21)$$

$$B_o = g \rho_L p^2 / \sigma_L \quad (22)$$

$$Gr_L = (g l^3 / \nu_L^2) / (\rho_L - \rho_v) / \rho_L \quad (23)$$

$$Pr_L = c_{pL} \mu_L / k_L \quad (24)$$

$$H = c_{pL} (T_v - T_{wo}) / L \quad (25)$$

5.2.3 温水-排気ガス熱交換器の熱伝達係数

温水-排気ガス熱交換器の排気ガス側の熱伝達係数は、平板上の強制対流熱伝達の次式を用いた¹¹⁾。

$$Nu_g = 0.037 Re_g^{0.8} Pr_g^{2/3} \quad (26)$$

ここで、

$$Nu_g = \alpha_g (Deq)_g / k_g \quad (27)$$

$$Re_g = v_g (Deq)_g / \nu_g \quad (28)$$

$$Pr_g = c_{pg} \mu_g / k_g \quad (29)$$

また、表層海水側、温水-冷却水熱交換器の温水側と冷却水側、温水-排気ガス熱交換器の温水側の熱伝達係数は、前述した式(15)を用いた。

6. 計算条件と方法

発電端出力 P_G 、作動流体、各熱交換器の伝熱面積、温水入口温度 T_{wei} 、表層海水入口温度 T_{ci} が与えられると、評価関数 γ は、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C 、温水-冷却水熱交換器の冷却水入口温度 T_{cwi} 、各熱交換器 (蒸発器、凝縮器、温水-排気ガス熱交換器、温水-冷却水熱交換器) のプレート伝熱面の長さ ΔX 、幅 ΔL 、伝熱面の厚さ δ 、熱伝導率 k_w 、流路幅 ΔY 、温水ポンプ効率 η_{ww} 、表層海水ポンプ効率 η_{cs} 、作動流体ポンプ効率 η_{wf} 、タービン効率 η_T 、発電機効率 η_G 、温水流量 m_{ww} 、表層海水流量 m_{cs} 、作動流体流量 m_{wf} 、機関冷却水流量 m_{ec} 、排気ガス流量 m_g 、システムの配管損失 ΔP 、温水流速 v_{wei} 、表層海水流速 v_{ci} 等の関係となる。

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、次の変数となる。

$$\gamma = f(T_E, T_C, v_{wei}, v_{ci}) \quad (30)$$

式 (30) の 4 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。

図3は、計算の流れ図を示す。

計算は、 P_G 、 k_w 、 T_{wei} 、 T_{ci} 、 T_g 、 v_{cw} 、 v_g 、 d_{cs} を与えて、各効率と各熱交換器の長さ、幅、流路幅を与える。次に、初期値として T_E 、 T_C 、 v_{wei} 、 v_{ci} を与える。次に、プレート式凝縮器 A_c 、プレート式蒸発器 A_e 、温水-冷却水熱交換器 A_{cw} 、温水-排気ガス熱交換器 A_{wg} の総伝熱面積を計算する。次に、各圧力損失 ΔP を計算する。次に、作動流体ポンプ動力 P_{wf} 、冷却水ポンプ動力 P_{cs} 、温水ポンプ動力 P_{ww} 、機関冷却水ポンプ動力 P_{ec} を計算する。そして、正味出力 P_N を計算する。次に、 γ が最小となる値を求める。

最適な値を求める方法を、以下に簡単に示す。

まず、ある点での γ を計算する。次に他の変数は固定して、1 変数 (例えば T_E) を若干変化させた場合の γ_1 を計算する。これにより T_E に対する偏微係数 $(\gamma_1 - \gamma) / \Delta T_E$ を求める。そして、 T_E に対する新しい初期値として、任意の定数 δ_1 を乗じたものを歩み

Table 1 Design Conditions

Busber power	P_G	100.0	[kW]
Working fluid		NH_3	
Inlet temperature of warm water	T_{WEI}	65, 75, 85	[°C]
Inlet temperature of surface sea water	T_{CI}	10, 20, 30	[°C]
Flow velocity of exhaust gas	v_g	35.0	[m/s]
Inlet temperature of exhaust gas	T_g	350.0	[°C]
Inlet temperature of warm water · cooling water heat exchanger	T_{CWI}	70, 80, 90	[°C]
Dimensions of Evaporator, Condenser, Warm water · Cooling water heat exchanger, Warm water · Exhaust gas heat exchanger			
Length of plate	ΔX	2.0, 1.0	[m]
Width of plate	ΔL	1.0, 0.5	[m]
Thickness of plate	δ	1.0	[mm]
Clearance of plate in exhaust gas side	Δy_g	5.0	[mm]
Clearance of plate in working fluid side	Δy_{WF}	5.0	[mm]
Clearance of plate in surface sea water side	Δy_{cs}	5.0	[mm]
Thermal conductivity of plate (titanium)	k_w	17.17	[W/m·K]
Warm water pump efficiency	η_{ww}	80.0	[%]
Surface sea water pump efficiency	η_{cs}	80.0	[%]
Working fluid pump efficiency	η_{WF}	75.0	[%]
Engine cooling water pump efficiency	η_{EC}	80.0	[%]
Turbine efficiency	η_T	85.0	[%]
Generator efficiency	η_G	96.0	[%]

として、次のステップへ進む。同様に他の3つの変数 T_c , v_{WEI} , v_{CI} も行う。この新しい変数の組み合わせで γ を計算し、最小値を求める。

7. 計算結果と考察

表1に計算条件を示す。発電端出力は100 kW、作動流体は NH_3 、熱交換器にプレート式熱交換器を用いた。

船用推進機関の排熱の条件を考慮して、温水入口温度 T_{WEI} は、65.0、75.0、85.0 °C、また、表層海水の温度変化を考えて、表層海水入口温度 T_{CI} は、10.0、20.0、30.0 °C に変化させた。

入力値は、排気ガス流速 v_g は 35.0 m/s、排気ガス入口温度 T_g は 350 °C、温水-冷却水熱交換器冷却水入口温度 T_{CWI} は、70、80、90 °C と仮定した。これは、現在使用されている船用推進機関のデータを用いた¹²⁾。

また、プレート式蒸発器、凝縮器、温水-冷却水熱交換器、温水-排気ガス熱交換器の長さ ΔX は、それぞれ、2.0、2.0、1.0、2.0 m、また、幅 ΔL は、それぞれ、1.0、1.0、0.5、1.0 m とした。また、温水、表層海水、作動流体及び機関冷却水ポンプ効率 η は、それぞれ、0.80、0.80、0.75、0.85 とした。また、タービン、発電機効率は 0.85、0.96 とした。

熱交換器 (蒸発器、凝縮器、温水-排気ガス熱交換

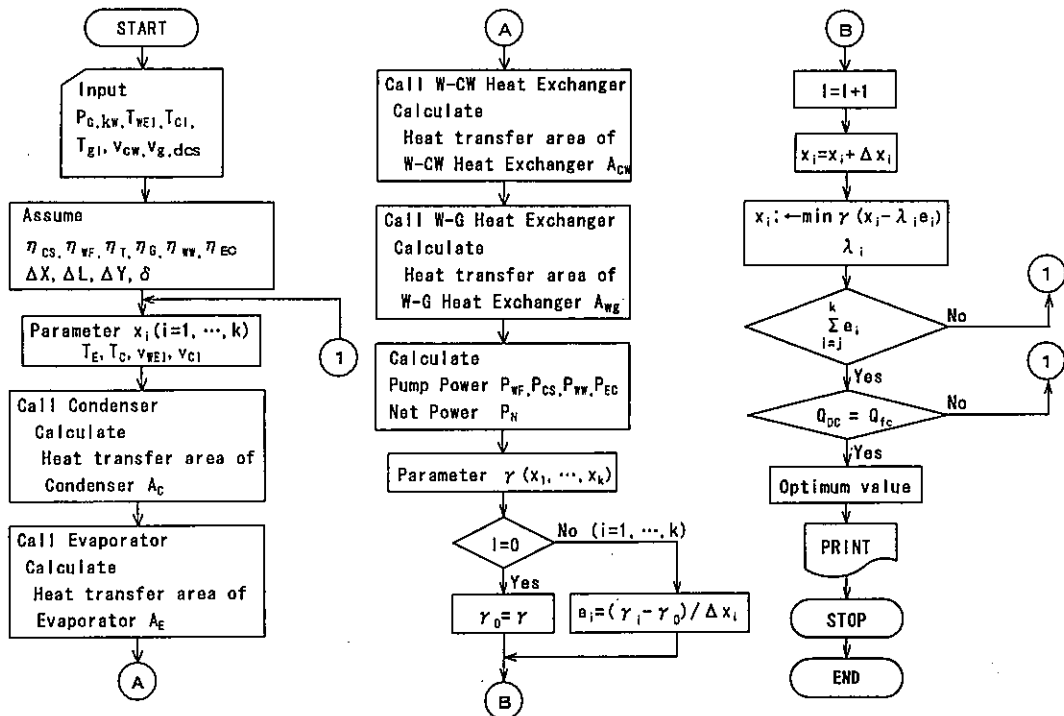


Fig.3 Calculated flowchart

器、温水-冷却水熱交換器)のプレート材質は、それぞれ、チタニウム ($k_w=17.17W/mK$) を用いた。

海水、アンモニアの物性値は、それぞれ、文献[13,14]を使用した。

付表1に、それぞれの条件下の計算結果を示す。

7.1 評価関数

図4は、最小評価関数と温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)との関係を示す。図4より、最小評価関数 γ_{min} は、温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)が大きくなると減少する。また、温水入口温度 T_{WEI} が65.0℃、表層海水入口温度 T_{CI} が20.0℃の場合、評価関数 γ は282 m^2/kW となる。すなわち、1 kW当たり、282 m^2 の総伝熱面積が必要となる。

図4より、最小評価関数 γ_{min} は、温水入口温度 T_{WEI} 、海水入口温度 T_{CI} のみの関数で、決まることわかった。

7.2 蒸発温度、凝縮温度

図5は、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C と温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)との関係を示す。図5より、温水入口温度 T_{WEI} が高くなると蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C ともに高くなる。また、表層海水入口温度 T_{CI} が低いほど、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C ともに低くなる。最小温度差の時、温水入口温度 $T_{WEI}=65.0℃$ 、表層海水入口温度 $T_{CI}=30.0℃$ の場合、蒸発温度 T_E は52.3℃、凝縮温度 T_C は34.6℃となる。また、最大温度差の時、温水入口温度 $T_{WEI}=85.0℃$ 、表層海水入口温度 $T_{CI}=100℃$ の場合、蒸発温度 T_E は69.3℃、凝縮温度 T_C は18.5℃となる。この蒸発温度 $T_E=69.3℃$ に対する飽和圧力は、約3.26 MPaになる。このため、プレート式蒸発器内の作動流体側の圧力は、プレート式熱交換器が耐え得る圧力に設計する必要がある。そのために、作動流体側は、溶接式プレート式熱交換器やブレードングタイプのプレート式熱交換器を使用する必要がある。

7.3 各流量

図6は、温水流量 m_{ww} 、表層海水流量 m_{cs} 、作動流体流量 m_{wf} 、機関冷却水流量 m_{ec} 、排気ガス流量 m_g と温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)との関係を示す。図6より、各流量共に、温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)が大きくなると減少する。

これは、温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)が大きくなると、各熱交換器の伝熱面積が小さくなるためである。

7.4 伝熱面積

図7は、プレート式蒸発器 A_E 、プレート式凝縮器 A_C 、温水-排気ガス熱交換器 A_{wg} 、温水-冷却水熱交換器 A_{cw} の伝熱面積と温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)との関係を示す。図7よりわかるように、温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)が大きくなると、必要な伝熱面積が減少する。これは、前述したように、温水と表層海水入口温度差($T_{WEI}-T_{CI}$)が大きくなると、各温水、作動流体、表層海水の流量が減少しているためである。また、温水-排気ガス熱交換器は、他の熱交換器に比べて熱通過係数が小さいため、必要な伝熱面積が大きくなる。

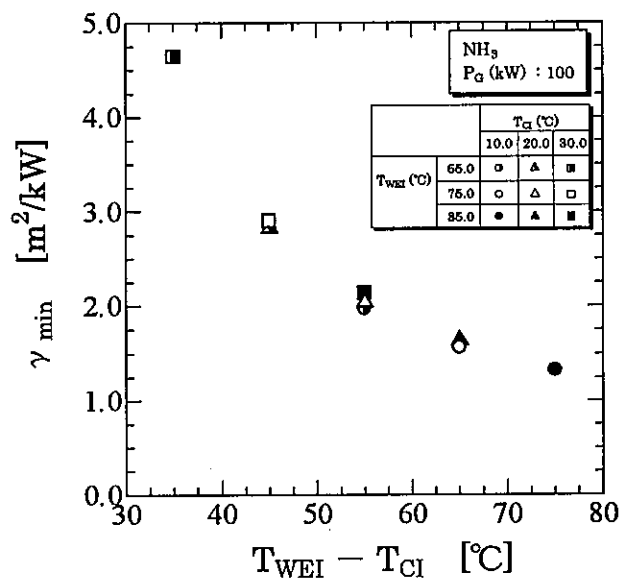


Fig4 Objective function

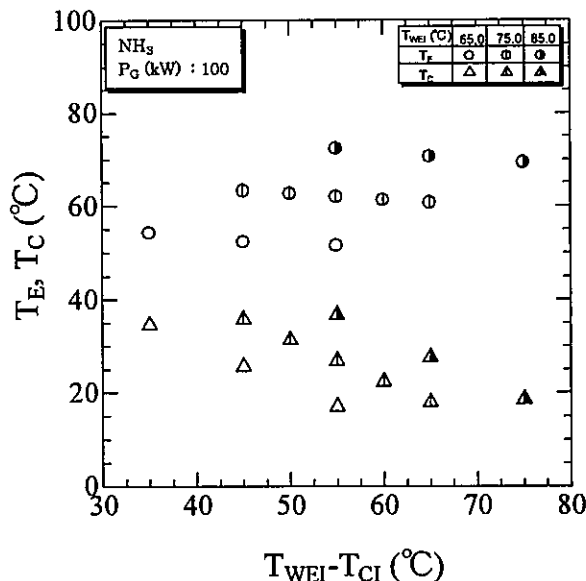


Fig5 Evaporating and Condensing Temperature

7.5 正味出力と各ポンプ動力

図8は、正味出力 P_N 、温水ポンプ動力 P_{WW} 、作動流体ポンプ動力 P_{WF} 、表層海水ポンプ動力 P_{CS} 及び機関冷却水ポンプ P_{EC} と温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) との関係を示す。図8よりわかるように、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が大きくなると、各ポンプ動力は減少する。そのために、正味出力 P_N は増加する。また、従来の海洋温度差発電システムに比べ、作動流体ポンプ動力 P_{WF} のポンプ動力が大きくなる。これは、作動流体の飽和圧力が高いために、蒸発圧力と凝縮圧力の差が大きくなり、作動流体側の圧力損失が大きくなるためと考えられる。

この計算範囲の場合、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が 35.0~75.0 °C の範囲では、正味出力は、発電端出力の約 84~91% が得られる。

このことは、船用推進機関出力が小型の場合でも、十分な正味出力が得られるため、SDTEC システムの経済性があると考えられる。

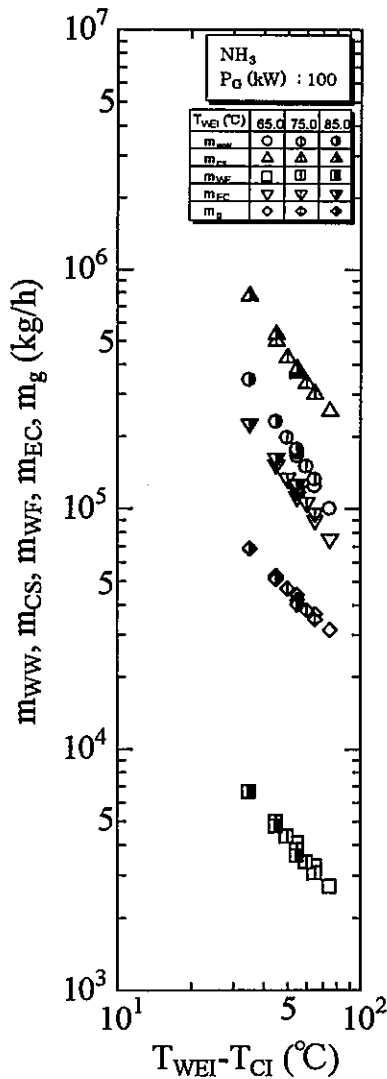


Fig.6 Mass flow rate

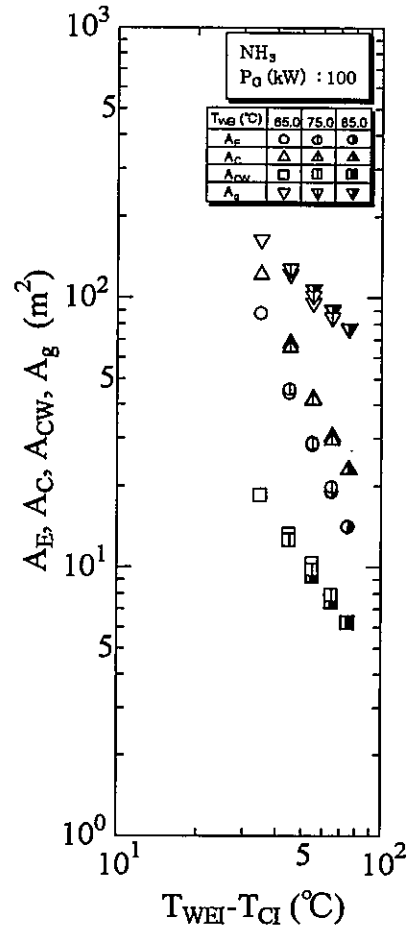


Fig.7 Heat transfer area

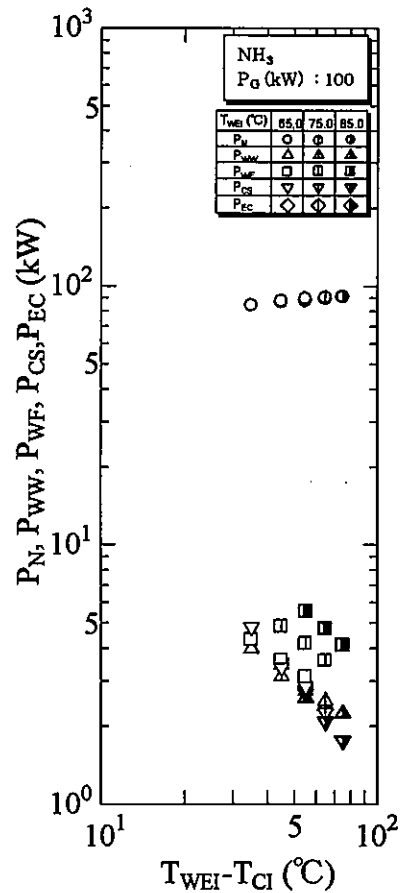


Fig.8 Net power and pumping power

7.6 必要な排ガス量 m_g

図9は、排気ガス量 m_g と温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) との関係を示す。図9より、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が大きくなると、排気ガス量 m_g の値は小さくなっている。また、表層海水入口温度 T_{CI} が低いほど、排気ガス量 m_g は減少する。これは、温水-排気ガス熱交換器の交換熱量が小さくなり、排気ガス量 m_g は少なくなると考えられる。温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が $45.0\text{ }^\circ\text{C}$ の場合、排気ガス量 m_g は約 $5.20 \times 10^4\text{ kg/h}$ である。

7.7 必要な機関冷却水交換熱量 Q_{CW}

図10は、冷却水交換熱量 Q_{CW} と温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) との関係を示す。図10より、温水-冷却水熱交換器の交換熱量は、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が大きくなると減少する。この理由は、冷却水流量が減少しているためと考えられる。また、温水入口温度 T_{WEI} には影響がない。温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が $45.0\text{ }^\circ\text{C}$ の場合、冷却水交換熱量 Q_{CW} は約 $5.12 \times 10^2\text{ kW}$ である。

8. 必要な機関出力の検討

ここでは、船用推進機関の排熱エネルギーの内、排気ガスへ捨てられる割合が多いため、前節で得られた排気ガス量より、どの程度の機関出力が必要か検討を行った。

図11は、従来の実船のデータの船用機関出力 P_E と排気ガス量 m_g の関係を示す。図中の○、△印は、それぞれ、三菱重工業社(MHI)、MAN B&W社の実船のデータである¹⁰⁾。

図11より、排気ガス量 m_g は、次式のように、近似できる。

$$m_g = 9.64 P_E + 9.19 \times 10^3 \quad (31)$$

以上、このシステムの必要な機関出力は、以下のようなになる。

このシステムの排気ガス量 m_g に対する必要な船用機関出力 P_E は、排気ガス量 m_g より算出すると温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI}-T_{CI}$) が $35.0\sim 75.0\text{ }^\circ\text{C}$ の範囲で、約 $4350\sim 4520\text{ kW}$ が必要となる。

8.1 船用機関出力 P_E と発電端出力 P_G の関係

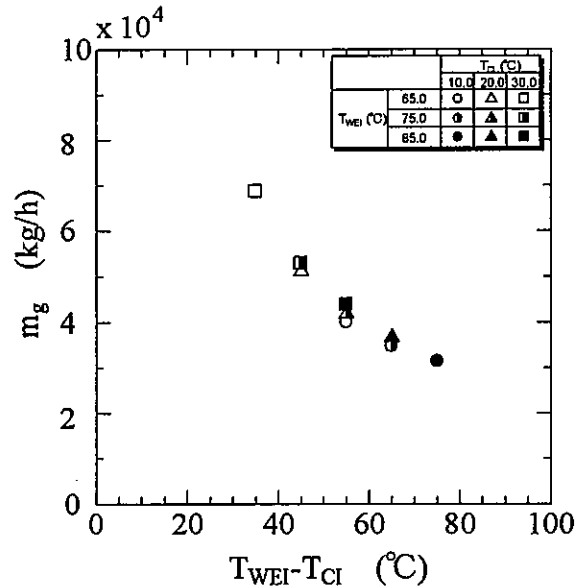


Fig.9 Flow rate of Exhaust gas required to the S-DTEC system

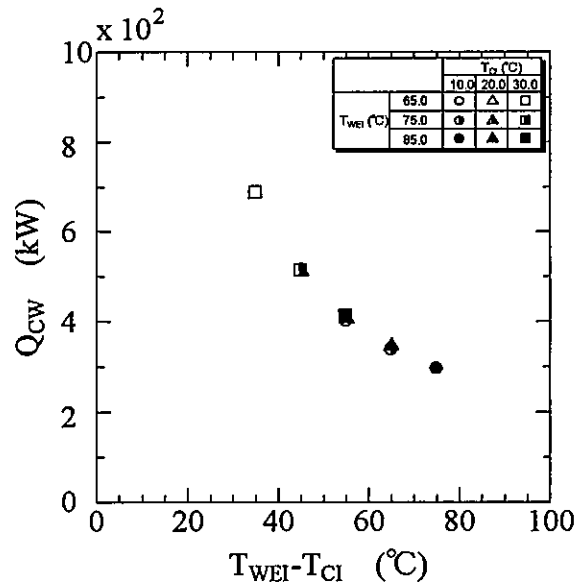


Fig.10 Heat Flow rate of Cooling water required to the S-DTEC system

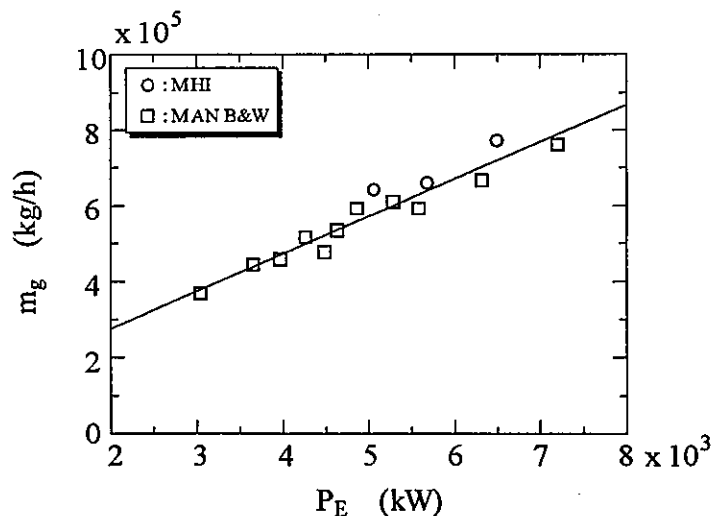


Fig.11 Relation between the flow rate of exhaust gas and the power of marine engine

図 12 は、船用機関出力 P_E とその排熱エネルギーにより発電する発電端出力 P_G との関係を示す。図中○印は、計算結果である。△印は、実船における排気ガスで水蒸気を利用して排熱回収を行うシステム¹⁶⁾、□印は、ディーゼル機関の冷却水及び排気ガスから排熱回収を行うシステム¹⁷⁾の従来の実験結果を示す。

図 12 より、従来の排気ガスから水蒸気を利用して排熱回収を行うシステムの場合(△印)、供給熱量が限られているため、船用機関出力 P_E が、約 8000 kW 以上の船舶になっている。このように、大きな船用推進機関出力の場合に利用されている。

以上、船用推進機関の排熱利用システムについての研究は少なく、また、データも少ないが、本研究の船用推進機関の排熱利用システムは、従来より船用推進機関出力よりも小さくなる。そのために、小型の船舶でも、この排熱回収システムが利用することが可能である。

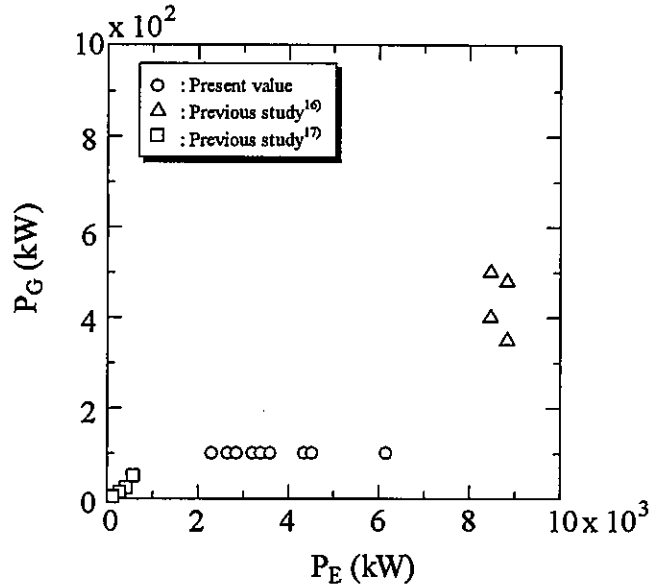


Fig 12 Relation between the busbar power and the power of marine engine.

9. 熱源の条件に対するランキンサイクル熱効率

このシステムの性能は、前節で述べた評価関数の他に、ランキンサイクル熱効率についても検討する必要がある。ここでは、熱源の条件に対するランキンサイクル熱効率について検討した。

図 13 は、船用推進機関の排熱利用システムにおけるランキンサイクル効率 η_R と温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI} - T_{CI}$) との関係を示す。

図 13 より、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI} - T_{CI}$) が大きくなると、ランキンサイクル熱効率 η_R は大きくなる。これは、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI} - T_{CI}$) が大きくなると、凝縮器で表層海水に捨てられる熱量が減少するためと考えられる。

この計算範囲の場合、温水と表層海水入口温度差 ($T_{WEI} - T_{CI}$) が 35.0~75.0 °C の範囲では、ランキンサイクル熱効率 η_R は、約 5.7~13.4% となる。

このランキンサイクル熱効率は、海洋温度差発電システムに比べると大きな値となる。これは、高熱源側の温度が高いためと考えられる。

今後、ランキンサイクル熱効率を向上させるためには、熱源条件に適した作動流体の選択が重要であると考えられる。

10. 結論

本研究は、船用推進機関の排熱利用システムについて、従来用いられているランキンサイクルを用いて、

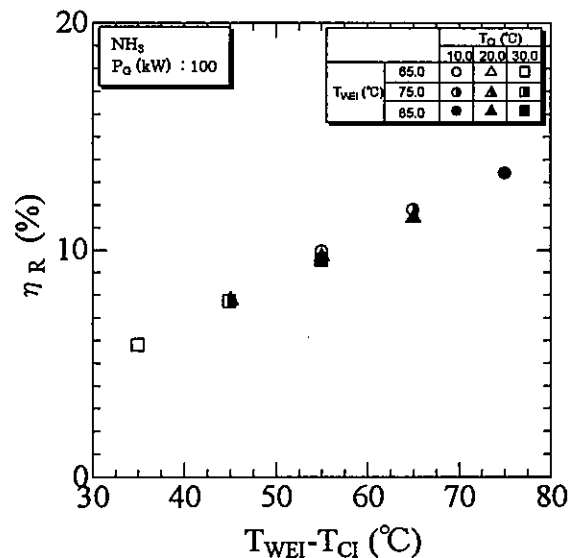


Fig 13 Relation between the Rankine cycle efficiency and temperature difference of the inlet of warm water and surface sea water.

高熱源として、船用推進機関の排熱の利用可能なエネルギーと、低熱源に表層海水を用いるシステムを構築し、性能解析を行った。また、システムを構築するために必要な機関出力についても検討した。以下の結果を得た。

- 1) 温水と海水入口温度差 ($T_{WEI} - T_{CI}$) が 45 °C の場合、1 kW 当たり 2.82 m² の総伝熱面積が必要である。
- 2) 温水入口温度 T_{WEI} が高くなると、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C ともに高くなる。また、表層海水入

- 口温度 T_{ci} が低いほど、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C ともに低くなる。
- 3) 温水と海水入口温度差 ($T_{wei}-T_{ci}$) が 45°C の場合、必要な排気ガス量 m_g は約 $5.20 \times 10^4 \text{ kg/h}$ 、必要な冷却水交換熱量 Q_{cw} は約 $5.12 \times 10^2 \text{ kW}$ である。
 - 4) 温水と表層海水入口温度差 ($T_{wei}-T_{ci}$) が、 $35.0 \sim 75.0^\circ\text{C}$ の範囲では、正味出力は、発電端出力の約 $84 \sim 91\%$ が得られた。
 - 5) 必要な船用機関出力は、排気ガス量より、式(31) が得られた。また、温水と表層海水入口温度差 ($T_{wei}-T_{ci}$) が 45.0°C の場合、排気ガス量 m_g から算出すると約 $4350 \sim 4520 \text{ kW}$ が必要である。
 - 6) この船用推進機関の排熱利用システムは、従来の機関出力よりも小さくなる。そのために、小型の船用推進機関の排熱回収システムに利用可能である。
 - 7) 温水と表層海水入口温度差 ($T_{wei}-T_{ci}$) が $35.0 \sim 75.0^\circ\text{C}$ の範囲では、ランキンサイクル熱効率 η_R は、約 $5.7 \sim 13.4\%$ となった。
- (11) 日本機械学会編, 伝熱工学資料第4版, (1986), 46-47.
 - (12) 国土交通省海技大学校編, ディーゼル船における船内蒸気発生プラントの現状, (1998), 185.
 - (13) 日本海水学会編, 海水利用ハンドブック, (1974), 1.
 - (14) <http://www.cc.kyushu.ac.jp/scp/system/library/PROPATH/PROPATH.html>
 - (15) 日本船用機関学会編, 船用機関計画便覧, (1969), 268-321.
 - (16) ミッシェル ポンツール, 日本船用機関学会誌, No.5, (1986), 2-8.
 - (17) 田口昌之, 日本船用機関学会誌, No.9, (1974), 33-43.

文 献

- (1) 福垣敦男, 日本船用機関学会誌, No.9, (1977), 26-33.
- (2) 佐々木紀幸, 日本船用機関学会誌, No.9, (1998), 623-633.
- (3) 吉川啓一ほか1名, 日本マリンエンジニアリング学会誌, No.9, (2004), 15-30.
- (4) 田中孝雄ほか1名, 日本マリンエンジニアリング学会誌, No.9, (2001), 85-90.
- (5) 成毛竹夫ほか1名, 造船技術, No.7, (1981), 172-176.
- (6) 日本機械学会編, 機械工学便覧応用編 B7 (内燃機関), B7-8, (1986), 1.
- (7) 上原春男ほか1名, 日本機械学会論文集(B), 50(453), (1984), 1325-1333.
- (8) 西川兼康ほか3名, 冷凍, No.9, (1978), 53-607.
- (9) 中岡勉ほか1名, 日機論, No.848-3, (1984), 128-130.
- (10) Uehara, H., 他2名, Int. J. Refrigeration, 8, 1, (1985), 22-28.