



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學碩士 學位論文

선박의 냉각계통에 적합한
전력절감 시스템에 관한 연구

**A Study on Suitable Electric Energy Saving System
for the Cooling System of Vessel**

指導教授 吳 珍 錫

2008年 8月

韓國海洋大學校 大學院

메카트로닉스공학과

金 淵 亨

목 차

기호 목록	iii
List of figures	v
List of tables	vii
Abstract	viii
제 1 장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구내용	3
제 2 장 에너지 절약 시스템(ESS)의 원리	4
2.1 일반적인 선박의 중앙 냉각 시스템	4
2.2 선박용 ESS 제어 시스템	6
2.2.1 ESS를 적용한 일반 상선의 냉각 시스템	6
2.2.2 해수온도 변화에 따른 에너지 절감	7
2.2.3 펌프의 회전수 조절과 에너지 절감	9
2.2.4 펌프의 회전수 조절과 실양정	11
2.2.5 펌프의 병렬 운전	12
제 3 장 ESS용 제어 시스템 설계	15
3.1 개요	15
3.2 하드웨어 구성	18
3.2.1 기본 구성 개념	18
3.2.2 ESS 제어장치	20
3.2.3 인버터 판넬	23
3.3 소프트웨어 구성	25
3.3.1 개요	25

3.3.2 화면 구성	26
3.3.3 제어 알고리즘	28
제 4 장 실험 및 고찰	33
4.1 시뮬레이션	33
4.1.1 대수 평균 온도차	33
4.1.2 ϵ -NTU 법	39
4.1.3 시뮬레이션 구성과 결과	42
4.2 육상 실험	49
4.3 해상 실험	56
제 5 장 결론	61
참고문헌	62

기호 목록

A	: 열 유동률 q 에 대한 단면적 [m^2]
c	: 비열 [$kcal/kg \cdot ^\circ C$]
C_c	: 열교환기의 고온유체에 대한 시간당 열용량률 [$kcal/^\circ C \cdot h$]
C_h	: 열교환기의 저온유체에 대한 시간당 열용량률 [$kcal/^\circ C \cdot h$]
D	: 회전차의 외경 [m]
\acute{D}	: 서로 상사인 펌프의 회전차의 외경 [m]
E_{SW}	: 1차 냉각수의 열교환기에서의 열량변화 [$kcal$]
E_{FW}	: 2차 냉각수의 열교환기에서의 열량변화 [$kcal$]
ε	: 열교환기 유용도
H	: 펌프의 양정 [m]
\acute{H}	: 서로 상사인 펌프의 양정 [m]
L	: 펌프 소요 동력 [kW]
\dot{m}	: 질량 유량 [kg/h]
n	: 펌프 회전수 [RPM]
η_p	: 펌프 효율 [%]
$\acute{\eta}_p$: 서로 상사인 펌프의 펌프 효율 [%]
q	: 열 유동률 [$kcal$]
Q	: 펌프 토출량 [m^3/h]
\acute{Q}	: 서로 상사인 펌프의 토출량 [m^3/h]
Q_{SW}	: 1차냉각수 유량 [m^3/h]
Q_{FW}	: 2차냉각수 유량 [m^3/h]

Q_{FW1}	: 열교환기를 통과하는 2차 냉각수 유량 [m^3/h]
T_h	: 열교환기 고온유체의 온도 [$^{\circ}C$]
T_c	: 열교환기 저온유체의 온도 [$^{\circ}C$]
$T_{c,in}$: 열교환기 출구 측에 흐르는 저온유체의 온도 [$^{\circ}C$]
$T_{c,out}$: 열교환기 입구 측에 흐르는 저온유체의 온도 [$^{\circ}C$]
$T_{h,in}$: 열교환기 입구 측에 흐르는 고온유체의 온도 [$^{\circ}C$]
$T_{h,out}$: 열교환기 출구 측에 흐르는 고온유체의 온도 [$^{\circ}C$]
ΔT_{FW-C}	: 열교환기를 통과하는 2차 냉각수의 입·출구 온도차 [$^{\circ}C$]
ΔT_{SW}	: 열교환기를 통과하는 1차 냉각수의 입·출구 온도차 [$^{\circ}C$]
U	: 총합 열전달 계수 [$kcal/h \cdot kg \cdot ^{\circ}C$]

List of figures

Fig. 2.1 Central cooling system of ship	4
Fig. 2.2 Pump performance curve	5
Fig. 2.3 Central cooling system with ESS	6
Fig. 2.4 Variation of seawater flowrate with sea water temperature	8
Fig. 2.5 Pump performance curve(pump RPM 100%-60%)	10
Fig. 2.6 Pump performance curve shifting operation point	11
Fig. 2.7 Pump parallel operation	12
Fig. 2.8 Pump parallel operation with pump RPM shift	13
Fig. 2.9 Pump parallel operation with pump RPM minimum shift	14
Fig. 3.1 Cooling system of ship	15
Fig. 3.2 Cooling system of ship with ESS	16
Fig. 3.3 ESS with existing cooling system of ship	18
Fig. 3.4 ESS with cooling system of new ship	19
Fig. 3.5 ESS control unit	22
Fig. 3.6 Inverter system	23
Fig. 3.7 Inside of inverter panel	24
Fig. 3.8 Diagram of control system	25
Fig. 3.9 Main display	26
Fig. 3.10 Program configuration display	27
Fig. 3.11 Flow chart of lamp algorithm	28
Fig. 3.12 Flow chart of alarm algorithm	29
Fig. 3.13 Flow chart of pump RPM control algorithm	30
Fig. 3.14 Program block diagram of ESS control algorithm(A)	31
Fig. 3.15 Program block diagram of ESS control algorithm (B)	32
Fig. 4.1 Temperature distribution (A)	33

Fig. 4.2 Temperature distribution (B)	34
Fig. 4.3 Temperature distribution (C)	34
Fig. 4.4 Temperature distribution (D)	35
Fig. 4.5 Temperature of cooler inlet & outlet side	42
Fig. 4.6 ε - curve	43
Fig. 4.7 Program of ε - curve (A)	44
Fig. 4.8 Program block diagram of ε - curve (B)	45
Fig. 4.9 Simulation block diagram of cooler characteristic	46
Fig. 4.10 Block diagram of simulation program	47
Fig. 4.11 Simulation display	48
Fig. 4.12 Arrangement of experiment equipments	49
Fig. 4.13 Measurement points of ESS land experiment	50
Fig. 4.14 Experiment result(increase S.W temperature)	51
Fig. 4.15 Experiment result(decrease S.W temperature)	52
Fig. 4.16 Heat balance curve (A)	54
Fig. 4.17 Heat balance curve (B)	55
Fig. 4.18 Measurement points of ESS sea experiment	56
Fig. 4.19 Experiment and result at sea (A)	57
Fig. 4.20 Experiment and result at sea (B)	58
Fig. 4.21 Experiment and result at sea (C)	59
Fig. 4.22 Experiment and result at sea (D)	60

List of tables

Table. 4.1 Specification for plate heat exchanger (Fresh water cooler)	43
Table. 4.2 Measurement points & signal type of ESS	50
Table. 4.3 Signal name and type of ESS at sea	56

A Study on Suitable Electric Energy Saving System for the Cooling System of Vessel

Yun-Hyung Kim

Department of Mechatronics Engineering
The Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Fuel represents a significant portion of the operating costs of voyages of a vessel. Currently, dramatic increases in fuel prices are causing such problems that shipping profits are becoming adversely affected. As such, ship owners are looking efficiently reduce fuel consumption for their vessels.

Pumps in a cooling system of the vessel are often operated inefficiently. The reasons will vary from process to process and application to application. Inefficiency of pumps is one of the reasons operating costs of a vessel increase.

A seawater pump installation on the cooling system of a vessel is often sized to cope with a maximum predicted flow, which may never happen. This principle of over-sizing is frequently used in a marine cooling system, which subsequently leads to wasted energy and damage to parts of the pump installation. A seawater pump in a marine cooling system runs continuously at the maximum process as duty demands. When a lower flow is required, the surplus liquid is bypassed and returned to the supply source in fresh water circuit.

This marine cooling system, however, is inefficient for the purpose of saving

energy to reduce fuel consumption of a vessel. Another process is necessary for saving energy efficiently on a vessel. This paper suggests another such method, the Energy Saving System (ESS), for saving electrical energy efficiently on a vessel.

Flow control by speed regulation of pumps, is one of today's best methods of varying the output so that the fuel consumption of a vessel can be reduced. If flow is controlled, many advantages could be made. Firstly, fuel costs can be reduced. Secondly, reliability of the cooling system of a vessel can be improved. Thirdly, pipe systems can be simplified (i.e., elimination of control valves and by-pass lines). Lastly, maintenance of the seawater pumps is reduced.

Energy Saving System (ESS) is specifically designed for control and monitoring for marine central cooling systems, and is comprised of two inverters, and the ESS control unit, and the monitoring system. The two inverters control the speed of two main sea water cooling pumps. The ESS control unit algorithm finds optimized operating points to decrease power consumption of main sea water cooling pumps. The monitoring system has alarm functions that observe ESS, with alerting capabilities when marine cooling systems do not work properly. The system also has a data-log function that saves all data (i.e., temperature, pressure, operation condition of ESS).

ESS has been tested in the laboratory under possible "real-like" conditions with a vessel and analyzed from every view. The results of the testing show that the control algorithm works correctly and safely. The results also show that ESS reduced electric energy consumption of seawater pump. ESS is now fitted on a vessel to test its function under actual ship conditions. ESS works properly and safely without malfunctions on a vessel according to its control algorithm. If ESS is applied to other systems which need cooling, it could be useful in reducing electric energy wastage.

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

현재 대부분의 선박에서 운용중인 해수냉각시스템은 3방향 제어 밸브를 제어함으로써 냉각수온도를 제어하는 방식으로 되어있다. 3방향 제어 밸브를 제어하여 온도를 조절한다는 것은 에너지를 절감한다는 측면에서 보면 비효율적이다. 본 논문에서는 이런 비효율적인 해수냉각시스템을 개선하기 위하여 선박의 전기 에너지 절감에 관하여 연구하게 되었다. 필요해수유량에 따라 펌프회전수를 조절하기 위하여 인버터를 활용하였고 이에 따른 전기 에너지의 절약과 기계적인 수명연장을 위하여 연구를 하게 되었다.

선박의 각종 설비에 사용되는 펌프의 소비전력은 상당히 크므로 전력 절감을 위하여 이들 펌프 및 시스템운전의 효율 향상이 무엇보다도 중요하다. 각종 설비에 사용되고 있는 펌프는 요구 사양에 맞도록 설비하여야 한다는 것은 당연한 데도 실제로는 다음과 같은 이유 등으로 필요로 하는 양정 유량보다 큰 성능을 가지는 펌프를 설치하여 사용하는 경우가 대부분이다.

- 1) 배관설비의 경년에 따른 관로 손실의 증대를 감안하여 전양정에 상당량의 여유를 주는 경우가 많다.
- 2) 장래의 송수량이나 배수량의 증대를 감안하여 유량에 여유를 갖도록 설비하는 경우가 많다.

그러므로 필요 이상으로 송수하거나, 펌프의 토출 압을 밸브로 조절하면서 운전하여 펌프 자체의 효율은 높더라도, 운전되고 있는 펌프 설비 전체의 시스템 효율이 낮아지게 되어 불필요하게 많은 전력을 소비하게 된다.

선박의 냉각 시스템은 일반적으로 해수를 이용하여 청수를 냉각하는 방식으로

되어 있으며 이러한 냉각시스템은 청수 냉각기(Fresh water cooler) 출구 측에 3방향 제어 밸브를 부착, 제어하여 적절한 온도를 유지하도록 구성되어 있다. 이 때 해수의 온도가 낮으면, 청수 냉각기의 효율이 커지므로 적은 유량의 해수를 이용하여도 충분한 냉각 효과를 가지게 되므로 3방향 제어 밸브는 바이패스(Bypass)시키는 양이 많아지도록 동작하게 된다.

그러나 해수 온도의 변화에 따라 해수 펌프의 회전수를 조절하여 유량을 적절히 변화 시키면 3방향 제어 밸브의 움직임을 거의 무시하고도 일정한 청수온도를 유지할 수 있을 것이다. 또한 선박에 사용되는 해수 펌프는 설계 시 고려되지 않은 관로의 손실 증대나 배수량의 증대 등을 감안하여 약 30% 정도 여유용량을 갖도록 설치하는 것이 일반적이다.

본 논문은 이러한 점에 착안하여, 인버터를 사용하여 선박의 냉각시스템에 사용되는 대용량해수 펌프의 회전수를 제어하고 이에 따라 필요한 유량만을 냉각기에 공급함으로써 해수 펌프의 소비전력을 줄이는 방법을 제안한다. 또한 실험을 통한 에너지 절감 효과를 확인하였다.

1.2 연구내용

본 연구에서는 선박해수냉각시스템의 펌프에 적용할 수 있는 ESS(Energy Saving System)을 제안한다. 에너지 절약 방법의 하나로서, 펌프의 회전수제어를 위하여 인버터를 적용한 냉각시스템과 기존의 시퀀스 방식의 냉각시스템에 선박운용 특성에 적합한 하드웨어 및 소프트웨어를 구축한다. 또한 운전효율 개선을 통한 에너지 절감 효과를 향상시키고, 시스템 안전을 위한 제한 압력 조절 기능 과 해수 온도 등의 환경요소에 능동제어가 가능하도록 청수계통 밸브제어기능에 대한 연구도 병행한다. 더불어 제어시스템을 구현하여 동작 상태를 파악하고 분석하여 ESS시스템의 제어관리 성능과 선박 적용성을 제시한다.

이와 같은 내용으로 본 논문은 모두 5장으로 구성되어 있으며, 각장에서 수행한 내용은 다음과 같다. 2장에서는 ESS의 원리에 대하여 설명 한다. 일반적인 선박의 냉각 시스템과 선박용 ESS 제어 시스템의 원리를 비교 설명하면서 해수온도, 펌프 회전수 변화 등에 따른 ESS의 에너지 절감을 이론적으로 설명한다. 3장에서는 ESS용 제어 시스템의 설계에 대하여 설명 한다. Fail-safe 기능을 바탕으로 한 하드웨어 설계와 LabVIEW를 기반으로 한 소프트웨어의 구성에 대해 설명한다. 4장에서는 ESS를 시뮬레이션한 결과를 제시하였고, 실제 ESS를 제작하여 육상과 해상에서 실험을 실행하고 이에 대한 분석과 결과를 제시한다. 5장에서 2,3 그리고 4장의 연구 내용을 바탕으로 결론을 요약하고 정리한다.

제 2 장 에너지 절약 시스템 (ESS)의 원리

2.1 일반적인 선박의 중앙 냉각 시스템

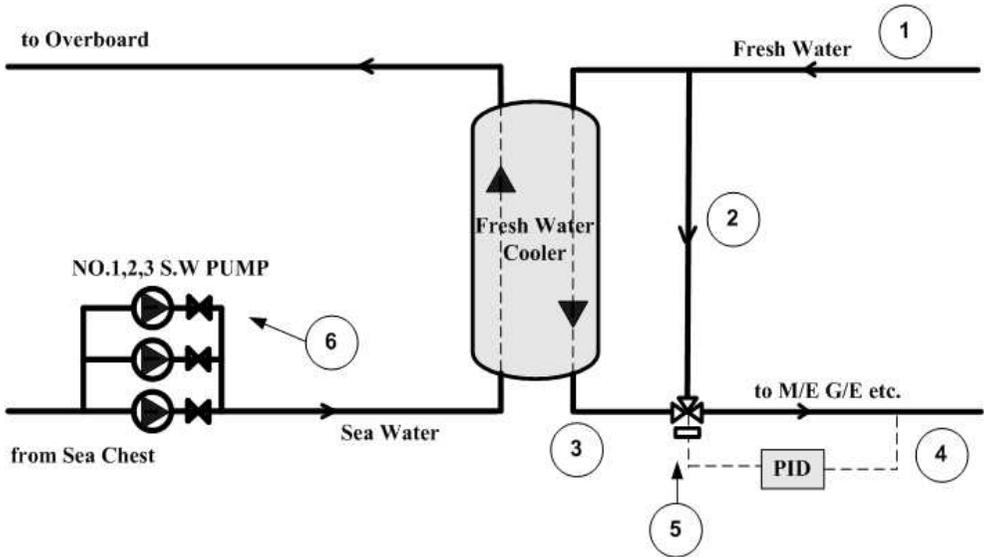
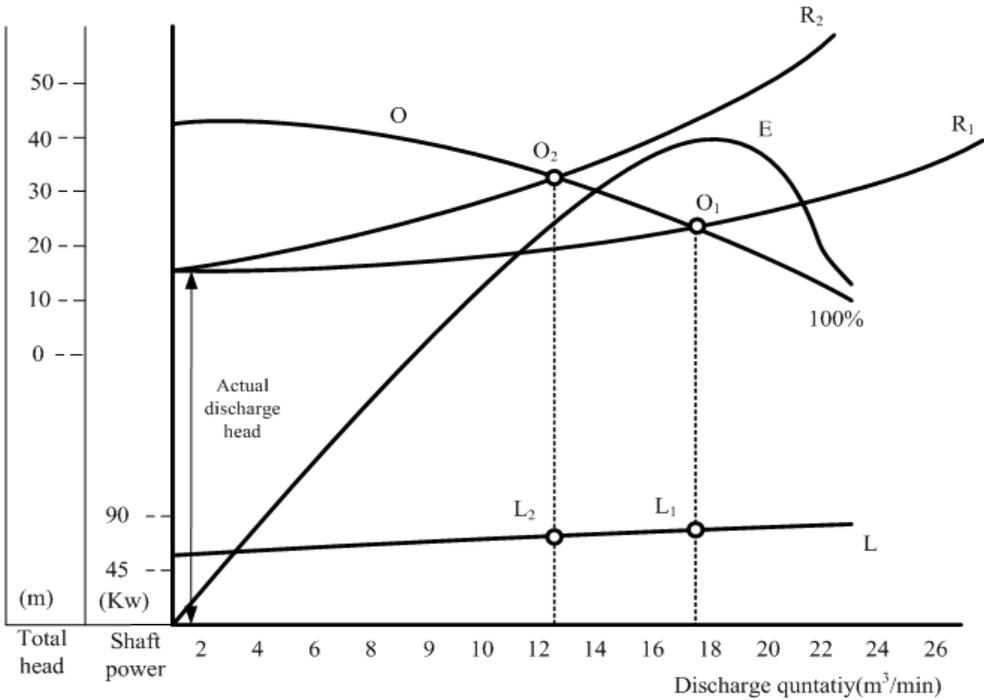


Fig. 2.1 Central cooling system of ship

Fig. 2.1은 일반 상선의 냉각 시스템을 보여준다. 중앙의 청수냉각기를 중심으로 우측이 청수가 흐르는 파이프라인(배관계통)이며, 좌측이 해수가 흐르는 파이프라인이다. 해수에 의해 냉각된 청수는 기관실 내의 청수냉각이 필요한 장치(주기관, 보조기관 등)들을 냉각 시키게 된다. 파이프라인 상의 유체흐름을 자세히 살펴보면, ①의 청수가 ②의 바이패스 라인과 ③의 청수냉각기로 나누어져 흘러 들어가게 된다. 이 청수는 ④에서 만나게 되어 여러 기관 장치로 흘러가게 된다. ⑤의 3방향 제어 밸브는 PID(Proportional Integral Derivative: 비례/적분/미분) 제어기에 의해 밸브의 개도(열림의 정도)를 조정하여 ④의 청수 온도를 일정하게 유지하도록 한다. 즉, 해수 펌프를 100% 회전수로 운전하면서, 3방향 제어 밸브를 사용하여 청수 온도를 조절하는 것이다.



Service name : No.1,2 mian C.S.W pump
 Type of pump : Centrifugal pump(DB350VID3)
 Motor spec. : 98 kW , 6P, 440V, 159.9A, 3Ph, 60Hz
 Rated conditions : 21.670 m³/min, 18m , 1160rpm, 98.0kW

O : Pump performance curve
 R : Resistance curve
 E : Pump efficiency curve
 L : Shaft power curve

Fig. 2.2 Pump performance curve

Fig. 2.2는 100kW급 원심펌프(냉각용 해수 펌프)의 특성 곡선과 저항곡선(R)에 따른 운전점을 나타낸 것이다. 선박 냉각용 해수펌프의 배관 계통에 의한 저항 곡선이 R₁과 같다면 펌프의 운전점은 O₁점이 된다. 일반 상선에서는 냉각용 해수펌프를 운전점 O₁ 근방에서 운전하는 경우가 대부분이며 청수의 온도 조절은 3방향 제어 밸브를 통하여 이루어진다. 일반상선에서는 3방향 제어 밸브를 활용하기 위해, 특별한 경우가 아니라면 냉각용 해수 펌프의 토출 밸브 ⑥은 조절하지 않는다. 만약 청수의 온도 조절을 위해 펌프의 토출 밸브 ⑥을 닫는다면 저항 곡선은 R₂와 같이 변하고 운전점은 O₂로 변화한다. 이에 따라 축동력은 L₁에서 L₂로 감소하게 된다. 즉, 운전점의 변화는 오직 토출밸브의 개도 조절을 통해서만 이루어진다.^[1]

2.2 선박용 ESS 제어 시스템

2.2.1 ESS를 적용한 일반 상선의 냉각 시스템]

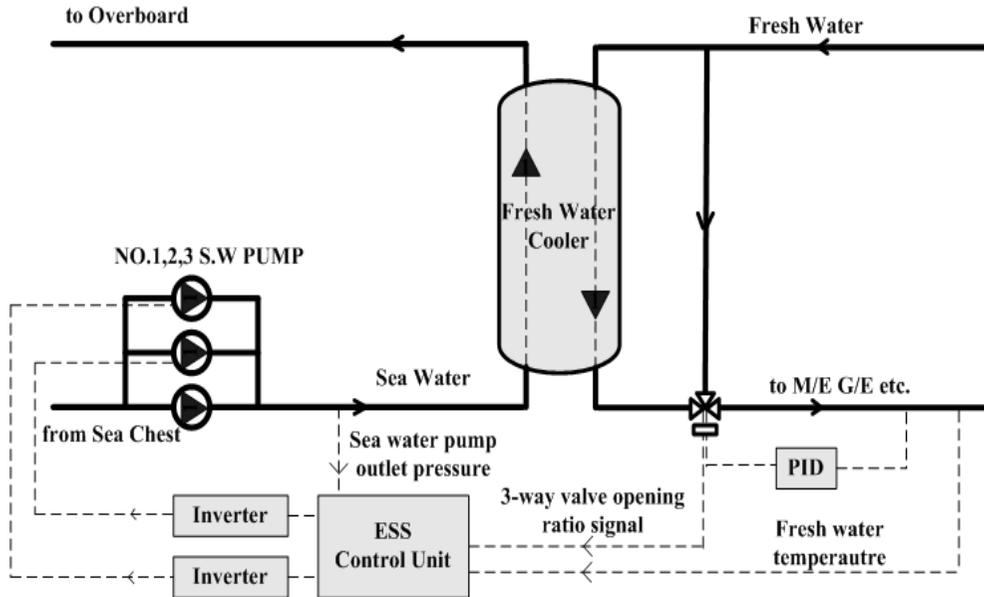


Fig. 2.3 Central cooling system with ESS

Fig. 2.3은 일반상선의 냉각시스템에 ESS를 적용한 개념도이다. NO.1, 2, 3 펌프 중 2대에 인버터를 연결시켜 모터의 회전수를 조절할 수 있게 하고, ESS 제어장치(Control unit)는 인버터 제어신호와 온도, 압력, 3방향 제어 밸브의 개도에 관한 신호를 받는다. ESS 제어장치 안의 제어 알고리즘을 통해 냉각 시스템의 효율을 극대화 시킨다. 제어 알고리즘은 불필요하게 낭비되는 에너지를 최소화하기 위해 3방향 제어 밸브의 사용을 최소화 하는 동시에 펌프의 회전수를 조절함으로써 선내의 전기 에너지를 절감할 수 있도록 하는 알고리즘이다. ESS는 필요 냉각 해수 유량이 변화함에 따라 펌프의 회전수를 조절 하고, 또한 에너지 효율을 높이기 위해 병렬 운전을 한다. ESS 제어장치는 병렬 운전된 펌프를 동일한 제어 신호로 동일한 회전수를 갖도록 한다.

2.2.2 해수온도 변화에 따른 에너지 절감

선박의 중앙 냉각기를 통과하는 해수의 온도가 낮아진다면 중앙냉각기에 통과하는 해수의 유량을 줄여도 중앙 냉각기에서 냉각을 위한 열교환을 수행할 수 있다. 식 (1)을 보면 알 수 있듯이, 교환되는 열량이 q 라 한다면 Δt 가 커지면 G 는 적어져도 원하는 만큼의 q 를 얻을 수 있다.

$$q = c \cdot G \cdot \Delta t \quad (1)$$

q : 청수냉각기에서 교환되는 열량(kcal/h)

G : 해수 유량 (kg/h)

c : 비열(kcal/kg·°C)

Δt : 1차 냉각수와 2차 냉각수의 온도차(°C)

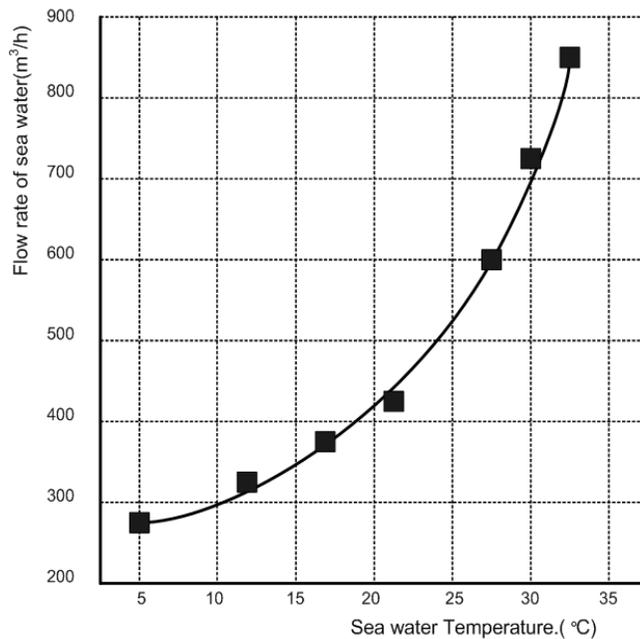


Fig. 2.4 Variation of seawater flowrate with sea water temperature

Fig. 2.4는 S사 5,500TEU급 컨테이너선에 탑재된 중앙 냉각기(Central cooler) 1대분 당 해수 유입 온도변화에 따른 필요 해수유량 (설계 유량 : $866\text{m}^3/\text{hr}$, 설계 온도: 32°C)을 보여주는 그림이다. 해수 온도 5°C 일 때 냉각을 위한 해수 유량은 약 $270\text{m}^3/\text{hr}$ 이며, 해수 온도 30°C 일 때 냉각을 위한 해수 유량은 약 $720\text{m}^3/\text{hr}$ 이 되는 것을 볼 수 있다. 해수 온도가 높아짐에 따라 선박 부하의 냉각을 위한 필요 해수 유량은 점차 많아지고 있는 것을 알 수 있다. 예를 들어, 펌프의 설계 유량 $866\text{m}^3/\text{hr}$ 로 32°C 해수를 냉각기에 보내고 있을 때, 해수 온도가 32°C 에서 25°C 로 감소했다면 선박 부하의 냉각을 위한 필요 해수 유량은 약 $500\text{m}^3/\text{hr}$ 로 감소하게 된다. 따라서 해수 펌프의 회전수를 감소 시켜 해수유량을 $500\text{m}^3/\text{hr}$ 로 맞추어도 선박 부하의 냉각에 영향이 없을 것이다. 즉 해수 온도의 감소에 따라 해수 펌프의 회전수를 감소시키고 이를 통해 펌프의 동력 소비량을 줄여 에너지 절감을 이루어낸다.

2.2.3 해수 펌프의 회전수 조절과 에너지 절감

서로 기하학적으로 상사인 펌프라면 회전차 부근의 유선방향, 즉 속도 삼각형도 상사로 되어 두 개의 펌프의 성능과 회전수, 회전차 외경과의 사이에 다음 관계가 성립한다. 이를 상사 법칙이라 한다.

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \times \left(\frac{D'}{D}\right)^3 \quad (2)$$

$$\frac{\dot{H}}{H} = \left(\frac{\dot{n}}{n}\right)^2 \times \left(\frac{\dot{D}}{D}\right)^2 \quad (3)$$

$$\frac{\dot{L}}{L} = \frac{\dot{Q} \times \dot{H} \times \eta_p}{Q \times H \times \eta_p} = \left(\frac{\dot{n}}{n}\right)^3 \times \left(\frac{\dot{D}}{D}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_p}{\eta_p}\right) \quad (4)$$

회전수를 변화시키면 펌프성능은 일정한 법칙에 따라서 변화한다. 펌프효율도 어느 정도 변화하지만 일반적으로 기준회전수의 20%정도의 변동 범위에서는 그 효율변화는 미소한 것으로 무시 하여도 좋다. 기준회전수의 20%정도의 변동 범위라면 식 (2), (3), (4)는 다음과 같은 식으로 대신할 수 있다.^[2]

$$\frac{\dot{Q}}{Q} = \frac{\dot{n}}{n} \quad (5)$$

$$\frac{\dot{H}}{H} = \left(\frac{\dot{n}}{n}\right)^2 \quad (6)$$

$$\frac{\dot{L}}{L} = \frac{\dot{Q} \times \dot{H}}{Q \times H} = \left(\frac{\dot{n}}{n}\right)^3 \quad (7)$$

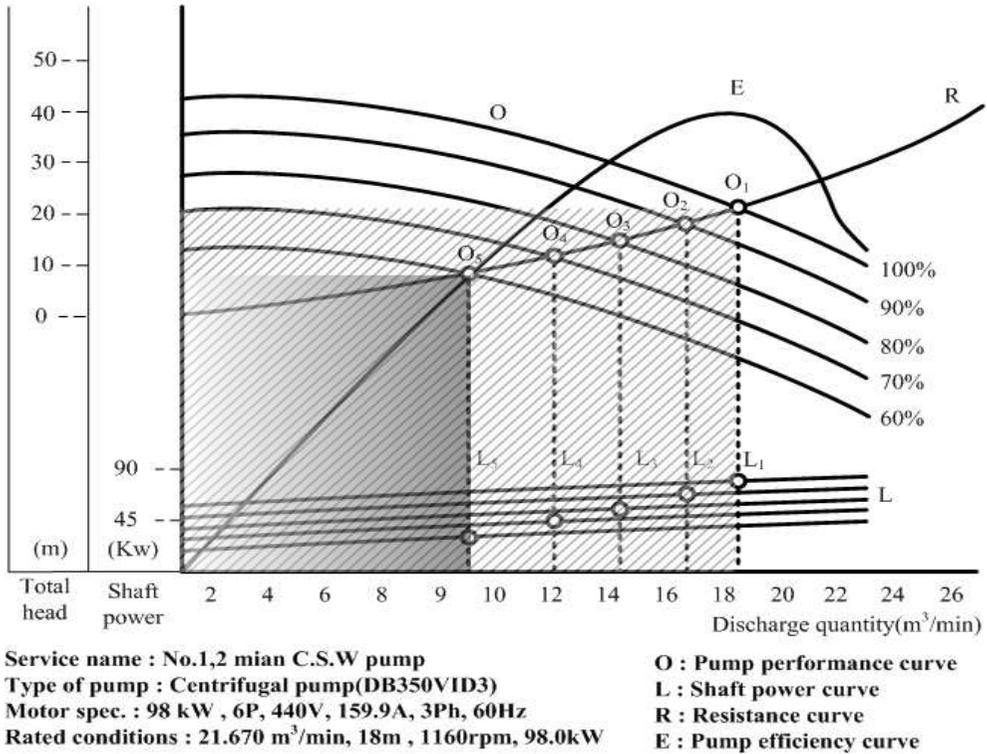


Fig. 2.5 Pump performance curve(pump RPM 100% - 60%)

Fig. 2.5는 100kW급 원심 펌프(냉각용 해수펌프)의 회전수를 조절했을 때의 펌프 축동력의 변화를 보여주는 그림이다. R은 선박의 냉각용 해수펌프의 배관 계통에 의한 저항 곡선으로서, 전양정을 0~10m 까지 변화 시킨다면 펌프의 토출량은 0~26m³/min로 변화 한다. 펌프의 성능곡선 O와 저항 곡선의 교점에서 펌프는 운전된다. 펌프의 회전수를 정격 회전수의 100%-60%까지 조절 하였을 때 펌프의 운전점은 O₁에서 O₅로 변하며 이에 따라 축동력은 L₁~L₅로 변화하게 된다. 식 (7)에서 볼 수 있듯이 축동력은 펌프의 회전수의 3승에 비례해서 증가, 감소하게 된다. 하지만 펌프의 회전수를 정격 회전수의 40%~50%까지 낮춘다면 펌프 회전수의 변동범위가 정격 회전수의 20%가 넘기 때문에 펌프효율을 같다고 할 수 없으므로 식 (4)와 같이 펌프의 효율을 고려하여 축동력의 변화를 살펴 보아야 한다.

2.2.4 펌프의 회전수 조절과 실양정

펌프의 회전수를 감소시킬 때 실양정 이하로 감소시킬 수 없다. 예를 들어서 설명하고 있는 100kW급 원심 펌프의 회전수를 60%까지 낮춘다면 펌프의 양정이 실양정보다 적기 때문에 펌프는 양수 할 수 없다. 따라서 ESS 설계 시 이점을 고려해야 한다. Fig. 2.6은 펌프의 회전수변화에 따른 펌프의 운전점 변화를 보여주고 있다. 펌프의 회전수를 낮추어 약 60%까지 접근한다면 저항곡선과 펌프의 성능 곡선(R)과의 교차점이 더 이상 존재하지 않게 된다(O₅). 이는 펌프의 전양정이 실양정보다 낮게 되면 더 이상 펌프는 양수 할 수 없음을 의미한다.^[2] 따라서 ESS 설치 시 적용 선박의 저항곡선(R)에 따른 실양정을 고려하여 최소 펌프 회전수를 고려해야 한다.

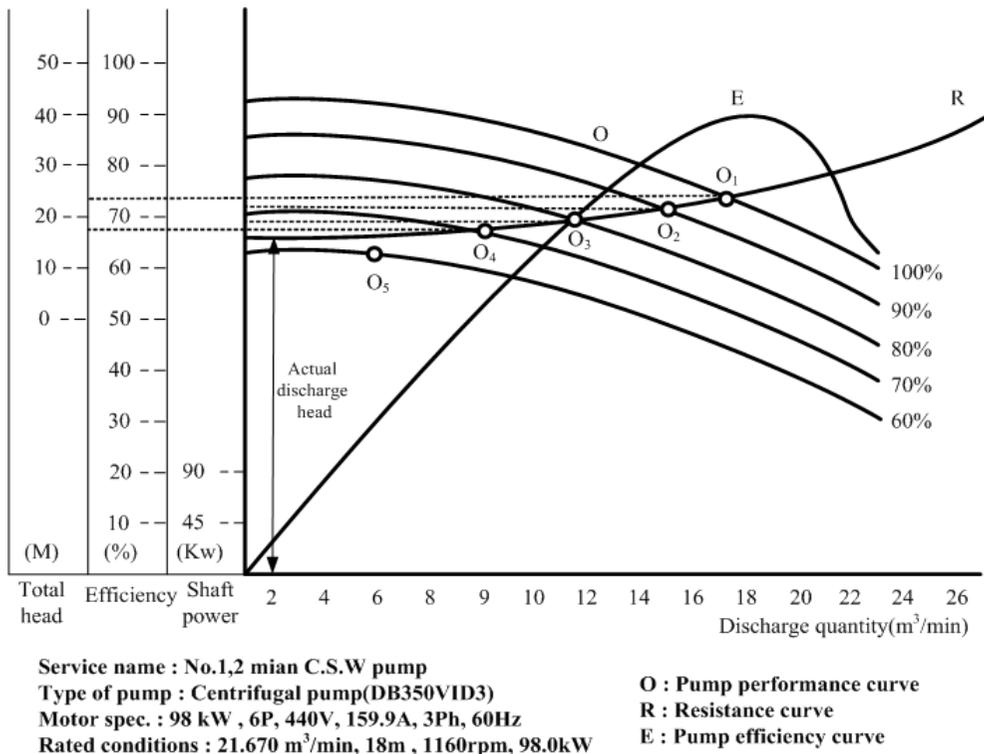


Fig. 2.6 Pump performance curve(total head 18m - 25m)

2.2.5 펌프의 병렬 운전

Fig. 2.7은 100kW급 원심 펌프가 펌프 회전수 최대 일 때, 펌프의 단독운전과 펌프 2대의 병렬운전의 성능 곡선을 보여주고 있다.

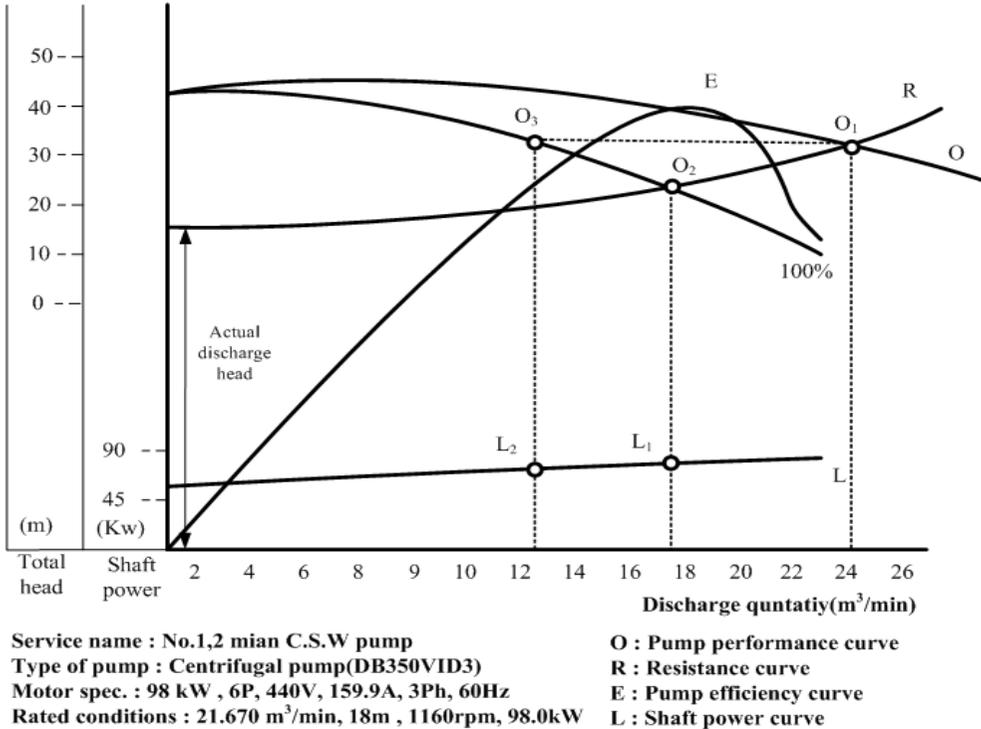


Fig. 2.7 Pump parallel operation

O₂는 펌프가 단독 운전할 경우의 운전점으로서 펌프의 토출량은 약 18m³/min 이고 O₁는 펌프 2대가 병렬 운전할 경우의 운전점으로서 약 24m³/min의 토출량을 가진다. 펌프가 병렬운전을 한다고 해서 단독운전의 두 배의 토출량을 가지지 않는 것을 알 수 있다. 병렬운전 시 각 펌프의 토출량은 운전점 O₃으로서 약 24m³/min 의 절반인 12m³/min 임을 알 수 있다. 이에 따라 펌프 각각의 축동력은 L₁에서 L₂로 변화 한다. 선박의 냉각 시스템에서 냉각을 위해 요구하는 해수 유량이 약 18m³/min 이라면 펌프를 단독으로 운전 하고 펌프의

회전수를 조절함으로써 에너지 절감의 효과를 가져 올 수 있지만, 펌프의 필요 해수 유량이 약 $18\text{m}^3/\text{min}$ 임에도 불구하고 펌프의 노후화나 배관저항의 증가와 같은 이유로 펌프의 양수량이 충분하지 못해 2개의 펌프를 병렬로 연결하여 사용하고 있다면 이론적으로 토출량은 약 $24\text{m}^3/\text{min}$ 이 되며, $6\text{m}^3/\text{min}$ 의 해수 유량을 불필요하게 공급하고 있는 것이다. 따라서 해수 펌프의 회전수를 조절할 수 있다면 해수 펌프의 단독 혹은 병렬운전시에 에너지 절감을 이루어 낼 수 있다. [3]-[7]

Fig. 2.8 은 펌프를 병렬운전 할 경우, 펌프의 회전수를 정격 회전수의 약 80%까지 낮춘다면 펌프의 토출유량은 약 $18\text{-}20\text{m}^3/\text{min}$ 가 되어 필요 해수 유량을 맞출 수 있게 된다. 이에 따라 펌프의 동력은 식 (7)에 의해 약 50%를 절감할 수 있게 된다.

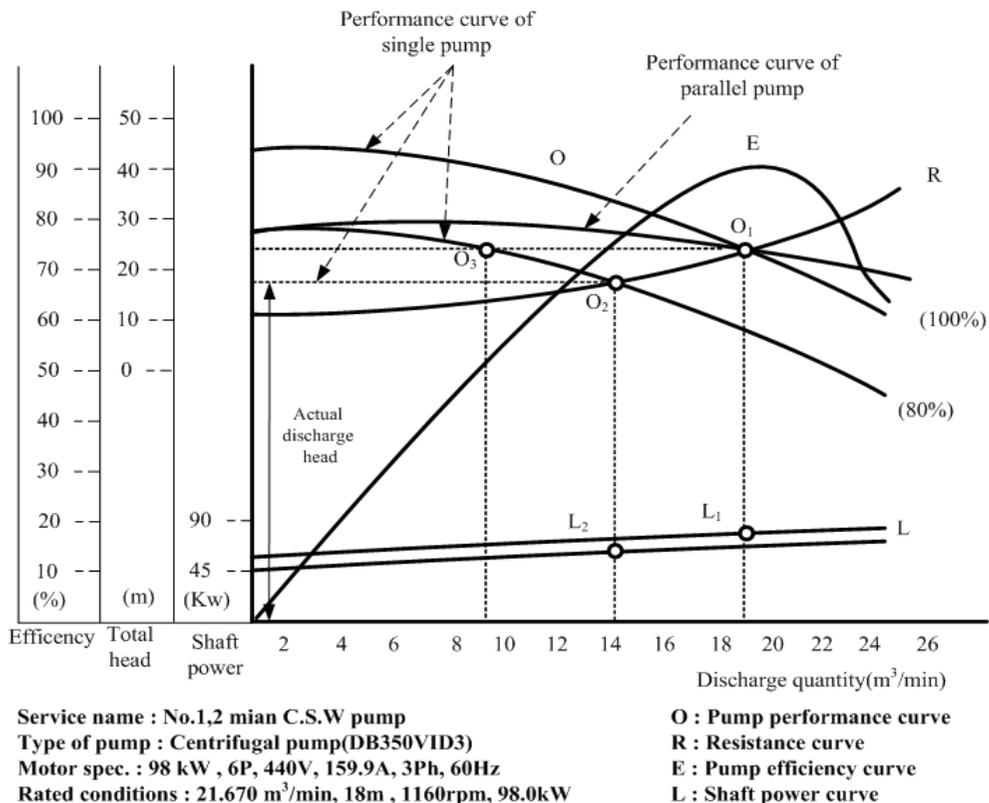


Fig. 2.8 Pump parallel operation with pump RPM shift

Fig. 2.9 는 펌프를 병렬운전 할 경우, 선박 냉각시스템 상에서 부하가 최소 일경우의 펌프 운전점을 보여 주고 있다. 병렬운전할 경우 펌프의 회전수를 약 50%까지 낮춘다면 펌프의 토출유량은 약 $14\text{m}^3/\text{min}$ 이 된다. 이때 펌프 각각의 운전점은 O_4 가 되어 약 $7\text{m}^3/\text{min}$ 가 되고, 펌프 각각의 토출유량을 합친 유량은 $14\text{m}^3/\text{min}$ 이 된다. 운전점 O_4 는 실양정보다 약간 높은 운전점으로서 펌프가 양수 하기위한 최소 운전점이다. 운전점 O_4 이하로 펌프의 회전수를 낮춘다면 펌프는 더 이상 양수 할 수 없다. 하지만 운전점 O_4 가 정격 회전수 변동 범위의 20%를 초과하기 때문에 더 이상 상사 법칙을 적용할 수 없다. 따라서 단순히 회전수 변화에 따른 동력 변화에 관한 식 (7)을 대입하여 동력 절감을 산출하는 것은 어다. 하지만 Fig. 2.8의 경우 보다는 동력이 적게 소비됨을 예측할 수 있다.

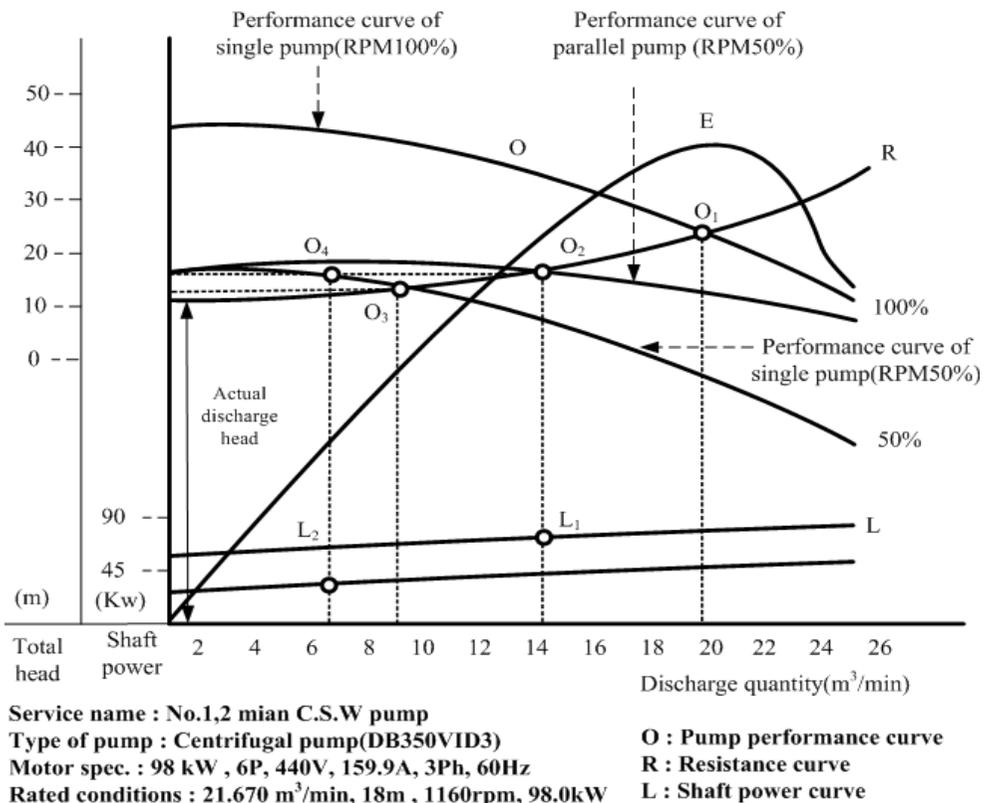


Fig. 2.9 Pump parallel operation with pump RPM minimum shift

제 3 장 ESS용 제어 시스템 설계

3.1 개요

해수는 해수 공급 펌프를 통해, 선박에 청수냉각이 필요한 장치를 냉각시키는데 필요한 냉각수요를 충족시킬 수 있는 용량으로 된 중앙냉각기로 공급된다. 중앙냉각기의 주 기능은 냉각을 필요로 하는 선박용 엔진 및 여러 종류의 열교환기에 보조 냉각수(청수)로 공급되게 된다. 가장 중요한 부분인 선박의 엔진을 냉각시키는데 필요한 냉각 수요를 충족시키기 위해서 현재 해양안전 규칙에서는 주 냉각수(해수)를 중앙 냉각기에 공급하기 위해서 동종의 2개 이상의 펌프를 구비하도록 규정하고 있다.^{[8]-[10]}

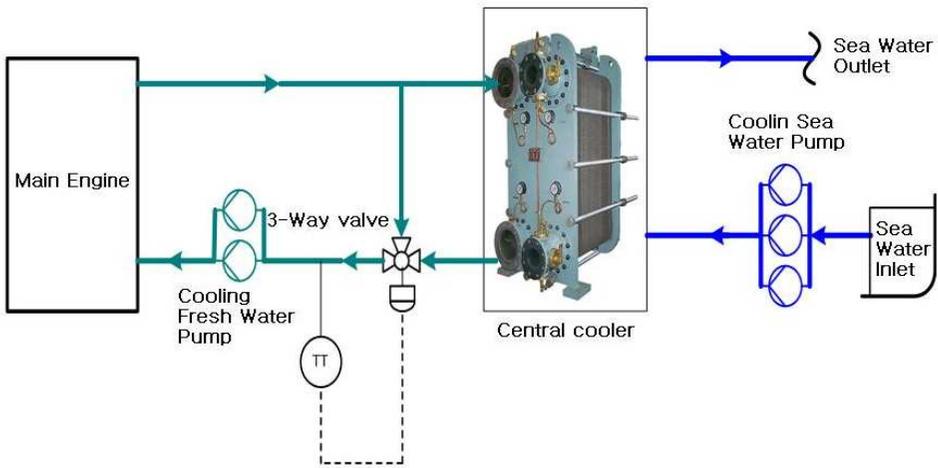


Fig. 3.1 Cooling system of ship

Fig. 3.1은 일반 상선의 냉각시스템을 보여주고 있다. 위의 펌프 중 하나는 소위 예비(Stand-by) 펌프라고 불린다. 선박은 동종의 2개의 펌프를 갖추어야 하고, 그 각각은 전체 선박의 냉각수요를 만족시킬만한 충분한 해수공급 능력을 갖추어야 한다. 열 교환기의 보조 냉각수의 유량은 선박 기관 장치들의 냉각 수

요와 주 냉각수, 주 해수 흡입시의 온도에 따라 결정된다. 통상적으로 선박의 냉각설비는 해수의 온도가 높을 때라도 선박에 필요한 전체 냉각 수요를 충족시킬 수 있는 용량으로 되어 있다. 그러나 실제적으로 선박에 설치된 중앙 냉각시스템은 주 냉각수의 입구 온도변화에 관계없이 주 냉각수용 펌프의 정격용량으로 주 냉각수를 중앙 냉각기에 공급한다. 보조 냉각수의 출구온도는 Fig. 3.1과 같이 보조 냉각수의 출구온도를 감지하여 보조 냉각수의 입구배관과 출구배관에 사이에 설치된 바이패스(Bypass)용 3방향 제어 밸브에 의해서 제어된다.

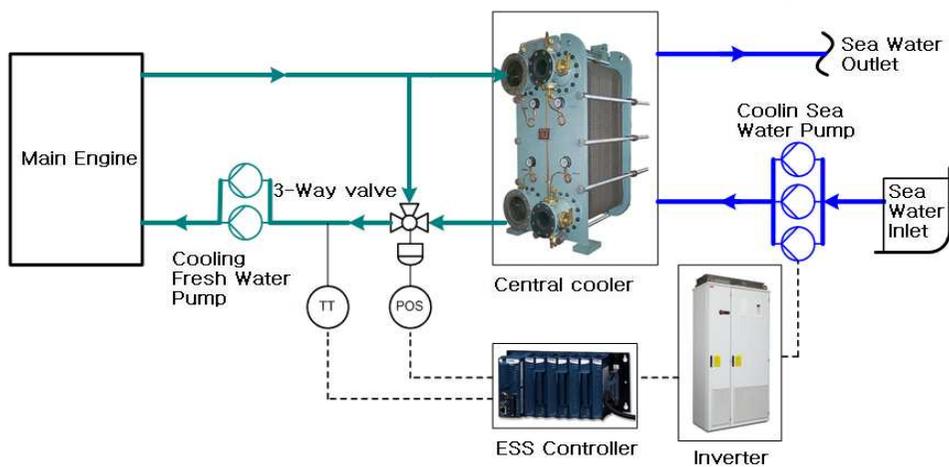


Fig. 3.2 Cooling system of ship with ESS

Fig. 3.2는 본 논문에서 연구한 ESS의 구성도를 보여주고 있다. ESS는 중앙냉각기를 통과하는 해수유량을 해수온도에 따라 해수 펌프의 회전수를 변화시켜 중앙냉각기의 대용량 해수 펌프의 동력을 절감하는 시스템이다. ESS는 해수펌프 속도조절용 인버터(Inverter), 해수 펌프 유량 및 청수 출구온도 제어 알고리즘을 적용한 있는 ESS 제어장치 및 운전자가 간편하게 시스템 상황을 확인할 수 있는 디스플레이 패널(Display panel)로 구성되어 해수 온도변화에 따라 선박의 중앙 냉각시스템이 최적의 운전 상태로 작동시킨다. 에너지 절감 뿐 아니라 ESS에 고장이 발생하여도 냉각계통의 안전하게 유지할 수 있도록 하기 위한 Fail-safe 개

념을 적용하여 ESS의 안전성을 더욱 증대 시켰다. 예를 들어 펌프의 토출 압력을 측정하여 최소 압력 이하로는 펌프의 회전수를 감소시킬 수 없도록 설계되었다. ESS가 오작동을 하였을 경우, 펌프의 회전수를 변경하지 않고 3방향 제어 밸브로 해수 공급량을 적절하게 조절하는 기존의 냉각 시스템으로 복귀할 수 있도록 하였다. 또한 청수 고온 경보, 인버터 오작동 경보 등을 확인 할 수 있도록 구성되었다.

3.2 하드웨어 구성

3.2.1 기본 구성 개념

Fig. 3.3은 일반 선박의 기존 해수 냉각 시스템에 ESS를 연동시키는 경우를 보여주고 있다. ESS 제어장치와 인버터, 신호 변환기(Signal converter)가 있으면 기존의 운항선박에 탑재 가능하며 탈착 장치를 통해 기존의 시스템과 손쉽게 분리시킬 수 있다. 운항중인 선박에 필요한 센서신호만 연동하면 설치운전이 용이하다. 사용 중에 오동작이 발생할 경우, 기존의 제어체계를 활용할 수 있도록 하였다.

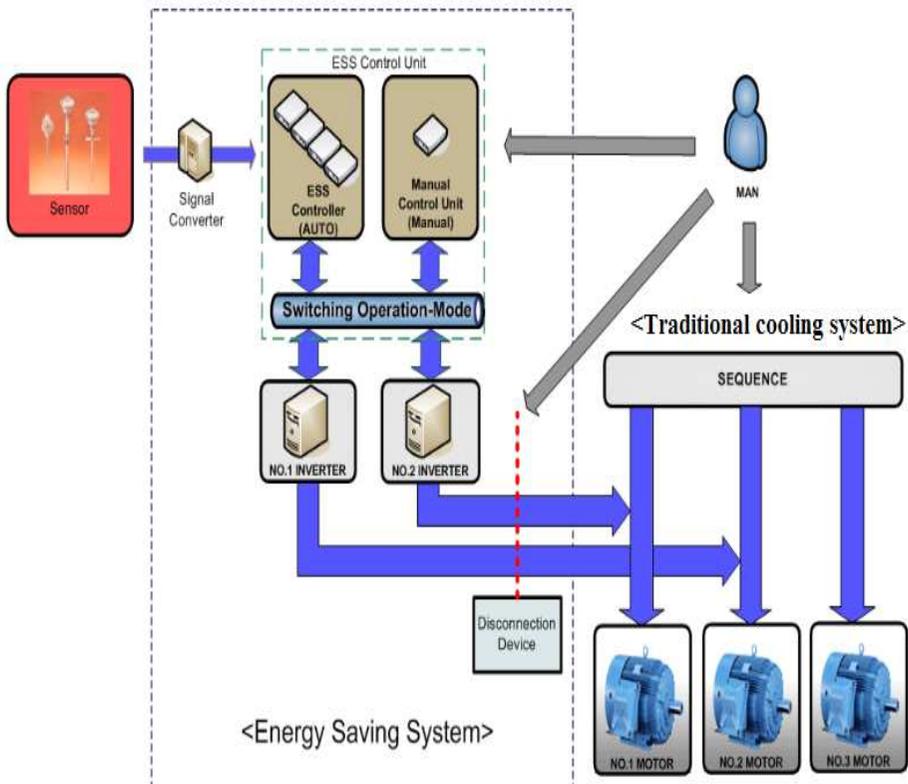


Fig. 3.3 ESS with conventional cooling system of ship

Fig. 3.3의 우측 해수펌프 3대 중 2대는 인버터와 ESS 제어 장치를 사용하여 제어하고, 나머지 한 대는 기존의 시퀀스 동작을 하게 된다. 좌측 센서의 신호를 신호 변환기를 사용하여 측정에 용이한 전압, 전류 신호로 변환하게 된다.

Fig. 3.4는 신조선박에 ESS를 탑재할 경우를 보여주고 있다. NO.1, 2 냉각수 펌프 구동용 전동기는 ESS 제어 장치에 의해 구동되며, NO.3 냉각수 펌프용 전동기는 시퀀스 구동을 기본으로 한다. 일반적인 운항과정에서 NO.1, 2 전동기는 에너지 절감을 위해 ESS 제어모드로 운전되며, 비상시에 No.3 전동기에 연동되는 펌프로 기존의 시스템과 동일한 운전이 되도록 함으로써 Fail-Safe 기능을 갖도록 하였다. ESS 시스템은 LabVIEW로 제어시스템이 운전되므로 다양한 환경에 적응이 용이하고, 더불어 요구조건에 유연하게 적용할 수 있도록 설계하였다.

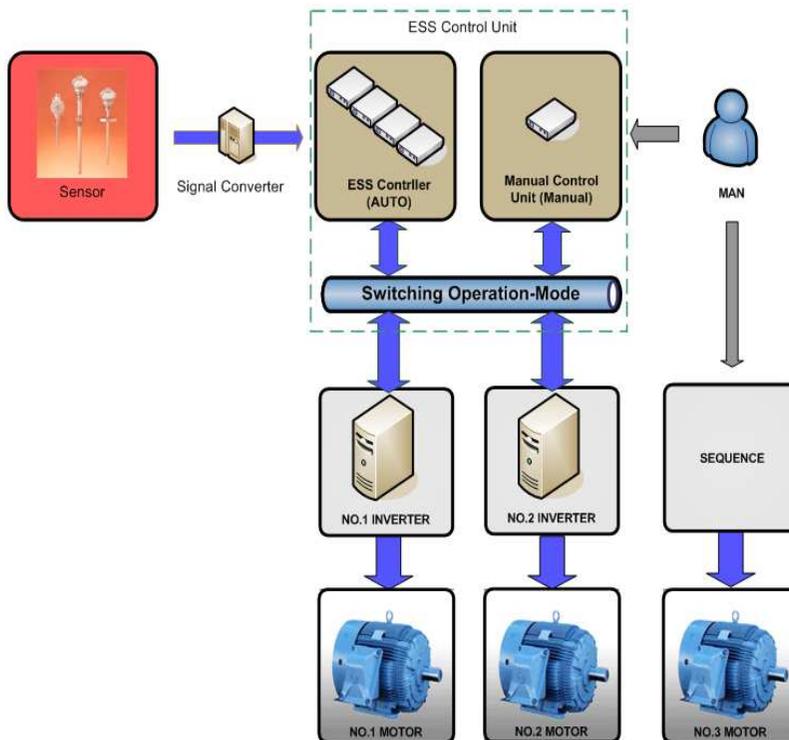


Fig. 3.4 Cooling system with ESS for the new vessel

3.2.2 ESS 제어장치

제어기는 선박의 특성상 고온에서 견뎌야 하며, 진동에 강해야 한다. 또한 제어기는 선박 센서들의 종류나 형태에 구애받지 않으면서 제어신호를 받을 수 있는 유연성을 가져야 한다. 따라서 National Instrument의 Field point를 채택하고 이를 이용하여 설계하였다. CPU module 1개, Relay module 2개, Digital input module 2개, Analog input module 1개, Analog input output 겸용 module 1개가 사용되었다. 각각의 모듈은 제어신호의 입출력, 램프 on/off 제어, 스위치 접점신호 입력 등으로 쓰인다. 제어 모듈의 특성을 살펴보면 다음과 같다.

CPU module(NI FP-2000):

- 1 Real-time LabVIEW embedded controllers for intelligent industrial I/O
- 1 Operates as stand-alone embedded real-time controller or PC-based distributed I/O Ethernet interface
- 1 Industrial-grade reliability
 - Automatic self-diagnostics
 - Redundant power supply inputs
 - Isolated communication bus to I/O modules
- 1 RS-232 serial port for local device control

Digital Input module(DI-330):

- 1 Input current limitation 1.5mA
- 1 Input impedance 5k Ω
- 1 Operation temperature -40 $^{\circ}$ C to 70 $^{\circ}$ C
- 1 Relative humidity 10 to 90%

Relay module(RLY-420) :

- 1 Eight Single-Pole Single-Throw(SPST) relay channels

- 1 Switching capacity 3A at 35 VDC or 250 VAC
- 1 3,000 V input to out put isolation
- 1 Double insulated for 250V safe working voltage
- 1 -40°C to +70°C operation

Analog Input module(AI-110) :

- 1 Eight analog voltage or current input channels
- 1 Eight voltage input ranges: 0-1V, 0-5V, 0-10V, $\pm 60\text{mV}$, $\pm 300\text{mV}$, $\pm 1\text{V}$, $\pm 5\text{V}$, and $\pm 10\text{V}$
- 1 Three current input ranges: 0-20, 4-20, and $\pm 20\text{mA}$
- 1 16bit resolution
- 1 Three filter settings: 50, 60, and 500Hz
- 1 250 V_{rms} isolation voltage ration
- 1 -40°C to +70°C operation

Analog Input/Output module(AIO-600) :

- 1 Four analog voltage or current input channels with 11 input ranges without over ranging
- 1 12bit resolution
- 1 -40°C to +70°C operation
- 1 Onboard diagnostics including open current loop indicators
- 1 Current inputs protected up to $\pm 100\text{mA}$ or $\pm 10\text{V}$
- 1 2,300 V_{rms} transient overvoltage protection



Fig. 3.5 ESS control unit

Fig. 3.5는 ESS 제어장치의 내부 사진을 보여 주고 있다. 중앙에 8개의 제어 모듈(Control module)이 부착되어 있으며 상부에는 변압기, 차단기, 퓨즈 등이 있고 하부에는 신호 변환기(Signal converter)가 부착되어 있다.

3.2.3 인버터 판넬 (Inverter panel)

인버터 판넬(Inverter panel)은 ESS 제어 장치에서 제어 신호를 받아 펌프의 속도를 조절한다. Fig. 3.6은 인버터 판넬의 내부 결선도를 보여주고 있다. 인버터 판넬은 Fail-Safe 개념을 도입하여 설계 되었다.

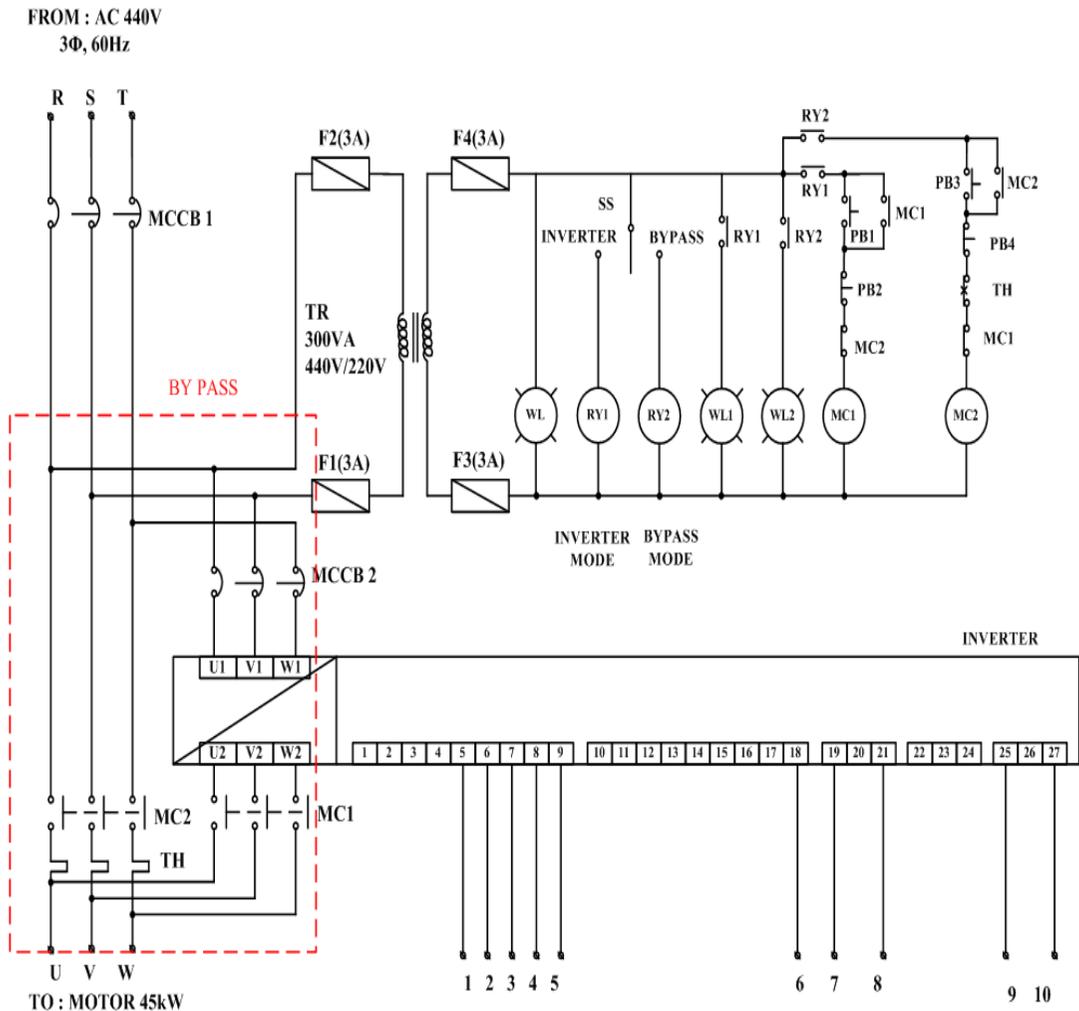


Fig. 3.6 Inverter system

Fig. 3.6의 상부에는 인버터를 작동시키는 각종 릴레이와 스위치, 램프로 구성되어 있다. 좌측에는 외부의 스위치를 사용하여 바이패스 모드(Bypass mode)로 동작할 수 있도록 판넬이 구성되어 있다. 바이패스 모드란 ESS를 사용하지 않고 기존의 시스템을 사용하는 모드로서 ESS에 문제가 발생하면 바이패스 모드를 사용할 수 있도록 하고 있다. 하부에는 인버터를 ESS 제어 장치에서 제어 할 수 있도록 하기 위한 각종 제어신호의 입력을 받는 부분이다. Fig. 3.7은 실제 제작된 인버터 판넬이다. 우측에 ABB사의 인버터가 설치되어 있으며, 좌측에는 4개의 차단기가 부착되어있다.



Fig. 3.7 Inside of inverter panel

3.3 소프트웨어 구성

3.3.1 개요

제어신호의 구성은 Fig. 3.8과 같이 나타낼 수 있다. 센서의 신호는 신호 변환기를 통해 ESS 제어 장치에서 수집하게 된다. ESS 제어 장치는 수집된 신호를 분석하여 상황에 적합한 제어신호를 출력한다. 인버터는 제어신호에 따라 해수펌프의 회전수를 조절한다. 또한 모니터링 프로그램을 구성하여 사용자가 ESS의 상태를 쉽게 감시 할 수 있도록 하였다. 모니터링 프로그램은 LabVIEW로 구성하였으며 해수 온도, 청수 온도 등의 수집 데이터를 실시간으로 저장 하며 청수 온도, 해수압력 알람의 설정치를 변경 할 수 있도록 하고 있다.

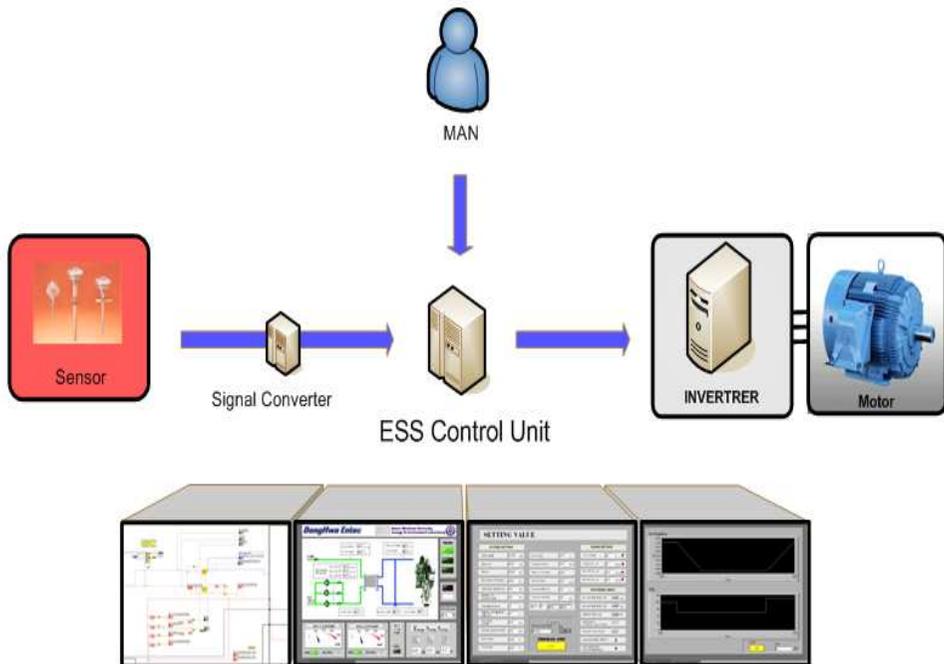


Fig. 3.8 Diagram of control system

3.3.2 화면 구성

Fig. 3.9는 주화면(Main window view)으로서 냉각 시스템의 전반적인 상태를 모니터링 할 수 있도록 되어 있다. 중앙의 화면에서 냉각시스템의 청수온도, 해수온도, 해수 압력, 3방향 제어 밸브 개도를 나타내고 있다. 하부에는 인버터에 의해 조절 되는 해수 펌프의 주파수 변화를 보여주고 있으며, 그 밖에 인버터 바이패스 기능 사용여부를 나타내는 인디케이터, 청수 설정 온도를 설정할 수 있는 입력란을 볼 수 있다. 오른쪽 하부에는 현재 프로그램의 동작상태를 표시하는 텍스트 상자가 있다. 또한 펌프의 회전수가 제어 알고리즘에 따라 변화 하는 과정을 설명하는 텍스트 상자가 있다.

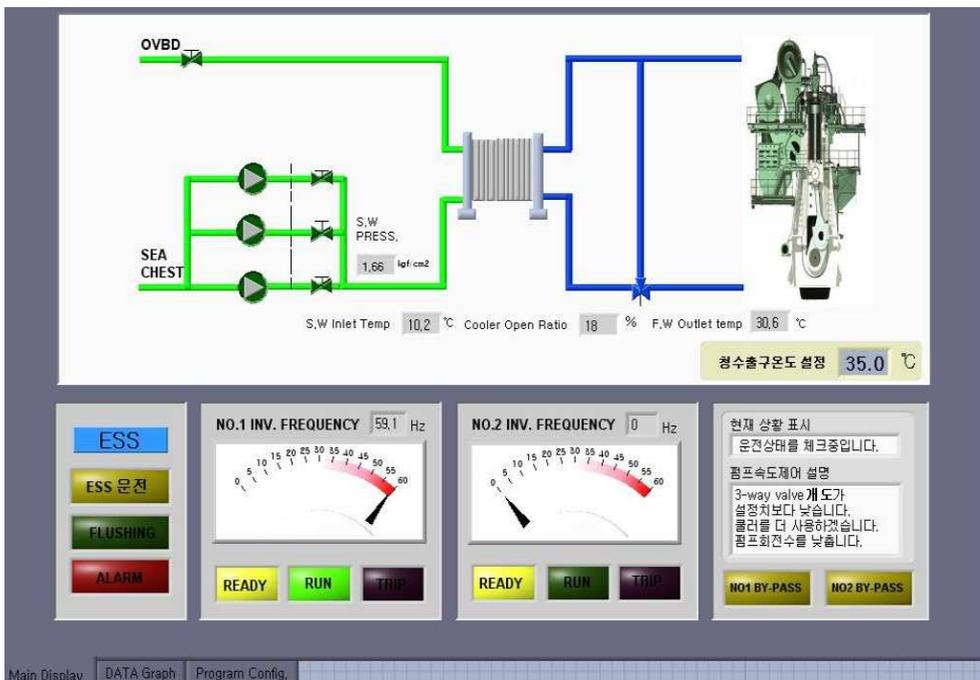


Fig. 3.9 Main window view

Fig. 3.10은 Configuration 화면으로서 좌측에는 센서에서 측정된 값을 보정할

수 있는 기능이 설정 되어 있으며, 중앙 상단에는 프로그램의 고유기능을 설정할 수 있도록 되어 있다. 중앙 하단에는 프로그램의 시작정지, 데이터 저장 등을 할 수 있는 옵션이 있고, 우측에는 냉각 시스템의 경보, 플러싱(Flushing)등을 설정할 수 있도록 되어 있다. 플러싱이란 해수펌프 회전수를 최대로 하여 열교환기 내부의 스케일(Scale)을 제거하는 동작이다. 해수펌프의 회전수가 낮게 운전됨으로서 열교환기 내부에 스케일이 부착되는 것을 방지하기 위해서 주기적으로 해수펌프의 회전수를 최대로 하여 운전함으로써 스케일의 부착을 방지하는 기능이다.



Fig. 3.10 Program configuration window view

3.3.3 제어 알고리즘

Fig. 3.11은 램프작동 알고리즘을 보여주고 있다. 제어 관널에서 펌프의 기동 신호를 받아 펌프의 운전 여부를 결정 한다. 또한 인버터의 오동작 알람이 발생 하면 펌프는 운전 하지 않으며, 인버터 준비 완료 신호가 없으면 또한 펌프는 운전하지 않도록 되어 있다.

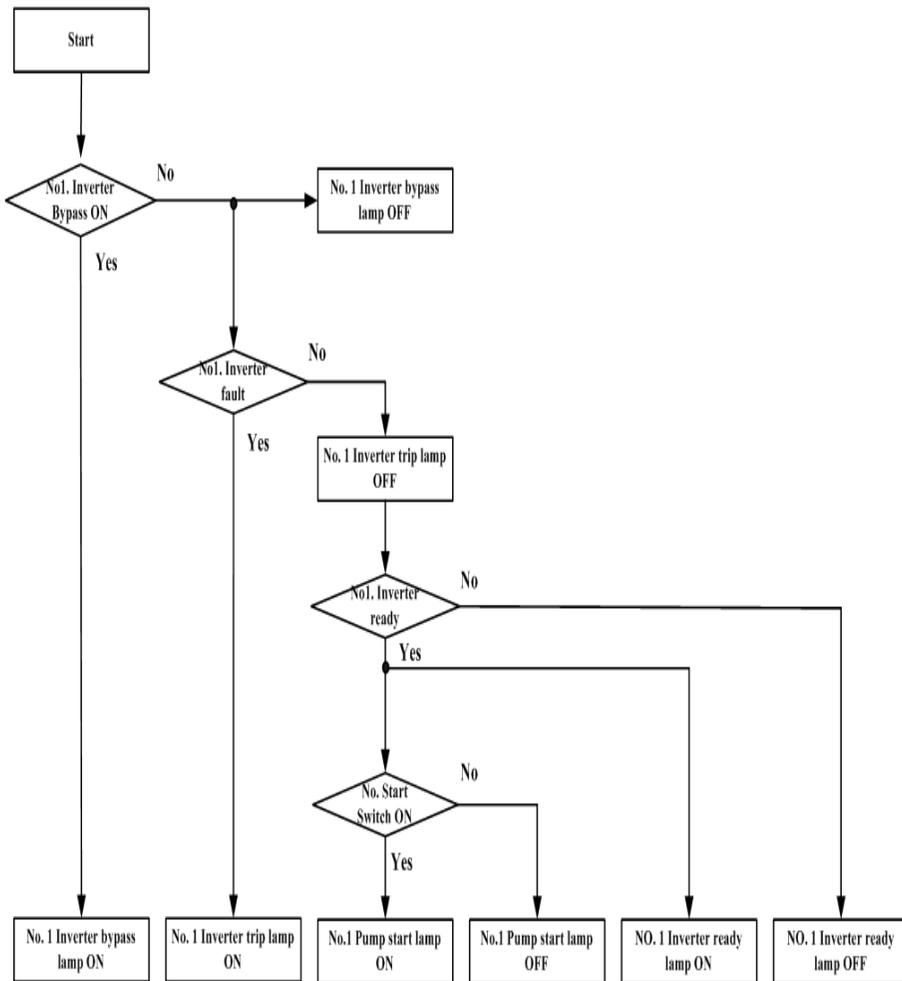


Fig. 3.11 Flow chart of lamp operation algorithm

Fig. 3.12는 경보 작동 알고리즘을 보여주고 있다. 경보가 발생하게 되면 부저(Buzzer)가 울리게 되고 인식(ACK)버튼을 누르면 부저는 멈추게 된다. 하지만 알람이 해제 되지 않은 한 경보 램프는 유지 하도록 하고 있다. 또한 경보 발생 시 플러싱 기능은 더 이상 사용할 수 없도록 알고리즘이 설계되어 있다.

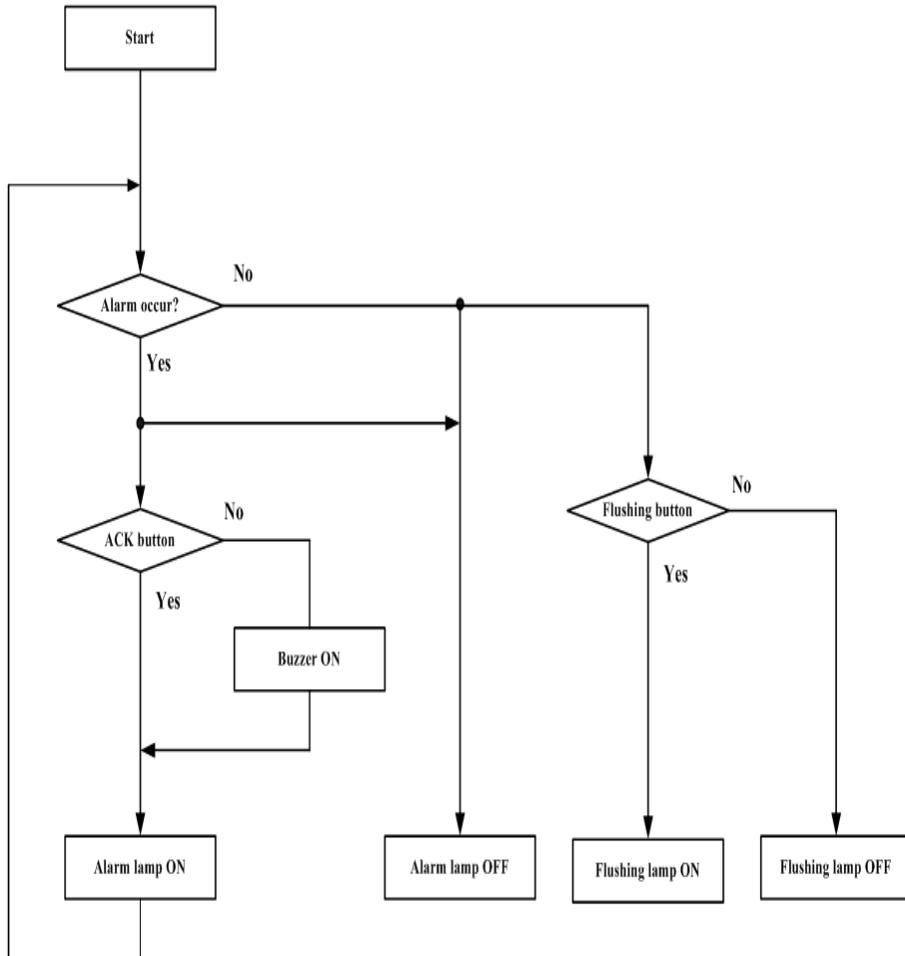


Fig. 3.12 Flow chart of alarm algorithm

Fig. 3.13은 펌프의 회전수조절을 위한 알고리즘을 보여준다. ESS의 운전이 시작되면 펌프는 초기화 과정을 거친 후 제어 알고리즘 상태로 운전 하게 된다. 안전을 위해 해수 압력을 가장 먼저 살펴보고, 그 후 3방향 제어 밸브의 개도와 청수 온도를 본 후 펌프의 운전 속도를 최종적으로 결정하게 된다.

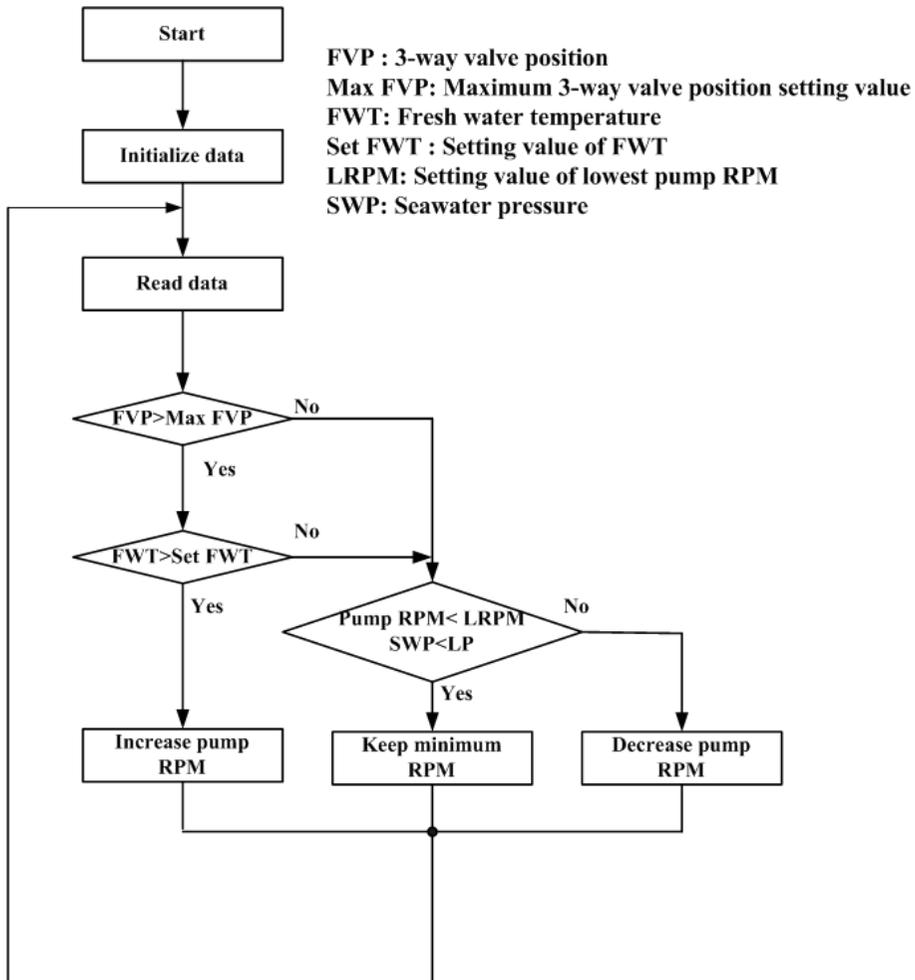


Fig. 3.13 Flow chart of pump RPM control algorithm

Fig. 3.14, Fig. 3.15는 앞서 설명한 알고리즘을 기본으로 한 프로그램을 보여 주고 있다. 프로그램은 LabVIEW를 사용하여 구현되었다.

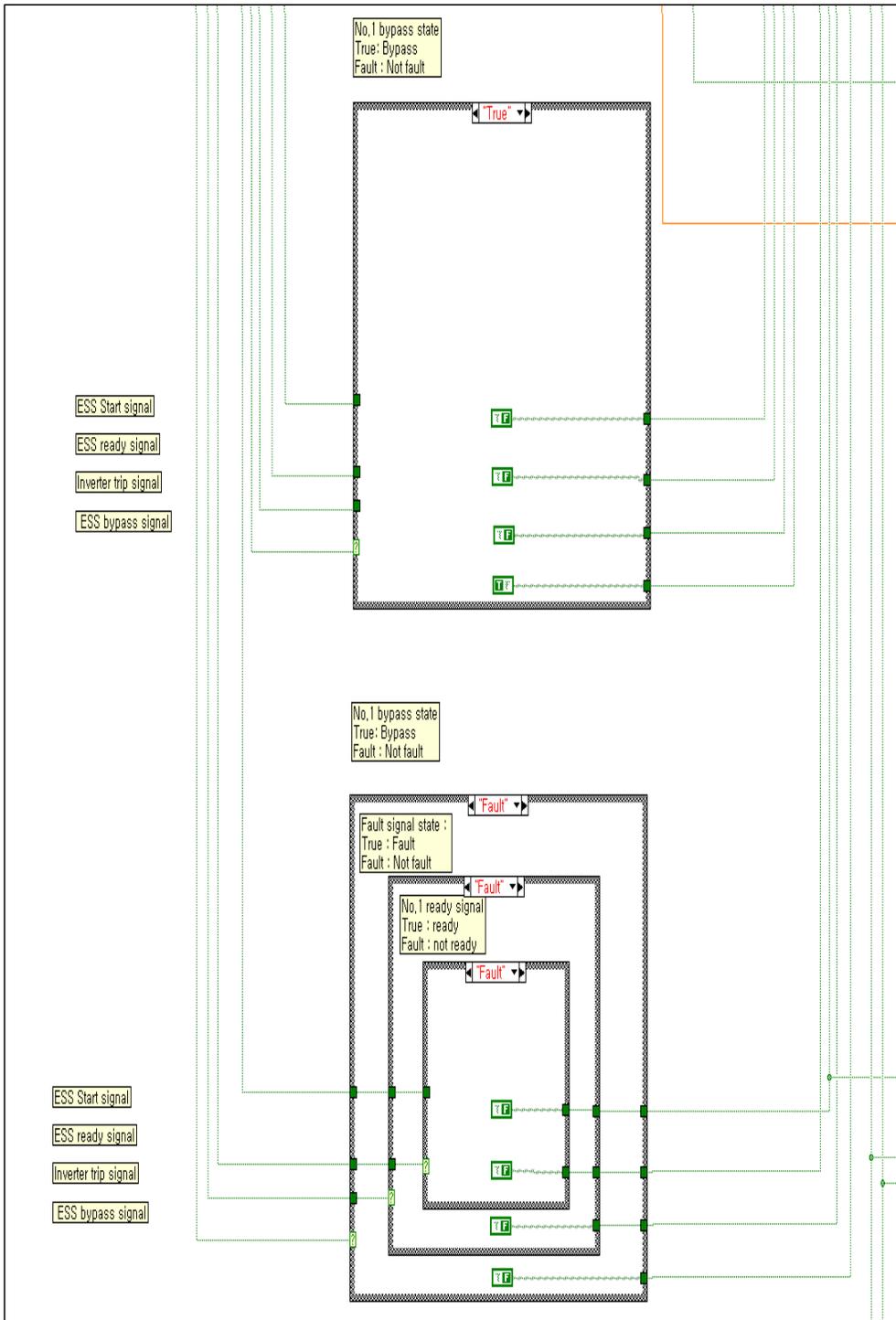


Fig. 3.14 Program block diagram of ESS control algorithm (A)

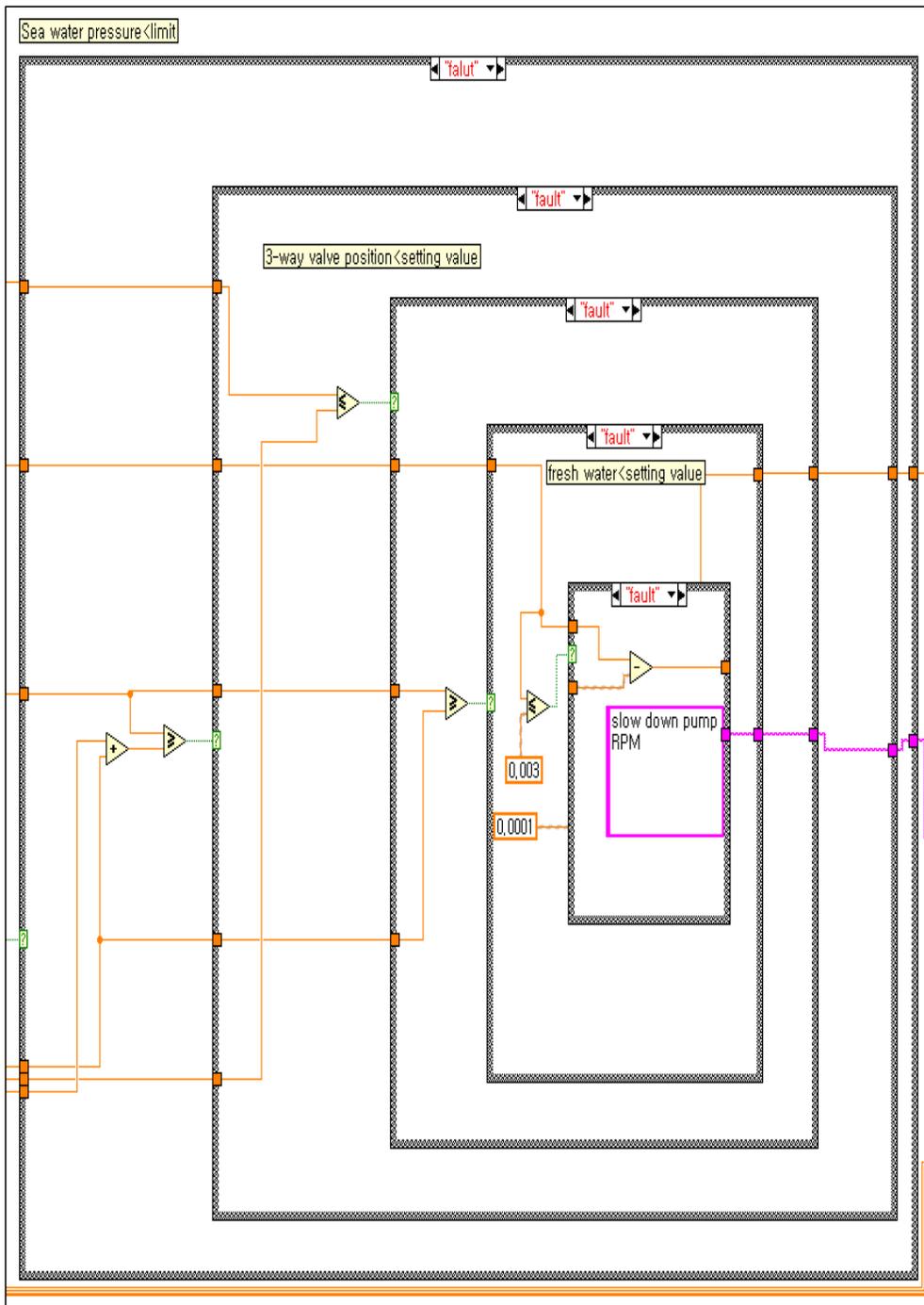


Fig. 3.15 Program block diagram of ESS control algorithm (B)

제 4 장 실험 및 고찰

4.1 시뮬레이션

시뮬레이션을 실행 하기위하여 관련된 열교환기 해석법을 소개하고 이를 토대로 선박의 냉각시스템에 ESS를 적용한 상황을 시뮬레이션 하였다. 열교환기 해석에는 LMTD(Log Mean Temperature Difference) 방법과 ϵ -NTU(Effective Number of Transfer Unit)법이 있다. 일반적으로 LMTD가 사용되나 열교환기의 출구온도를 알지 못할 경우 ϵ -NTU법이 적합하다. 또한 온도 제어를 위해 PID 제어기법을 적용하여 시뮬레이션을 해 보았다.

4.1.1 대수 평균 온도차(Log Mean Temperature Difference)

일반적으로 열교환기 내에서의 유체의 온도는 일정하지 않고, 열이 고온 유체에서 저온 유체로 흐를 때 위치에 따라서 변한다. 열저항이 일정하여도 열유동률은 열교환기의 경로에 따라 변하는데, 이는 열유동률이 열교환기의 단면에서 고온 유체와 저온 유체 사이의 온도차에 의하여 좌우되기 때문이다.

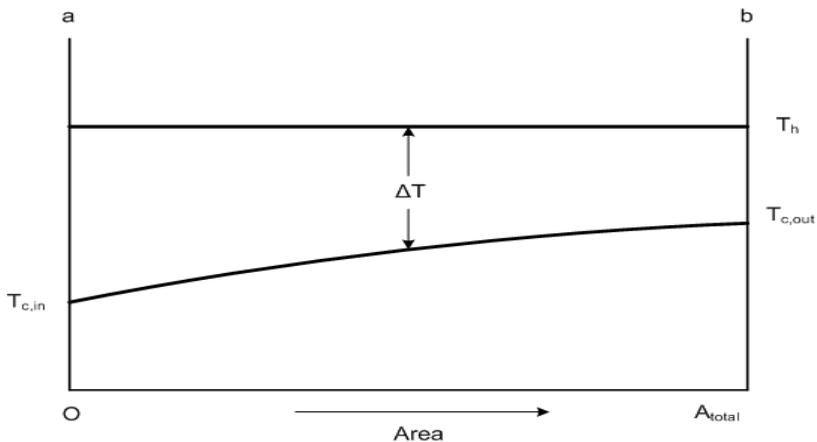


Fig. 4.1 Temperature distribution (A)

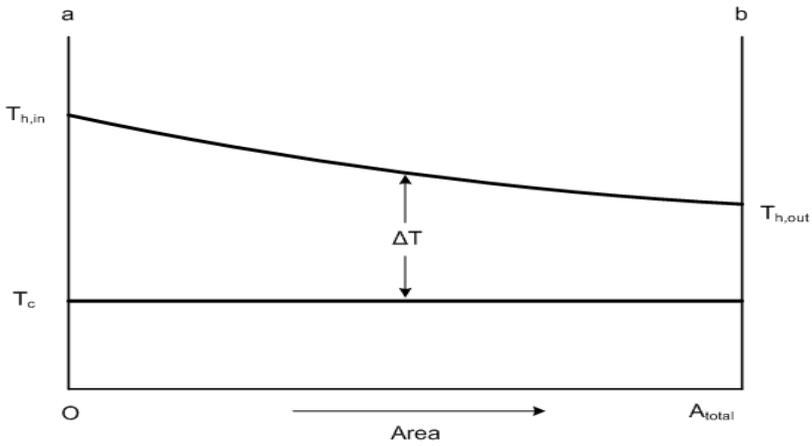


Fig. 4.2 Temperature distribution (B)

Fig. 4.1은 증기가 일정한 온도에서 응축되고 다른 유체는 가열되고 있는 경우의 온도 변화를 설명하고 있다. Fig. 4.2는 고온유체가 열교환기를 통과하며 열을 방출하여 유체의 온도가 떨어지는 동안 액체가 일정한 온도에서 증발하는 경우의 온도 변화를 나타낸다. 이 두 가지 경우에 두 유체의 유동방향은 문제가 되지 않으며, 일정한 온도의 유체는 정지 상태에 있어도 무관하다.

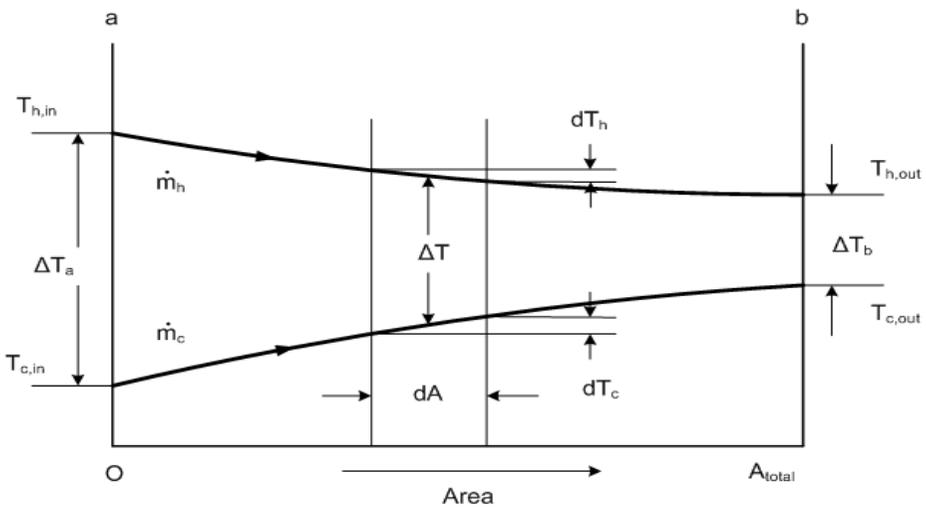


Fig. 4.3 Temperature distribution (C)

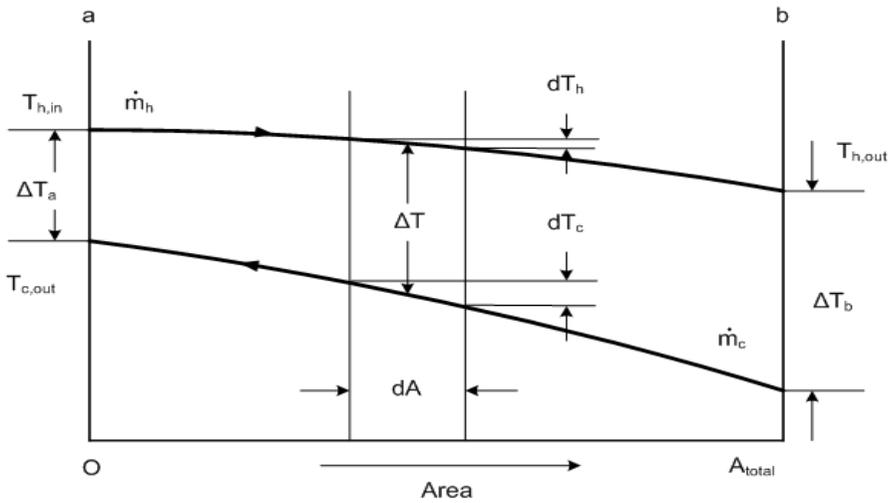


Fig. 4.4 Temperature distribution (D)

Fig. 4.3 ,4.4는 간단한 원통다관식(Shell & Tube)열교환기에서 어느 하나 또는 두 개의 유체에 나타날 수 있는 온도 변화를 도시한 것이다. 실선들 사이의 거리는 두 유체사이의 온도 차 ΔT 에 비례한다. Fig. 4.3은 병행류 열교환기에서의 조건을 나타내고 Fig. 4.4는 대향류에 적용된다. Fig. 4.4을 살펴보면 열교환기의 길이가 아무리 길어도 병행류에서는 저온유체의 마지막 온도가 고온유체의 출구 온도를 초과할 수 있다. 왜냐하면 열교환기를 따라 전체적으로 순온도구배 (Favorable temperature gradient)가 존재하기 때문이다. 대향류장치에서 또 하나의 장점은 주어진 열유동률에 대하여 병행류일 때보다 더 작은 표면적이 요구된다. 실제로 대향류 장치가 모든 열교환기 장치 중에 가장 효과적이다.

위에서 언급한 경우의 열전달률을 결정하기 위해서는 다음 식을 열교환기의 길이 에 따라 열전달 면적 A 에 대하여 적분하여야 한다.

$$dq = U \cdot dA \cdot \Delta t \quad (8)$$

만약 총합열전달계수 U 가 일정하고 운동에너지 변화를 무시하며 열교환기의

셀이 완전히 단열된다면 식 (8)은 병행류나 대항류에 대하여 쉽게 해석적으로 접근할 수 있다.

$$dq = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \pm \dot{m}_c c_{pc} dT_c = U dA (T_h - T_c) \quad (9)$$

여기서 \dot{m} 는 kg/s 의 단위로 나타내는 질량유량이며, c_p 는 J/kg·K로 나타내는 정압비열, T 는 K로 나타내는 평균체적온도(Average bulk temperature) 이다. 하 첨자 h 와 c 는 각각 고온유체와 저온유체를 표시하며, 세 번째 항의 양(+)의 부호는 병행류에, 음(-)의 부호는 대항류에 적용된다. 만약 유체의 비열이 온도에 따라 변하지 않으면 열교환기의 입구로부터 임의의 단면까지의 열평형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$-C_h(T_h - T_{hin}) = C_c(T_c - T_{cin}) \quad (10)$$

여기서 $C_h \equiv \dot{m}_h c_{ph}$, 고온 유체의 열용량률

$C_c \equiv \dot{m}_c c_{pc}$, 저온 유체의 열용량률

식 (10)을 T_h 에 관하여 풀면 다음식이 주어진다.

$$T_h = T_{hin} - \frac{C_c}{C_h}(T_c - T_{cin}) \quad (11)$$

이 식으로부터 다음을 얻는다.

$$T_h - T_c = -\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right)T_c + \frac{C_c}{C_h}T_{cin} + T_{hin} \quad (12)$$

식 (10)을 식 (12)의 $T_h - T_c$ 에 대입하여 정리하면 다음 식이 된다.

$$\frac{dT_c}{-[1+(C_c/C_h)]T_c+(C_c/C_h)T_{cin}+T_{hin}} = \frac{UdA}{C_c} \quad (13)$$

열교환기의 전체길이 (즉, $A=0$ 에서부터 $A=A_{max}$ 까지)에 걸쳐 식 (13)을 적분하면 다음 식을 얻는다.

$$\ln \left\{ \frac{(1+C_c/C_h)(T_{cin}-T_{cout})+T_{hin}-T_{cin}}{T_{hin}-T_{cin}} \right\} = - \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) UA \quad (14)$$

식 (14)에 열 용량률을 제거하기위해 식 (10)을 대입하여 정리하면

$$\ln \left(\frac{T_{hout}-T_{cout}}{T_{hin}-T_{cin}} \right) = [(T_{hout}-T_{cout})-(T_{hin}-T_{cin})] \frac{UA}{q} \quad (15)$$

이때

$$q = C_c(T_{cout}-T_{cin}) = C_h(T_{hin}-T_{hout}) \quad (16)$$

여기서 $T_h - T_c = \Delta T$ 라 한다면 식 (16)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a/\Delta T_b)} \quad (17)$$

여기서 아래 첨자 a와 b 는 열교환기의 양쪽 끝을 의미하고, Fig. 4.3과 Fig. 4.4에서 도시한 것과 같이 ΔT_a 는 입구에서 고온유체와 저온유체 사이의 온도차를 나타내고, ΔT_b 는 출구에서의 온도차를 나타낸다. 실제로 열교환기 전체에 대하여 다음과 같이 정의되는 평균 유효 온도차 $\overline{\Delta T}$ 를 사용 하면 편리하다.

$$q = UA\overline{\Delta T} \quad (18)$$

식 (17)과 식 (18)을 비교하면 병행류나 대향류에서는 다음과 같이 됨을 알 수 있다.

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (19)$$

여기서 평균 온도차 $\overline{\Delta T}$ 를 대수평균온도차(Log mean temperature difference)라 하며 LMTD로 표시한다. ^[11-14]

4.1.2 ϵ -NTU (Effectiveness-Number of Transfer Unit) 법

열교환기의 해석에서는 다음과 같은 형태의 식이 사용된다.

$$q = UA\Delta T_{mean} \quad (20)$$

식 (20)은 적절한 평균온도를 계산하는 데 필요한 모든 출입구 온도를 알 때 편리하며, 식 (20)은 주어진 사양에 따라 열교환기를 설계할 때 널리 사용된다. 그러나 열교환기의 총합열전달계수(U)를 알고 있거나 또는 산정할 수 있지만 열교환기를 나가는 유체들의 온도를 모르는 경우는 많이 있다. 열교환기를 나가는 유체의 온도는, 열교환기를 선정하고 열교환기에 일정한 유량을 흘려보낼 때 열교환기 성능 시험을 통해 알 수 있다. 하지만 열교환기의 실제 운전할 경우에 열교환기에 흘려보내는 유체의 유량은 시험을 실시할 때와는 다르게 된다. 따라서 출구 온도와 열유동률은 대수평균온도차를 사용하여 지루한 시행착오과정에 의해서만 찾을 수 있다. 그러나 경우에는 대수평균온도차 또는 다른 어떠한 평균 온도차의 사용을 전적으로 피하는 것이 바람직하다.

어느 출구온도도 관계되지 않는 열전달률에 대한 식을 얻기 위하여 열교환기 유용도(Heat exchanger effectiveness ϵ)를 도입한다. 열교환기 유용도는 가능한 최대열교환율에 대하여 주어진 열교환기의 실제 열전달률과의 비로 정의된다. 전자는 무한한 열전달면을 가진 대향류 열교환기에서 구할 수 있다. 이러한 종류의 장치에서 만약 외부의 열손실이 없다면 $\dot{m}_h c_{ph} < \dot{m}_c c_{pc}$ 일 때 저온유체의 출구 온도가 고온유체의 입구온도와 같고; $\dot{m}_h c_{ph} > \dot{m}_c c_{pc}$ 일 때는 고온 유체의 출구온도와 저온 유체의 입구 온도는 같다. 바꾸어 말하면, 유용도는 실제 열전달률을 단지 열역학 제 2법칙에 의해서만 제한받는 최대 열전달률과 비교한다. 어느 쪽의 열용량률이 더 작은가에 따라 유용도는 다음중 하나가 된다.

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{hin} - T_{hout})}{C_{\min}(T_{hin} - T_{cin})} \quad (21)$$

또는

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{cin} - T_{cout})}{C_{\min}(T_{hin} - T_{cin})} \quad (22)$$

여기서 C_{\min} 은 $\dot{m}_h c_{ph}$ 와 $\dot{m}_c c_{pc}$ 중에서 크기가 작은 쪽이다.

열교환기의 유용도를 알면 열전달률은 식 (23)으로부터 접근 할 수 있다.

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{hin} - T_{cin}) \quad (23)$$

이때

$$\varepsilon C_{\min}(T_{hin} - T_{cin}) = C_h(T_{hin} - T_{hout}) = C_c(T_{cout} - T_{cin}) \quad (24)$$

위 식 24는 열전달률을 유용도, 최소 열용량률 및 입구온도차로 나타냈으므로 이 해석의 기본 관계식이다. 이 식은 LMTD 해석의 식 (20)과 대치할 수 있으나 출구온도를 포함하지 않는다. 출구 온도가 포함되지 않으므로 식 (21)과 (22)를 시뮬레이션 프로그램에 적용 하여 사용하였다.

이제 열교환기의 유용도에 관한 식을 병행류 배열에 적용하여 유도하는 방법을 예시해 본다. 유용도는 $(T_{cin} - T_{cout})/(T_{hin} - T_{cin})$ 을 식 (22)의 유용도 관계식으로 대치하면 식 (14)에 도입될 수 있다.

$$\ln \left[1 - \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_h} + \frac{C_{\min}}{C_c} \right) \right] = - \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) UA \quad (25)$$

ε 에 관하여 풀면,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-[1 + (C_{\min}/C_{\max})]UA/C_{\min}}}{1 + (C_{\min}/C_{\max})} \quad (26)$$

앞에서의 유도과정은 주어진 유동배열에 대한 유용도를 두 개의 무차원 변수, 즉 열용량률 비 C_{\min}/C_{\max} 와 최소 열용량률에 대한 총비 UA/C_{\min} 와 최소 열용량률에 대한 유용도를 두 개의 무차원 변수, 즉 열용량률비 UA/C_{\min} 로 나타낼 수 있음을 보여준다. 두 변수 가운데 후자를 열전달단위수(Numer of heat Transfer Units)또는 NTU 라고 부른다. ^{[12][15]}

4.1.3 시뮬레이션 구성과 결과

본 연구에서는 열교환기의 출구 온도를 알지 못할 때 사용하는 ϵ - NTU 방법을 이용하여 열교환기의 시뮬레이션 프로그램을 구현하였다. Fig. 4.5의 A는 F청수 냉각기 청수 입구 측 이며 B는 청수 출구 측이다. C는 청수냉각기 해수 출구 측이고, D는 해수 입구 측이다. Fig. 4.5의 A와 D점의 온도를 알 수 있다면 ϵ - NTU 방법을 사용하여 B, C 점의 온도를 알 수 있다.

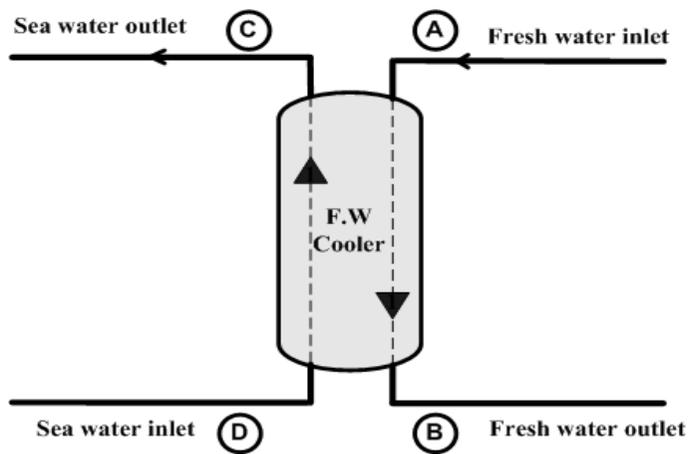


Fig. 4.5 Temperature of cooler inlet & outlet side

ϵ - NTU 방법을 사용하여 Fig. 4.5의 B, C 점의 온도를 알기 위해서는 식 (14), (15)에 따라 청수냉각기의 유용도를 알아야 한다. 유용도는 Fig. 4.6에서부터 알 수 있다. Fig. 4.6은 두 유체가 비 혼합하는 직교류에 대한 열교환기의 유용도를 나타내는 그림이다. Fig. 4.6에서 유용도를 알기 위해서는 NTU 값과 C_{\min}/C_{\max} 를 알아야만 한다. 이 값들은 Table 4.1에서 알 수 있으며, Table 4.1은 시뮬레이션 적용 대상이 되는 판형 열교환기의 사양이다.

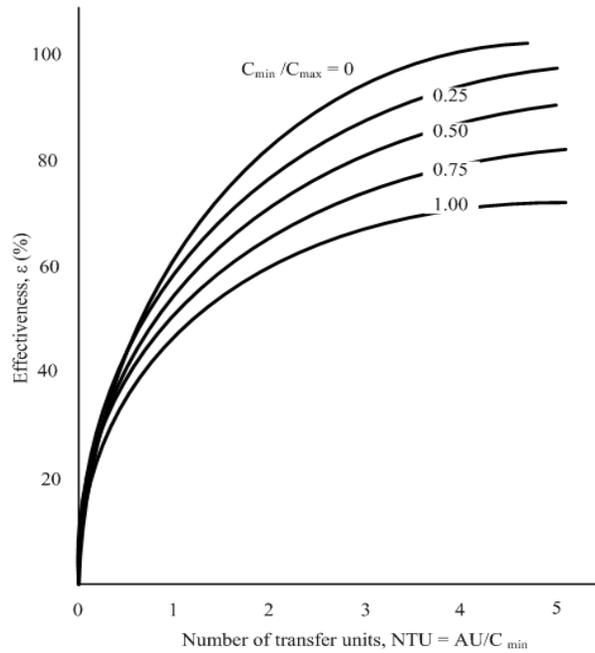


Fig. 4.6 $\epsilon - NTU$ curve

Table. 4.1 Specification for plate heat exchanger (Fresh water cooler)

Description Media		Hot side (F.W)	Cold side (S.W)
Flowrate	m^3/h	300.00	360.00
Inlet temperature	$^{\circ}C$	48.02	32.00
Outlet temperature	$^{\circ}C$	36.00	42.38
Heat exchanged	kcal/h	3,600,000	
Thermodynamic properties			
Specific gravity		1.000	1.025
Specific heat	kcal/kg·h· $^{\circ}C$	1.000	0.940
Design of frame/plates			
Direction of fluids	Parallel flow		
Overall K-value(U)	kcal/h·m ² · $^{\circ}C$	5,631	
L.M.T.D/TR	$^{\circ}C$	4.77	2.52
Effective heat surface(A)	m ²	134.00	183

Fig. 4.7과 4.8은 표1 과 Fig. 4.6을 참고하여 만든 프로그램으로서 C_{min}/C_{max} 와 NTU 값을 입력 하면 유용도 값을 계산하게 된다.

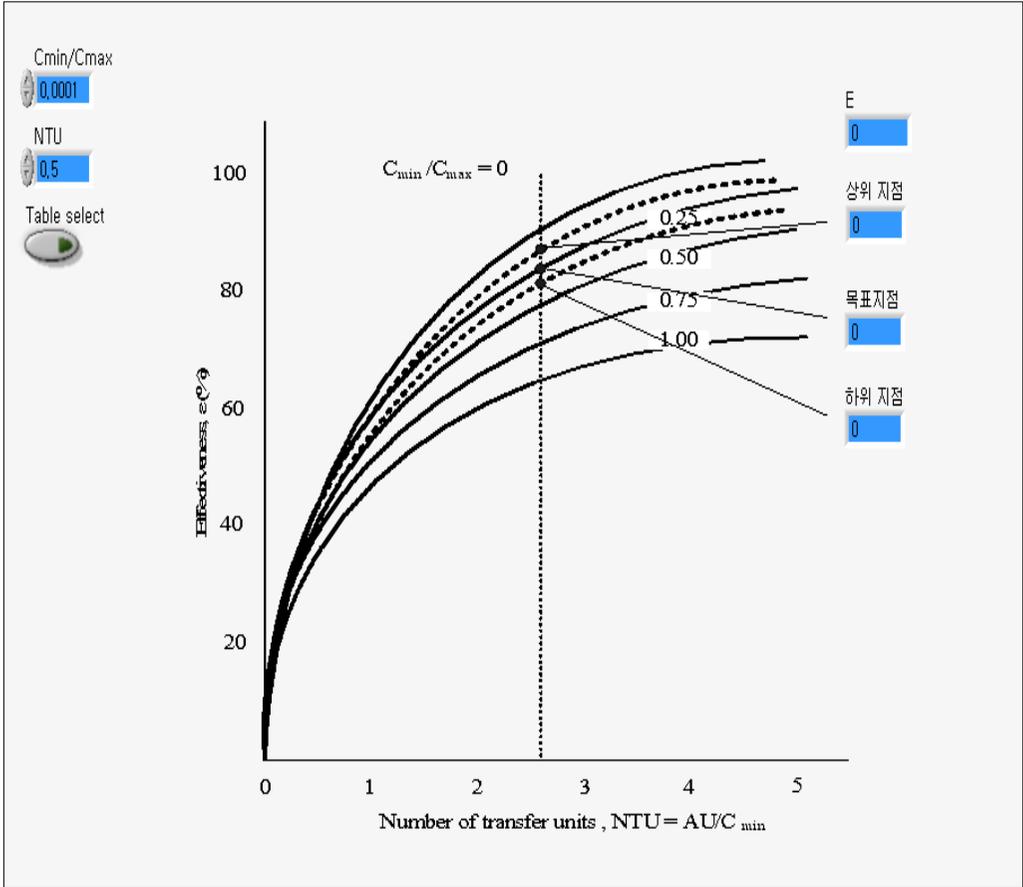


Fig. 4.7 Program of $\epsilon - NTU$ curve (A)

Fig. 4.7의 좌측 입력란에 C_{min}/C_{max} 값과 NTU 값을 입력하면 미리 입력된 데이터 값을 참조하여 유용도 값을 계산하게 된다. Fig. 4.8은 Fig. 4.7의 내부 프로그램의 화면을 보여 주고 있다. 해당되는 열 교환기의 $\epsilon - NTU$ 곡선에 관한 데이터를 프로그램 내부에 미리 입력하여 놓았다. 중앙에서는 미리 입력된 값을 바탕으로 실제 C_{min}/C_{max} 값과 NTU 값에 상응하는 유용도를 구하기 위한 과정을 거치고 있다.

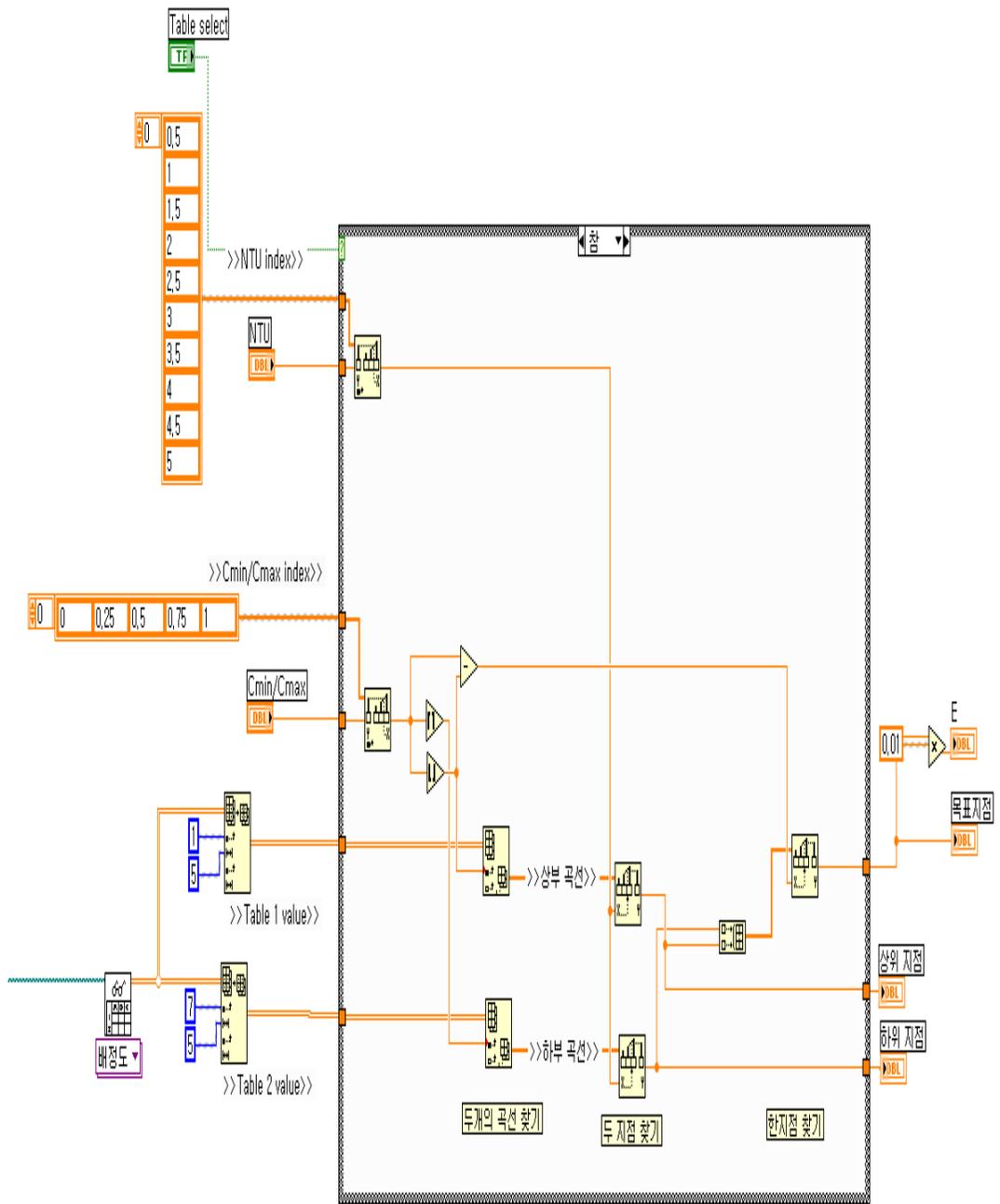


Fig. 4.8 Program block diagram of ϵ -NTU curve (B)

Fig. 4.9는 식 (14), (15)에 따라 작성된 프로그램이다. 냉각수의 비열, 비중과, 청수 냉각기의 입구 온도를 알면 청수냉각기의 유용도를 계산하고 출구온도를 계산하게 된다. 우측 하단의 테이블이라고 쓰인 서브함수는 Fig. 4.7과 Fig. 4.8을 적용하여 만들어진 함수이다. 이를 바탕으로 냉각기의 출구 온도를 시뮬레이션 하였다.

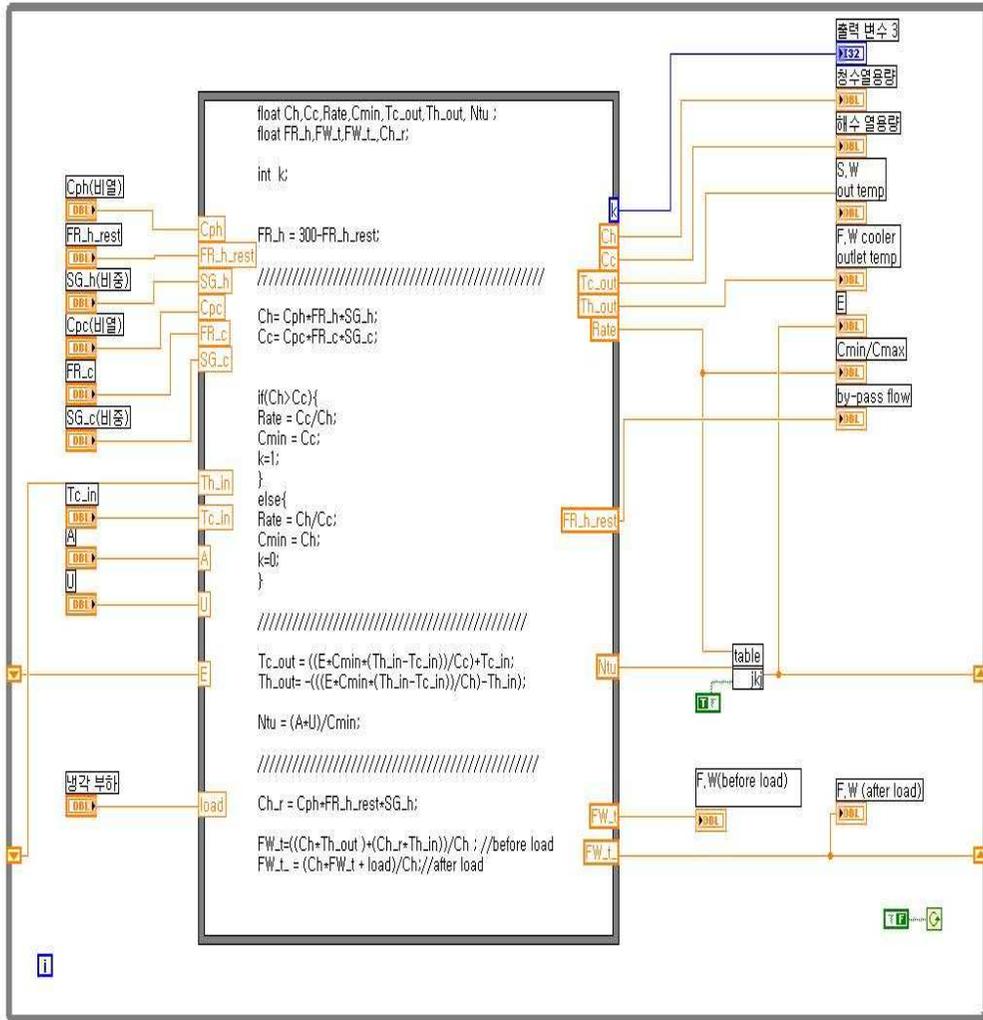


Fig. 4.9 Simulation block diagram of cooler characteristic

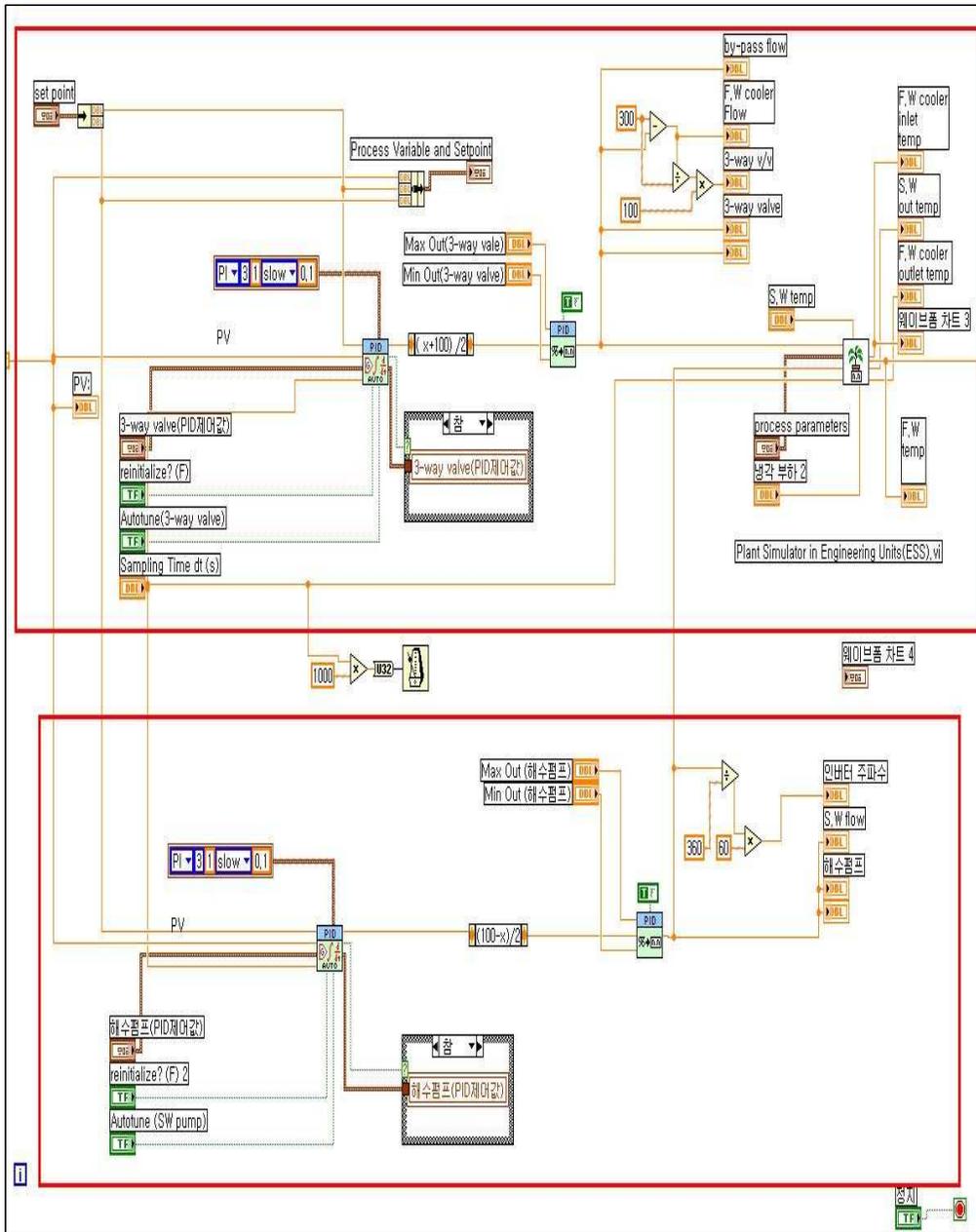


Fig. 4.10 Block diagram of simulation program

Fig. 4.10은 Fig. 4.9의 프로그램과 PID제어 알고리즘을 적용하여 작성한 ESS 시뮬레이션 프로그램이다.

Fig. 4.11은 시뮬레이션 프로그램을 작동 시킨 화면으로서 청수온도가 일정하게 유지되면서 펌프의 동력은 약 40-50% 절감되는 것을 확인할 수 있었다. 하부의 그래프는 각각 인버터 주파수, 3방향 제어 밸브, 청수 온도, 소비전력량을 나타낸다. 상부에는 해수, 청수의 입, 출구 온도와 유량을 표시하고 오른쪽에는 냉각 부하를 조절하여 시뮬레이션 할 수 있도록 하고 있다. 시뮬레이션 프로그램은 LabVIEW를 사용하였다. [15]-[21]

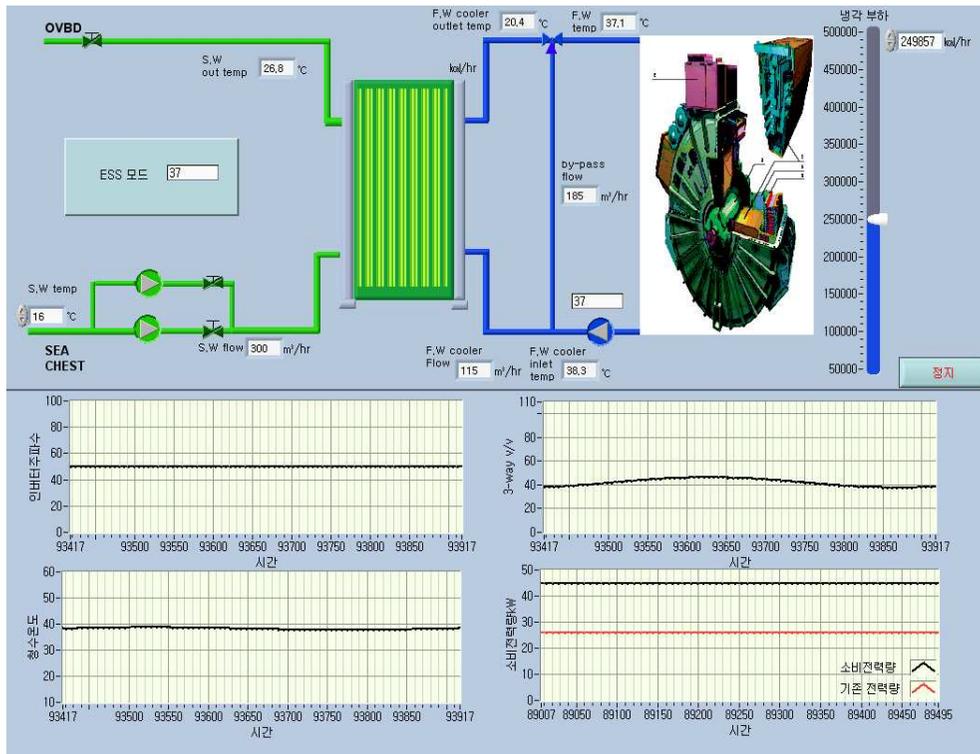


Fig. 4.11 Simulation result

4.2 육상실험

본 논문에서 연구한 ESS를 실험하기 위하여 Fig. 4.12와 같이 실험장비를 준비 하여 실험을 실시하였다. 중앙에 3방향 제어 밸브가 있으며 우측에 F.W 쿨러 좌측에 ESS 제어장치가 배치되어 있다.



Fig. 4.12 Arrangement of experiment equipments

측정, 제어 포인트를 Fig. 4.13과 표1에 정리 하였다. 열평형(Heat balance) 계산을 위하여 쿨러 입, 출구 측의 1차 냉각수와 2차 냉각수의 온도를 측정 하였고 1차 냉각수와 2차 냉각수의 유량을 측정 하였다. 또한 펌프의 회전수 에 따른 토출압력과, 3방향 제어 밸브의 개도를 측정하여 제어 알고리즘에 반영 하였다.

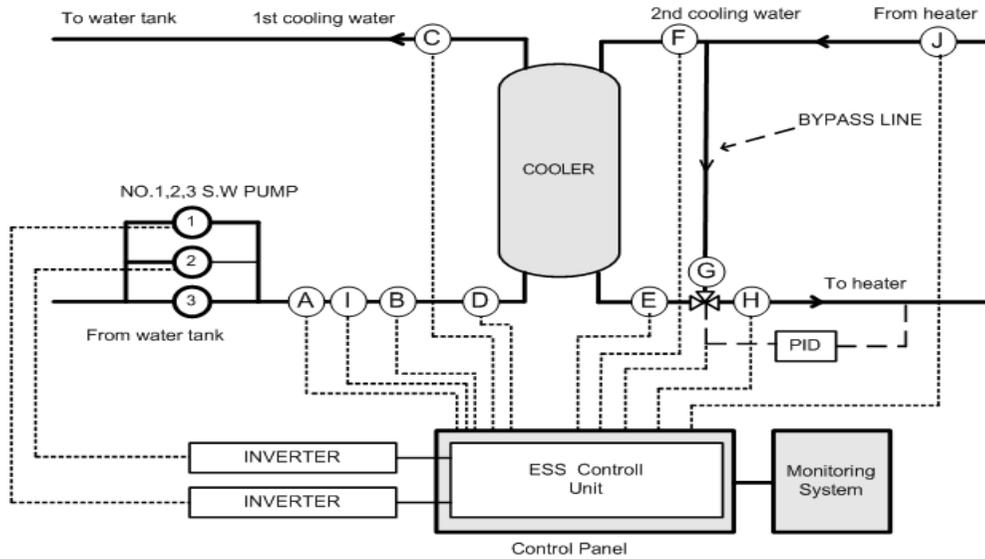


Fig. 4.13 Measurement points of ESS land experiment

Table 4.2 Measurement points & signal type of ESS

Position	Signal explanation	Range/Type	Usage
B	1st cooling water temperature	4-20mA	measurement
D	1st cooling water temperature (cooler inlet)	4-20mA	measurement
C	1st cooling water temperature (cooler outlet)	4-20mA	measurement
F	2nd cooling water temperature (cooler inlet)	4-20mA	measurement
E	2nd cooling water temperature (cooler outlet)	4-20mA	measurement
J	1st cooling water quantity (Q_{SW})	4-20mA	measurement
H	2nd cooling water temperature (After 3-way valve)	4-20mA	control
A	Pump outlet pressure	4-20mA	control
G	3-way valve opening ratio	4-20mA	control

Fig. 4.14는 해수(1차 냉각수) 온도를 20℃에서 40℃ 까지 변화 시켰을 때의 청수 온도, 펌프 동력 소모량, 펌프 회전수의 변화를 보여 주고 있다.

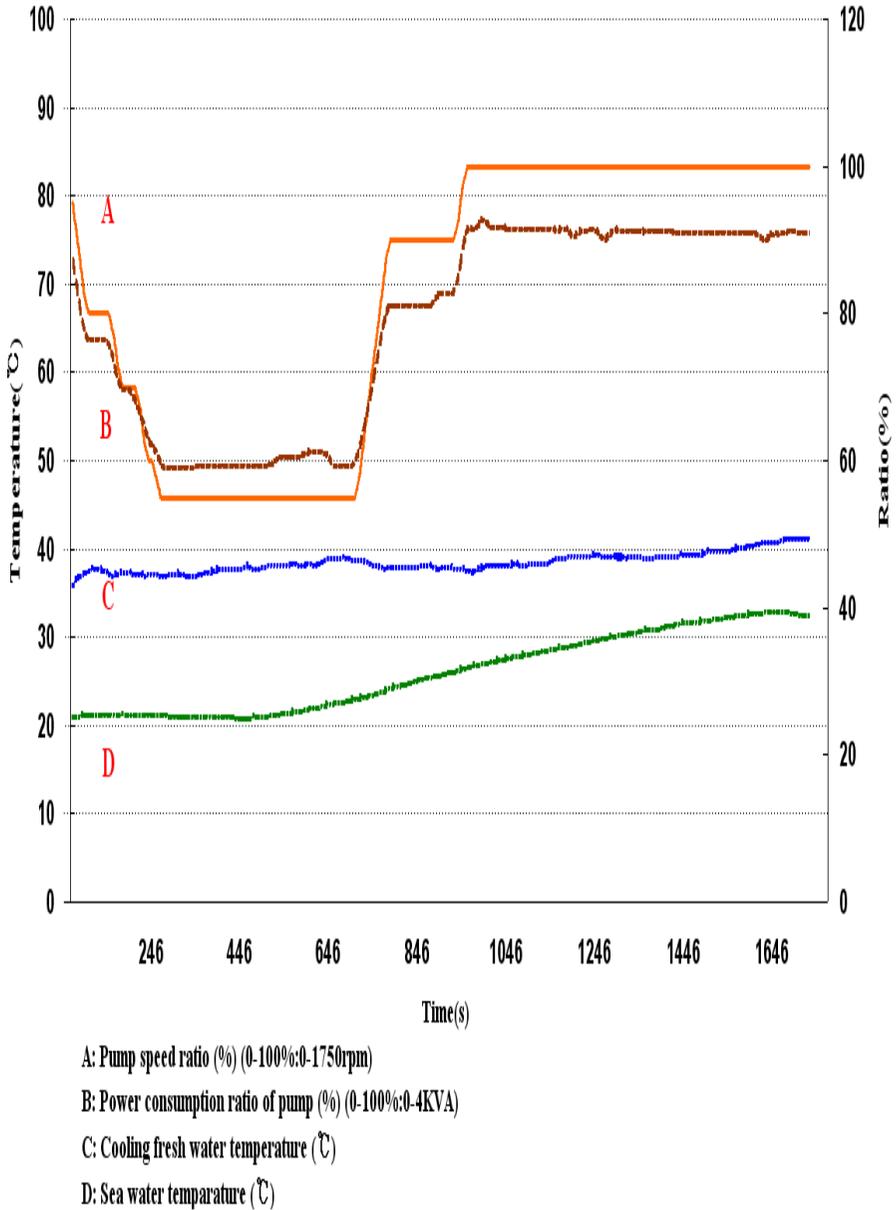


Fig. 4.14 Experiment result (increase S.W temperature)

Fig. 4.15는 해수(1차 냉각수) 온도를 40℃에서 20℃ 까지 변화 시켰을 때의 청수 온도, 펌프 동력 소모량, 펌프 회전수의 변화를 보여 주고 있다. 펌프 동력이 약 50% 가량 절감되는 것을 알 수 있다.

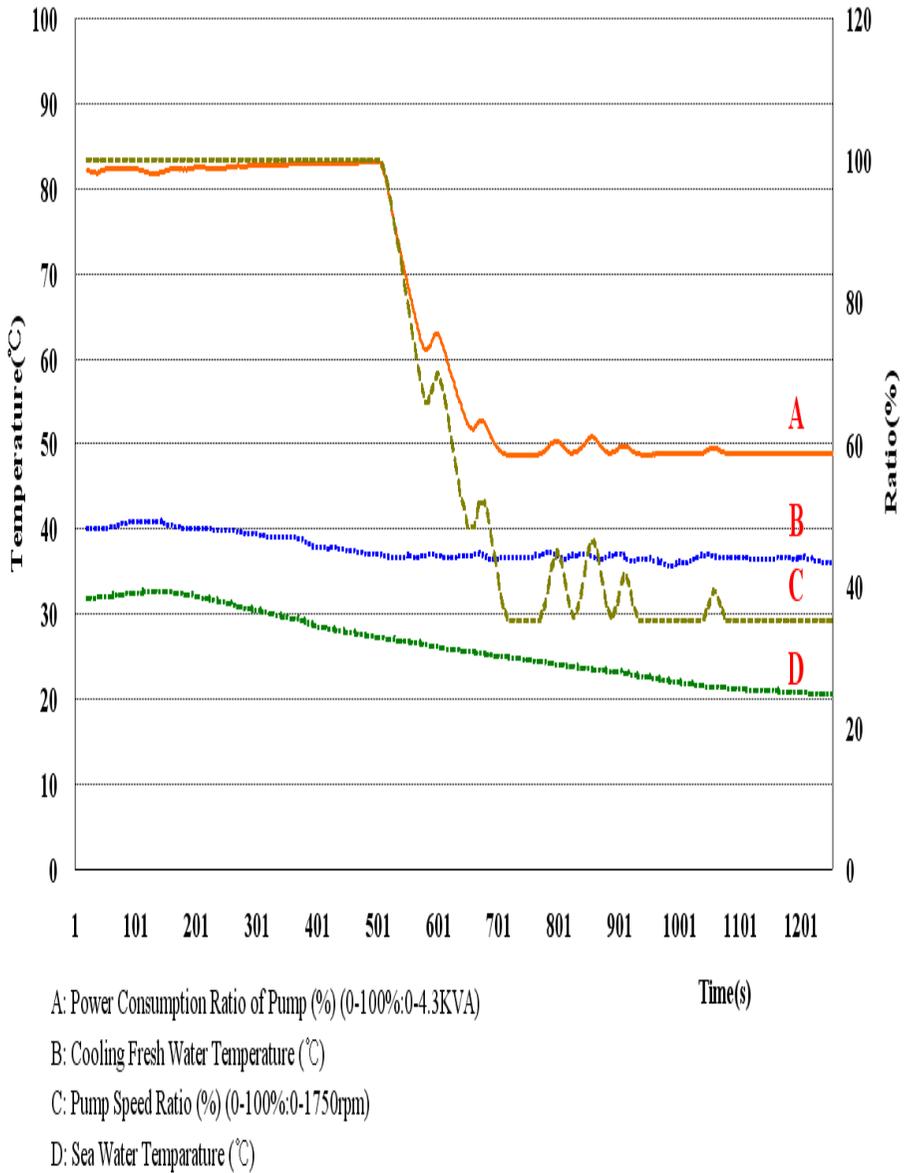


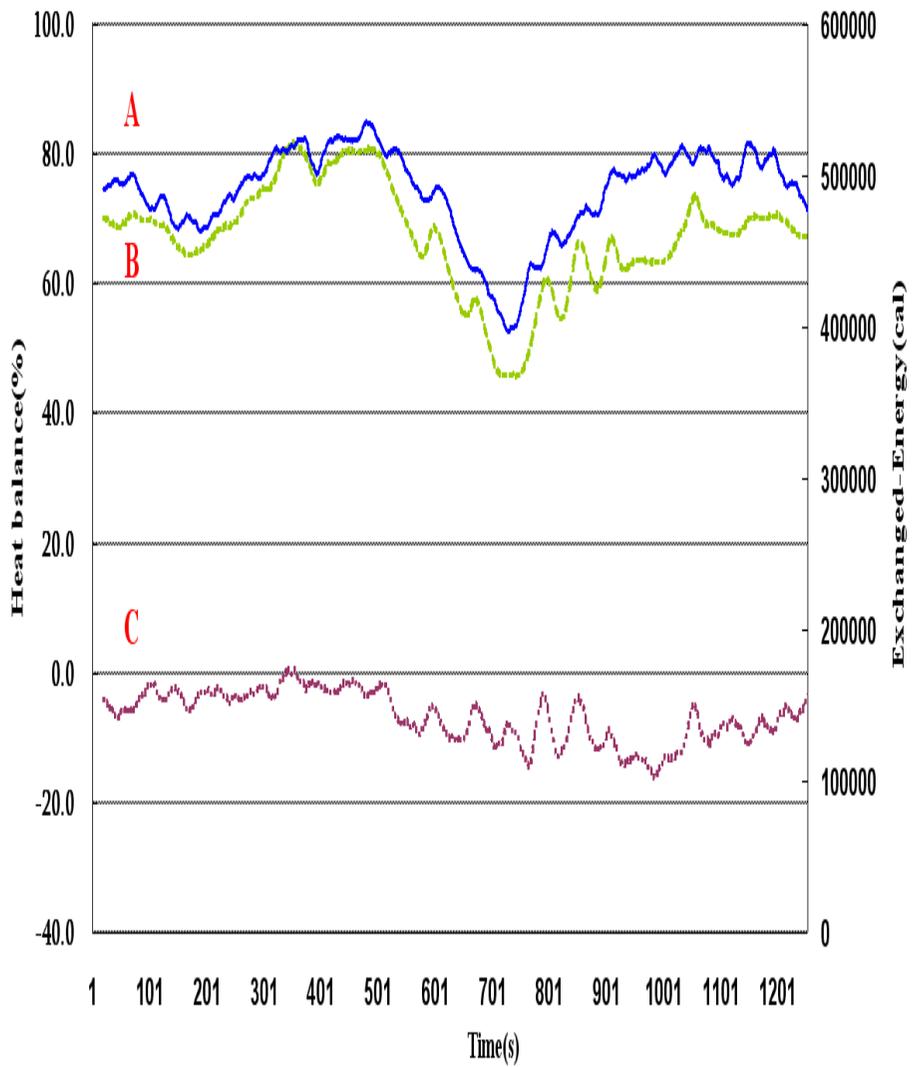
Fig. 4.15 Experiment result (decrease S.W temperature)

Fig. 4.16, 17은 1차 냉각수와 2차 냉각수와의 열평형(Heat balance)비를 보여 주고 있다. 열평형비는 10%로 내외로 계산 되었다. 실험이 정확히 진행되었다는 것을 알 수 있다. 식 (27)은 열량변화비의 계산식이다.

1차냉각수와 2차냉각수와의 열평형비 :

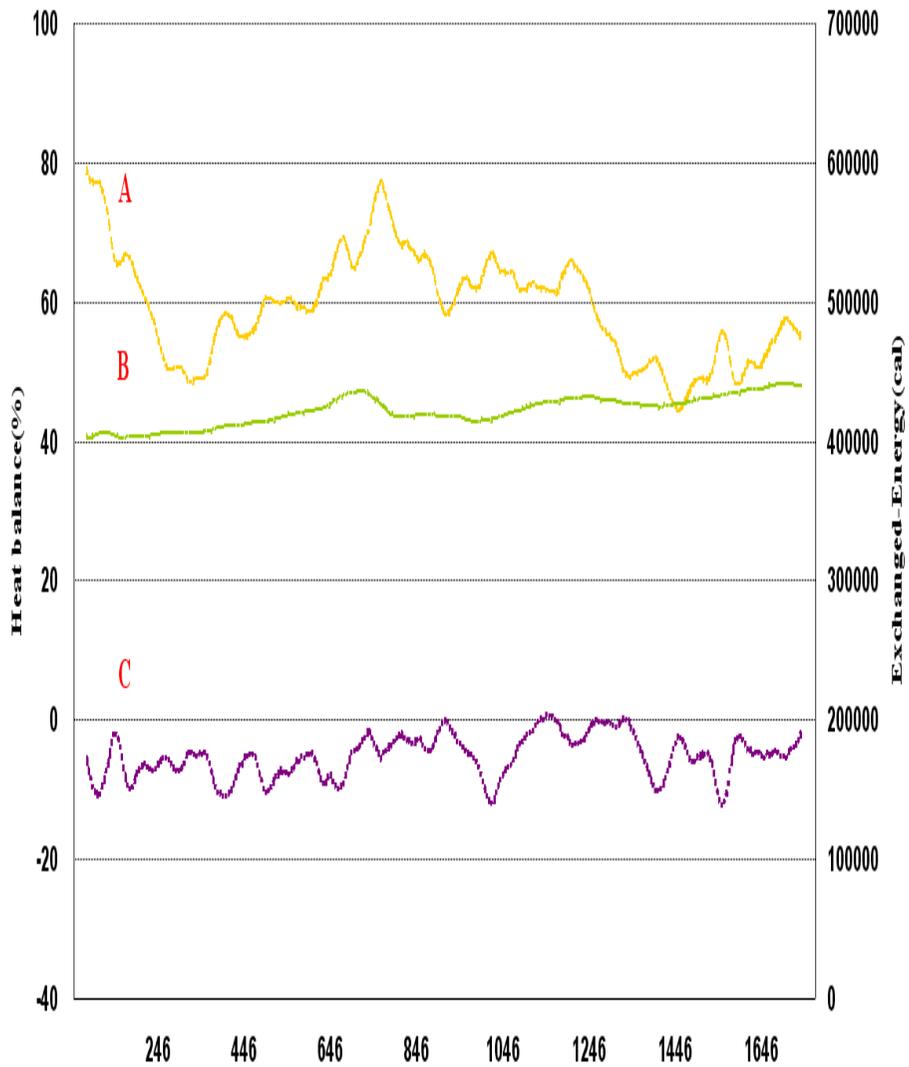
$$Heat\ Balance = \frac{E_{SW} - E_{FW}}{E_{SW}} \times 100 \quad (27)$$

- Q_{SW} : 1차냉각수 유량(해수)
- Q_{FW} : 2차냉각수 유량(청수)
- ΔT_{FW-C} : 열교환기를 통과하는 1차 냉각수의 입·출구 온도차
- ΔT_{SW} : 열교환기를 통과하는 2차 냉각수의 입·출구 온도차
- $Q_{FW1} = \frac{E_{SW}}{\Delta T_{FW-C}}$: 열교환기를 통과하는 2차 냉각수 유량
- $Q_{FW2} = Q_{FW} - Q_{FW1}$: 열교환기를 통과하지 않는 2차 냉각수의 유량
- $E_{SW} = Q_{SW} \times \Delta T_{SW} \times 1000$: 1차 냉각수의 열교환기에서의 열량변화
- $E_{FW} = Q_{FW} \times \Delta T_{FW-C} \times 1000$: 2차 냉각수의 열교환기에서의 열량변화



- A: Cooler fresh water side energy (cal)
- B: Cooler sea water side energy (cal)
- C: Heat balance between A and B (%)

Fig. 4.16 Heat balance curve (A)



A: Cooler fresh water side energy (cal)
 B: Cooler sea water side energy (cal)
 C: Heat balance between A and B (%)

Fig. 4.17 Heat balance curve (B)

4.3 해상 실험

한국해양대학교 한바다 호에 ESS를 탑재하여 실험을 실시하였다. Fig. 4.18과 표 1은 측정 개소에 따른 신호원의 형태를 정리하였다.

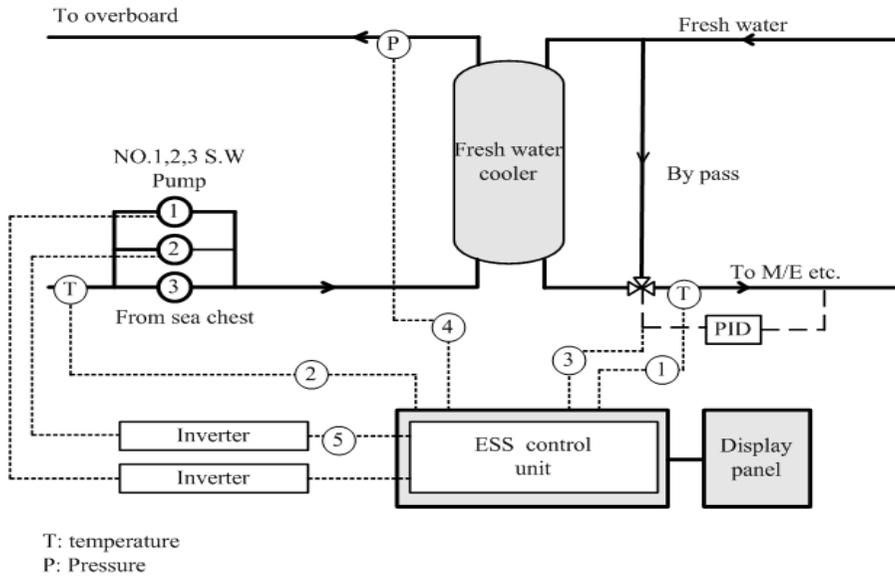


Fig. 4.18 Measurement points of ESS sea experiment

Table 4.3 Signal name and type of ESS at sea

Positon	Signal explanation	Range/Type
1	Low Temperature F.W	4-20 mA
2	Low Temperature S.W	4-20 mA
3	3-Way V/V Position	4-20 mA
4	S.W OVBD Pressure	4-20 mA
5	Pump RPM control signal	4-20 mA

1번과 2번은 신호 변환기를 사용하여 4-20mA의 전류신호로 바꾸었으며, 3번

은 4번은 자체적으로 4-20mA의 전류신호를 발생 하였고, 5번은 펌프 회전수조절을 위하여 ESS 제어 장치에서 4-20mA의 전류신호를 발생하였다.

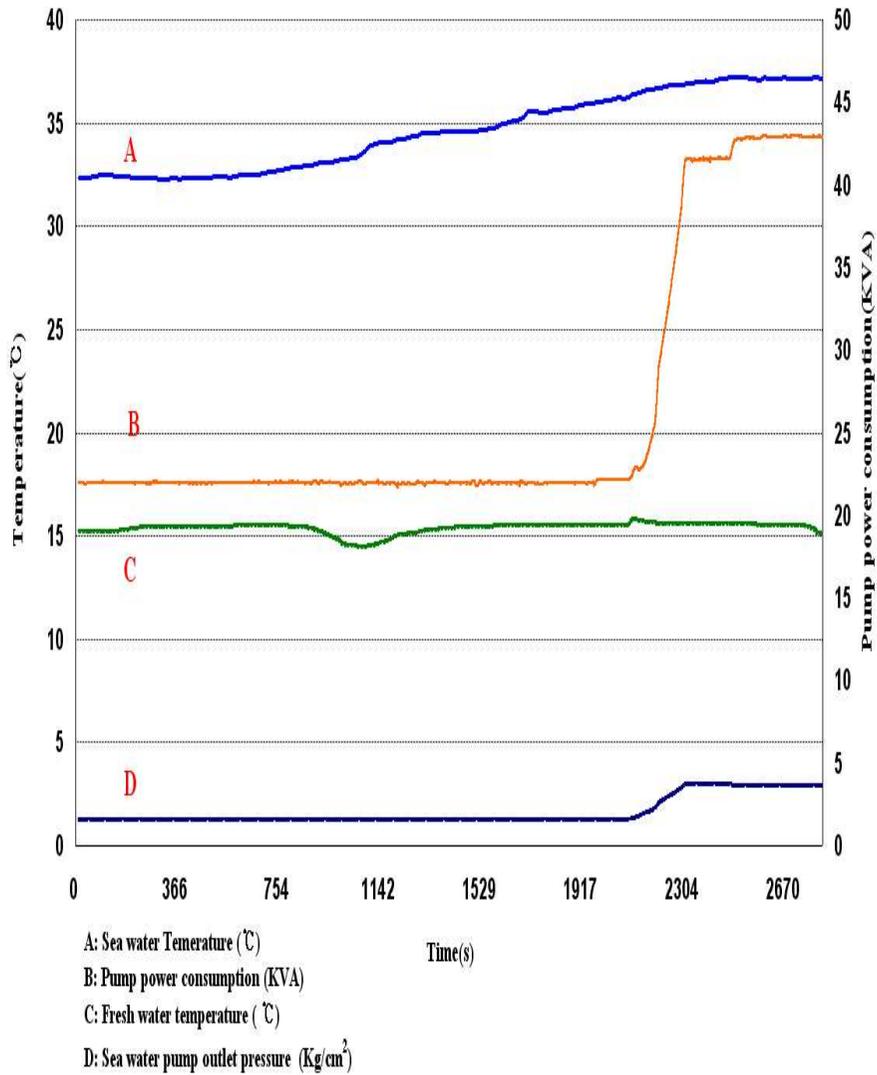


Fig. 4.19 Experiment and result at sea (A)

Fig. 4. 19에서 청수 온도 A가 상승함에 따라 펌프의 회전수 B가 상승하는 것을 볼 수 있다. 이에 따라 청수 온도 C가 일정하게 유지되고 있다.

Fig. 4. 20에서 청수 온도의 변화에 따라 펌프의 회전수가 변화하는 것을 볼 수 있다. 또한 선박의 냉각 시스템에서 펌프의 회전수 저하로 인해 해수가 양수 되지 못하는 경우를 막기 위해 해수 압력이 약 2 kg/cm^2 이하로 감소하지 않는 것을 확인 할 수 있다.

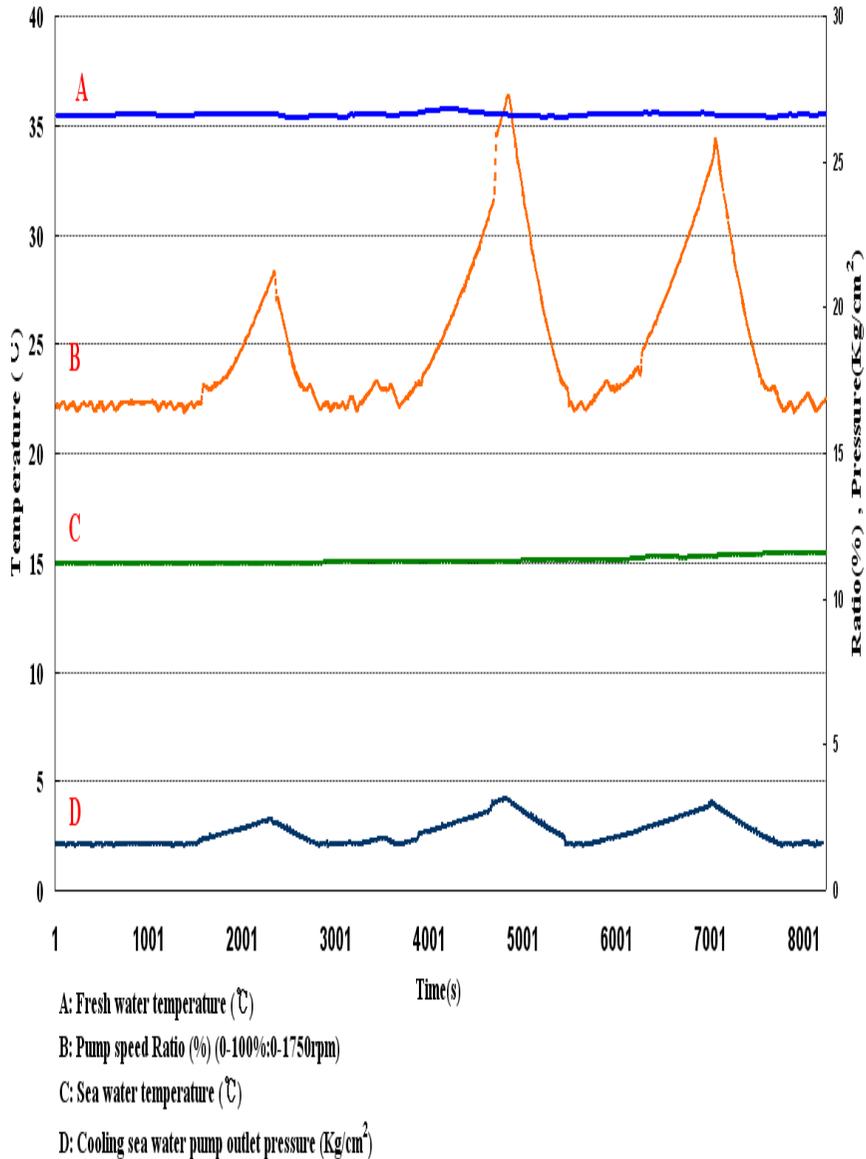


Fig. 4.20 Experiment and result at sea (B)

Fig. 4. 21은 청수 온도 변화에 따른 펌프 회전수의 변화를 보여 주고 있다.

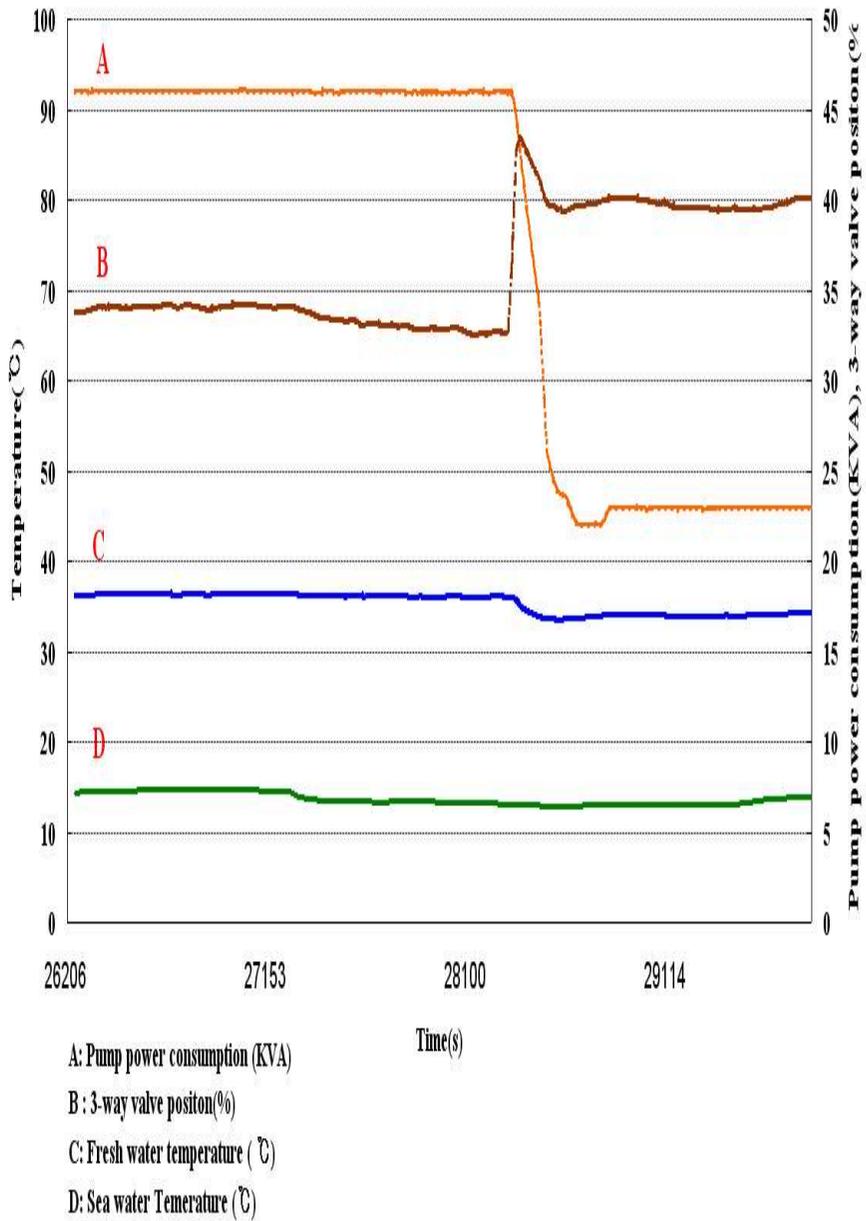
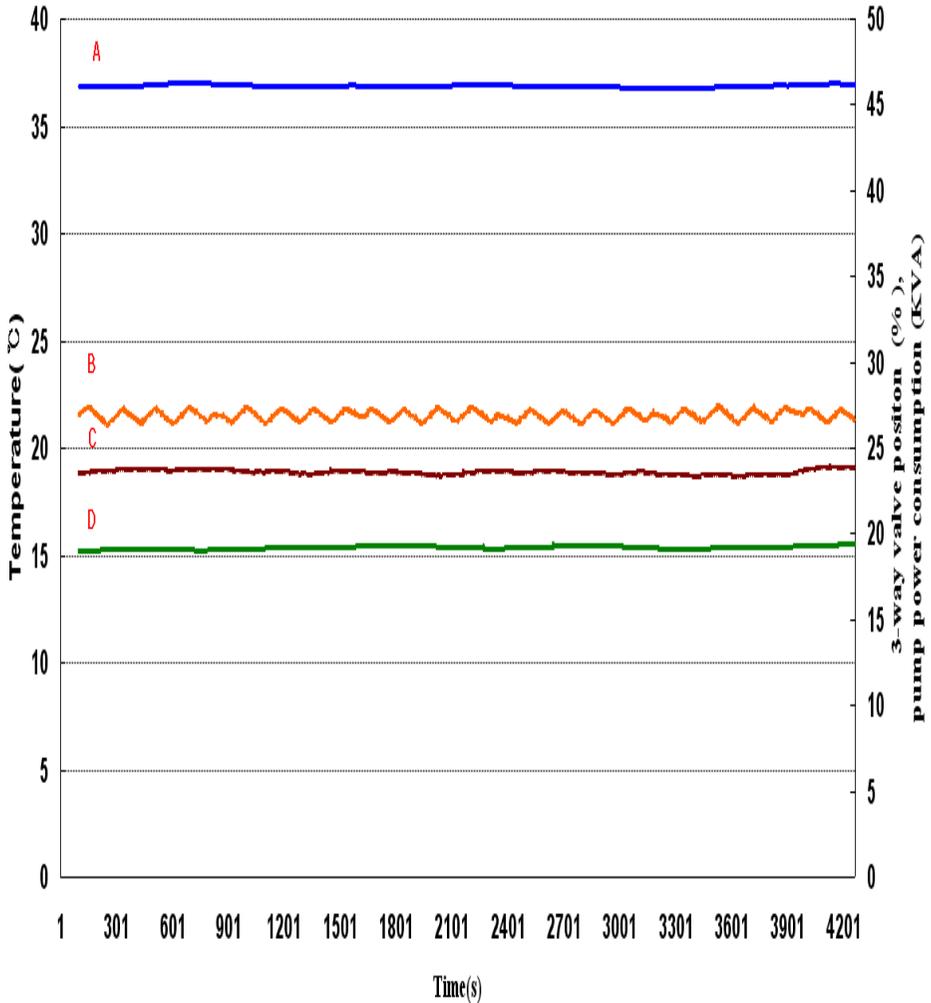


Fig. 4.21 Experiment and result at sea (C)

청수 온도를 일정하게 유지하기 위해 펌프의 회전수가 조절되고 있는 것을 Fig. 4. 22에서 볼 수 있다.



- A: Fresh water temperature (°C)
- B: Pump power consumption (KVA)
- C: 3-way valve position(%) (0%: close cooler side, 100%: open cooler side)
- D: Sea water Temperature (°C)

Fig. 4.22 Experiment and result at sea (D)

제 5장 결론

수출 물량의 대부분을 책임지고 있는 선박을 운항하는데 소요되는 비용 중에서 유류비가 차지하는 비율은 매우 높은 것이 현실이다. 이러한 상황에서 고유가로 인한 유류비용의 상승은 선박 운항 비용이 증가하여 수익률이 감소되는 문제점으로 나타나게 되었다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 선박의 대용량 해수 펌프에 해수펌프 회전수 조절용 인버터를 장착하고 선내의 전기 에너지 절약을 위한 알고리즘을 구축하였다. ESS의 오작동에 대처하기 위하여 Fail-safe 기능을 갖 추게 함으로서 안전성을 더욱 강화하였다. 또한 적용할 냉각 시스템의 상태를 실시간으로 파악 할 수 있도록 하기위해 감시 화면을 구축하였고 이를 통해 사용자가 냉각 시스템의 이상에 즉각적으로 대처 할 수 있도록 하였다. ESS 시뮬레이션 프로그램을 구현하여 선박의 전기 에너지 절감을 예측해 보았으며, ESS의 검증을 위하여 육상실험과 해상 실험을 실시하였다. 더불어 ESS를 설계, 제작, 실험한 결과 최대 40%-50%의 에너지 절감을 확인할 수 있었다.

현재 에너지 문제가 심각히 대두되면서 많은 선주들이 에너지 절약시스템인 ESS가 부가된 지능형 조선기자재를 요구하고 있으므로, ESS 기능을 갖춘 냉각 시스템을 확보함으로써 조선기자재 시장을 선점할 수 있을 것이며 ESS를 탑재함으로써 선박의 운항비 절감은 물론이고, 연동되는 시스템의 수명, 유지보수 측면에 매우 유리할 것이라 사료된다. ESS에 대한 연구가 비단 선박의 전기 에너지 절감뿐만 아니라 발전소등의 냉각시스템이 필요한 곳에 설치된다면 동일한 효과를 가져 올 것이라 사료되며, 적극 활용한다면 전기 에너지 절감에 큰 도움이 될 것이다.

참고문헌

1. 오진석, 임명규, “선박 냉각시스템의 에너지 절감기법에 관한 연구”, 한국해양대학교, 마린엔지니어링 학회, 2004, pp.1~2
2. 효성펌프편람, 효성EBARA주식회사, 정문출판사, 1996, pp47~64
3. 한상용, 최영돈, 홍석우, “펌프 병렬 운전 시 배관계 최적설계에 관한 연구”, 대한설비공학회 학술발표대회 논문집, pp706-714
4. C.C. Held, 1994, "Cameron Hydraulic Data", Ingersoll-Dresser Pumps
5. Philip. M. Gerhart, Richard J. Gross, John. I. hoshstein, Fluid Mechanics, 2nd edition, 1992, page 651
6. M.L. James, G.M.Smith, J.C.Woifprd. , Applied numerical metods for digital computation with Frotran and CSMP, 2nd edtion, 1987, page 167-281
7. Kim chang Jung, The Guidance of Computational Fluid Mechanics, Mun Wun Dang, 1997, page 167-349
8. S.Lazarkiewicz and A. t. Troskolanski, “Impeller pumps”, PERGAMON PRESS, 1965, pp52-83
9. M. LACHI, N.EL WAKIL and J. PADET, “The Time constant of double pipe and shell-and-tube heat exchangers in the case of varying fluid flow rates,” hf. .I. Hear Mars Trmsfer. Vol. 40, No. 9, 1997, pp. 2067-2079
10. 김진국, “냉각용수시스템 설계”, University of manchester, institute of science and technology, 2001
11. Frank Kreith, Mark S. Bohn, "Principles of Heat Transfer", Thomas Learning Asia, pp488-505
- 12 Browman, R.A.C. Mueller, and W.M. Nagle, "Mean Temperature Difference

- in Design", Trans. ASME62,1940,pp234-294
13. Gardner, K.A. : "Variable Heat Transfer Rate Correction in Multipass Exchangers, Shell-Side Film Controlling, " Trans. ASME67, 1945, pp31-38
 - 14 . Stevens, R.A.,J.Fernandes, and J.R.woolf: "Mean Temperature Difference in One, Two and Three-Pass Cross Flow Heat Exchangers,"Trans. ASME79, 1957, pp287-297
 15. Kays, W.M and A.L.London, " Compact Heat Exchanger 2nd edition",McGraW-Hill, New York, 1964
 16. 박흥복, "LabVIEW 8 그래픽컬 프로그래밍" , 정익사, 2006
 17. National instrument, "PID Control Toolset User Manual", 2-1 ~ 3-19, 2001
 18. Saeed Tavakoli, Peter Fleming, "Optional Tuning of PI Controllers for first order plus dead time/long dead time modules using dimensional analysis", Proc. of the 7th European Control Conference, 2003
 19. K. J. Astrom and T. Hagglund. PID Controllers: Theory,Design and Tuning, Instrument Society of America,1995.
 20. K. J. Astrom, H. Panagopoulos, T. Hagglund. "Design of PI Controllers Based on Non-Convex Optimization" , Automatica, pp. 585-601, 1998.
 21. W. L. Bialkowski. "'Dreams versus Reality: A View from Both Sides of the Gap" ", Pulp and Paper Canada, pp. 19-27, 1993.