



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](#)

공학석사 학위논문

선박용 디젤기관의 재킷 냉각 청수
시스템의 성능 비교에 관한 연구

A Study on the Performance Comparison of Jacket Cooling
Fresh Water System for Marine Diesel Engine.



2015 년 8 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 덕 경

본 논문을 김덕경의 공학석사 학위논문으로 인준함.



위원장 최재성 (인)

위원 조권희 (인)

위원 이강기 (인)

2015년 06월

한국해양대학교 대학원

목 차

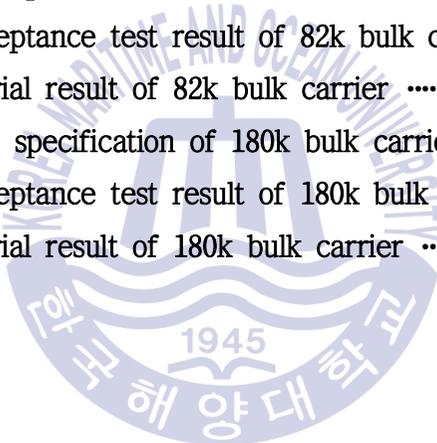
List of Tables	iv
List of Figures	v
Abstract	vii
1. 서 론	1
2. 주기관의 청수 냉각 시스템과 기술 현황	2
2.1 선박의 냉각 시스템 개요	2
2.1.1 해수 냉각 시스템	2
2.1.2 청수 냉각 시스템	4
2.2 냉각 시스템의 설계 배경	7
2.3 주기관 냉각 시스템의 구성요소	9
2.3.1 주기관 재킷 냉각수 펌프	10
2.3.2 주기관 재킷 냉각수 예비 가열기	11
2.3.3 조수기	12
2.3.4 팽창 탱크와 & 완충 장치	13
2.3.5 공기 분리 탱크와 경보 장치	14
2.3.6 주기관 재킷 냉각수 냉각기	16
2.3.7 냉각수의 관리 및 처리	17
2.4 주기관 냉각 시스템의 기술 현황	19
2.4.1 MDT LDCL system	24
2.4.2 MDT JBB system	28
2.4.3 MDT improved central cooling system	29
2.4.4 Wartsila buffer system	32
3. 주기관 냉각시스템의 설계	33
3.1 열 에너지 정산 개요	33

3.2 냉각 시스템의 구성	37
3.2.1 일반적인 시스템의 열 에너지 정산도	37
3.2.2 재킷 냉각수 냉각기가 없는 시스템의 열 에너지 정산도	39
4. 대상 선박 주기관의 냉각 시스템 성능 비교 분석	45
4.1 주기관 시운전의 개요	45
4.1.1 주기관의 공장 시운전	46
4.1.2 주기관의 해상 시운전	48
4.2 대상 선박 주기관의 냉각 시스템 성능 비교 분석	51
4.2.1 82k 벌크선의 성능 비교	52
4.2.2 180k 벌크선의 성능 비교	62
5. 결 론	72
참고문헌	73



List of Tables

Table 2.1 Quality of jacket cooling water (MDT)	17
Table 2.2 Controlling corrosive wear (MDT)	20
Table 2.3 History of jacket cooling water system (MDT)	21
Table 3.1 Data of cooler heat (MDT)	39
Table 4.1 Engine manufacture' s standard for factory acceptance test	47
Table 4.2 Weather condition and sea state for shipboard test	49
Table 4.3 Principal dimension of 82k / 180k bulk carrier	51
Table 4.4 Main engine specification of 82k bulk carrier	52
Table 4.5 Factory acceptance test result of 82k bulk carrier	55
Table 4.6 Shipboard trial result of 82k bulk carrier	59
Table 4.7 Main engine specification of 180k bulk carrier	62
Table 4.8 Factory acceptance test result of 180k bulk carrier	65
Table 4.9 Shipboard trial result of 180k bulk carrier	69



List of Figures

Fig. 2.1 Seawater cooling system (MDT)	2
Fig. 2.2 Central cooling system	4
Fig. 2.3 Block diagram of direct cooling system (T/S HANNARA)	7
Fig. 2.4 Block diagram of central cooling system (T/S HANBADA)	8
Fig. 2.5 Diagram of central cooling system (6G70ME-C9.2 Tier-II) ...	8
Fig. 2.6 Jacket cooling water system (MDT)	9
Fig. 2.7 Jacket cooling fresh water pump	10
Fig. 2.8 Preheating time of jacket water pre-heater (MDT)	11
Fig. 2.9 Fresh water generator (DongHwa Entec)	12
Fig. 2.10 Buffer unit (Wartsila)	13
Fig. 2.11 De-aeration tank (MDT)	14
Fig. 2.12 Alarm device (MDT)	15
Fig. 2.13 Plate type cooler (LHE)	16
Fig. 2.14 Water treatment system (Wartsila)	18
Fig. 2.15 Piston / cylinder condition (MDT)	19
Fig. 2.16 Schematic outline of the LDCL cooling water system (MDT) ...	24
Fig. 2.17 LDCL cir. pump and 3-way valve (MDT)	25
Fig. 2.18 LDCL circulation string (MDT)	26
Fig. 2.19 LDCL system (MDT)	27
Fig. 2.20 Jacket cooling water by-pass basic (MDT)	28
Fig. 2.21 Comparison of SFOC (MDT)	29
Fig. 2.22 Principle standard cooling water system for set-point 10°C (MDT)	30
Fig. 2.23 Principle cooling water system with integrated separate aux. equipment circulation circuit (MDT)	30
Fig. 2.24 Water mist catcher design (MDT)	31
Fig. 2.25 Pressurized cooling water system (Wartsila)	32

Fig. 3.1 7G60ME-C9.5 Tier II table of cooler capacities (MDT)	34
Fig. 3.2 7G60ME-C9.5 Tier II capacities of auxiliary systems (MDT)	35
Fig. 3.3 Heat balance with jacket cooler	37
Fig. 3.4 Main engine jacket cooling system with jacket F.W. cooler	38
Fig. 3.5 Heat balance on 100% MCR load	41
Fig. 3.6 Main engine jacket cooling system without jacket F.W. cooler ·	42
Fig. 3.7 Application of cooling water thermostatic valve	43
Fig. 3.7 Globe type three-port valves	44
Fig. 4.1 Arrangement of factory acceptance test	46
Fig. 4.2 Jacket cooling water outlet temperature of 82k bulk carrier (Factory acceptance test result)	57
Fig. 4.3 Temperature controller of jacket cooling water cooler (S8243) ·	58
Fig. 4.4 Jacket cooling water outlet temperature of 82k bulk carrier (shipboard trial result)	61
Fig. 4.5 Jacket cooling water outlet temperature of 180k bulk carrier (Factory acceptance test result)	67
Fig. 4.6 Temperature controller of jacket cooling water cooler (S8000) ·	68
Fig. 4.7 Jacket cooling water outlet temperature of 180k bulk carrier (shipboard trial result)	71

A Study on the Performance Comparison of Jacket Cooling Fresh Water System for Marine Diesel Engine.

Kim, Deok Kyung

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Due to the financial crisis of 2008, ship owners have adopted several methodologies to reduce fuel consumption, such as low load operating, advanced hull coatings, better weather routing and asset management strategies, which have induced notable benefits.

However, high combustion chamber pressure and liner cooling intensity, together with the increased operating time at low load generate “cold corrosion” on the cylinder liner walls and surface which is actually a corrosive wear caused by sulfuric acid condensation resulting from a drop in engine operation temperature during the low load mode. This corrosion has become crucial to the engine operators.

Hence, marine engine manufacturers have been trying for years to find the solution and have developed various jacket cooling system to prevent cold corrosion from cylinder liners such as LDCL(Load dependent cylinder liner), JBB(Jacket bypass basic), Buffer system, etc...

Principle of the new system is to increase the pressure and temperature of the jackets cooling system depending on the engine load and limits to the capacity of fresh water generator. Because when operating the engine at low load, the cylinder liner surface will become cooler and increase the risk of corrosion.

Therefore, the temperature of engine outlet should be kept and the jacket cooling cooler will not be frequently used even if they are installed.

In this paper, based on the trial results of 82k bulk carrier and 180k bulk carrier, it is investigated for the performance of jacket cooling system with cooler and without cooler.

Consequently, it is possible to reduce the initial investment by deletion of jacket cooling cooler.

KEY WORDS: Slow Steaming; Low Load Jacket Cooling Water Temperature; Cold Corrosion; Jacket Cooler

제 1 장 서 론

과거에는 불황이 지속되고 운송 운임이 하락해도 선주사들은 많은 선박을 확보하여 운송에 투입해서 이익을 기대하는 생존 전략으로 인해 선박의 발주가 멈추지 않았다. 또한, “보다 많이, 보다 큰, 보다 빠르게” 라는 모토는 선박 공급 과잉으로 인한 악순환을 초래하였고 오늘날 조선 경기의 위축으로 변질되어 선사간의 경쟁 및 동맹, 운임 전쟁 등의 양상을 띄게 되었다. 특히 선사간의 경쟁은 고효율 신조선박으로부터 이익을 기대하는 해운 불황기의 새로운 전략으로 떠오르게 되었으며 선박 공급 과잉으로 인한 악순환은 지속되었다.

2008년 금융위기로 인하여 세계 경제가 어려워지면서 국제 유가 상승과 물동량이 감소하였으며, 대다수의 대형 선사들은 차선책으로 대형선박 발주, 항로변경 및 운항방식 등을 개선하여 적자를 줄였다. 특히, 저속 운항방식은 눈에 띄는 연료비 절감으로 많은 선주사로부터 호응을 얻었으나 예상치 못한 문제점을 맞이하게 되면서 난관에 부딪히게 되었다. 당시 운항하던 대다수 선박의 엔진은 저속 운전보다 더 높은 부하에 최적화 되었으므로 지속적인 저속운전은 실린더 라이너의 온도를 낮게 유지하고 공급되는 공기의 습도가 고부하 대비 높아지는 등의 복합적인 문제로 저온 부식(cold corrosion)이 발생되었다.

이 문제점에 대응하고자 여러 가지 방법들이 엔진업체들로부터 개발되었으며, 저속 2행정 디젤엔진의 선두주자인 MAN Diesel & Turbo(이하 MDT)에서는 S60ME-C8.2 및 S65ME-C8.2, S70ME-C8.2 엔진에 기본적으로 적용되는 JBB(Jacket Bypass Basic)시스템과, Mark 9.2 S형 엔진과 G형 엔진에 기본적으로 적용되는 LDCL(Load Dependent Cylinder Liner)시스템을 개발하여 사용하였으며, 1)Wartsila에서는 완충(buffer)시스템을 개발하여 상용화 하였다.

1) Wartsila : Wartsila 2행정 디젤 엔진 사업부는 2014년 하반기에 China State Shipbuilding Corporation(CSSC)에 인수합병 되었으며, 2015년부터 사명이 Winterthur Gas&Diesel(WIN G&D) 변경되었다. 본 논문에서는 편의상 Wartsila로 표기한다.

저온부식에 대응하기 위해서 개발된 LDCL, JBB, 완충 시스템 등의 주된 공통점은 재킷 냉각 청수 시스템의 온도를 높이고 더불어 압력을 높임으로써 저부하 운전에서 발생하는 저온부식을 방지하는 것이다. 즉 고속 운전에서 최적화된 주기관 냉각수 시스템을 장기간 저속 운전하면 과도한 냉각수 유량으로 인해 냉각수의 온도가 상승하지 않고 오히려 낮아지게 된다. 이러한 냉각수 온도 저하를 방지하기 위해서 냉각수 열원의 사용 제한 및 추가적인 방법에 의해서 냉각수의 온도와 압력을 높여야 한다.

그럼으로, 엔진의 부하가 낮을 경우 기존에 설치되는 재킷 냉각수 냉각기의 사용 빈도는 줄어들고 조수기의 사용은 제한되고 있으므로 재킷 냉각수 냉각기의 필요성에 대해 재검토할 필요가 있다.

본 논문에서는 재킷 냉각수 냉각기가 저속 2행정 디젤기관에 추진 성능에 어떠한 역할을 하는지 알아보기 위하여, 파나마급(Panmax) 산적화물선(bulk carrier)인 82k와 케이프급(Cape) 산적화물선 180k 선박들을 대상으로 주기관 재킷 냉각수 냉각기를 설치 및 미설치하여 주기관 청수 냉각 시스템의 성능 결과를 검토 및 비교 분석 하였다.

본 논문은 다음과 같은 내용으로 구성되어 있다.

- 파나마급 벌크선인 82k 선박의 공장시운전(factory acceptance test) 보고서(report) 검토.
- 파나마급 벌크선인 82k 선박에 재킷 냉각수 냉각기를 설치 및 미설치하여 해상시운전(shipboard trial) 성능(performance) 비교 검토.
- 케이프 벌크선인 180k 선박의 공장시운전 보고서 검토.
- 케이프 벌크선인 180k 선박에 재킷 냉각수 냉각기를 설치 및 미설치하여 해상시운전 성능 비교 검토.

제 2 장 주기관의 청수 냉각 시스템과 기술 현황

2.1 선박의 냉각 시스템 개요

선박의 냉각 시스템은 냉각수가 필요한 각종 주기, 보기들의 냉각을 위하여 구성하는 시스템이며, 냉각 시스템의 구성 방법은 크게 전통적인 냉각방식 (conventional cooling system)과 중앙냉각방식(central cooling system)으로 구분된다. 또한, 냉각 시스템의 냉각수가 필요한 장비와 온도, 유량 등을 결정하기 위하여 초기 설계시 열 에너지 정산(heat energy balance)을 시행하여 최적의 냉각 시스템을 구성한다.

2.1.1 해수 냉각 시스템

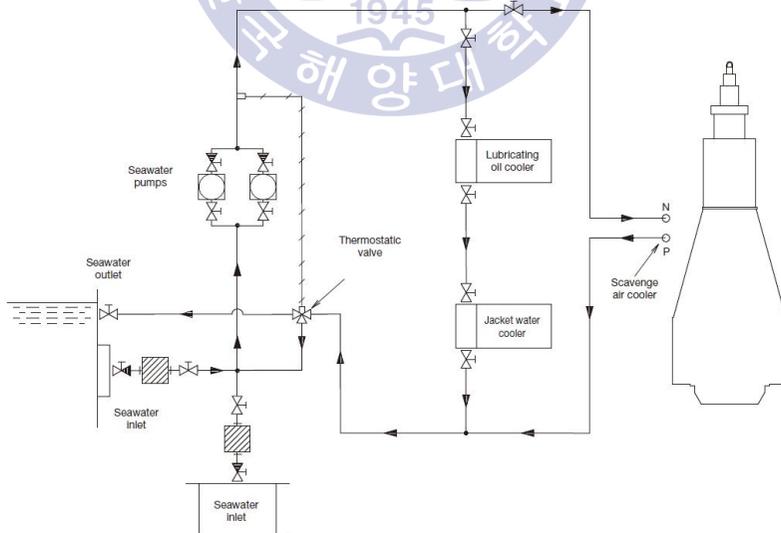


Fig. 2.1 Seawater cooling system (MDT) [1]

해수냉각시스템(S.W. cooling system)은 주기관을 비롯하여 보조기관(auxiliary engine), 조수기(F.W. generator), 각종 쿨러(cooler)등 여러 가지 보조기계(auxiliary machinery)를 냉각시키기 위해 해수를 순환시키는 시스템으로서 주 해수냉각펌프(main S.W. cooling pump)와 보조기관과 보조기계용으로 사용하는 보조 해수냉각펌프(auxiliary cooling pump)가 따로 준비된다.

디젤기관선의 해수냉각관 계통은 주기관, 발전기, 공기압축기의 기종에 따라 다소 차이가 있다. 냉각방법에 따라 직접냉각식(conventional type) 또는 간접냉각식(central cooling type)등으로 구분되며, 전자의 경우는 각 기기를 해수로 냉각시키므로 기기 및 배관재의 부식이 심하고 냉각 효율도 좋지 못해 주로 국한된 소형선 외에는 그리 사용되지 않으며, 후자의 경우는 기기 냉각계통에 청수를 이용하여 청수의 흡수열을 해수로 냉각시키는 계통으로서 널리 사용되고 있다. Fig. 2.1은 주기관의 직접냉각방식을 보여주고 있다.

주 해수냉각계통에는 2~3대의 냉각 해수펌프를 설치하여 항해중 1~2대를 정박시 1대를 사용하고 1대는 예비용으로 대기토록 한다.

기관실 양현에 각 1개씩의 해수 흡입구(sea chest)를 설치하여 상호 연결관(cross-over line)을 설치하고 기관구역내 각 해수펌프의 흡입관을 연결한다. 해수 흡입구의 그리드(grid)의 통과면적(clear area)은 해수관 단면적의 최소 2배 이상이어야 하며, 공그리드의 재질은 스테인레스 스틸(STS316L)로 한다. 또한, 해수 흡입구의 청소를 위하여 증기나 압축 공기를 연결하며, 흡입된 공기를 빼내기 위한 공기 배출구를 설치해야 한다.

2.1.2 청수 냉각 시스템

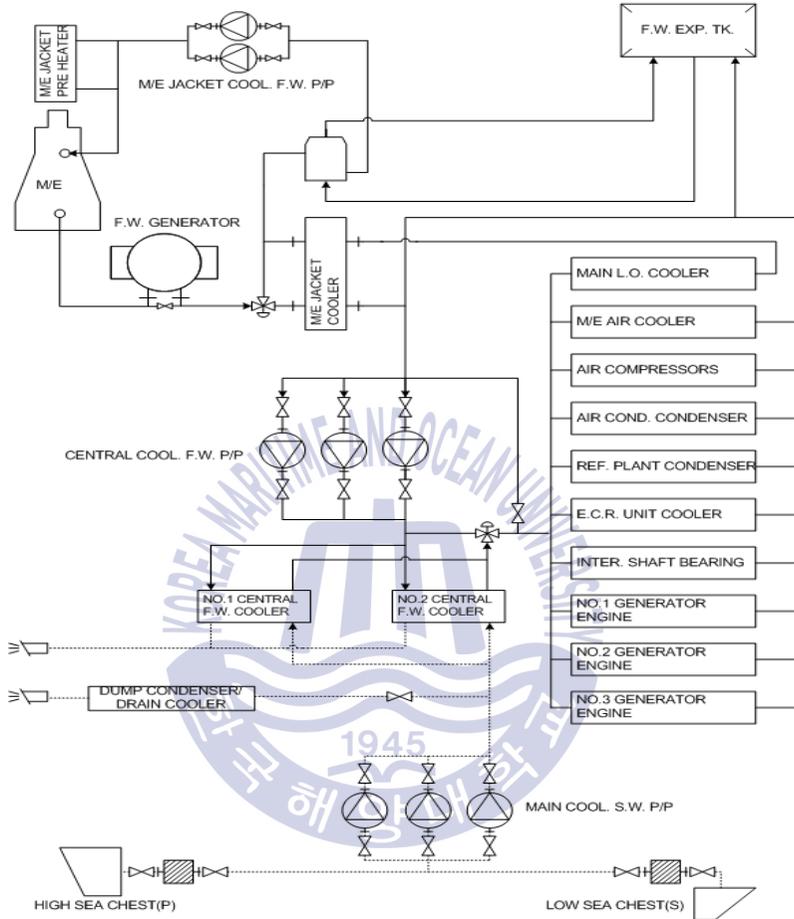


Fig. 2.2 Central cooling system

Fig. 2.2는 일반적으로 많이 적용되는 선박의 중앙냉각시스템 개요도이다.

해수 흡입구에서 바닷물을 끌어 올려서 청수의 냉각수 역할을 하고 이 청수는 주기관 및 보조 기계의 냉각수 역할을 하며, 일부 데워진 주기관의 출구측 재킷 냉각수는 조수기에도 사용된다.

최근에 선박의 주기관, 발전기, 공기압축기, 중간축 베어링, 냉동기, 보일러용 콘덴서, 공기조화장치, 기관제어실 패키지에어컨 계통의 냉각은 청수를 이용한 중앙냉각방식(central cooling water system)으로 구성되며, 주기관은 재킷냉각을 위한 고온냉각청수계통(high temp. cooling F.W. system)과 윤활유와 소기냉각계통의 냉각을 위한 저온냉각청수계통(low temp. cooling F.W. system)으로 구성되고, 기타 장비류는 저온냉각청수계통으로 구성되어진다.

주기관의 고온냉각청수계통은 폐쇄회로(closed circuit)로 재킷냉각청수펌프에 의해 순환되며, 자동온도제어밸브를 통해 저온냉각청수와 적당한 온도로 혼합된 냉각수가 주기관에 공급되도록 계통을 구성해야 한다.

주기관 및 발전기관의 엔진 냉각수는 엔진 내 실린더 재킷을 냉각시키기 위한 것이지만 물의 온도가 너무 낮으면 실린더 재킷 등에 손상을 입히게 되므로 엔진 제작사에서 추천하는 일정한 온도를 유지해야 한다. 따라서 냉각수 냉각기 앞에는 온도를 자동적으로 조절할 수 있는 자동온도조절밸브가 반드시 설치되고 있다. 주기관을 냉각시키고 나온 냉각수는 다시 재킷 냉각수 냉각기에 의해서 냉각되기 전에 조수기에 일부분 공급되어 청수를 생산하기 위해서 공급된 해수를 가열하는 역할을 한다.

고온냉각청수계통에는 2대의 재킷냉각수청수펌프를 설치하고 1대는 예비용으로 하며, 주기관 초기 시동시 예열을 위한 증기 가열식 예열기(pre-heater) 1대를 설치해야 한다.

저온냉각청수계통은 폐쇄회로로 중앙청수냉각기(central F.W. cooler)를 통해 냉각된 청수를 중앙냉각수청수펌프(central cooling F.W. pump)에 의해 주기관의 윤활유 냉각기, 공기 냉각기 및 고온냉각청수계통, 발전기, 공기압축기 및 중간축 베어링, 냉동기, 보일러용 콘덴서, 공기조화장치, 기관제어실 패키지에어컨 등에 냉각수를 공급하고 냉각수가 순환되도록 계통을 구성해야 한다.

중양냉각청수계통에는 중앙청수냉각기 2대를 설치하고, 2~3대의 냉각청수펌프를 설치하여 항해 중에는 1~2대 정박시 1대를 사용하고 1대는 예비용으로 한다. 냉각수의 온도의 변화에 따른 팽창을 보상하고 냉각수 보충을 위해 청수팽창 탱크 1조를 기관구역 상부 케이싱에 설치하며, 급수탱크장치(mach. feed water hydrophore unit)로부터 냉각수가 보충되어질 수 있도록 계통을 구성한다.

발전기의 예열을 위하여 발전기 공급업체 표준사양의 냉각수 예열기(jacket water pre-heater unit) 1조를 발전기 냉각수 계통에 설치하거나 각각의 발전기 냉각수 라인에 전기 예열 열선을(electric pre-heating element)을 설치한다.

중양냉각기(titanium-sus)는 전위차에 의한 배관의 부식을 막기 위한 대책이 강구되어야 한다.

일반적으로, 엔진 냉각수는 엔진 내 실린더 재킷(cylinder jacket)을 냉각시키기 위한 것이지만 물의 온도가 너무 낮으면 실린더 재킷 등에 손상을 입히게 되므로 엔진 제작사(engine maker)에서 추천하는 일정한 온도를 유지해야 한다. 따라서 청수 냉각기(F.W. cooler) 앞에는 온도를 자동적으로 조절할 수 있는 자동온도조절밸브(auto temperature control valve)가 반드시 설치되고 있다.

주기관을 냉각시키고 나온 청수는 다시 냉각기에 의해서 냉각되기 전에 조수기에 들어가서 청수를 생산하기 위해서 공급된 해수를 가열하는 역할을 한다.^[31]

2.2 냉각 시스템의 설계 배경

냉각 시스템을 설계하는 방법으로 모든 냉각기에 해수를 사용하는 정통적인 냉각방식과 중앙냉각기만 해수를 사용하고 나머지 냉각기는 청수를 사용하는 중앙냉각방식이 있다.

Fig. 2.3은 전통적인 냉각방식이 적용된 한나라호의 냉각시스템이며, 냉각해수는 32℃로 설계되었다. Fig. 2.4, 2.5는 중앙냉각방식이 적용된 한바다호와 최근 채용되고 있는 G 엔진의 냉각시스템이며, 냉각해수는 32℃, 냉각청수는 36℃로 설계하고 있다. 이는 KR 선급 선박의 설계표준조건인 해수온도는 32℃, 기관실온도 45℃, 기압 0.1 MPa, 상대습도 60%를 따른 것이다.

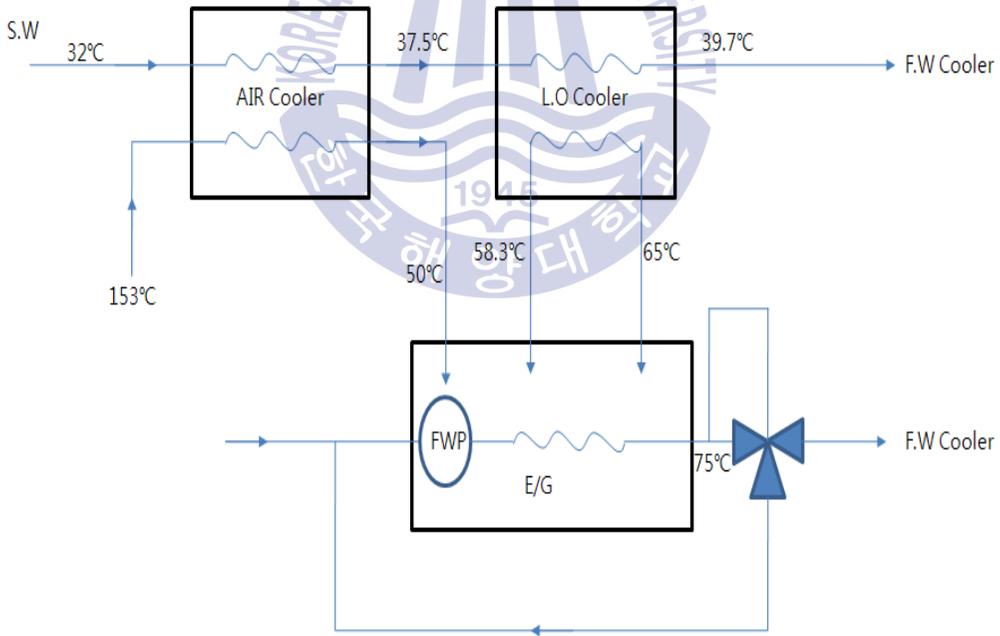


Fig. 2.3 Block diagram of direct cooling system (T/S HANNARA)

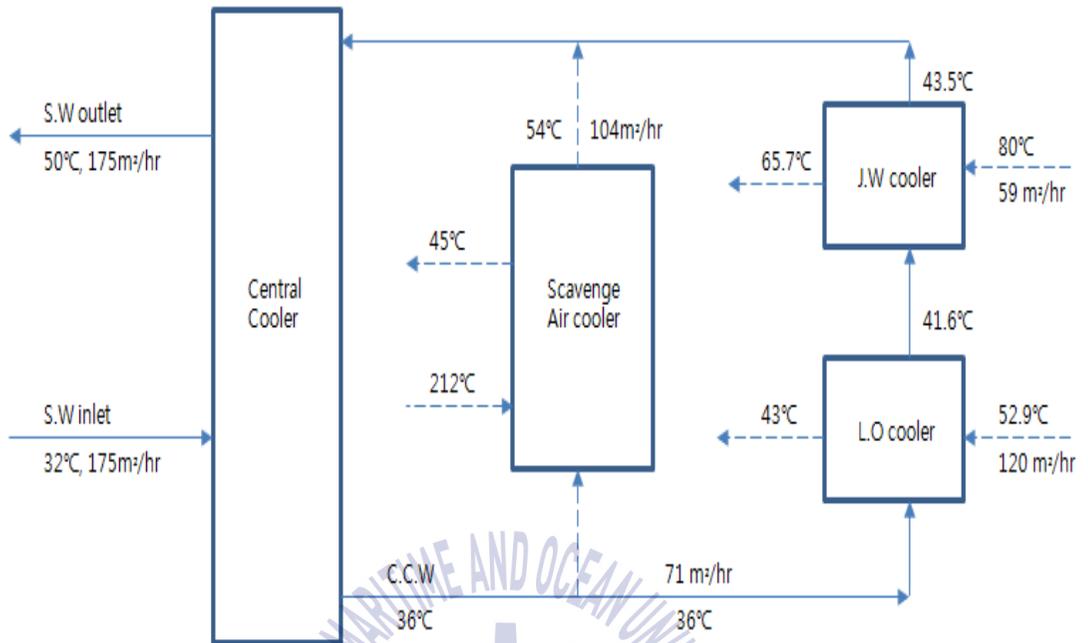


Fig. 2.4 Block diagram of central cooling system (T/S HANBADA)

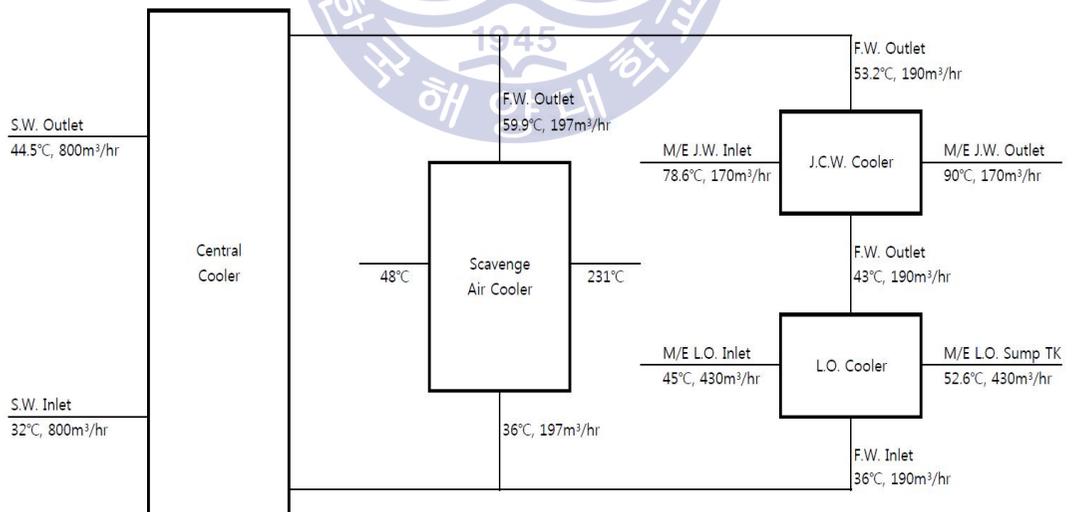


Fig. 2.5 Diagram of central cooling system (6G70ME-C9.2 Tier-II)

2.3 주기관 냉각 시스템의 구성요소

Fig. 2.6는 MDT에서 권장하는 재킷 냉각수 냉각시스템의 개요도이며, 주요 구성요소는 다음과 같다.

- 1) 주기관 재킷 냉각수 펌프 (M/E Jacket cooling fresh water pump)
- 2) 주기관 재킷 냉각수 예비 가열기 (M/E Jacket cooling fresh water pre-heater)
- 3) 조수기 (Fresh water generator)
- 4) 팽창 탱크 & 완충 장치 (Expansion tank & buffer unit)
- 5) 공기 분리 탱크 & 경보 장치 (De-aeration tank & alarm device)
- 6) 주기관 재킷 냉각수 냉각기 (M/E Jacket cooling fresh water cooler)

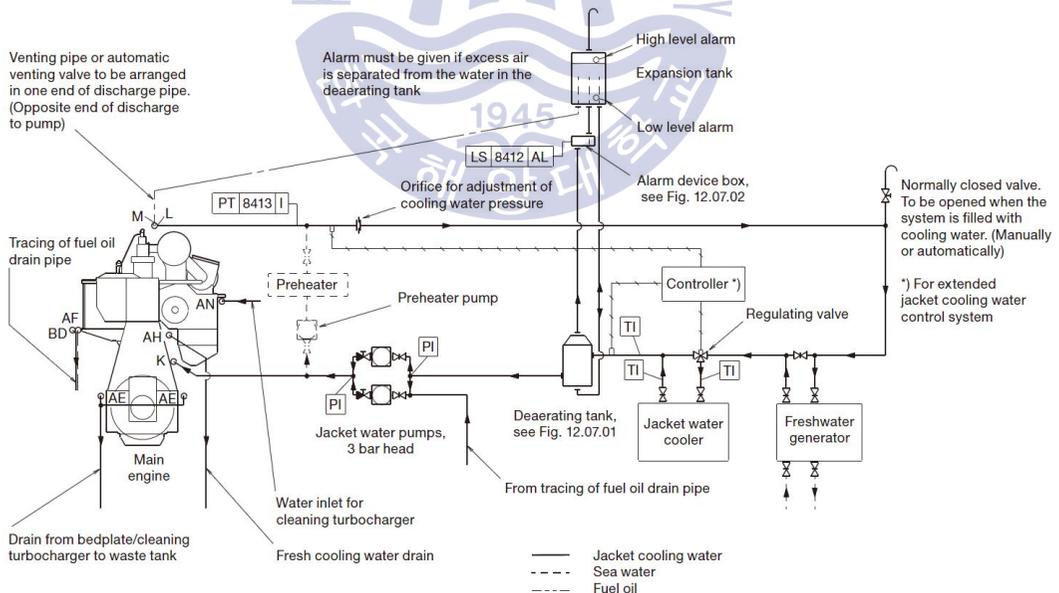


Fig. 2.6 Jacket cooling water system (MDT) [2]

2.3.1 주기관 재킷 냉각수 펌프 (M/E Jacket cooling fresh water pump)

주 냉각 펌프 1대와 예비 냉각 펌프 1대로 구성되며, 주기관에서 권장하는 사양과 팽창탱크의 위치에 따른 정압 수두를 고려하여 용량을 결정하게 된다.

MDT와 Wartsila에서는 펌프의 압력을 3.0 bar로 권장하고 있으며, 엔진의 타입별로 상이하나 통상적으로 엔진 입구측의 압력을 4.0 bar이상으로 유지하기를 권장하고 있다. Fig. 2.7은 선박에 설치된 재킷 냉각수 펌프이다.



Fig. 2.7 Jacket cooling fresh water pump

2.3.2 주기관 재킷 냉각수 예비 가열기 (M/E Jacket cooling fresh water pre-heater)

주기관의 재킷 냉각수는 시동 전에 50 °C 이상의 온도를 유지해야 하며 이를 위해서 예비가열기를 설치한다. 예비 가열기와 펌프의 유량은 재킷 냉각수 펌프 용량의 10 %로 선정되며, 예비 가열기의 용량은 주기관 재킷 냉각수의 예열 시간과 요구되는 온도에 따라 상이하나 Nominal MCR power 1%로 선정하면 35 °C 온도를 상승시키는 12시간의 예열 시간이 소요된다. Fig. 2.8은 앞서 설명한 내용을 그래프로 표기한 것이다.

예비 가열기의 압력 손실은 0.2 bar이며, 독립적인 예비 가열기 펌프가 설치되면 재킷 냉각수 펌프와 동시에 작동하지 않도록 전기적으로 구성한다.

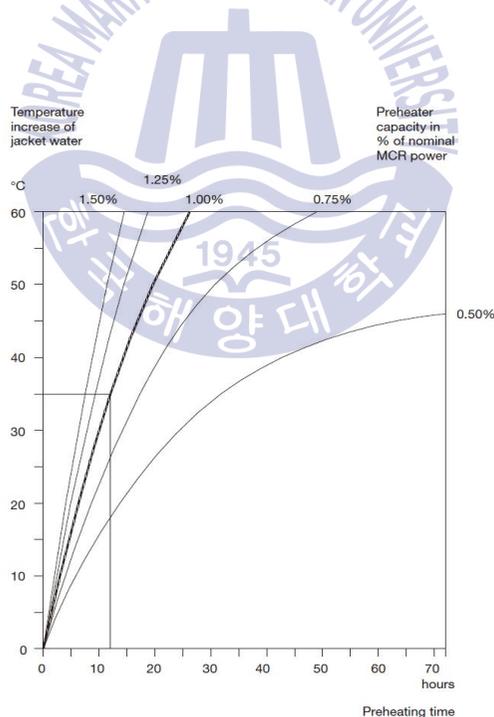


Fig. 2.8 Preheating time of jacket water pre-heater (MDT) [3]

2.3.3 조수기 (Fresh water generator)

주 기관의 복수열 또는 보일러 스팀을 이용하여 해수를 진공에서 증발시켜서, 다시 응축하여 청수를 만드는 장비이며, 조수기의 용량에 따라서 필요한 유량 이외에는 우회시킴으로써 과잉된 열원으로 인한 염분 증가 방지 및 조수기 내부의 스케일(scale) 감소, 경보 발생 및 유지보수 기간을 감소 시켜야 한다.

Fig. 2.9는 선박에 가장 많이 적용되는 원통 다관형(shall & tube plate)과 판형(plate type) 타입의 조수기 이다.



Fig. 2.9 Fresh water generator (DongHwa Entec) [4]

2.3.4 팽창 탱크 (Expansion tank) & 완충 장치 (Buffer unit)

청수의 온도 차이에 의한 체적 변화를 보상하고, 시스템내의 정압 수두를 유지하며, 시스템 내의 청수 유실을 보상하기 위한 탱크이다. 설치위치는 주기관에서 권장하는 위치에 설치되는데 MDT의 경우 주기관 상부에서부터 15 m 상부에 위치하기를 권장하며, Wartsila의 경우 완충 장치를 이용하여 폐쇄회로를 구성 및 압축공기를 공급함으로써 압력 변화 없이 수위를 보상 가능하게 하고 설치 위치에 대한 제약이 없다.

권장하는 용량은 MDT의 경우 전체 재킷 냉각 시스템 용량의 10 % 이상을 권장하며, 저 수위 경보 장치 및 자동 청수 공급관, 레벨게이지, 넘침관 등을 설치한다. 또한, 저온 냉각수 시스템과 겸용으로 사용될 경우에는 일부 선급에서 오일 감지기(oil detector) 또는 고 수위 경보 장치를 설치하길 권장한다.

Fig. 2.10은 완충장치의 개요도이며 용량별 치수를 나타낸다.

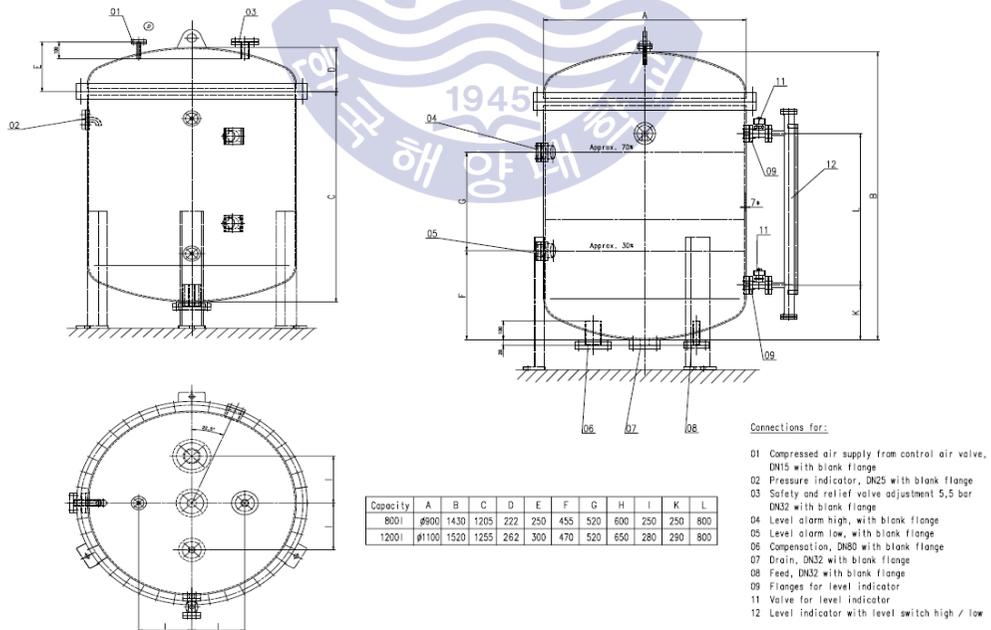


Fig. 2.10 Buffer unit (Wartsila) [5]

2.3.5 공기 분리 탱크 (De-aeration tank)와 경보 장치 (alarm device)

공기 분리 탱크와 경보장치는 MDT에서 추천하는 시스템이며, 주기관 운전시 재킷 냉각수 시스템 내에서 발생된 공기 분리 탱크와 주기관 냉각수 출구측에 설치된 자동 공기 배출 장치(auto venting device)에서 제거되고, 이때 기포가 빠진 만큼 냉각시스템에 냉각수가 보충되며 팽창 탱크의 수위는 낮아지게 된다. 경보 장치는 냉각수 시스템 내부에 공기가 많이 존재할 경우에 이를 감지하기 위해서 설치되며, 저수위 경보 장치를 설치하여 공기구멍으로 공기가 빠져나가는 것보다 더 빠른 속도로 공기가 흡입될 시에 경보 장치의 플로우트가 내려가서 저 수위 경보를 올리게 한다.

설치 위치에 대해서는 제한이 없으나 재킷 냉각수 펌프보다는 상부에 위치해서 펌프 흡입구에 충분한 정압을 제공할 수 있어야 하며, 재킷 냉각수 냉각기와 조수기의 연결부 보다 상부에 위치해야 한다.

MDT에서 권장하는 공기 분리 탱크의 사이즈와 경보 장치의 구성은 Fig. 2.11, 2.12 과 같다.

Deaerating tank dimensions		
Tank size	0.05 m ³	0.16 m ³
Max. jacket water capacity	120 m ³ /h	300 m ³ /h
Dimensions in mm		
Max. nominal diameter	125	200
A	600	800
B	125	210
C	5	5
D	150	150
E	300	500
F	910	1,195
G	250	350
øH	300	500
øI	320	520
øJ	ND 50	ND 80
øK	ND 32	ND 50

ND: Nominal diameter

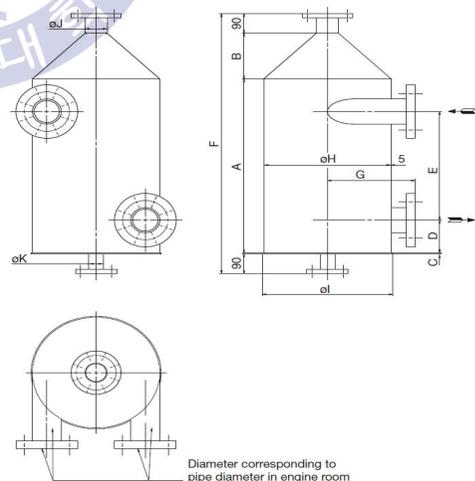


Fig. 2.11 De-aeration tank (MDT) [6]

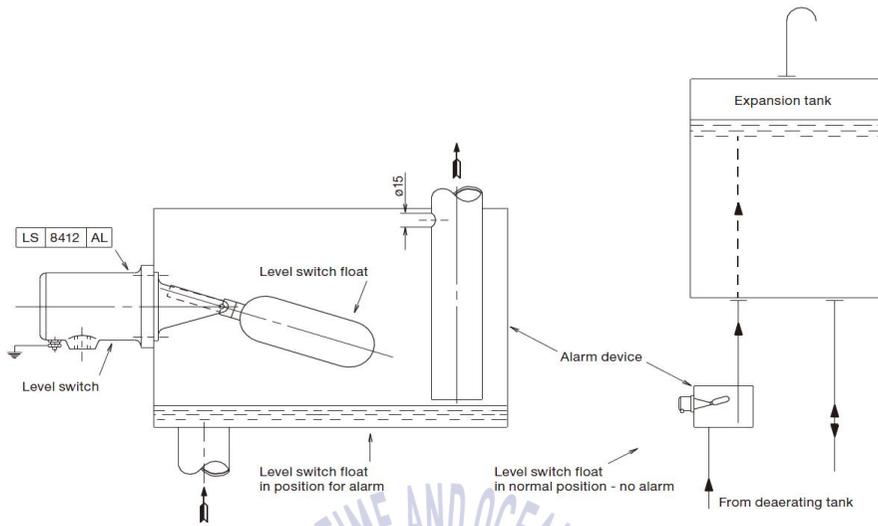
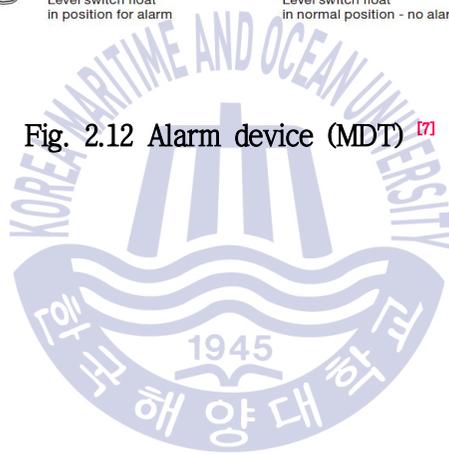


Fig. 2.12 Alarm device (MDT) ⁷⁷



2.3.6 주기관 재킷 냉각수 냉각기 (M/E Jacket cooling fresh water cooler)

주기관에서 권장하는 재킷 냉각수 입구 온도 보다 높을 경우 주기관에서 냉각수에 전달된 열을 일부분 낮추기 위해서 설치되며, 주기관의 추천과 시스템 설계시 경제성을 고려하여 배치된다. MDT의 경우 재킷 냉각수 펌프의 흡입측, Wartsila의 경우 재킷 냉각수 펌프 출구 측에 설치된다.

현재 저속 운항하는 선박의 경우 주기관 출구측의 재킷 냉각수 사용이 제한되며, 이로 인하여 재킷 냉각수 냉각기의 사용 빈도가 줄어들고 있다. 또한, 일부 조선소 및 선주사에서는 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않음으로 초기 선박 건조 비용 및 유지 보수 비용을 감소시키고 있다.

Fig. 2.13은 선박에 적용되는 판 열교환기(Plate type cooler) 타입의 재킷 냉각수 냉각기이며, 효율적인 운전과 유지보수가 편리하다는 장점으로 인해 선박에 널리 사용되고 있다.



Fig. 2.13 Plate type cooler (LHE) ^[8]

2.3.7 냉각수의 관리 및 처리 (Jacket cooling water treatment)

각 엔진 업체에서는 실린더 라이너와 실린더 커버 냉각 시스템에 석회석(lime stone) 물질 생성을 방지하기 위하여 냉각수의 품질을 엄격하게 제한하고 있으며, 탈 이온수(de-ionized) 또는 조수기에서 생산된 증류수(distilled water)를 사용하길 권장하고 있다. 또한, 냉각 시스템에 석회석 물질이 생성될 경우에는 냉각수 시스템 내부의 열전달을 저해하여 그로 인해 일부 제품에 허용할 수 없을 정도로 높은 온도를 가지게 된다. MDT에서는 **Table 2.1** 같이 증류수 사용을 제한하고 있으며 규정치를 넘지 않도록 권장하고 있다.

Table 2.1 Quality of jacket cooling water (MDT) ^[9]

Item	Specification
Hardness	max. 10° dH(=10 ppm CaO)
pH	6.5 ~ 8.0 (at 20 °C)
Chloride	50 ppm (50 mg/litre)
Sulphate	50 ppm (50 mg/litre)
Silicate	25 ppm (50 mg/litre)

재킷 냉각수 시스템의 석회석 물질 생성 및 부식 방지를 위한 화학약품 첨가 방법에는 팽창탱크에 직접 첨가하여 용해시키는 방법과 독립적인 장치(dosing unit)를 이용하여 첨가하는 방법이 있다. 일반적으로, 추가적인 금액 비용이 발생하지 않는 팽창탱크에 직접 첨가하는 방식이 선호되지만, 재킷 냉각수 시스템의 소모량이 발생하지 않으면 화학약품이 팽창탱크에 잔류하게 되어 효과가 미비하다. 이러한 문제점을 개선하기 위하여 팽창탱크에 화학약품을 첨가하고 적은 용량의 냉각수를 배수탱크(drain tank)로 배출시켜서 순환시키는 방법이 추가적으로 실시된다. 하지만 이러한 작업은 불필요한 작업을 거쳐야 함으로 명쾌한 해법이라 볼 수 없다.

Wartsila에서는 이러한 문제점을 보완하기 위하여 재킷 냉각수 시스템에 손쉽게 적용 가능한 방법을 개발하였으며, 이 시스템을 적용 할 경우 손쉽게 화학 약품을 첨가하고 끌고루 용해시키는 효과를 얻을 수 있다. Fig. 2.14는 그러한 방법을 설명하는 개요도이다.

즉 작은 탱크를 재킷 냉각수 펌프 우회라인에 설치하고, 재킷 냉각수 펌프 흡입구와 출구측에 지관을 연결하여 구성하는 것으로 조선소에서는 손쉽게 적용이 가능하다.

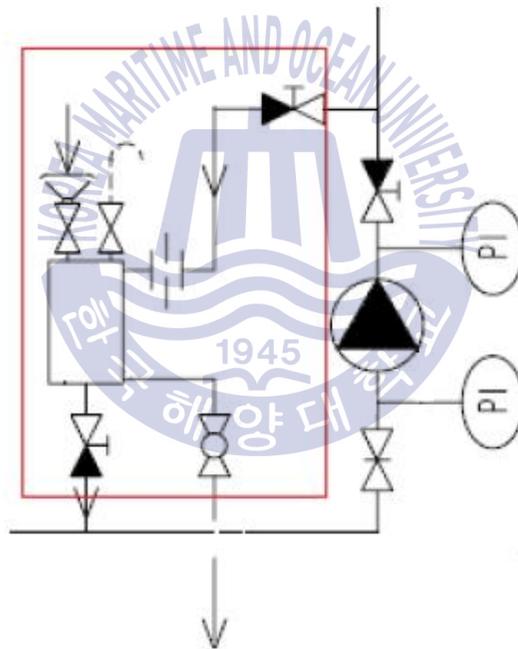


Fig. 2.14 Water treatment system (Wartsila) [10]

2.4 주기관 냉각 시스템의 기술 현황

저속 운항 선박이 증가함에 따라 과거에는 쉽게 발생되지 않았던 문제점들이 빈번하게 발생되었으며, 이러한 문제점들은 운항하는 선박의 운송화물을 지연시키는 원인이 되어 선주사에게 막대한 손해를 입히게 되었다. 특히 실린더 라이너에 발생한 저온부식이 가장 큰 문제점으로 밝혀졌으며, Fig. 2.15는 정상 운전시와 비정상 운전으로 인해 저온부식이 발생될 경우 발생하는 문제점을 비교한 사진이다. 정상 운전시 오랜 시간동안 사용해도 피스톤 상부에만 부식이 발생되지만, 저온부식이 발생될 경우에는 짧은 사용시간에도 피스톤 상부 전체와 피스톤 링을 거쳐서 하부까지 부식이 발생 된다.

[Good piston condition]



First time piston O/H at 50,168 hours.
Lubrication only 0.50 g/kWh

[Bad piston/cylinder condition]

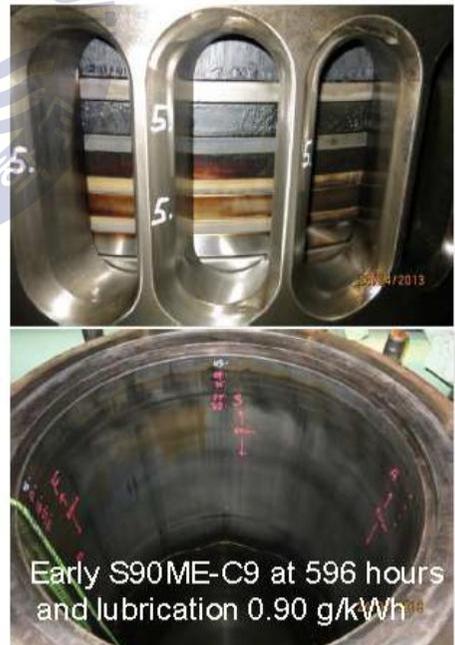


Fig. 2.15 Piston / cylinder condition (MDT) ❗

이러한 문제점을 해결하기 위해서 엔진 제작업체는 새로운 재킷 냉각수 시스템을 개발하여 운항 중인 선박 및 건조 중인 선박, 새로운 선박에 일괄적으로 적용하게 되었으나, 일부 시스템은 완벽한 해결책이 되지 못하여 현재까지 수정 보완 중에 있다. 참고로 MDT에서 발표한 자료에 따르면 실린더 라이너 저온부식의 발생 원인과 해결책은 Table 2.2와 같다.

Table 2.2 Controlling corrosive wear (MDT) ^[12]

Cold corrosion depends on :	Solution
Temperature of liner	Load control of the liner Temperature
Pressure on liner	Decreasing the active Pressure on the liner surface
Sulphur in the fuel	Improved neutralization of the Sulphur by new oil and better lubricating efficiency
Water amount	Reduce Water in Scavenges air by lowering the scavenges air temperature

1994년에 개정된 MDT 재킷 냉각수 시스템은 재킷 냉각수 펌프의 전력소모량을 최소화 시키고 냉각수 압력을 확보하기 위해서 조수기 전에 설치되던 재킷 냉각수 펌프를 주기관 전단으로 변경하였다. 이후 지속적으로 재킷 냉각수 시스템을 보완하였으며 이후 안정기를 거쳐서 실린더 저온부식을 맞이하여 현재의 개선된 시스템에 이르게 되었다. 즉 2008년 저속운항을 실시하는 선박이 증가함으로 인해 기존에는 큰 비중을 차지 않았던 저온부식의 발생이 증가하였고, 이로 인해 MDT 엔진을 비롯한 다수의 엔진 업체는 수많은 선주사로부터 손해배상 요청을 접수하여 새로운 시스템을 개발하고 선보이게 되었다. 이로 인해, 선주사 및 조선소에서는 주기관 제작처에서 발표한 새로운 재킷 냉각수 시스템을 통해서 저온부식에 대한 문제점을 새롭게 인식한 계기가 되었다.

일반적으로 재킷 냉각수 시스템은 실린더 재킷, 실린더 커버, 배기밸브 하우스, 터보 차저 등을 냉각하기 위해서 구성되며, 최상의 성능을 발휘하기 위해서 주기판의 냉각수 출구 온도를 일정하게 유지하도록 권장한다. Table 2.3은 MDT의 재킷 냉각수 시스템의 변천 과정을 도표로 나타낸 것이다.

Table 2.3 History of jacket cooling water system (MDT)

	~ 2012.01	2012.02 ~ (Rev. 1)	2014.09 ~ (Rev. 2)	2015.01~ (Rev. 3)
JCW inlet pressure (bar)	3.5 ~ 4.5	4.0 ~ 5.0	3.7 ~ 4.5	3.7 ~ 5.5
JCW outlet pressure (bar)	2.7 ~ 3.7	2.6 ~ 4.2	2.2 ~ 4.1	2.2 ~ 5.1
JCW inlet temperature low alarm (°C)	57	57	57	57
JCW inlet temperature (°C)	65 ~ 70	65 ~ 90	65 ~ 90	65 ~ 90
JCW outlet temperature /set. temp (°C)	80 ~ 85 / 80	88 ~ 90 / 90	88 ~ 90 / 85	88 ~ 90 / 85
Height of expansion tank (m)	5	15	15	15
LDCL	-	-	LDCL	LDCL Dot.5

MDT의 경우 저온부식의 발생 증가로 인한 재킷 냉각수 시스템 개선 전에는 Table 2.3과 같이 재킷냉각수 제어온도를 80 °C, 재킷냉각수 흡입구 압력을 3.5~4.5 bar 적용하였으나, 추후 저온부식 대응책으로 2012년에 온도를 90 °C 변경 및 끓는점을 높이기 위해서 압력을 4.0~5.0 bar로 증가시켰다.

하지만 새로운 시스템의 적용 시점과 적용 대상이 합리적이지 못하여 선주와 조선소로부터 불만이 가중되었으며, 이를 완화하기 위하여 일부 선박에 적용되는 새로운 시스템의 추가 금액을 MDT에서 부담하였다.

실제로, 2012년도에 발표된 시스템(Rev.1)의 경우 제어하는 온도의 변경은 80 °C에서 90 °C로 쉽게 변경이 가능했지만 압력을 증가시키는 방법은 팽창 탱크를 올리는 방법과 펌프를 개선하는 방법 이외에는 없었기 때문에 건조가 완료된 선박은 적용하기가 사실상 어려웠다. 이로 인해, 여러 가지 대안들이 속속히 선보이게 되었고 추후에 엔진 냉각수 출구측에 있는 압력 조절용 오리피스를 이용하여 냉각수 입구측 압력을 4.0~4.5 bar 조정하고 온도 편차를 15 °C 이하로 하면 별도의 추가 개정이 없어도 된다는 공문을 MDT에서 발표하였다. 즉 온도만 90 °C로 변경하고 압력 조절용 오리피스를 이용하여 압력을 조절하면 되었기 때문에 건조하는 선박에는 부담이 크게 발생하지 않았다.

2014년도에 하반기에 개선된 시스템(Rev. 2)은 Mark 9.2 S형 엔진과 G형 엔진에 기본적으로 적용되는 LDCL 시스템이 적용된 주기관에만 해당되는 사항이며, LDCL 시스템이 적용되면 실린더 라이너 측의 온도가 최대 130 °C까지 상승하여 정전시(black out condition) 냉각수가 기화 현상이 발생할 수 있으므로 이를 방지하기 위하여 팽창 탱크를 주기관 최상부에서 15 m 상부에 설치하여 주기관 냉각수 입구측 압력을 1.8 bar 이상을 유지하기를 권장하였다. 하지만, 이러한 내용은 기존에 주기관 출구측 압력 조절용 오리피스로 주기관 입구측 압력을 조절하는 방법을 배제하는 내용이었으므로 건조중인 선박에는 선주와 조선소의 불만이 발생할 수밖에 없었다. 또한, 제작이 완료된 엔진의 재킷 냉각수 수압테스트가 4.5 bar 적용되어 선급 승인을 받았으므로 냉각수 흡입구 압력을 허용치가 좁은 4.0~4.5 bar로 맞추어야 했기에 불만은 더욱 가중되었다. 추후 3.7~4.5 bar 재개정되어 전보다는 여유가 있었으나 공정지연과 개정비용은 조선소에서 떠안을 수밖에 없는 실정이었다.

이후 많은 선주사와 조선소에서는 더 이상의 재킷 냉각수 시스템의 개선은 없을 것이라고 판단하였으나 현재까지 기존의 시스템을 개선하고 MDT에서 새로운 시스템을 개발하고 있는 것을 보면 재킷 냉각수 시스템의 최종판은 먼 미래가 될 것이라고 판단된다.

특히나, MDT에서 개발중인 새로운 시스템 JBC, LDHT, RDL, HRL 등은 또 다른 해결책으로 선보이게 될 것이다.

본장에서는 실린더 라이너 저온 부식에 대한 대응책으로 개발 완료된 MDT의 LDCL, JBB 시스템, 개선된 중앙냉각방식과 Wartsila에서 개발 완료한 완충 시스템을 기술한다.



2.4.1 MDT LDCL system (Load dependent cylinder liner)

LDCL system은 S형 엔진 또는 G형 엔진 Mk 9.2 이상 주 기관에 기본으로 적용되며, 실린더 라이너의 출구측 온도의 변화량에 따라 엔진에 설치되는 LDCL 온도제어밸브에 의해서 조절되는 시스템이다. 즉 온도가 규정치보다 높을 경우 온도제어밸브가 재킷 냉각수 펌프로부터 공급되는 냉각수를 실린더 커버와 배기 밸브쪽으로 우회 시키고, 낮을 경우에는 냉각수가 LDCL 순환펌프에 의해서 실린더 라이너로 순환시킬 수 있도록 조절한다.

조선소에서는 LDCL system이 적용 될 경우 재킷 냉각수 냉각기의 전단에 설치하는 3-way 온도 제어 밸브를 주 기관의 CWCU(Cooling Water Control Unit)에서 원격 셋팅 조절이 가능한 타입으로 적용해야하며, 온도 측정부위는 기존의 재킷 냉각수 출구측에서 입구측으로 변경해야 한다. 즉 출구측 온도를 제어하는 시스템에서 입구측 온도제어 시스템으로 변경하여 엔진에서 필요로 하는 적정한 온도의 냉각수를 공급할 수 있게 된다. Fig. 2.16은 LDCL system의 개요도이다.

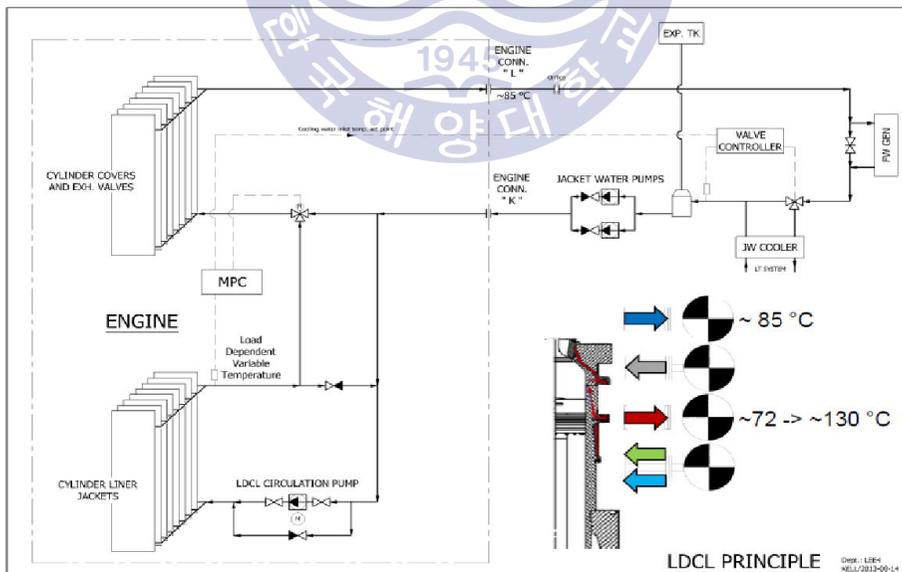


Fig. 2.16 Schematic outline of the LDCL cooling water system (MDT) [13]

Fig. 2.16에 언급된 재킷 냉각수 출구측 “~ 85 ℃” 는 실린더 라이너의 온도를 일정하게 유지하게 될 경우 재킷 냉각수 출구측 온도가 80~85 ℃ 된다는 것을 의미한다. 그럼으로 복수열을 이용하는 조수기를 사용할 경우에는 사용온도를 80 ℃로 선정해야 한다. Fig. 2.17은 LDCL 순환 펌프와 3-way 밸브의 설치 위치를 나타낸다.

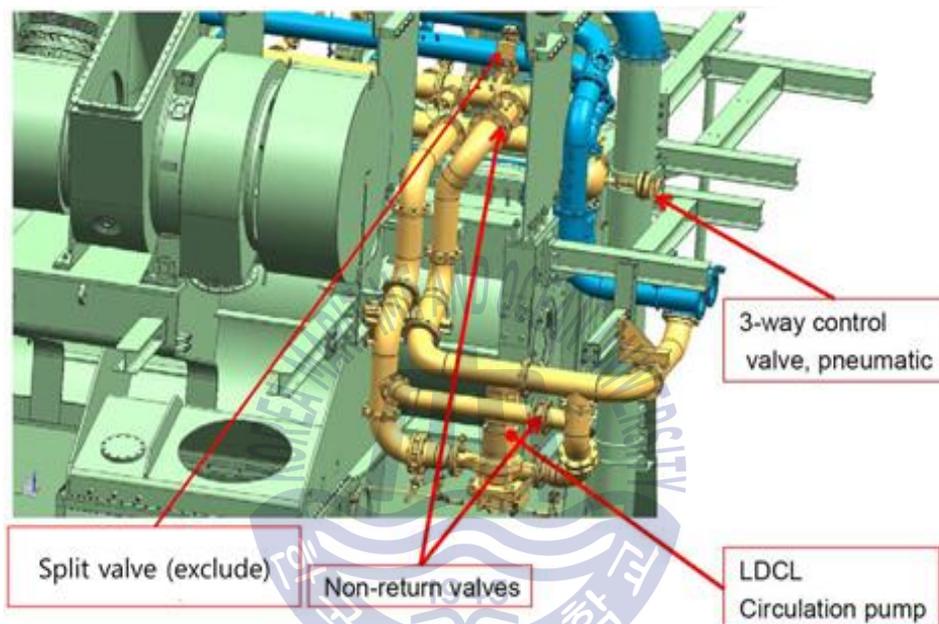


Fig. 2.17 LDCL cir. pump and 3-way valve (MDT) [14]

LDCL 순환 펌프는 엔진 제작업체에서 공급되는 냉각수 제어장치(cooling water control unit, CWCU)에 의해서 제어가 되며, 센서의 고장 및 공기 공급 중단 등의 문제점 발생시 냉각수 제어장치는 순환 펌프를 멈추고 안전한 방향으로 LDCL 3-way 밸브를 동작시킨다. 또한, 냉각수 제어장치는 순환 펌프의 운전 여부를 판단하기 위해서 순환펌프의 전/후단에 설치된 압력센서를 통해 상시 측정하고 있으며 어떤 사유로 인해서 순환 펌프가 운전하지 않는다고 판단되면, 안전한 방향으로 LDCL 3-way 밸브가 움직이며 ME-ECS MOP에 경보음이 발생한다.

LDCL 순환 펌프의 압력은 0.5 bar이며 엔진의 부하에 상관없이 항상 같이 운전된다.

저속운항시 실린더의 라이너 온도는 LDCL 순환 펌프와 LDCL 3-way 밸브에 의해서 130 °C까지 유지 된다. 그럼으로 정전시 기화 현상이 발생되기 때문에 이를 방지하기 위해서 LDCL 적용호선의 팽창탱크는 주기관의 배기 밸브에서부터 15 m 상부에 위치시켜서 정전시 주기관 청수 흡입구 압력을 1.8 bar 이상 유지한다.

Fig. 2.18은 LDCL 냉각수 배관의 설계배치도를 나타낸다.

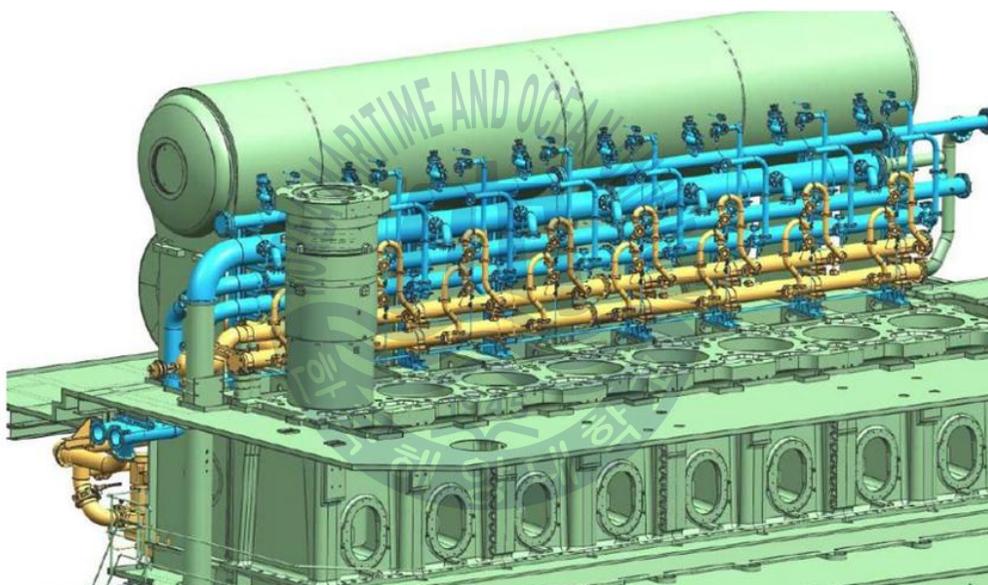


Fig. 2.18 LDCL circulation string (MDT) [15]

Fig. 2.19는 LDCL system 적용시 각 실린더 커버와 실린더 라이너의 온도 및 냉각수 라인의 설계 배치도이다.

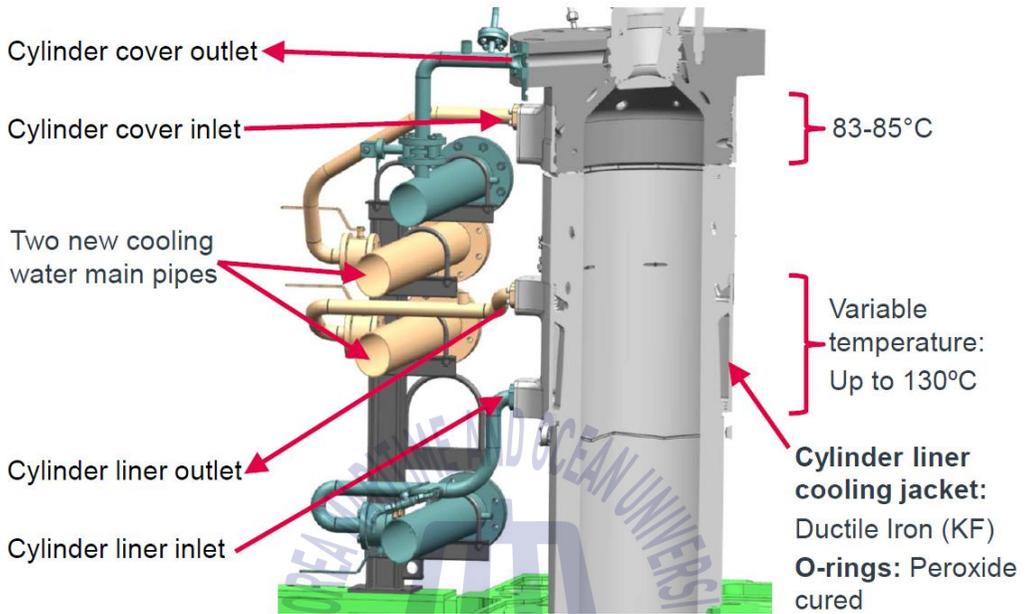


Fig. 2.19 LDCL system MDT) [6]

2.4.2 MDT JBB system (Jacket by-pass basic)

JBB 시스템은 인도가 완료된 선박 및 건조중인 선박에 손쉽게 적용하기 위해 개발된 시스템으로 S60/65/70ME-C8.2 대상으로 적용 예정이었으나, 최근에는 G-type 엔진 및 LDCL이 예비(provision)된 선박에도 적용 가능하다.

즉 기존에 설치된 배관라인을 일부분 수정 및 추가하여 고부하에 최적화된 주기관의 냉각수 유량을 일부 실린더 커버와 배기밸브로 우회시켜서 실린더 라이너의 온도를 10~15 ℃ 증가시키는 시스템이다. 운항중인 선박에 손쉽게 적용이 가능함으로 저온부식의 방지책으로 많은 선박에 적용되고 있다. Fig. 2.20은 JBB 설계배치도이다.

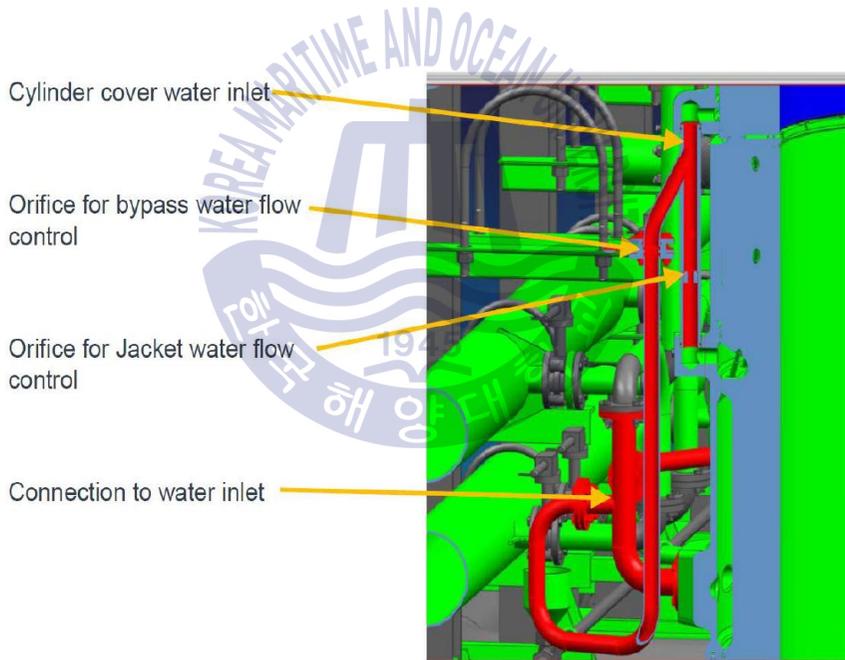


Fig. 2.20 Jacket cooling water by-pass basic (MDT) [17]

2.4.3 MDT사의 향상된 중앙 냉각 시스템(improved central cooling system)

연료유중의 유황분은 연소한 다음 아황산가스(SO₂)로 되고 그 중 일부는 무수 황산(SO₃)로 되어 수분과 화합하여 (SO₃ + H₂O = H₂SO₄), 황산이 되어 실린더 라이너, 피스톤링 등의 부식마모를 일으킬 뿐만 아니라, 대기중으로 방출되는 SO₂도 매우 심각한 대기오염원이 되므로 유황분은 되도록 적을 것이 바람직하다.^[18]

2015년 1월 1일 이후부터 주문되는 MDT 엔진은 실린더 라이너와 피스톤 링에 연소과정에서 발생하는 황산(sulphur acid condensation)의 발생과 연료소비율의 감소를 위해서 저온 냉각수 시스템에 설치되는 3-way 밸브의 온도 제어를 36 °C에서 10 °C로 변경해야 한다. Fig. 2.21은 냉각수 온도가 10 °C 낮아질 경우 양질의 공기가 공급되어 0.7~1 g/kWh 연료소모량이 감소 한다는 것을 보여주고 있다.

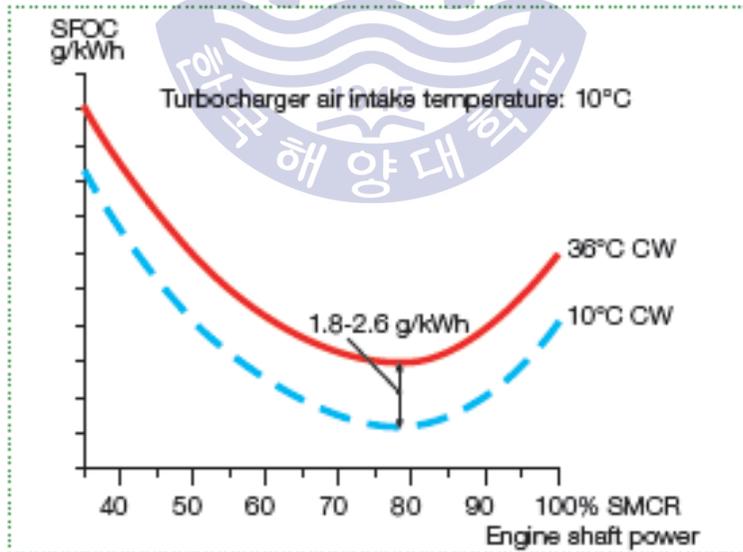


Fig. 2.21 Comparison of SFOC (MDT)^[19]

일반적으로 저온 냉각수 시스템에는 주기관 공기 냉각기 이외에 각종 보조장비가 설치됨으로 10 ℃로 변경하는 것은 각 보조장비 업체의 승인 이후에 적용이 가능하다. 현재까지 확인된 결과로는 일부 4행정 엔진과 공기 압축기에는 적용 불가능한 것으로 접수되었으며, 이로 인해 주기관의 공기 냉각기 냉각을 위한 독립적인 냉각수 시스템을 구성 및 대안을 찾아서 MDT 권고 사항을 만족시켜야 한다. Fig. 2.22, 2.23은 MDT에서 발표한 냉각시스템의 개요도이다.

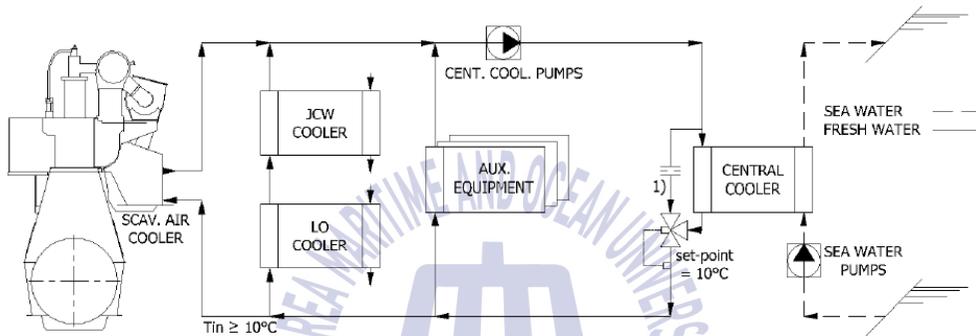


Fig. 2.22 Principle standard cooling water system for set-point 10°C (MDT) [20]

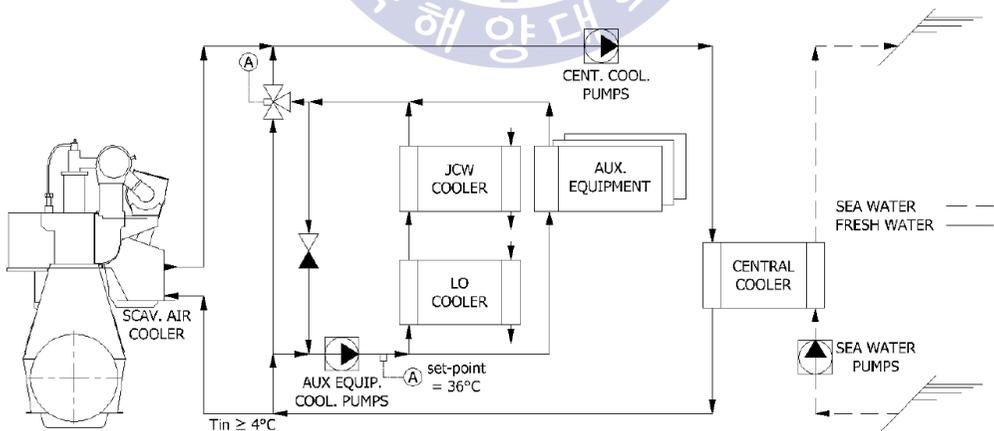


Fig. 2.23 Principle cooling water system with integrated separate aux. equipment circulation circuit (MDT) [21]

Fig. 2.22는 앞서 설명한 바와 같이 기존에 사용되는 저온 냉각시스템의 중앙 온도제어 밸브 온도를 36 °C에서 10 °C로 변경한 것이다. 하지만 일부 보조장비업체들의 승인을 받아야 적용이 가능하다.

Fig. 2.23은 저온 냉각시스템의 온도제어밸브의 위치 변경하여 항상 중앙 냉각수 냉각기를 거친 저온의 냉각수를 주기관 공기 냉각기에 공급하게 구성하고 나머지 보조장비들의 냉각수를 36 °C로 공급하도록 온도 제어하는 시스템이다. 하지만 별도의 보조장비를 냉각하기 위한 냉각수 펌프가 별도로 설치되어야 함으로 Fig. 2.22에 대비하여 가격이 상승하는 단점이 있다.

Fig. 2.22, 2.23 이외에도 여러 가지 대안들을 MDT에서 발표하였으며 각 조선소에서 선박의 조건에 적합한 시스템을 선정하기를 권고하고 있다.

Fig. 2.24는 압축된 공기가 연소실로 공급되면서 공기속에 포함된 수분이 제거되는 과정과 엔진의 워터미스트캐처 실험 설비이다. MDT에서는 엔진의 효율 향상을 위하여 지속적으로 워터미스트캐처를 개발하여 자체 테스트 중이다.

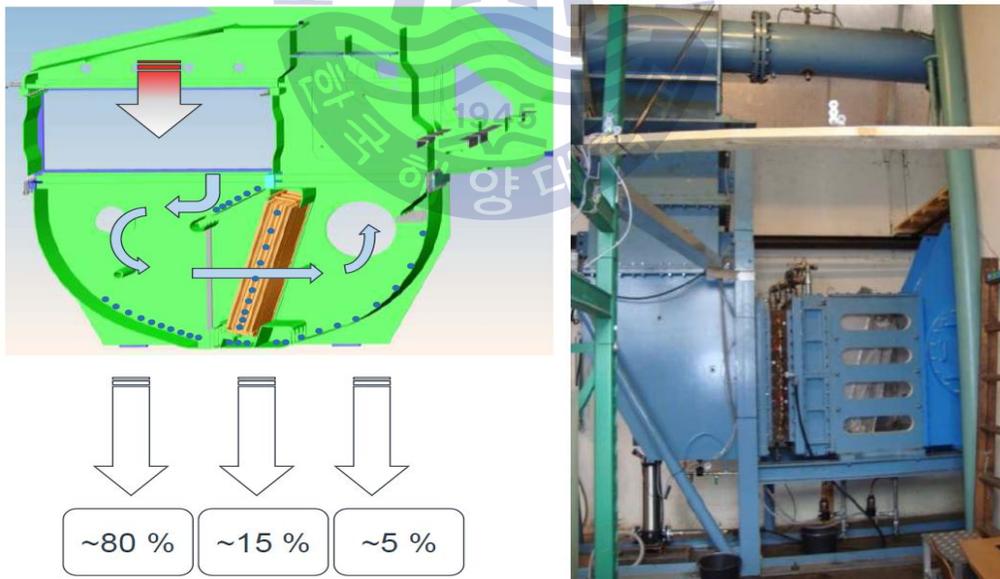


Fig. 2.24 Water mist catcher design (MDT) [22]

2.4.4 Wartsila사의 완충 시스템(buffer system)

Wartsila에서 개발한 완충 시스템은 압축공기를 완충 탱크에 공급하여, 냉각수 압력을 일정하게 유지시키는 방법으로 공압 시스템 또는 가압식 냉각수 시스템이라 부른다. 장점으로는 냉각수 시스템의 온도 증가에 따라 압축공기를 이용하여 주 기관에서 요구하는 압력으로 쉽게 변경이 가능하며, 압축 공기가 쿠션(cushion) 역할 및 일정한 압력을 유지시킬 수 있으므로 정전시에도 기화 현상에 대응이 가능하다. 또한, 완충 탱크의 위치에 대한 제약이 없다. 하지만, 완충 시스템을 적용하기 위해서는 선박의 냉각수 시스템을 고온 냉각수 시스템과(85 ℃)과 저온 냉각수 시스템으로(36 ℃)으로 분리 구성해야 하며, 완충 탱크 제작 및 압축공기, 수위 경보기 등을 추가 구성해야 한다. Fig. 2.25는 완충 시스템의 개요도이며, 현재 개발된 저온부식의 대응책 중에 가장 저렴하고 손쉽게 유지 보수가 가능 및 별도의 전기 소모량이 존재하지 않는 시스템이다. 게다가 압력조절이 용이함으로 추후 압력 변경에 대한 대응이 손쉽게 가능한 장점이 있다. 하지만, 조수기와 냉각수 재킷 냉각의 위치가 펌프 전단에서 후단으로 변경됨으로 추가적인 검증이 필요하다.

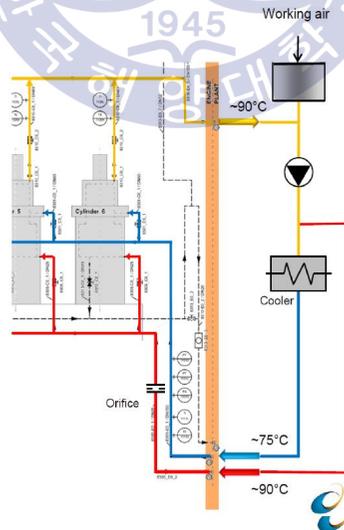


Fig. 2.25 Pressurized cooling water system (Wartsila) [23]

제 3 장 주기관 냉각시스템의 설계

3.1 열 에너지 정산 (Heat energy balance) 개요

열 에너지 정산은 선박의 운항 조건별로 각 장비들의 방열, 냉각수 유량 및 온도 조건을 분석하여 냉각수를 순환시키는 펌프와 각종 냉각기(cooler) 등의 용량을 결정하는 데 사용되며, 전기부하분석(electric load analysis) 및 제어 시스템, 배관의 크기, 유량을 고려하여 시행된다.

열 에너지 정산의 조건은 선주의 요구사항과 선박의 종류에 따라서 다르나 일반적으로 산적화물선은 다음과 같이 구분되며, 각 장비의 용량은 각 운항 조건에서 용량이 가장 크게 나오는 조건을 기준으로 선정한다.

- 1) Max. sea going condition
- 2) Normal sea going condition
- 3) Maneuvering
- 4) Loading / Unloading condition
- 5) Harbor condition

조선소에서 선주측과 건조 계약서 작성시 선형에 맞는 적절한 주기관이 선정이 되며, 주기관에서 권장하는 각종 펌프의 용량과 냉각기의 열량, 유량 등의 정보는 주기관의 지침서 또는 엔진 제작사의 홈페이지(home page)에서 찾을 수 있다.

MDT와 Wartsila사 홈페이지에서 일련의 과정을 거쳐서 주기관의 타입을 선정 하면, 재킷 냉각기와 윤활유 냉각기, 공기 냉각기 등의 열량을 ISO, 열대 (tropical), 동기(winter) 조건 별로 분류된 정보를 제공 받을 수 있다. 이러한 정보는 열 에너지 정산 시행시 중요하게 사용되며 최종적으로 해수 냉각 펌프와 청수 냉각 펌프, 중앙 냉각수 냉각기의 용량을 결정할 수 있다.

Fig. 3.1, 3.2는 MDT에서 제공하는 7G60ME-C9.5 Tier II 엔진의 자료이다.

Report created by 1
7G60ME-C9.5-TII with 1 x MHI MET83-MB.
SMCR: 18,760 kW at 97.0 r/min, with high load tuning.

MAN Diesel & Turbo



Tables of cooler capacities (Tier II)

1	2	3	4	5	6	7	8
1 Engine load (% SMCR)		4 Scavenge air receiver temp. (°C)		7 Main lubrication oil heat (kW)			
2 TC air consumption (kg/s) +/-5%		5 Scavenge air cooler heat (kW)		8 Condensed water (t/24h)			
3 Scavenge air pressure (bara)		6 Jacket water cooler heat (kW) +/-15%					
Loads below 5% are associated with larger tolerances.							
1		2		3		4	
ISO condition		Ambient air: 25.0 °C				Scavenge air coolant: 25.0 °C	
100	40.6	4.20	37	7,190	2,260	1,420	0.0
95	39.3	4.02	36	6,710	2,180	1,400	0.0
90	37.9	3.83	34	6,240	2,100	1,380	0.0
85	36.4	3.65	33	5,760	2,010	1,350	0.0
80	34.9	3.46	32	5,270	1,930	1,330	0.0
75	33.3	3.28	31	4,790	1,840	1,300	0.0
70	31.6	3.09	30	4,300	1,760	1,270	0.0
65	29.8	2.91	30	3,820	1,680	1,230	0.0
60	28.0	2.72	29	3,330	1,590	1,190	0.0
55	26.0	2.54	28	2,860	1,510	1,150	0.0
50	23.9	2.35	27	2,400	1,420	1,100	0.0
45	21.8	2.17	27	1,960	1,340	1,050	0.0
40	19.5	1.98	27	1,540	1,260	1,000	0.0
35	17.2	1.80	26	1,160	1,170	940	0.0
30	17.8	1.64	26	990	1,090	870	0.0
25	15.0	1.49	33	670	1,000	800	0.0
Tropical condition		Ambient air: 45.0 °C				Scavenge air coolant: 36.0 °C	
100	37.4	4.00	48	7,120	2,290	1,430	63.1
95	36.1	3.82	47	6,650	2,200	1,410	62.5
90	34.9	3.65	45	6,180	2,120	1,390	61.4
85	33.5	3.47	44	5,710	2,030	1,370	59.7
80	32.1	3.29	43	5,230	1,950	1,340	57.6
75	30.6	3.12	42	4,750	1,860	1,310	54.9
70	29.1	2.94	41	4,280	1,780	1,280	51.8
65	27.5	2.76	41	3,800	1,690	1,240	48.2
60	25.7	2.59	40	3,330	1,610	1,200	44.3
55	23.9	2.41	39	2,860	1,520	1,160	39.9
50	22.0	2.24	38	2,410	1,440	1,110	35.2
45	20.1	2.06	38	1,970	1,350	1,060	30.2
40	18.0	1.88	38	1,560	1,270	1,010	25.0
35	15.9	1.71	37	1,180	1,180	950	19.8
30	16.4	1.56	44	1,020	1,100	880	17.7
25	13.9	1.42	44	700	1,010	810	12.4
Specified condition		Ambient air: 10.0 °C				Scavenge air coolant: 10.0 °C	
100	42.3	4.28	22	7,200	2,240	1,400	3.8
95	40.8	4.09	21	6,730	2,150	1,390	3.8
90	39.4	3.90	19	6,250	2,070	1,360	3.8
85	37.9	3.71	18	5,770	1,990	1,340	3.9
80	36.3	3.53	17	5,290	1,900	1,310	3.9
75	34.6	3.34	16	4,810	1,820	1,290	3.7
70	32.9	3.15	15	4,320	1,740	1,250	3.5
65	31.0	2.96	15	3,840	1,660	1,220	3.2
60	29.1	2.77	14	3,360	1,570	1,180	2.8
55	27.0	2.58	13	2,890	1,490	1,140	2.4
50	24.9	2.39	12	2,430	1,410	1,090	1.9
45	22.7	2.21	12	1,990	1,320	1,040	1.4
40	20.3	2.02	12	1,570	1,240	990	0.8
35	17.9	1.84	11	1,160	1,160	930	0.2
30	18.5	1.67	11	1,020	1,070	870	0.0
25	15.6	1.52	18	700	990	790	0.0

Fig. 3.1 7G60ME-C9.5 Tier II Table of cooler capacities (MDT) [24]

Pump	Flow capacity m ³ /h	Pump head Bar
Fuel oil circulation	8.8	6.0
Fuel oil supply	5.0	4.0
Jacket water	130	3.0
Central water	450	2.5
Sea water for central cooling	550	2.0
Lubrication oil	370	4.5

Cooler	Tier II		
	Flow m ³ /h	Central water flow m ³ /h	Heat dissipation kW
Scavenge air	-	260	7,120
Lubrication oil	370	190	1,570
Jacket water	130	190	2,520
Central water ^{*)}	550	450	11,210
Fuel oil circulation (MGO/MDO)	-	-	55

*) "Flow" in this row is the sea water flow through the central cooler.
 All flows are stated as minimum required flows.
 The pump heads stated are for guidance only, and depend on the actual pressure drop across coolers, filters, etc. in the systems. The capacities do not account for any components other than the engine itself.
 Pertaining cooling water flow diagram, temperatures, viscosities and pressures for pumps and coolers, see "Engine Project Guide".

Capacities of auxiliary systems

Air cooler cleaning unit	
Air cooler cleaning tank	0.60 m ³
Capacity of pump	2.0 m ³ /h

Cylinder oil system	
Storage tanks	2 x 32 m ³
Service tanks	2.5 m ³

Fuel oil system	
MGO/MDO service tank, 12 h	43.9 m ³
HFO settling tanks, 2 x 12 h	2 x 41.1 m ³
HFO service tank, 12 h/95 °C	42 m ³
HFO centrifuge, 98 °C	4,310 l/h
Fuel oil pre-heater	146 kW

Lubrication oil system	
Storage tanks (2 x 3 months)	2 x 4.8 m ³
Centrifuge, 95 °C	2,550 l/h
Recommended lube oil bottom tank	23 m ³

Miscellaneous	
Jacket water expansion tank ^{*)}	10 %
Motor rating, auxiliary blowers	2 x 59 kW

*) Jacket water expansion tank volume given in percent of the total jacket water volume.

Starting air system, 30 bar	
Receiver volume (12 starts)	2 x 6.0 m ³ (n)
Compressors (total)	360 m ³ (n)/h

Various drain tanks	
Stuffing box drain tank	0.30 m ³
Scavenge air drain tank	0.70 m ³

Fig. 3.2 7G60ME-C9.5 Capacities of auxiliary systems (MDT) [24]

열정산 시행에 필요한 각종 주기 및 보기류의 열량과 유량은 장비 업체에서 추천하는 값을 따르고, 선박의 운항조건 중 용량이 가장 크게 나오는 조건을 기준 작성한다. 열 에너지 정산시 사용되는 수식은 식 (3.1)과 같으며, MDT 주기관이 적용된 선박에 재킷 냉각수 냉각기가 미설치 될 경우 냉각수 시스템의 구성 방법과 열 에너지 정산 방법은 다음과 같다.

$$\bullet Q = m c \Delta t \quad (3.1)$$

Q : 열량, kcal/h
 m : 유량, m³/h
 c : 비열, kcal/kg℃
 Δt : 온도 편차, ℃

주기관 재킷 냉각수 냉각기가 설치되는 선박은 주기관의 저온에 의한 부식을 방지하기 위해서 주기관 유허유 냉각기를 거친 냉각수를 재킷 냉각수의 저온측(cold side) 입구에 연결하여 재킷 냉각수의 고온측(hot side)을 냉각한다. 재킷 냉각수를 거친 냉각된 냉각수와 재킷 냉각수를 거치지 않은 냉각수는 자동 온도 조절밸브에 의해서 혼합되어 주기관 냉각수 재킷 출구 온도를 80 ℃가 되도록 제어 된다. 하지만, 재킷 냉각수 냉각기가 없는 선박은 고속 운전시 실린더 라이너와 실린더 커버에서 전달받은 열을 다른 방법으로 온도 조절하여 주기관 냉각수 출구측 온도를 80 ℃가 유지될 수 있도록 구성해야 한다.

주기관 냉각수 냉각기를 대체할 수 있는 매개체는 저온 냉각수 시스템에서 각종 보기류를 냉각하고 펌프로 순환되는 50 ℃ 전/후반의 냉각수와, 주기관 유허유 냉각기 출구측의 40 ℃ 전/후반의 냉각수, 마지막으로 공기 냉각기 출구측의 10~50 ℃ 냉각수가 있다.

본 연구에서는 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않은 선박에 주기관 공기 냉각기 출구측의 냉각수를 이용하여, 주기관에서 요구하는 재킷 냉각수 온도 제어가 가능하도록 시스템을 구성한다.

3.2 냉각시스템의 구성

3.2.1 일반적인 시스템의 열 에너지 정산도 (with jacket cooler)

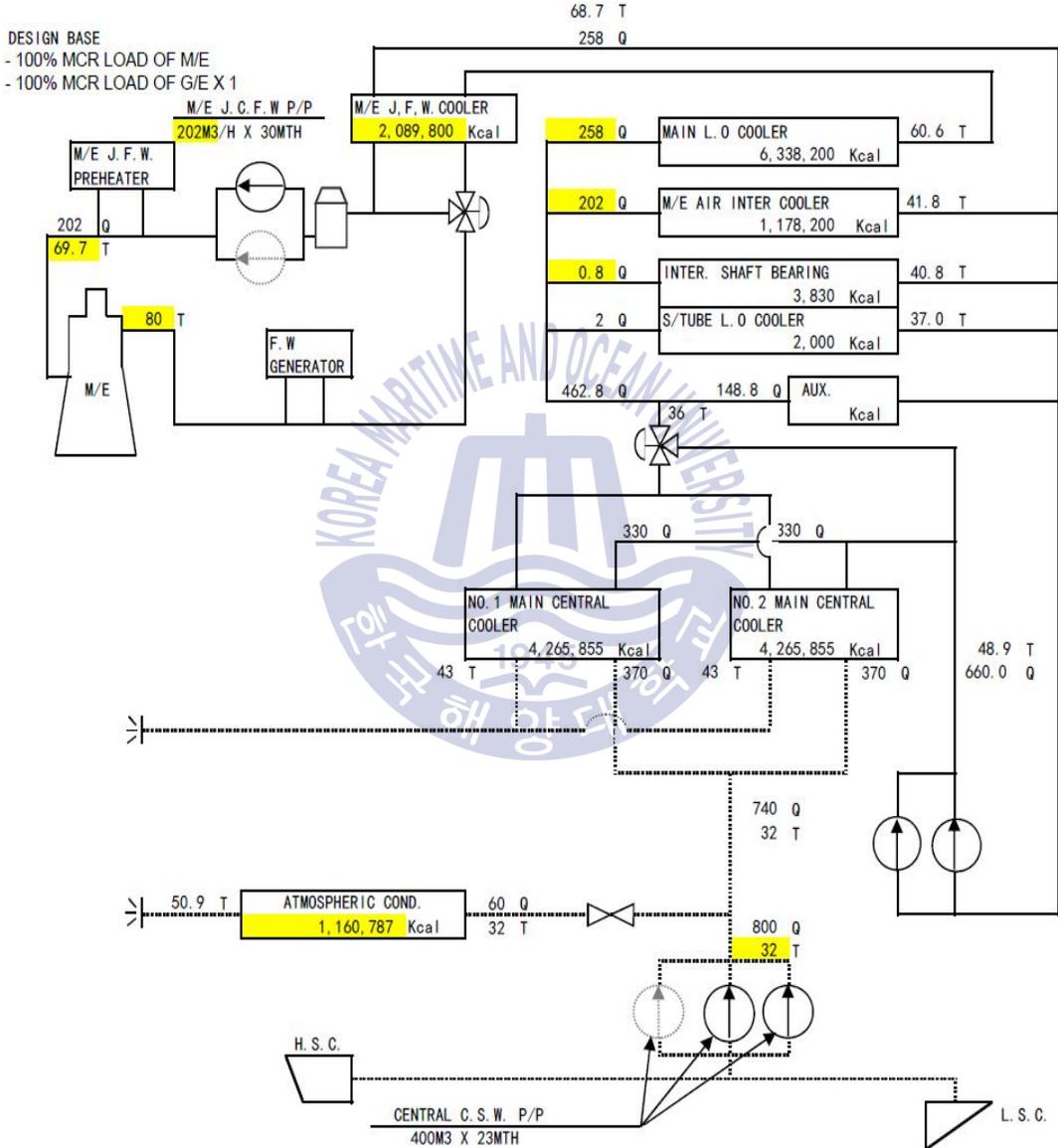


Fig. 3.3 Heat balance with jacket cooler

Fig 3.3의 열정산은 주기관 재킷 냉각수 냉각기가 설치되는 경우이며, 주기관 윤활유 냉각기를 통과한 냉각수를 재킷 냉각수 냉각기의 저온측으로 공급하고 주기관의 재킷 출구측의 냉각수를 재킷 냉각수 냉각기의 고온측으로 공급하여 저온측 냉각수와 열교환을 실시한다. 이때 주기관 재킷 출구측의 냉각수 온도가 높을 경우에는 자동 온도제어 밸브에 의해서 재킷 냉각수 냉각기로 일부 순환시켜서 주기관 재킷 냉각수 입구 측의 온도를 65~75 °C 사이로 혼합하여 주기관 재킷 냉각수 출구측의 온도가 80 °C를 유지할 수 있도록 한다. Fig 3.4는 Fig 3.3과 같이 재킷 냉각수 냉각기가 설치되는 MDT 주기관 냉각수 시스템의 개요도이다.

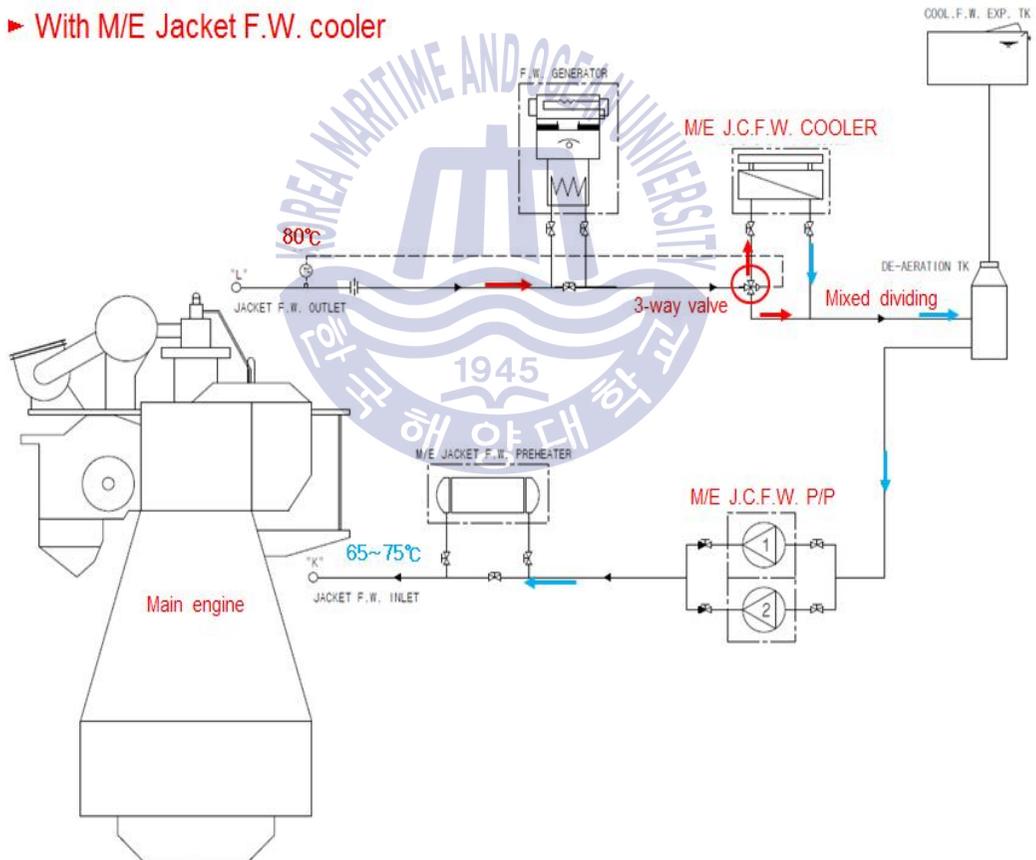


Fig. 3.4 Main engine jacket cooling system with jacket F.W. cooler

3.2.2 재킷 냉각수 냉각기가 없는 시스템의 열 에너지 정산도

본 논문에서는 주기관 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않고 공기 냉각기 (scavenge air cooler) 출구측의 냉각수를 이용하여 주기관 냉각수 출구측 온도를 80 ℃로 유지할 수 있는지 분석, 고찰하였다. 또한 실제 신조선 선박 82k 벌크선과 180k 벌크선에 적용하여 재킷 냉각수 냉각기를 설치한 선박과 설치하지 않은 선박의 시운전시 측정된 데이터값을 통하여 얼마나 적절히 온도제어가 되는지 확인 및 비교 검토하였다.

Table 3.1은 MDT 엔진에서 제공하는 각종 냉각기의 열량과 유량 및 제어온도를 나타낸다.

Table 3.1 Data of cooler heat (MDT)

	Jacket water cooler heat		Lubrication oil cooler heat		Scavenge air cooler heat		Remark
Heat dissipation (kW)	2,430		1,370		7,370		Engine load 100%
Flow capacity (m ³ /h)	202		202		258		
	J.W. IN	J.W. OUT	F.W. IN	F.W. OUT	F.W. IN	F.W. OUT	Remark
Setting temp. (℃)	-	80	36	-	36	-	as of 2011
Normal range (℃)	65~75	80~85	10~36	42~45	0~36	10~50	as of 2011

(1) 주기관 재킷 냉각수 입구 온도 계산

Table 3.1를 참고하면, 주기관이 100 % 부하때 재킷 냉각수 냉각기의 열량은 2,430 kW, 재킷 냉각수 유량은 202 m³/h, 재킷 냉각수 출구측의 온도가 80 °C 경우 주기관의 재킷 냉각수 흡입측 온도는 식 (3.1)을 이용하여 식 (3.2)와 같이 구할 수 있다.

$$\bullet \quad 2,089,800\text{kcal/h} = (202\text{m}^3/\text{h} \times 1000\text{kg/m}^3 \times 1\text{kcal/kg}^\circ\text{C} \times (80 - t_1)^\circ\text{C}) \quad (3.2)$$

$$\blacksquare \quad 1\text{kW} = 1\text{kJ/s}, \quad 1\text{kJ} = 0.2389\text{kcal}$$

$$\bullet \quad t_1 = 69.7^\circ\text{C}$$

식 (3.2)에서 계산된 결과에 따라서, 주기관 100 % 부하에서 재킷 냉각수 출구측 온도를 80 °C를 유지하기 위해서는 엔진 흡입구에 필요한 온도(t_1)가 69.7 °C라는 것을 알 수 있다.

(2) 주기관 재킷 냉각수의 유량

식 (3.2)에서 계산된 온도를 이용하여 혼합되는 공기 냉각기의 유량과 재순환 되는 유량을 식 (3.3)과 같이 계산할 수 있다. 즉 주기관에서 재순환 되는 A m³ 라는 유량의 냉각수 온도는 80 °C, 공기 냉각기에서 공급되는 $(202-A)$ m³ 라는 유량의 냉각수 온도는 60.6 °C이며 이를 혼합하여 시간당 69.7 °C의 온도를 가지는 202 m³ 냉각수를 만들어야 한다.

$$\bullet \quad 69.7^\circ\text{C} = \frac{(Am^3/\text{h} \times 80^\circ\text{C}) + (202 - A)m^3/\text{h} \times 60.6^\circ\text{C}}{Am^3/\text{h} + (202 - A)m^3/\text{h}} \quad (3.3)$$

$$\bullet \quad A = 94.5\text{m}^3/\text{h}$$

식 (3.3)에서 계산된 결과에 따라서, 주기관 100 % 부하에서 재순환 되는 냉각수 유량은 94.5 m³/h라는 것을 알 수 있으며, 이 계산식에 의해서 공기 냉각기에서 공급되는 유량도 식 (3.4)와 같이 계산할 수 있다.

$$\bullet \quad 202 \text{ m}^3/\text{h} - 94.5 \text{ m}^3/\text{h} = 107.5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.4)$$

(3) 열 에너지 정산

식 (3.2), (3.3), (3.4)에서 계산된 값을 열 에너지 정산으로 작성하면 Fig. 3.5와 같이 나타낼 수 있다.

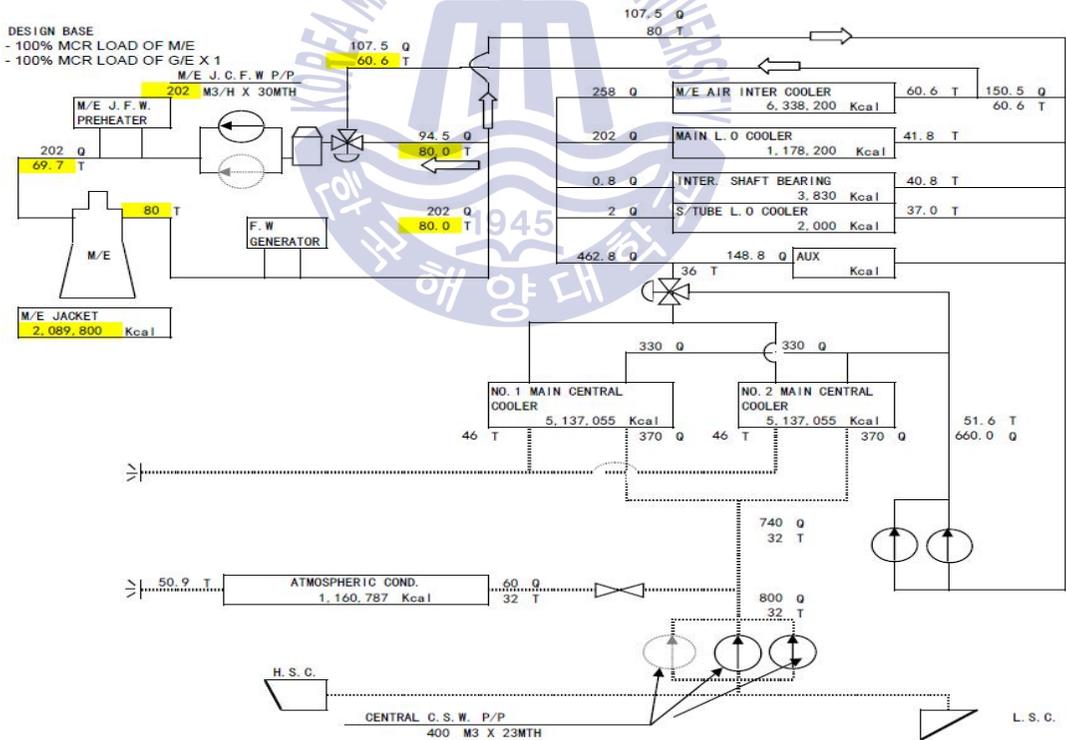


Fig. 3.5 Heat balance on 100% MCR load

Fig. 3.5의 열 정산을 통해 주기관 재킷 냉각수 냉각기가 없더라도 공기 냉각기의 냉각수를 이용하여 주기관 냉각수 시스템을 구성하는 것이 가능하다는 것을 알 수 있다. Fig 3.6은 재킷 냉각수 냉각기가 설치되지 않은 주기관 냉각수 시스템의 개요도이다.

▶ Without M/E Jacket F.W. cooler

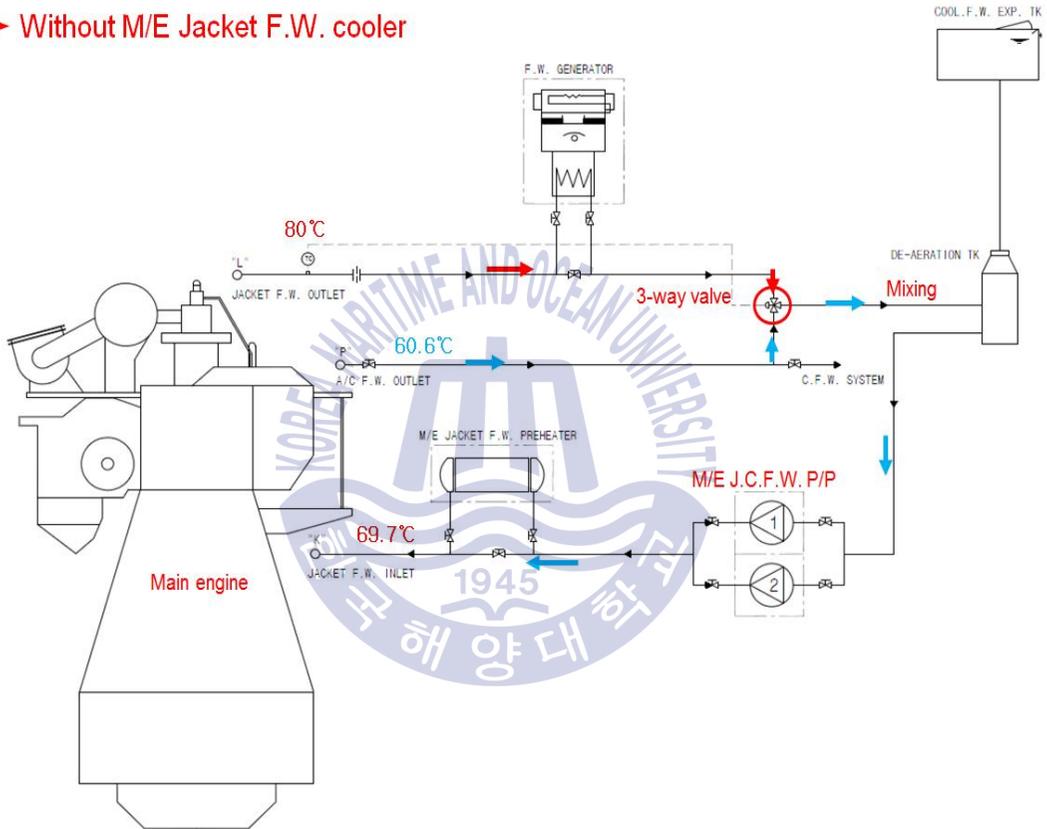


Fig. 3.6 Main engine jacket cooling system without jacket F.W. cooler

Fig. 3.5, 3.6의 열 정산을 통해 주기관 재킷 냉각수 냉각기 대신에 공기 냉각기의 냉각수를 이용하여 주기관 냉각수 시스템을 구성하는 것이 가능하다는 것을 확인할 수 있다.

(4) 자동온도제어밸브 (auto temperature control valve)

주기관 재킷 냉각 시스템에 설치되는 자동온도제어밸브는 주기관 냉각수 펌프 전단에 설치되어 냉각수 재킷 출구 온도가 80 ℃가 유지 되도록 적정한 온도의 냉각수를 주기관 흡입구에 공급하는 역할을 한다. 일반적으로, 자동온도 제어밸브의 타입은 분배형(diverting type)이 적용되며 온도가 높을 경우 냉각기로, 온도가 낮을 경우 주기관으로 흐르게 해서 혼합된 유량이 적정한 온도가 되도록 제어한다. 재킷 냉각수 냉각기가 설치되지 않을 경우에는 혼합형(mixing type) 타입을 선정하여 혼합된 적정한 온도의 냉각수가 주기관에 공급되도록 한다. 실제로 밸브의 형상과 기능은 차이가 없으며, 설치위치 및 구성방식에 따라서 유량제어 방식이 상이함으로 필히 주의를 기울여야 한다.

Fig. 3.7은 자동온도제어밸브의 타입에 따른 유량의 흐름을 나타낸다.

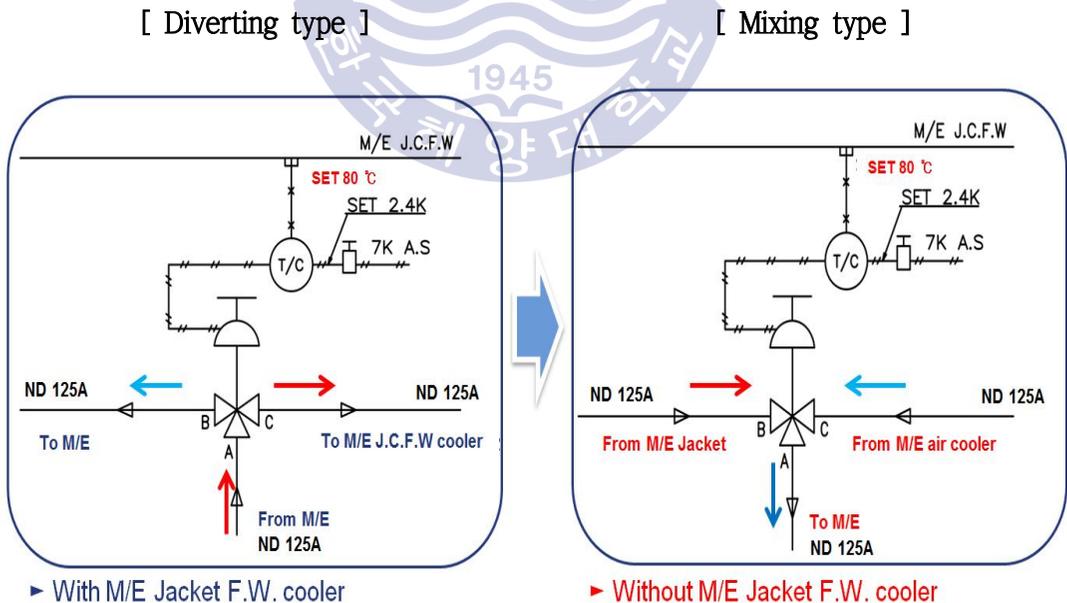


Fig. 3.7 Application of cooling water thermostatic valve

일반적으로 혼합형 밸브는 주기관 냉각수 시스템에 제일 많이 사용되며, 서로 다른 방향에서 흡입되는 유량을 하나의 전체 흐름으로 제어하는 밸브이다. 즉 2개의 서로 다른 온도를 가지는 냉각수를 제어해서 혼합된 냉각수를 한방향으로 보내는 밸브이다.

분배형 밸브는 하나의 전체 흐름을 서로 다른 방향으로 분배하는 시스템에 사용되며, 정확한 제어를 위해서 제작업체별로 특성화된 내부 구조도를 가진다. 즉 1개의 흡입구로 인입된 높은 온도의 냉각수를 제어해서 온도가 높을 경우 일부 냉각수를 재킷 냉각기로 보내고 온도가 낮을 경우 주기관으로 보내는 밸브이다. Fig. 3.8은 자동온도제어밸브의 온도 변화에 따른 흐름방향을 나타낸다.

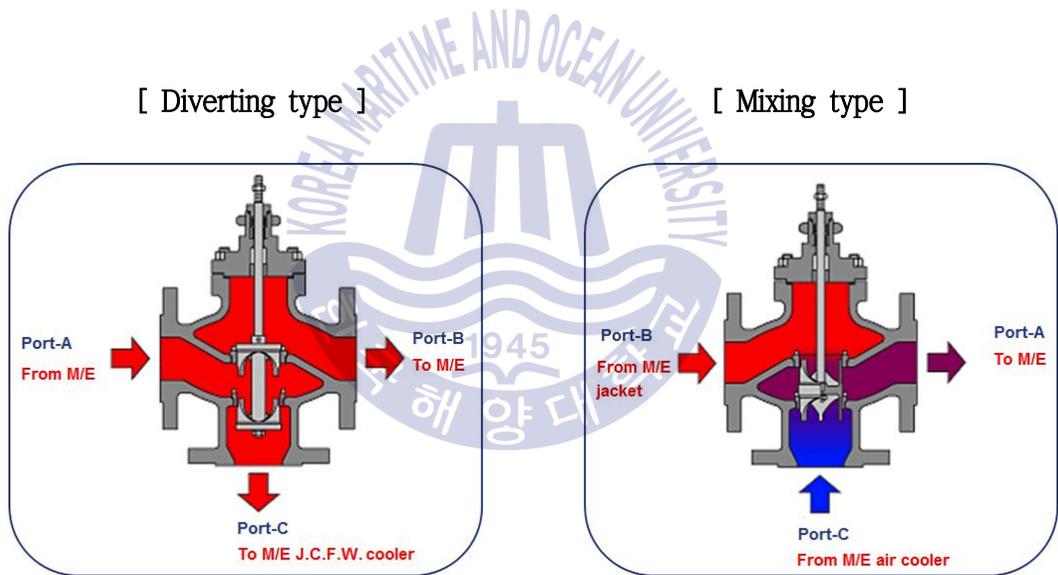


Fig. 3.8 Globe type three-port valves

제 4 장 대상 선박 주기관의 냉각 시스템 성능 비교 분석

4.1 주기관 시운전의 개요

조선소는 선주들이 필요로 하는 선박의 종류와 용도 등 각종 사양을 발주 받아 신조선을 설계하게 된다. 최근의 선형 설계는 실적선을 이용하여 제원 및 속도, 마력을 검토하고 선주와의 계약 보증 기본 사항인 속도, 재화중량, 연료 소비량을 만족시키는 선형을 설계하고 모형 시험을 통해 속도 성능을 확인한다. 선주의 요구에 만족하는 선형과 주기관 마력이 선정되면 조선소는 주기관을 발주하고 발주하며, 발주 받은 주기관 회사는 조선소 공정에 맞게 제작 완성 후 동력계를 이용하여 주기관의 성능을 종합적으로 테스트 한다. 이때 주기관의 각 부하별 유효마력, 연료소비량 등 다양한 주기관의 성능을 측정 기록하여 선주에게 공급한다. 이렇게 공장 시운전이 완료된 주기관은 조선소의 크레인 용량에 맞추어 주기관은 축계 시스템, 운할 시스템, 연료 시스템, 청수 시스템, 공기 시스템, 해수 시스템, 스팀 시스템 등의 기관 의장과 연결하여 설치 작업을 완료하고 마지막으로 해상 시운전을 실시하여 선박 전체의 성능을 점검한다. [25]

현재 주기관의 공장 시운전과 해상 시운전은 IACS UR M51에 요구되는 규정에 따라서 실시되며, 공장 시운전 중에는 선박에 적용되는 국가(flag)로부터 검사 대행 승인을 인정받은 기관에서 NOx test를 추가로 실시한다. 해상 시운전의 경우 항목별 많은 시험 항목이 있으나 본 장에서는 주기관과 관련된 사항에 관하여 기술한다.

4.1.1 주기관의 공장 시운전 (Factory acceptance test)

주기관 제작사는 주기관의 기계적인 조립을 완료하면, 주기관을 운전하기 위한 조종성을 점검한다. 조정성 점검이 완료된 주기관은 성능 조정을 위해 자체적인 시운전을 실시하게 되는데, 이 때 주기관 외에 공장의 검사장의 조정 시스템, 연료 공급 시스템, 냉각수 공급 시스템, 송풍 시스템, 안전 시스템 등의 제반 사항도 함께 점검한다. 그리고 해상에서의 주기관은 프로펠러에 연결되어 적하된 선체라는 부하를 이용하여 출력을 맞출 수 있지만 공장에서는 주기관이 설계된 주기관 회전수에서 연속최대출력을 만들기 위해 동력계를 연결하여야 하고, 동력계에 의해 출력된 성능이 설계 범위에 만족하면 공식적인 시운전을 실시하게 된다. [26]

Fig. 4.1은 공장 시운전시의 개략도이다.

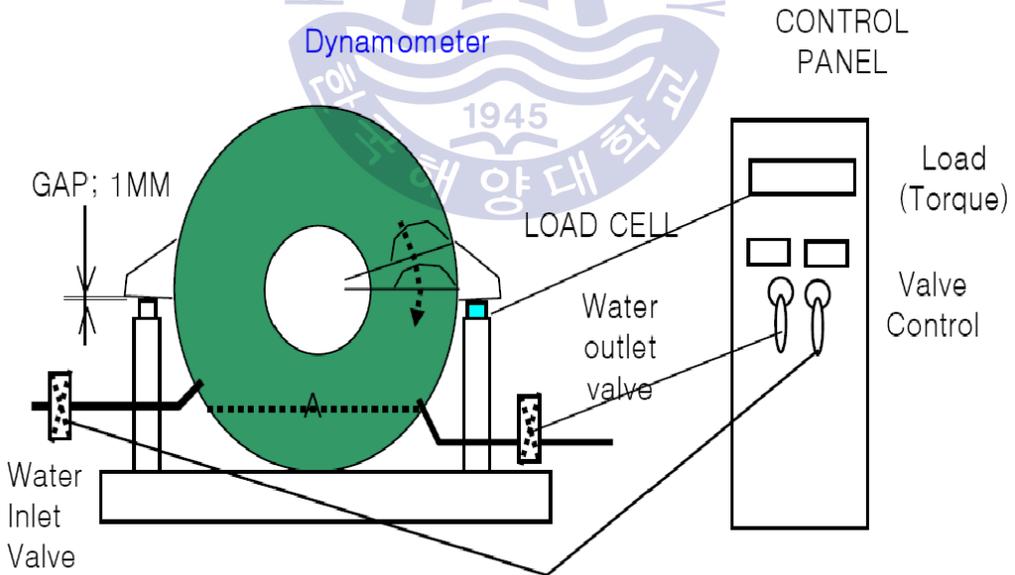


Fig. 4.1 Arrangement of Factory acceptance test

공장 시운전은 주기관 제작사에서 주관하여 IACS의 규정에 따라서 정격출력의 110%, 100%, 90%(or NCR), 75%, 50%, 25% 엔진성능을 검사 및 계측, 기록한다. 또한, IMO NOx와 EIAPP(Engine international air pollution prevention)의 검사 및 인증을 위한 측정이 공장 시운전 25%, 50%, 75%, 100%에서 검사 대행기관의 참석 하에 실시한다.

Table 4.1은 일반적인 공장 시운전의 정격출력별 검사 진행 시간이다.

Table 4.1 Engine manufacture' s standard for factory acceptance test

Load Test	Running hours	IMO NOx test
25%	0.5 hour	Involve
50%	0.5 hour	Involve
75%	0.5 hour	Involve
90% (or NCR)	0.5 hour	-
100%	1.0 hour	Involve
110%	0.5 hour	-

NOx 테스트는 주기관 제작사에 따라서 상이하지만 일반적으로 parent와 member로 분류되며, 연속되는 선박이 많을 경우 첫선박의 주기관을 parent라고 명시하고 이외의 선박은 member로 명시한다. 이러한 분류는 주기관 제작사에서 연속되는 호선의 검사 항목을 간소화하기 위하여 적용하는 사항이며, 특히 NOx 검사시 중요하게 사용된다.

즉 연속되는 호선이 많을 경우 첫호선 주기관의 NOx 검사가 기준치 이내에 완료되면 이후 호선의 주기관은 NOx 측정값에 미치는 중요한 인자의 변경 유무와 동일한 조건에서 검사가 실시되는지 확인 후 변경 사항이 없으면 복잡한 절차 없이 검사가 실시된다.

4.1.2 주기관의 해상 시운전 (shipboard trial)

출력 측정은 속력 시험과 내구성시험 중 실시하며, 주기관의 출력은 선박의 축마력계에 의해 계측된다. 각 부하별 최고폭발압력과 압축압력은 각 실린더에서 인디케이터를 통해 계측되고 주기관 성능을 측정하는데 필요한 중요한 변수들을 기록하여야 한다. 연료 소비율 계측은 내구성 검사 중 연료 시스템상의 유량계를 이용하여 계측된다. 계측 시간은 1시간이며 시운전 후 계측된 연료소비율은 선주에게 제출되어야 한다. 주기관 시동 검사는 주기관이 데워진 정지 상태에서 실시된다. 에어 탱크는 30 bar의 압축 공기가 충전되어야 하고 이 테스트는 2개의 에어 탱크를 이용하여 12번 시동 가능한가를 시험하는 것이다. 이 때 주기관은 전진과 후진을 번갈아 시동하여야 한다. 위의 검사 방법은 직접 역전식 추진기관의 경우이고 간접 역전식 추진기관 경우는 동일한 에어 탱크를 이용하여 6번 시동 가능 여부를 검사한다. 추진기 검사의 내구성 검사는 주기관의 내구성을 검사하는 것이다. 운항선박은 연속정격출력으로 운항되기 때문에 실제로 연속최대출력을 이용하여 운항하는 경우는 드물다. [27]

해상 시운전의 기상상태 및 해상상태를 지배하는 주요 인자는 바람이며 바람의 속도, 지속성 및 지역적 특성이 파도 및 선체의 크기에 영향을 미친다. 바람 자체가 선속에 미치는 영향은 바람의 속도, 방향, 배의 형상(풍압면적)과 속도에 따라 달라지는 바, 큰 상부 구조물을 가지는 저속선에서 가장 크게 나타나며, 일반적으로 상대 풍향이 선수와 30도 내외의 각을 이룰 때 가장 크다. 시운전 속도 결과의 해석과 관련하여 이들의 영향을 정량적으로 보정해주는 여러 가지 방안이 고안되어 있으나 해석에 의한 수정값은 근사값에 불과하므로, 큰 수정값이 수반되는 강풍 하에서의 속도 계측은 가급적 피하여야 한다. [28]

Table 4.2는 해상 시운전의 기상조건과 해상상태를 나타낸다.

Table 4.2 Weather condition and sea state for shipboard test [29]

SNAME 코드						
속력	선종	선속	조 중	선종	풍속	해상 상태
	Heavy ship	25 노트 이하		$L \geq 500$ 피트	10 m/s	4이하, 파고 2.5m이하
	Large, Passenger	20 노트 이하		$L \leq 500$ 피트		3이하, 파고1.5m이하
	small ship	15 노트 이하		* spiral & slow speed test : 5 m/s 이하		
ITTC Guide						
속력	바람 : 12m/s 이하, 해상상태 : 2-3 이하, 조류 : 선속의 9% 이내					
Norway 코드 & IMO (조중)						
속력 및 조중	$L \geq 150$ m	바람 : 10 m/s 이하, * Spiral & Slow speed test : 7 m/s 이하 해상상태 4 (파고 2.5m)이하				
	$L \leq 150$ m	바람 : 7 m/s 이하, * Spiral & Slow speed test : 5 m/s 이하 해상상태 3 (파고 1.25m) 이하				

공장 시운전에서 연속최대출력의 110 %를 운전하는 것과 같이 해상시운전에서는 내구성 검사를 통하여 주기관의 안전성을 검사하는 것이다. 중유를 사용하여 연속정격출력에서 2시간 연속최대출력에서 4시간을 운전한다. 주기관 최소회전수 검사는 공장 시운전에서의와 같이 연속최대출력의 25 % 주기관 회전수에서 실시하고 이 때 선속을 측정한다. 주기관 축계 디플렉션 검사는 축의 디플렉션은 선박의 부하조건, 주기관의 냉온상태, 선체의 휘어짐, 해상에서의 이동, 베어링의 마모 등과 같은 요소를 고려하여 시운전 마지막 단계에 실시하며 차가운 주기관에서 검사된 자료와 비교하여 주기관 축계정렬상태를 검사한다. [30]

이처럼 해상 시운전은 선박 및 주기관의 안정성을 확인하기 위해서 며칠에 걸쳐서 다양한 출력으로 테스트가 실시 및 검증이 된다.

본 장에서는 이러한 엄격한 테스트를 걸쳐서 증명된 성능비교 결과를 다음 장에서 비교 검토하기 위하여, 공장 시운전 및 해상 시운전에 대한 규정 및 절차를 기술하였다.



4.2 대상 선박 주기관의 냉각 시스템 성능 비교 분석

캄사르막스 사이즈인 82k 벌크선과 케이프 사이즈인 180k 벌크선을 대상으로 주기관의 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않더라도 주기관에서 요구하는 온도 제어가 가능한지 예측된 데이터 값으로 비교 검토하고자 한다.

정확한 운전 성능 비교를 위하여 동일한 선종에 주기관 재킷 냉각수를 설치 및 미설치하여 예측된 데이터를 분석 한다.

Table 4.3은 대상 선박의 주요 제원이다.

Table 4.3 Principal dimension of 82k / 180k bulk carrier

Principal Dimension	82,000 DWT CLASS	180,000 DWT CLASS
	Bulk carrier	Bulk carrier
Length (Overall)	229.00 m	292.00 m
Length (Between perpendiculars)	222.00 m	283.50 m
Breadth (Moulded)	32.26 m	45.00 m
Depth (Moulded)	20.20 m	24.80 m
Designed Draught	12.20 m	16.50 m
Scantling Draught	14.55 m	18.30 m

4.2.1 82k 벌크선의 성능 비교

82k 선종은 최대의 보오크사이트(Bauxite, 알루미늄의 원료) 수송을 위해 특별히 제작되는 선종으로 서아프리카 소재 적도 뉴기니아(New Guinea)의 캄사르 항구에 접안할 수 있는 최적화된 벌크선이다. 특히나 최대 캄사르 항 부두에 맞춰서 229 m에 제한되며 파나마운하도 통과 할 수 있도록 32.2 m 이하로 건조되는 파나마스 벌크선 중 적재량은 최대이고 길이는 캄사르 항구에 폭은 파나마운하에 맞춘 파나마스급의 일종으로 분류되는 벌크선이다.

82k 벌크선 4척을 대상으로 주기관 재킷 냉각수 냉각기를 설치 및 미설치하여 해상 시운전을 실시하였으며 계측값을 명확하게 분석하기 위하여, 엔진 제작처에서 실시하는 공장 시운전의 테스트 보고서와 비교 분석 하였다. Table 4.4는 대상 선박의 주기관 제원이다.

Table 4.4 Main engine specifications of 82k bulk carrier

Ship Description	S8243 MCO	S8262 AK
Engine Type	MAN B&W 6S60MC-C8	MAN B&W 6S60MC-C8.1
NMCR (kW x rpm)	14,280 x 105.0	14,280 x 105.0
SMCR (kW x rpm)	11,200 x 96.0	11,200 x 96.0
NCR (kW x rpm)	9,520 x 90.9	9,520 x 90.9
S.F.O.C (g/kWh)	169.7 + 5% at MCR	169.7 + 5% at MCR
Turbo Charger	ABB TPL-80B11	MAN TCA66-21
Cyl. Jacket cooling medium	Fresh water (with cooler)	Fresh water (without cooler)

Ship Description	S8277 AAN	S8284 JSS
Engine Type	MAN B&W 6S60ME-C8.2	MAN B&W 6S60ME-C8.2
NMCR (kW x rpm)	14,280 x 105.0	14,280 x 105.0
SMCR (kW x rpm)	11,200 x 96.0	11,200 x 96.0
NCR (kW x rpm)	9,520 x 90.9	9,520 x 90.9
S.F.O.C (g/kWh)	164.7 + 5% at MCR	164.7 + 5% at MCR
Turbo Charger	MHI MET-60MB	ABB TPL-77B
Cyl. Jacket cooling medium	Fresh water (with cooler)	Fresh water (without cooler)



(1) 82k 벨크션의 공장 시운전 결과 고찰

공장 시운전은 주기관을 짧은 시간동안 기동하기 위한 제반시설을 갖추고 있으며 별도로 온도 및 압력제어를 통해서 냉각수와 연료유, 공기, 윤활유 등을 공급하는 것이 아님으로 측정되는 온도와 압력은 정확하지 않다. 본 장에서는 공장시운전에서 측정된 자료를 해상 시운전시에 측정된 자료와 비교 분석을 위한 참고용으로 사용할 것이다.

Table 4.5는 공장 시운전시에 측정된 대상 선박의 데이터이며, S8262 주기관을 제외하고는 재킷 냉각수 온도가 80 °C 전후로 유지되고 있으며, S8262와 S8277 주기관의 냉각수 입구 온도가 규정치 이하로 공급되고 있다. 또한 공기 냉각기의 출구 온도가 40 ± 5 °C를 유지하고 있는 것을 볼 수 있다.

이와 관련하여, 문제되는 주기관에 대해 제작업체에 문의한 결과 측정하는 센서는 온도 게이지를 사람이 측정함으로 오차는 발생할 수 있고 경험상 ± 5 °C로 낮게 측정된다고 회신 받았다. 냉각수 입구 온도가 규정치 이하로 공급되는 주기관에 대해서는 주기관의 냉각수 출구측 온도를 수동으로 맞추다 보니 발생한 문제점이며 S8277은 냉각수 출구측 온도를 80 °C 가까이 맞추었으나 S8262 주기관은 100 % 부하 이후부터 규정치로 조절 가능하였다고 회신을 받았다.

앞서 설명한 바와 같이 테스트는 짧은 시간동안에 최소한의 장비만 구성하여 진행됨으로 일부 테스트 측정값은 신뢰하기 어렵다.

Table 4.5 Factory acceptance test result of 82k bulk carrier

[S8243 MCO]

2011.11.16

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	60.5	2801	32	33	59	31	76	78.7	35	20.5
2	50	76.2	5600	33	36	109	32	74	77.7	33	19.7
3	75	87.2	8398	32	38	149	34	75	78.2	35	20.4
4	85	90.9	9516	32	40	174	36	75	78.3	36	20.7
5	100	96.0	11200	31	41	183	37	75	79.3	38	21.2
6	110	99.1	12320	21	43	194	38	75	79.7	40	22.0

[S8262 AK]

2011.10.17

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	60.5	2800	21	23	51	21	51	60	30	21.2
2	50	76.2	5600	21	32	107	24	53	60	29	21.6
3	75	87.2	8400	22	45	147	30	55	65	31	22.8
4	85	90.9	9520	23	54	164	33	55	68	37	22.8
5	100	96.0	11200	24	53	182	39	60	72	40	23.3
6	110	99.1	12320	25	60	194	39	68	79	41	23.2

[S8277 AAN]

2011.12.29

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	60.5	2801	31	34	42	39	46	76.3	35	15.0
2	50	76.2	5601	33	35	84	33	45	76.8	32	15.1
3	75	87.2	8398	35	37	138	35	45	77.7	37	16.0
4	85	90.9	9516	37	40	160	37	45	78.0	38	15.7
5	100	96.0	11200	36	41	183	37	45	78.8	40	16.6
6	110	99.1	12320	35	41	196	37	45	78.8	40	15.9

[S8284 JSS]

2012.05.21

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	60.5	2803	23	24	50	34	73	75	34	24.0
2	50	76.2	5598	24	26	103	28	73	76	30	24.1
3	75	87.2	5395	26	45	155	36	73	77	36	24.3
4	85	90.9	9513	28	47	168	38	73	78	38	24.5
5	100	96.0	11198	29	40	189	39	73	78	39	24.7
6	110	99.1	12318	29	40	205	40	73	79	40	24.7

Fig. 4.2는 Table 4.5의 재킷 냉각수 출구측 온도를 그래프로 나타낸 것이며, 앞서 설명한 바와 같이 공장 시운전을 실시하는 제작용체의 작업 미숙으로 인해 S8262 주기관의 초기 온도가 규정 온도 이하로 측정 되었다.



Fig. 4.2 Jacket cooling water outlet temperature of 82k bulk carrier.
(Factory acceptance test result)

(2) 82k 벌크선의 해상 시운전 결과 고찰

해상 시운전은 건조가 완료된 선박을 해상에서 실제로 운전하여 선주의 요구 사항에 따라서 충분한 성능이 발휘되는지 확인하는 과정이며, 선급에서 규정하는 범위내에서 연속항행, 타력, 선회 양투묘 및 강도, 안정성 등의 검사를 실시한다. 그럼으로 조선소가 선주에게 선박을 인도하기 위해서는 반드시 거쳐야하는 과정이다. Table 4.6은 해상 시운전시에 측정된 대상 선박의 데이터이며, S8243 주기관을 제외하고는 재킷 냉각수 온도가 80 ℃ 전후로 유지되고 있다. 문제가 되는 주기관은 냉각수 입구 온도변화에도 출구측 온도가 74 ℃로 일정하게 유지되고 있는 것을 확인하였으며, 온도제어 밸브에 문제점이 있다고 판단되어 정밀 검사를 실시하였다. 그 결과 밸브 온도제어기의 제품 불량으로 인해 셋팅이 정상적으로 작동되지 않는 것을 확인하였다. 시운전 복귀 이후 새로운 온도제어기를 설치하여 테스트 한 결과 정상적으로 작동되었다. Fig 4.3은 새로 설치한 온도제어기이다.



Fig. 4.3 Temperature controller of jacket cooling water cooler (S8243)

Table 4.6 Shipboard trial result of 82k bulk carrier

[S8243 MCO] with cooler

2012.05.23

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	73.9	90.7	8250	30	43	157	34	68	74	37	30
2	73.9	91.4	8270	30	44	158	34	68	74	37	30
3	NCR	93.9	9090	30	44	165	34	67	74	37	30
4	MCR	98.9	11005	31	50	188	39	60	72	41	30

[S8262 AK] without cooler

2012.03.22

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	50	79.5	5600	32	39	110	33	72	77.8	34	22
2	75	90.8	7870	33	45	145	36	72	78.5	38	24
3	85	94.3	9300	33	48	160	38	70	78.3	40	23
4	100	99.3	10730	33	51	175	40	70	78.7	42	24
5	NCR	90.7	8010	32	45	145	36	71	78.3	39	22
6	MCR	95.8	9590	33	48	160	38	71	78.8	40	22

[S8277 AAN] with cooler

2012.06.06

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	60	84.6	6290	30	40	135	34	73	80	37	33
2	75	90.7	7650	32	44	153	36	74	80	38	33
3	85	94.4	9010	30	43	170	36	74	80	38	32
4	100	99.2	10510	30	46	186	38	70	78	39	32
5	NCR	90.8	8125	30	40	152	36	68	74	37	31
6	MCR	95.8	9550	30	43	174	36	70	75	38	32

[S8284 JSS] without cooler

2012.09.13

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	50	79.4	5179	30	34	105	32	67	76	36	35
2	75	90.9	7981	31	40	154	36	73	80	39	35
3	85	94.5	9099	32	44	171	38	64	76	41	35
4	100	99.3	10697	33	50	193	42	63	76	45	35
5	NCR	90.8	7929	32	42	158	37	66	77	40	35
6	MCR	96.2	9427	32	46	176	39	62	74	42	35

Fig. 4.4는 Table 4.6의 재킷 냉각수 출구측 온도를 그래프로 나타 낸 것이며, 앞서 설명한 바와 같이 자동온도제어기의 결함으로 인해 S8243 주기관의 온도가 규정 이하로 측정 되었다.

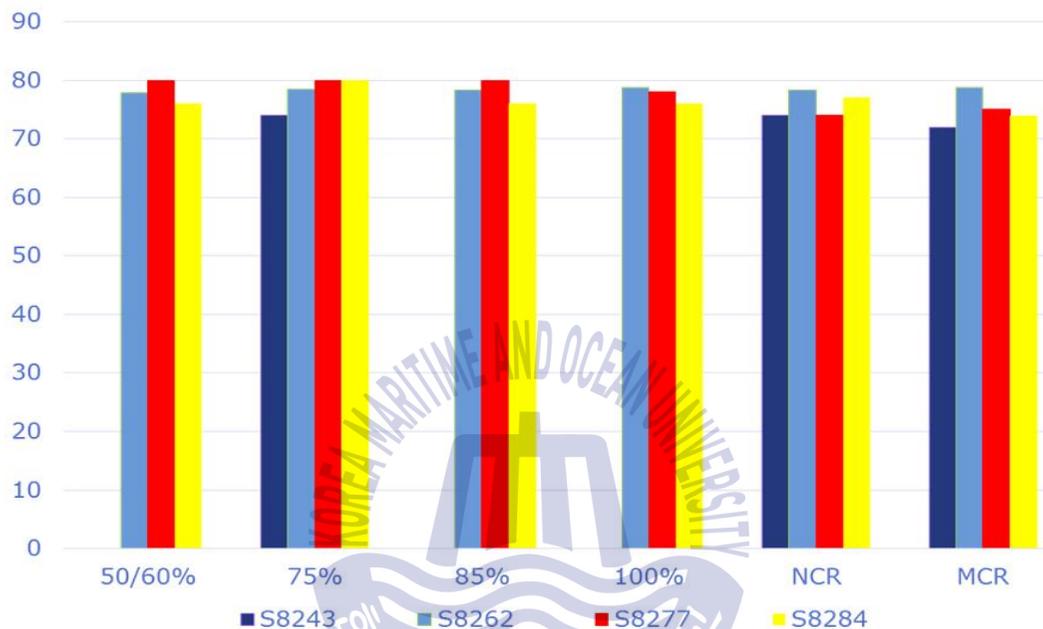


Fig. 4.4 Jacket cooling water outlet temperature of 82k bulk carrier.
(shipboard trial result)

4.2.2 180k 벌크선의 성능 비교

180k 선종은 8만톤급 이상 남아프리카 공화국의 석탄 적출항인 리처드 베이에 입항 가능한 선박의 최대크기를 말하며, 케이프 사이즈(Cape size)라고 한다.

앞에서 실시된 82k bulk carrier와 동일하게 180k 벌크선 4척을 대상으로 주기관 냉각수 냉각기를 설치 및 미설치하여 해상 시운전을 실시하였으며 계측값을 명확하게 분석하기 위하여, 엔진 제작업체에서 실시하는 공장 시운전 테스트 보고서와 비교 분석 하였다. Table 4.7은 대상 선박의 주기관 제원이다.

Table 4.7 Main engine specifications of 180k bulk carrier

Hull No.	S8061 GLL	S8000 CH
Description		
Engine Type	MAN B&W 6S70MC-C7	MAN B&W 6S70MC-C7
NMCR (kW x rpm)	18,660 x 91.0	18,660 x 91.0
SMCR (kW x rpm)	18,660 x 91.0	18,660 x 91.0
NCR (kW x rpm)	15,861 x 86.2	15,861 x 86.2
S.F.O.C (g/kWh)	169.0 + 5% at MCR	169.0 + 5% at MCR
Turbo Charger	ABB TPL-85B	ABB TPL-85B
Cyl. Jacket cooling medium	Fresh water (with cooler)	Fresh water (without cooler)

Hull No.	S8045 KS	S8018 TU
Description		
Engine Type	MAN B&W 6S70MC-C8.1	MAN B&W 6S70MC-C8
NMCR (kW x rpm)	18,660 x 91.0	18,660 x 91.0
SMCR (kW x rpm)	18,660 x 91.0	18,660 x 91.0
NCR (kW x rpm)	15,861 x 86.2	15,861 x 86.2
S.F.O.C (g/kWh)	179.5 + 5% at MCR	172.5 + 5% at MCR
Turbo Charger	ABB TPL-85B	AB TPL-85B
Cyl. Jacket cooling medium	Fresh water (with cooler)	Fresh water (without cooler)



(1) 180k 벌크선의 공장 시운전 결과 고찰

앞서 82k 벌크선에서 설명한 바와 같이, 본 장에서는 공장시운전에서 측정된 자료를 해상시운전시에 측정된 자료와 비교 분석을 위한 참고용으로 사용 할 것이다.

Table 4.8은 공장 시운전시에 측정된 대상 선박의 데이터이며, 모든 주기관의 재킷 냉각수 출구 온도가 고부하에서는 80 °C 전후로 유지되고 있으나 저부하 운전시에는 냉각수 출구 온도가 낮게 계측되고 있다. 하지만 짧은 시간동안 시운전 테스트가 실시되고, MDT 지침서에서 권장하는 재킷 냉각수 최소 온도 50 °C 이상을 유지하고 있음으로 적절한 온도 제어가 유지되고 있음을 알 수 있다. 또한, 공기 냉각기의 출구 온도가 80k 벌크선에 비하여 높은 온도 50 ± 5 °C를 유지하고 있는 것을 볼 수 있다.



Table 4.8 Factory acceptance test result of 180k bulk carrier

[S8061 GLL]

2010.02.25

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	57.3	4665	14	18	45	16	67	73.2	21	18.0
2	50	72.2	9330	18	54	102	31	67	74.3	32	18.4
3	75	82.7	13995	21	57	153	39	67	75.8	35	18.1
4	85	86.2	15852	23	56	167	40	67	76.3	38	18.2
5	100	91.0	18664	23	58	184	41	67	77.8	40	17.6
6	110	93.9	20526	26	57	195	43	67	78.8	40	18.1

[S8000 CH]

2010.10.08

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	57.3	4665	23	29	42	24	60	66.2	27	23.2
2	50	72.2	9330	22	50	95	30	64	74.5	30	22.8
3	75	82.7	13995	24	49	142	34	65	76.3	34	23.0
4	85	86.2	15861	26	50	160	36	67	79.0	36	23.5
5	100	91.0	18660	29	52	182	39	69	82.8	39	23.8
6	110	93.9	20526	32	57	197	43	68	83.2	41	23.8

[S8045 KS]

2011.06.07

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	57.3	4665	22	24	50	24	67	74	30	29.7
2	50	72.2	9330	19	58	118	30	67	74	32	29.5
3	75	82.7	13995	19	68	162	36	67	75	36	29.5
4	85	86.2	15861	20	68	178	38	67	76	38	28.8
5	100	91.0	18660	24	62	202	41	67	77.2	41	28.3
6	110	93.9	20526	28	57	218	43	67	77.5	43	27.5

[S8018 TU]

2011.01.07

	M/E Load (%)	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	25	57.3	4665	16	18	43	15	58	62	26	9.8
2	50	72.2	9330	16	57	105	34	63	68	32	9.9
3	75	82.7	13995	16	61	145	36	65	72	34	10.5
4	85	86.2	15861	17	60	163	37	70	77	36	10.9
5	100	91.0	18660	22	57	187	41	70	79	38	11.9
6	110	93.9	20526	23	56	202	42	71	80	39	11.1

Fig. 4.5는 Table 4.8의 재킷 냉각수 출구측 온도를 그래프로 나타 낸 것이며, 82k 주기관과 동일하게 제작업체의 제반시설 부족 및 작업 미숙으로 인해 규정 이하의 온도로 측정되고 있다.

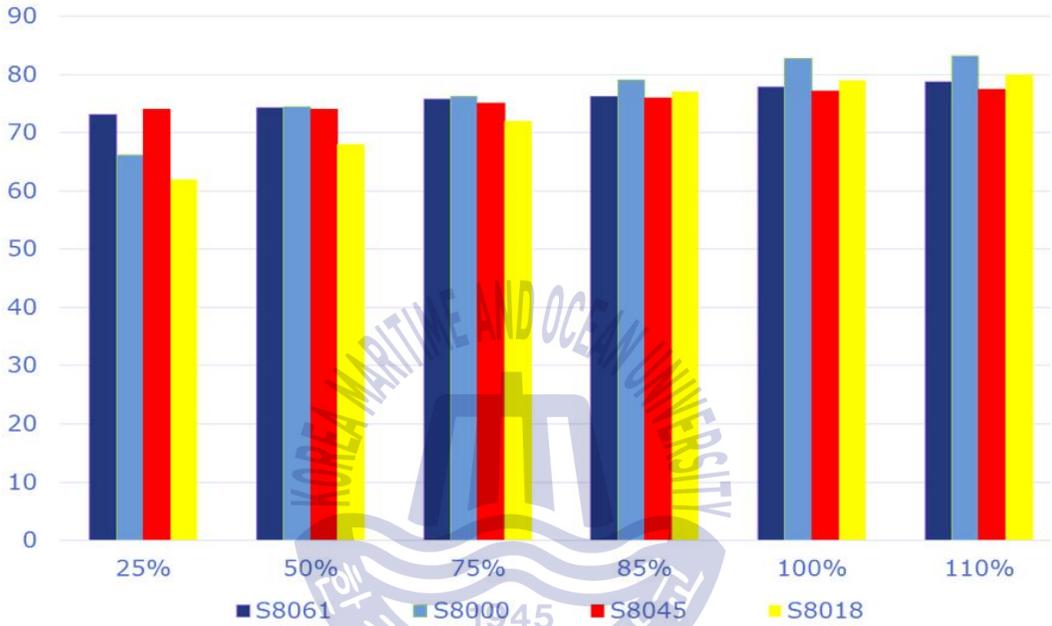


Fig. 4.5 Jacket cooling water outlet temperature of 180k bulk carrier.
(Factory acceptance test result)

(2) 180k 벌크선의 해상 시운전 결과 고찰

Table 4.9는 해상 시운전시에 측정된 대상 선박의 데이터이며, 모든 선박이 재킷 냉각수 출구 온도를 일정하게 유지하기 위해서 재킷 냉각수 입구 온도를 적절하게 제어하고 있다.

S8000선박의 주기관을 제외하고는 재킷 냉각수 온도가 80 ℃ 전후로 유지되고 있는데 문제가 되는 주기관은 냉각수 입구 온도변화에도 출구측 온도가 74 ℃로 일정하게 유지되고 있는 것을 확인하였으며, 온도제어 밸브에 문제점이 있다고 판단되어 정밀 검사를 실시한 결과 밸브 온도제어기의 셋팅을 조절하는 턴버클(turn buckle)이 진동에 의해서 풀림 현상이 발생하여 온도가 제어가 되지 않았다는 것을 확인하였다. 임시방편으로 테이프를 붙여서 시운전을 완료하였으며 이후 제작업체에서 제품을 개선하여 동일한 문제가 발생되지 않도록 조치하였다. Fig 4.6은 문제가 발생한 선박의 온도제어기이다.



Fig. 4.6 Temperature controller of jacket cooling water cooler (S8000)

Table 4.9 Shipboard trial result of 180k bulk carrier

[S8061 GLL] with cooler

2010.09.09

	M/E Load	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	60%	81.7	11400	30	41	141	35	65	78	37	34
2	75%	88.0	13970	32	48	166	40	63	77	41	33
3	85%	91.6	16240	32	52	181	42	64	77	43	33
4	100%	95.0	17780	33	56	196	46	64	77	46	33
5	NCR	86.1	13750	31	46	158	38	64	77	40	33
6	MCR	90.8	15720	32	54	180	43	61	78	42	33

[S8000 CH] without cooler

2011.02.13

	M/E Load	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	60%	81.6	11060	28	36	124	31	68	75	34	17
2	75%	87.9	14090	30	42	151	35	67	74	39	18
3	85%	91.6	15860	31	46	167	38	65	74	42	18
4	100%	94.2	17870	32	50	178	42	65	73	45	20
5	NCR	86.1	13790	28	41	146	34	66	72	37	18
6	MCR	90.9	15650	28	43	160	36	66	73	39	16

[S8045 KS] with cooler

2011.11.07

	M/E Load	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	60%	81.5	11720	34	42	153	39	68	76	38	30
2	75%	87.9	14313	34	46	173	41	65	78	40	30
3	85%	91.6	16362	34	48	185	43	68	77	42	29
4	100%	93.9	17892	34	52	203	46	64	77	44	30
5	NCR	86.2	14305	34	45	167	41	57	79	40	30
6	MCR	91.0	18063	34	50	190	44	72	79	42	28

[S8018 TU] without cooler

2011.04.04

	M/E Load	M/E Speed (rpm)	BHP (kW)	Air cooler (°C)				Cooling F.W. (°C)		Scav. Air (°C)	Room Temp (°C)
				F.W. In	F.W. out	Air in	Air out	F.W. In	F.W. Out		
1	60%	81.7	10890	26	38	130	31	69	76	32	23
2	75%	87.5	13380	26	43	156	34	70	77	34	23
3	85%	91.6	15280	26	46	170	37	68	76	36	22
4	100%	93.6	17490	26	51	190	39	69	78	38	22
5	NCR	85.9	13760	25	43	160	34	69	76	34	23
6	MCR	90.6	15920	25	46	175	36	68	77	36	20

Fig. 4.7은 Table 4.9의 재킷 냉각수 출구측 온도를 그래프로 나타 낸 것이며, 앞서 설명한 바와 같이 S8000 주기관은 자동온도제어기의 셋팅을 조절하는 턴 버클(turn buckle)이 진동에 의해서 풀림 현상이 발생하여 온도가 제어가 되지 않았다. 이후 개선된 장비를 공급받아 설치하여 확인 결과 동일한 문제점이 발생되지 않는 것을 확인하였다.

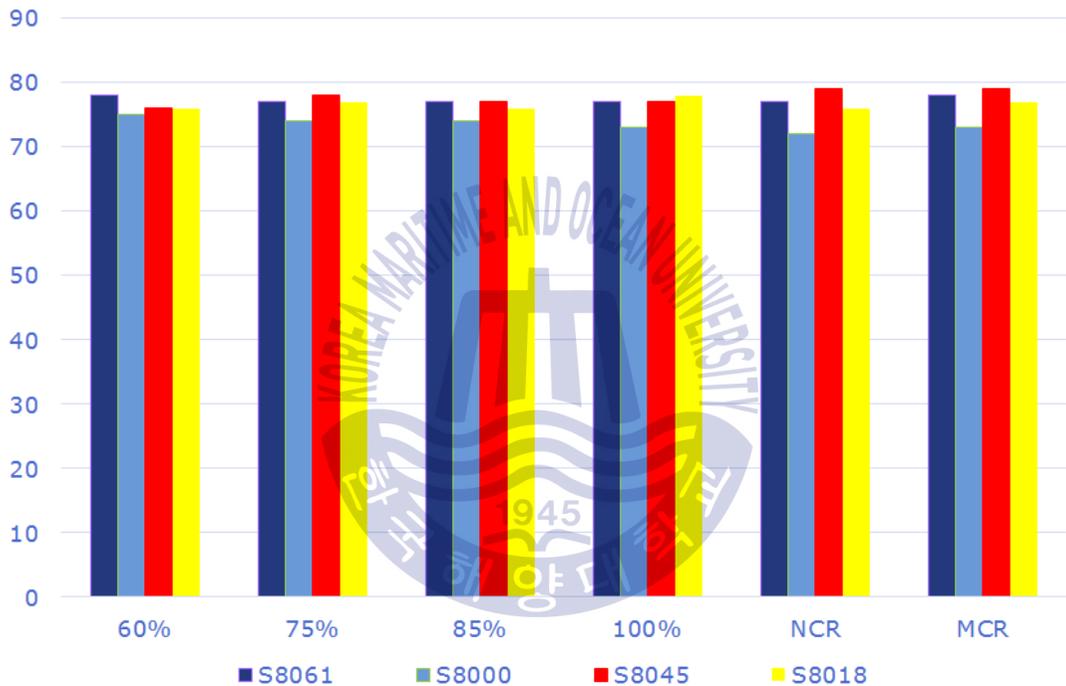


Fig. 4.7 Jacket cooling water outlet temperature of 180k bulk carrier.
(shipboard trial result)

제 5 장 결 론

본 연구에서는 주기관의 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않더라도 주기관에서 요구하는 온도제어가 가능한지를 재킷 냉각수 냉각기를 설치한 선박과 설치하지 않은 선박을 대상으로 비교 검토 하였으며, 이 과정에서 얻어진 결과를 요약하면 아래와 같다.

- 1) 주기관 재킷 냉각수 출구측의 높은 온도를 낮출 수 있는 매개체로 재킷 냉각수 냉각기를 대신해서 공기 냉각기 출구측 냉각수를 사용하는 것이 가능했다.
- 2) 일부 선박에는 재킷 냉각수 출구 온도가 2~6 °C 낮게 측정되었으나 주기관에서 요구하는 최소한의 온도 이상을 유지하였으며, 냉각수 냉각기를 설치하지 않아도 출구측 온도를 셋팅 온도에 맞추기 위해서 입구측 온도가 지속적으로 변화하는 것을 알 수 있었다.
- 3) 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않을 경우 선박의 초기 건조 비용 감소와 운항시 발생하는 유지 보수비용을 감소시킬 수 있다.

본 연구에서는 공기 냉각기 열원을 활용하는 경우를 검토 하였으나 다른 열원을 이용하여 재킷 냉각수 냉각기를 대신한 온도 제어 방법도 가능할 것으로 판단된다. 하지만, 소형 및 중형 엔진에는 재킷 냉각수 냉각기를 설치하지 않더라도 적절한 제어가 가능하지만 엔진이 대형화 될 경우 주기관의 급격한 부하변화에 따른 온도 변화의 제어가 가능한지는 추가적인 검토가 필요 하다.

참고문헌

- [1] MDT, 2013. 「Fig. 12.02.01 Seawater cooling system」, MDT G70ME-C9-TII Project guide, p.12.02
- [2] MDT, 2013. 「Fig. 12.05.01 Jacket cooling water system」, MDT G70ME-C9-TII Project guide, p.12.05
- [3] MDT, 2013. 「Fig. 12.08.01 Jacket water fre-heater」, MDT G70ME-C9-TII Project guide, p.12.08
- [4] Donghwa Entec, 2010. 「Fresh water generator」, Fresh water generator 기술 자료, p.2
- [5] WARTSILA , 2014. 「Cooling water system」, Marine installation manual W-X72, p. 8-15
- [6] MDT, 2013. 「Fig. 12.07.01 De-aeration tank」, MDT G70ME-C9-TII Project guide, p.12.07
- [7] MDT, 2013. 「Fig. 12.07.02 Alarm device」, MDT G70ME-C9-TII Porject guide, p.12.07
- [8] LHE, 2008. 「Plate type cooler」, Leader heat exchanger 교육자료, p.19

- [9] MDT, 2013. 「*Cooling water quality*」, MDT diesel engines operation, p.709-02.1.3
- [10] WARTSILA, 2014. 「*Cooling water system*」, Marine installation manual W-X72, p. 8-14
- [11] 김동환, 2014. 「*Prevention of the cold corrosion*」, MDT korea, p.2
- [12] 김동환, 2014. 「*Prevention of the cold corrosion*」, MDT korea, p.4
- [13] Stig Baungaard Jacobsen, 2014. 「*Cold corrosion control*」, Korean, Busan, November 7, MAN DIESEL COURSE 2014 p.7
- [14] 김동환, 2014. 「*Prevention of the cold corrosion*」, MDT korea, p.27
- [15] HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES, 2014. 「*LDCL cooling water system*」, p.3
- [16] Stig Baungaard Jacobsen, 2014. 「*Cold corrosion control*」, Korean, Busan, November 7, MAN DIESEL COURSE 2014 p.6
- [17] 김동환, 2014. 「*Prevention of the cold corrosion*」, MDT korea, p.17
- [18] 조권희 외 4명, 2012. *선박용 디젤엔진의 배기 저감기술 및 제측*, p. 133
- [19] 김동환, 2014. 「*Prevention of the cold corrosion*」, MDT korea, p.32
- [20] MDT, 2015. 「*Central cooling system*」, MDT korea, p.2

- [21] MDT, 2015. 「*Central cooling system*」, MDT korea, p.3
- [22] 김동환, 2014. 「*Prevention of the cold corrosion*」, MDT korea, p.33
- [23] WARTSILA , 2014. 「*ANCILLARY SYSTEM OF W-X ENGINE*」, p.12~24
- [24] MAN Diesel & Turbo, 2015. 「*CEAS engine calculatoins*」,
<http://apps.mandieselturbo.com/ceas/client/erd.aspx>
- [25] 이동훈, 2005. 「*디젤 주기관의 시운전 결과 및 성능 변화 추이에 관한 연구*」. 석사학위 논문. 부산:한국해양대학교. p.3
- [26] 이동훈, 2005. 「*디젤 주기관의 시운전 결과 및 성능 변화 추이에 관한 연구*」. 석사학위 논문. 부산:한국해양대학교. p.5
- [27] 문병진, 2006. 「*경년에 따른 디젤 주기관의 성능 변화에 관한 연구*」, 석사학위 논문. 대한민국해군. p.17
- [28] 이동훈, 2005. 「*디젤 주기관의 시운전 결과 및 성능 변화 추이에 관한 연구*」. 석사학위 논문. 부산:한국해양대학교. p.9
- [29] 이동훈, 2005. 「*디젤 주기관의 시운전 결과 및 성능 변화 추이에 관한 연구*」. 석사학위 논문. 부산:한국해양대학교. p.10
- [30] 문병진, 2006. 「*경년에 따른 디젤 주기관의 성능 변화에 관한 연구*」, 석사학위 논문. 대한민국해군. p.18
- [31] 최원준, 2011. 「*선박용 디젤기관의 재킷 냉각 청수 온도 제어에 관한 연구*」, 석사학위 논문. 부산:한국해양대학교. p.3~6

감사의 글

첫 한걸음은 많은 기대와 두려움으로 시작되었으나 많은 분들의 사랑과 애정으로 어느덧 아쉬운 순간을 맞이하게 되었습니다. 특히나 깊이 있는 교수님의 강의와 여러분야에서 근무하는 선후배님들의 정보공유는 조선분야에 폭넓은 안목을 갖게 해주었으며 배움을 채우는 행복한 길을 걸을 수 있게 하였습니다.

항상 배움에 목말라 있는 저희에게 깊은 열정과 가르침을 주시고 본 논문을 완성하기까지 아낌없는 도움을 주신 지도교수 조권희 교수님에게 깊은 감사드립니다. 그리고 본 논문을 논리적이며 체계적으로 구성 할 수 있도록 이끌어주신 최재성 교수님과 이강기 교수님에게 진심으로 감사드립니다.

대학원을 진학하는데 큰 힘이 되어준 큰형 김 덕원, 논문 작성에 많은 도움을 준 연구실 후배 천 정민에게 고마움을 전하며, 처음 기장기본설계로 이끌어 주신 허상길 이사님, 배려와 사랑으로 존경받는 박 상준 차장님, 힘든 시절 바른길로 인도 해주신 동의대학교 이 종호 교수님과 이 결실을 나누고자 합니다.

마지막으로 힘든 시절 한결같은 마음으로 자녀 교육에 힘쓰셨던 아버님과 어머님께 깊이 감사드리며, 본 논문이 완성되기까지 항상 곁에서 힘이 되어준 아내 여미경, 아들 김 동건, 나를 일깨워 주는 성동조선에 이 논문을 바칩니다.