

해수 온도차를 이용한 선박의 ORC 발전 시스템 최적화

오 철[†] · 송영욱¹

(원고접수일 : 2012년 5월 7일, 원고수정일 : 2012년 5월 29일, 심사완료일 : 2012년 7월 2일)

A Optimization of the ORC for Ship's Power Generation System

Cheol Oh[†] · Young-Uk Song¹

요 약 : 본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을 최소화하기 위한 노력의 일환으로 선박으로부터 배출되는 열에너지를 회수하고 재활용하는 방안으로 유기랭킨사이클 발전장치를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높이고 온실가스 배출을 최소화할 수 있는 방안을 연구하였다. 선박에서 배출되는 배기가스와 냉각 시스템에서 배출되는 열에너지를 회수하여 터빈 발전기를 구동하는 ORC 발전시스템을 설계하고 시뮬레이션 하였다. 다양한 친환경 유기냉매를 이용하여 냉매를 적용하여 온도와 유량변화에 따른 열 해석을 실시하였고 냉각수 열원 예열기, 배기가스 가열기로 시스템을 구성하여 2,400kW급의 발전 출력을 얻을 수 있었다.

주제어 : 온실가스, 유기랭킨사이클, 배기가스, 냉각수, 폐열회수 발전, 트리플루오르에탄올, SES36

Abstract: In this study, for the purpose of reduction of CO₂ gas emission and to increase recovery of waste heat from ships, the ORC (Organic Rankine Cycle) is investigated and offered for the conversion of temperature heat to electricity from waste heat energy from ships. Simulation was performed with waste heat from the exhaust gasses which is relatively high temperature and cooling sea water which is relatively low temperature from ships. Various fluid is used for simulation of the ORC system with variable temperature and flow condition and efficiency of system and output power is compared. Finally, 2,400kW output power is obtained by system optimization of the preheater and reheater utilizing waste heat from sea water cooling system.

Key words: Green House Gas (GHG), Organic Rankine Cycle (ORC), Exhaust Gas, Cooling Water, Waste Heat Recovery System (WHRS), TFEA (Trifluoroethanol), SES36

1. 서 론

지구 온난화의 영향은 인류의 미래에 심각한 문제를 초래할 수 있으며, 해상에서의 물동량 증가로 인한 선박기인 온실가스의 배출은 앞으로도 계속 증가 할 것이 예상되어짐으로써 지구 온난화에 상당한 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 이에 대한 노력으로 최근에 국제 사회는 선박으로부터 기인하는 온실가스 배출을 규제하고 CO₂ 배출량을 감축하는 방안을 모색하고 논의가 활발히 진행 중이

다[1-2].

종래에는 메인엔진으로부터 배출되는 배기가스를 이용해서 파워터빈을 구동하고 열에너지를 회수해서 보일러를 가열하여 스팀으로 터빈 발전기를 구동하는 배기가스 폐열회수 시스템(Waste Heat Recovery System: WHRS)이 선박 엔진 업체들에 의하여 개발되어지고 있고 대형 컨테이너 선박을 중심으로 적용이 시도되어 지고 있다.

본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을

[†] 교신저자(한국해양대학교 기관시스템 공학부 교수, E-mail: ohcheol@hhu.ac.kr Tel: 051-410-4268)

¹ 삼성중공업 기술관리 과장, 한국해양대학교 대학원, E-mail: yu06.song@samsung.com, Tel: 055-630-5068

최소화하기 위한 노력의 일환으로 선박에서 배출되는 열에너지를 회수하여 ORC(Organic Rankine Cycle) 발전장치를 구동함으로써 선박의 에너지 효율을 높이고 온실가스 배출을 줄일 수 있는 방안을 다루고자 한다.

선박의 메인 엔진에 들어가는 연료 에너지는 최종적으로 선박의 추진력을 얻기 위하여 사용되어 지는데, 소비되는 에너지를 분석하여 보면 쉽게 재활용 가능한 열에너지를 찾을 수 있다. **Figure 1**은 파고 3~4m의 된바람(Strong breeze) 해상 상태에서 (Beaufort 6) 약 15노트로 운항하는 소형 화물선을 기준으로 연료 에너지로부터 선박의 메인엔진으로 소비되어지는 열 수치 도표를 보여 준다[3].

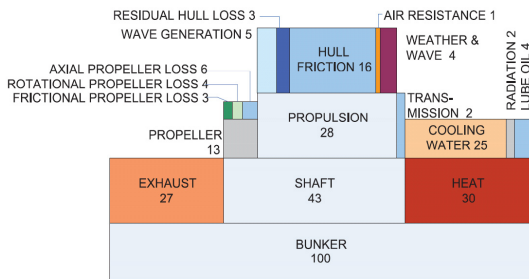


Figure 1: Use of propulsion energy on board a small cargo ship

Figure 1에서 가장 밑단의 바(Bar)는 연료로부터 엔진으로 들어가는 에너지 비율을 나타내고 있다. 여기에서, 약 43%의 연료 에너지가 샤프트(Shaft) 구동에 사용되는데 반하여 27%가 배기가스로 배출되어지고, 30%가 열손실로 소비되고 있다[3].

여기서 배출되는 열에너지 중에서 비중은 높지만 상대적으로 낮은 온도인 선박의 냉각 시스템 등으로부터 배출되는 열에너지를 온도차 발전 시스템에 이용하여 선박의 에너지 효율을 높일 수 있는 방안과, 배기가스의 폐열을 열원으로 하는 유기랭킨사이클을 구성하는 방안을 함께 연구하여 선박에서 배출되는 열에너지 손실을 최소화하고 에너지 효율을 최적화하는 방안을 제시하고자 한다.

2. 온도차 발전 이론

유기랭킨사이클 시스템은 중저온(70~400℃) 범

위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 프레온이나 탄화수소 계통의 유기냉매를 작동유체로 사용하는 저온 증기 열 동력 사이클로 저온에서 고압의 증기가 얻어지므로 저온 열원을 이용하여 고효율의 동력을 발생시킬 수 있다. 증기 동력 사이클 시스템은 작동유체의 일부 또는 전부가 액상(Liquid phase)과 기상(Vapour phase)으로 상이 변하면서 열에너지를 기계적 에너지로 변환시키는 열 동력 기관으로, 다른 열 동력 기관과 달리 열전달 특성이 이상적인 열기관인 카르노 사이클과 유사하다. **Figure 2**는 이상적인 기본 랭킨 사이클 시스템의 일반적인 구성도와 h-s 선도이다. 랭킨사이클 시스템은 카르노 사이클 시스템을 현실적으로 실현시킨 열기관임을 알 수 있다[4].

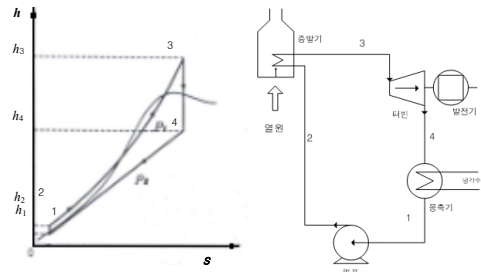


Figure 2: Rankine cycle system and h-s diagram

유기랭킨사이클에서 응축기와 증발기의 온도 그리고 작동유체가 결정되면 작동 유체의 열역학적 물성값 표나 방정식에 의해 각 점의 엔탈피를(h) 구할 수 있으며, 사이클의 입력 열량, 출력 및 시스템 성능은 다음과 같이 계산된다[4-5].

$$\text{입력 열량 } Q_{in} = h_4 - h_1 \quad (1)$$

$$\text{터빈 출력 } W_{out} = h_3 - h_4 \quad (2)$$

$$\text{배출 열량 } Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (3)$$

$$\text{펌프 일량 } W_{in} = h_2 - h_1 \quad (4)$$

$$\text{순수 일량 } W_{net} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$\text{효율} \quad \eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (6)$$

$$= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (7)$$

사용되는 작동유체는 환경규제 및 대체 냉매로서의 조건을 고려하여야 하므로, 선박의 온도차 발전에 적용 가능한 냉매로 혼합냉매는 제외하고 임계온도가 100℃가 넘는 R717(암모니아)와 R134a, R152a 등의 대체 냉매를 적용하여 검토 할 것이다. 또한 최근에는 육상 공장의 폐열을 회수하는 ORC의 작동유체로서 TFEA(Trifluoroethanol)와 R-365mfc(1,1,13,3 Penta-fluorobutane) 65%와 Galden HT55(Perfluoro-polyether) 35%로 혼합한 SES36 이라는 유기냉매가 SOLVAY라는 업체를 통하여 개발되어 지고 연구되고 있으므로 같이 검토하고자 한다 [6-7].

3. 배기가스 온도차 발전 시스템

시스템 해석은 상용 공정모사 프로그램인 Aspen사의 HYSYS 7.1v로 수행하였으며, 상태 방정식(Fluid Package)은 알코올 및 비이상기체에 광범위하게 적용 가능한 PRSV(Peng-Robinson Stryjek- Vera)를 적용하였다. 시스템 시뮬레이션 수행을 위한 단위 유닛(Unit)은 기본 값으로 하여 터빈과 펌프의 단열 효율(Adiabatic efficiency)은 75%로 정의하였다. 열교환기는 쉘 튜브(Shell & Tube) 타입을 기준으로 하여 작동유체가 열평형(Heat Balance)이 되도록 해석되었고 차압은 10kPa로 설정하였다. 각 작동 유체(Stream)의 프로세스의 속성(Property)은 동일한 기준 조건으로 정의하고 시스템을 시뮬레이션 하였다.

선박의 엔진으로부터 배출되는 배기가스를 열원으로 하는 유기랭킨사이클을 구성하기 위하여 엔진으로부터 배출되는 열을 확인하여 본다.

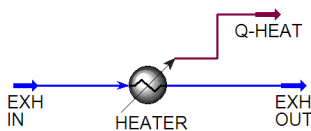


Figure 3: Modeling of recovering exhaust heat from ship's engine

엔진의 배기가스에서 터보차저출구에서의 온도, 유량 조건에서 열교환기인 이코노마이저를 설치할 때 회수할 수 있는 열을 계산하여 재생 가능한 열 용량을 계산할 수 있다.

현재 건조되어 운항중인 8,500 TEU 급의 컨테이너 선박에 적용된 72,240kW의 엔진(12K98ME-C)를 기준으로 하였다. 엔진의 MCR(Maximum Continuous Rating) 운전 조건에서 외기 온도가 10℃일 때 배출되는 배기가스의 온도와 압력은 220℃, 130kPa이고 배기가스 유량은 755,900kg/h이다. 이때에 열 교환기를 설치하여 열을 회수할 수 있는 열량은 열교환기의 효율에 따라 변화하게 될 것이지만, 단순하게 재생 가능한 열량을 확인하기 위하여 배출되는 온도 조건을 160℃로 정의하였을 때의 열량과 입 출구 유체의 열 해석 상태를 Figure 3과 같이 모델링하여 시뮬레이션 결과 발생하는 열량은 47,395,432kJ/h가 된다. 여기서 발생하는 열을 회수하여 발전시스템을 구성하게 하게 되면, 선박의 에너지 효율을 향상시킬 수 있을 것이다.

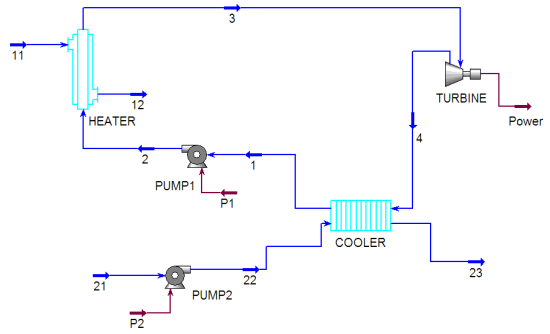


Figure 4: Modeling of exhaust gas ORC system

Figure 4는 배기가스에서 배출되는 고온의 가스를 열원으로 하여 작동유체를 증발시키고, 저온의 해수로 냉각되는 유체의 사이클에서 온도차로 발생하는 포화증기 압력의 차이에 의해 터빈을 구동하는 기본적인 랭킨사이클을 시뮬레이션하기 위하여 모델링한 것이다.

작동유체를 TFEA로 하는 랭킨 사이클을 이용한 발전 시스템의 해석 결과를 Table 1에서 확인할 수

있다. 엔진에서 배출되는 배기가스(11)의 온도를 220℃로 질량 유량을 755,900kg/h로 정의했을 때, 작동유체 79,590kg/h(57.7m³/h)의 질량 유량이 배기가스에 의한 가열에 의해 100℃로 증발하였고, 다시 30℃의 해수(21)로 응축기에서 냉각을 할 때 발생하는 온도에 의한 압력차이로 터빈을 구동할 때 약 1,000kW의 발전 용량을 구현할 수 있었다. 이때 필요한 냉각수의 용량은 2,085m³/h이다.

Table 1: Simulation result of exhaust gas ORC system by working fluid TFEA.

Name	1	2	3	4
Vapour fraction	0	0	1	1
T(°C)	36.0	36.1	100.0	49.8
P(kPa)	19	267	258	29
F(kg/h)	79590	79590	79590	79590
h(kJ/kgmole)	-8734.2	-8734.0	-8268.6	-8313.8
s(kJ/kgmole °C)	49.8	49.8	177.5	182.2

이때 시스템의 입력, 출력 열량은 식 (1~4)에 따라 다음과 같이 계산되어진다.

$$W_{out} = 45.23 \text{ kJ/kg} \quad (8)$$

$$W_{in} = 0.2481 \text{ kJ/kg} \quad (9)$$

$$Q_{in} = 465.3 \text{ kJ/kg} \quad (10)$$

$$Q_{out} = 420.3 \text{ kJ/kg} \quad (11)$$

따라서 시스템의 열효율(η_{th})은 식(6)에 따라 9.67%가 된다. 여기서 발전 시스템에서의 순수유효발전출력(Net power)은 터빈의 정미출력에서 작동유체 펌프에 소요되는 동력과 냉각 해수 펌프의 동력을 뺀 값이 된다.

$$\begin{aligned} Power_{net} & \\ &= Power_{turbine} - Power_{pump1} - Power_{pump2} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 $Power_{turbine}$ 은 1,000kW, $Power_{pump1}$ 은 5.5kW, $Power_{pump2}$ 은 192kW를 얻을 수 있었다. 따라서

순수유효출력(Net power)은 803kW가 된다.

Figure 5에서는 각 작동유체별 온도 조건에 따른 시스템의 압력 분포와 터빈에서의 정미 출력을 확인할 수 있다. R717이 100℃에서 약 6279kPa로 SES36의 약 638kPa, TFEA의 약 257kPa와 비교하면 상대적으로 시스템이 고압으로 운전되어야 하며, 임계온도 근처인 130℃에서는 기하급수적으로 압력이 상승하여 10,000kPa를 넘게 되는 것을 알 수 있다. 이러한 시스템의 설계 압력 증가는 비용 상승의 주요 요인이 되므로 작동유체의 선정 시에 불리한 조건이 될 수 있다.

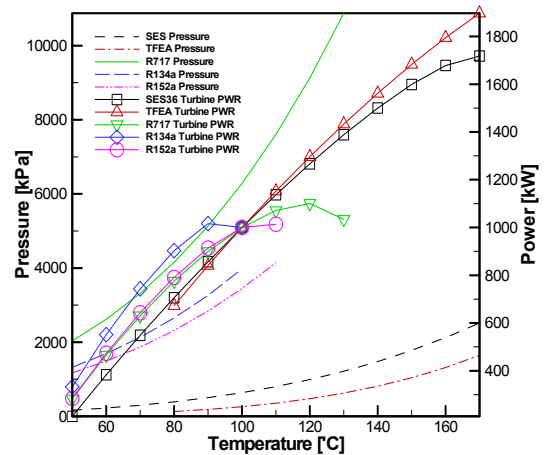


Figure 5: System pressure & Turbine power by working fluid

온도 범위에 따른 작동유체의 적용 범위를 보면 TFEA와 SES36은 유사하게 60~170℃ 범위에서 광범위하게 운전이 가능한데 약 100℃를 기준으로 하여 높은 온도에서는 TFEA의 출력효율이 높은 것을 알 수 있고, 낮은 온도에서는 SES36의 출력효율이 높은 것을 알 수 있다.

100℃이하의 상대적으로 낮은 온도 범위에서는 R134a의 출력 효율이 가장 높은 것을 확인할 수 있다. R152는 100℃까지, R717은 120℃의 범위에서 운전이 가능한 것을 확인할 수 있다. 이유는 시스템의 운전 범위는 작동유체의 포화증기압과 임계온도에 따라 결정되어 때문이다. 그리고 시스템의 압력이 증가하면 터빈에서의 압력차(Δp)가 높

아 효율이 증가 하게 된다. 또한 동일 온도 조건에서 작동 유체의 증기 체적이 높아 용적유량 (Volume flow)이 높고 터빈의 입출 구에서의 엔탈피(열량) 차이가 많이 나기 때문이다.

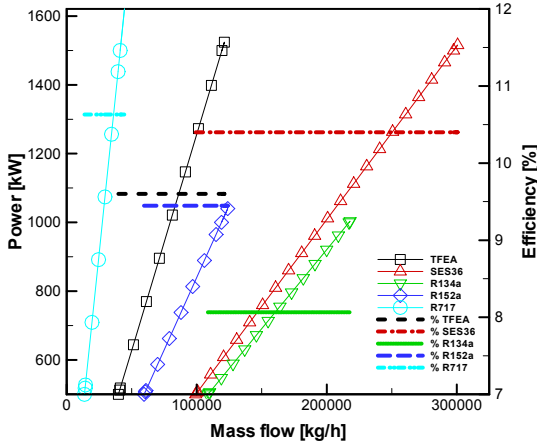


Figure 6: Mass flow & efficiency by working fluid

Figure 6은 100℃동일한 온도 조건 상태에서 각 작동 유체별 시스템의 효율(η_{th})과 시스템의 출력 변수인 작동유체의 질량유량의 변화에 따른 터빈의 정미 출력(kW) 변화량을 나타내었다. 시스템의 효율(η_{th})은 R717이 10.63%, SES36이 10.40%, TFEA가 9.67%, R152a가 9.45%, R134a가 8.07%의 순으로 확인 되었고, 질량 유량은 R134a > SES36 > R152a > TFEA > R717순으로 많이 소모되는 것으로 확인되었다. 이는 시스템의 중량 및 사이즈에 영향을 주므로 선박의 운송목적 및 중량감소의 최적화를 고려하면 상반되는 변수가 되므로 콤팩트한 시스템의 설계를 위하여 작동유체의 선정에 고려되어야 할 것이다.

Figure 7에서는 시스템의 운전온도에 따른 순수 유효출력(Net power)과 시스템 효율을 확인할 수 있다. 마찬가지로 시스템 효율도 약140℃이상의 고온에서는 TFEA가 SES36보다 높은 것을 확인할 수 있고, 170℃에서 최대 순수유효 출력은 약 1,650kW를 얻을 수 있었다. 약 110~140℃ 범위에서는 SES36의 효율이 높은 것을 알 수 있다. 상대적으로 저온영역인 60℃~110℃ 사이에서는 R717이 가

장 높은 것을 확인할 수 있으며, R134a의 효율이 가장 낮은 것을 확인할 수 있다.

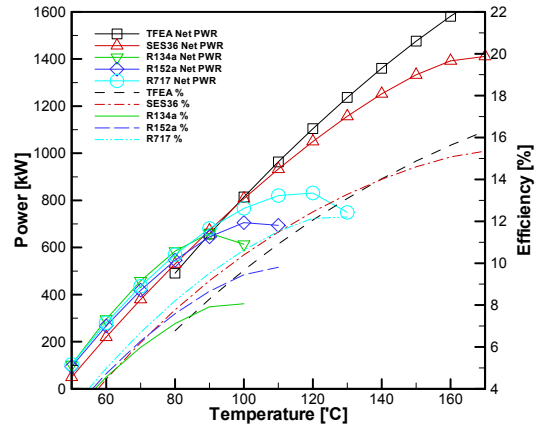


Figure 7: Net power & efficiency by working fluid

4. 선박 온도차 발전시스템 최적화

선박에서 배출되는 열에너지를 최대한 활용하기 위하여 냉각수로부터 배출되는 열에너지를 확인하여 본다. 선박의 엔진 및 보조기계의 냉각수인 중앙 집중식 청수냉각시스템에서 해수와 열 교환 되는 냉각수의 열량을 확인하여 냉각에 필요한 해수의 용량 및 얻어지는 열량을 확인할 수 있다.

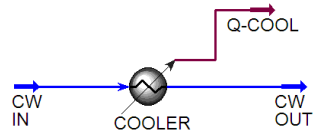


Figure 8: Modeling of recovering cooling water exhaust heat from cooling system

현재 건조되어지는 일반 대형 상선에 적용되어지는 중앙집중식 냉각기(Central cooler)에 유입되는 청수의 온도와 유량의 예를 보면 약55℃, 2,200m³/h 이고 이때 냉각기 출구 측의 온도는 약 35℃이다. 이 경우 냉각기에서 열 교환되어 재생 가능 한 열량 Q-COOL과 입출구 냉각수의 열 상태를 Figure 8과 같이 모델링하여 시뮬레이션결과 냉각기에서 버려지는 열량은 189,643,036 kJ/h가 된다.

선박에서 최적화된 온도차 발전 시스템을 구성

하기 위하여서는 배기가스로부터 배출되는 열원과 해수로 배출되는 열원을 취합하여 하나의 시스템으로 구성하는 것이 과제가 된다. 하나의 시스템으로 구성하는 방법에는 두 가지가 있을 수 있는데, 첫 번째는 두개의 독립된 ORC 시스템을 구성하여 기계적인 방법으로 감속장치와 커플링을 이용하여 하나의 출력을 얻는 방법이 있을 수 있겠으며, 두 번째는 하나의 시스템을 구성하여 두 개의 열원으로 작동유체를 가열하고 재열기(Reheater)를 설치하는 방법이 고려될 수 있을 것이다. 두 개의 열원을 복합적으로 이용할 경우에는 배기가스가 고온 측의 열원이 되므로 최종적으로 배기가스를 이용하여 작동유체를 증발시키는 열원으로 활용하여야 하고, 저온 측의 열원은 예열기(Preheater)의 역할을 하도록 시스템을 구성하여야 한다.

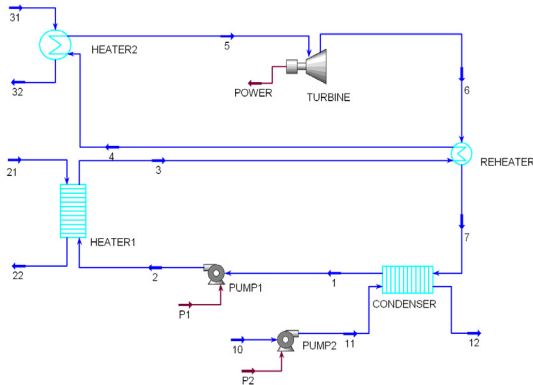


Figure 9: Modeling of preheated & reheated ORC system

3장에서 배기가스 온도가 150℃ 이상에서 최저의 유량으로 효율이 가장 높은 작동유체는 TFEA이었으므로, TFEA를 작동유체로 하여, 냉각수 배출 열을 예열기의 열원으로 하고 배기가스의 배출 열을 가열기의 열원으로 하여 시스템을 구성하면 Figure 9와 같이 구성할 수 있다. 이때에 터빈 출구에서의 온도가 예열기 출구 측의 온도보다 높으므로 이때의 열을 다시 재활용하는 재열기(Re-heater) 설치하여 시스템의 효율을 높일 수 있다. 시뮬레이션 해석결과를 요약하면 Table 2와 같다.

Table 2: Simulation result of preheated & reheated ORC system by working fluid

Name	1	2	3	4
Vapour fraction	0	0	0	0
T(℃)	34.0	34.3	47.0	52.0
P(kPa)	16.9	1071	1061	1051
F(kg/h)	121160	121160	121160	121160
h(kJ/kg)	-8737.6	-8736.5	-8715.1	-8706.5
s(kJ/kgmole℃)	48.7	48.8	55.6	58.3

Name	5	6	7
Vapour fraction	1	1	1
T(℃)	150.0	64.7	55.6
P(kPa)	1041	36.86	26.86
F(kg/h)	121160	121160	121160
h(kJ/kg)	-8734.2	-8734.0	-8268.6
s(kJ/kgmole℃)	177.2	184.5	184.5

배출되는 해수(21)의 온도와 유량이 50℃, 유량은 2,100m³/h이고, 배기가스(31)의 온도와 유량은 220℃, 유량은 755,900kg/h로 정의하고 냉각 해수의 온도를 냉각수(10)의 온도는 30℃의 조건으로 하였다.

예열기(Heater1) 출구 측(3)의 온도를 47℃로 하고, 재열기(Reheater)를 통과한 온도(4)는 52℃로 설정하였고 가열기(Heater2) 출구 측(5)의 온도를 150℃로 정의 하였을 때 해석결과 작동유체 121,160(kg/h)(87.67m³/h)의 유량에서 2,400kW(2.4MW)의 터빈 출력(Power)을 얻을 수 있었다. 이때 응축기에 소요되는 냉각수(11)의 유량은 6,119m³/h에 563.4kW의 펌프 동력이 소요되었다.

이때 시스템의 입력, 출력 열량은 식 (1~4)에 따라 다음과 같이 계산되어진다.

$$W_{out} = 71.31 \text{ kJ/kg} \tag{13}$$

$$W_{in} = 1.047 \text{ kJ/kg} \tag{14}$$

$$Q_{in} @preheater = 21.45 \text{ kJ/kg} \tag{15}$$

$$Q_{in} @reheater = 8.582 \text{ kJ/kg} \tag{16}$$

$$Q_{in@heater} = 508.2kJ/kg \quad (17)$$

$$Q_{out} = 429.3kJ/kg \quad (18)$$

여기서 전체 시스템에 입력되는 열량은 예열기(Preheater)와 재열기(Reheater), 가열기(Heater)의 합이 되므로 식 (19)와 같이 구할 수 있다.

$$Q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_4 - h_3) + (h_5 - h_4) \quad (19)$$

$$= 538.2kJ/kg$$

따라서 시스템의 열효율(η_{th})은 식 (6)에 따라 13.06%가 된다.

여기서 $Power_{turbine}$ 은 2400kW, $Power_{pump1}$ 은 35.23kW, $Power_{pump2}$ 는 563.4kW 를 얻을 수 있다. 따라서 순수 유효 발전 출력(Net power)은 식 (12)에 따라 1,801kW가 된다.

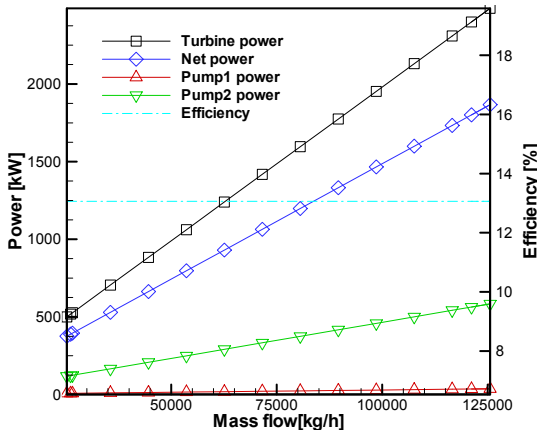


Figure 10: Power & efficiency against mass flow

Figure 10은 작동유체 TFEA의 질량유량(Mass flow) 변화에 따른 시스템의 출력 변화량을 확인할 수 있다. 질량 유량의 증가에 따라 터빈에서 출력이 증가하는 것을 알 수 있는데 그 이유는 작동유체의 질량이 많을수록 더 많은 힘이 터빈을 구동에 전달되기 때문이다. 그리고 작동유체의 질량유량이 증가할수록 냉각수 펌프의 구동전력이 상승하여 순수 유효 출력이 낮아지는 것을 알 수 있다. 이는 응축기에서 작동유체를 액화하는데 보다 많

은 냉각수가 필요하기 때문이다.

5. 결 론

본 논문에서는 선박에서 배출되는 CO₂ 배출을 최소화하기 위한 노력의 일환으로 선박에서 배출되는 폐열 중 배기가스뿐만 아니라 냉각 시스템으로 배출되는 열에너지를 이용하여 유기랭킨사이클(ORC) 발전시스템을 구성하는 방안을 연구하고 설계하였다. 다양한 친환경 유기냉매를 이용하여 온도와 유량 조건에 따른 시뮬레이션을 실시하여 시스템의 효율과 출력을 비교하였다. 이러한 ORC 발전시스템은 선박에서 기존에 운전 중인 디젤 발전기의 일부 용량을 대체함으로써 선박으로부터 배출되는 배기가스와 CO₂를 절감하는 효과가 있을 것으로 기대되며 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 배기가스에서만 폐열을 회수하는 온도차 발전 시스템에서 약140℃이상의 고온의 열원으로 하는 시스템에서는 작동유체를 TFEA로 하는 시스템의 효율이 가장 높았고, 약 110~140℃ 범위에서는 SES36의 효율이 높았다. 또한, 소요되는 작동 유체의 질량 유량도 TFEA가 적었으며 170℃에서 터빈 최대 출력을 약1,900kW까지 얻을 수 있었다.

2) 배기가스뿐만 아니라 선박의 냉각수 배출 열을 이용하는 온도차 발전 시스템에서는 TFEA를 작동유체로 하여 2,400kW의 터빈 발전출력을 얻을 수 있었고 이때의 순수 유효 발전 출력은 1,801kW이다. 냉각시스템의 배출 열은 예열기의 열원으로 사용하였고, 배기가스로부터 배출되는 열은 재열기를 추가하여 가열기의 열원으로 이용하였다.

3) 선박에서 유기냉매로 온도차 발전시스템을 구성할 때에는 배기가스 배출 열뿐만 아니라 냉각수의 배출 열을 함께 회수하여 ORC 발전시스템을 구성하는 것이 가장 효과적임을 알 수 있으며, 지구온난화를 대비하여 선박에서의 에너지절감효과가 매우 클 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행한 해양 에너지 전문 인력 양성 사업의 연구 결과이며 송영욱의 박사학위논문(“선박폐열 및 해수온도차를

이용한 발전시스템에 의한 선박 열효율 향상에 관한 연구”)을 개선한 것이다.

참고문헌

- [1] 이윤철, 두현욱, "선박기인 온실가스 배출에 대한 IMO의 규제와 이행방향", 항해항만학회지 제35권, 5호, pp.371~372, 2011.
- [2] 정노택, "IMO의 선박기인 CO₂ 배출 규제 동향 및 고찰", 한국해양환경공학회지, 제14권, 제1호, pp.65~66, 2011.
- [3] IMO(2009) "Second IMO GHG Study 2009 Update of the 2000 IMO GHG Study Final report covering Phase 1 and Phase 2", Marine Environment Protection Committee 59th session, 2009.
- [4] 이규현, 원승호, "폐열회수 활용을 위한 유기랭킨사이클 개발 및 실용화 연구(I)", 한국동력자원 연구소, 1989.
- [5] 김태국, 열시스템 설계 및 시뮬레이션, 인터비전, pp. 25~28, 2004.
- [6] Marcello Riva, Felix Flohr, Andreas Froba "New Fluid for High Temperature Applications", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 353, 2006.
- [7] M. Aslam siddiqi. and Burak Atakan, "Investigation of the criteria for fluid selection in rankine cycles for waste heat recovery", International Journal of Thermodynamics(IJoT) vol. 14 no. 3, pp. 117~123, 2011.