工學碩士 學位論文

디젤機關의 排氣廢熱量 豫測에 關한 基礎 硏究

A Fundamental Study on the Prediction of Exhaust Gas Waste Heat for Diesel Engines

指導敎授 崔 在 星

2000年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機 關 工 學 科

金 鍾 璇

本 論文을 金鍾璇의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

심사위원장　　裵　鍾　旭　(印)

심사위원　　趙　權　回　(印)

심사위원　　崔　在　星　(印)

1999 年 12 月 15 日

韓國海洋大學校 大學院

機 關 工 學 科

金　鍾　璇

목 차

Abstract

Our country which has little natural resources has been faced with serious problem of gradually increasing energy cost with additional environmental pollution, and of balancing the supply of gas/electric power during winter/summer season, due to the cost rise and increasing consumption of fossil fuel. And according to increase of population and development of industries in addition to the decrease of water supply due to the pollution, the solution of water demand also became serious problem.

Therfore, Korea and Japan which don't have a lot of natural resources are studing the method raising engine thermal efficiency and total efficiency using waste heat of plants at the same time. Waste heat, is mentioned above, can be defined as heat which is generated in a process but then dumped to the environment even though it could still be reused for some useful and economic purpose. There are several methods using waste heat and representative methods are as follow;

The cogeneration system can be defined as system which produces secondary energy of heat and electric power by being based on one energy(that is heat). It can be generated the electric power by driving, and generate heat by way of recovering the waste heat of exhaust gas and engine cooling water for diesel engines or gas turbines. In case of best condition for heat and electric power load , overall thermal efficiency can be raised to 75 85 percents.

In the ship, economizer is equipped to the stack, the heat of exhaust gas passing to the environment is recovered and the steam generated in the process of recovering is used as fuel oil heating and general use for on board, or for driving turbo generator.

Especially, the islands separated from land are suffered from water supply because the underground water resources is lack. These facts seem to increase gradually. These islands have a self-generator, diesel engine is used a the prime mover. In the energy use aspect, fresh water generator plants that can supply water by using self-generator is useful.

In this paper, the exhaust gas temperature of diesel engine and quantity of waste heat recovery were investigated and the predictions of performance of waste heat recovery systems were studied. Comparisons were commanced between predicted results and measured results of data from a couple of 2-stroke cycle main diesel engines and another couple of 4-stroke cycle dynamo engines which are equipped on board the two training ships (M/V Hanbada & Hannara).

Three methods were adapted to predict exhaust gas temperature at T/C outlet ie. utilizing heat quantity ratio of exhaust gas, sabathe cycle analysis and SNAME's equation. As a result the authors found that the calculated values from the first method and second method were approximated fairly well between one another, but not between that from the third method. And further the authors assured that the waste heat quantity of exhaust gas was mostly affected by the temperature and the mass flow rate of exhaust gas.

기호 설명

BHP : **제동마력**(brake horse power) [ps]

c_p : **정압비열** (specific heat at constant prressure) [kcal/kg.ₒ K]

c_v : **정적비열** (specific heat at constant volume) [kcal/kg.ₒ K]

G_a : **공기량** (mass of air) [kg/hr]

G_{ex} : **배기가스유량** [kg/hr]

G_f : **연료량** (mass of fuel) [kg/hr]

H_l : **저발열량** (lower calorific value) [kcal/kg]

L_o : **이론공기량** (amount of theoretical air) [kg/kg]

p : **압력** (pressure) [kg/cm2]

Q_f : **연료의 열량** [kcal/kg]

Q_v : **정적연소시 공급열량** [kcal/kg]

Q_p : **정압연소시 공급열량** [kcal/kg]

R : **가스정수** (gas constants) [kgm/kg.ₒ K]

R_g : **연소가스 가스정수** [kgm/kg.ₒ K]

sfc or SFC : **연료소비율** (specific fuel consumtion) [g/hp.hr]

T : **온도**(temperature) [K]

V_h : **행정체적** (stroke volume) [m3]

V_c : **간극체적** (clearance volume) [m3]

α : **폭발비** (explosion ratio)

β or ρ : **차단비** (cut-off ratio)

ε : **압축비** (compression ratio) ($= \frac{V_h + V_c}{V_c}$)

η_c : **충전효율** (charging efficiency)

η_e : **정미열효율** (net thermal efficiency)

η_s : **소기효율** (scavenging efficiency)

η_v : **체적효율** (volumetric efficiency)

κ : **비열비** (specific heat ratio)

λ : **공기과잉율** (excess air rate)

Φ : **배기가스열량비**

제 1 장 서 론

1970년대 2차에 걸쳐 발생한 에너지 파동으로 우리나라는 많은 곤란을 겪었으며, 지속적인 화석연료비의 증가 및 고도의 산업발전에 따른 화석연료 사용 증가로 인하여 부존자원이 없는 우리나라로서는 에너지비용, 환경공해문제, 에너지 절약문제 그리고 동/하계절 가스/전기의 수급 불균형문제 등이 최근 크게 대두되고 있다. 기존 산업구조가 에너지 다소비 형태로 진전되면서 에너지의 소비량은 급증하고 있으나, 발전소 입지난 등으로 대형 산업용 발전설비 투자가 어려워지고 있다. 한편, 인구의 급증과 고도의 산업화에 따른 수자원의 오염 및 각종 용수수요의 급격한 증가로 인한 물부족현상 또한 심각한 문제로 불거지고 있다.

이에 따라 부존자원이 미약한 우리나라나 일본에서는 기계의 열효율을 높이는 것과 동시에 각 설비에서 배출되는 폐열을 이용하여 종합효율을 높이는 방향으로 나아가고 있다. 여기서 폐열이란 내연기관(또는 외연기관)에서 기계적인 일로 전환된 열 이외에 부분적으로 유용하며, 경제성이 있는 일로 재사용할 수 있는 열이다. 이런 폐열을 이용하는 방법에는 여러 가지가 있으나, 대표적인 예를 들면 다음과 같다.

열병합발전시스템(cogeneration system)이란 한가지 에너지원을 열원으로 하여 두 종류(열/전기)이상의 2차에너지를 동시에 생산하는 시스템을 의미한다. 기관 또는 가스터빈을 구동하여 발전을 하고 배기가스와 냉각수의 폐열을 회수하여 냉방, 난방 및 급탕을 하기위한 열을 발생시키는 시스템으로써, 열 및 전기부하조건이 양호할 경우 종합적인 열이용 효율은 75 85 %까지 높일 수 있는 에너지 이용방식이다.[1] 열병합발전시스템은 원동기와 발전기 및 폐

열회수장치가 내장된 패키지부와 급탕, 난방 및 냉방으로 이용하는 폐열이용부로 대별할 수 있다. 이 시스템은 설치 및 운전이 용이하며, 에너지 이용효율이 높은 소형분산형 열병합발전시스템이 개발보급되고 있다. 특히, 우리나라에서는 1970년대 공업단지, 산업체 공장 등 대형 열병합발전시스템이 설치되었고, 1990년대 이후에는 소형 열병합발전시스템을 중심으로 시스템개발, 보급활성화에 많은 노력을 기울이고 있다.

가스터빈-증기터빈 콤파운드시스템은 가스터빈에서 발생한 배기가스를 이용하여 고압증기를 발생시키고, 병렬로 설치된 증기터빈을 구동하여 선박의 추진력을 향상시키거나, 발전을 하여 에너지 이용 효과를 높이는 방식이다.[2]

대형제철소나 제련소에서는 코크스를 연소시켜 철을 제련하고, 그 때 발생되는 열을 열회수증기발생기(HRSG)로 유도, 통과시켜 증기를 만들고, 이것을 다시 다른 곳에 이용하는 방식도 있다.[3],[4]

그리고, 선박에서는 에코너마이져(Economizer)를 연돌에 설치하여 대기로 빠져나가는 배기가스의 열을 회수하여 연료히팅, 선내 잡용 등으로 이용하는 방식을 주로 채택하고 있으며, 증기발생량이 많은 열교환장치는 터보발전기(T/G)를 운용하는 등 점차 이용하는 방법이 다양화되고 있다.[5],[6]

특히, 육지와 분리된 도서지방에서는 지하수자원이 부족하여 용수공급에 큰 곤란을 겪고 있으며, 이와 같은 어려움은 앞으로 더욱 증가할 것으로 보인다. 육지와 거리가 가까운 경우, 육상발전소에서 발전된 전기를 공급받고 있는 지역도 있으나, 일반적으로 자체 독립된 자가발전장치를 설비하고 있으며, 여기에 주로 쓰이는 원동기는 디젤기관이 많다. 에너지 이용 측면에서 이 독립된 자가발전기를 이용하여 용수공급을 할 수 있는 담수화장치가 요구되며, 또한 발전기의 부하변동에 따라 효과적인 담수화장치 설계를 위한 배기가스 폐열량

의 예측이 필요하게 된다.

과급디젤기관에서 총공급된 열에너지는 실제 일을 하는 열량을 제외하고 배기가스, 기관냉각시스템 등으로 소모된다.[7] 연료로부터 방출된 에너지의 40 %정도가 출력으로 전환되더라도 여전히 배기가스는 대기압 이상의 압력과 고온의 상태이며, 여기서 폐열에너지의 가장 커다란 부분은 약 30 %정도의 배기가스이다. 각종기관의 배기가스온도는 디젤기관의 경우 300 400 ℃, 가스터빈의 경우 400 500 ℃ 정도이다.[8]

본 연구에서는 실습선 2척(한바다호, 한나라호)에 탑재되어있는 주추진기관용 2행정기관 2대와 발전기용 4행정기관 2대의 시험운전데이터를 이용하여 대상기관의 배기가스온도 및 유량에 대하여 배기가스열량비 Φ, 디젤기관의 이상사이클인 사바데사이클, SNAME의 식을 이용하여 각 운전조건별로 예측하고자 한다. 이를 바탕으로 가상적으로 증기발생장치, 조수장치 그리고 온수발생장치를 구성하여 각 운전조건별로 성능 예측을 하고자 한다. 따라서, 본 연구를 통하여 디젤기관에서 발생되는 폐열량 예측에 관한 기초 연구를 하고자 한다.

제 2 장 디젤기관의 배기가스온도 및 배기량

디젤기관에서 배출되는 배기가스 온도 및 유량은 디젤기관의 종류 및 조건에 따라 달라지는데, Fig. 2.1은 과급디젤기관의 전형적인 열정산도를 보이고 있다. Fig. 2.1에서 보여지는 바와 같이 기관에 공급된 총열량은 기계출력으로 41%이지만, 그 이상의 열량이 기관냉각시스템(23%), 배기가스(34%)로 버려지고 있다. 그러나, 다시 회수되는 열량은 기관냉각시스템에서 11%, 배기가스의 경우 13%를 회수하여 실제 이용되는 열이용율은 65%에 달하고 있다. 특히, 배기가스의 경우 회수후에도 대기압 이상의 압력과 고온의 상태로 대기로 배출된다. 따라서, 배기가스가 보유하고 있는 에너지는 크기 때문에 이것을 적극적으로 회수할 수 있다면 에너지 이용측면에서 바람직하다고 판단된다. Table 2.1은 내연기관의 배기가스 온도의 예를 보여준다.

Table 2.1 An example of temperature of exhaust gas

Type of engine	Exhaust gas temperature
Low speed 2-cycle (Exhaust port type)	300℃
Low speed 2-cycle (Exhaust valve type)	340℃
Medium speed 4-cycle	400℃
Gas turbine	400 500 ℃

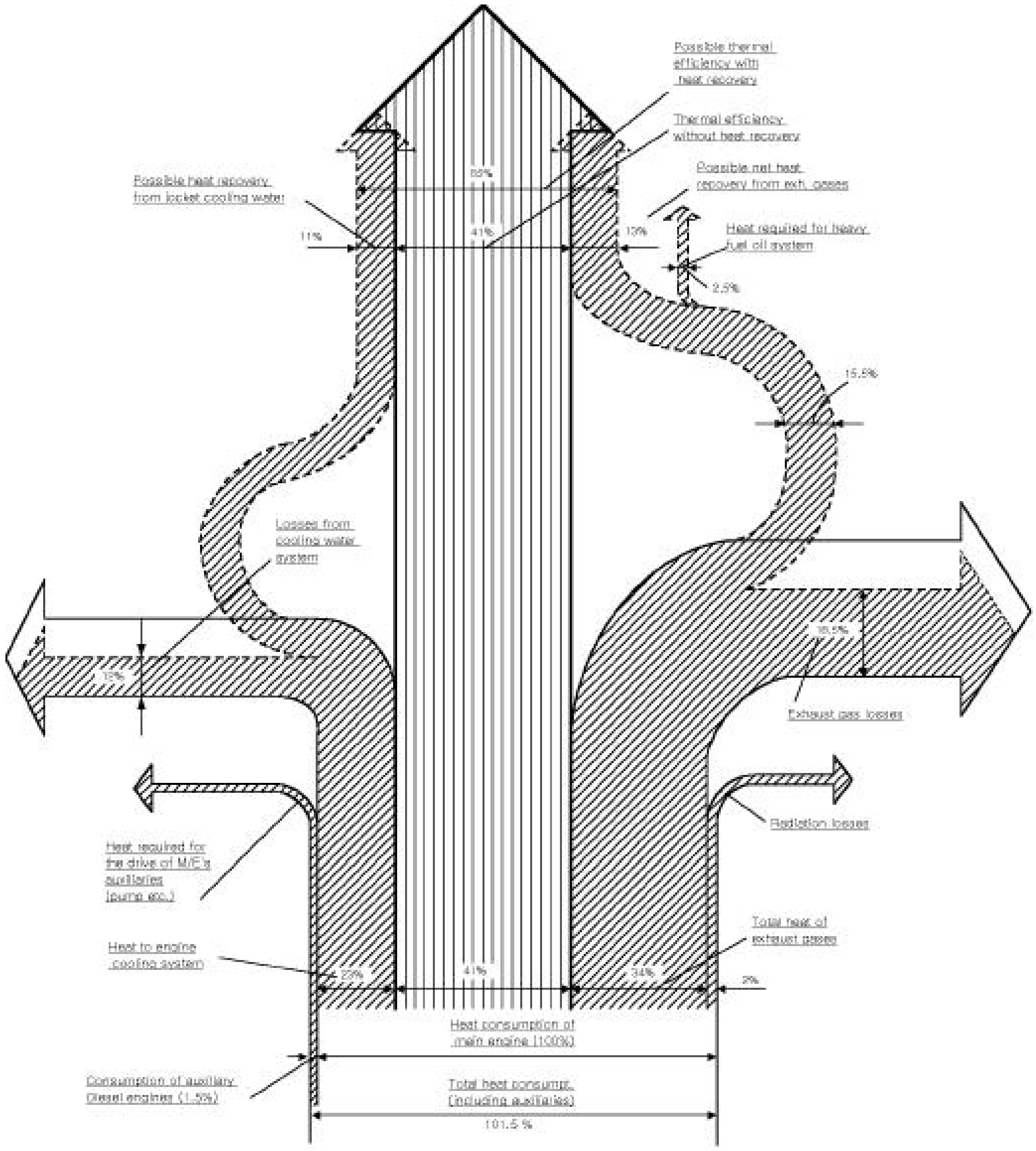

Fig. 2.1 Typical heat balance for a diesel engine (sulzer RND engine)

2.1 디젤기관의 사바데사이클

디젤기관의 성능을 예측하는 방법은 매우 발달하여 왔으며, 예측결과는 정성적은 물론 정량적으로도 실험결과와 거의 일치하는 수준에 도달하고 있다. 따라서, 기관으로부터 배출되는 배기가스의 온도 및 배기량은 사이클 시뮬레이션을 통하여 정도 높게 예측할 수 있다.

그러나, 기관의 성능을 시뮬레이션하기 위하여는 많은 데이터가 요구되기 때문에 사용목적에 따라 예측방법을 다르게 할 필요가 있다.

본 연구에서는 배기가스의 폐열량을 구하는 것이 목적이기 때문에 기관의 기본적인 최소한의 데이터를 이용하는 방법이 바람직할 것으로 생각된다.

디젤기관의 이상사이클인 사바데사이클을 이용하면 폭발비 및 차단비를 이용하여 실제기관의 상태를 간단히 예측할 수 있으며, 이 결과로부터 실린더로부터 배출되는 배기가스의 온도 및 배기량을 계산할 수 있다.

Fig. 2.2 와 같이 이상 사바데사이클 p-v선도에 있어 각 구간에서의 가정은 다음과 같다.

A - B 구간 : 흡입과정

B - C 구간 : 단열압축

C - Z 구간 : 정적연소(열량 Q_v을 받음)

Z - D 구간 : 정압연소(열량 Q_p을 받음)

D - E 구간 : 단열팽창

E - B 구간 : 정적하에서 Q_{out} 방출

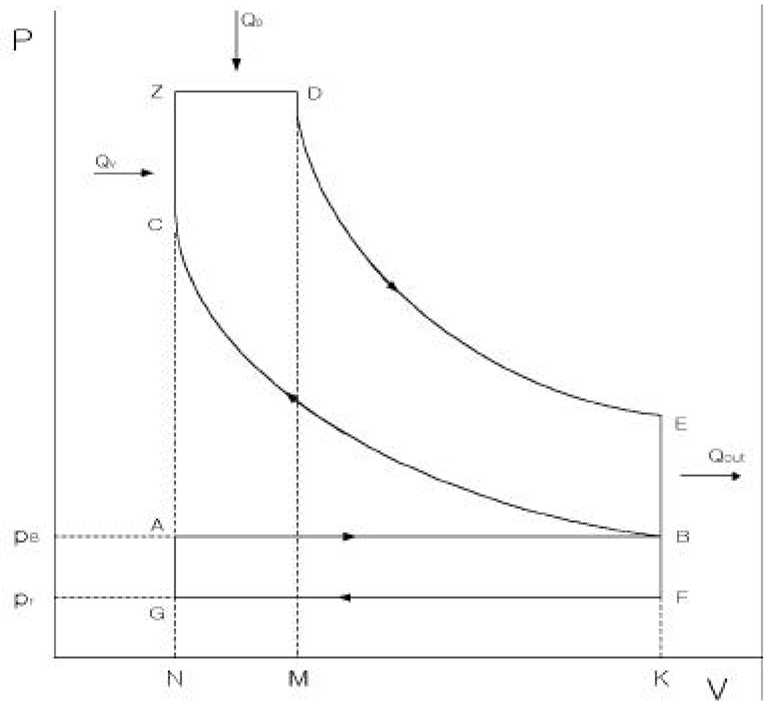

Fig. 2.2 Sabathe cycle (p-v diagram)

이상의 가정으로부터 각 점에서의 물리량을 구하면 다음과 같다.

(1) 압축시작 상태(p_B , T_B)

과급기관의 경우 압축시작시의 압력 p_B는 실린더내 배기가스의 배출이 종료된 후 새로운 공기가 채워지므로 급기압력과 거의 같다고 보는 것이 좋다.

압축시작시의 온도 T_B는 흡기온도 t_s보다 높다고 가정한다. 그것은 흡입행

정중의 실린더로부터의 전열, 잔류가스와의 혼합에 따라 온도상승을 받기 때문이다. 디젤기관의 T_B의 개략치는 다음 식으로 구할 수 있다.

4행정기관 $$T_B = \frac{280 + t_s}{1 - 0.628\left(\frac{p_r}{p_B} - \frac{1}{\varepsilon}\right)}$$

(2.1)

2행정기관 $$T_B = T_s \eta_s - T_r (1 - \eta_s)$$

여기서, p_r : 배압

ε : 압축비

T_r : 잔류가스온도 (K)

T_s : 급기온도 (K)

t_s : 흡입관온도 (℃)

η_s : 소기효율

(2) 압축종료시의 상태(p_C , T_C)

압축과정을 단열과정이라 하면, 압축종료시의 p_C 및 T_C는 다음과 같다.

$$p_C = p_B \varepsilon^{\kappa}$$

(2.2)

$$T_C = T_B \varepsilon^{\kappa - 1}$$

(3) 정적연소 종료시의 상태

공급연료 G_f kg 중 정적하에서 연소하는 연료량을 G_{fv} kg, 정압하에서 연소하는 연료량을 G_{fp} kg 이라하면, 발열량 Q_v , Q_p 는 연소기간중의 열손실을 무시한다면, 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_v = \frac{H_l G_{fv}}{G_a + G_f + G_r} = \frac{H_l}{1 + \lambda L_o\left(1 + \frac{G_r}{G_a}\right)}\left(\frac{G_{fv}}{G_f}\right) \quad \text{kcal/kg} \qquad (2.3)$$

여기서, G_a : **공기량** (kg) , G_r : **잔류가스중량** (kg)

H_l : **연료의 저발열량** (kcal/kg) L_o: **이론공기량** (kg/kg)

λ : **공기과잉율** $G_a / G_f = \lambda L_o$

따라서, 정적연소후 가스온도 T_z **는 다음과 같이 구할 수 있다.**

$$T_Z = T_C + \frac{Q_v}{(G_a + G_{fv}) \cdot c_v}$$

최고압력 p_z**는** p_C**와 비교하여 다음의 관계로부터 얻어진다.** V_C**를 간극체적이라 하면, 다음의 관계가 성립한다.**

$$p_C V_C = (G_a + G_r) R T_C$$

$$p_z V_C = (G_a + G_r + G_{fv}) R_g T_z$$

폭발비 α를 p_Z/p_C라 하면,

$$\alpha = \frac{p_Z}{p_C} = \frac{(G_a + G_r + G_{fv})}{(G_a + G_r)} \frac{R_g}{R} \frac{T_Z}{T_C} = \left[1 + \frac{1}{nL_{\min} Z_r}\left(\frac{G_{fv}}{G_f}\right)\right] \frac{R_g}{R} \frac{T_Z}{T_C} \tag{2.4}$$

여기서, $Z_r = 1 + (G_r/G_a)$이다.

R , R_g 는 잔류가스가 포함된 압축과정의 혼합가스 및 연소가스에 대한 가스정수로 이것들은 기관의 공기과잉율에 의해 좌우되나, 여기에서는 압축과정의 가스에 대한 가스정수 R 은 29.27 kgm/kg。K , 연소가스에 대한 가스정수 R_g는 29.23 kgm/kg。K으로 하였다.

(4) 정압연소 종료시의 상태 (p_D , T_D)

Z에서 D까지 정압하에서 Q_p kcal/kg의 열이 공급되고, 열손실을 무시한다면,

$$Q_p = \frac{H_l G_{fp}}{G_a + G_f + G_r} = \frac{H_l}{1 + \lambda L_o\left(1 + \frac{G_r}{G_a}\right)}\left(\frac{G_{fp}}{G_f}\right)(\text{kcal/kg}) \tag{2.5}$$

$$p_C V_C = (G_a + G_r) R T_C$$

$$p_D V_D = (G_a + G_r + G_{fp}) R_g T_D$$

폭발비를 취하여 $p_Z = \alpha p_C = p_D$에서

$$\beta = \frac{V_D}{V_C} = \frac{(G_a + G_r + G_{fp})}{(G_a + G_r)} \frac{R_g}{R} \frac{T_D}{\alpha T_C} = \left[1 + \frac{1}{\lambda L_o Z_r}\right] \frac{R_g}{R} \frac{T_D}{\alpha T_C} \tag{2.6}$$

에서 β , V_D를 계산할 수 있다.

.

(5) 팽창행정 종료시의 상태 (p_E , T_E)

D - E구간은 단열팽창하므로,

$$T_E = T_D \left(\frac{v_D}{v_E}\right)^{k-1} = T_D (\beta / \varepsilon)^k$$

$$p_E = p_D \left(\frac{v_D}{v_E}\right)^k = p_D (\beta / \varepsilon)^k = p_B \rho^k \tag{2.7}$$

배기관내에서의 배기압력 p_e를 이용, 그 때 배기가스는 단열팽창한다고 가정하면, 다음과 같이 구할 수 있다.

$$p_e = p_E \left(\frac{v_E}{v_e}\right)^k$$

$$\therefore \quad v_e = v_E \left(\frac{p_E}{p_e} \right)^{1/k} \qquad (2.8)$$

$$T_{ex} = T_E \left(\frac{v_E}{v_e} \right)^{k-1} = T_E \left(\frac{V_h}{v_e} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right)^{k-1} = T_E \left(\frac{p_e}{p_E} \right)^{k-1/k} \qquad (2.9)$$

여기서 구해진 배기온도 T_{ex}는 실린더 출구와 과급기 터빈입구측 사이의 온도로 생각할 수 있다. 이 때 구해진 과급기 터빈입구측 배기가스온도 T_{ex}, 과급기 터빈의 효율을 이용하면 과급기 터빈출구측 배기가스온도 또한 알 수 있다.

2.2 디젤기관의 배기가스온도 계산

2.2.1 공기과잉율과 배기가스온도

디젤기관 내에는 과급기로부터 G_a의 공기량이 공급되고 그 중에서 G_p, G_{top}는 연소에 관여하고 G_{sca}는 빠져나가서 연소가 끝난 가스와 합류한다. 온도 T_a로 흡입된 공기는 블로워에 의해 압축되고 온도가 상승하지만, 뜨거워진 공기는 터빈압축기 출구와 기관흡입측 사이에 있는 중간냉각기를 통과하면서 냉각되어 T_b의 온도로 급기관을 통하여 기관의 흡입구에 보내진다. 디젤기관의 작동사이클에 있어서 도시효율, 기계효율, 냉각수, 윤활유로의 방열손실 등이 어떤 일정비율로 유지되고 흐름을 정상류라 가정하면 배기온도 T_{ex}와 대기온도 T_a와의 차, $T_{ex} - T_a$는 공기량과 연료공급량과의 비율 즉, 공기과잉율 λ와 배기가스의 터빈 입구압력 P_t에 의하여 정하여진다고 생각하면 된다. 배기가스온도 T_{ex}는 결국 다음의 요소에 의하여 결정된다.

1. 공기과잉율 λ
2. 터빈 입구 압력 P_t
3. $(P_b - P_t)/P_b$
4. 대기온도 T_a

여기서, 3항은 과급기의 종합효율, 터빈 입구 온도로써 정하여지는데 그 값이 대략 일정하다고 생각하면, 실린더에서의 온도상승 $T_{ex} - T_a$는 근사적으로 공기과잉율 λ과 터빈 입구 압력 P_t에 의하여 정하여진다.

기관에 공급되는 열량 E_o 중에서 배기가스에 포함되는 열량 E_{ex}는 기관의 종류에 따라 어떤 일정한 비율을 유지한다고 생각할 수 있고, E_{ex}/E_o의 값은 0.25 0.3 사이에 있다. 이 값을 Φ라 하면 실린더에 의한 배기가스온도 상승은 다음 식으로도 나타낼 수 있다.

$$T_{ex} - T_a = \frac{\Phi \cdot Q_f}{c_{p_g} \cdot G_{ex}} \tag{2.10}$$

여기서, Q_f : 연료의 열량(=연료의 저발열량(kcal/kg) × 연료분사량(kg/hr))

Φ : 배기에 포함되는 열량비

G_{ex} : 배기유량(kg/hr)

c_{p_g} : 가스의 정압비열(kcal/kg.K)

이 때, 식(2.10)에서 배기가스에 포함되는 열량비 Φ는 각 운전조건에 따라 다르며, MCR에서의 배기관내 압력 및 온도가 주어져 있다고 가정하면, MCR에서의 배기가스 열량비 Φ_0는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Phi_0 = \frac{c_{p_g} \cdot G_{ex0}(T_{ex0} - T_a)}{Q_{f0}} \tag{2.11}$$

여기서, Φ_0 : MCR에서의 배기가스열량비

T_{ex0} : MCR에서의 배기온도 (K)

Q_{f0} : MCR에서의 공급된 연료의 열량 (kcal/hr)

G_{ex0} : MCR에서의 배기유량 (kg/hr)

디젤기관에 있어서 부하에 따라 열평형상태가 다르고, 각 부하에 있어서 열효율 또는 연료소비율로 표시되는 에너지 이외의 에너지가 폐열이용 대상이 된다.

본 연구에서는 부하에 따른 배기가스온도의 예측을 목표로 하고 있다. 폐열 즉, 냉각열, 배기열, 마찰열의 비율이 같다고 가정하면, MCR에서의 값을 기준으로하여 각 운전부하별 배기가스열량비 Φ_e를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Phi_e = \frac{1-\eta_e}{1-\eta_0}\Phi_0 \qquad (2.12)$$

여기서, η_0 : MCR에서의 열효율, η_e는 각 운전조건에서의 열효율이다.

위 식에서 구한 각 운전조건에 따른 배기가스열량비 Φ_e를 식(2.10)에 대입하여 정리하면, 각 운전조건별 배기가스온도의 상승은 다음과 같다.

$$T_{ex} - T_a = \frac{\Phi_e \cdot Q_f}{c_{p_g} \cdot G_{ex}} \qquad (2.13)$$

2.2.2 사바데사이클을 이용한 배기가스온도계산

2.1절에서 언급한 사바데사이클에서는 압축·팽창과정을 단열과정으로 가정하는 등 실제기관에서의 상태와 상당한 차이가 있다. 본 연구에서는 실제기관과 가장 차이가 클 것으로 생각되는 팽창종료시의 상태를 수정하기 위하여 다음과 같이 팽창행정동안을 폴리트러픽변화로 취급하였다. Fig. 2.3은 팽창과정 후의 p-v선도를 나타낸 것으로 D-E0는 단열변화를 D-E는 폴리트러픽변화를 나타낸다

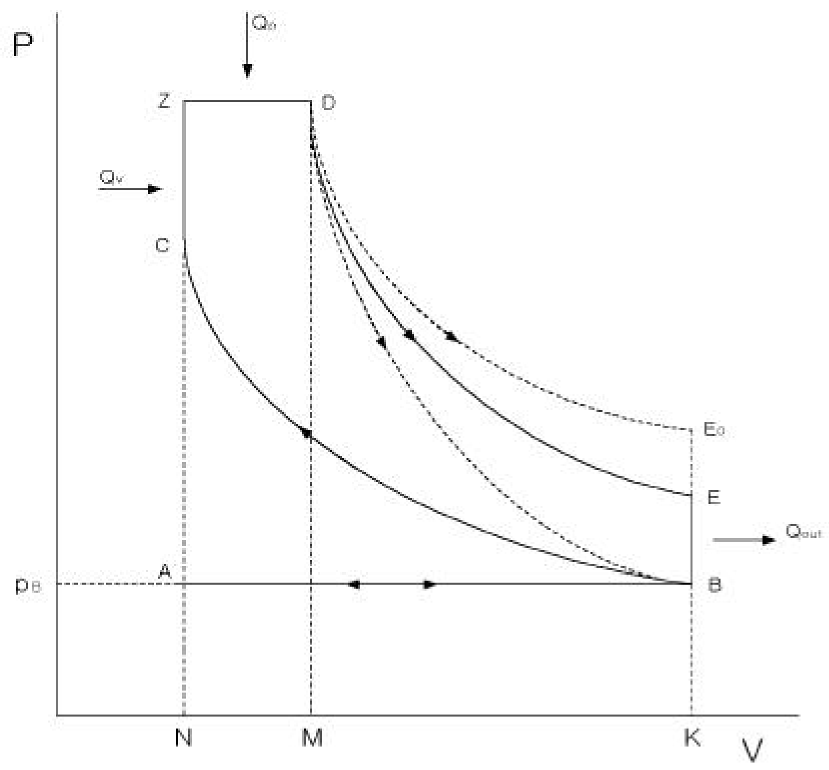

Fig. 2.3 Sabathe cycle

Fig. 2.3에서 보여지는 바와 같이 단열팽창을 한다면 D점에 상당하는 단열선으로 DE0선을 내리게 된다. 그러나, 실제 기관에서는 팽창행정 중에 열손실이 수반되기 때문에 DE0선보다는 다시 낮은 온도인 점 E로 갈 것이다.

우선 단열변화인 DE0을 고려하여 그 때의 단열지수 κ를 구하는데 여기서 단열지수 κ는 온도 T와 공기과잉율 λ와의 함수로 다음과 같이 나타낸다.[9]

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda \tag{2.14}$$

여기서, $C_0 = 1.437$, $C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$, $C_2 = 3.132 \times 10^{-8}$, $C_3 = -4.82 \times 10^{-2}$ 이다.

단열변화 DE0에 대하여 연소온도 T_D와 단열팽창후의 온도 T_{E_0}를 이용하여 단열지수 κ를 근사적으로 산출한다. 단열팽창종료시 압력 p_{E0}는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p_{E0} = p_1 \times \beta^{\kappa} \tag{2.15}$$

측정된 배기매니폴드압력 p_e와 위식에서 구한 p_{E0}의 중간점을 팽창종료시 압력 p'_E라고 가정하면 다음과 같다.

$$p'_E = \frac{p_e + p_{E0}}{2} \tag{2.16}$$

2.1 절에서 구한 최고폭발압력 p_Z와 위식에서 구한 압력 p'_E를 이용하여

다음과 같이 가정한 폴리트러픽지수를 구한다.

$$m = \frac{\log (p_z / p'_E)}{\log (\varepsilon / \beta)} \tag{2.17}$$

그러나, 예측하고자 하는 팽창과정 종료후의 온도는 단열지수로 구한 온도보다는 낮고, 가정한 폴리트러픽지수로 구한 온도보다는 높다. 따라서, 구하고자 하는 온도에 근사하기 위하여 단열지수 κ와 폴리트러픽지수 m을 이용하여 평균지수를 다음과 같이 구하였다.

$$n = \frac{\kappa + m}{b} \tag{2.18}$$

여기서, 지수 b는 경험적으로 2에 가깝다는 것을 알았다.

식(2.18)의 평균지수 n를 이용하여 점 E의 온도를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_E = T_D \left(\frac{\beta}{\varepsilon} \right)^{n-1} \tag{2.19}$$

식(2.19)에서 구한 팽창종료시의 배기온도 T_E는 배기관내 압력 p_e까지 단열팽창을 한다고 가정하면, 과급기 터빈입구측 배기온도 T_{ex}는 다음과 같다.

$$T_{ex} = T_E \left(\frac{p_e}{p_E} \right)^{\kappa - 1/\kappa} \tag{2.20}$$

식(2.20)에서 구한 과급기 입구측 배기가스온도 T_{ex}는 디젤기관에 설치된 과급기 터빈을 통과하여 대기로 배출되는데, 이 때 과급기 터빈의 효율을 고려한다면, 과급기 터빈 출구측 배기가스온도 $T_{T/Cex}$는 다음과 같다.

$$T_{T/Cex} = T_{ex}[1 - \eta_t \cdot T_{ex} + \eta_t \cdot T_{ex} (P_0/p_e)^{\kappa - 1/\kappa}] \qquad (2.21)$$

여기서, η_t : 과급기 터빈효율

P_0 : 대기압

κ : 배기가스의 비열비

2.2.3 SNAME의 제안식

과급디젤기관의 새로운 설계에 의하여 개선된 효율과 소기를 위한 과잉공급된 공기로 인해 기존에 제작된 디젤기관보다 배기가스온도가 낮게 된다. 그러므로, 요구되는 배기가스온도 수준에서 폐열에너지의 추출은 더욱 어렵게 된다. 디젤기관의 배기가스온도는 기관설계, 부하, 시간, 과급기효율, 배압, 대기온도, 연료의 형태 및 배기매니폴드에 의한 함수이다. 배기가스 온도예측에 필요한 모든 데이터가 기관제작사에 의해 제공되더라도 기본적인 설계단계에서 기관형태가 아직 선택되지 않았을 때, 그것은 배기가스온도의 예측을 하는데 매우 중요하며, SNAME(Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1975)에서는 다음과 같은 식을 제안하였다.

$$T_{ex} = T_a + \frac{(H_l \times SFC - A) \times M}{SFC \times c_p \times (R+1)} \qquad (2.22)$$

여기서, T_a : 대기온도

H_l : 연료의 저발열량

SFC : 연료소비율

c_p : 배기가스의 정압비열

R : 공연비(MCR = 45, 50%MCR = 55)

M : 상수(정제유 = 0.55, 잔사유 = 0.57)

A : 상수(SI단위계 = 20, 영국단위계 = 2544)

SNAME의 식(2.22)는 디젤기관의 연료소비율을 이용하여 과급기 출구의 배기가스온도를 예측하는 방법으로 그 방법에 있어서 간단하게 예측할 수 있으나, 그 정확도에 있어서는 약간의 차이가 있을 수 있다.

2.3 디젤기관의 배기량

2.3.1 급기압력

운전중 기관에 요구되는 공기량 G_a (kg/hr)는 연료소비량 G_f (kg/hr)와 공기과잉율 λ에 의해 결정된다. 이들 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$\lambda = \frac{G_a}{(L_o \cdot G_f)}$$

$$\therefore \quad G_f = \frac{G_a}{\lambda \cdot L_o} \quad (kg/hr) \qquad (2.23)$$

여기서, L_o : 연료 1kg을 완전히 연소하는데 필요한 공기량

(경유 : 14.2 kg/kg, 중유 : 13.9 kg/kg)

기관의 출력은 열효율을 일정히 하였을 경우에 연료분사량 G_f (kg/hr)에 비례하므로 결국 1/λ에 의하여 변화한다고 생각할 수 있다. 어떤 기관의 운전에 필요한 공기량은 기관의 연소형식, 회전수 등에 의하여 변화하며, 과급기관의 경우 과급압력, 과급기의 효율도 영향을 미친다.

과급디젤기관에 있어서 기관의 부하가 증가하면 연료분사량 G_f가 증가하고 λ가 감소하며 배기가스 온도가 상승한다. 여기에 따라서 터빈의 열에너지의 공급이 증가하고 터빈회전수가 증가하며 블로워 출구압력이 상승한다. 일반적으로 기관에 따라 급기압력은 다르며, 그 이유는 다음과 같다.

즉, 기관의 과급방식, 연소형식, 급・배기밸브의 형상과 수, 밸브개폐의 타이밍을 포함하는 관계의 저항치가 크게 다르므로 각각의 기관에 가장 적합한 급기압력이 달라진다.

또한, 일반적으로 디젤기관은 공기과잉율 $\lambda = 1$로부터 $\lambda = \infty$의 넓은 범위를 갖고 있으며 터빈노즐면적의 조정에 의하여 과급압력이 크게 변화하고 공기량이 변화하여도 넓은 범위에서 연소의 양호한 상태를 얻을 수 있다. 또한, 터빈 노즐외에 연료분사시기, 최고폭발압력, 압력비 등에 의해서도 터빈으로의 공급열량이 변화하고 따라서 블로워 출구압력이 변화한다.

2.3.2 배기량

기관으로의 공급된 공기량은 디젤기관의 경우, 피스톤의 왕복운동에 의하여 흡입되는 유량 G_p (kg/hr), 급기압력 P_b와 실린더출구압력 P_t와의 압력차에 의하여 흡・배기밸브가 동시에 열려 있는 사이(overlap)에 빠져나가는 공기량 G_{sca}, (kg/hr), 피스톤 정부간극에 채워진 공기량 G_{top} (kg/hr)로 나누어 생각할 수 있다.

G_{sca} (kg/hr)는 기관의 흡・배기밸브의 오버랩의 각도, 열려있는 시간, 배기관의 맥동상황, 흡・배기밸브의 소기저항, P_t/P_b 등에 따라 변화한다. 이 빠져나가는 공기량은 전체 공기량의 10 %에 정도이고 기관의 연소에 관여하지 않으나, 터빈에 유입하는 가스의 온도를 내리고 기관과 과급기의 열부하를 감소시켜 과급도의 향상에 큰 역할을 하고 있다. 한편, 실린더가 흡입하는 공기량 G_p (kg/hr)는 디젤기관에서 체적효율(volumetric efiiciency) η_v 또는 충전효율(charging efiiciency) η_c 를 이용하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$G_p = \frac{V_h \cdot n}{i} \cdot \gamma_b \cdot \eta_v \quad \text{(kg/hr)} \qquad (2.24)$$

여기서, V_h : 실린더 행정용적(m3)

n : 기관회전수(rpm)

γ_b : 실린더 입구 공기의 비중량(kg/m3)

η_v : 체적효율(4행정기관의 경우)

소기효율(2행정기관의 경우)

i : 상수(2행정기관 = 1, 4행정기관 = 2)

한편, G_{top} (kg/hr)는 피스톤정부에 채워지는 공기량이며, 근사적으로 다음 식으로서 표시된다.

$$G_{top} = \frac{G_p}{\varepsilon} \quad \text{(kg/hr)} \qquad (2.25)$$

여기서, ε는 실린더 압축비(12 20)이다.

따라서, 과급기 블로워로부터 공급되는 전공기량 G_a (kg/hr)는

$$G_a = G_p + G_{top}$$

$$= \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon}\right) \times G_p \quad \text{(kg/hr)} \qquad (2.26)$$

기관내로 공급된 연료량은 회전속도에 따라 연료량을 조절하는 조속기에 의하여 연료를 분사하게 된다. 기관내에 분사된 연료량은 연료소비율(sfc, specific fuel consumption)로부터 출력 및 회전수당 실제 공급된 연료량을 구할 수 있다. 즉, 연료소비율에 관한 식을 G_f에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$G_f = sfc \times BHP \qquad (\mathrm{kg/hr}) \qquad (2.27)$$

따라서, 배기가스유량 G_{ex}는 공급공기량 G_a와 공급연료량 G_f의 합으로 다음과 같다.

$$G_{ex} = G_a + G_f \qquad (\mathrm{kg/hr}) \qquad (2.28)$$

제 3 장 배기가스상태량 계산 결과

3.1 대상기관

본 연구에서는 디젤기관에서 발생되는 배기가스의 상태량을 예측하기 위하여 대상모델을 실습선(한바다, 한나라호) 2척에 탑재되어 있는 M/E 및 G/E를 이용하였으며, 각각의 제원은 Table 3.1 과 Table 3.2 와 같다.

Table 3.1에서 알 수 있는 바와 같이 기관출력은 MCR에서 두기관 모두 비슷하나 최대폭발압력, 평균유효압력 및 연료소비율에 있어서는 큰 차이를 보이고 있다. 두 기관의 제작년도를 비교할 때, 20 여년사이에 기관의 성능이 매우 개선되었음을 알 수 있다.

그리고, 실습선 2척에 설치되어 있는 M/E 및 G/E의 성능곡선은 각각 Fig. 3.1, 3.2, 3.3 및 3.4와 같다.

Fig. 3.1과 Fig. 3.2를 비교할 때, 한나라 M/E의 경우 한바다 M/E에 비하여 연료소비율이 매우 낮게 나타나고 있으며, 부하에 따른 연료소비율 곡선의 형태도 다르게 나타나고 있다. 즉, 한나라의 경우는 부하에 따라 거의 직선적으로 감소하고 있으나, 한바다의 경우는 75% 부하까지 직선으로 감소하고 그 이상에서 거의 일정한 경향을 나타내고 있다. 즉, 한바다 및 한나라 주기의 연료소비율 곡선 형태의 차이는 연료공급계통의 주요 부분인 연료분사펌프의 플란저 형태에 기인한다. 한바다의 경우 전부하에서 연료분사 개시점이 일정한 직단형(straight edge type)이며, 한나라의 경우 VIT형(variable injection timing type)을 취하고 있다. VIT형 플란저는 부하의 증가에 따라 연료소비율이 최소가 되도록 분사시기를 조절하는 것으로 85%MCR에서 최고폭발압력이 한계치에 이르도록 되어 있다.

양기관의 과급기 터빈입구측 배기가스온도를 비교할 때, 한나라 M/E의 배

기가스온도보다 한바다 M/E의 배기가스온도가 전체적으로 높은데, 이것은 양 기관의 연료소비율의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

과급기 터빈출구측 배기가스온도에 있어 한바다 M/E과 한나라 M/E의 경우 그 경향이 약간의 차이를 보이고 있다. 한바다 M/E의 과급기 터빈출구측 배기가스온도는 과급기 터빈 입구측 배기가스온도와 거의 비슷하게 올라가는 반면에, 한나라 M/E의 경우 25%MCR의 상태를 제외하고 과급기 터빈 입구측 배기가스온도와는 상관없이 전부하에서 거의 일정한 배기가스온도를 보이고 있다.

따라서, 배기가스온도는 기관 및 부속장치의 성능에 따라 크게 좌우된다는 것을 알 수 있다. 즉 기관의 배기가스온도는 연료소비율, 급기압력, 회전수, 냉각방식 및 과급기의 성능 등에 따라 지배받고 변화한다. 이 모든 요소들은 여러 가지 요인에 의해 상호연관성이 많아 서로에게 미치는 영향은 지대하다. 특히, 한바다 주기와 한나라 주기에 장착되어 있는 과급기의 과급방식에 있어서, 한바다의 경우 동압과급방식을, 한나라의 경우 정압과급방식을 취하고 있다. 이 때문에 과급기 터빈 출구측 배기가스온도에 있어 다른 경향을 보이는 것으로 생각된다.

Fig. 3.3과 3.4는 한바다 및 한나라 G/E의 성능곡선도이다. G/E의 경우 연료소비율 곡선은 같은 형태이나 절대값은 한나라 G/E의 경우가 낮다. 따라서, 연료소비율이 높은 한바다 G/E의 배기온도가 한나라 G/E보다 높은 것을 알 수 있다.

Table 3.1 Specifications of M/E for Training Ships

Item	M/V Hanbada	M/V Hannara
Type	Uniflow-scavenging 2 cycle Trunk piston type	Uniflow-scavenging 2cycle Cross head type
Model	6UET 45/75C	6L35MC
No. of cylinder	6	6
Cyl. bore × stroke, mm	450 × 750	350 × 1050
B.H.P.(M.C.R)	3,800	4,000
RPM (M.C.R.)	230	200
Mean piston speed, m/s	5.75	7.0
Max. press., kg/cm2	85	133
Mean effect. press., kg/cm2	10.39	14.9
Specific fuel consumption, g/hp.hr	158.5	133.3
Year of production	1975	1992
Firing order	1-5-3-4-2-6	1-5-3-4-2-6

Table 3.2 Specifications of G/E for Training Ships

Item	M/V Hanbada	M/V Hannara
Type	4 cycle Exhaust gas turb-ocharged DI system	4 cycle Exhaust gas turb-ocharged DI system
Model	6ML-HTS	5T23LH-4E
No. of cylinder	6	5
Cyl. bore × stroke, mm	200 × 240	225 × 300
B.H.P.(M.C.R)	420	725
RPM (M.C.R.)	720	720
Mean piston speed, m/s	5.76	7.2
Max. press., kg/cm2	82	117
Mean effect. press., kg/cm2		15.2
Specific fuel consumption, g/hp.hr	172.4	147
Year of production	1975	1992
Firing order	1-5-3-6-2-4	1-4-3-2-5

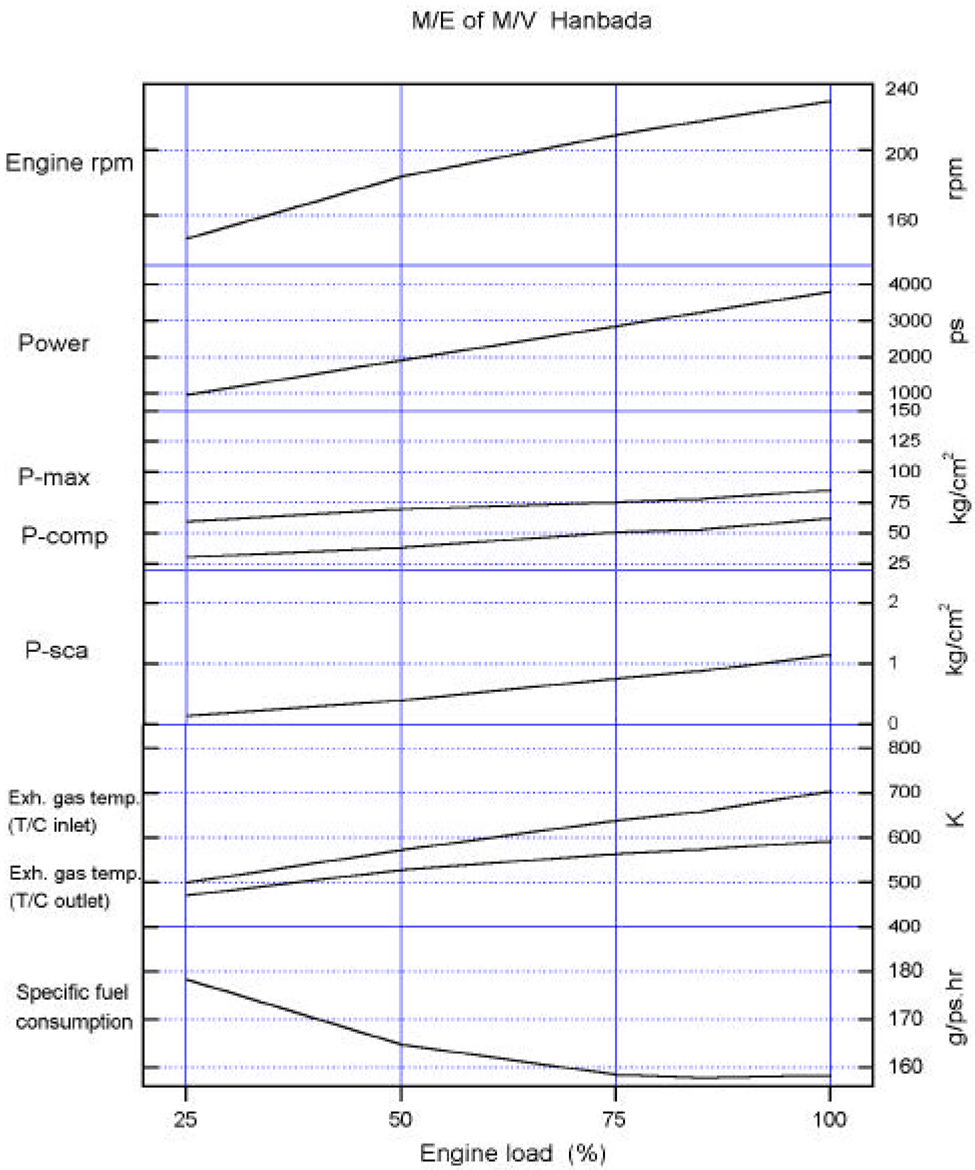

Fig. 3.1 Performance curves for M/E of M/V Hanbada

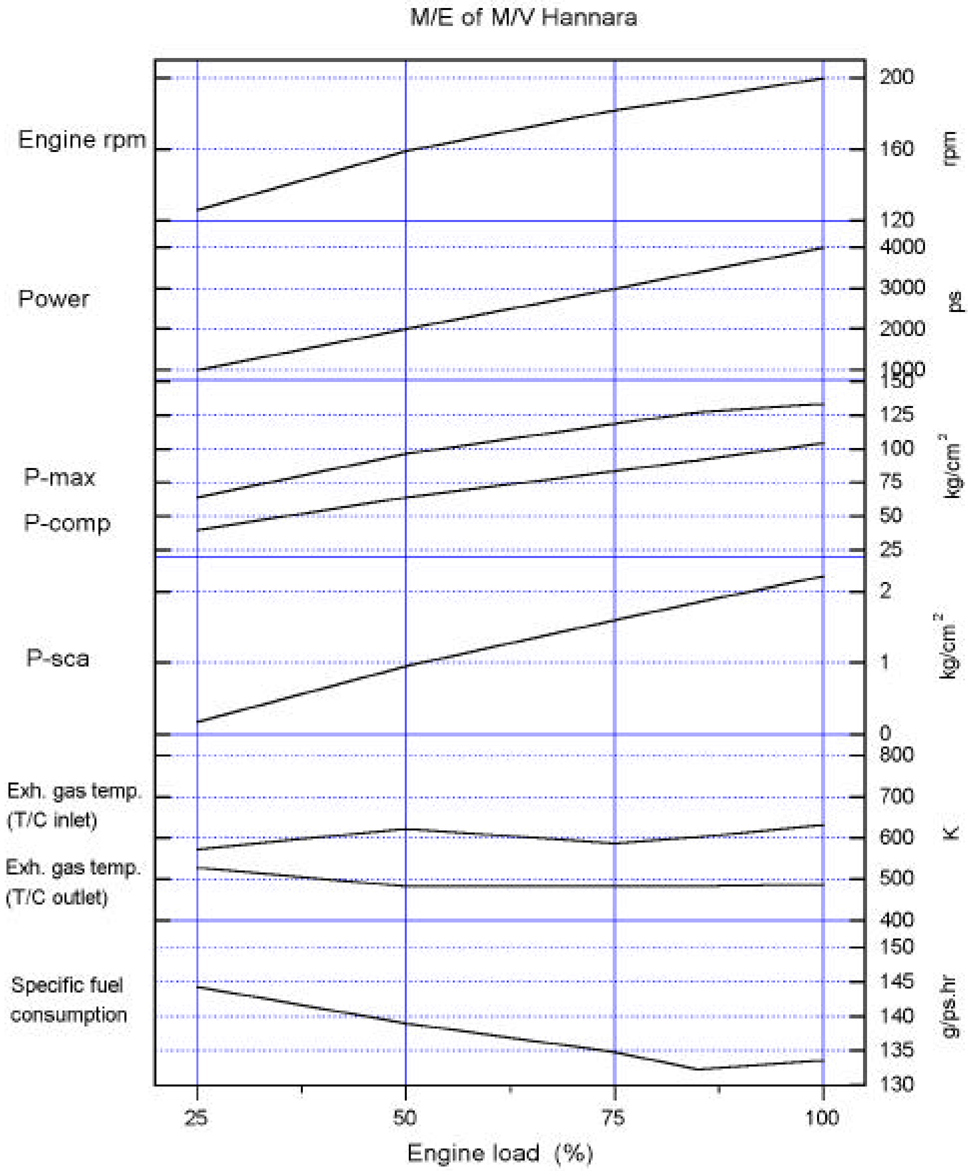

Fig. 3.2 Performace curves for M/E of M/V Hannara

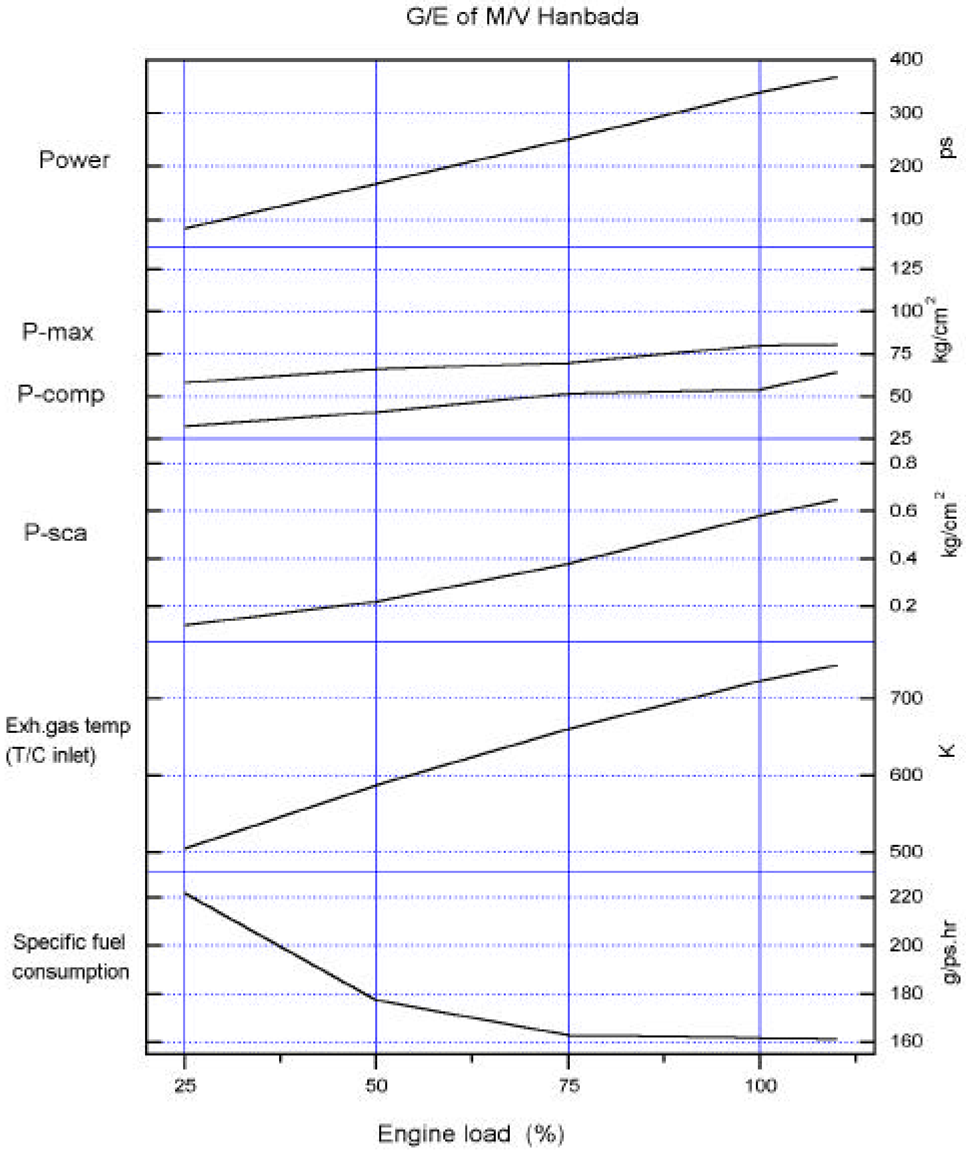

Fig. 3.3 Performance curves for G/E of M/V Hanbada

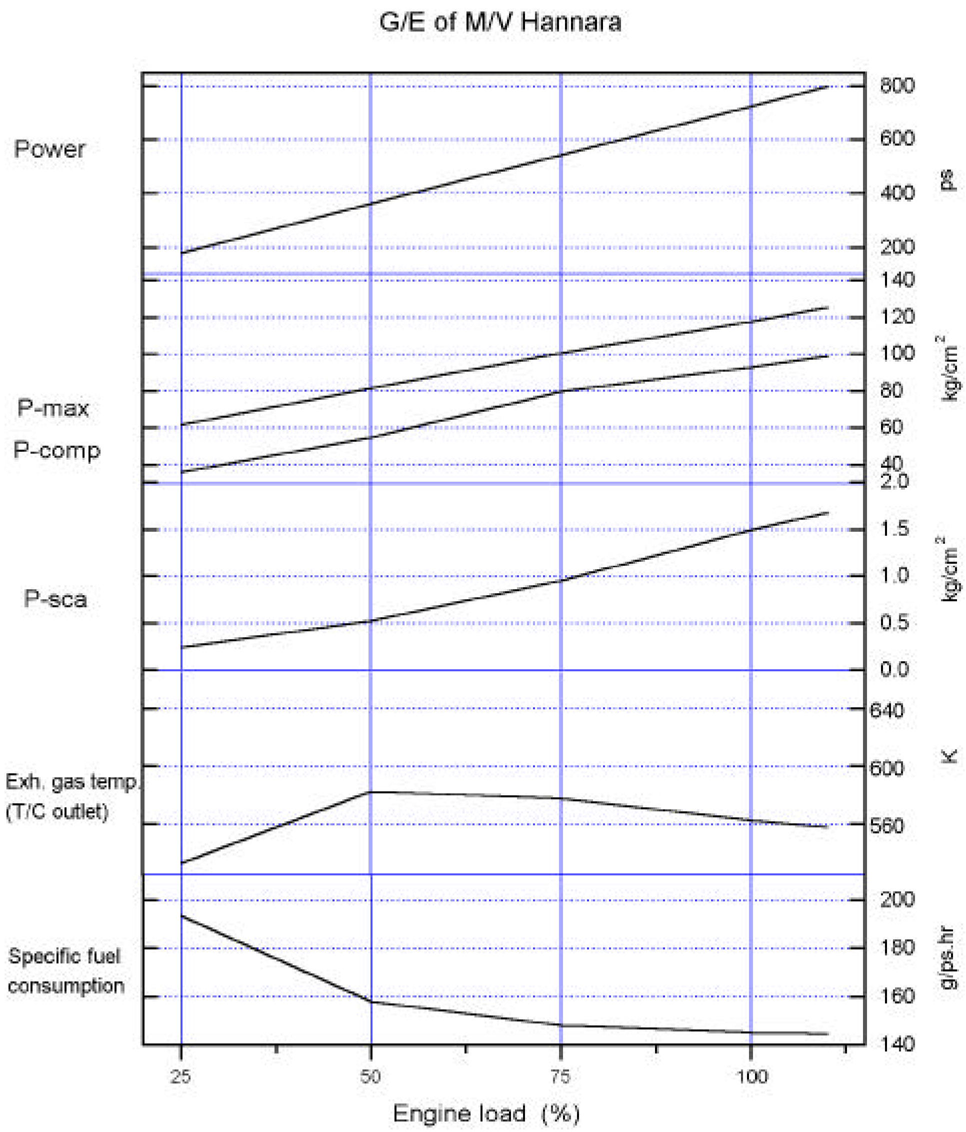

Fig. 3.4 Performance curves for G/E of M/V Hannara

3.2 배기가스온도 계산 결과

2.2절에서 언급한 바와 같이 대상기관에 대하여 배기가스열량비 Φ, SNAME의 제안식 그리고 사바데사이클을 이용하여 배기가스온도를 계산하였다.

과급기 터빈입구측 배기가스온도는 사바데사이클을 이용하여 계산하였고, 배기가스열량비 Φ를 이용한 식과 SNAME의 제안식은 과급기 터빈출구온도를 예측하는 것이므로 이 두가지를 분리하여 확인하도록 한다.

3.2.1 과급기 터빈입구측 배기가스온도 예측 결과

대상기관에 대한 과급기 터빈입구측 배기가스온도는 사바데사이클을 이용하여 예측하였으며, 그 결과는 Fig. 3.5, 3.6, 3.7 및 3.8에 도시하였다.

사바데사이클을 이용한 배기가스온도 예측방법은 연소종료시까지는 단열압축 및 단열연소를 하는 것으로 가정하였고, 팽창행정시에만 배기관내 압력 p_e와 연소종료시의 단열지수를 이용하여 계산한 압력의 중간점을 취하였다. 이것을 이용하여 폴리트러픽 지수를 계산하고, 그 폴리트러픽 지수를 이용하여 팽창종료시의 배기가스온도를 구하였다. 배기관내 압력 p_e와 연소종료시의 단열지수를 이용하여 계산한 압력의 중간압력에서 배기관내 압력 p_e까지 팽창한다고 가정하여 과급기 입구측 온도를 계산하였다.

Fig. 3.5와 Fig. 3.6은 각각 한바다 M/E, 한나라 M/E의 과급기 입구측 배기가스온도를 실측치와 예측치를 도시하였는데, 실측치와 예측치가 거의 일치함

을 볼 수 있다. 그러나, 한나라 M/E의 경우 50%MCR에서 약간의 차이를 보이고 있는데 이것은 추후에 검토할 필요가 있을 것이라 생각된다.

Fig. 3.7와 Fig. 3.8은 한바다 G/E과 한나라 G/E에 대한 실측치와 예측치를 비교한 것으로 M/E에 비해서 약간의 차이는 있으나, 거의 비슷한 형태를 이루고 있다.

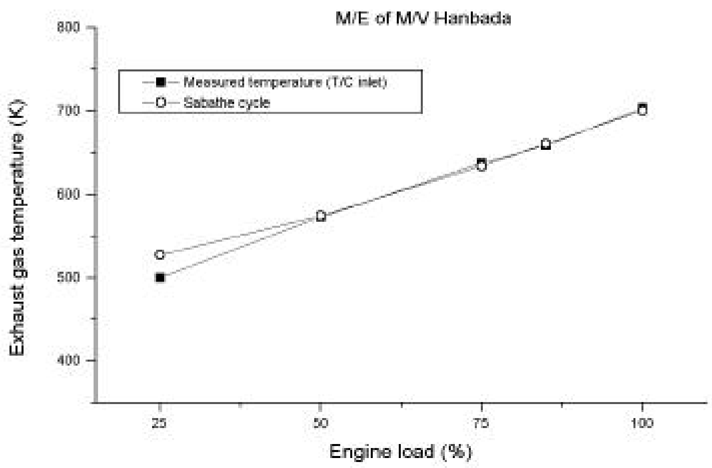

Fig. 3.5 Exhaust gas temperature (T/C inlet side) of M/E of M/V Hanbada by engine load

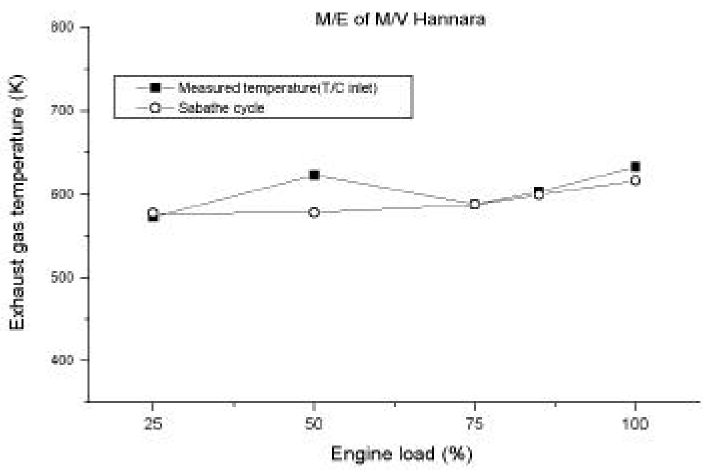

Fig. 3.6 Exhaust gas temperature (T/C inlet side) of M/E of M/V Hannara by engine load

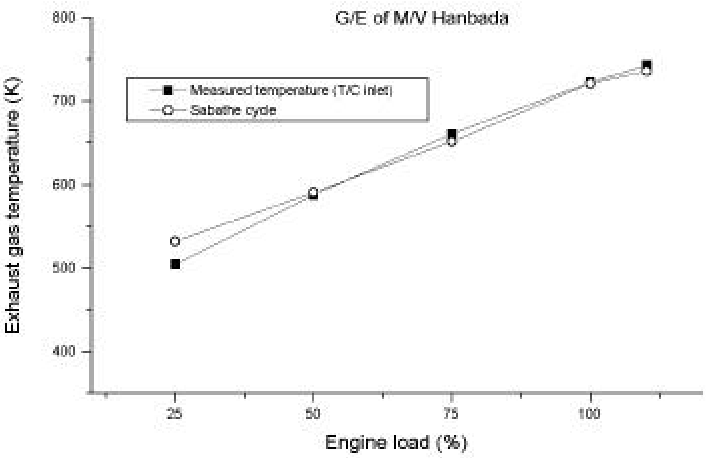

Fig. 3.7 Exhaust gas temperature (T/C inlet side) of G/E of M/V Hanbada by engine load

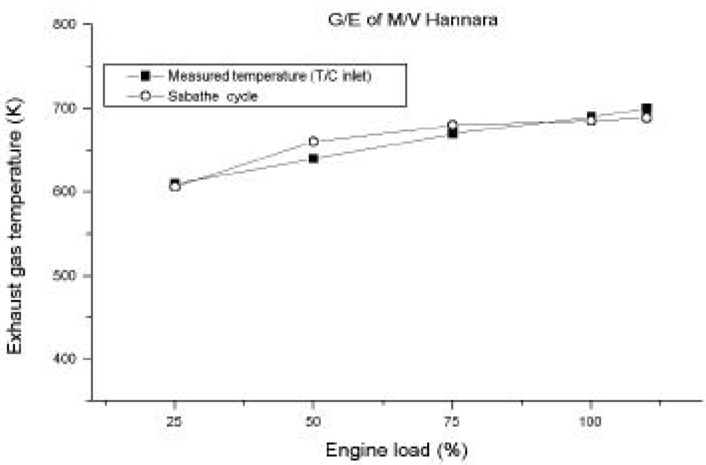

Fig. 3.8 Exhaust gas temperature (T/C inlet side) of G/E of M/V Hannara by engine load

3.2.2 과급기 터빈출구측 배기가스온도 예측결과

폐열이용측면에서 볼 때, 디젤기관에서 배출되는 배기가스의 온도는 과급기 터빈 입구온도보다 출구측온도가 더 중요하다.

대상기관에 대한 과급기 터빈출구측 배기가스온도의 예측은 배기가스열량비 Φ, SNAME의 제안식 그리고 사바데사이클을 이용한 세가지 방법을 비교검토하였다.

배기가스열량비 Φ의 경우는 각 기관의 MCR에서의 실측 배기온도, 정압비열, 배기유량 및 공급연료량으로 계산한 열량비를 기준으로 하여 각 운전부하에 따른 연료소비율을 이용하여 효율을 산출하고, 전체 공급열량에서 그 효율에 해당하는 열량을 빼면 기관에서 유효한 일로 전환된 열량이외에 냉각수, 배기가스, 마찰손실 등으로 빠져나가는 열량으로 생각할 수 있으며, 각 운전부하별 손실열량비가 일정하다고 가정하였다. 즉,

$$T_{ex} - T_a = \frac{\Phi_e \cdot Q_f}{c_{p_g} \cdot G_{ex}}$$

SNAME의 식의 경우, 배기폐열회수장치를 구성하기 위하여 제안된 것으로 박용기관의 경우는 거의 정속에 가까운 운전을 하기 때문에 85%MCR에서 운전하는 경우가 대부분이다. 따라서, SNAME에서 제안한 식을 보게 되면 MCR과 50%MCR의 두 조건에 대해서 온도를 구하였다.

그리고, 사바데사이클을 이용하여 계산한 과급기 입구측 배기가스온도에서 대상기관은 터보차져(turbochrger)를 장착하고 있어 과급기 터빈의 효율을 고

려하여 과급기 출구의 온도를 구하였다. 각 계산방법의 예측결과는 Fig. 3.9 3.12 과 같다.

Fig. 3.9와 Fig. 3.10은 한바다 M/E과 한나라 M/E의 실측치와 예측치를 비교하고 있는데, 사바데사이클을 이용하여 예측한 결과는 양기관 모두 75% 부하 이상에서는 거의 일치하는 것을 볼 수 있다. 그러나, 50% 부하 이하에서는 차이가 나는 것을 볼 수 있는데, 이것은 저부하의 경우 기관에 장착되어 있는 보조블로워의 작동으로 실제 배기가스온도가 낮아진 것으로 판단된다. 또한 부하에 따라 과급기의 효율이 다르기 때문에 각부하에 따라 과급기의 효율을 고려한다면 실측치에 가까워질 것이라고 생각된다. 배기가스열량비 Φ를 이용한 경우에는 저부하로 갈수록 온도의 차이가 많이 나고 있는데 실제경우에 있어 저부하에서의 냉각손실비율이 고부하의 경우보다 크기 때문이라고 판단된다.

Fig. 3.11와 Fig. 3.12는 한바다 G/E과 한나라 G/E의 실측치와 예측치를 비교 도시하고 있다. 한바다 G/E의 경우 계측치가 없어 예측치만 도시하였는데, 배기가스 열량비 Φ를 이용한 방법과 사바데사이클을 이용한 방법에 있어 거의 비슷한 경향을 나타내고 있다. 한나라 G/E의 경우에는 배기가스열량비 Φ를 이용하는 방법이나 사바데사이클을 이용한 방법들이 실측치와 차이를 보이고 있지만, 사바데사이클을 이용한 예측치는 과급기의 효율을 고려한다면 거의 실측치에 근사하리라 판단된다.

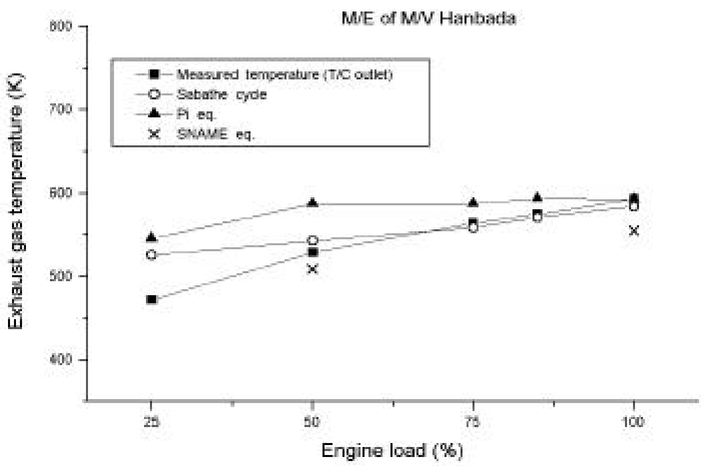

Fig. 3.9 Exhaust gas temperature (T/C outlet side) of M/E of M/V Hanbada by engine load

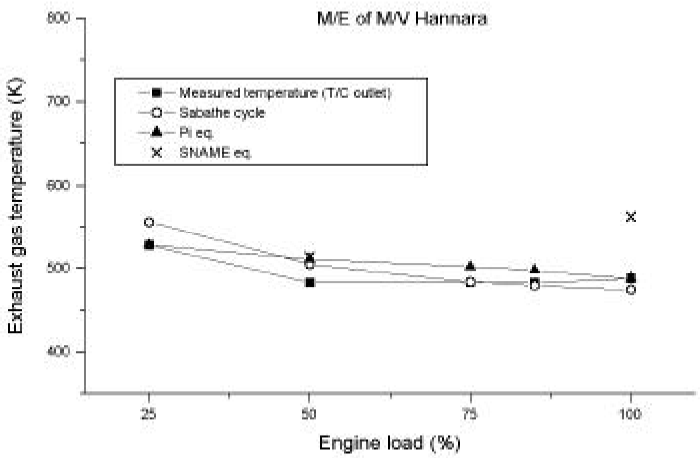

Fig. 3.10 Exhaust gas temperature (T/C outlet side) of M/E of M/V Hannara by engine load

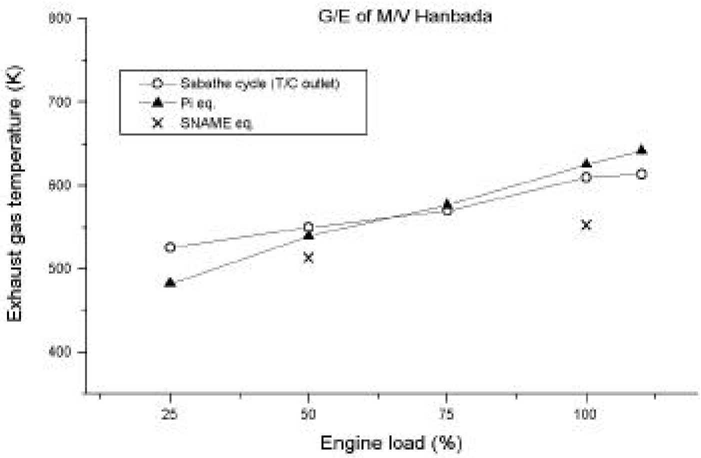

Fig. 3.11 Exhaust gas temperature (T/C outlet side) of G/E of M/V Hanbada by engine load

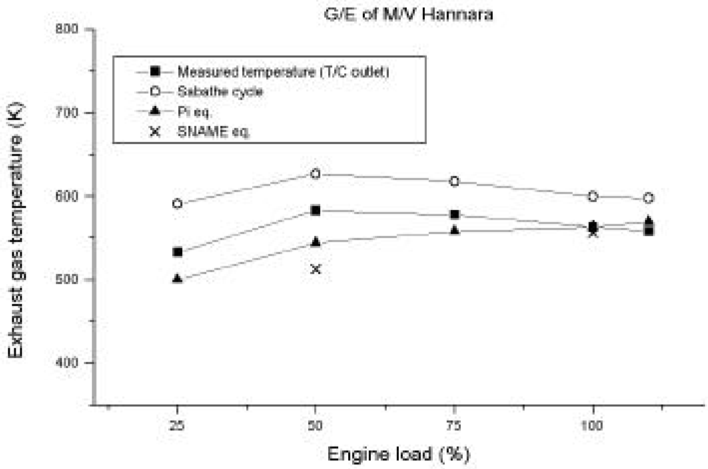

Fig. 3.12 Exhaust gas temperature (T/C outlet side) of G/E of M/V Hannara by engine load

3.3 배기가스유량 계산 결과

2.3절에서 언급한 바와 같이 디젤기관의 배기가스유량 G_{ex} (kg/hr)는 기관에서 자연흡입하거나 과급기 압축기에서 공급하는 총공기량 G_a (kg/hr)와 운전조건에 따라 기관내 공급된 연료량 G_f (kg/hr)의 합이다.

$$G_{ex} = G_a + G_f \qquad \text{(kg/hr)}$$

기관내 공급된 급기의 유량 G_a (kg/hr)는 실린더체적 그 자체가 아니라 4행정기관의 경우 체적효율(volumetric efficiency) η_v, 2행정기관의 경우 소기효율(scavenging efficiency) η_s에 의하여 지배되고 변화한다. 즉,

$$G_a = \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \right) \times G_p$$

$$G_p = V_h \cdot n \cdot \gamma_a \cdot \eta_v$$

이다.

따라서, 대상기관에 대한 배기가스유량 G_{ex} (kg/hr) 계산결과는 Fig. 3.13

3.16과 같다.

그림에서 볼 수 있는 바와 같이 운전부하가 증가할수록 배기가스유량이 증가하는 경향은 대상기관 모두 비슷하다. 그러나 M/E의 운전부하별 유량변동의 폭은 G/E의 경우보다 큰 것을 볼 수 있다. 이것은 기관의 회전수 및 출력에 기인한 것으로 판단되는데 즉, M/E의 경우 부하가 증가함에 따라 기관회전수도 증가하는 반면에 G/E의 경우 기관회전수는 정속인 상태에서 부하만 증가하므로 유량의 변동폭에 있어서 많은 차이를 보이고 있다.

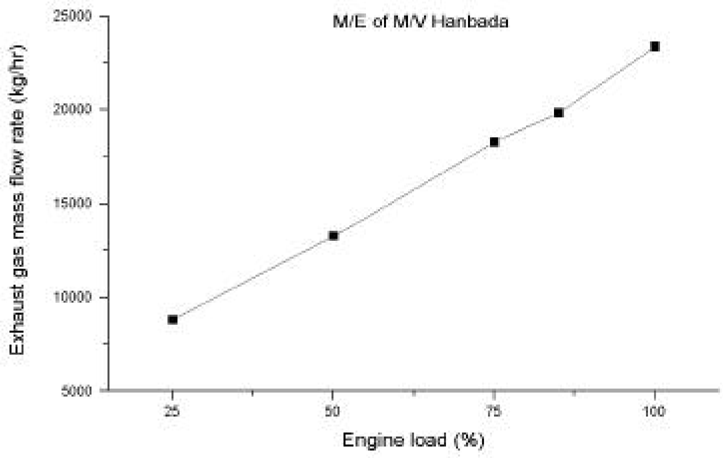

Fig. 3.13 Exhaust gas mass flow rate of M/E of M/V Hanbada by engine load

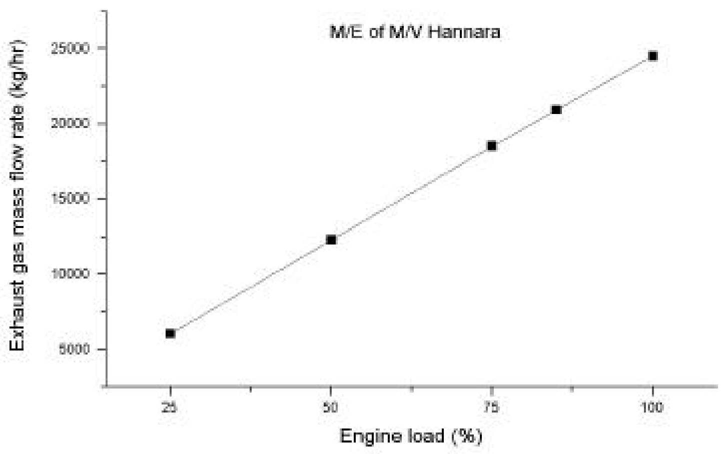

Fig. 3.14 Exhaust gas mass flow rate of M/E of M/V Hannara by engine load

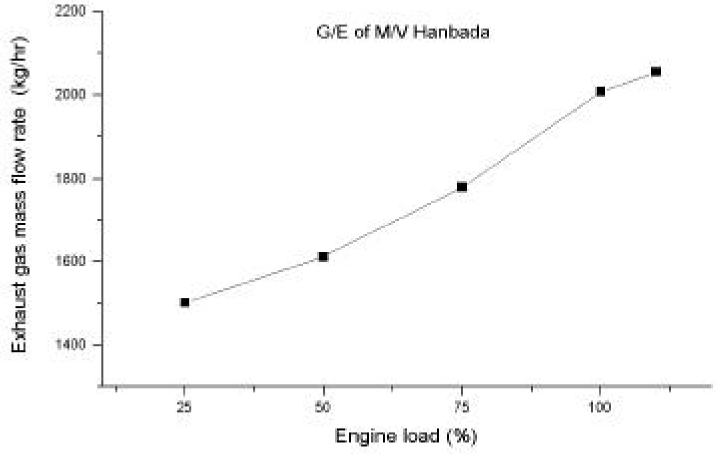

Fig. 3.15 Exhaust gas mass flow rate of G/E of M/V Hanbada by engine load

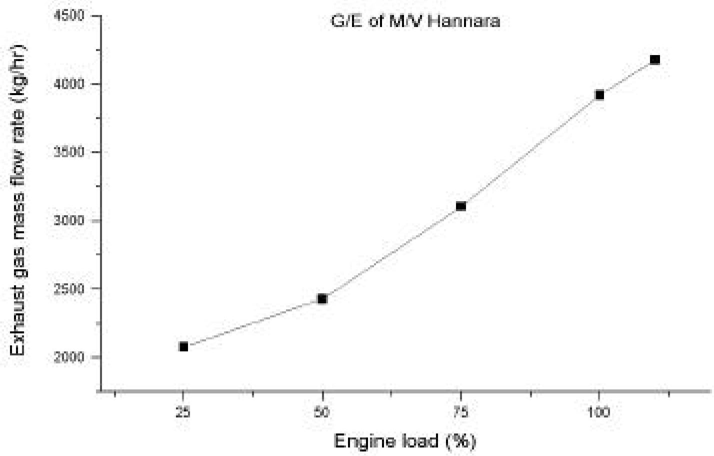

Fig. 3.16 Exhaust gas mass flow rate of G/E of M/V Hannara by engine load

제 4 장 배기폐열회수장치의 성능분석 및 고찰

4.1 배기폐열회수시스템의 구성

4.1.1 일반적인 고려

배기폐열회수장치의 구성요소인 열교환기는 일반적인 배기폐열회수장치에 있어 가장 중요한 단일구성체이기 때문에 총장치성능은 배기폐열회수 열교환기의 성능에 따라 영향을 받는다. 출력이 배기가스와 같이 저온 폐열원으로부터 회수될 때, 온도차는 수용할 수 있는 전환효율을 얻기위하여 최소화되어야 한다. 이를 위하여는 배기폐열회수 열교환기가 전체 장치 설계, 비용 및 효율 사이에 가장 적합한 것이어야 한다.

배기폐열회수 열교환기는 배기가스가 물 또는 증기를 유지하는 관군을 통과하는 수관형태가 많다. 배기폐열회수 시스템을 구성하는데 가장 큰부분은 열교환기이며, 이를 설계할 때는 다음과 같은 설계기준을 따라야 한다.

(1) 압력강하와 열전달량이 구성하려는 시스템에 적합한가를 고려하여야 한다.
(2) 설계된 열교환기가 주어진 설비환경에서 잘 작동할 수 있는가를 고려해야 하며, 부식이나 침전에 대한 영향도 고려하여야 한다.
(3) 유지보수가 쉽게 될 수 있는가를 고려하여야 한다.
(4) 요구하는 성능의 열교환기 비용이 최소화되어야 한다. 즉, 초기 제작 비용, 설치비용 및 운전비용 등을 고려하여야 한다.
(5) 열교환기의 크기나 무게 등을 고려해야 한다.

4.1.2 열교환기 설계절차

위에서 언급한 바와 같은 기준을 가지고, 배기폐열회수 시스템을 설계하는 것은 다음과 같다.

(1) 시스템의 요구조건에 대한 조사를 한다.
(2) 기본이 되는 열교환기의 형태를 결정한다.
(3) 열교환기의 형상인자들을 적절하게 결정한다.
(4) 열교환기의 열적성능 및 압력강하에 대한 계산을 수행한다.
(5) 계산되어진 열전달량과 압력강하가 목적에 적합한지를 평가한다.
(6) 위의 결과가 적합하지 못하면 형상인자들을 바꾸어 반복 계산한다.
(7) 위의 결과가 적합할 경우 가격평가 및 규격화 설계를 한다.

즉, 열교환기에서 이루어지는 전열량 Q는 다음과 같다.

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta T = A \cdot U \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

여기서, A : 열교환기의 전열면적(m2)

U : 총괄전열계수(kcal/m2hr.K)

각 작동유체 입·출구온도의 대수평균온도차 ΔT_{lm}은 다음과 같다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{|T_1 - t_2| - |T_2 - t_1|}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (4.2)$$

여기서, T_1, T_2 : 작동유체 A의 입·출구온도

t_1, t_2 : 작동유체 B의 입·출구온도

온도차보정계수 F_t를 이용하여 유효평균온도차 ΔT는 다음과 같다.

$$\Delta T = F_t \cdot \Delta T_{lm} \tag{4.3}$$

식(4.3)에서 구한 유효평균온도차 ΔT와 총괄전열계수 U를 가정하여 식(4.1)에서 열교환기의 전열면적 A를 구하여 개략적인 열교환기의 사양을 결정한다. 개략적으로 설계한 열교환기로부터 발생할 수 있는 여러 가지 인자들을 다음과 같이 구할 수 있다.

관측 경막전열계수 h_i는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_i = \frac{j_H \cdot k}{D_i} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^a \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^b \tag{4.4}$$

통측 경막전열계수 h_o는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_o = F_{fh} \cdot j_h \cdot (c \cdot G) \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^a \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^b \left(\frac{\Phi \cdot \xi}{X} \right) \cdot F_g \tag{4.5}$$

또한, 열교환기는 운전중 유체속의 용해성분이 석출해서 관벽에 부착되거나 또는 기류중 부유물이 관에 침적하기도 한다. 이런 부착물에 의해 열교환기 내에서의 전열은 방해받게 된다. 따라서, 열교환기 설계에 있어 경막전열계수

와 동시에 오염계수도 정확한 수치를 사용해야 한다. 오염계수 r은 유체의 종류, 조작온도, 유속 등에 의해 변화하며, 각종유체에 대한 열교환기관의 오염계수는 Table 4.1과 같다.

Table 4.1 Fouling factors of heat exchanger

Temperature of heating fluid	Below 115 ℃		Above 115 ℃	
Temperature of water	Below 50 ℃		Above 50 ℃	
Velocity of water	Below 0.9 m/s	Above 0.9 m/s	Below 0.9 m/s	Above 0.9 m/s
Evaporated water	0.001	0.001	0.001	0.001
Sea water	0.001	0.001	0.002	0.002
Treated water	0.002	0.002	0.004	0.004

열전도율(thermal conductivity)은 재질에 대한 물성치이며, 온도의 함수이고, 열교환기 관으로 주로 사용되는 동관과 강관에 대한 열전도율 k_w 는 Table 4.2와 같다.

Table 4.2 Thermal conductivity of heat exchanger pipe

Material	Thermal conductivity (kcal/m.hr.℃)
Copper	320 (at 20 ℃)
Steel	58 (at 100 ℃)

이상에서 구한 경막전열계수, 오염계수, 열교환기 관의 열전도율 그리고 열교환기 관의 제원을 이용하여 계산할 수 있는 총괄 전열계수 U_1은 다음과 같다.

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_o} + r_o + \frac{b}{k_w}\left(\frac{D_o}{D_m}\right) + r_i\frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_i}\frac{D_o}{D_i} \qquad (4.6)$$

식(4.1)에서 가정한 총괄전열계수 U와 식(4.6)에서 구한 총괄전열계수 U_1을 비교하여 일치할 때까지 형상인자들을 수정하여 반복 계산을 실행한다.

본 연구에서는 배기폐열회수시스템을 구성하는데 위의 설계기준과 절차에 따라 증기발생기, 조수기, 온수발생기 등에 대하여 Fig. 4.1, 4.2, 4.3에 각각 개략적으로 도시하였다.

Fig. 4.1은 기관에서 발생한 배기가스를 연돌로 나가기 전 배기가스 보일러를 통과하며 증기를 발생시키고, 증기분리기에서 증기를 분리하여 증기를 필요로하는 개소로 보내는 개략도이다.

Fig. 4.2는 연돌에 설치된 배기가스 보일러에서 열을 회수하여 증기(또는 고온수)를 발생시켜 증기분리기를 거친 후, 증기(또는 고온수)를 조수기로 보내어 해수를 증발시켜 청수를 생산하는 구성도이다.

Fig. 4.3은 연돌에 설치된 배기가스 보일러에서 열을 회수, 고온조에 저장하여, 고온용 열교환기와 열교환을 하여 급탕공급 및 난방 등에 이용하는 방식을 도시한 것이다.

4.1.3 최대 회수가능열량

본 연구에서 구성한 배기폐열회수장치는 앞서 설명한 것과 같이 디젤기관에서 배출된 폐열이 과급기 터빈에서 먼저 열을 회수하고 난 후, 연돌로 빠져나가게 되며, 연돌에 설치된 열교환기(에코너마이져, 배기가스 보일러 등)를 통과하면서 2차적으로 열을 회수하게 된다. 에코너마이져나 배기가스 보일러에서 열교환을 통하여 발생한 열매개체는 다른 열교환장치에 이용될 수 있다. 따라서, 배기가스에서 연돌에 설치된 열교환기로의 전열량 Q kcal/hr는 다음 식과 같다.

$$Q = G_{ex} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{4.7}$$

여기서, G_{ex}는 배기가스유량(kg/hr), c_p는 배기가스 정압비열(kcal/kg.K), 그리고 ΔT는 배기가스의 입·출구온도차 즉, $\Delta T = T_i - T_o$이다. 이때 열교환기의 출구측 배기가스 온도 T_o는 배기가스의 온도가 하강함에따라 열교환기관의 부식을 유발하는 황산의 이슬점온도(450 K) 이하로 저하하는 것을 방지하여야 하므로 배기가스의 출구온도를 이슬점온도라고 할 때,

$$Q_{re} = G_{ex} \cdot c_p \cdot (T_i - 450) \tag{4.8}$$

Fig. 4.4 4.7은 대상기관의 최대 회수가능열량 Q_{re}를 보이고 있다.

최대회수가능열량은 제3장에서 언급한 배기가스온도와 유량에 의하여 결정된다. 여기서는 실측치와 거의 일치하는 사바데사이클을 이용한 과급기 터빈 출구측 배기가스온도를 기준으로 최대 회수가능열량 Q_{re}를 예측하였다. 그림으로부터 최대 회수가능열량 Q_{re}는 배기가스온도의 경향과 비슷하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

따라서, 최대 회수가능열량 Q_{re} 은 배기가스 유량과 온도에 의하여 지배된다.

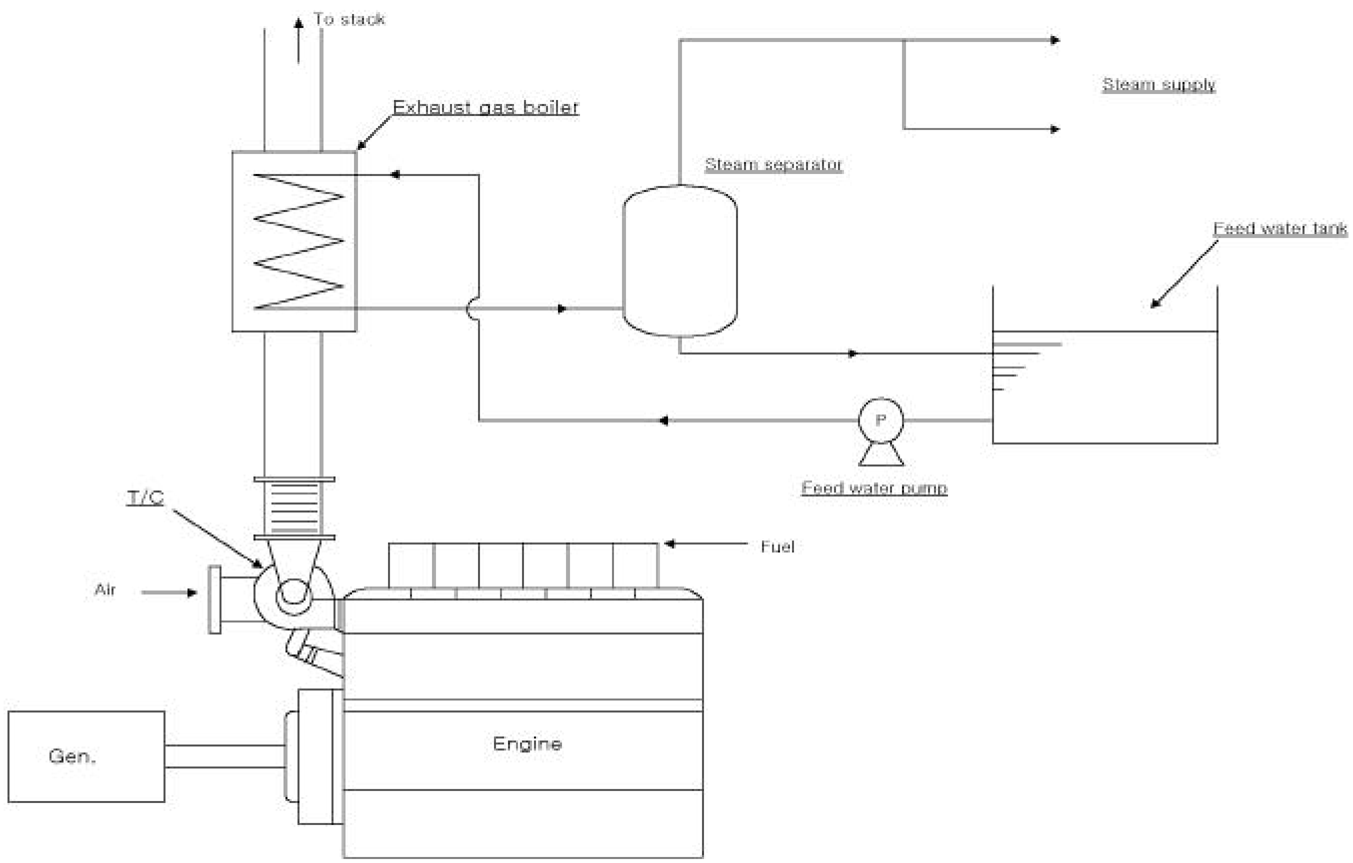

Fig. 4.1 Schematic diagram of steam generator

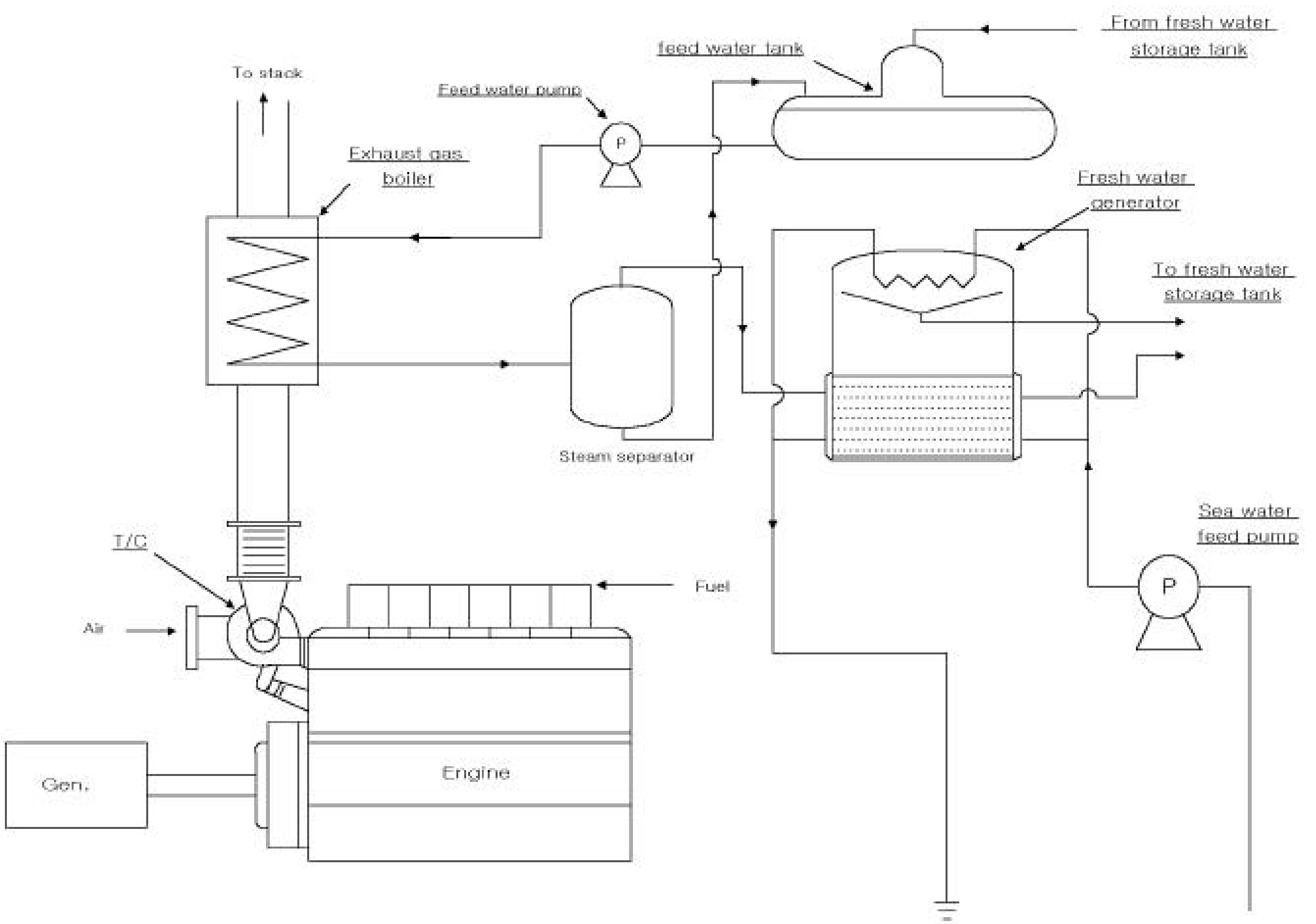

Fig. 4.2 Schematic diagram of fresh water generator

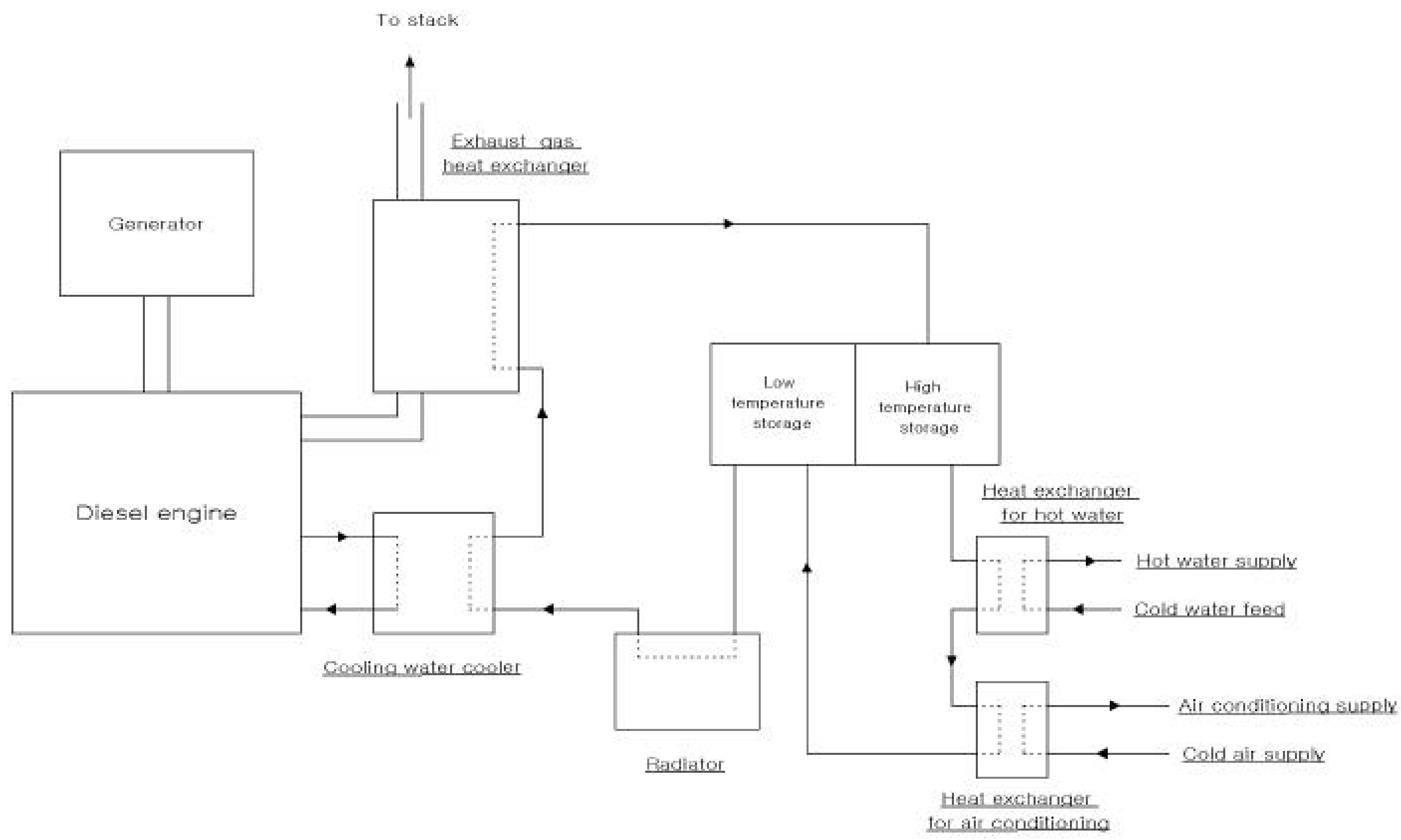

Fig. 4.3 Schematic diagram of hot water generator

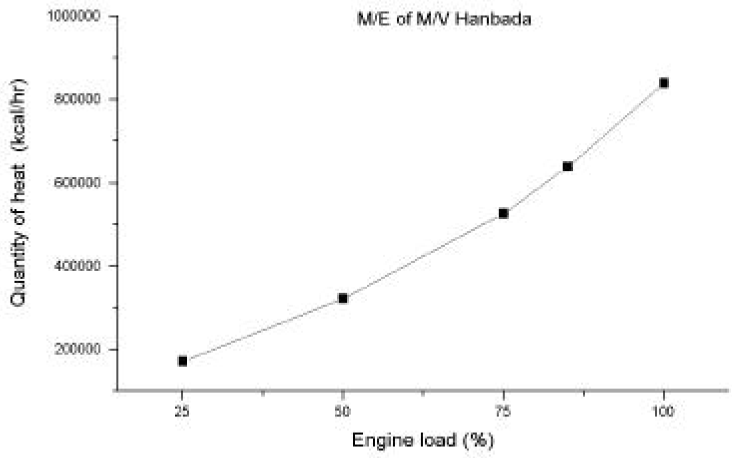

Fig. 4.4 Maximum recoverable heat quantities of M/E of M/V Hanbada by engine load

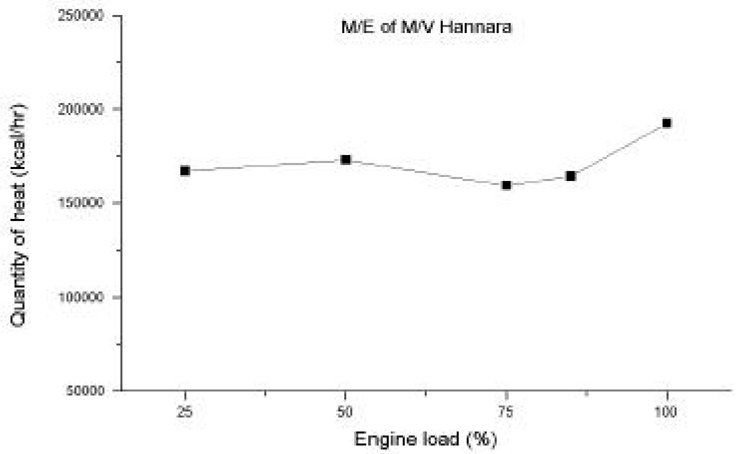

Fig. 4.5 Maximum recoverable heat quantities of M/E of M/V Hannara by engine load

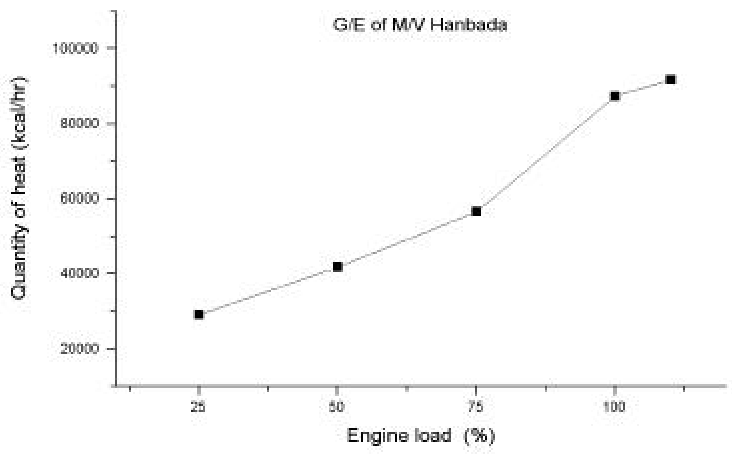

Fig. 4.6 Maximum recoverable heat quantities of G/E of M/V Hanbada by engine load

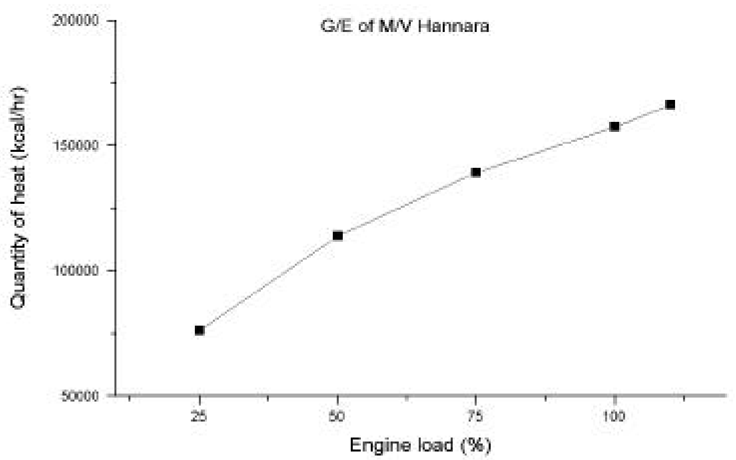

Fig. 4.7 Maximum recoverable heat quantities of G/E of M/V Hannara by engine load

4.2 배기 폐열 회수 장치의 성능분석

본 연구에서는 배기폐열회수장치의 성능을 분석하는데 있어 열교환조건을 단순화하기 위하여 다음과 같이 가정하였다.

(1) 각 시스템에 있어서 시스템의 외부로의 방열은 없다.

(2) 열교환기에 있어 오염계수의 영향은 고려하지 않는다.

(3) 각 열교환기에서의 열교환은 완전하게 이루어진다.

4.2.1 증기발생장치의 성능분석

증기발생장치는 배기가스 보일러로써 이것은 Fig. 4.8 과 같이 열교환기 내에서 상변화를 일으킨다. 즉, 배기가스 보일러에서 배기가스는 과급기를 통과한 후 열교환기로 들어가 황의 이슬점온도까지 하강하면서 열교환기 관으로 열을 전달하게 된다. 그리고 배기가스보일러 내를 통과하는 물은 배기가스에서 전달된 열량중 일부를 받아 물의 포화온도까지 상승한다.

따라서, 배기가스로부터 배기가스보일러에서 받는 열량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{re} = G \cdot c_{p_l} \cdot \Delta T_1 + G \cdot h_{fg} \qquad (4.9)$$

여기서, c_{p_l} : 물의 정압비열

ΔT_1 : 물의 포화온도와 급수온도의 차

위 식에서 우변 첫번째항은 대기압상태 하에서 배기가스보일러로 들어가는 급수의 입구온도에서 물의 포화온도까지 상승시키는데 필요한 열량이고, 두번째항은 포화수가 완전히 증발하는데 필요한 열량이다.

따라서, 배기가스 보일러에서 발생하는 증기량은 다음과 같다.

$$G = \frac{Q_{re}}{c_{p_l} \cdot \Delta T_1 + h_{fg}} \tag{4.10}$$

위 식에서 h_{fg} kcal/kg는 증발잠열로서 포화수 및 해수의 증발잠열은 Table 4.3과 같다.

위의 방식으로 대상기관에 대한 증기발생량 계산결과는 Fig. 4.9 4.12 와 같다. 이들 계산결과는 열교환기의 온도효율을 100%로 가정하였기 때문에 앞에서 언급한 바와 같이 배기온도의 경향에 의하여 크게 지배받는 결과로 나타났으나, 열교환기의 온도효율이 유량속도에 따라 변화되는 점을 고려하면 온도의 영향이 더욱 크게 나타날 것으로 판단된다. 즉, 부하감소에 따라 배기유량의 감소와 함께 배기가스온도가 저하하는 경우, 열교환기의 온도효율이 저하할 것으로 판단되기 때문에 한바다 M/E 및 G/E의 경우 부분부하에서 증기발생량은 급격히 저하할 것으로 생각된다. 그러나, 한나라 M/E의 경우 고부하로 갈수록 과급기의 효율이 좋아지므로 고부하에서 과급기 출구온도가 감소하기 때문에 과급기효율이 나쁜 부분부하에서의 증기발생량이 상대적으로 많아지게 된다.

Table 4.3 Evaporation heat of saturated water and seawater

Item	h_{fg} (kcal/kg)
Saturated water	539 (at 100 ℃)
Seawater	574 (at 40 ℃)

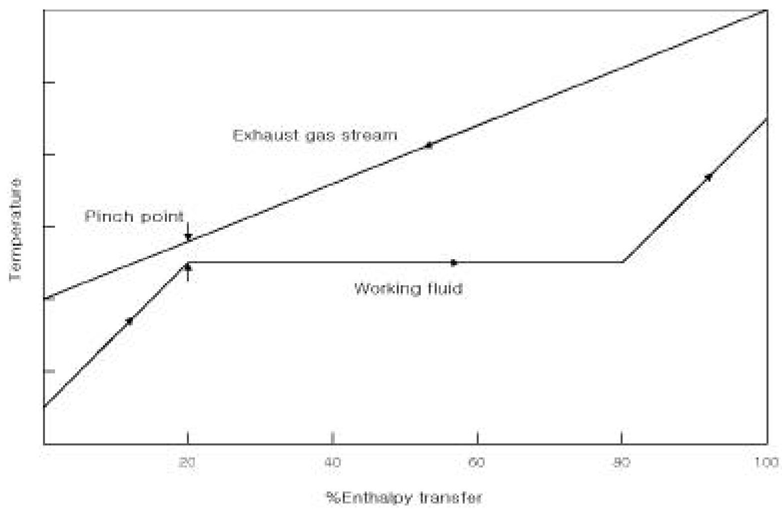

Fig. 4.8 Temperature difference between the waste heat stream and the working fluid with high enthalpy of evaporation

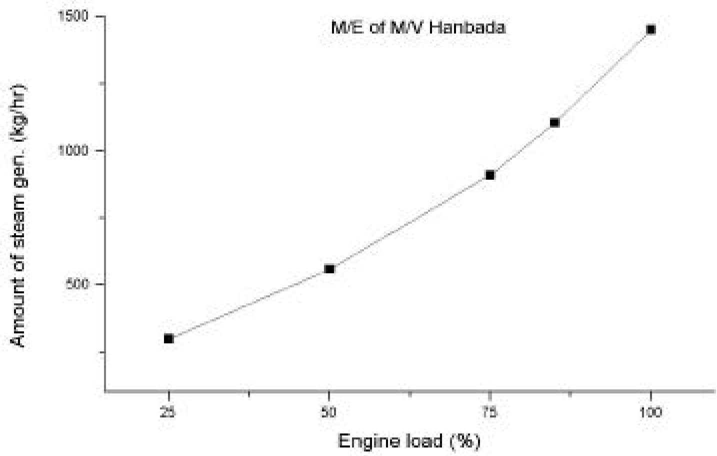

Fig. 4.9 Steam generation amount of M/E of M/V Hanbada by engine load

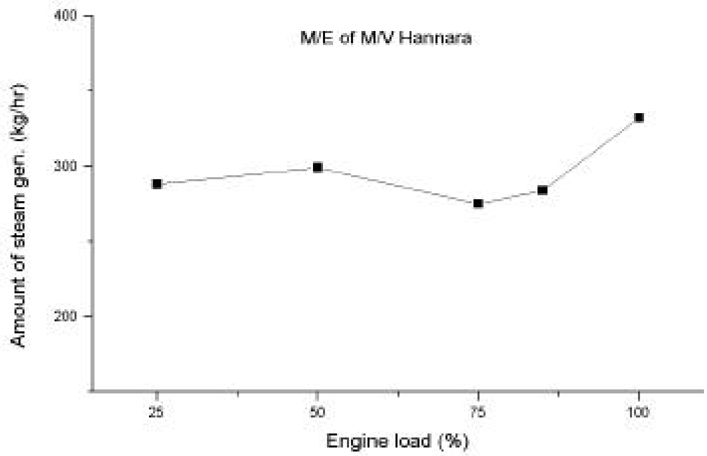

Fig. 4.10 Steam generation amount of M/E of M/V Hannara by engine load

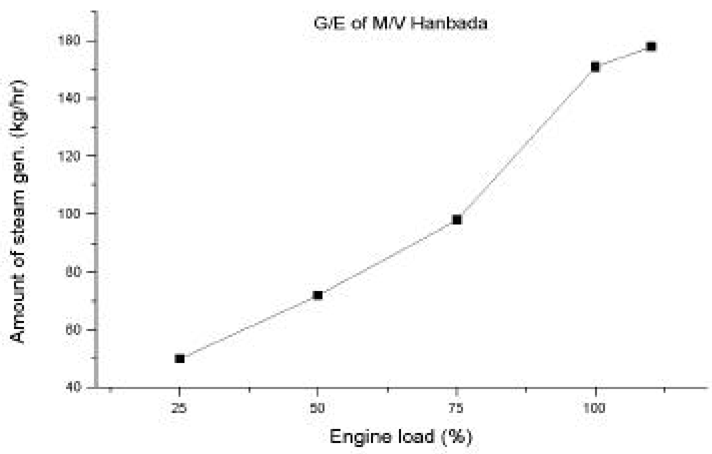

Fig. 4.11 Steam generation amount of G/E of M/V Hanbada by engine load

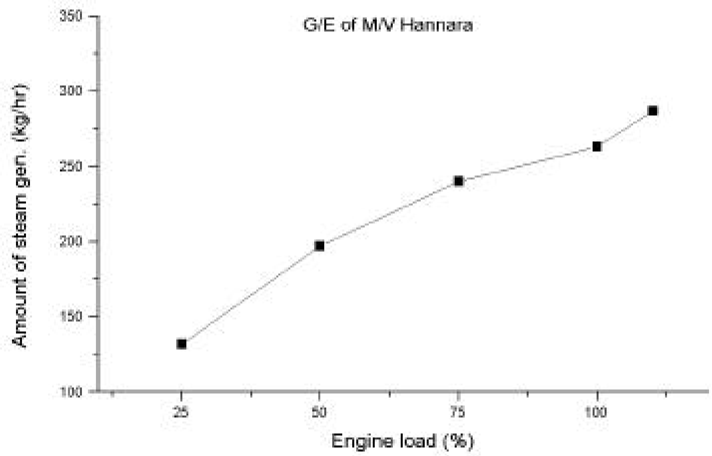

Fig. 4.12 Steam generation amount of G/E of M/V Hannara by engine load

4.2.2 조수장치의 성능분석

조수기의 증발장치에서도 Fig. 4.13 과 같이 상변화를 일으킨다. 즉, 배기가스보일러에서 회수한 열량으로 증기가 발생하게 되고, 증기는 증기내 보유하고 있는 에너지를 조수기의 증발관에 전달하게 된다. 조수장치의 증발관에서는 해수에 함유되어있는 청수를 증발시키기 위하여 필요한 열량은 증발기로 들어오는 해수의 온도에서 진공상태에 따라 물의 포화온도까지 상승시키는 부분과 물의 포화온도에서 포화증기로 변화하는 부분까지 열량이 필요하게 된다. 이 때 증발장치에 유입되는 해수는 전열관을 통해 증기로부터 열을 받게 되고, 해수가 받는 열량은 다음과 같다.

$$Q_{re} = G \cdot c_{p_l} \cdot \Delta T_1 + G \cdot h_{fg}\text{즚} \qquad (4.11)$$

조수기의 증발관에서의 증발량은 다음과 같다.

$$G = \frac{Q_{re}}{c_{p_l} \cdot \Delta T_1 + h_{fg}} \qquad (4.12)$$

여기서, c_{p_l} : 해수의 정압비열

ΔT_1 : 해수의 포화온도와 급수온도의 차

대상기관에 대한 조수기내에서의 청수발생량은 Fig. 4.14 　 4.17 와 같다. 계산결과 및 검토결과는 앞에서 언급한 내용과 동일하며, 청수발생량은 해수와 청수의 물성치 변화에 의한 영향만큼만 다르게 나타난다.

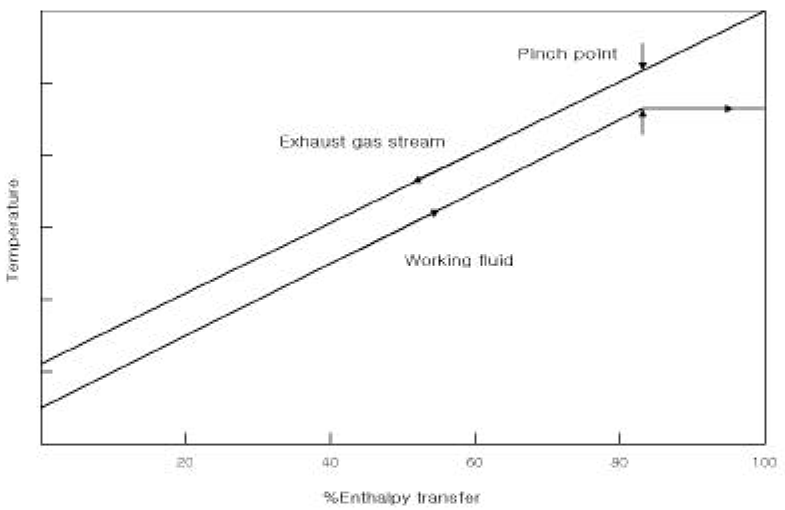

Fig. 4.13 Temperature difference between the waste heat stream and the working fluid with high enthapy of evaporation

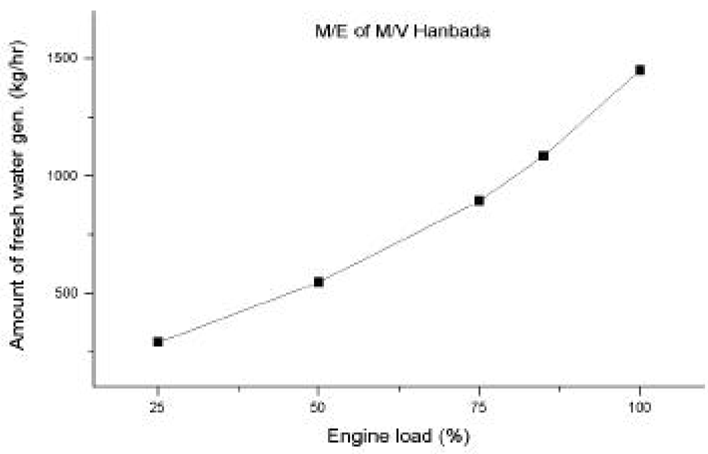

Fig. 4.14 Fresh water generation amount of M/E of M/V Hanbada by engine load

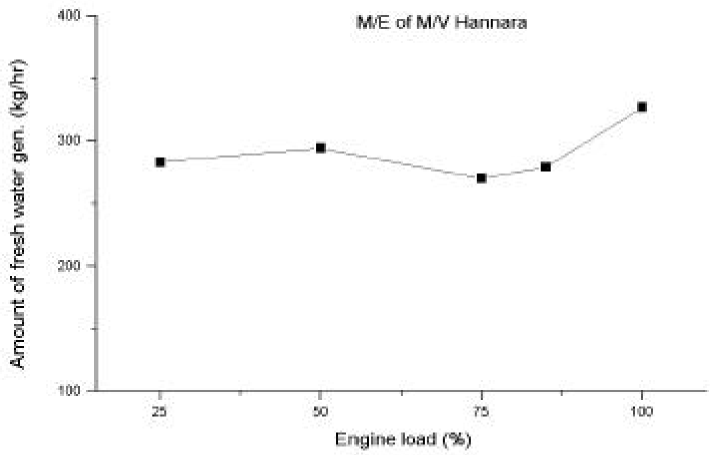

Fig. 4.15 Fresh water generation amount of M/E of M/V Hannara by engine load

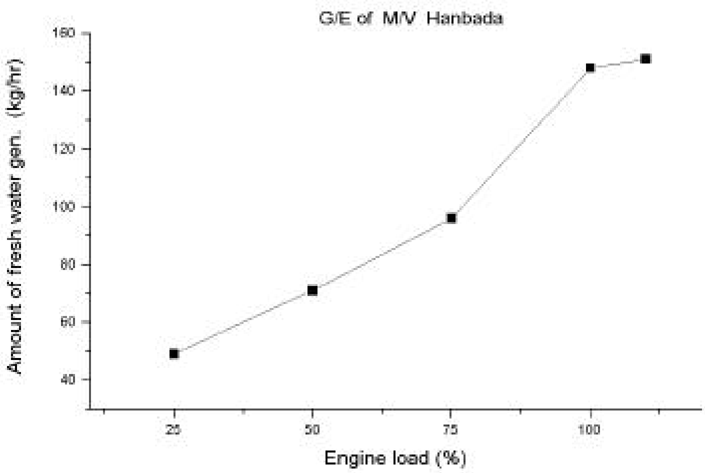

Fig. 4.16 Fresh water generation amount of G/E of M/V Hanbada by engine load

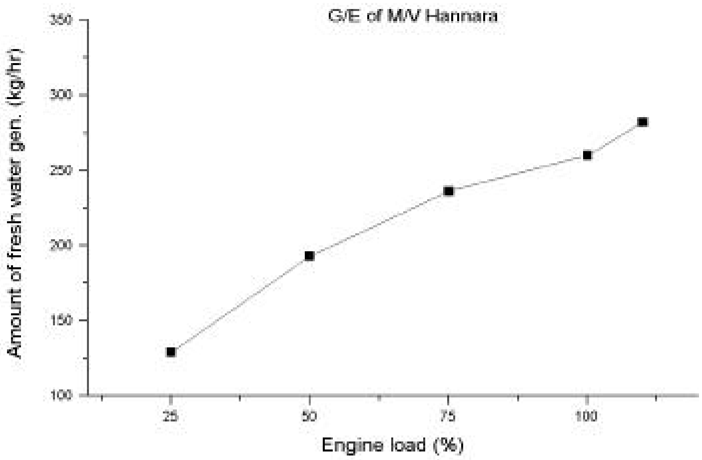

Fig. 4.17 Fresh water generation amount of G/E of M/V Hannara by engine load

4.2.3 온수장치의 성능분석

온수장치내에서는 Fig. 4.18과 같이 열교환기내에서 상변화를 일으키지 않는다. 즉, 온수장치 내에서는 작동유체간 단순한 열교환만이 일어나며, 물의 포화온도까지 상승시키는 변화를 갖게 된다. 이 때, 온수장치 내에서 급수의 온도를 물의 포화온도인 100 ℃까지 상승시키는데 필요한 열량은 다음과 같다.

$$Q_{re} = G_{hw} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{4.13}$$

주어진 배기가스의 최대 회수가능 열량 Q_{re}로부터 급수입구온도에서 출구온도까지 상승하는데 필요한 급수의 유량 G_{hw}를 알 수 있으며, 그 때 대상기관에 대한 온수발생량의 계산결과는 Fig. 4.19 4.22와 같다.

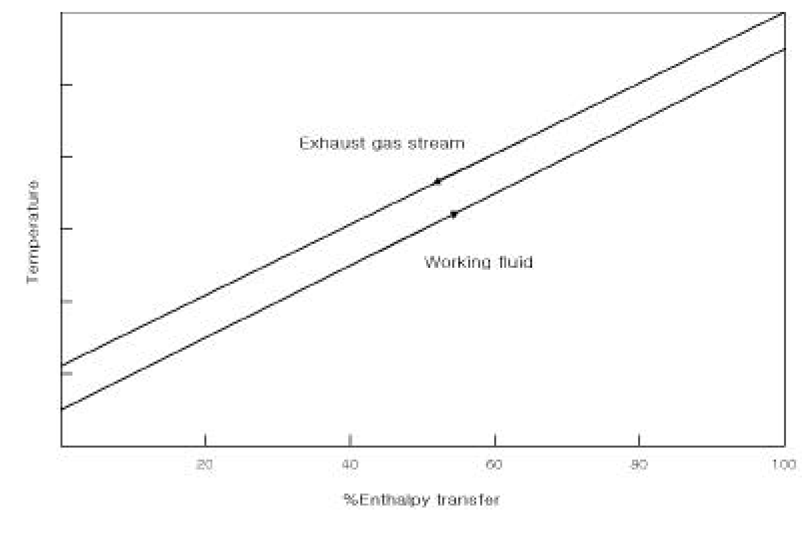

Fig. 4.18 Exchanged heat of hot water geneator

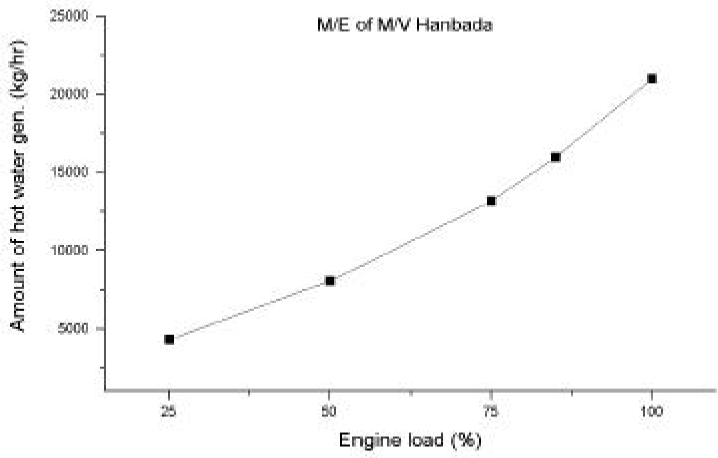

Fig. 4.19 Hot water generation amount of M/E of M/V Hanbada by engine load

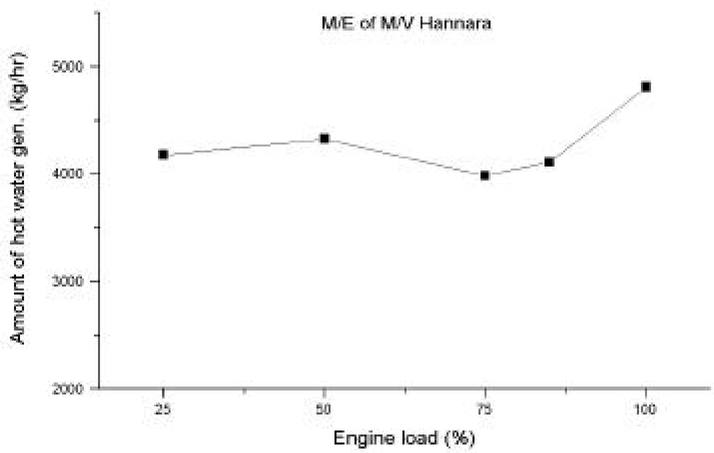

Fig. 4.20 Hot water generation amount of M/E of M/V Hannara by engine load

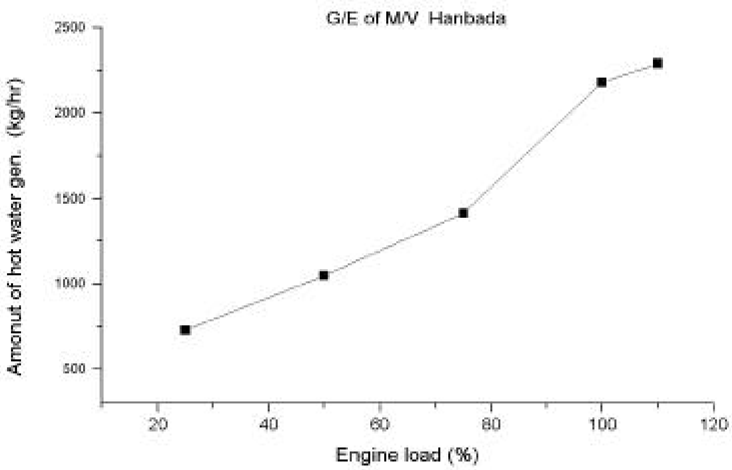

Fig. 4.21 Hot water generation amount of G/E of M/V Hanbada by engine load

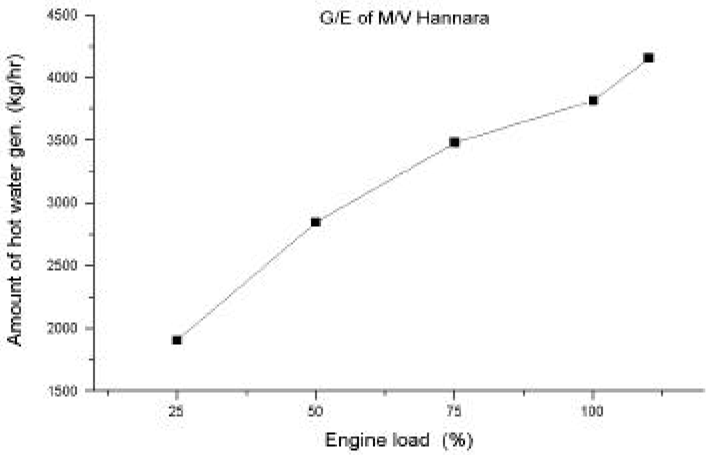

Fig. 4.22 Hot water generation amount of G/E of M/V Hannara by engine load

제 5 장 결 론

본 연구에서는 과급디젤기관에서 발생되는 가장 큰 폐열원인 배기가스의 온도 및 유량의 예측방법에 관하여 검토하였다. 이로부터 최대 회수가능열량을 예측하였으며, 폐열회수시스템을 가상적으로 구성하여 각 시스템의 성능을 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 과급기 입구측 배기가스온도를 예측하는데 있어 사바데사이클에서 팽창과정 중의 폴리트러픽 변화를 고려하여 각 운전부하에 따른 실측치에 가까운 온도를 예측할 수 있었다.

(2) MCR에서의 연료소비율과 실측 배기가스온도를 기준으로 하여 운전조건이 다른 운전부하에서의 배기가스온도를 예측할 수 있다.

(3) (1), (2)의 방법에 의한 배기가스온도의 예측결과는 SNAME의 식에 의한 예측결과보다도 실측치에 접근하였다.

(4) 회수가능한 배기폐열량은 배기가스온도와 배기가스유량에 의하여 크게 지배받는 것으로 판단된다. 따라서, 배기온도 및 유량의 정확한 예측이 중요하다.

- 후 기 -

배기폐열회수장치를 구성하는데 외부로의 열방출이 없다고 가정하여 증기발생량, 증발량 및 온수발생량을 예측하였는데, 이것은 실측치가 없어 비교를 할 수는 없었지만, 열방출이 있는 실제시스템에서는 아마도 예측치보다는 작게 나오리라 생각되며, 실제시스템을 구성하여 실험치와 예측치를 비교 검토하는 것을 차후에 과제로 남겨 놓고자 한다.

參 考 文 獻

[1] 早川一也, 「열병합발전 핸드북」, 신기술, 1989.

[2] Rolf Kehlhofer, 「Combined-cycle Gas & Steam Turbine Power Plants」, Fairmont Press, 1991.

[3] 福間悠二, 松谷敏史, 村山 登, 「京浜製鐵所における廢熱回收發電システム」、日本鋼管技報, No. 87, pp. 84-94, 1980.

[4] 岩 朝榮, 澁谷悌二, 「燒結工場の排熱回收システム」, 日本鋼管技報, No, 84, pp. 25-34, 1980.

[5] 横山二郎, 北村政雄, 「三菱高性能排エコ・タ一ボ發電システムの開發」, 三菱重工技報, Vol. 17, No. 3, pp. 373-384, 1980.

[6] 船舶・海洋プロジエクト事業本部, 「船舶の廢熱回收排ガスタ一ボ發電システム(三井ATG-Fシステム)」, 三井造船技報, Vol. 128, pp. 48-52, 1986.

[7] John B. Woodward, 「Low Speed Marine Diesel」, JOHN WILEY & SONS, pp. 54-64, 1981.

[8] 손 영희, 「Waste Heat Recovery from Marine Diesel Engines」, 기술현대, Vol. 6, No. 1, pp. 3-15, 1986.

[9] 임 영식, 최 재성, 「디젤기관의 EGR율에 따른 연소특성의 변화에 관한 연구」, 한국해양대학교 해사산업대학원 논문, 1998

[10] Y. Tanaka, S. Yabuki, S. Takahashi, 「Design Considerations for Energy Efficient Propulsion Plants」, 10th Ship Technology and Research(STAR) Syposium, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, pp. 117-129, 1985.

[11] 김 승기, 김 성중, 최 상민, 「소각로 및 폐열회수보일러 플랜트의 열설계」, 대한기계학회지, 34권, 12호, pp. 940-960, 1994.

[12] 이 흔우, 「선박의 성Energy화의 진보와 금후의 동향」, 기술현대, Vol. 12, No. 2, 1992.

[13] ME/LOG Article, 「Cool water from hot exhaust」, ME/LOG, pp. 46-47, Feb. 1987.

[14] V. Ganapathy, 「Steam Generators in Cogeneration Plants」, ASME Cogen Turbo Power '94, The American Society of Mechanical Engineers, pp. 673-679, 1994.

[15] Maurizio De Lucia, Carlo Lanfranchi, 「Analysis of An Industrial Cogeneration Unit Driven by a Gas Turbine : Part 1 - Experimental Testing under Full and Part-load Operating Conditions」, ASME Cogen Turbo Power, IGTI Vol. 9, pp. 185-190, 1994.

[16] Maurizio De Lucia, Carlo Lanfranchi, 「Analysis of An Industrial Cogeneration Unit Driven by a Gas Engine : Part 2 - Exergy and Thermoeconomic Analysis」, ASME Cogen Turbo Power '94, pp. 265-271, 1994.

[17] 전 효중, 최 재성, 「內燃機關講義」, 효성출판사, 1999.

[18] J. P. Holman, 「Heat Transfer」, McGRAW HILL, pp. 525-580, 1989.

[19] 김 세영, 「열교환기설계 핸드북」, 도서출판 한미, pp. 393-466, 1988.

[20] 박 영무, 박 경근, 장 호명, 「공업열역학」, 희중당, 1995.

[21] 栗野誠一,「內燃機關工學」, 山海堂, 1958

[22] 大道寺 達, 「ディーゼル機關設計法」, 工學圖書株式會社, 1960.

[23] 日本機械學會, 「流　の熱物性値集」, 1983.

[24] 日本機械學會, 「　熱工學資料」, 1975.

[25] 송 치성, 강 신돌, 최 준섭, 「선박용 조수장치」,한국박용기관학회지, 제 17권, 제 3호, pp. 137-147, 1993.

[26] 高見朝成, 「舶用造水裝置」, 日本舶用機關學會誌, 제 8권, 제 10호, pp. 20-28, 1973.

[27] 이 상천, 송 익수, 박 병덕, 「원통다관형 열교환기의 설계기술」, 대한기계학회지, 제 35권, 제 9호, pp. 766-775, 1995.