排熱を利用した発電システムの性能解析

Performance Analysis of Power System Utilizing Waste Heat Energy

○正 西田 哲也 (水産大) 正 大原 順一 (水産大) 学 堀田 将史 (水産大院)
学 吉村 英行 (水産大院) 正 中岡 勉 (水産大)

Tetsuya NISHIDA, Junichi OHARA, Masafumi HORITA, Hideyuki YOSHIMURA and Tsutomu NAKAOKA,
National Fisheries University, 2-7-1 Nagata-Honmachi, Shimonoseki-shi, Yamaguchi

A performance analysis of the power system utilizing waste heat energy from the industrial plants is conducted. The working fluid is used Trifluoroethanol (TFEA). A performance analysis of the power system is performed in the following two methods. Two methods estimated thermal efficiency of Rankine cycle and objective function for inlet and outlet temperature difference of exhaust gas. In the case of method of objective function, the maximum net power is given by minimizing of heat transfer area of the heat exchangers which consume most cost in total cost of the power system. The minimum value of objective function is about 7.6 m²/kW when the inlet and outlet temperature of exhaust gas is 45 degrees Celsius. The output power of power system utilizing waste heat energy is obtained from performance analysis.

Key Words: Power System, Waste Heat Energy, Thermal Efficiency, Objective Function, TFEA

1. はじめに

現在、省エネルギー化のための種々の熱回収システムが考えられている⁽¹⁾。排熱を利用するシステムでは、低温度で低温度差であるために、詳細な検討が必要である。ここでは、工場施設などで使われている小型ボイラの排熱エネルギー量を調べて、温度条件に応じた発電システムについて検討した。

本研究は、工場施設での排熱利用を考えて、2つの方法で検討した。1つは、この熱回収システムのエネルギーの熱量に対するサイクル熱効率、必要な交換熱量、発生する仕事ともう1つは、評価関数を用いて検討を行った。

2. 排熱を利用した発電システムについて

図1は、排熱を利用した発電システムを示す。このシステムは、ランキンサイクルである。高熱源側に、工場施設の排気ガスを利用し、プレート式蒸発器で作動流体を蒸発させる。低熱源側は、海水を利用する。

作動流体は、作動流体ポンプにより、プレート式蒸発器へ送られる。ここで、工場施設の小型ボイラ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。発電した電力は、このシステムのポンプ動力として使用し、その残りが正味出力となる。また、この正味出力は、工場施設内の機器類を動かすのに使用する。

3. サイクル熱効率について

この排熱を利用した発電システムのサイクル熱効率 η_{th} は、次式で定義される。

$$\eta_{th} = W / Q_g \quad \dots \quad (1)$$

ここで、 W は発生する仕事、 Q_g は高熱源側の熱量である。 W は、次式で求める。

$$W = W_T - W_P = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \quad \dots \quad (2)$$

ここで、 W_T はタービン仕事、 W_P はポンプ仕事、 h_1 , h_2 はタービン入口、出口のエンタルピ、 h_3 , h_4 は作動流体ポンプの入口、出口のエンタルピである(記号は図1中)。

4. 排熱を利用した発電システムの評価

この排熱を利用した発電システムの評価は、2つの方法で行った。サイクル熱効率 η_{th} 、必要な交換熱量 Q_g 、発生する仕事 W と従来の研究⁽²⁾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た評価関数 γ を用いた。

5. 計算条件と方法

表1は計算条件を示す。現在、低温度、低温度差を利用する発電システムの作動流体は、自然冷媒(水、アンモニア、プロパン等)やフロン系冷媒が検討されている。本報は、熱源条件を考えて、作動流体は TEFA ($C_2H_3F_3O$) を使用した。

表1より、排気ガスの入口温度 T_{g1} は 150~190℃である。海水入口温度 T_{CS1} は 24.0℃である。

計算方法は、排気ガスの入口温度 T_{g1} 、排気ガスの流量 m_g 、排気ガスの流速 v_g 、排気ガスの密度 ρ_g 、海水入口温度 T_{CS1} を与える。次に、各効率 η と各熱交換器の長さ ΔX 、幅 ΔL 、伝熱面の間隔 ΔY と厚さ δ を与える。次に、初期値として、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C 、海水流速 v_{CS1} を与える。次に、排気ガスの交換熱量 Q_g を計算し、 T_E を計算する。次に、プレート式蒸発式の伝熱面積 A_E 、プレート式凝縮器の伝熱面積 A_C を計算し、総伝熱面積 A_T を計算する。次に、サイクル熱効率 η_{th} を計算し、各圧力損失 ΔP を計算

Fig.1 Power system utilizing waste heat energy

Table 1 Design conditions

Working fluid				TFEA(C ₂ H ₃ F ₃ O)
Inlet temperature of exhaust gas	T_{gl}	150, 160, 170, 180, 190	[°C]	
Inlet temperature of sea water	T_{CSL}	24.0	[°C]	
Velocity of exhaust gas	v_g	20	[m/s]	
Dimensions of Evaporator, Condenser				
Length of plate	ΔX	0.5	[m]	
Width of plate	ΔL	1.0	[m]	
Thickness of plate	δ	1.0	[mm]	
Clearance of plate(exhaust gas side)	ΔY_g	5.0	[mm]	
Clearance of plate(evaporated side)	ΔY_{WF}	5.0	[mm]	
Clearance of plate(condensed side)	ΔY_c	5.0	[mm]	
Clearance of plate(sea water side)	ΔY_{CS}	5.0	[mm]	
Thermal conductivity of plate	k_W	17.17	[W/m·K]	
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	[%]	

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。そして、発電端出力 P_N を計算する。次に、評価関数 γ を計算した。

6. 計算結果と考察

6.1 サイクル効率、必要な交換熱量、発生する仕事、評価関数と排気ガスの出入口温度差の関係

図 2 は、排気ガスの入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) とサイクル熱効率 η_{th} 、必要な交換熱量 Q_g 、発生する仕事 W と評価関数 γ の関係を示す。排気ガスの入口温度 T_{gl} は 150°C、出口温度 T_{go} は 95~120°C の範囲である。

図 2 より、サイクル熱効率 η_{th} は、排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) の増加によって、単調に低下し、必要な交換熱量 Q_g は単調に増加する。その結果、発生する仕事 W は、サイクル熱効率 η_{th} と必要な交換熱量 Q_g を掛け合わせた割合で大きくなるため、凸の曲線になり最大値がある。

評価関数 γ は、排気ガスの出入口温度差が大きくなると凹の曲線になり最小値が存在する。また、排気ガスの出入口温度差が 45°C の時、評価関数は 7.6m²/kW となる。

図 2 より、サイクル熱効率 η_{th} は、排気ガスの出入口温度差が約 30~55°C の範囲で、約 11~18% となる。発生する仕事 W の最大値は、排気ガスの出入口温度差が約 45°C となる。必要な交換熱量 Q_g は、排気ガスの出入口温度差が約 30~55°C の範囲で、約 22.1~40.5 kW となる。

以上、熱源の条件によって、性能が異なってくる。そのために、使用条件に合わせたシステムが必要と考えられる。

6.2 正味出力と各ポンプ動力について

図 3 は、正味出力 P_N 、海水ポンプ動力 P_{CS} 、作動流体ポンプ動力 P_{WF} と排気ガスの出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) との関係を示す。

図 3 より、正味出力 P_N は、排気ガスの出入口温度差が大きくなると、凸の曲線となり最大値が存在する。この原因は、排気ガスの出入口温度が大きくなると、必要な交換熱量 Q_g は増加し、タービン仕事 W_T が減少するためである。

海水ポンプ動力 P_{CS} は、排気ガスの出入口温度差が大きくなると増加する。また、作動流体ポンプ動力 P_{WF} は、排気ガスの出入口温度差が大きくなると増加する。

6.3 熱交換器の伝熱面積について

図 4 は、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 と排気ガス出入口温度差 ($T_{gl} - T_{go}$) との関係を示す。

図 4 より、排気ガス出入口温度差が変化しても、蒸発器伝熱面積は一定である。また、凝縮器伝熱面積は、排気ガス出入口温度差が大きくなると増加する。これは、交換熱量 Q_g が大きくなるために、凝縮器の交換熱量も増加するためと考えられる。

Fig.2 Thermal efficiency, heat flow rate, work and objective function versus the inlet and outlet temperature difference of the exhaust gas

Fig.3 Net power, pumping power of the sea water and the working fluid

Fig.4 Total heat transfer area, heat transfer area of the evaporator and the condenser

7. 結論

- 1) サイクル熱効率は、排気ガスの出入口温度差の増加によって、単調に低下し、必要な交換熱量は単調に増加する。その結果、発生する仕事は凸の曲線となり最大値がある。
- 2) 評価関数は、排気ガスの出入口温度差が大きくなると凹の曲線となり最小値がある。
- 3) 正味出力は、排気ガスの出入口温度差が大きくなると、凸の曲線となり最大値がある。

参考文献

- (1) 音成卓哉ほか 5 名, 日本船舶機関学会誌, **14**-7 (1979), 532.
- (2) 上原春男・中岡 勉, 機論 (B 編), **50**-453 (1984), 1325.